

Hermann Fischer

# Die Werkzeugmaschinen

Erster Band (Text)

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000300359





*F. Müller*  
*1900.*

DIE  
WERKZEUGMASCHINEN

VON

HERMANN FISCHER

GEH. REG.-RATH U. PROF. A. D. KGL. TECHN. HOCHSCHULE ZU HANNOVER

---

ERSTER BAND

DIE METALLBEARBEITUNGS-MASCHINEN

MIT 1354 FIGUREN IM TEXT UND AUF 46 LITHOGRAPHIRTEN TAFELN



BERLIN

VERLAG VON JULIUS SPRINGER

1900.

108.

Alle Rechte, insbesondere das der  
Uebersetzung in fremde Sprachen vorbehalten.

III 16919



Akc. Nr. 5094/50

## Vorwort.

Bei Bearbeitung vorliegenden Buches bin ich bestrebt gewesen, auf dem Gebiet des Werkzeugmaschinenbaues zu freiem Entwerfen anzuregen, und so dem einfachen Nachahmen gegebener Vorbilder entgegenzuarbeiten. Bekannte bewährte Ausführungen werden zwar immer einen gewissen Einfluss beim Neuentwerfen ausüben, und dieser Einfluss ist berechtigt, soweit Aufgaben vorliegen, welche den jener Ausführungen nahe verwandt sind. Er darf aber nicht so weit gehen, dass er blind macht gegen die besonderen Umstände, welche die neuen Aufgaben begleiten.

Das freie Entwerfen erfordert zunächst richtiges Erkennen der Aufgabe und ferner Kenntniss der Mittel, durch welche die einzelnen Zwecke erreicht werden können. Ein und derselbe Zweck ist auf verschiedenen Wegen zu erzielen; die Kenntniss der verfügbaren Mittel muss umfassend genug sein, um zum Abwägen ihrer Vortheile, bezw. Mängel gegenüber den besondern, die Aufgabe begleitenden Umständen zu befähigen. Um das zu erleichtern, sind — so viel als möglich — die Arbeitsvorgänge, die den Werkzeugen entgegentretenen Widerstände, die Bewegungs- und Führungsmittel, sowie der Gesamtaufbau der Maschinen gesondert behandelt. Meines Wissens ist die vorliegende Anordnung des Stoffes neu; es ist deshalb möglich, dass sie — wie alles Neue — verbesserungsfähig ist. Es würde mich freuen, wenn die vorliegende Arbeit zu einer erfolgreichen Erörterung der Frage Anlass gäbe, welche Darstellungsform für ein Buch über Werkzeugmaschinenkunde die zweckmässigste ist.

Als Ideal des Entwerfens irgend welcher Maschine ist zu bezeichnen, dass gleichzeitig die zu ihrer Ausführung erforderlichen Hilfsmittel entworfen werden. Manche Formen, manche Einrichtungen der ersteren Maschine fallen einfacher oder herstellbarer aus, wenn der Entwerfende genöthigt ist, auch die zugehörigen Werkzeugmaschinen und dergl. anzugeben, also sich völlige Klarheit über die Ausführung der Maschine zu schaffen, um welche es sich in erster Linie handelt. Der heutige Maschinenbau hat nicht allein bestimmten Zwecken dienende Maschinen in guter Ausführung herzustellen, sondern auch sie möglichst billig zu liefern. Das bedingt, den Entwurf der Maschine im Einklang mit den Mitteln aufzustellen, welche zur Ausführung dienen.

In manchen Fällen wird so vorgegangen, wie vorhin als erstrebenswerth angegeben ist, dass nämlich das Geforderte und das zu seiner Erzeugung Dienende von derselben Person gleichzeitig entworfen wird. Dann muss dieser Ingenieur den in Frage kommenden Theil des Werkzeugmaschinenwesens voll beherrschen.

In weit mehr Fällen sind diese beiden Aufgaben von verschiedenen, vielleicht weit von einander entfernt wohnenden Männern zu lösen.

Es übersteigt oft die Kraft des Einzelnen, beide Dinge völlig zu beherrschen, so dass der nöthige Einklang durch Hand-in-Hand-Gehen zweier oder gar mehrerer Personen, die je für sich einen Theil bearbeiten, angestrebt werden muss.

Diese nothwendige Verständigung setzt bei Jedem, der in das Bereich seines besondern Fachs fallende Maschinen mit Erfolg entwerfen will, allgemeine Kenntniss des Werkzeugmaschinenwesens voraus, ja verlangt, dass manche Theile desselben ihm ziemlich geläufig sind.

Ich glaube, dass die von mir gewählte Anordnung des Stoffes in beiden Fällen das Herausheben derjenigen Dinge, die im Einzelfalle in Frage kommen, wesentlich erleichtert gegenüber dem Verfahren, nach welchem die einzelnen Maschinen in voller Breite beschrieben werden.

Für Studirende dürfte die Zergliederung des Stoffes unbedingt nöthig sein.

Den Vorträgen über Werkzeugmaschinenbau wird — gegenüber dem gewaltigen Umfange des Gebietes — sehr wenig Zeit gewährt. Es soll nun das Buch zur Ergänzung der Vorträge dienen, einerseits durch seine vorsichtig ausgewählten Abbildungen nebst kurzen Beschreibungen, anderseits durch Unterlagen und Angaben für die Berechnung der Abmessungen.

Es würden nun die angeführten Zwecke des Buches — als Handbuch für den Werkzeugmaschinenbauer und Ingenieure anderer maschinentechnischer Gebiete, sowie als Ergänzungsbuch für Vorträge über Werkzeugmaschinenkunde zu dienen — am besten durch ausführliche Erörterung aller Zweige des Werkzeugmaschinenbaues erreicht werden, wenn nicht hierdurch sein Preis ein für die Mehrzahl der Betheiligten viel zu hoch werden würde. Ich habe deshalb, wie in der „Einleitung“ hervorgehoben ist, die Grenzen des bearbeiteten Gebietes enger ziehen und mich knappsten Ausdrucks bedienen müssen. Ich bitte diejenigen Leser, die eine grössere Breite der Darstellung wünschen, den angeführten, die Kürze gebotenen Umstand berücksichtigen zu wollen.

Der Werkzeugmaschinenbau schreitet rasch vorwärts, Maschinen, welche vor wenigen Jahren in Zeitschriften als neu beschrieben worden sind, findet man zum Theil heute durch andere, noch nicht veröffentlichte überholt. Um möglichst zeitgemässe Beispiele zu bekommen, wandte ich mich an mehrere Werkzeugmaschinenfabrikanten mit der Bitte um Zeichnungen solcher von ihnen ausgeführter neuerer Maschinen, welche sich bewährt haben. Manche verhielten sich ablehnend, aber eine Anzahl der namhaftesten Firmen hat mich reich unterstützt, wovon das vorliegende Buch Kunde giebt. Ich danke den Inhabern dieser Firmen auch an diesem Orte; ich glaube solches im Namen des deutschen Werkzeugmaschinenbaues thun zu dürfen, da die hochherzige Freigabe der Abbildungen diesem zu Gute kommt.

Im übrigen bitte ich um milde Beurtheilung meiner Arbeit.

Hannover, im Februar 1900.

**Hermann Fischer.**

# Inhalts-Verzeichniss

	Seite
Einleitung . . . . .	1
I. Theil.	
<b>Die spanabhebenden Werkzeugmaschinen.</b>	
I. Eigentliche Werkzeuge, deren Wirkung und Erhaltung . . . . .	8
A. Vorgang des Spanabhebens . . . . .	8
B. Widerstände . . . . .	13
C. Erhaltung der Werkzeuge . . . . .	20
II. Mittel, welche die Gestalt der gegensätzlichen Wege liefern . . . . .	29
A. Beziehungen der Wegesgestalten zu den Werkzeugen . . . . .	29
1. Bearbeitung mittels Einzelstichels . . . . .	32
2. Formstichel . . . . .	41
3. Fräser . . . . .	43
4. Schleifflächen . . . . .	44
B. Führungen . . . . .	47
1. Führungen für gerade Wege . . . . .	48
a) Bauart derselben . . . . .	48
b) Gewinnen und Erhalten der Genauigkeit . . . . .	58
c) Bestimmen der Abmessungen . . . . .	66
2. Führungen für kreisförmige Wege . . . . .	74
a) Bauart . . . . .	74
b) Gewinnen und Erhalten genauer Führungen . . . . .	82
c) Bestimmen der Abmessungen . . . . .	87
3. Zusammengesetzte Führungen, Führungen für unregelmässig gekrümmte Wege . . . . .	87
4. Ausgleichen des „todten Ganges“ bei Schrauben u. Zahnrädern . . . . .	92
5. Ablehren . . . . .	94
III. Verbindung der Werkzeuge und Werkstücke mit der Maschine . . . . .	94
A. Befestigen der Werkzeuge . . . . .	94
1. Befestigung der Einzelstichel . . . . .	95
2. Besondere Bedingungen für Hobelmaschinenstichel . . . . .	103
3. Befestigung der Lochbohrer und Fräser . . . . .	107
4. Bohr- und Fräsköpfe . . . . .	109
B. Verbindung der Werkstücke mit den Maschinen, Ein- und Aufspannen . . . . .	112
1. Allgemeines . . . . .	112
2. Befestigung der Werkstücke auf ebener Platte . . . . .	113
3. Stützung der Werkstücke zwischen Spitzen . . . . .	125
4. Befestigung der Werkstücke auf Dornen . . . . .	137
5. Einrichtungen der Aufspannvorrichtungen, welche den Zweck haben, das Werkstück dem Werkzeug gegenüber in die geeignete Lage zu bringen . . . . .	139
6. Hebevorrichtungen für die Werkstücke . . . . .	142

	Seite
IV. Mittel, welche die gegensätzlichen Bewegungen hervorbringen . . . . .	143
A. Stetiges Drehen . . . . .	143
1. Die gegensätzliche Lage des Treibenden und Getriebenen ändert sich nicht . . . . .	143
2. Treibendes und Getriebenes verschiebt sich gegen einander .	144
3. Geschwindigkeitsänderung . . . . .	150
4. Wende- oder Kehrgetriebe . . . . .	168
5. Ein- und Ausrücken . . . . .	177
B. Hin- und hergehende Bewegung . . . . .	185
1. Mittel zum Hervorbringen der Bewegung . . . . .	185
2. Begrenzung der Wegeslänge . . . . .	187
3. Selbstthätige Umkehr . . . . .	196
4. Rascher Rückgang . . . . .	203
5. Ableiten der Schaltbewegung . . . . .	206
a) Schalträder für thätiges Bewegen . . . . .	206
b) Desgleichen für zulassendes Bewegen . . . . .	210
c) Bethätigung der Schaltwerke . . . . .	212
d) Auswahl und Abmessungen . . . . .	217
V. Gesamtanordnung der Maschinen und ihre Gestelle . . . . .	219
A. Der gegensätzliche Hauptweg zwischen Schneide und Werkstück ist geradlinig . . . . .	219
1. Räumnadel- oder Räummaschinen . . . . .	220
2. Stoss- und Feilmaschinen . . . . .	226
3. Seitenhobelmaschinen . . . . .	244
4. Tischhobelmaschinen . . . . .	254
5. Zahnräderhobelmaschinen . . . . .	265
6. Riffelmaschinen . . . . .	265
7. Keilnuthenobelmaschinen . . . . .	265
8. Bogenhobelmaschinen . . . . .	275
B. Der gegensätzliche Hauptweg zwischen Schneide und Werkstück ist kreisförmig . . . . .	276
1. Drehbank . . . . .	276
a) Spitzendrehbank . . . . .	277
$\alpha$ . Kräfte, welche zwischen Stichel und Spitzen wirken .	278
$\beta$ . Querschnitt des Bettes . . . . .	285
$\gamma$ . Beispiele . . . . .	289
$\delta$ . Besondere Einrichtungen . . . . .	303
b) Plan- oder Kopfdrehbank . . . . .	306
$\alpha$ . Bett der Kopfbank . . . . .	306
$\beta$ . Stahlwechsel . . . . .	306
$\gamma$ . Beispiele . . . . .	320
2. Bohrmaschinen und Schwärmer . . . . .	334
a) Ausbohrmaschinen . . . . .	335
b) Schwärmer . . . . .	353
c) Lochbohrmaschinen . . . . .	357
$\alpha$ . Widerstände . . . . .	357
$\beta$ . Lagerung und Zuschiebung . . . . .	358
$\gamma$ . Stützung der Werkstücke und Gestelle . . . . .	363
d) Ankörnmaschinen . . . . .	397
e) Ebnende Bohrmaschinen . . . . .	401
3. Gewindeschneidmaschinen . . . . .	404
a) Gewindeschneiden auf der Drehbank . . . . .	404
b) Gewindeschneiden mittels einer Zahl aneinander ge- reihter Stichel . . . . .	406
$\alpha$ . Maschinen für Bolzengewinde . . . . .	407
$\beta$ . Maschinen für Muttergewinde . . . . .	414
C. Maschinen, welche kommaartige Späne abheben . . . . .	418
1. Fräsmaschinen . . . . .	418
a) Allgemeine Fräsmaschinen . . . . .	418
b) Lang- oder Parallel-Fräsmaschinen . . . . .	430

	Seite
c) Nach Lehre arbeitende Fräsmaschinen . . . . .	440
d) Räderfräsmaschinen . . . . .	443
e) Kaltsägen . . . . .	452
2. Schleifmaschinen . . . . .	457
a) Schleifmaschinen als eigentliche Werkzeugmaschinen . . . . .	459
α. Schleifsteine . . . . .	459
β. Schleifmaschinen für ebene Flächen . . . . .	460
γ. Rundschleifmaschinen . . . . .	460
b) Schleifmaschinen für Werkzeuge . . . . .	474
α. Für Dreh- und Hobelstichel . . . . .	474
β. Für lange Messer . . . . .	476
γ. Für Fräser, Reibahlen . . . . .	476
δ. Für Lochbohrer . . . . .	480
VI. Grösse der Antriebskraft . . . . .	483

## 2. Theil.

**Scheeren und Durchschnitte.**

I. Werkzeuge und deren Wirkungsart . . . . .	488
A. Kräfte, welche auf die Werkzeuge zurückwirken . . . . .	488
B. Befestigung der Scheerblätter, Stempel und Lochringe an der Maschine, und die Abstreifer . . . . .	500
1. Scheerblätter . . . . .	500
2. Lochstempel und Lochringe . . . . .	502
3. Abstreifer . . . . .	507
II. Bewegen der Werkzeuge . . . . .	509
a) Ausrücken nach jedem Schnitt . . . . .	511
b) Ausnahmsweises Ausrücken der Kurbelwelle . . . . .	511
c) Lösen der Verbindung zwischen Kurbel und Lenkstange . . . . .	512
d) Druckwasserbetrieb . . . . .	515
e) Schraubenbetrieb . . . . .	515
III. Gestelle und Gesamtanordnung der Scheeren und Durchschnitte . . . . .	519
IV. Arbeitsbedarf . . . . .	538

## 3. Theil.

**Schmiedemaschinen.**

I. Allgemeines . . . . .	539
II. Hämmer . . . . .	543
A. Werkzeuge . . . . .	543
B. Zu überwindende Widerstände . . . . .	546
C. Helmhammer . . . . .	548
D. Gleichhammer . . . . .	549
1. Der Bär wird gehoben und fällt dann frei herab . . . . .	549
a) Daumenhammer . . . . .	549
b) Wickelhammer, Riemenreibhammer . . . . .	550
c) Stangenreibhammer . . . . .	558
d) Berechnung . . . . .	566
e) Dampfhammer (einfach wirkend) . . . . .	569
2. Dampfhammer mit Oberdampf, Luft- und Gashammer . . . . .	575
3. Federhammer . . . . .	588
4. Spindelpressen . . . . .	599
5. Amboss und Gestell der Hämmer . . . . .	599
a) Allgemeines betr. den Amboss . . . . .	599
b) Gewicht des Amboss . . . . .	600
c) Sich begegnende Hämmer . . . . .	604
d) Hammergestelle . . . . .	604
III. Schmiedepressen . . . . .	605
A. Widerstände . . . . .	606
B. Mittel zum Bethätigen der Werkzeuge . . . . .	607
1. Vorwärtsbewegen des Werkzeugs . . . . .	608
a) Aendern der Druckflächengrösse . . . . .	608
b) Aenderung des Flüssigkeitsdruckes . . . . .	610

	Seite
2. Rückbewegen der Werkzeuge . . . . .	614
3. Druckwasserspeicher, Röhrenwerk und Zubehör . . . . .	617
C. Beispiele . . . . .	625
IV. Niet- und Stauchmaschinen . . . . .	633
A. Stauch- und Schweissmaschinen . . . . .	633
B. Nietmaschinen . . . . .	636
1. Werkzeuge, Arbeitsverfahren und Widerstände . . . . .	636
2. Hammerartig wirkende Maschinen . . . . .	648
3. Durch Schraube oder Kurbel bethätigte Maschinen . . . . .	648
4. Durch Druckluft oder Dampf betriebene Maschinen . . . . .	649
5. Durch Druckwasser betriebene Maschinen . . . . .	653
a) Feststehende Nietmaschinen . . . . .	653
b) Bewegliche oder förderbare Nietmaschinen . . . . .	658
V. Biege- und Richtmaschinen . . . . .	667
A. Arbeitsvorgänge und Widerstände . . . . .	667
B. Biegemaschinen, bei denen das Werkstück eingeklemmt wird . . . . .	668
C. Biegemaschinen, bei denen das Werkstück nicht eingeklemmt wird . . . . .	674
a) Maschinen mit festen Backen . . . . .	674
b) „ mit Walzen oder Rollen . . . . .	678
D. Richtmaschinen . . . . .	692
a) für Stäbe . . . . .	692
b) für Bleche . . . . .	695
VI. Krämp- und Kumpelmaschinen . . . . .	698
A. Arbeitsvorgänge, Werkzeuge und erforderliche Kraft . . . . .	698
B. Maschinen, welche stückweise arbeiten . . . . .	700
C. „ welche das Kumpeln im ganzen vollziehen . . . . .	702
D. Allmählich wirkende Maschinen . . . . .	706
VII. Arbeitsbedarf . . . . .	707

## 4. Theil.

**Maschinen zum Herstellen der Sandgussformen.**

A. Einleitung, Formverfahren, erforderliche Kräfte . . . . .	709
B. Abhebemaschinen . . . . .	721
C. Durchziehmaschinen . . . . .	728
D. Formpressen . . . . .	734
E. Zahnräderformmaschinen . . . . .	752
Sachregister . . . . .	763

## Einleitung.

---

Der Sprachgebrauch bezeichnet mit Werkzeugmaschinen (machine tools, machines outils) in erster Linie die zur Bearbeitung der Metalle dienenden Maschinen in dem Umfange, wie sie in Maschinenfabriken, Kesselschmieden und dergl. vorkommen. Hin und wieder werden auch die bei Verarbeitung des Holzes zum Ersatz der Handwerkzeuge dienenden Maschinen zu den Werkzeugmaschinen gerechnet, häufiger aber einfach Holzbearbeitungsmaschinen genannt. Die Maschinen zur Bearbeitung der Steine, des Thones, oder gar der Faserstoffe zählt niemand zu den Werkzeugmaschinen.

Da eine genaue Umschreibung dessen, was unter dem Sammelnamen: Werkzeugmaschinen zusammenzufassen ist, fehlt, so ist man berechtigt, nach eigenem Ermessen zu wählen. Ich gedenke zunächst die Metallbearbeitungsmaschinen, soweit diese nicht ausschliesslich in das Gebiet des Hüttenwesens fallen oder zur Erzeugung der sogenannten Kurzwaren dienen, zu erörtern und die Holzbearbeitungsmaschinen in einem zweiten Band folgen zu lassen.

Für die Metallbearbeitung gelten im vorliegenden Sinne als Rohstoffe:  
die schmelzbaren Metalle und Legirungen, und  
die durch Schmieden und Walzen in den Hüttenwerken erzeugten stab- oder plattenförmigen Metalle,  
als Erzeugnisse: Maschinentheile und Theile fester Bauwerke.

Wie die Metallbearbeitung überhaupt, so zerfällt auch die durch Werkzeugmaschinen bewirkte in zwei grosse Gruppen: die eine benutzt die Bildsamkeit, die andere die Theilbarkeit der Metalle. Die der zweiten Gruppe zugehörigen Maschinen zerlegen die Metalle entweder in grössere Stücke (Scheren, Durchschnitte) oder sie erzielen die geforderte Gestalt durch Spanabheben.

Hiernach soll die Haupteintheilung des ersten Bandes vorgenommen werden, in dem behandeln wird der

1. Theil die spanabhebenden Werkzeugmaschinen,
2. Theil die Scheren und Durchschnitte,
3. Theil die bildsam umgestaltenden Maschinen.

Der wichtigste Theil der Werkzeugmaschine ist das Werkzeug. Die Maschine hat es dem Werkstück, oder dieses jenem entgegenzuführen und zwar mit einer, zur Ueberwindung der Widerstände genügenden Kraft, oft mit begrenzter Geschwindigkeit, wobei die Gestalt des, bei dieser gegensätzlichen Bewegung zurückzulegenden Weges und zuweilen auch seine Länge eine ganz bestimmte ist. Behufs Hervorbringens der gegensätzlichen Bewegung von Werkzeug und Werkstück ist das Werkzeug an der Maschine zu befestigen, wenn es nicht ohne weiteres in dieser aufgeht (vergl. z. B. die Blechbiegemaschine), wie auch eine geeignete Verbindung der Maschine mit dem Werkstück stattzufinden hat. So gliedert sich der zu behandelnde Stoff weiter wie folgt:

- I. Eigentliche Werkzeuge und deren Wirkungsart;
- II. Mittel, welche die Gestalt der gegensätzlichen Wege zwischen Werkzeug und Werkstück liefern;
- III. Verbindungen der Werkzeuge und Werkstücke mit der Maschine;
- IV. Mittel, welche die gegensätzlichen Bewegungen mit der erforderlichen Kraft, Geschwindigkeit und Wegeslänge hervorbringen;
- V. Gesamtanordnung der Maschinen, und ihre Gestelle.

Bei einigen der Maschinengattungen wird diese vollständige Gliederung entbehrt, sodass mehrere der Glieder zusammengefasst werden können.

Vorab sollen folgende für den Entwurf fast aller Werkzeugmaschinen — mehr oder weniger — bedeutsamen, allgemeinen Gesichtspunkte erörtert werden.

Sie beziehen sich A. auf den die Maschine bedienenden Arbeiter, B. die Standhaftigkeit und C. den Antrieb der Maschinen.

A. Die Bedienung der Maschine zerfällt in das Vorlegen, bezw. Auf- oder Einspannen und das Fortnehmen der Werkstücke, in dem Beobachten der Arbeit und dem Steuern der Maschine. Man wird allgemein fordern müssen, dass durch diese Bedienung die eigentliche Arbeitszeit der Maschine möglichst wenig beschränkt wird, dass sie die physischen Kräfte des Arbeiters nicht übermässig beansprucht, mit Leuten mittlerer Befähigung befriedigend durchgeführt werden kann und Gefährdung der Gesundheit oder gar des Lebens der Arbeiter möglichst vermieden wird.

Weiter unten werden an mehreren Stellen die Grundsätze eingehend zur Erörterung gelangen, nach welchen beim Vorlegen, Ein- oder Aufspannen verfahren werden muss, um die erforderliche Genauigkeit der Arbeit zu sichern. Es werden dabei auch Mittel genannt werden, welche die Raschheit dieser Arbeiten, sowie des Ablegens zu fördern vermögen. Sie sind verschieden je nach Art der Werkstücke und der zu ihrer Bearbeitung dienenden Maschinen. Das Gleiche gilt von den Mitteln, welche bezwecken, die Werkstücke da hinzubringen, wo sie befestigt werden sollen und den anderen, welche ihrer Hinwegräumung dienen. Diese stehen indessen in loserem Zusammenhange mit den Maschinen als jene, und können deshalb im vorliegenden Buche nicht mit gleicher Ausführlichkeit behandelt werden, weshalb von ihnen nur im allgemeinen die Rede sein soll.

Der Zeitaufwand für das Vorlegen und Abnehmen spielt, ebenso wie der Zeitverbrauch für das Befestigen und Lösen der Werkstücke namentlich dann eine Rolle, wenn die für die eigentliche Bearbeitung zu verwen-

dende Zeit eine kurze ist. Es können oft geringfügige Einrichtungen zur Abkürzung jener Zeit dienen. Bei kleinen Werkstücken, die ohne weiteres mittels der Hand vor- und abgelegt werden, ist der Ort, von dem die vorzulegenden Stücke entnommen und der zweite, wohin die bearbeiteten Stücke abgelegt werden, nicht selten von Bedeutung. Liegen diese Orte bequem, handlich, so kann der Arbeiter das Vor- und Ablegen dauernd rasch bewirken, liegen sie unbequem, so ermüdet der Arbeiter vorzeitig, die Arbeit verläuft langsamer oder es werden häufiger Pausen gemacht. Muss der Arbeiter wegen des Gewichts der Stücke seine volle Kraft einsetzen, so ist noch wichtiger das Vor- und Ablegen möglichst bequem zu machen. Und das ist nicht selten kostenlos zu erreichen, wenn beim Entwurf mit der nöthigen Umsicht verfahren wird. Es lassen sich hierfür keine weiteren Anweisungen geben, vielmehr ist die Aufgabe nur dadurch zu lösen, dass der Entwerfende sich ganz in die Rolle des bedienenden Arbeiters hineindenkt, dessen Thätigkeit nach Zeit und Kraftaufwand im Geiste durchführt. Dabei findet er die hinwegzuräumenden Schwierigkeiten.

Bei schweren Werkstücken entstehen oft grosse Zeitverluste dadurch, dass Hilfsarbeiter herbeigerufen werden müssen oder der zur Hilfeleistung bestimmte Krahn zu der Zeit, wo er hier nöthig ist, an anderer Stelle gebraucht wird. Wie häufig würde es sich in einem Jahr bezahlt machen, wenn man die betreffende Maschine mit eigenem Krahn versähe, sei es, um Hilfsarbeiter entbehrlich, sei es, um sie von den auch anderen Maschinen dienstbaren Hebevorrichtungen unabhängig zu machen.

Das Beobachten der arbeitenden Werkzeuge, beziehungsweise der stattfindenden Bearbeitung ist eine zweite Hauptaufgabe des bedienenden Arbeiters. Es ist eigentlich selbstverständlich, dass für eine gute Beleuchtung der zu beobachtenden Stellen gesorgt werden soll, und doch ist — wie man häufig findet — nicht unnöthig hieran zu erinnern. Der Arbeiter soll nach dem, was er beobachtet, die Maschine steuern. Da finden sich denn viele, anscheinend vortrefflich durchgebildete Maschinen, bei denen der Ort, an welchem die Steuerung vorzunehmen ist, weit ab liegt von der Stelle, an welcher der Erfolg dieses Steuerns beobachtet werden kann. Ja, es kommt vor, dass das Steuern an zwei oder drei von der Beobachtungsstelle und von einander ziemlich entfernten Stellen stattfinden muss! Welche Zeitverluste sind hiermit verbunden! Welche Gefahren für Maschine und Werkstück! Nicht selten sind die Maschinen überreich mit Steuerungsmitteln versehen, welche ihr eine weitgehende Verwendbarkeit verleihen sollen. Die Benutzung dieser Steuerungsmittel ist dann thatsächlich eine begrenzte, und zwar weil der Arbeiter sie nicht zu behandeln versteht. Es ist zu viel geboten, als dass ein gewöhnlicher Arbeiter, selbst wenn dieser mit gutem Auffassungsvermögen ausgestattet und von dem besten Willen beseelt ist, die gebotenen Möglichkeiten auszunutzen vermöchte, oder es fehlt an Uebersichtlichkeit, so dass manche Verstellbarkeiten vergessen und manche Missgriffe gemacht werden.

Um gute Pflege der Maschinen zu sichern, muss grosse Sorgfalt auf ihre Reinlichkeit und auf die Ordnung der Hilfswerkzeuge verwendet werden. Auch hier hat der Entwerfende einzugreifen; er soll dafür sorgen, dass dem Arbeiter die Reinhaltung der Maschine und die Ordnung in den losen Hilfsmitteln leicht wird. Wenn das Schmieröl von den Lagerstellen herabfließt, wenn rein zu haltende Stellen schwer zugänglich liegen, das

Reinigen vielleicht gar mit Gefahren verknüpft ist, so wird nicht gelingen, den Arbeiter zur Reinlichkeit zu veranlassen, und ebenso ist alles Reden und Vermahnen zur Ordnung hinfällig, wenn nicht die Aufbewahrungsstellen für die Geräthschaften planmässig und bequem zu benutzen vorgesehen sind.

Ich habe hier die Ordnung unter den Hilfsgeräthen (Ersatzstücke, Schraubenschlüssel, Wechselräder u. s. w.) mit Vorbedacht als zu der Pflege der Maschine gehörig aufgeführt. Sie gehört zunächst hierher wegen ihrer erziehlichen Wirkung, hat aber noch eine zweite Seite, indem sie — oft beträchtliche — Zeitersparniss herbeiführt. Herrscht musterhafte Ordnung, so erfasst der Arbeiter ohne weiteres das was er gebraucht, fehlt die Ordnung, so muss er überlegen und suchen, was Zeit kostet. Und gelingt ihm nicht bald, aus dem Wirrwarr das Richtige zu finden, so versucht er auch wohl mit einem ihm zufällig in die Hand kommenden anderen, ähnlichen Stück sein Ziel zu erreichen. —

Der Schutz der Arbeiter gegen Verletzungen kann durch nachträglich angebrachte Schutzhauben, Umzäunungen und dergl. gewonnen werden; gebührende Berücksichtigung der entstehenden Gefahren schon beim Entwurf der Maschine führen besser zum Ziel. Nicht selten ist für den Zweck der Maschine und für die Herstellungskosten derselben gleichgiltig, ob Zahnräder, Riemenrollen und dergl. in gefahrdrohender Lage oder hinter ruhenden Maschinentheilen versteckt sich befinden. Wird aus Mangel an Umsicht des Entwerfenden der erstere Ort gewählt, so müssen Schutzmittel angewendet werden, die vielfach den Zweck nur zum Theil erfüllen, während der andere Ort die Gefahr gar nicht aufkommen lassen würde. Gar häufig lassen sich gefahrbietende bewegte Theile auf andere Weise von demjenigen Raum fernhalten, in welchen die Glieder oder Kleider des Arbeiters gelangen können, wenn rechtzeitig daran gedacht wird.

Auch hier, wie bei den vorhin erörterten Umständen ist nöthig, dass der Entwerfende sich voll und ganz in die Benutzungsweise der Maschine hineindenkt, sie — obgleich sie noch nicht fertig gezeichnet ist — im Geiste vor sich arbeiten sieht, um die ihr anhaftenden Fehler zu erkennen und dann auszumerzen. Wem ein solches Vorstellungsvermögen abgeht, der ist zum Entwerfen von Werkzeugmaschinen wenig geeignet.

**B.** Der Standhaftigkeitsgrad der Maschine ist äusserlich zu erkennen durch die Grösse der Schwingungen, welche diejenigen ihrer Theile ausführen, die eigentlich ruhen, beziehungsweise nur in den ihnen vorgeschriebenen Bahnen sich bewegen sollten. Wenn diese von der elastischen Nachgiebigkeit betreffender Theile herrührenden Schwingungen sehr rasch auf einander folgen, so spricht man vom Zittern der Maschine. Es machen sich solche Schwingungen, bezw. Zitterungen an den Werkstücken durch die Ungenauigkeit der ausgeführten Arbeit mehr oder weniger fühlbar; Aufgabe des Entwurfs ist, sie soweit wie sie schädigend wirken, zu vermeiden.

Wenn die Beanspruchungen sich langsam ändern, so findet einfaches elastisches Ausweichen statt. Es steigern sich die widerstehenden Spannungen allmählich, bis sie den angreifenden Kräften das Gleichgewicht halten, und führen den Maschinentheil zurück, sobald die Beanspruchung nachlässt. Anders ist es bei raschem Wechsel in Grösse und Richtung der angreifenden Kräfte, indem dann auch die Masse des betreffenden Maschinentheils zur Geltung kommt. Die erforderliche Beschleunigung nimmt einen

mehr oder weniger grossen Theil der angreifenden Kräfte für sich in Anspruch und verlangsamt dadurch das Ausweichen, und da die Zeit, während welcher die Kräfte in einer Richtung wirken — wie vorausgesetzt wurde — klein ist, so kann auch der Weg, längs welchem das Ausweichen stattfindet, nur klein sein, und zwar um so kleiner, je grösser die ausweichende Masse ist. Demnach sollen, bei raschem Wechsel der einwirkenden Kräfte, an denjenigen Stellen grosse Massen angebracht werden, wo die Kräfte angreifen, während bei langsamer Aenderung oder in grösseren Zeitabschnitten vorkommendem Wechsel nur die Steifigkeit der Theile in Frage kommt.

Findet die Ausgleichung der angreifenden und widerstehenden Kräfte in gerader Linie statt, d. h. werden die betreffenden Theile nur auf Zug oder Druck in Anspruch genommen, so steigert sich die widerstehende Spannung so rasch, dass nur eine geringe Nachgiebigkeit vorliegt. Es kann dann der Berechnung die Festigkeit zu Grunde gelegt werden. Muss dagegen der Biegungswiderstand, vielleicht weit auskragender Theile für den Ausgleich der Kräfte benutzt werden, so fällt die Nachgiebigkeit, oder der Ausschlag oft bei recht kleinen Spannungen schon grösser aus, als zugelassen werden kann. In diesem Falle kommt die elastische Nachgiebigkeit allein in Frage, und die aus der Bruchbelastung hergeleitete Festigkeitswerthziffer ist gleichgiltig.

Dieselben Gesichtspunkte kommen auch bei anderen Maschinen vor, sie führen aber dort nicht zu so schroffen Gegensätzen wie bei den Werkzeugmaschinen, und werden daher im allgemeinen Maschinenbau nicht immer genügend betont, weshalb ich für nöthig hielt, an diesem Orte daran zu erinnern.

C. Der Antrieb der Werkzeugmaschinen erfolgt zuweilen durch unmittelbar mit ihnen verbundene Dampf- oder Gasmaschinen. Das kommt in Frage, wenn die Grösse der Betriebskraft so bedeutend oder auch der Betrieb so unregelmässig ist, dass die Anlage von Wellen, welche die Kraft von einer grösseren Kraftmaschine herleiten, sich nicht lohnt. Man wählt auch diesen unmittelbaren Antrieb, wenn der Aufstellungsort der betreffenden Maschine weit entfernt liegt von der allgemeinen Betriebsmaschine. Dieser unmittelbare Antrieb ist jedoch von manchen Uebelständen begleitet. Dahin gehört, dass man die Dampfmaschine nicht so vollkommen ausbildet, wie eine grosse Betriebsdampfmaschine; kann man ihr doch nicht die Pflege angedeihen lassen, welche eine den Dampf möglichst ausnutzende Maschine voraussetzt. Schwierigkeiten verursacht ferner die grosse Menge des in den Dampf-Leitungen sich abscheidenden Wassers, namentlich bei der Inbetriebsetzung. Im ganzen fällt die Ausnutzung jedenfalls ziemlich gering aus, weshalb lange Kraftübertragungen wohl mit der unmittelbar antreibenden Dampfmaschine in Wettbewerb treten können. Hinsichtlich der Gaskraftmaschinen gilt Aehnliches.

In der neuerdings vortrefflich entwickelten elektrischen Betriebskraft-Übertragung ist dem unmittelbaren Antrieb ein starker Mitbewerber erwachsen. Die Leitung von der stromerzeugenden zur stromverbrauchenden Maschine ist in jedem Falle bequem und billig herzustellen und bedarf fast keinerlei Aufsicht oder Ausbesserung. In dem Augenblicke, in welchem die stromverbrauchende Maschine ausser Betrieb gesetzt wird, hören Verluste an Elektrizität auf, während mit dem Schluss der Leitung sofort volle Betriebsfähigkeit vorliegt. Das sind Eigenschaften, welche den elektrischen

Antrieb namentlich in den Fällen schätzbar machen, in welchen häufige Betriebsunterbrechungen vorkommen. Es leidet jedoch die Uebertragung der Betriebsarbeit durch elektrischen Strom zur Zeit noch an Mängeln, nämlich der unvollkommenen Regelbarkeit und — bei kleinen Kräften — der grossen Drehgeschwindigkeit der Motoren. Die Regelbarkeit besteht im wesentlichen in der Drosselung des elektrischen Stromes. Der Motor muss dem grössten Kraftbedarf, welcher zuweilen das 2-, ja 5fache des gewöhnlich vorkommenden beträgt, gewachsen sein, arbeitet daher für gewöhnlich mit geringer Nutzleistung. Man kann diesem Uebelstande durch Verwendung von zwei Motoren abhelfen, welche nach Bedarf gemeinsam, sonst einzeln die Betriebsarbeit zu liefern hätten. Dadurch werden aber nicht allein die Anlagekosten erheblich gesteigert, sondern auch das an zweiter Stelle genannte Uebel: die grosse Umdrehungszahl verschärft.

Wenn man von einer gemeinsamen Welle aus durch Treibriemen oder Seile eine Zahl von Werkzeugmaschinen antreibt, so gleichen sich die wechselnden Bedürfnisse der einzelnen Maschinen einigermaßen aus; die eine wird voll beansprucht, während eine andere weniger und eine dritte vielleicht ganz wenig zu leisten hat. Wird sonach diese Welle von einem elektrischen Motor angetrieben, so braucht derselbe nicht nach dem grössten Kraftbedarf sämtlicher Maschinen bemessen zu sein, sondern hat nur etwas grösser zu sein, als dem mittleren Kraftbedarf entspricht. Demgemäss ist seine mittlere Nutzleistung erheblich grösser, als bei dem Einzelantrieb. Zu gleicher Zeit wird der, eine Gruppe von Maschinen antreibende Motor nennenswerth grösser als die Motoren, welche zum Einzelantrieb passen, weshalb — fast immer — die Geschwindigkeitsübersetzungen einfacher ausfallen. So zieht man denn den Gruppenantrieb dem Einzelantrieb in den Fällen vor, in denen die Maschinen ohne Anstand in Gruppen zusammengefasst werden können. Dann aber ist der Antrieb, soweit es den Werkzeugmaschinenbauer angeht, dem gewöhnlichen, von Triebwerkswellen ausgehenden gleich.

Verlangt eine Werkzeugmaschine grosse Kräfte bei geringer Geschwindigkeit, so ist in einer Reihe von Fällen dem Antrieb durch Druckwasser der Vorzug zu geben. Man verwendet dasselbe mit 50 bis 100 kg für 1 qcm oder noch grösseren Druck, so dass die erforderlichen Druckflächen verhältnissmässig klein ausfallen. Die Leitung von der Druckpumpe bis zu der anzutreibenden Maschine ist einfach, insbesondere auch durch Umgehung im Wege stehender Baulichkeiten oder Maschinen auszuführen. Sie ist theurer als die Elektrizitätsleitung, wogegen die Mittel, welche die gelieferte Betriebsarbeit in die Werkzeugmaschine überführen, billiger ausfallen als der sogenannte Motor und die zugehörigen Vorgelege. Für Maschinen, welche sehr wechselnd arbeiten, empfiehlt sich der Druckwasserantrieb noch dadurch, dass er die Aufspeicherung von Betriebsarbeit in Form von Druckwasser gestattet, also die ursprüngliche Kraftmaschine den Wechsel des Arbeitsverbrauchs weniger empfindet als bei allen übrigen Uebertragungsmitteln für Triebkraft.

In manchen Fällen ist auch Druckluft (mit 4 bis 8 kg qcm Ueberdruck) brauchbar. Gegenüber dem Umstande, dass sie grössere Druckflächen verlangt als Druckwasser, fällt zuweilen in's Gewicht, dass man die gebrauchte Druckluft einfach ausströmen lassen kann, während für das gebrauchte Druckwasser eine besondere Ableitung vorgesehen werden muss.

Druckwasser und Druckluft kommen als Antriebsmittel namentlich dann in Frage, wenn es sich um geradlinige Verschiebungen handelt; für ihre Wahl ist aber oft auch der Umstand massgebend, dass sie in einfachster Weise auch den Betrieb zur Werkzeugmaschine gehöriger Hebevorrichtungen vermitteln.

Es sind hiernach — je nach Umständen — alle die hier genannten Antriebsmittel für Werkzeugmaschinen berechtigt und demgemäss im Gebrauch. Am gebräuchlichsten ist der Antrieb durch Riemen von Wellen aus, welche entweder unmittelbar von der Kraftmaschine, oder von Elektromotoren gedreht werden, so dass in dem Folgenden dieser Antrieb vorwiegend berücksichtigt werden wird.

## I. Theil.

# Die spanabnehmenden Werkzeugmaschinen.<sup>1)</sup>

### I. Eigentliche Werkzeuge, deren Wirkungsart und Erhaltung.<sup>2)</sup>

#### A. Vorgang des Spanabhebens.

Die Schneide wird gebildet durch zwei mehr oder weniger ebene Flächen *EA* und *CF*, Fig. 1, zwischen denen die Abrundung *AC* liegt.<sup>3)</sup> Die Spanablösung ist daher zu vergleichen mit dem Vorgang, welcher eintritt, wenn ein Flüssigkeitsstrom mit einem Theile seines Querschnittes auf eine abgerundete Kante trifft. Das gegen einen Brückenpfeiler stossende Wasser erfährt eine Anstauung und fliesst nach beiden Seiten desselben ab. So ist es auch bei dem Spanbilden: die Schneide *EACF* drückt bei ihrer Bewegung in der angegebenen Pfeilrichtung gegen das Werkstück, dessen Theile eine gewisse Anstauung, hier Stauchung genannt, erfahren und zu beiden Seiten der „Schneidkante“, richtiger der Abrundung *AC* abfließen. Es bedarf eines Beweises nicht, dass die Trennung des Werkstückes im wesentlichen gegenüber derjenigen Stelle des Werkzeugs erfolgt, welche in der Bewegungsrichtung am meisten hervorrägt; es geht die Trennungsfläche also etwa durch den Mittelpunkt der Abrundung und ist gleichlaufend zur Richtung der gegensätzlichen Bewegung. Es muss daher die Fläche *AJD* des Werkstückes, Fig. 1, vorübergehend ausweichen, um der vorwärts schreitenden Schneide den Weg frei zu machen und zwar ist der Höchstbetrag dieses

<sup>1)</sup> Ch. Holzappel, *Turning and mechanical manipulation*. 4 Bände. London 1843 bis 1879.

F. K. H. Wiebe, *Handbuch der Maschinenkunde*. 1. Band, I. Abth. *Maschinenbaumaterialien*. Stuttgart 1858.

J. Hart, *Die Werkzeuge der Maschinenfabrikation*. 2. Aufl. Mannheim 1872.

R. H. Smith, *Cutting tools, worked by hand and machines*. 2. Aufl. London 1884.  
Pechan, *Leitfaden des Maschinenbaues*. Abth. III. *Werkzeugmasch.* Reichenberg 1889. 2. Auflage 1898.

P. N. Haslück, *Lathe work*. 4. Aufl. London 1890.

P. N. Haslück, *Milling mach.* London 1892.

Woldemar v. Knable, *Fräser*. Charkow 1893.

G. Richard, *Traité des machines outils*. Paris 1895.

<sup>2)</sup> Otto Thallner, *Werkzeugstahl u. seine Behandlung beim Schmieden, Glühen und Härten*. Freiberg 1898.

<sup>3)</sup> Vergl. Karmarsch-Fischer, *Handbuch der mechanischen Technologie*. 6. Aufl. Bd. 1, S. 371. Leipzig 1888.

Die vorliegende Auffassung ist, nach Wissen des Verfassers zuerst von ihm, und zwar seit 1876 in seinen Vorträgen vertreten; 1879 veröffentlichte derselbe sie durch Druck in seinem Buche: *Die Holzsäge*.

Ausweichens gleich dem Abrundungshalbmesser  $\rho$  der Schneide, woraus folgt, dass der Widerstand, welchen die Schnittfläche ihrem Ausweichen entgegensetzt, das ist der winkelrecht zur Arbeitsrichtung auf die Schneide wirkende Druck, um so grösser ausfällt, je grösser der Abrundungshalbmesser  $\rho$  ist.

Derjenige Werkstücktheil, welcher als Span über die Brustfläche  $AE$  der Schneide abfliesst, gehorcht hiermit nur dem hohen Druck, welcher bei  $A$  herrscht und weiter durch die vordringende Brustfläche  $AE$  der Schneide hervorgerufen wird; seine kleinsten Theilchen erfahren hierbei eine ziemlich starke gegensätzliche Verschiebung, welche bei spröderem Metall eine Zerbröckelung, bei zähem Metall eine deutlich erkennbare Stauchung oder Verdickung des Spanes herbeiführt, sodass  $d_1$  nicht selten zweimal, ja bis dreimal so gross ausfällt, als die Dicke  $d$  der abgehobenen Schicht beträgt.

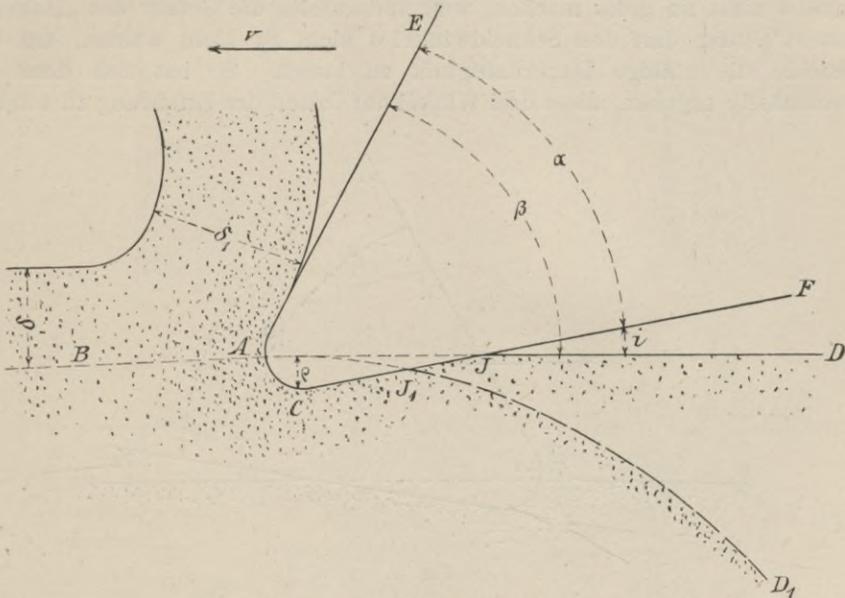


Fig. 1.

Der Rücken der Schneide, die Fläche, welche sich von  $A$  über  $C$  nach  $J$  erstreckt, erfährt unter dem von ihr gegen das Werkstück ausgeübten hohen Druck einen grossen Gleitwiderstand, welcher sich als Theil des gesamten Arbeitswiderstandes geltend macht. Diese Reibung kann auch folgende Erscheinung hervorbringen: Wenn die Schneide früher den Span bis zur Linie  $BAD$  abgehoben hat, löst sie, ein zweites Mal genau in derselben Weise über das Werkstück geführt, zuweilen einen sehr dünnen, meistens aus Fetzen bestehenden Span ab, indem — nach Fig. 2 — der unter  $BAD$  liegende Rücken der Schneide die Oberfläche des Werkstückes zum Theil zwingt, vor der Schneide emporzuquellen. Das erklärt die Thatsache, dass Späne abgehoben werden können, die kaum dicker sind als  $\rho$ .

Es bedarf nun keines Beweises, dass die Stauchung des, durch Fig. 1 im Längenschnitt dargestellten Spanes sowohl, als auch die Verdrängung der Schnittfläche um so grösser ausfallen, je grösser der Abrundungshalbmesser  $\rho$  ist. Man sucht daher durch zweckmässiges Schleifen die Ab-

rundung klein zu machen. Sie nimmt jedoch bei dem Gebrauch der Schneide durch Abnutzung zu, weshalb von Zeit zu Zeit wiederholtes Schleifen nöthig wird. Um die hiermit verbundenen Störungen möglichst zu mindern, wird die aus Stahl bestehende Schneide gut gehärtet, in Ausnahmefällen werden Schneiden aus sehr harten anderen Stoffen (z. B. schwarzer Diamant) hergestellt. Bei dem Spanabheben wird Wärme entwickelt, welche, wenn ungenügend abgeführt zum Erweichen der stählernen Schneide, bezw. zum Zersprengen der harten anderen Schneiden führt. Es liegen hier also zahlreiche, zum Theil sich gegenseitig beeinflussende Umstände vor, welche auf die Grösse jener Stauchung und Verdrängung, also die auftretenden Widerstände einwirken, sodass schon jetzt gesagt werden kann: Diese Widerstände sind im voraus nicht genau zu bestimmen.

Auch mit der Zunahme des Brustwinkels  $\beta$  und der Abnahme des Ansatzwinkels  $i$  nehmen die Widerstände zu. Man darf aber den Ansatzwinkel  $i$  nicht zu gross machen, weil andernfalls die Gefahr des „Hakens“ entsteht<sup>1)</sup>, man darf den Schneidwinkel  $\alpha$  nicht zu klein wählen, um der Schneide die nöthige Dauerhaftigkeit zu lassen. So hat sich denn als zweckmässig ergeben, diese drei Winkel auf Grund der Erfahrung zu wählen.

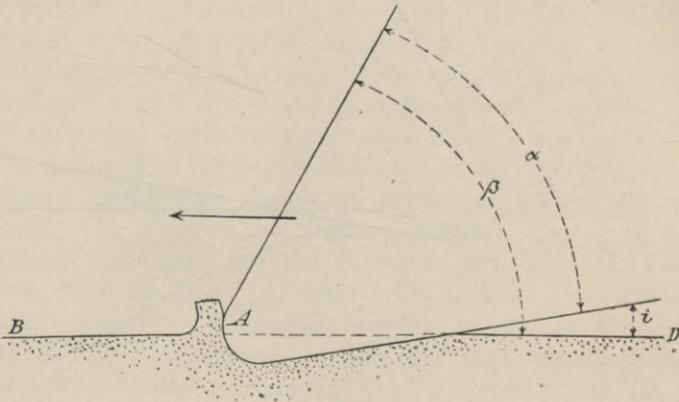


Fig. 2.

Was zunächst den Ansatzwinkel  $i$  betrifft, welcher bestimmt ist, die Strecke  $AJ$ , längs welcher die entstehende Werkstückfläche zurückweichen muss, abzukürzen, so ist derselbe verschieden gross zu wählen nach dem zu bearbeitenden Stoff und der zu ergänzenden Gestalt. Im allgemeinen wird  $i$  für zähe Metalle kleiner gewählt als für spröde. Die Gestalt des Werkstückes macht sich in folgender Weise geltend. Ist die Arbeitsbewegung eine geradlinige, so wird  $i$  zwischen dem Rücken  $CF$  der Schneide und der gebildeten Fläche  $JD$  gemessen, ist dagegen die Arbeitsbewegung eine kreisförmige, so wird  $i$  von der Tangente  $AD$  an die gebildete Fläche  $AD_1$ , und dem Stichelrücken  $CF$  eingeschlossen. Man erkennt nun ohne weiteres aus Fig. 1, dass unter sonst gleichen Umständen bei geradliniger Arbeitsbewegung die Ausweichstrecke  $AJ$  länger ist, als diejenige  $AJ_1$ , welche bei kreisförmiger Arbeitsbewegung und Bearbeitung von aussen eintritt. Umgekehrt wird diese Ausweichstrecke grösser bei kreisförmiger Arbeitsbewegung

<sup>1)</sup> Karmarsch-Fischer, Handb. d. mech. Technologie. 6. Aufl. Bd. 1, S. 383.

und Bearbeitung von innen (Ausbohren, Fräsen). Demgemäss wählt man  $i$  für das Abdrehen, insbesondere kleinerer Durchmesser am kleinsten, für Ausbohrwerkzeuge und Fräser am grössten, und zwar innerhalb der Grenzen von  $2^\circ$  und  $7^\circ$ .

Der Schneidewinkel  $\alpha$  wird für Gusseisen, Schmiedeeisen und Bronze nicht unter  $50^\circ$ , gewöhnlich zu  $56^\circ$  bis  $65^\circ$ , für Hartguss bis zu  $80^\circ$  genommen.

Die Zerspaltung einer wegzunehmenden Schicht von der Dicke  $a$  und irgend welcher Breite, kann nun auf dreierlei Arten erfolgen: entweder, indem die Schicht in ganzer Breite und Dicke gewissermassen als ungeheilte (wenn man von zufällig eintretender Zerbröckelung absieht) Span auf einmal abgeschnitten, oder streifenweise abgelöst (Fig. 3 bis 6) oder endlich in Spänchen kommaartigen Längenschnitts (Fig. 7) zerlegt wird.

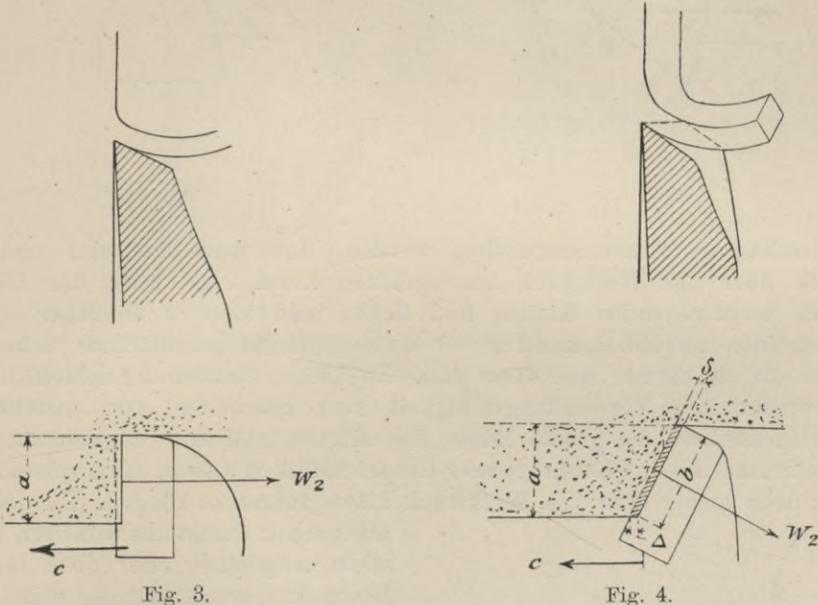


Fig. 3.

Fig. 4.

Das erstgenannte Verfahren ist nur möglich, wenn die Dicke und Breite der hinwegzuräumenden Schicht gering sind, weil andernfalls die Widerstände zu gross ausfallen. Das zweite Verfahren bildet die Regel bei Drehbänken, Hobel-, Feil- und Stossmaschinen, Ausbohrmaschinen und Schwärmeranordnungen, sowie bei Lochbohrmaschinen. Das dritte Verfahren nennt man Fräsen.

Bei der streifenartigen Zerspaltung muss der Span regelmässig an zwei Seiten abgelöst werden, was anscheinend den Widerstand vergrössert. Versuche haben denn auch ergeben, dass der auf die Flächeneinheit des Spanquerschnitts bezogene Arbeitswiderstand für Späne quadratischen Querschnitts erheblich grösser ausfällt, als für flache Späne und von diesen die rechteckigen, Fig. 3 mehr Widerstand leisten als die trapezförmigen, Fig. 4, was sich leicht aus dem Umstande erklären lässt, dass ein verhältnissmässig dicker Span weniger bequem über die Brust der Schneide abzufließen vermag als ein dünner, und bei dem rechteckigen Span, Fig. 3 auch eine Biegung desselben in der Breitenrichtung stattfinden muss, um ihn vom Werkstück frei zu

machen. Der durch Fig. 5 dargestellte Spanquerschnitt verhält sich, soweit der Arbeitswiderstand in Frage kommt, ähnlich wie ein trapezförmiger. Der Span Fig. 6 kehrt seine flache Seite der Werkstückfläche zu; er fliesst demnach bequem ab. Man verwendet diese Spanform hauptsächlich für den letzten Schnitt (das Schlichten), um die unvermeidlichen Rauigkeiten, welche die Schruppstähle, Fig. 3 bis 5, auf der bearbeiteten Fläche hinterlassen, zu beseitigen.

Wenn auch dem Sprachgebrauch nicht ganz entsprechend, ist doch die Schleiffläche den schneidenden Werkzeugen anzureihen.<sup>1)</sup> Sie besteht aus scharfkantigen Bruchstücken harten Gesteins oder kantigen Körnern anderen Ursprungs (Karbtorundum), welche durch ein geeignetes

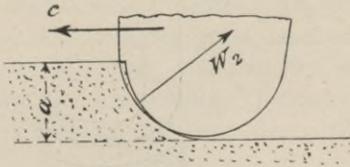


Fig. 5.

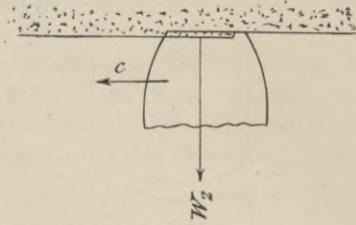


Fig. 6.

Bindemittel so zusammengehalten werden, dass man sie unter einigem Druck über das Werkstück hinwegführen kann. Die über das Bindemittel hervorragenden Kanten und Ecken schneiden in ähnlicher — im allgemeinen unvollkommenerer — Weise wie die gewöhnliche Schneide Späne ab, die immer sehr dünn sind. Zwei Eigenschaften der Schleifflächen begründen ihre Verwendungsfähigkeit zum Bearbeiten von metallenen Maschinenteilen: die grosse Härte der Körner und die Möglichkeit, die Schleiffläche mit ungemein grosser Geschwindigkeit (bis zu 30 m sekundlich oder noch mehr) über das Werkstück hinwegführen zu können. Die erstere

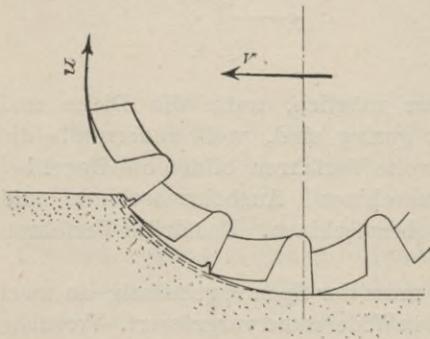


Fig. 7.

Eigenschaft macht das Schleifen zum allein möglichen, oder doch besten Bearbeitungsverfahren der härtesten, oder doch sehr harten Werkstücke, die andere befähigt es zur Erzeugung der genauesten Gestalten. Ersteres bedarf einer Erläuterung nicht; zu letzterem bemerke ich das Folgende: Bei der langsam arbeitenden gewöhnlichen Schneide findet Werkstück wie Werkzeug Zeit, im ganzen auszuweichen, bei der etwa 100 mal grösseren Geschwindigkeit der Schleiffläche tritt die Massenwirkung einem Ausweichen mit Erfolg entgegen.

Zu gleicher Zeit erlaubt die grosse Geschwindigkeit, die Spandicke verschwindend klein zu machen, ohne zu grosse Beschränkung der Leistungsmenge.

<sup>1)</sup> Karmarsch-Fischer, Handb. d. mech. Technologie. 6. Aufl. Bd. 1, S. 397.

**B. Widerstände.**

Versuche haben ergeben,<sup>1)</sup> dass man für die eigentliche Schneide unter mittleren Verhältnissen den Widerstand in der Arbeitsrichtung  $W_1$ , Fig. 8, annehmen kann zu:

$$W_1 = K \cdot \delta \cdot b \quad \dots \dots \dots (1)$$

wenn  $\delta \cdot b$  den Spanquerschnitt und  $K$  eine Werthziffer bezeichnet.

Diese Werthziffer beträgt je nach der Härte des Metalles und des Zustandes der Schneide, auf 1 qmm bezogen:

- für Gusseisen . . . .  $K = 70-120$  kg
- „ Schmiedeeisen . . .  $K = 110-170$  „
- „ Stahl . . . . .  $K = 160-240$  „

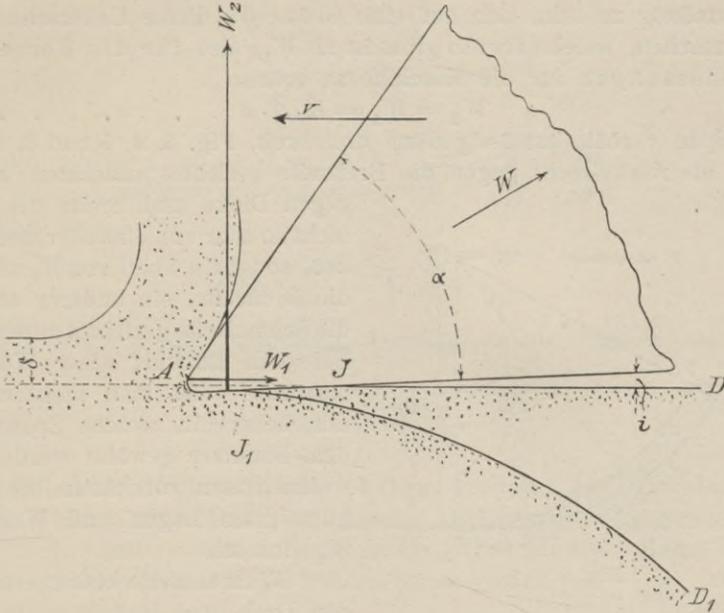


Fig. 8.

Nach Gleichung 1 ist der Widerstand  $W_1$  gleich dem Produkt aus Spanquerschnitt und Werthziffer  $K$ ; die Grösse des Spanquerschnittes  $\delta \cdot b$  lässt sich aber auch ausdrücken durch  $\Delta \cdot a$ , d. i. Seitenweg der Schneide oder Schaltung für einen Schnitt mal Schnitthöhe, also durch Grössen, welche bei den Spanformen der Fig. 4 und 5 leichter gemessen werden können als die eigentliche Spandicke und Breite. Man pflegt deshalb allgemein das letztere Produkt an Stelle des ersteren zu setzen, also:

$$W_1 = K \cdot \Delta \cdot a \quad \dots \dots \dots (2)$$

Für stetiges Arbeiten, z. B. das Abdrehen, wobei die Schaltung während des Arbeitens stattfindet, ist, wenn  $v$  die Arbeits-,  $c$  (Fig. 3—6) die Schaltungsgeschwindigkeit bezeichnet:

$$\Delta = \frac{c}{v}, \text{ also:}$$

$$W_1 = K \cdot \frac{c}{v} \cdot a \quad \dots \dots \dots (3)$$

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Vereins d. Ingenieure 1897, S. 504.

Ausser dem, in der Arbeitsrichtung auftretenden Widerstand  $W_1$ , wirkt auf die Schneide ein Druck  $W_2$ , Fig. 8, winkelrecht zur Schnitttrichtung, welcher von dem vorübergehenden Zurückdrängen der Schnittfläche herührt. Wegen des Druckes, welchen der Span auf die Brust der Schneide ausübt, ist ein gewisser Druck gegen den Rücken der Schneide nöthig, um ein Durchbiegen der Schneide gegen das Werkstück, das sogenannte „Haken“ zu verhüten. Dieser Zweck würde zwar erreicht, wenn die beiden Drücke sich gegenseitig aufhoben. Das lässt sich jedoch durch Wahl der Ansatzwinkelgrösse nicht mit Sicherheit erreichen, weshalb man, um jedenfalls das Haken zu vermeiden, den Ansatzwinkel  $i$  kleiner macht und hierdurch einen Ueberschuss des Druckes gegen den Schneidrücken erzielt. Nach den bisher vorliegenden wenigen [Beobachtungsergebnissen scheint<sup>1)</sup>] es zweckmässig zu sein, sich auf eine Grösse  $W_2$  dieses Ueberschusses gefasst zu machen, welche ebenso gross ist als  $W_1$ , also für die Berechnung der Abmessungen für die Maschine zu setzen:

$$W_2 = W_1 = K \cdot \Delta \cdot a \dots \dots \dots (4)$$

Ist der Span verhältnissmässig dünn und breit, Fig. 3, 4, 5 und 6, so wird man  $W_2$  als winkelrecht gegen die Breitseite gerichtet annehmen, sind dagegen Dicke und Breite des Spanes nicht so sehr von einander unterschieden, so ist ein Theil von  $W_2$  als gegen die Breitseite, ein anderer als gegen die Schmalseite gerichtet anzunehmen.

Bei dem Entwurf einer Werkzeugmaschine weiss man meistens nicht mit Sicherheit, welche Spanart von dem Benutzer gewählt werden wird, weshalb man vorsichtshalber die ungünstigsten Lagen und Werthe für  $W_2$  einsetzt.

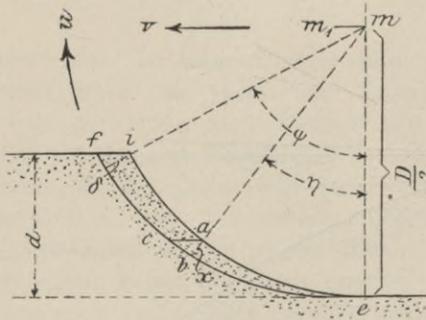


Fig. 9.

Während die bisher erörterten, den Dreh- und Hobelsticheln u. s. w. zugehörigen Schneiden bei einem und demselben Schnitt regelmässig Späne gleichen Querschnitts abheben, schneiden die Fräserzähne das Metall in sehr verschiedenen Dicken ab. Der bei e Fig. 9 ansetzende Zahn dreht sich um die Fräseraxe und schreitet gleichzeitig mit dieser gegensätzlich zum Werkstück vor, sodass, wenn der Zahn in f eintrifft, die Fräseraxe von m nach  $m_1$  gelangt ist. Hierbei ist eine Metallschicht abgelöst, deren Längenschnitt die Figur  $ebfi ae$  darstellt. Die krumme, von der Fräferschneide beschriebene Linie  $ebf$  ist nun kein Kreisbogen. In allen wirklich vorkommenden Fällen ist aber die Länge  $m_1 m = fi = ca$  im Verhältniss zum Fräserdurchmesser  $D$  so klein — bei weitem kleiner als die Figur angiebt — dass man für die Berechnung der Spandicke sie als mit dem Halbmesser  $D/2$  beschriebenen Bogen ansehen kann.

Es ist dann die Spandicke  $x = ab$ , wenn der Winkel  $emb = \eta$  gesetzt wird:

$$x = ac \cdot \sin \eta$$

$ac$  ist gleich  $mm_1$ , d. h. dem Zuschiebungsweg eines jeden der  $z$  Fräser-

<sup>1)</sup> Zeitschrift d. Vereins deutscher Ingenieure 1897, S. 504.

zähne. Bezeichnet also  $v$  die sekundliche Zuschiebungsgeschwindigkeit,  $n$  die minutlichen Fräserdrehungen, so ist:

$$ac = \frac{60 \cdot v}{n \cdot z}, \text{ folglich}$$

$$x = \frac{60 \cdot v}{n \cdot z} \cdot \sin \eta \dots \dots \dots (5)$$

Hieraus ergibt sich die grösste Spandicke  $\delta$  zu:

$$\delta = \frac{60 \cdot v}{n \cdot z} \cdot \sin \psi.$$

Es ist aber, wenn  $d$  die hinwegzuräumende Schichtdicke bezeichnet:

$$\frac{\frac{D}{2} - d}{\frac{D}{2}} = \cos \psi, \text{ also}$$

$$\sin \psi = \sqrt{1 - \cos^2 \psi} = \sqrt{4 \left( \frac{d}{D} - \frac{d^2}{D^2} \right)}$$

und daher:

$$\delta = \frac{2 \cdot 60 \cdot v}{n \cdot z} \cdot \sqrt{\frac{d}{D} - \frac{d^2}{D^2}} \dots \dots \dots (6)$$

oder auch, wenn  $u$  die sekundliche Umfangsgeschwindigkeit des Fräasers bedeutet:

$$\delta = 2 \cdot \pi \cdot \frac{v}{u} \cdot \frac{D}{z} \cdot \sqrt{\frac{d}{D} - \frac{d^2}{D^2}} \dots \dots \dots (7)$$

Einer dieser beiden Werthe (7, bez. 6) kann zur Berechnung des grössten Widerstands, dem der einzelne Fräserzahn begegnet, benützt werden, z. B. wenn es sich um eingesetzte Zähne handelt. Heisst die Spanbreite in der Axenrichtung des Fräasers  $b$ , so wird:

$$W_1 = W_2 = b \cdot \delta \cdot K = 2 \cdot \pi \cdot b \cdot \frac{v}{u} \cdot \frac{D}{z} \cdot \sqrt{\frac{d}{D} - \frac{d^2}{D^2}} \cdot K \dots \dots (8)$$

Ist die Zahl  $z$  der Zähne gegenüber der Schichthöhe  $d$  so klein, dass immer nur ein Zahn arbeitet, so kann man diesen Ausdruck — Gl. 8 — auch zur Bestimmung des gesammten, auf den Fräser wirkenden grössten Widerstandes benützen. Es sei  $\psi \leq \frac{360^\circ}{z}$ , so tritt der grösste Werth des Gesamtwiderstandes dann auf, wenn die grösste Spandicke  $\delta$ , Fig. 10 erreicht ist. In diesem Falle ist die Mittelkraft  $R$ .

$$R = \sqrt{W_1^2 + W_2^2} = \sqrt{2} \cdot 2 \cdot \pi \cdot b \cdot \frac{v}{u} \cdot \frac{D}{z} \cdot \sqrt{\frac{d}{D} - \frac{d^2}{D^2}} \cdot K$$

oder

$$R = 8,85 \cdot b \cdot \frac{v}{u} \cdot \frac{D}{z} \cdot \sqrt{\frac{d}{D} - \frac{d^2}{D^2}} \cdot K$$

welcher Widerstand einerseits biegend auf die Fräerspindel wirkt, andererseits das widerstehende Moment  $R \cdot r = R \cdot \frac{D}{2} \cdot \frac{1}{\sqrt{2}} = \mathfrak{M}$  liefert. Es ist:

$$\mathfrak{M} = \sqrt{2} \cdot 2 \pi \cdot b \cdot \frac{v}{u} \cdot \frac{D}{z} \sqrt{\frac{d}{D} - \frac{d^2}{D^2}} \cdot K \cdot \frac{D}{2} \cdot \sqrt{\frac{1}{2}}$$

$$\mathfrak{M} = \pi \cdot \frac{b \cdot v}{u \cdot z} \cdot D \sqrt{d \cdot D - d^2} \cdot K \dots \dots \dots (10)$$

Nun ist es nur eine Annahme, dass  $W_1 = W_2$  wird; vielleicht fällt  $W_2$  infolge eines grösseren Ansatzwinkels kleiner aus, vielleicht ist  $W_2 = 0$ . Wird nicht in diesem Falle, da der Hebelarm der widerstehenden Kraft zunimmt, das widerstehende Moment grösser? Die Rechnung verneint diese Frage. Ist  $W_2 = 0$ , so wirkt  $W_1$  an dem Halbmesser des Fräsers, d. i.

$$\mathfrak{M} = W_1 \cdot \frac{D}{2}$$

$$= 2 \cdot \pi \cdot b \cdot \frac{v}{u} \cdot \frac{D}{z} \sqrt{\frac{d}{D} - \frac{d^2}{D^2}} \cdot K \cdot \frac{D}{2}$$

oder

$$\mathfrak{M} = \pi \cdot \frac{b \cdot v}{u \cdot z} D \sqrt{d \cdot D - d^2} \cdot K \dots \dots \dots (10)$$

genau so, wie vorhin.

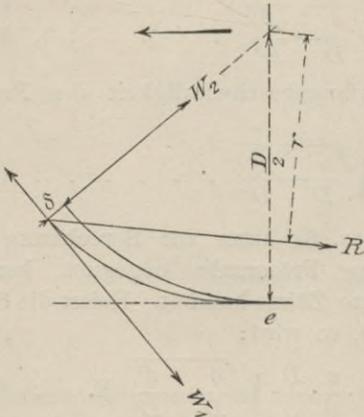


Fig. 10.

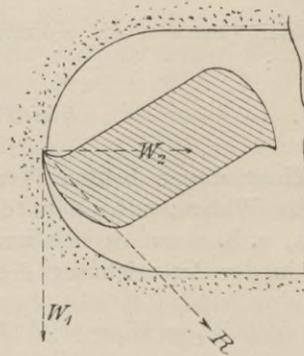


Fig. 11.

Der erörterte Fall liegt auch vor bei dem Langlochbohrer mit nur zwei Schneiden, Fig. 11. Die grösste Spandicke tritt auf bei  $\eta = 90^\circ$ , sodass, wenn man bedenkt, dass das  $d = \frac{D}{2}$  in Frage kommt, nach Gl. 8 wird:

$$W_1 = 2 \pi \cdot b \cdot \frac{v}{u} \cdot \frac{D}{z} \sqrt{\frac{D/2}{D} - \left(\frac{D/2}{D}\right)^2} \cdot K$$

$$W_1 = \pi \cdot b \cdot \frac{v}{u} \cdot \frac{D}{z} \cdot K \dots \dots \dots (11)$$

und:

$$R = \sqrt{2} \cdot \pi \cdot b \cdot \frac{v}{u} \cdot \frac{D}{z} \cdot K \dots \dots \dots (12)$$

sowie:

$$\mathfrak{M} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \pi \cdot \frac{b \cdot v}{u \cdot z} \cdot D^2 \cdot K \dots \dots \dots (13)$$

Arbeitet eine grössere Zahl der Fräserzähne gleichzeitig, oder sind die Zähne spiralig gestaltet, so dass alle möglichen Winkel  $\eta$  gleichzeitig vertreten sind, so gewinnt man für kleinere Schichthöhen  $d$  den mittleren Werth  $W_1$  auf folgendem Wege:

Es ist der Widerstand  $W$ , den ein Zahn findet — vergl. Fig. 9 — gleich dem Produkt aus der zeitigen Dicke  $x$ , der Breite  $b$  und der Werthziffer  $K$ , also — wenn  $x$  nach Gl. 5 eingesetzt wird:

$$W = \frac{60 \cdot v}{n \cdot z} \cdot \sin \eta \cdot b \cdot K.$$

Die zu seiner Ueberwindung erforderliche Arbeit längs des Bogentheils  $\frac{D}{2} \cdot d \eta$  also:

$$d A_1 = \frac{60 \cdot v}{n \cdot z} \cdot b \cdot K \cdot \frac{D}{2} \cdot \sin \eta \cdot d \eta$$

und die Arbeit für einen Span:

$$A_1 = \frac{60 \cdot v}{n \cdot z} \cdot b \cdot K \cdot \frac{D}{2} \int_{\eta=0}^{\eta=\psi} \sin \eta \cdot d \eta = \frac{60 \cdot v}{n \cdot z} \cdot b \cdot K \cdot \frac{D}{2} \cdot (1 - \cos \psi)$$

$$A_1 = \frac{60 \cdot v}{n \cdot z} \cdot b \cdot K \cdot \frac{D}{2} \cdot \frac{\frac{D}{2} - \frac{D}{2} + d}{\frac{D}{2}}$$

$$A_1 = \frac{60 \cdot v}{n \cdot z} \cdot b \cdot K \cdot d \quad . . . . . (14)$$

In jeder Sekunde werden  $\frac{n}{60} \cdot z$  solcher Späne abgehoben, so dass die sekundliche Arbeit beträgt:

$$A = \frac{n}{60} \cdot z \cdot \frac{60 \cdot v}{n \cdot z} \cdot b \cdot K \cdot d$$

d. i.

$$A = b \cdot d \cdot K \cdot v \quad . . . . . (15)$$

Diese Gleichung spricht — beiläufig erwähnt — aus: der Arbeitsaufwand eines Fräasers, der mit  $v$  Meter Zuschiebungsgeschwindigkeit eine Schicht vom Querschnitt  $b \cdot d$  zerspant, ist gleich dem eines Einzelstichels, welcher mit  $v$  Meter Geschwindigkeit denselben Querschnitt auf einmal oder auch in mehreren Streifen abhebt. Dieser Satz sagt also: die reine Zerspanungsarbeit des Fräasers ist gleich derjenigen des Einzelstichels, zu welchem Ergebniss man übrigens ohne weiteres aus dem Vordersatz gelangt, nach welchem der Arbeitswiderstand im geraden Verhältniss zum Spanquerschnitt steht.

Jene Arbeit  $A$  (Gl. 15) wird nun mit der Umfangsgeschwindigkeit  $u$  des Fräasers verrichtet, so dass das durchschnittliche  $W_1$  beträgt:

$$W_1 \cdot u = A$$

$$W_1 = b \cdot d \cdot \frac{v}{u} \cdot K \quad . . . . . (16)$$

Es ist hiernach das von der Fräserwelle zu überwindende Drehmoment:

$$\mathfrak{M} = b \cdot d \cdot \frac{v}{u} \cdot \frac{D}{2} \cdot K \dots \dots \dots (17)$$

Der auf die Fräseraxe biegend wirkende Druck  $W_2$  lässt sich, angesichts des Umstandes, dass die Schichthöhe  $d$  gegenüber dem Fräserdurchmesser meistens klein ist, ziemlich genau durch die Annahme gewinnen:  $W_1$  greife in der Mitte zwischen  $e$  und  $f$ , Fig. 12 an. Da  $W_1 = W_2$  gesetzt wird, so entsteht hieraus:

$$R = \sqrt{2} \cdot b \cdot d \cdot \frac{v}{u} \cdot K \dots \dots \dots (18)$$

Bei den Keillochfräsern mit zahlreichen Zähnen ist anders zu rechnen, weil die zu zerspanende Schichthöhe  $d = D$  ist. Insbesondere, wenn die Zähne spiralig gewunden sind, kann man annehmen, dass einem arbeitenden Zahn  $a$ , Fig. 13, ein zweiter arbeitender Zahn  $a_1$  symmetrisch gegenüber liegt. Zerlegt man die auf diese Zähne wirkenden Kräfte  $W_1$  und  $W_2$  in

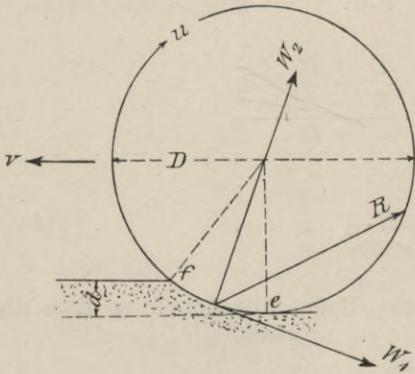


Fig. 12.

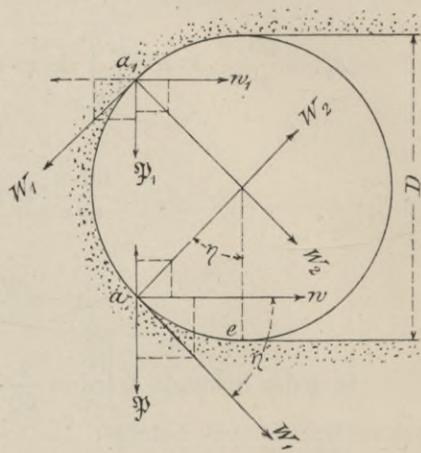


Fig. 13.

Bezug auf die Figur in ihre wagrechten und lothrechten Zweige, so findet man, dass die wagrechten Zweige von  $W_1$  sich gegenseitig aufheben und ebenso die senkrechten Zweige von  $W_2$ .

Für einen Zahn  $a$  ist — nach Gl. 5 — der Widerstand:

$$W_1 = \frac{60 \cdot v}{n \cdot z} \cdot b \cdot K \cdot \sin \eta$$

also der senkrechte Zweig  $\mathfrak{P}$  dieses Widerstandes:

$$\mathfrak{P} = \frac{60 \cdot v}{n \cdot z} \cdot b \cdot K \cdot \sin^2 \eta.$$

Befindet sich ein Zahn in  $e$ , so ist für den folgenden Zahn  $\eta = 1 \cdot \frac{360^\circ}{z}$ ,

für den dritten  $\eta = 2 \cdot \frac{360^\circ}{z}$  u. s. w., woraus sich ergibt:

$$\Sigma \mathfrak{P} = \frac{60 \cdot v}{n \cdot z} \cdot b \cdot K \cdot \Sigma \left[ \sin^2 \left( 1 \cdot \frac{360^\circ}{z} \right) + \sin^2 \left( 2 \cdot \frac{360^\circ}{z} \right) + \dots + \sin^2 \left( \frac{z}{2} \cdot \frac{360^\circ}{z} \right) \right].$$

Ebenso gewinnt man für sämtliche wagrechte Zweige von  $W_2$ :

$$\Sigma w = \frac{60 \cdot v}{n \cdot z} \cdot b \cdot K \cdot \Sigma \left[ \sin^2 \left( 1 \cdot \frac{360^\circ}{z} \right) + \sin^2 \left( 2 \cdot \frac{360^\circ}{z} \right) + \dots + \sin^2 \left( \frac{z}{2} \cdot \frac{360^\circ}{z} \right) \right]$$

Die gleichlautenden eingeklammerten Ausdrücke dieser beiden Gleichungen bedeuten nun  $0,25 \cdot z$ , so dass die Mittelkraft  $R$  von  $\Sigma \mathfrak{P}$  und  $\Sigma w$  wird:

$$R = \sqrt{2} \cdot \frac{60 \cdot v}{n \cdot z} \cdot b \cdot K \cdot 0,25 z$$

oder, nachdem  $\frac{60}{n}$  durch  $\frac{D \cdot \pi}{u}$  ersetzt ist:

$$R = 1,1 \cdot D \cdot b \cdot \frac{v}{u} \cdot K \dots \dots \dots (19)$$

Es ist die Mittelkraft  $R$ , da  $\Sigma \mathfrak{P}$  winkelrecht,  $\Sigma w$  gleichlaufend zur Schaltbewegung liegen, gegen letztere um  $45^\circ$  geneigt.

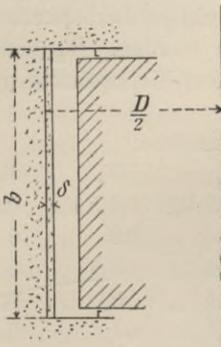


Fig. 14.

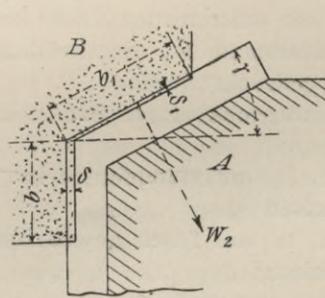


Fig. 15.

Bisher ist nur von den gleichlaufend zur Drehungsebene liegenden Widerständen der Fräser die Rede gewesen, und zwar solcher Fräser, welche auf ihre ganze Länge gleichen Durchmesser haben. Es haben nun selbst diese Fräser meistens auch an ihrer Stirnseite die Späne abzulösen, so dass auch Widerstände in der Axenrichtung auftreten. Fig. 14 ist ein Schnitt durch die Axe des Fräasers und gleichzeitig durch das Werkstück, in welches eine Nuth von der Breite  $b$  gefräst wird. In diesem Falle haben die Fräserzähne an beiden Giebelseiten die Späne längs der Fläche  $e a i f b e$ , Fig. 9, abzutrennen; die hierbei auftretenden, winkelrecht zur Schnittrichtung, also gleichlaufend zur Fräseraxe liegenden Kräfte  $W_2$  heben sich gegenseitig auf. Aber selbst wenn nur eine Giebelseite der Fräserzähne diese seitliche Abtrennung der Späne zu verrichten hat, so spielen die betreffenden Kräfte  $W_2$  keine Rolle, weil die Dicke des Spanes gegen seine Breite fast verschwindet. Das gilt auch von den sogenannten Stirnfräsern, welche ebene Flächen erzeugen, die winkelrecht zur Fräseraxe liegen. Es wird hiermit häufig die Auffassung verbunden, diese Fräser arbeiteten ausschliesslich oder doch vorwiegend an ihrer Stirn- oder Giebelseite. Thatsächlich ist die grösste Dicke  $\delta$  des Spanes, also die

grösste Breite der sichelförmigen Trennungsfläche selten grösser als 0,05 mm, dagegen die geringste Abmessung der Späne in der Axenrichtung des Fräasers, d. i. die Breite  $b$ , selten kleiner als 1 mm. Es verschwindet deshalb der Einfluss jener Breite im allgemeinen gegen den der letzteren Breite, und ist deshalb überflüssig, zwischen Stirnfräsern und gewöhnlichen Fräsern zu unterscheiden.

Bei manchen Formfräsern kann aber der Seitendruck eine Rolle spielen. Es sei  $A$ , Fig. 15, ein Fräser, welcher in dem Werkstück  $B$  eine Nuth in dem stumpfen Winkel  $90^\circ + \gamma$  erzeugt, und zwar bei der durch die Figur dargestellten gegenseitigen Lage der Fräseraxe zum Werkstück. Im vorliegenden Beispiel ist die Breite  $b$  des vom cylindrischen Theil des Fräasers abgehobenen Spantheils geringer als die Breite  $b_1$ , welche der kegelförmige Theil abhebt. Obgleich nun  $\delta_1$  kleiner ist als  $\delta$ , nämlich:

$$\delta_1 = \delta \cdot \sin \gamma,$$

so kann doch  $\delta_1 \times b_1$  grösser, oder doch gleich  $\delta \cdot b$  werden und deshalb das,  $\delta_1 \times b_1$  zugehörige  $W_2$  der Beachtung werth sein. Das ist in jedem einzelnen Fall zu untersuchen.

Ueber die Widerstände des Schleifens sind mir nur die wenigen Versuche Hartig's<sup>1)</sup> bekannt. Leider konnte die Leistung der Schleifsteine nicht festgestellt werden. Nach der Quelle sollen einige bemerkenswerthe Zahlen über die auftretenden Kräfte hier angegeben werden.  $W_1$  bezeichne den Schleifwiderstand,  $W_2$  die Kraft, mit welcher das Werkstück gegen die Schleiffläche gedrückt würde.

Bei einem grobkörnigen Sandstein wurde gefunden:

		$W_1$	$W_2$	$W_1/W_2$
Gusseisen	auf stumpfen Stein . . .	16,2 kg	68,5 kg	0,24
Schmiedeeisen	„ „ „ . . .	25 „	59 „	0,41
Gusseisen	auf frisch geschärften Stein	14,4 „	68,5 „	0,21
Schmiedeeisen	„ „ „ „	27,1 „	59,0 „	0,46
Stahl	„ „ „ „	17,5 „	61,0 „	0,29

Dagegen bei einem feinkörnigen Sandstein:

	Arbeitsgeschw.	$W_1$	$W_2$	$W_1/W_2$
Hartguss	. . . . 3,42 m	11,1 kg	14,8 kg	0,75
„	. . . . 3,42 „	19,8 „	24,4 „	0,78
„	. . . . 5,8 „	10,95 „	14,8 „	0,74
„	. . . . 5,8 „	15,1 „	25,4 „	0,59
Schmiedeeisen	. . . . 5,8 „	14,2 „	14,8 „	0,98
„	. . . . 3,42 „	14,5 „	14,8 „	0,98
„	. . . . 3,42 „	27,34 „	25,4 „	1,08
Stahl	. . . . 3,42 „	14,1 „	14,5 „	0,97
„	. . . . 3,42 „	22,6 „	25,1 „	0,90

### C. Erhaltung der Werkzeuge.

Die Dauer stählerner Werkzeuge wird bedingt durch vorsichtige Auswahl des für sie zu verwendenden Rohstoffs und dem Zweck der Schneide angemessenes Härten des Stahles, worauf hier nicht näher eingegangen werden soll.

<sup>1)</sup> Versuche über Leistung und Arbeitsverbrauch d. Werkzeugmaschinen. Leipzig 1873. S. 184.

Es wird die Dauer der Schneide ferner beeinflusst durch die bei ihrer Benutzung stattfindende Erwärmung. Die höhere Temperatur des Stahles mindert dessen Härte, wenn sie längere Zeit anhält, weshalb, um das Weichwerden des Stichelns möglichst zu verhüten, die unvermeidliche Erwärmung beschränkt werden muss. Das kann geschehen durch Anwendung kleiner Geschwindigkeiten und kleiner Spanquerschnitte, aber auch durch Förderung des Wärmeabflusses nach aussen. Der Wärmeabfluss kann nun ein von selbst sich ergebender sein oder durch künstliche Mittel unterstützt werden.

Ersterer findet einerseits statt durch die Wärmeleitung im Werkzeug zu dessen mit der freien Luft in Berührung stehender Oberfläche, aber auch zu der Einspannvorrichtung des Werkzeugs; andererseits durch die Wärmeleitung des Werkstücks. Der Wärmeabfluss durch das Werkzeug ist wichtiger als der durch das Werkstück stattfindende, da dem Werkzeug stets an derselben Stelle Wärme zugeführt wird und zwar gerade an der Stelle, welche kühl gehalten werden soll. Da nun im allgemeinen die Abmessungen eines Stichelns mit dem Spanquerschnitt wachsen, so nimmt auch die Wärmeableitungsfähigkeit mit dem Spanquerschnitt zu, also mit der Steigerung der Wärmeentwicklung, soweit sie vom Spanquerschnitt abhängt. Das wird nicht im geraden Verhältniss stattfinden, erklärt aber die Thatsache, dass im allgemeinen die Temperatur der Stichel von dem Spanquerschnitt wenig beeinflusst wird. Etwas anders verhält es sich mit den Stichelns, welche in sogenannten Werkzeughaltern (siehe weiter unten) stecken.<sup>1)</sup> Diese Stichel sind oft klein im Querschnitt, wodurch schon die Wärmeleitung erschwert wird; sie müssen ferner die Wärme oft durch kleine Flächen, mit denen sie den Werkzeughalter berühren, weitergeben, so dass die natürliche Wärmeabfuhr mangelhafter ist, als bei den gewöhnlichen Stichelns.

Die Stichelnerwärmung ist bei dem Bearbeiten spröderer Metalle (Guss-eisen, Bronze, Messing) erheblich geringer als bei den zähen Metallen (Schmiedeeisen, Stahl, Kupfer), weil die Späne spröderer Metalle vielfach gebrochen werden und daher nicht so lange mit dem Werkzeug unter Druck in Fühlung bleiben als die Späne zäherer Metalle. Letztere pflegt man daher meistens unter Benutzung künstlicher Kühlung zu bearbeiten. Sie findet in erster Linie durch Zuführung von Wasser statt, welches tropfenweise oder, namentlich in neuerer Zeit, in mehr oder weniger starkem Strom auf die Entstehungsstelle der Späne geführt wird. Man verwendet reines Wasser, oder Wasser, in dem Soda gelöst ist (um das Rosten zu verhüten) oder Seifenwasser. In gleichem Sinne werden säurefreie Oele benutzt. Man spricht dann wohl vom Schmieren der Schneiden. Eigentliches Schmieren der Schneide liegt aber nicht vor; wie leicht einzusehen ist, würde die, auf irgend einem Wege an die Schneide gelangte Schmiere sofort und gründlich einerseits durch den Span, andererseits durch die entstehende Schnittfläche abgewischt werden. Wohl aber kann ein Schmieren des Werkzeugs in einiger Entfernung von der Schneide stattfinden, z. B. um die Reibung an den geführten Theilen (Bohrer, Gewindeschneider und dergl.) zu mindern.

Sehr wirksam ist das Kühlen mittels Terpentinöls, wohl weil das letztere leicht verdunstet.

<sup>1)</sup> Vergl. Ehrhardt i. d. Zeitschr. d. Ver. d. Ingen. 1884, S. 249.

Man hat auch vorgeschlagen, die Werkzeuge hohl zu machen und durch die Höhlung einen Wasserstrom zu treiben.<sup>1)</sup>

Für den Bau der Werkzeugmaschinen ist die künstliche Kühlung nur so weit von Bedeutung, als die nöthigen Vorrichtungen angebracht werden müssen. Für die Zuführung der Kühlflüssigkeit genügt, wenn nur geringe Mengen derselben verwendet werden, eine geeignet liegende Platte, auf welche ein Gefäss mit Ablaufröhre und Hahn gestellt werden kann. Manche Werke verwenden ein an der Decke der Werkstatt, oder sonst in einiger Höhe angebrachtes Gefäss, von dem eine Röhrenleitung die Kühlflüssigkeit an die einzelnen Maschinen vertheilt. Alsdann ist auf die Unterbringung der Röhren Rücksicht zu nehmen. Um die Werkzeugmaschine möglichst unabhängig machen und doch eine grössere Flüssigkeitsmenge verwenden zu können, versieht man jede Werkzeugmaschine mit einer Pumpe und verlegt, von dieser ausgehend, die Röhren bis zur Arbeitsstelle oder lässt durch die Pumpe das Wasser in einen höher belegenen Behälter — vielleicht die Höhlung des Maschinengestelles — heben und von da der Arbeitsstelle zufließen.

Die zulässigen Arbeitsgeschwindigkeiten ergibt die Erfahrung. Folgende Zusammenstellung enthält gängige Werthe:

Sekundliche Arbeitsgeschwindigkeiten.

	Gusseisen	Schmiedeeisen	Stahl	Hartguss	Bronze
	cm	cm	cm	cm	cm
Drehbänke und Ausbohrmaschinen	5—15	9—15	4—10	1—2	15—30
Hobelmaschinen	5—20	7—25	5—15	1—2	15—30
Kleine Feil- und Stossmaschinen	12—20	15—25	7—15	2—4	18—30
Kalt-Kreissägen	20—30	20—30	5—20	—	20—50
Kalt-Bandsägen	gegen 50	desgl.	desgl.	—	desgl.
Fräser	10—30	10—30	5—10 bis 30	—	bis 50
Lochbohrmaschinen (Umfangsgeschwindigkeit)	5—20	16—35	4—10	1—2	10—35
Gewindeschneidmaschinen	gegen 3	gegen 3	—	—	—
Schleifsteine	bis zu 3000	cm für	alle Metalle.		

Statt dieser Geschwindigkeiten werden — bei ausgiebiger künstlicher Kühlung — neuerdings nicht selten erheblich grössere angewendet. Ich fand für Drehbänke, welche Schmiedeeisen bearbeiteten, 20 cm, ja sogar bei einer Flusseisen bearbeitenden Hobelmaschine über 30 cm. Bei Nietlochbohrmaschinen<sup>2)</sup> kommt 23—24 cm Umfangsgeschwindigkeit zur Anwendung. J. E. Reinecker in Chemnitz empfiehlt in seinem Werkzeug-Preisverzeichniss für Lochbohrer von 1 mm bis 50 mm Durchmesser beim Bohren des Schmiedeeisens 21 cm bis 37 cm sekundliche Umfangsgeschwindigkeit.

Beim Fräsen des Eisens wird nicht selten 30 cm sekundliche Arbeitsgeschwindigkeit angewendet.

Als mittlere Spandicken findet man — abgesehen von Lochbohr- und Fräsmaschinen — 0,2 bis 2,5 mm, bei Lochbohrmaschinen aber 0,05 bis 0,4 mm, welche Werthe jedoch in Ausnahmefällen unter- wie überschritten werden. Die Spandicken schwanken innerhalb sehr weiter Grenzen; in der

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. d. Ingenieure. 1896, S. 997; 1897, S. 271 mit Abbild.

<sup>2)</sup> Vergl. Z. d. Ver. d. Ingen. 1895, S. 1205.

technologischen Sammlung der Techn. Hochschule finden sich neben 280 mm breiten auch Späne, welche weniger als  $\frac{1}{10}$  mm breit sind.

Die Spandicke  $x$ , Fig. 9 (S. 14), welche durch Fräser erzeugt wird, schwankt bei jedem Span zwischen  $o$  und dem grössten Werth  $\delta$ ; sie wird durch Gl. 5 und 7 (S. 15) ausgedrückt. Die grösste Dicke  $\delta$  ist nun anscheinend nicht massgebend für die Zuschiebungsgeschwindigkeit, eher schon die Zuschiebung, welche auf einen Zahn des Fräasers entfällt. Aber auch hieraus lässt sich aus den bekannt gewordenen Zahlen eine bestimmte Regel nicht ableiten,<sup>1)</sup> man kommt vielmehr bei dem Lesen der Abhandlungen zu der Anschauung, als ob die Standhaftigkeit der betreffenden Maschinen einen wesentlichen Einfluss auf die angewendeten Zuschiebungsgeschwindigkeiten gehabt habe. Und das ist erklärlich: ist man bei Steigerung der Leistung an der Grenze angekommen, welche die Widerstandsfähigkeit der Fräerspindel oder der Antrieb nicht zu überschreiten gestattet, so ist das etwa vorhandene Vermögen des Fräasers mehr zu leisten gegenstandslos.

Für den Entwurf einer Fräsmaschine, welche ganz bestimmten Zwecken dienen soll, wird man nach Umständen besondere Versuche anstellen

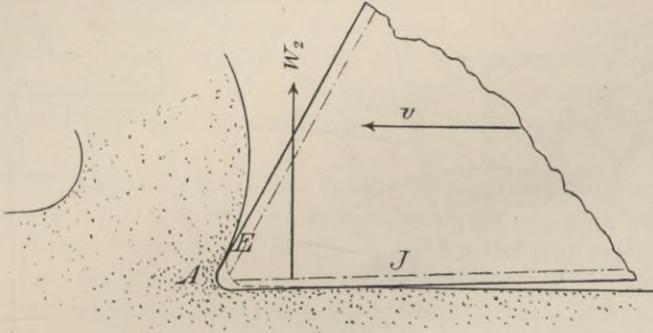


Fig. 16.

müssen, wenn nicht Ergebnisse von Versuchen mit verwandten Maschinen vorliegen. Im allgemeinen liegt die sekundliche Zuschiebungsgeschwindigkeit  $v$  der Fräsmaschinen zwischen 0,25 und 2 mm und das Verhältniss der Schnittgeschwindigkeit  $u$  zur Schaltgeschwindigkeit  $v$  für Fräser zwischen 150 bis 1000, für Kaltkreissägen zwischen 300 und 1300, bei Kaltbandsägen zwischen 1000 und 3600.

Das Gleiten des Spans längs der Zahnbrust, ebenso das Gleiten des Zahnrückens auf der zurückgedrängten Schnittfläche verursacht Abnutzungen, so dass die ursprüngliche Querschnittsgestalt des Zahns oder Stichels  $EAJ$ , Fig. 16, in die durch gestrichelte Linien dargestellte übergeht. Es tritt diese Abnutzung selbstverständlich nur da auf, wo der Stichel mit dem Werkstück in Berührung steht, sie ist daher auf dem Rücken —  $A \cdot J$  — länger als auf der Brust —  $A E$  —; sie ist am stärksten da, wo der grösste Druck herrscht und verläuft, bei  $J$  und  $E$ . Eine solche abgenutzte, stumpf gewordene Schneide begegnet grösseren Widerständen als eine neue, theils, weil der Abrundungshalbmesser grösser geworden ist, hauptsächlich aber,

<sup>1)</sup> Vergl. u. a. Engineering, Oct. 1891, S. 394; Jan. 1892, S. 27. Dingl. polyt. Journ. 1895, Bd. 296, S. 254 ff. American. Machinist, 24. Jan., 9. Mai 1895.

weil sie die Schnittfläche weiter zurückdrängen muss — also  $W_2$  grösser wird — und der wirkliche Brustwinkel zugenommen hat. Die Erhaltung der guten Eigenschaften der Schneide verlangt deshalb Wiederherstellung der ursprünglichen Gestalt, was meistens durch Schleifen stattfindet. Es liegt nun nahe, dieses Schleifen sowohl auf der Brust, wie auf dem Rücken vorzunehmen. Das ist aber lästig; man pflegt daher meistens nur an einer dieser Flächen, der Brust- oder der Rückenfläche zu schleifen. Aus Fig. 16 geht nun ohne weiteres hervor, dass durch alleiniges Schleifen des Rückens nach der — — — Linie der ursprüngliche Schneidenquerschnitt zwar nicht ganz wiedergewonnen wird, aber doch nur unwesentliche Abweichungen an der Brust zurückbleiben. Schleift man dagegen nur die Brust nach der durch — · — · — · angedeuteten Linie, so behält der Rücken den Buckel, welcher grosse Reibungsverluste verursacht. Man nennt deshalb das erstere Verfahren nicht selten das rechte, das letztere dagegen das verkehrte

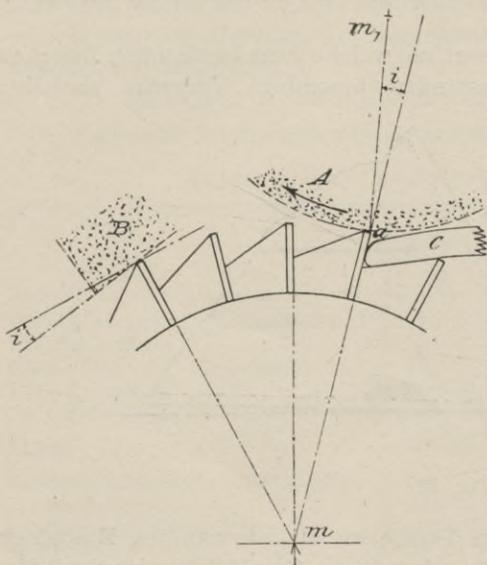


Fig. 17.

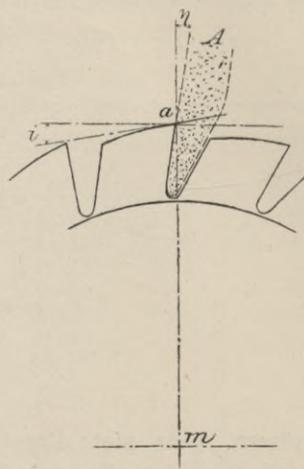


Fig. 18.

Anschleifen. Das Schleifen beider Flächen, mehr noch des Rückens allein ist allgemein gebräuchlich bei gewöhnlichen Stichel, Bohrern und solchen Fräsern, welche dreieckigen Zahnquerschnitt, Fig. 17, haben. Man schleift dagegen nur die Zahnbrust bei sogenannten hinterdrehten Fräsern, Fig. 18, sowie bei manchen, in sogenannte Werkzeughalter gespannten Stichel. Einige Beispiele mögen zur Erläuterung und Begründung der Verfahren angeführt werden.

Der Vortheil, welchen unter Umständen das Schleifen der Brust gegenüber dem Schleifen des Rückens bringt, lässt sich zunächst aus dem Vergleich der Fräser, welche Zähne dreieckigen Querschnitts haben mit hinterdrehten Fräsern erkennen. Erstere werden, nach Fig. 17, am Rücken geschliffen, und zwar entweder mittels der gewölbten Fläche eines Schleifsteins  $A$ , oder besser mittels der ebenen Fläche eines Schleifsteins  $B$ . Um den geeigneten Ansatzwinkel  $i$  der Schneide zu gewinnen, muss in ersterem Falle der Halbmesser  $m_1$   $a$  des Schleifsteins um den Winkel  $i$  gegen den

Halbmesser  $am$  des Fräasers geneigt sein, woraus folgt, dass im allgemeinen der Schleifstein  $A$  klein sein, also eine grosse Umdrehungszahl haben muss, und dass ferner der geschliffene Theil des Rückens mässig gehöhlt wird. Beide Uebelstände fallen bei Anwendung einer ebenen Schleiffläche  $B$  fort. Aber hier wie dort ist nöthig, den Schleifstein genau in der Längenrichtung der Schneiden zu verschieben, was nicht schwierig ist bei dem Schleifen gerader oder einfach spiraliger Schneiden. Es findet dann die gegensätzliche Verschiebung zwischen Schleifstein und Fräser in gerader Linie statt, während ein gegen die Zahnbrust sich legender Finger  $C$ , Fig. 17, die gegensätzliche Lage von  $m$ ,  $a$  und  $m_1$  sichert. Es sollte dieser Finger immer gegen die Zahnbrust sich legen, deren Schneidkante zur Zeit geschliffen wird; man kann jedoch auch eine andere Zahnbrust als Führungsfläche verwenden, wenn nämlich der Fräser von vornherein genau hergestellt war.

Ist jedoch die Schneidkante  $a$  unregelmässig gekrümmt, nimmt deren Halbmesser wechselnd ab und zu, so kommt die ebene Schleiffläche  $B$ , Fig. 17, überhaupt nicht in Frage, und mittels der krummen Schleiffläche  $A$  ist nur schwer möglich, den früheren Verlauf der Schneidkante einigermaßen genau wieder zu gewinnen.

Die Brust des hinterdrehten Zahnes, Fig. 18, ist immer eben oder einfach spiralig: sie wird mittels der ebenen Fläche des Schleifsteins  $A$  bearbeitet, welche einen Winkel  $\eta$  mit dem Halbmesser  $ma$  bildet, oder mit diesem zusammenfällt. Nachdem eine Zahnbrust geschliffen ist, dreht man den Fräser um eine Zahntheilung, um die folgende Zahnbrust zu behandeln.

Unter der selbstverständlichen Voraussetzung, dass die unrunde Gestalt, aus welcher der hinterdrehte Fräser hervorgegangen ist, genau war, müssen auf diesem Wege genau gleiche Gestalten der Schneiden entstehen, und zwar den ursprünglichen genau gleiche, wenn die Hinterdrehung nur in der Drehungsebene des Fräasers stattgefunden hat. So ist in sicherster Weise möglich, den genau gleichen Schnittquerschnitt zu erhalten, bis der Fräser verbraucht worden ist. Kommen jedoch im Längenverlauf der Schneiden steil abfallende Stellen vor, so genügt das Hinterdrehen in der Drehungsebene zur Schaffung des Ansatzwinkels  $i$  nicht; man muss vielmehr auch „seitlich hinterdrehen“ und dann ist zur Wiedergewinnung der ursprünglichen Längengestalt der Schneiden eine Theilung des Fräasers und eine Verschiebung der Fräsertheile in der Axenrichtung nöthig. Ebenso ist es aber zuweilen auch bei den nach Fig. 17 zu schleifenden Fräsern. Es sei ein solcher z. B. zur Erzeugung einer Nuth rechteckigen Querschnitts bestimmt. Dann wird durch das Schleifen der in der Drehungsebene liegenden Schneiden der Fräser schmaler. Um ihm die alte Breite wiedergeben zu können, hat man den Fräser von Haus aus nach Fig. 19 zweitheilig gemacht. Durch Einlegen eines Papierblattes oder eines Bleches zwischen die beiden Hälften, lässt sich die anfängliche Fräserbreite wiedergewinnen. Es ist die Theilungsfläche schräg gegen die Fräsenaxe gelegt, damit die, durch das erwähnte Einlegen eines Blättchens in den Schneiden entstehenden Lückchen von anderen Schneiden überdeckt werden. Statt solcher ebener Theilfläche wird in geeigneten Fällen eine gebrochene verwendet, z. B. nach Fig. 20.

In Bezug auf das Schleifen gleichen die Reibahlen oder Aufräumer den Fräsern.

Die Vortheile, welche bei Einzelsticheln das Schleifen der Brust gegenüber dem Schleifen des Rückens gewährt, und die nicht selten auf die Vorzüge verzichten lassen, welche dem Schleifen des Rückens allein, mehr noch dem Schleifen von Rücken und Brust eigenthümlich sind, treten am deutlichsten hervor bei den prismatischen, in sogenannte Werkzeughalter zu

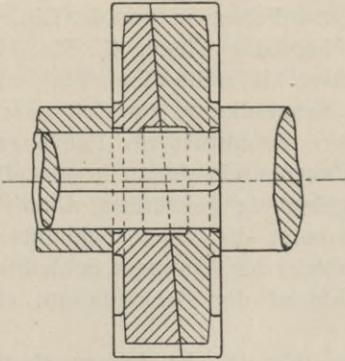


Fig. 19.

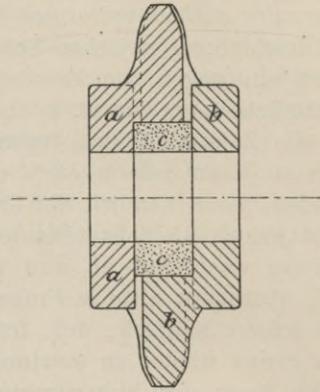


Fig. 20.

spannenden Sticheln. Diesen soll nur durch Schleifen die richtige Gestalt gegeben werden, während die gewöhnlichen Stichel, von denen in Fig. 21, 22 und 23 einige beispielsweise dargestellt sind, nach stärkerer Abnützung umgeschmiedet, gehärtet und durch Schleifen an der Brust, dem Rücken und der Seite vollendet werden müssen. Das Schärfen dieser gewöhnlichen

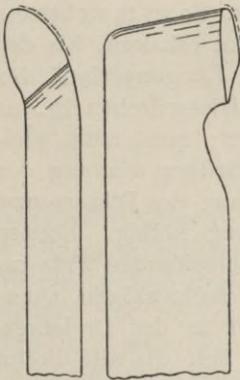


Fig. 21.

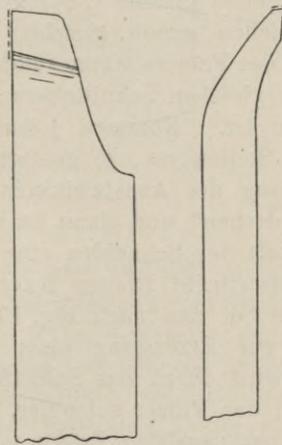


Fig. 22.

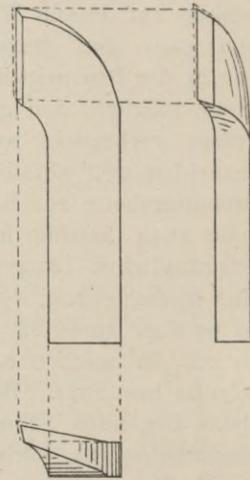


Fig. 23.

Stichel, und zwar bei dem durch Fig. 22 dargestellten am Rücken und Seite allein, bei den Sticheln, welche Fig. 21 und 23 versinnlichen, durch Schleifen an der Brust allein, ist nur in beschränktem Grade möglich. Bedient man sich solcher Stichel, so muss man also auf das tadellose Schleifen aller drei in Frage kommender Flächen eingerichtet sein, d. h. besonders geschickte und zuverlässige Schleifer anstellen, während die in Werkzeughalter zu steckenden Stichel leichter genau geschliffen werden können.

In Fig. 24 bezeichnet *a* den Werkzeug- oder Stahlhalter, in welchem der Stichel *s* mittels Druckschraube festgehalten wird. Fig. 25 stellt einen anderen Stichelhalter dar. *a* ist ein Keil, welcher als Unterlage des Stichels *s* diesem die richtige Neigung giebt. Eine Kappe *b* u-förmigen Querschnitts soll den zur Befestigung des Stichels im Stichelhaus erforderlichen Druck aufnehmen. *a* und *b* sind mittels Stiftes locker nur so weit verbunden, dass beide beisammen gehalten werden. In Bezug auf das Schleifen gleichen sich die in Fig. 24 und 25 dargestellten Stichel; es findet nur an dem Rücken der Schneide statt. Ist nun dieser Rücken im wesentlichen eben, vielleicht aus zwei, unter irgend einem Winkel zusammenstossenden Ebenen gebildet, so ist das Schleifen nicht schwer; soll dagegen der Stichel eine bestimmte weniger einfache Querschnittsgestalt erzeugen, so verursacht das Schleifen ebenfalls grosse Mühe. Anders ist es bei dem nur an der Brust zu schleifenden Stichel, Fig. 26, weil diese Brust durch eine Ebene gebildet wird. Der Stichel *s* besteht aus einem im ganzen gehärteten, prismatischen Stahlkörper, welcher von dem Stahlhalter *a* und dessen Backen *b* in ge-

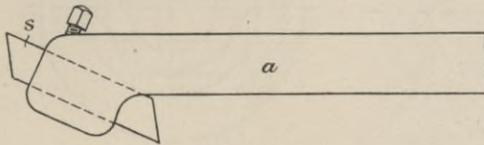


Fig. 24.

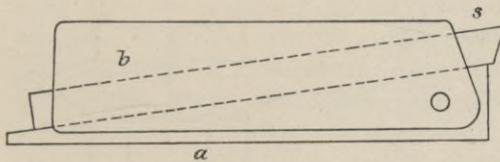


Fig. 25.

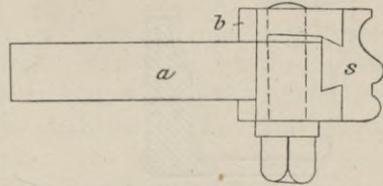
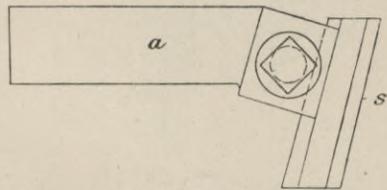


Fig. 26.

eigneter Neigung gehalten wird und stets dieselbe Schneidengestalt hat, wenn nur der ebene Anschliff im richtigen Winkel gegen den Stahlstab ausgeführt ist. Es ändert sich das nicht, wenn man nach Fig. 27 die Zahnbrust nach zwei Seiten schräg liegend anschleift, um ein allmähliches Angreifen des breiten Stichels zu vermitteln (es wird der Stichel *s* während des Arbeitens in einer geraden Linie verschoben, welche das Werkstück *w* tangirt und mit der Längenrichtung des Stichels den Ansatzwinkel *i* einschliesst). Es gehören hierher auch die ringförmigen Stichel,<sup>1)</sup> von denen Fig. 28 ein Beispiel in zwei Ansichten darstellt.

Die gebräuchlichen Lochbohrer können nur am Rücken der Schneide geschliffen werden. Sie werden während des Schleifens in eigenthümlicher Weise so gedreht, dass ein gleichförmiger Ansatzwinkel entsteht.

Von den hierzu gehörigen, wie auch dem zum Schleifen der vorher genannten Werkzeuge dienenden Einrichtungen wird weiter unten die Rede sein.

<sup>1)</sup> Nach Zeitschr. d. Ver. d. Ingenieure, 1891, S. 1419, durch v. Pittler schon 1883 ausgeführt.

Die Hauptschneiden der Kaltsägen werden durch Schleifen an der Zahnbrust und am Zahnrücken erneuert. Das Schleifen der Zahnbrust muss auch die Nebenschneiden, die seitlichen Kanten, welche die Späne an den Schmalseiten ablösen, auffrischen. Schwieriger ist die Erhaltung einer grösseren Zahnbreite, als die Dicke des Sägenblattes beträgt.<sup>1)</sup> Bei Kalt-Kreissägen ist nicht selten das Sägenblatt hohl geschliffen, so dass es am Rande eine nennenswerth grössere Dicke hat als in der Nähe der Mitte. Alsdann sind besondere Massregeln zur Erhaltung angemessener Länge der Hauptschneide nicht erforderlich. Ebenso häufig entschliesst man sich die Zähne zu stauchen<sup>2)</sup>, was eine gewisse Weichheit des Sägenblattes voraussetzt. Auch bedient man sich eingesetzter Zähne.<sup>3)</sup>

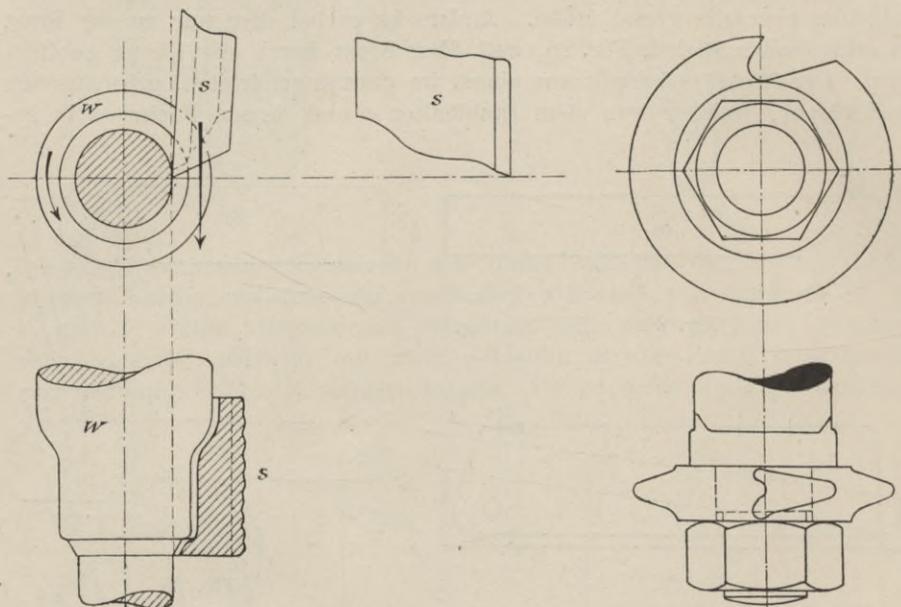


Fig. 27.

Fig. 28.

Bei Kalt-Bandsägen scheint das Schränken der Zähne am meisten gebräuchlich zu sein,<sup>4)</sup> wozu auch eine gewisse Weichheit der Sägenblätter gehört.

Die als Theile von Werkzeugmaschinen anzusehenden, meistens ausgemahlenem, durch ein Bindemittel vereinigttem Schmirgel bestehenden Schleifsteine, sollen ihre Flächen gewissermassen selbst erhalten. Dahin gehört, dass mit den abgängigen Schleifkörnern auch das Bindemittel abfällt und zwar so weit, dass tiefer liegende Schleifkörner frei werden. Man erreicht das durch geeignete Wahl des Bindemittels.<sup>5)</sup> Die genaue Flächen-gestalt gewinnt und erhält man durch genaues Hin- und Herschieben des kreisenden Schleifsteins entlang der zu schleifenden Fläche. Es liege z. B. die Drehaxe des Schleifsteins *a*, Fig. 29, gleichlaufend zu der am Werk-

<sup>1)</sup> Karmarsch-Fischer, Handb. d. mech. Techn. 6. Aufl. Bd. 1, S. 409.

<sup>2)</sup> Vorige Quelle, S. 411.

<sup>3)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1885, S. 830.

<sup>4)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1895, S. 1349.

<sup>5)</sup> Karmarsch-Fischer, Handb. d. mech. Technolog. 6. Aufl. Bd. 2, S. 302.

stück  $w$  herzustellenden Fläche; die Welle  $b$  drehe sich in festen Lagern, während das Werkstück  $w$  in festen Bahnen gleichlaufend zur Axe von  $b$  hin- und hergeschoben wird. Alsdann kommen — bei verständigem Arbeiten — nur diejenigen Theile der Schleiffläche mit dem Werkstück in Berührung, welche den grössten Halbmesser haben, und nur sie werden abgenutzt. Das währt so lange, bis alle Punkte der Schleiffläche unter sich gleiche Halbmesser haben. Es ist dann die Schleiffläche genau walzenförmig. Liegt aber die Drehaxe  $bb$  des ringförmigen Schleifsteins  $a$ , Fig. 30, genau winkelrecht zur geradlinigen Führung des Werkstücks  $w$ ,

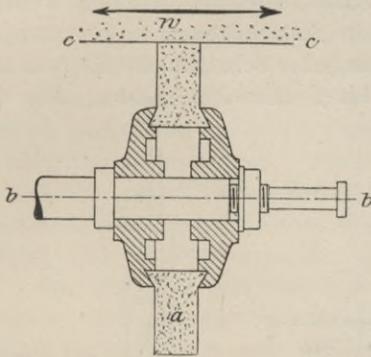


Fig. 29.

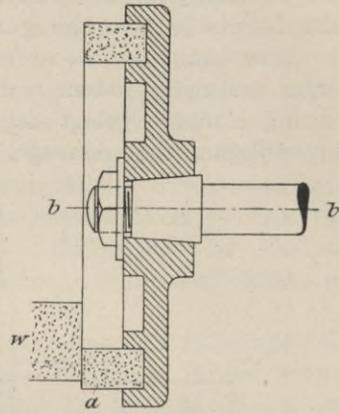


Fig. 30.

oder wird die Lagerung genau winkelrecht zur Axe  $bb$  hin- und hergeschoben, so greifen nur diejenigen Flächenpunkte von  $a$  an, welche in der Axenrichtung  $bb$  am meisten nach links hervorragen, so dass allmählich eine genau ebene Schleiffläche entsteht. In ähnlicher Weise sind genau kegelförmige Schleifflächen dauernd zu erhalten. Es ist schon angedeutet, dass die Verschiebung von dem Werkstück oder dem Schleifstein ausgeführt werden kann; beide Verfahren sind gebräuchlich.

## II. Mittel, welche die Gestalt der gegensätzlichen Wege liefern.

### A. Beziehungen der Wegesgestalten zu den Werkzeugen.

Die Oberflächen-Gestalt eines Körpers lässt sich durch die Spuren von Ebenen, welche diese Fläche schneiden, darstellen. Beispielsweise werden sogenannte Höhenkarten gewonnen, indem man durch das darzustellende Gelände eine Zahl wagrechter Schnitte legt und die entstehenden Durchdringungslinien verzeichnet. Die „Spantenrisse“ des Schiffskörpers sind Zusammenstellungen von Durchdringungslinien, welche quer gegen die Schiffsaaxe gelegte Ebenen mit der Oberfläche des Schiffskörpers bilden, und die „Wasserlinien“ ebensolche Durchdringungslinien von Ebenen mit der Schiffsoberfläche.

Diese, zur Darstellung der Flächengestalt bestimmten Schnittebenen brauchen nun nicht zu einander gleichlaufend und in gleichen Abständen aneinander gereiht zu sein; es genügt vielmehr, wenn sie nach einem bestimmten Gesetz geordnet sind. Ja, es ist nicht nöthig, dass man für den

vorliegenden Zweck Ebenen benutzt; jede gesetzmässig gebildete Fläche kann verwendet werden; die ebene Fläche wird meistens vorgezogen, weil mit ihr bequemer zu arbeiten ist als mit anderen.

Jene Durchdringungslinien geben nun die Oberflächengestalt nur soweit wieder, wie die Oberfläche mit der sie schneidenden Fläche zusammenfällt. Diejenigen Oberflächentheile, welche zwischen den Schnittflächen liegen, sind im allgemeinen nur unvollkommen bestimmt, nur durch das Augenmass, welches die Ueberbrückung des Raumes zwischen zwei Durchdringungslinien vermittelt. Diese Unvollkommenheit macht sich um so mehr fühlbar, je grösser der Abstand zweier benachbarter Durchdringungslinien ist und je mehr Bewegung die darzustellende Oberflächengestalt zeigt.

Man kann nun die so festgelegte Oberflächengestalt an einem anderen Körper erzeugen, indem man die gleichen Schnittflächen in gleicher Anordnung hindurch gelegt sich denkt und in jeder Schnittfläche die bekannte Durchdringungslinie erzeugt, vielleicht durch Hinwegscheiden alles des-

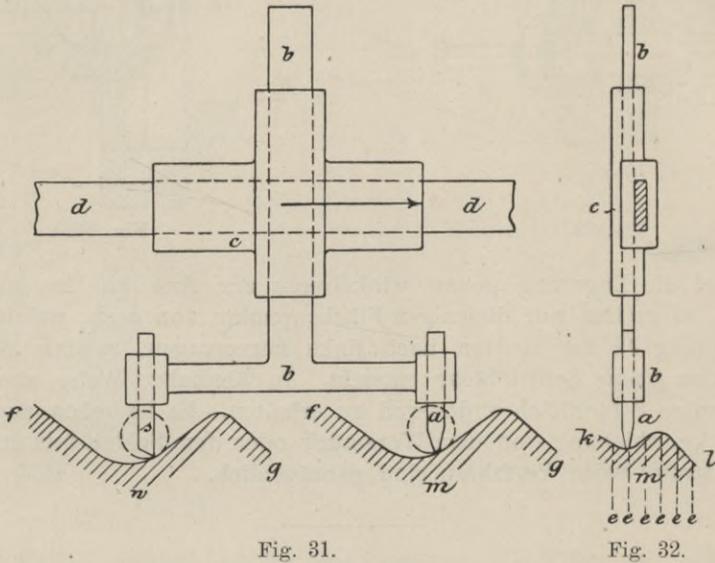


Fig. 31.

Fig. 32.

jenigen, was ausserhalb der Durchdringungslinien liegt. So entstehen zahlreiche, vielleicht sich kreuzende Furchen auf dem Werkstück, deren Sohlen in der zu erzeugenden Oberfläche liegen. Die zwischen den Furchen gebliebenen Erhabenheiten können dann mehr oder weniger genau nach dem Augenmass entfernt werden, um so eher, je geringer der Furchenabstand ist.

Diese Furchen lassen sich nun durch eine Maschine in folgender Weise hervorbringen:

Es sei ein Vorbild der zu erzeugenden Oberflächengestalt, ein Modell *m*, Fig. 31, derselben gegeben, und neben dem Werkstück *w* geeignet befestigt. Ueber beiden befinde sich ein wagrechter, fester Stab *d*, an dem entlang der Schlitten *c* zu gleiten vermag, und in diesem Schlitten sei der Stab *b* senkrecht frei verschiebbar. An einem Ende des Querarmes von *b* sei ein Stift *a*, an dem anderen Ende ein Stichel *s* befestigt. Verschiebt man nun den Schlitten *c* in der Pfeilrichtung, während die Spitze von *a* auf dem Modell gleitet, so erzeugt — soweit der Stichel zu schneiden ver-

mag —  $s$  auf  $w$  eine Furche, deren Sohle denselben Verlauf nimmt wie der von  $a$  bestrichene Flächentheil des Modells  $m$ .

Man erkennt aber ohne weiteres aus der Figur, dass der Vorbehalt, soweit der Stichel  $s$  zu schneiden vermag, nothwendig ist. Mit dem Wechsel in dem Verlauf der Linie  $fg$  ändert sich die Richtung der vom Stichel getroffenen Stelle diesem gegenüber. Bei einigermaßen lebhafter Gestalt der Linie  $fg$  liegt an einigen Stellen derselben die Gefahr vor, dass der Ansatzwinkel negativ wird, also die Schneide des Stichels von der ihr zugeordneten Bahn abgehoben wird, an anderen Stellen ergeben sich so grosse Brustwinkel, dass aus diesem Grunde das Schneiden aufhört. Es folgt hieraus, dass — abgesehen von sonstigen praktischen Schwierigkeiten — dieses Verfahren nur dann ausführbar ist, wenn die einzelnen Theile der Linie  $fg$  nur wenig gegen die Bewegungsrichtung des Schlittens  $c$  geneigt sind. Trotzdem findet man Anwendungen dieses Verfahrens.<sup>1)</sup>

Ersetzt man den Stichel durch einen Fräser, wie bei  $s$ , Fig. 31, ein gestrichelter Kreis andeutet, und den Führungsstift  $a$  durch eine Rolle gleichen Durchmessers, so wird die angegebene Schwierigkeit gehoben, aber es tritt die neue Beschränkung auf, dass die Halbmesser der kleinsten Mulden in der Linie  $fg$  nicht kleiner sein dürfen, als der Halbmesser des Fräasers und der Führungsrolle.

Aus der Querschnittsfigur 32 ist erkennbar, dass der Führungsstift  $a$ , wenn er nacheinander eine irgendwie gestaltete Fläche  $kl$  in den Schnittebenen berühren soll, eine gut zugespitzte Gestalt haben muss; ebenso aber auch der Stichel, wenn man von diesem die genaue Wiedergabe der Durchdringungslinien als Furchensohlen im Werkstück  $w$  erwartet. Der Querschnitt des bearbeiteten Werkstückes wird sonach nicht von der glatten, gestrichelten Linie  $kl$ , Fig. 33, sondern von einer Zickzacklinie begrenzt. Und wenn man den Führungsstift  $a$  durch eine, je in der betreffenden

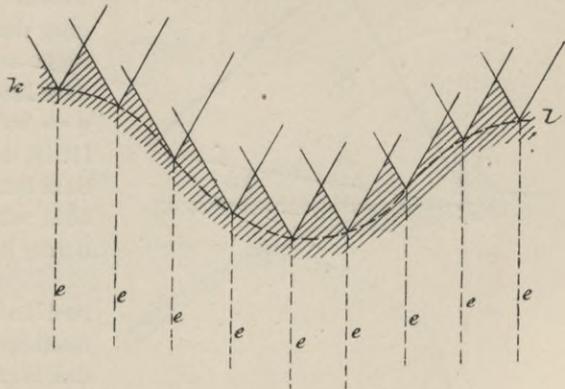


Fig. 33.

Schnittebene  $e$  sich drehende Rolle, den Stichel aber durch einen ebenso grossen Fräser ersetzt, so ändert sich in der Natur der Querschnittsbegrenzung nichts. Eine annähernd genaue Wiedergabe der irgendwie gestalteten Modellfläche ist sowohl durch Stichel als auch durch Fräser nur möglich, wenn die Schnittebenen  $e$  möglichst nahe aneinander gerückt werden, so dass die freihändige Beseitigung der zwischen den gebildeten Furchen stehenden gebliebenen Dämme entbehrt werden kann, oder doch erleichtert wird.

Das vorliegende, anscheinend zum Erzeugen jeder beliebigen Ober-

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Vereins deutscher Ingenieure, 1888, S. 1013. American Machinist, 18. Febr. 1892, mit Abb.

flächengestalt geeignete Verfahren stösst somit auf mancherlei Schwierigkeiten und ist deshalb wenig gebräuchlich.

Man sucht die durch Spanabheben zu bearbeitenden Maschinenteile so zu gestalten, dass durch einfache und dauerhafte Führungen möglich wird, die Werkzeuge stets in der gleichen Richtung gegenüber der die augenblicklich zu bearbeitende Stelle tangierenden Ebene zu erhalten.

Um zu erkennen, welche Flächengestalten dieser Forderung genügen, beziehungsweise welcher Art die zugehörigen Führungen sein müssen, soll hier unterschieden werden zwischen den Bearbeitungen durch Einzelstichel, Formstichel, Fräser und Schleifstein.

### 1. Bearbeitung mittels Einzelstichels.

Es heisse der Weg, welchen der Stichel in der Richtung der Durchdringungslinien schneidend zurücklegt, der Hauptweg, diejenige Verschiebung, welche ihn über die folgende Durchdringungslinie bringt, der Seitenweg oder Schaltweg des Stichels.

Aus den bisherigen Erörterungen folgt nun zunächst die Forderung: der Hauptweg soll derartig sein, dass der Ansatzwinkel sich nicht ändert.

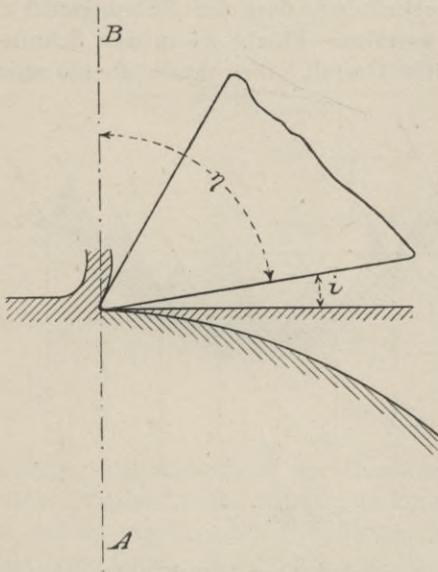


Fig. 34.

Um diesen Satz für die Folge bequemer ausdrücken zu können, will ich diejenige gerade Linie  $AB$ , Fig. 34, welche winkelrecht zur Längsrichtung der Schneide und ebenso winkelrecht zum Hauptweg liegt, also mit dem Rücken der Schneide den Winkel  $\eta = 90^\circ - i$  einschliesst, die Richtlinie der Schneide nennen. Obiger Satz lautet hiernach: Die Richtlinie soll winkelrecht auf der in Bildung begriffenen Fläche stehen.

Dieser Forderung genügt der geradlinige Hauptweg leicht. Dem festliegenden Stichel gegenüber wird das Werkstück geradlinig verschoben (Tischhobelmaschine) oder gegenüber dem ruhenden Werkstück beschreibt der Stichel gerade Wege (Grubenhobel-, Feil-, Stoss-, Seitenhobel-Maschine):

in beiden Fällen hat der Stichel überall die zutreffende Richtung, wenn sie an einer Stelle vorhanden ist.

Der gerade Hauptweg ist nach Abhebung eines Spanes rückwärts zu durchschreiten, worauf der Seitenweg ruckweise zurückgelegt wird, um mit dem Abnehmen eines neuen Spanes beginnen zu können. Damit jedoch auf diesem Rückwege die Stichelschneide nicht nöthig hat die vorher gebildete Fläche nochmals kräftig zurückzudrängen, zieht man sie vom Werkstück ab oder gestattet ihr selbstthätig ausweichend mit leichtem Druck über sie hinwegzuleiten.

Der kreisförmige Hauptweg liefert ebenfalls einen unveränderlichen

Ansatzwinkel, d. h. die richtige Lage der Richtlinie, wenn entweder das Werkstück  $w$ , Fig. 35, gegenüber dem festliegenden Stichel  $s$  in der Pfeilrichtung  $I$  sich dreht (Drehen oder Abdrehen, auch zuweilen Bohren genannte Arbeitsweise) oder der Stichel  $s$  in der Pfeilrichtung  $II$  um die Axe des festliegenden Werkstückes  $w$  kreist (Bohren, Ausbohren, Abschwärmen genannte Arbeitsweise).

Es unterscheiden sich die Arbeitsverfahren, welche Fig. 35 darstellt, vom Hobeln wesentlich durch den Umstand, dass die gegensätzliche Hauptbewegung, und daher auch die Nebenbewegung, das Uebergchen des Stichels auf die folgende Durchdringungslinie, stetig sein kann, mit seltenen Ausnahme auch ist. Es verlaufen alsdann die Durchdringungslinie schrauben- bezw. spiralförmig.

Andere als geradlinige und kreisförmige Hauptwege sind für den Einzelstichel wenig geeignet. Man hobelt zwar auch in unregelmässig krummen Linien, allein nur in solchen, welche nur wenig von der geraden Gestalt abweichen; ebenso sind beim Drehen und Bohren nur geringe Abweichungen von der kreisförmigen Bahn zulässig. Fig. 36 lässt z. B. erkennen, dass das Abdrehen eines ellipsenförmigen Querschnittes, wenn nur der Abstand der Schneide und Werkstückmitte geändert wird, an manchen

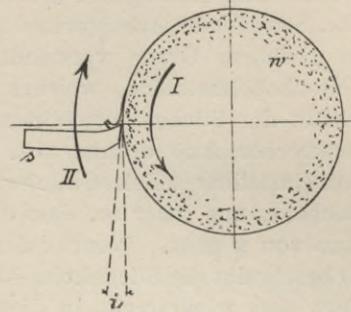


Fig. 35.

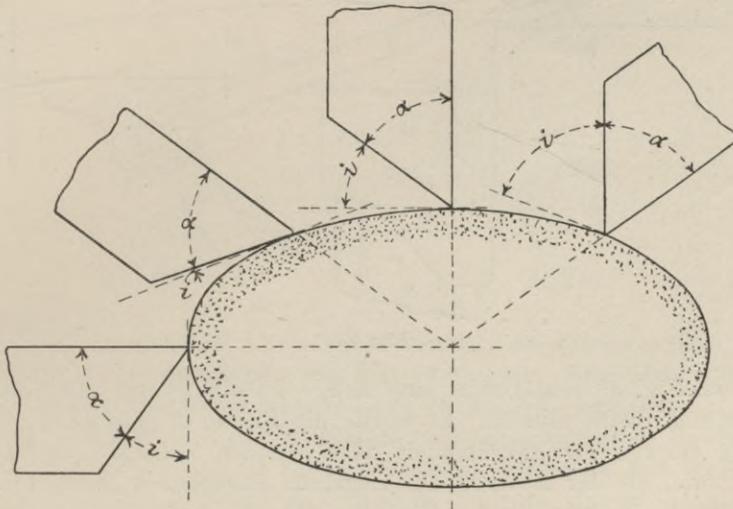


Fig. 36.

Stellen ungemein grosse Ansatzwinkel liefert, obgleich der Stichel an anderen Stellen mit sehr kleinem Ansatzwinkel arbeiten muss. Das Haken kann unter diesen Umständen nur dadurch vermieden werden, dass man sich einen grossen Brustwinkel gefallen lässt. Ein Aendern der Stichelrichtung in der Weise, dass die Richtlinie unverändert winkelrecht zur Arbeitsfläche bleibt, dürfte nur bei bestimmten Querschnittsgestalten möglich sein. Für das Abdrehen des elliptischen Querschnittes ist ein dement-

sprechender Vorschlag gemacht worden,<sup>1)</sup> allein die betreffende Einrichtung ist nicht allein zu wenig einfach, um weitere Verwendung zu finden — weshalb auch in der Quelle schon ausgesprochen worden ist, man würde vorziehen, sich des Fräasers statt des so geführten Einzelstichels zu bedienen — sondern es liegt ihr auch ein Trugschluss zu Grunde.

Hier ist einer zuweilen vorkommenden Stichelführung zu gedenken, welche zum Erzeugen bogenförmiger Flächen mit grossem Halbmesser dient. Die betreffende Arbeitsweise ist dem Abschwärmen, wie dem Hobeln etwa in gleichem Grade verwandt. In Fig. 37 stellt *a* den Schlitten einer Seitenhobelmaschine, welcher am Bett *b* gleitet, im Grundriss dar. An *a* gleitet der Stichelhausschlitten *c*, in welchem der Werkzeughalter *e* um eine senkrechte Axe drehbar ist. Mit *e* ist der Arm *d* fest verbunden, der um den einstellbaren Bolzen *k* schwingt, und auch der — gestrichelt gezeichnete — Stichel *s*, und zwar so, dass dessen Richtlinie gehörig verlängert durch die Axe von *k* geht. Wenn daher *a* am Bett *b* hin- und hergeschoben wird, so beschreibt die Stichelschneide den Bogen *fg*, und die Richtlinie des Stichels liegt stets winkelrecht zu diesem Bogen.

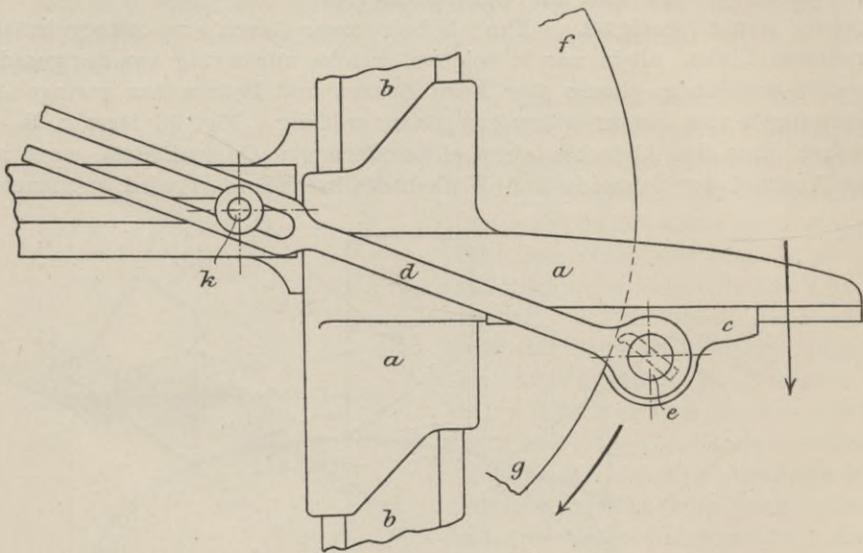


Fig. 37.

Nach Fig. 33 erhält man eine riefige Fläche, wenn ein Spitzstichel die einzelnen Späne abhebt. Es würde die Fläche *kl* glatt werden bei Verwendung einer wenig gekrümmten oder geraden Schneide, deren Breite grösser wäre, als der Abstand der einzelnen Stichelwege beträgt, und eine in *kl* fallende Richtung hätte. Eine derartige Lage der Schneide lässt sich nun in vielen Fällen erreichen, und zwar wie folgt:

#### a. Geradliniger Hauptweg des Stichels.

*a.* Die Spuren sind gleichlaufend zu einander, und der Seitenweg oder Schaltweg des Stichels ist einfach gerade. Die Fläche, in welcher die Durchdringungslinien oder Furchensohlen liegen, ist also eben. Dann kann der, die Furchensohle bildende Theil der Schneide gerade und so

<sup>1)</sup> The Journal of the Franklin Institute, Febr. 1881, S. 114, mit Abb.

lang sein, dass er den ganzen Raum zwischen zwei Durchdringungsebenen  $ee$  ausfüllt, also keine Erhöhung zwischen den Durchdringungslinien zurücklässt.

Die linke Seite der Fig. 38 stellt das Schrappen, das Hinwegräumen des grössten Theils der zu beseitigenden Schicht dar. Die Bildfläche liegt winkelrecht zum Hauptweg des Stichels  $s_1$ ; letzterer rückt nach jedem Schnitt um den Betrag  $\Delta$

längs des Schaltwegs fort. Da dem Schrappen das Schlichten folgt, so legt man wenig Werth auf die Glätte der entstehenden Fläche  $k_1 l_1$ . Dagegen wird die, in die Richtung  $k_2 l_2$  fallende Schneide des Schlichtstahles  $s_2$  möglichst

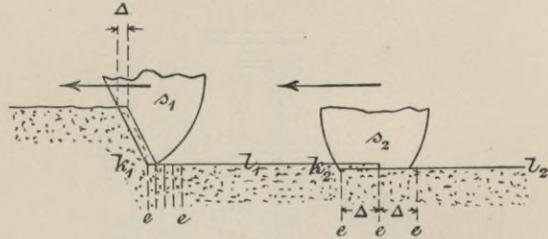


Fig. 38.

genau gerade geschliffen und mit Sorgfalt so eingespannt, dass sie mit  $k_2 l_2$  zusammenfällt. Das gelingt nicht vollständig, weshalb die Fläche ein gestreiftes Aussehen bekommt, welches man dadurch zu mildern sucht, dass man die Schneide länger macht als  $\Delta$ , so dass sie gleichzeitig über zwei Durchdringungslinien hinweg greift.

$\beta$ . Die Durchdringungslinien sind gleichlaufend zu einander, aber der Schaltweg ist krummlinig, d. h. die entstehende Fläche gehört einem Prisma an. Es gelingt leicht, den Stichel in eine solche Lage dem Werkstück

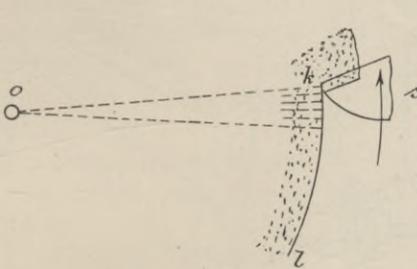


Fig. 39.

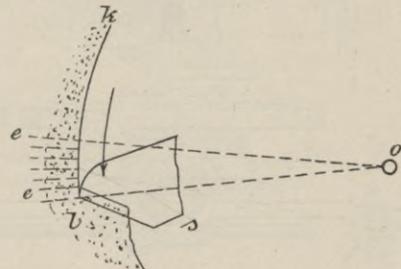


Fig. 40.

gegenüber zu bringen, dass die Schneidenrichtung die Fläche berührt, wenn der Schaltweg kreisbogenförmig ist, Fig. 39 und 40. Man lässt entweder den Stichel, ohne im übrigen dessen Lage zu ändern, geradlinig hin- und herschieben, während sich das Werkstück um seine zu dieser Bewegungsrichtung gleichlaufende Axe  $O$  ruckweise dreht, oder lässt das Werkstück ruhen, während die Führung des Stichels um die Axe  $O$  nach jedem Schnitt um eine Spanbreite weiter rückt. Man nennt das Verfahren Rundhobeln; es kann bei der Stossmaschine, Fig. 41 u. 42, ohne weiteres angewendet werden. Man befestigt das Werkstück  $W$  so auf dem Tisch  $T$ , dass die vorhin genannte Axe  $O$  mit der lothrechten Drehaxe des Tisches  $T$  genau zusammenfällt, nähert  $W$ , mittels der sich unter  $T$  befindlichen Schlitten dem Stichel  $s$  gemäss dem geforderten Krümmungshalbmesser des Werkstückes, indem gleichzeitig darauf geachtet wird, dass die Stichelshneide winkelrecht zu dem Halbmesser liegt, und lässt nunmehr den Tisch  $T$  ruckweise nach jedem, vom Stichel vollzogenen Schnitt sich so viel um seine

Axe drehen, als die Schnittbreite erfordert.<sup>1)</sup> Fig. 43 stellt die Befestigungsweise des Werkstückes, welche bei dem Beispiel der Fig. 41 und 42 angewendet ist, in grösserem Massstabe dar, aber in Verbindung mit einer Spindel *S*, wie bei Hobel- und Feilmaschinen gebräuchlich. Die rund zu hobelnde Hebelnabe *W* ist vorher gebohrt und ihre ebenen Erdflächen sind bearbeitet, sodass, wenn man sie zwischen den an *S* festen Kegel *a* und

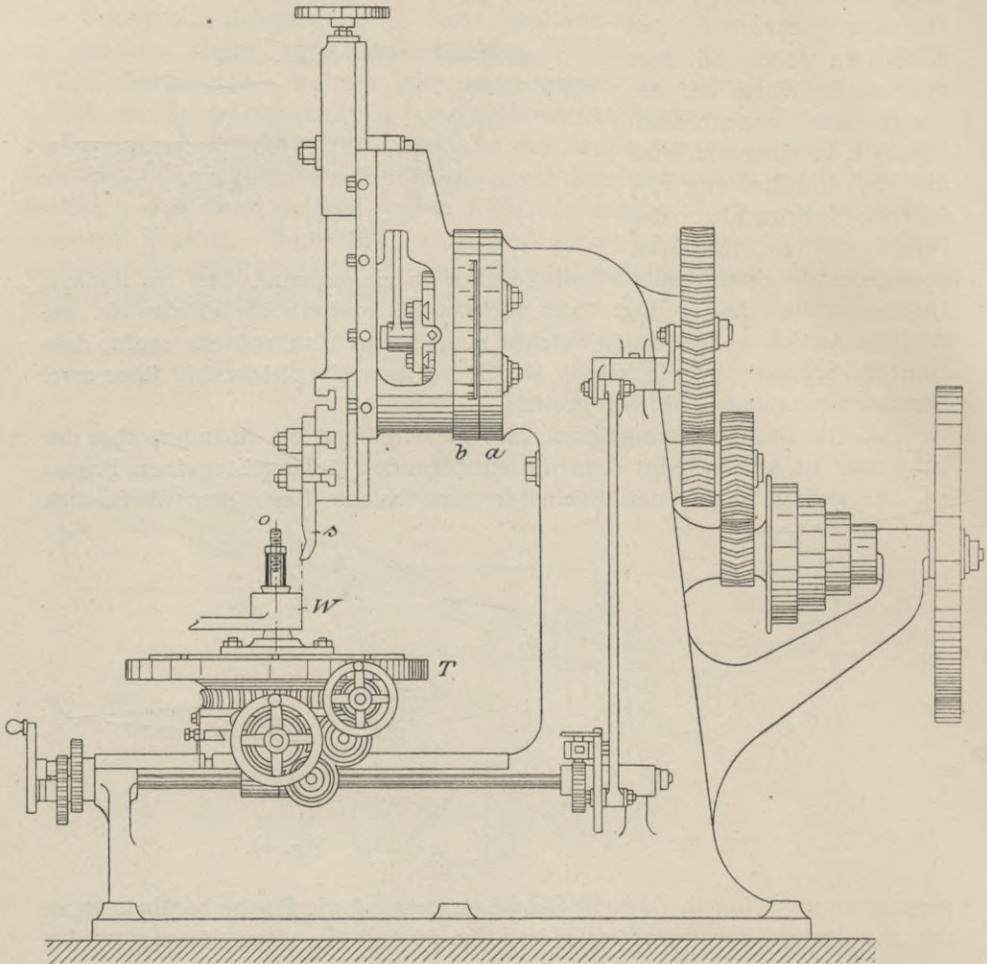


Fig. 41.

den verschiebbaren Kegel *b* spannt, sie ohne weiteres ausgerichtet ist. Das ruckweise Drehen des Werkstückes vermittelt die Spindel *S*.

Dasselbe Verfahren ist für das Hohlrundhobeln brauchbar<sup>2)</sup> und wird auch verwendet zum Hobeln cylindrischer Flächen, wenn deren Krümmungshalbmesser sehr gross ist,<sup>3)</sup> indem man das Werkstück auf das vom Stossmaschinenschlitten gestützte Ende einer Aufspannungsvorrichtung befestigt,

<sup>1)</sup> Vergl. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1898, S. 12.

<sup>2)</sup> Dingler, polyt. Journ. 1888, Bd. 268, S. 87, mit Abb. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1897, S. 654, mit Abb.

<sup>3)</sup> American Machinist 28. Jan. 1897, S. 66, mit Schaubild.

während das andere Ende dieser Vorrichtung um einen entsprechend weit entfernten festen Bolzen sich dreht.

Auch andere Querschnittsformen prismatischer Flächen erlauben eine solche gegensätzliche Führung zwischen Werkstück und Stichel, dass die Schneide des letzteren sich als Berührende an die

Querschnittsbegrenzung der Fläche legt, z. B. die Evolvente und die Cycloide.<sup>1)</sup>

7. Die geraden Hauptwege des Stichels schneiden sich, gehörig verlängert, in einem Punkte. Ist in diesem Falle der Schaltweg geradlinig, so entsteht eine ebene Fläche. Meines Wissens wird von diesem Arbeitsverfahren kein Gebrauch gemacht, weshalb hier seine Anführung genügt.

Der gekrümmte Schaltweg liefert eine Kegelfläche.

Es giebt Stossmaschinen,<sup>2)</sup> auch die, durch die Fig. 41 und 42 dargestellte ist eine solche, welche nach Fig. 44 die Führung des Stichel-Schlittens schräg zu stellen gestatten. Befestigt man nun das Werkstück *W* auf dem Tisch *T* so, dass die Axen *o* beider zusammenfallen, neigt die Bahn des Stichels *s* um den verlangten halben Spitzenwinkel gegen die Axe *o* und stellt den Tisch im übrigen so ein, dass die geradlinige Verlängerung der Stichel-Bahn die Axe *o* schneidet, so räumt der arbeitende Stichel alles ausserhalb des fraglichen gemeinen Kegels Liegende hinweg, wenn durch ruckweises Drehen des Tisches *T* die Schaltbewegung hervorgebracht wird. Es ist leicht zu übersehen, dass die Schneide des Stichels bei sämtlichen Schnitten die Kegelfläche berührt, wenn

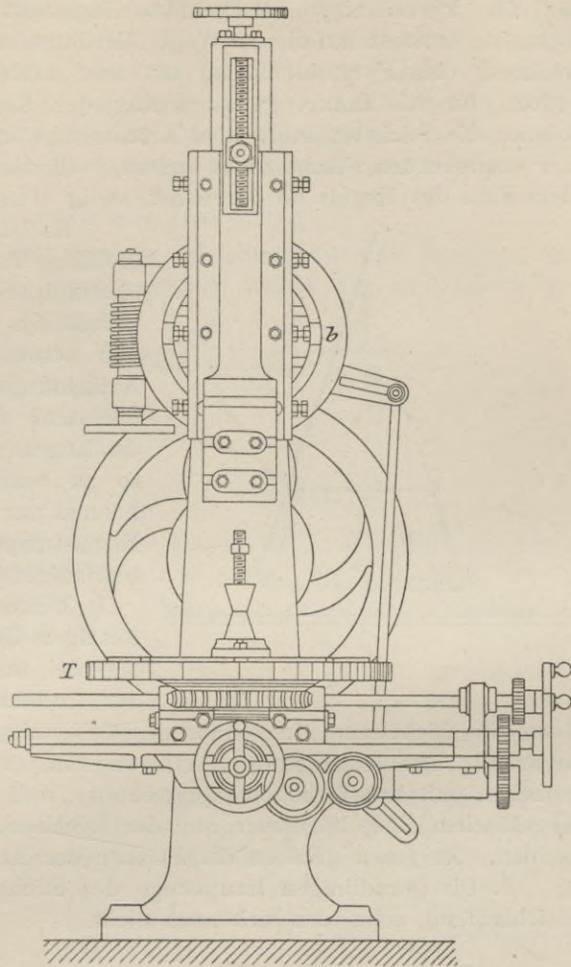


Fig. 42.

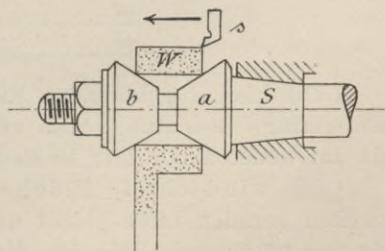


Fig. 43.

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1898, S. 13.

<sup>2)</sup> Dingler, polyt. Journ. 1878, Bd. 230, S. 302, mit Abb.

sie für irgend einen demgemäss eingestellt wurde. Bei geradliniger Schneide entsteht auf diesem Wege allerdings keine eigentliche Kegelfläche, vielmehr eine Pyramidenfläche mit sehr zahlreichen Seiten, welche sich jedoch für die Praxis genau genug der Kegelfläche anschliesst. Man könnte die Stichelschneide hohl krümmen, würde damit aber die Eigenart der entstehenden Fläche nicht ändern, weil die Krümmungshalbmesser von dem Fuss des Kegels ab gerechnet, stetig abnehmen.

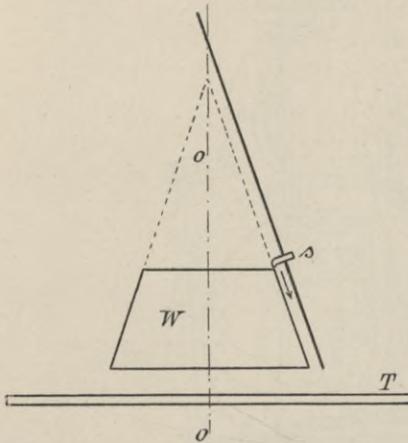


Fig. 44.

Es lassen sich auf gleichem Wege Hohlkegelflächen erzeugen. Hierfür sind selbstverständlich gerade Schneiden unzulässig, vielmehr gekrümmte Schneiden nothwendig, und zwar darf der Krümmungshalbmesser der Schneide höchstens dem kleinsten Halbmesser des Kegelstumpfes gleich sein, d. h. die so zu bearbeitenden Hohlkegelflächen können nur verhältnissmässig niedrigen Kegelstumpfen angehören, wenn sie eine befriedigende Glätte erhalten sollen.

Ausser den Kegelflächen mit kreisförmigem Querschnitt vermag man auch manche anderen Querschnitts mittels der Hobelmaschine so zu bearbeiten,

dass die Stichelschneide berührend sich anlegt. Einige derselben sind sogar für das vorliegende Verfahren von grösserer Bedeutung als die gemeine, mit kreisförmigem Querschnitt, weil letztere, soweit sie ganze Kegelflächen sind, bequemer auf der Drehbank (s. w. u.) erzeugt werden können. Zu jenen gehören die Flächen der Kegelradzähne.<sup>1)</sup>

δ. Die geradlinigen Hauptwege des Stichels sind nicht zu einander gleichlaufend, schneiden sich auch nicht.

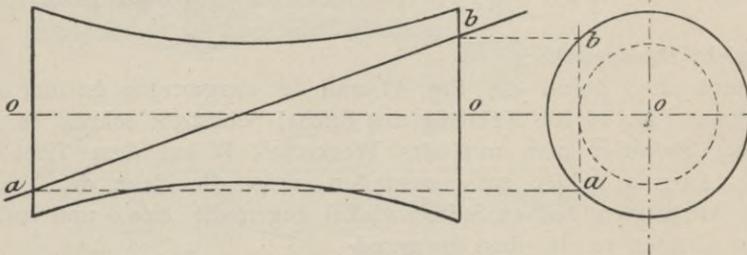


Fig. 45.

Die hierher gehörenden Flächen haben für die Praxis im allgemeinen nur geringe Bedeutung: man vermeidet sie so viel als möglich, oder stellt sie auf anderen, als hier in Rede stehenden Wegen dar.

Die windschiefe Fläche entsteht, indem eine gerade Linie an einer zweiten geraden Linie gleitet und sich gleichzeitig um sie dreht. Soll eine, sie nur berührende Schneide diese Fläche erzeugen, so muss die Schneide mit jener sich drehenden Linie zusammenfallen; es ist diese Herstellungs-

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1898, S. 14 bis 16.

weise nicht gebräuchlich. Einfacher ist die Erzeugung einer hyperboloidischen Fläche, Fig. 45, welche die gerade Linie  $ab$  beschreibt, wenn sie um die Axe  $oo$  gedreht wird. Die von  $a$  nach  $b$  sich bewegende gerade Schneide soll winkelrecht zu den zugehörigen Halbmessern liegen, wozu eine Drehung der Stichführung um  $ab$  als Axe auszuführen ist, oder eine gleich grosse entgegengesetzte des Werkstücks um dieselbe Linie.

b. Kreisförmiger Hauptweg.

a. Der geradlinige Schaltweg, gleichlaufend zur Drehaxe des Hauptwegs, liefert die Fläche einer gemeinen Walze, Fig. 46. Dieses ge-

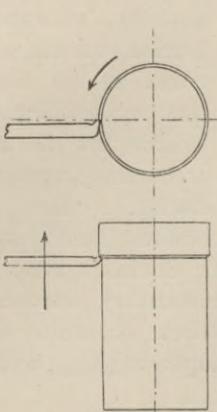


Fig. 46.

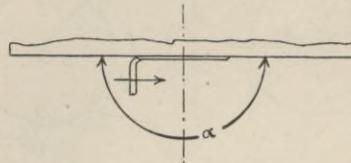


Fig. 47.

bräuchlichste Arbeitsverfahren ergibt eine glatte Fläche, wenn die gerade Stichelschneide, welche die Fläche erzeugt, gleichlaufend zum Schaltweg liegt. Mit dem winkelrecht zur Drehaxe des Hauptwegs liegenden Schaltweg, Fig. 47, gewinnt man unter derselben Bedingung eine glatte ebene Fläche; ebenso erzeugt der die Drehaxe schneidende eine glatte Kegelfläche, Fig. 48. Angesichts der Einfachheit dieser Stichführungen finden diese Arbeitsverfahren weit allgemeinere Anwendung als das Hobeln, sofern die Drehbewegung stetig fortgesetzt werden kann, wobei alsdann auch die

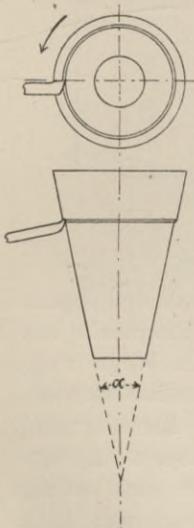


Fig. 48.

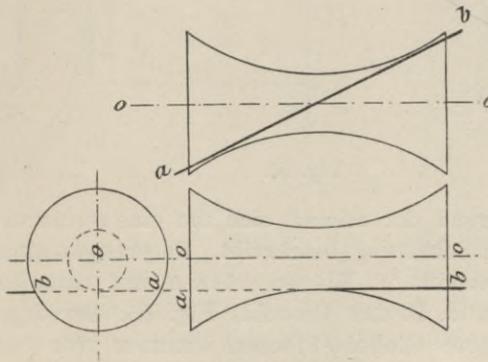


Fig. 49.

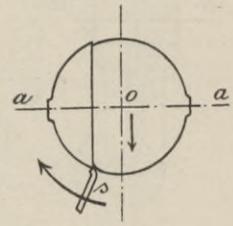


Fig. 50.

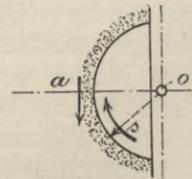


Fig. 51.

Schaltbewegung eine stetige zu sein pflegt. Es ist nicht allein verwendbar für das Gestalten von Aussenflächen, sondern ebenso für das Erzeugen von Hohlflächen gleicher Art. Liegt der geradlinige Schaltweg  $ab$ , Fig. 49, wind-

schief zur Drehaxe  $o$  des Werkstücks, so entsteht ein Hyperboloid, aber es muss der Stichel während des Arbeitens um seine Bahn  $ab$  eine Drehung machen, damit der Ansatzwinkel unverändert bleibt und zwar so, dass die Richtlinie des Stichels stets durch die Axe  $o$  geht.

β. Auch der kreisförmige Schaltweg in Verbindung mit dem kreisförmigen Hauptweg ist, wegen der einfachen Sticelführung, welche ohne weiteres die berührende Lage der Schneide gestattet, zu mancherlei

Anwendung geeignet.

Das Werkstück gedreht um die Axe  $aa$ , Fig. 50, während der Stichel  $s$  um die winkelrecht zu  $aa$  liegende Axe  $o$  den Schaltweg beschreibt. Dann entsteht eine Kugelaussenfläche, oder, nach

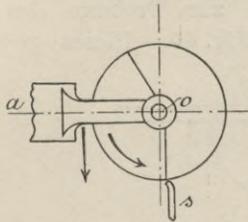


Fig. 52.

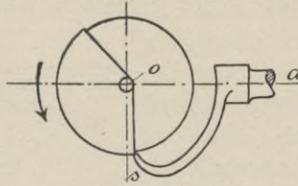


Fig. 53.

Fig. 51 eine Hohlkugelfläche.<sup>1)</sup> Dreht sich das Werkstück rasch um die Axe  $a$ , langsam um die Axe  $o$ , Fig. 52, während der Stichel  $s$  ruht, oder kreist der Stichel  $s$  rasch um die Axe  $a$ , Fig. 53 (Schwärmer), während das Werkstück um  $o$  langsam gedreht wird,<sup>2)</sup> so entstehen ebenfalls Kugelaussenflächen. Nach Fig. 54 hat das Werkstück die Hauptbewegung, und zwar

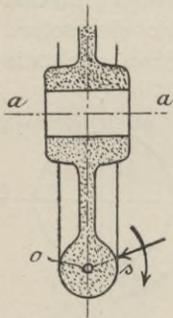


Fig. 54.

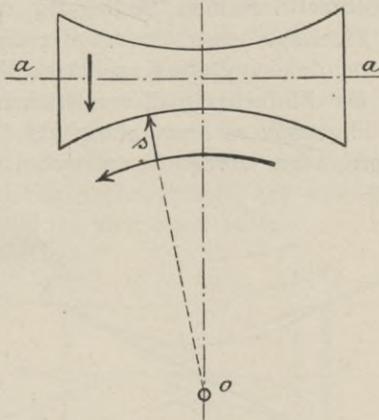


Fig. 55.

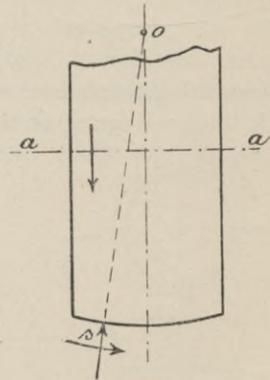


Fig. 56.

um die Axe  $a$ , während der Stichel, sich um eine seitwärts von  $a$  belegene Axe  $o$  drehend, den Schaltweg beschreibt. Es entsteht eine Ringfläche mit kreisförmigem Querschnitt.<sup>3)</sup> Ebenso können auf demselben Wege ringförmige Hohlflächen, z. B. das Globoid, Fig. 55, hervorgebracht werden. Nach aussen gewölbte Globoid-Flächen kommen vor bei Riemenrollen, Fig. 56<sup>4)</sup> und bei Geschossen, Fig. 57; ihre Entstehung lassen die gegebenen Figuren genügend deutlich erkennen. Es lassen sich solche Globoidflächen auch mittels des Schwärmers darstellen, indem man nach

<sup>1)</sup> Dingler, polyt. Journ. 1838, Bd. 70, S. 98, mit Abb. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1891, S. 1315, mit Abb. Dingler, polyt. Journ. 1892, Bd. 286, S. 252, mit Abb.

<sup>2)</sup> Dingler, polyt. Journ. 1892, Bd. 286, S. 251, mit Abb.

<sup>3)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1891, S. 1315, mit Abb.

<sup>4)</sup> Civilingenieur, 1871, S. 340.

Fig. 58 die Axe  $a$  des Schwärmers um einen geeigneten Betrag  $A$  neben die Axe  $o$  des Werkstücks legt.<sup>1)</sup>

## 2. Formstichel

haben Schneiden, welche sich der Querschnittsgestalt der zu erzeugenden Fläche völlig anschliessen. Es fehlt ihnen der Neben- oder Schaltweg im bisher angewandten Sinne, weil sie die betreffende Fläche gewissermassen in einem Schnitt erzeugen. Allein, wenn die Ausdehnung der Fläche quer zur Arbeitsbewegung von einiger Grösse ist, so lässt sich, um den entstehenden Widerstand nicht gar zu gross werden zu lassen, nur ein sehr dünner Span abnehmen, was zu folgenden Durchbildungen des Verfahrens führt:

Es soll auf der Drehbank am Werkstück  $w$ , Fig. 59, eine Hohlkehle erzeugt werden. Man nähert dann den Stichel  $s$ , von der in der Figur gestrichelt gezeichneten Lage ausgehend, dem Werkstück nach jeder Um-

drehung so viel, wie die zulässige Spandicke beträgt, bis die verlangte Tiefe der Hohlkehle gewonnen ist; der letzte Span wird wohl, um die Glätte der Hohlkehle zu sichern, besonders dünn gewählt. Es wird also auch hier eine Schaltbewegung des Stichels angewendet, aber in ganz anderem Sinne als bei den früher angegebenen Arbeitsverfahren.

Bei grösseren Breiten schaltet man auch mehrere Stichel hinter einander, so dass jeder einzelne nur einen Theil des Widerstandes zu über-

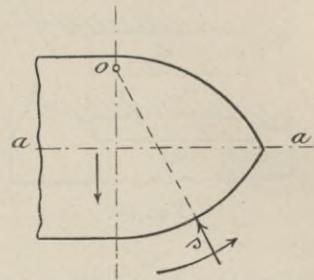


Fig. 57.

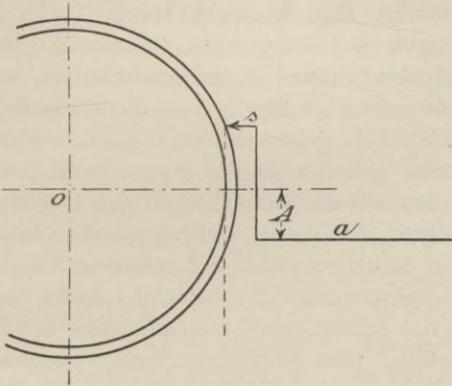


Fig. 58.

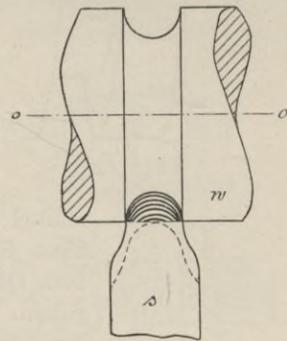


Fig. 59.

nehmen hat, z. B. nach Fig. 60. Es lassen sich diese einzeln hintereinander geschalteten Stichel nach Fig. 27, S. 28, auch zu einem Stichel vereinigen, dessen Schneide von einem bis zum anderen Ende fortschreitend je nur mit einem Stück ihrer Länge zum Angriff kommt.

Da jedoch die Schneiden, welche, wie Fig. 59 insbesondere veranschaulicht, eine ganze Anzahl von Spänen abzunehmen haben, um die verlangte Gestalt zu schaffen, sich bald abnutzen, oft nachgeschliffen werden

<sup>1)</sup> American Machinist. 22. Oct. 1891. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1891, S. 1451, mit Abb. American Machinist, Juni 1896, S. 585, mit Abb.

müssen und dabei ungenau werden, wenn man nicht den verkehrten An-schliff nach Fig. 27 und 28, S. 28, anwendet, so wird meistens vorgezogen, das Werkstück mittels spitzen oder mässig gerundeten Einzelstichels zu schrumpfen und dann erst den Formstichel behufs Schlichtens anzustellen.

Die vorliegenden Verfahren kommen sowohl beim Drehen als auch beim Hobeln zur Anwendung.

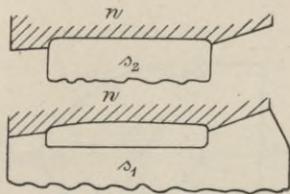


Fig. 60.

Es sind die Formstichel, was kaum zu erwähnen nöthig ist, in Bezug auf den Hauptweg gleichen Bedingungen unterworfen wie die Einzelstichel. Besondere Erörterungen bedürfen die zum Gewin-schneiden dienenden Formstichel.

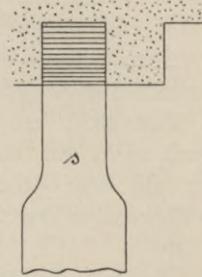


Fig. 61.

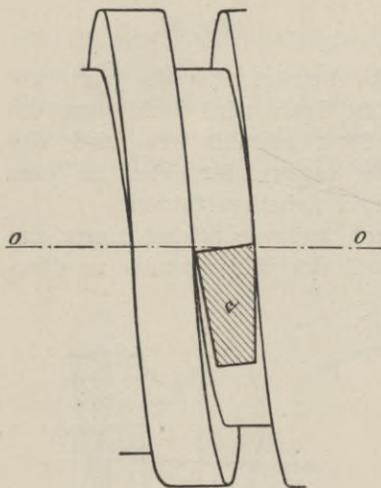


Fig. 62.

Ein flachgängiges Gewinde schneidet man auf der Drehbank mittels Stichels *s*, Fig. 61, indem man ihn für jeden Durchgang dem Werkstücke um eine Spandicke zuschiebt, so lange, bis die Tiefe des Gewindeganges erzielt ist. In der Richtung der Spanbreite liegt die Hauptschneide des Stichels, rechts und links schliessen sich diesen unter rechtem Winkel Nebenschneiden an, welche die Schmalseiten des Spans ablösen. Fig. 62 stellt einen Theil des fertigen Gewindeganges in Ansicht dar, und den Stichel *s* im Querschnitt. Man sieht aus dieser Figur, dass die Mittelebene des Stichels gegen die Axe *oo* des Werkstücks geneigt liegen muss, und zwar ebenso wie die Seitenflächen des Gewindeganges, so dass wenigstens die Brust-

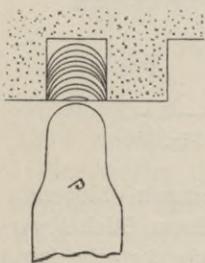


Fig. 62a.

winkel der beiden Seitenschneiden  $90^{\circ}$  messen. Um für diese Schneiden Ansatzwinkel zu erzielen, muss man dem Querschnitt des Stichels eine trapezförmige Gestalt geben. Das Anstellen des Stichels erfordert grössere Sorgfalt als gewöhnlich, der Schnitt ist ein weniger vollkommener und die Abnutzung der Seitenschneiden ist durch Schleifen nicht auszugleichen, es sei denn, dass der Stichel demnächst für Gewinde geringerer Ganghöhe verwendet werden soll.

Um letzteren Uebelstand zu mildern, beseitigt man nach Fig. 62a zunächst die grösste Menge der Späne mittels Schrumpfstichels und lässt sodann den rechteckigen Stichel die Flächen des Gewindeganges vollenden.

Bei Herstellung eines scharfgängigen Gewindes kann der Stichel nach Fig. 63 von vornherein vor die Mitte des Gewindeganges gelegt und winkelnrecht zur Drehaxe des Werkzeugs diesem genähert werden, oder man schiebt

ihn, nach Fig. 64, in der Richtung der einen Seitenfläche des Gewindenganges gegen das Werkstück. Letzteres Verfahren erleichtert den Spanabfluss. Die Neigung der Mittelebene des Stichel zur Gewindeaxe wird durch gleiche Rücksichten wie beim flachgängigen Gewinde bestimmt.

Es ist also beim Gewindeschneiden der Stichel nach jedem Schnitt um die Spandicke gegen das Werkstück vorzuschieben. Er muss aber vorher zum Schnittanfang zurückkehren.

Würde letzteres ohne weiteres stattfinden, so würden bedeutende, zwischen Stichel und Werkstück auftretende Reibungswiderstände zu überwinden sein und unnütze Abnutzungen eintreten. Man zieht daher — wie beim Hobeln — nach jedem Schnitt den Stichel vom

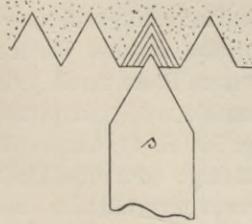


Fig. 63.

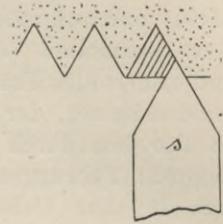


Fig. 64.

Werkstück zurück, führt ihn in dieser Lage zum Schnittanfang und schiebt ihn hier um den Betrag jenes Zurückziehens, vermehrt um die Dicke des neuen Spanes dem Werkstück wieder näher.

Bei Erzeugung spiralförmiger Furchen auf walzenförmigen Flächen, bzw. in cylindrischen Bohrungen sind die gleichen Umstände wie beim Gewindeschneiden zu berücksichtigen.

### 3. Fräser.

Schon bei der Erörterung der Fig. 31 wurde S. 30 hervorgehoben, dass ein Fräser für jede beliebige Längengestalt des Hauptwegs brauchbar sei, wenn sein Halbmesser nicht grösser sei als der kleinste Krümmungshalbmesser der vorkommenden Mulden. In Bezug auf den Seitenweg unterliegt der Fräser denselben Beschränkungen wie der Einzelstichel. Angesichts des Umstandes, dass jeder einzelne Fräserzahn eine nur sehr dünne Schicht abnimmt, verzichtet man mit seltener Ausnahme (z. B. beim Fräsen von Keillöchern oder dem sogenannten Langlochbohren) auf die Seitenverschiebung, und lässt statt dessen den Fräser die ganze zu bearbeitende Flächenbreite auf einmal in Angriff nehmen. Daraus folgt, dass der Fräser durchaus geeignet ist für solche Arbeiten, welche sonst dem Formstichel zufallen, insbesondere auch deshalb, weil die grössere Zahl hintereinander eingreifender Zähne die Abnutzung des einzelnen mildert.

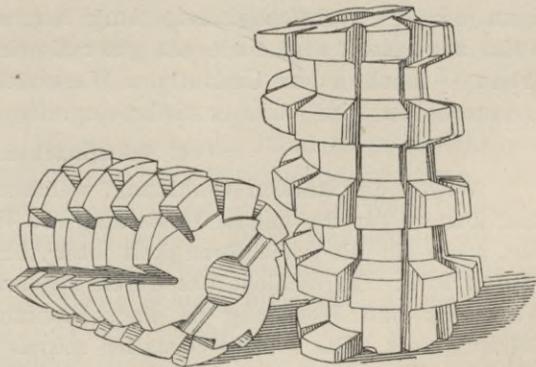


Fig. 65.

Die Gestalt des gegensätzlichen Weges zwischen Fräser und Werkstück ist daher in der Regel einfach. Es finden sich jedoch Ausnahmen.

Hierher gehören die für das Fräsen der Wurmräder erforderlichen

gegensätzlichen Führungen. Es ist die Zahnücke eines Stirnrades mittels Fräasers in einem Schnitt fertig zu stellen, da man den Fräser, während er die Zahnücke durchschreitet, beliebig viele Drehungen machen lassen kann. Der Fräser eines Wurmrades, Fig. 65, dessen Gestalt von einer Schraube umhüllt ist, die dem mit dem Wurmrad in Eingriff zu bringenden Wurm gleicht, dreht sich in jeder Zahnücke je nur einmal um, kann also nur eine beschränkte Spanmenge beseitigen. Man lässt daher den Fräser zunächst nur auf mässige Tiefe eingreifen, während das Werkstück genau in dem bestimmten Verhältniss zu den Umdrehungen des Wurmes sich dreht, und nähert den Fräser dem Rade nach jeder ganzen Drehung des letzteren um den Betrag, der nunmehr weggeschnitten werden soll; der Arbeitsverlauf ist also dem durch Fig. 59, S. 41 dargestellten verwandt. Es sind hierfür folgende Führungen nöthig: genaues Drehen des Werkstückes um seine Axe in dem Uebersetzungsverhältniss zu den Drehungen des Fräasers, welches demnächst zwischen Rad und Wurm herrschen soll, und ruckweises Nähern von Fräser und Werkstück nach jedem Umlauf des letzteren. Es leidet dieses Verfahren an folgendem Uebelstande: die Neigungen der Fräserwindungen decken sich mit den Neigungen der Zahnflanken erst dann, wenn erstere in voller Tiefe in die Zahnücken greifen. Bei weniger tiefem Eingreifen bewegen sich die vom Fräser getroffenen Theile des Rades rascher, als den betr. Neigungen der Fräserwindungen entspricht, und verursachen dadurch seitliches Drängen gegen den Fräser, was die Genauigkeit der Arbeit beeinträchtigen kann. Es ist der Vorgang verwandt mit dem bei gewissen Gewindeschneidwerkzeugen auftretenden.<sup>1)</sup> Man kann diesen Fehler vermeiden, indem man die Entfernung von Fräser- und Werkstückaxe von vornherein der endgiltigen gleich macht und zunächst einen Fräser verwendet, auf dessen Kern nur ein niedriger Rest des Gewindes liegt, diesem dann einen zweiten folgen lässt, dessen Gewinde etwas höher über den Kern hervorragt u. s. w., bis schliesslich ein Fräser mit vollem Gewindequerschnitt die Arbeit vollendet. Es lässt sich aber dasselbe erreichen,<sup>2)</sup> wenn der — verhältnissmässig lang hergestellte — Fräser in ähnlicher Weise zugespitzt wird, wie ein guter Gewindebohrer,<sup>3)</sup> und während der Arbeit — nach jedem Umlauf des Werkstücks — in seiner Axenrichtung so verschoben wird, dass er tiefer eingreift.

#### 4. Schleifflächen.

Wegen der starken Abnutzung, welchen die Schleifflächen unterliegen, sind letztere für die genaue Gestaltung von Werkstücken nur dann brauchbar, wenn für die Gleichförmigkeit ihrer Abnutzung in genügendem Grade gesorgt wird. Es geschieht das durch gegensätzliches Verschieben zwischen Werkstück und Werkzeug in einer Richtung, welche quer zur Arbeitsrichtung liegt. Das genaue Gestalten mittels des Schleifens kommt deshalb nur für solche Werkstücke in Frage, welche eine solche gegensätzliche Verschiebung gestatten. Fig. 66 veranschaulicht z. B. die Zustellung für das Schleifen eines walzenförmigen Körpers  $w$  mittels des Schleifsteins  $s$ . Ersterer dreht sich langsam (minutlich  $n$  mal) um seine Axe  $aa$ , letzterer sehr rasch ( $n_1$  mal minutlich) um seine Axe  $bb$ ; zu gleicher Zeit verschiebt

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1885, S. 200.

<sup>2)</sup> Reinecker, D. R.-P. No. 81418.

<sup>3)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1885, S. 198, mit Abb.

sich  $s$  gegensätzlich hin und her in der Richtung seiner Axe  $bb$ , die zu  $aa$  genau gleichlaufend liegt, und zwar mit der sekundlichen Geschwindigkeit  $u$ . Vorausgesetzt, dass der Schleifstein auf seine ganze Breite  $e$  genau walzenförmig ist, bearbeitet der Schleifstein während seiner gegensätzlichen Verschlebung in der Richtung des Pfeiles 1 eine Fläche des Werkstückes, welche sich als schraubenförmiges Band mit der Ganghöhe  $t$  um das Werkstück  $w$  legt. Es ist  $t$  gleich der Verschlebung des Schleifsteins während einer ganzen Drehung von  $w$ , also:

$$t = \frac{u}{\left(\frac{n}{60}\right)} = \frac{60 \cdot u}{n}.$$

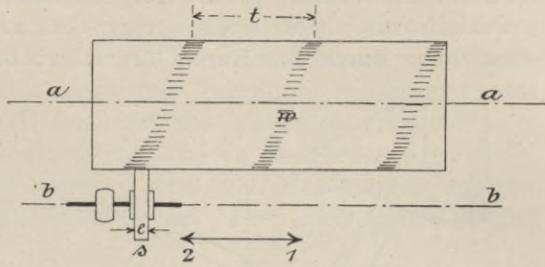


Fig. 66.

Um eine befriedigende Bearbeitung zu erzielen, die ganze Oberfläche von  $w$  zu schleifen, müssen mindestens die Ränder dieses schraubenförmigen Bandes sich berühren, d. h. es ist die Schleifsteinbreite:

$$e \geq t, \text{ oder} \\ e \geq \frac{60 \cdot u}{n}, \dots \dots \dots (20)$$

oder die Verschlebungsgeschwindigkeit:

$$u \leq \frac{n}{60} \cdot e \dots \dots \dots (21)$$

zu wählen.

Die genau walzenförmige Gestalt des Schleifsteins — wenn dessen Gefüge gleichförmig ist — ergibt sich von selbst, so lange  $bb$  zu  $aa$  gleichlaufend ist. Wäre z. B. der Schleifstein unrund, so würden nur die am weitesten hervorragenden Theile desselben mit dem Werkstück in Berührung treten, also nur diese Abnutzung erfahren, und zwar so lange, bis keine hervorragenden Theile mehr vorhanden sind. Es könnte nun angenommen werden, dass der Schleifstein an seinen Rändern im Durchmesser kleiner sei als in der Mitte, weil die in jeder Verschlebungsrichtung vorangehende Randfläche zunächst zur Zerkleinerung der ihr im Wege stehenden, zu beseitigenden Schicht herangezogen werde. Diese Möglichkeit wird dadurch ausgeschlossen, dass man bei jedem Weg des Schleifsteins längs des Werkstückes nur eine ungemein dünne Schicht hinwegräumt, um (S. 20) den Druck auf das Werkstück und die hieraus sich ergebende Federung desselben möglichst zu verhindern und dass, infolge des Hin- und Herschiebens von  $s$ , die bandförmigen Schleifsteinspuren auf dem Werkstück sich vielfach kreuzen, so dass der etwa grösser gebliebene mittlere Durchmesser durch die Ränder des Bandes in erster Linie Abnutzung erfährt, bis er dem Durchmesser der Ränder gleich wird. Eine gewisse Abnahme des Schleifsteindurchmessers findet selbstverständlich auf jedem seiner Wege statt; man macht dieselbe unfühler durch dasselbe Mittel, welches die Federung mindern soll: durch äusserst geringe Zuschlebung nach jedem längs des Werkstückes zurückgelegten Wege. Da eine gewisse Federung

der einander gegenüberliegenden Theile unvermeidlich ist, so wird der Schleifstein da die meisten Späne hinwegräumen, wo er am längsten verweilt. Es ist daher behufs Erzielung hohen Genauigkeitsgrades nothwendig, dass die Geschwindigkeit der gegensätzlichen Verschiebung zwischen Werkstück und Schleifstein in der Richtung der Axen  $aa$ , bezw.  $bb$  in geradem Verhältniss zur Umfangsgeschwindigkeit sowohl des Werkstücks als auch des Schleifsteins bleibt, woraus folgt, dass z. B. unzweckmässig ist, diese Verschiebung durch eine Kurbel oder mittels der Hand stattfinden zu lassen.

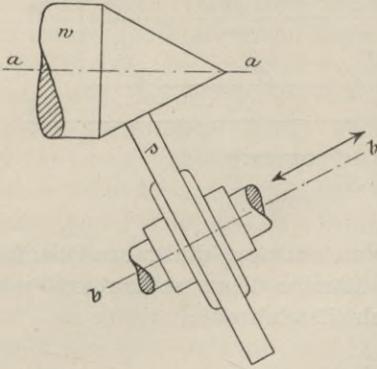


Fig. 67.

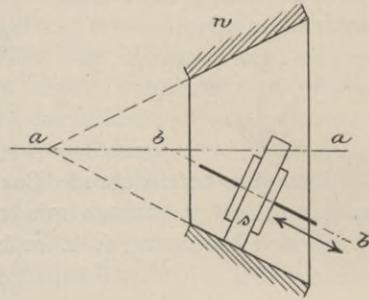


Fig. 68.

Beim Ausschleifen cylindrischer Löcher sind dieselben Gesichtspunkte massgebend, die für das Abschleifen der Aussenflächen walzenförmiger Gegenstände soeben erörtert sind.

Das Abschleifen kegelförmiger Aussen-, Fig. 67, und Innenflächen, Fig. 68, unterliegt denselben Grundsätzen: es muss die Axe des Schleifsteins  $bb$  gleichlaufend zu der nächsten Erzeugenden der Kegelfläche liegen und die Verschiebung zwischen Schleifstein und Werkstück gleichlaufend zu diesen Linien stattfinden. Die Forderung, nach welcher die

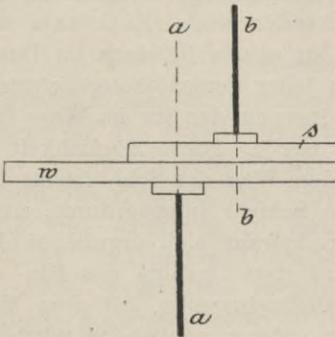


Fig. 69.

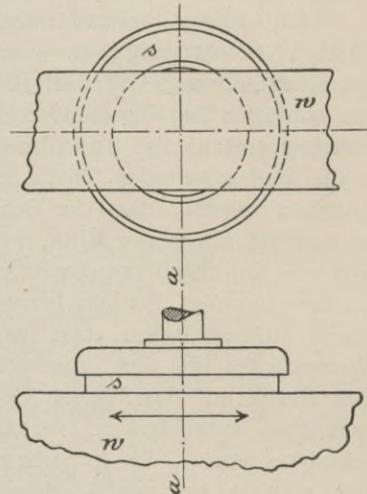


Fig. 70.

Verschiebungsgeschwindigkeit in geradem Verhältniss zur gegensätzlichen Umfangsgeschwindigkeit des in Bearbeitung befindlichen Werkstücktheils bleiben soll, dürfte wegen der abnehmenden Durchmesser nicht zu erfüllen sein. Man kann die hieraus erwachsende Fehlerquelle dadurch mindern, dass man die wegzunehmende Schicht noch kleiner wählt.

Früher<sup>1)</sup> habe ich nachgewiesen, dass zwei Scheiben  $w$  und  $s$ , Fig. 69, deren Drehaxen  $aa$  und  $bb$  genau gleichlaufend sind, sobald  $w$  und  $s$  aneinander schleifen, beiderseits genau ebene Flächen erzeugen. Von dieser Thatsache wird schon lange Gebrauch gemacht, z. B. beim Schleifen des Spiegelglases. Es findet jener Satz auch Verwendung für die Erzeugung ebener Flächen an Metallgegenständen, z. B. in der Ausbildung, welche Fig. 70 versinnlicht.  $s$  ist ein ringförmiger Schleifstein, der mit seiner ebenen Erdoberfläche arbeitet,  $w$  das Werkstück, welches genau winkelrecht zur Axe des Schleifsteins jenem gegenüber geradlinig verschoben wird, also gewissermassen einen Theil einer Scheibe unendlich grossen Durchmessers bildet, deren Axe gleichlaufend zur Axe  $aa$  des Schleifsteins  $s$  liegt.

Es möge noch angedeutet werden, dass man Kugelflächen auf ähnlichem Wege genau zu schleifen im Stande ist. Aber auch andere Flächen lassen sich so erzeugen.<sup>2)</sup>

## B. Führungen.

Die bisherigen Erörterungen ergeben, dass geradlinige und kreisbogenförmige Wege für spanabhebende Werkzeuge sich am besten eignen. Sie sind nun gleichzeitig durch mechanische Mittel weit leichter genau hervorzubringen als sonstige Wege. Der Werkzeugmaschinenbau verwendet deshalb fast ausschliesslich gerade und kreisförmige Wege, oder solche, welche sich aus diesen beiden zusammensetzen lassen; andere Wegesgestalten werden nur in besonderen Fällen gewählt.

Wesentlichste Eigenschaft jeder Führungseinrichtung ist deren Dauer, d. h. deren Vermögen, während längerer Zeit genügend genau zu führen. Durch Gleiten der Führungsflächen aneinander werden diese abgenutzt; ist die Abnutzung eine genügend gleichförmige, so vermag man meistens sie durch Nachstellen der Flächen unschädlich zu machen. Selbst wenn solche Nachstellbarkeit geboten ist, mindert sich die Genauigkeit der Führung durch Abnutzung der Führungsflächen, da die abgenutzten Flächen in ihrer Gestalt mehr oder weniger von den ursprünglichen abweichen; nur wenige Flächen besitzen die Eigenschaft, sich selbst in der anfänglichen Gestalt zu erhalten.

So ist denn allgemein geboten, auf möglichst geringe Abnutzung zu sehen.

Das kann geschehen durch recht harte Führungsflächen, gute Schmierung und grosse Flächen, so dass auf die Flächeneinheit ein nur kleiner Druck entfällt. Es hängt die Abnutzung auch von der Geschwindigkeit des Gleitens, oder richtiger von der Länge des gleitend zurückgelegten Weges ab. Diese Länge ist jedoch meistens gegeben, kann also nicht zu Gunsten geringerer Abnutzung vermindert werden.

Sehr harte, insbesondere aus gehärtetem Stahl bestehende Flächen sind ihrer schwierigen Herstellung halber nur in kleinen Abmessungen im Gebrauch. Man vermeidet aber nach Möglichkeit weiche Flächen, wählt also für die Führungsflächen hartes Guss- und Schmiedeeisen oder Stahl, sowie Bronze.

<sup>1)</sup> Hermann Fischer, Allgemeine Grundsätze und Mittel des mechanischen Aufbereitens. Leipzig 1888, S. 678 u. f.

<sup>2)</sup> Vergl. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1898, S. 16, mit Abb.

Der Schmierung wird, soweit möglich, grosse Aufmerksamkeit gewidmet. Sie muss in manchen Fällen auf das Fettighalten der Flächen beschränkt bleiben, besteht aber sehr häufig in stetiger Oelzufuhr. Von Wichtigkeit ist, die Gleitflächen möglichst vor Staub, insbesondere erdigem Staub zu schützen.

Glasharte Stahlflächen, welche sehr langsam aufeinander gleiten, erfahren vorübergehend bis zu 20 kg Druck auf 1 qmm; bei den Schlitten der Drehbänke und Hobelmaschinen, sofern deren Gleitflächen nur unvollkommen geschmiert werden können, lässt man dagegen höchstens 0,1 kg auf 1 qmm zu, rechnet aber womöglich nur 0,05 kg. Bestimmte, allgemein gültige Zahlen für den auf die Flächeneinheit entfallenden Druck lassen sich wegen der verschiedenartigsten Umstände, welche die Grösse der Flächen beeinflussen, nicht geben; man wird in dem einzelnen Falle prüfen müssen, wie gross die Gleitflächen, ohne Unzuträglichkeiten zu verursachen, gemacht werden können, sowie welchen Werth man auf lang dauernde Genauigkeit zu legen hat, und hiernach bestimmen.

### 1. Führungen für gerade Wege.

#### a) Bauart derselben.

Da man zwischen „totden Spitzen“ selbst unter Verwendung eines Handstichels durch Abdrehen einen genauen Cylinder herstellen kann — während andere zu Führungen brauchbare Gestalten eine gute Werkzeugmaschine zu ihrer Herstellung bedürfen — so liegt nahe, diesen Cylinder als Führungsstab mit kreisförmigem Querschnitt zu verwenden. Leider beeinträchtigen andere Eigenschaften die Brauchbarkeit dieser Stabform in dem Grade, dass man letztere zur Zeit nur in Ausnahmefällen für geradlinige Führung verwendet. Am unbequemsten ist der Umstand, dass bei gleichförmiger Abnutzung der Führungsflächen der Krümmungshalbmesser bei der Fläche von *a*, Fig. 71, abnimmt, während derjenige der Hohlfläche, welche zum Schlitten *b* gehört, grösser wird.

Bei ungleichmässiger Abnutzung infolge einseitiger Inanspruchnahme verlieren beide Flächen ihre Walzenform. Hieraus folgt, dass eine Nachstellbarkeit der Flächen nur möglich ist, soweit die Abnutzung in sehr engen Grenzen bleibt. Sie wird erreicht durch elastische Nachgiebigkeit der Hohlfläche. Eine hierher gehörende Ausführungsform stellt Fig. 72 dar. Mit dem geführten Stück *b* ist ein Auge verbunden, dessen Wand

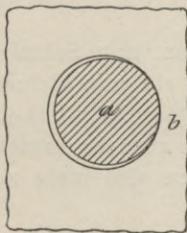


Fig. 71.

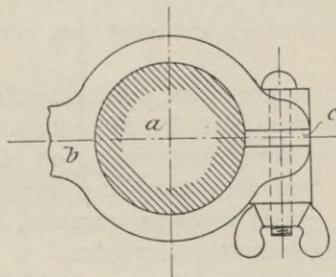


Fig. 72.

gegenüber vom Buchstaben *b* gespalten und dünn genug ist, um mittels Schrauben ein wenig zusammengedrückt zu werden. Man pflegt, um das Zusammendrücken zu begrenzen, den Spalt sehr eng zu machen, oder mit einem nachgiebigen Stück *c* — aus Holz oder Leder — auszufüllen. Hiernit verwandt ist die Ausführungsform, welche Fig. 73 in zwei Schnitten darstellt. Die hohle Führungsfläche wird durch eine Büchse *c* geboten, welche

aussen kegelförmig gestaltet, auf einer Seite in der Längsrichtung gespalten und an der Aussenseite mehrfach eingeschnitten ist. Diese Büchse steckt in der kegelförmigen Bohrung des Stückes *b* und wird, unter Anwendung der Muttern *m* nach Bedarf in die Bohrung von *b* hineingedrängt. Der Spalt der Büchse liegt oben; seine Enden werden durch Filzeinlagen geschlossen (Fig. 73, rechts) und bietet so Gelegenheit zur Abgabe des Schmiermittels.

Man stellt auch die Büchse *c*, Fig. 73, aus einzelnen Stücken her, indem die ursprünglich ganze Büchse durch mehrere Längsschnitte zerlegt wird. Das Einpressen in die kegelförmige Bohrung findet in verschiedener Weise statt, wofür bei Erörterung der Reitstöcke (s. w. u.) einige Beispiele gegeben werden.

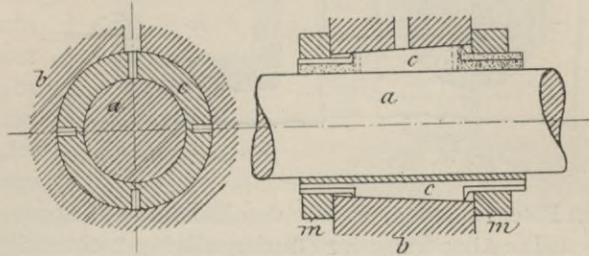


Fig. 73.

Vielfach zieht man vor, die Führungsflächen zu erneuern, nachdem sie mehr abgenutzt sind, als die betreffende Führung erlaubt. Das geschieht durch Nachdrehen der einen Fläche und durch Anbringen von Büchsen in, bzw. auf der anderen Fläche. Fig. 74 stellt eine dementsprechende Einrichtung für eine Bohrspindel dar. Die eigentliche Bohrspindel ist mit *a* bezeichnet; sie soll in der sich drehenden Hohlspindel *b* verschoben werden. Man hat in die Enden der Hohlspindel Büchsen *c* gesetzt, welche nach Bedarf durch neue, engere ersetzt werden, während die Spindel *a* durch Abdrehen berichtigt wird. Nach Umständen befestigt man die — in Bezug auf Fig. 74 — rechts belegene Büchse auf der Spindel *a* und lässt sie in der Bohrung der Hohlspindel gleiten.

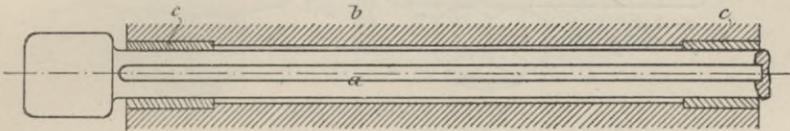


Fig. 74.

Nicht selten wird einer der Theile, nachdem durch eingetretene Abnutzung die Führung zu mangelhaft geworden ist, einfach weggeworfen und durch einen neuen ersetzt, während der andere durch Nachdrehen, bzw. Nachbohren Berichtigung erfährt.

Der zweite wesentliche Fehler der Geradföhrung am runden Stabe besteht darin, dass besondere Vorkehrungen getroffen werden müssen, um eine zufällige Drehung des geföhrten Stückes zu hindern. Man legt zu dem Zweck zwei solche Führungsstäbe gleichlaufend nebeneinander oder fügt zwischen den Stab *a* und das geföhrte Stück *b*, Fig. 75, eine rechteckige Feder *c*. Das letztere Verfahren ist nur für den Fall brauchbar, dass das Moment, welches *b* um *a* zu drehen versucht, immer dieselbe Richtung hat. Es findet wohl Anwendung bei Bohrmaschinenspindeln (vergl.

Fig. 74) oder in ähnlichen Fällen, wo die Feder oder Leiste  $c$  lediglich als Mitnehmer wirkt.

Der Führungsstab rechteckigen Querschnitts verhindert ohne weiteres eine Drehung des geführten Theiles. Wie Fig. 76 darstellt, kommen

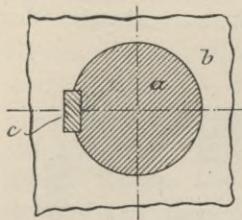


Fig. 75.

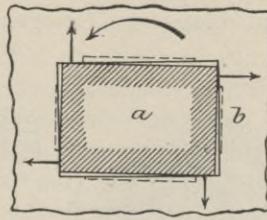


Fig. 76.

hierbei nur diejenigen Flächentheile zur Wirkung, welche in der Nähe der Kanten liegen. Hat die Führung erheblicheren Drehmomenten zu widerstehen, so sind die Mitten der Führungsflächen als solche werthlos, weshalb man sie zurückspringen lässt und lediglich

den Flächentheilen, welche den Kanten nahe liegen, Aufmerksamkeit schenkt.

Die Abnutzung der Führungsflächen rechteckiger Führungsstäbe ist, wenn sie auf jeder einzelnen sich gleichförmig vertheilt, auszugleichen mit Hilfe der Nachstellbarkeit zweier derselben, welche rechtwinklig zusammenstossen. In Rücksicht auf bequeme Ausführung werden in der Regel nicht die Flächen des Stabes  $a$ , sondern zwei nach innen gekehrte Wände des Schlittens  $b$  nachstellbar gemacht. Fig. 77 stellt als Beispiel einer solchen Führung, diejenige der Bettplatte  $b$  auf einem Drehbankbett  $a$  dar. Die untere Fläche der Bett-

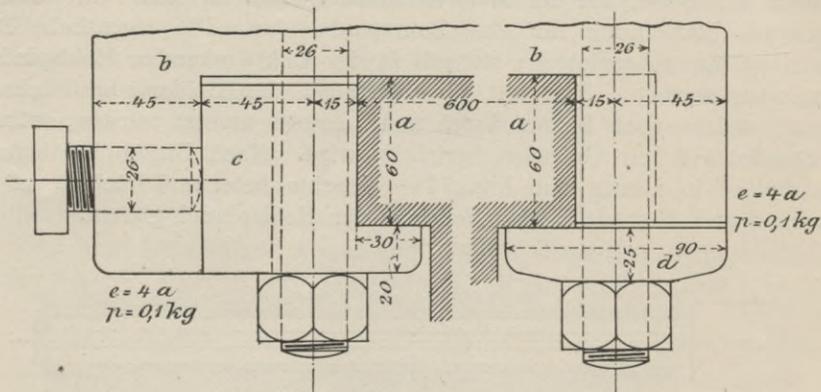


Fig. 77.

platte ruht auf der oberen des Bettes. Gegen die senkrechten Flächen des Bettes legen sich zwei Leisten, von denen die eine, rechtsseitige, fest an der Bettplatte sitzt, während die linksseitige  $c$  durch Schrauben nachstellbar ist. Die Leiste  $c$  greift unter den linksseitig vorspringenden Rand des Bettes und eine zweite Leiste  $d$  unter den rechtsseitigen Rand; beide Leisten sind senkrecht nachzustellen, wodurch die zweite Nachstellbarkeit geboten wird. Damit die senkrechten Schrauben die Leisten nicht schief ziehen, legt man in die der Nachstellbarkeit dienende Spalte nachgiebige (Papier, Pappe, Leder) oder auswechselbare (Blech-) Platten. Zu den eingeschriebenen Maassen ist noch zu bemerken, dass der Abstand von Schraubenmitte zu Schraubenmitte 240 mm beträgt.

Fig. 78 stellt eine andere Ausführungsform der Leiste  $c$  dar.  $c$  ist im Querschnitt T-förmig; da, wo die senkrechten Schrauben hindurch gehen,

ist die Mittelrippe weggeschnitten; die wagrechten Schrauben greifen mitten zwischen der senkrechten an.

Um dem Schlitten *b* eine möglichst breite Stützfläche zu bieten, kann man ihn nach Fig. 79<sup>1)</sup> gestalten. Die mittels Schrauben anzuziehenden, im Querschnitt keilförmigen Leisten *d* drängen *b* nach unten gegen die an *a* ausgebildeten Gleitflächen, und *c* dient zur Ausgleichung der an den senkrechten Gleitflächen eintretenden Abnutzung.

Wenn der Schlitten *b* durch sein eigenes Gewicht jedem möglichen Versuch des Abhebens zu widerstehen vermag, so ist unnötig, Theile des Schlittens unter herausragende Ränder des Bettes *a* greifen zu lassen. Man kann eine offene, statt einer geschlossenen Führung anwenden. Das Gewicht des Schlittens macht auch jede Nachstellbarkeit in lothrechter Richtung entbehrlich.

Die Fig. 80, 81 und 82 stellen in einem Querschnitt, einem Grund-

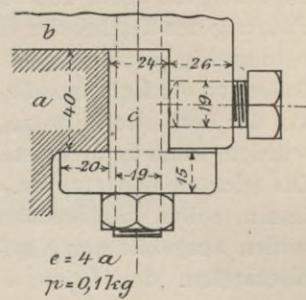


Fig. 78.

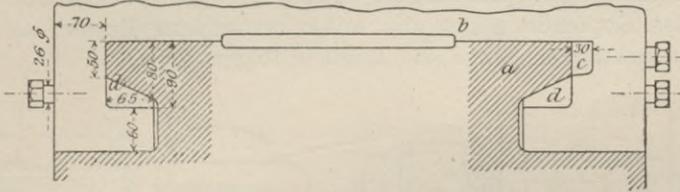


Fig. 79.

riss und einem theilweisen Längsschnitt eine, hiernach angeordnete, Tischführung einer Hobelmaschine dar. Von dem Hobelmaschinentisch sieht man

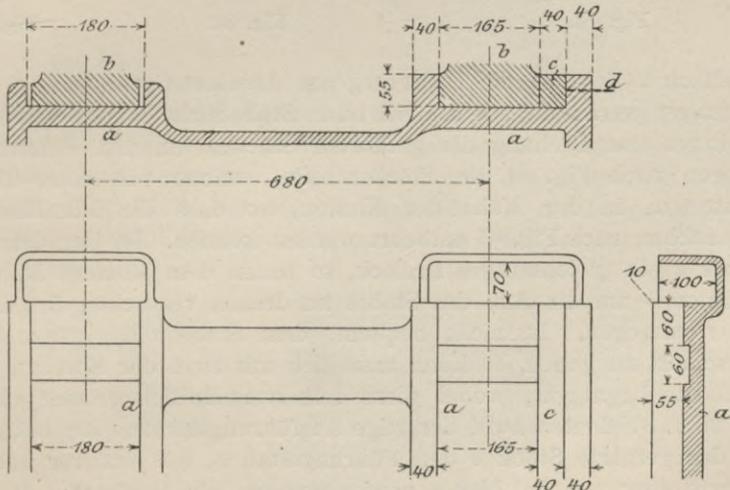


Fig. 80, 81 u. 82.

in Fig. 80 nur die Querschnitte der mit ihm fest verbundenen Leisten *b*. Sie greifen in zwei Furchen rechteckigen Querschnitts, welche im Bett *a*

<sup>1)</sup> Nach einer Ausführung von Ernst Schiess in Düsseldorf.

ausgebildet sind. Man bemerkt nun an der linken Seite der Fig. 80, dass die Leiste *b* die zugehörige Furche nicht ganz ausfüllt, so dass die senkrechten Wände der letzteren an der Führung sich nicht betheiligen. Die rechtsseitige Leiste *b* dagegen liegt eng zwischen der einen Seitenwand der zugehörigen Furche und der nachstellbaren Leiste *c*. Man überlässt die seitliche Führung des Tisches der einen Seite, theils wegen der Schwierigkeit die Theile beiderseitig genau passend zu machen, theils weil bei Temperaturwechseln der freier von der Luft umspülte Tisch früher die entsprechenden Dehnungen erfährt als das Bett, also — wenn auch nur vorübergehend — Klemmungen eintreten würden, wenn beide Leisten von *b* seitlich vom Bett eng eingeschlossen wären. Die seitlichen Vertiefungen der Furchensohlen, welche Fig. 81 und 82 erkennen lassen, sollen das Schmieröl zurückhalten und die am Ende der Furchensohlen ausgebildeten Näpfe zum Auffangen abfließenden Oeles dienen. Das Nachstellen der Leiste *c* findet durch Schrauben *d* statt, deren Muttergewinde in dem benachbarten Furchenrande sich befindet. Um nun jede eigenmächtige Lagenänderung der Leiste *c* zu verhüten, sind die Schrauben *d*, Fig. 83, in ihrer Längsrichtung durchbohrt und Bolzen in *c* geschraubt, welche durch *d* hindurch reichen und aussen mit einer Mutter und Gegenmutter versehen sind. Das sogen. spitze Ende jeder Schraube *d* drückt gegen *c*, das Kopfende gegen die mit *c* verbundene Mutter, so dass bei beiden Drehrichtungen von *d* die Leiste *c* folgen muss.

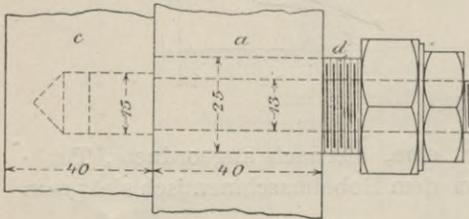


Fig. 83.

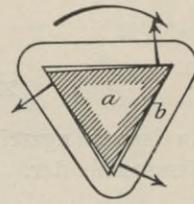


Fig. 84.

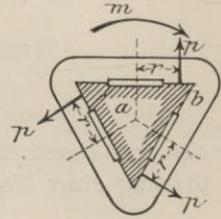


Fig. 85.

Vielfach beliebt ist die Führung am dreikantigen Stabe.

Letzterer verhütet, ebenso wie der Stab rechteckigen Querschnitts ohne weiteres eine Drehung des geführten Stückes um den Führungsstab, auch liegen nach Fig. 84 die Flächentheile, welche versuchter Drehung entgegentreten, in der Nähe der Kanten, so dass die Mitteltheile der Führungsflächen nach Fig. 85 entbehrt werden können. Ist der Querschnitt des Stabes *a* ein gleichseitiges Dreieck, so treten dem Moment *M*, welches den Schlitten *b* um die Axe des Stabes zu drehen versucht, die drei Momente  $p \cdot r$  entgegen. Ist nicht bequem, dem Stabe *a* das ganze Dreieck als Querschnitt zu geben, so kann man sich mit zwei der Momente  $p \cdot r$  als widerstehende begnügen, wobei diese selbstverständlich grösser ausfallen. Die Fig. 86 u. 87 deuten zwei derartige Ausführungsformen an; bei ersterer umfasst das geführte Stück *b* den Führungsstab *a*, bei letzterer findet das Umgekehrte statt, es ist hier *a* gewissermassen ein Hohlstab. In diesen Figuren sind die widerstehenden Momente, aus denen die auf die Führungsflächen wirkenden Drucke berechnet werden, nicht auf die Axe des Stabes, sondern auf Kippaxen bezogen, was die in Rede stehende Berechnung erleichtert.

Der dreikantige — Voll- oder Hohl- — Stab ist als Führungsmittel

besonders deshalb beliebt, weil zur Ausgleichung der Abnutzung eine nachstellbare Fläche genügt. Die mittels der Schraube  $d$  nachstellbare Platte  $c$ , Fig. 88, ist im Stande, die Abnutzung aller drei Flächen auszugleichen, wenn die Abnutzung auf der einzelnen Fläche gleichmässig stattfindet. Die Führungsformen, welche in Fig. 86 und 87 angedeutet sind,

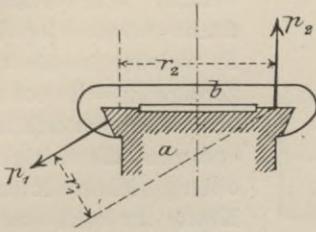


Fig. 86.

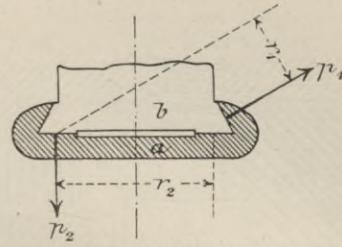


Fig. 87.

bedürfen demnach nur einer nachstellbaren Leiste, während die andere Leiste mit dem Schlitten — oder dem Hohlstab — fest verbunden sein kann und thatsächlich auch ist. Die folgenden Figuren stellen einige der zahlreichen, im Gebrauch befindlichen Anordnungen für die nachstellbare Leiste dar. Es ist bei der durch Fig. 89 dargestellten die Platte  $b$  haken-

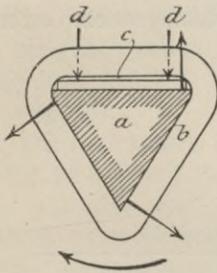


Fig. 88.

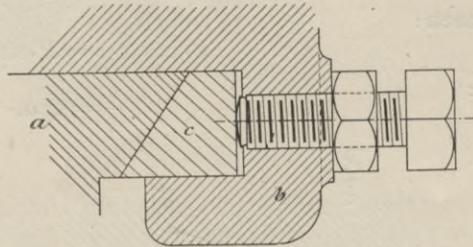


Fig. 89.

förmig umgebogen, um die Leiste  $c$  zu tragen, Schrauben drücken  $c$  gegen  $a$ . Das blosse Festhalten von  $c$ , Fig. 90, an  $b$  durch Reibung, welche der Schraubenandruck veranlasst, ist unsicher und das eigentliche Nachstellen mangelhaft. Fig. 91 ist mit Fig. 89 verwandt; da die Leiste  $c$  verhältnissmässig dünn gewählt worden ist, so muss eine grössere Zahl Druckschrauben

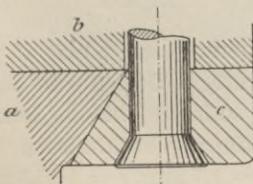


Fig. 90.

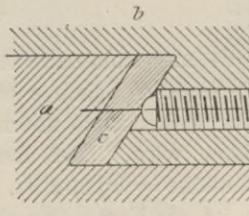


Fig. 91.

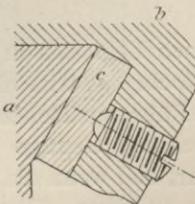


Fig. 92.

verwendet werden. Die kugelförmig abgerundeten Schraubenspitzen greifen in Grübchen der Leiste  $c$ , um diese vor gelegentlichem Herausfallen zu schützen. Bei der Fig. 92 abgebildeten Ausführungsform hat die Führung zwischen  $a$  und  $b$  eine grössere Breite als bei der Anordnung nach Fig. 91, ohne mehr Raum zu beanspruchen. Dasselbe bezweckt das durch Fig. 93

Dargestellte. Da der Druck zwischen  $a$  und  $c$  winkelrecht zur Führungsfläche liegt, so versucht er  $c$  zu kippen, was die Schrauben  $d$  zu verhüten haben. Der Nachstellbarkeit halber stecken die Schrauben  $d$  in länglichen Löchern von  $c$  und die Schraubenköpfe in ovalen Vertiefungen. Wenigen Raum erfordert die Anordnung, welche Fig. 94 wiedergibt. Die Leiste  $c$  ist mit einem in eine Nuth des Körpers  $b$  greifenden Rand versehen. Recht-

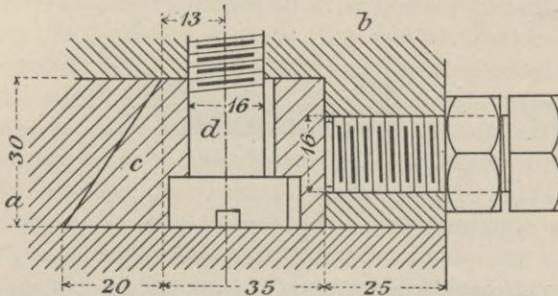


Fig. 93.

winklig zur Führungsfläche wirkt der Druck  $P$ , welcher in die beiden Zweige  $P_1 = P \cdot \cos a$  und  $P_2 = P \cdot \sin a$  zerfällt. Der erstere ist die einzige nach oben gerichtete lothrechte Kraft; ihr kann eine nach unten gerichtete nur an dem links unten vorspringenden Rande von  $c$  entgegnetreten, weshalb

letztere ebenso gross sein muss als  $P_1$ . Beide Kräfte erzeugen das links drehende Moment  $P_1 \cdot e_1$ . Ein zweites, aber rechts drehendes Kräftepaar bildet einerseits die Kraft  $P_2$  und andererseits die zum Andrücken der Leiste  $c$  dienende Schraube und zwar mit dem Abstände  $e_1$ . Das Gleichgewicht erfordert demnach:

$$P \cdot \cos a \cdot e = P \cdot \sin a \cdot e_1$$

oder:

$$\frac{e}{e_1} = \operatorname{tg} a$$

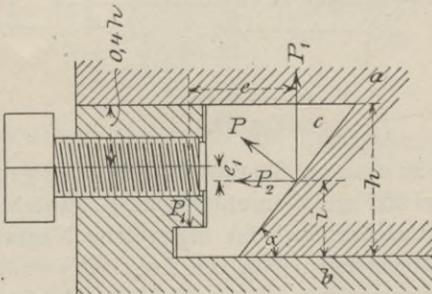


Fig. 94.

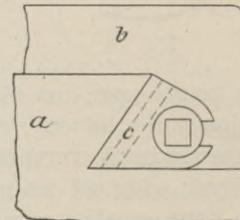


Fig. 95.

Sonach liegt der in Fig. 94 angenommene Angriffspunkt der Kraft  $P$  viel zu hoch; es tritt ein Kippen der Leiste  $c$  ein, vermöge dessen die Mitte des Führungsflächendrucks weiter nach unten sinkt, so lange, bis der letzten Gleichung Genüge geleistet wird. Bei den sonstigen Verhältnissen der Figur, und wenn die Leistenhöhe = 30 mm ist, wird  $i = 5,7$  mm,  $e = 14,75$  mm,  $e_1 = 12,3$  mm. Hiernach ist die Vertheilung des Druckes auf die Führungsfläche recht ungleichförmig und die Abnutzung der letzteren findet fast nur in der Gegend statt, wo die Figur den Buchstaben  $a$  enthält.

Nach Fig. 95 ist die Leiste  $c$  in ihrer Längenrichtung keilförmig und wird, behufs Nachstellens in dieser Richtung, durch eine Schraube verschoben, welche durch einen rechtwinklig abgelenkten Lappen der Leiste  $c$  ragt.

Fig. 96 zeigt eine Abart der zuletzt angeführten Anordnung, indem die keilförmige Leiste *c* nicht durch eine Kopfschraube, deren Muttergewinde in den Schlitten *b* geschnitten ist, eingedrückt wird, sondern durch eine Schraube *d*, welche in einer Aussparung von *b* liegt und sich dort festhält, sowie eine gewöhnliche Mutter. Das Holzklötzchen *e* soll zu tiefes Eindringen hindern. Es verdient die durch Fig. 95 und 96 versinnlichte Nachstellungsart besondere Beachtung, weil sie ungleichförmiges Andrückender Leiste *c* gegen die an *a* feste Fläche ausschliesst. Bei Verwendung mehrerer Druckschrauben wird gar zu leicht die eine stärker als die andere angezogen, die Leiste federnd durchgebogen und einzelne Stellen zu stark, an einigen Stellen zu wenig angeedrückt, was hier wegfällt.

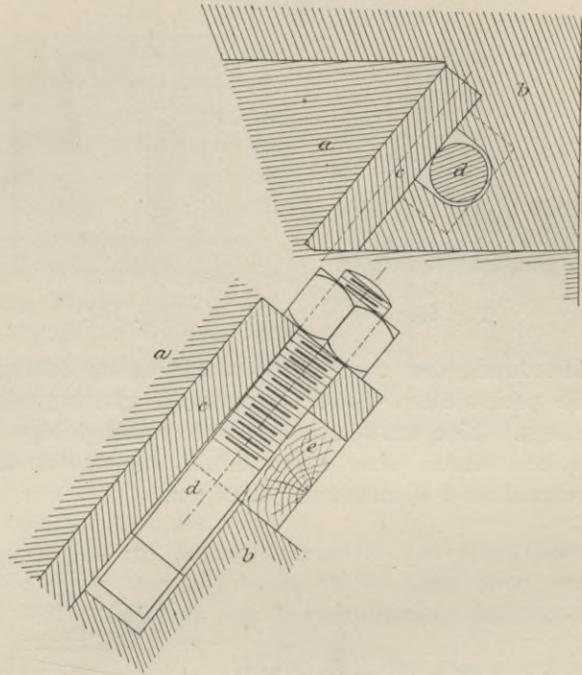


Fig. 96.

Die Anordnung, welche Fig. 97 darstellt, findet man zuweilen bei den Schlitten oder Stösseln der Feil- und Stossmaschinen angewendet; *c* greift in eine genau passende flache Furche von *b*; seine schrägen Flächen werden durch Anziehen der in der Figur sichtbaren Schrauben gegen die schrägen Flächen der in *a* ausgebildeten Nuth schwalbenschwanzförmigen Querschnitts

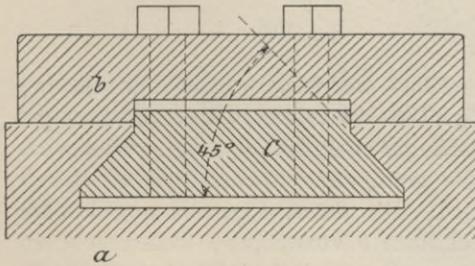


Fig. 97.

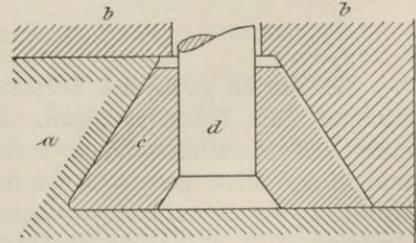


Fig. 98.

gedrückt. Man kann Fig. 98 als von Fig. 97 abgeleitet ansehen. Die nachstellbare Leiste *c*, Fig. 98, liegt rechts von *a*, während links eine in der Figur nicht gezeichnete an *b* feste Leiste sich an *a* legt. Der keilartige Querschnitt von *c* füllt den Raum zwischen *a* und einer rechtsseitig an *b* festen Leiste aus. Schrauben *d* dienen zum Anziehen. Es eignet sich diese Anordnung besonders für kräftige Führungen.

Fig. 99, 100 und 101 zeigen eine andere Ableitung von Fig. 97, und

zwar Fig. 99 in kleinerem Masstab in deren Verwendung für den Querschlitten einer Drehbank. Aus Fig. 101 ist besonders zu erkennen, dass die Leiste *c* sich gegen eine senkrechte Fläche von *b* legt und in eine Nuth des Schlittens *b* so eingreift, dass sie nicht kippen kann. Fig. 100 zeigt die

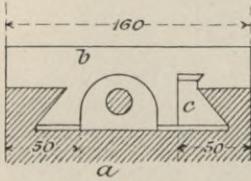


Fig. 99.

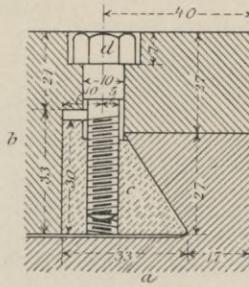


Fig. 100.

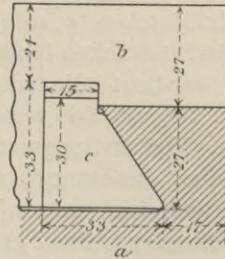


Fig. 101.

Anordnung der zum Anziehen dienenden Schrauben *d*. Nach Fig. 102 ist die nachstellbare Leiste *c* gegen die gleich gerichtete Fläche von *a* und *b* gelegt. Eine auswechselbare oder nachgiebige Einlage zwischen *a* und *c*, welche durch eine dicke Linie angedeutet ist, hindert *c* am Kippen, Schrauben *d* dienen zum Anziehen.

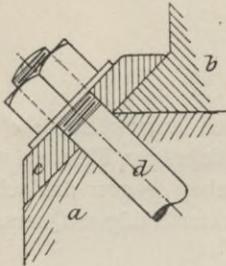


Fig. 102.

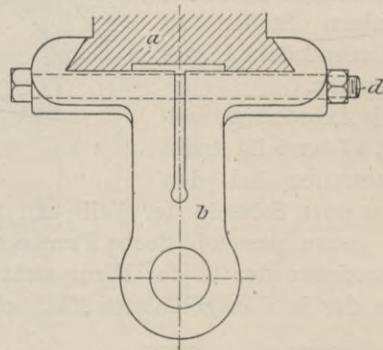


Fig. 103.

Es mögen noch drei Formen angeführt werden, welche nur für bestimmte Fälle brauchbar sind. In Fig. 103 bezeichnet *a* den Querschnitt eines Bohrmaschinenständers, *b* das Halslager der Bohrspindel. Dieses ist nun in der Mitte gespalten, so dass die genügende Nachstellbarkeit durch Anziehen der Schrauben *d* geboten wird. Die durch Fig. 104 abgebildete Anordnung ist brauchbar, wenn der Schlitten *b* vorwiegend winkelrecht zu seiner ebenen Grundfläche in Anspruch genommen wird. Die nachstellbare Leiste greift in eine Nuth schwalbenschwanzförmigen Querschnitts, welche in *a* hergestellt ist. An *c* ist ein gut abgedrehter Bolzen *d* ausgebildet, welcher in das gebohrte Loch von *b* greift. Eine Mutter am oberen Ende von *d* dient zum Anziehen der Leiste *c*. Diese Anordnung erlaubt eine Drehung zwischen *a* und *b* um die Axe von *d* und eignet sich aus diesem Grunde für die Verbindung des Drehbankquerschlittens mit der hinter der Drehbank liegenden Führungsleiste, welche der Erzeugung kegelförmiger Gestalten dient (s. w. u.). Fig. 105 endlich giebt eine Führung wieder,

welche sich für den Fall eignet, dass der Schlitten nur in der Richtung des Pfeiles *I*, oder durch ein rechts drehendes Moment *II* in Anspruch genommen wird. Der Körper *a* hat links eine feste, nach Art der Dreiecksführung gestaltete Leiste, rechts eine solche, welche nur von oben nach unten gerichteten Druck aufzunehmen vermag. Hackenschrauben *d* drücken *b* gegen die erstere Leiste.

Wirkt die Führung vorwiegend tragend und ist das Gewicht des geführten Gegenstandes entsprechend gross, so kann man die eine Seite des Dreiecks, welches die Grundform des Leistenquerschnitts bildet, weglassen und das Nachstellen dem Gewicht des Schlittens überlassen. Bei Hobelmaschinen erhalten z. B. die Bahnen einen sogenannten schweinsrückenartigen Querschnitt, Fig. 106 links; bei grösserer Breite des Tisches *b* wird, aus Gründen, welche schon zu Fig. 80, S. 51 genannt sind, nicht selten nur die eine Bahn nach dem Schweinsrücken gestaltet, während die andere — Fig. 106 — eben und wagrecht gemacht wird.

Da, wo nicht zu befürchten ist, dass Späne oder andere Verunreinigungen auf die unten liegende Gleitfläche fallen können, wird für diese die hohle Gestalt gewählt, so dass sie das Schmiermittel gut zusammenhalten kann, im anderen Falle legt man die hohle Fläche nach oben, da der erhabene nach oben gerichtete Rücken von Verunreinigung bequemer

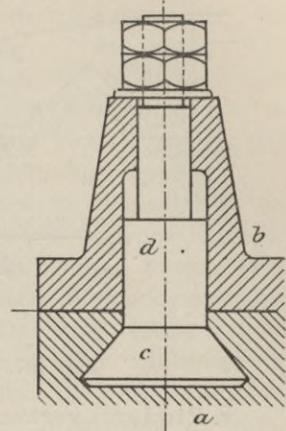


Fig. 104.

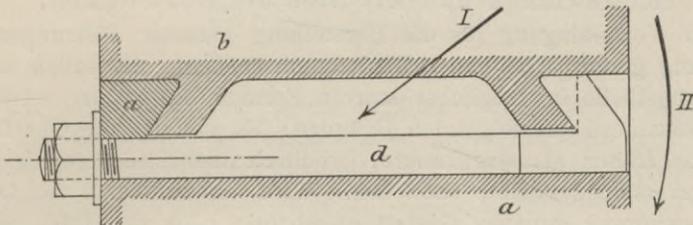


Fig. 105.

zu befreien ist als die hohle Fläche. In letzterer Anordnung kommt die Schweinsrückenführung auch häufig für die Bettplatten der Drehbänke in Anwendung mit der Aenderung, dass man das zu geringe Gewicht der Bettplatte durch einen angehängten Klotz ergänzt, oder nachstellbare Leisten *c*, Fig. 107, unter die Ränder des Blattes *a* greifen lässt. Es werden für Drehbänke regelmässig zwei zu einander gleichlaufende schweins-

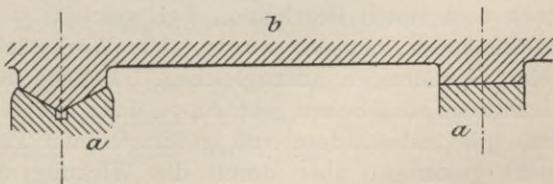


Fig. 106.

rückenartige Führungsleisten angewendet. Man macht zu Gunsten der Schweinsrückenführung den Umstand geltend, dass der vom Stichel herrührende Druck die Führungsflächen zusammendrückt und hierdurch die Genauigkeit der Führung besonders sichert, während bei den sonstigen, vom dreikantigen

Stabe abgeleiteten Führungsanordnungen für Drehbänke die schrägen Gleitflächen durch den Sticheldruck auseinander gedrängt werden. Dagegen wird für den einfachen Stabquerschnitt nach Fig. 86 bzw. Fig. 87 der Vorzug beansprucht, dass er leichter genau herzustellen, leichter auf seine Genauigkeit zu prüfen sei, auch die Führungsflächen ohne Schwierigkeiten gross gemacht werden könnten.

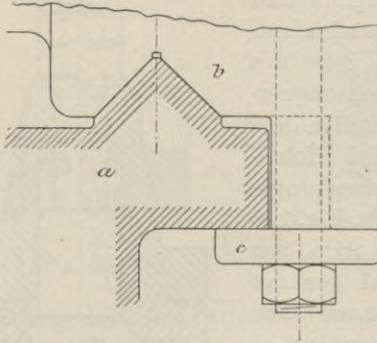


Fig. 107.

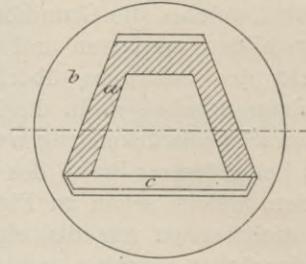


Fig. 108.

v. Pittler<sup>1)</sup> verwendet nicht zwei zu einander gleichlaufende Schweinsrücken zur Führung eines Schlittens, sondern nur einen, dessen Querschnitt durch seine Grösse und durch die Kleinheit des Winkels, welchen die beiden schrägen Flächen einschliessen — er beträgt nur  $40^{\circ}$  — von dem sonst Gebräuchlichen abweicht. In Fig. 108 bezeichnet *a* den aussen walzenförmigen Schlitten und *c* eine nachstellbare Platte.

#### b. Gewinnen und Erhalten der Genauigkeit.

Erste Vorbedingung für die Herstellung genauer Führungen ist die Verwendung genau arbeitender Werkzeugmaschinen. Es sollen ausserdem die Führungstheile in möglichst starren Formen ausgeführt werden, und zwar insbesondere aus folgenden Gründen: Es erstarrt die Oberfläche der Gussstücke früher als das Innere, wodurch mehr oder weniger grosse Spannungsverschiedenheiten entstehen. Wird nun ein Theil der Oberfläche behufs Gewinnung genauer Gestalt abgehobelt oder abgefräst, so ändern sich die Spannungsverhältnisse und führen zu merkbarem Werfen des Werkstückes, wenn dieses seiner Gestalt nach solchem Werfen wenig Widerstand entgegengesetzt. Aus diesem Anlass ist man nicht selten genöthigt, das Werkstück zunächst im Groben zu bearbeiten und dann aufs neue behufs endgiltiger Bearbeitung an der Werkzeugmaschine zu befestigen, so dass nach dem ersten Bearbeiten, bei welchem der grösste Theil des Hinwegzuräumenden zerspannt wurde, dem Werkstück Gelegenheit gegeben wird, seine Spannungen auszugleichen. Manche Stücke werden aus gleichem Grunde an allen Seiten geschruppt, dann anders aufgespannt und geschlichtet. Das gilt insbesondere von geschmiedeten Theilen, die starre Gestaltung nicht gestatten, aber durch die Wirkung des Hammers nennenswerthe Spannungsunterschiede zwischen der Oberflächenschicht und dem Innern aufgenommen haben.

Es ist eine starre Form der Theile auch von Werth, wegen des grossen Druckes, welcher beim Spanabheben winkelrecht zur in Bildung begriffenen

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Vereins deutscher Ingenieure 1891, S. 1315, m. Abb.

Fläche ausgeübt wird. Hierdurch können vorübergehende Durchbiegungen herbeigeführt werden und nach dem Zurückspringen derselben Ungenauigkeiten der Fläche, wenn nicht das Werkstück hinlänglich steif ist. Diesen Uebelstand mildert man übrigens auch durch schliessliche Abnahme eines recht dünnen Spanes.

Die überall genau gleiche Entfernung zwischen den einander gegenüber liegenden Führungsflächen sucht man häufig dadurch zu sichern, dass man — nach sonstigem Abschluss der Bearbeitung — die nachstellbare Leiste einlegt und bei unveränderter Aufspannung von beiden einander gegenüberliegenden Flächen nochmals einen dünnen Span abnimmt, bei Anwendung des Fräasers vielleicht in der Weise, dass zwei Fräser — einer auf der linken, einer auf der rechten Seite — gleichzeitig arbeiten.

Nach dieser Bearbeitung prüft man die erzielte Genauigkeit und bessert sie nach Bedarf durch Schaben.<sup>1)</sup> Mancherorts begegnet man der Anschauung, dass die angedeutete Prüfung entbehrt werden könne, wenn man durch sorgfältige Ueberwachung der angewendeten Werkzeugmaschinen sich von deren genauer Arbeit überzeugt habe. Das mag richtig sein für die Regel; in Ausnahmefällen wird man sich aber der nachträglichen Prüfung der Werkstücke nicht entziehen können. Die Anführung der Grundzüge der Untersuchungsverfahren an dieser Stelle ist daher berechtigt, zumal sie sich zum Theil auch auf vorhandene Werkzeugmaschinen be-

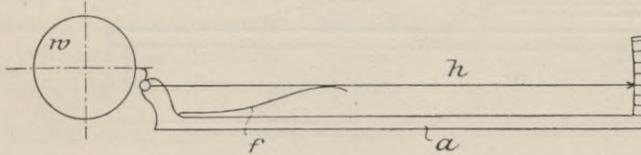


Fig. 109.

ziehen. Am einwandfreiesten ist die Prüfung einer walzenförmigen Fläche. Man legt das Werkstück so zwischen zwei „tote“ Spitzen, dass deren Axe mit der des Werkstücks zusammenfällt. Um den Fehler, welcher aus der Durchbiegung des Werkstücks entstehen kann, auszuschneiden, kann diese Axe lothrecht gelegt werden. Nunmehr untersucht man mittels feinfühligem Tasters, ob das Werkstück überall gleiche Dicke hat und dann mittels Fühlhebels, ob diese Dicke überall gleich um jene Axe sich legt. Ein solcher Fühlhebel, kann nach Fig. 109 eingerichtet sein.  $w$  bezeichnet das Werkstück, welches man langsam um seine Axe dreht,  $h$  einen Winkelhebel, welcher zwischen Spitzen schwingt, an seinem kurzen Ende zur Fühlfläche, an seinem langen Ende zum Zeiger ausgebildet ist,  $f$  eine leichte Feder, welche die Fühlfläche gegen das Werkstück drückt und  $a$  das Gestell des Fühlhebels. Der am Gradbogen des letzteren abgelesene Ausschlag des Hebels steht nicht in geradem Verhältniss zu den Ungenauigkeiten des Werkstückes, lässt aber erkennen, ob diese gross oder gering sind, und das genügt dem vorliegenden Zweck.

Man prüft nun an verschiedenen Stellen, insbesondere diejenigen ins Auge fassend, welche aus irgend welchen Gründen der einseitigen Lage des Querschnitts gegenüber der Axe verdächtig sind.

<sup>1)</sup> Hermann Fischer, Allgem. Grundsätze und Mittel des mechanischen Aufbereitens, Leipzig 1888, S. 676.

Dieses Verfahren ist umständlich. Steht eine Drehbank zur Verfügung, deren Bett und Spitzen an sich und in Bezug auf ihre gegensätzliche Lage als hinreichend genau bekannt sind, so lässt sich die Dicke und die Verteilung derselben um die Axe mittels Fühlhebels zu gleicher Zeit beobachten, indem man den Fühlhebel am Drehbankschlitten befestigt und mit diesem an dem kreisenden Werkstück entlang führt. Ein einfacher Fühlhebel, wie ihn Fig. 109 andeutet, ist als No. 1 bereits 1831 für die technologische Sammlung der Hannoverschen technischen Hochschule beschafft, einen handlicheren findet man in unten verzeichneter Quelle beschrieben.<sup>1)</sup> Sehr feinfühlig sind die Fühlhebel, bei welchen der Ausschlag von  $h$ , Fig. 109, durch eine Wasserwage angegeben wird; sie leiden aber an dem Uebelstand, dass das Werkstück sich sehr langsam drehen muss, weil anderenfalls durch die Masse der Wasserwage störende Erschütterungen verursacht werden.

Für die Prüfung ebener Flächen auf ihre Genauigkeit ist die Richtplatte das geeignetste Werkzeug. Es darf das allerdings keine solche sein, deren Genauigkeit nur auf derjenigen der Hobelmaschine, welche sie erzeugte, beruht, sondern eine wirklich genaue Platte.<sup>2)</sup> Ist die Richtplatte grösser oder doch etwa ebenso gross wie die auf ihre Ebenheit zu prüfende Fläche, so ist das anzuwendende Verfahren einfach; man bestreift die Platte sehr dünn mit einer ganz fein abgeriebenen Farbe und führt sie in leichten

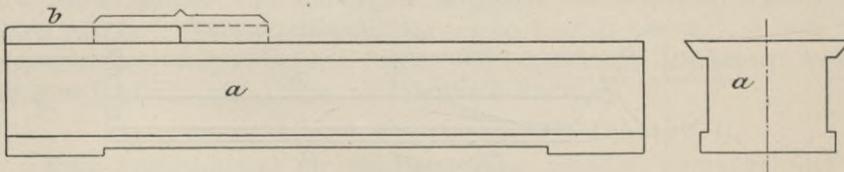


Fig. 110.

Zügen über die zu prüfende Fläche hinweg. Sie bezeichnet dabei diejenigen Stellen, welche der Nacharbeit durch Schaben bedürfen. Hiernach wird die Richtplatte abermals über das Werkstück geschoben und nach Bedarf wieder geschabt, bis schliesslich die gleichförmige Färbung der Werkstückfläche bekundet, dass sie sich mit der Richtplattenfläche deckt.

Steht nur eine kleinere Richtplatte zur Verfügung, so prüft und berichtigt man zunächst einen Theil der Werkstückfläche, welcher der Richtplattengrösse entspricht, und schreitet von dem so genau gewordenen Flächentheil ausgehend schrittweise vor. Beispielsweise soll die obere ebene Fläche des Drehbankbettes  $a$ , Fig. 110, auf diesem Wege genau gemacht werden, und zwar mit Hilfe der kurzen Richtplatte  $b$ . Man kann zunächst das eine Ende des Drehbankbettes auf die Länge von  $b$  vornehmen. Nachdem der Theil in vorhin angegebener Weise vollendet ist, legt man die Richtplatte zur Hälfte auf das jetzt in Angriff zu nehmende Flächenstück und schabt an diesem so lange, bis es mit dem ersten Stück genau im Einklang steht u. s. w. Dabei kann vorkommen, dass die Richtplatte auf den folgenden Theilen überhaupt nicht verzeichnet, aber auch, dass von diesen mehr abgenommen werden soll als durch Schaben möglich ist, mit

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1897, S. 20, mit Abb.

<sup>2)</sup> Vergl. Herm. Fischer, Allgemeine Grundsätze und Mittel des mechanischen Aufbereiten. Leipzig 1888, S. 676.

anderen Worten, dass die Richtung des ersten Stückes von der Gesamt-  
richtung abweicht. Dann bleibt nur übrig, den ersten Theil in zutreffendem  
Sinne umzuarbeiten.

Für schmale Flächen verwendet man in gleicher Weise genaue  
Lineale.

Die Prüfungen der Kantenwinkel und der gleichlaufenden Richtung  
zweier Flächen mittels gewöhnlicher Lehren führen eine gewisse Unsicher-  
heit mit sich. Für die Schweins-  
rückenführung der Drehbänke ersetzt  
die in Fig. 111 abgebildete Lehre  $b$   
in gewissem Grade die Richtplatte,  
wenn erstere mit entsprechender Sorg-  
falt ausgeführt worden ist. Eine ähn-  
liche Lehre verwendet man mit Vortheil, wenn bei Hobelmaschinen nicht  
wie in Fig. 106 angegeben eine der Bahnen schweinsrückenartig gestaltet  
ist, sondern beide Bahnen.

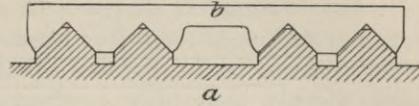


Fig. 111.

Für manche Fälle ist eine feinfühlig Wasserwage zur Prüfung der  
Flächen auf ihre Geradheit recht brauchbar. Heisst der Krümmungshalb-  
messer der Röhre  $r$  und die Fusslänge der Wage  $l$ , Fig. 112, so verhält sich  
der auf der Röhre abgelesene Ausschlag  $\delta$  zum Abstand  $x$  des Punktes  $b$   
über der durch  $a$  gelegten Wagerechten wie  
 $r$  zu  $l$ . Man kann somit durch recht grosses  $r$   
eine unmittelbar nicht erkennbare Grösse  $x$   
auf der Röhre ablesbar machen. Es sei  
z. B.  $r = 100\text{ m}$ ,  $l = 0,5\text{ m}$  dann ergibt sich:

$$\delta = \frac{100}{0,5} \cdot x = 200x. \text{ Es sind auf der Röhre}$$

0,5 mm noch deutlich abzulesen, also mit  
vorliegender Wasserwage ein Abstand  $x =$   
 $\frac{0,5\text{ mm}}{200} = \frac{1}{400}\text{ mm}$ , bzw. grössere Abstände

auf 0,0025 mm genau zu bestimmen. Legt  
man nun die zu prüfende Fläche im wesent-  
lichen wagrecht und vermerkt die an ver-  
schiedenen Stellen beobachteten Ausschläge  $\delta$ ,  
so lässt sich hieraus mit einiger Genauigkeit  
bestimmen, um welche Beträge die einzelnen  
Stellen von einer mittleren Geraden ab-  
weichen, und der nöthige Anhalt für die  
Nachbearbeitung gewinnen. Für Flächen,  
welche nicht wagrecht gelegt werden können,  
ist die Wasserwage mit einstellbarer Sohle  
zu versehen.

Die Gewinnung genauer Führungsflächen  
ist hiernach umständlich und kostspielig und  
schon deshalb nöthig der Erhaltung dieser Genauigkeit vollste Aufmerksam-  
keit zu schenken.

Insbesondere ist darauf zu halten, dass jede der Flächen sich mög-  
lichst gleichförmig abnutzt. Das setzt voraus: gleiche Härte der Fläche in

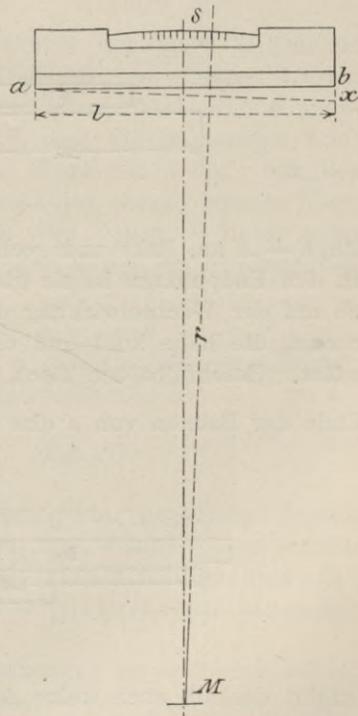


Fig. 112.

ihrer ganzen Ausdehnung, gleichen Druck auf die Flächeneinheit, gleiche Gleitungslänge. Die erstere Forderung ist am leichtesten zu erfüllen, die beiden anderen aber überhaupt nur in beschränktem Umfange. Um das zu erläutern, mögen die folgenden, einfachen Fälle einer eingehenderen Besprechung unterzogen werden.

Es sei die Bahn  $a$  einer Tischhobelmaschine, Fig. 113, doppelt so lang als die Gleitflähe am Tisch  $b$ ; der Stichel befinde sich bei  $s$ . Ferner sei

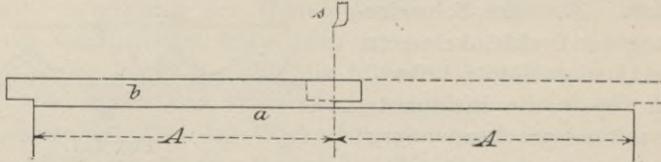


Fig. 113.

der Weg des Tisches gleich der halben Bahnlänge, d. i. gleich  $A$ . Bewegt sich der Tisch von seiner äussersten linksseitigen Lage ganz nach rechts, so gleitet jeder Punkt der am Tisch festen Flächen um  $A$  längs der Bahnen des Bettes, sodass für erstere — wenn vom Wechsel des Druckes abgesehen wird — gleichmässige Abnutzung erwartet werden kann. Nicht so ist es mit den am Bett festen Bahnen. Der Mitte derselben gehört eine Gleit-

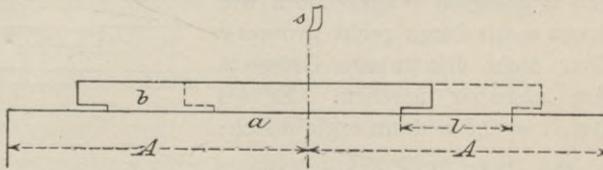


Fig. 114.

länge =  $A$  an, links und rechts von hier wird die Gleitlänge kürzer und an den Endpunkten ist sie gleich Null. Die Abnutzung macht daher, da sie auf der Wechselwirkung der einander gegenüber liegenden Gleitflächen beruht, die Bahn hohl und die Gleitflächen des Tisches nach unten gewölbt. Beschreibt der Tisch einen Weg  $l < A$ , Fig. 114, so tritt an jedem Ende der Bahnen von  $a$  eine Länge  $\frac{A-l}{2}$  überhaupt nicht in Thätigkeit,

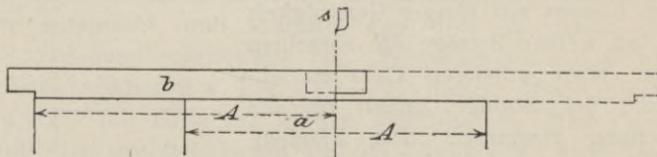


Fig. 115.

erfährt deshalb auch keine Abnutzung, sodass die allmähliche Aushöhlung noch stärker hervortritt.

Wenn dagegen nach Fig. 115 die Gleitflächen am Tisch  $b$  und am Bett  $a$  unter sich gleich lang sind und der Tischweg dieselbe Länge hat, so ist, bei der Tischbewegung von links nach rechts die Gleitlänge für die Tischmitte =  $A$ , und nimmt von hier nach beiden Enden bis auf  $\frac{A}{2}$  ab.

Ebenso ist es bei der rückläufigen Bewegung des Tisches *b*. Die Gleitlängen der einzelnen Punkte der an *a* festen Bahnen unterliegen genau demselben Gesetz. Macht der Tisch nur Wege von der Länge  $l < A$ , Fig. 116, so sind die Gleitlängen für die  $A-l$  langen Mitteltheile beiderseits gleich  $l$  und mindern sich von da ab nach beiden Seiten bis auf  $\frac{l}{2}$ . Es wird sonach

bei gleichen Gleitflächenlängen die Ungleichförmigkeit der Gleitlängen um so kleiner, je kleiner der Tischweg gegenüber der Länge *A* ist, während bei der Bahnlänge  $= 2A$  (Fig. 114) das Umgekehrte gefunden würde. Bei unter sich gleichlangen Gleitflächen scheinen, nach den obigen Erörterungen beide einander gegenüber liegenden hohl zu werden. Das ist aber nach dem Folgenden unmöglich. Es sei angenommen, eine ganz geringe solche Höhlung sei vorhanden, so würden in der Mittellage, Fig. 117, nur noch die Endkanten zum Anliegen kommen und Abnutzung erfahren. In den

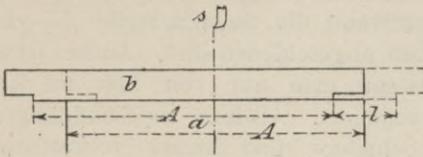


Fig. 116.

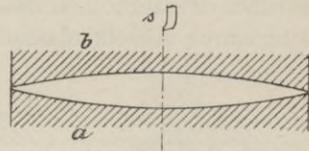


Fig. 117.

Endlagen befindet sich dagegen je eine Endkante der einen Gleitfläche der Mitte der anderen gegenüber, ähnlich ist es mit den übrigen Lagen, sodass auch die zwischen den Endkanten befindlichen Flächentheile abgenutzt werden. Man erkennt aber aus Fig. 118, dass die linksseitige Endkante *a* der oberen Fläche auf dem ganzen Wege von  $\beta$  bis  $\gamma$  mit der unteren, und ebenso die rechtsseitige Endkante  $\epsilon$  auf ebenso langem Wege mit der oberen Fläche in Föhlung bleibt. Es wird daher — unter sonst gleichen Verhältnissen — von diesen Kanten der Menge nach ebensoviel abgeschliffen als von den, an sie grenzenden Flächen, also von jenen eine viel grössere Dicke als von diesen. Verfolgt man diesen Gedanken weiter, so kommt man zu dem Schluss, dass selbst bei vorhanden ge-

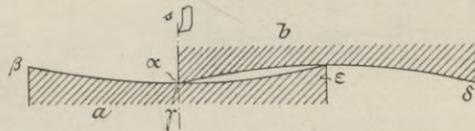


Fig. 118.

wesenen gleichen Höhlungen durch die Abnutzung eine geradlinige Gestalt entsteht, sonach ein Hohlwerden solcher Flächenpaare, welche von vornherein gerade waren, ganz ausgeschlossen ist. Es ist also allein richtig, für die vorliegende Führung die Längen der Gleitflächen einander gleich zu machen.

Zur Beurtheilung des Verlaufs der Abnutzungen ist aber noch nöthig, den Einfluss zu prüfen, welchen der Druck des Werkzeugs *s* ausübt. Das soll hier unterlassen werden, weil der Druck sehr verschieden ausfallen kann, je nach der Druckrichtung und dem Verhältniss zwischen Druckgrösse und Gewicht der bewegten Theile. Man wird dahingehende Erörterungen an die Umstände, welche der einzelne Fall bietet, anknüpfen müssen.

Den Zweck nachzuweisen, dass ungleichförmige Abnutzung nicht zu vermeiden ist, dürfte durch die gegebene Erörterung einfacher Verhältnisse

erreicht, bezw. der Beweis geliefert sein, dass unter allen Umständen erstrebt werden muss, die Abnutzung im ganzen möglichst zu mindern.

Von den hierfür geeigneten, w. o. bereits genannten Mitteln sind dem Schmierer noch einige Worte zu widmen.

Die Wirkung des Schmierens besteht bekanntlich darin, dass eine Flüssigkeitsschicht zwischen die Gleitflächen gelegt wird, diese weit genug von einander entfernt haltend, um eine unmittelbare, metallische Berührung zu verhüten. Je grösser der Druck auf die Flächeneinheit, und je dünnflüssiger das Schmiermittel ist, um so näher liegen die metallenen Flächen und um so mehr sind sie der Abnutzung unterworfen. Man wird daher dünnflüssige Schmiere nur für kleine, dagegen dickflüssige für grosse Flächendrücke verwenden. Das Schmiermittel wird einerseits durch das Gleiten der Flächen allmählich verdrängt, anderseits durch die abgeschliffenen feinen Metallspäne verunreinigt. Ersteres wie letzteres ist belanglos, wenn das Schmiermittel stetig zugeführt wird. Dünnflüssiges Oel kann unbedenklich auch wiederholt verwendet werden, wenn die Schmutztheile — vielleicht durch Absetzenlassen — inzwischen abgeschieden sind. Anders ist es,

wenn man nur von Zeit zu Zeit schmiert. Alsdann ist dickflüssigere Schmiere fast immer vorzuziehen, weil sie weniger leicht verdrängt wird als dünnflüssige.

Zuweilen, z. B. bei manchen Tischhobelmaschinen, sind die Führungsflächen so umrahmt, dass sie vom Schmiermittel überstaut werden können. Meistens ist jedoch eine besondere Zuführung und Vertheilung des Oeles erforderlich.

Von dahin gehörenden Einrichtungen für Tischhobelmaschinen führe ich folgende an: Die Mitten der Gleitbahnen sind, bei regelmässigem Betrieb immer von den Gleitflächen bedeckt. Lässt man hier eine Röhre

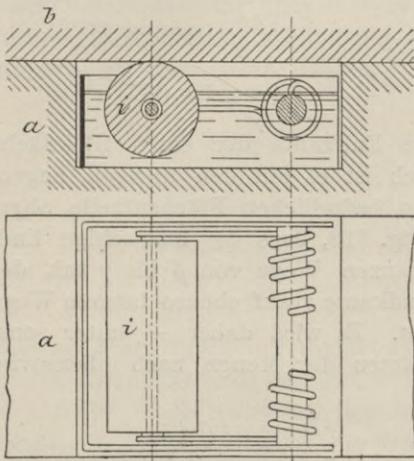


Fig. 119.

münden, welche mit einem höher belegenen Oelgefäss in freier Verbindung steht, so tritt das Oel nur in dem Maasse aus, als es von der Gleitfläche des Tisches fortgestreift wird. Ruht der Tisch, so kann das Oel überhaupt nicht austreten, bei langen Auszügen des ersteren wird mehr, bei kürzeren weniger Oel zwischen die gleitenden Flächen gebracht. Durch höhere oder tiefere Lage des Oelgefässes ist eine weitere Regelung möglich. Wegen des Umstandes, dass bei diesem Verfahren den aufeinander gleitenden Flächen die Vertheilung des Oels überlassen bleibt, eignet es sich nicht für sehr lange Hobelmaschinen. Eine gleichförmigere Vertheilung und zugleich den Vortheil, dass das abgelaufene Oel den Gleitflächen aufs neue zugeführt wird, gewähren mehrere von Zeit zu Zeit mit Oel zu füllende Vertiefungen, die in den Bahnen *a*, Fig. 119, der Hobelmaschine ausgespart sind und eine Rolle *i* enthalten, welche durch Federn gegen die Gleitflächen *b* des Tisches gedrückt werden. Die im Oel wadende Rolle *i* überträgt das Oel an die Gleitbahnen *b*, das überschüssige Oel fliesst in die

Vertiefungen der Bahnen *a* zurück. Einfacher noch ist es, in jede der Vertiefungen eine Holz- oder Korkrolle *i*, Fig. 120, zu legen, welche im Oel schwimmt und durch zwei in senkrechte Schlitz der Vertiefungswände ragende Zapfen geführt wird. Man lässt diese Zapfen auch fort, obgleich hierdurch die Drehungen der Rolle werden. Auch für schweinsrückenartige Führungen, bei welchen die hohlen Flächen unten liegen, werden solche, natürlich anders gestaltete, Holzrollen verwendet. Diese leiden aber allgemein an dem Uebelstande, dass Holz nur wenig leichter ist als Oel und deshalb die Vertiefungen immer gut mit Oel gefüllt sein müssen, um die Rollen mit den bewegten Tischflächen in Berührung zu halten. Das erreicht ohne weiteres für ebene Führungsflächen die durch Fig. 119 abgebildete Einrichtung und für schweinsrückenartige Führungen eine Vorrichtung, welche Fig. 121 darstellt. Die linksseitige Hälfte der letzteren Figur ist ein Schnitt durch die Führung, wie diese im allgemeinen ist, die rechtsseitige Hälfte ein Schnitt durch einen der Schmierbehälter. Eine Scheibe *i* dreht sich lose um einen Bolzen, der dem Bügel *c* angelenkt ist. Vermöge ihres Ge-

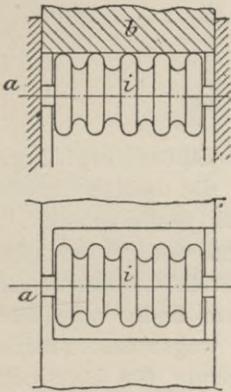


Fig. 120.

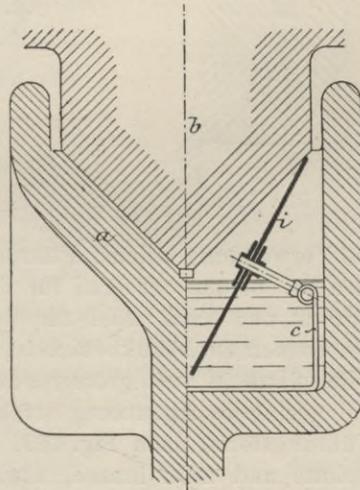


Fig. 121.

wichts legt sich die Scheibe *i* mit ihrem oberen Rande an den oberen Rand des am Tisch festen Führungsstabes *b*, wird durch diesen in Umdrehung versetzt und versorgt ihn an oberster Stelle mit Oel.

Für die Bettplatten der Drehbänke und andere Schlitten verwendet man mitunter Aehnliches, wie an erster Stelle für Hobelmaschinenführungen angegeben wurde. Man bringt am bewegten Theil, dem Schlitten, einen Behälter an, von dem ab das Oel gegen die feststehende Führungsfläche fließt und von dieser abgestreift wird. Zu diesem Zweck werden an geeigneten Stellen die bekannten Nadelschmiergefäße oder Verwandtes angebracht. Meistens aber begnügt man sich mit Schmierlöchern nach Fig. 122, welche mittelst Schraubchen verschlossen werden, nachdem man sie mit Oel gefüllt hat. Diese Schmierlöcher werden, wenn es angeht, so angeordnet, dass von ihnen gleichzeitig mehrere Flächen versorgt werden.

Sonst werden die Flächen von Zeit zu Zeit eingefettet; das ist ein Verfahren, dem man nur nachrühmen kann, dass es beim Entwerfen die wenigste Ueberlegung beansprucht.

Es sei hier noch eines Weges gedacht, welcher bei Drehbänken eingeschlagen wird, um die Schäden, die durch Abnutzung der am Bett befindlichen Führungsflächen entstehen, weniger fühlbar zu machen. Das Drehbankbett soll sowohl dem Bettschlitten Führung gewähren als auch dem Reitstock eine genaue Stellung gegenüber dem Spindelstock geben. Verwendet man die Flächen, auf welchen der Schlitten gleitet und welche durch ihn abgenutzt werden, als Stützflächen für den Reitstock, so ist eine genaue Lage desselben nicht zu erwarten. Deshalb bildet man am Bett meistens besondere Flächen für den Reitstock, und andere für die Führung des Schlittens aus. Unter allen Umständen sind solche doppelte Führungen nöthig, wenn die Schweinsrückenform nach Fig. 107 gewählt wird. Die von der Bettplatte herrührenden Abnutzungen der Schweinsrücken machen sich in senkrechter Richtung sehr fühlbar. Eine Abweichung der Höhenlage des Stiches um den Bruchtheil eines Millimeter ist zwar unwesentlich, nicht aber eine gleiche Abweichung der Höhe der Reitstockspitze. Man findet

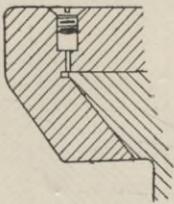


Fig. 122.

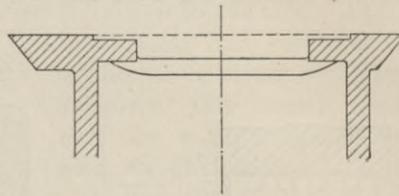


Fig. 123.

daher bei Verwendung solcher Führungen immer 4 Stäbe (vergl. Fig. 111), von denen die beiden äusseren für die Bettplatte, die beiden inneren für den Reitstock und auch wohl für den Spindelstock bestimmt sind.<sup>1)</sup> Bei den oben ebenen Drehbankbetten ist dieser Umstand weniger wichtig, weil sie der Bettplatte in weit grösserer Breite als jene sich darbieten, also entsprechend geringere Abnutzung erfahren. Trotzdem findet man auch bei dieser Führungsform, nach Fig. 123, zwei äussere, wagerechte Flächen für die Bettplatte und zwei innere, etwas tiefer liegende für Reitstock und Spindelstock.

#### c) Das Bestimmen der Abmessungen

der führenden Theile soll an einigen Beispielen erläutert werden.

Es sei *a*, Fig. 124, das Bett einer Tischhobelmaschine, *b* der Tisch derselben und *c* ein Werkstück, welches auf letzterem befestigt ist. Ein Stichel *s*, welcher die obere Fläche des Werkstücks bearbeitet, übt auf dieses den Druck *P* aus, welcher in den wagerechten Theil *p* und den lothrechten Zweig *q* zerfällt. Der wagerechte Druck *p* wird auf die eine der Leisten, z. B. *d*, übertragen, und demgemäss ist die Flächengrösse dieser Leiste zu wählen. In lothrechter Richtung drücken *q* und das Gewicht des Werkstücks und Schlittens *Q* auf die Gleitbahnen.

Der wagerechte Druck *p* hat nicht allein Einfluss auf die Flächengrösse von *d*, sondern auch auf die Vertheilung des lothrechten Druckes auf die Gleitbahnen; er kann unter Umständen sogar den Tisch aufkippen. Letz-

<sup>1)</sup> Vergl. Drehbank von Fox, Verhandl. des Vereins z. Bef. d. Gewerbf. in Preussen, 1831, S. 144, mit Abb.

teres tritt ein, sobald das rechtsdrehende Moment  $p \cdot H$  grösser ist als die Summe der linksdrehenden Momente  $q \cdot e + Q \cdot E$ . Man muss daher, wenn:

$$p \cdot H > q \cdot e + Q \cdot E$$

ist, oder diese Beziehung gelegentlich einmal eintreten kann, statt der offenen eine geschlossene Führung anwenden.

Was die Vertheilung des lothrechten Drucks auf die Gleitbahnen anbelangt, so hat — in Bezug auf die Figur 124 — die rechtsbelegene Bahn alles, die linksbelegene nichts zu tragen, wenn  $p \cdot H = q \cdot e + Q \cdot E$  ist. Erst

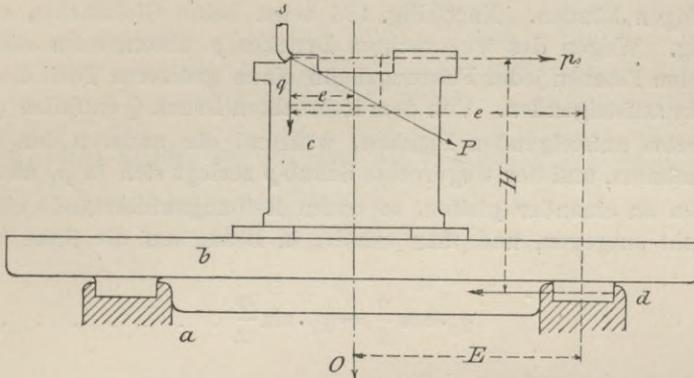


Fig. 124.

wenn  $p \cdot H$  erheblich kleiner als  $q \cdot e + Q \cdot E$  ausfällt, übernimmt die linksseitige Bahn einen nennenswerthen Theil der lothrecht nach unten wirkenden Drücke.

Da man beim Entwurf der Maschine in den seltensten Fällen bestimmt weiss, wie sie benutzt werden wird, so ist nöthig, alle möglichen Einwirkungsweisen und zugehörigen Spanquerschnittsgrössen in der hier an-

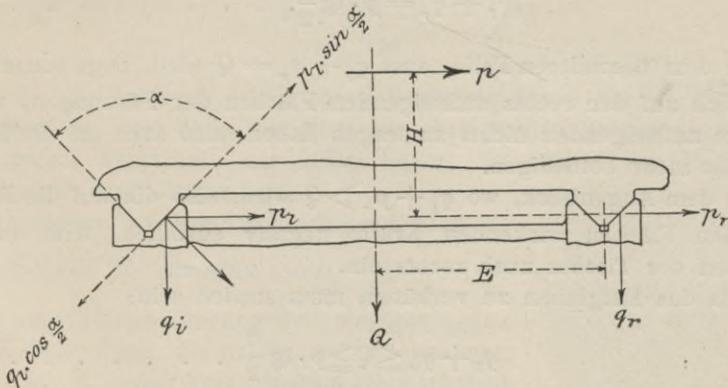


Fig. 125.

gegebenen Weise einer Prüfung zu unterziehen, und danach die Abmessungen zu bestimmen.

Bei der offenen Schweinsrückenführung, Fig. 125, sind in Bezug auf das Kippen des Tisches und die Druckvertheilung dieselben Gesichtspunkte zu beachten, wie vorhin; der wagerechte Schub, bezw. dessen Aufhebung erfordert aber andere Erörterungen, da ihm nicht eine senkrechte Fläche

wie bei *d* Fig. 124 entgegengesetzt wird, sondern dieselbe geneigte Fläche, welche auch die lothrechten Kräfte aufnimmt.

Es kann bei dieser Führung ein Entgleisen des Tisches eintreten, dann nämlich, wenn das Gewicht  $Q$  gegenüber der wagerechten Kraft  $p$  und dem Schweinsrückenwinkel  $\alpha$  zu klein ist.

Bei der vorliegenden Untersuchung soll von einem lothrecht nach unten gerichteten Druck des Stichels abgesehen werden, um die Erörterungen zu vereinfachen. Sollte ein solcher Druck im bestimmten Falle von Bedeutung sein, so wird man ihn an Hand der folgenden Erörterungen leicht einfügen können. Nach Fig. 125 seien beide Gleitflächen schweinsrückenartig. Wegen des wagerechten Druckes  $p$  übernehmen die rechtsaufsteigenden Flächen jeder Führungsbahn einen grösseren Theil der Drucke als die links aufsteigenden. Von dem lothrechten Druck  $Q$  entfallen  $q_l$  und  $q_r$  auf die rechts aufsteigenden Flächen, während die anderen den etwaigen Rest übernehmen, und der wagerechte Schub  $p$  zerlegt sich in  $p_l$  und  $p_r$ . Da die Flächen an einander gleiten, so treten Reibungswiderstände einem Entgleisen nicht entgegen, und man erhält, in Bezug auf die linke Seite der Figur:

$$q_l \cdot \cos \frac{\alpha}{2} = p_l \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot (22)$$

und ebenso an der anderen Seite:

$$q_r \cdot \cos \frac{\alpha}{2} = p_r \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot (23)$$

sonach:

$$q_l + q_r = (p_l + p_r) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot (24)$$

$p_l + p_r$  ist  $= p$ ; folglich:

$$q_l + q_r = p \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot (25)$$

In dem besonderen Falle, dass  $q_l + q_r = Q$  wird, liegt sonach  $Q$  ausschliesslich auf den rechts aufsteigenden Flächen der Führungen, während die links aufsteigenden nichts zu tragen haben, also auch an der Führung sich nicht mehr betheiligen.

In dem Augenblick, wo  $q_l + p_r > Q$  wird, also die auf die links aufsteigenden Flächen wirkenden Kräfte negativ ausfallen, tritt sofort ein Entgleisen des Tisches nach rechts ein.

Um das Entgleisen zu verhüten, muss sonach sein:

$$q_l + q_r \leq Q \leq p \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot (26)$$

oder:

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \leq \frac{Q}{p} \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot (27)$$

Wie weiter oben (S. 57) angegeben wurde, liegen zuweilen Gründe vor, nach Fig. 126, nur eine der Führungen des Hobelmaschinentisches schweinsrückenartig, die andere aber eben zu machen. In diesem Falle kann nur eine der geneigten Flächen dem Entgleisen widerstehen. Da man nicht bestimmen kann, ob bei dem Gebrauch der Hobelmaschine die

wagrechte Kraft in Bezug auf Fig. 126 nach rechts oder nach links gerichtet sein wird, so muss man der Rechnung den ersteren, ungünstigeren unterlegen und bedenken, dass das für den Druck  $q$  verfügbare  $Q_l$  alsdann kleiner ist als  $\frac{Q}{2}$ . Wegen des rechts drehenden Momentes  $p \cdot H$  wird, da:

$$p \cdot H = (Q_r - Q_l) 2 E \quad \dots \quad (28)$$

und  $Q_r + Q_l = Q$  ist:

$$Q_l = \frac{1}{2} \left( Q - \frac{p \cdot H}{2 E} \right) \quad \dots \quad (29)$$

und ferner, wie früher:

$$q \cdot \cos \frac{\alpha}{2} = p \cdot \sin \frac{\alpha}{2},$$

also, da  $Q_l$  nicht kleiner werden darf als  $q$ , oder:  $Q_l \geq p \cdot \text{tg} \frac{\alpha}{2}$  sein muss:

$$Q - \frac{p \cdot H}{2 E} \geq 2 \cdot p \cdot \text{tg} \frac{\alpha}{2}$$

und

$$\text{tg} \frac{\alpha}{2} \leq \frac{Q}{2 p} - \frac{H}{4 E} \quad \dots \quad (30)$$

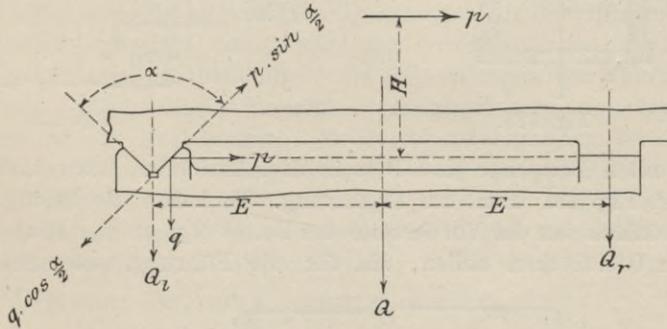


Fig. 126.

Es ist zu beachten, dass diese Rechnung unter der Voraussetzung durchgeführt ist, dass  $Q$  in der Mitte zwischen beiden Bahnen liegt; sollte  $Q$  nach rechts ausserhalb der Mitte liegen, so würde das Rechnungsergebniss noch ungünstiger sein.

Man ersieht bei dem Vergleich der beiden für  $\text{tg} \frac{\alpha}{2}$  gefundenen Höchstwerthe sofort, dass die nach Fig. 126 angeordnete Führung weit weniger gegen das Entgleisen sichert, als das Schweinsrückenpaar, Fig. 125. Es ist daher gerechtfertigt, in Rücksicht auf zufälliges Wachsen von  $p$  die hohle Bahn, nach Fig. 127, mit seitlichen Rändern zu versehen, um völliges Entgleisen zu verhüten.

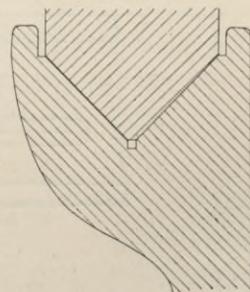


Fig. 127.

Dieselben Gesichtspunkte kommen in Frage, wenn der Tisch das Werkstück einem Fräser entgegenführt. Es sind die ungünstigst wirkenden Drucke des Werkzeugs gegen das Werkstück aufzusuchen und nach Grösse und Richtung festzustellen und mit den Kräften zu vergleichen, welche den Tisch in seinen Bahnen halten.

Bei dem Schlitten einer Drehbank sind die einzelnen Kräfte ihrer Grösse nach weniger leicht zu bestimmen, und deshalb auch die Gleitflächengrößen nur auf umständlichen Wegen festzustellen.

Es sei, um das Rechnungsverfahren zu erläutern, als Beispiel die Bettplattenführung einer gewöhnlichen Drehbank gewählt. Die Fig. 128, 129

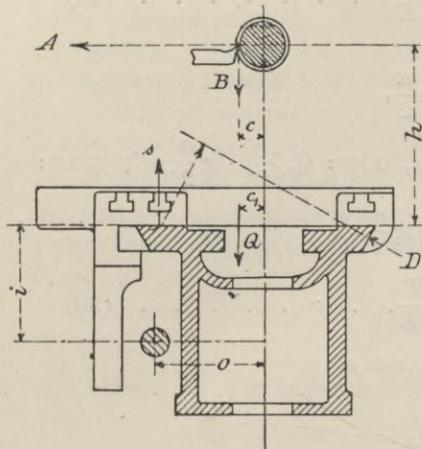


Fig. 128.

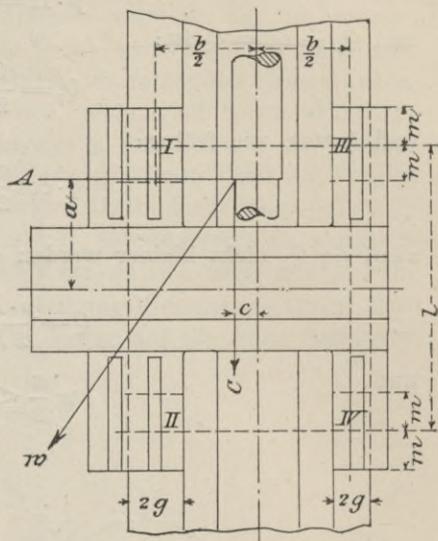


Fig. 129.

und 130 stellen Bettplatte und Bett in drei Ansichten, bezw. in theilweisem Schnitt dar, Fig. 131 dient zur Ergänzung. Es heisse die Breite der wagerechten Gleitfläche an der Vorderseite des Bettes  $2g$ , an der Hinterseite  $2e$ .<sup>1)</sup> Von diesen Gleitflächen sollen, als für die Führung wesentlich wirksam,

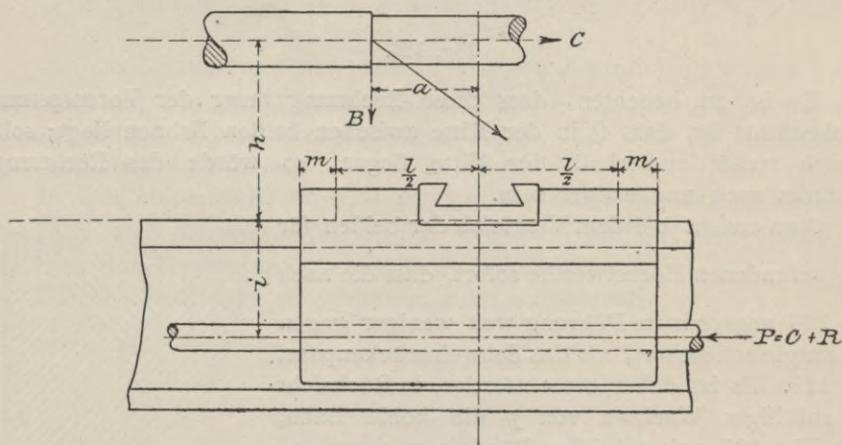


Fig. 130.

nur die durch gestrichelte Linien begrenzten Flächentheile I, II, III und IV von der Länge  $2m$  in Rechnung gestellt werden; ebenso von den schrägen Führungsflächen nur vier Stücke, von denen jedes ebenfalls  $2m$

<sup>1)</sup> In Fig. 129 ist versehentlich auch rechts  $2g$  geschrieben.

lang ist. Der Abstand der Mitten dieser Führungsflächen in der Längsrichtung des Bettes gemessen, heisse  $l$ ; der Abstand der Mitten der wagerechten Flächen in der Querrichtung gemessen, heisse  $b$ . Durch die Mitte von  $b$  gehe eine senkrechte Ebene, welche die Längs-Mittelebene der wagerechten Führungsflächen heissen soll. Von ihr bis zur Mitte der Leitspindel liege der Abstand  $o$ , während die Mitte der Leitspindel um  $i$  unter der wagerechten Führungsfläche sich befinde. Die Spitzenhöhe heisse  $h$ . Die Stichel-schneide arbeite in der Entfernung  $a < l/2$  von der Quermittlebene der Führungsflächen, und im Abstände  $c$  von der Längsmittlebene. Das Werkstück drücke mit der Kraft  $w$  gegen den Stichel; diese Kraft  $w$  sei in die drei Seitenkräfte  $A$ ,  $B$  und  $C$ , deren Lage und Richtung aus den Figuren zu erkennen ist, zerlegt. Der Schwerpunkt des Schlittengewichts  $Q$  liege um  $e_1$  von der Längs- und um  $a_1$  seitwärts der Quermittlebene. Die Leistenhöhe heisse  $d$ , Fig. 131, und der Kantenwinkel der Leiste  $\psi$ . Die Leitspindel bedürfe, um den Schlitten (in Bezug auf Fig. 130) nach links zu schieben, eines Axendrucks  $P$ , welcher gleich ist der Summe aus dem Widerstande  $C$  und dem Reibungswiderstande  $R$ .

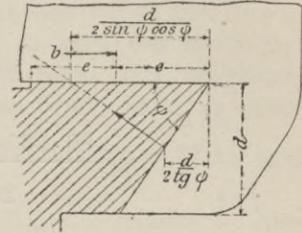


Fig. 131.

Man kann nun die allgemeinen Gleichungen für die auftretenden Dreh- und Einzelkräfte aufstellen, um hieraus, auf Grund einer bestimmten Höchstbelastung der Führungsflächeneinheit, die Abmessungen der Führungsflächen zu berechnen. Allein dieses Verfahren veranlasst sehr umständliche und wenig übersichtliche Rechnungen. Es dürfte zweckmässig sein, den entgegengesetzten Weg einzuschlagen: auf Grund des praktischen Gefühls, oder von im allgemeinen gute Ergebnisse liefernden Regeln zunächst die Maasse anzunehmen und dann rechnerisch zu prüfen, ob die entstehenden Flächendrucke annehmbar sind oder nicht.

So soll in dem Folgenden verfahren werden.

Es sei gegeben:

$$a = 250 \text{ mm}, b = 260 \text{ mm}, c = 230 \text{ mm}, d = 35 \text{ mm}, e = 24 \text{ mm}, \\ g = 35 \text{ mm}, h = 235 \text{ mm}, i = 120 \text{ mm}, l = 390 \text{ mm}, m = 50 \text{ mm}, \\ o = 150 \text{ mm}; A = 80 \text{ kg}, B = 360 \text{ kg}, C = 280 \text{ kg}, e_1 = 20, \\ a_1 = 50, Q = 150 \text{ kg}; \psi = 51^\circ 20'; \operatorname{tg} \psi = 1,25; \sin \psi = 0,781; \\ \cos \psi = 0,625.$$

$A$ ,  $B$  und  $Q$  üben quer gegen das Drehbankbett ein nach links gerichtetes Drehmoment aus, welchem einerseits die hintere Schrägleiste mit dem Druck  $D$ , andererseits die vordere, wagerechte Fläche des Bettes mit dem Druck  $s$  entgegentreit. Es ist:

$$A \cdot h + Bc + Qe_1 = D \cdot \left( b + e - \frac{d}{2 \sin \psi \cos \psi} \right) \cdot \cos \psi \quad (31)$$

und:

$$A \cdot h + Bc + Qe_1 = s \left( b + e - \frac{d}{\operatorname{tg} \psi} \right) \quad (32)$$

Setzt man die zugehörigen Werthe ein und bedenkt, dass  $D$  auf die beiden hinteren Schrägflächen,  $s$  auf die beiden vorderen wagerechten Flächen sich vertheilen, so erhält man:

$$D = \frac{A \cdot h + Bc + Qc_1}{\left(b + e - \frac{d}{2 \sin \psi \cos \psi}\right) \cos \psi} \dots \dots \dots (33)$$

$$= \frac{80 \cdot 235 + 360 \cdot 230 + 150 \cdot 20}{\left(260 + 24 - \frac{35}{2 \cdot 0,781 \cdot 0,625}\right) 0,625} = 675 \text{ kg,}$$

d. h. es entfallen von diesen Momenten auf jede der beiden Schrägflächen bei III und IV rund 337 kg.

Für  $s$  erhält man aus Gl. 32:

$$s = \frac{A \cdot h + Bc + Qc_1}{b + e - \frac{d}{\operatorname{tg} \psi}} \dots \dots \dots (34)$$

$$= \frac{80 \cdot 235 + 360 \cdot 230 + 150 \cdot 20}{260 + 24 - \frac{35}{1,25}} = 408,6 \text{ kg,}$$

wovon je die Hälfte = 204 kg jede der wagerechten Flächen I und II aufzunehmen hat. Gleichlaufend zur Mittelebene des Bettes wirken die Momente (vergl. Fig. 130)

$$\begin{aligned} \text{rechtsdrehend: } & C \cdot h + (C + R) \cdot i \\ \text{linksdrehend: } & B \cdot a + Q \cdot a_1. \end{aligned}$$

Der Unterschied derselben ist von den Führungen aufzunehmen.

Es tritt hier eine Kraft  $R$ , die Reibung, welche der Schlitten am Bett erfährt, und die, der Einfachheit halber, in der Bettoberfläche liegend angenommen ist, auf, über deren Grösse eigentlich die Rechnung entscheiden sollte. Es ist auch möglich, sie vorab rechnerisch zu bestimmen, indem man sie zunächst als Unbekannte einsetzt. Da jedoch einerseits die betreffende Rechnung sehr umständlich ist, andererseits der Druck von der Anspannung der Führungsleisten und die Reibungswertzahl von der Schmierung abhängt, also nur angenähert geschätzt werden kann, soll hier  $R$  sofort geschätzt werden, und zwar unter folgenden Erwägungen: die Kräfte  $B$  und  $Q$  drücken auf die wagerechten Flächen, die Kraft  $A$  wagerecht gegen die hinteren Seitenflächen, so dass sie durch die Schräge dieser Fläche zu  $\frac{A}{\sin \psi}$  gesteigert wird. Sonach ist die unterste Grenze der Reibung verursachenden Drücke =  $B + Q + \frac{A}{\sin \psi} = 360 + 150 + \frac{80}{0,781} = 612 \text{ kg}$ . Durch die auftretenden Momente wird diese Drucksumme vergrößert, vielleicht auf das Dreifache, so dass bei der Reibungswertzahl 0,12 die Reibung:

$$R = 220 \text{ kg}$$

betragen mag. Nöthigenfalls kann, wenn diese Schätzung sich als erheblich unrichtig herausstellt, die Rechnung mit einem anderen Werthe wiederholt werden. Danach sind die rechtsdrehend thätigen Momente:

$$\begin{aligned} &= C \cdot h + (C + R) i - B \cdot a - Q \cdot a_1 \dots \dots \dots (35) \\ &= 280 \cdot 235 + (280 + 220) \cdot 120 - 360 \cdot 250 - 150 \cdot 50 \\ &= 28300 \text{ kgmm.} \end{aligned}$$

Die Mitten der Flächen, welche dieses Moment anzunehmen haben, liegen um  $l$  von einander entfernt, so dass die betreffenden Drücke betragen:  $28300:390 = \text{rund } 72 \text{ kg}$ , wovon je  $36 \text{ kg}$  bei I und III senkrecht nach oben und bei II und IV nach unten gerichtet sind.

In wagerechter Ebene treten die Momente auf (vergl. Fig. 129):

$$\text{linksdrehend: } A \cdot a + C \cdot c$$

$$\text{rechtsdrehend: } (R + C) \cdot o,$$

also zusammen linksdrehend:

$$\begin{aligned} 80 \cdot 250 + 280 \cdot 230 - (220 + 280) 150 \\ = 9400 \text{ kgmm.} \end{aligned}$$

Diese Momentensummen nehmen die Schrägflächen bei II und III auf, deren Mitten um  $l$  von einander entfernt liegen, so dass auf sie je der wagerechte Druck:  $9400:390 = 24,1 \text{ kg}$  fällt. Die Kante des Drehbankbettes nimmt diese Drucke als Keil auf, so dass winkelrecht zu jeder

Schrägfläche bei II und III der Druck:  $\frac{24,1}{\sin \psi} = 24,1 : 0,781 = 31 \text{ kg}$  und

senkrecht auf die wagerechten Flächen (II und III) der Druck:  $\frac{24,1}{\text{tg} \psi} =$

$24,1 : 1,25 = \text{rund } 19 \text{ kg}$  wirkt.

Unmittelbar senkrecht auf die wagerechten Flächen drücken noch je:

$$\frac{B + Q}{4} = \frac{360 + 150}{4} = 127,5 \text{ kg.}$$

Es betragen sonach die Drücke auf die wagerechte Fläche:

$$\text{I } 204 - 36 \dots + 127,5 = 295,5 \text{ kg}$$

$$\text{II } 204 + 36 + 19 + 127,5 = 386,5 \text{ ,,}$$

$$\text{III } \dots - 36 + 19 + 127,5 = 110,5 \text{ ,,}$$

$$\text{IV } \dots + 36 \dots + 127,5 = 163,5 \text{ ,,}$$

und senkrecht auf die schrägen Flächen:

$$\text{I } \dots \dots \dots = 0,0 \text{ ,,}$$

$$\text{II } \dots 31 \dots \dots = 31,0 \text{ ,,}$$

$$\text{III } 337 + 31 \dots \dots = 368,0 \text{ ,,}$$

$$\text{IV } 337 \dots \dots \dots = 337,0 \text{ ,,}$$

$$\text{zusammen } 1692,0 \text{ kg.}$$

Es ist demnach der gesammte Reibung verursachende Druck etwas zu gross angenommen.

Auf jedes qmm der führenden Flächen entfällt nach obiger Rechnung: für die wagerechten Flächen:

$$\text{I: } 0,042; \text{ II: } 0,055; \text{ III: } 0,023; \text{ IV: } 0,034 \text{ kg,}$$

für die schrägen Flächen:

$$\text{I: } 0; \text{ II: } 0,006; \text{ III: } 0,08; \text{ IV: } 0,069 \text{ kg.}$$

Diese Druckvertheilung ändert sich selbstverständlich in erheblichem Grade mit der Benutzungsweise der Drehbank, also mit den Grössen  $A$ ,  $B$  und  $C$ , sowie  $a$  und  $c$ . Man muss daher, um zuverlässigen Aufschluss zu erhalten — bei sonst gegebenen übrigen Werthen — die ungünstigsten Beanspruchungen in Rechnung stellen. Sind die Abmessungen der Bettplatte erst zu bestimmen, so bietet die gegebene Berechnungsweise Gelegenheit, über die Zweckmässigkeit der in Aussicht genommenen Grössen sich zu unterrichten.

Es sei hier nebensächlich angeführt, dass für die Bettplatten gewöhnlicher Drehbänke im allgemeinen folgende Verhältnisszahlen brauchbare Werthe liefern:

$$b = 1,2 h; l = 1,7 h; d = 0,15 h; e = 0,1 h; g = 0,15 h; m = 0,2 h.$$

Die Abmessungen der Führungstheile, welche die führenden Flächen mit den geführten Dingen: Werkzeug und Werkstück, verbinden, lassen sich in derselben Weise bestimmen, wie andere Festigkeitsberechnungen ausgeführt werden. Dabei ist der weiter oben bereits erwähnte Gesichtspunkt, dass die Theile nicht allein fest genug, sondern auch möglichst starr sein sollen, besonders zu berücksichtigen.

## 2. Führungen für kreisförmige Wege.

### a. Bauart.

Der walzenförmige Zapfen ist ohne weiteres geeignet, einen Gegenstand so zu führen, dass sämtliche Theile des letzteren sich im Kreise bewegen, so lange die von der Führung aufzunehmenden Kräfte winkelrecht zur Zapfenaxe und innerhalb des Gebiets der Zapfenlänge oder doch in unmittelbarer Nähe dieses Gebietes liegen. Sind die Führungsflächen genügend gross und ist die Zahl der Drehungen, welche der zu führende Gegenstand auszuführen hat, klein, bzw. kommt eine solche Drehung nur zuweilen vor, so kann man — da eine nennenswerthe Abnutzung nicht stattfindet — auf eine Nachstellbarkeit der sich gegenseitig berührenden Führungsflächen verzichten. Selbst bei Drehbankspindeln, für die man doch eine genaue Führung verlangen muss, fehlt zuweilen die Nachstellbarkeit, dann nämlich, wenn die angedeuteten Umstände hochgradig genug hervortreten.<sup>1)</sup> Macht sich eine Nachstellbarkeit nöthig, so sind die S. 48 und 49 und Fig. 72 und 73 dargestellten Formen für dieselbe geeignet. Es sei hier noch bemerkt, dass die gespaltene, aussen kegelförmige Büchse häufig in der Lage — obenliegender offener Spalt —, welche die Figur darstellt, verwendet wird, nicht selten aber auch so, dass der offene Spalt nach unten zu liegen kommt. Dann füllt man den Spalt mit Filz oder einem anderen schwammartig das Schmieröl aufsaugenden Körper, um durch diesen das Schmieröl auf den Gleitflächen auszubreiten. Stärkere Abnutzung fordert eine weitergehende Nachstellbarkeit, als die walzenförmige Führung gestattet, sie wird durch die kegelförmige geboten. Fig. 132 stellt eine solche Führung des Armes *a* um den Zapfen *b* dar. Eine Büchse *c* passt genau in die trommelförmige Bohrung von *a* und wird durch eine kleine feste Feder verhindert, sich in dieser Bohrung zu drehen. Durch Mutter und Gegenmutter wird *c* in dem Maasse gegen den kegelförmigen Zapfen *b* geschoben, wie die Abnutzung solches nöthig macht. Anscheinend ist ein solcher kegelförmiger Zapfen auch geeignet, solche Drücke aufzunehmen, welche in der Richtung der Drehaxe auftreten. Wenn man jedoch die Verjüngung des Zapfens so wählt, dass er die winkelrecht zur Zapfenaxe wirkenden Kräfte gut aufzunehmen vermag — es ist die Verjüngung der Durchmesser um etwa  $\frac{1}{10}$  der Zapfenlänge am gebräuchlichsten —, so liegt die Gefahr vor, dass ein nennenswerther Druck, welcher

<sup>1)</sup> Sellers' Drehbank, Dingl. polyt. Journ. 1874, Bd. 213, S. 1, m. Abb. Drehbank von Heilmann, Ducommun & Co., Zeitschr. d. Vereins deutsch. Ingen., 1887, S. 1139, m. Abb. Kanonendrehbank, Iron Age, 29. Mai 1890, m. Abb.

den Hohlkegel auf den Vollkegel schiebt, Klemmungen verursacht, jedenfalls die Reibung ungebührlich vergrössert. Man verwendet deshalb in vorliegendem Sinne zuweilen zwei zusammenhängende Kegel nach Fig. 133 — oder vier solche Kegel nach Fig. 134 — den schlankeren mit denjenigen Kräften belastend, die winkelrecht zur Drehaxe liegen, und den stumpfern zur Aufnahme des in der Axenrichtung wirkenden Druckes benutzend. Allein diese Lösung kann nur dann befriedigen, wenn — zufällig — die beiden Kegelflächen sich in solchem Verhältniss abnutzen, dass jeder für sich im Stande ist, auf die Dauer ausschliesslich seinen Zweck zu erfüllen.

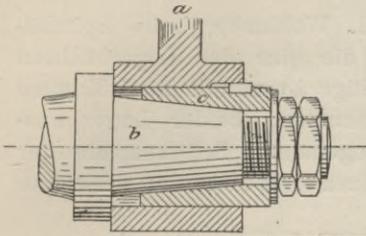


Fig. 132.

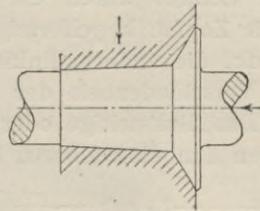


Fig. 133.

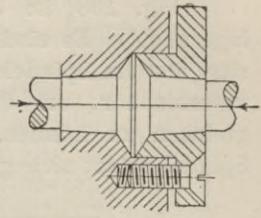


Fig. 134.

Deshalb wird allgemein vorgezogen, die Flächen, welche den in der Axenrichtung wirkenden Druck aufzunehmen haben, so anzuordnen, dass sie für sich, unabhängig von den Flächen, welche den winkelrecht gegen die Drehaxe auftretenden Drucken entgegentreten, nachgestellt werden können. Hierfür werden weiter unten Beispiele gegeben werden.

Wenn das geführte Stück *a*, Fig. 135, erheblichen Drehkräften ausgesetzt ist, deren Drehungsebene mit der Axe des Zapfens *b* zusammenfällt, deren Richtung aber wechselt, so findet in der Mitte der Zapfenlänge eine

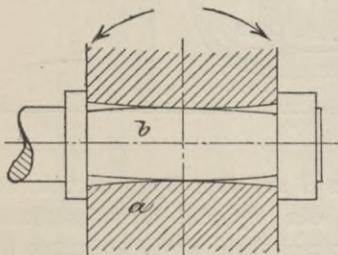


Fig. 135.

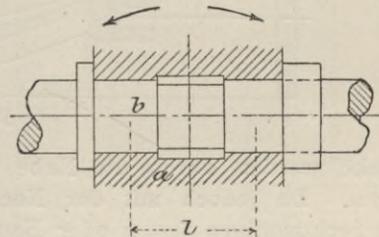


Fig. 136.

geringe Abnutzung statt gegenüber der weit grösseren, die an den Zapfenden eintritt. Diese ungleichförmige Abnutzung schliesst, wie die Figur ohne weiteres erkennen lässt, jede Nachstellbarkeit aus. Gleichzeitig sieht man aus der Figur, dass die Mitte der Zapfenlänge für die Stützung gegenüber jenen Drehkräften fast gar keinen Werth hat. Man höhlt deshalb meistens — soweit solche Drehkräfte auftreten — die Mittelflächen der Führung nach Fig. 136 aus (vergl. auch S. 52) oder zerlegt die Führung nach Fig. 137 und 138 in zwei mehr oder weniger weit von einander entfernte Lager, wodurch gleichzeitig ein grösserer Abstand *l* der widerstehenden Flächen gewonnen wird. Fig. 137 stellt die Lagerung einer hohlen Drehbankspindel dar.<sup>1)</sup> Es sind die Lagerstellen der Spindel walzen-

<sup>1)</sup> Iron, April 1891, S. 291, m. Abb.

förmig, die Lagerbüchsen aussen kegelförmig und gespalten (vergl. Fig. 74, S. 49), der gegen die Spitze der Spindel in deren Axenrichtung wirkende Druck wird durch eine hohle Schraube *a* aufgenommen, deren Muttergewinde in *b* sich befindet; die Gegenmutter *c* soll eigenmächtiges Drehen der Schraube *a* hindern. Die Mutter *b* ist zugleich Mutter für die linksseitige Lagerbüchse. Da auf das rechtsseitige Ende der Spindel gegebenen Falls Futter geschraubt werden sollen, so ist auch auf einen in die Axe der Spindel fallenden, nach rechts gerichteten Druck Rücksicht zu nehmen. Er wird durch die Nabe des auf der Spindel festen Stirnrades *d* auf die Lagerbüchsenmutter *e* übertragen.

Fig. 138 ist ein Schnitt durch die H. Wohlenberg'sche Spindel-lagerung.<sup>1)</sup> Es sind die Zapfen kegelförmig; die eine der Lagerbüchsen sitzt fest im Spindelstock, die andere, linksseitige ist mittels zwei Muttern verschiebbar, um die Verschiedenheit der Abnutzung beider Lager ausgleichen zu können. Das linksseitige oder sogenannte Schwanzende der Spindel stützt sich gegen den einstellbaren Bolzen *i*, nach rechts gerichtete

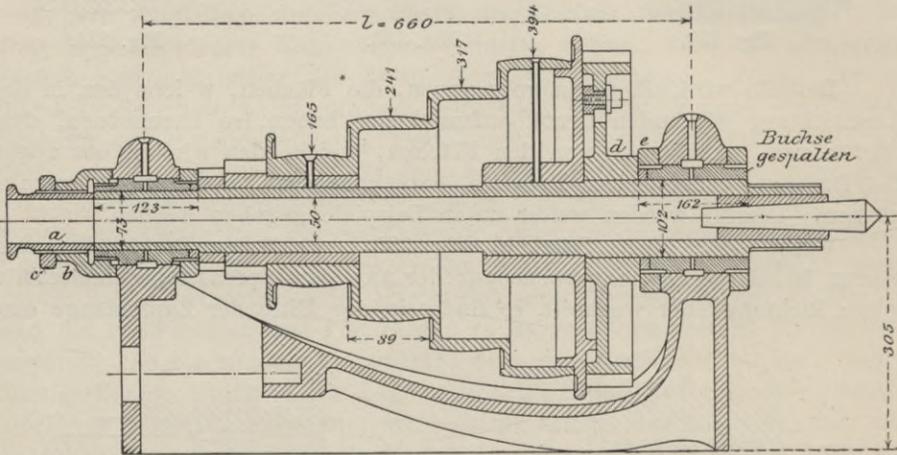


Fig. 137.

Drücke werden durch die Nabe des Rades *d* auf den Spindelstock übertragen. Da jedoch mit der Nachstellung der Spindel diese gegenüber dem rechtsseitigen festen oder Hauptlager verschoben wird, so muss auch *d* nachstellbar sein, um seine Nabe mit den Spindelstock in Fühlung halten zu können. Das Rad *d* ist deshalb auf der Spindel verschiebbar, und zwar mit Hilfe der Mutter *e*. Zwischen dem Rade *d* und der benachbarten Stufenrolle ist so viel Raum frei gelassen, um einen zum Drehen der Mutter *e* dienenden Schlüssel einführen zu können. Ein in *d* steckender federnder Stift hindert *e* sich eigenmächtig zu drehen. Der Bolzen *i* steckt in der Wand *h* eines am Spindelstock verschraubten Kastens, welcher das Schalteräderwerk bedeckt.

Bei den beiden hier beschriebenen Spindellagerungen wird der nach links gerichtete in die Axe fallende Druck am Schwanzende, der nach rechts gerichtete am Hauptlager aufgenommen.

Wegen der Verschiedenheit in der durch Temperaturänderungen verursachten Dehnung der Spindel gegenüber dem Spindelstock ist — für

<sup>1)</sup> D. R. P. No. 16474.

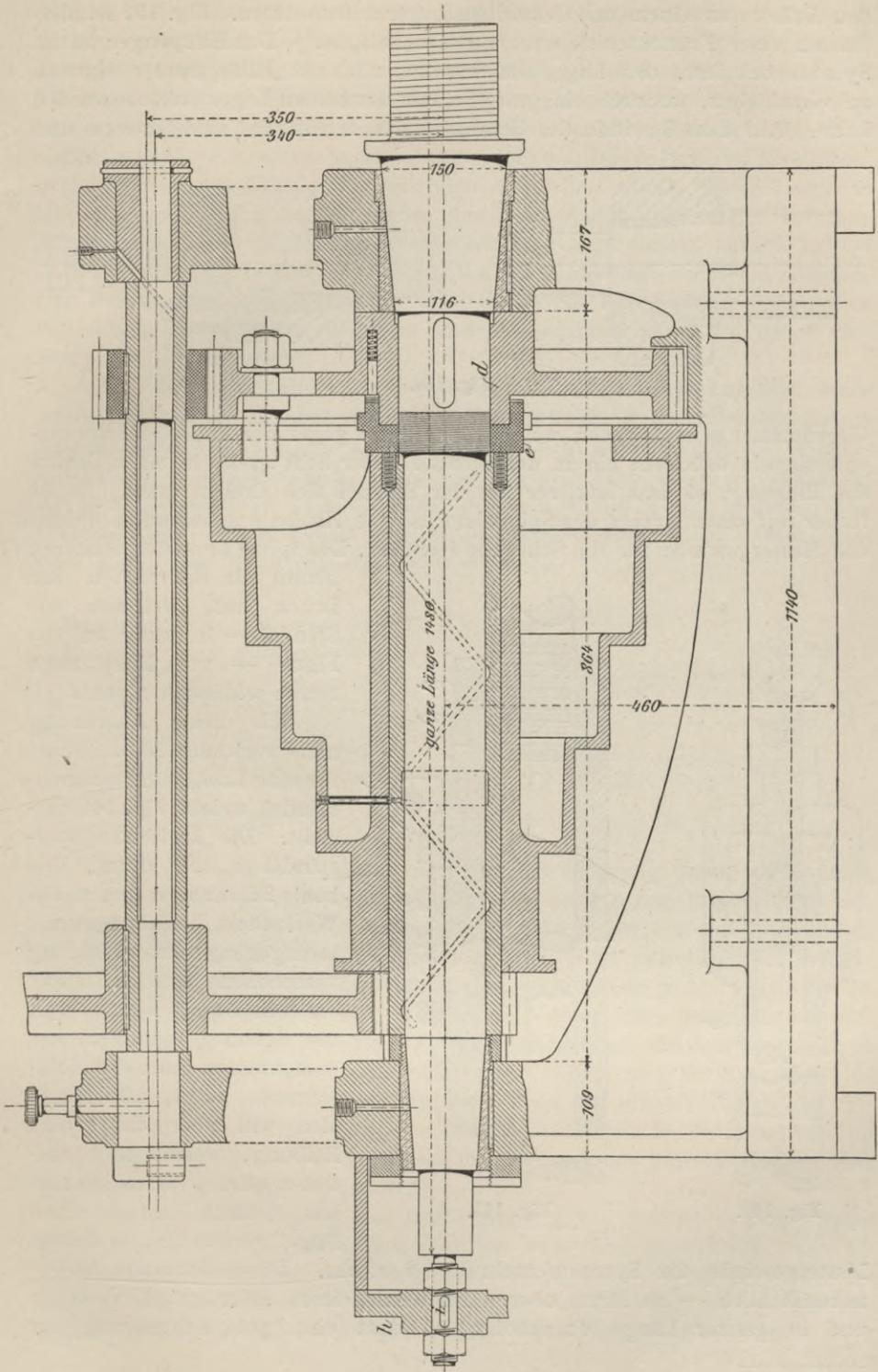


Fig. 138.

grössere Lagerentfernungen — zweckmässiger, die in die Axenrichtung fallenden Drücke an einem und demselben Lager aufzunehmen. Fig. 139 ist hierfür ein einer Fräsmaschine entnommenes Beispiel.<sup>1)</sup> Das Hauptlager ist im Spindelstock fest, das Lager am Schwanzende mit Hilfe zweier Muttern zu verschieben, wodurch ein guter Schluss der beiden Lager erreicht werden kann. Auf dem Gewinde des Schwanzendes der Spindel sind Mutter *m* und

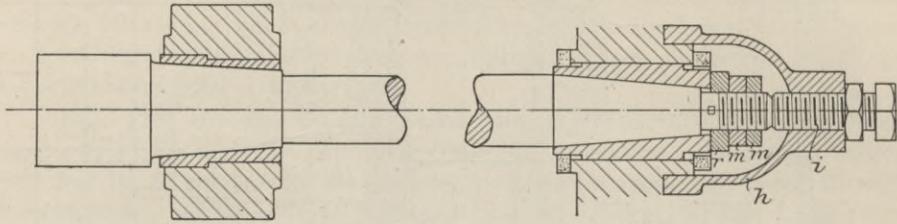


Fig. 139.

Gegenmutter *m* angebracht, welche den Ring *r* gegen das Ende des Schwanzendenlagers drücken; ein in der Spindel fester Stift greift in einen Schlitz des Ringes *r*, so dass letzterer mit der Spindel sich drehen muss. Es ist ferner auf einen Ansatz des Spindelstocks eine Haube *h* geschraubt, welche das Muttergewinde für die Schraube *i* enthält. Das spitze Ende der letzteren nimmt als Spurzapfen den Druck auf, welchem die Spindel — in Bezug auf die Figur — von links nach rechts widerstehen muss.

Mit dieser Anordnung nahe verwandt ist diejenige für eine Lochbohrmaschinen-spindel, welche Fig. 140 darstellt. Die kreisende Bohrspindel *s* soll durch eine hohle Schraube *a* gegen das Werkstück, beziehungsweise in entgegengesetzter Richtung verschoben werden. Für ersteren Zweck könnte man die Schulter benutzen, die dem unteren Ende der Hohl-schraube *a* gegenüberliegt. Man will aber die grosse Reibung, welche hier auftreten würde, vermeiden und hat deshalb mit *a* einen Bügel verbunden, in dessen

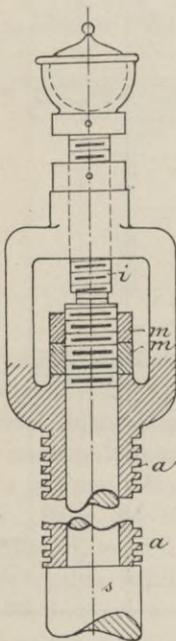


Fig. 140.

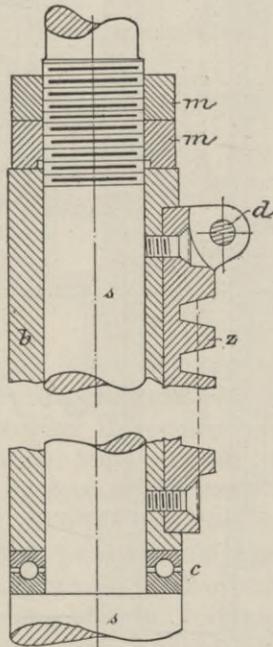


Fig. 141.

Muttergewinde die Spurzapfenschraube *i* steckt. Diese Schraube ist — nebensächlich — an ihrem oberen Ende mit einem Schmiernapf versehen und in ganzer Länge durchbohrt, so dass eine gute Schmierung der

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. dtshr. Ing. 1887, S. 654, m. Abb.

Spurzapfenflächen mit Sicherheit erreicht werden kann. Der nach unten gerichtete Spindeldruck wird durch Mutter und Gegenmutter *m*, welche auf der Spindel *s* sitzen, aufgenommen. Der unterste Gewindegang der untersten Mutter ist weggenommen, um ein Verdrücken des Gewindeganges durch die obere Endfläche der hohlen Schraube *a* zu verhüten. Fig. 141 zeigt eine andere jetzt bei Bohrmaschinen sehr gebräuchliche Lösung. Die Bohrspindel *s* wird weiter oben meistens durch ein mit seiner Nabe im Maschinenstell gelagertes Kegelrad angetrieben, welches mittels fester Leiste in eine lange Nuth des Schwanzendes der Bohrspindel greift. Die Verschiebung der letzteren gegen das Werkstück und von diesem zurück erfolgt durch eine Büchse *b*, eine an dieser befestigte Zahnstange *z* und ein Zahnrad. Der Druck gegen das Werkstück wird durch ein Ball-Lager *c* übertragen, der entgegengesetzte durch Mutter und Gegenmutter *m*. An *d* greift eine Kette mit Gegengewicht.

Fig. 142 versinnlicht in zwei Schnitten den Lagerungstheil einer Schlittenschraube, welcher die in der Axenrichtung auftretenden Kräfte aufzunehmen hat. Die Schraube *s* ist mit einem Bund *b* versehen, welcher zwischen dem Lager *a* und der Platte *c* liegt. Eine Nachstellbarkeit ist dadurch vorgesehen, dass zunächst zwischen *a* und *c* eine dünne Platte (Pappe, Leder, Blech) gelegt ist, die nach Bedarf mehr zusammengedrückt oder gegen eine dünnere ausgewechselt wird.

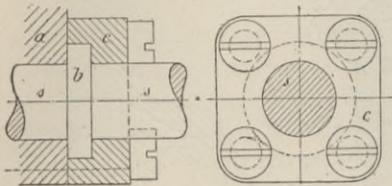


Fig. 142.

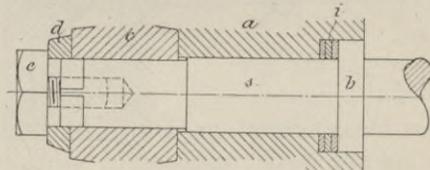


Fig. 143.

Fig. 143 stellt endlich eine nachstellbare Stützung einer sogenannten Leitspindel in deren Axenrichtung dar. Ein an *s* fester Bund *b* legt sich gegen Ringe *i*, die in einer Vertiefung des Lagerkörpers *a* sich befinden. Man macht diese Ringe aus Bronze, legt auch wohl zwischen zwei Bronzeringe einen schmiedeeisernen. Gegen das andere Ende von *a* legt sich die Nabe *c* des treibenden Rades, welches auf einer an *s* festen Leiste verschoben werden kann. Ein Ring *d* sitzt verschiebbar auf dem vierkantigen Ende von *s*, und der Kopf *e* einer Schraube, welche in *s* ihr Muttergewinde hat — oder eine gleichliegende Mutter, welche auf einer Verlängerung der Spindel *s* sitzt — drückt *d* gegen *c*. Wenn der Druck in der Axenrichtung sehr gross ausfällt, so vertheilt man ihn auf mehrere Flächen, indem man sogenannte Kammlager anwendet.<sup>1)</sup>

Bei der Uebertragung der Drehbewegung von der im Ausleger einer Kranbohrmaschine liegenden Welle auf die aufrechte Bohrspindel, auch bei selbstthätigen Antrieben der Schlittenschrauben bei Hobelmaschinen, Drehbänken u. s. w., sofern die Schlittenbahn in verschiedenen Richtungen eingestellt werden soll, ist eine recht kurze Welle einzuschalten, welche zwar

<sup>1)</sup> Engineering, April 1890, S. 501, m. Abb.

an sich keine besonders genaue Lagerung nöthig hat, aber wegen ihrer Kürze vor zu grossem Lockerwerden ihrer Lagerung geschützt werden muss. Hierfür eignet sich die Anordnung, welche Fig. 144 versinnlicht. Die Mitte der angetriebenen Welle, z. B. der Bohrspindel, befinde sich bei *o*. Ein an ihr verschiebbares, besonders gelagertes Kegelrad greift in *b*, welches mit seiner Welle aus einem Stück gefertigt ist. Auf der Welle von *b* verschiebbar steckt das Kegelrad *c*, welches mit dem an *d* verschiebbaren Rade *e* im Eingriff steht. Es sind nun die Naben von *b* und *c* mit einer Verjüngung von  $1:1\frac{1}{2}$  kegelförmig gestaltet und werden durch an der Welle von *b* angebrachte Muttern in die doppeltkegelförmige Bohrung des Lagerkörpers *a* gedrückt.

Das in diesem Beispiel auftretende Verfahren, dem Kegel gleichzeitig die in der Axenrichtung und die winkelrecht zu dieser auftretenden Drücke aufzuhalsen, kommt in voller Reinheit zum Ausdruck bei der alten „Spitzen“-Lagerung. Fig. 145 zeigt dieselbe so, wie sie nicht gemacht werden soll: da an der eigentlichen Spitze des kegelförmigen Zapfens ein

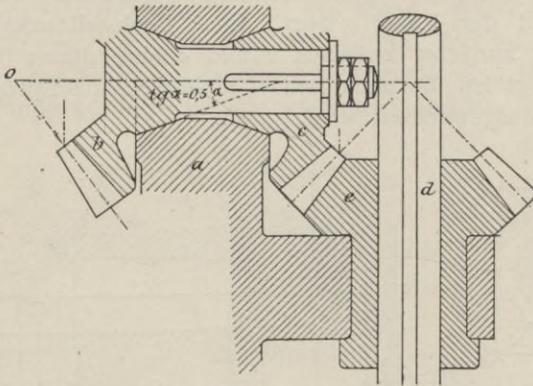


Fig. 144.

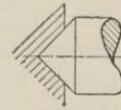


Fig. 145.

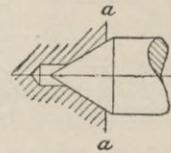


Fig. 146.

Abschleifen nicht stattfinden kann, so muss nach einiger Abnutzung der einander gegenüber liegenden Kegelflächen die Kegelspitze abbrechen, wodurch unliebsame Verwerfungen herbeigeführt werden. Richtig, und deshalb auch gebräuchlicher ist, nach Fig. 146, den Hohlkegel an ein tieferes Loch sich anschliessen zu lassen, so dass die Spitze des Vollkegels überhaupt nicht zum Anliegen kommt. Wird der Hohlkegel wiederholt als Lager verwendet — z. B. bei Drehdornen — so lässt man in das erwähnte Loch eine Bohrung münden, welche der Zuführung des Schmiermittels dient. Eine einigermaßen gleichförmige Abnutzung des Hohlkegels ist, wie leicht zu erkennen, nur dann zu erwarten, wenn seine Endfläche *aa* winkelrecht zur Axe liegt. Man findet den Spitzenwinkel des Kegels häufig  $90^\circ$  gross gewählt, also die Verjüngung zu  $1:2$ . Da jedoch die Kräfte, welche winkelrecht zur Drehaxe wirken, häufig erheblich grösser sind als die zur Axe gleichlaufenden, so wird neuerdings vorgezogen, die Spitze schlanker zu machen, den Spitzenwinkel bis zu  $60^\circ$ , die Verjüngung bis zu  $1:1,5$  zu wählen.

Lässt der verfügbare Raum die Unterbringung zweier Lager in solcher Entfernung, wie die durch die Axe gehenden Drehkräfte erfordern, nicht zu, so verwendet man als Führung eine kurze Kegelfläche grossen Durch-

messers und eine Ebene, die winkelrecht zu der Axe des Kegels liegt. Fig. 147 stellt eine häufig vorkommende Ausführungsform für dieses Verfahren dar. Der niedrige Kegel *a* legt sich mit seiner ebenen Grundfläche auf eine Ringfläche des zweiten, zur Führung gehörigen Theils *b*. Gegen die Kegelfläche legt sich ein Ring *i*, welcher in genauer Ausdehnung von *b* durch Schrauben so verschoben werden kann, dass die Führungsflächen mit dem erforderlichen Druck sich an einander legen. Um ein zu starkes

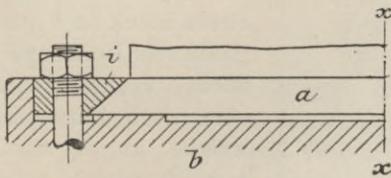


Fig. 147.

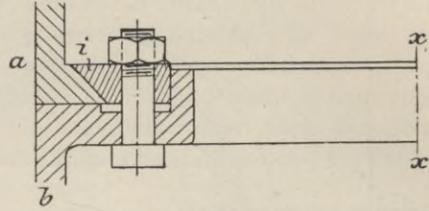


Fig. 148.

Anziehen der Schrauben leichter verhüten zu können, aber auch zum Zurückziehen des Ringes, bringt man nicht selten zwischen den zum Anziehen dienenden Schrauben solche an, deren Muttergewinde in *i* sich befindet und die sich gegen *b* stützen. Diese Ausführungsform wird auch in umgekehrter Lage angewendet.

In Fig. 148 ist die Lage des nachstellbaren Ringes *i* so gewählt, dass er von *a* und *b* umschlossen ist, also die Gleitflächen besser gegen Staub geschützt werden können.

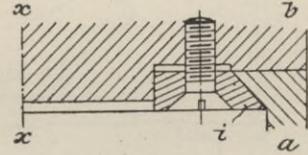


Fig. 149.

Fig. 149 stellt dieselbe Anordnung in umgekehrter Lage und in Einzelheiten etwas verändert dar.

Um die Flächendrücke möglichst klein werden zu lassen, sucht man den Halbmesser des Kegels möglichst gross zu machen. Dem gegenüber macht sich die Rücksicht auf den verfügbaren Raum geltend. Wenn der Druck in der Axenrichtung, welcher gegen die ebene Fläche des Kegels wirkt, der vorherrschende ist, wie z. B. bei Stossmaschinen, so lässt sich der äussere Durchmesser des Kegels *a*, Fig. 150, so gross machen, als die Breite der Platte *b*, auf welche er sich stützt, beträgt, und der volle Ring durch vier Ringstücke *i* ersetzen. Die Ringstücke *i* stützen sich gegen Leisten von *b* und greifen mit einem Vorsprung in eine Durchquerung dieser Leisten; die in der Figur grösser gezeichneten Schraubenquerschnitte gehören den zum Anziehen, die kleineren den zum Zurückziehen der Ringstücke dienenden Schrauben an.

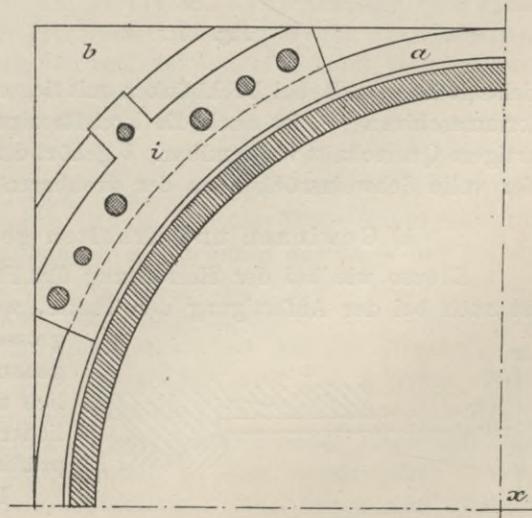


Fig. 150.

Für den Wirbel oder Drehschemel leichter Drehbänke wird zuweilen die durch Fig. 151 im Grundriss und senkrechten Schnitt dargestellte Anordnung verwendet. Der niedrige, breite Kegel *a* setzt sich mit seiner ebenen Grundfläche auf den Boden einer in *b* angebrachten Vertiefung, und die Kegelfläche steckt links — in Bezug auf die Figur — unter einem Stück an *b* ausgebildeter Hohlkegelfläche, rechts unter einer noch kürzeren, welche an *c* sitzt. *c* greift mittels zwei Leisten unter Vorsprünge von *b*, liegt mit seinem unteren, breiteren Theil in einer Furche von *b* unterhalb des Kegels *a* und kann durch die Mutter *m* angezogen werden. Nach dem Lösen dieser Mutter ist *c* weit genug zurückzuschieben, um *a* abheben zu können.

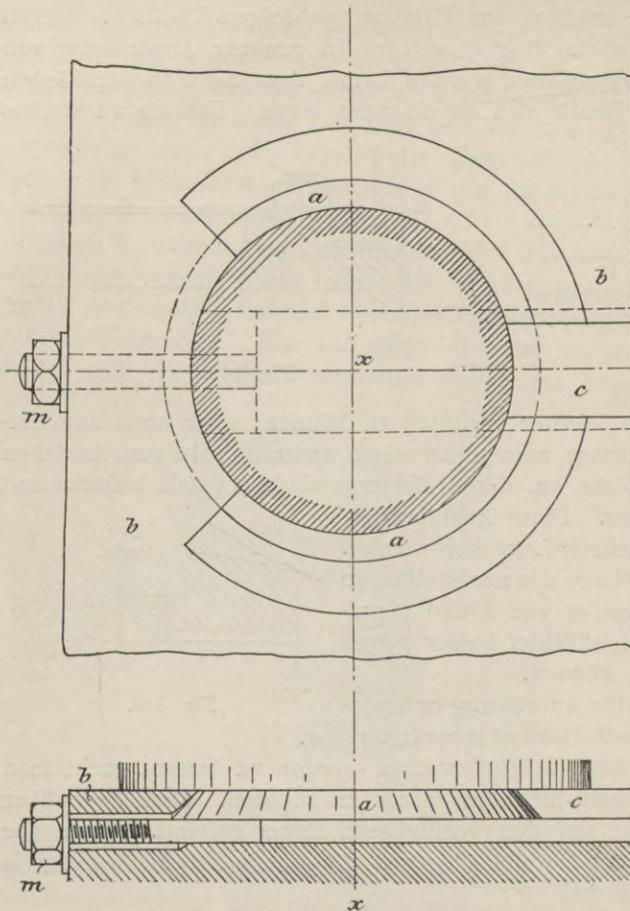


Fig. 151.

belastet ist — z. B. bei Drehbänken mit liegender Planscheibe und bei Räderformmaschinen —, ist auch die kreisförmige Führung mit schweinsrückenartigem Querschnitt verwendbar. *b* gehört dem Maschinengestell an, während der volle Schweinsrücken an der drehbaren Platte *a* sitzt.

#### b) Gewinnen und Erhalten genauer Führungen.

Ebenso wie bei der Herstellung der Führungen für geradlinige Wege ist auch bei der Anfertigung der Theile, welche im Kreise führen sollen, grosse Sorgfalt anzuwenden. Es sind genaue Werkzeugmaschinen erforderlich und die erzeugten Theile in ähnlicher Weise auf ihre Genauigkeit zu prüfen, wie S. 58 u. f. angedeutet wurde.

Damit die führenden Flächen von vornherein sich völlig decken, werden dieselben eingeschliffen, d. h. eine

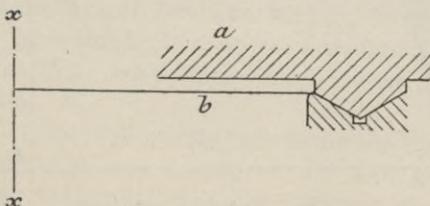


Fig. 152.

der beiden zusammengehörigen Flächen mit einer sehr feinen Farbe dünn überzogen, und auf der anderen verschoben, so dass die Berührungsstellen zu erkennen sind. Nach dieser Vorzeichnung schabt man die Erhabenheiten, zeichnet wieder vor u. s. w., bis die Farbe bei einem letzten Vorzeichnen gleichförmig übertragen wird. Es mag auf den, die kegelförmigen Gleitflächen empfehlenden Umstand hingewiesen werden, dass diese sich besser einschleifen lassen als walzenförmige.

Von Wichtigkeit ist ferner das genaue Ausrichten der Drehaxen gegenüber anderen Drehaxen oder geraden Bahnen. Es kann das Ausrichten geschehen mit Hilfe der gewöhnlichen Messwerkzeuge: Massstab, Zirkel, Lineal und Winkel. Hierbei sind aber nicht selten viele Einzelmessungen erforderlich, deren Fehler möglicherweise nach derselben Seite fallen. Man bevorzugt deshalb solche Messverfahren, welche die Fehler der zusammengehörigen Dinge zusammenfassen.

Es soll z. B. untersucht werden, ob die Spindel  $S$ , Fig. 153, genau winkelrecht zur Bahn des Stichel**s** liegt, welcher mittels des Stichel**hauses**  $a$  längs des Führungsstabes  $b$  verschoben wird. Man befestigt zu dem Zweck einen Arm  $c$  an  $S$  (oder benutzt eine an  $S$  sitzende Planscheibe), bringt eine an  $c$  ausgebildete Spitze mit der Spitze eines Stäbchens in Fühlung, welches in das Stichel**haus**  $a$  gespannt ist, dreht nun  $c$  um  $180^\circ$  in die gestrichelt gezeichnete Lage  $c_1$  und verschiebt  $a$  nach  $a_1$ . Liegt der von  $a$  zurückgelegte Weg winkelrecht zu  $S$ , so müssen die beiden an  $c$  bzw.  $a$  festen Spitzen auch in der neuen Lage sich berühren. Da die an  $c$  feste Spitze in einer Ebene sich bewegt, welche genau winkelrecht zur Drehaxe

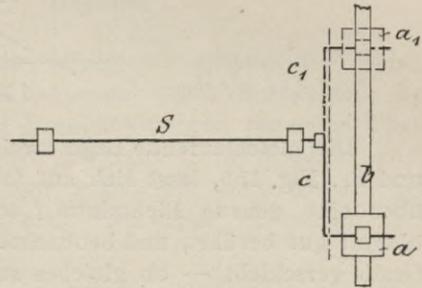


Fig. 153.

von  $S$  liegt, so kann das soeben beschriebene Verfahren mit geringer Erweiterung auch benutzt werden, um zu prüfen, ob die Drehaxe eine genau winkelrechte Lage zu zwei sich kreuzenden geraden Wegen hat. Es kommt das z. B. in Frage bei Fräsmaschinen mit senkrechter Spindel, unter welcher der Aufspanntisch in zwei wagrechten Richtungen verschoben werden kann. Hier befestigt man am unteren Ende der Fräerspindel einen Arm, wie  $c$  in Fig. 153, und auf dem Aufspanntisch eine Spitze und vergleicht in 4, durch Verschieben beider Schlitten gewonnenen Lagen, ob die an dem Arm und die am Tisch befestigte Spitze sich in gleicher Weise berühren. Das gleiche Verfahren ist z. B. anzuwenden bei Prüfung der Lage der Spindel einer sogenannten liegenden Bohrmaschine gegenüber einer wagrechten und der senkrechten Verschiebbarkeit des Aufspanntisches. Die zweite wagrechte Verschiebbarkeit des Aufspanntisches einer solchen Maschine soll zur Spindelaxe gleichlaufend sein. Das lässt sich auf folgende Weise prüfen: An der Spindel  $S$ , Fig. 154, wird ein Arm  $c$  mit Spitze  $d$  befestigt. In der Spindel steckt eine Spitze  $e$ , von deren genauer Lage man sich überzeugt hat, und auf dem Aufspanntisch ist eine zweite Spitze — vielleicht mit Hilfe eines Reitstockes — befestigt. Man bringt nun zunächst  $f$  mit  $e$  in Fühlung und schiebt hierauf, ohne sonst irgend etwas zu ändern, die Spitze  $f$  mit Hilfe des Längsschlittens nach rechts. Es müssen dann,

wenn obige Voraussetzung zutreffen soll, die zwischen  $d$  und  $f$  liegenden Entfernungen genau gleich sein. Zum Messen dieser Entfernung benutzt man ein Stichmaass, dem ein Fühlhebel eingeschaltet werden kann.<sup>1)</sup> Geradeso wird die Lage der Arbeitsspindel einer Drehbank gegenüber den verschiedenen Lagen der Reitstockspitze geprüft.

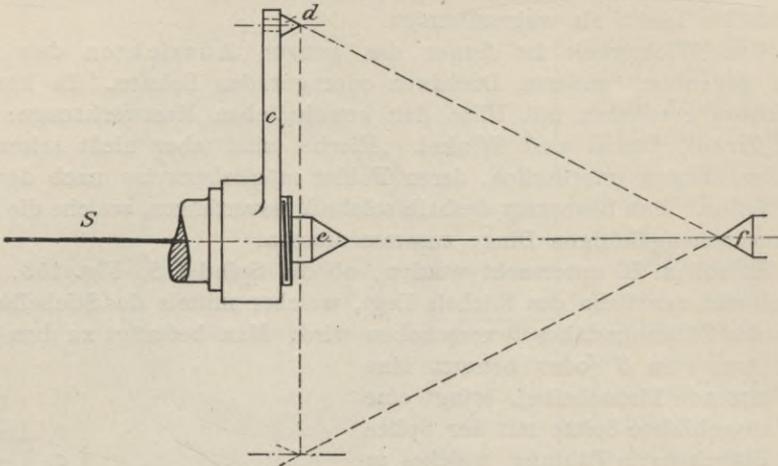


Fig. 154.

Die gleichlaufende Lage zweier neben einander liegender Drehachsen  $S$  und  $S_1$ , Fig. 155, lässt sich auf folgende Weise prüfen. Man legt  $S$  gegenüber eine genaue Richtplatte  $l$  so, dass die an  $c$  befindliche Spitze sie überall gut berührt, und beobachtet nun — indem man  $c_1$  in erforderlichem Grade verschiebt — ob gleiches seitens der Spitze  $c_1$ , gegenüber der Richtplatte  $l$ , der Fall ist. Steht eine genügend grosse Richtplatte nicht zur Verfügung, so muss man sich mit einem unsicherern Verfahren begnügen. Gleichlaufend zur Bildfläche der Fig. 155 kann man die Richtplatte durch ein genaues Lineal  $l$  ersetzen;

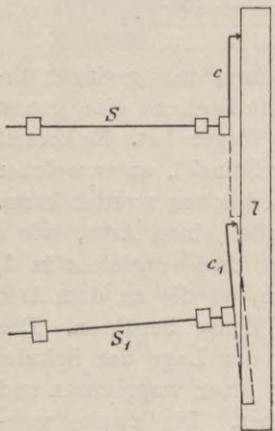


Fig. 155.

es ist aber ausserdem eine Prüfung winkelrecht zur Bildfläche nöthig. Zu diesem Zweck bringt man sowohl vor  $S$ , als auch vor  $S_1$  ein Lineal an, welche von  $c$  bzw.  $c_1$  in zutreffender Weise berührt werden, und untersucht durch Absehen, ob die Linealkanten sich decken. Das letztere Verfahren lässt sich zuweilen durch das folgende, zuverlässigere ersetzen. Nachdem zunächst durch das Lineal in einer Richtung die gleichlaufende Lage festgestellt ist, ersetzt man die Spitze am Arm  $c_1$ , Fig. 156, durch eine entgegengesetzt gerichtete und prüft, ob die Spitzen von  $c$  und  $c_1$  in den Kreuzungen ihrer Bahnen bei  $a$  und  $\beta$  gleichmässig sich berühren.

Diese Beispiele mögen genügen; je nach Art der begleitenden Umstände wird man das Prüfungsverfahren einrichten.

<sup>1)</sup> Vergl. Sharp, Amer. Mach. 22. Jan. 1891, mit Abb.

Ergeben sich nun Ungenauigkeiten, so sind diese zu beseitigen, wozu geeignete Nachstellbarkeiten vorzusehen sind.

Schon bei Erörterung des Baues vorliegender Führungen ist ein Theil der durch Abnutzungen nöthig werdenden Nachstellbarkeiten erörtert, nämlich diejenigen Mittel, welche die Erhaltung guten Schlusses, sicheren Aufeinanderliegens der an einander gleitenden Flächen zum Zweck haben. Eine andere Gruppe der Nachstellbarkeiten dient zur Beseitigung durch einseitige Abnutzung entstehender Ungenauigkeiten ebenso wie zur Gewinnung genauer Lage; sie soll daher für beide Zwecke gemeinsam behandelt werden.

Der Spindelstock soll z. B. in wagrechter Richtung quer gegen die Axe verschoben werden. Das

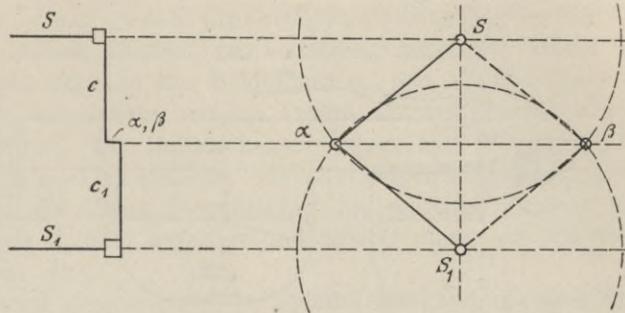


Fig. 156.

kann geschehen — und geschieht sehr häufig — mittels der Hand. Man gewinnt jedoch die richtige Lage bequemer durch Schrauben. Zu dem Ende wird in einem zwischen die Drehbankwangen ragenden Theil des Spindelstockes *A*, Fig. 157, ein Loch hergestellt, in welchem zwei Schrauben stecken, welche durch Muttern gegen die Innenflächen der Drehbankwangen gedrückt werden können. Da diese Schrauben nur dem Ausrichten dienen, das Festhalten aber den gebräuchlichen Befestigungsschrauben bleibt, so dürfen erstere sehr klein gemacht werden. Für die Verstellung in der Höhe kenne ich nur das Einschieben von Blechstücken unter den Fuss des Spindelstockes. Der Reitstock, Fig. 158, 159 und 160, muss seinen Ort auf dem Drehbankbett häufig wechseln, es sind deshalb Einstellungsschrauben,

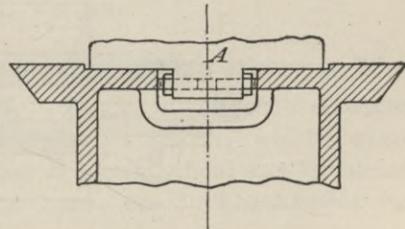


Fig. 157.

welche gegen die Bettwangen drücken, hier wenig tauglich. Man legt deshalb zunächst eine Platte *a* auf das Bett *B*, und zwar so, dass sie genau zwischen die Bettwangen greift, und setzt den Reitstock auf diese Platte. Beide, *R* und *a*, greifen vermöge einer Nuth, bzw. einer Leiste genau in einander, und *R* wird gegen *a* durch zwei Schrauben *b* quer gegen das Bett verschoben. Es wird auch<sup>1)</sup> die Platte *a* mit einer schrägen Leiste versehen, so dass durch Verschiebung des Reitstockes längs dieser Leiste die gewünschte Querverschiebung leichter genau gewonnen werden kann.

Man hat auch vorgeschlagen,<sup>2)</sup> den Reitnagel *r*, Fig. 158 u. 159, in eine ausseraxig gebohrte Hülse zu stecken, die im Reitstock drehbar gelagert

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1897, S. 827.

<sup>2)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1892, S. 1286, mit Abb.

ist. Dieses Verfahren leidet aber an dem Fehler, dass mit den Querverschiebungen Aenderungen in der Höhenlage der Spitze verbunden sind. Vielleicht eignet es sich besser als Mittel zur Einstellung dieser Höhenlage, während eins der vorhin angegebenen Verfahren die wagrechte Einstellung vermittelt. Da der Reitnagel nur geringer Abnutzung unterliegt, die zugehörige Spitze aber ausgewechselt werden kann, so hat die Nachstellbarkeit in der Höhenrichtung nur selten Werth, wenn der Reitstock von vornherein genau ausgeführt worden ist.

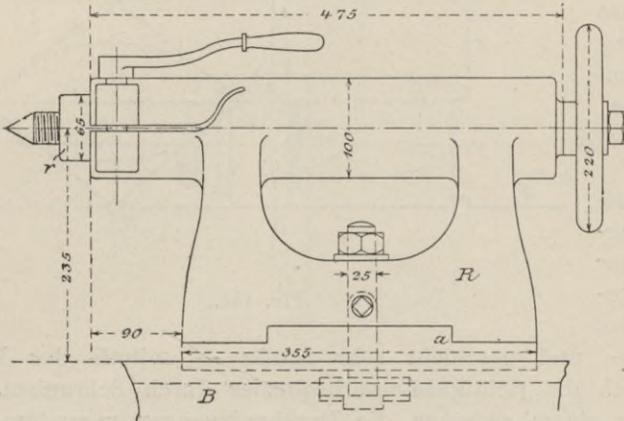


Fig. 158.

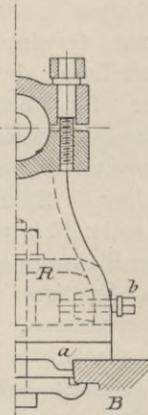


Fig. 160.

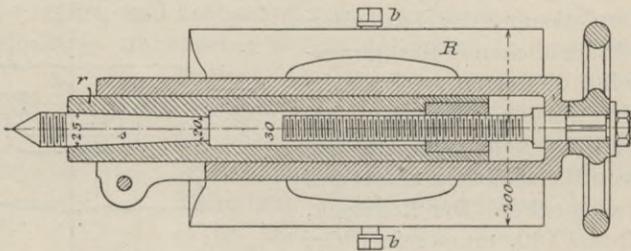


Fig. 159.

Bei anderen, der Führung im Kreise dienenden Einrichtungen finden sich kaum irgend welche Sonderheiten. Es sind hiernach die Nachstellbarkeiten, soweit sie einseitige Abnutzung auszugleichen haben, noch unvollkommen, weshalb solche einseitigen Abnutzungen möglichst vermieden, bezw. beschränkt werden sollen. Das geschieht durch geringe Belastung der Flächeneinheit und Verwendung harter, gleichförmiger Stoffe für die Gleitflächen, wobei die eine Gleitfläche aus anderem Stoff gefertigt ist als die ihr gegenüberliegende, z. B. Stahl gegen harte Bronze, Schmiedeeisen gegen Bronze oder Gusseisen.

Wo ein grosser, zu einseitiger Abnutzung veranlassender Druck von einer verhältnissmässig kleinen Fläche aufgenommen werden muss, pflegt man bequeme Berichtigung bezw. Erneuerung der Fläche vorzusehen. Das ist z. B. der Fall bei den sogenannten Spitzen.

Dieselben sind gehärtet und werden von Zeit zu Zeit durch Schleifen

berichtigt, wozu man besondere Spitzenschleifvorrichtungen<sup>1)</sup> verwendet. (Vergl. Fig. 67, S. 46.) Die Spitze der Spindel steckt während des Schleifens in dieser und dreht sich mit ihr langsam um, während der rasch kreisende Schleifstein in seiner Axenrichtung längs der Erzeugenden des Spitzenkegels hin- und hergeschoben wird. Die Axe der so gewonnenen Spitze fällt sonach genau zusammen mit der Drehaxe der Spindel, d. h. es wird durch dieses Nachschleifen der Spitze — soweit das Drehen zwischen den Spitzen in Frage kommt — auch jede Ungenauigkeit, welche die Spindel etwa durch einseitige Abnutzung erfahren hat, beseitigt. Um diesen Vortheil zu benutzen, muss die Spitze so stecken bleiben, wie sie während des Schleifens in der Spindel steckte, bzw. wieder genau so eingesteckt werden, wenn sie aus irgend einem Grunde fortgenommen war. Die Reitstockspitze pflegt man behufs Nachschleifens auch in die Spindel zu stecken. Zweckmässiger ist jedoch, auch die Reitstockspitze am Ort ihrer Verwendung zu schleifen, indem die Schleifvorrichtung an die Spindel befestigt und mittels dieser um die Reitstockspitze herumbewegt wird.

Die Planscheibe wird zuweilen auf der Spindel steckend nachgedreht, um die durch das Aufspannen der Werkstücke ungenau gewordene Vorderfläche zu berichtigen. Man macht hierdurch — wie bei der Spitze — gleichzeitig die infolge einseitiger Abnutzung entstandene Ungenauigkeit der Spindel unschädlich. Aehnliches ist bei den selbstausrichtenden Futteren (siehe weiter unten) nicht zu erreichen.

### c) Das Bestimmen der Abmessungen

im Kreise führender Flächen findet nach denselben Grundsätzen statt, wie das Bemessen der geradlinig führenden Flächen (vergl. S. 66 u. f.). Es kann daher eine besondere Erörterung entbehrt werden.

### 3. Zusammengesetzte Führungen, Führungen für unregelmässig gekrümmte Wege.

Man kann mittels Drehbank nach Fig. 161 eine Kegelfläche erzeugen, indem man das Werkstück *W* zwischen Spitzen *s* spannt, welche gegen einander versetzt sind, während der Stichel *B* gleichlaufend zur Drehbankaxe längs des geraden Führungsstabes *A* bzw. des Drehbankbettes ver-

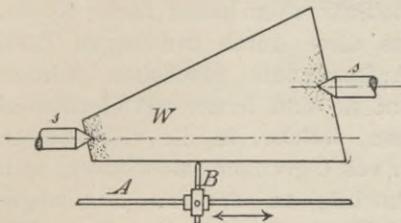


Fig. 161.

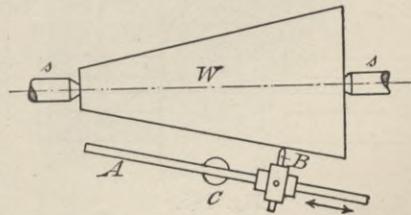


Fig. 162.

schoben wird. Allein dieses Verfahren — dem man leider oft begegnet — taugt nichts, weil, wie die Figur erkennen lässt, die Spitzen sich nur unvollkommen gegen das Werkstück legen.

Weit brauchbarer ist das durch Fig. 162 dargestellte Verfahren. Die Spitzen *s* haben die richtige Lage gegenüber dem Werkstück, der Stichel *B*

<sup>1)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1873, Bd. 208, S. 3, mit Schaubild. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1896, S. 1341, mit Abb. The Iron Age, 11. Febr. 1897, S. 13, mit Schaubild.

gleitet mit seinem — schematisch dargestellten — Schlitten an dem Führungsstabe *A*, welcher in geeigneter Weise gegen die Drehbankaxe schräg gelegt ist. Um diese Schräge bequem einstellen zu können ist *A* mittels eines Wirbels *C* an dem Querschlitten der Drehbank befestigt. Diese gute Einrichtung wird durch den Umstand beeinträchtigt, dass man *A*, um die Widerstandsfähigkeit des Wirbels *C* nicht zu sehr in Anspruch zu nehmen, nur in mässiger Länge ausführen kann. Für stumpfere Kegel genügt die ausführbare Länge von *A*; schlankere Kegel werden nicht selten in grösserer Länge verlangt, so dass das durch Fig. 162 dargestellte Verfahren Unbequemlichkeiten verursacht.

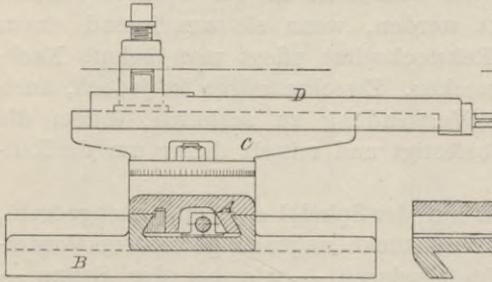


Fig. 163.

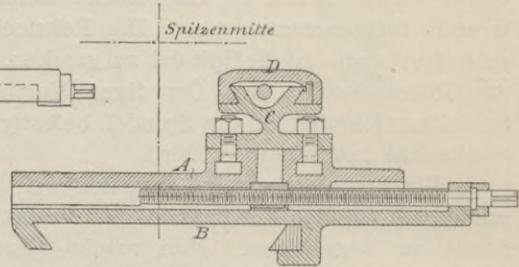


Fig. 164.

Die Figuren 163, 164, 165 stellen eine der vielen Ausführungsformen einer derartigen Anordnung dar. *B* bezeichnet die Bettplatte, welche — vergl. den Grundriss Fig. 165 — H-förmig gestaltet ist, um möglichst lange Führungen am Bett zu erhalten. Auf dem Mittelbalken der Bettplatte gleitet der Querschieber *A*. Auf *A* sitzt ein cylindrischer Strumpf, in dessen oberer ebenen Fläche eine kreisförmige Aufspannnuth ausgebildet ist. Der

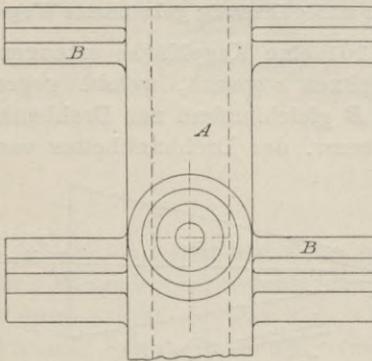


Fig. 165.

drehbare Führungsstab *C* legt sich mit einer Scheibe auf den Strumpf; die Scheibe ist mit einem hervorragenden Ring versehen, welcher in die Aufspannnuth greift und als Drehzapfen dient. Zwei, zum Festhalten von *C* an *A* bestimmte Schrauben haben flache Köpfe, so dass diese durch den engen Theil der Aufspannnuth geschoben werden können; sie sind ferner mit Vierkanten versehen, welche, in die vierkantigen Löcher von *C* greifend, sie hindern, sich eigenmächtig zu drehen. Der abgedrehte Rand der an *C* befindlichen

Scheibe ist oft mit Gradeintheilung versehen, um die gewünschte Schräglage des Führungsstabes *C* rasch gewinnen zu können. *D* bezeichnet den an *C* gleitenden Stichelhausschlitten.

Für längere Kegelflächen ist eine zusammengesetzte Führung nach Fig. 166 geeigneter. Die Spitzen *s* tragen das Werkstück *W* in gewöhnlicher Weise, der Stichel *B* ist an dem Querschlitten befestigt, der auf der Bettplatte *E* gleitet. Letztere wird dem Drehbankbett *D* entlang geführt. Nun ist der Querschlitten soweit nach hinten verlängert, dass er an dem

Hilfsschlitten *C*, der an dem — hinter dem Bett angebrachten — geraden Führungsstabe *A* gleitet, befestigt werden kann. Vermöge der schrägen Lage dieses Führungsstabes *A* wird hiernach der, mit der Bettplatte *E* längs des Bettes bewegte Oberschlitten, nebst dem an ihm befestigten Stichel gleichzeitig quer gegen die Drehbank verschoben, also durch die Stichelschneide das kreisende Werkstück *W* kegelförmig gestaltet. Dem Führungsstab *A* kann man, da er an mehreren Stellen zu befestigen ist, eine grosse Länge geben, also mit Hilfe vorliegender Einrichtung sehr lange Kegelflächen erzeugen, die allerdings keinen grossen Spitzenwinkel haben dürfen. Da stumpfere Kegelflächen seltener vorkommen, so wird in vielen Fällen durch die Einrichtung, welche Fig. 166 schematisch darstellt, der stellbare Führungsstab *A*, Fig. 162, entbehrlich und möglich, den Querschlitten unmittelbar zur Aufnahme des Stichels einzurichten. Es wird ferner die selbstthätige Verschiebung des Stichels in einfachster Weise geboten, indem

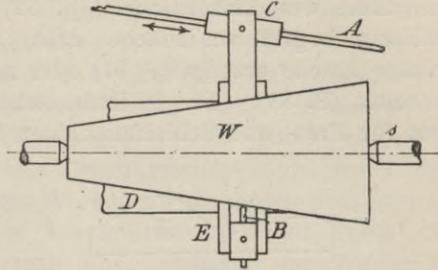


Fig. 166.

sie sich ohne weiteres von der selbstthätigen Verschiebung der Bettplatte ableitet. Man pflegt eine Einrichtung zu wählen, vermöge welcher je nach Bedarf der Querschlitten entweder durch den in Rede stehenden Führungsstab, oder in gewöhnlicher Weise durch eine Schraube verschoben werden kann, damit die Drehbank walzenförmige Gegenstände ohne Zuhilfenahme dieses Führungsstabes bearbeiten kann. Fig. 167 stellt eine solche Ein-

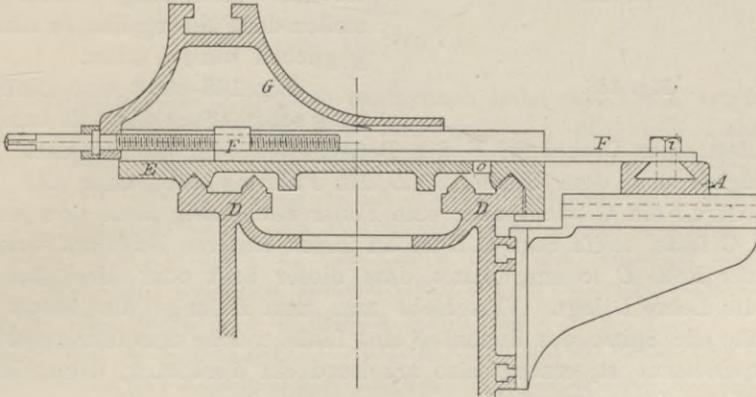


Fig. 167.

richtung im Schnitt dar. *D* bezeichnet den Querschnitt des Drehbankbettes. An diesem sitzen Böcke, auf denen der Führungsstab *A* befestigt, bzw. eingestellt werden kann. Mit dem in *A* gleitenden Stein ist eine breite, in der Bettplatte *E* gut geführte Schiene *F* verbolzt, welche unterhalb des Querschlittens *G* die Mutter *F* für die Schlittenschraube enthält. Letztere ist im Querschlitten unverschiebbar gelagert. Damit ist die Abhängigkeit des Querschlittens und Stichels von der Führung *A* gegeben; die Schlittenschraube dient nur zum Einstellen des Stichels. Soll von *A* kein Gebrauch gemacht werden, so nimmt man die Schraube *i* fort und bringt sie bei *o*

an, wo sie die Schiene *F* mit der Bettplatte *E* kuppelt. Aus dem Vergleich der Fig. 167 mit der Fig. 163 bis 165 ergibt sich ohne weiteres die grössere Schwäche des mit Wirbel versehenen Schlittens.

Durch Zusammensetzung einer gradlinigen und einer Drehbewegung sind krumme Wege zu erzeugen. Es wird von derartigen Einrichtungen namentlich Gebrauch gemacht, um grosse Krümmungshalbmesser zu gewinnen und zwar sowohl bei Drehbänken<sup>1)</sup> als auch bei Hobel-, Fräs- und Schleifmaschinen.<sup>2)</sup> Diese Einrichtungen leiden, soweit sie für verschiedene Krümmungshalbmesser einstellbar sind durchweg an dem Fehler, dass die Richtlinie des Einzelstichels (S. 32) nicht immer senkrecht auf der in Bildung begriffenen Fläche steht, also der Einzelstichel entweder eine riefige Fläche erzeugt (S. 31) oder zeitweise mit ungünstigem Ansatzwinkel arbeitet (S. 33). Die in Rede stehenden Einrichtungen lassen sich jedoch gut für Fräs- und Schleifmaschinen verwenden (vergl. S. 31).

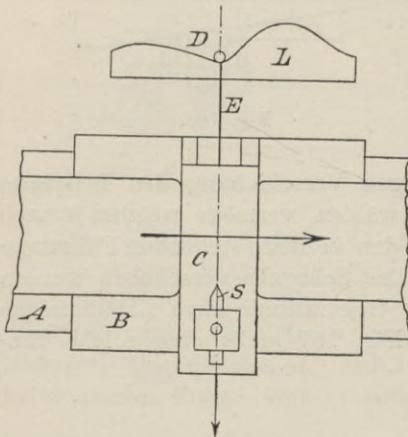


Fig. 168.

*A* das Bett einer Drehbank, *B* den Bettschlitten oder die Bettplatte, *C* den Querschieber mit dem Stichel *S*, *L* den Führungsstab, oder die Lehre. *C* wird durch ein Gewicht oder eine Feder nachgiebig nach vorn gezogen; eine an *C* feste, steife Stange *E* ist an ihrem hinteren Ende mit einem Stift oder einer Rolle *D* so ausgerüstet, dass dieser Stift oder diese Rolle sich gegen die Lehre *L* legt. Verschiebt man nun *B* längs des Bettes *A*, so beschreibt die Spitze des Stichels *S* eine Linie, welche dem führenden Rande an *L* equidistant ist, erzeugt also arbeitend ein Werkstück, dessen Längenschnitt dieser Linie entspricht.

Es kann nun diese Lehre *L* ebensowohl vor als hinter *A* angebracht werden oder auch unmittelbar unter dem Querschlitten liegen.<sup>3)</sup>

Wenn, wie in Fig. 168 rechts angedeutet, der führende Rand der

Für die Erzeugung unregelmässig gekrümmter Wege dienen krumme Führungsflächen, gegen welche das zu Führende durch Gewicht, Feder oder auch die Hand so gedrückt wird, dass die führenden Flächen mit einander in Fühlung bleiben. Geschlossene Führungen, wie sie für gerade und kreisförmige Wege die Regel bilden, sind für unregelmässig gekrümmte Wege unzulässig, weil bei diesen die eintretende Abnutzung durch Nachstellen der Führungsflächen nicht ausgeglichen werden kann.

Fig. 168 stellt eine solche Führung schematisch dar. Es bezeichnet

<sup>1)</sup> Balligdreher der Riemenrollen: Anderson: Dingl. polyt. Journ. 1832, Bd. 43, S. 161, mit Abb. Verschiedene: Civilingenieur 1871, Bd. 17, S. 331, mit Abb. H. Richard-Hermann; D.R.P. 67934; Dingl. polyt. Journ. 1896, Bd. 299, S. 201, mit Abb. A. Knöpfel, D.R.P. 76555; Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1894, S. 1278, mit Abb. G. Stütze, D.R.P. 91041; Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1897, S. 753, mit Abb.

<sup>2)</sup> Engineering, Jan. 1886, S. 49, mit Schaubild. Dingl. polyt. Journ. 1886, Bd. 259, S. 443, mit Abb.

<sup>3)</sup> Decker's Kurvensupport: Dingl. polyt. Journ. 1867, Bd. 185, S. 272, mit Abb.

Lehre  $L$  steil ansteigt, so werden die Reibungswiderstände zwischen Führungsstift  $D$  und Lehre  $L$  einerseits und die in der Führung des Querschlittens  $C$  andererseits bald so gross, dass ein Klemmen eintritt, wenigstens aber die den Bettschlitten  $B$  nach rechts verschiebende Kraft unverhältnissmässig gross sein muss, gegenüber den Kräften, welche den Schlitten nach vorn ziehen.

Man kann diese Schwierigkeit durch solche Anordnung der Lehre umgehen, dass deren steile Theile von dem Führungsstift abwärts gerichtet durchschritten werden, oder mildern durch Verwendung einer Führungsrolle statt des Führungsstiftes  $D$ , oder auch dadurch, dass man den Querschlitten mittels der Hand durch die Schlittenschraube mit der Lehre in Fühlung hält. Dieses letztere Verfahren kommt z. B. bei der Suchanek'schen Räderdrehbank<sup>1)</sup> vor. Eine wesentlich hübschere Lösung habe ich zuerst an einer Fräsmaschine der Maschinenfabrik Deutschland in Dortmund gesehen<sup>2)</sup>: sie besteht darin, dass man den Weg des Führungsstiftes längs der Lehre erheblich grösser macht, als den Weg des Werkzeugs gegenüber dem Stichel. Beispielsweise sei die vom Werkzeug zu beschreibende Gestalt durch die Linie  $AB$ , Fig. 169 gegeben. Indem man nun, während das Werkzeug mit dem Führungsstift sich nach rechts bewegt, die Lehre nicht ruhen lässt,

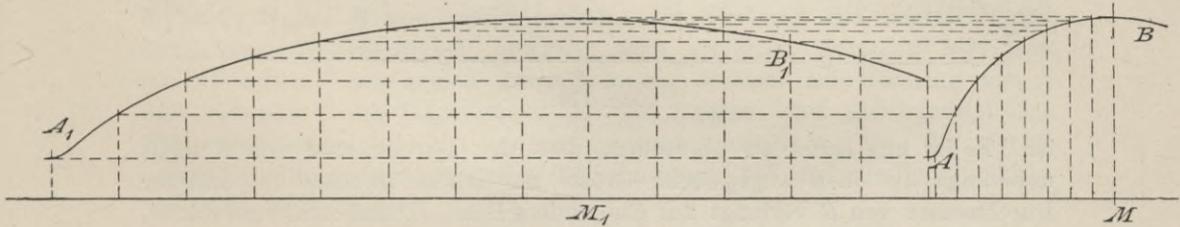


Fig. 169.

sondern beispielsweise doppelt so rasch nach links verschiebt, erreicht man die Linie  $A_1B_1$  als gegensätzlichen Weg zwischen Stift und Lehre, also eine bei weitem weniger steile, entsprechend leichter zu ersteigende Lehre. Bouhey hat für eine Fräsmaschine nach dem vorliegenden Verfahren der Lehre die fünffache Länge des betreffenden Werkstücks gegeben.<sup>3)</sup> Sehr hübsch ist diese Verlängerung der Lehre bei einer von der Maschinenfabrik Deutschland gebauten Räderdrehbank<sup>4)</sup> so durchgeführt, dass die Lehre auf einer stetig sich drehenden Welle sitzt.

Zuweilen ist wegen der Kleinheit der Formen die unmittelbare Uebertragung der Lehren-Abmessungen auf das Werkstück nicht möglich. Man greift alsdann, um grössere Lehren zu bekommen, zu dem bei Kopirmaschinen gebräuchlichen Verfahren, welches auf dem Satze beruht: bei ähnlichen Dreiecken stehen die Längen gleichliegender Seiten in gleichem Verhältniss zu einander. Dieser Satz wird in folgender Weise benutzt: Wenn eine gerade Linie an einem Ende so festgehalten wird, dass sie um den Befestigungspunkt schwingen kann, und mit ihrem anderen Ende am Rande

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen., 1888, S. 1153, mit Abb. Dingl., polyt. Journ. 1889, Bd. 272, S. 241, mit Abb.

<sup>2)</sup> Vergl. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen., 1887, S. 1142.

<sup>3)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen., 1887, S. 1141, mit Abb.

<sup>4)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen., 1892, S. 1374, mit Abb.

einer ebenen Platte fortgeführt wird, so beschreibt sie eine Pyramidenfläche; jeder Schnitt, welcher durch diese gleichlaufend mit jener Platte gelegt wird, bildet eine, dem Rande der letzteren ähnliche Figur, ihre Abmessungen verhalten sich zu denjenigen der Plattenbegrenzung wie ihr Abstand vom Schwingungspunkte der Erzeugenden zum Abstand der Platte von dem Schwingungspunkte.

Eine Anwendung dieses Satzes stellt Fig. 170 schaubildlich dar<sup>1)</sup>. Ein Bügel *B* ist mittels des Kreuzgelenks *K* am Maschinengestell so gestützt, dass er um den Punkt *o* zu schwingen vermag. Die den Fräser *F* tragende Welle *W* ist in dem Bügel gelagert; ihre Axe geht bei entsprechender Verlängerung durch den Punkt *o*. Gleichaxig mit *W* ist eine Rolle *R* an *B* gelagert, deren Durchmesser sich zum Durchmesser des Fräasers wie  $(a + b) : a$  verhält. *R* wird unter einigem Druck über den Rand der Lehre *L* hinweggeführt, sodass der arbeitende Fräser *F* an dem Werkstück *w* eine Fläche erzeugt, deren Querschnitt der Randbegrenzung von *L* geometrisch ähnlich

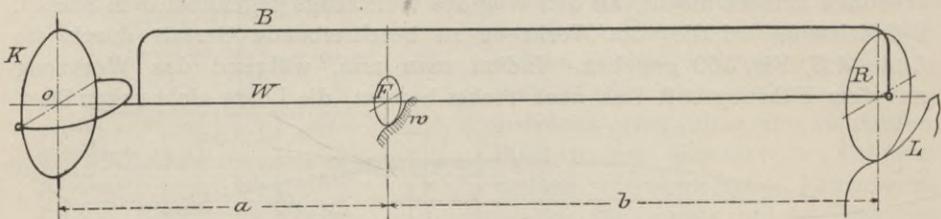


Fig. 170.

ist. Es ist nun leicht zu übersehen, dass der Durchmesser von *R* nicht unbedingt die oben angegebene Grösse zu haben braucht; ein anderer Durchmesser von *R* verlangt nur eine andere Lehre *L*, und zwar eine solche, deren führender Rand eine Equidistante der gegenwärtigen ist. Wie die Gestalt dieser Lehre auszutragen ist, bedarf keiner Erläuterung.

Andere Ausführungsformen solcher Führungen findet man z. B. in den unten verzeichneten Quellen<sup>2)</sup>.

#### 4. Ausgleichung des „totten Ganges“ bei Schrauben und Zahnrädern.

Die Leitschrauben gehören zu den führenden Theilen in soweit, als durch sie Verschiebungen bestimmter Länge ausgeführt werden sollen. Da sie, wie auch die zugehörigen Mutttern der Abnutzung unterliegen, also ein sogenannter „toter Gang“ eintritt, so ist die Frage zu erörtern, wie ist dieser tote Gang unschädlich zu machen?

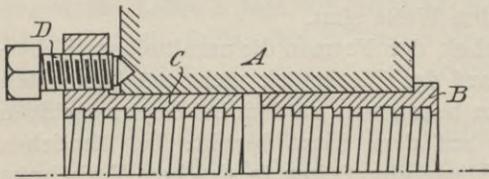


Fig. 171.

Dasselbe gilt von Zahnrädern.

Die Lösung liegt einfach darin, dass man eine zweite Mutter — oder ein zweites Rad — hinzufügt, welche der ersteren gegenüber so verschoben werden kann, dass sie rückwärts auf die Bolzengewindgänge — bezw.

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen., 1885, S. 830.

<sup>2)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen., 1887, S. 1141, mit Abb. Revue Industrielle. Aug. 1889, S. 301, mit Schaubild. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1898, S. 14—16.

die Zähne des Gegenrades — drückt, während erstere nach vorwärts drückt. Nach Fig. 171 soll die Mutter *B* in dem Lagerkörper *A* festsitzen, während die Mutter *C* durch Schrauben *D* verschoben werden kann. Die Schrauben *D* greifen in Vertiefungen des Lagerkörpers *A*, um eine Drehung der beweglichen Mutter *C* zu verhüten. Das entgegengesetzte Anliegen der Gewindegänge beider Muttern ist auch durch gegensätzliche Drehung derselben zu erzielen. Bei Fig. 172 ist angenommen, dass das eine Muttergewinde unmittelbar in den Lagerkörper *A* geschnitten ist, während die

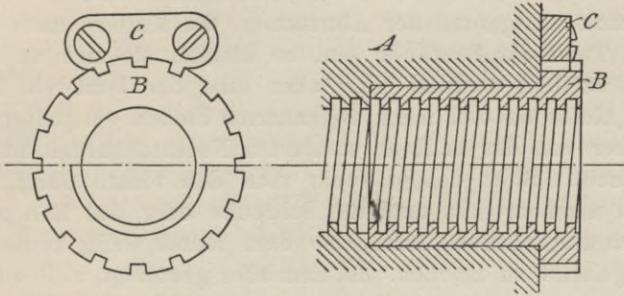


Fig. 172.

drehbare Mutter *B* das andere enthält. Die Drehung der letzteren wird durch einen Hakenschlüssel bewirkt; nach erfolgtem Anziehen legt man ein Klötzchen *C* mit seinen Zähnen in die Kerben am Bordring von *B* und befestigt *C* am Lagerkörper *A*. Bei Rädern wird die nachstellbare Hälfte des Doppelrades der anderen gegenüber verdreht. Eine der hierfür brauchbaren Einrichtungen stellen die Schnittfigur 173 und die Beifigur 173a dar, und zwar in Anwendung auf ein Wurmrad. *B* ist ringförmig und an *A* zu drehen. Ausser — nicht gezeichneten — Verbindungsschrauben findet sich eine Schraube *C*, deren Muttergewinde in *B* geschnitten ist und deren kegelförmige Spitze in ein Loch des

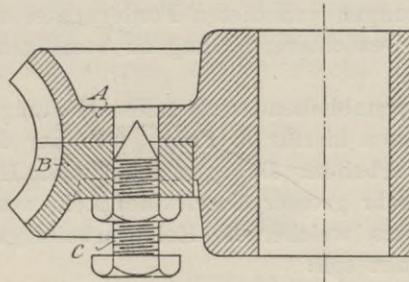


Fig. 173.

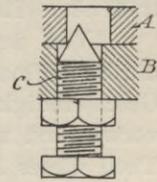


Fig. 173a.

Rades *A* greift, so dass, nach Fig. 173a, sie beim Anziehen der Schraube *C* das Rad *B* gegen *A* verdreht.

Man hat auch vorgeschlagen, den Querschnitt der Gewindegänge trapezförmig, und die Mutter zweitheilig zu machen,<sup>1)</sup> um durch Zusammendrücken der Mutterhälften den entstandenen toten Gang zu beseitigen. Dieses Verfahren ist in seiner Anwendung auf Messwerkzeuge (Schraublehren) uralt, für den vorliegenden Fall aber wenig brauchbar, da die Gewindegänge hierdurch nur an den Scheiteln der Mutterhälften neu zum Anliegen kommen, was bei der starken Abnutzung, welcher die Leitschrauben unterworfen sind, nur für kurze Zeit nützt. Auch für Wurm-

<sup>1)</sup> American Mach. 21. Febr. 1895, S. 141, mit Abb.

und Zahnräder verwendet man zur Beseitigung des todten Ganges das Nähern der Verzahnung; es ist aber selten möglich, ohne Verwicklung der Bauart die erforderliche Aenderung der Axenentfernung zu erreichen.

Die hier beschriebenen Nachstellbarkeiten setzen gleichförmige Abnutzung voraus. Bei Rädern lässt sich eine solche wohl erwarten, da sie — weil nacheinander sämtliche Zähne zum Eingriff kommen und zwar wiederholt — überall etwa in gleichem Grade in Anspruch genommen werden. Nicht so ist es bei den Leitschrauben, welche vorwiegend in der Nähe der Mitte, selten in der Nähe der Enden benutzt werden. Stellt man nun, nach stattgefundener Abnutzung, die Muttern nach dem stärker abgenutzten Theil der Schraube ein, so klemmt sie sich an den weniger abgenutzten Stellen; benutzt man aber eine der letzteren für die Einstellung, so bleibt an den mehr abgenutzten Stellen ein todter Gang übrig. Es wird daher von der in Rede stehenden Nachstellbarkeit nur wenig Gebrauch gemacht. Statt dessen sucht man den todten Gang dadurch unschädlich zu machen, dass man die Schraube oder das Rad zur Zeit nur in einer Richtung wirken lässt, also dem todten Gang keine Gelegenheit bietet sich geltend zu machen. Ist man aber genöthigt, z. B. einen Schlitten zurückzuziehen, so zieht man ihn mehr zurück, als eigentlich nöthig wäre, um ihn bis zum Ausgangspunkt seines neuen Weges ein wenig verschieben zu können, so dass von hier ab die Verschiebung sicher im geraden Verhältniss zur Schraubendrehung stattfindet.

#### 5. Das Ablehren.

Bei rasch kreisenden Maschinentheilen soll deren Schweraxe mit ihrer Drehaxe genau zusammenfallen, weil andernfalls mehr oder weniger grosse Erschütterungen eintreten. Man nennt das Verfahren, welches bezweckt, etwaige Abweichungen von diesen Forderungen aufzufinden, bzw. die Ungleichheiten der Gewichtsvertheilung zu beseitigen, das Ablehren der betreffenden Theile.

Von den spanabhebenden Metallbearbeitungsmaschinen kommen nur die Schleifmaschinen hierfür in Frage, weil nur die Schleifsteine mit hoher Geschwindigkeit arbeiten. Dagegen arbeiten die Holzbearbeitungsmaschinen vorwiegend mit sehr grosser Geschwindigkeit, weshalb das Ablehren in dem Theil dieses Buches, welcher die Holzbearbeitungsmaschinen behandelt, zur Erörterung kommen soll.

### III. Verbindung der Werkzeuge und Werkstücke mit der Maschine.

#### A. Befestigung der Werkzeuge.

In erster Linie soll die Verbindung von Werkzeug und Maschine fest genug sein. Ferner verlangt man von ihr, dass sie rasch vollzogen und ohne grosse Schwierigkeit die genau richtige Lage der Schneide bzw. Schneiden gewonnen werden kann. Da die Schneiden häufig durch Schleifen erneuert werden müssen, nach Umständen auch mehrere Schneiden nacheinander arbeiten, also das folgende Werkzeug den Ort des vorigen einnehmen soll, so legt man oft grossen Werth auf bequeme und rasche Aus-

wechselbarkeit der Werkzeuge. Das verhältnissmässige Gewicht dieser einzelnen Anforderungen ist sehr verschieden, daher sind die Lösungen der vorliegenden Aufgabe ungemein mannigfaltig.

### 1. Befestigung der Einzelstichel an sich.

Der, für die Bearbeitung des Hartgusses vorkommende, vierkantige Stichel *s*, Fig. 174, wird auf die Rast *R*, den oberen Schlitten, gelegt und durch ein Spanneisen *a*, welches sich auf ein Unterlegsstück *c* stützt, und die Schraube *b* festgehalten.

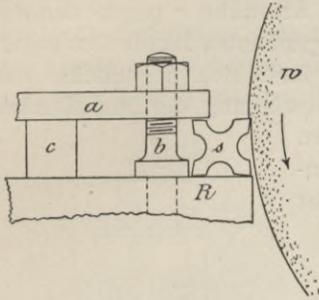


Fig. 174.

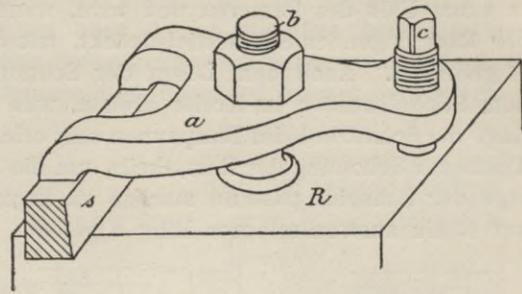


Fig. 175.

Die meisten Stichel sind mit einem Stiel rechteckigen Querschnitts versehen, welcher in derselben Weise festgehalten werden kann wie der Stichel *s* in Fig. 174.

Um dem Stichel rasch diejenige Lage geben zu können, welche der Einzelfall erfordert, ordnet man wohl das Spanneisen *a*, Fig. 175, so an, dass es um die feste Schraube *b* sich drehen lässt. Es greift mit zwei Klauen auf den Stiel *s* des Stichels, der auf der oberen, ebenen Fläche der Rast *R* ruht;

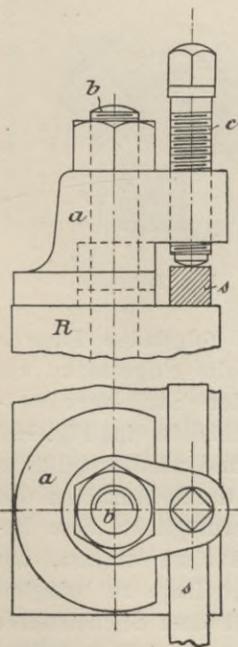


Fig. 176.

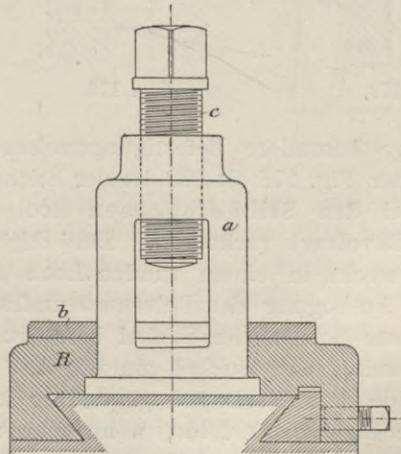


Fig. 177.

an dem anderen Ende des Spanneisens befindet sich eine Schraube *c*, die dieses Ende in zutreffender Höhe stützt.

Eine andere Ausführungsform für das gleiche Aufspannverfahren stellt Fig. 176 dar. Das Spanneisen *a* ist so gestaltet, dass es sich un-

mittelbar auf die Rast  $R$  stützt.  $b$  bezeichnet die Hauptbefestigungsschraube, welche in der Rast  $R$  festsetzt, und um welche  $a$  gedreht werden kann,  $c$  eine Schraube, welche unmittelbar auf den Stiel  $s$  des Stichel drückt und dadurch diesen befestigt. Man verwendet auch, unter Beibehaltung der übrigen Anordnung, wie sie Fig. 176 darstellt, zwei in mässiger Entfernung von einander angebrachte Schrauben  $c$ .

Das Stichelhaus  $a$ , Fig. 177, nimmt den Druck, welcher für das Festhalten des Stichels erforderlich ist, unmittelbar auf. Es ist von unten in den Oberschlitten  $R$  geschoben, legt sich mit einem vorspringenden Rand in einen Falz des letzteren und wird, wenn die Schraube  $c$  gegen den auf der Rast liegenden Stichelstiel drückt, mit dem genannten Rande fest gegen  $R$  gedrückt. Nach dem Lösen der Schraube  $c$  lässt sich der Stichel mit dem Stichelhause  $a$  im Kreise drehen, was die Gewinnung der zutreffenden Lage der Schneide beim Einspannen sehr erleichtert. Theils zur Schonung der Rast, theils, um die Höhenlage der Schneide passend machen zu können, ist auf  $R$  ein auswechselbarer Ring  $b$  gelegt.

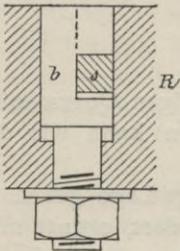


Fig. 178.

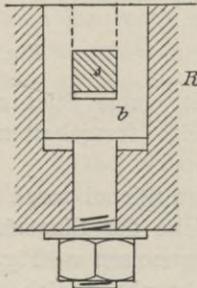


Fig. 179.

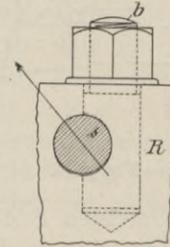
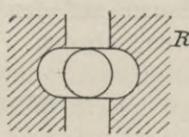
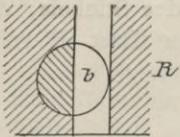


Fig. 180.

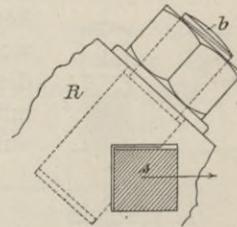


Fig. 181.

Einige besondere Befestigungsweisen stellen die folgenden Figuren dar. In der Fig. 178 bis 182 ist der Stichel von der Seite eingesteckt, wie solches bei den Stichelbüchsen (tool box) und den Stahlwechsellköpfen (Revolver) vorkommt. Der Stiel  $s$  des Stichel ist in Fig. 180 rund; er steckt in einem runden Loch der Rast  $R$  und wird zur Hälfte von einer Ausbuchtung des Bolzens  $b$  umfasst, so dass durch Anziehen der Mutter dieses Bolzens der Stichel befestigt wird. Es ermöglicht diese Befestigungsweise, den Stichel um die Axe des Zapfens  $s$  zu drehen, um die Schneide dem Werkstück gegenüber in die richtige Lage zu bringen. Diese gute Eigenschaft fehlt, wenn man nach Fig. 181 dem Stichelstiel  $s$  vierkantigen Querschnitt giebt; dagegen sichert dieser gegen jede zufällige Drehung. Fig. 178 und 179 stellen zwei Stichelbefestigungen dar, welche sich von den vorigen hauptsächlich durch die andere Lage der zum Anziehen von  $b$  dienenden Mutter unterscheidet.

Es ist aber noch folgender erheblicher Unterschied zu beachten. Nach Fig. 178 und 179 ruht der Stichelstiel nur diesseits und jenseits von dem

Loch, in welchem die Schraube *b* steckt, auf der Rast *R*, liegt also auf dieser fest zwischen der Schneide und dem Bolzen *b*, nach Fig. 180 und 181 wird der Stichelstiel nur da fest angepresst, wo die Schraube *b* sich befindet. Das kann Zitterungen des Stichels veranlassen, insbesondere wenn die Beanspruchung der Stichel nicht im wesentlichen in die Richtung der gezeichneten Pfeile fällt.

Aehnliches liegt vor bei der durch Fig. 182 abgebildeten Befestigungsweise. Der Stichelstiel ist kreisrund, ein Klotz *a* wird mittels des Schraubenbolzens *b* gegen ihn gedrückt. Damit ist die Befestigungsweise verwandt, welche Fig. 183 zeigt; es ist aber der Stichel im Stiel trapezförmig und der zum Andrücken dienende Klotz oder Keil *b* mit dem Schraubbolzen aus einem Stück hergestellt. Diese Befestigungsweise zeichnet sich dadurch aus, dass kein Theil der Befestigungsmittel über den Stichel hervorragt.

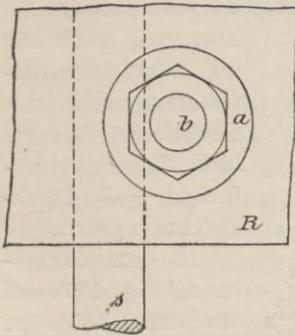
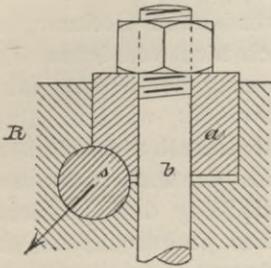


Fig. 182.

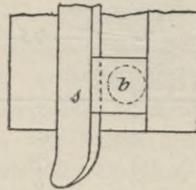
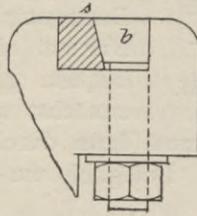


Fig. 183.

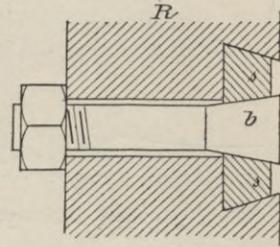


Fig. 184.

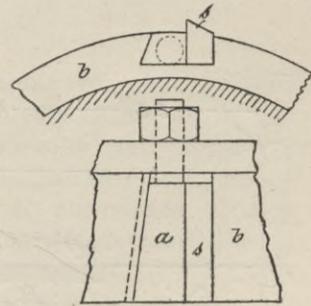


Fig. 185.

Nach Fig. 184 kann man in derselben Weise durch eine Schraube mit keilförmigem Kopf *b* gleichzeitig zwei Stichel *s* festhalten. Fig. 185 zeigt die Befestigungsweise eines Stichels *s* im Bohrkopf *b*; der Befestigungskeil *a* wird durch eine seitwärts liegende Mutter angezogen. Endlich stellen Fig. 186 und 187 die Stichelbefestigung für eine Krummzapfendrehbank dar. Der Raum in der Kröpfung der Krummzapfen ist eng, weshalb der Balken *b*, welcher den Stichel *s* trägt, dünn sein muss. Um ihn trotzdem genügend starr zu machen, hat man *b* eine grosse Breite gegeben und ihn an seinen beiden Enden an dem Schlitten der Drehbank befestigt. Der Stichel *s* steckt in einem mittels der Langlochbohrmaschine erzeugten Loch, und der Befestigungskeil *c* wird durch die Mutter *a* angezogen.

An dieser Stelle möge das Nöthige über die Berechnung der Stichelbefestigungstheile gesagt werden.

Mit Hilfe der Angaben über Stichelwiderstände ist es möglich, auch

die Beanspruchung der Stichel zu berechnen. Es wird hiervon aber nur selten Gebrauch gemacht, da die Rechnung einigermaßen verwickelt ist und Gelegenheit zur praktischen Ausbildung des Beurtheilungsvermögens

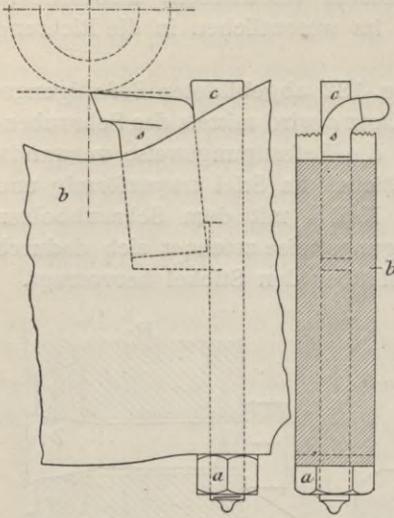


Fig. 186.

Fig. 187.

für die Frage: wie viel man einem Stichel zumuthen darf? genug geboten wird. Und wenn der Spanquerschnitt, den man versuchsweise anwendet, bedenkliche Biegungen veranlasst, so wählt man eine geringere Spandicke oder einen stärkeren Stichel. Anders ist es mit den Befestigungsmitteln, welche sich weniger leicht auswechseln lassen, insbesondere wenn bestimmte Spanquerschnitte gefordert werden.

Die anzuwendenden Rechnungen unterscheiden sich nicht von denen, die sonst zur Bestimmung des Widerstandvermögens angewendet werden; ihre Darlegung gehört deshalb nicht hierher. Nur sei allgemein erwähnt, dass der bequem gangbare Weg darin besteht, zunächst nach dem praktischen Gefühl

die Abmessungen zu wählen und dann durch Rechnung zu untersuchen, ob die Wahl zweckmässig ist. Lediglich um zu zeigen, wie wichtig die

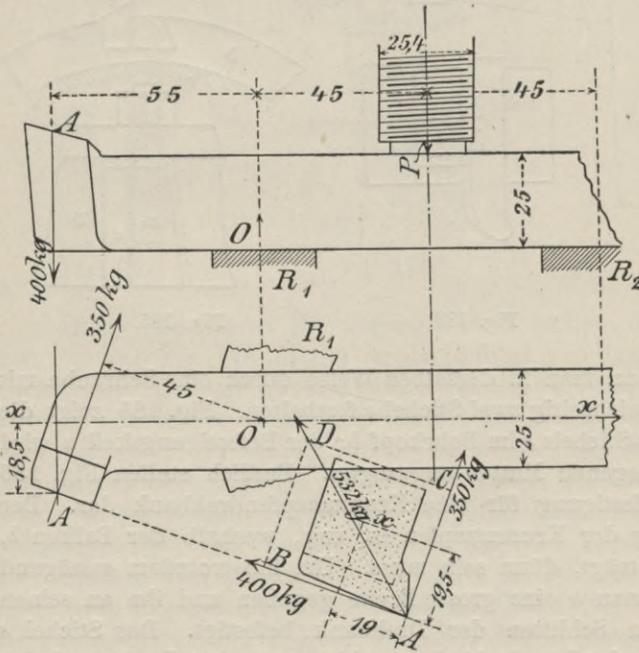


Fig. 188.

Rechnung auch für die Wahl der Befestigungsweise des Stichels ist, soll sie hier für einen einfachen Fall durchgeführt werden.

In dem Stichelhaus, Fig. 177, sei ein Stichel befestigt, dessen Stiel  $25 \times 25$  mm Querschnitt hat. Fig. 188 stellt diesen Stichel in Seitenansicht, Grundriss und einer Nebenfigur dar. Die Mitte des Spans liege in *A* um  $55 + 45$  mm = 100 mm von der Mitte der ihn festhaltenden Druckschraube entfernt. Der Arbeits-

widerstand, welcher in diesem Punkte angreift, betrage 400 kg, der winkelrecht zur Schnittfläche wirkende Druck 350 kg. Letzterer ist, wie die Grundrissfigur zeigt, schräg gegen die Axe *xx* des Stichelstiels ge-

richtet. Das Mittel beider Kräfte liegt in der zu  $xx$  schrägen Ebene  $ABCD$  und beträgt 532 kg. Die Ebene, in welcher diese Kraft bieugend auf den Stichelstiel wirkt, liegt fast in der Diagonale des Stichelstiels, weshalb der Einfachheit halber angenommen werden mag, sie falle mit dieser zusammen, also das auf den Stichelstiel wirkende Drehmoment vernachlässigt werden kann. Es sei ferner angenommen, der Stichelstiel werde auf dem Rasttheil  $R_1$  festgehalten; unter welchen Bedingungen solches geschieht, wird weiter unten noch erörtert werden. Dann ist die Länge des Hebelarmes, an welchem die Mittelkraft von 532 kg wirkt, in Bezug auf den Rastpunkt  $O$  rund 45 mm, und man erhält — da das Widerstandsmoment des Stichels wegen der diagonalen Beanspruchung  $0,1178 \cdot 25^3$  beträgt —

$$532 \cdot 45 = 0,1178 \cdot 25^3 \cdot \mathfrak{S}_1$$

wenn  $\mathfrak{S}_1$  die von der Biegung herrührende Spannung des am weitesten von der Axe entfernten Querschnittspunktes des Stichelstiels bedeutet. Es ergibt sich hieraus

$$\mathfrak{S}_1 = 13 \text{ kg.}$$

Hierzu kommt auf der Druckseite ein kleiner Betrag, welcher von der schrägen Richtung der biegenden Kraft herrührt: d. h.  $\sim 130$  kg, und ein anderer, von der Schmalseite des Spanes stammender, welcher kaum 50 kg betragen dürfte. Diese rund 180 kg vertheilen sich auf die 625 qmm des Stichelstielquerschnitts, wodurch die Gesamtspannung  $\mathfrak{S}$  des stärkstbeanspruchten Stielquerschnittspunktes an der Druckseite zu etwa

$$\mathfrak{S} = 13,3 \text{ kg für 1 qmm}$$

anwächst.

Der Stichelstiel wird in senkrechter Richtung von dem Rasttheil  $R_1$  unmittelbar gestützt, in wagrechter Richtung durch Reibung an  $R_1$  und  $R_2$  festgehalten. Die Reibung zwischen Druckschraube und Stichel kann, wenigstens gegenüber der drehend wirkenden wagrechten Kraft von 350 kg nicht zur Geltung kommen. Es heisse die bei  $R_1$  auftretende Reibung  $R_1$ , und die bei  $R_2$  auftretende  $R_2$ . Die bei  $A$  angreifende wagrechte Kraft von 350 kg wirkt winkelrecht zur Axe  $xx$  mit rund 330 kg. Es ist daher:

$$330 \cdot 55 = R_2 \cdot 90 \text{ oder } R_2 = \sim 200 \text{ kg}$$

nöthig, um das Gleiten auf der Raststelle  $R_2$  zu verhüten. Auf  $R_1$  versuchen  $330 + 200 = 530$  kg das Gleiten winkelrecht zur Axe  $xx$  herbeizuführen, während die wie oben genannte Summe von rund 180 kg entweder von der Reibung auf  $R_1$  oder  $R_2$  oder beiden gemeinsam aufgenommen werden muss. Nimmt man, was bei den hier vorliegenden hohen Drücken wohl zulässig ist, als Reibungswerthziffer 0,2 an, so ergibt sich, dass folgende Drücke nothwendig sind:

$$\left. \begin{array}{l} \text{auf } R_1: 530 : 0,2 = 2650 \text{ kg} \\ \text{„ } R_2: 200 : 0,2 = 1000 \text{ „} \\ \text{auf beide gemeinsam: } 180 : 0,2 = 900 \text{ „} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{zusammen} \\ 4550 \text{ kg.} \end{array}$$

Der bei  $A$  senkrecht nach unten wirkende Druck von 400 kg verlangt einen Druck  $P$  der Schraube und einen Gegendruck  $O$  der Rast  $R_1$ , welche sich wie folgt berechnen.

$$\begin{array}{l} 400 \cdot 55 = P \cdot 45; \quad P = 589 \text{ kg} \\ 400 + P = O; \quad O = 889 \text{ „} \end{array}$$

Fügt man diesem Druck  $P$  noch 3660 kg, welche sich auf die beiden Rastpunkte vertheilen, hinzu, so erhält man:

$$\begin{array}{l} \text{auf } R_1: 889 + 1830 = 2719 \text{ kg} \\ \text{„ } R_2: 1830 = 1830 \text{ „} \end{array} \left. \vphantom{\begin{array}{l} \text{auf } R_1 \\ \text{„ } R_2 \end{array}} \right\} \text{zusammen } 4549 \text{ kg}$$

als den für die Reibung geforderten Betrag.

Die Schraube hat mit rund 4550 kg zu drücken; ihr Kerndurchmesser beträgt 21,3 mm, also entfällt auf jedes qmm seiner Querschnittsfläche 12,8 kg.

Wenn man statt der Einspannungsweise der Fig. 177 — ähnlich Fig. 176 und 175 — eine der durch die Fig. 178 bis 187 dargestellten, bei denen nur dem Druck in der Axenrichtung des Stichel durch Reibung entgegenzutreten ist, gewählt hätte, so würde die Druckschraube weit weniger in Anspruch genommen werden, bei dem vorliegenden Beispiel nur mit:  $180 : 0,2 = 900$  kg, welcher Betrag dem, durch die lothrecht nach unten wirkende Kraft von 400 kg, d. h. auf  $R_1$  mit 889 kg fast allein geliefert wird. Daraus folgt, dass die bequemere Einstellbarkeit der durch Fig. 175—177 gezeigten Vorrichtungen, gegenüber den der Fig. 178—187 durch weit grössere Druckkräfte erkauft werden muss.

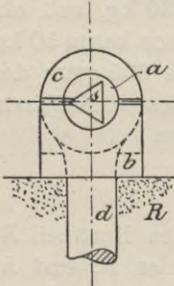


Fig. 189.

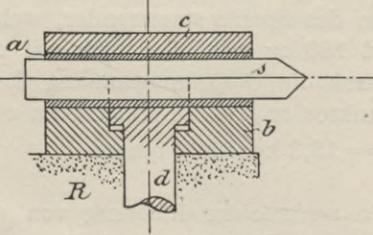


Fig. 190.

Hiernach kennzeichnet sich die Einspannvorrichtung, welche Fig. 189 und 190 darstellen, ohne weiteres als nur für leichte Späne geeignet. Der einem Grabstichel ähnliche Stichel  $s$  steckt in einer gespaltenen, äusserlich runden Hülse  $a$ . Diese liegt in dem Sattel  $b$  und wird überdeckt von dem Körper

$c$ , welcher mit dem Schraubenbolzen  $d$  aus einem Stück gefertigt ist. Durch Anziehen der Schraube wird  $s$  eingeklemmt, und das Ganze an der Rast  $R$  festgehalten; nach Lösen der Schraube kann man den Stichel in seiner Längsrichtung verschieben und um zwei Axen drehen.

Bei Hobel- und Stossmaschinen, aber auch bei Drehbänken befestigt man den Stichel häufig mit Hilfe von sogenannten Aufspann-Nuthen. In Nuthen  $\perp$  förmigen Querschnitts der Rast  $R$  halten sich die Bügel  $a$ , Fig. 191 und 192, welche mit dem Muttergewinde der Druckschrauben  $b$  versehen sind. Durch Verschiebung der Bügel in den Aufspann-Nuthen, kann man dem Stichel  $s$  verschiedene Lagen geben; es ist vor allem möglich, durch mehrere Druckschrauben den Stichel recht festzuhalten.

Die Fig. 193 und 194 zeigen eine Sticheinspannung für den Fall, dass der Stichelwiderstand besonders gross ist, in theilweiser Vorderansicht und im Querschnitt. Es soll der Stichel die Einspannvorrichtung zuweilen erheblich überragen, weshalb die Einschaltung eines Stichelhalters vorgesehen, also der Einspannungsraum hoch und weit gemacht ist. Dieser besteht in einer 800 mm langen Rinne, über deren Ränder 4 Bügel greifen. Am oberen Ende, Fig. 193 sieht man einen fünften Bügel, mit dessen Schraube der in die Längsrichtung des Stichelhalters fallende Druck aufgenommen werden kann.

Wie früher nachgewiesen, ist für tadelloses Abheben der Späne bei möglichst geringer Reibung am Rücken der Schneide ein passender Ansatzwinkel nöthig. Bei Hobelmaschinen und dergl. ist dieser zu erreichen durch geeigneten Anschlag und dauernd zu erhalten, wenn man bei jedem Nachschleifen die ursprünglichen Winkel beibehält. Nicht so ist es bei Drehbänken und Ausbohrmaschinen. Wenn z. B. ein Stichel *s* Fig. 195 im neuen

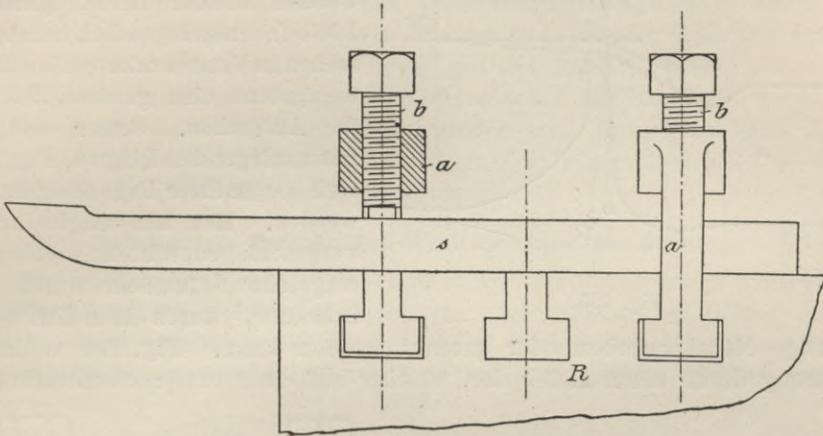


Fig. 191.

Zustande bei *A* angreift und der Rücken der Schneide in zutreffender Weise von der zu *A* gehörenden Tangente *t* abweicht, so ist das nicht mehr der Fall, wenn der Stichel soweit abgeschliffen ist, dass seine Schneide

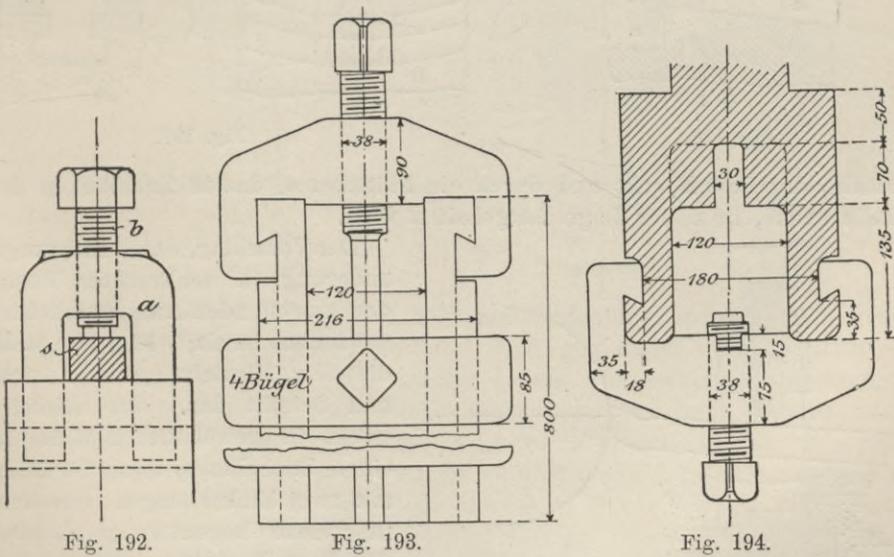


Fig. 192.

Fig. 193.

Fig. 194.

bei  $A_1$  angreift, also die zugehörige Tangente der Schnittrichtung die Lage von  $t_1$  angenommen hat. Nun ist die Höhenlage der Rast *R* unter der Werkstückmitte *M* nicht bei allen vorhandenen Drehbänken, für welche dieselben Stichel zur Verwendung kommen, gleich. Man müsste also, um durch Schleifen der Stichelschneide den geeigneten Ansatzwinkel zu erreichen, jeden einzelnen Stichel für die besondere Drehbank zurichten. Das würde

zu vielen Weiterungen führen. Man zieht daher vor, den Ansatzwinkel durch Verstellen des Stichels in seiner Höhe, oder Aendern seiner Richtung zu gewinnen.

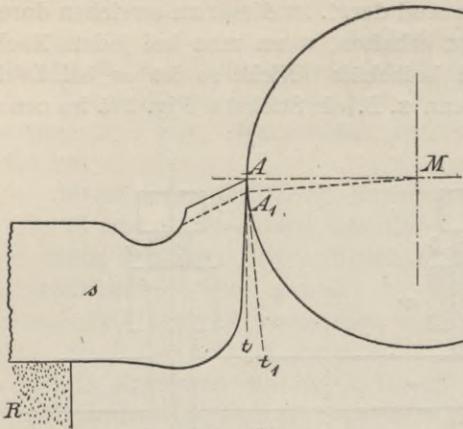


Fig. 195.

Ersteres lässt sich durch Einlagen zwischen Stichel und Rast erreichen; Flacheisen verschiedener Dicke werden hierfür bereit gehalten. Diese fallen gelegentlich herab, gerathen in Verlust oder verbrauchen wenigstens eine gewisse Zeit für ihr Aufsuchen. Besser sind die unterzulegenden Ringe *b*, Fig. 177, weil sie in ihrer Lage festgehalten werden. Man hat Einrichtungen vorgeschlagen, mittelst welcher die wagrechte Stützfläche durch eine Schraube,<sup>1)</sup> durch einen Keil<sup>2)</sup> oder

sonstige Mittel gehoben oder gesenkt werden kann. Fig. 196 stellt die Stützung durch einen Keil *k* dar, welcher auf einer entsprechend schrägen

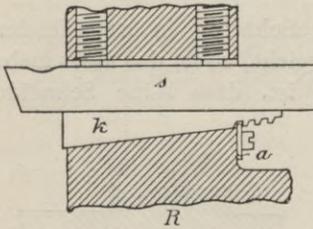


Fig. 196.

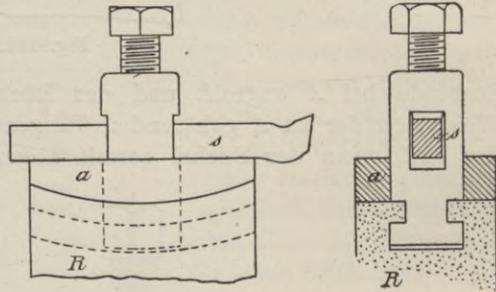


Fig. 197.

Fläche der Rast *R* ruht und durch ein Plättchen *a*, das in Zahnlücken des Keils greift, in seiner Lage festgehalten wird.

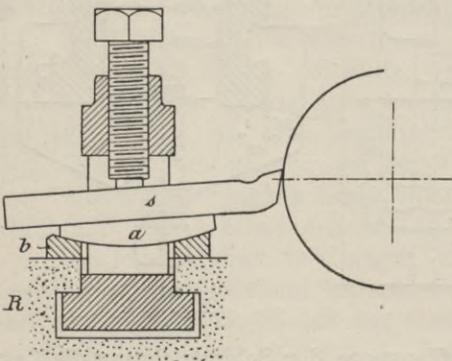


Fig. 198.

Der Vorschlag, durch Richtungsänderung in senkrechter Ebene den zutreffenden Ansatzwinkel zu gewinnen, ist alt;<sup>3)</sup> Fig. 197 stellt die betr. Einrichtung in Ansicht und Schnitt dar. Der Stichel *s* steckt in gewöhnlicher Weise in einem Stichelhaus; dieses ist unten mit zwei Einkerbungen versehen, in welche bogenförmige Leisten der Rast *R* greifen. Eine unten bogenförmig gestaltete Platte *a* liegt zwischen Stichel und Rast. Man

<sup>1)</sup> Neasham, Dingl. polyt. Journ. 1878, Bd. 227, S. 428, mit Abb.

<sup>2)</sup> American Mach. 5. Sept. 1895, mit Abb.

<sup>3)</sup> The practical mech. Journ. 1854/55, S. 195, mit Schaubild.

kann demnach, solange die Druckschraube des Stichelhauses nicht angezogen ist, letzteres, nebst Platte *a* und Stichel längs des Bogens verschieben. Verwandt hiermit ist die durch Fig. 198 im Schnitt dargestellte Einrichtung. Das Stichelhaus greift unten in eine  $\perp$ förmige Aufspan-Nuth der Rast *R* und ist — mit dem Stichel — um seine senkrechte Axe drehbar. Auf der Rast liegt ein hohl ausgedrehter Ring *b*, und ein unten bogenförmiges Unterlegstück befindet sich zwischen diesem Ring *b* und dem Stichel *s*. Diese, sonst gute Einrichtung, leidet an dem Uebelstande, dass die Spitze der Druckschraube in schiefer Richtung auf den Stichel drückt.

Es giebt auch Einrichtungen, mittels welcher die Rastfläche gehoben, bezw. gesenkt werden kann. Ferner findet man feste geneigte Rastflächen im Gebrauch, auf welchen die Stichel so verschoben werden, dass ihre Schneiden in die richtige Höhe kommen.

## 2. Besondere Bedingungen für Hobelmaschinen-Stichel.

Die Stichel der Hobel-, Stoss- und dergl. Maschinen haben den gegensätzlichen Weg, auf welchem sie arbeiten, nach vollzogenem Schnitt rückwärts zu durchschreiten. Sie würden, wenn solches ohne Aenderung ihrer Lage stattfände, erhebliche Reibung an ihrer Rückenfläche erleiden (vergl.

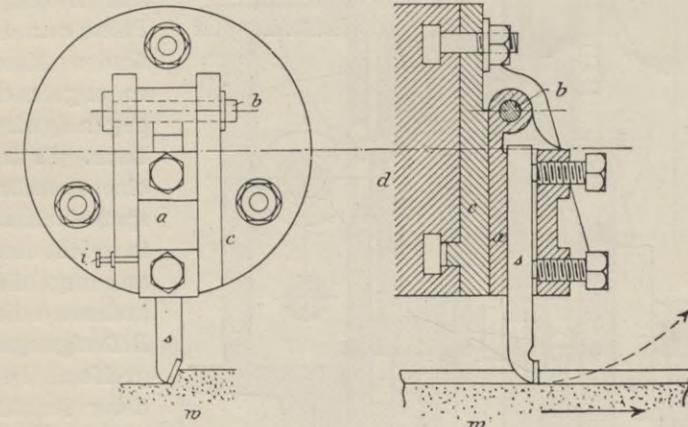


Fig. 199.

Fig. 200.

S. 32). Man richtet deshalb die Einspannvorrichtung so ein, dass dem Stichel während des Leergangs gestattet wird, gegenüber der Schnittfläche ein wenig auszuweichen, oder macht dieses Ausweichen zwangsläufig. Fig. 199 und 200 stellen eine solche Einrichtung in einem Schnitt und einer Vorderansicht dar. Der Stichel *s* ist durch zwei Schrauben in *a* befestigt; das Stichelhaus *a* liegt zwischen zwei Wänden der Platte *c* und wird durch einen Bolzen *b* so festgehalten, dass es in Bezug auf Fig. 200 weder nach oben noch nach links auszuweichen vermag. Bewegt sich aber das Werkstück *w* gegensätzlich zu *s* nach rechts, so kann die zwischen *w* und *s* auftretende Reibung das Stichelhaus um *b* drehen, so dass die Schneide des Stichels leicht auf der Schnittfläche gleitet. Ist der Rücklauf vollendet, so fällt das Stichelhaus in die gezeichnete Lage zurück, und zwar entweder nur durch sein eigenes Gewicht, oder unter Beihilfe einer Feder. Diese kann z. B. an einen Stift *i*, Fig. 199 greifen, welcher seitlich aus dem Stichelhaus *a* hervorragt. Wenn man nur die Fig. 200 betrachtet, so kann

man annehmen, dass die vorliegende Aufgabe hierdurch gut gelöst sei. Allein, der Stichel schneidet nicht allein mit seinem äussersten Ende, sondern meistens mehr an der Seite, wie Fig. 199 darstellt, und je mehr diese seitlich liegende Hauptschneide sich der winkelrechten Lage zum Bolzen *b* nähert, um so geringer fällt das Ausweichen gegenüber der von der Hauptschneide erzeugten Schnittfläche aus. Würde die Hauptschneide genau winkelrecht zum Bolzen *b* liegen, so würde sie auf vorliegendem Wege überhaupt nicht zum Ausweichen kommen können. Es muss daher die, in Bezug auf Fig. 199 seitlich liegende Schneide schräg gegen die Axe des

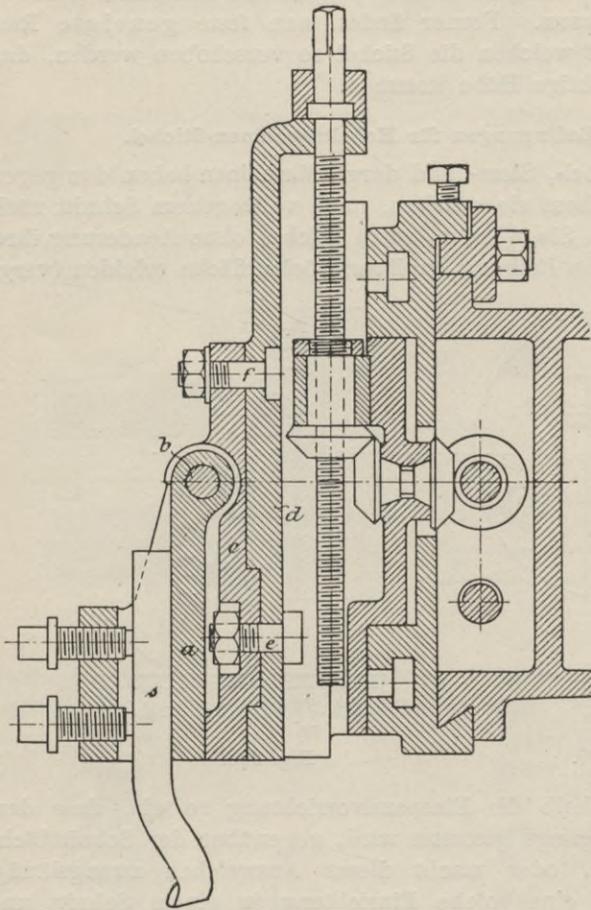


Fig. 201.

Bolzens *b* liegen. Das ist ohne weiteres nicht zu erreichen, wenn man eine, in Bezug auf Fig. 199 an dem Werkstück *w* senkrechte Ebene erzeugen will, vielmehr hierfür eine schräge Lage des Bolzens *b* nöthig. Zu diesem Zweck wird die Platte *c* an dem betreffenden Maschinenteil so angebracht, dass *c* gegen *d* gedreht werden kann. Es ist z. B. in *d* eine kreisförmige Aufspan-Nuth angebracht, in welche einerseits eine an *c* ausgebildete Leiste, andererseits die Köpfe der Befestigungsschrauben greifen. In etwas anderer Ausführung zeigen die Fig. 201 bis 204 die im Wesen gleiche Einrichtung, *s*, *a*, *b* und *c* bezeichnen das Gleiche wie vorhin. Es greift *c* aber mit einem kurzen, dicken Zapfen in eine kreisförmige Vertiefung des Schlittens *d* und wird an diesem festgehalten durch die Mittelschraube *e* und eine Schraube *f*, welche durch einen bogenförmigen Schlitz von *c*, Fig. 202, greift. Fig. 204 lässt noch erkennen, dass *a* unten keilförmig ist, um durch den Widerstand, welchen der arbeitende Stichel erfährt, fest zwischen die keilförmigen Flächen von *c* gedrückt zu werden. Fig. 205 stellt die Anordnung für die Nachgiebigkeit eines Stossmaschinenstichels in einem Schnitt und einer Vorderansicht dar.<sup>1)</sup> Das Stichelhaus *b* ist in seinem hinteren Theil — in

<sup>1)</sup> Baviile, Dingl. polyt. Journ. 1879, Bd. 231, S. 14, mit Abb.

Bezug auf die Schnittfigur rechts — rechteckig im Querschnitt und steckt in einem rechteckigen Loch des Theiles *c*. Ein Bolzen *i* verhindert *b* aus *c* herauszufallen, gestattet aber dem Stichel eine kleine Schwingung um *i*. Eine Feder *f* drückt das Stichelhaus in seine Arbeitslage, in welcher es durch seinen doppelt abgedachten Rücken gegen seitliche Verschiebungen gesichert wird. Beim Rückgange des Stichels giebt die Feder *f* nach. *c* steckt mit seinem kegelförmigen Zapfen im Schlitten *A* und wird durch eine an ihm ausgebildete, durch die ganze Länge des Schlittens *A* gehende Stange mit diesem fest verbunden. Nach Lösen der an der Stange sitzenden Mutter kann man *c* drehen, und ein Zeiger *z* lässt den Grad der Drehung erkennen.

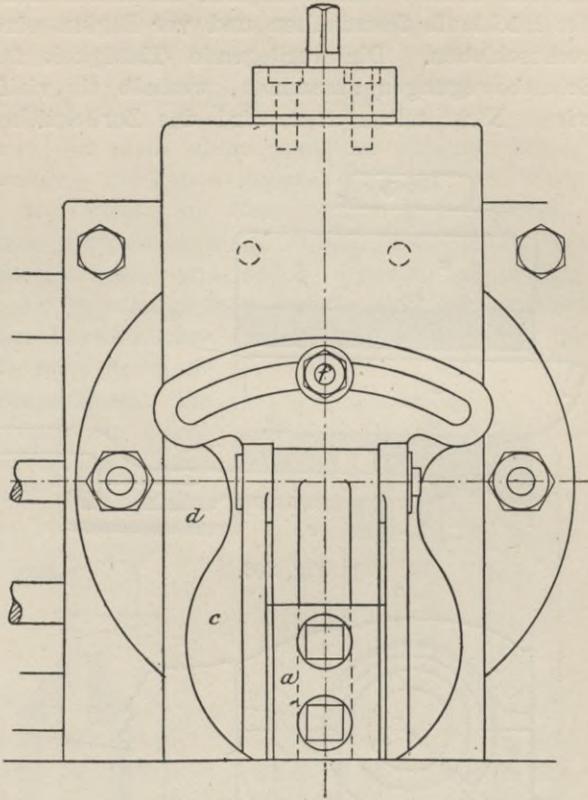


Fig. 202.

Das zwangsläufige Zurückziehen der Schneide vom Werkstück findet namentlich dann Anwendung, wenn wegen der Lage der Schnittflächen das selbstthätige Ver-

Fig. 203.

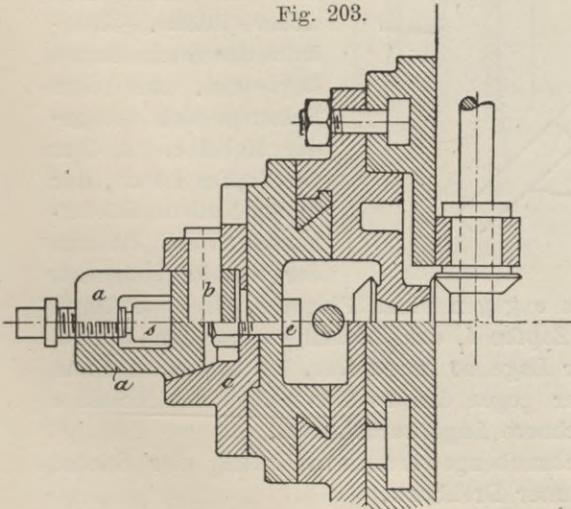


Fig. 204.

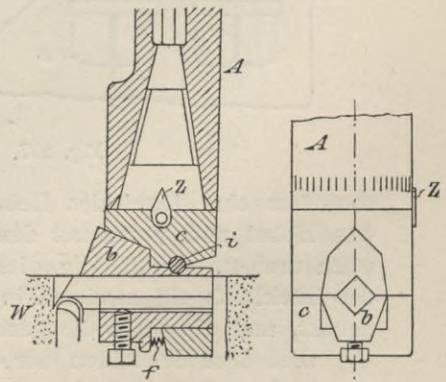


Fig. 205.

drängen des Schneidenrückens durch die vorher gebildete Schnittfläche in genügendem Grade nicht zu erwarten ist. Es ist der Stichel nach vollendetem Schnitt vom Werkstück zurückzuziehen, in dieser Lage während des Rücklaufs festzuhalten und vor Beginn eines neuen Schnittes wieder vorzuschieben. Die vorliegende Thätigkeit fällt also zeitlich mit den Schaltbewegungen zusammen, weshalb sie vielfach von diesen abgeleitet wird. Nicht selten aber wird das Zurückziehen und Vorschieben durch

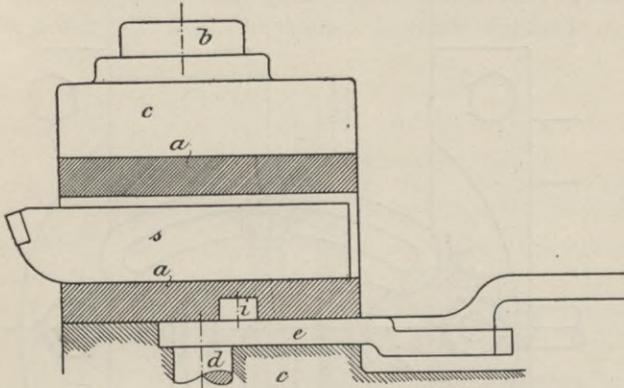


Fig. 206.

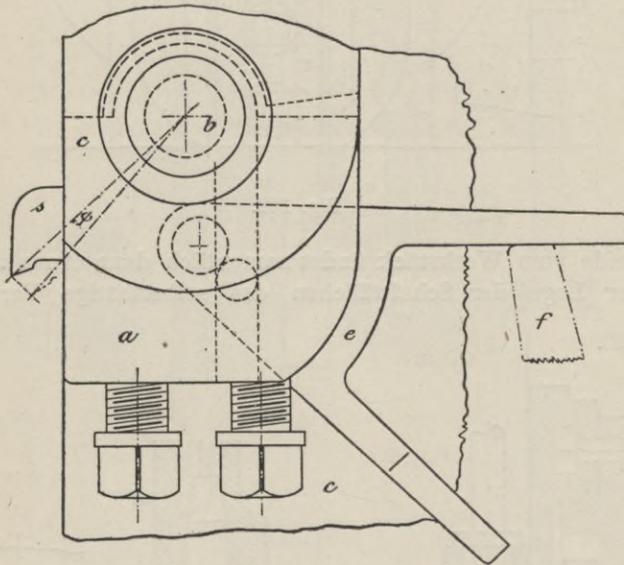


Fig. 207.

so stösst ein Flügel des Hebels *e* gegen einen Finger *f*, dreht dadurch den Hebel und veranlasst den Zapfen *i*, das Stichelhaus um den Winkel  $\psi$  zu drehen. *i* hält *a* in dieser Lage so lange fest, bis nahe dem Ende des Rücklaufs ein zweiter Finger gegen den zweiten Flügel des Hebels *e* drückt, und diesen in die gezeichnete Lage zurückdreht.

Bei dem Schneiden der Schraubengewinde wird häufig der Stichel geradlinig zurückgezogen. (S. unter Drehbank.)

Wenn Unterschneidungen zu hobeln sind — wie bei den geraden

die Hin- und Her-Bewegung des Arbeitsschlittens unmittelbar bewirkt. Die Fig. 206 und 207 zeigen eine dahin gehörende Ausführungsform für eine Maschine zum Riffeln der Schrotwalzen. Der Stichel *s* ist im Stichelhaus *a* mittels zweier Druckschrauben befestigt; letzteres kann sich um den Bolzen *b* um den kleinen Winkel  $\psi$ , Fig. 207, drehen, welcher zum Abheben der Stichelschneide vom Werkstück genügt. Während der Stichel arbeitet, legt sich eine Schulter des Stichelhauses *a* gegen eine senkrechte Fläche des Schlittens *c* (vergl. Fig. 207) und findet dort sichere Stütze. Unterhalb des Stichelhauses liegt ein, mit dem Bolzen *d* sich drehender Hebel *e*, an dem ein Zapfen *i* sitzt, der in eine Nuth des Stichelhauses greift. Ist nun der Schnitt vollendet,

Führungen dreieckigen Querschnitts —, so muss der Stichel sehr weit abgezogen werden, damit der Rückweg ohne Berührung von Stichel und Werkstück durchlaufen werden kann. Hierzu dient die Hand des Arbeiters, oder auch eine geeignete selbstthätige Vorrichtung.

### 3. Die Befestigung der Lochbohrer und Fräser

an den zugehörigen Spindeln soll nicht allein genügend widerstandsfähig sein, sondern auch ohne weiteres die genau gleichaxige Lage von Werkzeug und Spindel bieten und rasch zu lösen sein. Früher machte man den Zapfen der Bohrer pyramidenförmig, versah die Spindel mit einem entsprechend gestalteten Loch und schob ersteren mit einiger Kraft in letzteres. Wegen der Schwierigkeiten, welche sich der genauen Herstellung derartiger Zapfen bzw. Löcher entgegenstellen, ist diese Befestigungsweise aufgegeben; man findet sie nur noch bei älteren Bohrmaschinen. Ein kegelförmiger Zapfen, wie auch ein kegelförmiges Loch sind leichter genau, insbesondere auch gleichaxig mit dem Bohrer, bzw. der Spindel zu

erzeugen; sie verlangen jedoch ein besonderes Mittel, welches den Bohrer zwingt, sich mit der Spindel zu drehen. Man bohrt deshalb quer durch den Kopf *k*, Fig. 208, ein Keilloch *i* und versieht das spitze Ende des Bohrerzapfens mit einer Zunge, welche zwischen die Seitenwände des Loches greift. Damit der Bohrer nicht zufällig aus der Spindel fallen kann, muss die Verjüngung des Bohrerzapfens gering sein; es ist allgemein gebräuchlich diese Verjüngung gleich  $\frac{1}{20}$  der Länge zu wählen. Das Loch *i* ver-

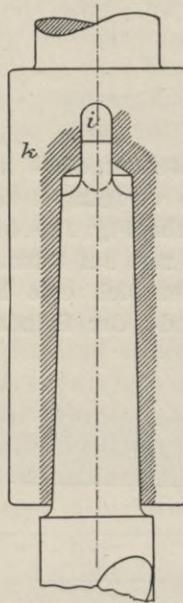


Fig. 208.

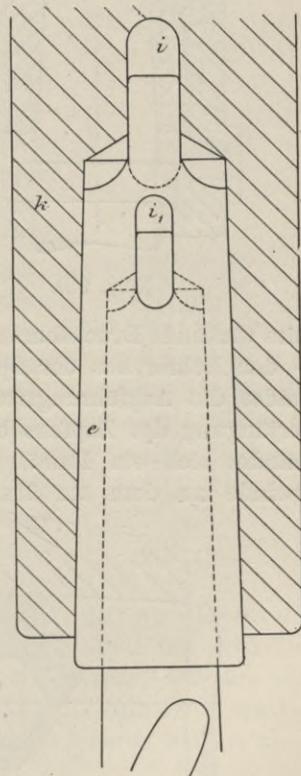


Fig. 209.

mittelt auch die Lösung des Bohrers, indem man einen geeigneten Keil in *i* schiebt. Da in eine Bohrmaschinenspindel sehr verschieden dicke Bohrer gesteckt werden sollen, die kleinen der letzteren aber nicht so dicke Zapfen haben können, wie die grössten, so benutzt man Einsatzstücke *e*, Fig. 209, welche aussen dem grössten, für die betr. Bohrmaschine bestimmten Bohrerzapfen gleichen und mit einer zur Aufnahme kleinerer Bohrer geeigneten Bohrung versehen sind; das Einsatzstück ist ebenso mit einem Keilloch *i*<sub>1</sub> versehen, wie der Bohrspindelkopf *k* das Keilloch *i* enthält.

Die Stufen der Abmessungen der Bohrerzapfen, welche von der Morse Co. angewendet werden und sehr verbreitet sind, findet man in unten genannter Quelle<sup>1)</sup> zusammengestellt.

Zuweilen wird eine stärkere Verjüngung des Bohrerzapfens als  $\frac{1}{20}$  der Länge vorgezogen. Dann ist nöthig, das Herausfallen des Bohrers aus der Spindel durch besondere Mittel zu verhüten. Hierfür werden wohl von der

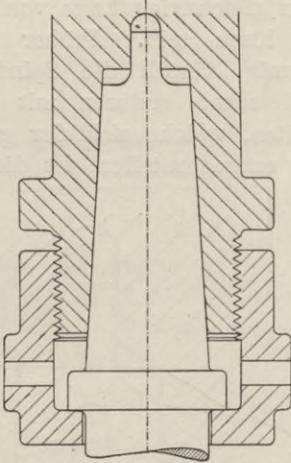


Fig. 210.

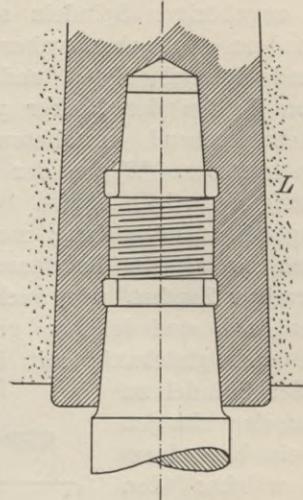


Fig. 211.

Seite wirkende Druckschrauben verwendet, die — bei fahrlässiger Behandlung — den Bohrer aus der Spindelaxe verdrängen können. Diese Gefahr vermeidet die Ausführungsform, welche Fig. 210 im Schnitt darstellt.<sup>2)</sup> Die Verjüngung des Zapfens beträgt 1 mm auf 8 mm Zapfenlänge. Am Bohrer befindet sich ein Bund, gegen den sich eine Kappe legt, deren Muttergewinde zu dem am äusseren Ende der Spindel angebrachten Bolzengewinde

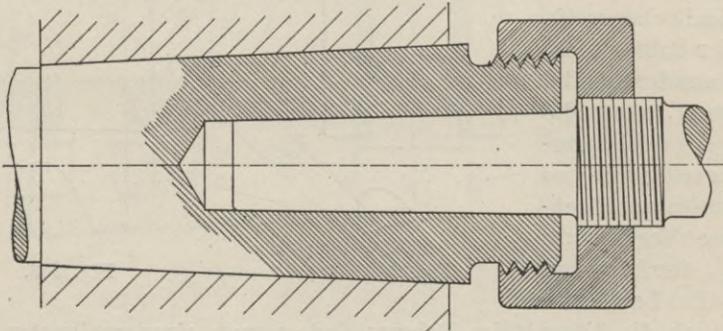


Fig. 212.

winde passt. Diese Verbindungsweise ist so sicher, dass sie auch für Fräser verwendet werden kann.

Man giebt dem zum Befestigen des Bohrers bestimmten Ende des

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1898, S. 536, mit Abb.

<sup>2)</sup> American Machinist, 7. April 1892, mit Abb.

Bohrers auch in seiner ganzen Länge gleichen Querschnitt und bewirkt die Befestigung durch selbstausrichtende Futter (siehe w. unten), die hiernach nicht selten Bohrfutter genannt werden.

Fräser erfahren auch winkelrecht zu ihrer Axe bedeutende Drücke; man muss sie daher in der Bohrerspindel sicherer befestigen, als für Lochbohrer genügt, und es ist erwünscht, dass sie möglichst wenig über das nächste Lager hervorragten. Das bietet die Befestigungsweise, welche Fig. 211 zeigt. Der Zapfen des Fräasers legt sich nur mit seinem dicksten und dünnsten kegelförmigen Theil so an die Wände des Spindeloches, dass die gegensätzliche Lage gleichaxig wird; er wird durch Schraubengewinde eingepresst, welches sich zwischen den beiden Auflagerflächen befindet. Das Lager *L* befindet sich hart am Ende der Spindel.

Das Anziehen und demnächst das Lösen dieser Verbindung wird dadurch erschwert, dass die kegelförmigen Flächen unter grossem Druck auch kreisend an einander gleiten müssen. In dieser Beziehung erscheint die Befestigungsweise, welche Fig. 212 zeigt, zweckmässiger.<sup>1)</sup> Es ist auf den Fräser ein feineres, auf den Kopf der Spindel ein gröberes Gewinde geschnitten, die Muttergewinde befinden sich in einer Kappe. Durch Umdrehen der Kappe wird der Zapfen des Fräasers in die Bohrung der Spindel gedrückt und zwar in einem Grade, welcher dem Unterschied der beiden Gewinde-Ganghöhen entspricht; durch entgegengesetztes Drehen der Kappe zieht man den Zapfen aus der Spindel. Hier ist störend, dass die Kappe zwischen dem Ende der Spindel und dem Fräser Platz haben muss. Die Leipziger Werkzeugmaschinen-Fabrik, vorm. v. Pittler, versieht<sup>2)</sup> den Zapfen des Fräasers mit Muttergewinde und lässt in dieses das Bolzengewinde einer Stange greifen, welche in der hohlen Fräserwelle liegt; der Kopf dieser Stange legt sich beim Anziehen der Schraube gegen das Schwanzende der Spindel. J. E. Reinecker<sup>3)</sup> versieht die der vorigen sonst ähnlich verwendete Stange *b*, Fig. 213, da, wo sie in den Fräserzapfen *f* greift, mit feineren und nahe ihrem Kopf *c* mit gröberem Gewinde, und lässt letzteres in ein Muttergewinde greifen, welches sich am Schwanzende der Spindel *A* befindet. Bei *a* ist die Spindel *A* mit Gewinde versehen, welches zur Aufnahme eines Fräskopfes benutzt werden kann.

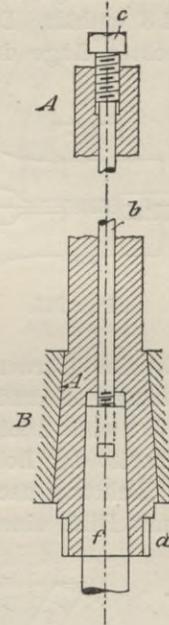


Fig. 213.

#### 4. Bohr- und Fräsköpfe.

Den hier dargestellten Befestigungsweisen der Werkzeuge mögen noch einige angefügt werden, welche die Einzelstichel mit den Bohrköpfen der Ausbohrmaschinen bezw. der Fräsköpfe verbinden.

Fig. 214 stellt einen Halter für Ausbohrstühle dar.<sup>4)</sup> Die Bohrstange *B* ist gespalten und an dem gespaltenen Ende mit Einkerbungen versehen, in

<sup>1)</sup> Muir, D.R.P. No. 53508; Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen., 1890, S. 1277, mit Abb.

<sup>2)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1897, S. 998, mit Abb.

<sup>3)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1897, S. 829, mit Abb.

<sup>4)</sup> American Machinist 1890, No. 50, mit Abb.

welche der im Querschnitt trapezförmige, an beiden Enden zugeschliffene Stichel *S* genau passt. Eine Druckschraube vermag den Spalt soweit zu verengen, wie zum Festklemmen des Stichels erforderlich ist. Darf man

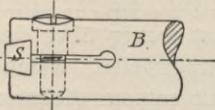


Fig. 214.

annehmen, dass die Federung in beiden, durch den Spalt gebildeten Hälften der Bohrstange unter sich gleich ist, so kommt die Längsaxe des Stichels in die Mitte der Stange zu liegen; es ist die richtige Lage des Stichels also durch Verschieben desselben in seiner Längsaxe zu gewinnen. Fig. 215 weicht von dem vorigen nur dadurch ab, dass die Schnabeltheile der Bohrstange an ihrer Wurzel biegsamer gemacht sind. Fig. 216 stellt eine Bohrstange *B* dar, welche 2 je an beiden Enden zugeschliffene Stichel *S* enthält. Die dargestellte Einrichtung bezweckt rasche Gewinnung der rechten Lage der Stichel.<sup>1)</sup> Zu diesem Zweck ist in der Mitte jedes

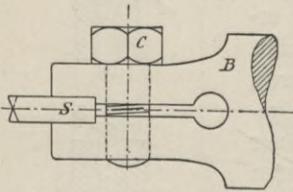


Fig. 215.

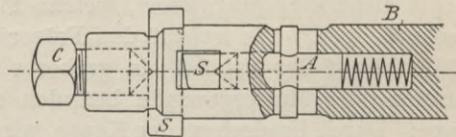


Fig. 216.

Stichels eine Körnervertiefung angebracht, in welche einerseits die Spitze des Bolzens *A*, andererseits die Spitze der Schraube *C* greift. Ausserdem greift der eine Stichel ein wenig in den andern. Behufs bequemen Einbringens ist der Bolzen *A* in *B* verschiebbar, wird durch eine Feder stets in der Richtung nach links — in Bezug auf die Figur — gedrückt und kann mit Hilfe eines nach aussen ragenden Querstifts nach rechts verschoben werden. Man verschiebt *A* nach rechts und steckt dann die beiden Stichel so ein, dass die beiden Spitzen in die Körnervertiefungen greifen; der federnde Bolzen *A* hält sie vorläufig in der gegebenen Lage fest, und durch Anziehen der Druckschraube *C* wird die endgiltige Befestigung vollzogen.

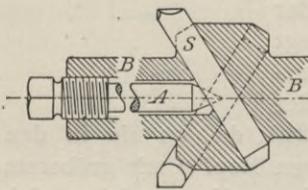


Fig. 217.

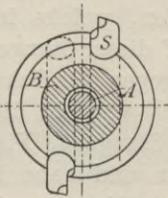


Fig. 218.

Den Stichel der Fig. 214 bis 216 fehlt die Nachstellbarkeit. Fig. 217 und 218 zeigen ein Befestigungsverfahren, welches gestattet, die Stichel *S* in ihrer Längenrichtung zu verschieben und um ihre Längsaxe zu drehen. Zu letzterem Zweck sind die Stichel aus Rundstahl gemacht. Sie stecken in Löchern einer entsprechenden Verdickung der Bohrstange *B* und werden dort durch die sich zwischen die Stichel *S* drängende Spitze einer Stange *A* festgehalten. *A* ist zu diesem Zwecke links mit dem Bolzengewinde versehen, das in ein Muttergewinde der Bohrstange *B* greift.

Zur Befestigung der Stichel an den verschiebbaren Bohrköpfen der

<sup>1)</sup> American Machinist. 4. Juni 1894, mit Abb.

sogenannten selbstthätigen Bohrstangen kann man z. B. die Verfahren verwenden, welche Fig. 178 bis 185 (S. 96 u. 97) versinnlichen. Die Einstellung der Stichel muss alsdann durch Verschieben unmittelbar mittels der Hand stattfinden, bezw. durch An- oder Unterlegen von Keil- oder Blechstücken. Handlicher ist das Verfahren, welches Fig. 219 im Schnitt, Fig. 220 in einer Ansicht darstellt, Stichel *S* liegt in einem Stahlkörper *a*, welcher in einem,

Fig. 219.

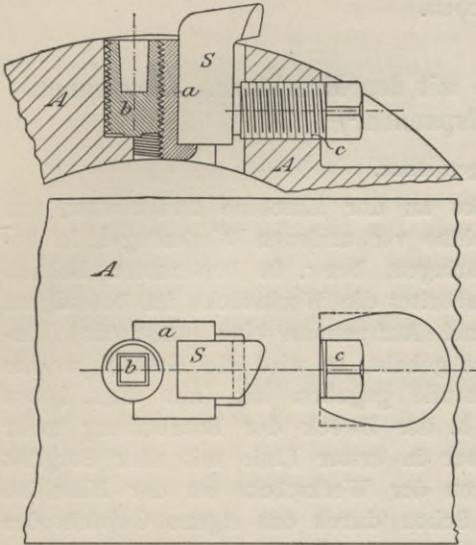


Fig. 220.

den ringförmigen Bohrkopf *A* quer durchsetzenden Loch steckt und in diesem verschoben werden kann. *a* ist links mit einem halben Muttergewinde versehen, in welches das Gewinde des Bolzens *b* greift, so dass durch Umdrehen dieses Bolzens der Körper *a* und damit der Stichel *S* weiter herausgeschoben werden kann. Nachdem die richtige Lage gewonnen ist, befestigt man das Ganze durch Anziehen der Druckschraube *c*.

Die Befestigung der Messer an den Körpern mancher Fräser ist mit den in Rede stehenden Stichelbefestigungen verwandt,<sup>1)</sup> wie die beiden folgenden Beispiele ergeben. Fig. 221 ist der Schnitt, Fig. 222 die Endansicht eines Theiles eines solchen Fräskopfes.

Der Körper *k* des letzteren enthält Längsschlitz zur Aufnahme der Messer *s*; ein schmiedeiserner Reifen *r*, in welchem die Muttergewinde der Befestigungsschrauben sich befinden, ist durch Aufziehen in warmem Zustande auf *k* befestigt. Es legen sich die hinteren

Fig. 221.

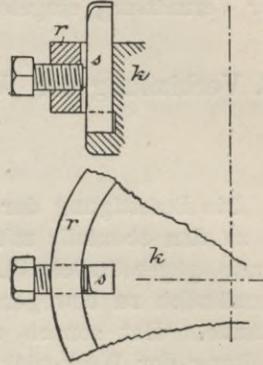


Fig. 222.

Fig. 223.

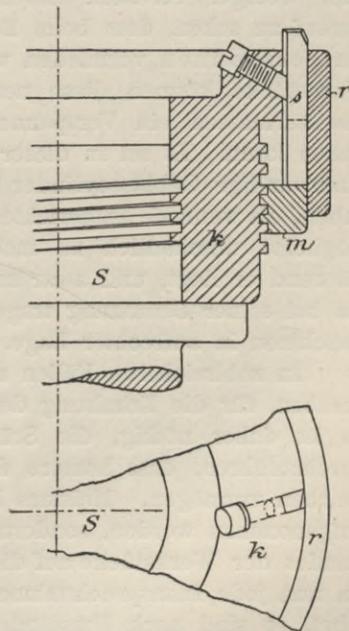


Fig. 224.

<sup>1)</sup> Vergl. Dingl. polyt. Journ. 1895, Bd. 296, S. 207, mit Abb.

Enden der Messer  $s$  gegen einen genau gedrehten Bund des Körpers  $k$ , sodass die Schneiden der Messer gleichmässig hervorragen, wenn sie genau gleichmässig angeschliffen sind. Der durch Fig. 223 und 224 dargestellte Fräskopf<sup>1)</sup> ermöglicht, von vornherein die Messer länger zu machen und sie nach Bedarf aus dem Körper  $k$  hervorragen zu lassen. Es bezeichnet  $S$  die Fräzerspindel,  $r$  den warm aufgezogenen Reifen und  $m$  eine Mutter, gegen deren flache Seite die Messer  $s$  sich stützen. Bemerkenswerth ist, dass die Druckschrauben nicht unmittelbar auf die Messer wirken, sondern unter Vermittlung eingelegter Klötzchen.

## B. Verbindung der Werkstücke mit den Maschinen. Einspannen und Aufspannen.<sup>2)</sup>

### 1. Allgemeines.

Die Befestigung der Werkstücke an der Maschine findet statt, um jene zu den ebenfalls mit der Maschine verbundenen Werkzeugen in bestimmte gegensätzliche Lagen zu bringen, bezw. in bestimmten Bahnen gegensätzlich zu bewegen. Man bearbeitet die Werkstücke im befestigten Zustande. Hat sonach das Ein- und Aufspannen eine (elastische) Umgestaltung der Werkstücke zur Folge gehabt, so wird die Gestalt, welche man ihnen im aufgespannten Zustande gegeben hat, mit dem Lösen der Befestigungsmittel geändert, d. h. der Zweck der Bearbeitung mehr oder weniger vereitelt. Es ist daher in erster Linie mit aller Sorgfalt darauf zu sehen, dass beim Befestigen der Werkstücke an der Maschine ein Verspannen vermieden wird. Schon durch das eigene Gewicht der Werkstücke können diese nennenswerthe Verbiegungen erfahren, sodass gewissermassen ein Verspannen derselben durch ungeschickte Lage entstehen kann. Es sei in dieser Beziehung z. B. an grosse, verhältnissmässig dünnwandige Gebläsecylinder erinnert, welche liegend eine andere Gestalt haben, als wenn sie aufgerichtet sind. Man bohrt oft, um die Durchbiegungen möglichst unschädlich zu machen, den liegend zu benutzenden Cylinder während er liegt, und zwar an denjenigen Stellen unterstützt ist, welchen ihn bei seiner Benutzung tragen; dagegen bohrt man die Stiefel stehender Maschinen in aufrechter Lage.

In zahlreicheren Fällen sind diejenigen Drücke, welche die Werkzeuge ausüben, für die Erhaltung der freien Gestalt der Werkstücke gefährlich. Es ist daher nöthig, die Stützung und Befestigung der Werkstücke so durchzuführen, dass letztere den Werkzeugen nicht nennenswerth auszuweichen vermögen. Meistens können diese Drücke nicht in gerader Linie aufgenommen werden, sondern sind unter Benutzung des Biegungswiderstandes der Werkstücke auf die Befestigungs- und Stützstellen zu übertragen. Da nun jede Inanspruchnahme auf Biegung ein gewisses Nachgeben herbeiführt, so sind nach Umständen besondere, dieses Nachgeben auf ein zulässiges Maass beschränkende Stützungen vorzusehen.

<sup>1)</sup> American Machinist, 11. Jan. 1894, mit Abb.

<sup>2)</sup> Zusammenstellung aller bekannten Vorrichtungen zum Einspannen der durch Abdrehen zu bearbeitenden Gegenstände, von Karl Karmarsch, in den Jahrbüchern des Wiener polyt. Instituts, 1823, Bd. 4, S. 241, S. 284; 1824, Bd. 5, S. 40; 1826, Bd. 8, S. 237; 1827, Bd. 10, S. 93.

Behufs Befestigung der Werkstücke wird — wie bei dem Verbinden der Werkzeuge mit den Maschinen — in grossem Umfange von der Reibung Gebrauch gemacht. Der Druck, welcher solche Reibung verursacht, ist naturgemäss viel grösser als der Druck des Werkzeuges, dem durch die Reibung entgegengetreten werden soll, sodass durch derartiges Aufspannen die Gefahr des Verspannens nur noch vergrössert wird.

Man sucht das Ein- oder Aufspannen, wie auch das Losnehmen der Werkstücke möglichst rasch auszuführen. Der betreffende Zeitaufwand ist namentlich dann von Bedeutung, wenn die eigentliche Bearbeitung nur wenig Zeit in Anspruch nimmt. Alsdann werden die Aufspannvorrichtungen oft besonders in Rücksicht auf rasches Befestigen und Lösen der Werkstücke ausgebildet.

Die Verbindung der Werkstücke mit der Maschine erfolgt entweder unter Vermittelung eines Aufspanntisches oder einer Aufspannplatte, die bei kreisrunder Gestalt und an einer drehbaren Spindel befestigt den Namen Planscheibe führt und weiter in Futter und Dorne übergeht, oder mittels Spitzen und Mitnehmer, denen sich Brillen anreihen, oder endlich durch schraubstockartige Vorrichtungen.

## 2. Befestigen der Werkstücke auf ebener Platte.

Selbstverständliche Voraussetzung für den Erfolg dieses Aufspannens ist genügende Starrheit der Platten; meistens verlangt man auch ziemliche Genauigkeit der Aufspanfläche.

Am schonendsten für die Werkstücke ist deren Befestigung mittels Kittens. Auf die ebene Platte oder Kittscheibe lässt sich mit Hilfe geeigneter Kitten, mittels Wachs, Lack, aber auch mittels leicht schmelzbarer Legirungen (also durch Löthen) der Gegenstand so befestigen, dass das Befestigungsmittel keinerlei Drücke auf ihn ausübt. In gleichem Sinne werden Werkstücke auf ebenen Platten durch Hinter- und Umgiessen von Gips oder Cement, oder durch Eindringen in Gips- oder Cementbrei befestigt. Es ist jedoch dieses Befestigen recht zeitraubend, namentlich wenn man auf das Erhärten des Bindemittels warten muss, und verursacht auch das Losnehmen ziemlich grossen Zeitaufwand, so dass diese Aufspanverfahren zu den Ausnahmen gehören.

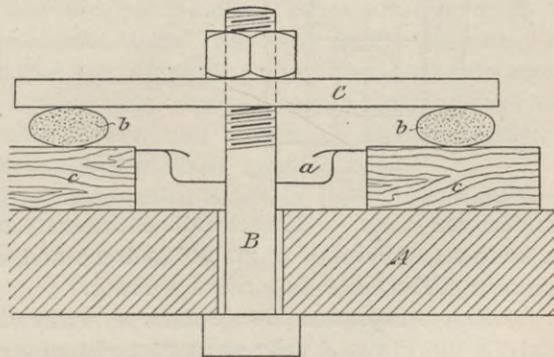


Fig. 225.

In der Regel bevorzugt man die Befestigung durch Schrauben.

Behufs Anbringens der Schrauben wird die Aufspanplatte mit Löchern oder mit sogen. Aufspannruthen versehen. In Fig. 225 bezeichnet *A* die Aufspanplatte, *B* eine Schraube, welche durch ein Loch der Platte *A* gesteckt ist und zum Anziehen des (Auf-)Spanneisens *C* dient. Ein Rädchen, dessen Nabe *a* im Hintergrunde der Abbildung zu sehen ist, wird mit

seinen Armen *b* durch das Spanneisen *C* kräftig gegen die Unterlegklötzen *c* gedrückt, die gegen *A* gelegt sind.

Solche mit Schraubenlöchern versehene Aufspannplatten verwendet man meistens nur, wenn das Hindurchschieben der Schrauben bequem stattfinden kann, z. B. als sogen. Planscheiben. Liegende Aufspannplatten werden fast immer mit Aufspannuthen versehen. Fig. 226 stellt eine Aufspannuth mit schwalbenschwanzförmigem Querschnitt dar. Unterstützungs-klötzchen *c* sind zwischen die Platte *A* und das Werkstück *b* gelegt; das Spanneisen *C* legt sich mit seinem einen Ende auf eine zufällig vorspringende Leiste des Werkstücks *b*, mit dem anderen Ende auf ein Hilfsklötzchen. Um den Schraubenkopf in die Nuth zu bringen, ist diese — wie die Grundrissfigur erkennen lässt — an einem oder beiden Enden erweitert, wenn

sie nicht überhaupt frei endet. Es kommt aber auch vor, dass man den Schraubenkopf schmal genug macht,

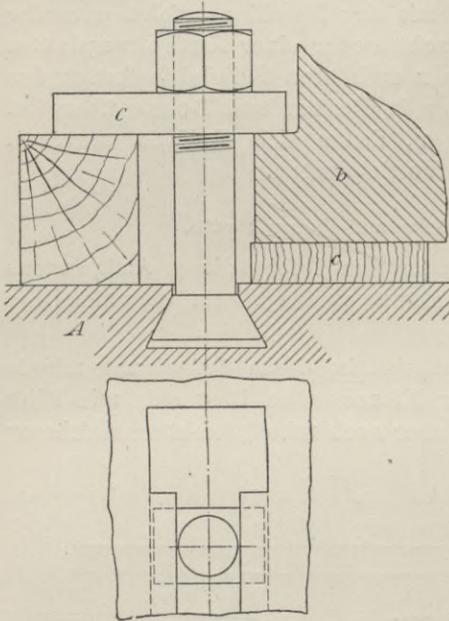


Fig. 226.

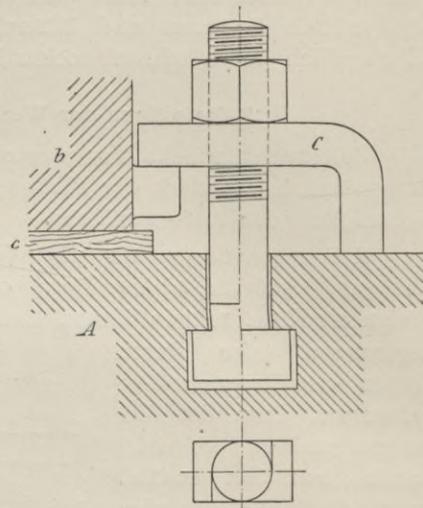


Fig. 227.

um ihn von oben in den schwalbenschwanzförmigen Querschnitt einschieben zu können; er wird hier um  $90^\circ$  gedreht und emporgezogen, so dass er sich nunmehr nicht mehr zu drehen vermag.

Beim Anspannen der Schraube wirkt der Schraubenkopf als Keil, weshalb die Platte *A* sehr stark gemacht, unter Umständen mit Versteifungsrippen versehen werden muss, um sie gegenüber jener Keilwirkung vor Verbiegungen zu schützen.

Die Aufspannuth mit  $\perp$ förmigem Querschnitt, Fig. 227, ist im allgemeinen beliebter als die vorige. Man macht den Kopf der Schraube entweder schmal, so dass er von oben in die Nuth eingesteckt werden kann, und bringt nahe dem Kopf Nasen an, die, indem sie sich gegen die Seitenflächen der Nuth legen, beim Anziehen der Mutter die eigenmächtige Drehung der Schraube hindern, oder man verwendet den gewöhnlichen vierkantigen Schraubenkopf, in welchem Falle Erweiterungen der Nuth, etwa nach dem Grundrissbild Fig. 228 nöthig sind, um den Schraubenkopf in die Nuth senken zu können. Die grösseren Schraubenköpfe — sowohl

die vierkantigen, als auch die schwalbenschwanzförmigen — sind insofern den schmalen vorzuziehen, als sie der Nuth breitere Auflageflächen darbieten, die sich entsprechend weniger abnutzen; sie leiden aber an dem Uebelstande, dass man sie von der zu ihrer Einsenkung erforderlichen Nutherweiterung bis an den Ort, wo die Schraube gebraucht werden soll, schieben muss, was in vielen Fällen bedingt, die Schrauben vor dem Auflegen des Werkstücks an ihren Ort zu bringen.

Bei Beschreibung der schwalbenschwanzförmigen Aufspannnuth wurde auf die Gefahr des Durchbiegens der Aufspannplatte hingewiesen. Eine solche Gefahr liegt nun — in geringerem Grade — auch vor sowohl bei der mit durchgehenden Löchern, als auch bei der mit  $\perp$  förmigen Nuthen versehenen Aufspannplatte.

Aus Fig. 225 erkennt man ohne weiteres, dass die Schraube *B* auf die Platte *A* biegend wirkt, und wenn man bei dem durch Fig. 227 dargestellten Aufspannbeispiel die Angriffsstellen des Spanneisens nur weiter auseinander gerückt sich denkt, so kommt man zu demselben Ergebniss. Es gilt daher als Regel, dass die Schrauben so nahe als möglich an die Stellen gerückt werden sollen, an welchen das Werkstück sich auf die Platte stützt, also hier bei *c*. Daraus folgt aber die Zweckmässigkeit möglichst vieler Schraubenlöcher bzw. Aufspannnuthen, um dem Arbeiter die Befolgung dieser Regel trotz der Verschiedenartigkeit der Werkstücke zu ermöglichen.

Die Aufspannplatte dient meistens als Anhalt für die Gewinnung der richtigen Lage des Werkstücks; sie soll dann möglichst genau eben sein. Da diese Ebene in Bezug auf ihre Lage zur Maschine benutzt werden soll, so wird sie oft von der betreffenden Maschine selbst erzeugt, z. B. bei Plandrehbänken und Tischhobelmaschinen. Sie wird durch Abnutzung ungenau, muss daher nach einiger Zeit durch Abdrehen oder Abhobeln wieder berichtigt werden. Daher giebt man der neuen Aufspannplatte eine grössere Dicke, als an sich nöthig wäre, und ordnet die Aufspannnuthen so an, dass wiederholtes Nacharbeiten der Platte möglich wird.

In den Bildern der bisher gegebenen Beispiele sind die Stützen *c* des Werkstückes *b* als aus Holz bestehend angenommen. Viele Werkstätten bedienen sich solcher hölzerner Unterlagen, weil diese verhältnissmässig leicht für den Abstand zwischen Platte und Werkstück zugeschnitten werden können. Es ist nun Holz für den vorliegenden Zweck wegen seiner Weichheit wenig geeignet. Man vergegenwärtige sich den wahrscheinlichen Fall, dass bei der durch Fig. 225 dargestellten Befestigungsweise vier Arme *b* unterstützt und anderseits von Spanneisen getroffen werden. Ist eine so genaue Anpassung der Klötzchen *c* zu den Abständen zwischen den Armen *b* und der Platte *A* erreichbar, dass sich bei dem Anziehen der Schraubenmutter die Klötzchen *c* in gleichem Grade zusammendrücken? Ist nicht das Gegentheil wahrscheinlicher, nämlich das Verspannen des Rädchens, so dass dieses, nach stattgehabter Bearbeitung und Lösung von der Planscheibe von der beabsichtigten genaueren Gestalt nennenswerth abweicht? Dasselbe gilt von den übrigen Aufspann-Beispielen, wenn mehr als drei Stützen und Spanneisen angewendet werden, und bei allen, wenn eine bestimmte Lage gegenüber der Aufspannfläche verlangt wird.

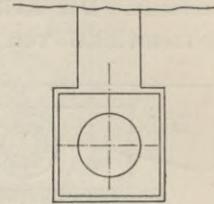


Fig. 228.

Statt der hölzernen Klötzchen solche aus Eisen anzuwenden, ist fast unmöglich, wegen des Zeitaufwandes, der nöthig sein würde, um den Klötzchen genau richtige Dicke zu geben. Man hat deshalb eiserne Keile an Stelle der hölzernen Klötzchen gesetzt, welche jedoch unsicher stützen, da sie das Werkstück meistens nur an der Kante berühren und sich infolge gelegentlicher Erschütterungen leicht lösen. Diese Uebelstände vermeidet die Keilanordnung, welche Fig. 229 in einer Ansicht und einem Querschnitt darstellt. Der Keil  $k$  ruht auf dem Grunde des Schlitzes im Klotz  $a$ . Der Spitzenwinkel von  $k$  ist dem Neigungswinkel der Schlitzsohle gleich, so

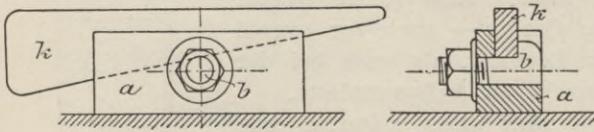


Fig. 229.

dass die obere Schmalseite von  $k$  mit der unteren Fläche von  $a$  gleichlaufend ist. Eine Hakenschraube  $b$  dient zur Befestigung des Keiles, nachdem diesem

die richtige Lage gegeben ist. Man hat diesen Unterlegkeil auch so eingerichtet, dass er mittels einer Schraube feiner einstellbar ist.<sup>1)</sup> Diese Keile sind sperrig; es haben deshalb für vorliegenden Zweck kleine Schraubböcke mehr Anklang gefunden. Fig. 230 zeigt einen solchen Schraubbock im Längenschnitt. In einem röhrenförmigen Körper  $a$  ist eine Schraube  $b$  senkrecht verschiebbar. Eine feste Leiste, welche in eine Längsnuth der Schraube  $b$  greift, hindert diese sich zu drehen, und die Mutter  $c$  dient zum Heben und Sinkenlassen der Schraube. Man kann

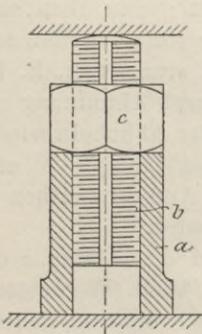


Fig. 230.

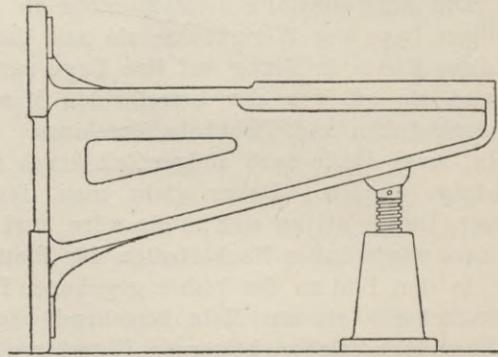


Fig. 231.

auch das Muttergewinde in dem röhrenförmigen Körper anbringen und die Schraube drehen. Dann ist zweckmässig — so wie bei Schraubzwingen gebräuchlich —, auf den kugelförmigen Kopf der Schraube ein Plättchen zu setzen, welches sich nicht mit der Schraube zu drehen braucht, auch beweglich genug ist, um an leicht schräge Flächen des Werkstücks sich anzuschmiegen. Es ist nöthig, eine Zahl solcher Böckchen, und zwar in verschiedener Grösse bereit zu halten, um den verschiedenen Abständen zwischen Werkstück und Aufspannplatte ohne Umstände sich anpassen zu können. In Fig. 231 u. 232, welche einem Preisverzeichniss von G. F. Grotz in Bissingen a. d. Ens entnommen sind, sieht man die beispielsweise Verwen-

<sup>1)</sup> Revue générale des machines outils, Oct. 1889, S. 73, mit Abb.

dung dieser Schraubböcke auch zur Unterstützung des freien Spanneisendes verwendet.

Hat man häufig Gegenstände derselben Art und Grösse aufzuspannen, so verwendet man nicht selten den Werkstücken angepasste Beilagen, statt der einzelnen Stützen. Fig. 233 ist eine solche, zur Aufnahme von Röhren, deren Flanschen mittels Schwärmers abgedreht werden sollen,

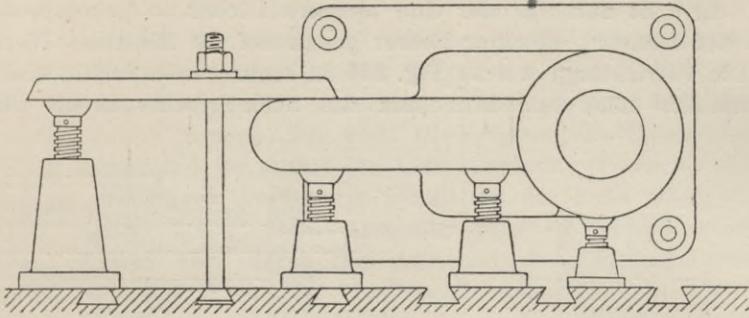


Fig. 232.

dienende Beilage. *a* bezeichnet eine Art Mulde mit Füßen; letztere sind an ihren unteren und Seitenflächen genau gehobelt und legen sich mit diesen gegen die Aufspannplatte *A* und gegen eine an dieser feste Leiste *b*, welche der Mulde und der in ihr liegenden Röhre ohne weiteres die genaue

Richtung geben. In Fig. 234 bezeichnet *a* einen viereckigen Kasten, dessen Seitenwände so ausgeklinkt sind, dass die Flanschen von T-Stücken in ihnen

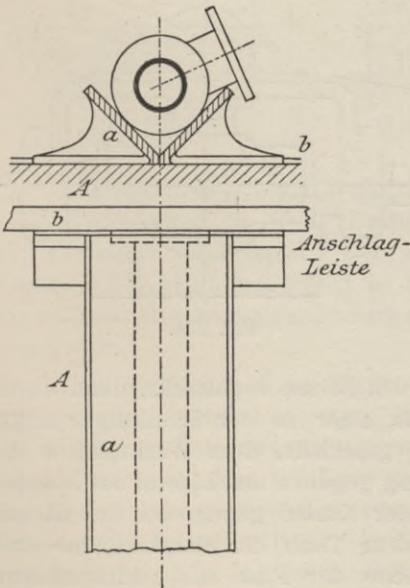


Fig. 233.

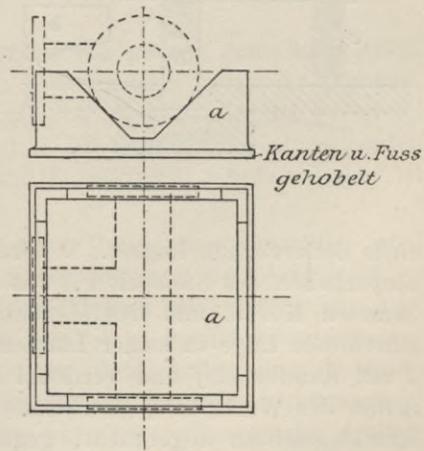


Fig. 234.

ihre Stützung finden. Diese Beilage benutzt man beim Aufspannen von T- und auch Bogen-Stücken, wenn deren Flanschenflächen bearbeitet und Flanschenlöcher gehobelt werden sollen. Eine am Fuss des Kastens ringsum laufende gehobelte Leiste wird mit einem ihrer Theile gegen eine an der Aufspannplatte feste Leiste gelegt, um sofort die geeignete Rich-

zung zu erreichen. Die Befestigung findet durch ein aufgelegtes Spanneisen oder Aehnliches statt.

Aehnliche Beilagen dienen für walzenförmige Gegenstände gleichzeitig zur Gewinnung der richtigen Lage des Bohrers, mittels dessen das Werkstück quer durchbohrt werden soll. In Fig. 235 bezeichnet  $w$  das Werkstück, welches in der keilförmigen Rinne der Beilage  $a$  ruht; eine zweite, ebenfalls mit keilförmiger Rinne versehene Beilage  $b$  ist deckelartig aufgelegt. In  $b$  ist nun ein oder sind mehrere Löcher so gebohrt, dass ein in eins der Löcher gesteckter Bohrer genau auf die Mitte des Werkstücks trifft. Die Vorrichtung, welche Fig. 236 in senkrechtem Schnitt und Grundriss darstellt, dient zum Einbohren des Schmierloches in die Büchse  $w$

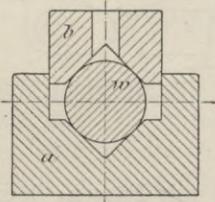


Fig. 235.

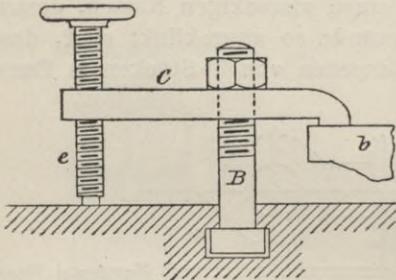


Fig. 237.

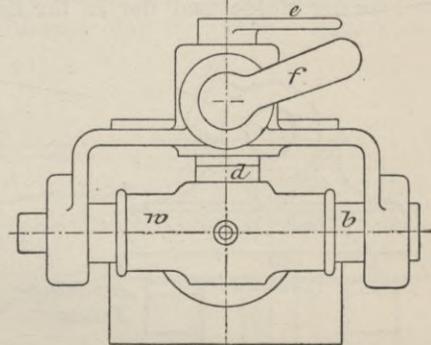
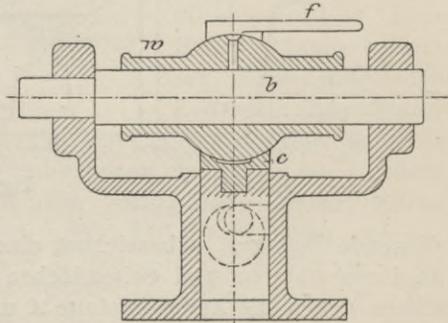


Fig. 236.

eines Sellers'schen Lagers.  $w$  wird auf den Bolzen  $b$  gesteckt, dann durch Emporheben des Stempels  $c$ , was mittels einer in der Schnittfigur ange deuteten Kurbel und des Handhebels  $e$  geschieht, dem Werkstück  $w$  die zutreffende Lage in seiner Längenrichtung gegeben und hierauf der Stempel  $d$  mit Handhebel  $f$  und verdeckt liegender Kurbel gegen eine der flachen Seiten des Werkstücks gedrückt. Auf dem Tisch der Bohrmaschine sind Anschlagleisten angebracht, gegen welche der Fuss dieser Einspannvorrichtung geschoben wird, um ohne weiteres die richtige Lage des Werkstücks unter dem Bohrer zu gewinnen.

Solche Beilagen kommen in sehr verschiedener Ausbildung vor; da letztere nicht allein von der Gestalt der Werkstücke und der beabsichtigten Bearbeitung, sondern auch von der Zahl der gleichartig zu bearbeitenden Werkstücke abhängig ist. Letztere bestimmt den Preis, den man für eine solche „Vorrichtung“ anlegen darf.

Als Stütze für das Spanneisen dient in dem durch Fig. 232 dargestellten Beispiel ein kleiner Schraubbock, welcher gestattet, das Spanneisen genau gleichlaufend zur Aufspannplatte zu legen, so dass er das Werkstück nur winkelrecht gegen die Platte drückt. Nicht theurer, aber eben so gut, ist die in Fig. 237 abgebildete Stützung des Spanneisens *C* mittels einer Schraube *e*, die ihr Muttergewinde in dem Spanneisen findet. Meistens hält man so genaue Einstellung der Höhe des Spanneisens, wie die beiden zuletzt genannten Verfahren sie bieten, nicht für erforderlich, vielmehr eine Abstufung der Höhen für genügend. Alsdann ist die Stützung des Spanneisens *C*, Fig. 238, durch eine eiserne Treppe *e* bequem. Höhen, welche durch die einfache Treppe nicht zu erreichen sind, gewinnt man durch Zusammensetzen zweier Treppen *e*, Fig. 239. Die Kröpfung des Spanneisens, nach Fig. 227, ist namentlich für senkrechte Aufspannplatten (Planscheiben) handlich, weil sie besonderes, vorläufiges Festhalten der sonst nöthigen Stütze entbehrlich macht; bei grossem Abstände zwischen Aufspannplatte und Spanneisen entsteht aber durch das Anziehen der Befestigungsschraube eine merklich auf das Werkstück einwirkende Schubkraft, welche oft die genaue Lage des letzteren beeinträchtigt.

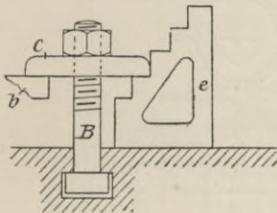


Fig. 238.

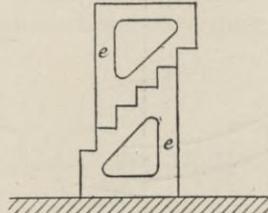


Fig. 239.

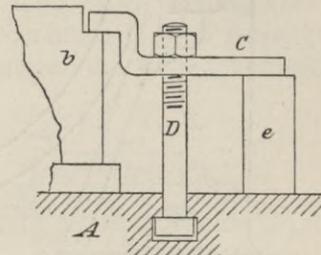


Fig. 240.

Die Spanneisen können nicht immer einfach gerade gemacht werden, sondern erhalten je nach Umständen Krümmungen oder Kröpfungen. Fig. 240 zeigt ein Beispiel. Der zum Auflegen des Spanneisens geeignete Ansatz des Werkstückes *b* liegt so hoch, dass bei Verwendung eines graden Spanneisens die Befestigungsmutter störend hervorragen würde. Daher ist *C* gekröpft.

Eine Verbiegung des Werkstückes oder Verspannen desselben wird am sichersten vermieden, wenn — wie in Fig. 226 und 240 dargestellt — die Drucklinie vom Spanneisen zur Werkstückstütze winkelrecht zur Aufspannplatte liegt. Man ist daher bestrebt, solches zu erreichen, und bringt zu diesem Zweck zuweilen besondere, nur dem Aufspannen dienende Lappen an. Es soll z. B. der verhältnissmässig dünnwandige und flanschenlose Stiefel *a*, Fig. 241, einer Gasmachine auf dem Aufspanntisch *A* einer Ausbohrmaschine befestigt werden. Der Stiefel ist mit vier — an jedem Ende ein Paar — Lappen *b* versehen, welche sich auf die in den Böcken *B* angebrachten Stützschrauben *c* legen. Mittels dieser Schrauben wird zunächst die genau richtige Höhenlage des Stiefels *a* gewonnen, mittels der Flügelschrauben *e* die Lage seiner Axe in wagrechter Richtung. Die Schrauben *e* haben nur den Zweck, das Werkstück genau verschieben zu können, nicht aber das Werkstück festzuhalten. Hierzu sind vielmehr die

Schrauben  $d$  bestimmt, welche genau über den Schrauben  $e$  liegen, also das Werkstück nicht verspannen können.

Hierher gehört auch die durch Fig. 242 dargestellte Aufspanvorrichtung. Sie ist bestimmt zum Befestigen von Riemenrollen und dergl. an Planscheiben, aber in entsprechend abgeänderter Gestalt auch für manche andere Zwecke brauchbar. An der Planscheibe  $A$  ist eine Hülse  $B$  festgeschraubt, in welcher der Bügel  $C$  mit seiner zapfenartigen Verlängerung verschiebbar steckt und durch Anziehen der Schraube  $E$  festgeklemmt werden kann. Es dient nun  $B$  und  $C$  zunächst — ähnlich dem durch Fig. 230 abgebildeten Schraubböckchen — als ein-

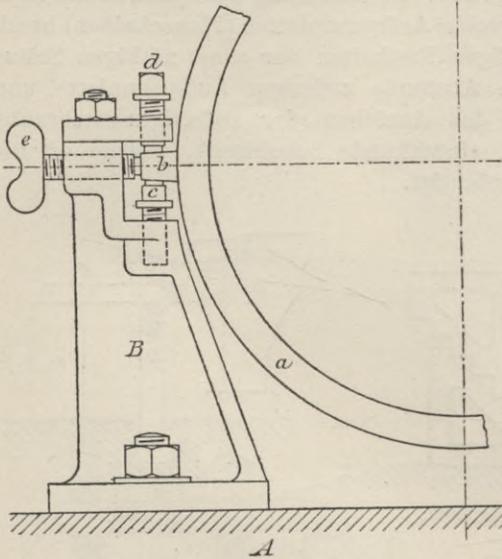


Fig. 241.

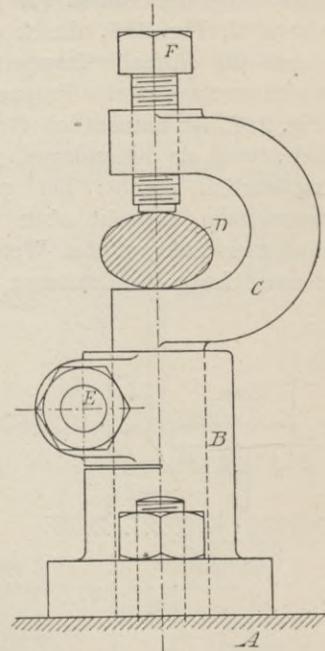


Fig. 242.

stellbare Stütze des Riemenrollenarmes  $D$ . Nachdem die Arme  $D$  auf diese Weise durch ebenso viele Vorrichtungen gleichförmig unterstützt sind, erfolgt ihre Befestigung durch die Schrauben  $F$ .

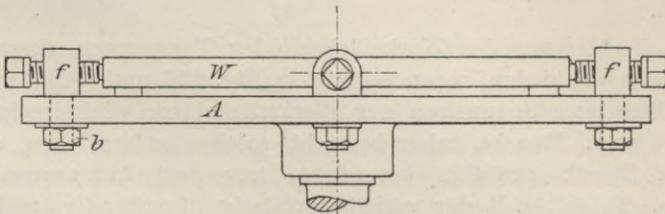


Fig. 243.

Bei den bisherigen Beispielen liegen die Befestigungsschrauben winkerecht zur Aufspanplatte. In vielen Fällen bedingt die Zugänglichkeit zum Werkstück eine zur Aufspanplatte gleichlaufende Lage der eigentlichen Befestigungsschrauben. Zu diesem Zweck werden geeignete Muttern als sogenannte Frösche an den Aufspanplatten angebracht.

Fig. 243 stellt eine Planscheibe  $A$  dar, an welcher das Werkstück  $W$ ,

z. B. eine runde Scheibe, mittels vier Schrauben, deren Muttergewinde in den Fröschen  $f$  sich befindet, festgehalten wird. An  $f$  sitzen Zapfen, die durch Löcher der Planscheibe  $A$  gesteckt und an der Rückseite der letzteren Muttern  $b$  tragen, mittels welcher die Schultern der Frösche  $f$  fest gegen die Aufspannplatte gezogen werden. Wenn die Aufspannplatte statt der Löcher Aufspannnuthen enthält, so sind die Frösche anders gestaltet, z. B. nach Fig. 244. Hier liegt die Druckschraube  $c$  gleichlaufend zu den

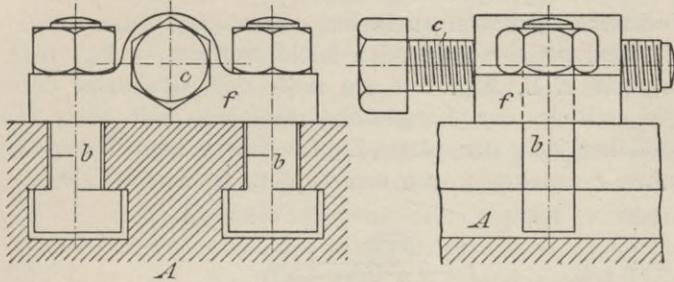


Fig. 244.

Nuthen, weshalb der Frosch nur durch Reibung festgehalten werden kann; man hat deshalb den Frosch  $f$  mittels zwei Schrauben  $b$  an  $A$  befestigt. In Fig. 245 liegen die Druckschrauben  $c$  quer gegen die Aufspannnuthen.

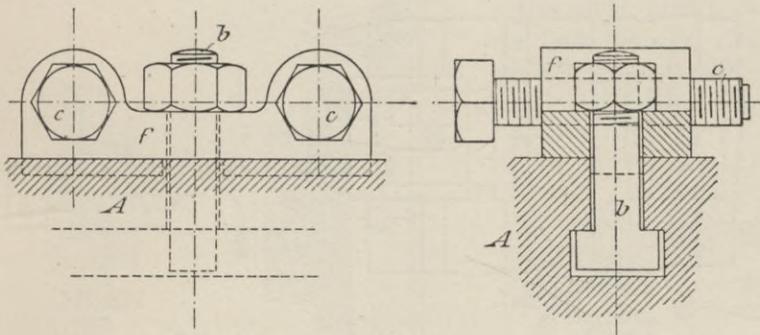


Fig. 245.

Man kann daher eine am Frosch nach unten vorspringende Leiste in die Nuth greifen lassen und die weitere Befestigung des Frosches  $f$  einer Schraube  $b$  zumuthen.

Werkstücke, welche zwischen solche Frösche gespannt sind, bieten die ganze von der Aufspannplatte abgewendete Fläche dem Werkzeug dar. Sollen dünnere Werkstücke unter dem Druck

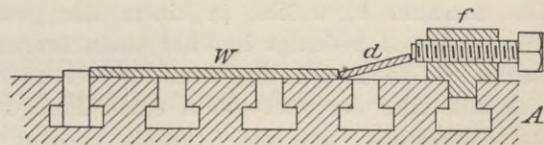


Fig. 246.

der Werkzeuge nicht ausweichen, so müssen sie glatt auf der Aufspannplatte liegen oder womöglich in ganzer Ausdehnung unterstützt werden. Es ist ferner darauf zu achten, dass — bei dünnen Gegenständen — der Druck nicht unter deren Mitte liegt, weil andernfalls leicht ein Emporbiegen des Werkstücks eintritt.

Da das gleichförmige Unterstützen der Werkstücke gewisse Unbequemlichkeiten mit sich führt, die Frösche aber erheblich höher sind, als die Dicke der hier in Rede stehenden Werkstücke beträgt, so verwendet man wohl das in Fig. 246 dargestellte Befestigungsverfahren. Das Werkstück *W* legt sich mit dem einen Rande gegen eine, in eine den Aufspannuthen geschobene Leiste *l*, gegen den anderen Rand drückt die Hilfsplatte *d*, gegen welche sich die Spitzen der Schrauben *c* legen.

Um die Schraubenspitzen auch in anderen Fällen nicht unmittelbar auf die Werkstücke drücken zu lassen — letztere werden durch den Druck der sich drehenden Schraubenden leicht verletzt — legt man Zwischenstücke ein, wie z. B. Fig. 247 im Auf- und Grundriss darstellt. Der Frosch *f* ist mittels der Langlochbohrmaschine mit einer Tasche versehen, in welcher sich der platte Zapfen der Beilage *d* verschieben lässt; die Schrauben *c* drücken gegen den Zapfen, welcher den Druck überträgt.

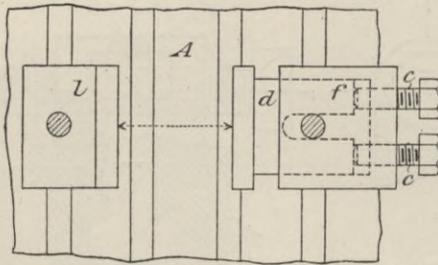
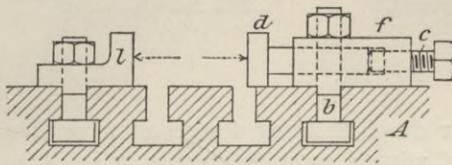


Fig. 247.

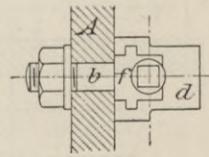
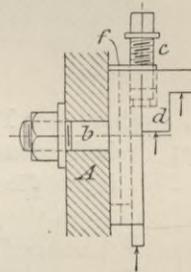


Fig. 248.

*b* bezeichnet die Befestigungsschraube für den Frosch *f* und *l* die letzteren gegenüber angebrachte feste Leiste. Verwandte Ausbildungen giebt es in einiger Zahl; sie gipfeln in Schraubstöcken.<sup>1)</sup>

Auch die Frösche der Planscheiben werden in ähnlicher Weise ausgebildet. Fig. 248 zeigt eine derartige Vervollkommnung in zwei Ansichten. Die Schraube *b*, welche in einem der gewöhnlichen Aufspannlöcher der Planscheibe *A* befestigt ist, hat einen breiten Kopf *f*, welcher von einem Schieber *d* so umfasst ist, dass letzterer an ersterem sich gut führt; *d* legt sich mit einer der drei durch einen Pfeil ausgezeichneten Flächen gegen das Werkstück, und die Schraube *c* dient zum Anspannen. Eine etwas andere Ausführungsform findet man in unten verzeichneten Quellen<sup>2)</sup> beschrieben.

Bei der Anordnung, welche Fig. 249 darstellt, bleiben die Spann-

<sup>1)</sup> Vergl. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1891, S. 128, mit Abb. Amer. Mach. Febr. 1895, mit Schaubild.

<sup>2)</sup> Engineer, 1884, Bd. 59, S. 433. Dingl. polyt. Journ. 1885, Bd. 257, S. 54.

backen  $d$  regelmässig mit der Planscheibe verbunden. Die Planscheibe  $A$  ist mit drei oder vier in der Halbmesserrichtung liegenden Schlitten versehen, in welchen an  $d$  ausgebildete Zapfen Führung finden. Diese vierkantigen Zapfen endigen in Schraubbolzen  $b$ , mit deren Muttern die langen Schultern von  $d$  gut gegen die Vorderseite der Planscheibe gedrückt werden. In den mehrerwähnten Zapfen befindet sich das Mutter-

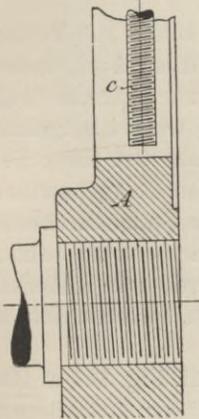
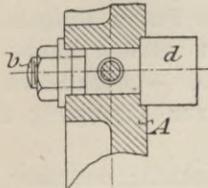
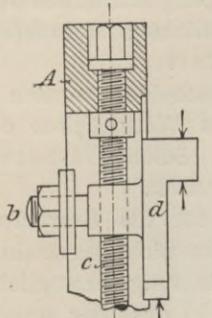


Fig. 249.

gewinde zu den langen Schrauben  $c$ , welche am Rande der Planscheibe so gelagert sind, dass sie nur gedreht werden können; letzteres geschieht mit Hilfe eines aufgesteckten Rohrschlüssels. Es werden die Spannbacken  $d$  sowohl benutzt, um von aussen nach innen gegen die Werkstücke zu drücken, als auch um diese in entgegengesetzter Richtung aufzunehmen.

Wenn die Planscheibe fast immer zum Aufspannen kreisrunder Gegenstände benutzt werden soll, so macht man sie selbstausrichtend, d. h. macht die Lage der Spannbacken so von einander abhängig, dass die zum Befestigen der Werkstücke dienenden Flächen jederzeit gleich weit von der Drehaxe der Planscheibe

entfernt sind. Das kann geschehen, indem man jede Schrauben  $c$  mit einem Kegelrad versieht, in welche Räder ein gemeinsames, ringförmiges Rad greift,<sup>1)</sup> oder, indem man statt der Schrauben

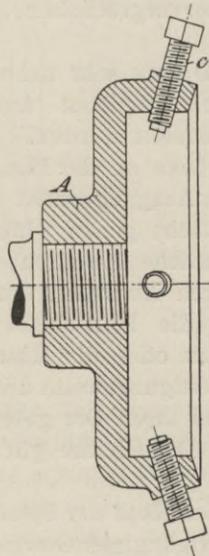


Fig. 250.

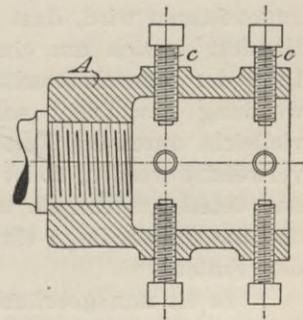


Fig. 251.

einen drehbaren Ring mit spiralförmiger Nut, in welche Zähne der Spannbacken greifen, verwendet,<sup>2)</sup> oder Schrauben mit linkem und rechtem Gewinde benutzt.<sup>3)</sup>

Für kleinere, häufig vorkommende Werkstücke lohnt sich die Anwendung verstellbarer Frösche nicht; man bringt die Befestigungsschrauben  $c$ , Fig. 250, in diesem Falle in dem aufgestülpten Rande der Planscheibe  $A$  an, und nennt die ganze Aufspannvorrichtung Futter. Die Schrauben  $c$

<sup>1)</sup> Barassin, Dingl. polyt. Journ. 1864, Bd. 173, S. 85.

<sup>2)</sup> Westcott, Dingl. polyt. Journ. 1874, Bd. 211, S. 415.

<sup>3)</sup> Reid, Dingl. polyt. Journ. 1874, Bd. 214, S. 370.

werden winkelrecht zur Axe des Futters, oder gegen diese geneigt angeordnet, letzteres, um die Werkstücke sicher gegen die Sohle des Futters zu legen. Für Gegenstände geringeren Durchmessers, welche in einiger Entfernung vom Futter bearbeitet werden sollen, verwendet man — nach Fig. 251 — zwei Gruppen von Befestigungsschrauben *c*.

Behufs Schonung der Werkstücke legt man zwischen diese und die Spitzen der in Fig. 250 und 251 angegebenen Befestigungsschrauben sogenannte Backen, die in geeigneter Weise vor gelegentlichem Herausfallen geschützt werden. Man nennt solche Futter Backenfutter.

Häufiger als die Einspannvorrichtungen der Planscheiben werden die Backenfutter so eingerichtet, dass sie die Axe des Werkstückes ohne weiteres in die Axe der Drehbankspindel bringen. Solche selbstausrichtende Futter finden sich in mannigfachen Bauweisen.<sup>1)</sup>

Soweit das Werkstück im Futter steckt, ist es für die Bearbeitung unzugänglich, so dass dieser Theil verloren geht, wenn nicht Massnahmen getroffen werden, welche seine demnächstige Bearbeitung ermöglichen. Hierher gehört die Durchbohrung der Arbeitsspindel, so dass der stangenartige Rohstoff durch die hohle Spindel geschoben, im Futter festgehalten und am, aus diesem hervorragenden Ende bearbeitet werden kann. Ist dieses Ende fertig gestellt, so wird es abgestochen und — nach Lösen des Futters — die Stange so weit hervorgeschoben, wie zur Erzeugung eines weiteren Werkstückes ausreicht.

Mit den Futter sind die Dorne sehr nahe verwandt; da diese bei Erörterung des Befestigens zwischen Spitzen eine Rolle spielen, so sollen sie an der genannten Stelle behandelt werden.

Bei Befestigung der Werkstücke an der Planscheibe bildet die Vorderfläche der letzteren vielfach den Ausgangspunkt für das Ausrichten, indem angenommen wird, dass diese Fläche genau winkelrecht zur Drehaxe liegt. Handelt es sich um eine eigentliche Plandrehbank, so wird die genaue Lage der Planscheibenfläche durch Abdrehen derselben am Ort ihrer Verwendung gewonnen; soll aber die Planscheibe zeitweise fortgenommen, vielleicht durch ein Futter ersetzt oder die Maschine als Spitzendrehbank verwendet werden, so ist die Befestigungsweise der Planscheibe so zu wählen, dass letztere, wenn sie wieder an ihren Ort gebracht wird, mit Sicherheit die alte genaue Lage einnimmt. Das Gleiche gilt von den selbstausrichtenden Futter.

Es ist nun gebräuchlich, den Kopf der Spindel (vergl. Fig. 137 u. 138, S. 76 u. 77) mit sogenanntem scharfgängigen Gewinde und einem anschliessenden Bund zu versehen, so dass die Planscheibe, bezw. das Futter, durch Aufschrauben bis zum festen Anliegen an den Bund eine gesicherte Lage erhält. Diese Befestigungsweise ist nun nicht so zuverlässig, als sie zu sein scheint, indem zwischen den Gewindegängen der Spindel und denjenigen

<sup>1)</sup> Mitth. d. Gewerbevereins für Hannover, 1855, S. 227. The mechanics magazine, Jan. 1859, S. 30. Wedding, Berliner Verhandl. 1869, S. 147. Polyt. Centralbl. 1873, S. 1325; Dingl. polyt. Journ. 1874, Bd. 211, S. 415; 1876, Bd. 221, S. 422; Revue industrielle, Dec. 1881, S. 485; Scientific American, Sept. 1881, S. 157; Annales industr. Febr. 1882, S. 280; Iron, Jan. 1884, S. 46; Nov. 1884, S. 443; Engineering, Oct. 1884, S. 318; The Engineer, Dec. 1884, S. 433. Schwarz, D. R.-P. Nr. 5329, 7414, 18373. Dingl. polyt. Journ. 1879, Bd. 231, S. 320; Iron, April 1886, S. 336; Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1886, S. 593; 1891, S. 855; 1892, S. 578; sämtliche Quellen mit Abbildungen.

der Planscheibe ein gewisser Spielraum liegt. Fig. 252 ist ein theilweiser Schnitt durch die Spindel  $S$ , deren Bund  $b$  und die Nabe  $F$  der Planscheibe. Indem die Hinterseite der Nabe fest gegen den Bund gedrückt ist, sind die linksseitigen Flächen der in  $F$  befindlichen Gewindegänge von den gegenüberliegenden des Spindelgewindes abgerückt; nur die rechtsseitigen Flächen der ersteren liegen fest an den Gewindegängen der Spindel, woraus eine gewisse Unsicherheit der Lage von  $F$ , gegenüber der Spindel  $S$ , sich ohne weiteres ergibt.<sup>1)</sup> Um die Befestigung zweifelloser zu machen,

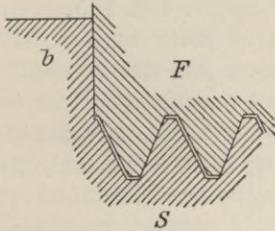


Fig. 252.

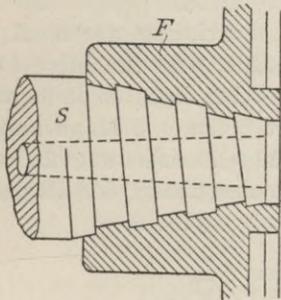


Fig. 253.

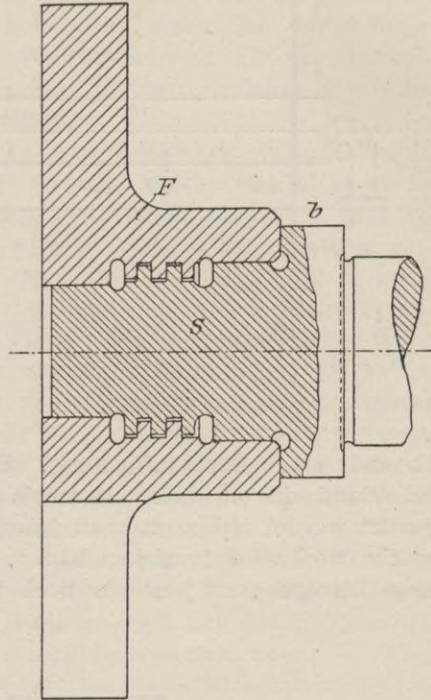


Fig. 254.

ist vorgeschlagen,<sup>2)</sup> nach Fig. 253, das Spindelende kegelförmig zu machen und ihm ein nur seichtes Gewinde zu geben, so dass sich die Bohrung der Planscheibe  $F$  mit breiten, schlank kegelförmigen Flächen auf den Kopf der Spindel  $S$  legt. Nach einem anderen Vorschlag soll die gegensätzliche Lage der Planscheibe  $F$ , Fig. 254, zur Spindel  $S$  in erster Linie durch zwei sehr schlanke Kegelflächen geboten werden, während den zwischen diesen Kegelflächen befindlichen Gewindegängen nur das Andrücken in der Axenrichtung zufällt. Eine ähnliche Befestigungsweise ist (vergl. Fig. 211, S. 108) für Fräser angeführt.

### 3. Stützung der Werkstücke zwischen Spitzen.

Indem die Spitzen zweier Kegel mit gemeinschaftlicher Axe in entgegengesetzter Richtung in geeignete Vertiefungen des Werkstücks gedrückt werden, wird letzteres so gehalten, dass es sich nur um diese Axe zu drehen vermag (vergl. Fig. 161, 162, 166, S. 87 u. 89). Kommt ein Mittel hinzu,

<sup>1)</sup> Vergl. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingenieure 1892, S. 577.

<sup>2)</sup> American machinist, 26. Febr. 1891.

welches diese Drehung hindert, so wird das Werkstück überhaupt festgehalten; wirkt aber ein Mittel in bestimmter Weise drehend auf das Werkstück, — der am häufigsten vorkommende Fall — so greift die ganze Einrichtung bereits über die vorliegende Aufgabe: das Werkstück mit der Maschine zu verbinden, einigermaßen hinaus. Sie wird zur Werkzeugmaschine, wenn man noch dem Werkzeug eine sichere Lage bietet.

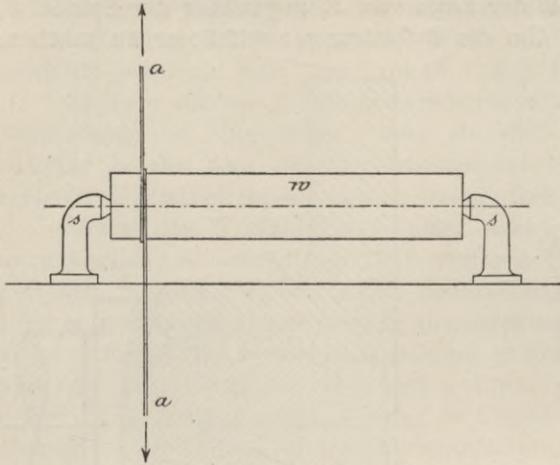


Fig. 255.

die andere die Rücklaufrichtung. Es wird erzählt, dass im Jahre 1779 in Schottland eine 4" dicke eiserne Welle behufs Abdrehens so in Bewegung gesetzt wurde, indem man an jedem Ende des Seiles *a* 8 Mann aufstellte, welche wechselnd zu ziehen hatten. Für die Metallbearbeitung findet man diese Bewegungsart jetzt nur noch bei den Drehstühlen der Uhrmacher;

Bis zum Ende des 18. Jahrhunderts diente fast ausschliesslich als Bewegungsmittel eine Schnur *a*, Fig. 255, welche ein, oder auch wohl zweimal um das Werkstück *w* geschlungen war und wechselnd nach der einen und nach der entgegengesetzten Richtung gezogen wurde, so dass das Werkstück wechselnd eine Zahl Rechtsdrehungen und dann eine Zahl Linksdrehungen machte; die eine Drehrichtung war die Arbeits-

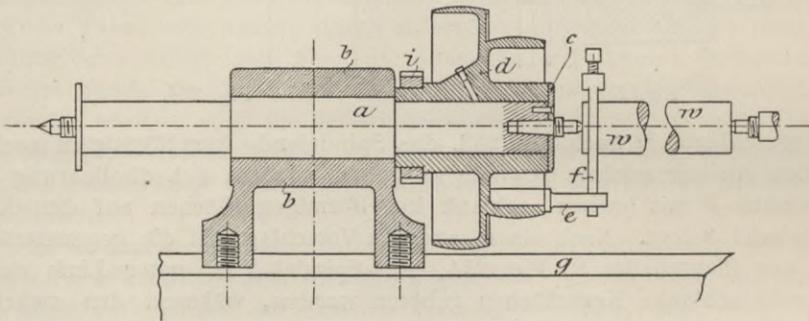


Fig. 256.

für Holzdrehbänke kommt sie ebenfalls noch vor. Sie ist indessen so unwichtig geworden, dass der vorliegende Hinweis für ihre Würdigung genügt.

Man will eine stetige Drehung des Werkstücks, selbst wenn die Muskelkraft der Menschen sie hervorzubringen hat, und bewirkt sie durch eine um die Axe der Spitzen sich stetig drehende Scheibe oder dergl., die sogenannte Mitnehmerscheibe, die mit Hilfe eines aus ihr hervorragenden Stiftes, den Mitnehmerstift, auf eine am Werkstück befestigte Hervorragung, den Mitnehmer, oder eine zufällig hierzu geeignete Stelle des Werkstücks wirkt.

Fig. 256 stellt eine derartige Einrichtung für eine Bolzendrehbank dar. Auf dem Bett *g* ist ein Bock *b* befestigt, in welchem eine Spindel *a* fest steckt. An jedem Ende dieser festen Spindel ist eine Spitze angebracht, und diesen gegenüber befinden sich Reitstockspitzen, so dass links und rechts von *b* Gelegenheit zum Einspannen von Werkstücken *w* geboten ist, also eine Doppeldrehbank vorliegt. Auf den aus *b* hervorragenden Zapfen von *a* drehen sich lose die Stufenrollen *d*; sie werden durch Scheiben *c*, welche vor den Enden von *a* mittels kleiner Schrauben befestigt sind, am Ablaufen gehindert. An jeder Rolle *d* sitzt ein Mitnehmerstift *e*, welcher beim Umdrehen der Rolle sich gegen den auf *w* festgeklemmten Mitnehmer *f* legt und das Werkstück *w* zu gleicher Drehung zwingt. *i* bezeichnet ein an *d* festsitzendes Rädchen, welches die selbstthätige Verschiebung des Stichel's vermittelt.

Bei der vorliegenden Drehbank ist das Werkstück zwischen todte Spitzen gespannt, d. h. zwischen zwei Spitzen, welche sich nicht an der Drehung betheiligen. Soll eine Drehbank nicht allein zur Bearbeitung von Gegenständen benutzt werden, welche zwischen Spitzen zu befestigen sind, sondern auch für in Futter oder an Planscheiben zu spannende, so bringt es manche Vortheile, wenn man eine der Spitzen in die drehbare Spindel steckt, welche sonst das Futter oder die Planscheibe aufzunehmen hat (vergl. Fig. 137, S. 76; Fig. 154, S. 84). Man nennt sie dann lebende Spitze. Scheinbar ist der Unterschied zwischen todter und lebender Spitze geringfügig, in Wirklichkeit macht er sich sehr fühlbar, sobald es sich um genau sein sollende Arbeiten handelt, weil alle Ungenauigkeiten in der Lagerung der Spindel und jede Abweichung der Spitzenaxe von der Spindelaxe auf die lebende Spitze übergehen und veranlassen, dass die Axe des Werkstückes sich in einer Kegelfläche bewegt, während zwei todte Spitzen diese Werkstücksaxe ohne weiteres festlegen. Es werden aus diesem Grunde neuerdings die lebenden Spitzen da vermieden, wo auf das gelegentliche Benutzen von Futter und Planscheiben verzichtet werden kann.

Es ist die „Spitze“ als Führungsmittel bereits S. 80 besprochen, auch dort schon hervorgehoben, dass die kegelförmige Vertiefung, in welche die Spitze greift, in der Mitte weiter ausgetieft sein soll, um die eigentliche Spitze vor dem Abbrechen zu schützen (Fig. 146, S. 80), so dass sie gewissermassen nur als Merkpunkt dient. Es ist auch schon erwähnt, dass die kegelförmige Vertiefung an ihrer Mündung winkelrecht zur Axe der Spitze, bezw. derjenigen des geführten Gegenstandes begrenzt sein muss, um ringsum gleiches Anliegen herbeizuführen. Demgemäss wird in der Regel nöthig, bei dem Einbohren der kegelförmigen Vertiefung in das noch rohe Werkstück die unmittelbare Begrenzung der Vertiefung zu ebnen, wie Fig. 256 a darstellt.

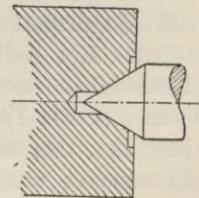


Fig. 256 a.

Die Spitzenentfernung muss einstellbar sein, um sie der Axenlänge des Werkstückes anpassen zu können. Man macht deshalb fast immer diejenige regelmässig todte Spitze, an welcher der Mitnehmer sich nicht befindet, in der Axenrichtung verschiebbar. Ein eiserner Bock, der Reitstock, ist auf dem Bett der Maschine verschiebbar, bei kleineren Reitstöcken mittels der Hand, bei schwereren mit Rad und Zahnstange. Diese Verschiebbarkeit vermittelt die grobe Einstellung. In einer genauen Boh-

zung des Reitstocks  $R$ , Fig. 158—160, S. 86, steckt ein walzenförmiger Körper  $r$ , der Reitnagel, in welchem die Reitstockspitze  $s$  festsetzt. Der Reitnagel ist mittels Schraube und Handrad in seiner Längenrichtung genau zu verschieben; damit er sich nicht willkürlich dreht, ist er — meistens an seiner unteren Seite — genuthet und die Bohrung des Reitstockes mit einer zur Nuth passenden Leiste versehen. Nach dem Einstellen der Reitstockspitze muss der Reitnagel festgeklemmt werden, um zu verhindern, dass er unter der wechselnden Inanspruchnahme der Spitze schlottert. Zu dem Zweck ist in Fig. 158—160 das linksseitige Ende der Reitnagelhülse gespalten und mit Klemmschraube versehen. Es kommen zu gleichem Zweck manche andere Klemmvorrichtungen zur Anwendung, z. B. das durch Fig. 73, S. 49 dargestellte nachstellbare Lager.

Die meisten dieser Einklemmvorrichtungen beanspruchen einigen Raum und erschweren infolgedessen die Zugänglichkeit des Werkstückes. Bei Fräs- und Schleifmaschinen, für die das Einspannen zwischen Spitzen nicht

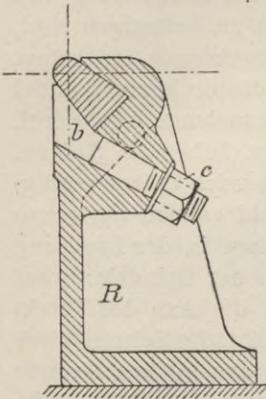


Fig. 257.

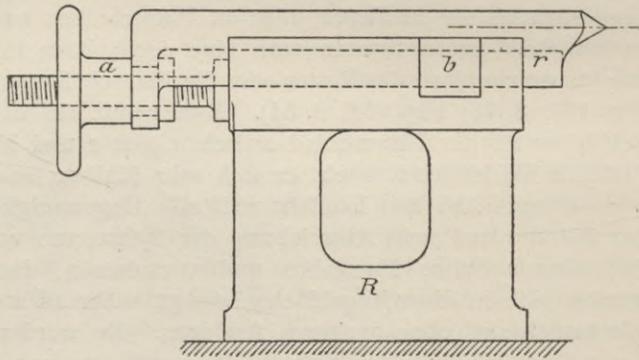


Fig. 258.

selten angewendet wird, ist oft der Raumbedarf des gewöhnlichen Reitnagels schon unbequem. In solchen Fällen wird die Spitze einseitig angebracht, meistens sogar mit dem Führungsstabe, welcher den Reitnagel ersetzt, aus einem Stück gefertigt. Fig. 257 und 258 stellen einen solchen Reitstock in zwei Bildern dar. In einer genauen Nuth des Bockes  $R$  ist der im Querschnitt trapezförmige Reitnagel  $r$  mittels der Mutter  $a$  verschiebbar. Ein Keil  $b$ , welcher in der Nähe der Spitze in einer Aussparung des Reitstockes steckt, kann mittels der Mutter  $c$  angezogen werden, so dass ein sicheres Festklemmen von  $r$  stattfindet. Man erkennt insbesondere aus Fig. 257, das längs eines Viertelkreises der Abstand der Aussenflächen des Reitstockes von der Spitzenaxe nur klein ist.

Die Spitzen werden in ihrer Axenrichtung in Anspruch genommen: a) durch das Gewicht des Werkstücks, b) durch den Druck des Werkzeugs, c) durch den Mitnehmerdruck und d) durch einen zusätzlichen Druck, welcher das gute Anliegen der Spitzenflächen sichert. Ueber die beiden ersten dieser Kräfte sind hier besondere Erörterungen entbehrlich (vergl. weiter unten unter Drehbänke), der durch die Mitnehmer hervorgerufene wird weiter unten näher beleuchtet. Was endlich den unter d) angeführten zusätzlichen Druck anbelangt, so ist dessen Grösse in Zahlen nicht zu bestimmen. Er würde überflüssig sein, wenn die übrigen Drücke genau be-

stimmt und durch die Einstellung der Spitzen genau aufgenommen würden. Ersteres ist sehr umständlich und letzteres nahezu unmöglich. Deshalb ist jener Ueberschuss nöthig, um gelegentliches Schlottern des Werkstückes zu verhüten und die Bemessung seiner Grösse dem Gefühl des Arbeiters zu überlassen. Nun erfahren die Werkstücke unter der Einwirkung der Werkzeuge eine gewisse wechselnde Erwärmung, es ändert sich daher ihre Länge, so dass in manchen Fällen die Einstellung der verschiebbaren Spitze mehrfach stattfinden muss, um einerseits einen zu grossen Druck zu vermeiden, anderseits die Spitzen in guter Fühlung mit den Werkstücken zu erhalten. Das tritt hervor bei dem Schneiden langer Schraubengewinde und besonders beim Schleifen langer, dünner Werkstücke. Man hat deshalb, um die Erhaltung passenden Axendruckes zu sichern, die eine der Spitzen so gestützt, dass sie in der Axenrichtung selbstthätig nachzugeben und wieder vorzudringen vermag.

Fig. 259 stellt die wesentlichen Theile eines derartig eingerichteten, zu einer Schleifmaschine<sup>1)</sup> gehörigen Spindelstockes dar; die Abbildung ist

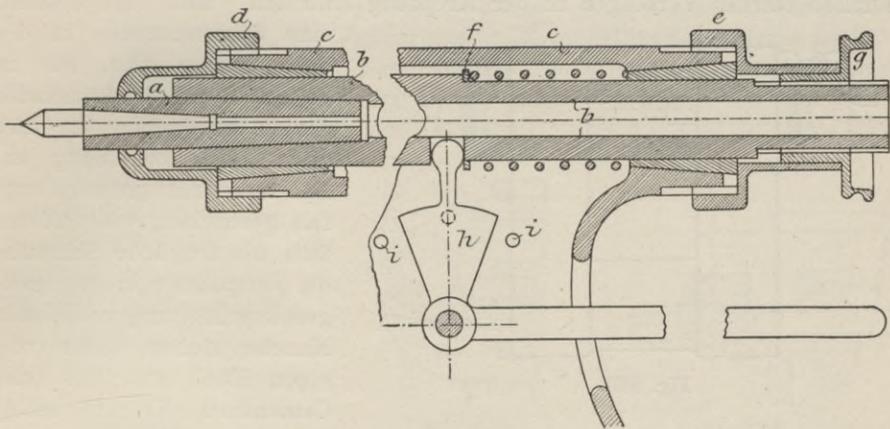


Fig. 259.

in vorliegender Ausführlichkeit wiedergegeben, da dieser Reitstock manche andere Eigenthümlichkeiten enthält. Dahin gehört die grosse Zapfenlänge der Spitze. Dieser Zapfen steckt nicht unmittelbar im Reitnagel *b*, sondern in einem Zwischenstück *a*, welches mit schlanker Verjüngung in *b* ruht. Da *a* nur sehr selten ausgewechselt zu werden braucht, so wird die kegelförmige Bohrung des Reitnagels *b* der Abnutzung fast vollständig entzogen. Reitnagel wie Zwischenstück *a* sind in ganzer Länge durchbohrt und zwar vorwiegend deshalb, um mittels eines hindurch geführten Dornes die Spitze sowohl, als das Zwischenstück hinausstossen zu können. In den Enden der Reitstockhülse *c* sind nachstellbare Backen, nach Fig. 73, S. 49, angebracht; Kappen *d* und *e* dienen zum Anziehen dieser Futter. Die Kappe *d* umgreift das Zwischenstück *a* und ist mit einer Packung versehen, so dass das Eindringen von Schleifstaub verhütet wird. Auf dem Reitnagel *b* sitzt ein Ring *f*, gegen welchen eine Feder drückt, die mit ihrem andern Ende sich gegen das rechtsseitige Futter lehnt. Diese Feder soll den gesammten in der Axenrichtung auf die Spitze wirkenden Druck aufnehmen,

<sup>1)</sup> Iron, Okt. 1885, S. 323.

muss daher eine dementsprechende Spannung haben. Um diese Spannung zu regeln, sitzt auf dem Schwanzende des Reitnagels eine Mutter *g*; sie hat gleichzeitig den Zweck, zu weites Hervorschiessen des Reitnagels *b* zu hindern. Etwa in der Mitte der Länge des Reitnagels befindet sich in diesem ein Loch, in welches der eine Arm des Winkelhebels *h* greift. Dieser Winkelhebel dient zum Zurückziehen des Reitnagels, um das Werkstück zwischen die Spitzen zu bringen; seitliche Druckschrauben *i* können so gegen den plattenförmigen Theil von *h* gepresst werden, dass dieser und damit der Reitnagel *b* fest liegt. Die sonstige Einstellung der Spitze erfolgt wie gewöhnlich durch Verschieben des Reitstockes auf dem Bett der Maschine.

Es gilt das weiter oben über „Verspannen“ Gesagte selbstverständlich auch für das Einspannen zwischen Spitzen: auch hier soll verhütet werden, dass der zum Festhalten dienende Druck das Werkstück nennenswerth verbiegt. Nun würde, wenn man z. B. eine gekröpfte Welle behufs Abdrehens ihres Schaftes ohne weiteres zwischen die Spitzen einer Drehbank legte, ziemlich starkes Verbiegen in der Kröpfung eintreten. Man legt deshalb

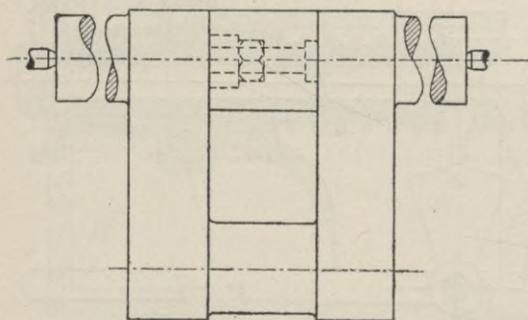


Fig. 260.

eine Spannschraube in die beanspruchte Axe, wie in Fig. 260 durch gestrichelte Linien angegeben ist, und zieht diese vorsichtig an. Das muss mit grosser Sorgfalt geschehen, weil andernfalls die fragliche Schraube ein Verspannen in entgegengesetzter Richtung veranlasst. Manche ziehen daher vor, einen Block aus Gips oder Cement in der Kröpfung selbst

zu bilden, wie die ausgezogenen Linien der Fig. 260 angeben. Nicht treibender Cement scheint für den vorliegenden Zweck am geeignetsten zu sein; man begegnet jedoch auch der Anschauung, dass mässiges Treiben dieses Blockes zweckmässig sei, da er doch durch den Spitzendruck ein wenig zusammengedrückt werde. Von diesem Gesichtspunkte aus ist Gips geeigneter, weil er beim Erstarren sich ein wenig ausdehnt. Auch eine geringe Beimischung von Gips zum Cement verursacht mässiges Treiben und wird deshalb für den vorliegenden Zweck verwendet.

Die Kräfte, welche winkelrecht zur Werkstücks- und damit zur Spitzenaxe auftreten, haben gleichen Ursprung, wie die in diese Axe fallenden, aber sie sind von anderer Bedeutung für das Stützen des Werkstückes, indem sie Biegungen des letzteren und Biegungen der Spitzen verursachen. Diese Biegungen führen ohne weiteres mehr oder weniger bedeutende Ungenauigkeiten mit sich; es ist nöthig, dahin Vorsorge zu treffen, dass diese Biegungen ein erträgliches Maass nicht überschreiten. Es mag schon jetzt bemerkt werden, dass diese biegend wirkenden Kräfte dann am lästigsten sind, wenn sie ihre Richtung wechseln.

Bei kürzeren, kleineren Werkstücken genügen meistens die Spitzen, ohne weitere Beihilfe für die Stützung, bei schweren und bei langen Werkstücken sind Ergänzungen erforderlich.

Behufs Abdrehens der Reifen von Eisenbahnwagenrädern findet man wohl die Spitzen nur zum Ausrichten benutzt, während das eigentliche Stützen der Axen durch Backen stattfindet, welche an den beiden, einander gegenüberliegenden Planscheiben fest geschraubt werden.<sup>1)</sup> An Walzen bildet man, solange die Spitzen sie tragen, nur die beiden Zapfen aus, und stützt sie dann, indem diese Zapfen in Lager gebettet werden.<sup>2)</sup> Nahe verwandt hiermit ist die Stützung durch sogenannte Brillen (Lünetten). Diese unterscheiden sich von dem vorhin angegebenen Verfahren dadurch, dass sie die von den Spitzen gebotene Stützung nur ergänzen. Die Brillen werden in gleicher Weise auch zu weiterer Stützung von in Futterhaken befestigten Werkstücken benutzt, weshalb sie auch in Bezug auf diese hier mit erörtert werden sollen.

Das Wort Brille (oder Lünette) deutet an, dass es sich um einen geschlossenen Ring handelt, in welchem sich — wie die gedrehten Zapfen der Walzen in Lagern — ein bereits rund gedrehter Theil des Werkstückes lagert. Man verwendet thatsächlich im vorliegenden Sinne nicht selten geschlossene Ringe, welche aus Stahl gefertigt und gehärtet sind. Zweitheilige Zapfenlager mit hölzernem Futter, welche früher beliebt waren, sind

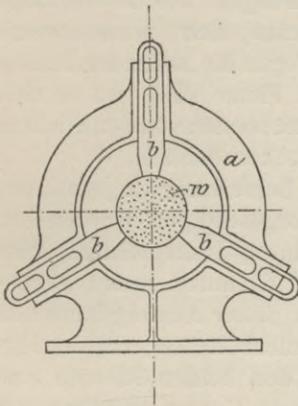


Fig. 261.

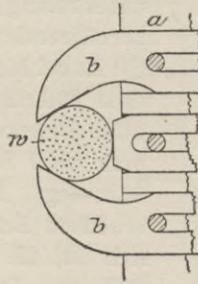


Fig. 262.

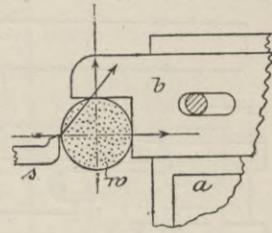


Fig. 263.

fast ganz ausser Gebrauch gekommen. Dagegen verwendet man folgende nachstellbaren, dem vorliegenden Zweck dienenden Einrichtungen. Die eigentlich stützenden Flächen sind durchweg eben, sie berühren das Werkstück je nur in einem schmalen Streifen, weshalb eine möglichst grosse Härte der Flächen selbstverständlich ist. Man kann allgemein die Stützung in allen zur Werkstückaxe winkelrechten Richtungen erreichen, wenn man drei Stützflächen gleichförmig um das Werkstück vertheilt, wie Fig. 261 darstellt. Es sind drei Stahlschienen *b*, deren Enden die Stützflächen bieten, an einem ringförmigen Bock *a* so befestigt, dass sie in der Halbmesserrichtung verstellbar werden können. Diese Bauart leidet an dem Uebelstande, dass das Gestell *a* einen geschlossenen Ring bildet, also sowohl beim Einbringen wie Fortnehmen des Werkstückes Schwierigkeiten bereitet. Etwas bequemer ist die durch Fig. 262 dargestellte Anordnung,<sup>3)</sup> die einer weiteren Erläuterung nicht bedarf; es sei nur erwähnt, dass nach Wegnahme einer der hakenförmig gebogenen Schienen entweder die Brille oder das Werkstück

<sup>1)</sup> Vergl. Dingl. polyt. Journ., 1873, Bd. 209, S. 407, mit Abb.

<sup>2)</sup> Dingl. polyt. Journ., 1861, Bd. 160, S. 252, mit Abb.

<sup>3)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1885, S. 811.

ohne weiteres fortgenommen werden kann. Am verbreitetsten ist die Brille, welche Fig. 263 versinnlicht. In den meisten hier in Frage kommenden Fällen ist der Druck, welchen der Stichel *s* auf das Werkstück ausübt der massgebende. Dieser ist aber durch eine wagrechte und eine senkrechte Fläche aufzuheben. Es ist daher der stützende Theil *b* ein Stahlstab mit rechtwinkliger Ausklüftung, welcher am Ständer *a* in wagrechter und mit diesem in senkrechter Richtung verstellbar werden kann.

Man unterscheidet die Brillen in stehende und laufende. Letztere sind an dem Werkzeugschlitten so befestigt, dass sie dem arbeitenden

Fig. 264.

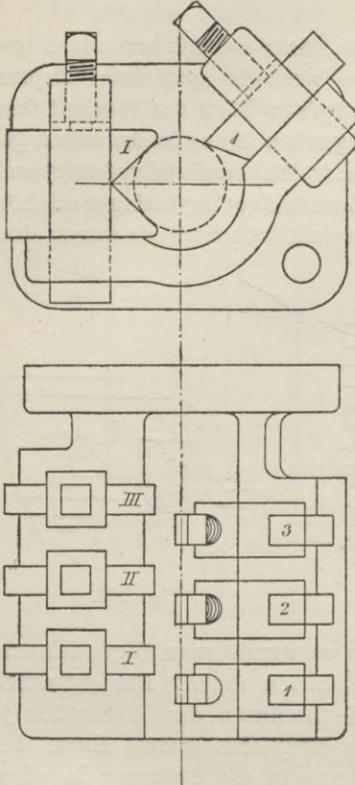


Fig. 265.

Werkzeug unmittelbar folgen, also in unmittelbarer Nähe des letzteren stützen, erstere dagegen werden am Maschinenbett festgeschraubt, behalten ihren Platz längere Zeit und dienen daher nur zur Verkürzung der freien Werkstücklänge. Die stehenden Brillen kommen vorzugsweise für lange Werkstücke in Frage, welche vermöge ihres Eigengewichts sich nennenswerth durchbiegen, wogegen die laufenden Brillen vor allem da am Platze sind, wo es sich um Stützung gegenüber den von den Stichel herrührenden Drücken handelt.

Es sei hier die Bemerkung eingeschaltet, dass mehrfach vorgeschlagen worden ist, diese Drücke dadurch auszugleichen, dass man zwei Stichel einander genau gegenüber legt. Allein dieser Ausweg kann den erhofften Erfolg nicht haben, da unmöglich ist, die von den beiden Stichel ausgehenden Drücke in Grösse und Richtung gleich zu halten. Man legt deshalb, wenn überhaupt mehrere Stichel gleichzeitig angreifen sollen, diese an dieselbe Seite und ihnen gegenüber die stützende Brillenfläche, um sicher zu sein, dass sich das Werkstück immer gegen diese lehnt, oder bedient sich der ausgleichenden Wirkung eines gegenüberliegenden Stichels nur

insoweit, als dieser den einseitigen Druck mildert, so zwar, dass der Ueberdruck immer auf derselben Seite bleibt. Wegen der Elasticität der beiden sich berührenden Dinge — Werkstück einerseits und Stützfläche andererseits — ist ein gewisses Nachgeben nicht zu vermeiden. Liegt der Ueberdruck immer in derselben Richtung, so sind die Schwankungen dieses Nachgebens offenbar geringer, als wenn der Ueberdruck zeitweise von der einen und dann von der entgegengesetzten Seite sich geltend macht. Einige Beispiele mögen das Gesagte erläutern.

Fig. 264 und 265 stellen die Zusammenfassung von drei Drehstichel und drei zugehörigen Brillen einer Drehbank mit Stahlwechsel dar, welche die Niles-Tool-Works in Hamilton, O. liefern.<sup>1)</sup> Das Werkstück ist in einem

<sup>1)</sup> The Iron Age, Mai 1896, S. 1175.

Futter befestigt; es soll mittels der vorliegenden Werkzeugbüchse (box tool) bis auf eine gewisse Länge walzenförmig gedreht werden, worauf mehrere folgende Werkzeuge schrittweise die verlangte Gestalt vollenden und ein letztes Werkzeug das fertige Stück absticht; dann tritt die vorliegende Büchse wieder in Thätigkeit. Das frei aus dem Futter hervorragende Werkstück würde gegenüber den Sticheldrücken in unzulässiger Weise ausweichen. Man hat daher dem Schrubbstichel *1* etwa gegenüber eine Stütze *I* angebracht, die so eingestellt ist, dass sie sich an die von *1* erzeugte Fläche genau anschmiegt und jedes nennenswerthe Ausweichen des Werkstücks verhindert. Den Stichel *2* und *3* liegen in derselben Weise die Stützen *II* und *III* gegenüber, so dass die Drücke der Stichel durch die mit ihnen verbundenen Stützflächen aufgehoben werden, also auf das Werkstück biegend wirkende fast vollständig ausgeschlossen sind. Hierdurch wird erst möglich, sowohl mehrere Stichel gleichzeitig arbeiten, als auch jeden einen kräftigen Span abheben zu lassen.

Bei der mit 4 Sticheln versehenen Werkzeugs-Büchse, welche Fig. 266 im Schnitt darstellt, sind geschlossene Ringe als Brillen verwendet.<sup>1)</sup> Der Stichel *1* dreht das Werkstück *w* auf einen genau in die Büchse *a* passenden Durch-

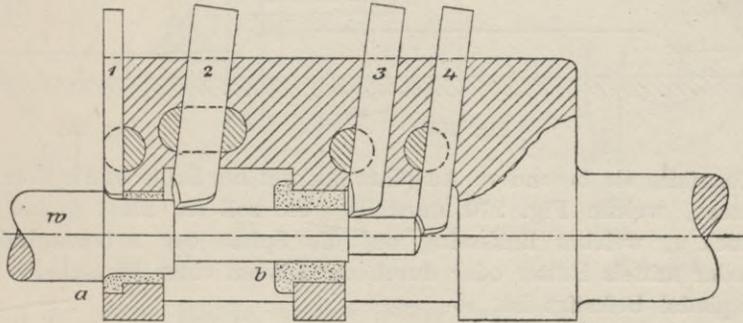


Fig. 266.

messer, sodass es gegen die Drücke der Stichel *1* und *2* in bester Weise gestützt wird. Der Durchmesser, welchen Stichel *2* erzeugt, passt genau in die Büchse *b*. Die Befestigung der Stichel ist hier so bewirkt, wie die Fig. 178 und 179, S. 96, angeben.

Eine Stichelhausanordnung für eine einfache Wellendrehbank stellen die Fig. 267 und 268 in zwei Ansichten dar. *b* bezeichnet einen Bock, welcher auf die Bettplatte *a* geschraubt ist. *c* ist die stählerne Führungsbüchse. An der einen Seite von *b* befinden sich zwei Werkzeugschlitten *d* und *e*, an der anderen Seite ein solcher *f*. Der in *d* befestigte Stichel schrubbt, der in *e* angebrachte dreht die Welle auf die Dicke, welche genau der Weite der Brille *c* entspricht, und der Stichel, welcher in *f* steckt, vollendet das Werkstück. Hierdurch erreicht man zunächst, dass man der Welle einen etwas kleineren Durchmesser geben kann, als die Weite der Brille beträgt, also die Brille auch dann noch für dieselbe Wellendicke verwenden kann, wenn sie nachgeschliffen ist; ferner liegt der Druck des Werkstücks gegen die Brille zweifellos immer in der gleichen Richtung, da die beiden Stichel in *d* und *f* einen grösseren Druck ausüben, als der eine Stichel in *e*. *g* ist ein Teller, auf den das Tropfgefäss gestellt wird.

<sup>1)</sup> American Machinist, 28. Januar 1892.

Die Jahrhunderte alte Hohldocke ist eine Brille *b*, Fig. 269, mit kegelförmigem Loch. Sie dient zur Stützung eines Werkstückes *a*, welches linksseitig auf der Spitze der Arbeitsspindel ruht, am rechtsseitigen Ende bereits abgedreht worden ist und nun an seinem rechtsseitigen Ende mit einer Vertiefung versehen werden soll, welche genau mit der Axe *xx* des Werkstückes zusammenfällt. Die mässig abgerundete, rechtsseitige Endkante des Werkstückes legt sich gegen die hohlkegelförmige Fläche der Hohldocke und richtet diese dabei ohne weiteres aus.

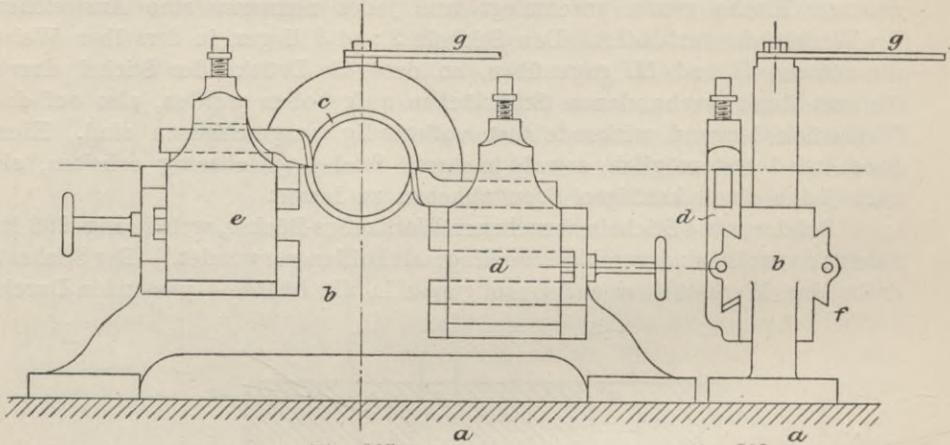


Fig. 267.

Fig. 268.

Ebenfalls als besondere Ausführungsform der Brille ist die Vorrichtung aufzufassen, welche Fig. 270 darstellt. Sie soll ein nicht genau rundes Werkstück *a*, welches linksseitig auf die Spitze der Arbeitsspindel sich stützt oder mittels Futter oder durch die Klauen einer Planscheibe an der Arbeitsspindel befestigt ist, so stützen, dass es sich genau um die Axe *xx* dreht. Man hat zu dem Zweck auf *a*, mit Hilfe mehrerer Schrauben *d* einen Ring *r* festgeklemmt, welcher in dem feststehenden Ring *b* sich drehen kann. Behufs Ausgleichs der eintretenden Abnutzungen

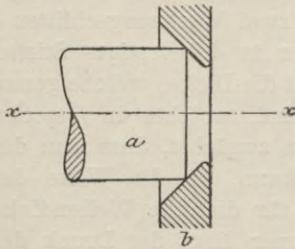


Fig. 269.

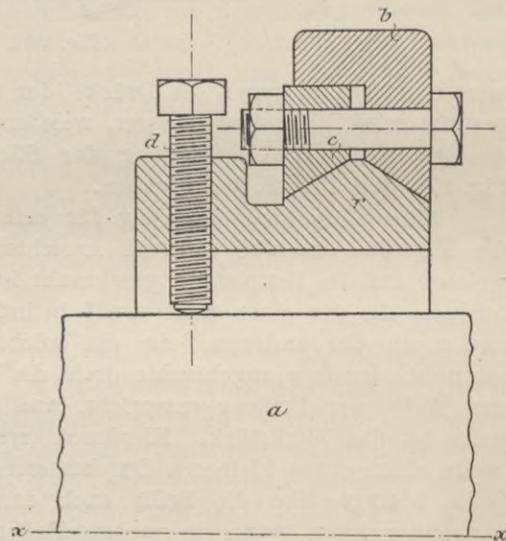


Fig. 270.

ist die Tragfläche des Ringes *r* schweinsrückenartig gestaltet und in *b* ein nachstellbarer Ring *c* angebracht, welcher mit *b* zusammen die, zu dem Schweinsrücken passende Hohlfläche bildet.

Als Mitnehmer kann fast jede, am Werkstück angebrachte Hervorragung gebraucht werden, weshalb denn die Zahl der verschiedenen Ausführungsformen ungemein gross ist. Sehr verbreitet ist das sogenannte Drehherz, Fig. 271, d. i. ein herzförmiger Ring, welcher mittels Druckschraube am Werkstück *w* befestigt wird. Der Mitnehmerstift (vergl. Fig. 256 S. 126) legt sich gegen die fingerartige Verlängerung des Ringes. Es wird aber zuweilen der Finger rechtwinklig umgebogen, wie in dem Bilde durch gestrichelte Linien angegeben ist, und in ein Loch der Mitnehmerscheibe gesteckt. Dem durch Fig. 272 abgebildeten Mitnehmer rühmt man nach, dass sein Schwerpunkt für jede Werkstückdicke in die Axe des Werkstücks *w* fällt, also das lästige Voreilen, was ein einseitiger Schwerpunkt veranlassen kann, vermieden wird. Er besteht aus einem Flacheisen, welches

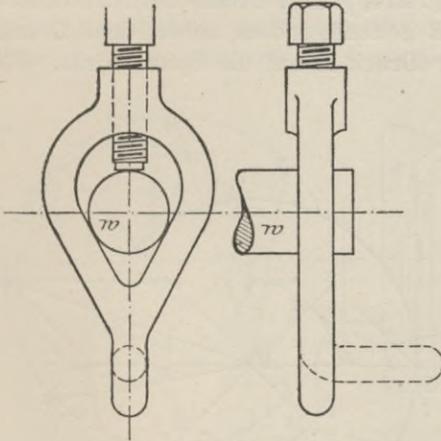


Fig. 271.

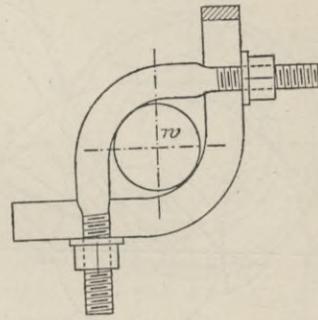


Fig. 272.

zunächst zu einem langen, flachen Bügel zusammengebogen und dann in anderer Ebene zu einem rechten Winkel umgebogen ist. Ein rechtwinklig gebogener Bolzen, dessen Enden mit Schraubengewinde versehen sind, wird durch den Schlitz des aus Flacheisen hergestellten Theils gesteckt; Muttern dienen zum Anpressen der beiden Bügel gegen das Werkstück, und der Mitnehmerstift legt sich gegen einen der Flügel dieses Mitnehmers.

Die nach aussen hervorragenden Theile dieser beiden Mitnehmerformen enthalten eine gewisse Gefahr für den bedienenden Arbeiter; man sucht deshalb oft die Mitnehmer so zu gestalten, dass sie aussen möglichst glatt sind.<sup>1)</sup> Andererseits bemüht man sich, die Mitnehmer so einzurichten, dass sie rasch abgenommen werden können. Hierfür sind fast alle sogenannten Rohrzangen<sup>2)</sup> brauchbar. Es genügt, einen solchen Mitnehmer hier anzuführen. In Fig. 273 bezeichnet *a* einen Winkelhebel, dessen kurzer Schenkel sich gegen das Werkstück *w* legt, während sein langer Schenkel vom Mitnehmerstift *m* fortgeschoben wird. Mit *a* ist ein Bügel *b* gelenkig verbolzt, welcher das Werkstück um-

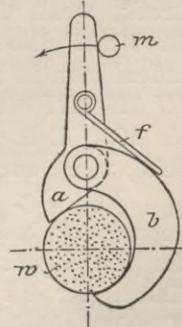


Fig. 273.

<sup>1)</sup> Hermann Fischer, Allgem. Grunds. und Mittel des mechanischen Aufbereiten, Leipzig 1888, S. 581. D.R.P. 89006.

<sup>2)</sup> Vorige Quelle. S. 568.

greift; eine Feder  $f$  hält  $b$  mit  $w$  in Fühlung. Je grösser der Widerstand ist, bzw. je grösser der Mitnehmerstift  $m$  gegen  $a$  drückt, umso mehr wächst der Druck, welcher zwischen  $a$  und  $b$  einerseits und  $w$  andererseits die erforderliche Reibung erzeugt. Uebt  $m$  keinen Druck aus, so kann der Mitnehmer  $abf$  leicht fortgenommen werden.

Der Angriffspunkt des Mitnehmerstiftes wandert im Kreise herum, so dass der Gegendruck, welchen die Spitze zu leisten hat, die Reihe aller winkelrecht zur Werkstücksaxe liegenden Richtungen durchläuft. Es wird daher die Spindelspitze nach einander in allen diesen Richtungen durchgebogen, wenn nur dieser Gegendruck auf sie wirkt, und das ist der Fall, sobald der Stichel in der Nähe der Reitstockspitze sich befindet, und das Eigengewicht des Werkstücks klein genug ist, um vernachlässigt werden zu können. Greift aber der Stichel  $S$ , Fig. 274,<sup>1)</sup> in der Nähe des Mitnehmers an, so macht sich dessen Widerstand  $R$  geltend, indem neben dem Druck des Mitnehmerstiftes auch noch dieser Druck  $R$  auf die Spitze wirkt. Es

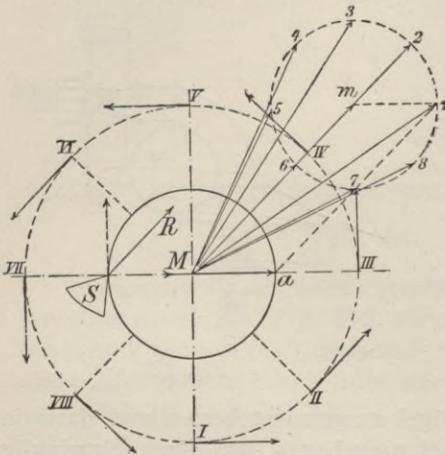


Fig. 274.

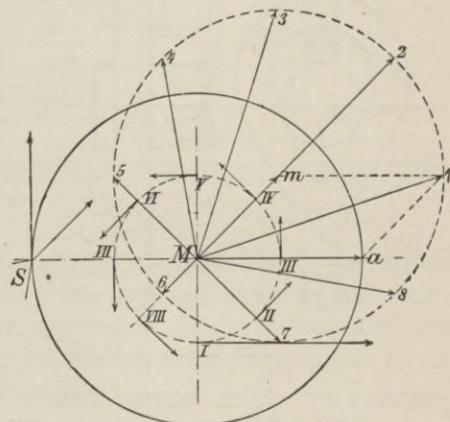


Fig. 275.

sei  $R$  nach Richtung und Grösse  $= Mm$  und der vom Mitnehmer herrührende Druck, wenn der Mitnehmer in  $I$  sich befindet  $= Ma$ , dann erhält man als Mittel dieser beiden Kräfte nach Richtung und Grösse die Kraft  $M1$ . Indem man in gleicher Weise diese Mittelkräfte für die Mitnehmerlagen  $II$ ,  $III$  bis  $VIII$  bestimmt, erhält man sie der Reihe nach zu  $M2$ ,  $M3$  u. s. w. bis  $M8$ , d. h. die Belastung der Spitze liegt ausschliesslich nach einer Seite, wenn auch in der Richtung und Grösse ein wenig schwankend.

Für Fig. 274 war angenommen, dass der Mitnehmerstift an einem doppelt so grossen Halbmesser angreife als der Stichel. Ist aber umgekehrt der Halbmesser, in welchem der Stichel arbeitet, doppelt so gross als der Halbmesser des Mitnehmerstiftes, so ergeben sich die Belastungen der beim Mitnehmer belegenen Spitze nach Fig. 275.  $Mm$  ist die Mittelkraft des Sticheldruckes,  $Ma$  der vom Mitnehmerstift herrührende Druck, wenn ersterer in  $I$  sich befindet,  $M1$  sonach die Mittelkraft dieser beiden Drücke nach Richtung und Grösse. In gleicher Weise erhält man die Mittelkräfte  $M2$  u. s. w. bis  $M8$  für die Lagen des Mitnehmerstiftes in  $II$  u. s. w. bis  $VIII$ . Daraus ergibt sich, dass diese Mittelkraft in allen Richtungen der Bild-

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1898, S. 610.

fläche sich bewegt, die Spitze also zeitweise in der gerade entgegengesetzten Richtung beeinflusst.

Würde man zwei Mitnehmerstifte  $e$ , Fig. 276, in genau gleichem Abstand von der Axe der Spitzen angreifen lassen, so würde die Spitze überhaupt nicht von dem Druck des Mitnehmers beeinflusst werden, also nur den auf sie fallenden Theil des Sticheldrucks  $R$  und des Werkstückgewichts aufzunehmen haben. Es ist aber schwer zu erreichen, dass zwei an der Mitnehmerscheibe feste Stifte genau gleichförmig an den Mitnehmer, oder z. B. die Arme eines auf einem Dorn sitzenden Rades sich anlegen. Da nun bei der Bearbeitung von Werkstücken, welche auf einen Dorn gesteckt sind, solche Verhältnisse, wie Fig. 275 in Aussicht nimmt, häufig vorkommen, so sind Einrichtungen zweckmässig, vermöge welcher die beiden Mitnehmerstifte  $e$ , Fig. 276, sich gleichmässig anlegen, ihre Drücke selbstthätig ausgleichen; sie heissen selbstausgleichende Mitnehmer.<sup>1)</sup> Ich begnüge mich hier, einen derselben zu beschreiben. Es sitzen, nach

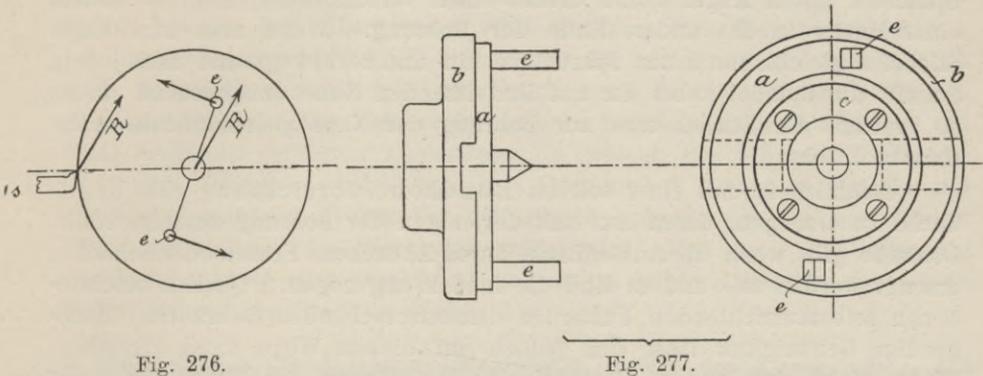


Fig. 276.

Fig. 277.

Fig. 277, die Mitnehmerstifte  $e$  nicht fest an der Mitnehmerscheibe  $b$ , sondern an einem Ring  $a$ . Dieser Ring ist mit zwei Leisten behaftet, welche in eine Nuth von  $b$  greifen und in dieser sich verschieben können. Diese Leisten springen nach innen über den Ring  $a$  hervor, so dass sie hier unter den an  $b$  festen Ring  $c$  greifen und durch diesen der Ring  $a$  am Herabfallen gehindert wird. Angenommen nun, der obere Stift  $e$  lege sich gegen den Mitnehmer oder das Werkstück, der untere Stift aber nicht, so würden beide Stifte  $e$  mit dem Ring  $a$  so lange sich gemeinsam verschieben, bis beide Stifte mit gleicher Kraft sich anlegen.

#### 4. Befestigung der Werkstücke auf Dornen.

In erster Linie werden Werkstücke unter Vermittlung von Dornen zu dem Zwecke ein- oder aufgespannt, um eine Fläche zu bilden, die zur vorhandenen Bohrung gleichaxig ist. Man verfolgt aber gleichzeitig, in manchen Fällen sogar vorwiegend, den Zweck, das Werkstück unter den Bedingungen fertig zu stellen, unter welchen es bei seinem späteren Gebrauch eine genau richtige Gestalt haben soll.

Eine Riemenrolle z. B. soll, auf ihrer Welle befestigt, genau rund laufen. Dieses Ziel wird offenbar am einfachsten dadurch erzielt, dass man die Riemenrolle erst fertig dreht, nachdem sie auf ihrer Welle be-

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1898, S. 610, mit Abb.

festigt ist. Die Spannungsänderungen, welche durch Abnahme des wesentlichsten Theiles der hinwegzuräumenden Späne eintritt, kann sich alsdann bei den gleichen Umständen frei entfalten, welche demnächst das fertige Werkstück beeinflussen, so dass durch Abnahme des letzten dünnen Spanes von der auf ihrer Welle feststehenden Riemrolle die denkbar genaueste Rundung erreicht wird.

Praktische Rücksichten verbieten meistens die reine Durchführung dieses Verfahrens; man setzt deshalb an Stelle der Welle eine andere, den Dorn, und befestigt das Werkstück auf diesem möglichst genau so, wie es später auf seiner Welle befestigt wird.

Der zuerst angeführte Zweck des Aufspannens mittels eines Dornes ist durch selbstausrichtende Dorne zu erreichen.<sup>1)</sup> Um z. B. die Aussen- seite der Nabe eines Hebels *W*, Fig. 43, S. 37, gleichaxig zu dessen Boh- rung bearbeiten zu können, steckt man die Nabe, deren Endflächen winkel- recht zur Axe der Bohrung bearbeitet sind, auf den an der gut gelagerten Spindel *s* festen Kegel *a* und drückt einen verschiebbaren Kegel *b* mittels einer Mutter in das andere Ende der Bohrung. Wenn man nun einen Stichel *s* gleichlaufend zur Spindelaxe hin- und herbewegt und nach jedem Schnitt die Spindel nebst der auf ihn sitzenden Nabe entsprechend dreht, so erzeugt der Stichel eine zur Bohrung der Nabe gleichlaufende cylin- drische Fläche.

Aehnlich ist mit einer solchen Rundhobelvorrichtung eine Kegel- fläche zu erzeugen, deren Axe mit derjenigen der Bohrung zusammenfällt. Dasselbe gilt, wenn die Aussenfläche durch Abdrehen, Fräsen oder Schleifen erzeugt werden soll und es sind die in den angezogenen Quellen beschrie- benen selbstausrichtenden Futter in dementsprechenden Gebrauch. Hoch- gradige Genauigkeit lässt sich jedoch auf diesem Wege kaum erreichen. Wenn nicht eine andere demnächstige Befestigung des Werkstückes auf seiner Welle gegeben ist — die dann auch für die Befestigung auf dem Dorn angewendet werden muss — so wählt man als die genaueste das Aufpressen. Es wird der Dorn genau walzenförmig gedreht, aber ein wenig dicker gemacht als die Weite der Werkstückbohrung beträgt, so dass der Dorn nur mit einiger Kraft in das Loch gedrückt werden kann. Man wird fragen: um wie viel muss der Dorn dicker sein, als die Weite des Loches beträgt? Diese Frage ist nicht durch Nennung des Bruchtheiles eines Millimeters, welcher den Unterschied bezeichnet, zu beantworten, vielmehr nur wie folgt: es soll einerseits die zwischen der Wandfläche auftretende Reibung genügen, um das Werkstück festzuhalten, andererseits aber der zwischen den Wandflächen auftretende Druck nicht so gross werden, dass für das Werkstück die Gefahr des Berstens eintritt. Die erste Grenze lässt sich ziemlich leicht beobachten: der Kraftaufwand für das Eindrücken des Dornes ist offenbar gleich der auftretenden Reibung, also gleich dem Widerstand, der einer anderen versuchten Verschiebung entgegentritt. Wenn man daher den Dorn nicht durch Hammerschläge eintreibt — was auch aus anderen Gründen zu verwerfen ist — sondern durch ruhigen Druck in

<sup>1)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1840, Bd. 77, S. 74; 1854, Bd. 134, S. 254; Polyt. Centralbl. 1858, S. 618; 1873, S. 1152; The Engineer, Juli 1882, S. 65; Juli 1883, S. 35; Engineering, Juli 1884, S. 68; Revue générale, 1890, Bd. 4, S. 58; Dingl. polyt. Journ. 1892, Bd. 284, S. 283.

die Bohrung schiebt, so ist ohne Schwierigkeit der Widerstand schätzungsweise, nöthigenfalls sogar genau zu beobachten.

Die andere Grenze wird nur durch Schätzung ermittelt werden können. Man löst die Frage praktisch so, dass man für das Eindrücken keinen erheblichen Ueberschuss über das Erforderliche zulässt und bei schwächlichen Werkstücken in dieser Beziehung besonders vorsichtig verfährt. Freilich bedingt dieses Verfahren zuweilen ein Nachdrehen des Dornes und auch das Verwerfen eines zu dünn gewordenen Dornes.

Auf Grund einiger Beobachtungen kann ich angeben, dass die Reibung des Dornes in der Bohrung der zum Ein- bzw. demnächstesten Ausdrücken des Dornes erforderlichen Kraft in kg bis hinauf zu 1,5 bis 3 mal Lochweite in mm mal Berührungslänge in mm getrieben wird, d. h. dass die Reibung für jedes qmm der sich berührenden Flächen bis zu 0,5 oder gar 1 kg beträgt.<sup>1)</sup> Man bewirkt das Eindrücken wie Ausdrücken des Dornes durch Wasserdruck-, Schrauben- oder Zahnstangenpressen. Erstere gestatten das Beobachten des thatsächlich ausgeübten Druckes am Manometer, bei den Schraubenpressen wird zuweilen eine Wage eingeschaltet, bei den Zahnstangenpressen,<sup>2)</sup> welche nur für kleinere Dorne gebräuchlich sind, beurtheilt der Arbeiter den Druck nach dem Widerstand, welchen die Hand erfährt. Die Zahnstangenpressen bestehen nämlich meistens aus einer senkrecht geführten Zahnstange, in welche ein Zahnrad greift; die Welle des Zahrades wird durch eine Handkurbel oder eine Ratsche mit Handhebel bethätigt. Unter der Zahnstange befindet sich ein einstellbarer Tisch, auf welchen das Werkstück gelegt wird. Man stellt die Presse auf das Drehbankbett oder versieht sie mit einem höheren Ständer, so dass sie auf den Fussboden gestellt werden kann.

##### 5. Einrichtungen der Aufspannvorrichtungen, welche den Zweck haben, das Werkstück dem Werkzeug gegenüber in die geeignete Lage zu bringen.

Die gewöhnliche feste Aufspannplatte pflegt so angebracht zu sein, dass sie für die grössten in Aussicht genommenen Werkstücke passend liegt. Kleinere Werkstücke müssen dann unter Vermittlung von Zwischenstücken in die geforderte Nähe zum Werkzeug gebracht werden. Hierzu dienen Aufspannblöcke, Aufspannwinkel u. dergl. Erstere sind etwa würfelförmige Hohlkörper, welche auf die Aufspannplatte festzuschrauben sind und an ihren freien Flächen Aufspannmuthen oder Aufspannlöcher enthalten. Aufspannwinkel haben nur zwei oder drei zu einander rechtwinklige ebene Flächen, von denen eine sich gegen die feste Aufspannplatte legt. Derartige Zwischenstücke werden behufs bequemen Einstellens auch aus mehreren Theilen gemacht.

Fig. 278 stellt einen so angebrachten Aufspannwinkel für eine Feilmaschine in zwei Ansichten dar. Die senkrechte Aufspannplatte *a* sitzt am Maschinengestell fest. An ihr ist eine zweite Platte *b* in wagrechter Richtung zu verschieben, bzw. zu befestigen, und an ihr endlich ist der eigentliche Aufspannwinkel *c* anzubringen, wenn man seiner überhaupt bedarf. Es wird mit dieser Einrichtung verhältnissmässig leicht die richtige Höhen- und Seitenlage des Werkstücks gewonnen. Verwandtes kommt auch

<sup>1)</sup> Es möge hierbei bemerkt werden, dass Karmarsch die Reibung eines quer in Eichenholz geschlagenen Nagels zu 1,4 kg für 1 qmm der Berührungsfäche fand.

<sup>2)</sup> American Mach. 6. Juni 1895.

bei Drehbänken vor, wenn man sie zeitweise für Fräsarbeiten verwenden will.<sup>1)</sup>

Man verbindet den Winkel *c*, Fig. 278, mit der Platte *b* auch durch ein Gelenk, so dass den Aufspannflächen des Winkels bestimmte geneigte Lagen gegeben werden können. Fig. 279 zeigt derartiges, was für eine Fräs- oder eine Bohrmaschine gebraucht werden kann. *a* ist auf der gewöhnlichen Aufspannplatte befestigt, *b* mit *a* durch ein Gelenk und die Einstellschraube *c* verbunden. Die durch Fig. 280 abgebildete, für eine Bohrmaschine bestimmte Vorrichtung ist in reicher Weise einstellbar gemacht.

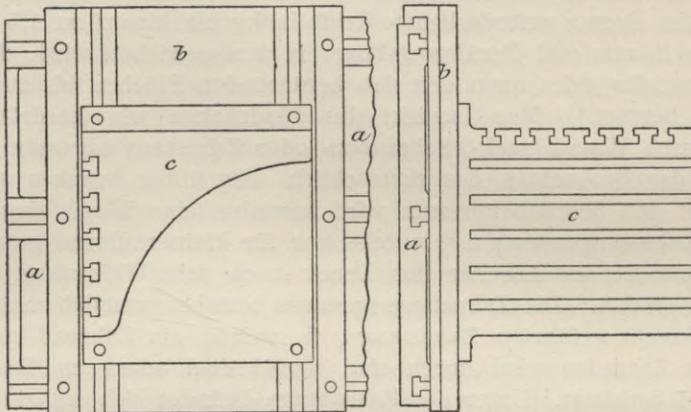


Fig. 278.

Es ist die Aufspannplatte *a* zunächst um den wagerechten Bolzen *b* drehbar; die unter *b* geschnitten angegebene Schraube dient zum Feststellen, und ein Gradbogen ermöglicht die Schräglage von *a* abzulesen. Der Körper *c*, welcher *a* trägt, ist um einen senkrechten Zapfen des Fussstückes *d* drehbar, und ein Gradbogen gestattet das Ablesen des Maasses dieser Drehung. Damit letztere bequem und genau ausgeführt werden kann, sitzt an dem

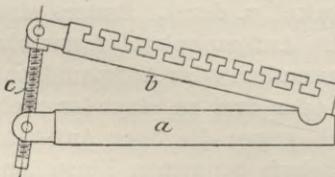


Fig. 279.

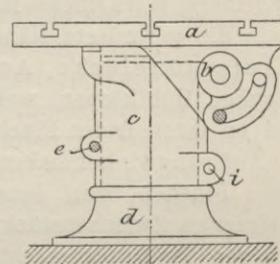


Fig. 280.

Zapfen von *d* ein — nicht sichtbares — Wurmrad, in welches ein in *i* gelagerter Wurm greift. *c* ist gespalten und kann mit Hilfe der Schraube *e* auf dem Zapfen von *d* festgeklemmt werden.

Diese Einrichtung kann z. B. auch verwendet werden, um ein Werkstück mit Löchern zu versehen, die verschiedene, aber bestimmte Richtungen haben sollen, und zwar ohne Umspannen des Werkstückes.

<sup>1)</sup> Dingl. polyt. Journal, 1874, Bd. 213, S. 113; Bd. 214, S. 190. Baierisches Industrie- und Gewerbeblatt, 1896, S. 111.

Denselben Zweck, nämlich Gewinnung einer anderen Lage des Werkstückes ohne dieses umspannen zu müssen, verfolgt man häufig mit dem Einspannen zwischen Spitzen bei Fräsarbeiten. In Fig. 281 bezeichnet *a* die Aufspannplatte, auf welcher einerseits ein Reitstock *b*, andererseits eine Art Spindelstock *c* befestigt ist. An dem einen freien Ende der Spindel dieses Stockes befindet sich eine Mitnehmereinrichtung, welche das Werkstück mit der Spindel verbindet, an dem anderen Ende sitzt das Theilrad *f*. Ist z. B. zwischen die Spitzen dieser Vorrichtung mit Hilfe eines Dornes ein Werkstück befestigt, welches ein Zahnrad werden soll, so führt man den Fräser, dessen Querschnitt der Zahnfläche entspricht, an dem Werkstück entlang und wieder zurück, dreht Spindel und Mitnehmer *e* mittels des Theilrades um eine Zahntheilung und erzeugt die zweite Zahnfläche u. s. f.

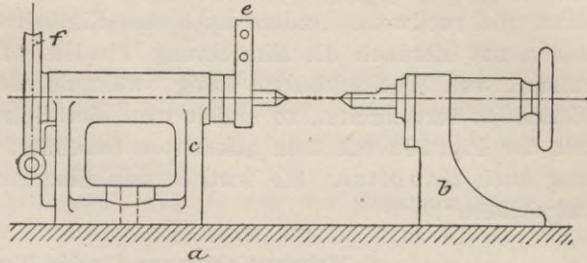


Fig. 281.

Man bildet den Spindelstock für derartige Zwecke auch nach Fig. 282 und 283 aus. Die Spindel *a* steckt in dem Körper *b* und wird dort durch die Doppel-Ringmutter *m* gehalten. An ihrem Schwanzende sitzt das Wurmrad *g*. Der Körper *b* ist um zwei in die festen Wände *c* gepresste Ringe

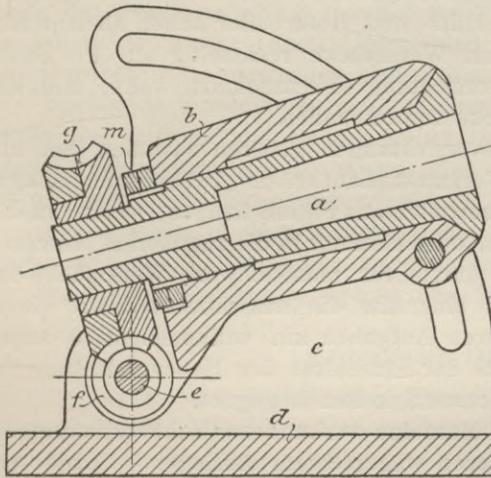


Fig. 282.

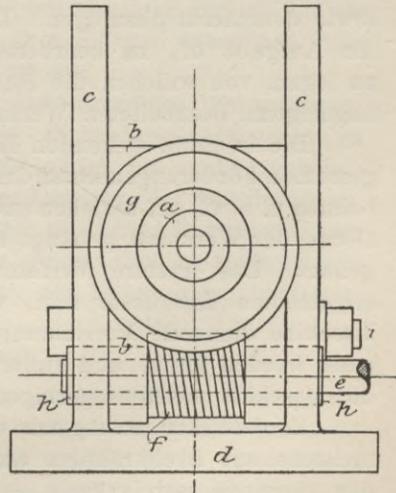


Fig. 283.

*h* drehbar; eine Schraube *i*, welche durch bogenförmige Schlitzte der Wände *c* gesteckt ist, hat den Zweck, *b* in der ihm gegebenen Lage festzuhalten. In den Ringen oder Büchsen *h* ist eine Welle *e* gelagert, auf welcher der zum Wurmrad *g* passende Wurm *f* befestigt ist. Es kann daher in jeder Lage der Spindel *a* eine Drehung derselben mittels der Welle *e* stattfinden. *a* ist nun am Kopfende kegelförmig hohl, um eine Spitze mit Mitnehmer aufzunehmen, wenn man den Spindelstock, bei wagrechter Lage der Spindel

*a* (Fig. 283), wie in Fig. 281 dargestellt, verwenden will. Die grosse kegelförmige Bohrung von *a* ist aber besonders zur unmittelbaren Aufnahme von Dornen eingerichtet, welche keiner Stützung durch eine zweite Spitze bedürfen. Es ist die Spindel in ganzer Länge durchbohrt, entweder behufs bequemen Ausstossens des Dornes, oder auch um diesen sicherer zu befestigen, in der Weise, wie durch Fig. 213, S. 109 angegeben. Das auf dem in *a* steckenden Dorn fest sitzende Werkstück lässt sich mit Hilfe dieser Vorrichtung der Fräseraxe gegenüber in eine beliebige Neigung bringen und um seine eigene Axe drehen. Letzteres bewirkt man oft mittels der Hand und ruckweise, indem an *e* eine Eintheilvorrichtung angebracht ist. Man nennt hiernach die Einrichtung Theilkopf. Dreht man *e* unter Benützung von Wechsellädern stetig, während der Fräser gegenüber dem Werkstück fortschreitet, so erzielt man eine Spirale. Wegen der Aehnlichkeit der Fig. 282 mit dem bekannten Geschütz, nennt man diese Vorrichtung auch Haubitze. Sie wird in den Einzelheiten sehr verschiedenartig ausgebildet.<sup>1)</sup>

### 6. Hebevorrichtungen für die Werkstücke.

Schwerere Werkstücke, welche von einem Arbeiter nicht bequem gehoben werden können, bedingen für das Aufspannen und auch das demnächstige Losnehmen die Heranziehung von Hilfsarbeitern. Hierdurch entstehen nicht selten beträchtliche Zeitverluste. Man ist daher z. Z. bestrebt, die Werkzeugmaschinen mit geeigneten Hebevorrichtungen zu versehen, welche den die Maschine bedienenden Arbeiter befähigen, ohne solche Hilfsarbeiter das Werkstück aufzuheben und an der Maschine zu befestigen, sowie demnächst abzulegen. Die Hilfs- und Hofarbeiter haben alsdann nur die Aufgabe die zu bearbeitenden Werkstücke rechtzeitig an eine Stelle zu legen, von welchen die Hebevorrichtung sie entnehmen kann, und die abgelegten, bearbeiteten Werkstücke fortzuschaffen.

Die in Rede stehenden Hebevorrichtungen gehören zuweilen den allgemeinen Förderungsmitteln der Werkstatt (Laufkräne, Drehkräne, Hängebahnen u. s. w.) an, bestehen auch zuweilen aus Flaschenzügen, welche an die Decke der Werkstatt gehängt sind, oder sind mit in die zugehörige Maschine gebaut. Das letztere Verfahren dürfte für mittelschwere Werkstücke im allgemeinen das beste sein, weil einerseits die ausschliesslich der einen Maschine dienende Vorrichtung ihren Aufgaben am vollkommensten angepasst werden kann, und andererseits der Einschluss der Hebevorrichtung in die Maschine meistens geringen Schwierigkeiten begegnet.

Es bestehen solche mit der Maschine verbundene Hebevorrichtungen meistens aus Drehkränen, auf deren wagerechtem Ausleger — nach Art der sogen. Giessereikräne — eine mit Flaschenzug versehene Katze läuft. Je nach der Eigenart der Maschine und der Werkstücke kommen aber auch andere Vorrichtungen zur Verwendung.

Es möge hier schon darauf hingewiesen werden, dass das Anbringen der Werkstücke auf wagrechte Aufspannplatten viel bequemer ist, als an senkrechten. Man kann die Werkstücke auf die wagrechten Platten legen

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1892, S. 754, D. R.-P. Nr. 73332; D. R.-P. Nr. 76746. Dingl. polyt. Journ. 1896, Bd. 299, S. 276. Baier. Industrie- u. Gewerbeblatt 1896, S. 109.

und ihnen dort durch Verschieben die richtige Lage geben, während bei aufrechter Lage der Platten die Werkstücke von der Hebevorrichtung, oder — wenn eine solche nicht vorhanden ist — von der Hand so lange getragen werden müssen, bis die Befestigung erfolgt ist. Dieser Umstand entscheidet nicht selten bei Wahl der Bauart der Werkzeugmaschine.

#### IV. Mittel, welche die gegensätzlichen Bewegungen hervorbringen.

Zunächst sind zu unterscheiden: Bewegungen, welche einerseits Werkzeug und Werkstück bis zum Angriff einander nähern und demnächst von einander entfernen, und Bewegungen, welche die eigentliche Arbeit als Schalt- oder Arbeitsbewegungen herbeiführen.

Erstere Bewegungen schliessen sich so eng der Gesamtanordnung der einzelnen Maschine an, bezw. beeinflussen sie in dem Grade, dass zweckmässig erscheint, ihre Erörterung, soweit eine solche nöthig ist, in den Abschnitt über die Gesamtanordnung zu verweisen.

Die dem eigentlichen Arbeiten angehörigen Bewegungen lassen sich in Arbeits- und Schalt- oder Zuschiebungsbewegungen zerlegen.

Unter Arbeitsbewegung ist diejenige zu verstehen, welche in die Richtung des Hauptwegs, unter Schalt- oder Zuschiebungsbewegung diejenige, welche in die Richtung des Schaltwegs (vergl. S. 32) fällt.

Beide unterscheiden sich im allgemeinen durch ihre Geschwindigkeit, indem die Schaltbewegung regelmässig geringere Geschwindigkeit hat als die Arbeitsbewegung. Dieser Unterschied ist aber nicht so wesentlich, dass man hiernach die bewegenden Mittel ordnen könnte.

Für beide Bewegungen sind Zahnräder, Reibungsräder, Zahnstangen, Schrauben, Kurbeln und Riemen gebräuchlich. Es sind beide Bewegungen entweder stetig kreisend, im Bogen oder gerader Linie hin- und hergehend; nur die ruckweisen Bewegungen gehören ausschliesslich der Schaltung an.

Daher sollen in dem Folgenden die Mittel für beide Bewegungen im ganzen gemeinsam behandelt werden; unter gelegentlichem Hervorheben der besonderen Umstände, welche den Zweck der Bewegungen begleiten.

##### A. Stetiges Drehen.

1. Solange die betreffenden Theile ihre gegensätzliche Lage nicht ändern, sind die Mittel zur Uebertragung der stetigen Drehung von denen, welche für diesen Zweck allgemein gebraucht werden, nicht verschieden. Es verdient jedoch besonders hervorgehoben zu werden, dass man bei Bewegungsübertragungen durch Zahnräder für Werkzeugmaschinen oft höhere Ansprüche hinsichtlich der Stossfreiheit des Betriebes stellt als sonst. Solche ruhige Uebertragung gewähren die Räder mit sogen. Keil-, Pfeil- oder geknickten Zähnen, aber nur dann, wenn die Mittelebenen der Räder genau zusammenfallen. Wird dieser Vorbedingung nicht genügt, sei es infolge ungenauer Ausführung, oder gelegentlich sich einstellender gegensätzlicher Verschiebung der Räder, so liefern die in Rede stehenden Räder einen unruhigeren Betrieb als gewöhnliche Zahnräder. Das veranlasst nicht selten zur Anwendung einfach schräger, richtiger schraubenförmiger Zähne, ob-

gleich diese einen nennenswerthen Druck in der Axenrichtung der Räder hervorbringen.

Der Wurmradbetrieb (Schraube ohne Ende) findet nicht allein Anwendung, solange es sich um bedeutende Geschwindigkeitsverminderungen handelt, sondern auch wegen seiner Eigenschaft — bei guter Ausführung — stossfrei zu übertragen. Er dürfte für den Werkzeugmaschinenbau eine noch grössere Einführung finden, wenn das Vorurtheil, nach welchem der Wurmradbetrieb mit unverhältnissmässig grossen Reibungsverlusten verknüpft sein soll, mehr und mehr als solches erkannt ist.<sup>1)</sup>

Von mehreren Seiten ist der Betrieb mittels Globoidschraube empfohlen<sup>2)</sup>. Ich warne dringend vor deren Verwendung, weil der Antrieb dauernd ein unruhiger ist, was leicht erkannt wird, wenn man bedenkt, dass der Steigungswinkel der Globoidschraube von deren Mitte aus nach beiden Seiten hin abnimmt, während der Steigungswinkel der Radzähne sich nicht ändert.

Hyperboloidische Räder kommen — obgleich deren Anwendung häufig zweckmässig sein würde — selten vor, wohl deshalb weil nur wenige Techniker sie zu entwerfen gelernt haben. Man behilft sich, wenn die Axen zweier Räder in einiger Entfernung von einander sich überschneiden mit einem Ersatzmittel, nämlich mit Rädern, welche schraubenförmig verlaufende Zähne haben. Für geringe Kräfte sind solche, verhältnissmässig leicht herzustellende Räder ausreichend.

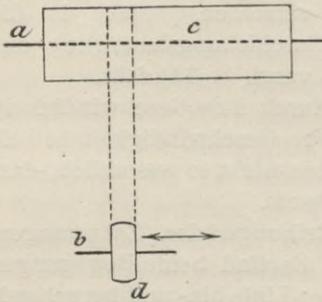


Fig. 284.

Der Betrieb durch Reibungsräder findet — wegen seiner geringen Nutzleistung — hauptsächlich nur dann statt, wenn grösserer Werth auf bequeme Aenderung des Uebersetzungsverhältnisses gelegt wird. Anwendungsformen für diesen Zweck finden sich weiter unten angegeben.

2. Der Werkzeugmaschinenbau verlangt häufig die Bewegungsübertragung zwischen

zwei Theilen, welche sich gegeneinander verschieben. Hierfür sind folgende Anordnungen brauchbar:

a. Die Wellen sind gleichlaufend, ihre Entfernung ändert sich nicht, aber sie verschieben sich gleichlaufend gegen einander. Bei Riemenbetrieb pflegt man in diesem Falle die eine Welle *a*, Fig. 284, mit einer Trommel *c*, die andere Welle *b* mit einer gewöhnlichen Riemenrolle *d* zu versehen. Findet die gegensätzliche Verschiebung zwischen *a* und *b* langsam genug statt, so genügt reichliche Wölbung der Rolle *d*, um den Riemen auf dieser zu erhalten; im anderen Falle muss zu diesem Zwecke ein Riemenführer angebracht werden. Für Räderbetrieb kann der gleiche Gedanke, welcher der angegebenen Anordnung zu Grunde liegt, zur Anwendung kommen: man setzt auf *b*, Fig. 285, ein Rad *d* gewöhnlicher Breite, auf die Welle *a* dagegen ein langes Stirnrad *c*. Da jedoch in der Regel die gegensätzliche

<sup>1)</sup> Vergl. Versuche über die Nutzleistung der Wurmradbetriebe: Schweizerische Bauzeitung, Juli 1895, S. 16, mit Abb. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1887, S. 451, mit Abb. 1897, S. 936, S. 968, mit Abb.

<sup>2)</sup> Reuleaux, Konstrukteur, IV. Aufl. S. 574. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1893, S. 586; 1894, S. 567; 1896, S. 114, mit Abb.

Lage von  $c$  zu  $d$  nicht derartig wechselt, dass die ganze Länge des Rades gleichförmig in Anspruch genommen wird und demgemäss einermassen gleichförmige Abnutzung erfährt, so bringt das vorliegende Verfahren der Bewegungsübertragung nicht selten störende Unannehmlichkeiten mit sich. Man zieht deshalb meistens vor, den beiden Rädern  $c$  und  $d$  Fig. 286 gleiche Breite zu geben,  $d$  auf  $b$  zu befestigen, aber  $c$  auf  $a$  verschiebbar anzuordnen — die Welle  $a$  ist z. B. in ganzer Länge mit einer Nuth versehen, in welche eine an  $c$  feste Leiste greift, so dass  $a$  und  $c$  sich gemeinsam drehen — und mit einem Lager von  $b$  einen Arm  $e$  fest zu verbinden, welcher einen Hals des Rades  $c$  umgreift, so dass die gegensätzliche Lage von  $c$  und  $d$  unverändert bleibt. Das gleiche Verfahren wird zuweilen auch bei Riemenbetrieb angewendet.

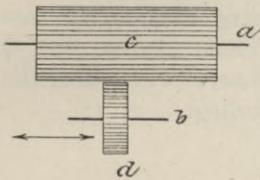


Fig. 285.

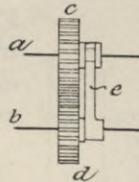


Fig. 286.

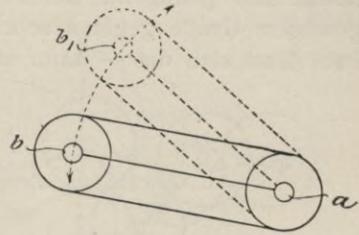


Fig. 287.

Nicht selten wird der vorliegende Zweck auch durch Verbindung von w. u. angeführten Mechanismen erreicht.

b. Die Wellen sind gleichlaufend, ihre Entfernung ändert sich nicht, auch eine gegensätzliche Verschiebung in der Längenrichtung der Wellen kommt nicht vor. Es ändert sich aber die gegensätzliche Lage, d. h. es bewegt sich die eine Welle  $b$  in einem Kreisbogen um die andere Welle  $a$ , Fig. 287 und 288. Die Lösung der Aufgabe, den Betrieb von einer der Wellen zur anderen aufrecht zu erhalten, ist für Riemen- wie Räderbetrieb eine so einfache, dass der Hinweis auf die Figuren für deren Darstellung genügt. Es werden jedoch auch hierfür Verbindungen w. u. angegebener Betriebe angewendet, namentlich, wenn bei grösseren Wellenentfernungen Zahnräder als Betriebsmittel verlangt werden.

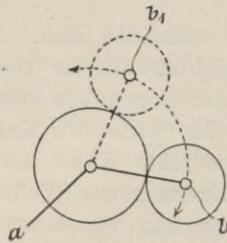


Fig. 288.

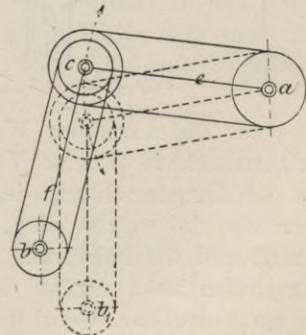


Fig. 289.

c. Eine der zu einander gleichlaufend bleibenden Wellen ändert ihre Lage gegenüber der andern, so dass der Abstand ein anderer wird. Fig. 289 zeigt eine Lösung der Aufgabe für Riemenantrieb. Die Dreh-Bewegung soll von der Welle  $a$  auf die Welle  $b$  übertragen werden, obgleich letztere ihren Ort wechselt. Es ist zu diesem Zweck eine Hilfswelle  $c$  eingeschaltet, deren Lager durch Lenker  $e$ , bzw.  $f$ , einerseits mit  $a$ , andererseits mit  $b$  so verbunden sind, dass weder der Abstand  $ac$  noch die Entfernung  $bc$  sich

ändern können. Für Räderbetrieb ist nach Fig. 290 fast genau dieselbe Anordnung möglich. Für geradlinige Verschiebung der Welle  $b$  und Riemenbetrieb ist die durch Fig. 291 dargestellte Anordnung beliebt. Es ist die Lagerung der Welle  $a$  fest, ebenso diejenige der Leitrolle  $x$ ; die Lagerung von  $b$  ist geradlinig verschiebbar und mit ihr die zweite Leitrolle  $y$  verbunden. Freier noch lässt sich der Abstand zwischen  $a$  und  $b$  ändern, wenn man — z. B. nach Fig. 292 — gewissermassen einen Speicher für die zeitweise überflüssige Treibriemenlänge anordnet. Es ist der Riemen über Leitrollen gelegt, von denen eine das Gewicht  $Q$  trägt, welches in einem Kasten oder auch längs zweier Führungsstangen auf- und niedersteigt, je nachdem man  $b$  weiter von  $a$  entfernt oder erstere Welle der letzteren nähert. Wenn statt eines Riemens eine Treibschnur zur Anwendung kommt und die betr. Rollen mit genügend tiefen Rillen versehen sind, so lässt sich  $b$  auch in gewissem Grade gegen  $a$  schräg legen und in der Axenrichtung verschieben; auch lässt sich das — dann entsprechend schwerere — Gewicht  $Q$  an einen

Flaschenzug hängen, so dass trotz kleinen Hubes von  $Q$  eine grössere Verstellbarkeit von  $b$  vorliegt.

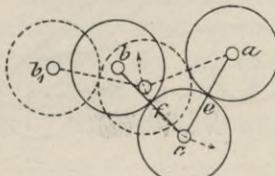


Fig. 290.

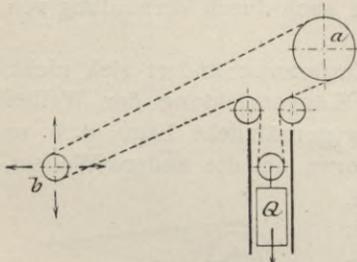


Fig. 292.

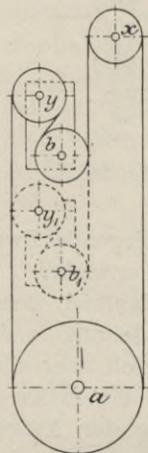


Fig. 291.

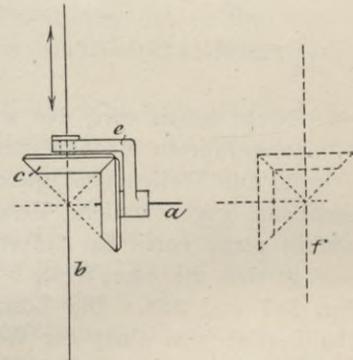


Fig. 293.

d. Die Axen der Wellen schneiden sich. Dienen Kegelräder als Betriebsmittel, so ist eine Verschiebbarkeit der Welle  $b$  gegenüber  $a$  Fig. 293 in der Längenrichtung der ersteren gegeben, wenn man  $b$  mit langer Nuth versieht, in welche eine, in der Nabe des Kegelrades  $c$  befestigte Leiste greift und die halsförmig eingedrehte Nabe des Rades  $c$  von einem Arm  $e$  umgreifen lässt, der an der Lagerung der Welle  $a$  fest sitzt. Es ist ferner  $a$  um  $b$  drehbar, wenn die Lagerung von  $a$  um  $b$  oder von  $b$  um  $a$  drehbar angeordnet ist.

e. Eine Aenderung des Neigungswinkes, welchen die Axen der Wellen  $a$  und  $b$  einschliessen, ist möglich, wenn man die Drehung durch ein Kreuzgelenk (Hooke'sches Gelenk) überträgt. Da jedoch die Bewegungsübertragung durch das Kreuzgelenk ungleichförmig ist, so wird von ihm in der angegebenen Weise für Werkzeugmaschinen selten Gebrauch gemacht. Früher<sup>1)</sup> habe ich — meines Wissens zuerst — nachgewiesen, dass die Ungleichförmigkeit der Drehung, welche ein Kreuzgelenk verursacht,

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Arch. und Ingen.-Vereins für Hannover, 1866, S. 294.

durch ein zweites Kreuzgelenk aufgehoben wird, wenn folgende Bedingungen erfüllt werden: es müssen die Neigungswinkel der Axen jedes Kreuzgelenks unter sich gleich sein und die Gelenktheile des einen Kreuzgelenks gegenüber dessen Neigungsebene gerade so liegen, wie die des anderen zu der diesem angehörigen Neigungsebene. Diese allgemeinen Bedingungen werden nun erfüllt, wenn die drei Wellen  $a$ ,  $b$  und  $c$  Fig. 294 in gemeinschaftlicher Ebene liegen, die beiden Winkel  $\alpha$  irgendwelche Grösse haben, aber unter sich gleich sind und die an  $b$  festen Bügel in gemeinsamer Ebene liegen. Es eignet sich ein solches Kreuzgelenkpaar sonach für die Bewegungsübertragung zwischen zwei zu einander

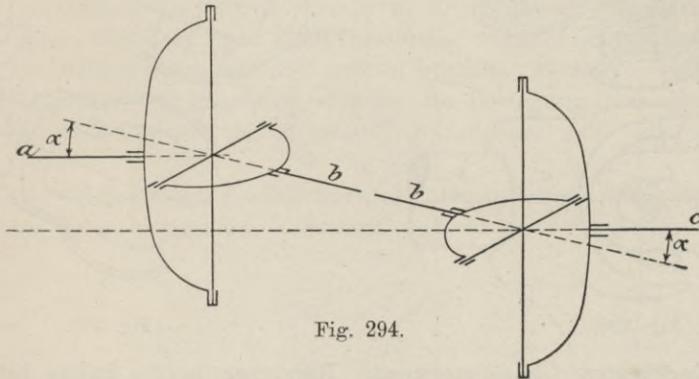


Fig. 294.

gleichlaufend liegenden Wellen  $a$  und  $c$ , auch wenn deren Abstand veränderlich sein soll; es ist nur noch nöthig, die Welle  $b$  so einzurichten, dass sie nach Bedarf sich verlängert oder verkürzt. Letzteres ermöglicht eine Welle, die aus zwei sich nach Art der Fernrohrtheile in einander verschiebenden Hälften besteht; haben diese Wellen kreisrunden Querschnitt, so pflegt man sie durch einen Splint zu kuppeln, welcher in der einen Welle festsetzt, in einem längeren Schlitz der anderen Welle sich aber frei verschieben lässt. Die Zwischenwelle  $b$ , Fig. 295, wird nur durch die Kreuz-

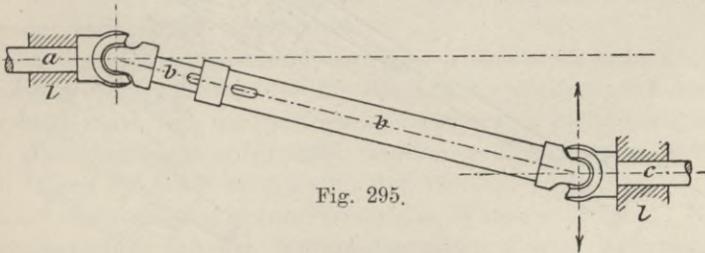


Fig. 295.

gelenke gestützt, während die Wellen  $a$  und  $c$  hart an den Gelenken bei  $ll$  gelagert sind; die Welle  $c$  kann z. B. in den Richtungen der eingezeichneten beiden Pfeile sich verschieben, während die Lager von  $a$  ihren Ort nicht verlassen. Diese Bewegungsübertragung kommt fast nur für Schaltzwecke zur Verwendung. Fig. 296 zeigt ein zugehöriges Kreuzgelenk im Schnitt und in Ansicht. Es ist in die, auf  $a$  bzw.  $b$  festen Gabeln  $g$  ein Herzstück  $h$  gelegt, welches die Gestalt eines Kugelausschnittes hat. Vier Schrauben  $i$  finden ihr Muttergewinde in dem Herzstück und sind so stark angezogen, dass ihre Köpfe als Zapfen dienen können. Einfacher ist die

neuere Ausführungsform<sup>1)</sup>, welche Fig. 297 darstellt. Es greifen die Schenkel der Gabeln *g* ohne weiteres in Furchen des Mittelstücks *h*. Letzteres ist, wie Fig. 298 erkennen lässt, mit 4 Furchen versehen, im übrigen durch eine Kugelfläche und zwei ebene Flächen begrenzt. Das Einbringen dieses Kuppelstücks in die erste Gabel *g* ist möglich, sobald die Mündungsweite der Gabel nicht geringer ist als die Dicke des Kuppelstücks. Um

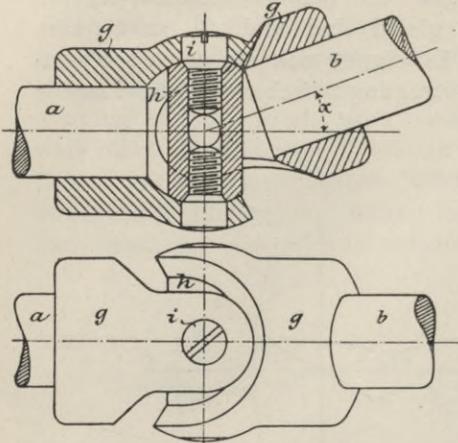


Fig. 296.

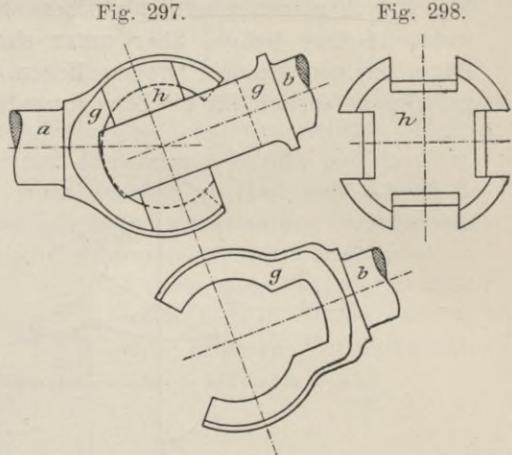


Fig. 299.

das in der ersten Gabel steckende Herzstück in die zweite bringen zu können, ist eine Vertiefung dieser zweiten Gabel — vergl. insbesondere Fig. 299 — nöthig, in welche der eine Schenkel der ersten Gabel vorübergehend greifen kann.

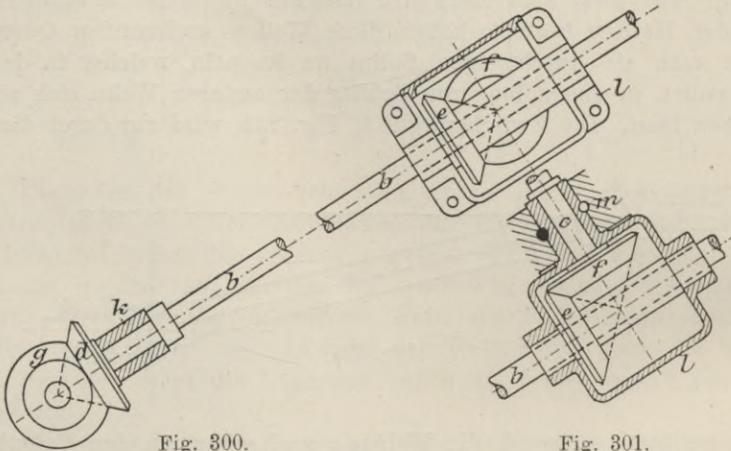


Fig. 300.

Fig. 301.

Gleichen Zwecken, wie vorliegende, dient die Anordnung, welche Fig. 300 und 301 darstellen: es soll die Welle *c* von der links unten belegenen Welle aus angetrieben werden, obgleich erstere Welle winkelrecht zu ihrer Länge beträchtliche Verschiebungen erleidet; es dreht nun das Kegelräderpaar *g d* zunächst die Zwischenwelle *b* und diese bethätigt das

<sup>1)</sup> D. R.-P. No. 98554.

Rad *e*, welches in das auf *c* festsitzende Rad *f* greift. Es muss nun, um den Eingriff der beiden Kegelraderpaare zu erhalten, die Welle *b* sowohl um die links unten liegende Axe als auch um die von *c* drehbar und in *d* oder *e* verschiebbar sein. Ersteres lässt sich dadurch erreichen, dass man z. B. einen am Lager *k* festen Arm die untere Welle in geeigneter Weise umgreifen lässt. An dem rechtsseitigen Ende der Fig. 300 und in Fig. 301 ist die Lagerung der Welle *b* als Schutzkasten ausgebildet. Es steckt der Kasten mit seinem hohlen Zapfen, der gleichzeitig das Lager von *c* bildet, drehbar im Maschinengestell *m*, das Kegelrad ruht mit seinen als Zapfen ausgebildeten Nabenenden in Lagern des Kastens *l* und greift mit an ihm fester Leiste in eine Nuth der Welle *b*, so dass sich *b* in *e* verschieben kann, beide sich aber nur gemeinsam zu drehen vermögen. Diese Anordnung lässt noch zu, dass die untere Welle in ihrer Längenrichtung verschiebbar gemacht wird.

f. Die Wellen überschneiden sich in einigem Abstände, liegen windschief zu einander. Es lässt sich alsdann die Bewegung von einer auf die andere Welle *b, f* Fig. 293 durch zwei Kegelradpaare und Hilfswelle übertragen.

Da die Wellen *b* und *f* winkelrecht zu der Hilfswelle *a* liegen, so lassen sie sich mit ihren Lagern um *a* drehen, d. h. es kann der Kreuzungswinkel

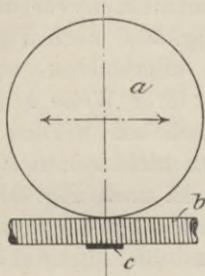


Fig. 302.

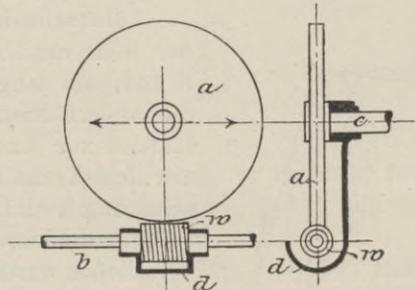


Fig. 303.

der Wellen *b* und *f* beliebig geändert werden, ohne den Eingriff der Kegelradpaare zu stören; auch ist möglich, *b* und *f* gegenüber *a* in der Axenrichtung der ersteren zu verschieben.

Wenn der Kreuzungswinkel der Wellen sich nicht ändern soll, so sind die hyperboloidischen Zahnräder für die Lösung vorliegender Aufgabe sehr geeignet, und wenn mit der Bewegungsübertragung gleichzeitig eine starke Geschwindigkeitsminderung erreicht werden soll, Schraube, bezw. Wurm mit Rad. Nach Fig. 302 ist die eine der Wellen, nämlich *b*, als Schraube ausgebildet, während die andere Welle das Wurmrad *a* trägt. Der Eingriff der Schraubengänge mit der Wurmradverzahnung wird offenbar nicht gestört, wenn man das Rad *a* nebst Welle gleichlaufend zur Axe von *b* soweit verschiebt, wie die Länge des Gewindes beträgt. Ist aber die Schraube ziemlich lang, so liegt die Gefahr vor, dass sie, sich durchbiegend, dem Rade *a* ausweicht, was verhütet werden kann durch ein Lager *c*, welches mit den Lagern, die zur Welle von *a* gehören, fest verbunden ist.

Theils weil die Herstellung einer langen Schraube theuer ist, theils weil letztere nicht gut in Schmierung gehalten werden kann, wird statt der langen Schraube eine kurze, auf der Welle *b*, Fig. 303, verschiebbare Schraube, der sogen. Wurm *w* vorgezogen. Die Welle *b* ist in ganzer Länge

mit einer Nuth versehen, in welche eine an  $w$  feste Leiste greift, so dass sich  $b$  und  $w$  nur gemeinsam drehen können. Mit dem Lager der Welle  $c$ , auf welcher das Wurmrad  $a$  festsetzt, ist die Lagerung  $d$  des Wurmes fest verbunden, so dass  $a$  und  $w$  jederzeit die richtige gegensätzliche Lage behalten.  $d$  pflegt man zu einem Oelbehälter auszubilden, um den Wurm stetig schmieren zu können, und die hohlen Zapfen von  $w$  gestaltet man oft als Kammzapfen oder legt ihre Stirnflächen gegen Ball-Lager, damit sie den oft grossen, in die Axenrichtung fallenden Druck sicher bzw. ohne zu grosse Reibungswiderstände aufnehmen können.

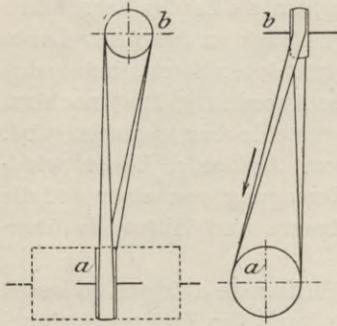


Fig. 304.

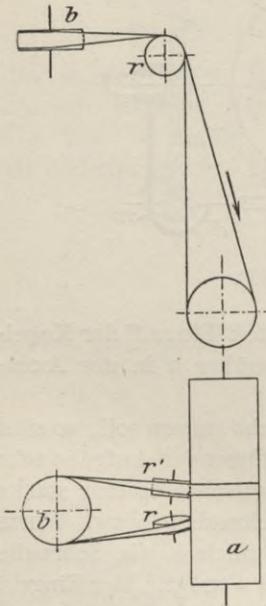


Fig. 305.

Der sogen. halbgeschränkte Riemen Fig. 304 eignet sich bekanntlich zur Bewegungsübertragung zwischen Wellen, welche sich in einigem Abstände der Axen überschneiden. Es lassen sich bei diesem Betrieb die Wellen in ihren Axenrichtungen verschieben, indem man die Riemenrollen — oder Schnurrollen — nach Art der Fig. 286 und 293, S. 145 u. 146 in ihrer gegensätzlichen Lage festhält. Sobald die Wellen sich rechtwinklig überschneiden, zieht man meistens vor, die eine der Riemenrollen, z. B.  $a$  Fig. 304, nach Fig. 284, S. 144, als lange Trommel auszubilden, so dass die andere Riemenrolle mit ihrer Welle  $b$  gleichlaufend zur Axe von  $a$  verschoben werden kann. Oertliche Verhältnisse fordern nicht selten die Einschaltung von Leitrollen, z. B. nach Fig. 305. Es soll die Riemenrolle  $b$  mit Welle längs der Trommel  $a$  verschoben werden. Dann sind die Lager der beiden Leitrollen  $r$  mit der Lagerung von  $b$  fest verbunden.

3. Die zur Aenderung der Geschwindigkeit verfügbaren Mittel zerfallen in 2 Gruppen: die eine dieser Gruppen ändert die Geschwindigkeit stufenweise, die andere allmählich. Für die letztere sind nur Reibungsantriebe gebräuchlich, und zwar in folgenden Ausführungsformen. Nach Fig. 306 sitzt auf der einen der sich rechtwinklig kreuzenden Wellen eine ebene Scheibe  $a$  fest, auf der anderen ist eine kurze Walze  $b$  verschiebbar, so dass der Halbmesser  $R$  des Kreises, in welchem die Mitte von  $b$  auf  $a$  rollt, zwischen seinem grössten Werth und Null beliebig geändert werden

kann. Der die Reibung erzeugende Druck  $Q$  belastet die Welle der walzenförmigen Rolle  $b$  einseitig. Das vermeidet die Rupp'sche Anordnung, Fig. 307, nach welcher zwei ebene Scheiben  $a$  und  $a_1$  von entgegengesetzten Seiten auf die walzenförmige, auf ihrer Welle verschiebbare Rolle  $b$  wirken.  $b$  rollt bei den durch Fig. 306 und 307 dargestellten Anordnungen nur in seiner Mittelebene gegenüber der ebenen Scheibe. Ausser- und innerhalb dieser Mittelebene gesellt sich dem Rollen ein Gleiten, welches um so grösser ausfällt, je weiter der betreffende Rollentheil von der mehr genannten

Mittelebene entfernt liegt. Man würde dieses Gleiten durch kegelförmige Reibflächen, deren Spitzen im Kreuzungspunkte der Axen liegen, vermeiden, damit aber auch die Regelbarkeit des Uebersetzungsverhältnisses verlieren. Osgood hat<sup>1)</sup> nach Fig. 308 die Verjüngung der Kegel so gewählt, dass sie dem mittleren Uebersetzungsverhältniss entsprechen, für dieses also völliges Rollen erreicht, während für die anderen Uebersetzungsverhältnisse

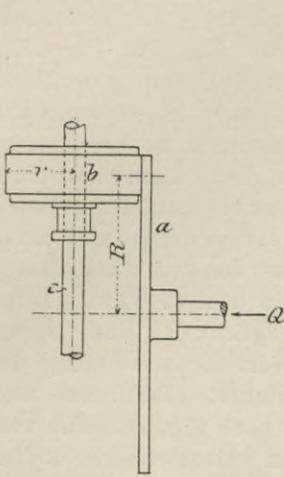


Fig. 306.

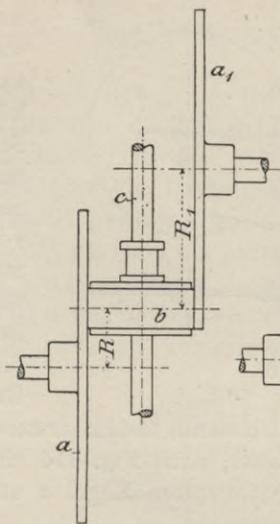


Fig. 307.

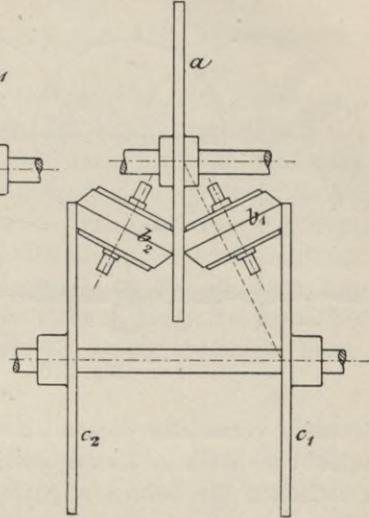


Fig. 308.

das Gleiten wenigstens erheblich gemindert wird; er entlastet ferner die Axe der Scheibe  $a$  ohne weiteres, die der Scheiben  $c_1$  und  $c_2$  mittelbar von den in ihre Längenrichtung fallenden Drücken.

Holmes<sup>2)</sup> lässt gegen die ebene Scheibe  $a$ , Fig. 309, den Rand einer zweiten ebenen Scheibe  $b$  drücken und mindert hierdurch das Gleiten der Reibflächen.

Sellers überträgt die Bewegung von  $a$  nach  $c$ , Fig. 310, durch ein Scheibenpaar  $b$ , welches lose um einen Zapfen sich dreht.  $a$  und  $c$  sind mit schmalen Borden versehen, und die Scheiben  $b$  sind an ihren Innenflächen nach einem sehr stumpfen Kegel gestaltet, so dass die Berührung nur längs verhältnissmässig kleiner Flächen bei  $x$  und  $y$  stattfindet. Indem der Zapfen des Scheibenpaares  $b$  verschoben wird, ändern sich die Halbmesser  $r_1$  und  $r_2$  der Angriffsstellen, womit das Uebersetzungsverhältniss ein anderes wird. Die in die Axenrichtung fallenden Drücke werden so, wie

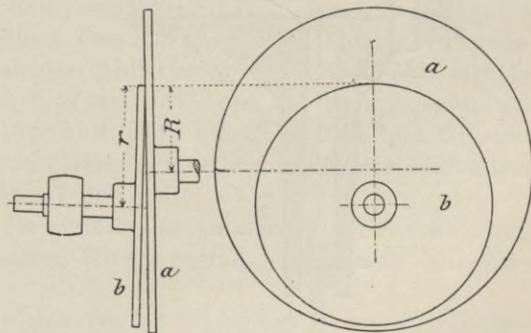


Fig. 309.

<sup>1)</sup> Industries, Jan. 1897, S. 27, mit Abb.

<sup>2)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1894, S. 661, mit Abb.

bei der Osgood'schen Anordnung aufgehoben. Fig. 311 ist ein theilweiser Schnitt durch das Scheibenpaar *b* des Sellers'schen Triebwerkes. Auf dem Zapfen *z* steckt lose eine Hülse mit einer festen und einer verschiebbaren Kugelfläche *d*, auf welchen die Scheiben *b* nachgiebig sitzen. Eine Feder *f* drückt die Scheiben zusammen.

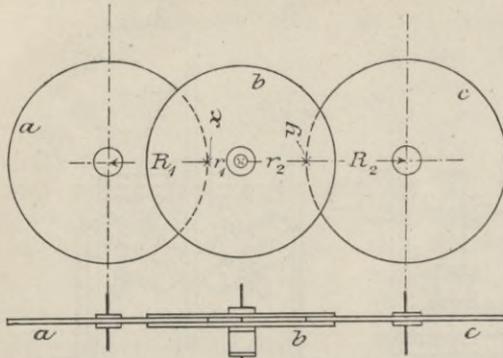


Fig. 310.

Evans<sup>1)</sup> vermeiden diesen Umstand, indem ersterer nach Fig. 313 eine verschiebbare Rolle *c*, Evans aber, nach Fig. 314 einen verschiebbaren Reifen *c* zwischen die beiden abgestumpften Kegel *a* und *b* legt.

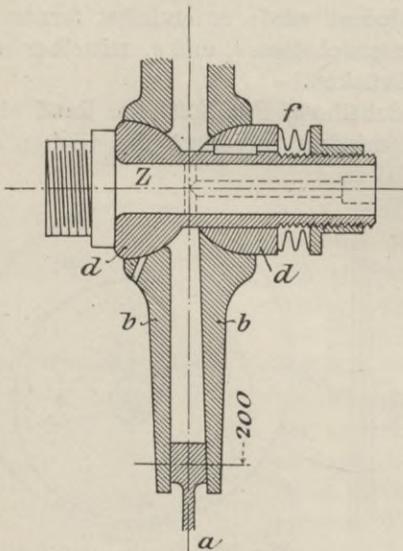


Fig. 311.

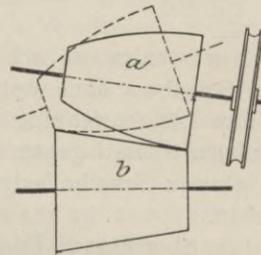


Fig. 312.

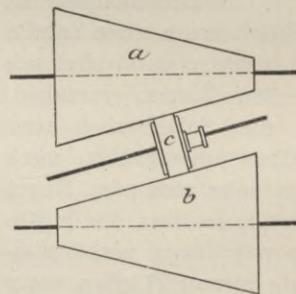


Fig. 313.

Man kann auch mittels Treibriemens die Bewegung von einem abgestumpften Kegel auf den anderen bewirken und durch Verschiebung des Riemen das Uebersetzungsverhältniss ändern. Da jedoch der Riemen stets

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1893, S. 1251, mit Abb.

dem grösseren Durchmesser der Kegel zustrebt, bedarf er fortwährender Führung und unterliegt deshalb starker Abnutzung. Im Werkzeugmaschinenbau kommt derartiger Riemenbetrieb fast garnicht vor.

Die Scheiben *a* in Fig. 306 bis 309 werden regelmässig aus Gusseisen gefertigt, die Rollen *b*, Fig. 306 bis 308, aus Leder, Papier oder hartem Holz, welches zwischen zwei eiserne Endscheiben gepresst ist. Bei der Holmes'schen Anordnung ist *b* mit Leder überzogen. Die Sellers'schen Scheiben bestehen aus Gusseisen, und bei Evans, Fig. 314, ist der Reifen *c* mit Leder überzogen.

Bis zu 4 m Umfangsgeschwindigkeit der Rolle *b*, Fig. 306, erhält man brauchbare Verhältnisse, wenn man die Länge der Rolle dem Achtel des Scheiben-Durchmessers gleich macht. Es lässt sich dann jedes Millimeter der Rollenlänge bis zu höchstens 0,8 kg Umfangskraft oder Reibung in Anspruch nehmen, wobei die Reibungswerthziffer in der Nähe von 0,3 liegt, also der erforderliche Andruck *Q*, Fig. 306, für jedes Millimeter der Rollenlänge gegen 2,6 kg beträgt. Ein etwas grösserer Andruck ist für kleinere Umfangsgeschwindigkeiten, als w. o. angegeben, vielleicht zulässig; bei grösseren Geschwindigkeiten soll man sich mit weniger als 2,6 kg Andruck, bezw.

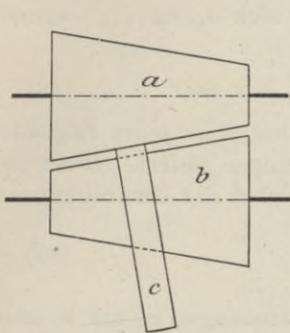


Fig. 314.

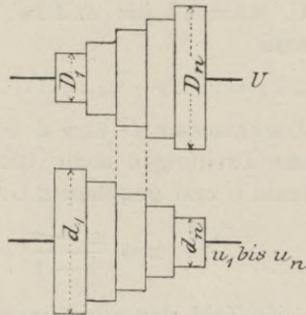


Fig. 315.

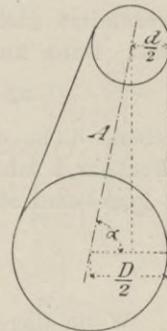


Fig. 316.

0,8 kg Umfangskraft für 1 mm Rollenlänge begnügen. Nach in der unten verzeichneten Quelle<sup>1)</sup> mitgetheilten Versuchen schwankte der Wirkungsgrad des durch Fig. 306 abgebildeten Antriebes, wenn die Rolle *b* sich in äusserster Lage befand, zwischen 0,52 und 0,77 und der Wirkungsgrad des Sellers'schen Vorgeleges, Fig. 310 und 311, zwischen 0,44 und 0,6, aus welchen Zahlen ungefähr auf die Wirkungsgrade der übrigen hier angegebenen Reibgetriebe geschlossen werden kann.

Man pflegt daher da, wo die stufenweise Aenderung der Geschwindigkeit ausreichend und ein grösserer Wirkungsgrad von Werth ist, diese vorzuziehen.

Bei weitem am gebräuchlichsten ist für stufenweise Geschwindigkeitsänderungen der Antrieb durch Stufenrollen und Treibriemen oder Schnur. Eine Zahl von Rollen verschiedenen Durchmessers sitzt auf der einen Welle, Fig. 315, und befindet sich einer ebensogrossen Zahl auf der zweiten Welle befindlicher Rollen gegenüber. Man nennt jede Gruppe der Rollen eine Stufenrolle (fälschlich Stufenscheibe). Man legt, um die Uebersetzung zu ändern, den Treibriemen von einem einander gegenüberliegenden

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1897, S. 1362, mit Abb.

Stufenpaar auf ein anderes. Das ist in kurzer Zeit nur auszuführen, wenn die Treibriemenlänge unverändert bleiben kann. Bei gekreuzten Riemen wird dieser Forderung ohne weiteres genügt, wenn die Durchmessersumme der Rollenpaare immer dieselbe, oder:

$$d_1 + D_1 = d_2 + D_2 = \dots = d_n + D_n \quad (36)$$

ist. Offene Riemen haben, nach Fig. 316, die Länge:

$$\mathcal{L} = D(\pi - \alpha) + d\alpha + \sqrt{4A^2 - (D - d)^2}; \quad (37)$$

es sind sonach die Bedingungen, unter welchen verschiedene Uebersetzungsverhältnisse  $D/d$  ein und dieselbe Riemenlänge  $\mathcal{L}$  bedürfen nicht so einfach wie bei dem gekreuzten Riemen. Wenn jedoch  $A$  im Verhältniss zu  $D$  und  $d$  gross ist, etwa das vierfache des grössten Rollendurchmessers beträgt, so genügt für gewöhnlich vorkommende Uebersetzungen auch für offene Riemen Gleichheit der Durchmessersummen jedes Rollenpaares.

Zuweilen sind die Uebersetzungsstufen gegeben, häufiger verlangt man von ihnen, dass die Uebersetzungen zwischen der grössten und kleinsten regelmässig abnehmen.

Es sei die minutliche Drehungszahl der einen Stufenrolle Fig. 315 unverändert gleich  $U$ , während die andere Welle sich  $u_1, u_2, \dots, u_n$  mal dreht. Dann kann man

$$u_n - u_{n-1} = u_{n-1} - u_{n-2} \dots = u_2 - u_1 = x \quad (38)$$

machen, d. h. die Durchmesser  $D$  und  $d$  so wählen, dass jedes folgende Rollenpaar  $x$  minutliche Drehungen mehr bzw. weniger liefert. Dann ist bei gegebener Stufenzahl  $n$  und gegebenen Grenzwerten der Umdrehungen:

$$x = \frac{u_n - u_1}{n - 1} \quad (39)$$

Wenn dagegen die Zahl der minutlichen Umdrehungen  $x$ , um welche jeder Stufenwechsel die Drehungen  $u$  mehr oder mindern soll, und die Grenzwerte der Drehungen gegeben sind, so erhält man die Zahl der Stufen zu:

$$n = 1 + \frac{u_n - u_1}{x} \quad (40)$$

Da  $n$  nur eine ganze Zahl sein kann, so dient die zuletzt gegebene Gleichung nur zur Gewinnung eines Anhalts für die endgültige Wahl von  $u$  oder  $x$ .

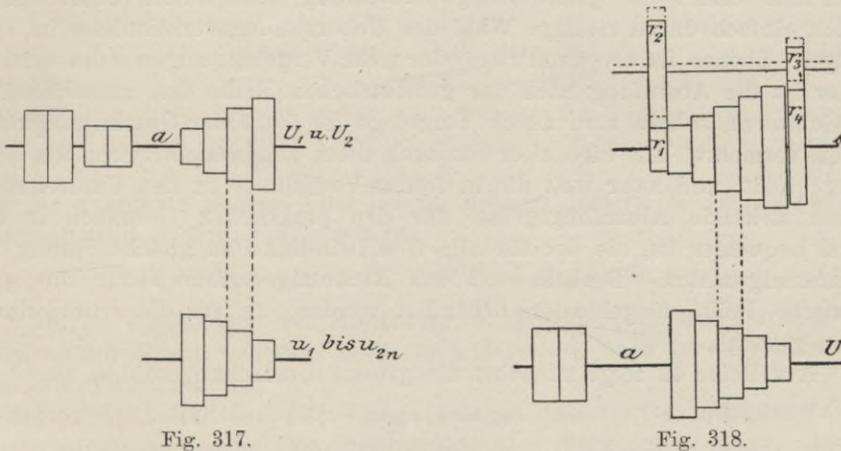
Die weitere Rechnungsweise ist so selbstverständlich, dass ich sie übergehen kann.

Nicht selten ist die Zahl  $n$  der verlangten Stufen so gross, dass die Länge der Stufenrolle, wenn diese aus ebensoviele an einander gereihten Rollen bestände, in dem verfügbaren Raum nicht unterzubringen sein würde. Man fügt dann ein oder gar mehrere Vorgelege hinzu, z. B. in folgender Weise: Nach Fig. 317 ist ein doppelter Antrieb der treibenden Welle  $a$  vorgesehen, so dass man nach Wunsch diese Welle rascher oder weniger rasch kreisen lassen kann. Man erhält sonach  $n$  Geschwindigkeitsstufen mit  $U_1$  und ebensoviele mit  $U_2$  minutlichen Drehungen von  $a$ , d. h. im ganzen  $2n$  Geschwindigkeiten. Statt dessen kann man  $a$ , Fig. 318, stets mit der gleichen Geschwindigkeit kreisen lassen, sieht aber ein nach Bedarf ein-

zurückendes Rädervorgelege für die anzutreibende Welle  $s$  vor. Die Stufenrolle der Welle  $s$  ist mit einem Rädchen  $r_1$  behaftet, welches ihre Drehungen unter Vermittlung der Räder  $r_2$  und  $r_3$  auf das Rad  $r_4$  überträgt. Letzteres Rad sitzt fest auf  $s$ , während sich die Stufenrolle frei um  $s$  dreht. Man erzielt so  $n$  verschiedene Geschwindigkeiten für die Welle. Bringt man aber das Rädervorgelege ausser Eingriff und befestigt die Stufenrolle an der Welle  $s$ , so lassen sich  $n$  andere Drehungszahlen der Welle  $s$  erzielen. Es liefert also auch diese Anordnung doppelt so viele Geschwindigkeiten, als Stufen der Rollen vorhanden sind. In gleicher Weise lässt sich die Zahl der Geschwindigkeitsstufen verdreifachen oder gar vervierfachen.

Nun wird man für gewöhnlich verlangen, dass die sämtlichen Geschwindigkeitsstufen eine gesetzmässige Reihe bilden. Das ist aber mit der vorhin kurz erörterten Abstufung nach arithmetischer Reihe ausgeschlossen. Heisst das Uebersetzungsverhältniss des Räder-Vorgeleges  $\psi$ , so würde bei jenem Abstufungsgesetz die ganze Reihe der Geschwindigkeiten wie folgt aussehen:

$$u_1 + (n-1)x; u_1 + (n-2)x; \dots u_1 + x; u_1; \\ [u_1 + (n-1)x]\psi; [u_1 + (n-2)x]\psi; \dots [u_1 + x]\psi; u_1 \cdot \psi \quad (41)$$



d. h. die ohne Vorgelege hervorgebrachten Umdrehungszahlen würden um  $x$ , die mit ihm erzielten um  $x \cdot \psi$  springen. Eine solche Reihe dürfte nicht befriedigen. Anders ist es, wenn man der Abstufung eine geometrische Reihe zu Grunde legt.<sup>1)</sup>

Es sei  $u_1$  die kleinste Umdrehungszahl der getriebenen Rolle.  $u_2$  soll  $\varphi$  mal grösser sein, ebenso  $u_3$   $\varphi$  mal grösser sein als  $u_2$  u. s. f.

Dann wird die Reihe:

$$u_1; u_1 \cdot \varphi; u_1 \cdot \varphi^2; \dots u_1 \cdot \varphi^{n-2}; u_1 \cdot \varphi^{n-1} \quad (42)$$

Diese Reihe solle durch  $\frac{n}{2}$  Stufen der Rollen und Vorgelege erzielt werden;  $n$  muss daher eine durch zwei theilbare Zahl sein. Die zwei Hälften der Reihe sind, wenn man die grösste Umdrehungszahl voransetzt:

<sup>1)</sup> Vergl. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1892, S 576.

$$\left. \begin{aligned} u_1 \cdot \varphi^{n-1}; u_1 \varphi^{n-2} \dots \dots u_1 \varphi^{n-n} \text{ ohne Vorgelege,} \\ u_1 \cdot \varphi^{2^{n-1}}; u_1 \varphi^{2^{n-2}} \dots \dots u_1 \quad \text{mit Vorgelege.} \end{aligned} \right\} (43)$$

also beispielsweise für  $n = 10$ :

$$\begin{aligned} u_1 \{ \varphi^9; \varphi^8; \varphi^7; \varphi^6; \varphi^5 \} \text{ ohne Vorgelege,} \\ u_1 \{ \varphi^4; \varphi^3; \varphi^2; \varphi; 1 \} \text{ mit Vorgelege.} \end{aligned}$$

Es sollen nun durch das Räder-Vorgelege mit dem Uebersetzungsverhältniss  $\psi$  die Umdrehungszahlen der oberen Reihe in die der unteren Reihe verwandelt werden, d. h. es wird verlangt:

$$\begin{aligned} u_1 \cdot \varphi^{n-1} \cdot \psi &= u_1 \varphi^{2^{n-1}} \quad \text{u. s. w. bis zu:} \\ u_1 \varphi^{2^{n-1}} \cdot \psi &= u_1 \end{aligned}$$

Alle diese Gleichungen ergeben:

$$\psi = \frac{1}{\varphi^{n/2}}, \quad \dots \dots \dots (44)$$

d. h. man erhält die gleichförmige Abstufung sämtlicher Umdrehungszahlen einfach durch richtige Wahl des Uebersetzungsverhältnisses im Vorgelege. Ebenso ist es, wenn zwei oder mehr Vorgelege angewendet werden. Daher ist die Abstufung nach der geometrischen Reihe fast ausschliesslich im Gebrauch, sobald man durch Vorgelege die Zahl der Geschwindigkeitsstufen vermehrt. Sie wird aber oft auch dann angewendet, wenn ein Vorgelege fehlt, und zwar weil die in festem Verhältniss zu den Umdrehungszahlen stehende Abstufungsgrösse für den praktischen Gebrauch in der Regel bequemer ist, als der für alle Geschwindigkeiten gleiche Sprung der Umdrehungszahlen. Deshalb soll das Rechnungsverfahren für die geometrische Reihe eingehender behandelt werden, als für die arithmetische Reihe geschah.

Aus Reihe 42 folgt zunächst die grösste Umdrehungszahl  $u_n$  zu:

$$u_n = u_1 \cdot \varphi^{n-1} \quad \dots \dots \dots (45)$$

dann:

$$\varphi = \sqrt[n-1]{\frac{u_n}{u_1}} \quad \dots \dots \dots (46)$$

zur Berechnung von  $\varphi$ , wenn  $n$ ,  $u_1$  und  $u_n$  gegeben sind, sowie:

$$n = 1 + \frac{\log \frac{u_n}{u_1}}{\log \varphi} \quad \dots \dots \dots (47)$$

zur Berechnung von  $n$ , wenn  $\varphi$ ,  $u_1$  und  $u_n$  gegeben sind.

$\varphi$  wird gewöhnlich zwischen 1,25 und 2 gewählt.

Für Stufenrollen ohne Vorgelege ergibt sich ferner (vergl. Fig. 315, S. 153):

$$\begin{aligned} D_1 \cdot \pi \cdot U &= d_1 \cdot \pi \cdot u_1 \\ D_n \cdot \pi \cdot U &= d_n \cdot \pi \cdot u_n \\ \hline D_1 \cdot D_n \cdot U^2 &= d_1 d_n \cdot u_1 \cdot u_n \quad \dots \dots \dots (48) \end{aligned}$$

oder

$$U^2 = \frac{d_1 \cdot d_n}{D_1 \cdot D_n} \cdot u_1 \cdot u_1 \varphi^{n-1} \dots \dots \dots (49)$$

Meistens macht man die beiden zusammen arbeitenden Stufenrollen unter sich gleich. Also  $D_1 = d_n$ ,  $D_n = d_1$  u. s. w.

Alsdann wird:

$$U^2 = u_1^2 \cdot \varphi^{n-1}$$

oder

$$U = u_1 \cdot \sqrt{\varphi^{n-1}} \dots \dots \dots (50)$$

Auf demselben Wege kann man aus 48 auch gewinnen:

$$U = \frac{u_n}{\sqrt{\varphi^{n-1}}} \dots \dots \dots (51)$$

Unter der obigen Voraussetzung, dass  $D_1 = d_n$  u. s. w. sein soll, gewinnt man ferner aus  $D_1 \cdot \pi \cdot U = D_n \cdot \pi \cdot u$ .

$$\frac{D_1}{D_n} = \frac{u_1}{U} = \frac{u_1}{u_1 \sqrt{\varphi^{n-1}}} = \frac{1}{\sqrt{\varphi^{n-1}}} \dots \dots \dots (52)$$

ebenso:

$$\frac{D_2}{D_{n-1}} = \frac{u_2}{U} = \frac{u_1 \cdot \varphi}{u_1 \sqrt{\varphi^{n-1}}} = \frac{1}{\sqrt{\varphi^{n-3}}} \dots \dots \dots (53)$$

$$\frac{D_3}{D_{n-2}} = \frac{u_3}{U} = \frac{u_1 \varphi^2}{u_1 \sqrt{\varphi^{n-1}}} = \frac{1}{\sqrt{\varphi^{n-5}}} \dots \dots \dots (54)$$

und für gekreuzte Riemen oder offene Riemen, sofern bei letzteren der Wellenabstand  $A$ , Fig. 316, gross ist:

$$D_1 + D_n = D_2 + D_{n-1} = D_3 + D_{n-2} \text{ u. s. f. } \dots \dots (55)$$

Durch Verbindung der Ausdrücke 52 bis 55 sind die Durchmesser leicht anzurechnen, nachdem man einen derselben nach der zu übertragenden Arbeit bestimmt hat.

Für Stufenrollen mit Vorgelege ist dasselbe Rechnungsverfahren anzuwenden; es kommt die Bestimmung des Vorgeleges hinzu, dessen Uebersetzungsverhältniss  $\psi$  nach Gleichung 44 gewonnen wird. Wählt man für ein Vorgelege das in Fig. 306 dargestellte Räderwerk, so ist:

$$\frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{r_3}{r_4} = \psi = \frac{1}{\varphi^2} \dots \dots \dots (56)$$

Bei dem in der Stufenrolle untergebrachten Rädervorgelege, Fig. 318a, ist das Rad  $r_1$  mit der Stufenrolle, die Zapfen, um welche sich die Räder  $r_2$  frei drehen, sind mit der Welle fest verbunden, das Rad  $r_3$  kann entweder nach aussen verriegelt oder, um das Vorgelege auszuschalten, mit der Stufenrolle gekuppelt werden.<sup>1)</sup> Es werde vorläufig angenommen, die Zapfen von  $r_2$  ruhten, so würde sich  $r_3$  entgegen-

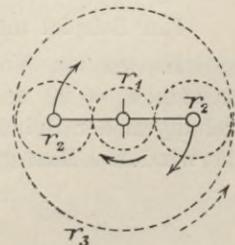


Fig. 318a.

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1891, S. 274, mit Abb.

gesetzt von  $r_1$  minutlich  $c_3$  mal drehen, wenn  $r_1$  sich  $c_1$  mal dreht, und zwar in dem Verhältniss:

$$\frac{c_1}{c_3} = \frac{2 \cdot r_3}{2 \cdot r_1} = \frac{r_3}{r_1} \dots \dots \dots (57)$$

Soll  $r_3$  ruhen, so muss das Ganze im entgegengesetzten Sinne sich  $c_3$  mal drehen, also die mit den Zapfen von  $r_2$  verbundene Welle minutlich  $c_3$  mal, die Stufenrolle aber  $c_1 + c_3$  mal, d. h. die wirkliche Umdrehungszahl  $u = c_1 + c_3$  der Stufenrolle verhält sich zur Drehungszahl  $c_3$  der Welle nach der Gleichung:

$$\frac{u}{c_3} = \frac{c_1 + \frac{r_1}{r_3} \cdot c_1}{\frac{r_1}{r_3} \cdot c_1} = \frac{r_3 + r_1}{r_1} \dots \dots \dots (58)$$

oder

$$\left( \frac{1}{\varphi^{n/2}} \right) = \psi = \frac{r_1}{r_1 + r_3} \dots \dots \dots (59)$$

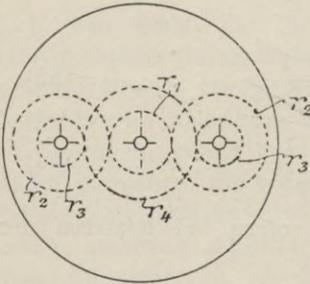


Fig. 319.

Bei dem, wie das vorige in die Stufenrolle zu legenden Vorgelege, welches Fig. 319 darstellt,<sup>1)</sup> sitzt  $r_1$  fest an der Stufenrolle,  $r_4$  fest auf der anzutreibenden Spindel, während die Zapfen, um welche sich die mit einander verbundenen Räder  $r_2$  und  $r_3$  frei drehen, so lange ruhen, als das Vorgelege benutzt wird, aber behufs Ausschaltung des Vorgeleges mit der Stufenrolle gekuppelt werden. Es ist das Uebersetzungsverhältniss:

$$\psi = \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{r_3}{r_4} \dots \dots \dots (60)$$

Da nun bei dem Vorgelege, welches Fig. 318 darstellt, die Summen der Radhalbmesser unter sich gleich sein müssen, oder:

$$r_1 + r_2 = r_3 + r_4 \dots \dots \dots (61)$$

zu machen ist, und für die übrigen Vorgelege ähnliche Bedingungen vorliegen, zu gleicher Zeit aber nur ganze Zähnezahlen möglich sind, so lassen sich die Ergebnisse der Gleichungen 56, 59 und 60 nicht mit voller Genauigkeit durchführen, ihre Werthe vielmehr nur angenähert erreichen.

Ein Beispiel möge das Rechnungsverfahren erläutern.

Es sei ein Vorgelege für 8 Geschwindigkeitsstufen innerhalb der Grenzen  $u_1 = 20$  und  $u_8 = 340$  zu berechnen. Bei 20 minutlichen Umdrehungen der Spindel  $s$ , Fig. 318, sei ein Moment von 5000 cmkg zu überwinden. Man gewinnt zunächst aus Gl. 46:

$$\varphi = \text{rund } 1,5$$

<sup>1)</sup> J. Pechan, Werkzeuge und Werkzeugmaschinen auf der 1893er Chicagoer Ausstellung, Wien 1894, S. 53, mit Abb.

und, unter Zugrundelegung dieses Werthes, nach Gl. 42:

$$\begin{array}{ll} u_1 = 20 & u_5 = 101,2 \\ u_2 = 30 & u_6 = 151,9 \\ u_3 = 45 & u_7 = 227,8 \\ u_4 = 67,5 & u_8 = 341,7 \end{array}$$

und nach Gl. 44:

$$\psi = \frac{1}{\sqrt{1,5^8}} = \frac{1}{5,06} = 0,1975.$$

Zur Bestimmung der Riemenrollendurchmesser übergehend, weise ich darauf hin, dass für diese zunächst nur die Geschwindigkeiten  $u_5$ ,  $u_6$ ,  $u_7$  und  $u_8$  in Frage kommen, also in Gl. 49 zu setzen ist:

$$U^2 = \frac{d_1 \cdot d_4}{D_1 \cdot D_4} \cdot u_5 \cdot u_8$$

und wenn  $d_1 = D_4$ ,  $d_4 = D_1$ :

$$U^2 = u_5 \cdot u_8 = u_1^2 \cdot \varphi^4 \cdot \varphi^7$$

also gewinnt man nach Einführung der Zahlenwerthe:

$$U = 186$$

als Umdrehungszahl der treibenden Stufenrolle.

Es ergibt sich ferner für die Rollendurchmesser  $D_1$  bis  $D_4$ :

$$\begin{aligned} D_1 \cdot \pi \cdot U &= D_4 \cdot \pi \cdot u_5, \text{ oder} \\ \frac{D_1}{D_4} &= \frac{u_5}{U} = \frac{u_1 \cdot \varphi^4}{u_1 \sqrt{\varphi^{11}}} = \frac{1}{\sqrt{\varphi^3}} = \frac{1}{1,837} \\ \frac{D_2}{D_3} &= \frac{u_4}{U} = \frac{u_1 \cdot \varphi^5}{u_1 \sqrt{\varphi^{11}}} = \frac{1}{\sqrt{\varphi}} = \frac{1}{1,222} \end{aligned}$$

und:

$$D_1 + D_4 = D_2 + D_3.$$

Es sei nun der grösste Riemenrollendurchmesser wegen der örtlichen Verhältnisse zu 520 mm angenommen, so gewinnt man aus Vorstehendem:

$$D_4 = 520 \text{ mm}; D_1 = 289 \text{ mm}; D_4 + D_1 = 809$$

$$D_2 + 1,222 \cdot D_2 = 809$$

$$D_2 = \frac{809}{2,222} = 364 \text{ mm}; D_3 = 445 \text{ mm}.$$

Wegen des weiter oben gefundenen Uebersetzungsverhältnisses im Rädervorgelege:

$$\psi = 0,1975$$

hat die Stufenrolle bei kleinster Geschwindigkeit das Moment:  $0,1975 \cdot 5000 = 987,5$  cmkg zu überwinden, d. i. an 26 cm Halbmesser rund 38 kg Kraft am Umfange der Rolle. 0,5 kg Nutzleistung für jedes mm der Riemenbreite ergibt 76 mm Riemenbreite oder etwa 90 mm Rollenbreite.

Die Uebersetzungsverhältnisse der Zahnradpaare  $\frac{r_1}{r_2}$  und  $\frac{r_3}{r_4}$ , Fig. 318, mögen etwa gleich sein, und es möge vorläufig  $r_4$  und  $r_2$  zu 250 mm,  $r_3$  und  $r_1$  zu 110 mm angenommen werden. Dann ist der Zahndruck  $P$  bei dem

erstgenannten Räderpaar 200 kg, bei dem andern rund 90 kg. Daraus gewinnt man, wenn die Zahnbreite  $9 \cdot \frac{t}{\pi}$  betragen soll, mit:

$$\frac{t}{\pi} = 0,4 \cdot \sqrt{P}$$

$$\text{für } r_1 \text{ und } r_2 : \frac{t}{\pi} = 3,79 \text{ oder rund } 4$$

$$\text{für } r_3 \text{ und } r_4 : \frac{t}{\pi} = 5,66 \text{ oder rund } 6$$

und bei 360 mm Wellenabstand:

$$\text{für } r_1 \text{ und } r_2 \text{ zusammen } 720 : 4 = 180 \text{ Zähne}$$

$$\text{für } r_3 \text{ und } r_4 \text{ zusammen } 720 : 6 = 120 \text{ Zähne.}$$

Diese Zähne kann man so vertheilen, dass auf das Rad  $r_1$ : 56, Rad  $r_2$ : 124, Rad  $r_3$ : 37 und Rad  $r_4$ : 83 Stück entfallen. Dann wird die ganze Räderübersetzung zu:

$$\frac{37}{83} \cdot \frac{56}{124} = 0,2013$$

Das weicht von dem Geforderten (0,1975) zu sehr ab; besser schliesst sich ihm an:

$$\frac{37}{83} \cdot \frac{55}{125} = 0,196.$$

Es würden hiernach werden:

$$r_1 = \frac{55 \cdot 4}{2} = 110 \text{ mm, } r_2 = \frac{125}{2} \cdot 4 = 250 \text{ mm bei } 9 \cdot 4 = 36 \text{ mm Zahnbreite;}$$

$$r_3 = \frac{37 \cdot 6}{2} = 111 \text{ mm, } r_4 = \frac{83 \cdot 6}{2} = 249 \text{ mm bei } 9 \cdot 6 = 54 \text{ mm Zahnbreite.}$$

Sehr häufig verwendet man das Räderpaar  $r_3$  und  $r_4$  auch für die erste Uebersetzung. Für das vorliegende Beispiel würden bei diesem Verfahren — bei 120 Zähnen für jedes Räderpaar — die Zähnezahlen 37 und 83 sich ergeben, welche eine genügend genaue Gesamtübersetzung, nämlich 0,1987 statt 0,1975, liefern würden.

Die Aus- bzw. Einrückvorrichtungen für die durch Fig. 318a und 319 dargestellten Vorgelege mögen, da letztere wenig angewendet werden, hier unerörtert bleiben; die angezogenen Quellen enthalten das Nöthige.

Das Vorgelege, Fig. 318, wird aus-, bzw. eingerückt durch Verschieben der zu  $r_2$  und  $r_3$  gehörigen Welle quer gegen ihre Länge, oder derselben Welle, bzw. der Räder in ihrer Axenrichtung, oder endlich dadurch, dass man sowohl Rad  $r_4$ , als auch die Stufenrolle auf deren Welle frei drehbar, und eine Kuppelung anbringt, welche entweder das eine oder das andere mit der Welle verbindet.

Bei den beiden erstgenannten Verfahren sitzt das Rad  $r_4$  fest auf seiner Welle, während sich die Stufenrolle um die Welle frei zu drehen vermag. Sobald nun das Vorgelege ausgerückt ist, muss eine Verbindung zwischen Stufenrolle und Welle hergestellt werden, damit letztere an den Drehungen der ersteren theilnimmt. Diese Verbindung wird regelmässig

unter Vermittlung des Rades  $r_4$  hergestellt, beispielsweise nach Fig. 320. Es bezeichnet  $a$  einen Theil der Stufenrolle,  $b$  deren Boden und  $r_4$  das auf der Welle feste Rad. An  $b$  ragt ein Ring  $c$  hervor, welcher mit einer oder mehreren zur Aufnahme des viereckigen Kopfes der Schraube  $i$  geeigneten Unterbrechungen versehen ist.  $i$  steckt in einem Schlitz des Rades  $r_4$ . Befindet sich  $i$  in der durch ausgezogene Linien gezeichneten Lage, so dient ihr Kopf als Mitnehmer, bringt man aber  $i$  in die Lage, welche durch gestrichelte Linien angegeben ist, so können  $a$  und  $r_4$  sich unabhängig von einander drehen. Das Bedienen dieser Kupplung nimmt einige Zeit in Anspruch; rascher ist der vorliegende Zweck durch die in

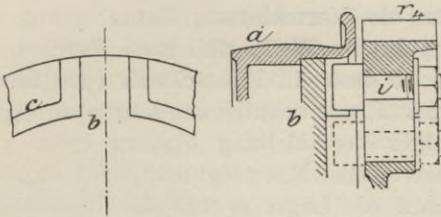


Fig. 320.

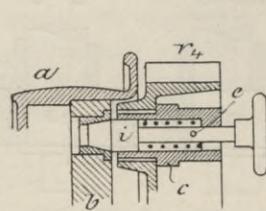


Fig. 321.

Fig. 321 abgebildete Kupplung<sup>1)</sup> zu erreichen.  $a$ ,  $b$  und  $r_4$  haben dieselbe Bedeutung wie vorhin,  $i$  ist ein runder Riegel, welcher durch eine in der Büchse  $c$  liegende Schraubenfeder in ein Loch der Bodenscheibe  $b$  gedrückt wird. Soll die Kupplung gelöst werden, so wird  $i$  zurückgezogen und ein wenig gedreht. Dabei legt sich der in  $i$  feste Stift  $e$  gegen die freie Endfläche der Büchse  $c$  und hindert das eigenmächtige Vorschnellen des Riegels. Zum Kuppeln von  $a$  und  $r_4$  ist nur nöthig, den Riegel  $i$  so zu drehen, dass sein Stift in die Büchse  $c$  schlüpfen kann, und ihn dann einem der in  $b$  befindlichen Löcher gegenüber zu bringen.

Gebräuchliche Mittel zum Ein- und Ausrücken der Vorgelege sind folgende: Die Lager der Vorgelegewelle  $k$ , Fig. 322, sind aussen vierkantig und in Schlitten des Maschinengestells  $m$  um etwas mehr, als die Radzahlänge beträgt, verschiebbar. Ein Klötzchen  $l$  füllt den Raum zwischen Lager und Schlitzende aus und wird auf die eine oder andere Seite des Lagers gelegt, je nachdem die Räder ein- oder ausgerückt sind. Um das Klötzchen  $l$  vor gelegentlichem Herausfallen zu schützen, wird es wohl durch einen Einsteckstift festgehalten.

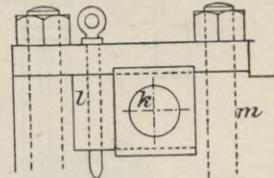


Fig. 322.

Diese Einrichtung birgt die Gefahr in sich, dass die beiden zu  $k$  gehörigen Lager nicht gleichförmig verschoben und hierdurch Verbiegungen der Welle oder der Lager herbeigeführt werden. Von dieser Schwäche ist die folgende Einrichtung frei. Die beiden Räder  $r_2$  und  $r_3$ , Fig. 318, sitzen fest auf der hohlen Welle oder Kanone  $k$ , Fig. 323, und drehen sich mit dieser lose um den Bolzen  $b$ . Dieser ist mit zwei ausseraxig liegenden Zapfen im Maschinengestell  $m$  gelagert. Indem man den Abstand  $a$  der Zapfenaxe von der eigentlichen Bolzenaxe etwas grösser macht, als die halbe Zahnlänge beträgt, erreicht man das Aus-, bzw. Einrücken der Räder

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1892, S. 753, mit Abb.

durch halbe Drehung des Bolzens *b*. Dieser wird durch einen Einsteckstift oder ein anderes Mittel am eigenmächtigen Drehen gehindert. Um die beiden Löcher des Maschinengestelles gleich weit bohren zu können, wählt man zuweilen die Ausführungsform, welche Fig. 324 zeigt.

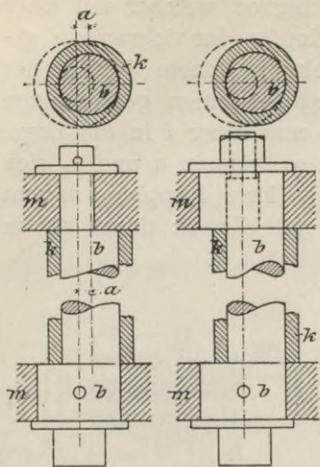


Fig. 323.

Fig. 324.

Die Verschiebung der Vorgelegeräder mit ihrer Welle in deren Axenrichtung erreicht man für leichte Maschinen wohl durch die Einrichtung, welche Fig. 325 darstellt. Zwischen den mit dem Maschinengestell festen Lagern *m* ist für die Verschiebung Raum genug gelassen; in die Welle sind zwei Furchen gedreht, so dass ein Einsteckstift *i* sie in den beiden in Frage kommenden Lagen an eigenmächtiger Verschiebung hindern kann. Bei schwereren Maschinen legt man, nach Fig. 326, zwischen ein Lager *m* und die benachbarte Radnabe, bzw. das Lager und den Kopf der

Welle den halbrunden Bügel *i*, Fig. 326 und 327. Es werden den Lagerkörpern auch wohl zwei halbrunde Bügel *i*, nach Fig. 328, angelenkt, von

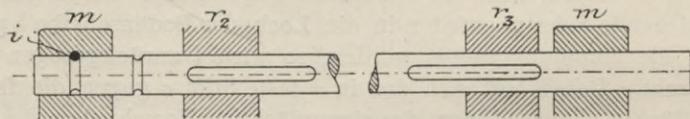


Fig. 325.

Fig. 327.

Fig. 326.

Fig. 328.

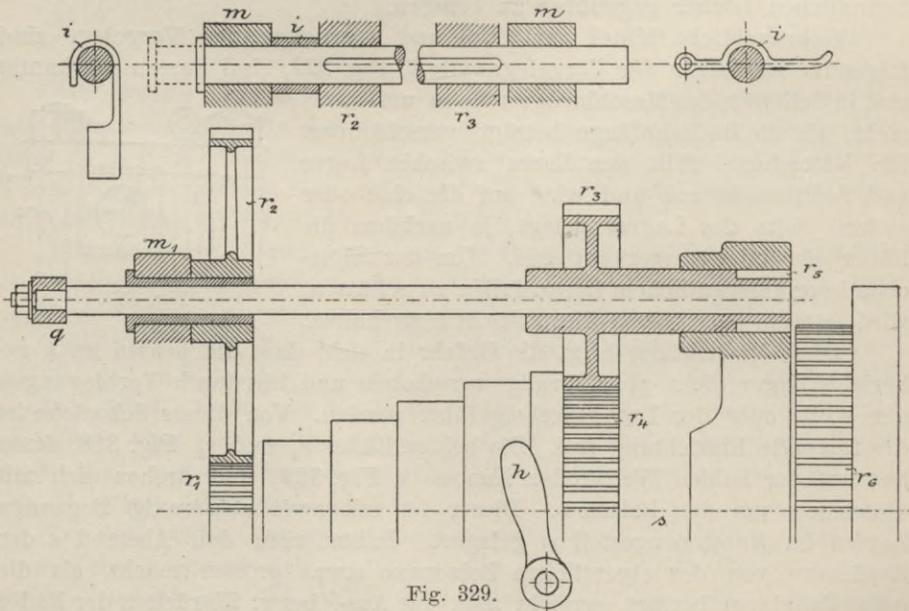


Fig. 329.

denen der eine oder andere eingelegt wird, je nachdem die Welle die eine oder andere Verschiebung erfahren hat.

Für die Verschiebung der Räder auf der Vorgelegewelle mögen folgende Beispiele genügen. Fig. 329 zeigt eine von der Gisholt Machine Comp. (Madison, Wisc.) für doppeltes Vorgelege angewendete Einrichtung. Es soll die Drehbankspindel  $s$  sich entweder mit der Stufenrolle, oder unter Vermittlung der Räder  $r_1 r_2 r_3 r_4$  oder endlich der Räder  $r_1 r_2 r_5 r_6$  drehen. Das Rad  $r_2$  bleibt stets mit  $r_3$  im Eingriff, indem es mittels hohlen Zapfens in  $m_1$  gelagert ist. Auch das Räderpaar  $r_3 r_4$  bleibt für gewöhnlich im Eingriff.  $r_4$  ist zunächst ebenso auf der Spindel  $s$  frei drehbar wie die Stufenrolle nebst Rädchen  $r_1$ ; eine durch den Handhebel  $h$  steuerbare Kupplung verbindet die Stufenrolle, oder das Rad  $r_4$  mit der Spindel. Soll das Vorgelege  $r_1 r_2 r_5 r_6$  benutzt werden, so verschiebt man  $r_3$  und  $r_5$  mit ihrer Welle in entsprechendem Grade nach rechts, so dass  $r_5$  in das an der Planscheibe feste Rad  $r_6$  greift. Diese Verschiebung erfolgt durch einen Handhebel unter Vermittlung des Querstückes  $q$ . Man findet für diese Verschiebung auch die durch Fig. 330 abgebildete Einrichtung im Ge-

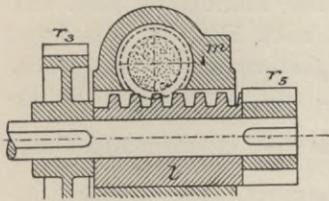


Fig. 330.

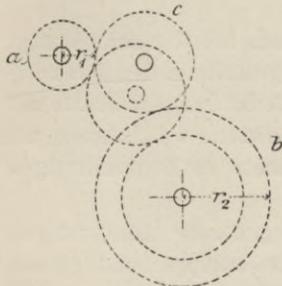


Fig. 331.

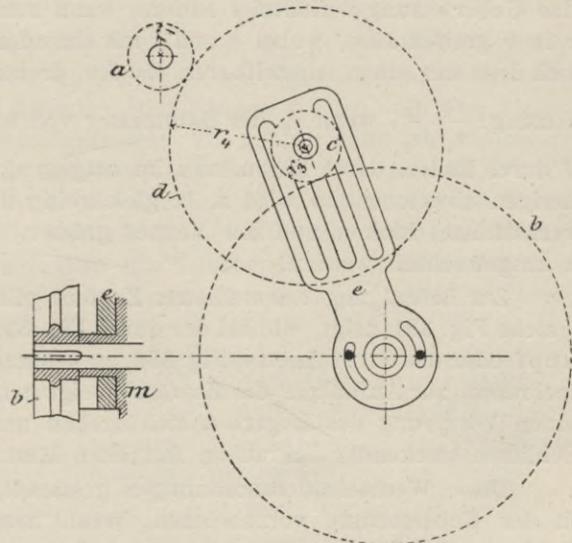


Fig. 332.

brauch. Hier steckt in  $m$  eine Lagerbüchse  $l$ , welche den Raum zwischen  $r_3$  und  $r_5$  ausfüllt und mittels Zahnstange und Rädchen verschoben wird, wobei sie die Räder  $r_3$  und  $r_5$  nebst Welle mitnimmt.

Das Ein-, bzw. Ausrücken durch Verschieben der Räder in deren Axenrichtung enthält die Gefahr, dass bei unaufmerksamer Handhabung vorübergehend nur ein Theil der Zahnbreite zu Angriff kommt, so dass leicht dieser Theil abbricht. Man zieht deshalb die erste Gruppe der Aus-, bzw. Einrückvorrichtungen allgemein vor.

Das Ein- und Ausrücken mittels einer zwischen  $r_4$  und die Stufenrolle gelegten Klauen-, besser Reibungskupplung, welches schon bei Erörterung der Fig. 329 genügend erwähnt worden ist, zeichnet sich allen andern gegenüber durch die Einfachheit ihrer Bedienung und den geringen Zeitaufwand, welchen letztere erfordert, vortheilhaft aus: es bleiben die Räder im Eingriff und nur die Kupplung ist zu bethätigen. Dagegen ist

als Mangel zu bezeichnen, dass es einige Schwierigkeiten verursacht, das Rad  $r_4$  genügend sicher gegen Schwankungen zu machen.

Wenn der Uebersetzungsgrad der verschiedenen Geschwindigkeiten ein ganz bestimmter sein soll, sind ausschliesslich Zahnräder brauchbar. Man bedient sich zur Aenderung der Geschwindigkeiten der sogenannten Wechselräder, d. h. Räder, die ausgewechselt oder durch solche anderer Grösse ersetzt werden.

Fig. 331 zeigt eine derartige Einrichtung. Rad  $a$  betreibt das Rad  $b$  in dem Uebersetzungsverhältniss  $\frac{r_1}{r_2}$ . Soll dieses ein anderes werden, so ersetzt man  $a$  oder  $b$  durch ein grösseres oder kleineres Rad. Da aber die Wellen der Räder  $a$  und  $b$  eine feste gegensätzliche Lage haben, so muss ein Zwischenrad  $c$  den wechselnden Raum zwischen den Rädern  $a$  und  $b$  ausfüllen. Dieses Zwischenrad dreht sich lose um einen Zapfen, der so zu befestigen ist, dass man ihm bequem den richtigen Ort geben kann.

In stärkerem Grade als durch die vorliegende Einrichtung lässt sich das Uebersetzungsverhältniss ändern, wenn man, nach Fig. 332,  $a$  in  $d$  und  $c$  in  $b$  greifen lässt, wobei  $c$  und  $d$  mit einander fest verbunden sind, aber sich lose um einen einstellbaren Zapfen drehen. Es beträgt die Uebersetzung:  $\frac{r_1}{r_4} \cdot \frac{r_3}{r_2}$ , wenn  $r_2$  der Halbmesser von  $b$  ist; ersetzt man also  $c$  und  $d$  durch Räder, deren Halbmesser im entgegengesetzten Sinne von den bisherigen abweichen, so wird z. B. gleichzeitig der Zähler des Uebersetzungsverhältnisses kleiner und der Nenner grösser. Es kann aber auch  $b$  oder  $a$  ausgewechselt werden.

Zur Befestigung des stellbaren Zapfens pflegt man bei der Anordnung, welche Fig. 331 zeigt, wie bei der durch Fig. 332 dargestellten, den Pferdekopf oder das Stelleisen  $e$ , Fig. 332, zu benützen. Es ist das eine Platte mit mehreren, zur Aufnahme des Zapfens geeigneten, Schlitzen, welche man um einen Vorsprung des Lagers  $m$  sich drehen und mittels in bogenförmigen Schlitzen steckender Schrauben festhalten lässt.

Diese Wechselrädernordnungen gestatten, weitgehende Aenderungen in der Uebersetzung vorzunehmen, wenn man eine entsprechend grosse Zahl von Rädern vorrätzig hat; sie sind auch für eine Uebersetzung, die ursprünglich nicht vorgesehen war, zu gebrauchen, indem man nur nöthig hat, ein neues, passendes Rad zu beschaffen. Aber das Auswechsellern der Räder ist zeitraubend. Es giebt zahlreiche Fälle, in denen man mit wenigen Geschwindigkeitsstufen auskommt. In diesen Fällen erscheint es zweckmässig, — ähnlich den Stufenrollen — Stufenräder anzuwenden. Man sieht aber aus Fig. 333 sofort, dass nur eins der Stufenräder aus mit einander fest verbundenen Rädern bestehen darf; das andere muss aus einzelnen, unabhängig von einander drehbaren Rädern bestehen, von denen je nur eins mit der zugehörigen Welle gekuppelt wird.<sup>1)</sup> Diese Kupplung kann nun, nach Fig. 334, durch einen verschiebbaren Splint  $i$  stattfinden, der in einer Stange  $a$  steckt und durch Schlitz der hohlen Welle  $b$  nach aussen hervorragt, um in Kerben der betreffenden Radnabe zu greifen. Durch Verschieben der Stange  $a$  wird so ohne weiteres das eine oder andere

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1891, S. 275, mit Abb.

Rad mit der Welle gekuppelt, während die übrigen Räder sich frei zu drehen vermögen.

Allein, man muss die bisherige Kupplung erst völlig lösen, bevor der Splint in die Kerben der folgenden Radnabe tritt, d. h. man muss die Lagerflächen der Nabenhohrungen so weit verkürzen, dass zwischen den benachbarten ein ringförmiger Raum freibleibt, in welchem der Splint sich frei bewegen kann. Dadurch wird die Führung der Räder auf der Welle

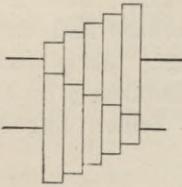


Fig. 333.

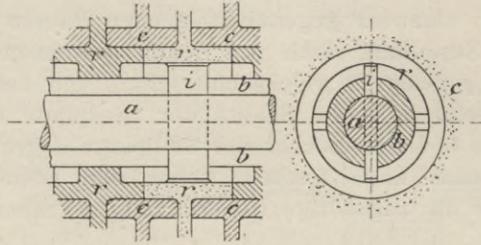


Fig. 334.

*b* unsicher, nach einiger Abnutzung schwanken sie in erheblichem Grade. Das verhütet man wohl durch Unterstützen der Nabenaussenflächen durch Lager in dünnen Platten *c*; zwischen den Rädern werden, um den Platten Raum zu gewähren, Spielräume gelassen. Vor Jahren habe ich die Lösung der vorliegenden Aufgabe angegeben, welche Fig. 335 darstellt. Jedes Rad hat seinen eigenen Splint *i*, welcher nur in der Richtung des Durchmessers verschiebbar ist. Die hohle Welle *b* wird daher nicht durch lange Schlitzte geschwächt, sondern enthält nur Löcher, in denen die Splinte verschoben werden können. Die Radnabenbohrungen legen sich in ganzer Länge an die Welle *b*, ihre Fläche ist nur durch einige zur Aufnahme der Splintenden geeignete Löcher unterbrochen. Die Verschiebung der Splinte findet nun durch die aus zwei Theilen zusammengesetzte Stange *a* statt, indem in die ebenen Flächen der Stangenhälften Nuthen geschnitten sind, in welche an *i* sitzende Zapfen greifen. Diese Nuthen, welche im übrigen gerade sind, haben an einer Stelle eine Krümmung, die gross genug ist, um den Splint in die Radnabe zu schieben, während die geraden Nuthenstrecken die übrigen Splinte zurückhalten.

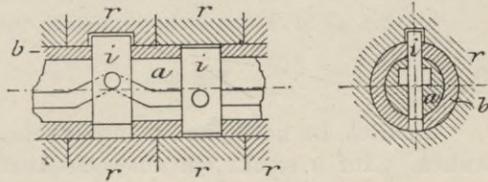


Fig. 335.

Die aus der Welle *b*, Fig. 334 und 335, nach aussen hervorragende Stange *a* bietet Gelegenheit, den richtigen Ort für sie rasch zu finden, indem man hier Marken anbringt, welche erkennen lassen, welches Räderpaar gekuppelt ist.

Es lassen sich, nach Fig. 331, S. 163, verschiedene Uebersetzungen dadurch gewinnen, dass auf der einen Welle ein einziges Rad, auf der anderen verschiedene der Räder verwendet werden, wenn ein stellbares Zwischenrad die wechselnden Abstände der Räder ausfüllt. Das hat Norton<sup>1)</sup>

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1892, S. 1286, mit Abb.

in folgender Weise handlich gemacht. Auf einer Welle *b*, Fig. 336, sitzen verschiedene Räder in staffelförmiger Anordnung fest, auf der anderen Welle *a* steckt nur ein Rad, und zwar so, dass es an der Welle verschiebbar ist, aber sich mit ihr drehen muss. Man verschiebt, behufs Aenderung der Uebersetzung, das auf *a* steckende Rad so, dass es demjenigen Rade auf *b* gegenüber kommt, mit welchem die verlangte Uebersetzung  $\frac{r_1}{r_2}$  erzielt wird, und benutzt ein Zwischenrad *c* zur Ausfüllung des zwischen den beiden einander gegenüberliegenden Rädern befindlichen Raumes. Damit diese Zustellung rasch und richtig gewonnen werden kann, ist *c* in einer Gabel *g* gelagert, welche einerseits *a* und das verschiebbare Rad umgreift, anderseits in einen Schlitz der Stellplatte *d* sich legt. An *g* sitzt eine Klinke *i*, die in Löcher der Stellplatte *d* greift und dadurch *g* in der ihr gegebenen Lage festhält; neben den Löchern sind Zahlen angebracht, welche die zugehörige Uebersetzung erkennen lassen.

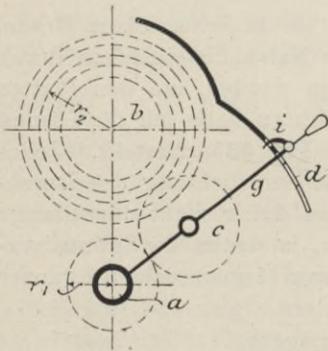


Fig. 336.

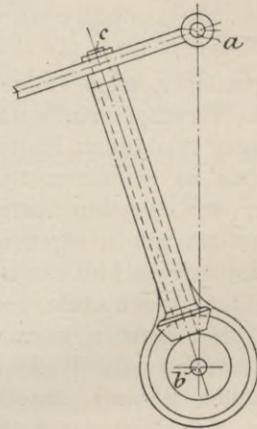
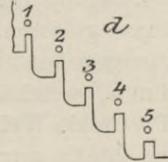


Fig. 337.

Endlich ist noch der v. Pittler'schen Anordnung,<sup>1)</sup> Fig. 337, zu gedenken. Auf *a* steckt ein auswechselbarer Wurm, auf der Zwischenwelle *c* ein auswechselbares Wurmrad. Die Drehungen von *c* werden durch ein Kegelradpaar auf *b* übertragen, so dass möglich wird, der um *a* drehbaren Lagerung von *c* eine der Grösse des Wurmrades angemessene Schräglage zu geben.

Was die Grösse der zu erzielenden Geschwindigkeitsübersetzungen anbelangt, so ist zu unterscheiden zwischen der Vermehrung und Verminderung der Umdrehungszahlen. Erstere wird für Reibräder-, Riemen- und Zahnradbetrieb begrenzt einerseits durch die nothwendige Grösse der kleineren, angetriebenen Rolle oder des kleineren Rades, anderseits durch den Raum, welcher für das grössere Rad oder die grössere Rolle verfügbar ist. Im allgemeinen wird mittels einmaliger Uebersetzung selten mehr als die vierfache Umdrehungszahl gewonnen. Bei Uebersetzungen, welche der Geschwindigkeitsminderung dienen, kann das Verhältniss der Rad-, bezw. Rollendurchmesser viel grösser genommen werden; man findet dasselbe nicht selten bis zu  $\frac{1}{10}$  im Gebrauch.

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1891, S. 1315, mit Abb.; 1897, S. 992, mit Abb.

Schraubenradbetrieb gestattet, allerdings bei grossen Reibungsverlusten, eine stärkere Geschwindigkeitsvermehrung als das Vorgelege mit gewöhnlichen Rädern, und mittels Wurm und Wurmrad vermindert man die Drehungen auf  $\frac{1}{100}$  und weniger, muss in letzterem Falle aber ein sehr grosses Wurmrad verwenden. Allgemein gewinnt man stärkere Uebersetzungen durch mehrere nach einander wirkende Vorgelege, welches Verfahren einer besondern Erörterung hier nicht bedarf. Nur eine Zusammenfassung zweier Vorgelege, welche sich z. B. für die Ableitung der Schaltbewegung von der Hauptwelle einer Bohrmaschine eignet, sei hier beschrieben, weil sie wenig bekannt ist. In Fig. 338 bezeichnet *a* die sich rasch drehende Welle, *b* die zu dieser gleichaxig gelagerte Welle, welche sich langsam drehen soll. *a* drehe sich minutlich  $u_1$  mal, *b* in derselben Zeit *U* mal. Mit dem Lager von *a* ist ein innen verzahntes Rad fest verbunden, welches  $z_1$ , auf *b* sitzt ein eben solches Rad, welches  $z_2$  Zähne hat. *a* ist mit einem Kurbelzapfen versehen, um den sich die beiden Räder, die  $z_2$  bzw.  $z_3$  Zähne haben frei, aber gemeinsam drehen.

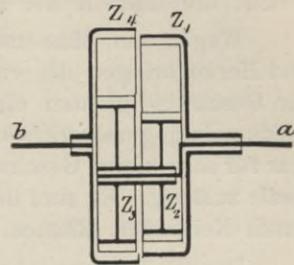


Fig. 338.

Um das Uebersetzungsverhältniss  $\frac{u_1}{U}$  zu bestimmen, sei zunächst angenommen, die Kurbelwelle *a* ruhe, während das Rad  $z_1$  sich minutlich  $u_1$  mal drehe. Alsdann dreht sich  $z_4$  und die Welle *b* minutlich  $u_2$  mal, wenn

$$u_1 \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} = u_2 \text{ ist} \dots \dots \dots (62)$$

Soll nun  $Z_1$  ruhen und *a* sich  $u_1$  mal drehen, so muss das ganze System sich  $u_1$  mal in umgekehrter Richtung drehen, d. h. es ist

$$U = u_2 - u_1 \dots \dots \dots (63)$$

also:

$$U = u_1 \left( \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} - 1 \right)$$

$$U = u_1 \frac{z_1 \cdot z_3 - z_2 \cdot z_4}{z_2 \cdot z_4} \dots \dots \dots (64)$$

Wählt man z. B.  $z_1 = 50$ ,  $z_2 = 48$ ,  $z_3 = 49$ ,  $z_4 = 51$ , so erhält man:

$$U = u_1 \left( \frac{50 \cdot 49 - 48 \cdot 51}{48 \cdot 51} \right) = \frac{2}{2448} u_1$$

das ist

$$\frac{u_1}{U} = 1224.$$

Es lässt sich durch dieses doppelte Vorgelege sonach eine ausserordentlich grosse Uebersetzung erzielen.

An unten verzeichneter Stelle<sup>1)</sup> ist ein dem vorigen verwandtes Getriebe beschrieben, welches gleichzeitig als Kehrgetriebe wirkt.

<sup>1)</sup> D. R. P. No. 93134. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1897, S. 1094, mit Abb.

Hier mag bemerkt werden, dass die geringe, durch derartige Räderübersetzungen zu gewinnende Geschwindigkeit, welche für die Schaltbewegung stetig arbeitender Werkzeuge verwendet wird, zuweilen durch ruckweises Drehen (siehe weiter unten) Ersatz findet. Solches ruckweises Zuschieben gegenüber einem stetig arbeitenden Werkzeug (Drehstichel, Bohrer und dergl.) ist nun für genaue Arbeiten zu verwerfen, weil es in dem Augenblicke, wo das Zuschieben stattfindet, wesentlich andere Widerstände liefert, als während der übrigen Arbeitszeit.

4. Unter Wende- oder (Um-) Kehrgetriebe versteht man Getriebe, welche die Umkehr der Drehrichtung vermitteln.

Wegen der Massenwirkungen, welche das Aufheben der bisherigen und Hervorbringen der entgegengesetzten Drehrichtung mit sich führt, sind für Geschwindigkeiten einiger Grösse nur solche Kehrgetriebe brauchbar, welche ein gegensätzliches Gleiten der zusammenarbeitenden Theile zulassen. Nur für sehr kleine Geschwindigkeiten ist starrer Zusammenhang der Getriebetheile zulässig. Es sind daher für Kehrgetriebe die Bewegungsübertragungen durch Reibräder, Riemen oder Schnüre bevorzugt.

Das Reibradgetriebe mit Planrad, Fig. 306, S. 000, ist ohne weiteres als Kehrgetriebe brauchbar, wenn die Welle  $c$  lang genug ist, um die Rolle  $b$  über die Mitte der Scheibe  $a$  hinwegzuschieben zu können. Es gewährt das vorliegende Getriebe natürlich auf beiden Seiten der Axe von  $a$ , also in beiden Drehrichtungen, innerhalb der Grenzen  $\frac{r}{R}$  und  $o$  willkürliche Aenderung des Uebersetzungsverhältnisses, so dass es gern verwendet wird, so lange der Zeitaufwand für die weite Verschiebung der Reibrolle unwichtig ist.

Verwandt mit dem soeben besprochenen ist das Farcot'sche Kehrgetriebe, Fig. 339. Auf der Welle  $a$  sitzen zwei Reibrollen  $b$  fest, die antreibende Welle  $c$  enthält die Riemenrolle  $d$ , durch welche sie in Umdrehung versetzt wird, und die Scheibe  $e$ , welche die Drehung auf die Reibrollen  $b$  übertragen soll.  $c$  ist nun so in  $l$  und  $l_1$  gelagert, dass sie in der Bildebene um  $l$  zu schwingen vermag, also die eine oder die andere Rolle  $b$  angetrieben oder auch keine dieser beiden Rollen von  $e$  berührt wird. Dieses Getriebe erlaubt also, ausser Umkehr der Drehrichtung ohne weiteres auch die Unterbrechung des Betriebes, eine Eigenschaft, die den meisten Kehrgetrieben eigen ist. Es ist mittels dieses Getriebes auch möglich, in der einen Drehrichtung eine grössere Geschwindigkeit zu

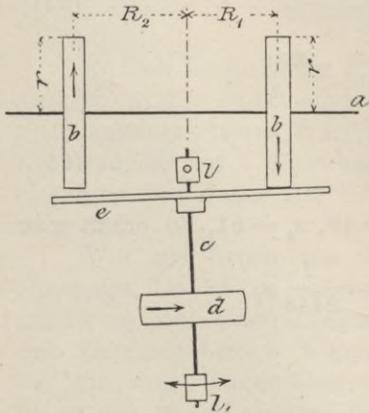


Fig. 339.

erzeugen, als in der anderen. Man braucht zu diesem Zweck nur  $R_1$  kleiner als  $R_2$  zu machen. Dagegen ist die wechselnde Lage der Welle  $c$  lästig. Man muss, um das Ablaufen des Riemens zu verhüten, die zu  $d$  gehörende Riemenrolle entweder unter oder über  $d$  legen, oder statt Riemens eine Schnur verwenden. Dieser Uebelstand fällt hinweg, wenn  $c$ , Fig. 340, mit

einer Reibrolle  $e$ ,  $a$  mit zwei Reibscheiben versehen und  $a$  in seiner Längsrichtung verschiebbar angeordnet wird.

Hiermit nahe verwandt ist das Uhlhorn'sche Kehrgetriebe.<sup>1)</sup> Es sind die Reibscheiben  $b$  und die Reibrolle  $e$ , Fig. 340, durch Kegekräder  $b$  und  $e$ , Fig. 341, ersetzt. Die beiden Räder  $b$  sind durch eine Röhre mit einander verbunden, welche auf der Welle  $a$  sich verschieben lässt, aber an den Drehungen der Welle teilnehmen muss.

Diesem schliesst sich das Getriebe an, welches Fig. 342 darstellt.<sup>2)</sup> Die beiden Räder  $b_1$  und  $b_2$  greifen immer in  $e$ ;  $b_1$  sitzt fest auf der Welle  $a$ ,  $b_2$  ist mit der Riemenrolle  $d$  fest verbunden und dreht sich mit dieser frei auf der Welle  $a$ , ohne den Ort zu ändern, die Riemenrolle  $f$  sitzt fest auf  $a$ , die Rolle  $g$  kann sich, als sogenannte lose Rolle frei um die Welle  $a$  drehen. Liegt der Riemen  $h$  auf  $g$ , so findet kein Betrieb statt, schiebt man  $h$  auf  $d$ , so erhält

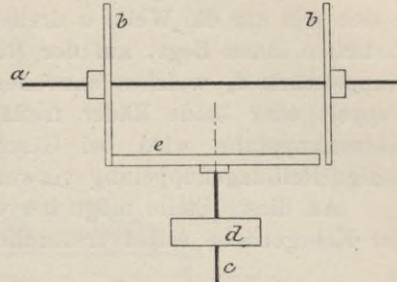


Fig. 340.

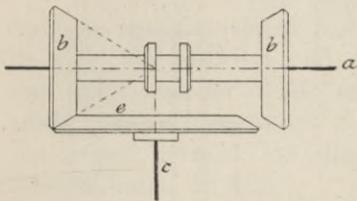


Fig. 341.

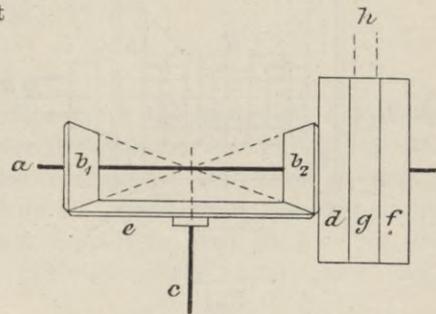


Fig. 342.

die Welle  $c$  die eine, schiebt man den Riemen  $h$  auf die Rolle  $f$ , so erfährt  $c$  die entgegengesetzte Drehung.

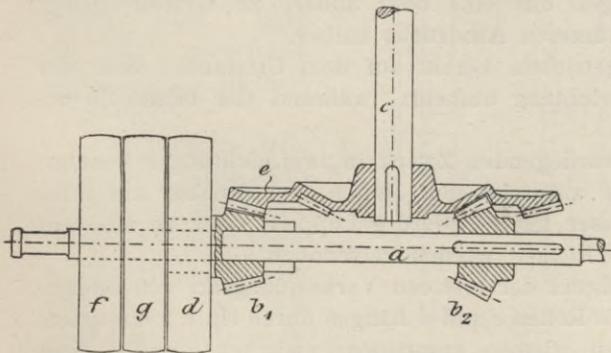


Fig. 343.

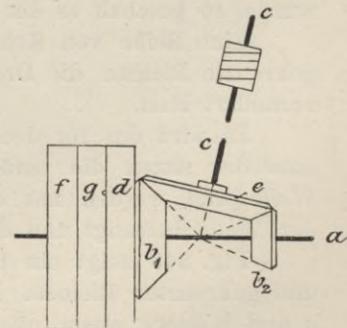


Fig. 344.

Es lässt sich dieses Kehrgetriebe auch so gestalten, dass die eine Drehrichtung eine grössere, die andere eine kleinere Geschwindigkeit hat,

<sup>1)</sup> Verhandl. des Gewerbevereins, 1831, S. 253, mit Abb.

<sup>2)</sup> Armengand, Publication industrielle, 1843, Bd. 3, Blatt 7 u. 13.

z. B. nach Fig. 343, in welcher  $e$  aus zwei verschiedenen grossen Rädern besteht, oder nach Fig. 344, in welcher  $b_2$  kleiner als  $b_1$  ist. Letztere Anordnung bedingt eine schräge Lage von  $a$  gegenüber  $c$ , was in dem Falle, dass  $c$  seine Bewegung mittels eines Wurmcs weiter überträgt, unschädlich gemacht werden kann.

Das Uhlhorn'sche Kehrgetriebe, Fig. 341, S. 169, wird oft in der Ausführungsform angewendet, welche Fig. 345 zeigt. Es können die Räder  $b$  sich frei um die Welle  $a$  drehen, sie müssen aber ihren Ort beibehalten. Zwischen ihnen liegt, auf der Mitte längs fester Leisten verschiebbar, das Kuppelstück  $d$ , welches entweder das eine oder das andere Rad  $b$  mit  $a$  kuppelt oder beide Räder freilässt. Statt der in Fig. 345 gezeichneten Klauenkupplung wird bei Geschwindigkeiten einiger Grösse eine zweiseitige Reibungskuppelung verwendet.<sup>1)</sup>

An dieser Stelle möge hervorgehoben werden, dass für die Wirkung der Kehrgetriebe selbstverständlich gleichgiltig ist, ob z. B.  $a$  oder  $c$  an-

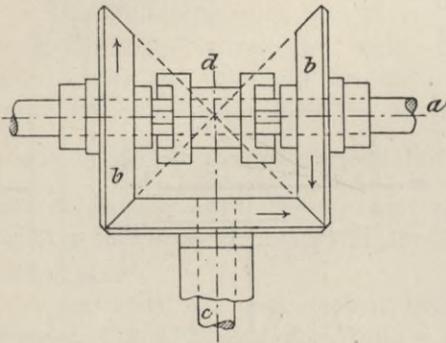


Fig. 345.

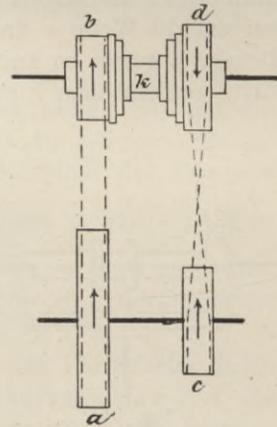


Fig. 346.

getrieben wird, beziehungsweise  $c$  oder  $a$  die Drehbewegung weiter leitet. Wenn in den Beschreibungen das eine oder andere zu Grunde gelegt wurde, so geschah es des kürzeren Ausdrucks halber.

Eine Reihe von Kehrgetrieben beruht auf dem Umstande, dass der gekreuzte Riemen die Drehrichtung umkehrt, während der offene sie unverändert lässt.

Es wird das für den vorliegenden Zweck in zwei Richtungen benutzt: entweder sitzen die beiden angetriebenen Rollen frei drehbar auf ihrer Welle und werden mit dieser nach Bedarf gekuppelt, oder sie sind auf der Welle befestigt und die Riemen werden verschoben.

Fig. 346 zeigt ein Beispiel der ersteren Verwendungsart von offenen und gekreuzten Riemen. Die Rollen  $c$  und  $d$  hängen durch einen gekreuzten,  $a$  und  $b$  durch einen offenen Riemen zusammen; zwischen  $b$  und  $d$  liegt das Kuppelstück  $k$ , welches entweder  $b$  oder  $d$ , oder keine dieser beiden Rollen mit ihrer Welle verbindet.<sup>2)</sup> Darf die Welle, um welche  $b$  und  $d$

<sup>1)</sup> Vergl. u. a. D. R. P. No. 92320, Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1897, S. 1070, mit Abb.

<sup>2)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1894, S. 1086, mit Abb.

sich drehen, in der Axenrichtung verschoben werden, so eignet sich die durch Fig. 347 dargestellte Anordnung, welche bei Gewindeschneidmaschinen vorkommt. Die Rollen *b* und *d* sind mittels ihrer langen Naben gleichaxig zur Spindel *s* gelagert und je mit einem Hohlkegel *k* versehen, in welche der Doppelkegel *k* passt. Es ist leicht ersichtlich, dass mit geeigneten Grössenverschiedenheiten der Riemenrollen die Geschwindigkeit der einen Drehrichtung beliebig grösser als die der anderen Drehrichtung gemacht werden kann.

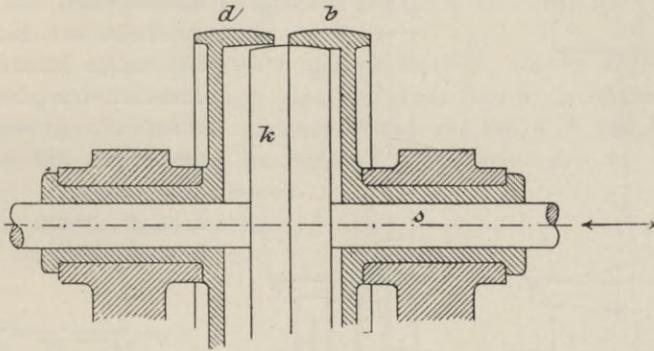


Fig. 347.

Das zweite, bereits genannte Verfahren für die Benutzung des offenen und gekreuzten Riemens zur Umkehr der Drehrichtung versinnlicht Fig. 348. Es sind die Rollen *b* und *d* paarweise vorhanden, und zwar so, dass je eine Rolle auf der Welle fest sitzt, eine als „lose“ Rolle sich frei drehen kann. Die beiden Rollen *a* und *c* sind doppelt so breit als jene, so dass man jeden Riemen auf die zu ihm gehörige „feste“ oder „lose“ Rolle schieben kann. In dem besonderen Falle, dass die Geschwindigkeiten in beiden Drehrichtungen dieselben sind, kommt man, nach Fig. 349, zusammen mit dreifacher Riemenbreite aus.

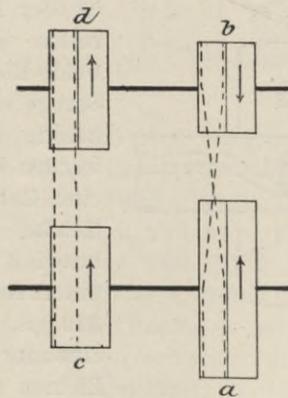


Fig. 348.

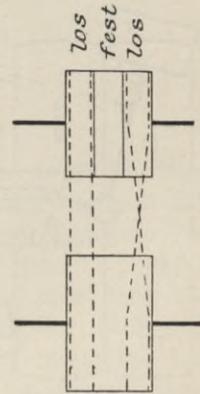


Fig. 349.

Soll nun die Drehrichtung umgekehrt werden, so muss man zunächst den bisher arbeitenden Riemen auf seine lose Rolle schieben, dann erst darf der andere Riemen auf seine feste Rolle gebracht werden, weil andernfalls die Riemen, oder doch einer derselben gleiten müssten. Bei diesem nach einander zu bewirkenden Verschieben der beiden Treibriemen ist ein Irrthum leicht möglich, weshalb man die beiden Riemenführer von einander abhängig macht.<sup>1)</sup> Das kann,

weil andernfalls die Riemen, oder doch einer derselben gleiten müssten. Bei diesem nach einander zu bewirkenden Verschieben der beiden Treibriemen ist ein Irrthum leicht möglich, weshalb man die beiden Riemenführer von einander abhängig macht.<sup>1)</sup> Das kann,

<sup>1)</sup> Zeitschr. für Werkzeugmaschinen und Werkzeuge. 15. Okt. 1896, S. 3, mit Abb.

nach Fig. 350 durch Vereinigung der beiden Riemenführer an gemeinsamer Stange *g* geschehen. Dann müssen jedoch die „losen“ Rollen *l* bei *b* und *d* die doppelte Breite der eigentlichen Riemenrollen haben, also *a* und *c* in dreifacher Breite ausgeführt werden, im ganzen wird sonach der Raum für 6 Riemenrollenbreiten in Anspruch genommen. In dem besonderen Falle, dass je die auf einer Welle steckenden Rollen gleiche Durchmesser haben,

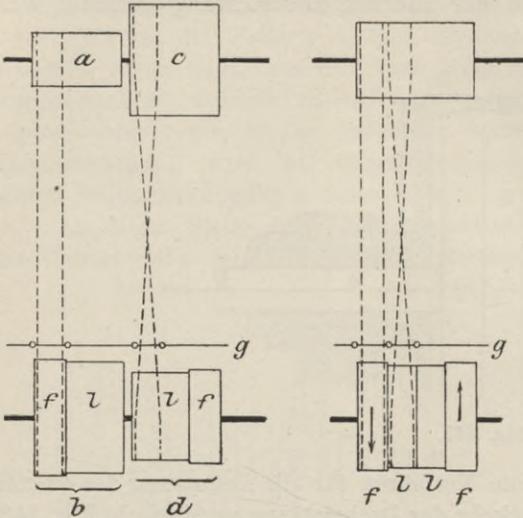


Fig. 350.

Fig. 351.

kommt man nach Fig. 351 im ganzen mit 4 Riemenrollenbreiten aus. Zum Verständniss der Fig. 350 und 351 möge bemerkt werden, dass man den „festen“ Rollen einen etwas grösseren Durchmesser zu geben pflegt als den „losen“, damit der Riemen, wenn er auf einer losen Rolle liegt, weniger ge-

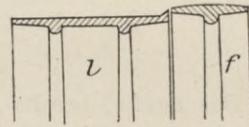


Fig. 352.

spannt ist. Behufs bequemen Ueberführens des Riemens von der losen Rolle (*l*) auf die feste (*f*) versieht man die erstere nach Fig. 352 wohl mit einem Anlauf.

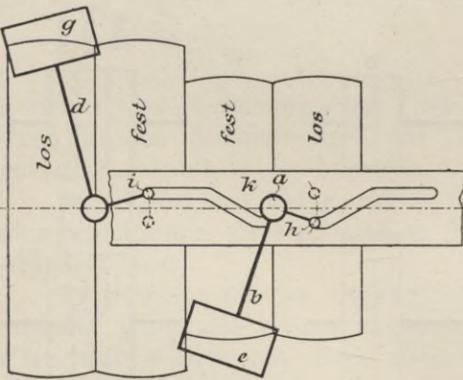


Fig. 353.

Nach dem vorhin Dargelegten ist der Raumbedarf der Riemenrollen erheblich grösser, wenn beide Riemenführer auf derselben Stange sitzen, als wenn sie unabhängig von einander verschoben werden können. Man hat deshalb eine Zahl von Führern erdacht, welche gestatten, innerhalb 4, bzw. 3 Rollenbreiten die Rollen unterzubringen (vergl. Fig. 348 u. 349, S. 171) aber doch so von einander abhängig sind, dass die Riemen nur nach einander in der

geforderten Weise verschoben werden können.

Bei einer Gruppe dieser Anordnungen sind die eigentlichen Riemenführer um feste Bolzen drehbar. Fig. 353 stellt eine hierher gehörige Einrichtung, und zwar für den Fall dar, dass die Rollen unter sich nicht gleich, also zwei feste und zwei lose Rollen vorhanden sind. Um die in einer festen, nicht gezeichneten Platte sitzenden Bolzen *a* und *c* schwingen zwei Winkelhebel *b* und *d*, welche einerseits die sogenannten Riemengabeln, *e* und *g* tragen, andererseits mit hervorragenden Zapfen *h* und *i* versehen

sind. Diese Zapfen greifen in Schlitz der gleichlaufend zur Welle gut geführten Platte  $k$ , durch deren Verschiebung das verlangte eigenartige Fortrücken der Riemengabeln und Riemen bewirkt wird. Es sei darauf hingewiesen, dass durch die Gestalt der in  $k$  angebrachten Schlitz eigenmächtiges Bewegen der Riemenführer verhindert wird. Fig. 354 zeigt eine verwandte Anordnung für den Fall, dass man mit einer festen und zwei losen Riemenrollen auskommt. Die beiden Riemenführer  $ae$  und  $cg$  sind mit den Enden  $a$  und  $c$  an einer festen, in der Figur nicht angegebenen Platte drehbar verbolzt und greifen mit Zapfen  $h$  und  $i$  in die quer gegen die Welle verschiebbare Platte  $k$ .

Statt einer geradlinig verschiebbaren Platte  $k$ , wie in Fig. 353 u. 354 angegeben, verwendet man auch eine um einen Bolzen drehbare Platte mit krummen Nuthen, welche in gleicher Weise auf Stifte ( $h$  und  $i$ , Fig. 353 und 354) wirkt, wie soeben beschrieben. Es findet das in denjenigen Fällen statt, wenn eine Bogen-schwingung leichter herbeizuführen ist als eine geradlinige.

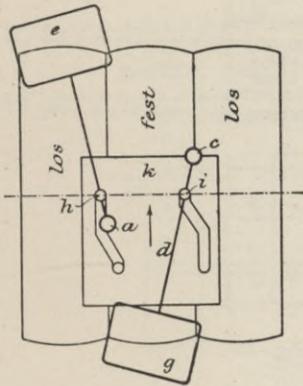


Fig. 354.

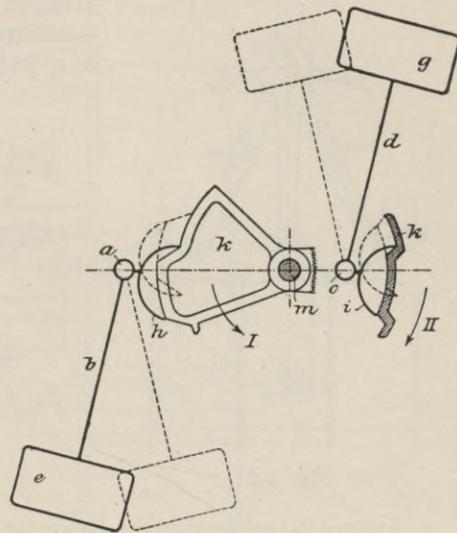


Fig. 355.

Man kann dasjenige, was in den letzten Beispielen durch die Einwirkung von Nuthen auf Stifte hervorgebracht wird, auch dadurch erreichen, dass eine verschiebbare Fläche gegen zwei Hervorragungen des zu bewegenden Hebels gelegt wird, und zwar kann die Fläche in gerader Linie oder im Bogen verschiebbar sein. Fig. 355 deutet eine derartige Anordnung an, bei welcher die Platte  $k$ , deren Schmalseiten auf die Enden der Bügel  $h$  und  $i$  wirken, um den Bolzen  $m$  schwingt. Um Raum für den festen Bolzen  $c$  und den um diesen schwingenden Hebel  $id$  zu gewinnen, ist der rechtsseitige Theil von  $k$  gekröpft; in der Figur ist das nach oben Gekröpfte weggebrochen. Der Riemenführer ist für zwei Rollenpaare (Fig. 353) und in der Mittellage, d. h. so gezeichnet, wie er aussieht, wenn beide Riemen auf der losen Rolle liegen. Dreht man nun  $k$  nach Pfeil  $I$ , so ändert der Riemenführer  $be$  seine Lage nicht, während der Riemenführer  $dg$  sich in die gestrichelt gezeichnete Lage biegt; dreht man dagegen  $k$  aus der Mittellage in der Richtung des Pfeiles  $II$ , so bleibt  $dg$  in Ruhe, während  $be$  in die gestrichelt gezeichnete Lage geschwenkt wird.

Die um Bolzen schwingenden Riemenführer leiden im allgemeinen an

dem Uebelstande, dass der Hebelausschlag nicht allein von der Riemenbreite, sondern auch von dem Abstand abhängig ist, welcher in der Schwingungsebene des Hebels zwischen dessen Drehpunkt und dem Riemen liegt. Es muss deshalb der Riemenführer fast jedem Einzelfall angepasst werden. Von diesem Mangel werden sie frei, wenn man die Schwingungsebenen der Hebel verlegt, wie bei dem Pick'schen Riemenführer<sup>1)</sup> geschehen.

Nach Fig. 356 schwingen die beiden Führerhebel *b* um feste Bolzen *a* in Ebenen, welche der durch beide Wellen gelegten gleichlaufend sind. Ein dritter Hebel *h* dreht sich um den festen Bolzen *e* und trägt einen Stift *i*, der in leicht erkennbarer Weise auf die Hebel *b* wirkt. Die festen Anschläge *d* begrenzen den Ausschlag von *b* nach der einen Seite, der Stift *i* nach der andern Seite.

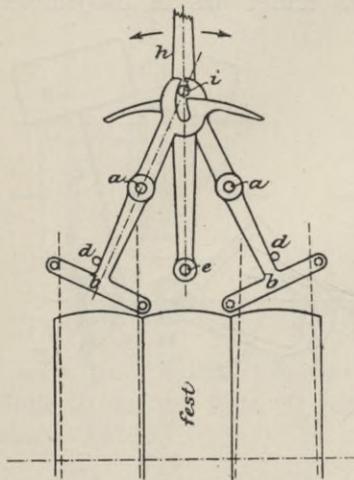


Fig. 356.

Der gleiche Zweck wird erreicht, wenn man die Riemen gabeln an gerade geführten Stangen befestigt und diese Stangen durch Zahnbögen oder angelenktes Gestänge durch die Hebel *b* und *d* (Fig. 353, 354, 355) bethätigen lässt.

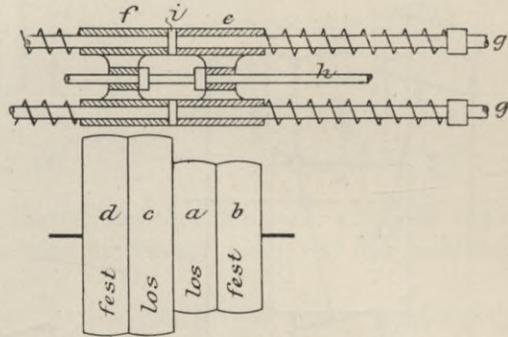


Fig. 357.

Andere beachtenswerthe Bewegungsvorrichtungen geradlinig geführter Riemen gabeln sind von Riemerschmied<sup>2)</sup> und von der Crane Co.<sup>3)</sup> angegeben. Es gehören zu der vorliegenden Gruppe von Riemenführern noch die beiden, welche durch die Fig. 357 und Fig. 358 bis 360 abgebildet sind. Fig. 357 zeigt den Teichmann'schen Riemenführer in seiner Anwendung auf ungleich grosse Riemenrollen *ab* und *cd*. Die Riemen gabeln sitzen an den Schlitten *e* und *f*: sie können mit diesen längs der Stangen *g* gleiten. Federn, welche sich gegen Stellringe der Stangen *g* legen, suchen *e* und *f* in deren Mittellage zu halten, indem sie letztere gegen die an *g* festen Bunde *i* drücken. Zwischen *g* liegt die Steuerstange *h*, welche durch Bohrungen der Schlitten *e* und *f* gesteckt ist, und zwischen *e* und *f* Bunde enthält. Verschiebt man *h* aus ihrer Mittellage nach rechts, so wird *e* mitgenommen und der Riemen von *a* nach *b* geschoben, während der andere auf *c* bleibt, und findet dann die entgegengesetzte Verschiebung von *h* statt, so kehrt zunächst der erstere Riemen auf *a* zurück, erst dann wird der andere Riemen von *c* auf *d* geschoben. Fig. 358 bis 360 stellt

<sup>1)</sup> D. R.-P. Nr. 60886.

<sup>2)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1894, S. 77, mit Abb.

<sup>3)</sup> Zeitschrift d. Ver. deutscher Ingen. 1893, S. 1251, mit Abb.

einen von mir angegebenen Führer dar, und zwar in seiner Anwendung auf Riemenrollen gleichen Durchmessers. Gleichlaufend zur Axe der Rollen sind zwei Winkeleisen  $a$  angebracht, auf welchen die Schlitten  $b$  und  $c$  verschiebbar reiten. An diesen Schlitten sind die Riemengabeln  $b_1$  und  $c_1$  befestigt und zwar so, dass sie, nach hinten verlängert, unter beide Winkeleisen sich legen. Auf den Winkeleisen kann ferner der Schlitten  $d$  gleiten, in welchem die Doppelkurbel  $ef$  gelagert ist. Endlich sind in die Winkeleisen  $a$  Schienen  $g$  befestigt, auf deren obere Ränder sich nach Umständen

Fig. 358.

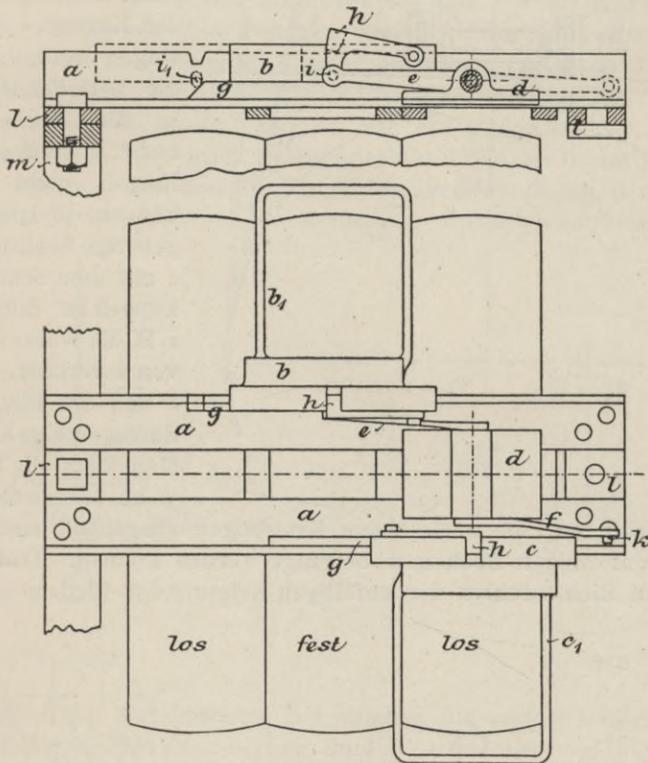


Fig. 359.

die Warzen  $i$  und  $k$  der Kurbeln  $e$  und  $g$  legen. An dem unteren Rande des nach innen gekehrten Lappens von  $b$  wie  $c$  ist eine Kerbe angebracht, in welche  $i$  bzw.  $k$  greift, sobald die eine oder andere dieser Warzen auf dem oberen Rande des zugehörigen  $g$  liegt. Alsdann liegt die zweite Warze tiefer als der obere Rand der zweiten Leiste  $g$ , greift also nicht in die Kerbe des andern Schlittens. Die Figuren stellen eine Endlage dar; Gabel  $c_1$  führt ihren Riemen auf der losen, Gabel  $b_1$  den ihrigen auf der festen Rolle, und  $i$ , vollständig in die Kerbe von  $b$  greifend, verschiebt die Gabel  $b_1$  nach links, sobald der Schlitten  $d$  in dieser Richtung bewegt wird, während, weil die Warze  $k$  eine tiefe Lage hat,  $c$  und  $c_1$  an dieser Verschiebung nicht theilnehmen. Nachdem der zu  $b$  gehörige Riemen auf der losen Rolle angekommen ist, befindet sich die Warze  $i$  in der Lage  $i_1$ , Fig. 358, weil die Warze  $k$  gegen das abgeschrägte Ende der zu ihr gehörigen Leiste  $g$  stossend, sich gehoben hat. Unmittelbar nach diesem

Zeitpunkte verlässt — bei weiterer Verschiebung des Schlittens  $d$  nach links —  $i$  die Kerbe von  $b$  und greift  $k$  voll in die Kerbe von  $c$ , so dass nunmehr der zu  $c$  gehörige Riemen auf die feste Rolle geschoben wird. Es könnten nun  $b$  oder  $c$  sich eigenmächtig verschieben, so lange  $i$ , bezw.  $k$  sich nicht in die zugehörigen Kerben legen. Um das zu verhüten, ist folgende Verriegelung vorgesehen: In die oberen Ränder der Winkleisen  $a$  sind Kerben geschnitten, in welche je ein dem Schlitten  $b$ , beziehungsweise  $c$  angelenkter Riegel  $h$  greifen kann. Die plattenförmigen Lenker

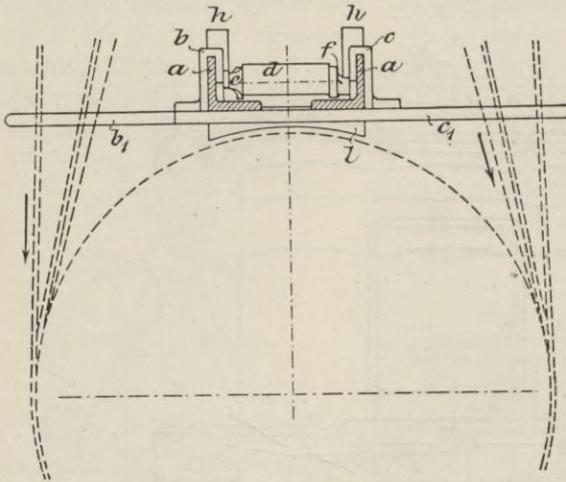


Fig. 360.

von  $h$  ragen aber so weit nach unten, dass sie von den Kurbeln  $e$  bzw.  $f$  getragen werden, so lange die betreffenden Warzen in die Kerben von  $b$  bzw.  $c$  greifen, also die Riegel nicht einfallen können, so lange der zugehörige Schlitten  $b$  bzw.  $c$  mit dem Schlitten  $d$  gekuppelt ist. Sobald jedoch z. B. die Warze  $i$  die Kerbe von  $b$  verlässt, senkt sich  $h$  und der Riegel fällt in die zugehörige Kerbe von  $a$ . Man kann die Enden der Winkleisen  $a$  mittels Quer-

stücke  $b$  verbinden, die nach einem Kreisbogen ausgehöhlt sind, so dass sie auf bogenförmigen Böcken  $m$  befestigt werden können. Dadurch wird möglich, den Riemenführer der zufälligen Neigung der Riemen anzupassen.

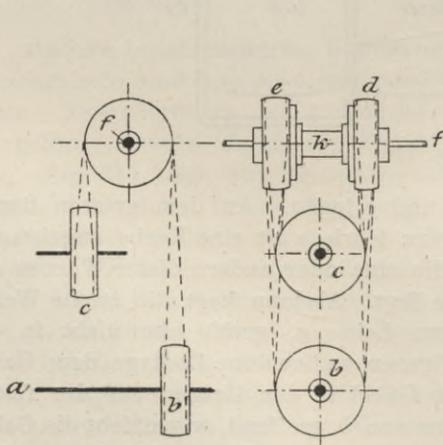


Fig. 361.

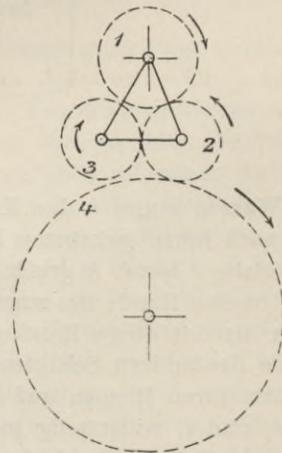


Fig. 362.

Die Umkehr der Drehrichtung lässt sich bei Riemenbetrieb endlich auf dem durch Fig. 361 versinnlichten Wege erreichen. Rolle  $b$  sitzt fest auf der Welle  $a$ ,  $c$  ist eine Leitrolle und die beiden Riemenrollen  $d$  und  $e$

drehen sich frei um die Welle  $f$ . Mittels eines Kuppelstücks  $k$  lässt sich aber  $d$  oder  $e$  mit der Welle  $f$  fest verbinden.<sup>1)</sup>

Bei Stirnrad- und Reibungsrad-Betrieb lässt sich die Umkehr der Drehrichtung durch Einschaltung eines Hilfsrades erreichen. Fig. 362 zeigt die gebräuchlichste der hierher gehörenden Ausführungsformen, welche man Wendeherz zu nennen pflegt. Rad 1 greift in Rad 2 und dieses in Rad 3; es dreht sich daher 3 entgegengesetzt von 2. Die Lager der Räder 2 und 3 sind dem Lager von 1 so angelenkt, dass erstere um letzteres schwingen können, somit entweder 2 oder 3 mit dem Rade 4 in Eingriff zu bringen ist, oder — in der Mittellage — Rad 4 überhaupt frei bleibt. Fig. 363 zeigt eine von dem vorigen wenig abweichende Anordnung für Reibräderbetrieb. Das Zahnrad 1 greift in 2 und dieses in 3. Mit letzteren beiden Rädern sind Reibrollen verbunden, welche zur Innenfläche des Reibradkranzes  $R$  passen. Es sind nun die Räder 2 und 3 nebst deren Reibrollen am Hebel  $h$  gelagert, welcher um die Welle des Rades 1 schwingen kann, und dadurch die drei in Frage kommenden Lagen der Reibrollen vermittelt.  $h$  ist biegsam, um die Reibrollen elastisch anzudrücken.

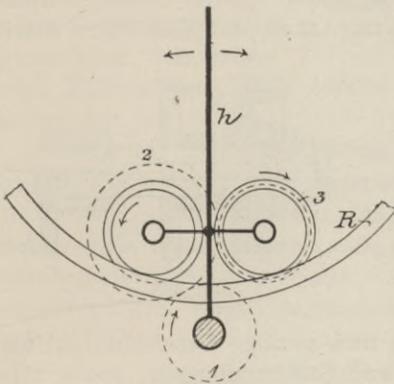


Fig. 363.

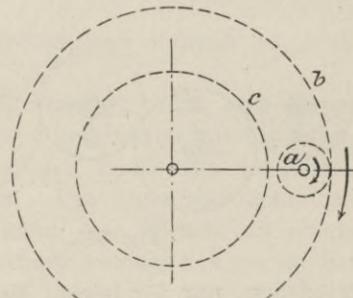


Fig. 364.

Es gibt auch Kehrgetriebe, bei welchen die andere Drehrichtung mit oder ohne Geschwindigkeitsänderung durch Verschieben von Stirnrädern in deren Axenrichtung bewirkt wird.<sup>2)</sup>

Schliesslich möge noch der Reibrollenantrieb, Fig. 364, angeführt werden;<sup>3)</sup>  $b$  ist ein inneres,  $c$  ein äusseres Reibrad, die Reibrolle  $a$  passt sowohl zu dem einen wie zu dem andern und kann, vermöge beweglicher Lagerung gegen  $b$  oder  $c$  gedrückt werden. Man erhält in der einen Drehrichtung eine grössere, in der andern eine kleinere Geschwindigkeit. Im übrigen erinnert dieser Antrieb an den durch Fig. 339, S. 168 dargestellten.

5. Das Ein- und Ausrücken des Betriebes bewirkt man durch Verschiebung von Kupplungstheilen, Rädern, Reibrollen und Treibriemen. Es gehören die betr. Einrichtungen dem allgemeinen Maschinenbau an und können deshalb als bekannt angenommen werden. Einige derselben sind

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1894, S. 1254, mit Abb.

<sup>2)</sup> Verhandl. d. Ver. z. Bef. d. Gewerbfleisses, 1829, S. 301; 1831, S. 253, mit Abb. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1892, S. 638, m. Abb. Zeitschr. f. Werkzeugmaschinen, 15. Nov. 1896, S. 36, mit Abb. The Iron Age, 4. Febr. 1897, S. 7, mit Abb.

<sup>3)</sup> The pract. mechanic's Journal, Mai 1856, S. 31, mit Abb.

jedoch den Sonderbedürfnissen der Werkzeugmaschinen angepasst; sie sollen in Beispielen hier Platz finden.

Zunächst ist allgemein des Umstandes zu gedenken, dass beim Einrücken des Betriebes den bisher ruhenden Theilen die verlangte Geschwindigkeit gegeben werden, die Trägheit ihrer Masse überwunden werden muss. Das betreffende Triebwerk hat also während des Einrückens eine grössere Triebkraft zu übertragen als später, indem der Unterschied für die Beschleunigung verbraucht wird. Je kürzer die Zeit ist, innerhalb welcher die verlangte Geschwindigkeit herbeigeführt wird, um so grösser ist der erwähnte Ueberschuss an Triebkraft. Dieser steht ferner im geraden Verhältniss zur Masse des zu drehenden und zum Quadrat der zu erzielenden Geschwindigkeit. Man bedarf daher für das Einrücken einer gewissen Zeit, die abhängig ist von dem Ueberschuss an Triebkraft, welchen man zulassen will, von der Masse und von der Geschwindigkeit der in Betrieb zu setzenden Theile. Der zulässige Ueberschuss an Triebkraft, bezw. die Mehrbeanspruchung der Triebwerktheile während des Einrückens ist beschränkt. Geschwindigkeit und Masse der zu bewegenden Theile sind gegeben, weshalb die Zeit diesen Werthen angepasst werden muss. Daraus folgt, dass Einrichtungen, welche ihrer Natur nach das Einrücken rasch

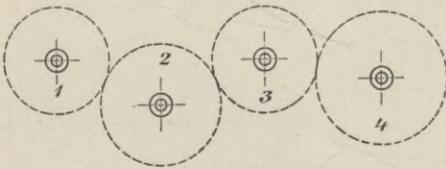


Fig. 365.

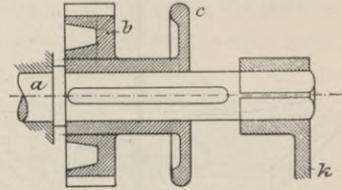


Fig. 366.

vollziehen, nur für leichte Maschinentheile und geringe Geschwindigkeiten brauchbar sind. Dahin gehören Klauen- und Stiftkupplungen, sowie alle selbstspannenden Kupplungen. Letztere werden weiter unten besonders gewürdigt werden. Bei diesen Kupplungen kann die zum Hervorbringen dienende Zeit nur durch elastische Nachgiebigkeit der zugehörigen Theile geboten werden. Soweit die allgemeinen Gesichtspunkte.

Um die Schrauben, welche zum Verschieben der Aufspanntische dienen, zu bewegen, legt man oft mehrere Räder, z. B. 1 bis 4 nach Fig. 365, hintereinander. 2 sei das treibende Rad, 1 und 4 seien die betriebenen Räder, während 3 als Zwischenrad dient. Soll nun die Welle, auf welcher Rad 1 sitzt, ausser Betrieb gesetzt, bezw. eingerückt werden, so kann das geschehen, indem man das zugehörige Rad um seine Breite verschiebt, so dass der Eingriff mit 2 aufhört. Diesem Zwecke dient folgende Einrichtung: In Fig. 366 bezeichnet *a* die Welle, bezw. Schraubenspindel, zu welcher das Stirnrad *b* gehört. Das Rad *b* steckt auf einer Büchse — oder ist mit ihr zusammengelassen —, welche auf dem freien Ende von *a* verschiebbar ist, aber in jeder Lage mit *a* sich drehen muss. Behufs Verschiebens des Rades *b* sitzt an der Büchse eine glatte Scheibe *c*, hinter welche der Arbeiter seine Finger legt. Am äussersten Ende der Welle *a* ist ein Vierkant ausgebildet, auf welches die Handkurbel *k* gesteckt werden kann, um mittels dieser die Welle *a* zu drehen.

Man bemerkt sofort, dass beim Einrücken des Rades *b* zunächst nur

die in Bezug auf Fig. 366 linksseitigen Ecken seiner Zähne mit den zuerst getroffenen Ecken des Gegenrades in Eingriff treten, also diese Ecken nicht allein den Betriebsdruck, sondern auch den weiter oben genannten Ueberdruck für das Hervorbringen der Geschwindigkeit zu erleiden haben, demgemäss wenigstens die Gefahr des Abbrechens dieser Ecken vorliegt. Diese sonst wegen ihrer Einfachheit sich empfehlende Ein- und Ausrückung ist daher allgemein zu verwerfen.

Sie ist aus anderen Gründen unzulässig, wenn — nach Fig. 365 — 1 das treibende Rad ist, und 2 und 4 betrieben werden sollen, indem mit dem Ausrücken von 2 auch die Verbindung zwischen 1 und 4 unterbrochen werden würde.

Einerseits um die oben angegebene Gefahr für die Radzähne zu vermeiden, andererseits, um auch in dem soeben angeführten Falle unveränderten Eingriff der Räder zu ermöglichen, lässt man

jedes Zahnrad auf seiner Welle sich lose drehen und kuppelt es nach Bedarf mit der Welle.

Nach Fig. 367 dient hierzu eine Klauenkupplung, deren eine Kuppelungstheil *i* mit Hilfe der glattrandigen Scheibe *c* verschoben werden kann. Die festen Leisten *d* hindern durch ihre linksseitigen Endflächen das Rad *b*, an der Verschiebung von *i* sich zu betheiligen. Um eigenmächtiges Verschieben des Kuppelungstheiles *i* zu hindern, kann man diesen mit einem leistenförmigen, ringsumlaufenden Rand *r* versehen, welcher sich gegen den

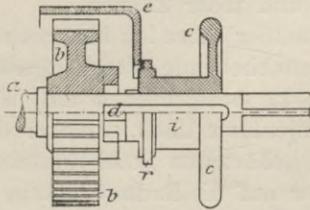


Fig. 367.

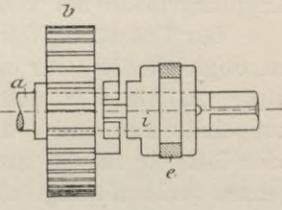


Fig. 368.

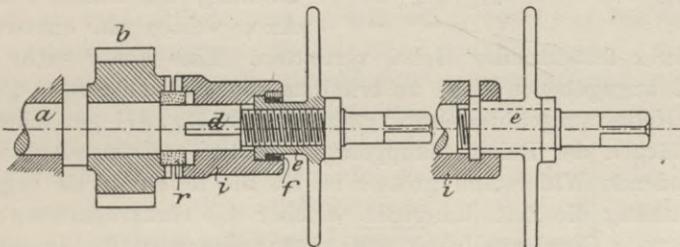


Fig. 369.

Fig. 370.

Boden der Schutzhaube *e*, und zwar entweder an dessen Aussen- oder Innenseite lehnt, je nachdem das eigenmächtige Aus- oder Einrücken verhindert werden soll. Die Schutzhaube *e* wird zu diesem Zweck aufklappbar oder wegnehmbar angeordnet.

Will man die sich drehende Scheibe *c*, Fig. 366 u. 367, nicht unmittelbar mit den Fingern berühren, so kann der verschiebbare Theil *i*, Fig. 368, mit einer ringförmigen Vertiefung versehen werden, in welche ein durch Hebel zu verschiebender Halsring *e* greift. Auch mittels Schraube wird der bewegliche Kuppeltheil verschoben, z. B. mit Hilfe einer Einrichtung, welche Fig. 369 im Schnitt darstellt. *b* dreht sich, wie vorhin, frei um die Welle *a*; ein links liegender Bund und ein rechts angebrachter

Ring  $r$  hindern das Rad  $b$  seinen Ort zu verlassen. Der Kuppeltheil  $i$  wird längs der festen Federn  $d$  mittels der Mutter  $e$  verschoben, welche mit  $i$  drehbar verbunden ist. Nach Fig. 369 sind zu diesem Zweck zwei halbe Ringe  $f$  hinter den an  $e$  ausgebildeten Bund gelegt und in  $i$  befestigt, nach Fig. 370 ist in  $i$  eine ringförmige Nuth gedreht, in welche sich der an der Mutter  $e$  ausgebildete Bund legt. Um diesen Bund in die Nuth legen zu können, ist das betreffende Ende des Kupplungstheils  $i$  seitwärts ausgefräst. Die Klauenkupplungen, welche in Fig. 367 und 368 angedeutet sind, haben nur je zwei Zähne und zwei Lücken; man muss daher zuweilen nahezu eine halbe Drehung des Rades abwarten, bevor ein Einrücken möglich ist. Um mit geringerem Zeitverlust auszukommen, versieht man die Kupplungstheile mit vier und mehr Zähnen.

Der Vollständigkeit halber führe ich hier noch eine Klauenkupplungsart an, obgleich diese für spanabhebende Werkzeugmaschinen selten gebraucht wird. In Fig. 371 und 372 bezeichnet  $a$  die Welle,  $b$  das mit ihr zu kuppelnde Rad und  $c$  denjenigen Theil, welcher die Kupplung herbeiführt oder löst.  $c$  ist ein aus gehärtetem Stahl bestehender Stift, welcher im ganzen walzenförmig, aber auf die Radnabellänge abgeflacht ist.  $a$  und  $b$  sind mit halbrunden Längsfurchen versehen, die zur Aufnahme von  $c$  bestimmt sind. Liegt nun  $c$  so in diesen Furchen, wie Fig. 371 darstellt,

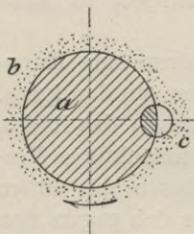


Fig. 371.

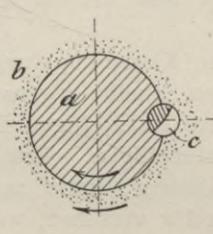


Fig. 372.

so können sich Rad und Welle unabhängig von einander drehen, hat aber  $c$  die in Fig. 372 gezeichnete Lage, so muss sich  $a$  mit  $b$  drehen, sofern das Rad die durch Pfeile angegebene Drehrichtung hat. Für das Ein-, bzw. Ausrücken genügt also eine kleine Drehung des Stiftes  $c$  um seine

Axe, welche ein ausserhalb der Radnabe an  $c$  festsitzender Hebel vermittelt. Eine Feder sucht  $c$  in der in Fig. 372 angegebenen Lage zu erhalten, und ein von aussen gegen den erwähnten Hebel ausgeübter Druck giebt  $c$  die in Fig. 371 gezeichnete Lage.

Die Flächen der Reibungskupplungen gleiten auf einander, wenn der zu überwindende Widerstand grösser ist als die Reibung, sie regeln demnach selbstthätig die Zeit, innerhalb welcher die einzurückenden Betriebs-theile ihre volle Geschwindigkeit annehmen. Sie gestatten ausserdem, die Ingangsetzung des Betriebes sehr langsam stattfinden zu lassen, indem zu diesem Zweck der Andruck der Reibflächen allmählich vorgenommen wird. Das macht sie in einer Zahl von Fällen fast unentbehrlich.

Eine häufig vorkommende Ein-, bzw. Ausrückvorrichtung mit Reibungskupplung zeigt Fig. 373. Es bethätigt z. B. der Wurm  $w$  das Wurmrad  $b$ , welches zunächst um die Welle  $a$  sich frei zu drehen vermag. Der Kranz des Rades  $b$  ist innen kegelförmig ausgedreht, das auf  $a$  nur verschiebbare Kuppelstück  $i$  mit einem Gegenkegel versehen;  $i$  wird mittels der Mutter  $e$  in den Hohlkegel des Rades  $b$  gedrückt, wenn die Welle  $a$  sich mit dem Rade  $b$  gemeinsam drehen soll. Ist  $i$  zurückgezogen, so lässt sich  $a$  unabhängig vom Wurmrad  $b$  drehen, vielleicht mittels eines an  $i$  befestigten Handringes  $f$ .

Der Ort, an welchem die Ein-, bzw. Ausrückung stattfindet, muss

dem Orte, von dem aus die betreffende Welle nach Umständen mittels der Hand gedreht werden soll, aus leicht erkennbaren Gründen möglichst nahe liegen. Wenn nun z. B. das Wurmrad *b* sich in einiger Entfernung vom Standpunkt des Arbeiters befindet, so wird nach Fig. 374 das Kuppelstück *i* mit der Mutter *e* durch eine Stange *d* in Verbindung gebracht, welche in einer Bohrung der Welle *a* verschiebbar ist, und das Mittel, welches die Drehung der Welle *a* durch die Hand gestattet — hier z. B. ein Handkreuz *f* — in der Nähe von *e* auf der Welle *a* befestigt.

Die Reibungskupplungen werden, nicht allein wegen des stossfreien Einrückens, welches sie gestatten, geschätzt, sondern auch wegen ihrer

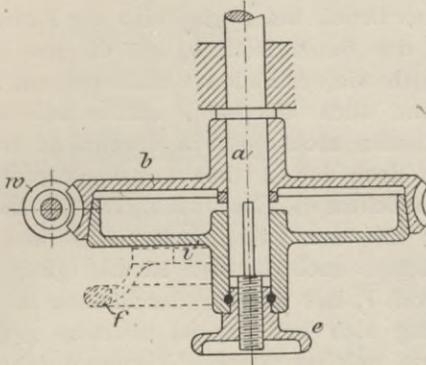


Fig. 373.

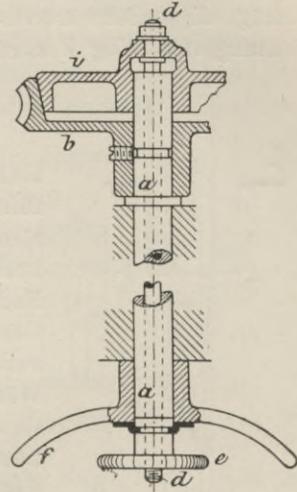


Fig. 374.

Eigenschaft, bei zu grossem Widerstande während des Betriebes gleitend nachzugeben. Diese Eigenschaft schwächen nun kegelförmige Reibflächen, mehr noch die trommelförmigen, sie tritt am reinsten auf bei ebenen Reibflächen, weshalb in manchen Fällen diese gewählt werden, obgleich der in die Axenrichtung fallende Druck weit grösser als bei den anderen, hier angedeuteten Reibflächengestalten wird. Die Halbfigur 375 zeigt eine dementsprechende, der Fig. 374 möglichst ähnlich gemachte Anordnung. Der Kuppeltheil *i* wird mit einer Ringfläche, auf welche wohl Leder geleimt ist, mittels der Mutter *e* gegen das sonst frei um die Welle *a* drehbare Wurmrad *b* gedrückt und dadurch dieses mit der Welle *a* verbunden. Zuweilen legt man auf die Nachgiebigkeit der Kupplung wenig Werth, und verbindet dann nach Fig. 376 den Kupplungstheil *i* mit dem Rade *b* mittels einer Schraube, deren Kopf in einer ringförmigen Aufspann-Nuth T-förmigen Querschnitts liegt, die im Rade *b* ausgebildet ist.

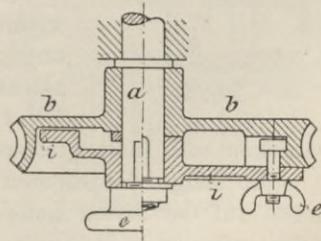


Fig. 375.

Fig. 376.

Treibriemen gleiten ebenso wie die Reibflächen der Kupplungen, wenn der Widerstand grösser ist als die Reibung. Es ist deshalb das Ein- und Ausrücken mittels „fester und loser“ Riemenrolle sehr gebräuchlich. Dieses Ein- und Ausrücken beruht auf folgendem Vorgange: Legt man über die Rollen *a* und *b*, die auf den genau gleichlaufend liegenden Wellen *c* und *d*,

Fig. 377, sitzen, einen endlosen Faden und dreht die Rollen geeignet um, so bewegt sich der Faden mit, ohne seinen Ort zu verlassen. Uebt man nun aber bei  $e$  einen seitlichen Druck gegen den Faden aus, so dass er in der Nähe von  $d$  mit seiner ursprünglichen Lage den Winkel  $\gamma$  einschliesst, so beginnt er auf den Rollen zu wandern. Man kann annehmen, dass der Scheitel des Winkels  $\gamma$  im Auflaufpunkte des Fadens, d. h. in dem Punkte liegt, wo der Faden sich fest auf die Rolle  $b$  legt. Bei der in Fig. 377 angegebenen Bewegungsrichtung legt sich jeder folgende Punkt des Fadens weiter rechts auf die Rolle als der vorhergehende, und zwar beträgt diese Seitwärtsverschiebung  $v$ , wenn der Faden in seiner Längsrichtung den Weg  $V$  zurücklegt:

$$v = V \cdot \operatorname{tg} \gamma \dots \dots \dots (65)$$

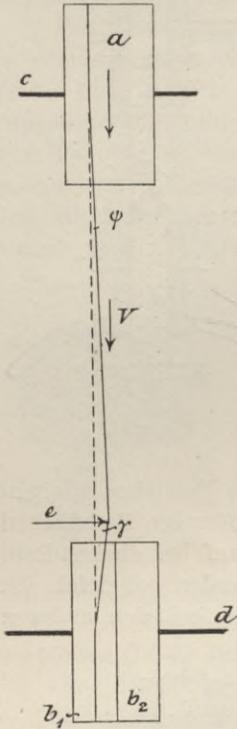


Fig. 377.

Durch den Druck bei  $e$  wird also der Faden allmählich von der festen Rolle  $b_1$  auf die lose  $b_2$  geführt. Aehnlich wie der Faden verhält sich ein Treibriemen. Wenn auch die bei  $e$  auftretende Seitenkraft den Riemen nicht so rein durchbiegt als den Faden, so ist doch das in Gleichung 65 ausgedrückte Gesetz, nach welchem die Geschwindigkeit der Riemenverschiebung mit der Geschwindigkeit  $V$  und dem Winkel  $\gamma$  wächst, auch für den Riemen gültig. Die Geschwindigkeit  $V$ , mit welcher der Riemen in seiner Längsrichtung sich bewegt, ist meistens gegeben, das Maass, um welches man den Riemen durchbiegen darf, beschränkt. Nun erkennt man, dass die Neigung  $\gamma$  des Fadens gegen seine ursprüngliche Richtung erheblich grösser ist, als die Neigung  $\psi$  in der Nähe der Rolle  $a$ , d. h. der Ablaufstelle. Würde man die Drehrichtung der Rollen umkehren, aber die zum Verschieben des Riemens dienende Kraft bei  $e$  belassen, so würde man in Gl. 65  $\psi$  statt  $\gamma$ , d. h. einen weit kleineren Winkel einsetzen müssen, und einen viel kleineren Werth für  $v$  erhalten, als der in Fig. 377 angegebenen Anordnung eigen ist. Es ist daher selbstverständlich, dass man den Riemenführer, welcher bei  $e$  die Verschiebung des Riemens von  $b_1$  nach  $b_2$

bewirken soll, in möglichste Nähe der Auflaufstelle des letzteren legt.

So lange der Riemen beim Einrücken nur mit einem Theil seiner Breite auf der festen Rolle liegt, so lange ist die zwischen ihm und der Rolle auftretende Reibung entsprechend kleiner als bei vollem Aufliegen des Riemens. Man ist demnach in der Lage, durch allmähliches Verschieben des Riemens von der losen auf die feste Rolle unter starkem Gleiten des Riemens die Beschleunigung der in Betrieb zu setzenden Theile beliebig langsam stattfinden zu lassen, was bei grossen Geschwindigkeiten und Massen von hohem Werth ist.

Wenn der Riemen längere Zeit auf der losen Rolle liegt, so erfährt — trotz guter Schmierung — sowohl die Bohrung der Rolle als auch die Welle ziemlich starke Abnutzung. Man steckt deshalb häufig eine Büchse fest auf die Welle und lässt die Rolle sich um diese drehen. Sind nennens-

werthe Abnutzungen eingetreten, so wird die genannte Büchse durch eine andere ersetzt. Diese Büchse *b* wird auch in einem besondern Lager *l*, Fig. 378, befestigt und so weit gemacht, dass sich die Welle *a* in ihr frei drehen kann. *c* bezeichnet die lose, *d* die feste Rolle. Sitzt die feste Rolle *d*, Fig. 379, auf dem freien Ende der Welle *a*, so kann man einen im Maschinengestell *l* festen Bolzen *b*, um welchen sich die lose Rolle dreht, anwenden. In beiden Fällen ist *b* leicht auszuwechseln, wenn zu starke Abnutzung eingetreten ist. Es muss hier erwähnt werden, dass man mit den durch Fig. 378 und 379 dargestellten Anordnungen noch einen anderen Zweck verfolgt. Bei einiger Unaufmerksamkeit kann nämlich die Reibung der losen Rolle auf der Welle so gross werden, dass letztere mitgenommen wird. Dass solches unerwartetes Drehen recht gefährlich werden kann, liegt auf der Hand; die vorliegenden Lagerungen für die lose Rolle vermeiden es.

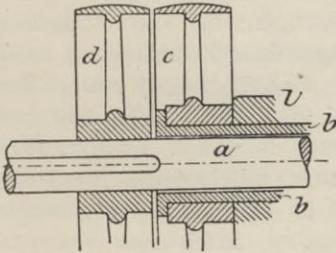


Fig. 378.

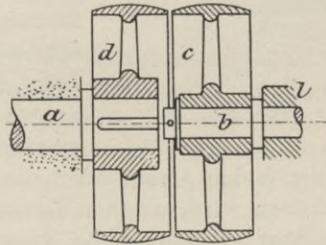


Fig. 379.

Schon durch Fig. 350 bis 352 (S. 172) wurde angegeben, dass man zuweilen der losen Rolle einen kleineren Durchmesser gebe als der festen. Man erzielt hierdurch einen geringeren Druck auf die lose Rolle, demnach geringere Abnutzung und kleinere Reibungsverluste.

Die Seite 182 erörterte Verschiebung des Riemen ist nur möglich, wenn der Riemen überhaupt eine Geschwindigkeit *V* hat. Daraus scheint zu folgen, dass die lose Rolle auf die angetriebene Welle gesetzt werden muss, was thatsächlich in der Regel geschieht. Da nun der nicht arbeitende bewegte Riemen auch Arbeitsverluste mit sich führt, so hat man nach Mitteln gesucht, welche gestatten, gegen diese Regel zu handeln. Es ist hierfür offenbar nur nöthig, eine Einrichtung zu treffen, vermöge welcher dem ruhenden Treibriemen lediglich zum Zweck des Einrückens eine Bewegung ertheilt werden kann, z. B. auf folgendem Wege.

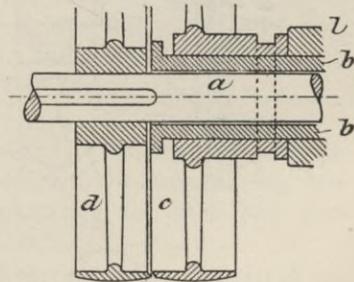


Fig. 380.

In Fig. 380 bezeichnet *a* die treibende Welle, *d* die auf ihr feste Rolle. Die Rolle *c* steckt frei drehbar und verschiebbar auf der festen Büchse *b*. Gesetzt, der Riemen liege auf dieser losen Rolle, ruhe also; er solle auf die feste Rolle *d* geführt werden. Dann verschiebt man *c* zunächst gegen *d*, so dass die Ränder beider Rollen auf einander treffen, durch die auftretende Reibung *c* in Umdrehung versetzt wird und der Riemen auf die feste Rolle *d* geführt werden kann. Ist das geschehen, so schiebt man *c* wieder in die Anfangslage zurück. Bei dem Ausrücken wird ähnlich ver-

fahren. So werden Abnutzungen und Arbeitsverluste durch den nicht arbeitenden Riemen vermieden.

Eine etwas andere, aber der soeben beschriebenen verwandte Anordnung ist in der Quelle beschrieben.<sup>1)</sup>

Die Verschiebung des Riemen bewirkt man nun durch Stifte oder Finger, die paarweise zu einer Gabel vereinigt werden, woher der Name Riemengabel rührt. Behufs Schonung der Riemenränder werden oft auf die Stifte Rollen gesteckt. Die offenen, eigentlichen Gabeln lassen bei ungestümer Handhabung den Riemen leicht ausgleiten, weshalb man vorzieht, die Gabel zu schliessen, wofür die Fig. 353 bis 355, 358 bis 360 (S. 172 u. 173, 175 u. 176) Beispiele bieten.

Zum Verschieben der Riemengabeln dienen mannigfache Einrichtungen; bei allen wünscht man die Gabel nach stattgehabter Verschiebung in ihrer Lage festzuhalten. Hierfür folgen unter Bezugnahme auf die bei den Fig. 353 bis 360 bereits gegebenen noch einige Beispiele. In Fig. 381 bezeichnet *h* den Hebel oder die Stange, mittels welcher die Riemengabel verschoben wird, *a* einen festen Theil. In *h* ist eine Büchse *b* geschraubt, in welcher ein Stift *s* frei verschiebbar ist, aber durch eine Feder stets nach aussen gedrückt wird. Die Spitze dieses Stiftes greift nun in Vertiefungen von *a* und hält dadurch *h* gegenüber den zufälligen Kräften ge-

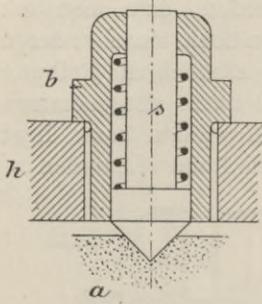


Fig. 381.

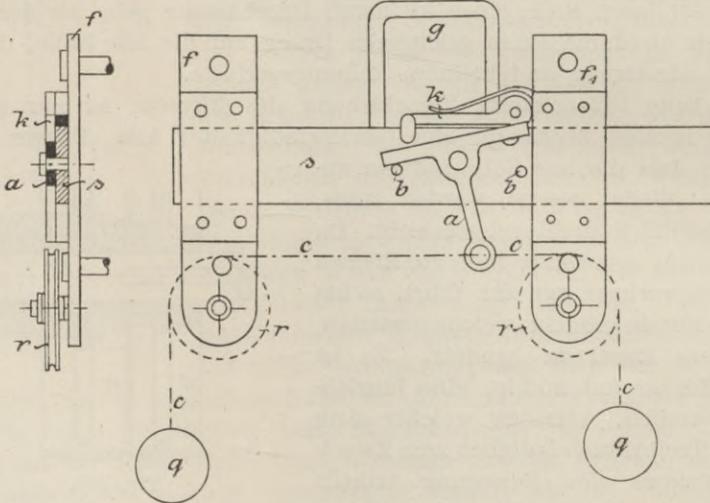


Fig. 383.

Fig. 382.

nügend in seiner Lage fest. Ein kräftiger, gegen *h* ausgeübter Handdruck zwingt den Stift zurückzuweichen und die Verschiebung von *h* zu gestatten.

Fig. 382 u. 383 stellt einen für Deckenvorgelege geeigneten Riemenführer dar. *g* ist die an die Flachschiene *s* genietete geschlossene Riemengabel. Die Schiene *s* wird in *f* und *f*<sub>1</sub> geführt, letztere sind in irgend einer ge-

<sup>1)</sup> D. R.-P. No. 90936. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1897, S. 603, mit Abb.

eigneten Weise neben den Riemenrollen befestigt. Mit  $s$  ist ein T-förmiger Hebel  $a$  gelenkig verbolzt; in  $s$  feste Stifte  $b$  begrenzen die Beweglichkeit dieses Hebels, an den über Rollen  $r$  gelegte Schnüre  $c$  gebunden sind. An den Enden dieser Schnüre, in geeigneter Höhe, sind Bälle  $g$  angebracht, mittels welcher man die Schnüre anziehen und dadurch Schiene  $s$  nebst Riemengabel  $g$  verschieben kann. Dem Führungsstück  $f_1$  ist nun eine durch Feder niedergedrückte Klinke  $k$  angelenkt, welche in Kerben der Schiene  $s$  zu greifen vermag, und dadurch deren Verschiebbarkeit aufhebt. Das zum Eingreifen in die Kerben bestimmte Ende der Klinke  $k$  ist breiter als die Schiene  $s$  und zwar so, dass es über den Hebel  $a$  ragt. Wird nun z. B. die linksseitige Schnur  $c$  angezogen, so dreht sich zunächst  $a$  und hebt dabei die Klinke aus der Kerbe, worauf die Verschiebung der Schiene  $s$  stattfindet, bis die Klinke in die andere Kerbe fällt. In etwas anderer Durchbildung findet man diesen Riemenführer in unten verzeichneter Quelle<sup>1)</sup> beschrieben.

Für die In- und Ausser-Betriebsetzung der Werkzeugmaschinen ist das Verschieben des Treibriemens von der losen auf die feste Rolle vorwiegend im Gebrauch. Es wird zwischen die Triebwerkswelle und die Maschine eine Vorgelegswelle geschaltet, welche einerseits die in Rede stehenden Riemenrollen, anderseits die Stufenrolle trägt (vergl. Fig. 317 u. 318). Dieses Vorgelege wird oft an der Decke der Werkstatt angebracht und heisst dann Deckenvorgelege. Nicht selten zieht man jedoch vor, die fragliche Vorgelegewelle an der Maschine selbst zu lagern, um sich von den Zufälligkeiten unabhängig zu machen, welche mit der Lagerung an der Decke verknüpft sind. Kommt Kehrbetrieb in Frage, so ist ein besonderes Vorgelege für die Ausserbetriebsetzung meistens entbehrlich (vergl. Fig. 340 bis 364).

### B. Hin- und hergehende Bewegung.

Die hin- und hergehende Bewegung kann längs gerader oder bogenförmiger Wege stattfinden. Da die massgebenden Gesichtspunkte für beide Wegesgestalten gleich sind, so darf ich meine Erörterungen auf eine derselben beschränken, und zwar die geradlinige, zumal in der Anwendung die bogenförmige gegenüber der geradlinigen fast verschwindet.

Was nun zunächst

1. Die Mittel zum Hervorbringen der Bewegung anbelangt, so ist in erster Linie der Krummzapfen oder die Kurbel anzuführen, und zwar sowohl in ihrer Verbindung mit der Lenkstange als auch auf eine Schleife wirkend.

Es könnte auch das Reichenbach'sche Kehrrad oder Mangelrad in Frage kommen, wenn diesem nicht die Regelbarkeit der Wegeslänge fehlte.

Ausgedehnte Anwendung findet die Zahnstange mit Rad, und zwar in zwei Ausführungsformen. Bei der einen dreht sich die Welle  $a$  des Rades  $b$ , Fig. 384, in festen Lagern, während die Zahnstange  $z$  sich mit dem zu bethätigenden Schlitten  $s$  hin- und herbewegt; bei der andern ruht die Zahnstange  $z$ , Fig. 385, und das Zahnrad  $b$  nebst Welle  $a$  verschieben sich mit dem Schlitten  $s$ . Die Welle  $a$  wird z. B. nach Fig. 303, S. 149 von einer längs der Zahnstange  $z$  gelagerten Welle aus angetrieben.

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1863, S. 410, mit Abb.

Auch Schraube und Mutter werden für den vorliegenden Zweck vielfach benutzt. Die gewöhnliche lange Schraube mit Mutter braucht nur genannt zu werden. Sie ist schwer in guter Schmierung zu halten, auch theuer in der Herstellung. Eine kurze Schraube *b*, Fig. 386, kann man in einem Oelbehälter waten lassen, also gut schmieren. Sie greift in die Zahnstange *z*, welche mit dem Schlitten fest verbunden ist. Diese Zahnstange kommt nun in zwei Ausführungsformen vor, nämlich als Theil einer

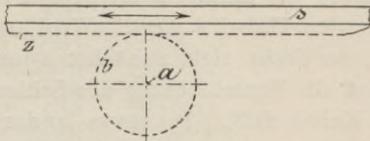


Fig. 384.

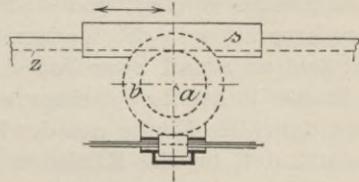


Fig. 385.

langen Mutter,<sup>1)</sup> wobei die Axe der Schraube mit derjenigen der Verzahnung von *z* zusammenfällt, oder als gewöhnliche Zahnstange *z*, Fig. 387, so dass die Axe *a* der Schraube *b* mit ihr einen spitzen Winkel einschliessen muss, der gleich ist dem Neigungswinkel der Schraube in deren „Theilkreise“. Es kommt diese Anordnung namentlich bei Anwendung des in Fig. 344 (S. 169) abgebildeten Vorgeleges zur Anwendung, wird aber auch für den Antrieb, den Fig. 388 zeigt,<sup>2)</sup> benutzt. Es bezeichnet *z* die Zahnstange, welche in Bezug auf die Figur unter der kurzen Schraube oder dem Wurm *b* liegt; die Welle *a* wird von der Welle *d* aus durch Schraubenräder betrieben.

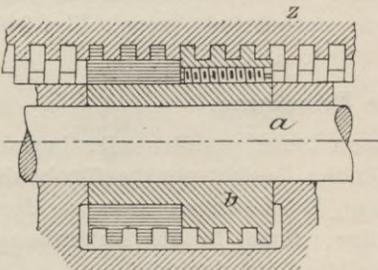


Fig. 386.

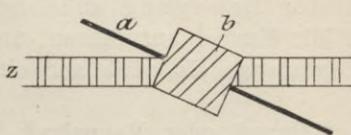


Fig. 387.

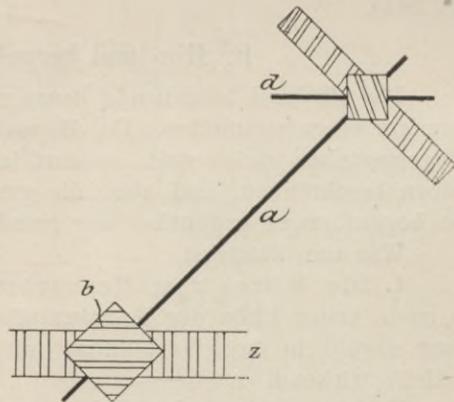


Fig. 388.

Es ist zwar zuzugeben, dass eine gewöhnliche Zahnstange mit geraden Zähnen einfacher und billiger herzustellen ist als eine Zahnstange, deren Zähne Stücke eines Muttergewindes sind. Dagegen darf nicht übersehen werden, dass die Zähne der ersteren Zahnstange das Schraubengewinde nur in wenigen Punkten berühren, während diejenigen der letzteren sich in ganzer Fläche anlegen.

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1897, S. 829, 830, 1033, mit Abb.

<sup>2)</sup> Sellers, Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1891, S. 247, mit Abb.

Das Band ist in seiner Anwendung für hin- und hergehende Bewegungen sehr alt; es ist in neuerer Zeit zuweilen bei spanabhebenden Maschinen zur Anwendung gekommen und zwar als Drahtseil oder als dünnes Stahlband. Man legt es, nach Fig. 389, so auf eine zeitweise in der einen, zeitweise in der anderen Richtung sich drehende Trommel *a*, dass es durch Reibung mitgenommen wird. Mittels Leitrollen wird der Bogen, längs welchem das Band *b* die Trommel oder Rolle *a* umspannt, möglichst gross zu machen gesucht. Gegenüber den ohne weiteres zu erkennenden guten Eigenschaften dieses Betriebsmittels will ich nur eine Schwäche desselben anführen: da Temperaturwechsel auf das dünne Band viel rascher einwirken, als auf den, meistens kräftig gehaltenen Schlitten, an dem die Enden des Bandes *b* befestigt sind, so muss diese Befestigung eine elastisch nachgiebige sein. Daraus erwächst aber eine gewisse Unsicherheit der Schlittenbewegung.

Der Druck gespannter Flüssigkeiten, insbesondere des Wassers,<sup>1)</sup> ist bisher für den vorliegenden Zweck nur sehr wenig im Gebrauch, obgleich bei geeigneter Ausführungsform seine Verwendung sehr vorteilhaft erscheint.<sup>2)</sup>

2. Die Begrenzung der Wegeslänge erscheint zunächst leicht erreichbar zu sein. Bei dem Betrieb durch eine Kurbel ist sie ohne weiteres gegeben, bei Zahnstangen; u. s. w. Betrieb hat man nur die Antriebswelle in Ruhe zu setzen, und bei Verwendung des Druckwassers genügt das Absperrn des Wasserzufflusses. Geht man jedoch genauer auf den Gegenstand ein, so findet man erhebliche Schwierigkeiten.

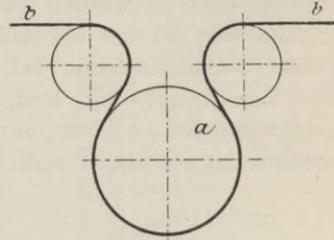


Fig. 389.

Der Schlitten und das, was mit ihm zusammenhängt, hatte vor Beendigung seines Weges eine gewisse Geschwindigkeit *V*, welche — bei dem Gewicht *G* — dem Arbeitsvermögen  $\frac{G V^2}{g \cdot 2}$  entspricht, wenn *g* die Beschleunigung des freien Falles bedeutet. Dieses Arbeitsvermögen muss nun vernichtet werden, bevor der Schlitten zur Ruhe kommen kann, und — was gleich hier ausgesprochen werden mag — wieder erzeugt werden bei Beginn der neuen Schlittenbewegung.

Bei dem Antrieb durch einen Krummzapfen nimmt nun die Schlittengeschwindigkeit *V* von ihrem höchsten Werth bis zu Null allmählich ab, es findet daher die Vernichtung obigen Arbeitsvermögens längs des halben Schlittenweges statt. Trotzdem hat der Kurbelzapfen am Ende des Schlittenweges lediglich zum Ueberwinden der Massenwirkung des Schlittens den Widerstand  $\frac{G V^2}{g \cdot r}$  zu leisten, wenn *r* den Kurbelhalbmesser, *V* die sekundliche Kurbelzapfengeschwindigkeit und *G* das auf den Kurbelzapfen bezogene Gewicht der hin- und herbewegten Theile bezeichnet. Soll, wie bei den anderen Betrieben selbstverständlich erscheint, jenes Arbeitsvermögen auf einer kürzeren Strecke des Weges verbraucht werden, so ist hierfür natürlich eine entsprechend grössere Kraft erforderlich. Man hat Vorsorge

<sup>1)</sup> Max Hasse & Co. D. R.P. No. 20749; Conradson, D. R. P. No. 76753.

<sup>2)</sup> Vergl. Z. d. Ver. deutscher Ingen. 1898, S. 518.

zu treffen, dass das Arbeitsvermögen rechtzeitig aufgezehrt wird, und selbstverständlich vorher den Antrieb auszurücken. Das Erzielen einer bestimmten Wegeslänge, das Stillhalten des Schlittens an genau bestimmten Orte ist sonach nicht so einfach als beim Betriebe durch eine Kurbel.

Es ist wohl vorgeschlagen worden, jenes Arbeitsvermögen zum Spannen einer Feder zu benutzen, durch letztere gewissermassen aufsaugen zu lassen, behufs seiner Verwerthung für das Beschleunigen des Schlittens in der entgegengesetzten Bewegungsrichtung. Dahingehende, praktisch brauchbare Einrichtungen sind mir jedoch nicht bekannt.

Regelmässig vernichtet man jenes Arbeitsvermögen durch Reibungswiderstände, nachdem vielleicht etwas davon für die Bethätigung der Schaltantriebe vorweg genommen ist. Ist die Geschwindigkeit  $V$  klein, so genügen hierzu die vorhandenen Reibungswiderstände,<sup>1)</sup> ist sie gross, so fügt man den von selbst sich ergebenden noch besondere, kräftig wirkende hinzu, indem man das zum Drehen der treibenden Welle dienende, durch Reibung wirkende Kehrgetriebe umsteuert.

Es folgt hieraus, dass das Ende des Weges nicht völlig genau im voraus bestimmt werden kann. Bei ganz kleinen Geschwindigkeiten, etwa solchen von 50 mm sekundlich und weniger, ist allerdings der mögliche Fehler verschwindend, bei 300 mm aber schon erheblich. Es lässt sich also Zahnstange mit Rad, Schraube und Band für grössere Schlittengeschwindigkeiten nur dann verwenden, wenn die Wegeslänge nicht hochgradig genau zu sein braucht. Dasselbe gilt für den Betrieb durch

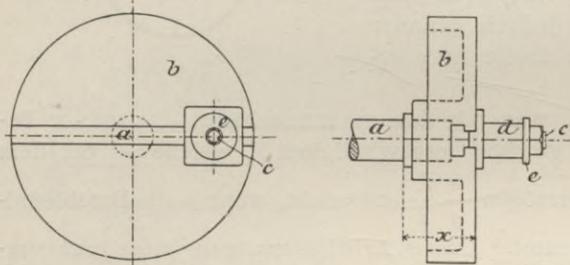


Fig. 390.

Wasserdruck. Selbst bei geschicktester Handhabung des betreffenden Ventiles oder Hahnes wird nur selten gelingen, den Schlitten immer an genau derselben Stelle zur Ruhe zu bringen.

Die Kurbel ist demnach das einzige hierher gehörige Bewegungsmittel,

welches, weil zwangsläufig wirkend, ohne weiteres eine bestimmte Wegeslänge liefert.

Man muss nun die Kurbelwarze so mit ihrer Welle verbinden, dass dem Warzenkreis verschiedene Durchmesser zu geben sind, wofür hier einige Beispiele folgen:

Nach Fig. 390 steckt auf der Welle  $a$  eine runde Scheibe  $b$ , welche mit durchgehender Aufspan-Nuth versehen ist. In dieser steckt der Kopf der Schraube, die unter Vermittlung der Scheibe  $e$  den hohlen, mit breitem Fuss versehenen Kurbelzapfen  $d$  fest gegen die Scheibe  $b$  drückt.

Soll eine einzelne Schraube  $c$  eine genügende Befestigung liefern, so muss sie ziemlich dick gemacht werden, erfordert deshalb eine weite und tiefe Aufspan-Nuth, und demnach einen grossen Abstand  $x$  zwischen Scheiben-Vorderfläche und Kurbelwellenlager, zumal wenn, wie in Fig. 390 vor-

<sup>1)</sup> Siehe vorige Quelle. S. 518.

gesehen, die Aufspann-Nuth auch über die Mitte der Scheibe hinweggeführt werden soll.

Diesen Uebelstand vermeidet die Verbindungsweise, welche Fig. 391 darstellt. Auf  $a$  steckt der Doppelarm  $b$  —  $b$  könnte auch eine runde Scheibe sein — mit zwei Aufspann-Nuthen, die seitwärts von der Welle  $a$  liegen, so dass diese bis zu der vorderen Fläche von  $b$  reicht. Die Kurbelwarze  $d$  ist durch ihren breiten Fuss gestützt und mittels 4 Schrauben  $c$  an  $b$  befestigt. Trotz grösserer Standhaftigkeit dieser Ausführungsform liefert sie einen nennenswerth kleineren Werth für den Abstand  $x$ , als die durch Fig. 390 dargestellte.

Theils behufs bequemerer Verstellung, theils um diese Verstellung ohne Unterbrechung des Betriebes ausführen zu können, hat man manche andere Anordnungen vorgeschlagen, die jedoch nur wenig Eingang gefunden haben.<sup>1)</sup> Für grössere Maschinen benutzt man zum Verschieben des Kurbelzapfens in der Regel eine Schraube, die bei Anordnungen nach der Fig. 390 in der Aufspann-Nuth, bei denen nach Fig. 391 zwischen den Aufspann-Nuthen liegt. Es muss ausdrücklich bemerkt werden, dass diese Schraube nur für die Verschiebung des Zapfens, nicht zur Aufnahme der auf den Zapfen wirkenden Lenkstangendrucke bestimmt sein kann.

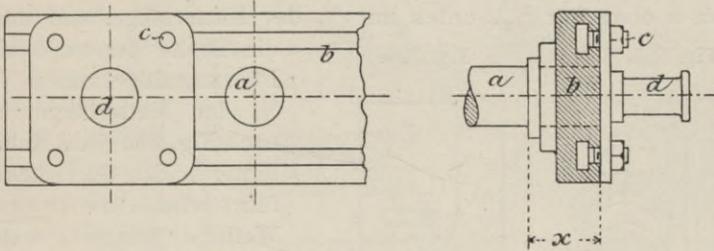


Fig. 391.

Mit der Aenderung des Krummzapfenhalbmessers ändert sich — bei gleichbleibender Drehgeschwindigkeit der Kurbel — die mittlere Geschwindigkeit des bewegten Schlittens. Soll diese ihre bisherige Grösse wenigstens angenähert beibehalten, so muss mit der Umstellung des Kurbelzapfens eine Aenderung der minutlichen Kurbeldrehungen stattfinden, man hat zu diesem Zweck dem Antrieb für die Kurbelwelle Stufenrollen, auswechselbare Rädervorgelege oder dergl. einzuschalten. Es wird hierdurch der Bau weniger einfach, die Behandlung der Einrichtung aber recht umständlich. Der Betrieb durch Zahnstangen und dergl. ist von dem angeführten Uebelstande frei, gewährt ausserdem den Vortheil gegenüber dem Kurbelbetrieb, dass er eine gleichförmige Schlittengeschwindigkeit liefert. Wegen dieser Vorzüge zieht man den Zahnstangen- und Schraubenbetrieb dem Kurbelbetrieb mehr und mehr vor.

Für die Hub- oder Wegesbegrenzung des durch Zahnstange oder Schraube bewegten Schlittens genügt, wie schon angegeben wurde, bei sehr kleinen Geschwindigkeiten das Ausrücken des Antriebes.

Dieses kann mittels der Hand stattfinden. S. 178—181 sind Einrichtungen beschrieben, welche dem Ausrücken kreisender Triebwerke dienen; sie

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1871, S. 258, mit Abb., 1892, S. 1039, S. 1073, mit Abb.

sind zur Stillstellung des in die Zahnstange greifenden Rades, der Schraube oder der Trommel, welche — nach Fig. 389 — ein Band bewegt, ohne weiteres anwendbar. Man will aber zuweilen den Schraubenbetrieb einstellen, obgleich die Schraube sich wie bisher weiter dreht. Zu diesem Zwecke wird der Eingriff von Mutter und Schraube aufgehoben.

Von den vielen hierfür geeigneten, Mutterschloss genannten Einrichtungen mögen folgende hier angeführt werden.

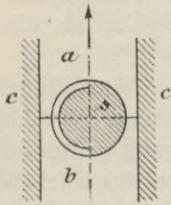


Fig. 392.

Man zerlegt die Mutter in zwei Hälften und zieht diese gleichmässig nach aussen, wenn die Schraube von der Mutter frei werden soll. Es sind z. B. die Mutterhälften *a* und *b*, Fig. 392, prismatisch gestaltet und von den Wänden *c* eines Kanals so umgeben, dass sie nur in der Halbmesserrichtung der Schraube *s* verschoben werden können. Zu ihrer Verschiebung dient ein geeignetes Hebelwerk oder ein sonstiges Mittel.

Die Fig. 393 bis 395 stellen ein solches von mir angegebenes Mutterschloss dar. *s* bezeichnet den Querschnitt der Schraube, *a* und *b* die beiden Mutterhälften, welche in einer breiten Nut des Körpers *c* unter Beihilfe der Querschienen *d* gut geführt werden. Um diese Führung möglichst zu sichern, beträgt die Breite der Führungsflügel von *a* oben nur  $\frac{2}{3}$ , unten nur  $\frac{1}{3}$  der Mutterlänge, und umgekehrt

Fig. 393.

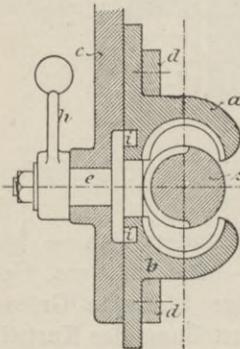
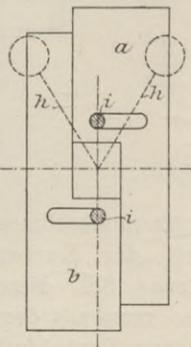


Fig. 395.



die Breite der an *b* sitzenden Führungsflügel unten  $\frac{2}{3}$ , oben  $\frac{1}{3}$  der Mutterlänge, so dass nach Fig. 395 jede Mutterhälfte hinter beiden Querstücken *d* geführt wird. In *c* ist eine kurze Welle *e* gelagert, welche an einem Ende mit einer Scheibe und zwei in Schlitze der Mutterhälften greifenden Zapfen *i*, am andern Ende mit einem Handhebel *h* ausgestattet ist, so dass durch Drehung des letzteren die Mutterhälften die verlangte Verschiebung erfahren.

Die Lage des Hebels *h* gegenüber dem Zapfen *i* ist so gewählt, dass sein Gewicht eigenmächtiges Aendern der den Mutterhälften gegebenen Lagen verhindert.

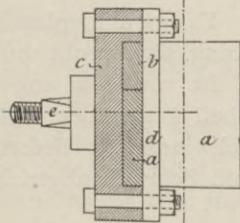


Fig. 394.

Fig. 396 und 397 stellt das Wohlenberg'sche Mutterschloss<sup>1)</sup> dar. Dasselbe ist zwar in erster Linie für zum Gewindeschneiden dienende Drehbänke bestimmt, kann aber ebensowohl für andere Zwecke gebraucht werden. Die Mutterhälften liegen in den beiden Körpern *a* und *b*, welche an der

Bettplatte, quer gegen die Schraube, in Führungen verschiebbar sind. Diese Verschiebung erfolgt durch eine theils rechtsgängige, theils linksgängige Schraube *e*, wenn diese mittels des Handhebels *f* gedreht wird. Ein zu

<sup>1)</sup> D. R.-P. No. 31322.

starkes Zusammenschieben der Mutterhälften hindert die Schraube *s*. Wegen des besonderen Zweckes mittels der betreffenden Drehbank Gewinde zu

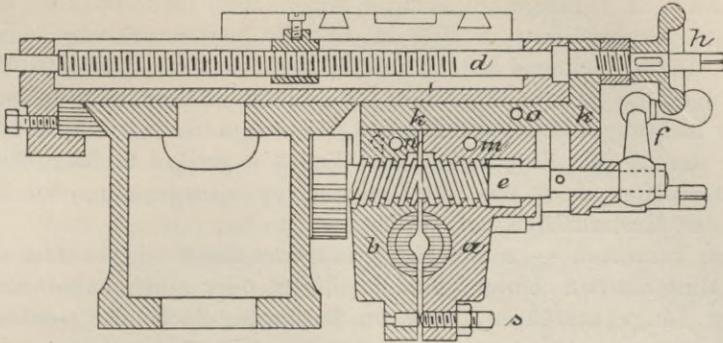


Fig. 396.

schneiden, sind folgende Einrichtungen vorgesehen. Die Querschlitzen-  
schraube *d* ist einem Winkelstück *k* angeschlossen, welches an seiner unteren  
Seite mit zwei die oberen Enden der Mutter-  
hälften umgreifenden  
Leisten versehen ist, und durch einen ent-  
weder durch das Loch *m*  
oder *n* geschobenen Stift  
mit *a* oder *b* gekuppelt  
werden kann. Soll z. B.  
äusseres Gewinde ge-  
schnitten werden, so  
steckt man den Stift  
in das Loch *m* und er-  
reicht hierdurch, dass bei dem Ausrücken der Mutter *ab* gleichzeitig  
die Querschraube *d* nebst Stichel zurückgezogen wird. Für gewöhnliche

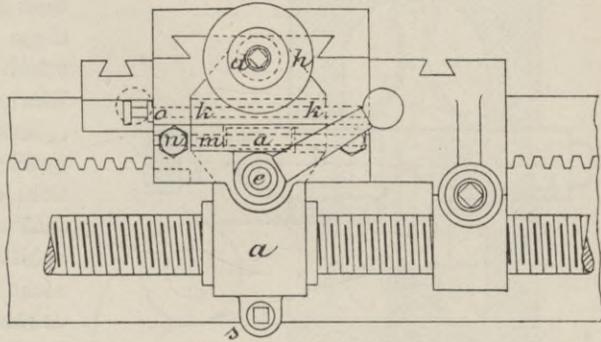


Fig. 397.

die Querschraube *d* nebst Stichel zurückgezogen wird. Für gewöhnliche

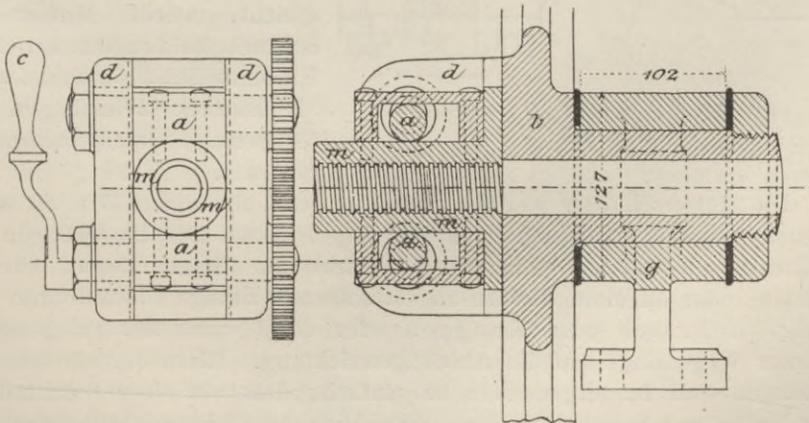


Fig. 398.

Fig. 399.

Dreharbeit steckt man den Stift *l* in das Loch *o* und kuppelt dadurch  
*k* mit der Bettplatte, so dass nunmehr durch Drehen der Schraube *e* nur  
die Mutter geöffnet oder geschlossen wird.

Das, durch Fig. 398 und 399 dargestellte, Mutterschloss soll sich drehen, während die zugehörige Schraube ruht.<sup>1)</sup> An dem mit seiner langen Nabe in *g* gelagerten Rade *b* sitzen zwei feste Backen, zwischen denen die Mutterhälften *m* sich in der Halbmesserrichtung verschieben können. Diese Backen *d* enthalten die Lager für zwei gekröpfte Wellen *a*, welche vermöge der in Fig. 398 erkennbaren Räder sich in entgegengesetzter Richtung drehen, sobald man die eine derselben mittels des Handhebels *c* dreht. Die Kröpfungen der Wellen *a* greifen in längliche Löcher der Mutterhälften *m*, so dass die Drehung von *a* entgegengesetzte Verschiebungen der Mutterhälften herbeiführt.

Man kann nun — sofern der verfügbare Raum solches zulässt — die beiden Mutterhälften hinter einander legen oder eine halbe Mutter in doppelter Länge ausführen, ohne an Berührungsfläche der Gewindegänge zu verlieren; um das Ausweichen der Schraube zu verhüten, wird der

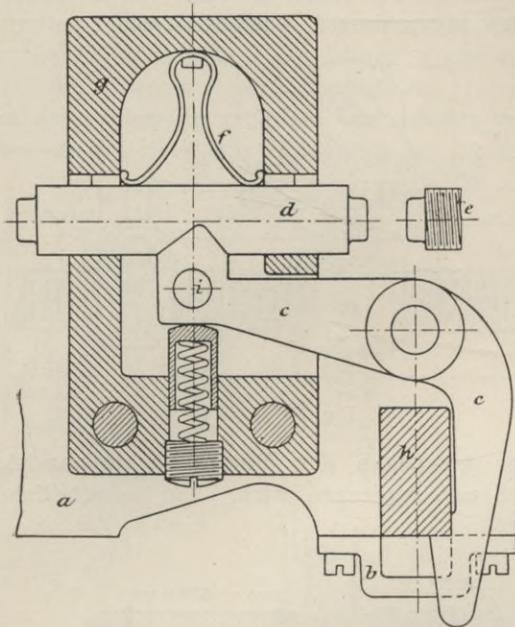


Fig. 400.

Mutterhälfte gegenüber eine glatte, halbrunde Höhlung angebracht. Dann braucht, um den Betrieb auszurücken, nur diese eine halbe Mutter verschoben zu werden, so dass die Einrichtung einfacher ausfällt.

Auch bei grösserer Schraubengeschwindigkeit ist unbedenklich, durch Oeffnen des Mutterschlosses den Betrieb des Schlittens zu unterbrechen, nicht aber ihn durch Schliessen des Mutterschlosses einzurücken. Der Versuch, Mutter und Schlitten plötzlich die Geschwindigkeit zu geben, welche einer grossen Schraubengeschwindigkeit entspricht, würde Mutter und Schraube bald zu Grunden richten. Die Mutterschlösser sind deshalb als Einrückvorrichtungen nur für geringe Geschwindigkeiten geeignet.

Die Mutterschlösser werden zuweilen, jene oben (S. 177 u. f.) angegebenen Ausrückvorrichtungen in der Regel durch die Bewegungen des Schlittens selbstthätig bedient. Es wirkt zu diesem Zweck ein am Schlitten, oder an einer diesem angeschlossenen Stange einstellbarer Vorsprung, ein Frosch oder Knaggen oder dergl. nach Zurücklegung bestimmter Wegeslänge auf die Ausrückvorrichtung. Hierher gehörende Einrichtungen sind im allgemeinen so einfach, dass sie einer Beschreibung nicht bedürfen. Soll jedoch die selbstthätige Ausrückvorrichtung den Weg ganz genau beschränken, so ist eine besondere Ausbildung der betreffenden Theile nöthig, und hierfür folgen hier einige Beispiele.

<sup>1)</sup> American Machinist. 15. Okt. 1896, S. 980, mit Abb.

Fig. 400 stellt eine solche Einrichtung dar, wie Droop & Rein sie für Fräsmaschinen verwenden. *a* bezeichnet ein Stück des Unterschlittens, dem der im Querschnitt gezeichnete Hebel *h* so angebolzt ist, dass er in senkrechter Ebene schwingen kann. In diesem Hebel *h* ist — was die Abbildung nicht erkennen lässt — der Wurm gelagert, welcher zum Betriebe der den Oberschlitten bethätigenden Schraube dient. Wenn nun *h*, vermöge seines eigenen Gewichtes, um den Betrag sich senkt, welchen der Bügel *b* zulässt, so kommt der Wurm ausser Eingriff und der sich bisher langsam bewegende Oberschlitten wird augenblicklich in Ruhe versetzt. Nach Fig. 400 befindet sich *h* in seiner oberen Lage, es ist also der Oberschlitten in Betrieb. Ein mit hakenförmiger Nase versehener Winkelhebel *c*, der sich um einen an *a* festen Bolzen drehen kann, hält *h* in dieser Lage, und zwar vermöge des auf seinen wagerechten Schenkel von unten wirkenden Federdruckes. Dieser zweite Hebelschenkel greift in eine Kerbe des wagerecht verschiebbaren Bolzens *d*; wegen der keilförmigen Gestalt der Kerbe wird der wagerechte Schenkel von *c* niedergedrückt, sobald *d* nach rechts oder nach links eine Verschiebung erfährt, und hierdurch der senkrechte Schenkel von *c* gezwungen, *h* loszulassen. Die Verschiebung von *d* aus seiner Mittellage hat daher die Stillstellung des Oberschlittens zur Folge. Dieser Oberschlitten ist nun mit zwei in einstellbaren Fröschchen steckenden Schrauben *e* versehen, welche bei entsprechender Verschiebung gegen *d* drücken und dadurch den beabsichtigten Stillstand herbeiführen. Ein durch die Deckplatte des Gehäuses *g* hervorragender, an *c* fester Stift *i*, ermöglicht dem bedienenden Arbeiter, das Ausrücken früher zu bewirken, und die Doppelfeder *f*, welche gegen zwei Zapfen des Bolzens *d* greift, bringt diesen in seine Mittellage zurück, sobald die Schrauben *e* solches gestatten.

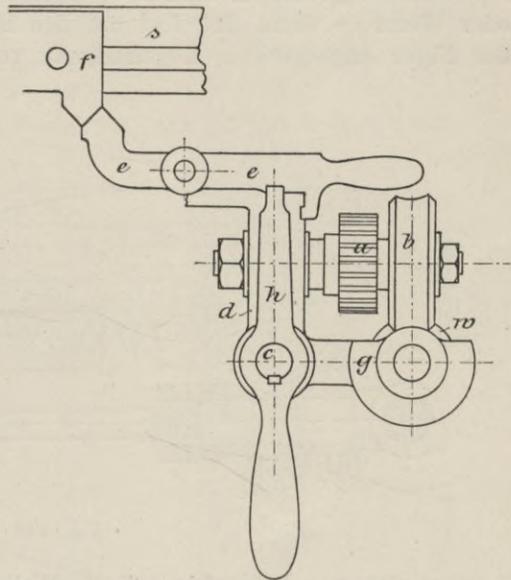


Fig. 401.

Fig. 401 zeigt eine andere, gleichwirkende Einrichtung, welche Dierksmeyer & Helsner ausführen.<sup>1)</sup> Der Schlitten *s* der Fräsmaschine wird von dem Rade *a* aus angetrieben. *a* dreht sich lose um einen im Lappen *d* des unteren Schlittens feststehenden Bolzen und ist mit dem Wurmrad *b* fest verbunden, in welches der Wurm *w* greift. Es soll der Betrieb durch Senken des Wurmes *w* ausgerückt werden, weshalb die Wurmwelle durch Kreuzgelenk (Fig. 294, S. 147) angetrieben wird. Das Lager *g* des Wurmes ist auf der Welle *c* befestigt, die in dem Lappen *d* sich drehen kann und im Vordergrunde den Hebel *h* trägt. Ein doppel-

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1897, S. 1033, mit Abb.

armiger Hebel  $e$  ist um einen am Unterschlitten festen Bolzen drehbar und übergreift mit einer am rechtsseitigen Schenkel ausgebildeten Kerbe das obere Ende des Hebels  $h$ , diesen so festhaltend; linksseitig ist  $e$  mit einer keilförmigen Nase versehen, welche in die Bahn des Frösches  $f$  ragt. Bewegt sich nun  $f$  in Bezug auf Fig. 401 nach rechts, so wird der linksseitige Arm von  $e$  niedergedrückt und  $g$  fallen gelassen. Ein am rechtsseitigen Arm von  $e$  ausgebildeter Haken, gegen welchen das obere Ende von  $h$  stösst, verhütet zu tiefes Sinken des Lagers  $g$ . Ein zweiter, zur entgegengesetzten Bewegungsrichtung gehöriger Frösch rückt in gleicher Weise den Eingriff von  $w$  in  $b$  aus. Die beiden Frösche sind mittels am Schlitten  $s$  vorgesehener Aufspan-Nuth geeignet einzustellen.

Durch Fig. 402 ist eine solche selbstthätige Ausrückvorrichtung dargestellt, wie sie J. E. Reinecker ausführt.<sup>1)</sup> Es wird die den Schlitten  $s$  verschiebende Schraube durch das Wurm-, bzw. Schraubenrad  $b$  betrieben, in welches  $a$  greift. Letzteres — nach Umständen entweder Schraubenrad oder Wurm — dreht sich frei um den Bolzen  $d$  und wird durch ein in der Figur angedeutetes Kegelradpaar von der Welle  $c$  aus angetrieben.

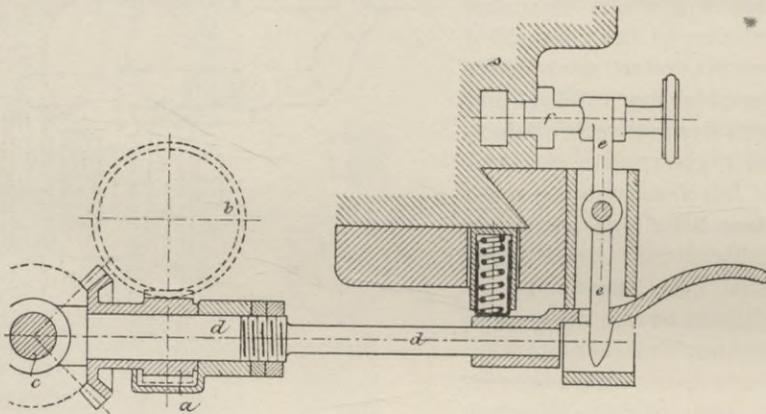


Fig. 402.

$d$  stützt sich nun linksseitig auf die Welle  $c$ , oder auf gleichaxig liegende Holzapfen und wird am rechtsseitigen Ende durch einen Haken des Hebels  $e$  getragen. Dieser Hebel dreht sich um einen am Unterschlitten festen Bolzen und wird, nachdem der Oberschlitten  $s$  den bestimmten Weg zurückgelegt hat, durch einen der Frösche  $f$  oben nach rechts bewegt, so dass er  $d$  loslässt. Der Bolzen  $d$  sinkt theils wegen seines Gewichtes, theils wegen des Druckes einer Feder, rasch nieder und bringt  $a$  und  $b$  ausser Eingriff. Soll früher ausgerückt werden, so zieht man an dem Knopf, der sich am oberen Ende von  $e$  befindet; durch Heben des am rechtsseitigen Ende von  $d$  sitzenden Schnabels rückt man ein.

Fig. 403 zeigt eine fernere Ausführungsform, welche ich 1885 an einer Fräsmaschine der Gravenstadener Maschinenfabrik gesehen habe.  $c$  ist der das Ausrücken bewirkende Klauenmufftheil. Seinen Hals umgreift der nach unten hängende Schenkel des Hebels  $e$ . Der nach links gerichtete Arm dieses Hebels wird stetig nach unten gezogen, sei es durch ein Ge-

<sup>1)</sup> Vergl. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1897, S. 830, mit Abb.

wicht oder eine Feder; zwei über einander greifende Nasen stützen ihn in der gezeichneten Lage, so lange der Schlitten *s* sich verschieben soll. Eine dieser Nasen, nämlich *i*, sitzt an dem kleinen Schlitten *a*, die andern am äussersten Ende von *e*. Ein nach oben gerichteter Arm des Schlittens *a* ragt in die Bahn der Frösche *f*, welche am Schlitten einstellbar befestigt sind. Es wird demnach durch den Angriff eines der Frösche *f* der Schlitten *a* nach rechts oder links verschoben, so dass die Nase *i* unter der an *e* befindlichen hinweggleitet und *e* die zum Ausrücken der Kupplung erforderliche Drehung macht.

Die hier angeführten Beispiele kennzeichnen sich dadurch, dass von dem bewegten Schlitten nur der Anlass zum Ausrücken gegeben wird, letzteres aber eine besondere Kraft ausführt. Hierdurch wird erreicht, dass das Ausrücken selbst in sehr kurzer Zeit erfolgt, und deshalb die unvermeidlichen Ungenauigkeiten in der Wegesbegrenzung so klein ausfallen, dass man sie vernachlässigen kann.

Es ist hier noch eines selbstthätigen Ausrückens zu gedenken, welches zwar keiner eigentlichen Wegesbegrenzung dient, aber erwähnt werden muss, nämlich das selbstthätige Ausrücken, sobald der Widerstand ein gewisses Maass überschreitet. Man verwendet für diesen Zweck Nachgiebigkeiten im Antrieb, welche dem zulässig höchsten Widerstande entsprechen. Derartige kommt auch

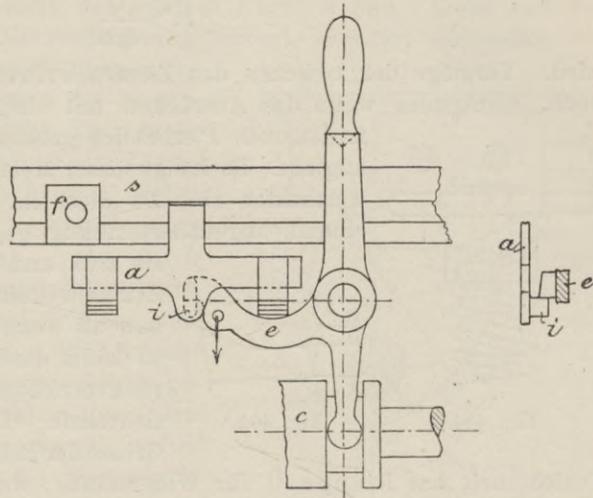


Fig. 403.

bei anderen Aufbereitungsmaschinen vor, z. B. in Gestalt sogenannter Brechstücke bei Walzwerken, das sind leicht ersetzbare Verbindungstheile, welche bei der Ueberschreitung der für andere theurere Maschinenteile zulässigen Beanspruchung brechen, um letztere vor Bruch zu schützen.

Für die spanabhebenden Werkzeugmaschinen kommen zu diesem Zweck in erster Linie die Treibriemen in Frage: man wählt deren Abmessungen in betreffenden Fällen absichtlich so klein, dass die Riemen nicht im stande sind, eine für andere Maschinenteile gefährlich grosse Kraft zu übertragen. Manche Reibungskupplungen lassen sich, wie weiter oben schon angedeutet, in gleichem Sinne verwenden, und werden so verwendet.

Aber auch Klauenkupplungen sind für den vorliegenden Zweck brauchbar. Bei manchen Schraublehren<sup>1)</sup> ist der Knopf *a*, Fig. 404, um die Messschraube *s* an sich lose drehbar; ihre Drehung wird aber auf

<sup>1)</sup> Herm. Fischer, Allgem. Grundsätze und Mittel des mechanischen Aufbereitens. Leipzig 1888, S. 22.

letztere mittels einer Klauen- oder Zahnkupplung übertragen, deren Zähne in der Drehrichtung, bei welcher die Schraube angezogen wird, die Kupplung zu lösen versuchen. Dem tritt eine auf den verschiebbaren Kuppeltheil  $b$  einwirkende Feder  $f$  entgegen. Wird der Widerstand, den die Schraube  $s$  erfährt, zu gross, so giebt die Feder  $f$  nach. Genau so, natürlich mit entsprechender Ausgestaltung, werden in geeigneten Fällen Antriebe der Werkzeugmaschinen ausgeführt, z. B. solche, die zum Einschneiden des Gewindes für Stift- oder Kopfschrauben bestimmt sind. Durch Anspannen der Feder lässt sich die Kupplung einstellen. Soll in beiden Drehrichtungen selbstthätiges Ausrücken stattfinden, so gestaltet man wohl die Zähne der Kupplung nach Fig. 405, wobei nach Umständen die Abschrägung der Zähne an einer Seite anders als an der zweiten gemacht wird.

Nennt man den Druck der Feder  $Q$  und die zu übertragende Umfangskraft  $P$ , so tritt — wenn man von Reibungswiderständen absieht — das Ausrücken ein, sobald:

$$P > \frac{Q}{\operatorname{tg} \alpha}$$

wird. Vermöge der zwischen den Zähnen auftretenden Reibung, muss jedoch, wenigstens wenn das Ausrücken mit einiger Geschwindigkeit stattfinden soll,  $P$  erheblich grösser sein, als jener Ausdruck angiebt. Es hängt dieser Mehrbetrag von der Reibungswertzahl  $f$  ab. Da diese im vorliegenden Falle nicht einmal angenähert richtig geschätzt werden kann, da

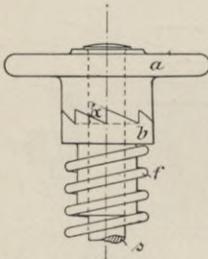


Fig. 404.

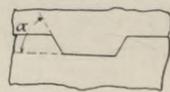


Fig. 405.

sie z. B. anders ausfällt, wenn längere Zeit kein Gleiten der Zähne stattgefunden hat, als wenn solches häufig vorkommt, so leidet die Selbstthätigkeit dieser Ausrückvorrichtung an einer gewissen Unsicherheit. Diese in der wechselnden Grösse der Reibungswertzahl  $f$  liegende

Unsicherheit hat Rieppel<sup>1)</sup> für Widerstände, welche in der Axenrichtung von Schrauben (für das Zuschieben der Bohrer, für das Verschieben der Drehbankschlitten und dergl.) liegen, dadurch umgangen, dass er diesen Widerstand unmittelbar zum Fortrücken des verschiebbaren Theils der Kupplung (es ist Reibkegelkupplung verwendet) benutzt. Rieppel nennt diese selbstthätige Ausrückvorrichtung — wenig zutreffend — Druckschaltung. Sie dürfte — in entsprechender Ausgestaltung — häufigere Verwendung verdienen, als sie bisher gefunden hat.

### 3. Selbstthätige Umkehr der Bewegungsrichtung.

a) Die Kurbel und das Reichenbach'sche Kehrtrad liefern ohne weiteres die Umkehr des Schlittens oder sonstigen in gerader Linie verschobenen Maschinentheils, sobald das Wegesende erreicht ist. Anders verhalten sich alle übrigen Bewegungsmittel, weil — um volle Freiheit in der Regelung der Wegeslänge zu haben — nothwendig ist, die Umkehr von der Schlittenbewegung abzuleiten. Der Schlitten ist nun ohne weiteres instande, den bisherigen Antrieb zu unterbrechen, da er sich so lange bewegt, wie die Ausrückung nicht vollzogen ist. Mit der Ausrückung des Antriebes kann aber der Schlitten zum Stillstand kommen und ist dann nicht mehr im-

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1883, S. 307, mit Abb.

stande, irgend welche, die rückläufige Wirkung veranlassende Steuerungsmittel zu bethätigen. Hierfür ist, wenn man von der Herbeiziehung einer besondern Kraftquelle absieht, erforderlich, vor dem Ausrücken des Antriebes eine gewisse Arbeitsmenge so aufzuspeichern, dass sie nach dem Ausrücken der einen Betriebsrichtung die andere einzurücken vermag.

Die Masse des Schlittens selbst und dessen, was sich mit ihm bewegt, kann als derartiger Speicher benutzt werden und dient dann auch häufig den vorliegenden Zwecken, wenn die Schlittengeschwindigkeit einige Grösse hat, es bewegt sich dann der Schlitten nach dem Ausrücken der bisherigen Betriebs-Richtung noch weiter und rückt dabei die neue Betriebsrichtung ein.

Fig. 406 zeigt die ältere, hierher gehörige Einrichtung. *B* ist die Steuerwelle, welche das Kehrgetriebe (S. 168 u. f.) bethätigt. Auf *B* sitzt der sogenannte Stiefelknecht *A*, dessen beide Klauen nicht in derselben Ebene liegen. Mit Hilfe einer Aufspann-Nuth sind an dem Schlitten *S* zwei Frösche oder Knaggen *K* befestigt, von denen der eine in die Bahn der einen, der andere in die Bahn der anderen Klaue *A* fällt. Wenn nun der Schlitten *S* sich z. B. in der Pfeilrichtung bewegt, so stösst schliesslich der rechtsseitige Frosch *K* gegen die linksseitige Klaue *A*, dreht infolge dessen die Steuerwelle *B*, so dass der Antrieb ausgerückt wird, dreht sie aber sofort weiter bis in die gestrichelt gezeichnete Lage *A*, wobei das Einrücken der neuen Betriebsrichtung stattfindet. Wird hierbei — und durch andere Widerstände — die lebendige Kraft des Schlittens nebst Zubehör nicht verbraucht, so kann *K* über den Stiefelknecht hinweggleiten, z. B. in die gestrichelt gezeichnete Lage *K*<sub>1</sub> sich begeben, ohne den Stiefelknecht und die Steuerwelle weiter zu beeinflussen. Indem die Steuerwelle um den Winkel  $\alpha$  nach links gedreht wird, gelangt die rechts liegende Klaue *A* in eine solche Lage, dass sie demnächst von dem zu ihr gehörigen Frosch nach rechts verschoben werden kann. Die Steuerwelle schwingt also bei Vollendung jedes Schlittenweges um den bestimmten Winkel  $\alpha$ , welcher zur Bethätigung des betreffenden Kehrgetriebes zur Verfügung steht.

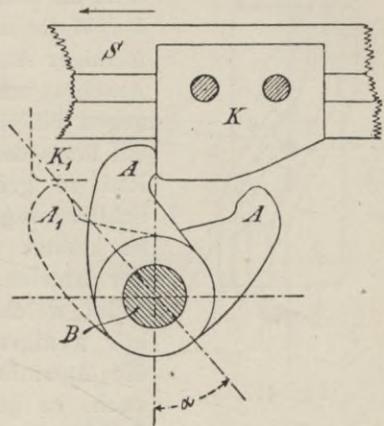


Fig. 406.

Indem der Frosch *K* mit voller Schlittengeschwindigkeit auf die ruhende Klaue des Stiefelknechtes trifft, entsteht ein Stoss, welcher um so heftiger ausfällt, je grösser einerseits diese Geschwindigkeit und andererseits die Trägheit der mit der Steuerwelle verbundenen Theile ist. Die Geschwindigkeit des Schlittens ist gegeben, sonach lässt sich der Stoss nur mildern durch Minderung der zu überwindenden Massenträgheit. Leichte Bauart der mit der Steuerwelle schwingenden Theile, grosse Halbmesser der Klaue *A* wirken im vorliegenden Sinne günstig. Giebt man aber der Klaue eine grössere Länge, so bedarf zur Erzielung des Schwingungsbogens  $\alpha$  der Schlitten eines längeren, für das Spanabheben „verlorenen“ Weges.

Man hat vorgeschlagen, den Stoss durch federnde Nachgiebigkeit der plötzlich aufeinandertreffenden Flächen zu mindern. Ich vermag aber über keine erfolgreich ausgeführte derartige Einrichtung zu berichten. Eher ist

möglich, durch elastische Verbindung der Klauen mit der Steuerwelle stossmildernd zu wirken; wirkt doch thatsächlich die von selbst vorhandene federnde Nachgiebigkeit der Steuerungsteile im vorliegenden Sinne.

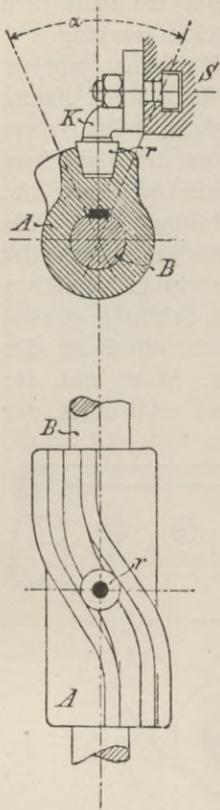


Fig. 407.

Fig. 407 zeigt eine Vorrichtung, welche, wenn gut ausgeführt, von dem angegebenen Uebelstande fast frei ist. Die Steuerwelle *B* liegt gleichlaufend zum Weg des Schlittens *S*. Auf *B* ist ein Körper *A* befestigt, in dessen krumme Nuth die Rollen *r* der in gewöhnlicher Weise am Schlitten *S* befestigten Frösche *K* greifen. Die Krümmung der Nuth kann nun offenbar so gewählt werden, dass eine allmählich beschleunigte und ebenso verzögerte Drehung der Steuerwelle *B* erfolgt, also der Stoss wegfällt; der Schwingungswinkel  $\alpha$  ist, wie bei dem Stiefelkrecht, ein ganz bestimmter.

Rücksichtnahme auf bequeme Zugänglichkeit veranlasst für kleine Maschinen zuweilen die Anbringung der Frösche an der den Schlitten bewegenden Welle, statt an dem Schlitten selbst. Zu diesem Zwecke ist auf der Welle *a*, Fig. 408, eine ebene Scheibe *b* mit kreisförmiger Aufspan-Nuth befestigt, wobei letztere dem Anschrauben der Frösche *K* dient. Die Frösche *K* stossen gegen einen an der Steuerwelle sitzenden Arm. Hierbei muss das in die Zahnstange des Schlittens greifende Rad so gross sein, dass es auch für den grössten Schlittenweg keine ganze Drehung zu machen braucht. Es kommt vor, dass man die Welle *a*, Fig. 408, von der Antriebswelle des Schlittens aus durch Räder antreibt, welche die Drehung von *a* so verlangsamen, dass hier weniger als eine ganze Drehung vorliegt, während die Antriebswelle deren mehrere macht. Man bringt auch, zu gleichem Zweck, die Aufspan-Nuth und die Frösche *K* an der Aussenfläche einer Walze *b*, Fig. 409,

an. Das bedingt jedoch, dass die Arme, gegen welche die Knaggen *K* stossen sollen, bei jeder Verstellung der letzteren in eine andere Lage gebracht werden müssen.

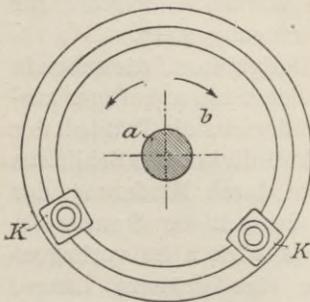


Fig. 408.

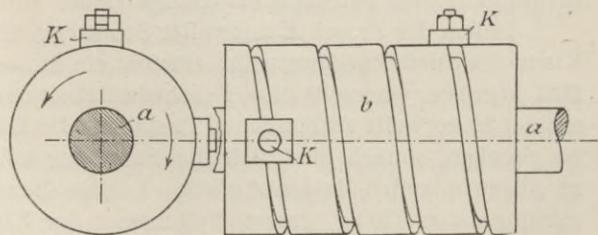


Fig. 409.

b) Nicht selten ist das Arbeitsvermögen des Schlittens nicht ausreichend, um den vorliegenden Zweck ganz zu erzielen. Alsdann nimmt man eine besondere Arbeitsaufspeicherung vor. Der hierher gehörige Um-

faller<sup>1)</sup> kommt in zwei Ausführungsformen vor. Fig. 410 zeigt die einfachere derselben. Es ist an der Steuerwelle *B* ein nach oben gerichteter Hebel *c* befestigt, an dessen oberem Ende sich ein Gewicht befindet.

Während die Steuerwelle behufs Ausrückens, also um  $\frac{\alpha}{2}$  gedreht wird, gelangt das Gewicht in seine höchste Lage. Von hier ab sinkt es nach unten und hilft also die Steuerwelle weiter zu drehen. Ein Paar Anschläge *E* begrenzen die Schwingungen des Hebels *C*.

Wirksamer ist die durch Fig. 411 abgebildete zweite Einrichtung. Es wird die Steuerwelle *B* nicht unmittelbar angetrieben, sondern zunächst der Hebel *C*, z. B. durch geeignete Frösche und eine Stange mit Schleife *F*. Letztere umgreift einen Zapfen des Hebels *C*. Hebel *C* ist um *B* frei drehbar und wird für sich emporgerichtet, wenn die Schleife *F* in der Pfeilrichtung sich verschiebt. Fest auf *B* sitzt der Hebel *D*. Er ist mit zwei Zapfen versehen, welche in die Schwingungsbahn von *C* ragen. In dem Augenblicke, in welchem *C* die nahezu senkrechte Lage erreicht hat,

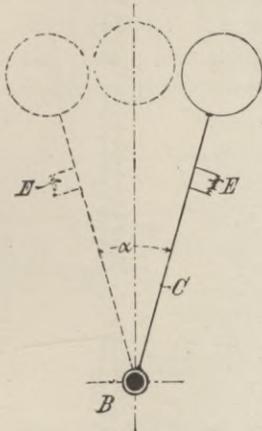


Fig. 410.

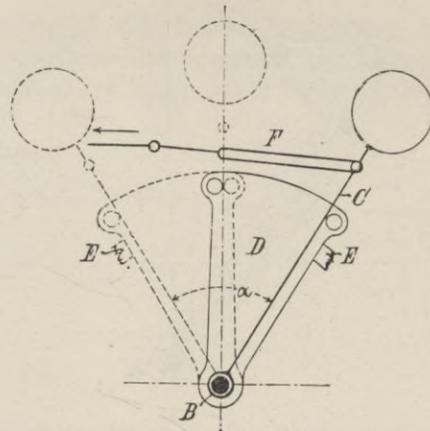


Fig. 411.

wird der linksseitige Zapfen von *D* berührt, so dass *D* sich mit *C* nach links bewegen muss. Bis dahin hatte also die Steuerwelle keinerlei Drehbewegung erfahren, war also der Antrieb des Schlittens noch ungeschwächt. Es beginnt nunmehr das Ausrücken, so dass bei dessen Vollendung der Hebel *C* schon eine starke Neigung nach links hat, also erforderlichenfalls das Einrücken der neuen Betriebsrichtung allein übernehmen kann.

Diese mit umfallenden Gewichten versehenen Steuerungsvorrichtungen verursachen mehr oder weniger heftige Stöße gegen die Anschläge *E*. Man mindert diese Stöße, indem man das Gewicht durch eine Feder ersetzt.

Fig. 412 stellt eine Einrichtung dar, welche sich im wesentlichen nur durch Fehlen des Gewichtes von der durch Fig. 410 abgebildeten unterscheidet. Die Steuerwelle *B* wird z. B. durch einen Stiefelknecht, oder auch durch die Stange *F* bethätigt. Während der auf ihr festsitzende Hebel *C* sich aus seiner linksseitigen in die Mittellage biegt, ist der bisherige Antrieb noch tätig. Es wird in dieser Zeit die auf den Bolzen

<sup>1)</sup> Dingler's polyt. Journal 1825, Bd. 18, S. 40; S. 269; 1829, Bd. 34, S. 81; 1842, Bd. 83, S. 265; 1877, Bd. 223, S. 372, Bd. 224, S. 500; Bd. 225, S. 139, mit Abb.

*M* sich stützende Feder *I* gespannt, welche, nachdem Hebel *C* die Mittel-  
lage durchschnitten hat, diesen bis in seine rechtsseitige Endlage drückt.

Die Feder wird aber auch in folgender eigenartiger Weise verwendet.  
Fig. 413 stellt z. B. einen der sogenannten Frösche dar, welche am Schlitten  
befestigt sind. Jeder Frosch besteht aus einem Gehäuse *F*, in welchem  
der Kolben *K* verschiebbar ist. Eine Feder sucht den Kolben nach rechts  
zu schieben, ein Stellring hindert ihn am Herausfallen. Wenn nun dieser  
Frosch auf dem Wege nach rechts gegen die betreffende Klaue eines  
Stiefelknechts, oder besser gegen ein in gerader Linie ausweichendes Um-  
steuerungsmittel stösst, so wird der Kolben zunächst in sein Gehäuse zurück-

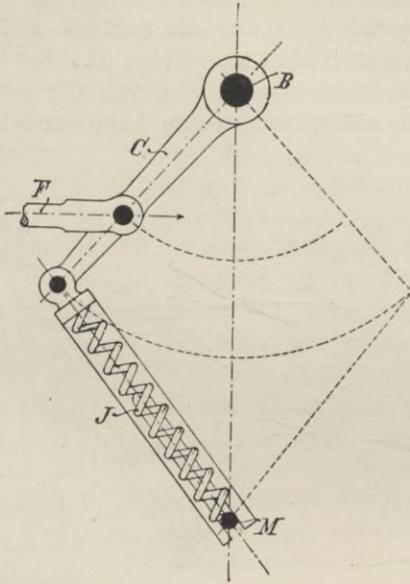


Fig. 412.

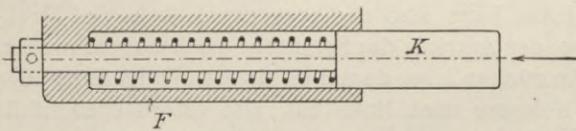


Fig. 413.

Fig. 414.

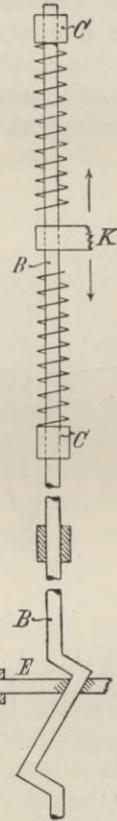


Fig. 415.

gedrängt. Erst wenn die Federspannung gross genug geworden ist, um  
die ruhende Reibung der Steuerung zu überwinden, wird letztere bethätigt.  
Da der Reibungswiderstand mit dem Eintritt der Bewegung abnimmt, so  
entspannt sich die Feder *F*, indem der Kolben *K* die Steuerung fortschnellt.  
Auf dem vorliegenden Grundgedanken beruhende Umsteuerungen findet  
man in mannigfachen Ausführungsformen. Fig. 414 und 415 stellen noch  
ein Beispiel dar. Am Schlitten sitzt eine Oese *K* fest, welche die Steuer-  
stange *B* umschliesst. *B* ist so geführt, dass sie sich in ihrer Längen-  
richtung frei verschieben kann; sie trägt Stellringe *C* mit Schraubenfedern.  
Die Verschiebung von *B* kann nun entweder ohne weiteres zur Riemen-

verschiebung benutzt oder z. B. auf eine die Umsteuerung vermittelnde Querstange *E*, Fig. 415, übertragen werden.

Da der Zeitpunkt, in welchem die Spannung der Feder die ruhende Reibung der Steuertheile überwindet, unbestimmt ist, so liefern die in Fig. 413 bis 415 abgebildeten Einrichtungen keine genaue Begrenzung des Schlittenweges.

Bei manchen Antriebsarten genügt das Umsteuern, um die neue Betriebsrichtung bis zum folgenden Umsteuern zu erhalten, z. B. wenn Klauenkupplungen angewendet werden, oder die Umkehr durch Verschieben des Treibriemens auf eine andere Rolle stattfindet. Viele Reibungskupplungen dagegen, z. B. diejenigen mit kegelförmigen Reibflächen, bedürfen dauernden Andrucks. Auch bei Wurmrad- und Zahnrad-einrückungen ist ein solcher dauernder Andruck nöthig, wenn derselbe auch kleiner ist wie bei den Kupplungen mit kegelförmigen Reibflächen. Dieser Andruck kann durch den Betriebswiderstand herbeigeführt werden — man nennt die betreffenden Einrichtungen: selbstspannende Kupplungen — oder durch eine besondere äussere Kraft.

Ein Beispiel für den Andruck durch den Betriebswiderstand stellt Fig. 416 dar. Den Schlitten *S* (an welchem die Spindel eines Langlochfräasers gelagert ist) verschiebt die Schraube *s* längs seiner Führung, indem

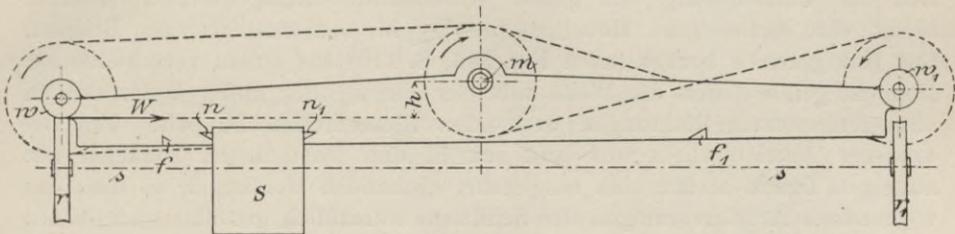


Fig. 416.

die Schraube zeitweise sich links, zeitweise rechts dreht. Auf den Enden der Schraube *s* sitzen die Wurmräder *r* und *r*<sub>1</sub> fest. Zwei Würme, *w* und *w*<sub>1</sub>, sind in den Enden eines doppelarmigen Hebels gelagert, welcher um die Achse *m* schwingen kann; diese Achse ist gleichzeitig die Achse der Antriebswelle, und auf letzterer sitzen zwei Riemenrollen, die — mittels offenen bzw. gekreuzten Riemens — Wurm *w* bzw. *w*<sub>1</sub> antreiben. Bringt man durch Rechtsschwingen des doppelarmigen Hebels Wurm *w*<sub>1</sub> mit *r*<sub>1</sub> in Eingriff, so berühren sich *w* und *r* nicht, und umgekehrt sind *w*<sub>1</sub> und *r*<sub>1</sub> ausser Eingriff, wenn *w* und *r* mit einander arbeiten. Ersterer Eingriff liefert die eine, der andere die entgegengesetzte Drehrichtung der Schraube *s*. Die Umsteuerung bewirken die am Schlitten *S* festen Nasen *n* und *n*<sub>1</sub>, indem sie gegen die, am doppelarmigen Hebel einstellbaren Frösche *f* und *f*<sub>1</sub> stossen. Es ist nun eine gewisse Kraft nöthig, welche verhindert, dass der dem arbeitenden Wurm gebotene Widerstand den Wurm ausser Eingriff bringt. Deshalb sind die in der Figur durch Pfeile angegebenen Drehrichtungen der Würme gewählt, auch ist die Achse *m* höher gelegt als die Angriffsstellen der Würme. Demnach übt z. B. der Widerstand *W* auf den doppelarmigen Hebel das linksdrehende Moment *W*·*h* aus, drückt also *w* um so fester gegen *r*, je grösser der zu überwindende Widerstand ist.

Ein solcher sich selbst steigernder Andruck ist zulässig, so lange wie

bei Schaltbewegungen die Massenwirkung, welche bei der Umkehr der Drehrichtung auftritt, klein ist; für die Arbeitsbewegung — bei der grössere Gewichte mit viel grösserer Geschwindigkeit verschoben werden — führt sie dagegen, wie bei Klauenkupplungen, mehr oder weniger heftige Stösse herbei, die nur dann in erträglichen Grenzen gehalten werden können, wenn man in irgend einer Weise Nachgiebigkeiten anbringt. Das ist bei dem Walter'schen Antrieb<sup>1)</sup> durch Riemenantrieb der betreffenden Kupplungen erreicht. Solche selbstspannende Kupplungen dürfen demnach nur mit besonderer Vorsicht angewendet werden.

Das am Hebel *C*, Fig. 410 und 411, sitzende Gewicht liefert ohne weiteres einen dauernden Andruck der Kupplung (die Anschläge *E* fallen dann fort) und zwar einen begrenzten, so dass — bei sonst geeigneter Durchbildung der Kupplung — ein Gleiten eintritt, sobald der Widerstand zu gross wird. Die Feder, welche nach Fig. 412 jenes Gewicht zu ersetzen bestimmt ist, ist für den dauernden Andruck wenig geeignet, weil sie in den Endlagen entspannt ist.

c) Die Umsteuerung wird auch durch eine besondere Kraftquelle herbeigeführt, so dass die Tischbewegung nur veranlassend zu wirken hat, also zwischen den umsteuernden Fröschen und den Theilen, welche diese zu verschieben haben, nur geringe Drücke auftreten, selbst dann, wenn sich der Umsteuerung sehr grosse Widerstände entgegensetzen. Hierfür bietet eine Sellers'sche Hobelmaschine<sup>2)</sup> ein bemerkenswerthes Beispiel. Das Kehrgetriebe beruht (nach Fig. 346, S. 170) auf einem verschiebbaren Doppelkegel, welchen die Welle mit der einen oder anderen der sich in entgegengesetzten Richtungen drehenden Riemenrollen kuppelt. Ein besonderer Antrieb rückt aus und schiebt den Doppelkegel zunächst mit mässigem Druck in den sich umgekehrt drehenden Hohlkegel, so dass das vorhandene Arbeitsvermögen des Schlittens allmählich getödtet und ebenso allmählich die Beschleunigung in der neuen Bewegungsrichtung des Tisches stattfindet. Nunmehr erfolgt das volle Eindringen des Kupplungskegels.

Ebenso bemerkenswerth ist die Gordon-Steuerung.<sup>3)</sup> Der Kupplungs-Doppelkegel wird durch eine, in einer Bohrung der zugehörigen Welle verschiebbare Stange *H*, Fig. 417, dem einen oder anderen Hohlkegel genähert. *H* ist mit einer Zahnstange versehen, welche in den an der Welle *G* festen Zahnbogen *e* greift. Ferner sitzt auf *G* der Hebel *Gb* fest, so dass durch die Schwingung des letzteren von *b* nach *b*<sub>1</sub>, bzw. umgekehrt, die Umsteuerung vollzogen wird. An *b* greift nun eine Kolbenstange *ab*, deren Kolben in dem festen Stiefel *C* durch Druckluft hin und her geschoben werden kann. Ein Schieber oder Hahn, welchen der Hebel *A* bethätigt, lässt zu diesem Zwecke die Druckluft vor oder hinter dem Kolben ein- oder austreten. *A* ist mittels Stange *J* mit dem Hebel *L* verbolzt, den bei *a* ein Bolzen mit der Kolbenstange verbindet. Auf das Ende *c* des Hebels *L* wirken — mittelbar — die Frösche des Hobelmaschinenschlittens. In der gezeichneten Stellung möge diese Einwirkung so stattfinden, wie der bei *c* angegebene Pfeil angiebt. Es wird dann *A* und mit ihm der Vertheilungsschieber aus seiner Mittellage so verschoben, dass

<sup>1)</sup> D. R.-P. No. 32840. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1886, S. 593, mit Abb. 1890, S. 128, mit Abb.

<sup>2)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1891, S. 247, mit Abb.

<sup>3)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1898, S. 521, mit Abb.

links vom Kolben Druckluft eintritt, die rechts befindliche Luft aber austreten kann. Der Kolben und dessen Stange bewegen sich nach rechts, die Stange  $H$  wird ebenfalls nach rechts verschoben und dadurch der bisherige Schlittenantrieb umgesteuert. Es bewegt sich aber auch  $a$  nach  $a_1$ , folglich der Knotenpunkt  $d$  von  $d_1$  zurück in seine alte Lage, so dass  $A$  und der Vertheilungsschieber der Druckluft wieder in ihre Mittellage kommen. Links vom Kolben befindet sich Druckluft, welche nun die Stange so lange nach rechts drückt, also die Kupplung für den neuen Betrieb geschlossen hält, bis der Schlitten das Hebelende von  $c_1$  nach  $c$  verdrängt. Die Einschaltung des Hebels  $L$  bewirkt insbesondere, dass der Kolben und dessen Stange  $ab$  nicht zu rasch von links nach rechts sich bewegen, also die Umsteuerung nebst Verzögerung und Beschleunigung des Schlittens nicht in zu kurzer Zeit durchgeführt wird; er vermittelt ferner, dass Hebel  $A$  wieder in seine Mittellage zurückgebracht wird.

d) Wenn eine selbstthätige Umsteuerung in Wirksamkeit getreten ist, so schliesst sie willkürliches Eingreifen aus. Es kommen aber Fälle vor,

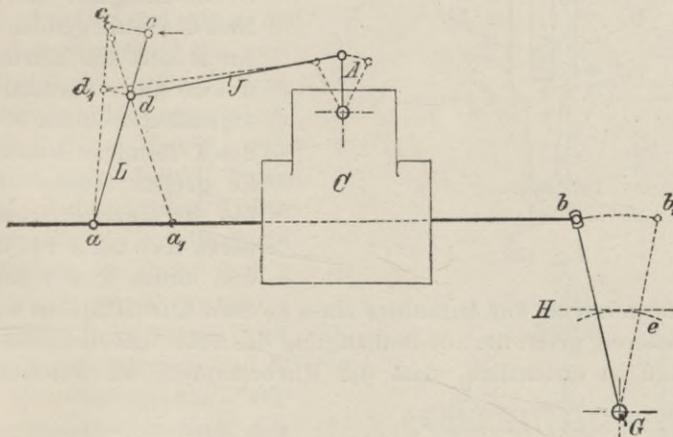


Fig. 417.

in denen ein Umsteuern mit der Hand auch in der Nähe des Schlitten-Hubendes nothwendig wird. Deshalb sollen die Umsteuerungseinrichtungen so ausgebildet werden, dass sie jederzeit das Eingreifen des die Maschine bedienenden Arbeiters gestatten. Die weiter oben angeführte Sellers'sche Hobelmaschine<sup>1)</sup> und die einseitig offene Hobelmaschine von Billeter<sup>2)</sup> enthalten hierher gehörige Beispiele.

4. Rascher Rückgang. In zahlreichen Fällen soll der Schlitten in der einen Bewegungsrichtung eine grössere Geschwindigkeit haben als in der andern. Insbesondere ist solches der Fall, wenn nur in der einen Bewegungsrichtung gearbeitet wird. Die zweite dient dem Rückgang; es soll bei dieser der Weg in kürzerer Zeit durchschritten werden.

Dieser rasche Rückgang lässt sich bei Kurbelantrieb dadurch erreichen, dass man für den Arbeitsgang einen grösseren, für den Rückgang einen kleineren Theil der Kurbeldrehung verwendet. Nach Fig. 418 greift der Kurbelzapfen  $a$  in den langen Schlitz der Schwinge  $e$ , welche

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1891, S. 247, mit Abb.

<sup>2)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1897, S. 1035, mit Abb.

um den festen Bolzen  $b$  sich drehen kann und durch die Stange  $d$  den betreffenden Schlitten hin- und herbewegt. Man erkennt aus der Figur ohne weiteres, dass die todtten Punkte der Kurbel in  $o_1$  und  $o_2$  liegen und dass — bei der durch einen Pfeil angegebenen Drehrichtung der Kurbel — die Bewegung der Stange  $d$  nach links in einer Zeit stattfindet, welche

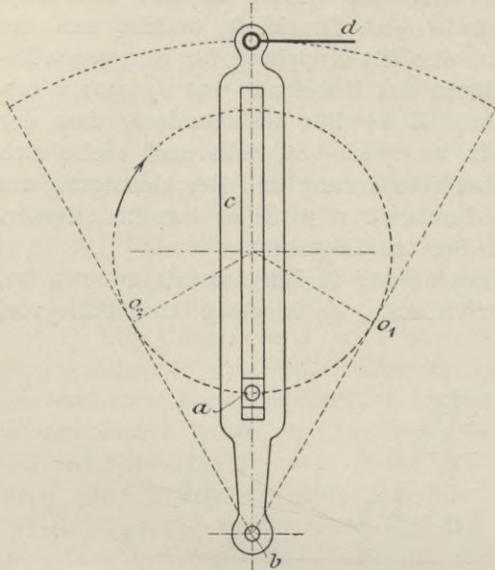


Fig. 418.

der Länge des Bogens  $o_1 o_2$  entspricht, während für die entgegengesetzte Bewegung von  $d$  eine dem Bogen  $o_2 o_1$  angehörige viel grössere Zeit verbraucht wird. In gedrungener Bauart zeigen Fig. 419 im Schnitt und Fig. 420 schematisch dasselbe Mittel für den raschen Rückgang verwerthet. Das Zahnrad  $R$  dreht sich mit gleichförmiger Geschwindigkeit frei um den Hals des festliegenden Körpers  $e$ . An  $R$  sitzt die Kurbelwarze  $a$ , welche unter Vermittlung eines sogenannten Steins in eine Nuth des T-förmigen Maschinentheils  $bc$  greift. Dieser dreht sich frei in einer Bohrung von  $e$ , deren Axe um  $A$  von derjenigen des Rades  $R$  abweicht. An  $c$

ist eine Aufspann-Nuth zur Aufnahme eines zweiten Kurbelzapfens angebracht, und an letzteren greift die zur Bethätigung des Schlittens dienende Stange  $d$ . Aus Fig. 420 ist ersichtlich, dass der Kurbelzapfen, an welchen  $d$  greift,

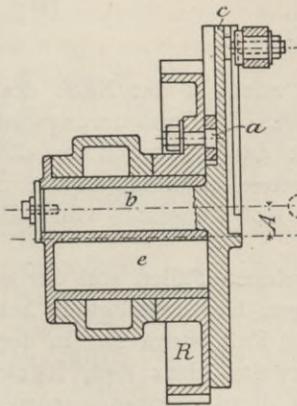


Fig. 419.

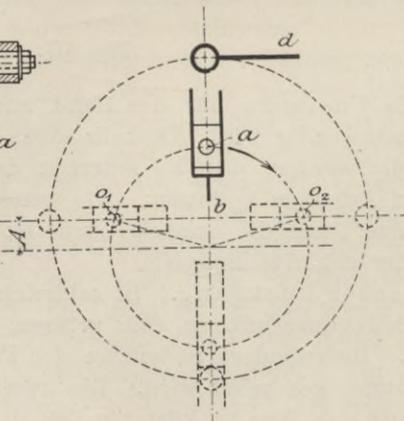


Fig. 420.

sich dann in seinen Todlagen befindet, wenn der Kurbelzapfen des Rades  $R$  bei  $o_1$ , bzw.  $o_2$  angekommen ist. Bei der angedeuteten Drehrichtung braucht der eine Weg des Schlittens die Bogenlänge  $o_2 o_1$ , während der andere mit  $o_1 o_2$  auskommen muss.

Bei Kurbelbetrieb lässt sich der rasche Rückgang auch durch Ein-

schalten eines Vorgeleges mit unrunder Rändern erzielen. Vor Jahren wurde hiervon häufig Gebrauch gemacht, jetzt hat man dieses Mittel fast ganz aufgegeben, und zwar wegen des unruhigen Ganges der Räder.

Bei Zahnstangen-, Schrauben- oder dergleichen Betrieb des Schlittens ist der rasche Rückgang auf sehr verschiedene Weise zu erreichen, und zwar:

a) durch verschiedene Halbmesser der im Kehrgetriebe verwendeten Riemenrollen; vergl. Fig. 346, S. 170; Fig. 348, S. 171.

b) bei gleichem Durchmesser der Rollen durch verschieden grosse Räder; vergl. Fig. 343 und 344, S. 169; endlich

c) nur durch Räder, vergl. Fig. 362 bis 364, S. 176 und 177.

Den unter b) angezogenen Beispielen ist noch das Folgende anzufügen. Es sitzt die Riemenrolle *f*, Fig. 421, auf der Welle *a* fest; die Rolle *l* dreht sich als lose Rolle frei um *a*, die dritte Rolle dreht sich ebenfalls frei um *a*, ist aber mit dem Stirnrad *3* fest verbunden. Das Rad *1* sitzt auf *a* fest. Wird die Riemenrolle *f* angetrieben, so dreht Rad *1* das Rad *2*, welches auf der Welle *b* sitzt, links herum; ist dagegen der Treibriemen über *l* hinweg auf die dritte Rolle geschoben, so dreht Rad *3* das auf einer Zwischenwelle *c* sitzende Rad *4* links herum und das ebenfalls auf *c* sitzende Rad *5*, das Rad *2* rechts herum. Die Welle *b* hat daher — je nach den Uebersetzungsverhältnissen der angeführten Räder in der einen Drehrichtung eine andere Geschwindigkeit als in der zweiten. Auf der Welle *b* sitzt nun z. B. ein Rad *6*, welches in die Zahnstange *z* greift, oder *b* ist als Schraube ausgebildet, um die Schlittenverschiebung zu bewirken.

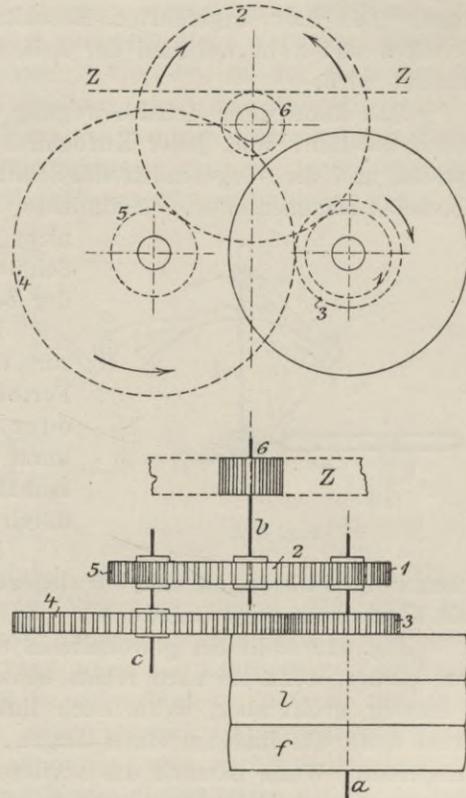


Fig. 421.

Zu den unter c) angeführten Beispielen gehört noch das Folgende. Es war zu Fig. 402, S. 194 angegeben, dass der um *d* sich lose drehende Wurm *a* in das Wurmrad *b* greife, um die den Schlitten bethätigende Schraube zu drehen. Wenn man nun auf *c* einen zweiten Bolzen *d* steckt, diesen gerade so ausstattet, wie den früher beschriebenen, aber dem Wurm die entgegengesetzte Neigung giebt, und ausserdem das Uebersetzungsverhältniss zwischen Wurm und Wurmrad oder der Kegelhäder anders macht, so gewinnt man bei dem Einrücken des letzteren Getriebes nicht allein die entgegengesetzte Bewegungsrichtung des Schlittens, sondern auch eine andere Geschwindigkeit für diesen. Hier wird die Umkehr der Bewegungs-

richtung und die andere Geschwindigkeit durch Heben des einen oder anderen  $d$  erzielt.

5. Ableitung der Schaltbewegung. Bei geradlinigem Hauptweg (S. 34) bewirkt man die Schaltung regelmässig dann, wenn vor Beginn eines Schnittes das Werkstück vom Werkzeug noch nicht berührt wird. Das gilt insbesondere für Hobel-, Feil- und Stossmaschinen. Bei Fräsmaschinen für Zahnräder findet das seitliche Fortrücken um eine Zahntheilung ebenfalls vor Beginn eines neuen Schnittes, und bevor der Fräser mit dem Werkstück in Berührung getreten ist, statt. Die Langlochfräsmaschinen unterscheiden sich von den vorigen insofern, als das Zuschieben des Fräasers in seiner Axenrichtung an den Enden des geradlinigen Hauptwegs stattfindet, aber der Fräser während dieses Tiefersenkens arbeiten muss. Die hier angeführten Maschinen verlangen also ein ruckweises Schalten und zwar während der Zeit, die auch zur Umkehr des Schlittens benutzt wird.

Man kann diese Schaltbewegung bei Kurbelantrieb von der Kurbelwelle ableiten, weil jeder Kurbeldrehung ein Hin- und ein Herweg entspricht, und die Wegesenden des Schlittens genau mit den Todpunkten der Kurbel zusammenfallen. Ähnliches ist bei den sonstigen Betriebsarten

nicht möglich; hier kann man nur die Schlittenbewegung selbst für das Ableiten der Schaltung heranziehen.

In allen Fällen kommen Schalträder zur Verwendung, welche das ruckweise Fortbewegen entweder thätig bewirken oder zulassen. Sie sollen hier zunächst kurz erörtert werden und dann erst die Bethätigung der Schalträder, Klinken u. s. w. durch die Kurbelwelle oder den Schlitten.

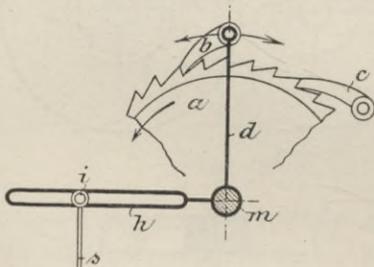


Fig. 422.

a) Als Schalträder für thätiges,

ruckweises Bewegen sind vorwiegend die Sperr-Räder, seltener die Räder mit Klemmklinke im Gebrauch.

Fig. 422 stellt ein gewöhnliches Sperr-Rad  $a$  mit Klinke  $b$  dar. Letztere gleitet, wenn sie nach rechts bewegt wird, über die Zähne des Rades  $a$  hinweg, greift aber, wenn nach links bewegt, in die Zahnluken und dreht dann das Rad um einen Bogen, der einer ganzen Zahl der Zähne entspricht. Wenn nämlich das vordere Ende der Klinke bei Beginn ihrer Bewegung nach links nicht ohne weiteres auf eine Zahnbrust trifft, so bewegt sie sich zunächst allein; das Rad theiligt sich an der Drehung erst, nachdem das Klinkenende die nächste Zahnbrust erreicht hat. Die Schwingung der Klinke ist deshalb regelmässig grösser als der Bogen, um welchen das Sperr-Rad gedreht wird. Der Zapfen der Klinke  $b$  kann in einer geraden oder krummen Linie hin- und herschwingen; am besten ist es, wenn er um die Axe der Welle  $m$  schwingt, weil alsdann die Stirnfläche der Klinke gegenüber der Zahnbrust ihre Lage nicht ändert. Es muss dafür gesorgt werden, dass das Sperr-Rad  $a$  nicht zurückschnellt, sobald die Klinke den Rückweg antritt. Hierzu genügt in manchen Fällen die Reibung der Welle  $m$  in ihren Lagern, andernfalls ist eine zweite, auf festen Bolzen steckende Klinke  $c$  erforderlich. Häufig legen sich die Klinken  $b$  und  $c$  durch ihr eigenes Gewicht gegen den Kranz des Rades  $a$ . Ist hierauf

nicht mit Sicherheit zu rechnen, so lässt man sie durch Federn andrücken.

Die Klemmklinke, Fig. 423, legt sich auf den glatten Rand des Rades *a*, und nimmt *a* von dem Augenblick an mit, in dem sie sich nach links zu bewegen beginnt. Heisst der Abstand des Berührungspunktes zwischen Klinke und Radkranz von der Geraden, welche die Mitte des Bolzens der Klinke mit der Mitte der Welle *m* verbindet, *e*, die Länge der Klinke *l* und die anzuwendende Reibungswerthziffer *f*, so muss

$$f \geq \frac{e}{l}$$

sein, wenn die Klinke anfassen soll. Der Druck zwischen Radkranz und Klinke ist selbstverständlich ein sehr grosser, weshalb man den Bolzen der Klinke mit der Welle *m* auf möglichst geradem Wege verbinden muss, so dass er nur um *m* zu schwingen vermag. Um den in der Richtung des Halbmessers auftretenden Druck zu mindern, giebt man dem Klinkenende, welches gegen den Radkranz sich legt, keilförmigen Querschnitt und versieht den Radkranz mit einer hohlkeilförmigen, ringsum laufenden Nuth. Es sind diese Klemmklinken für Metallbearbeitungsmaschinen wenig gebräuchlich.

Man regelt die Grösse des Bogens, um welchen das Sperr-Rad bei jedem Spiel der Klinke weiter gedreht wird, entweder dadurch, dass man bei unveränderlichen Schwingungsbogen der Klinke diese zunächst

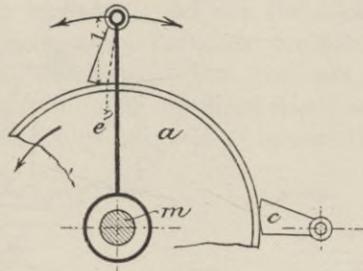


Fig. 423.

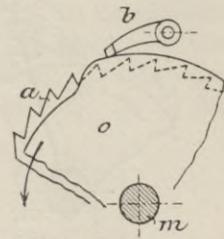


Fig. 424.

von dem Rade zurückhält, oder durch Aenderung des von der Klinke beschriebenen Bogens. Für ersteres Verfahren deutet Fig. 424 eine Ausführungsform an. Seitwärts vom Rade *a* befindet sich eine einstellbare Platte *o*, deren Rand zum Theil über die Zahnspitzen des Sperr-Rades hinwegragt, und die Klinke *b* ist so verbreitert, dass sie über dem Rande von *o* liegt. Wenn sie über dem grösseren Halbmesser von *o* sich befindet, so kann die Klinke nicht eingreifen; erst nachdem sie einen der Lage von *o* angemessenen Theil ihres Weges zurückgelegt hat, vermag die Klinke mit den Zähnen des Sperr-Rades in Berührung zu treten. Durch geeignete Einstellung der Platte *o* kann auf diesem Wege das Eingreifen der Klinke sogar ganz verhindert werden. In etwas anderer Ausführungsform stellt die unten verzeichnete Quelle<sup>1)</sup> das gleiche Verfahren dar. Man macht davon wenig Gebrauch. Für das andere, schon erwähnte, gebräuchlichere Verfahren bietet Fig. 422 ein Beispiel. Mit dem um die Welle *m* schwingenden Hebel *d*, an welchem der zur Klinke *b* gehörige Bolzen sitzt, ist ein zweiter Hebel *h* fest verbunden. In diesem ist ein langer Schlitz oder eine Aufspann-Nuth zum Befestigen eines Bolzens *i* angebracht, an den die Stange *s* greift. Nähert man *i* der Welle *m*, so wird der Aus-

<sup>1)</sup> Richard, Werkzeugmaschinen. Paris 1895, Bd. 1, S. 279, mit Abb.

schlag der Klinke vergrößert, und befestigt man  $i$  in grösserer Entfernung von  $m$ , so schwingt die Klinke in kleinerem Bogen.

Weiter oben wurde schon hervorgehoben, dass der Bogen, um welchen das Sperr-Rad bei jedem Spiel der Klinke sich drehe, gleich der Bogenlänge sei, welche von einer ganzen Zähnezahl eingenommen wird, also gleich 1, 2, 3 u. s. w. Zahntheilungen. Man muss sonach, um eine einigermaßen feine Regelung dieser Bogengrösse zu ermöglichen, die Zahntheilung möglichst klein oder den Schwingungsbogen der Klinke möglichst gross machen. Hinsichtlich des letzteren ist man häufig beschränkt, und die zulässig kleinste Zahntheilung wird durch den Zahndruck bestimmt. Man kann nun die jedesmalige Drehung des Sperr-Rades den verschiedenen grossen Wegen der Klinke genauer dadurch anpassen, dass man mehrere Klinken zusammenfasst und deren Länge verschieden macht, so dass entweder die eine oder die andere, diejenige, welche am ersten hierzu geeignet ist, zum Angriff kommt. Fig. 425 zeigt ein so wirkendes Klinkenpaar  $b$  und  $b_1$ . Man sieht, dass, wenn der rechtsseitige Todpunkt um eine halbe Zahntheilung weiter nach rechts gelegen hätte, die Klinke  $b_1$  zum Angriff gekommen wäre. Ein solches Klinkenpaar bringt daher, wenn es richtig aus-

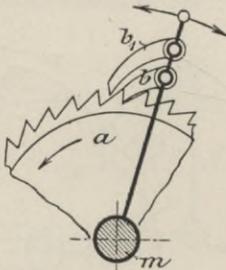


Fig. 425.

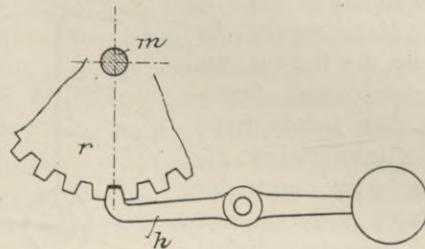


Fig. 426.

geführt worden ist, denselben Genauigkeitsgrad hervor, wie die Einzelklinke bei halber Zahntheilung oder doppelter Zähnezahl. Statt eines Paares von Klinken werden mehrere, bis zu 6, angewendet, entweder indem man sie übereinander oder — bei entsprechend grosser Breite des Sperr-Rades — nebeneinander legt.

Das Vorwärtsrücken des Sperr-Rades ganz genau einzustellen, gelingt auch dann nur schwer, wenn sein Betrag durch eine ganze Zahl seiner Zähne ausgedrückt werden kann, und zwar weil die bewegten Theile nicht allein der Abnutzung unterworfen sind, sondern auch elastisch nachgeben. Es giebt aber einen Weg, welcher das ruckweise Drehen mit aller Genauigkeit durchführen lässt; man findet solche Einrichtungen bei Zahnradfräsmaschinen.<sup>1)</sup> Fig. 426 stellt das Wesentliche derselben dar. Man hat auf die Welle  $m$  neben das Sperr-Rad ein genaues Lehrad  $r$  befestigt, welches so viele keilförmige Zahnücken enthält, als das zu fräsende Rad Zähne haben soll. In diese Zahnücken passt das keilförmige linksseitige Ende des um einen festen Bolzen schwingbaren Hebels  $h$ . Soll die Welle  $m$  — mit der das Werkstück verbunden ist — um eine Zahntheilung weiter gedreht werden, so wird zunächst der Hebel  $h$  zurückbewegt, worauf das Sperr-Rad in Wirksamkeit tritt, indem es  $m$  ziemlich genau um den Betrag

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1892, S. 750, mit Abb.

einer Zahntheilung dreht. Nunmehr senkt sich das abgebogene keilförmige Ende des Hebels *b* mit einiger Kraft in die ihm gegenüber gekommene Zahnücke und berichtigt hierdurch nach Bedarf die Lage des Werkstücks.

Nicht selten verlangt man von einer Sperr-Rad-Anordnung Verwendbarkeit in beiden Drehrichtungen. Zu diesem Zweck werden wohl zwei Sperr-Räder — eins für die Rechts-, eins für die Linksdrehung — neben einander gelegt und wird dafür gesorgt, dass die Klinke des einen oder die des andern ausser Thätigkeit gesetzt werden kann. Häufiger gestaltet man das Sperr-Rad so, dass es für beide Drehrichtungen brauchbar ist. Fig. 427 stellt eine oft vorkommende derartige Einrichtung dar. Die Zähne des Sperr-Rades sind denjenigen gewöhnlicher Stirnräder ähnlich; die Klinke *b* ist mit zwei in die Zahnücken des Sperr-Rades passenden Zungen versehen und um den Bolzen *c* zu drehen. Sonach genügt das Umlegen der Klinke von links nach rechts, um statt der Linksdrehung des Rades *a*, dessen Rechtsdrehung zu erreichen. Bei der für die Figur gewählten Lage könnte man vielleicht das gehörige Einfallen der Klinke in die Zahnücken dem Gewicht der Klinke überlassen. Um von der Wirkung dieses Gewichts unabhängig zu sein, die Axe des Sperr-Rades senkrecht stellen, oder die Klinke unterhalb des Rades eingreifen lassen zu können, ist in die

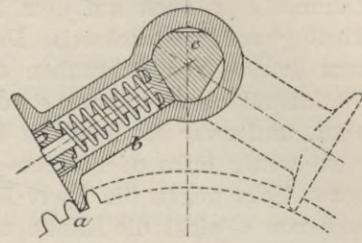


Fig. 427.

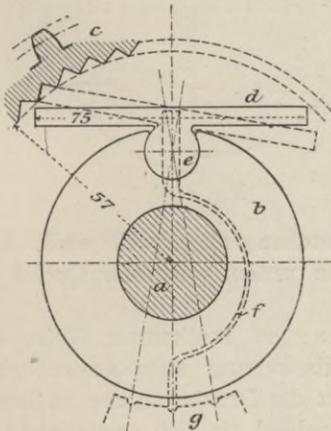


Fig. 428.

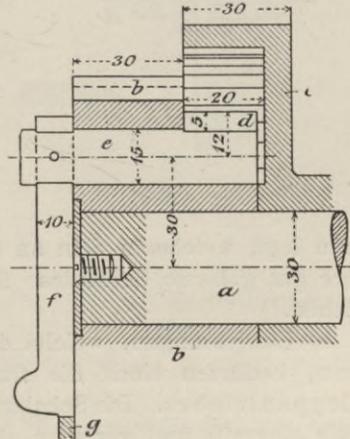


Fig. 429.

Klinke ein federnd nachgiebiger Kolben gelegt, welcher gegen die eine oder andere der beiden breiten Abflachungen des Zapfens *c* sich legt und dadurch die Klinke stets gegen das Rad *a* drückt. Oben sieht man an *c* noch eine kleine Abflachung. Diese hat den Zweck, die Klinke in ihrer Mittellage festzuhalten, wenn das Schaltwerk nicht arbeiten soll.

Als zweites Beispiel eines solchen für beide Drehrichtungen brauchbaren Schaltwerks ist die durch Fig. 428 und 429 dargestellte Schaltdose anzusehen. Sie bezweckt folgendes: es soll die das Schaltwerk bethätigende hin- und hergehende Bewegung durch eine Zahnstange übertragen werden.

Es ist nun für das Wesen der Schaltdose gleichgültig, ob die Zahnstange mit dem Stirnrad *c* oder mit dem — zufällig — kleineren *b* im Eingriff steht; der einfacheren Beschreibung halber möge letzteres angenommen werden. Rad *b* kann sich um den festen Zapfen *a* frei drehen; wegen des Eingriffs mit der hin- und hergehenden Zahnstange dreht es sich wechselnd rechts und links herum. In *b* steckt der Zapfen *e*, welcher an einem Ende zur Doppelklinke *d* ausgebildet ist, am andern Ende die Feder *f* trägt. Zahnrad *c* ist auch auf dem Zapfen *a* frei drehbar; es soll die ihm zu Theil gewordene ruckweise Drehbewegung auf Zahnräder übertragen, die zum Betrieb von Schrauben dienen (vergl. Fig. 365 bis 369, S. 178—179). Die Innenfläche des Kranzes von *c* ist nun verzahnt, wie namentlich Fig. 428 zeigt, und zwar so, dass die Klinke, je nachdem man sie mit dem Zapfen *e* ein wenig links oder rechts aus der gezeichneten Mittellage dreht, rechts bzw. links gegen die Sperr-Radzähne stösst und *c* dreht. In der Mittellage von *d* wirkt die Klinke nicht. Man erreicht die drei Lagen der Klinke *d* nun dadurch, dass man das freie Ende der Feder *f* in eine der drei

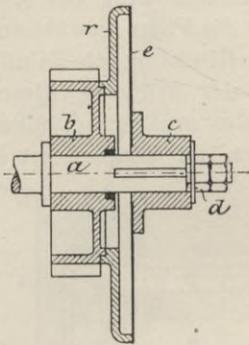


Fig. 430.

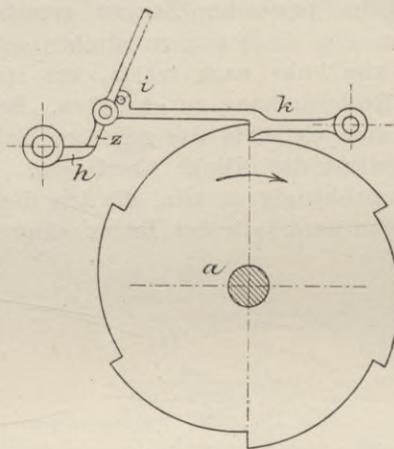


Fig. 431.

Kerben legt, welche in dem an *b* festen Plättchen *g* angebracht sind. Eine andere gut gebaute Schaltdose findet man in unten genannter Quelle beschrieben.<sup>1)</sup>

b) Einrichtungen, welche die Schaltung in bestimmter Weise zulassen, bedürfen eines die fragliche Drehbewegung stets anstrebenden Schleppantriebes. Die Schaltklinke hindert die Drehbewegung so lange, wie sie eingreift und gestattet, das Drehen, sobald sie sich zurückzieht.

Solchen Schleppantrieb erreicht man z. B. durch einen verhältnissmässig schlaffen Riemen. Um die Reibung bequem regeln zu können, welche dieser Riemen in der durch die Schaltung bestimmten Zeit zum Drehen der betr. Riemenrolle hervorbringen muss, ist ein gut einstellbarer Riemenführer vorgesehen, welcher den Riemen in grösserer oder geringerer Breite auf der Rolle hält.<sup>2)</sup>

Es wird der in Rede stehende Antrieb ferner hervorgebracht durch eine Reibkupplung, bei welcher der Flächenandruck so geregelt werden

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1897, S. 1036, mit Abb.

<sup>2)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1892, S. 751, mit Abb.

kann, dass nur das erforderliche Maass der Reibung vorliegt. Da die Reibkegel hierzu sich weniger eignen, so soll hier nur ein Beispiel mit ebenen Reibflächen angeführt werden. In Fig. 430 bezeichnet z. B. *a* eine Welle, welche sich stetig dreht, *b* ein zum Uebertragen der Drehbewegung bestimmtes Zahnrad. An *b* ist der Reibkranz *r* befestigt. Die Reibscheibe *e* ist aus Stahlblech gefertigt und mit dem auf *a* verschiebbaren Muff *c* fest verbunden. Mittels der Muttern *d* lässt sich nun der Druck zwischen *r* und *e* sehr genau regeln.

Fig. 431 stellt ein das ruckweise Drehen zulassendes Sperr-Rad dar. Der Schleppantrieb versucht das Rad *a* rechts zu drehen, die Klinke *k* verhindert diese Drehung. Sobald aber *k* gehoben wird, folgt *a* dem Schleppantrieb. Es muss nun dafür gesorgt werden, dass die Klinke *k* rechtzeitig sich wieder senkt, damit sie den folgenden Zahn erfasst und hierdurch die Drehbewegung von *a* unterbricht. Deshalb findet das Aufheben der Klinke *k* z. B. wie folgt statt. Dem linksseitigen Ende von *k* ist eine Zunge *z* angelenkt, welche durch einen Stift *i* gehindert wird, sich rechts zu drehen, und einer Linksdrehung ihr einseitig gestütztes Gewicht entgegengesetzt. Der

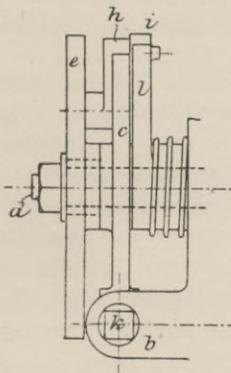


Fig. 432.

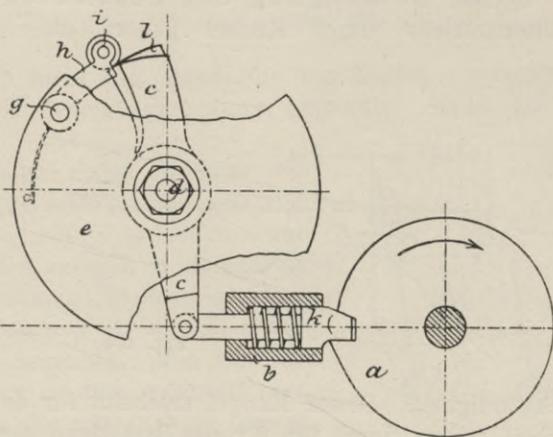


Fig. 433.

Hebel *h* hebt nun, indem er sich links dreht, unter Vermittlung von *z* die Klinke *k* aus, *h* gleitet aber bald von der Spitze der Zunge *z* ab und lässt also *k* wieder fallen. Wenn *h* demnächst rechtsdrehend in seine Anfangslage zurückkehrt, so weicht *z* leicht aus.

Die Sperrklinke *k*, Fig. 431, hindert, wenn eingelegt, nur die Rechtsdrehung des Rades *a*. Soll gleichzeitig auch jede Linksdrehung verhütet werden, so versieht man wohl das Rad mit keilförmigen Kerben nach Fig. 426, S. 208, in welche die entsprechend gestaltete Klinke greift. Zu diesem Zweck verschiebt man die Klinke auch geradlinig, wie Fig. 432 und 433 darstellt.<sup>1)</sup> Es ist *a* das, unter der Einwirkung eines Schleppantriebes stehende Sperr-Rad, welches z. B. nur einen Zahn enthält. Vor der Brust dieses Zahnes ist eine Lücke ausgespart, in welche die Klinke *k*, hier das Ende eines Kolbens greift. *k* wird in *b* gut geführt und durch eine Schraubenfeder stets nach rechts gedrückt. Links greift an die Stange von *k* der doppelarmige Hebel *c*, welcher um den festen Bolzen *d* frei dreh-

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1892, S. 751, mit Abb.

bar ist. Auch die Scheibe  $e$  kann um  $d$  frei gedreht werden. Mittels Bolzens  $g$  ist die Klinke  $h$  der Scheibe  $e$  angelenkt; sie wird durch eine Feder so gehalten, dass ihre Nase bei einer Rechtsdrehung der Scheibe gegen das obere Ende des Hebels  $c$  stösst und dadurch den Kolben  $k$  zurückzieht. Seitlich sitzt an  $h$  ein Zapfen mit Rolle  $i$ ; letztere tritt über das schräge obere Ende des Hebels  $l$  und hebt dadurch die Klinke  $h$  aus, worauf  $k$  wieder gegen das Rad  $a$  gedrückt wird. Die in Fig. 432 angedeutete Feder hält den Hebel  $l$  nachgiebig fest.

Aus dem Vergleich dieser die Schaltung zulassender Schaltwerke mit den vorher beschriebenen thätigen, ergibt sich nun, dass die ersteren das Maass des Schaltens ohne weiteres genau begrenzen, während hierfür die thätigen Schaltwerke eines Lehr-Rades (Fig. 426, S. 208) bedürfen. Dem gegenüber tritt als Mangel der ersteren die schwierigere Regelung des Schaltbetrages hervor. Es findet diese durch Wechselräder, bezw. durch Stufenräder (Fig. 331 bis 335) statt, und zwar so, dass z. B. jede ganze Drehung des Sperr-Rades  $a$ , Fig. 433, die schliesslich verlangte Drehung erzielt.

c) Die Bethätigung der Schaltwerke. Zu den Mängeln des Schlittenantriebs durch Kurbel gehört die ungleichförmige Schlitten-

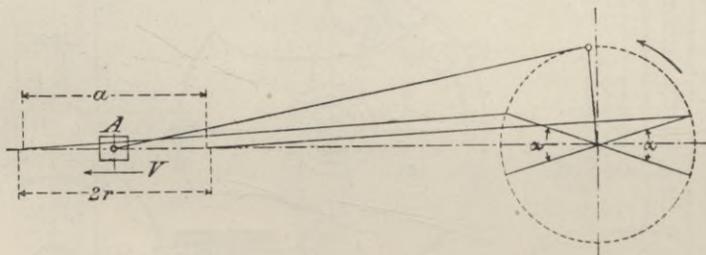


Fig. 434.

geschwindigkeit. Dieser Mangel erscheint für den vorliegenden Zweck als Vortheil, indem durch ihn für das Bethätigen der Schaltung genügend Zeit gewonnen wird, ohne den Schlittenweg bedeutend grösser machen zu müssen, als die Schnittlänge beträgt. In Fig. 434 bedeute  $a$  die Schnittlänge,  $2r$  den Schlittenweg. Man sieht aus der Figur, dass, obgleich  $a$  nicht viel kleiner ist als  $2r$ , doch ein erheblicher Theil der Kurbeldrehungsweg, nämlich  $2\alpha$ , auf den Unterschied entfällt, also an jedem Hubende des Schlittens für das Bethätigen der Schaltung die Zeit verfügbar ist, welche die Kurbel gebraucht, um den Winkel  $\alpha$  zu durchschreiten. Man benutzt nun für den vorliegenden Zweck einen auf der Kurbelwelle fest-sitzenden Daumen, welcher gegen das Ende eines Hebels drückt und diesen hin- und herbewegt, oder eine mit der Kurbelwelle verbundene Daumen-Nuth oder Kurven-Nuth, in welche ein Zapfen des in Schwingungen zu versetzenden Hebels greift. Das letztere Verfahren ist das verbreitetste, weshalb nur für dieses Beispiele angegeben werden sollen. Das Schaltwerk verlangt für jedesmaliges Fortrücken des Schaltrades ein Hin- und Herbewegen der Klinke. Man muss beide Schwingungen unmittelbar auf ein-ander folgen lassen, wenn an jedem Hubende des Schlittens eine Schaltung stattfinden, wenn also in beiden Bewegungsrichtungen des Schlittens eine Spanabnahme stattfinden soll. In diesem Falle ist die Daumen-Nuth z. B.

nach Fig. 435 zu gestalten. Die auf der Welle  $a$  befestigte ebene Scheibe  $b$  ist an ihrer vorderen Fläche mit einer Nuth versehen, welche zwischen den Winkeln  $\alpha$  überall gleichweit von der Wellenmitte entfernt, innerhalb der Winkel  $\alpha$  aber nach aussen gebaucht ist. Der Zapfen  $i$  des Hebels  $h$  greift in diese Nuth und wird deshalb bei jeder halben Drehung der Scheibe hin- und herbewegt. Soll der Ausschlag des Hebels  $h$  einige Grösse

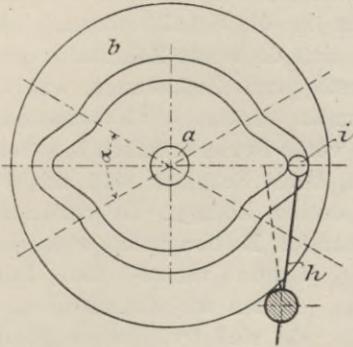


Fig. 435.

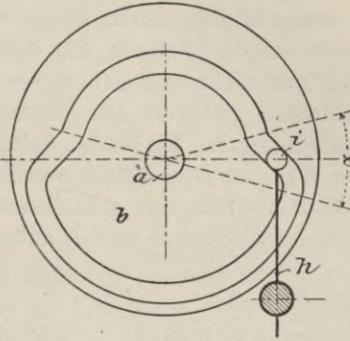


Fig. 436.

haben, so darf  $\alpha$  nicht zu klein sein, damit die den Zapfen  $i$  verschiebenden Nuthwandflächen der Bewegungsrichtung gegenüber nicht zu steil werden.

Wenn dagegen nur an einem Hubende des Schlittens geschaltet werden soll, so zieht man vor, innerhalb des einen  $\alpha$ , Fig. 436, den Zapfen  $i$  nur nach aussen, innerhalb des anderen  $\alpha$  demnächst nach innen drängen zu lassen, so dass bei gleicher Schwingungsgrösse des Hebels  $h$  die Winkel  $\alpha$  nur halb so gross zu werden brauchen. Man legt die krumme Nuth nicht selten in eine walzenförmige Fläche, Fig. 437 und 438. Es gilt auch in diesem Falle das, was über die in ebener Fläche angebrachte Nuth gesagt wurde.

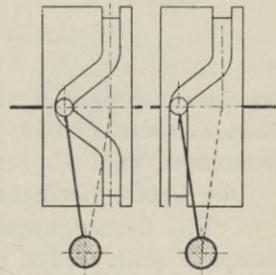


Fig. 437.

Fig. 438.

Es kann das Schaltwerk auch durch die Schlittenbewegung bethätigt werden. Man macht hiervon in dem besondern Falle, dass das Schaltwerk

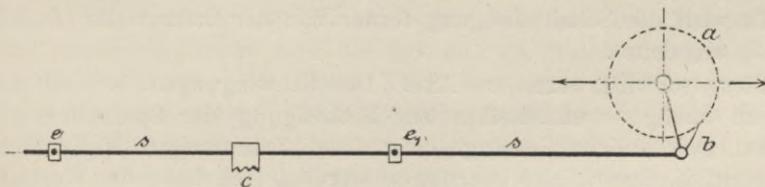


Fig. 439.

am Schlitten sitzt, selbst dann Gebrauch, wenn die Bewegung des Schlittens durch eine Kurbel stattfindet. Fig. 439 zeigt ein hierher gehöriges Beispiel.  $a$  bezeichnet das Sperr-Rad, welches an der Schraube ist, die bestimmt ist, das am Kopf einer Feilmaschine befindliche Stichelhaus zu verschieben. Die Klinke  $b$  ist einem Hebel angelenkt, der um die Axe von  $a$  schwingt und mit seinem freien Ende der Stange  $s$  angeschlossen ist. Letztere wird

in dem festen Auge  $c$  geführt. Auf der Stange  $s$  sitzen Stellringe  $e$  und  $e_1$ . Diese sind nun so befestigt, dass sie vor Beendigung des Schlittenwegs gegen  $c$  stossen, wodurch die Stange  $s$  zurückgehalten wird und der die Klinke  $b$  tragende Hebel eine Schwingung erfährt. Durch die Lage der Stellringe  $e$  und  $e_1$  lässt sich die Grösse der Hebelschwingung, also der Betrag der Schaltung regeln.

Es lässt sich, wenn das Schaltwerk an der Schlittenbewegung theilnimmt, auch auf folgendem Wege von ihr die Schaltbewegung ableiten.<sup>1)</sup> In das lose um die Welle  $w$ , Fig. 440, sich drehende Zahnrad  $a$  greift eine — in der Figur nicht angegebene — festliegende Zahnstange, während  $w$  in dem Schlitten  $S$  gelagert ist. Demgemäss erfährt  $a$  abwechselnd Rechts- und Linksdrehungen. Zu beiden Seiten von  $a$  liegen Scheiben  $b$ , welche durch die Feder  $f$  gegen  $a$  gedrückt werden, beide Scheiben sind mit  $w$  so verbunden, dass sie sich nur gemeinsam drehen können. Es würde demnach, vermöge der zwischen  $a$  und  $b$  auftretenden Reibung sich  $w$  in demselben

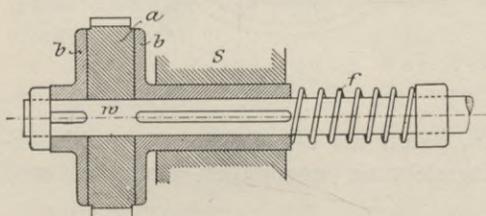


Fig. 440.

Grade rechts- und linksherum drehen wie das Zahnrad  $a$ , wenn sie sich frei drehen könnte. Das ist nun nicht der Fall; man hat vielmehr an einer der Scheiben  $b$  einen Vorsprung angebracht, welcher, nachdem  $a$  eine gewisse Drehung in der einen oder andern Richtung erfahren hat, gegen einen an  $S$  einstellbaren Anschlag stösst,

so dass nunmehr  $a$  zwischen  $b$  gleitet. Durch die Lage der Anschläge lässt sich der Winkel, um welchen sich  $w$  rechts und dann links dreht, bestimmen und demgemäss — da die Welle  $w$  die Schaltklinke bethätigt — die Grösse der Schaltung.

Die Bethätigungsweise, für welche Fig. 439 und 440 Ausführungsbeispiele sind, leiden gegenüber der vorher angegebenen an dem Uebelstande, dass ihnen nur die Schlittengeschwindigkeit zur Verfügung steht, also ein grösserer Schlittenweg ausserhalb der Schnittlänge für die Schaltung nöthig ist. Sie wird aber für den besonderen Fall, dass die Schalteinrichtung an der Schlittenbewegung theilnimmt, deshalb oft angewendet, weil sie den Zweck in einfacher Weise erreicht.

Es wird die Schaltbewegung ferner von der Steuerwelle ( $B$ , Fig. 406 bis 412) abgeleitet.

Diese schwingt um ihre Axe. Die Schwingungen benutzt man — leider zu häufig — unmittelbar zur Bethätigung der Sperrklinke, indem sie durch gewöhnliche Gestänge oder durch Zahnstangen (Fig. 428 u. 429, S. 209) auf die Sperrklinke übertragen werden. Ich habe das Wort „leider“ eingefügt, weil dieses Verfahren bei den am häufigsten vorkommenden Geschwindigkeiten starke Erschütterungen der Steuerungstheile veranlasst, indem die gegen die Klauen des Stiefelknechts stossenden Frösche (Fig. 406) oder die in eine krumme Nuth greifende Rolle (Fig. 407) durch dieses Verfahren noch mit dem — oft beträchtlichen — Widerstande der Schaltung

<sup>1)</sup> Richard, Werkzeugmaschinen, 1895, Bd. 1, S. 293, mit Abb.

belastet werden. Die vorliegende Ableitung ist übrigens so einfach, dass überflüssig erscheint, Ausführungsbeispiele anzugeben.

In neuerer Zeit hat man sich auch mehr und mehr den Verfahren zugeneigt, welche die Umsteuerung nur zum Einleiten, bezw. Ermöglichen der Schaltung benutzen. Die zulassenden Schaltungen wirken in diesem Sinne; es hat die Umsteuerung nur die Klinke *k*, Fig. 431, oder den Riegel *k*, Fig. 433, zurückzuziehen, worauf der Schleppantrieb die Schaltung vollzieht. Nahe verwandt hiermit ist eine von Sellers<sup>1)</sup> angewendete Schaltung, welche Fig. 441 darstellt. Das Sperr-Rad *b* sitzt fest auf der Welle *a* und dreht sich mit dieser stetig in der Richtung des angegebenen Pfeiles. Der Körper *c* steckt lose auf *a*, wird aber durch einen an *c* gelagerten Sperrkegel mit *b* gekuppelt, sobald man diesem gestattet, in das Sperr-Rad zu greifen. Mit dem Sperrkegel ist jenseits des Rades *b* ein Hebel *i* verbunden. In der Bahn dieses Hebels befindet sich eine Gabel *d*, welche in der Richtung des gezeichneten Doppelpfeiles hin- und hergeschoben werden kann. Wenn *d* in der gezeichneten Lage sich befindet, so legt sich *i* gegen den Haken des oberen Gabelarmes, so dass der Sperrkegel nicht in die Kerben des Sperr-Rades greifen kann; es ruht also *c*. Sobald *d* gehoben, also *i* losgelassen wird, drückt eine Feder die Klinke gegen das Rad *b* und letzteres nimmt *c* mit. Bei jener Verschiebung von *d* ist aber deren unterer Arm so viel gehoben, dass er dem mit *b* sich drehenden Hebel *i* entgegentritt, und damit den Sperrkegel auslöst. *c* macht also bei jedem Spiel der Gabel *d* eine halbe Drehung und bethätigt hierdurch die Schaltung (im vorliegenden Falle sogar auch einen Theil der Umsteuerung). Demgemäss sind die von den Fröschen des Hobelmaschinentisches zu überwindenden Widerstände klein, die von ihnen unmittelbar bewegten Theile leicht und die Stösse — trotz grosser Geschwindigkeiten — gering.

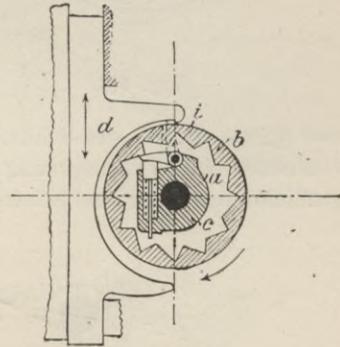


Fig. 441.

Eine letzte Gruppe von Vorrichtungen, welche zur Bethätigung des Schaltwerks dienen, benutzt den Umstand, dass die den Schlitten antreibende Welle zeitweise in der einen, zeitweise in der andern Richtung sich dreht. Die Umkehr der Drehrichtung fällt mit dem Hubende des Schlittens zusammen, giebt also die Zeit an, zu welcher zu schalten ist. Man benutzt demgemäss den ersten Theil der neuen Drehbewegung zum Bethätigen des Schaltwerks. Es gehört hierher die bereits durch Fig. 440 dargestellte Vorrichtung. Zwei andere sollen hier noch angeführt werden.

Fig. 442 zeigt eine von der Prentiss tool Co. angewendete Einrichtung.<sup>2)</sup> Das sich wechselnd links und rechts drehende Rad *b* enthält in seinem trommelförmig ausgedrehten Kranz eine mit Leder überzogene Schleppfeder *c*, an deren Enden Nasen *e*<sub>1</sub> und *e*<sub>2</sub> angebracht sind. Am Maschinen-gestell befinden sich die einstellbaren Stifte *i*<sub>1</sub> und *i*<sub>2</sub>, die in die Bahn von *e*<sub>1</sub> bezw. *e*<sub>2</sub> fallen. Der Arm *d* sitzt fest auf der das Schaltwerk bethätigen-

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1891, S. 247, mit Abb.

<sup>2)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1890, S. 130, mit Abb.

den Welle *a*. Beginnt die durch einen Pfeil angegebene Drehrichtung von *b*, so legt sich  $e_1$  gegen *d* und dreht *a* in gleichem Sinne. Durch den Widerstand, welchen  $e_1$  findet, wird die Feder *c* in den Radkranz gepresst und die Reibung vermehrt. Kommt nun aber  $e_2$  bei  $i_2$  an, so wird *c* nicht allein festgehalten, sondern auch in einigem Grade entspannt, so dass Feder und Radkranz an einander gleiten. *d* und *a* ruhen, bis zur nächsten Umkehr der Drehrichtung, nach welcher  $e_2$  gegen den Arm *d* drückt u. s. w.

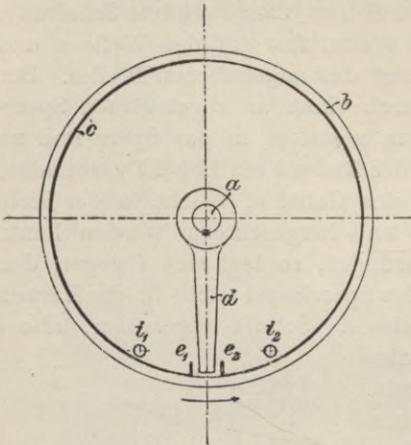


Fig. 442.

der Antriebswelle des Schlittens zeitweise links, zeitweise rechts herum, ist vielleicht eine Verlängerung der Antriebswelle. Dreht sich nun bei der gezeichneten Lage der Klinke *e* die Schraube *b* in der Richtung des Pfeiles

Ernst Rein hat folgende Einrichtung angegeben.<sup>1)</sup> Es ist *g*, Fig. 443 und 444, eine Welle, welche sich bei jedem Hubwechsel des Schlittens um 180° drehen, und dadurch das Schaltwerk bethätigen soll. Auf *g* sitzt das Zahnrad *d* fest, und dieses steht im Eingriff mit den Ringen der Walze *a*, welche mit zu der Schraube *b* passendem Muttergewinde versehen ist und eine Art Sperr-Rad *c* trägt. Diesem Sperr-Rad liegt eine Doppelklinke *e* gegenüber, welche durch die Stange *f* entweder an der rechten oder der linken Seite der Fig. 444 gegen *c* gelegt werden kann. *b* dreht sich mit

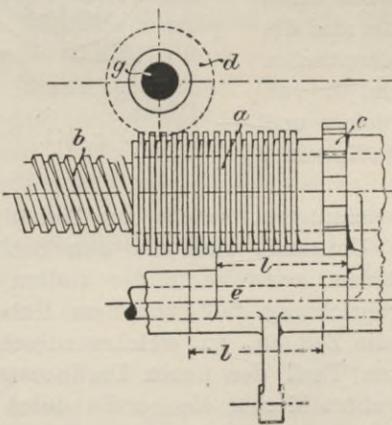


Fig. 443.

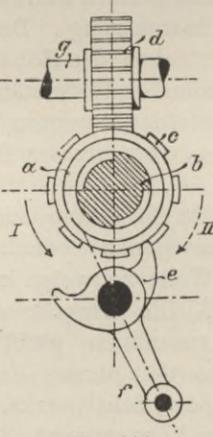


Fig. 444.

*I*, so dreht sich die Mutter *a* mit ihr. Dreht sich aber *b* in der Richtung des Pfeiles *II*, so hindert *e* die Mutter *a* sich mit zu drehen; es muss sich also *a* verschieben, und zwar um die Länge *l* der Klinke. Nachdem solches geschehen ist, kann sich *c* frei drehen, weshalb die Verschiebung von *a* aufhört. Die zweite Nase der Doppelklinke *e* ist, wie Fig. 443 andeutet, etwa um die Breite des Rades *c* gegen die erste verschoben. Legt man

<sup>1)</sup> D. R.-P. No. 78628.

nun mit Hilfe der Stange *f* die Klinke *e* um und tritt hierauf die Drehrichtung *I* der Schraube *b* ein, so wird *a* am Drehen gehindert und verschiebt sich deshalb entgegengesetzt als früher um die Länge *l*. Bei richtigen Bemessungen der Klinkenlänge *l* bewirken diese Verschiebungen von *a* eine halbe Rechtsdrehung, dann eine halbe Linksdrehung der Welle *g*. Die Steuerung der Maschine hat zu diesem Zweck nur die Arbeit zu verrichten, welche das Umlegen der Klinke *e* erfordert.

Bei dieser Rein'schen Einrichtung dreht sich also die Welle *g*, welche das Schaltwerk bethätigt, um  $180^\circ$  hin und her, bei der Sellers'schen, Fig. 441, die Hülse *c* sich jedesmal um  $180^\circ$ , aber immer in demselben Drehsinn. Die Verwerthung dieser Drehungen ist aber in beiden Fällen dieselbe. Es ist nämlich mit jener Welle wie mit dieser Hülse eine Kurbelscheibe (vergl. Fig. 390, S. 188) verbunden, auf deren Warze die zur Bethätigung des Schaltwerks dienende Lenkstange steckt, welche sich demnach in beiden Fällen um den Kurbelwarzenkreis-Durchmesser verschiebt. Man wählt — auch für andere hierher gehörige Einrichtungen<sup>1)</sup> — diese halbe Drehung der Kurbel deshalb, weil etwaige Ungenauigkeit der Grösse dieser Drehung auf die Verschiebung der Lenkstange bzw. Klinke fast ohne Einfluss ist. Die Grösse dieser Verschiebung und damit der Betrag des Schaltens wird durch Verstellen der Kurbelwarze geregelt; zum Erleichtern dieses Verstellens sind oft neben der betreffenden Aufspan-Nuth der Kurbelscheibe Marken angebracht, welche den Betrag des Schaltens ausdrücken.

Die hier angegebenen Bethätigungsweisen, mit Ausnahme der durch Fig. 435 und 437 angegebenen, liefern an jedem Hubende des Schlittens nur

eine Schwingung, so dass für jede Hin- und Herbewegung des Schlittens nur einmal geschaltet wird. Das genügt mit wenigen Ausnahmen dem Bedürfniss. Soll bei jedem Hubwechsel des Schlittens eine Schaltung stattfinden, so ist solches dadurch zu erreichen, dass man der die Schaltung bethätigenden, soeben erörterten Kurbelscheibe eine ganze, statt einer halben Drehung machen lässt. Man kann aber auch nach Fig. 445 ein Hebelpaar einfügen, welches eine wagerechte Verschiebung in eine hin- und eine hergehende der lothrechten Stange herbeiführt.

d) Zum Abschluss der Erörterungen über die Ableitung der Schaltbewegung ist noch einiges über die Auswahl unter den angegebenen Verfahren und über die Bemessung der zur Schalteinrichtung gehörigen Maschinenteile zu sagen.

Wenn der Schlitten durch eine Kurbel hin- und hergeschoben wird, so leitet man aus bereits angegebenen Gründen die Schaltbewegung regelmässig von der Kurbelwelle ab, und zwar in der Weise, wie Seite 213 angegeben ist.

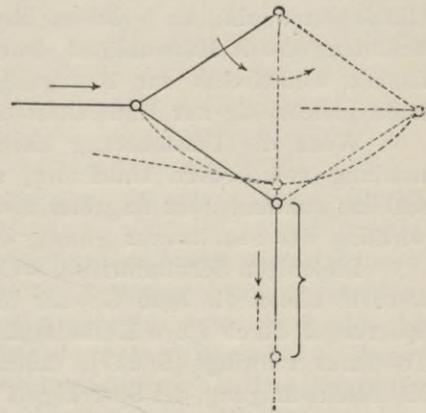


Fig. 445.

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1898, S. 523, mit Abb.

Die Ableitungen nach Fig. 439 und 440 kommen fast nur für Feilmaschinen und sonstige Maschinen in Frage, bei welchen das Schaltwerk an der Schlittenbewegung theilnimmt. Sie leiden, wie schon bemerkt worden ist, an dem Uebelstande, dass der „verlorene Weg“ des Schlittens, d. h. der Ueberschuss der Wegeslänge über die Schnittlänge verhältnissmässig gross ausfällt. Beachtenswerth ist bei der durch Fig. 440 gekennzeichneten Einrichtung, dass die Uebertragung mittels einer Reibungskupplung stattfindet, worauf weiter unten zurückgekommen werden wird.

Die Bethätigung des Schaltwerks durch die Steuerwelle vermehrt die Stösse zwischen Fröschen und Stiefelknecht; sie sollte für Maschinen, deren Schaltung grösseren Arbeitsaufwand erfordert, nicht angewendet werden. Wenn der Schlitten nach Fig. 407 mittels Rolle und krummer Nuth auf die Steuerwelle wirkt, so sind die Stösse weit geringer und damit die Verwendbarkeit der Steuerwelle für die Schaltung grösser. Es darf aber nicht übersehen werden, dass der Steuerwellenantrieb durch krumme Nuth erhebliche seitliche Drücke auf den Schlitten ausübt, wodurch die Genauigkeit des Schlittenwegs oft beträchtlich leidet. Um das zu vermeiden, fügt man wohl einen Hilfsschlitten ein, an welchem die Rolle sitzt, und lässt den eigentlichen Schlitten diesen Hilfsschlitten durch Frösche verschieben, deren Angriffsflächen winkelrecht zur Bewegungsrichtung liegen. Dieser Hilfsschlitten kann gleichzeitig zur Hand-Umsteuerung verwendet werden.<sup>1)</sup>

Wenn die Umsteuerung nach Fig. 413 und 414, S. 200, unter Vermittlung von Federn stattfindet, so können ihre Theile, wegen des allmählich stattfindenden Angriffes zierlich gehalten werden, was auf die Stosswirkung des Schaltwerks günstig einwirkt.

Diejenigen Schaltantriebe, welche durch die Steuerung nur eingeleitet werden, bieten die beste Gewähr für ruhigen Gang, insbesondere, wenn der Sperrkegel durch einen Kurbelzapfen bethätigt wird, der von Todpunkt zu Todpunkt schwingt (S. 217), indem, bei guter Durchbildung des Ganzen die Beschleunigung des Sperrkegels eine allmähliche ist. Sie finden deshalb mehr und mehr Eingang, obgleich ihre Herstellung theurer ist als die mancher anderer Schaltantriebe.

Die Widerstände, welche das Schaltwerk zu überwinden hat, sind nur angenähert zu bestimmen, da sie fast ausschliesslich aus Reibungswiderständen bestehen und diese von zahlreichen Nebenumständen (Schmierung, Anpressung der Lager und dergleichen) abhängen. Mit der Schätzung dieser Widerstände ist aber nur ein Anhalt für die erforderlichen Abmessungen gegeben. Alle thätigen Schaltklinken greifen mit einem gewissen Stoss an, der verschieden gross ausfällt, je nach der besseren oder weniger guten Durchbildung. Dieser Stoss versucht, das Sperr-Rad sofort mit einiger Geschwindigkeit fortzutreiben. Wegen der Massenträgheit des Sperr-Rades und der mit diesem zusammenhängenden Theile ist eine gewisse Zeit nöthig, um ihnen diese Geschwindigkeit zu vertheilen. Es muss daher die federnde Nachgiebigkeit irgend hierzu geeigneter Theile ausgleichend eingreifen. Ist diese nur in geringem Grade vorhanden, so fällt für kurze Zeit der Widerstand, welcher sich der Sperrklinke bietet, sehr gross aus und muss deshalb in entsprechender Weise bei der Feststellung der Abmessungen berücksichtigt werden. Das kann meistens nur auf Grund des

<sup>1)</sup> Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen. 1897, S. 1035, mit Abb.

praktischen Gefühls geschehen. Werden aber Reibflächen in die Uebertragungsmittel eingeschaltet, und zwar solche, welche nicht durch den auftretenden Widerstand stärker zusammengedrückt werden, also etwa nach Fig. 430 oder 440, S. 210 u. 214, so kann an der Stelle, wo diese sich befinden, der Widerstand höchstens dem zwischen den Reibflächen auftretenden gleich sein. Bei Ueberschreitung dieses Betrages gleiten die Reibflächen an einander und verlängern dadurch die zur Gewinnung der Geschwindigkeit erforderliche Zeit. Für das Bestimmen der Abmessungen ist aber an dieser Stelle ein sicherer Anhalt in der Grösse der fraglichen Reibung geboten. Man findet denn auch solche Einrichtungen zierlicher ausgeführt als solche, bei denen die federnde Nachgiebigkeit der Hebel und Wellen die Beschleunigung der in Bewegung zu setzenden Theile vermitteln muss.

Bei den Schaltwerken, welche den stetig arbeitenden Stichel verschieben (S. 168), ist der Widerstand, den der Stichel in der Schaltrichtung zu überwinden hat, zu berücksichtigen. Er liefert in Verbindung mit dem, durch ihn verursachten Reibungsverlust an der Schraube, welche den Stichel verschiebt, in der Regel den grössten Theil des Widerstandes, der die Sperrklinke zu überwinden hat, und ist daher meistens bestimmend für die Abmessungen der die Schaltbewegung übertragenden Theile.

## V. Gesamtanordnung der Maschinen und ihre Gestelle.

Um Wiederholungen möglichst zu vermeiden, sollen die spanabnehmenden Werkzeugmaschinen in folgende drei Gruppen vertheilt werden: A) Der gegensätzliche Hauptweg zwischen Schneide und Werkstück ist geradlinig; die Späne werden in Streifen abgehoben (Räumnadel-, Stoss-, Feil-, Seitenhobel-, Grubenhobel-, Tischhobelmaschinen). B) Der Hauptweg ist kreisförmig; die Späne werden in Streifen abgehoben (Drehbänke, Ausbohr-, Schwärmer-, Lochbohr-, Gewindeschneidemaschinen). C) Kreisende Schneiden erzeugen Späne kommaartigen Längenschnitts (Fräs- und Schleifmaschinen).

A. Es sind zwei Verfahren für die Benutzung des geradlinigen Hauptweges der Schneide gegenüber dem Werkstück im Gebrauch.

Das verbreitetste dieser Verfahren besteht darin, dass ein Stichel einen Span abhebt, dann zurückkehrt und hierauf einen zweiten Span weg-schneidet u. s. w., oder auch, dass ein Stichel, nachdem er einen Schnitt vollzogen hat, umgedreht wird, so dass er auf dem Rückwege den zweiten Span abnimmt. Die Maschinen, welche nach diesem Verfahren arbeiten, werden unter dem allgemeinen Namen Hobelmaschinen zusammengefasst.

Das andere der erwähnten Verfahren benutzt eine Zahl von Sticheln, welche hinter einander arbeiten und — in der Regel — je nur einmal mit dem Werkstück in Berührung kommen. Die zu einem steifen Körper, der Räumnadel, vereinigten, oder an dem festen Körper der Räumnadel ausgebildeten Schneiden sind bis jetzt allein im Gebrauch, doch ist auch vorgeschlagen, die einzelnen Stichel durch Gelenke zu einer endlosen Kette zu vereinigen, welche, über Rollen gelegt, sich ebenso bewegt wie z. B. der auf Rollen liegende Treibriemen. Ich begnüge mich hinsichtlich der

zuletzt angeführten, bisher kaum einmal angewendeten Maschinenart mit der Nennung der Quelle.<sup>1)</sup>

1. Die Räumnadel-Maschinen oder Räummaschinen sollen dagegen, weil sie für manche Arbeitszwecke Bedeutung haben, an Hand einiger Beispiele näher erörtert werden. Die Räumnadel hat ihren Namen nach dem älteren ihrer Verwendungszwecke: dem Ausräumen, Erweitern gegebener Löcher. Sie wird nicht — wie der Ausräumer oder die Reibahle — um ihre Axe gedreht, sondern in der Axenrichtung geradlinig verschoben,

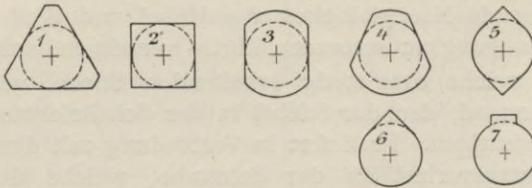


Fig. 446.

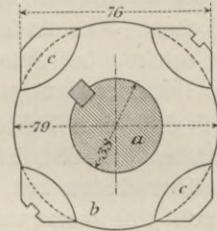


Fig. 447.

eignet sich daher auch für das Ausräumen unrunder, beziehungsweise für das Erzeugen irgend wie gestalteter prismatischer Löcher.

Fig. 446 stellt eine Zahl von Lochquerschnitten dar, welche mittels der Räumnadel aus dem eingezeichneten kreisförmigen hervorgegangen sind und die Verwendung finden für Löcher der Handkurbeln, Handräder, Lenkstangen, bis zu den Keilnuthen von Rädern, Riemenrollen und Kuppelungsstücken.

Es kommen drei Arbeitsverfahren in Frage.

Nach Fig. 447<sup>2)</sup> soll ein zunächst auf 79 mm Weite gebohrtes Loch zu einem etwa quadratischen Querschnitt aufgeräumt werden. Es sitzen auf der die Mitte der Räumnadel einnehmenden Stange *a* zahlreiche Scheiben *c*, welche an 4 um 90° von einander abweichenden Stellen ihres

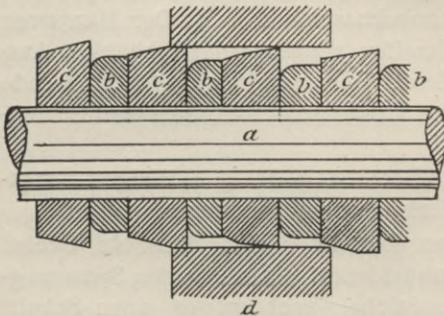


Fig. 448.



Fig. 449.



Fig. 450.

Umfanges allmählich mehr und mehr nach aussen hervorragende Schneiden besitzen, sonach, wenn man sie der Reihe nach durch das kreisrunde, 79 mm weite Loch führt, schrittweise das geforderte Umgestalten herbeiführen. Der Druck, welcher winkelrecht zur Schnittrichtung auftritt, wird an den vier Arbeitsstellen nicht genau gleich sein; es würde deshalb die Räumnadel sich verlaufen, wenn man sie nicht bestimmt führte. Zu diesem Zweck ist je zwischen zwei schneidenden Scheiben eine führende Scheibe *b* gelegt,

<sup>1)</sup> American Machinist 3. Juni 1897, mit Schaubild.

<sup>2)</sup> Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen., 1897, S. 19, mit Abb.

welcher je zwischen zwei Stellen, an denen Spanabheben stattfindet, eine unversehrte Bohrungsfläche zur Auflage geboten wird. Fig. 448 ist ein Stück des Längenschnittes der Räumnadel; *d* bezeichnet das Werkstück. Laut Quelle misst der mit 28 Schneiden besetzte Theil der Räumnadel 1,72 m in der Länge; die drei letzten Schneidscheiben haben gleiche Grösse, um die genaue Weite der erzeugten, vierkantigen Loch-Gestalt zu sichern. Nach jedem Schleifen der Schneiden rücken die Schneidscheiben um eine Stufe vor, die vorderste wird verworfen, und auf den hintersten Platz kommt eine neue Scheibe. Es legt sich das eine Ende des Besatzes gegen einen Bund der Stange *a*, und gegen das andere Ende drückt eine Mutter.

Das zweite Verfahren versinnlichen die Figuren 449 und 450. Die vordere Hälfte der Nadel ist, nach Fig. 449, an der einen Seite halbrund und glatt, erfährt also hier Führung, während die andere Seite mit stufenweise mehr und mehr nach aussen hervorragenden Schneiden versehen ist. Die letzte dieser Schneiden vollendet den rechteckigen Querschnitt der einen Lochhälfte. Hierauf folgt die zweite Hälfte der Nadel, Fig. 450, welche an einer Seite von 3 glatten ebenen Flächen begrenzt und durch diese in dem zur Hälfte fertigen Loch geführt wird, während die andere Seite stufenweise an Grösse zunehmende Schneiden enthält.

Dieses Verfahren stellt eigentlich schon das letzte dar, welches angewendet wird, wenn das gebohrte Loch nur nach einer Seite aufgeweitet werden soll (vergleiche die beiden letzten Querschnitte der Fig. 446). Fig. 451 zeigt einen Theil einer zur Erzeugung von Keilnuthen dienenden Nadel.

In die Stange *a*, deren Durchmesser der Bohrweite gleich ist, sind in mässiger Entfernung von einander Löcher gebohrt, welche zur Aufnahme der Zähne *z* dienen. Diese Zähne sind fest in die Löcher gedrückt und werden am eigenmächtigen Drehen durch Splinte *s* gehindert. Nach Fig. 452 ist die Nadel gewissermassen eine dicke Säge; sie kann nicht unmittelbar von den Lochwänden geführt werden. Man hat daher in dem festen Bock *c* einen auswechselbaren Dorn *b* angebracht, dessen Dicke genau der Bohrweite des zu bearbeitenden Loches gleicht. Dieser Dorn ist mit einer zur Aufnahme von *a* geeigneten Nuth versehen. Man gewinnt auf diesem Wege eine sich gegen die Lochwand stützende Führung. Die Tiefe der zu erzeugenden Nuth kann durch einzulegende Leisten *i* geregelt werden; soll die Nuth „Anzug“ haben, so macht man *i* entsprechend keilförmig. Die richtige Lage des Werkstückes ist rasch gefunden, es braucht dieses nur über *b* geschoben zu werden und eine Befestigung ist unnöthig, so dass<sup>1)</sup> mit Hilfe dieser Vorrichtung in 10 Minuten 10 Nuthen erzeugt werden können.

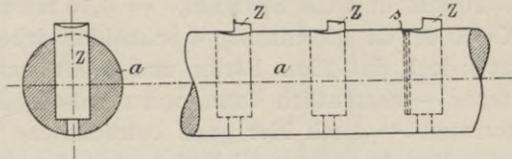


Fig. 451.

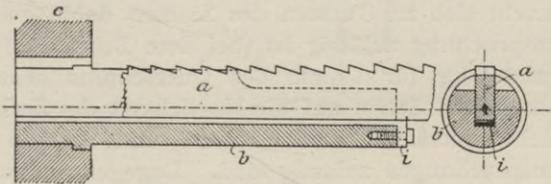


Fig. 452.

<sup>1)</sup> Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen., 1898, S. 238.

Bei der Nadel, welche Fig. 447 und 448 darstellen, soll jede folgende Schneide die vorhergehende um etwa 0,3 mm überragen. Die grösste Spanbreite kann bis 33 mm betragen, und es können gleichzeitig zwei Schneidscheiben arbeiten. Rechnet man nun den Schnittwiderstand  $K$  (S. 13) zu 100 kg für ein Quadratmillimeter, so gewinnt man als grössten von der Nadel zu überwindenden Widerstand:

$$0,3 \cdot 4 \cdot 33 \cdot 2 \cdot 100 = \infty 8000 \text{ kg.}$$

Der winkelrecht zum Schnitt auftretende Druck ist (S. 14) etwa eben so gross wie der Schnittwiderstand, woraus die Nothwendigkeit guter Führung, die Zweckmässigkeit, diesen möglichst unmittelbar auf das Werkstück zu übertragen, deutlich hervortritt. Die Maschine hat mit diesem Druck nur insoweit zu thun, als sie die durch ihn hervorgerufenen Reibungswiderstände überwinden muss; ihre Haupt-Aufgabe liegt sonach in der Ueberwindung des Schnittwiderstandes. Dieser ist, wie die zu Fig. 447 und 448 gehörige Rechnung ergibt, unter Umständen recht gross. Bei der Räumnadel für Keilnuthen, Fig. 452, fällt er kleiner aus. Es sei z. B. die Keilnuthenbreite = 15 mm, die Nabelnänge = 90 mm, der Zahnabstand = 20 mm und die Spandicke = 0,15 mm; so ist der Schnittwiderstand für  $K=100$ , da gleichzeitig 4 Schneiden arbeiten:  $15 \cdot 0,15 \cdot 4 \cdot 100 = 900 \text{ kg.}$  Ist jedoch das Eisen härter und wählt man die Spanstärke grösser, so entstehen — namentlich dann, wenn grössere Breiten der Keilnuthen in Frage kommen — auch hier ganz beträchtliche Widerstände.

Man kann nun die Nadel entweder durch das Loch hindurch drücken oder hindurch ziehen. Ein Unterschied in diesen beiden Bewegungsarten macht sich zu Gunsten des Ziehens dahin geltend, dass eine grössere Beanspruchung zulässig ist (bei dem Beispiel Fig. 447 wird die Stange  $a$  mit rund 7 kg für 1 qmm des Querschnitts beansprucht), während bei dem Hindurchdrücken auf die Möglichkeit des Zerknickens der Räumnadel Rücksicht genommen werden muss, und deshalb nur wesentlich kleinere Beanspruchungen zulässig sind. Dagegen leidet die Bethätigung der Nadel durch Ziehen gegenüber dem Fortdrücken derselben an der Schwäche, dass man die Nadel von der Vorrichtung, welche sie ziehen soll, zunächst lösen, dann durch das Loch stecken, und nunmehr wieder mit der erwähnten Vorrichtung verbinden muss, während beim Hindurchdrücken der Nadel eine Verbindung derselben mit dem bethätigenden Maschinentheil nicht nöthig ist, oder — wenn solche vorliegt — diese Verbindung nicht für jeden Vorgang gelöst zu werden braucht. Das Hindurchdrücken gestattet auch, da die Nadel mit der Maschine nicht fest verbunden zu werden braucht, die Nadel in mehrere Stücke zu zerlegen, und das eine mittels des folgenden Stückes völlig durch das Loch treiben zu lassen. Man wendet deshalb je nach den einzelnen Umständen das eine oder andere Verfahren an. Ebenso wird zuweilen die wagerechte,<sup>1)</sup> zuweilen die senkrechte<sup>2)</sup> Lage der Räumnadel bevorzugt.

Eine stehende Räummaschine zeigen die Fig. 453 bis 455. An einem freistehenden gusseisernen Bock ist eine Auskragung angebracht, auf welcher die zum Befestigen oder Auflegen der Werkstücke (kleine Kurbeln, Hand-

<sup>1)</sup> American machinist, 13. Sept. 1894, S. 2; 30. Mai 1895, S. 431; Nov. 1895, S. 922; 15. Okt. 1896, S. 980; 13. Mai 1897, S. 358; sämmtlich mit Abb.

<sup>2)</sup> American machinist, 28. Jan. 1897, mit Abb.; 13. Mai 1897, S. 358, mit Abb.

kreuze, Handräder, kleine Zahnräder und Riemenrollen) dienende Platte festgeschraubt ist. Diesem Auflagetischen gegenüber befindet sich ein am Maschinengestell gut geführter Schlitten, welcher mittels einer Schraube bis auf 200 mm nach unten oder nach oben geschoben werden kann. Der Schlitten soll die Räumnadel nach unten durch das Werkstück drücken. Der Betrieb des Schlittens geht, wie aus Fig. 453 ohne weiteres erkannt werden kann, von einer rechts unten liegenden Welle aus. Auf dieser Welle stecken frei drehbar zwei Riemenrollen und in ihrer Längenrichtung

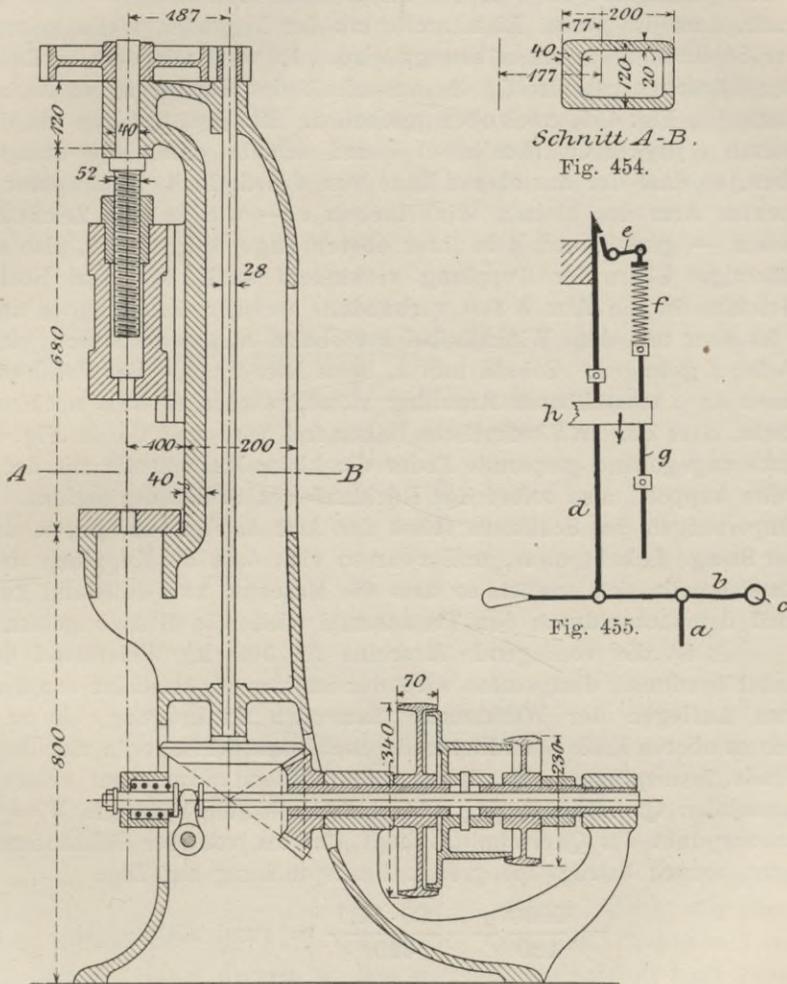


Fig. 453.

verschiebbar ein Doppel-Kuppelstück, mittels dessen entweder die grosse Rolle — für den Arbeitsgang — oder die kleine — für den Rückgang — mit der Welle verbunden werden kann oder beide Rollen — für den Leer- gang — frei zu lassen sind. Dieses Kuppelstück ist mittels eines Splintes einer in der Welle steckenden Stange angeschlossen, so dass durch Verschieben dieser Stange die Steuerung der Maschine bewirkt wird. Diese Stange wird durch eine links belegene Feder stets nach rechts gedrückt. Die Art und Weise, wie die Feder sich gegen die an der Drehung der

Welle sich betheiligende Stange legt, ist der Kleinheit der Zeichnung halber in dieser nicht angegeben.

Es befindet sich in der Federbüchse ein hohler Kolben, welcher durch eine feste Leiste gehindert wird sich zu drehen. Der mit einem Loch für die Stange versehene Boden des Kolbens legt sich einerseits gegen einen Bund der Stange und nimmt anderseits den Druck der Feder auf. Im übrigen vermittelt ein in Fig. 453 links unten angegebener, gegabelter Hebel die Verschiebung der Stange. Dieser Hebel sitzt auf einer Welle, welche ausserhalb des Gestelles durch einen Tretschemel so bethätigt werden kann, dass die grosse Riemenrolle mit der liegenden Welle gekuppelt und der Schlitten nach unten bewegt wird. Es wird mit dem in Rede stehenden Einrücken gleichzeitig die ausserhalb des Maschinengestelles befindliche Stange *a*, Fig. 455, nach oben geschoben. Sie bethätigt den um den festen Bolzen *c* drehbaren Handhebel *b* und schiebt damit die Stange *d* nach oben, so dass der am oberen Ende von *d* befindliche Haken über den aufrechten Arm des kleinen Winkelhebels *e* — wie in der Zeichnung angegeben — geräth, und *d* in ihrer oberen Lage festgehalten, also ein eigenmächtiges Lösen der Kupplung verhindert wird. Mit dem Schlitten der Maschine ist ein Arm *h* fest verbunden, welcher die Stange *g* umschliesst. *g* ist aber mit dem Winkelhebel *e* verbolzt und wird durch eine leichte Feder *f* getragen. Sobald nun *h*, beim Niedergange des Schlittens, gegen einen an *g* einstellbaren Anschlag stösst, wird *e* so weit nach rechts gedreht, dass der an *d* befindliche Haken frei wird und die in Fig. 453 unten links angegebene gespannte Feder die kleine Riemenrolle mit der Antriebswelle kuppelt, also sofort der Rücklauf des Schlittens beginnt. Bei dem Emporsteigen des Schlittens stösst der Arm *h*, Fig. 455, gegen einen Bund der Stange *d*, hebt diese, und zwar so viel, dass die Kupplung der kleinen Antriebsrolle sich auslöst, so dass die Maschine zum Stillstand kommt. Sie wird demnächst durch den Tretschemel wieder in Betrieb gesetzt.

Es ist die vorliegende Maschine für 5000 kg Widerstand der Räumnadel bestimmt, demgemäss wird der Ständer der Maschine von der unteren, zum Auflegen der Werkstücke dienenden Auskrägung bis zu dem an seinem oberen Ende befindlichen Schraubenspindel-Lager in ziemlich starkem Grade beansprucht. Es beträgt das Widerstandsmoment seines 120 qcm messenden Querschnitts, Fig. 454, auf Centimeter bezogen:  $W = 420$ ; der Schwerpunkt des Querschnittes liegt 17,7 cm von der Schraubenmitte entfernt, sonach beträgt die grösste Beanspruchung auf Zug:

$$k = \frac{5000}{120} + \frac{5000 \cdot 17,7}{420} = \text{rund } 250 \text{ kg/qcm.}$$

Diese Beanspruchung erscheint zulässig, weil einerseits keinerlei Massenwirkung auftritt, anderseits die elastische Nachgiebigkeit des Gestelles keine Rolle spielt. Letztere führt höchstens eine kleine Querverschiebung des Werkstücks herbei.

Der unterhalb der mittleren Auskrägung befindliche Theil des Maschinengestells hat das Gewicht des oberen Theils zu tragen und den in ersterem befindlichen Lagern die nöthige Standhaftigkeit zu geben. Seine Abmessungen dürfen demnach zierlich sein. Der breite Fuss stützt das Ganze gegen zufällig auftretende Kräfte.

Das Stirnräderpaar hat 50 bzw. 12 Zähne, das Kegelräderpaar —

welches augenscheinlich zu gross ist — 52 bzw. 36 Zähne, die Ganghöhe der Schraube beträgt 12 mm, sonach die Geschwindigkeit des Schlittens, bei 150 minutlichen Drehungen der grossen Rolle rund 300 mm minutlich oder 5 mm sekundlich. Für den Rückgang macht die kleine Rolle 350 minutliche Drehungen, so dass der Schlitten sich mit etwa 12 mm sekundlich zurückbewegt.

Als Beispiel liegender Anordnung möge die Räummaschine dienen, welche Fig. 456 abbildet.<sup>1)</sup> Sie ist zum Erzeugen von Keilnuthen bestimmt, hat also weniger grosse Widerstände zu überwinden. Eine nach Fig. 451 gebaute Räumnadel ist so lang, dass sie mit einem Durchgange die Keilnuth herstellt. Sie wird mit ihrem spitzen Ende dem Schlitten *d* angehakt, welcher auf zwei Stangen *i* gleitet und durch die Schraube *e* nach links gezogen wird. *f* bezeichnet die Antriebsriemenrolle; sie bethätigt das Rad *b* nur in einer Drehrichtung. Es ist (vergl. Fig. 398 u. 399, S. 191) *b* mit seiner halsförmigen Nabe in *g* gelagert und enthält in *d* ein durch den

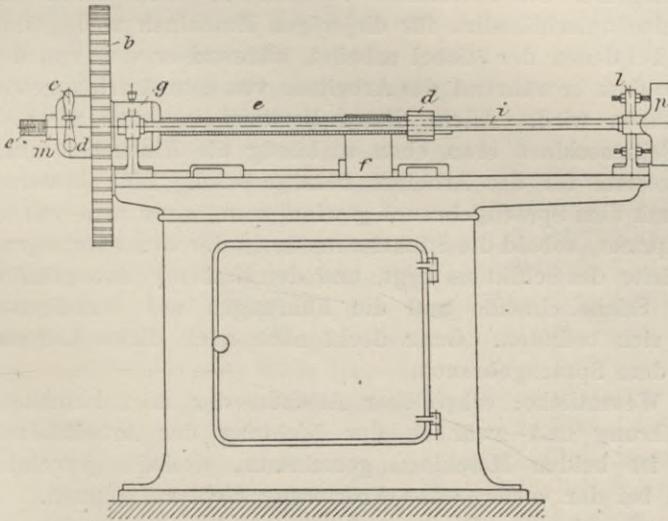


Fig. 456.

Handhebel *c* zu steuerndes Mutterschloss. Ist die Arbeitsbewegung bei geschlossener Mutter vollzogen, so öffnet man die Mutter und schiebt den Schlitten mittels der Hand zurück. Am rechtsseitigen Ende der Maschine befindet sich die Platte *p*, gegen welche das Werkstück mittels der Hand gelegt wird; *p* lässt sich um zwei wagerechte, mit dem Bockchen *l* verbundene Zapfen ein wenig drehen, so dass man ihm eine schräge Lage geben kann. Das Bockchen *l* ist gegenüber dem Lager *g* durch die beiden schon genannten Stangen *i* abgesteift. Der Widerstand, welchen die Räumnadel zu überwinden hat, wird also auf diese beiden Stangen übertragen, indem diese in ihrer Axenrichtung in Anspruch genommen werden. Diese einfachere Uebertragung ist in der Regel nur bei Räumnadeln, welche gezogen werden, möglich. Bei denjenigen, welche gedrückt werden, bei denen also das Werkstück zwischen seiner Stütze und der Mutter sich befindet, würden solche Verbindungsstangen wie *i*, Fig. 456, es sind, die Grösse der Werk-

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1898, S. 233, mit Abb.  
Fischer, Handbuch der Werkzeugmaschinenkunde.

stücke erheblich beschränken. Das Bett der Maschine, welche Fig. 456 darstellt, hat nur nebensächlichen Zwecken zu genügen und die Stütze des Bettes nur so stark zu sein, dass sie dem Zug des Treibriemens und zufälligen Kräften Stand zu halten vermag. Es ist deshalb das Bett auf einen Kasten oder Schrank gelegt, welcher gleichzeitig zum Aufbewahren der Werkzeuge dient.

Es werden auch Räummaschinen gebaut, bei welchen die Verschiebung der Nadel mittels Zahnstange und Rad stattfindet.

2. Die Stossmaschine und die Feilmaschine (Shapingmaschine) sind gekennzeichnet durch den Umstand, dass die arbeitende Schneide in der Arbeitsrichtung über ihre Führungen hinwegragt. Eine Verschiedenheit dieser beiden Maschinen, welche einwandsfrei die verschiedene Benennung rechtfertigt, ist schwer aufzufinden. Der Umstand, dass die Schlittenbewegung bei der Stossmaschine gewöhnlich senkrecht, bei der Feilmaschine fast immer wagerecht ist, kann nicht als durchschlagend angesehen werden, da auch liegende Stossmaschinen vorkommen. Man könnte den Namen Stossmaschine ausschliesslich für diejenigen Maschinen vorliegender Gruppe benutzen, bei denen der Stichel arbeitet, während er sich von der Führung entfernt, so dass er während des Arbeitens von dem Antrieb gewissermassen hinausgestossen wird. Allein dieses Merkmal ist auch nicht brauchbar, weil bei Feilmaschinen etwa eben so häufig die Hinausbewegung wie die entgegengesetzte für das Arbeiten benutzt wird. Eine bessere Uebereinstimmung mit dem Sprachgebrauch gewinnt man, wenn man von einer Stossmaschine spricht, sobald die Stichelschneide an der den Führungen entgegengesetzten Seite des Schlittens liegt, und den Namen Feilmaschine verwendet, wenn die Stichelschneide und die Führungen auf derselben Seite des Schlittens sich befinden. Ganz deckt aber auch dieser Unterschied sich nicht mit dem Sprachgebrauch.

Das Wesentliche: erheblicher Abstand der Stichelschneide von der Schlittenführung und zwar in der Richtung der Arbeitsbewegung des Schlittens ist beiden Maschinen gemeinsam, weshalb gerechtfertigt sein dürfte, sie bei der vorliegenden Erörterung nicht zu trennen.

Jene gemeinsame Eigenart bestimmt die Gestalt des den Stichel tragenden Schlittens.

Fig. 457 stellt den Schlitten oder Stössel *a* einer Stossmaschine dar. Er wird bei *bb* geführt, und sein Stichel *s* ist an dem die Führungen überragenden unteren Ende befestigt.

Man findet in den Abbildungen der Stossmaschinen meistens einen Stichel, welcher dem in Fig. 457 mit *s* bezeichneten ähnlich ist. Aus der Figur ergibt sich ohne weiteres, dass die grösste Schnittlänge günstigsten Falles gleich dem Abstände der Schneide von dem zunächst belegenen Befestigungsbügel, also etwa gleich *l* ist. Hat der Stössel z. B. 280 mm Hub, so muss, um diese Hubhöhe auszunutzen, *l* etwa gleich 300 mm sein. Es sei nun der Schnittwiderstand  $W_1 = 400$  kg und eben so gross sei (vergl. S. 14) der Druck  $W_2$ , welchen die Schneide winkelrecht zur Schnittrichtung erfährt; es liege ferner die Hauptschneide rechtwinklig zur Bildfläche, also  $W_2$  wie  $W_1$  in dieser, ferner sei der Hebelarm, an welchen  $W_1$  in Bezug auf seine Befestigungsstelle wirkt, 50 mm lang. Dann wirkt auf den Stichel links drehend das Moment:

$$400(300 - 50) = 100\,000 \text{ kg/mm}$$

Für  $s$  sei ein quadratischer Querschnitt von 40 mm Seitenlänge angenommen, so dass die grösste Spannung  $\mathfrak{S}_1$ , welche von diesem Moment herrührt, ausgedrückt wird durch

$$100000 = \frac{40^3}{6} \mathfrak{S}_1$$

oder

$$\mathfrak{S}_2 = 9,37 \text{ kg/qmm.}$$

Der Widerstand  $W_1$  vertheilt sich ferner als Druck auf den Querschnitt  $40^2$ , so dass ein Spannungszuwachs:

$$\mathfrak{S}_2 = 400 : 1600 = 0,25 \text{ kg/qmm}$$

entsteht, also die grösste Druckspannung  $\mathfrak{S}$  gleich wird:

$$\mathfrak{S} = \mathfrak{S}_1 + \mathfrak{S}_2 = 9,37 + 0,25 = 9,62 \text{ kg/qmm.}$$

Es ist daher die Dicke des Stichel nicht zu gross gewählt, zumal wenn man erwägt, dass bei der grossen freien Länge des Stichel dessen federnde Nachgiebigkeit beachtenswerthe Ungenauigkeiten der bearbeiteten Fläche veranlassen kann.

Liegt die Hauptschneide etwa gleichlaufend zur Bildfläche, also  $W_2$  etwa rechtwinklig zu dieser, so ändert sich wenig an der Beanspruchung des Stichel, da das Moment, welches  $W_1$  erzeugt, verhältnissmässig klein ist.

Für den Fall, dass der Stichel an der Innenseite eines rings umschlossenen Raumes arbeiten soll — z. B. behufs Erzeugens einer Keilnuthe — ist die durch Fig. 457 dargestellte Einspannungsart des Stichel kaum zu vermeiden. Da aber die Kosten eines so starken und langen Stahlkörpers beträchtlich sind und dieser nach mehrmaligem Umschmieden und dementsprechender Verkürzung für den vorliegenden Zweck nicht mehr gebraucht werden kann, so zieht man oft vor, einen Werkzeughalter, d. i. einen Stab entsprechender Länge und Dicke, am Stössel  $a$  zu befestigen, welcher in einem nahe seinem freien Ende angebrachten Loch den Stichel von nunmehr erheblich kleinerem Querschnitt und geringerer Länge enthält. Wenn das untere Ende des Stössels nach Fig. 457 nur für die angegebene Einspannungsweise des Stichel vorgerichtet ist, so verwendet man den gekennzeichneten oder in dem Werkzeughalter befestigten Stichel auch für die Bearbeitung von Aussenflächen, d. h. in dem Falle, dass der verfügbare Raum gestattet, den Stössel selbst an dem Werkstück hinabsteigen zu lassen. Das kann man durch Ausbildung des unteren Stösselendes nach Fig. 458 vermeiden. Ein Stichel von nur 20 mm Dicke und Breite erfährt

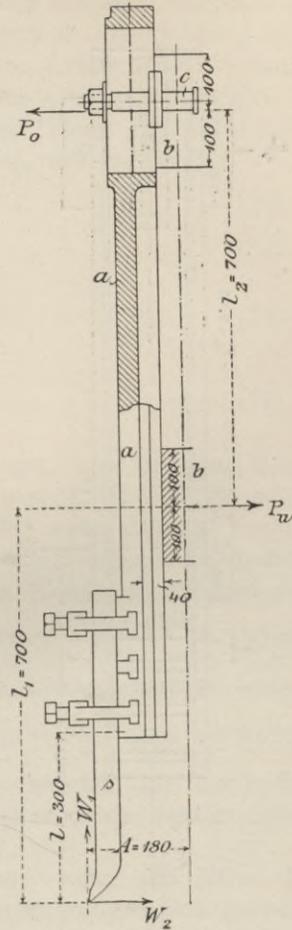


Fig. 457.

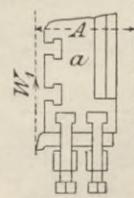


Fig. 458.

bei dem gleichen Schnittwiderstande keine grössere, auf die Flächeneinheit bezogene Beanspruchung, als jener mächtige Stichel.

Da es in diesem Falle nicht an Raum gebricht, so kann für den Stichel auch eine Einspannvorrichtung angewendet werden, die ihm gestattet, beim Rückgange auszuweichen (S. 103).

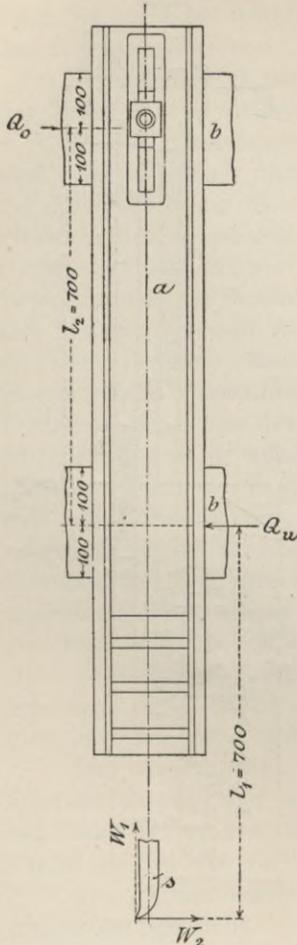


Fig. 459.

Die Beanspruchung des Stössels *a* und seiner Führungen ist bei der einen Einspannungsweise dem Sinn nach gerade so wie bei der andern: es wird sowohl bei dem lang hervorragenden Stichel, Fig. 457, als auch bei dem nach Fig. 548 eingespannten verlangt, dass die Stichelschneide bis zu einem Punkte arbeiten kann, der um  $l_1$  von der Mitte der nächstbelegenen Führung entfernt liegt, und der Abstand *A* bleibt fast derselbe. Aber bei dem langen Stichel setzt sich das  $l_1$  aus der Stichellänge, der Hubhöhe des Stössels und dem Abstände zusammen, um welchen das untere Stösselende unter der Mitte der Führung liegt, wenn sich der Stössel in höchster Lage befindet, während bei der durch Fig. 458 dargestellten Einspannungsweise des Stichels das  $l_1$  nur aus den letztgenannten beiden Beträgen besteht. Diese gestattet sonach mit einem viel kleineren  $l_1$  zu arbeiten, als der lange Stichel. Das Rechnungsverfahren zur Bestimmung der auf die Führungen wirkenden Drucke wird hierdurch aber nicht beeinflusst.

Liegt  $W_2$  gleichlaufend zur Bildfläche der Fig. 457, so erhält man die Gleichungen, wenn  $P_0$  den Druck gegen die oberen,  $P_u$  denjenigen gegen die untere Führung bezeichnet:

$$W_2 \cdot l_1 - W_1 \cdot A = P_0 \cdot l_2 \quad \dots \quad (66)$$

und

$$W_2 + P_0 = P_u \quad \dots \quad (67)$$

also, da  $W_2 = W_1$  gesetzt werden soll:

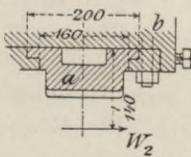


Fig. 460.

$$P_u = W_1 \frac{l_1 + l_2 - A}{l_2} \quad \dots \quad (68)$$

$$P_0 = W_1 \frac{l_1 - A}{l_2} \quad \dots \quad (69)$$

Es sei, unter sonstigem Festhalten an dem bisherigen Beispiele,  $l_1 = 700$  mm,  $l_2 = 700$  mm und  $A = 180$  mm. Dann entsteht, nach 68 für  $P_u$ : 697 kg, nach 69 für  $P_0$ : 297 kg. Jede der Führungen soll 200 mm lang sein und die Sohle des Stössels, nach Fig. 460, 200 mm Breite haben, während die übergreifenden Leisten 20 mm breit sind. Es entfällt dann auf jedes Quadratmillimeter der unteren Föh-

rung, gegen welche der Stössel sich in ganzer Breite legt, nur 0,017 kg, der oberen Führung dagegen 0,037 kg.

Liegt die Hauptschneide des Stichels an der Seite — womit zu rechnen ist — so wird die Bestimmung der Flächendrücke weniger einfach. In der Bildfläche von Fig. 457 fällt  $W_2$  hinweg, wodurch die Richtung von  $P_o$  und  $P_u$  sich umkehrt. Die Grösse dieser beiden Kräfte wird, so lange man mit dem vorliegenden Beispiel rechnet, viel kleiner.  $W_2$  wirkt in einer zur Bildfläche der Fig. 459 gleichlaufenden Fläche und verursacht auf die Seitenflächen der Führungen die Drücke  $Q_u$  und  $Q_o$ , indem:

$$W_2 \cdot l_1 = Q_o \cdot l_2 \quad \dots \quad (70)$$

$$Q_u = Q_o + W_2 \quad \dots \quad (71)$$

und danach wird:

$$Q_u = W_2 \frac{l_1 + l_2}{l_2} \quad \dots \quad (72)$$

$$Q_o = W_2 \cdot \frac{l_1}{l_2} \quad \dots \quad (73)$$

oder nach dem Beispiel:  $W_2 = 400$  kg;  $l_1 = 700$  mm;  $l_2 = 700$  mm;  $Q_u = 800$  kg;  $Q_o = 400$  kg. Die Schmalflächen der Führungen sind 40 mm breit, also die Drücke auf 1 qmm derselben unten 0,1 kg, oben 0,05 kg.

$W_2$  versucht endlich noch den Stössel um seine Längsaxe zu drehen, sie wirkt, nach Fig. 460 an einem 140 mm langen Hebelarm, während den widerstehenden, 20 mm breiten Leisten der Hebelarm  $\frac{160 + 200}{2} = 180$  mm zur Verfügung steht. Der Druck gegen diese Leisten beträgt sonach  $400 \cdot \frac{140}{180} = 311$  kg, die sich auf  $2 \cdot 20$  mm  $\cdot$   $200$  mm = 8000 qmm vertheilen, also 0,039 kg für 1 qmm Flächendruck liefern, welcher für die untere Leiste dem von  $W_1$  herrührenden, hier nicht berechneten hinzuzuzählen sein würde.

Es würde Unbequemlichkeiten verursachen, wenn die Mitte der Schnittlänge immer in gleichem Abstände von den Führungen sich befinden müsste. Die Lage der zu bearbeitenden Flächen gegenüber derjenigen des Werkstückes, welche sich auf die Aufspannplatte stützt, erfordert zuweilen das Arbeiten des Stichels in grösserer, zuweilen in geringerer Entfernung von der Aufspannplatte. Da die Höhenlage der Kurbelwelle, (oder der den Stössel bethätigenden Schleife, Fig. 418) sich nicht bequem ändern lässt, so macht man den Zapfen  $c$ , Fig. 457, an welchen die Lenkstange greift, am Stössel einstellbar. Die linksseitige Verlängerung dieses Zapfens steckt zu diesem Zweck in einem Schlitz des Stössels. Ein breiter, plattenartiger Bund des Zapfens legt sich gegen die eine, die Unterlegscheibe einer Mutter auf die andere Seite des Stössels. Das Festhalten des Zapfens  $c$  findet durch Reibung des genannten Bundes am Stössel statt.

Man macht diesen Bund zuweilen rund und giebt ihm keine grossen Abmessungen. Alsdann ist der Zapfen nebst seiner Verlängerung als doppelarmiger Hebel aufzufassen, dessen Stützpunkt in der Gleitfläche des Bundes liegt. Es muss dann die Reibung erheblich grösser sein als der Lenkstangendruck. Macht man dagegen den Bund lang, wie in Fig. 457 angegeben, so dass nicht das geringste Kippen in Frage kommen kann, so

braucht die Reibung nur dem einfachen Lenkstangendruck zu widerstehen. Bei der Reibungswertzahl 0,2 ist dann die linksseitige Schraube mit 2000 kg anzuspannen. Der äussere Durchmesser dieser Schraube möge 28 mm betragen, dann ist der Kerndurchmesser = 24 mm, und die Beanspruchung für 1 qmm seines Querschnitts = 4,4 kg.

Um diese Beanspruchung zu mindern, werden wohl die auf einander liegenden, die fragliche Reibung hervorbringenden Flächen künstlich geraut, es wird also die Reibungswertzahl vergrössert, wogegen nichts einzuwenden ist.

Häufig wird zwischen den Bund und die Befestigungsmutter, in die Mittelebene des Stössels (vergl. die dick gestrichelte Linie in Fig. 457 und 459) eine Schraube gelegt, deren Mutter in der Verlängerung des Zapfens *c* ausgebildet ist. Diese Schraube soll zur Verschiebung des Zapfens längs des Schlitzes dienen. Augenscheinlich muthet man ihr zuweilen<sup>1)</sup> auch zu, den Zapfen in seiner Lage festzuhalten. Auch die Fig. 41 u. 42, S. 36 u. 37, lassen eine solche Absicht annehmen. Die fragliche Schraube ist nun für diesen Zweck nicht geeignet, und zwar aus folgenden Gründen: Ein gewisser „todter Gang“ findet sich von vornherein zwischen den Schraubengewinden; er vergrössert sich mit der Zeit. Wenn nun der Schraube die Aufgabe gestellt ist, den Zapfen in seiner Lage festzuhalten, so erfährt der Zapfen bei jedem Hubwechsel eine Verschiebung im Betrage des genannten toden Ganges, wodurch unangenehme Stösse, vor allem aber starke Abnutzungen hervorgerufen werden. Die Schraube ist aber für einen anderen Zweck sehr nützlich. Wenn man, um die Höhenlage des Stössels zu ändern, den Zapfen *c* löst, so sinkt der Stössel beim Fehlen der Schraube nach unten, es sei denn, dass er in irgend einer anderen Weise gestützt würde; die Schraube verhindert dieses Hinabfallen ohne weiteres. Es wird gleiches erreicht, wenn man das Gewicht des Stössels durch ein Gegengewicht ausgleicht. Bei nicht zu grosser Höhenverschiedenheit kann ein doppelarmiger Hebel diese Gewichtsausgleichung vermitteln, andernfalls ein über Rollen gelegtes, dünnes Drahtseil oder eine Kette, welche mit einem Gegengewicht behaftet sind. Man muss aber den Hebel, bezw. das Seil für den vorliegenden Zweck mit dem Stössel — nicht aber, wie so häufig geschieht, mit dem Zapfen — verbinden.

Mit der Lage des Zapfens *c* am Stössel *a*, Fig. 457, ändert sich das  $l_1$ ; es werden hierdurch die auf die Führungen wirkenden Flächendrücke unter Umständen in unzulässiger Weise vergrössert. Man vermeidet das, wenn gleichzeitig die Führungen entsprechend verstellt werden. Zu diesem Zweck vereinigt man die Führungen zu einer rahmenartigen Platte und befestigt diese, unter Vermittlung von Aufspann-Nuthen am Maschinengestell, um sie verstellen zu können; auch wird nur die untere Führung nachstellbar gemacht. Fig. 461 zeigt eine derartige von den Niles tool works angewendete Anordnung.<sup>2)</sup> Der den Stössel *S* führende Körper *A* ist winkelförmig; er wird am oberen Ende des Maschinenbockes *B* und in einiger Höhe über dem Aufspanntisch *T* an dem Bock *B* befestigt. Der Stössel wird nicht durch Kurbel und Lenkstange, sondern durch Zahnstange und Rad bethätigt.

<sup>1)</sup> Ravasse, Revue industrielle, 1895, Tafel 10. Newark machine tool Works, The Iron Age, 13. Aug. 1891, S. 245.

<sup>2)</sup> The Iron Age, März 1892, S. 555, mit Schaubild.

Fig. 462 stellt den Stößel einer Feilmaschine dar; er ist in waagrechter Lage gezeichnet, weil er meistens — nicht immer — in dieser Lage angewendet wird. Der Stößel *a* hat einen ähnlich *u*-förmigen Querschnitt wie derjenige der Stossmaschine, und wird gerade so wie dieser geführt. Die Linien *b* bezeichnen die in Rechnung zu stellenden Mitten der Führungen. Der Zapfen *c* liegt anders wie bei jenem Stossmaschinenstößel, weil der Antrieb durch Kurbel und Schleife (Fig. 418) stattfindet; hierbei ist zu bemerken, dass auch bei Stossmaschinen, wenn dieser Antrieb gewählt wird, diese Zapfenanordnung vorkommt. Das Festhalten des Zapfens bedarf nach der weiter oben vorgekommenen Erörterung einer Erläuterung nicht mehr, ebensowenig die Schraube *d*, welche zu seiner Verschiebung dient. Das Stichelhaus ist für den Rückgang des Stichels nachgiebig, der Kasten *e*, in welchem das Stichelhaus sich befindet, ist zu gleichem Zweck auf dem Querschlitten *f* in verschiedene Lagen zu bringen. *f* kann quer gegen den Stößel verschoben und mit seiner Bahn *h* am Kopf *g* des Stößels gedreht, bezw. für jede gewünschte Lage hier eingestellt werden.

Nach dieser eingehenderen Erörterung der Stößel glaube ich mit der Beschreibung einiger Ausführungsformen auszukommen.

Fig. 463 ist das Schaubild einer gebräuchlichen Stossmaschine von Gildemeister & Co. in Bielefeld. Das C-förmige Gestell ist sehr kräftig

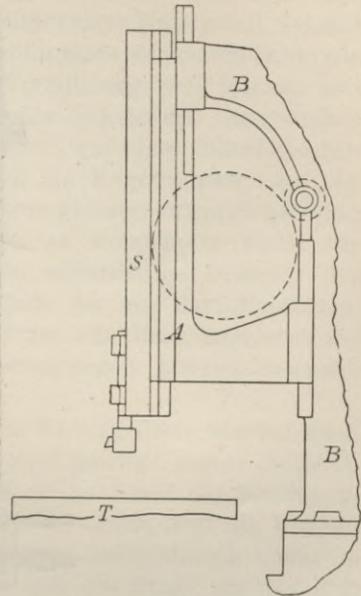


Fig. 461.

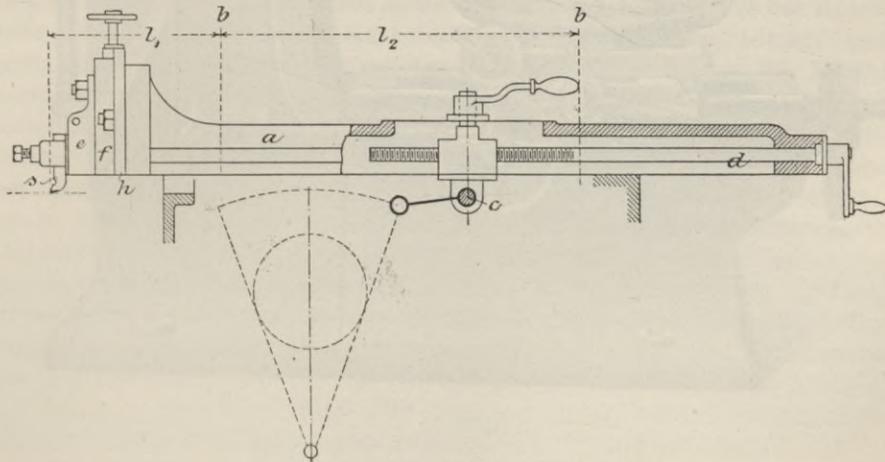


Fig. 462.

gehalten; hinter ihm liegt die zum Antriebe dienende Stufenrolle, an deren Welle das rechts sichtbare Schwungrad sitzt. Von der genannten Welle aus wird mittels eines nach Fig. 419 und 420, S. 204, ausgebildeten Betriebes die Kurbelwelle bethätigt. Die Kurbelscheibe liegt zum Theil

in einer gut passenden Vertiefung des Maschinengestelles, so dass sie hier Stützung findet, sobald die Kurbelwelle infolge zufälliger übermässiger Beanspruchung eine zu grosse Durchbiegung erfährt. Diese Sicherung

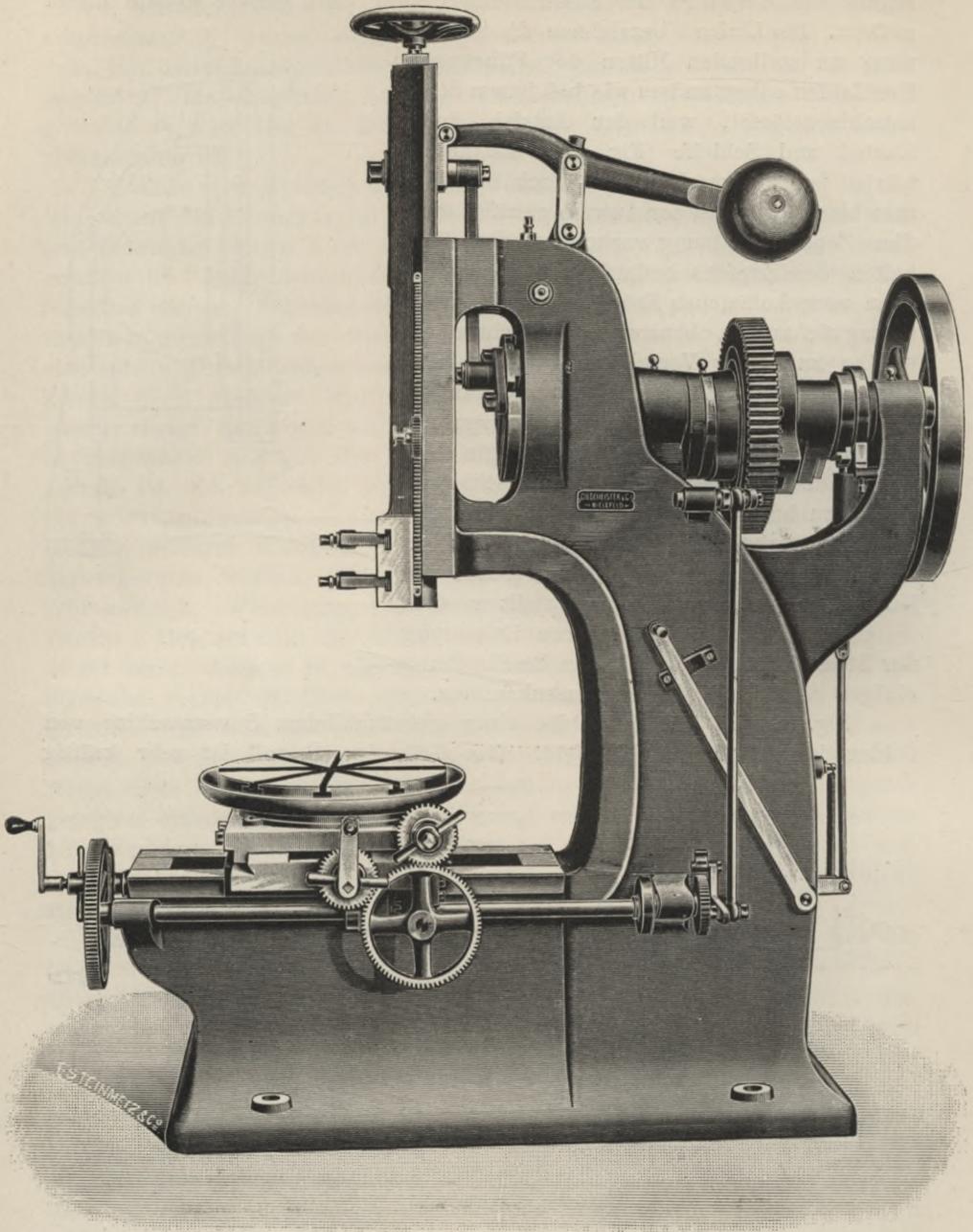


Fig. 463.

gegen den Bruch der Kurbelwelle findet man bei Stossmaschinen häufig; über ihre Zweckmässigkeit lässt sich streiten. Der zur Ausgleichung des Stösselgewichts dienende belastete Hebel greift an den verstellbaren Zapfen

des Stössels, nicht an letzteren selbst; er scheint deshalb nur den Zweck zu haben, den Stößel in seiner höchsten Lage zu erhalten, wenn dieser ausser Betrieb ist. Die zum Verstellen des Stößelzapfens dienende Schraube wird durch ein am oberen Ende des Stössels sichtbares Handrad bethätigt. Es ist an der Antriebswelle eine Kupplung vorgesehen, welche sich jederzeit rasch lösen lässt. Man sieht auf der rechten Seite des Bildes einen Handhebel, welcher zum Lösen dieser Kupplung dient. Neben dem im Bilde sichtbaren Stirnrad sitzt ein Daumen, durch welchen — unter Vermittlung von Hebeln und einer Stange — das unten rechts angebrachte Schaltwerk angetrieben wird. Das zugehörige Sperr-Rad sitzt an einer vor dem Maschinenbett gelagerten, lang genutheten Welle, die durch ein Kegelradpaar das an der Bettplatte gelagerte, im Vordergrund sichtbare grössere Stirnrad betreibt. Von hieraus werden mittels mit ihren Wellen zu kuppelnder Räder die Querschlittenschraube und der Wurm für die selbstthätige Drehung der Aufspannplatte betrieben. Am linksseitigen Ende der vor dem Maschinenbett liegenden Welle sitzt ein Stirnrad, welches die Bettplattenschraube antreibt. Alle in Frage kommenden Schaltbewegungen können demnach selbstthätig stattfinden.

Die Fig. 41 u. 42, welche bereits S. 36 u. 37 angeführt worden sind, stellen eine Stossmaschine dar, deren Stößel auch geneigt gegen die Lothrechte arbeiten kann. Es ist zu dem Zweck derjenige Theil des Maschinengestelles, welcher die Führung des Stössels enthält, um die Axe der Kurbelwelle drehbar angeordnet. Der Kopf des festen Gestelltheiles endet in der runden, festen Platte *a*; auf dieser erhebt sich ein Ring, um den sich ein in der Gegenplatte *b* ausgedrehter Falz legt, so dass der Ring als Zapfen für die drehbare Führung dient. Vier in Aufspann-Nuthen greifende Schrauben halten den drehbaren Kopf in der ihm gegebenen Lage fest. Die grösste Stufe der Antriebsrolle hat 360 mm Durchmesser bei 70 mm Breite. Es ist daher die grösste am Umfange dieser Rolle wirkende Triebkraft zu 35 kg anzunehmen, und da das Uebersetzungsverhältniss des Räderwerks = 8,7, der grösste Kurbelhalbmesser = 140 mm beträgt und angenommen werden kann, dass das Schwungrad die durch die Kurbel verursachten wechselnden Widerstände ausgleicht, so ist auf einen grössten Stichelwiderstand von rund 600 kg zu rechnen. Rechtwinklig zur Schnittrichtung kann ein ebenso grosser Druck auftreten, und zwar nahe über dem Aufspanntisch *T*, d. h. 1100 mm von der Kurbelwellenmitte. Daraus ergibt sich für die verstellbare Stößelführung das Drehmoment 1100 · 600, welchem von der Reibung zwischen den Scheiben *a* und *b* mit Sicherheit widerstanden werden muss. Diese Scheiben haben 550 mm Durchmesser, weshalb für die Mitte der die widerstehende Reibung bietenden Ringfläche 500 mm Durchmesser angenommen werden kann. Demnach muss die Reibung:

$$\frac{1100 \cdot 600}{250} = 2640 \text{ kg}$$

und der von den 4 Befestigungsschrauben hervorzubringende Druck bei der Reibungswertzahl 0,2 13,200 kg betragen. Es sind daher die Schrauben wenigstens 32 mm dick zu machen. Sobald der rechtwinklig zur Schnittrichtung liegende Druck in die Bildfläche der Fig. 41 fällt, werden die Schrauben noch in anderer Weise beansprucht. Das Moment 600 · 1100 mm bringt nämlich in den beiden oberen Schrauben eine Zugspannung hervor,

welche im vorliegenden Falle geringfügig ist, oft aber volle Beachtung erfordert. Das Drehen des Führungstheils nebst Scheibe *b* erfolgt — nach dem Lösen der Befestigungsschrauben — durch einen in Fig. 42 sichtbaren Wurm.

Die von Ernst Schiess in Düsseldorf gebaute Stossmaschine, welche durch die Fig. 464, 465 u. 466, Tafel I veranschaulicht ist, weicht von den vorigen namentlich durch die andere Stösselbewegung ab. Die Kurbelwarze greift in den Schlitz einer Schwinge, und diese überträgt ihre hin- und hergehende Bewegung nach Art der Fig. 462 auf den Stössel. Es ist diese Schwinge in Fig. 464 wegen einer kreisrunden Oeffnung der vorderen Gestellwand theilweise zu sehen, im übrigen durch gestrichelte Linien angegeben. Der am Stössel einstellbare Zapfen kann — nach Lösen der Befestigungsschrauben — durch eine nicht gezeichnete Schraube, welche im Schlitz des Stössels liegt, verschoben werden, weshalb zulässig ist, das Stösselgewicht durch ein am freien Ende der Schwinge angebrachtes Gegengewicht auszugleichen. Wegen der Höhe der Maschine wird die zum Verschieben des Stössels dienende Schraube durch ein nahe dem untern Stichelende liegendes Kegelradpaar und einen — nicht gezeichneten — seitwärts aus dem Stössel hervorragenden Zapfen gedreht. Der grösste Hub des Stössels beträgt 400 mm; durch Verschieben des Kurbelzapfens längs einer, in der Kurbelscheibe angebrachten Aufspann-Nuth kann man beliebig kleinere Hubhöhen erzielen. Die minutlichen Hubzahlen betragen, bei 80 minutlichen Drehungen der Deckenvorgelegswelle, Fig. 466, 24,7 bis zu 7,2. Auf der Seitenfläche des auf der Kurbelwelle sitzenden grossen Stirnrades *a*, Fig. 464 und 465, ist eine krumme Nuth nach Art der Fig. 436, S. 213, ausgebildet, welche auf den Hebel *b*, Fig. 465, wirkt. Die Welle dieses Hebels geht quer durch den Maschinenbock und überträgt ihre Schwingungen durch Kegelradtheile auf die senkrechte Welle *c*, und diese bethätigt in gleicher Weise einen auf der Welle *e* freischwingenden Hebel, dem die zu dem Sperr-Rade *d* gehörige Klinke angebolzt ist. Die ruckweisen Drehungen der Welle *e* werden durch ein Kegelradpaar zunächst an das Stirnrad *f* und durch dieses an die Stirnräder *g*, *h*, *i* übertragen. Letztere werden nach Bedarf mit ihren Wellen verkuppelt. *g* bewirkt unter Vermittlung von Schraubenrädern die Verschiebung des Werkstückschlittens längs des Bettes, *h* die Verschiebung des Querschlittens und *i* die Drehung des runden Aufspanntisches. Die Regelung der Schaltgrösse geschieht bei dem Sperr-Rad *d* nach Art der Fig. 424, S. 207.

Für grössere Hubhöhen ist der Kurbelantrieb unbequem; man wählt deshalb für sie den Antrieb durch Zahnstange und Rad, oder durch Schraube und Mutter. Fig. 467 ist das Schaubild einer dementsprechend von Droop & Rein in Bielefeld gebauten Stossmaschine, bei welcher eine lange Schraube zur Bethätigung des Stössels dient. Rechts bemerkt man drei Riemenrollen, von denen nur die mittlere fest auf der liegenden Welle sitzt. Ein offener und ein gekreuzter Riemen werden durch einen Riemenführer, welchen zwei am Stössel einstellbare Frösche bethätigen, wechselnd auf die feste Rolle gelegt. Vermöge der grossen Uebersetzung, welche die Schraube bietet, bewegen sich die Riemen sehr rasch, sind demnach schmal und laufen, geringem Druck folgend, in sehr kurzer Zeit von der einen auf die andere Rolle. Der im Vordergrund des Bildes sichtbare Steuerhebel hat nur die Aufgabe, die Riemen umzulegen, so dass der Stoss, welchen die Frösche

gegen ihm ausüben, gering ausfällt. Die Masse des Stössels ist verhältnissmässig klein, weshalb ein Stiefelknecht überflüssig ist und ein Arm des Steuerhebels wechselnd von den beiden Fröschen bethätigt wird. Durch Räderübersetzung überträgt die Steuerwelle ihre Schwingungen derartig auf eine

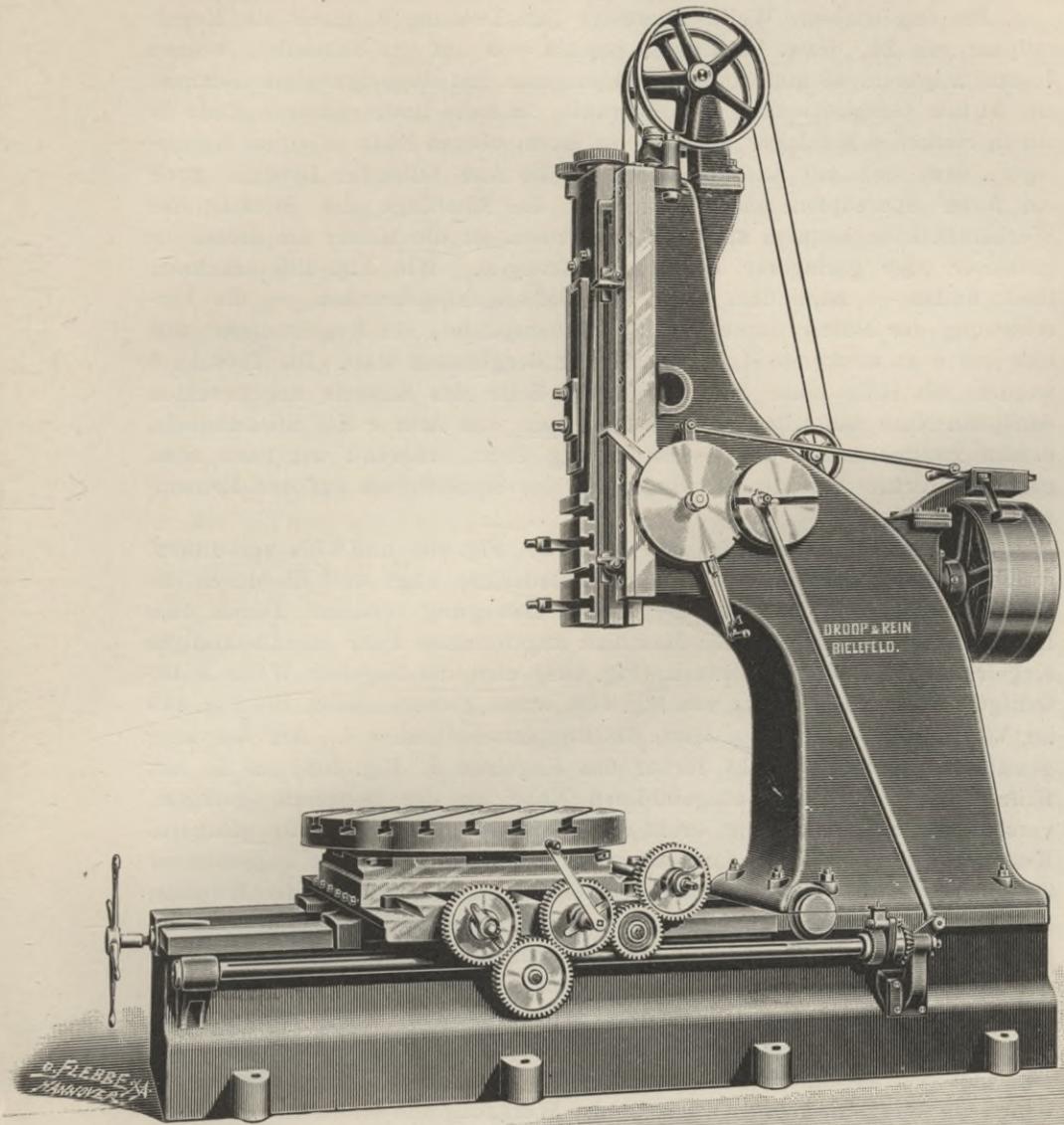


Fig. 467.

Kurbelscheibe, dass diese sich bei jeder Schwingung etwa um  $180^{\circ}$  dreht, sonach kleine Verschiedenheiten im Ausschlag des Steuerhebels für die von der Kurbelwelle abgeleitete Schaltung einen nennenswerthen Einfluss nicht hat. Die Hubhöhe des Stössels, welche bis zu 500 mm betragen

kann, wird durch die Frösche eingestellt, der Betrag der Schaltung durch Verstellung der Warze an der Kurbelscheibe geregelt.

Die Fig. 468, 469 u. 470, Tafel I, sind geometrische Darstellungen der Maschine. Sie entsprechen neueren Ausführungen derselben und enthalten deshalb kleine Abweichungen von Fig. 467.

Die angetriebene Welle überträgt ihre Drehungen durch ein Kegelradpaar mit 24, bezw. 36 Zähnen bei  $t/\pi = 6$  auf die Schraube, welche 70 mm äusseren, 48 mm inneren Durchmesser und doppelgängiges Gewinde mit 51 mm Ganghöhe hat. Die Schraube ist nahe ihrem unteren Ende in einem einfachen Halslager gestützt, an ihrem oberen Ende in einem Kamm-lager, dem sich zur Aufnahme des in die Axe fallenden Druckes noch ein fester Spurzapfen anschliesst. Um die Mittellage des Stössels der Werkstückshöhe bequem anpassen zu können, ist die Mutter am Stössel in grösserer oder geringerer Höhe zu befestigen. Wie Fig. 468 erkennen lässt, findet — nach dem Lösen der Befestigungsschrauben — die Verschiebung der Mutter durch eine Schraubenspindel, ein Kegelradpaar und eine auf *a* zu steckende Handkurbel oder dergleichen statt. Die Frösche *b* werden mit Hilfe einer langen, an der Seite des Stössels angebrachten Aufspann-Nuth befestigt; sie stossen gegen den Arm *c* des Steuerhebels, dessen zweiter Arm *d* der Handsteuerung dient, während der nach oben gerichtete dritte Arm die Schwingungen des Steuerhebels auf den Riemenführer überträgt.

Mit dem Steuerhebel ist eine Scheibe *f*, Fig. 468 und 470, verbunden, welche an einem Theil ihres Umfanges Radzähne trägt und hierdurch die Kurbelscheibe *g* in hin- und hergehende Bewegung versetzt. Durch eine Lenkstange, ein am Fuss der Maschine angebrachtes Paar unvollständiger Kegelräder und ein Schaltwerk (Fig. 468) wird die liegende Welle *h* be-thätigt. Diese dreht, links von Fig. 468, durch Zwischenräder, die Fig. 469 im Vordergrund erkennen lässt, die Bettplattenschraube *i*. Auf der lang genutheten Welle *h* steckt ferner das Kegelrad *k*, Fig. 468; es ist mit Hilfe seiner halsförmig ausgebildeten Nabe an der Bettplatte gelagert, verschiebt sich also mit ihr, dreht das ebenfalls an der Bettplatte gelagerte Kegelrad *l*, Fig. 469, und betreibt, unter Vermittlung geeignet angeordneter Zwischenräder die Querschlittenschraube *m* und die Welle *n* des Wurm-es, welcher die Aufspannplatte zu drehen hat. Das Ausrücken des Selbst-ganges findet, wie die Abbildungen erkennen lassen, durch Verschieben der betreffenden Rädchen (vergl. Fig. 366, S. 178) statt.

Als Beispiel einer liegenden Stossmaschine führe ich die von Ernst Schiess gebaute, durch die Fig. 471 und 472, Tafel II abgebildete an. Diese ist gleichzeitig ein bemerkenswerthes Beispiel solcher Maschinen, bei denen das Werkstück ruht, während das Werkzeug alle erforderlichen Bewegungen zu machen hat.

Der Stössel *a* wird an der breiten Platte *b* wagerecht geführt; letztere kann in senkrechter Richtung am Bock *c* verschoben werden, und dieser wagerecht, quer gegen die Bewegungsrichtung des Stössels an dem langen Bett *d* der Maschine. Die grösste Verschiebbarkeit des Stössels beträgt 1300 mm, senkrecht kann er um 1500 mm und mit dem Bock *c* längs des Bettes um 3700 mm verschoben werden.

Das Stichelhaus *e* ist durch Zahnbogen und Wurm mittels der Welle *f* um eine wagerechte Axe zu drehen, mit dem Schlitten *g* quer gegen den

Stössel zu verschieben und endlich am Kopf des Stössels beliebig schräg einzustellen.

Es soll zwar in erster Linie die Verschiebbarkeit des Stössels *a* an der Platte *b* für das Arbeiten benutzt werden, jedoch ist auch vorgesehen, den Stichel quer zu dieser Richtung arbeiten zu lassen, indem man die Platte *b* mit entsprechend grosser Geschwindigkeit auf und nieder bewegt. Die Arbeitsgeschwindigkeit des Stössels beträgt 45 mm in der Sekunde und die Rücklaufgeschwindigkeit etwa das Dreifache der Arbeitsgeschwindigkeit.

Der Antrieb erfolgt durch zwei Paar Riemenrollen, welche in Fig. 472 rechts zu sehen sind; das mittlere, in der Figur angegebene Riemenrollenpaar, welches bestimmt ist eine grössere Arbeitsgeschwindigkeit für das Hobeln von Gusseisen zu liefern, wird nur auf besonderes Verlangen angebracht. Die beiden Riemen werden durch Riemenführer verschoben, welche die Steuerwelle bethätigt.

Von der Welle der Antriebsrollen aus wird, durch ein Stirnräderpaar eine lange, hinter dem Bett *d* — rechts in Fig. 471 — gelagerte Welle angetrieben, die mit langer Nuth versehen ist, sodass sie, unter Vermittlung eines Kegelradpaares, die am Bock *c* gelagerte senkrechte Welle *h* zu drehen vermag. Letztere dreht durch Kegelräder eine schrägliegende Schraubenwelle. Um diesen Betrieb bei jeder Höhenlage der Platte *b* zu erhalten, ist die Welle *h* in bekannter Weise durch lange Nuth und feste Leiste mit dem auf *h* steckenden, aber an *b* gelagerten Kegelrade gekuppelt. Die Schraube, welche in eine stählerne, am Stössel befestigte Zahnstange greift, besteht aus Bronze. Wie in Fig. 471 sichtbar, ist der Stössel *a* mit einer langen Aufspann-Nuth versehen, mittels welcher zwei Frösche befestigt werden, die den etwa in der Mitte von Fig. 471 gezeichneten „Stiefelknecht“ bethätigen. Die Welle dieses Stiefelknechts überträgt ihre schwingenden Bewegungen zunächst auf die senkrechte, in dem Bock *c* gelagerte Welle *i*, Fig. 471, und diese bethätigt ein Schaltrad, welches ziemlich weit unten auf der senkrechten, zum Auf- und Niederbewegen der Platte *b* dienenden Schraube *k* sitzt. Von hier aus wird auch die im Bett *d* der Maschine gelagerte, zum Verschieben des Bockes *c* dienende Schraube gedreht, und zwar durch Räderwerke, auf deren Einzelheiten ich nicht eingehen will, weil die Zeichnung durch sie überlastet werden würde. *i* setzt ferner die im Maschinenbett gelagerte Welle *m*, Fig. 471, in schwingende Bewegung, durch welche die Riemenführer bethätigt werden.

Ausser den Hauptfröschen, welche am unteren Rande des Stössels *a* angebracht sind, können mit Hilfe der an dessen oberem Rande befindlichen Aufspann-Nuth zwei kleinere (in Fig. 471 angegebene) Frösche befestigt werden. Sie stossen gegen eine Art Stiefelknecht, der hinter der Kurbelscheibe *n* mit dieser verbunden ist. Die Schwingungen von *n* werden durch eine Lenkstange, ein Schaltwerk und Kegelräder auf die Mutter der zum Querschlitzen *g* gehörigen Verschiebungsschraube übertragen, so dass auch die Verschiebung dieser Schraube selbstthätig sein kann. Diese Verschiebung kann selbstverständlich auch mittels der Hand ausgeführt werden, und zwar entweder durch Benutzung eines über *g* sichtbaren Handrades, oder des Handrades, welches in Fig. 471 rechts vom Stösselkopf gezeichnet ist. Die Handverschiebung der Platte *b* und des Bockes *c* vermittelt ein Handkreuz *o* oder eine Ratsche; es ist aber, durch ein besonderes Vorgelege dafür gesorgt, dass diese zum Einstellen dienenden Verschiebungen,

soweit sie längs grösserer Längen stattfinden müssen, von der Wellenleitung der Fabrik aus bewirkt werden können. Soll die Arbeitsbewegung in senkrechter Richtung stattfinden, also  $b$  sich rasch auf und ab bewegen, so wird die Schraube  $k$  durch ein besonderes Vorgelege bethätigt, welches in den Abbildungen nicht enthalten ist.

Das soeben beschriebene Beispiel zeigt die grosse Entwicklungsfähigkeit der in Rede stehenden Maschinen. Diese kommt weiter zur Geltung bei mancherlei Sondermaschinen, z. B. für die Bearbeitung der Fugenflächen an Panzerplatten,<sup>1)</sup> zum Ausschneiden der Lokomotivrahmenplatten<sup>2)</sup> und dergl. mehr.

Fig. 473 u. 474, Tafel III, zeigen eine von Ernst Schiess gebaute Panzerplatten-Stossmaschine,<sup>3)</sup> welcher eine Lochbohrmaschine angefügt ist. Das Bett der Maschine besteht aus einer mächtigen (in der Querrichtung der Maschine 5000 mm, in deren Längsrichtung 2500 mm messenden) Aufspannplatte und zwei mit dieser verbundenen 7200 mm langen Führungsbetten. Auf letzteren sind zwei Böcke zu verschieben, welche das in Fig. 474 deutlich hervortretende Querstück tragen. Vor und hinter diesem Querstück befindet sich je ein Schlitten; der erstere derselben enthält die Stossmaschine, der andere die Bohrmaschine. Diese beiden Maschinen sind demnach an dem Querstück verschiebbar. Das Querstück ruht mit zwei Zapfen in den Böcken, so dass es um seine Längsaxe gedreht werden kann und zwar um den Betrag von  $70^{\circ}$ ; die Anordnung ist im übrigen so getroffen, dass Stichelweg wie Bohrspindelaxe sowohl nach vorn, als auch nach hinten bis zu  $55^{\circ}$  gegen die Wagerechte geneigt eingestellt werden können. Zu diesen Verstellbarkeiten kommt noch die Verschiebbarkeit mit den Böcken längs der Führungsbetten.

Durch eine fünffache Stufenrolle und ein ausrückbares Rädervorgelege wird zunächst die längs des Bettes gelagerte, lang genuthete Welle  $a$ , Fig. 473, angetrieben. Sie dreht, unter Vermittlung zweier Kegelradpaare und einer stehenden Welle die liegende Welle  $b$ . Von hier aus wird die Drehung mittels eines Stirnräderpaares auf die Welle  $c$  übertragen. Diese Welle ist in zwei Platten gelagert, welche auf den Enden der Zapfen des grossen Querstücks fest sitzen, und die Axe der Welle  $b$  fällt mit der Axe dieser Zapfen zusammen, so dass die beiden genannten Stirnräder bei jeder Lage des Querstücks im Eingriff bleiben.

Von der Welle  $c$  aus wird nun das an der Kurbelwelle der Stossmaschine sitzende Stirnrad  $d$  betrieben, und die Kurbel bethätigt unter Vermittlung einer Schleife den Stössel; Fig. 473 lässt das mit einem Gegengewicht behaftete Schwanzende der Schleife erkennen. Bemerkenswerth ist hier die Verbindungsweise des Zapfens, an welchen der Lenker der Schleife greift, mit dem Stössel. Es handelt sich hier um sehr grosse Schnittwiderstände, was man daraus entnehmen kann, dass die stählerne Kurbelwelle 190 mm und der Kurbelzapfen 90 mm dick ist. Um nun diese grossen Schnittwiderstände nicht durch Reibung auf den Zapfen zu übertragen (vergl. S. 189), hat man diesen als Querhaupt ausgebildet, welches in zwei Schlitten des Stössels verschiebbar ist. Auf den beiden, links und rechts aus dem Stössel herausragenden Enden des Querhauptes (vergl.

<sup>1)</sup> Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen., 1891, S. 1242, mit Abb.

<sup>2)</sup> Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen., 1897, S. 651, mit Abb.

<sup>3)</sup> „Stahl und Eisen“, 1894, No. 19, mit Schaubildern.

Fig. 474) sitzen Schrauben, deren Muttern an dem Stössel drehbar gelagert sind und durch an gemeinsamer kleiner Welle sitzende Wurme gedreht werden können. Gegenmuttern dienen zum Ausgleich des toten Ganges. In der flachen Seite des Stirnrades *d* ist eine krumme Nuth ausgebildet, welche (vergl. Fig. 436) die Schaltbewegung herbeizuführen hat. Der in die krumme Nuth greifende Hebel überträgt seine Schwingungen durch verzahnte Bögen auf eine Kurbelscheibe, und die von letzterer ausgehende Schubstange bethätigt die Schaltklinke. Zwischenräder übertragen die ruckweise Drehung auf eine an der eigentlichen Stossmaschine gelagerte Mutter, welche in das Gewinde der im grossen Querstück festen Schraubenspindel greift. Man kann diese Mutter auch mittels eines Handrades drehen, aber auch behufs raschen Verschiebens auf grössere Längen von einem besonderen Antrieb aus, welcher weiter unten besprochen werden wird. Der grösste Hub des Stössels beträgt 800 mm, seine Hubzahlen sind: 1,065, 1,56, 2,24, 3,23, 4,8, 6,12, 9,1, 13,1, 18,9, 28,2 in der Minute. Bei jedem Hub des Stössels verschiebt ihn der Selbstgang um 0,413 mm bis 3,5 mm längs des Querstücks.

Die Welle *b*, Fig. 474, reicht durch den rechtsliegenden Zapfen des grossen Querstückes, um die Bohrmaschine anzutreiben. Die aus Stahl geschmiedete Bohrspindel hat 110 mm Durchmesser, lässt sich um 700 mm in ihrer Axenrichtung verschieben, wird selbstthätig für jede Drehung um 0,074 bis 0,88 mm zugeschoben und dreht sich minutlich: 4,2, 6,2, 9, 13, 18,2, 24,5, 36,4, 52,3, 76 und 112 mal. Als grösste in Stahl zu erzeugende Lochweite, bei 35 mm Umfangsgeschwindigkeit des Bohrers, wird 160 mm angegeben. Man kann an der Bohrspindel auch eine Kalt-Kreissäge befestigen.

Das Einstellen der Lage des grossen Querstücks, also der beiden Maschinen erfolgt mittels zweier Handkreuze und doppelter Wurmrad-Uebersetzung, wie aus der Fig. 473, namentlich aber Fig. 474 ersehen werden kann.

Es sollen die Böcke längs ihrer Betten durch Kraftantrieb in zweierlei Weise bewegt werden, nämlich ruckweise, wenn die Stossmaschine in der Längenrichtung arbeitet, und mit grösserer und etwa gleichförmiger Geschwindigkeit, wenn die Böcke auf grössere Wegestrecken zu verschieben sind. Hierzu kommt noch die Verschiebung mittels der Hand.

Es dienen diesen sämtlichen Verschiebungen zwei Schrauben, welche gleichlaufend zur Längenrichtung der Führungsbetten gelagert sind und in an den Böcken sitzende Muttergewinde greifen; sie werden durch Kegelradpaare von der Welle *e*, Fig. 474, aus angetrieben, und diese von der Welle *f* aus, auf welcher eine Hebelratsche für die Handbewegung sich befindet. *f* kann aber auch mittels des Schaltrades *g*, Fig. 474, angetrieben werden. Das Schaltwerk wird auf folgende Weise bethätigt: Am linksseitigen Ende der Welle *a*, Fig. 473, sitzt ein Wurm, mit dessen Wurmrad eine Kurbel verbunden ist; die Lenkstange dieser Kurbel ist der Schaltklinke angebolzt. Im übrigen sind die Uebersetzungsverhältnisse so gewählt, dass die Schaltklinke für jeden Stösselschub einmal hin- und herschwingt. Es lässt sich *f* ferner drehen (und damit die Verschiebung der Böcke erreichen) durch die Riemenrolle *h*, Fig. 473. *h* steckt auf seiner Welle fest; links und rechts von ihm stecken lose Rollen doppelter Breite, und ein offener sowie ein gekreuzter Riemen sind mittels Riemenführers so zu

verschieben, dass entweder  $h$  sich rechts oder links dreht, oder ruht (vergl. S. 171).

Aus Fig. 474 ist zu sehen, dass die Drehungen der Welle  $f$  durch Vermittlung der Welle  $i$  auch zur Verschiebung von Stossmaschine — und ebenso ist es mit der Bohrmaschine — längs des grossen Querstücks benutzt werden können.

In Fig. 474 ist noch eine kreisrunde Aufspannplatte  $k$  angegeben. Sie hat 2000 mm Durchmesser, ist zur Aufnahme von Werkstücken bestimmt, welche rund gestossen werden sollen (vergl. S. 35), und wird nach Bedarf auf die grosse Aufspannplatte gebracht. Sie ruht auf einem Schlitten,

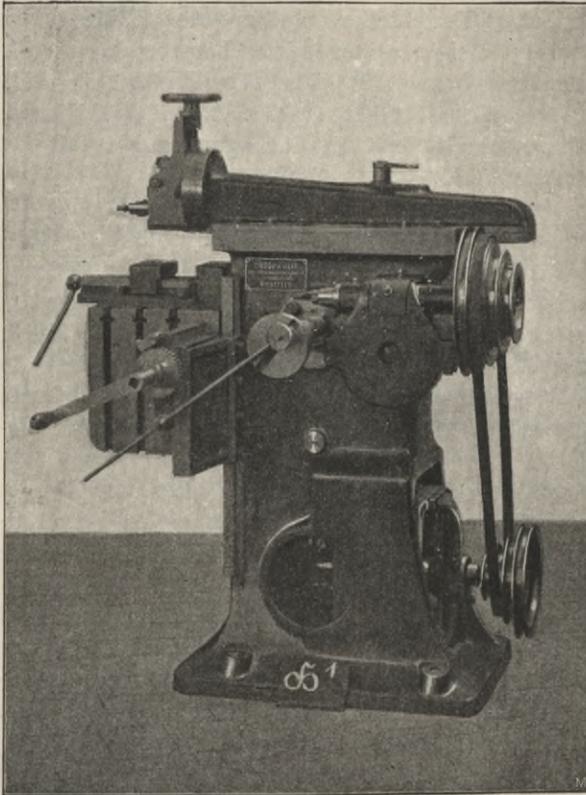


Fig. 475.

Eine Feilmaschine mit elektrischem Antrieb, welche von Droop & Rein gebaut ist,<sup>1)</sup> stellen die Fig. 475, 476 und 477 dar, und zwar erstere als Schaubild, die folgende in Seitenansicht und die letzte in Vorderansicht. Der Motor befindet sich im Fuss der Maschine, auf seiner Welle steckt eine Stufenrolle für Schnurbetrieb, dieser gegenüber, in höherer Lage, eine zweite Stufenrolle, welche auf der Welle eines Wurmrades sitzt. Dieser und das zugehörige Wurmrad befinden sich in der Kapsel  $a$ , Fig. 477. Es ist der Wurm über das Wurmrad gelegt, damit das langsamere sich drehende Wurmrad im Oel badet, nicht aber der rasch kreisende Wurm, welcher das Oel hinwegschleudern würde. Von der Welle des

welcher gestattet, sie — mittels der Hand — in der Längenrichtung zu verschieben, und wird durch einen mittels des Schaltrades  $l$  bethätigten Wurm ruckweise gedreht. Die zugehörige Schaltklinke wird zu diesem Zweck mit der Kurbelscheibe in Verbindung gebracht, welche sonst die Schaltung der Stossmaschine bewirkt (gestrichelte Linien der Fig. 474 deuten das an).

Es sei noch darauf hingewiesen, dass besondere Aufmerksamkeit auf die Steuerung der Maschine verwendet worden ist; man hat sich bemüht, dem Arbeiter die Bedienung der in Frage kommenden Steuerungen je von seinem Arbeitsplatze aus möglich zu machen.

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1896, S. 1341, mit Abb.

Wurmrad aus wird die im Maschinengestell untergebrachte Kurbelwelle angetrieben, welche die um den Bolzen *d* schwingende Schleife bewegt. Diese wirkt in bekannter Weise (S. 231) auf einen Bolzen, welchen die Mutter *b* am Stössel *c* festhält. Eine krumme Nuth des auf der Kurbelwelle sitzenden Rades bethätigt eine kleine Kurbelscheibe, von wo ab das, an einem Schlitten gelagerte, der Zuschiebung in wagerechter Richtung dienende Schaltwerk bewegt wird. Der Aufspannwinkel ist am Schlitten durch das erwähnte Schaltwerk selbstthätig, sonst mittels Handkurbel zu verschieben; die senkrechte Verschiebung des Schlittens und mit ihm des Aufspannwinkels kann nur durch Handkurbel bewirkt werden. Am Kopf des Stössels ist der Stichel-Schlitten schräg einzustellen, und auf dem Schlitten lässt sich das Stichelhaus nach der einen oder anderen Seite ein wenig schräg stellen, wegen des Ausweichens des Stichels bei seinem Rückgange (S. 103.) Es beträgt der grösste Hub des Stössels 200 mm,

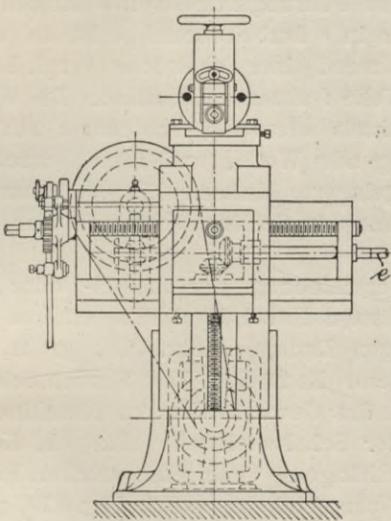


Fig. 476.

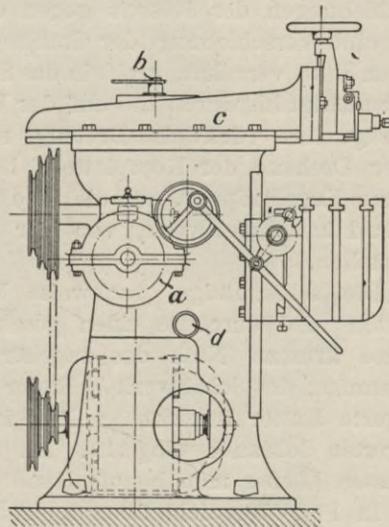


Fig. 477.

die selbstthätige Querverschiebung des Aufspannwinkels 450 mm, dessen tiefste Lage unter dem Stössel 415 mm und die Grösse der oberen Aufspannfläche  $300 \times 318$  mm.

Eine von Ernst Schiess gebaute doppelte Feilmaschine zeigen die Fig. 478 und 479, Tafel IV. Das Bett der Maschine ist 5000 mm lang; auf ihm liegen zwei schwere Schlitten, jeder mit einem Stössel und den zugehörigen Betriebsmitteln versehen. Die senkrechte Vorderseite des Bettes ist als grosse Aufspannplatte ausgebildet, an welcher nach Bedarf Aufspannwinkel und dergleichen angebracht werden.

Was nun zunächst den Betrieb der Stössel anbetrifft, so ist für jeden derselben eine besondere 4stufige Antriebsrolle vorgesehen, die an den Giebelenden der Maschine sich befinden. Die Drehungen der Stufenrollen werden entweder mittels einfachen oder doppelten Vorgeleges auf je eine hinter dem Bett gelagerte Welle übertragen, auf welcher ein kleineres Stirnrad verschiebbar ist. Dieses Stirnrad wird von dem zugehörigen Schlitten so umfasst, dass es stets mit dem am Schlitten gelagerten grossen

Stirnrade *a*, Fig. 478, in Eingriff bleibt. Dieses grosse Stirnrad ist mit der die Schleife *b* bethätigenden Kurbelscheibe fest verbunden. Es sind dem Stössel sonach 8 verschiedene Hubzahlen zu geben. Der Hub des Stössels, welcher bis 800mm betragen kann, wird durch Verstellen des Kurbelzapfens in der Aufspan-Nuth der Kurbelscheibe geregelt; die Schwingungen der Schleife *b* überträgt eine Lenkstange auf den Stössel. Um die Bett-Schlitten möglichst sicher zu stützen, umgreifen diese (vergl. Fig. 478) nicht allein die oberen Ränder des Bettes, sondern ruhen auch mit dem hinteren, unteren Ende auf einer wenig über den Fussboden hervorragenden Bahn.

Die selbstthätige Schaltung des am Kopf des Stössels verschiebbaren Stichel-Schlittens wird von den Stösselbewegungen abgeleitet. Zu diesem Zwecke ist, nach Fig. 480, Tafel IV, neben dem Stössel eine Stange *c* angebracht, welche einerseits in dem festen Bökkchen *d*, anderseits in dem Gehäuse *e* verschiebbar gelagert ist. Auf *c* sitzen zwei Stellringe, welche bei den Verschiebungen des Stössels gegen das Führungsauge von *d* stossen und dann eine Verschiebung der Stange *c* in *e* herbeiführen. *c* ist an seiner unteren Seite verzahnt, greift in das Stirnrad einer Schaltdose (vergl. S. 209) und bethätigt hierdurch das auf der Welle *i* sitzende Schaltrad. Die Welle *i* überträgt ihre ruckweise Drehung mittels eines Kegelradpaares auf eine in der Drehaxe der Kopfplatte *f* liegende Welle, und diese, durch ein ferneres Kegelradpaar, auf die in *g* gelagerte Mutter. Ein an *i* sitzendes Handrad hat den Zweck, von hier aus den Schlitten *g* mittels der Hand einzustellen.

Die selbstthätige, ruckweise Verschiebung der Stössel- oder Bett-Schlitten wird durch je einen geschlitzten Hebel *h*, dessen unteres Ende in eine krumme Nuth des zugehörigen Rades *a*, Fig. 478, greift, eine Lenkstange, das Schaltwerk *k*, Räder und die in dem betreffenden Schlitten gelagerte Mutter bewirkt, welche in das Gewinde der im Maschinenbett gelagerten Schraube eingreift. An der Schaltwerkswelle sitzt ein Kopf *l*, in dessen Löcher man behufs Handbethätigung einen Stab stecken kann.

In Fig. 478, dicht über den Aufspanwinkeln, und in Fig. 479, rechte Hälfte, sieht man eine Spindel, welche (vergl. S. 37) zum Aufspannen rund zu hobelnder Gegenstände bestimmt ist. Ihre Hauptlagerung befindet sich im Maschinenbett; auf einem zwischen zwei Aufspanwinkeln befestigten Querstück ist ferner eine Stützung des weit hervorragenden Endes vorgesehen. Die Schaltbewegung dieser Rundhobelvorrichtung findet nun auf folgende Weise statt. Von der Antriebswelle aus wird ein Rad *m* (Fig. 479, rechte Seite) gedreht, und zwar mit solchem Uebersetzungsverhältniss, dass sich *m* gerade so rasch dreht, wie die Kurbeln, also bei jedem Doppelhub der Kurbeln einmal. Dieses Rad *m* ist nun mit einer krummen Nuth versehen und bethätigt ein Schaltwerk, welches eine im Maschinenbett liegende Welle antreibt. Ein auf dieser Welle sitzender Wurm greift endlich in ein auf der Rundhobelspindel befestigtes Wurmrad.

Die wagerechte Verschiebung der Aufspanwinkel nebst Platten findet mittels der Hand statt, indem je ein durch Handhebel zu bethätigendes kleines Stirnrad in die gemeinsame, an der Vorderseite des Maschinenbettes befestigte Zahnstange greift. In lothrechter Richtung kann man die Aufspanwinkel durch Handkurbeln, aber auch von der Antriebswelle aus verstellen. Ersteres geschieht mittels auf die Wellen *nn*, Fig. 478, ge-

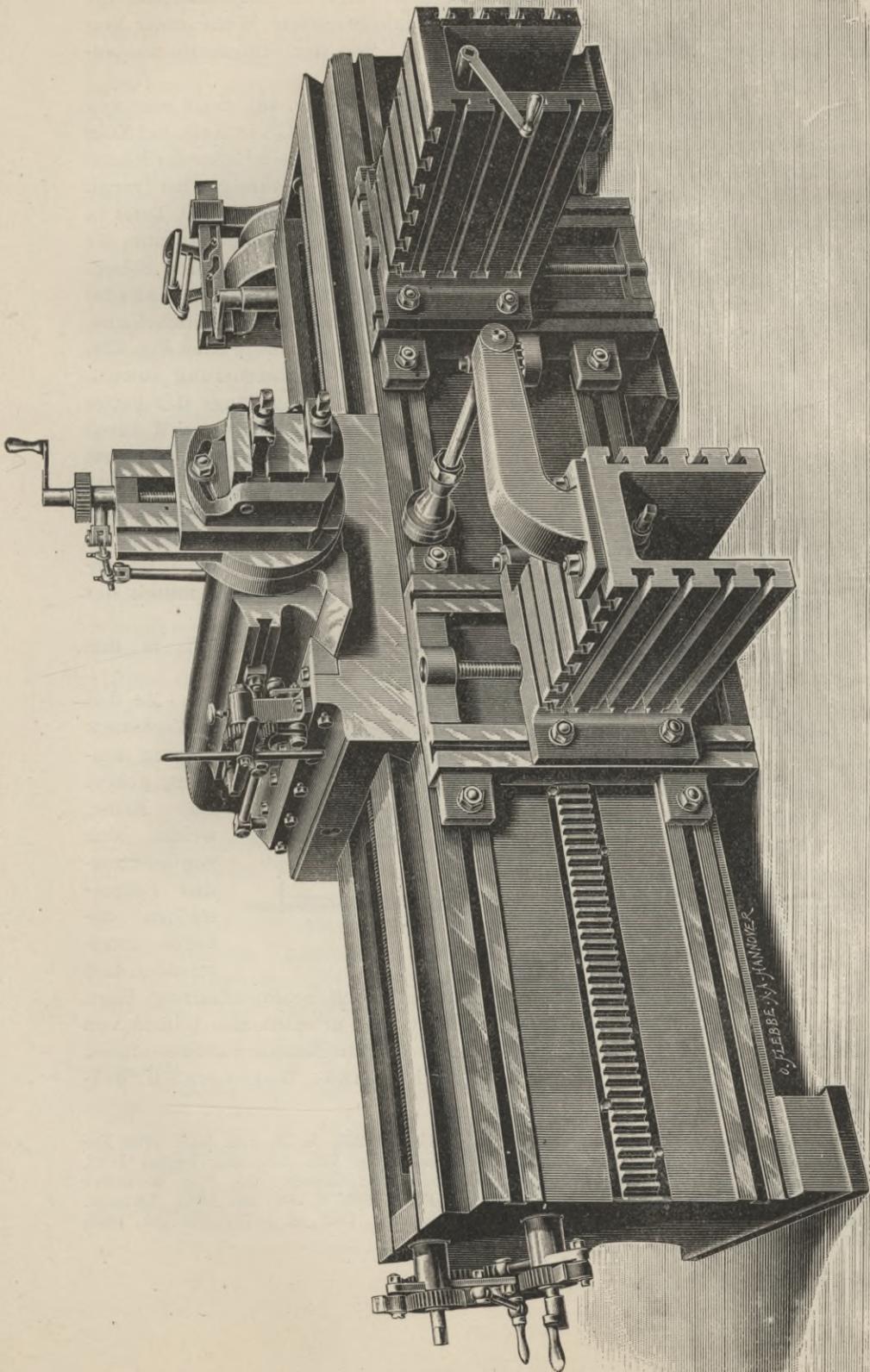


Fig. 481.

steckter Handkurbeln, indem diese durch Kegelräder die zu den Schrauben *o*, Fig. 479, gehörigen Muttern umdrehen, letzteres durch eine in der Vorderfläche des Maschinenbettes liegende langgenuthete Welle, welche durch Wurm und Wurmrad, je eine stehende Welle und ein Stirnräderpaar die Schrauben *o* dreht. Es wird die genannte langgenuthete Welle unter Vermittlung eines Wendeherz (Fig. 363, S. 177) von der Stufenrolle aus angetrieben.



Fig. 482.

Das Schaubild Fig. 481 zeigt eine von Breuer, Schumacher & Co. in Kalk bei Köln gebaute Feilmaschine, bei welcher der Stößel durch eine Schraube bethätigt wird (vergl. die Stossmaschine Fig. 468 bis 470, Tafel I). Der grösste Stößelhub beträgt 600 mm, die grösste Verschiebbarkeit des den Stößel führenden Bettschlittens 2500 mm. Es findet die selbstthätige Schaltung des Stichelhausschlittens durch ein Gestänge nach Fig. 439, S. 213, statt. Die Umsteuerung sowohl, als auch die Schaltung längs des Bettes und der Rundhobelvorrichtung wird durch Frösche vermittelt, die an einer seitwärts vom Stößel angebrachten Aufspann-Nuth eingestellt werden. Der Antrieb erfolgt durch einen offenen und einen gekreuzten Riemen. Die Verschiebung der Aufspannwinkel geschieht ausschliesslich mittels der Hand.

Andere Feilmaschinen sind in den Quellen<sup>1)</sup> beschrieben.

3. Seitenhobelmaschinen. Zu den Hobelmaschinen, bei denen das Werkstück ruht, höchstens die Schaltbewegung ausgeführt, gehört eine Reihe, welche sich von den Stoss- und Feilmaschinen dadurch unterscheidet, dass

der Stichel in der Arbeitsrichtung innerhalb der Schlittenführung liegt, aber quer gegen diese (meistens) hervorrägt. Sie arbeiten also seitlich von der Schlittenführung, weshalb ich sie unter obigem Namen zusammenfasse. Man nennt sie sonst noch Senkrecht- und Wagerecht-Hobel-

<sup>1)</sup> Kurbelantrieb: Dingl. polyt. Journ. 1877, Bd. 226, S. 38, mit Abb. The Engineer, Mai 1885, S. 333, mit Schaubild. Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen. 1892, S. 1073, 1893, S. 1607, mit Abb. Zahnstangenantrieb: Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen. 1888, S. 1013, mit Abb. The Iron Age, Febr. 1889, S. 309, mit Abb. Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen. 1890, S. 127, 128, mit Abb., 1892, S. 1073, mit Abb. 1893, S. 1607, mit Abb.

maschinen, Langhobelmaschinen mit freier Arbeitsseite, Blechkantenhobelmaschinen u. s. w.

Am allgemeinsten ist die Eigenart dieser Maschinen ausgeprägt in einer von Buckton & Co. in Leeds gebauten Maschine.<sup>1)</sup> Sie besteht in Folgendem: Neben einer 15,5 m langen, 3,6 m breiten, liegenden Aufspannplatte sind 5 Ständer errichtet, an welchen, in einigem Abstände über einander zwei starke Führungsbalken befestigt sind. An diesen Führungsbalken ist ein mit geeignetem Schlitten behafteter lothrechter, starker Stab in wagerechter Richtung 15,25 m lang verschiebbar. Ein an diesem Stabe verschiebbarer Schlitten trägt den Stichel. Es sind nun die Einrichtungen, welche zur Verschiebung dienen, so getroffen, dass die Arbeitsbewegung in wagerechter, die Schaltbewegung in lothrechter Richtung stattfindet, oder die Verschiebung am lothrechten Stabe die raschere ist, die wagerechte Verschiebung aber in der ruckweisen Schaltbewegung besteht. Hierdurch wird möglich, senkrechte Flächen schwerer, auf der Aufspannplatte ruhender Maschinengestelle je nach ihrer Art durch wagerechte oder lothrechte Schnitte zu bearbeiten.

Verwandte Maschinen, je in etwas anderer Durchbildung und anderer Grösse, sind gebaut von Oswald & Co.,<sup>2)</sup> Hülse & Co.,<sup>3)</sup> Berry & Söhne,<sup>4)</sup> Wagner & Co.,<sup>5)</sup> Th. Shanks & Co.<sup>6)</sup>

Ihre Einrichtung dürfte genügend zum Verständniss gebracht werden an Hand der Fig. 482,<sup>7)</sup> welche eine Giebelansicht der Maschine ist. Es bezeichnet *E* die Aufspannplatte, *A* die Ständer, *B* die beiden wagerechten Führungsbalken, *C* den lothrechten Führungsstab und *D* den Stichelhauschlitten. Der Antrieb der beiden, in den Balken *B* liegenden Schrauben, welche *C* hin und her zu schieben haben, bedarf keiner Erläuterung; die Schraube in *C* wird durch Kegelräder und eine im unteren Ende von *C* verschiebbare, langgenuthete Welle bewirkt. Das Gewicht des Schlittens *D* gleicht eine Kette oder ein Seil und Gegengewicht (welches man wohl in dem hohlen Stabe *C* sich führen lässt) möglichst aus. Wenn man, wie in der Figur angenommen, beide auf *B* gleitende Schlitten die Führungsflächen an *B* eng umschliessen lässt, so muss der eine dieser Schlitten an *C* ein wenig verschiebbar sein, um der verschiedenen Längenänderung von *C* gegenüber *A* Rechnung zu tragen. Man erreicht dasselbe, wenn man an einem der Balken Führungen rechteckigen Querschnitts anwendet und die Schmalseiten — obere und untere Flächen — nicht zum Anliegen bringt.

Hülse & Co.<sup>8)</sup> haben eine derartige Maschine gebaut, bei welcher der lothrechte hohle Führungsstab mit breitem Fuss auf einem liegenden Bett hin- und hergleitet. Die betreffende Maschine hobelt 2200 mm in der Länge und 1900 mm in der Höhe.

<sup>1)</sup> Engineering, 1879, S. 150, mit Schaubild. The Engineer, Okt. 1881, S. 287, mit Schaubild.

<sup>2)</sup> Engineering, Nov. 1881, S. 505, mit Schaubild. The Engineer, Okt. 1881, S. 289, mit Schaubild.

<sup>3)</sup> Industries, 18. Juli 1890, mit Schaubild.

<sup>4)</sup> Engineering, Jan. 1891, S. 83; März 1891, S. 380, mit Schaubild.

<sup>5)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1894, S. 1078, mit Schaubild.

<sup>6)</sup> Engineering, Juni, 1895, S. 13, mit Schaubild. Engineering, Sept. 1896, S. 336, mit Schaubild.

<sup>7)</sup> Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen., 1891, S. 1243, mit Abb.

<sup>8)</sup> The Engineer, Aug. 1856, S. 212, mit Abb.

Genügt eine der beiden Arbeitsrichtungen den Aufgaben, welche der Maschine gestellt sind, so wird man die andere weglassen, theils um die Maschine zu vereinfachen, theils um sie in anderer Richtung zu vervollkommen, bezw. handlicher zu machen.

Es entstehen daraus Hobelmaschinen der vorliegenden Art, welche entweder nur in lothrechter oder nur in wagerechter Richtung arbeiten.<sup>1)</sup>

Viel Beifall hat die Hobelmaschine gefunden, welche Fig. 483 in Giebelansicht darstellt.<sup>2)</sup> Auf Böcken *A* ruht ein Bett *B*, welches zur Führung des Schlittens *C* dient. An *C* ist ein wagerechter, quer gegen die Bettlänge gerichteter Führungsarm ausgebildet, an welchem der Stichelhausschlitten *D* zu verschieben ist. Der Schlitten *C* hat ausschliesslich die Arbeitsbewegung; er wird durch die Schraube *S* bethätigt. Die Schaltbewegungen verrichtet der Stichel, indem er quer gegen das Bett *B*, wagerecht, lothrecht oder auch geneigt gegen die Lothrechte verschoben wird.

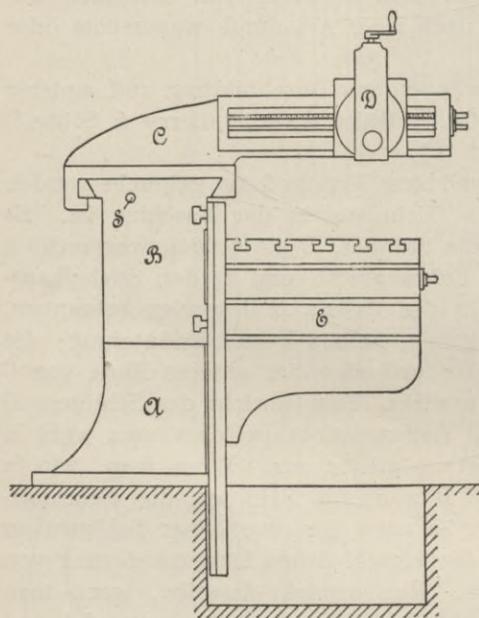


Fig. 483.

Die Werkstücke werden so befestigt, wie bei Feilmaschinen gebräuchlich, zu welchem Zwecke in der lothrechten Vorderfläche des Bettes Aufspann-Nuthen angebracht sind, denen sich eine Aufspannplatte und nach Umständen Aufspannwinkel *E* anschliessen. Hieraus folgt schon, dass die vorliegende Maschine nicht für schwere Werkstücke bestimmt ist; sie eignet sich aber besonders für flache, sperrige Gegenstände.

Man hat<sup>3)</sup> zwei solcher Maschinen einander gegenüber gestellt und die einander gegenüber befindlichen Aufspannwinkel in Balken übergehen lassen, welche einerseits zur Stützung der Werkstücke, andererseits zur gegenseitigen Absteifung der beiden, sonst von einander unabhängigen Maschinen dienen, wie Fig. 484 angeht. So

zugerichtet sollen sie sich gut für das Behobeln der Ränder von Schiffsplatten eignen. Die in der Quelle beschriebene Maschine ist für Bleche bestimmt, welche bis zu 6600 mm lang und 1600 mm breit sind.

Vereinigt man nun die beiden wagerechten Arme dieser Maschinen zu einem Balken und treibt die zum Verschieben desselben dienenden Schrauben so an, dass sie sich genau gleichförmig drehen, so entsteht aus dem Maschinenpaar die alte Grubenhobelmaschine. Diese besteht im wesentlichen aus zwei langen Führungsbetten, auf denen ein mit Stichelhaus-

<sup>1)</sup> Vergl. u. a. D. R.-P. No. 31511.

<sup>2)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1886, Bd. 262, S. 300, mit Abb. Engineering, März 1891, S. 289, mit Schaubild. Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen. 1891. S. 1243, mit Abb. 1893, S. 1604, mit Abb.

<sup>3)</sup> American Machinist, 27. Aug. 1891, mit Schaubild.

schlitten behafteter Führungsbalken durch Schrauben hin- und herbewegt wird, während die unter der Bahn dieses Balkens, meistens in einer Grube befindlichen Werkstücke festliegen.

Fig. 485 u. 486, Tafel V, stellen eine grosse, von Ernst Schiess gebaute derartige Grubenhobelmaschine dar. Sie vermag 10 m lang und 4 m breit zu hobeln, und zwar mittels 4 Werkzeuge, von denen zwei in der einen, zwei in der anderen Bewegungsrichtung arbeiten können. Die beiden, durch kräftige Querstücke verbundenen Führungsbetten sind 15,7 m, die auf ihnen gleitenden, Füsse des Querstücks bildenden Schlitten 2,4 m lang.

Behufs Verschiebung des Querstücks, sind neben die Betten Schraubenspindeln mit doppelgängigem Gewinde gelagert, und zwar an je einem Ende in einem 365 mm langen Kammlager. Es sind die Kammzapfen nicht an den Schraubenspindeln ausgebildet, sondern besonders hergestellt und auf den Spindeln befestigt. In 1300 mm Entfernungen von einander sind Stützlager für die Spindeln angebracht; sie umgreifen letztere nur auf

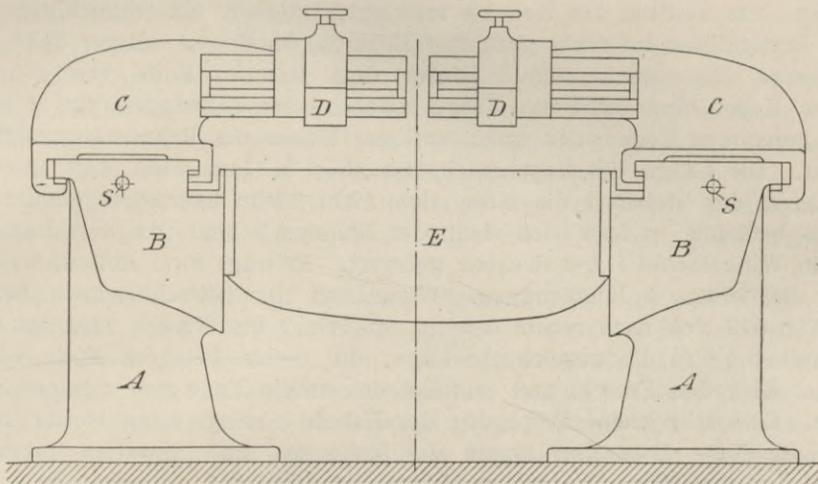


Fig. 484.

halbem Umfange, während die andere Hälfte jeder Spindel für eine halbe Mutter frei bleibt. Die beiden halben Muttern sind an den Bettschlitten befestigt. Der Kerndurchmesser der Schrauben beträgt 116 mm, der äussere Durchmesser 154 mm und die Ganghöhe 76 mm. Die beiden Schraubenspindeln werden am Kopfende der Maschine durch zwei unter sich gleiche Kegelradpaare und eine gemeinsame Querwelle, diese Querwelle durch ein Kegelradpaar von der Riemenrolle *a*, Fig. 485, aus angetrieben, wobei bemerkt werden mag, dass die links und rechts neben *a* gezeichneten Rollen sogenannte lose Rollen sind und in bekannter Weise durch Verschieben eines offenen und eines gekreuzten Riemens Rechts- oder Links-Drehung oder Ruhe herbeigeführt werden kann. Durch diesen Antrieb erhält das Querstück in beiden Arbeitsrichtungen 67 mm sekundliche Geschwindigkeit. Es kann jedoch für den Fall, dass nur in einer Richtung gearbeitet werden soll, eine doppelt so grosse Rücklaufgeschwindigkeit erzielt werden, und zwar mittels einer Hilfsvorrichtung, welche in den Figuren nicht angegeben ist und deshalb übergangen werden soll.

Die Umsteuerung und die Schaltungen gehen von einer 130 mm hohen und 24 mm dicken Flachschiene *b* aus, welche von Pendeln gestützt wird. Das in Fig. 485 am meisten rechts belegene Pendel ist durch ein Gewicht zum „Umfaller“ (S. 199) gemacht; es bethätigt durch zwei Radausschnitte die Querwelle *c* und diese durch fernere Radausschnitte sowie Zahnstangen den Riemenführer *d*. An den oberen Rand der Schiene *b* sind zwei Frösche geklemmt, welche einerseits die Schaltbewegung, andererseits die Umsteuerung vermitteln sollen. Letzteres findet, wie soeben angegeben, durch Verschieben der Schiene *b* statt; die Schaltbewegungen sollen hervorgebracht werden, indem die Frösche gegen das untere Ende des Hebels *e*, Fig. 485, stossen. Da nun die Schaltungen ziemlich viel Kraft beanspruchen, so würde der vom Hebel *e* getroffene Frosch und die Schiene *b* zurückweichen, statt den Hebel umzulegen; ersteres würde die Umsteuerung herbeiführen, also ein Schalten überhaupt nicht eintreten, wenn nicht eine besondere Vorrichtung dafür sorgte, dass zunächst das Schalten und dann erst das Umsteuern stattfinden kann. Diese Vorrichtung besteht in Folgendem: Den Zapfen, um welchen der Hebel *e* schwingt, umgiebt ein viereckiger, an dem Bettschlitten lothrecht geführter Rahmen, in dessen unterer Seite ein stählernes Bogenstück sitzt. Hinter dem unteren Ende von *e* trägt dieser Hebel eine stählerne Nase, welche beim Schwingen von *e* über dem genannten Bogenstück spielt und das Heben des Rahmens unmöglich macht. Die Länge des Bogenstücks ist aber so bemessen, dass in den Endlagen des Hebels *e* die Nase sich nicht mehr über dem stählernen Bogen befindet; es lässt sich dann der Rahmen heben. An dem Rahmen ist ein Winkelhebel *i* frei drehbar gelagert. Er trägt zwei Rollen, welche über die Schiene *b* hinwegragen. Wenn nun der Bettschlitten in Bezug auf Fig. 479 sich nach rechts bewegt, so bringt der Frosch zunächst den Winkelhebel *i* in die gezeichnete Lage, die rechts belegene Rolle von *i* kommt über den Frosch, und es stösst das untere Ende von *e* gegen letzteren. Eine sehr kleine Bewegung des Hebels *e* bringt seine weiter oben genannte Nase über den Bogen des Rahmens, und gestattet nunmehr das Heben des Rahmens erst, nachdem die Schaltung vollzogen ist. Die Schiene *b* muss sich für die Umsteuerung um die Pfeilhöhe des Bogens der sie tragenden Pendel heben; sie liegt unmittelbar unter der einen an *i* sitzenden Rolle, und wegen des Frosches mittelbar unter der andern. Es kann daher *b* sich nicht heben, so lange der Rahmen, an welchem *i* gelagert ist, in seiner unteren Lage festgehalten wird. Sobald jedoch *e* in eine seiner Endlagen kommt, wird der Schiene *b* die erforderliche Hebung gestattet, und es erfolgt das Umsteuern.

Das obere Ende des Hebels *e* ist zum Zahnbogen ausgebildet und dreht vermöge dessen bei seinen Schwingungen die Kurbelscheiben *ff* hin und her. Diese bethätigen mit Hilfe von Lenkstangen, Zahnstangen und Schaltdosen an jeder Seite des Querstückes zwei Schrauben und eine langgenuthete Welle; letztere überträgt ihre ruckweisen Drehungen durch zwei Kegelradpaare und eine kurze liegende und eine lothrechte Welle, sowie ein Stirnradpaar auf die zur lothrechten Verschiebung des Stichel dienende Schraube, während die beiden liegenden Schrauben je einen der Stichelhausschlitten an dem Querbalken verschieben.

Die Stichelhäuser haben eine lichte Weite von 120 mm bei 100 mm, so dass sehr kräftige Stahlhalter eingespannt werden können. Das ist

nöthig, da die Stahlhalter oft recht lang sein müssen, um tief liegende zu bearbeitende Flächen erreichen zu können.

Der Befestigung der Werkstücke dienen Balken, welche auf schweren, an den Wänden der gemauerten Grube verankerten und mit den Führungsbetten verschraubten Treppen ruhen.

Es sei noch bemerkt, dass für den Bau der Maschine in ausgedehntem Maasse geschmiedeter Stahl und Stahlguss verwendet ist.

Für flachere Gegenstände werden derartige Maschinen ohne Grube hergestellt und zum Aufspannen der Werkstücke eine grosse, feste Aufspannplatte angebracht.<sup>1)</sup>

Eine der am häufigsten vorkommenden Seitenhobelmaschinen ist die Blechkanten-Hobelmaschine oder Blechbesäummaschine. Ihre Aufgabe besteht lediglich in dem Behobeln der geraden Schmalseiten der Bleche, weshalb die für ihren Entwurf bestimmenden Gesichtspunkte fast immer dieselben sind. Es liegt nahe, die sehr sperrigen Werkstücke während der Bearbeitung ruhen zu lassen — was bei fast allen Blechkantenhobelmaschinen geschieht. Man befestigt die Bleche, um sie bequem vorlegen, abnehmen, sowie den arbeitenden Stichel gut beobachten zu können, in wagrechter Lage und bringt das Führungsbett für den Stichelschlitten möglichst nahe an die zu bearbeitenden Flächen. Und da die Randflächen einfach eben sind, so legt man mehrere Bleche auf einander und bearbeitet die über einander liegenden Randflächen gemeinsam.

Die Fig. 487 und 488, Tafel VI stellen eine solche von Breuer, Schumacher & Co. in Kalk b. Köln gebaute Maschine in Giebel-, bezw. Längensicht dar.

Die Bleche werden auf die obere Fläche des Balkens *a*, Fig. 487, und der sich links anschliessenden Böcke so gelegt, dass die zu bearbeitenden Flächen nach rechts gekehrt sind. Mittels zweier bockartiger Gebilde *c* ist der starke Balken *b* mit *a* fest verbunden, und in *b* stecken Schrauben *d*, die, gehörig angezogen, das Blech gegen *a* drücken und dadurch festhalten. Gleichlaufend zu *a* und *b* und mit diesen fest verbunden ist das Führungsbett *g*, auf welchem der Schlitten *f*, Fig. 488, gleitet. Auf *f* werden zwei Querschlitten *h* wagerecht geführt und an diesen in lothrechter Richtung die beiden Stichelhausschlitten, wobei bemerkt werden mag, dass der eine Stichel in der einen, der andere in der entgegengesetzten Richtung arbeitet. Eine im Führungsbett gelagerte Schraube *s*, Fig. 487, verschiebt die Bettplatte.

Die mittlere der drei Riemenrollen *r*, Fig. 488 links, dreht sich lose auf einem festen Bolzen, die rechtsseitige ebenfalls, ist aber mit einem Stirnrade behaftet, welches ihre Drehungen auf das Stirnrad *k* überträgt. Die links belegene Rolle *r* ist auch mit einem Zahnrad verbunden, welches durch ein hinter den Rollen *r* befindliches Rädervorgelege das Rad *k* in umgekehrter Richtung, aber mit gleicher Geschwindigkeit dreht wie die rechts belegene Rolle. Es ist also behufs Umsteuerns nur das Verschieben des einen Treibriemens nöthig. Das bewirkt die Stange *l*, welche mit Stellringen und Federn (Fig. 415, S. 200) versehen und von einem am Schlitten *f* festen Auge umschlossen ist. Um die Maschine in jedem Augenblick ausser Betrieb setzen zu können, ist dieses Auge mit einer leicht zu handhabenden Klemme versehen. Ein Kipplager *m* stützt die Stange *l* in der Mitte ihrer

<sup>1)</sup> Vergl. Engineering, Januar 1886, S. 49, mit Schaubild.

Länge, ein Umfaller (Fig. 410, S. 199) am rechtsseitigen Ende der Fig. 488 sichert die volle Umsteuerung.

Die Verschiebung der Querschlitten  $h$  dient nur dem Einstellen des Stichels und wird deshalb nur mittels der Hand bewirkt. Die lothrechte Verschiebung der Stichelhausschlitten, d. h. die Schaltung, kann auch selbstthätig hervorgebracht werden. Zu diesem Zweck sind, unter Benutzung einer langen Aufspann-Nuth, zwei weit nach vorn hervorragende Frösche  $i$ , Fig. 488, angebracht, gegen welche Hebel der an den lothrechten Schrauben der Stichelschlitten angebrachten Schaltwerke stossen.

Fig. 491.

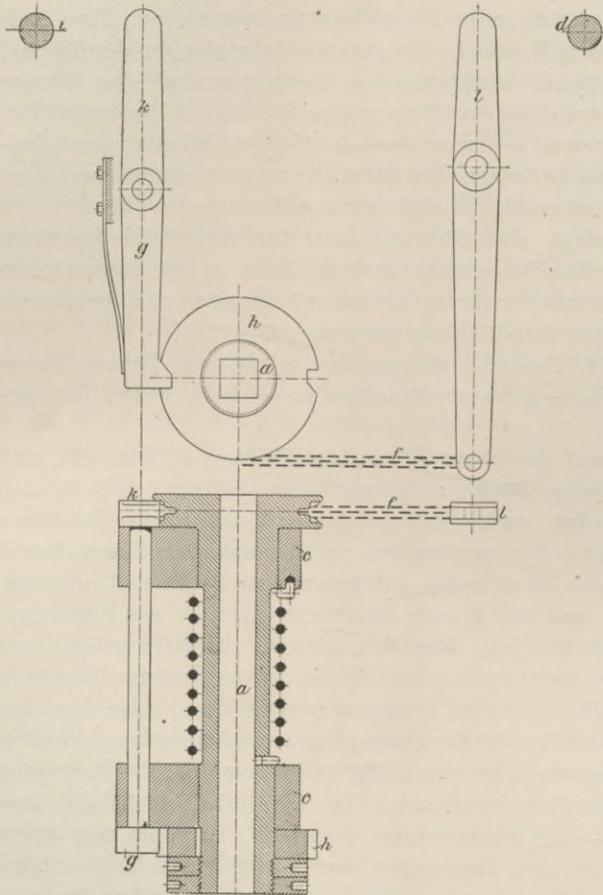


Fig. 492.

Aus Fig. 487 geht hervor, dass sowohl der Balken  $b$ , als auch der unten liegende  $a$  nach links über die Böcke  $c$  hervorragen. Man ist sonach mit der Länge der zu bearbeitenden Bleche nicht an die Länge der Maschine gebunden, kann vielmehr zunächst einen Theil der Blechrandlänge und dann, nach erfolgtem Umspannen, den folgenden Theil bearbeiten. Die Schnittlänge der vorliegenden Maschine beträgt 4 m.

Aehnliche Maschinen sind in den unten verzeichneten Quellen<sup>1)</sup> beschrieben.

Eine grössere, von Breuer, Schumacher & Co. gebaute Maschine zeigen die Fig. 489 und 490, Tafel VII in Seitenansicht und Grundriss. Sie unterscheidet sich von den bisher beschriebenen Maschinen insbesondere dadurch, dass

sie gestattet, gleichzeitig zwei unter rechtem Winkel zu einander liegende Schmalseiten der Bleche zu behobeln. Es sind, wie aus Fig. 490 ersichtlich, zwei Blechkantenhobelmaschinen unter rechtem Winkel an einander gefügt und für dieselben zwei Antriebe vorhanden. Eine fernere Verschiedenheit besteht darin, dass ein und derselbe Stichel in beiden Be-

<sup>1)</sup> Dingl. polyt. Journ., 1878, Bd. 229, S. 30, mit Abb.; 1880, Bd. 238, S. 24, mit Schaubild. D. R.-P. No. 73882.

wegungsrichtungen arbeitet. Er ist zu diesem Zweck in einem aussen walzenförmigen Gehäuse befestigt, welches nach jedem Schnitt sich um  $180^{\circ}$  dreht.<sup>1)</sup> Die Fig. 491 und 492 stellen die Einrichtung, welche diese Drehungen vermittelt, in grösserem Massstabe dar, und zwar Fig. 491 im Aufriss, Fig. 492 in wagerechtem Schnitt. Der Werkzeughalter *a* ist in dem Schlitten *c* drehbar gelagert. Mit ihm ist eine Kettenrolle fest verbunden und eine um diese gelegte Kette *f* ist dem unteren Ende des am Schlitten drehbar gelagerten doppeltarmigen Hebels *l* angeschlossen. Wenn der Schlitten sich in Bezug auf Fig. 491 nach rechts bewegt, so stösst das obere Ende von *l* gegen den Knaggen *d* und bewegt diesen Hebel so, dass der Stichelhalter *a* eine Linksdrehung um wenigstens  $180^{\circ}$  erfährt. Damit der Stichelhalter sich nicht eigenmächtig rückwärts zu drehen vermag, ist an ihm ein Sperr-Rad *h* befestigt, in dessen eine Zahnücke die Klinke *g* greift. Eine Feder, Fig. 492, sucht den Stichelhalter stets rechts herumzudrehen; sie bewirkt augenblicklich, dass sich die Lückenwand des Sperr-Rades fest gegen die Klinke *g* legt, also die Lage des Stichelhalters zweifellos ist. Hat der Stichel in der Richtung nach links einen Schnitt vollendet, so stösst der nach oben gerichtete Hebel *k* gegen den Knaggen oder Frosch *i*, wodurch die Klinke *g* ausgelöst wird und der frei werdende Stichelhalter durch die Feder rechts herum gedreht, also der Stichel befähigt wird, in der Richtung nach rechts zu arbeiten, und der Hebel *l* die in Fig. 491 angegebene Lage wiedergewinnt. Die lothrechte Schaltbewegung des Stichels wird ebenfalls von den Knaggen *d* und *i*, Fig. 489 und 490, abgeleitet. Die Umsteuerung bewirkt ein unter der Bettplatte *k*, Fig. 489, befestigtes Auge, welches gegen an der Steuerstange *m* einstellbare Federn stösst und hierdurch (vergl. S. 200) den Treibriemen verschiebt; ein Umfaller (S. 199) sichert die volle Umsteuerung. Jenes unter *k* befestigte Auge lässt sich durch einen kleinen, in Fig. 489 erkennbaren Hebel an der Steuerstange jederzeit festklemmen, so dass in jeder Lage des Schlittens der Betrieb ausgerückt werden kann. Der Antrieb des zweiten Schlittens, sowie der Schaltantrieb an demselben unterscheidet sich von dem vorigen nur durch unwesentliche Einzelheiten.

Bemerkenswerth ist noch eine Vorrichtung, welche ein Zusammentreffen der Schlitten an der Ecke, woselbst die Befestigungsvorrichtungen der Bleche zusammenstossen, mit Sicherheit verhindert.

Diese Vorrichtung erläutert die in grösserem Massstabe gezeichnete Grundrissfigur 493. In der Nähe der fraglichen Ecke ist eine Welle *o* gelagert, auf welcher das Zahnrad *p* fest sitzt, und ein weiter rechts belegenes Zahnrad lose drehbar steckt aber durch ein Kuppelstück mit der Welle *o* fest verbunden werden kann. Die Kupplung wird durch den Winkelhebel *q* bethätigt und dieser durch zwei Schienen, welche am Längsschlitten *k* fest sitzen. Nähert sich dieser dem Winkelhebel *q*, so wird das lose auf *o* steckende Rad mit *o* gekuppelt und, da das Rad in die Zahnstange *r* greift, mit dieser verbunden. Trifft nun der Querschlitten an der Ecke der Maschine ein, während der Längsschlitten mit Hilfe des Winkelhebels *q* die Kupplung geschlossen hält, so verschiebt ersterer die Zahnstange *r*, dreht die Welle *o* und verschiebt mittels des Rades *p*, welches in eine Verzah-

<sup>1)</sup> Vergl. Hart, Werkzeugmaschinen der Maschinenfabriken, Heidelberg 1868, S. 153, mit Abb.

nung der Steuerstange  $n$  greift, diese und damit den Treibriemen des Querschlittens. Dieser wird hierdurch so lange ausser Betrieb gesetzt, bis der Längsschlitten den Winkelhebel  $q$  losgelassen hat.

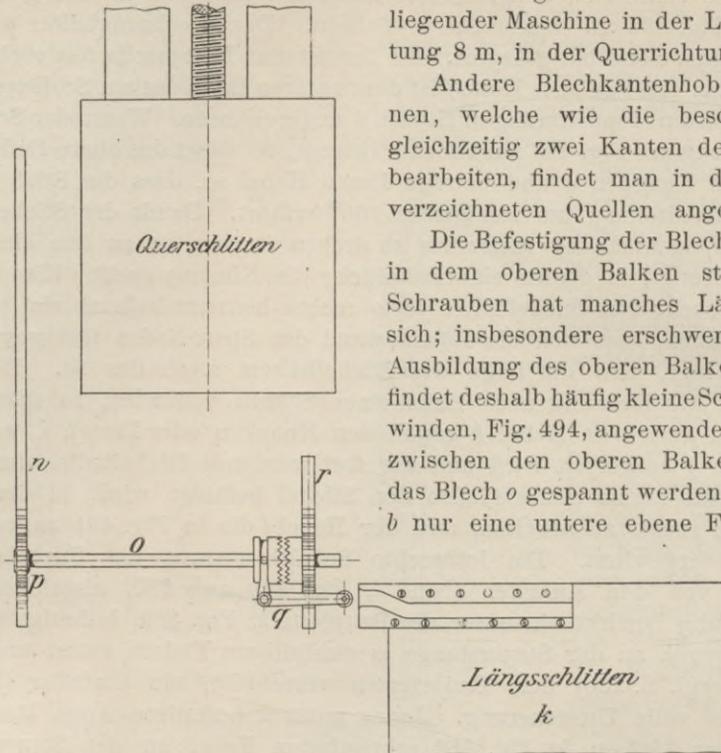


Fig. 493.

haben braucht. Dieses Verfahren erlaubt auch die Befestigung je in den Punkten vorzunehmen, in denen sie in dem einzelnen Fall am zweckmässigsten ist.

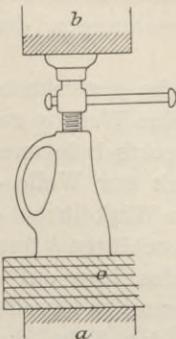


Fig. 494.

Der obere Balken erfährt bei dem Anziehen der Schrauben eine gewisse Durchbiegung. So kommt es denn, dass die zuerst angezogenen Schrauben durch das Anziehen der folgenden wieder locker werden. Es ist auch daran zu denken, dass ein zu starkes Anziehen sämtlicher Schrauben, oder einer grösseren Zahl von Schraubenwinden, einen Bruch der Balken oder der beiden Verbindungsglieder herbeiführen kann. Das kommt ausser Frage bei Anwendung einer Anzahl von Wasserdruckpressen, welche an dem oberen Balken hängen.<sup>2)</sup> Dieses Verfahren lässt ausserdem an Zeit für das Befestigen und Lösen der Bleche beträchtlich sparen. Die kleinen Wasserdruckpressen erhalten Kolben mit verhältnissmässig sehr dicken Kolbenstangen, so dass die untere Kolbenfläche nur klein bleibt.

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1888, Tafel 38,\* Fig. 5, 6 u. 7; 1892, S. 1075, mit Schaubild.

<sup>2)</sup> Engineering. Dec. 1888, S. 582, mit Abb.; Nov. 1890, S. 627, mit Schaubild.

Hier wirkt das Druckwasser stets, wird aber, sobald über dem Kolben Druckwasser eintritt, verdrängt. Sonach genügt für die Bedienung dieser Pressen ein Hahn oder Kolbenschieber, welcher Druckwasser über den Kolben treten, oder das über dem Kolben befindliche Wasser abfließen lässt.

Für bestimmte Fälle ist erwünscht, die Werkstücke mit Hilfe von Spanneisen zu befestigen (vergl. S. 113 u. f.); zu diesem Zweck versieht man oft die obere ebene Fläche des unteren Balkens, häufiger noch die an diesen sich schliessenden sonstigen Stützflächen der Werkstücke mit Aufspannlöchern oder Aufspann-Nuthen.

In der Regel legt man, wie in den gegebenen beiden Beispielen das Führungsbett *g*, Fig. 495, vor den unteren Balken *a*, so dass seine Hauptfläche wagerecht liegt. Die Verschiebung des Schlittens *o* auf dem Bett-schlitten *f* hat dann nur den Zweck des Einstellens, während die Schaltbewegung längs der ziemlich hohen lothrechten, an *o* ausgebildeten Füh-

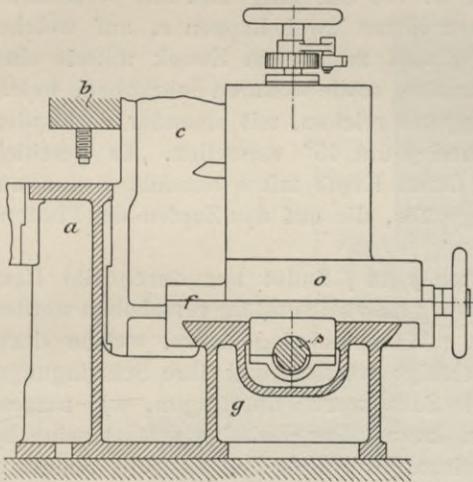


Fig. 495.

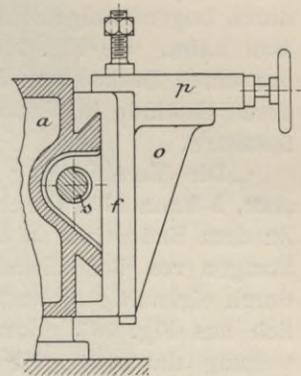


Fig. 496.

rung stattfindet. Statt dessen vereinigt man zuweilen, nach Fig. 496, das Führungsbett mit dem unteren Balken *a* und macht dadurch die Hauptführungsfläche des Schlittens *f* lothrecht. Es dient alsdann die Verschiebung des Stichelhausschlittens *p* lediglich der Einstellung, während der Schlitten *o* die Schaltbewegung auszuführen hat. Eine dritte Ausführungsform besteht darin, dass man die Führung für den Hauptschlitten am oberen Balken ausbildet.<sup>1)</sup> Ein Beispiel für diese Anordnung bietet die weiter unten beschriebene und durch Fig. 497 und 498, Tafel VI, abgebildete Maschine.

In vielen Fällen sollen die Randflächen schräg gegen die Hauptflächen der Bleche liegen. Zu diesem Zweck wird die Führung, längs welcher die Schaltbewegung stattfindet, entsprechend schräg, statt lothrecht gelegt. Manche begnügen sich mit einem unveränderlichen Winkel dieser Schräge, manche machen die Schräge einstellbar. Fig. 497 und 498, Tafel VI, stellen eine von Ernst Schiess gebaute derartige Maschine dar. Sie ist in erster Linie zum Bearbeiten der Fugenflächen von Panzerplatten (bis 4,5 m Länge, 3,5 m Breite und 400 mm Dicke) bestimmt, lässt aber auch erkennen, wie man die Verstellbarkeit des Schaltwegs und die Haupt-

<sup>1)</sup> Le Génie civil, 1890, S. 404, mit Abb.

schlittenführung am oberen Balken für solche Maschinen einrichten kann, die dünnere Platten zu bearbeiten haben. Die Grundplatte *a* dieser Maschine ist 9,48 m lang, 1,92 m breit und 500 mm dick. Auf sie sind zwei kräftige Ständer *b* geschraubt, welche den oberen Balken *c* tragen. Dieser Balken hat 10,49 m Gesamtlänge, in der Mitte 1,3 m Höhe, die Auflagefläche seines 3,0 m langen Schlittens ist 900 mm breit und seine Dicke beträgt 650 mm. Die Maschine ist also zu den sehr schweren zu rechnen; ihr Betrieb erfordert etwa 20 Pferdekräfte.

Mittels Riemen werden die Rollen *d*, Fig. 497, angetrieben, und zwar so, dass die zugehörige Welle sich rechts oder links dreht und dadurch der grosse Schlitten nach der einen oder andern Richtung verschoben wird. Durch Räderübersetzung wird die Drehbewegung auf die 140 mm dicke, aus geschmiedetem Stahl hergestellte Schraube *s* übertragen. Der in die Axenrichtung dieser Schraube fallende Druck wird durch Ball-Lager aufgenommen. Die zugehörige Mutter ist 450 mm lang und mit Weissmetall ausgegossen. An dem Hauptschlitten sitzen zwei Lappen *e*, auf welchen die Platten *f* drehbar sind. *e* und *f* sind zu diesem Zweck mittels eines Zapfens und in ihm steckender Schraube, sowie weiteren Schrauben, welche durch bogenförmige Schlitze der Lappen *e* reichen, mit einander verbunden. Man kann, wie Fig. 497 zeigt, *f* und *g* um  $45^{\circ}$  verstellen. Es geschieht das durch Drehen von Schrauben, deren Köpfe mit *o* bezeichnet sind und deren Gewinde in Wurmradbögen greifen, die auf den Zapfen der Platten *f* festsitzen.

Die Verschiebung der Schlitten *g* an *f* findet nur durch die Hand statt, *h* kann aber durch ein Schaltwerk an *g* selbstthätig verschoben werden. Zu dem Ende sind an den Lappen *e* Winkelhebel gelagert, welche durch Stangen von dem Hebel *n* aus bethätigt werden und ihre Schwingungen durch eigenartiges Gestänge auf die Schaltwerke übertragen, wie namentlich aus Fig. 497 erkannt werden kann. Der Hebel *n* erfährt seine Bewegung durch an der Stange *k* einstellbare Frösche. Ist die Schaltung vollzogen, so verschiebt *n* die Schiene *k*, den Umfaller *l* in seine höchste Stellung hebend, und nunmehr verschiebt dieser die Riemenführerstange *m* bis zur vollendeten Umsteuerung.

Es sind hier nur solche Blechkantenhobelmaschinen beschrieben, welche in beiden Richtungen arbeiten. Deshalb muss besonders ausgesprochen werden, dass man auch derartige Maschinen baut, die nur in einer Richtung arbeiten. Dann richtet man das Kehrgetriebe so ein, dass der Rücklauf mit grösserer Geschwindigkeit — bis zum Vierfachen des Arbeitsganges — stattfindet.

Auch Maschinen zum Behobeln der Schmalseiten bereits gekrümmter Bleche sind gebaut.<sup>1)</sup>

4. Tischhobelmaschinen. Sie unterscheiden sich dadurch von den bisher erörterten Hobelmaschinen, dass dem Werkstück die Arbeitsbewegung zufällt, während der Stichel nur die Schaltbewegung auszuführen hat. Zu diesem Zweck wird das Werkstück auf einer Aufspannplatte, dem Tisch befestigt, welche auf Bahnen gleitet. Wegen des Gewichts von Tisch und Werkstück, welches die an einander gleitenden Flächen gegen einander

<sup>1)</sup> Vergl. Engineering, Jan. 1885, S. 54, mit Abb. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1888, Taf. 38, Fig. 10—12.

drückt, werden fast immer offene Führungen (S. 51) verwendet. Dieses Gegeneinanderdrücken findet stets in derselben Richtung statt, so dass die Führung der Arbeitsbewegung eine sicherere ist als bei den bisher beschriebenen Maschinen, deren Führungen wechselnd in der einen und andern Richtung in Anspruch genommen werden. Allerdings ist bei letzteren Maschinen zuweilen das Gewicht des Schlittens für den Hauptweg so gross, dass es die nach oben gerichteten Drücke überwiegt (vergl. die Gruben-hobelmaschine, S. 247) und deshalb die Führungsfächen stets an derselben Seite in fester Fühlung bleiben; bei den Stoss-, Feil- und meisten Seiten-hobelmaschinen ist dagegen das Gewicht des Schlittens entweder ganz unwirksam, oder doch so gering, dass der Druck von der einen Führungs-

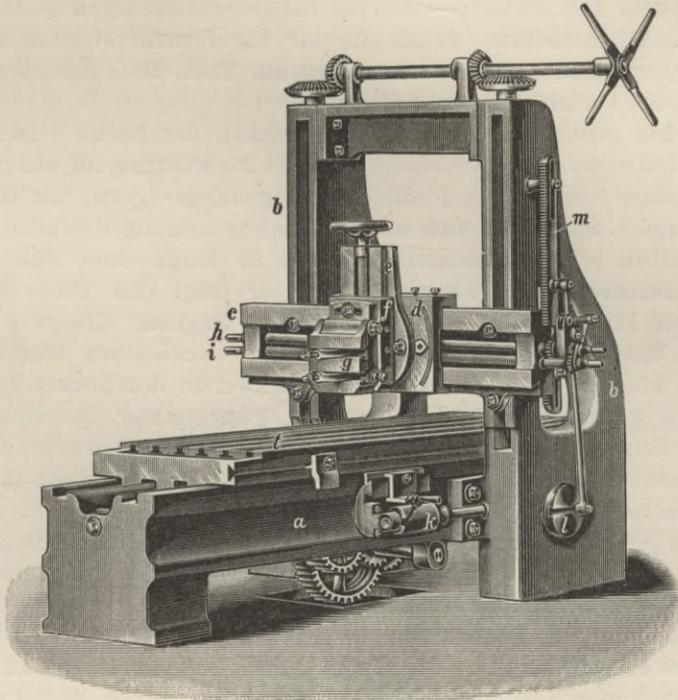


Fig. 499.

fläche auf die andere überspringt, und hierdurch — wegen des nothwendigen, wenn auch geringen Spielraums — kleine Abweichungen von dem beabsichtigten Weg stattfinden. Die Tischhobelmaschinen liefern deshalb im allgemeinen genauere Arbeit als die anderen Hobelmaschinenarten.

Sie führen dagegen den Missstand sehr grosser Belastung der Gleitflächen und demnach grosser Reibungsverluste mit sich, die mit der Grösse der Werkstücke zunehmen. Ausserdem aber sind sie für sperrige Werkstücke weniger bequem als die unter 1 bis 3 beschriebenen Maschinen. Fig. 499, welche eine kleinere Tischhobelmaschine darstellt, möge zur allgemeinen Erläuterung derselben dienen.

Das Gestell der Maschine besteht aus dem Bett *a* und den beiden Böcken *b*. Letztere sind unten mit dem Bett verschraubt, und oben durch ein Querstück gegen einander abgesteift. Man erkennt nun aus der Figur,

dass die Maschine nur an drei Stellen sich auf den Boden stützt. Diese Stützungsweise ist beliebt, weil sie von dem Fundament einigermaßen unabhängig macht. Es soll das Rückgrat der Maschine so viel als möglich in ihrem Gestell liegen, dieses die Ausgleichung aller Kräfte vermitteln; das Fundament soll die Maschine nur tragen, andere Einwirkungen nicht ausüben. Es sind das Forderungen, welche sich aus der Wandelbarkeit der Fundamente ergeben. Wegen der Länge des Bettes ist nicht immer möglich diese Stützung durch nur drei Füße anzuwenden; dann muss man das Fundament durch besonders sorgfältige Herstellung unwandelbar zu machen suchen und bei der Aufstellung durch Keile oder Schrauben, sowie nachträgliches Untergiessen mit dickflüssigem Cement die Stützpunkte so zum Anliegen bringen, dass keinerlei Verbiegungen des Bettes vorliegen.

Auf dem Bett gleitet — hier in Bahnen rechteckigen Querschnitts — der Tisch. Riemenrollen, welche in der Figur nicht sichtbar sind, und Zahnräder, von denen das letzte in eine am Tisch feste Zahnstange greift, bewirken die Verschiebung des Tisches.

An den genau bearbeiteten Vorderflächen der Böcke *b* ist ein Querbalken *c* lothrecht zu verschieben; er bietet die Führung für den Schlitten *d*. Es ist an dem letzteren die Platte *e*, die sogenannte Lyra, um einen wagerechten Zapfen zu drehen und mit Hilfe in bogenförmigen Schlitzten steckender Schrauben schräg einzustellen. An *e* ist längs eines Führungsstabes der Stichelhausschlitten *f* zu verschieben; er trägt eine ein wenig schräg zu stellende Platte, welcher die den Stichel tragende Klappe *g* angebolzt ist (vergl. S. 103). Um sich den Höhen der verschiedenen Werkstücke anpassen zu können, ist der Balken *c* mittels zwei in den Böcken *b* gelagerter und durch gleiche Kegelräderpaare von gemeinsamer Querwelle aus zu drehender Schrauben lothrecht zu verschieben. Die beiden Schrauben haben selbstverständlich gleiche Ganghöhen; es muss eine derselben linksgängig, die andere rechtsgängig sein, wenn die Kegelräder — wie in der Figur angegeben — zur Mittelebene der Maschine symmetrisch liegen sollen. Nachdem *c* in die richtige Höhenlage gebracht worden ist, schraubt man ihn mittels vier Schrauben an den Böcken *b* fest.

Umsteuerung und Schaltbewegungen werden durch zwei an dem Tisch einstellbare Frösche bewirkt, die einen kleinen Seitenschlitten und hierdurch den mit krummer Nuth versehenen Körper *k* mit seiner Welle nach links oder rechts drehen (S. 198). Diese Welle bethätigt den umsteuernden Riemenführer unmittelbar und die Kurbelscheibe *l* unter Vermittlung zweier Kegelrad-Ausschnitte. Von *l* aus wird die Zahnstange *m* auf und nieder bewegt und unter Vermittlung von Schaltdosen (S. 209) die Welle *h* und die Schraube *i* ruckweise gedreht. Die letztere verschiebt den Schlitten *d*, die erstere dreht, unter Vermittlung zweier Kegelradpaare und einer kurzen, in der Drehaxe von *e* liegenden Welle die Mutter der Schraube, welche zum Verschieben des Schlittens *f* dient (vergl. Fig. 201, S. 104). Es kann die Verstellung des Stichels durch die Hand stattfinden: mittels des über *e* befindlichen Handrades und mittels auf *h* und *i* zu steckender Handkurbeln.

Die Uebertragung der von der Kurbelscheibe *l* ausgehenden ruckweisen Bewegung mittels der Zahnstange *m* auf die Schaltwerke ermöglicht ohne weiteres die lothrechte Verschiebung des Balkens *c*; man kann Gleiches auf folgendem Wege erreichen: eine lothrecht gelagerte, langgenuthete Welle wird nahe ihrem unteren Ende hin- und hergedreht. Sie steckt in

einem am Balken  $c$  gelagerten Kegelradausschnitt und dreht diesen durch eine in seine Nuth greifende feste Leiste. Der Kegelradausschnitt greift in einen zweiten, welcher das Schaltwerk in Bewegung setzt.

Die Inanspruchnahme der Gestelltheile ist ziemlich verwickelt. Nach den schematischen Figuren 500 und 501 wirkt der Arbeitswiderstand  $W_1$  zunächst biegend auf den Stichel, dann mit dem Abstand  $a_1$  linksverdrehend auf den Querbalken  $c$ , ferner in wagerechter Ebene biegend auf diesen und endlich mit dem Halbmesser  $a_2$  biegend auf die Böcke  $b$  und zwar in deren Hauptebene. Der winkelrecht zur Schnittrichtung auftretende Widerstand  $W_2$  sucht mit  $W_2 \cdot \sin \alpha \cdot a_1$  den Balken  $c$  in lothrechter Ebene zu biegen, belastet mit diesem Betrage die wagerechte Schaltschraube, und versucht mit  $W_2 \cdot \sin \alpha \cdot a_2$  die Böcke quer zur Maschine zu biegen, wenn  $\alpha$  die Neigung der Hauptschneide zur Wagerechten ist.  $W_2 \cdot \cos \alpha \cdot a_3$  versucht  $c$  rechts zu verdrehen und  $W_2 \cdot \cos \alpha$  ihn in lothrechter Richtung durchzubiegen. Es rührt von  $W_2 \cos \alpha$  auch ein Biegemoment in der Hauptebene der Böcke her, doch kann dieses seiner Kleinheit halber vernachlässigt

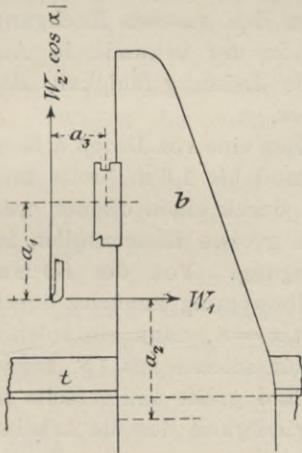


Fig. 500.

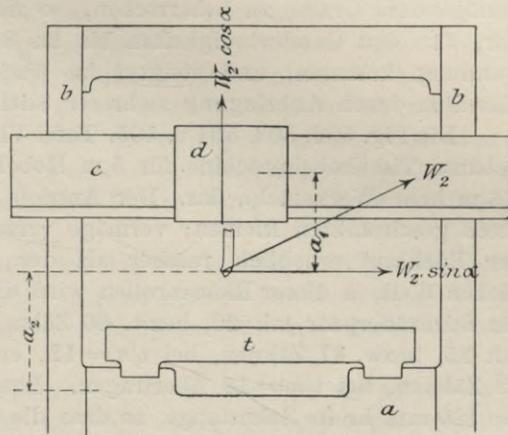


Fig. 501.

werden. Die Verbindung der Böcke mit dem Bett überträgt die auf erstere wirkenden Kräfte zum Theil auf die Führungen des Tisches, zum Theil auf das Bewegungsmittel des letzteren. Eine Berechnung dieser Theile auf Grund jener Kräfte hat nur einen Sinn, wenn sie bestimmt ist, das elastische Nachgeben der Gestelltheile festzustellen. Dagegen sind die Schaltschrauben, namentlich aber die den Tisch antreibenden Theile, nach ihrer Festigkeit zu berechnen.

Wenn die Tischhobelmaschine nur in einer Richtung arbeitet — was die Regel bildet — so lässt man den Tisch sich rasch zurück bewegen und zwar bis zum Vierfachen der Arbeitsgeschwindigkeit. Hierzu dienen die früher (S. 203) angegebenen Mittel. Es fehlt nicht an Versuchen, die Maschine in beiden Bewegungsrichtungen des Tisches arbeiten zu lassen, wie bei manchen Seitenhobelmaschinen (S. 251) gebräuchlich. Man verwendet zuweilen zwei einander gegenüberstehende Bockpaare<sup>1)</sup> und rüstet jedes für sich so aus, wie vorhin beschrieben, oder bringt sowohl an der

<sup>1)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1855, Bd. 136, S. 185, mit Abb.

Vorder-, als auch an der Rückseite des Querbalkens Werkzeuge tragende Schlitten an (vergl. S. 247 die Grubenhobelmaschine), oder lässt den Stichel am Hubende sich um  $180^{\circ}$  drehen,<sup>1)</sup> oder den doppelt zugeschliffenen oder die paarweise angeordneten Stichel eine Schwenkung ausführen, vermöge welcher diejenige Schneide richtig eingestellt wird, welche für die kommende Bewegungsrichtung sich eignet.<sup>2)</sup> Von diesen Mitteln wird indess bisher wenig Gebrauch gemacht, wahrscheinlich aus folgenden Gründen: Es ist kaum möglich die zweite Schneide so genau sich einstellen zu lassen, dass sie in Verbindung mit der ersten Schneide eine glatte Fläche erzeugt. So beschränkt sich die Benutzung der vorliegenden Einrichtungen auf das Schruppen, bzw. Erzeugen von Flächen, die auch mit mässiger Glätte ihrem Zweck genügen. Wenn die beiden Stichel an von einander unabhängigen Schlitten sitzen, so ist unbeschränkte Anwendung möglich, solange jeder Stichel eine andere Fläche bearbeitet. Demgemäss kommen die beiden ersten der hier genannten Verfahren namentlich dann vor, wenn man die mit dem raschen Rückgange verknüpfte grössere Massenwirkung umgehen will. Vermag man diese in genügendem Grade zu beherrschen, so zieht man den raschen Rückgang vor, für den Geschwindigkeiten bis zu 800 mm in der Sekunde in Anwendung kommen, und steigert im übrigen die Leistungsfähigkeit der Maschine durch Anbringung mehrerer Stichelhäuser.

Die Fig. 502, 503, 504 u. 505, Tafel VIII, stellen eine von Droop & Rein gebaute Tischhobelmaschine für 5 m Hobellänge und bis 1,6 m breite und 1,6 m hohe Werkstücke dar. Der Antrieb erfolgt durch einen offenen und einen geschränkten Riemen; vermöge verschieden grosser Riemenrollen ist der Rücklauf erheblich rascher als der Arbeitsgang. Von der 80 mm dicken Welle *a* dieser Riemenrollen wird die Drehbewegung zunächst durch ein Stirnräderpaar mit 20, bzw. 80 Zähnen bei  $t/\pi = 8$ , dann ein solches mit 15, bzw. 67 Zähnen, bei  $t/\pi = 12$ , endlich ein solches mit 15, bzw. 32 Zähnen, bei  $t/\pi = 18$  übertragen. Letzteres Rad greift andererseits in die 180 mm breite Zahnstange, so dass die Geschwindigkeit des die Arbeitsbewegung hervorbringenden Riemens rund 53 mal so gross ist, als die Schnittgeschwindigkeit.

Die am Tisch einstellbaren Frösche *aa*, Fig. 502 und 503, bethätigen in bekannter Weise den aus zwei mit einander verbundenen Theilen bestehenden Stiefelknecht *bb*, und dieser unter Vermittlung der Lenkstange *c* und des Hebels *d* die Welle *e*, welche durch ein innerhalb des Bettes liegendes, unvollständiges Kegelpaar (2 Kegelparabauschnitte), einen Hebel und eine Stange, den Hebel *f* bewegt. Dieser wirkt auf den Riemenführer. *d*, Fig. 502, ist nach oben verlängert, um als Handhebel benutzt zu werden. Ferner geht von dem Stiefelknecht *b* eine Lenkstange aus, welche die gerade geführte Stange *g*, Fig. 502, verschiebt. Dieser ist — innerhalb des Bettes, in Bezug auf Fig. 502 hinter der Kurbelscheibe *h* — verzahnt und greift in ein Zahnrad, welches auf der Welle dieser Kurbelscheibe fest sitzt, so dass

<sup>1)</sup> Vergl. S. 251, Blechkantenhobelmaschine und J. Hart, Werkzeugmaschinen der Maschinenfabriken, Heidelberg 1868, S. 153, mit Abb.

<sup>2)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1872, Bd. 205, S. 302, mit Abb. The Engineer, Febr. 1887, S. 271, mit Abb.; Nov. 1888, S. 389, mit Abb. Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen. 1887, S. 1096, mit Abb. 1889, S. 777, mit Abb. Amer. Machin. 8. April 1897, mit Abb. The Iron Age, 15. April 1897, mit Abb.

letztere bei jedem Spiel des Stiefelknechtes sich etwa um  $180^\circ$  dreht. Von dieser Kurbelscheibe aus wird das Schaltrad  $i$  und weiter die Schraube  $k$ , Fig. 503, bethätigt, welche Schraube zum Verschieben eines am rechtsseitigen Ständer anzubringenden, in der Zeichnung weggelassenen Stichelhauses bestimmt ist.

Ferner greift eine Verzahnung der Stange  $g$  — innerhalb des Maschinenbettes, hinter dem unteren Buchstaben  $l$ , Fig. 502 — in ein Stirnrad, bethätigt dadurch unter Vermittlung einer liegenden Welle und eines Kegelradpaares die stehende Welle  $l$ , von welcher die Schaltungen der beiden am Querbalken der Maschine befindlichen Stichel betrieben werden. Das lässt sich an Hand der Fig. 504 und 505 gut verfolgen. Die Welle  $l$  ist fast in ganzer Länge genuthet; das Kegelrad  $m$  mit einer festen Leiste versehen, welche in die Nuth von  $l$  greift, so dass beide sich nur gemeinsam drehen, es ist anderseits mittels seiner halsförmigen Nabe an dem Querbalken  $n$  der Hobelmaschine gelagert, hebt und senkt sich sonach mit diesem und bleibt jederzeit mit dem, ebenfalls an  $n$  gelagerten Kegelrad  $o$  in Eingriff. Mit  $o$  ist die Kurbelscheibe  $p$  verbunden, und diese bethätigt durch eine Lenkstange und eine Zahnstange die drei Schaltdosen  $q$ , die auf den Schrauben für die Verschiebung der Stichelhäuser an dem Querbalken  $n$ , beziehungsweise auf der Welle sitzen, welche die Oberschlitten zu bethätigen hat. Wegen des weiteren Verlaufs dieser Antriebe beziehe ich mich auf die Abbildungen. Es muss aber, unter Bezugnahme auf Fig. 506 hierzu bemerkt werden, dass mit der Schraube  $v$  ein Klauenkupplungstheil verschoben wird, welcher die selbstthätige Verschiebung des Vorderschlittens ein-, bezw. ausrückt.

An  $p$  sitzt ein Rad  $r$ , Fig. 504, welches in das Rad  $s$ , Fig. 505, greift und dadurch die Welle  $t$ , Fig. 503, in schwingende Drehbewegungen versetzt, wodurch die Klappen der Stichelschlitten für den Rückgang des Tisches abgehoben werden.

Die Bethätigung der beiden Schrauben  $u$ , an welchen das Querstück  $n$  hängt, dürfte aus den Fig. 502 und 503 ohne Erläuterungen erkannt werden können. Ich bemerke, dass diese Schrauben  $u$  abgebrochen gezeichnet sind.

Fig. 507 und 508, Tafel IX, stellen eine von Ernst Schiess gebaute sehr grosse Tischhobelmaschine in zwei Ansichten dar; sie gebraucht beim Arbeitsgang etwa 30 Pferdekräfte für ihren Betrieb. Sie hobelt bis 4 m breite und bis 3 m hohe Werkstücke auf 8 m Länge.

Von einem Deckenvorgelege werden die in Fig. 508, unten links, belegenen Riemenrollen so angetrieben, dass die grösseren sich minutlich 112 mal in einer, die kleineren 224 mal in entgegengesetzter Richtung drehen. Die Welle, auf welcher je eine der paarweise angeordneten Riemenrollen festsitzt, überträgt ihre Drehbewegung mit dem Uebersetzungsverhältniss  $\frac{16}{84}$  auf eine Vorgelegewelle, diese mit demselben Uebersetzungsverhältniss auf das Rad  $A$ , Fig. 509, auf dessen Welle zwei Räder  $B$  sitzen, die mittels der Zwischenräder die Tischbewegung hervorbringen.

Die Hobelmaschine arbeitet deshalb mit rund 64 mm sekundlicher Geschwindigkeit, während die Rücklaufgeschwindigkeit rund 128 mm beträgt.

Breite Tische enthalten die Gefahr sich zu biegen. Man begegnet derselben dadurch, dass die Gleitbahnen in mässiger Entfernung von einander angebracht werden, also die Tischränder weit über die Gleitbahnen

hinwegragen. Hierdurch wird die Standhaftigkeit des Tisches bedingende *E*, Fig. 124 u. 125 (S. 67) verkleinert. Man hat auch den Tisch in

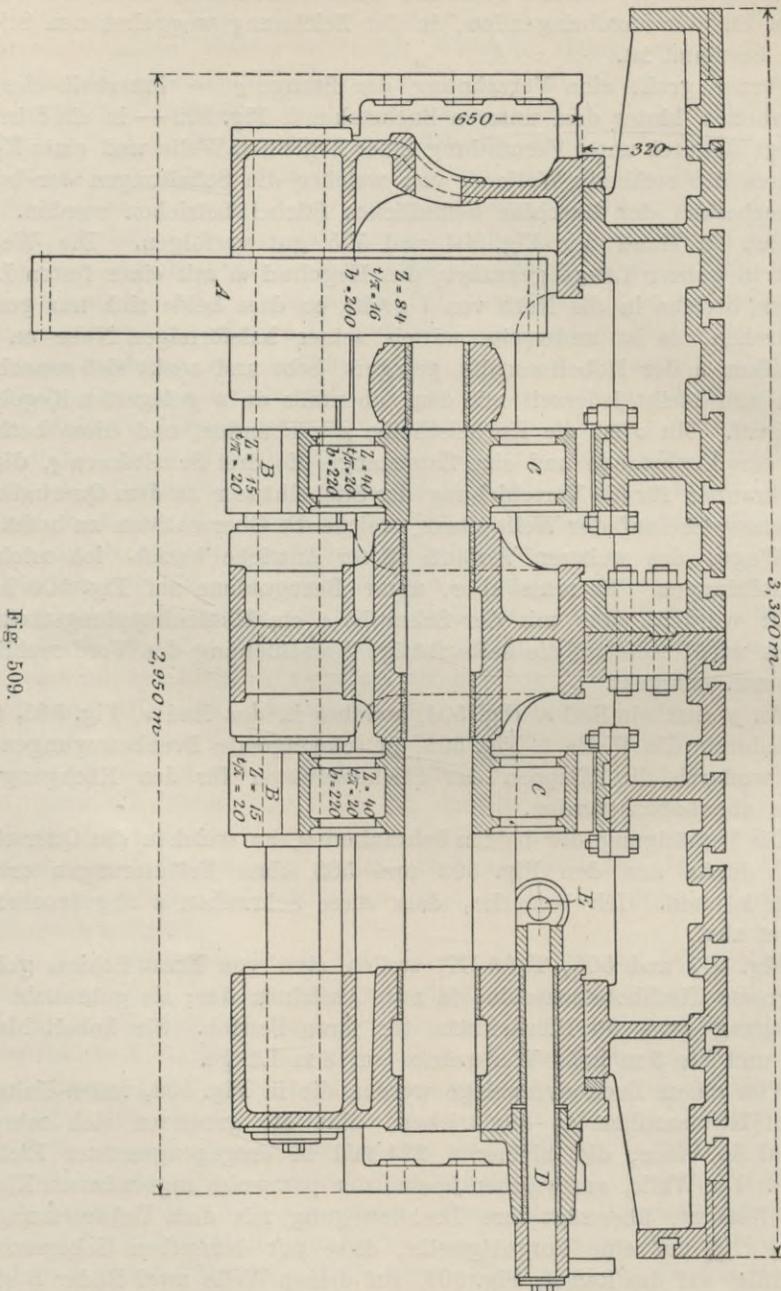


Fig. 509.

zwei von einander unabhängige Hälften zerlegt, die jedoch genau gleichmäßig verschoben werden.<sup>1)</sup> Für die vorliegende Maschine sind drei Gleit-

<sup>1)</sup> Engineering, Nov. 1890, S. 544, mit Schaubild (die Weite zwischen den Ständern beträgt 3,66 m).

bahnen gewählt,<sup>1)</sup> was die Querschnittsfigur 509 in aller Deutlichkeit darstellt. Dieses Verfahren bedingt zwar sehr sorgfältige Herstellung der Gleitbahnen, genaue Zahnstangen oder Schrauben für die Tischverschiebung, gewährt aber, wenn in dieser Richtung nichts versäumt ist, eine eben so grosse Genauigkeit der Tischoberfläche, wie zwei Bahnen bei kleineren Maschinen. Die Umsteuerung und Schaltung geht von der Steuerwelle *D*, Fig. 507 bis 509, aus, an welcher der Stiefelknecht sitzt. Sie setzt die in der Längsrichtung der Maschine liegende Welle *E*, Fig. 509, in schwingende Bewegung, und diese bethätigt den Riemenführer *f*. Nach der anderen Seite wird von *E* aus — mittels Zahnstange und Radausschnitt — die stehende Welle *g* in schwingende Drehungen versetzt und durch diese, wie aus Fig. 507 zu sehen ist, die Schaltbewegungen eines an einem der Ständer sitzenden Stichelhauses *h* und der beiden am Querbalken befindlichen bewirkt. Die Schaltung des ersteren wird zum Theil von der Stange abgeleitet, welche die Welle *g* zu bethätigen hat. Sie dreht nämlich eine kurze liegende Welle, welche in den Figuren nicht wiedergegeben ist, und diese — durch Kegelradausschnitte — eine zweite liegende, das Schaltwerk *k*, Fig. 508, bethätigende Welle. Ein Kegelradpaar dreht ferner ruckweise die Schraube *i* und bewirkt dadurch die lothrechte Schaltung von *h*. In Bezug auf die Schaltwerke am Querbalken sei darauf hingewiesen, dass eine Welle *l* schwingend bewegt wird, welche die „Klappen“, auf denen die Stichel befestigt sind, für den Rückgang des Tisches abheben und bis zum nächsten Hubwechsel in gehobener Lage erhalten.

Auf dem Verbindungssteg der beiden Maschinenböcke ist ein durch Riemen angetriebenes Vorgelege angebracht, welches zunächst zwei an den Innenseiten der Maschinenböcke angebrachte Schrauben rechts oder links umzudrehen vermag. Sie tragen den schweren Querbalken und sind bestimmt, ihn verhältnissmässig rasch nach oben oder unten zu bewegen. Von dem genannten Vorgelege aus kann auch die Schraube *i* in Umdrehung versetzt werden, behufs raschen Verschiebens des Stichelhauses *h* am Ständer. Das Schalten mittels der Hand bedarf einer Erläuterung nicht; es sei jedoch bemerkt, dass man mittels des auf *g* festen Hebels *m* die Umsteuerung der Maschine bewirken kann.

Die Schaltbewegungen längs des Querbalkens können von 0,4 mm bis 15 mm gewählt werden.

Schaltwellen und Spindeln bestehen aus geschmiedetem Stahl, Räder und Zahnstangen aus Stahlguss.

Die durch Fig. 510 u. 511, Tafel X, abgebildete Maschine ist ebenfalls von Ernst Schiess gebaut. Sie ist für Werkstücke bestimmt, welche bis 3500 mm Höhe und Breite haben und bis 9 m lang zu hobeln sind. Diese Maschine hat mit der vorigen manches gemeinsam; es soll hier nur das Abweichende erörtert werden.

Dahin gehört zunächst der Antrieb. Bei den sonstigen hier beschriebenen Hobelmaschinen ist das Verhältniss der Arbeits- zur Rücklaufgeschwindigkeit ein festes, so dass, wenn man bei harten Werkstücken die Arbeitsgeschwindigkeit mindert, auch die Rücklaufgeschwindigkeit kleiner wird. Bei den vorliegenden Hobelmaschinen ist das vermieden, indem<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup> Vergl. Engineering, März 1890, S. 355, mit Schaubild, The Engineer, Febr. 1891, S. 127, mit Schaubild.

<sup>2)</sup> D. R.-P. No. 97152.

das Deckenvorgelege zwei Antriebe hat. Der eine bezieht sich auf den Rückgang; auf der Welle des Deckenvorgeleges steckt lose eine Büchse, mit der eine angetriebene und die Riemenrolle fest verbunden ist, welche die Drehung für den Rücklauf des Tisches überträgt. Dagegen sitzen auf der Deckenvorgelegswelle fest: eine von der Wellenleitung angetriebene Stufenrolle und eine Riemenrolle, welche die Antriebsbewegung vermittelt. So wird möglich, dem Tisch die sekundlichen Schnittgeschwindigkeiten: 80 mm, 90 mm, 100 mm und 110 mm zu geben, während die Rücklaufgeschwindigkeit stets 180 mm beträgt.

Die Axe der angetriebenen Rollen liegt winkelrecht zur Längsrichtung der Maschine; die Riemenrollen drehen, unter Vermittlung von Zahnrädern, zwei 165 mm dicke Schrauben, welche 200 mm Steigung haben

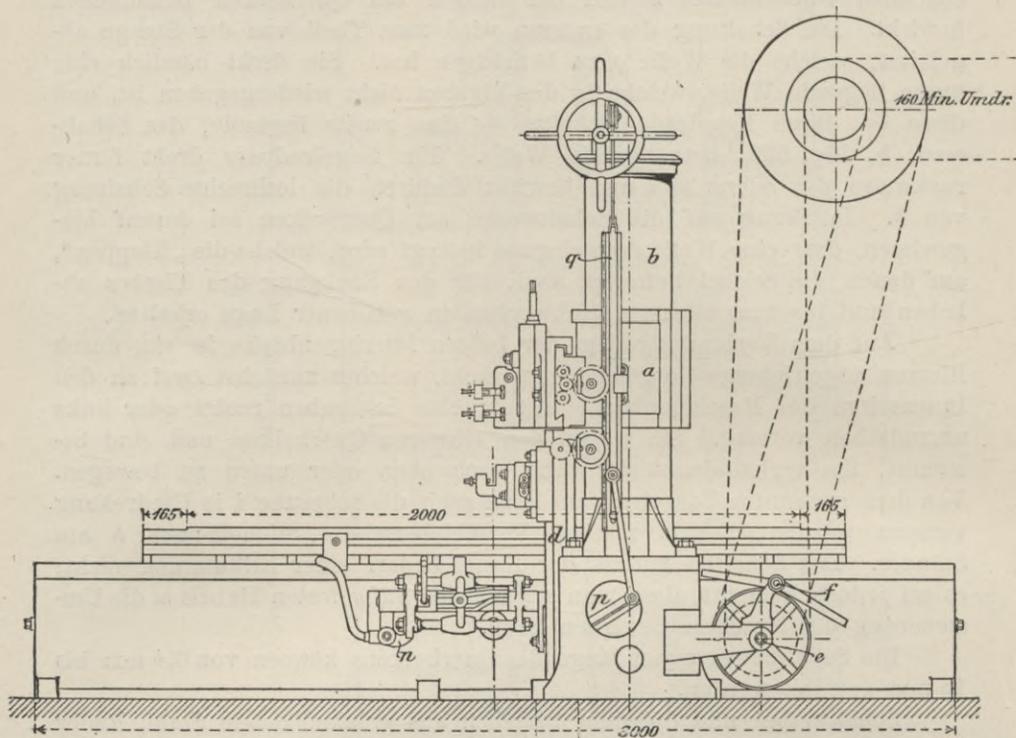


Fig. 512.

und in 1000 mm lange, zweitheilige Muttergewinde greifen. Eintretender „todter Gang“ wird durch Verstellen der Muttertheile (S. 92 u. 93) ausgeglichen. Um die Schrauben stützen zu können, sind die Muttern unten auf 100 mm ausgeschnitten. In der Axenrichtung finden die Schrauben ihre Stützung durch nachstellbare Ball-Lager. Bei vorliegender Hobelmaschine sind beide Ständer zur Aufnahme von Stichschlitten vorgerichtet, ausserdem ein besonderer Bock mit Stichschlitten neben dem Bett aufgestellt. Damit wird der Zweck verfolgt, solche kürzere Gegenstände an deren Seite zu bearbeiten, welche breiter sind als die lichte Weite zwischen den einzelnen Ständern der Maschine beträgt. Die selbstthätige lothrechte Schaltung des an dem freistehenden Bock befindlichen Stichs wird durch besondere Frösche und Stiefelknecht (Fig. 511 links) hervorgebracht und zwar unter

Vermittlung einer langgenutheten Welle, da man den Bock je nach den Abmessungen des Werkstückes in grösserer oder geringerer Entfernung vom Hobelmaschinenbett verwenden will.

Man kann selbstverständlich für diesen Seitenbock höchstens die Hälfte des grössten Tischwegs (6 m) benutzen; er ist überhaupt lediglich als Aushilfsmittel zu betrachten.

Wenn man den einen Ständer des thorartigen Gestelles fortlässt, den Querbalken nur an dem beibehaltenen befestigt, so fällt die Beschränkung der Werkstückgrösse nach der einen Seite hinweg; es entsteht die einseitig offene, oder Einständer- oder Einpilaster-Hobelmaschine, welche zuerst von Heinrich Billeter in Aschersleben erbaut, auch im Jahre 1874 demselben patentirt worden ist.<sup>1)</sup> Fig. 512 und 513 sind Ansichten, Fig. 514 ist ein Schaubild der Maschine, wie sie von Billeter & Klunz in Aschersleben gebaut werden.

Der Balken *a* steckt auf einem runden Ständer *b*; mittels der Schraube *c* ist ersterer an *b* lothrecht zu verschieben. Im Ständer oder Pfeiler *b* ist eine Nuth ausgebildet, in welche die Mutter der Schraube *c* greift, um eine Drehung von *a* zu verhindern. Der Balken *a* wird im übrigen am Pfeiler *b* festgeklemmt. An dem Balken oder Ausleger *a* sind zwei Stichelhausschlitten unmittelbar angebracht; ein dritter sitzt an der mit *a* fest verbolzten Schürze *d*. Die Schaltbewegungen gehen von der Kurbelscheibe *p* aus, welche die mit Gegengewicht versehene Zahnstange *q* und mittels dieser die Schalt Dosen bethätigt, *p* erfährt seine Bewegung von der Steuerwelle *l* aus. Die Schalt-

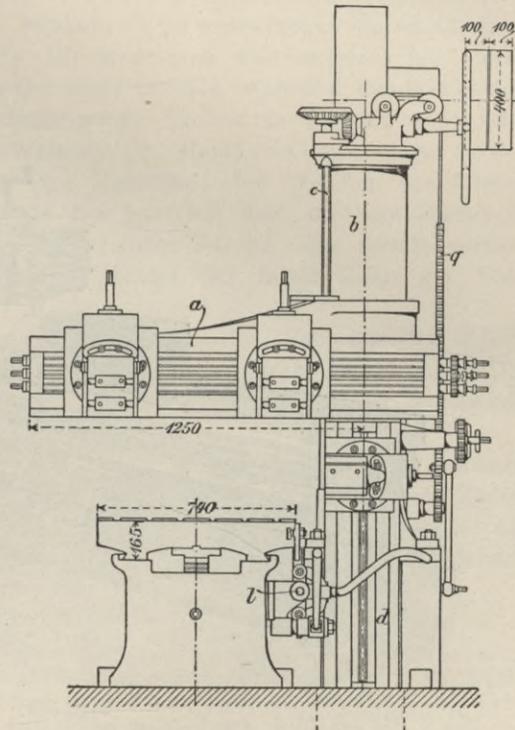


Fig. 513.

grösse kann zwischen 0 und 5 mm gewählt werden. Die Welle *e* wird durch einen offenen und einen gekreuzten Riemen so angetrieben, dass die Rücklaufgeschwindigkeit das Vierfache der Arbeitsgeschwindigkeit beträgt.

Weil die Werkstücke zuweilen den Tisch an der offenen Seite der Maschine überragen, so ist für den Tisch eine geschlossene Führung verwendet.

Die Steuerwelle *l* wird durch eine Rolle hin- und hergedreht, welche in eine krumme Nuth greift (S. 198). Frösche stossen an den, die Rolle enthaltenden, auf zwei Stäben gleitenden Schlitten. Es sind diese Stäbe

<sup>1)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1877, Bd. 226, S. 549, mit Abb. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen., 1889, S. 778, mit Abb. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen., 1897, S. 1034, mit Abb.

rahmenartig verbunden und gleichaxig mit  $l$  drehbar, so lange sie nicht durch eine Klinke festgehalten werden, man kann daher jederzeit die Umsteuerung mittels der Hand bewirken.<sup>1)</sup>

Eine von Ernst Schiess gebaute Einständer-Hobelmaschine, Fig. 515 und 517, Tafel XI, unterscheidet sich von der vorigen zunächst durch die Grösse, ferner durch Einzelheiten. Der Ständer  $b$ , an welchem der Ausleger  $a$  sitzt, hat vierkantigen Querschnitt und die,  $a$  tragende Schraube  $d$  wird durch Räder und Wellen von der Riemenrolle  $e$  aus betrieben. An der Welle von  $e$  stecken lose zwei Kegelräder, welche in das Kegelrad der, in Fig. 516 links belegenen, stehenden Welle greifen und nach Bedarf mit ihrer Welle gekuppelt werden. Der Stiefelknecht bethätigt eine Welle  $c$ , Fig. 515 und diese, mittels zweier unvollständiger

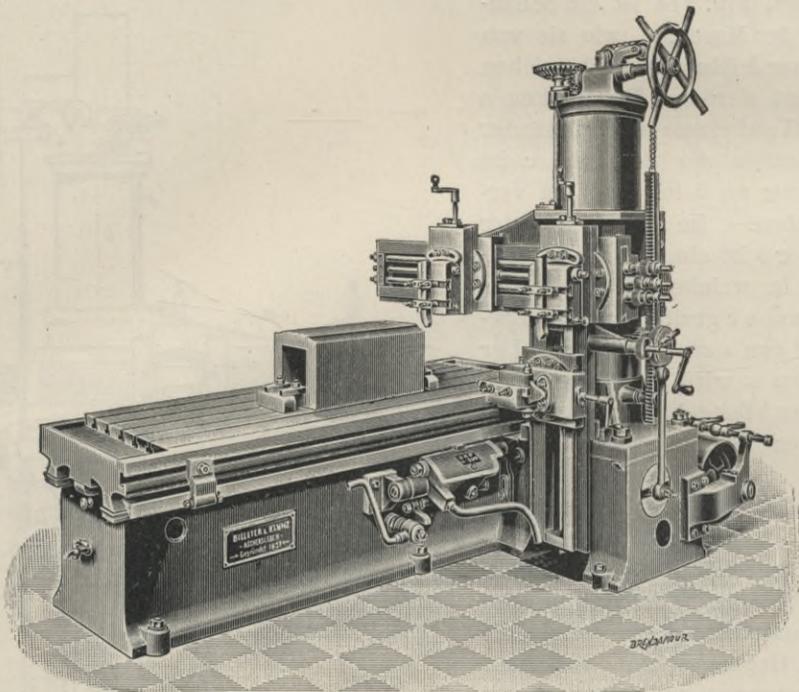


Fig. 514.

Kegelräder, die gleichlaufend zum Tisch gelagerte Welle  $g$ , Fig. 516. Am Ende dieser Welle  $g$  sitzt eine Kurbelscheibe, von der aus das Schaltwerk für das Ständer-Stichelhaus betrieben wird, wie Fig. 516 erkennen lässt. Ferner wird durch die Welle  $c$  unter Vermittlung unvollständiger Kegelräder die stehende Welle  $f$  in hin- und hergehende Drehung versetzt. Diese bethätigt zunächst den Riemenführer  $h$  und bewirkt hierdurch die Umsteuerung. Weiter oben wird durch ein unvollständiges Kegelradpaar die liegende Welle  $i$ , Fig. 516, schwingend gedreht; diese überträgt durch ein Stirnradpaar ihre Bewegungen auf eine zweite liegende Welle, an deren Ende die Kurbelscheibe  $S$ , Fig. 515, befestigt ist. Von dieser Kurbelscheibe aus wird einerseits die Welle  $k$  bewegt, welche die Klappen der beiden Hauptstichel nach vollzogenem Schnitt hebt und erst am anderen

<sup>1)</sup> D. R.-P. No. 75000.

Hubende wieder sinken lässt, anderseits eine kurze Zahnstange lothrecht verschoben, welche die Schaltung der beiden Hauptstichel herbeiführt. Fig. 517 ist ein Grundriss des Auslegers *a* und Querschnitt des Ständers *b*.

Man versieht die Einständer-Hobelmaschinen zuweilen mit einem Hilfsständer, in der Weise, wie in Fig. 510 und 511, Tafel X, bei einer Hobelmaschine mit thorartigem Gestell angegeben ist.

Wenn häufiger Gegenstände zur Bearbeitung gelangen, welche die freie Seite des Tisches sehr stark überragen, so empfiehlt es sich, geschlossene Tischführungen (vergl. Fig. 513) oder einen das weit hinausragende Werkstück stützenden Hilfsschlitten anzuwenden.<sup>1)</sup>

5. Zahnradhobelmaschinen. Sie bilden eine Sonderheit, weshalb an dieser Stelle genügen dürfte, ausgiebige Quellenangaben zu machen.<sup>2)</sup>

6. Auch die Riffelmaschinen oder Walzenfurchmaschinen sind als Sondermaschinen aufzufassen weshalb sie im wesentlichen durch Quellenangabe erledigt werden sollen.<sup>3)</sup> Die Maschinen sind meistens mit einem Stichel versehen, welcher seinen Ort nicht verlässt, während das Werkstück gleichzeitig verschoben und gedreht wird. Turner in Ipswich verwendet mehrere Stichel.<sup>4)</sup> Die Pratt & Whitney Co., Hartford-Conn., zeigte in der 1893 Chicagoer Weltausstellung eine Maschine, bei welcher der Stichel einem Gewinde-Sträler gleicht; wie bei letzteren sind mehrere Stichel in einen vereinigt, der erste bildet eine seichte Furche, der zweite vertieft die vorher erzeugte Furche u. s. w., während der letzte Zahn zur Vollendung der Furchen dient.

Mit diesen Walzenfurchmaschinen sind die Schiesswaffen-Ziehmaschinen nahe verwandt. An einem Kolben sitzen die Stichel. Der Kolben steckt fest auf einer Stange und wird mittels dieser geradlinig fortbewegt und gleichzeitig gedreht.<sup>5)</sup>

7. Keilnuthenhobelmaschinen, d. h. solche Maschinen, welche zum Erzeugen der Keilnuthen in den Bohrungen der Riemenrollen, Räder, Kupplungen u. s. w. dienen, finden sich in verschiedenen Bauweisen: als Räummaschinen, als Stossmaschinen und als eigenartige Hobelmaschinen.<sup>6)</sup>

<sup>1)</sup> Zeitschr. f. Werkzeugmaschinen u. Werkzeuge, 15. Nov. 1898, mit Abb.

<sup>2)</sup> Armengaud, public. industr. 1843, Bd. III, S. 207 u. 233, mit Abb. Hunt & Co. Civilingenieur 1864, Bd. X, S. 27, mit Abb. Zimmermann, Civilingen. 1872, Bd. XVIII, S. 14, mit Abb. Leupold-Riedinger, Dingl. polyt. Journ. 1873, Bd. 209, S. 241, mit Abb.; 1878, Bd. 229, S. 216, mit Abb. Michaelis, Dingl. polyt. Journ. 1875, Bd. 218, S. 396, mit Abb. Corliss, Dingl. polyt. Journ. 1877, Bd. 223, S. 449, mit Abb. Gust. Hermann (Abhandlung) Verhandl. d. Vereins für Gewerbeleiß in Preussen, 1877, S. 61 f. f., mit Abb. Haas, Dingl. polyt. Journ. 1878, Bd. 229, S. 28, mit Abb. Renk, Dingl. polyt. Journ. 1880, Bd. 238, S. 280, mit Abb. Dengg, Dingl. polyt. Journ. 1882, Bd. 246, S. 314, mit Abb. Bilgram, Amerik. Mach. 9. Mai 1885, mit Schaubild; Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1885, S. 679, mit Abb. Greenwood, Batley & Co., Engineering, März 1886, S. 222, mit Schaubild; Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1887, S. 33, mit Abb. Oerlikon, Industries, Okt. 1889, S. 343, mit Abb.; Engineering, Nov. 1889, S. 535, mit Abb. Verschiedene. American. Mach., 3. Dec. 1896, mit Abb.; Engineering, März 1897, S. 403, mit Abb.; Industries & Iron, März 1897, S. 362, mit Abb. Hermann Fischer, Uebersicht, Zeitschr. d. Ver. dtshr. Ing. 1898, S. 11, m. Abb.

<sup>3)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1881, Bd. 240, S. 93; 1882, Bd. 243, S. 374 u. 455; Bd. 244, S. 22, mit Abb. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1882, S. 98, mit Schaubild; 1886, S. 557, mit Abb.; 1887, S. 1096, mit Abb. Dingl. polyt. Journ. 1884, Bd. 253, S. 19, mit Abb. D. R.-P. No. 34352, 34845, 34954, 36929. Dingl. polyt. Journ. 1890, Bd. 276, S. 529 bis 537, mit Abb.

<sup>4)</sup> Iron, März 1887, S. 178, mit Schaubild.

<sup>5)</sup> Vergl. auch The Engineer, März 1882, S. 229.

<sup>6)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1898, S. 203 u. ff., mit Abb.

Die erstere Gruppe ist w. o. (S. 221 und 226) bereits erledigt.

Die der zweiten Gruppe angehörigen Keilnuthenholbelmaschinen gleichen häufig den gewöhnlichen Stossmaschinen, werden aber zuweilen anders gebaut.

Die gemeine Stossmaschine erfordert eine grosse Ausladung, wenn sie befähigt sein soll, Räder erheblichen Durchmessers zu bearbeiten; sie wird hierdurch schwer und kostspielig.

Man vermeidet diesen Umstand dadurch, dass man das Werkstück an derselben Seite stützt, an welcher der Antrieb des Stössels sich befindet, also die bügelartige Verbindung beider Stellen hinweg fällt.

Hierher gehört die Maschine von C. Weitmann,<sup>1)</sup> welche Fig. 518 in einem Schnitt darstellt. *a* bezeichnet die Aufspannplatte, *b* den Stichel, welcher an der in der Hülse *d* steckenden Stange *c* befestigt ist. Die Hülse *d*, das Stichelhaus, ist mit dem Schlitten *e* durch den Bolzen *g* so verbunden, dass ein Keil *p* sie nebst dem Stichel *b* um *g* empor zu drehen, also den Stichel *b* nach oben gegen das Werkstück zu drücken vermag. Hierdurch wird zunächst die Schaltbewegung hervorgebracht. Der Keil *p* ist durch eine an ihm ausgebildete Schraube und eine Mutter mit der Zahnstange *m* verbunden, diese nimmt bei ihrer hin- und hergehenden Bewegung auch den Schlitten *e* mit, aber die Verbindung lässt einen gewissen

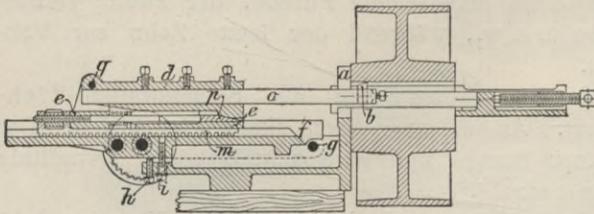


Fig. 518.

Spielraum, einen toten Gang, so dass nach jedem Hubwechsel die Zahnstange *m* einen gewissen Weg zurücklegt, bevor sie den Schlitten *e* zwingt an der neuen Bewegungsrichtung theilzunehmen. Dieser tode

Gang veranlasst eine gegensätzliche Verschiebung zwischen Keil *p* und Schlitten *e*, beziehungsweise Stichelhaus *d*, so dass, wenn die Zahnstange den Weg nach links (in Bezug auf die Figur) antritt, zunächst der Keil *p* etwas zurückgezogen wird, also der Stichel von seiner bisherigen Bahn sich etwas entfernt, während nach vollendetem Rückgange der Keil *p* den Stichel wieder emporhebt. Die Schaltung wird mittels der Hand durch eine Mutter hervorgebracht, welche in der Abbildung unter dem Buchstaben *e* zu sehen ist, und der Antrieb erfolgt durch ein in der Figur nur angedeutetes Rädervorgelege. Die Schlittenbahn *f* ist mit der Aufspannplatte *a* nicht fest verbunden, sondern um den, an *a* festen Bolzen *g* drehbar und mittels der Schrauben *h* und *i* einstellbar. Von dieser Einstellbarkeit wird Gebrauch gemacht, um der Keilnuthensole Anzug zu geben.

Diese Maschine ist nicht zum Abheben kräftiger Späne geeignet, theils wegen grosser Länge und geringer Dicke der Stange *c*, theils wegen der Nachgiebigkeit, welche die angegebenen Beweglichkeiten mit sich führen.

Die Morton'sche Maschine<sup>2)</sup> ist weit kräftiger gebaut. Fig. 519 bis 522 stellen die Ausführungsform für tragbare Maschinen dar. Den

<sup>1)</sup> D. R.-P. No. 26898; Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1885, S. 413, mit Abb.

<sup>2)</sup> The Iron Age, 17. Sept. 1891, S. 449, mit Schaubild einer feststehenden, Zeitschrift d. Ver. deutscher Ingen. 1893, S. 1608, mit Schaubild einer tragbaren Maschine. Die Beschreibungen sind mangelhaft.

Fig. 521.

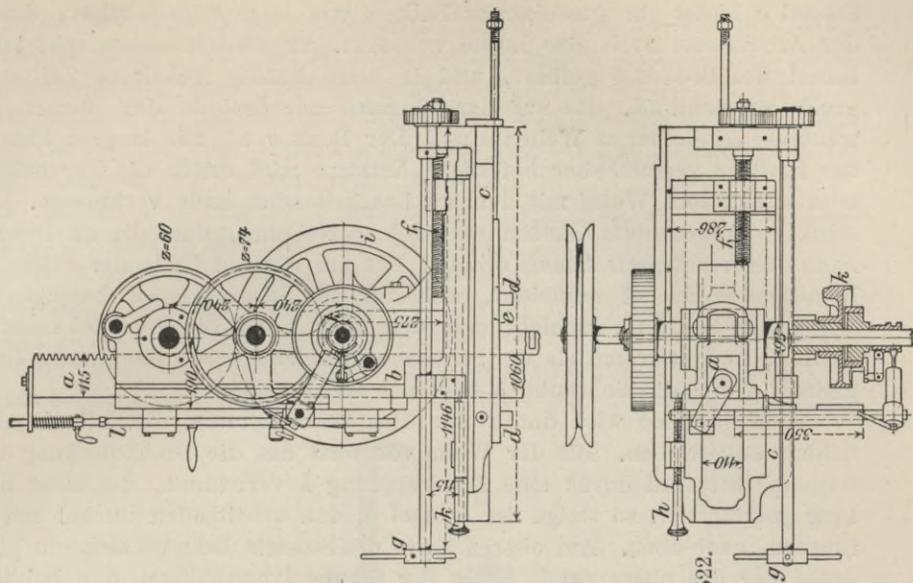


Fig. 522.

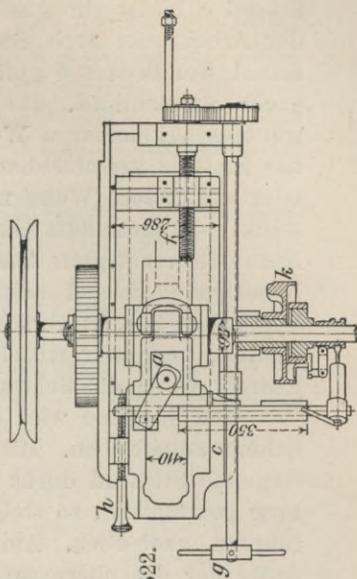


Fig. 520.

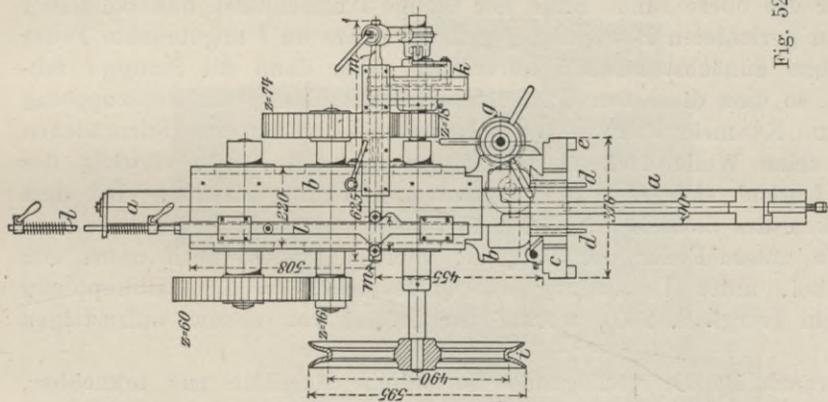
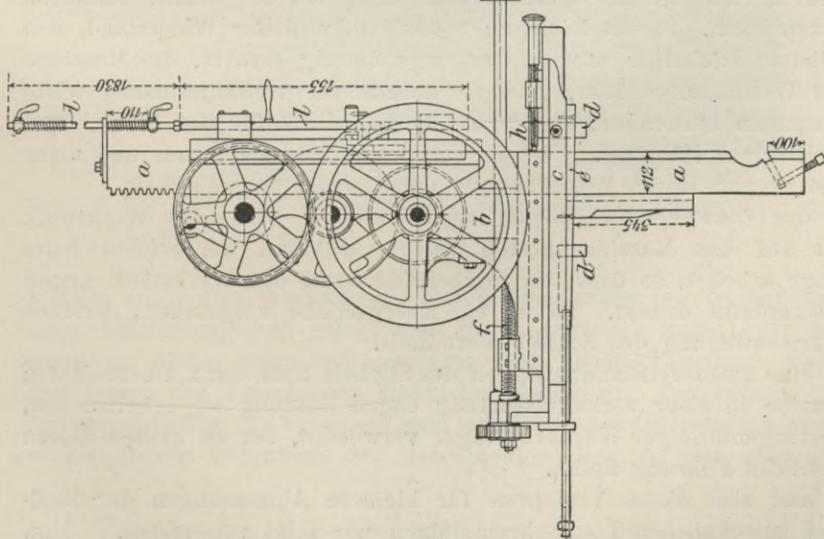


Fig. 519.



Stössel *a* bildet ein gusseiserner Balken von 90 mm im Geviert, den auf der Arbeitsseite noch eine Leiste verstärkt. Er wird in einem sehr langen Kanal des Bockes *b* geführt, und in seine kräftig gehaltene Zahnstange greift ein Zahnrad, das auf der obersten der drei in den Bildern ohne weiteres erkennbaren Wellen sitzt. Der Bock *b* ist mit langem Fuss auf der Platte *c* verschiebbar befestigt. Letztere wird durch die Vorsprünge *d* oder auf andere Weise mit dem zu bearbeitenden Rade verbunden. Keilstücke *e* geben dem Ganzen eine solche Neigung, dass die zu hobelnde Nuth den verlangten Anzug erhält. Der am unteren Ende des Stössels zu befestigende Stichel schneidet, während der Stössel empor bewegt wird. Vor jedem Schnitt verschiebt man den Bock *b* um die Spandicke auf der Platte *c*, und zwar mittels der Schraube *f*, welche durch das Handspillrad *g* gedreht wird; die Schraube *h* begrenzt die Nuttiefe.

Die Maschine wird durch eine über Leitrollen und die Rolle *i* gelegte Schnur angetrieben. Mit der Welle von *i* ist das die Drehbewegung übertragende Stirnrad durch eine Reibkupplung *k* verbunden. Ist diese Kupplung geschlossen, so steigt der Stössel *a*, den arbeitenden Stichel mit sich führend, nach oben. Am oberen Ende des Stössels befindet sich ein platter Arm, der das obere runde Ende der Stange *l* umschliesst und bei seiner nach oben gerichteten Bewegung gegen die obere an *l* angebrachte Feder stösst, diese zunächst zusammendrückend, aber dann die Stange *l* mitnehmend, so dass diese den Querschieber *m* veranlasst, die Reibkupplung auszulösen. Nunmehr kann sich das bisher mit *k* verbundene Stirnrädchen frei um seine Welle drehen, beziehungsweise diese, dem Gewicht des Stössels folgend sich in entgegengesetzter Richtung drehen. Bei dem Herabsinken des Stössels trifft der an seinem oberen Ende sitzende Arm gegen die untere Feder der Stange *l*, verschiebt diese nach unten und rückt dabei, unter Vermittlung des Querschiebers *m* die Reibkupplung wieder ein (vergl. S. 200), worauf der Stössel von neuem aufzusteigen beginnt.

Hiernach ist die vorliegende Morton'sche Maschine nur brauchbar, wenn man sie auf die Nabe eines etwa wagerecht liegenden, schweren Rades setzen kann. Sie ist leicht zu befestigen, weil der Widerstand, den der arbeitende Stichel in seiner Bewegungsrichtung erfährt, die Maschine gegen das Werkstück drückt, aber sie ist nur für verhältnismässig weite Nabenbohrungen brauchbar, wegen des Raumbedarfs für den Stössel und einen Theil seiner Führung. Die grössere Spandicke — 1 mm und mehr — ist also erkauft durch Beschränkung der Verwendungsfähigkeit.

Bei der feststehenden Morton'schen Maschine wird das Werkstück wagerecht auf das Maschinengestell gelegt, während der Stichel beim Niedergange arbeitet, so dass der Stichelwiderstand das Werkstück gegen die Aufspannplatte drückt. Es ist ein Kehrgetriebe vorgesehen, welches die Aufwärtsbewegung des Stössels vermittelt.

Um eine grössere Standhaftigkeit des Stichels auch dann zu erreichen, wenn derselbe in einer verhältnissmässig engen Bohrung zu arbeiten hat, wird ein stangenförmiger Werkzeugträger verwendet, der an beiden Seiten des Werkstücks Führung findet.

Es lässt sich dieses Verfahren für kleinere Abmessungen der Keilnuthen bei gewöhnlichen Lochbohrmaschinen wie folgt verwenden.<sup>1)</sup> Man

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1898, S. 206, mit Abb.

bohrt das Loch mittels einer Bohrstange, welche statt des Bohrers in die Bohrspindel gesteckt ist und im Aufspanntisch eine zweite Führung findet. Dann tauscht man die Bohrspindel gegen eine andere Spindel *a*, Fig. 523, aus, in welcher ein Stichel *s* angebracht ist. Man verschiebt diese Stange mittels der Vorrichtung, welche sonst zum raschen Zuschieben der Bohrspindel dient (s. w. u.), und verstellt nach jedem Schnitt den Stichel *s* mittels der Schraube *b*. Hierbei ist ein Anzug der Keilnuthensohle nicht zu erreichen; auch erfährt der Stichel bei seinem Rückgange starke Reibung an der zuvor gebildeten Schnittfläche.

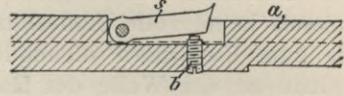


Fig. 523.

Mit dieser als Aushilfsmittel zu betrachtenden Vorrichtung ist die Colburn-Nuthenhobelmaschine<sup>1)</sup> nahe verwandt. Fig. 524 stellt sie schau-

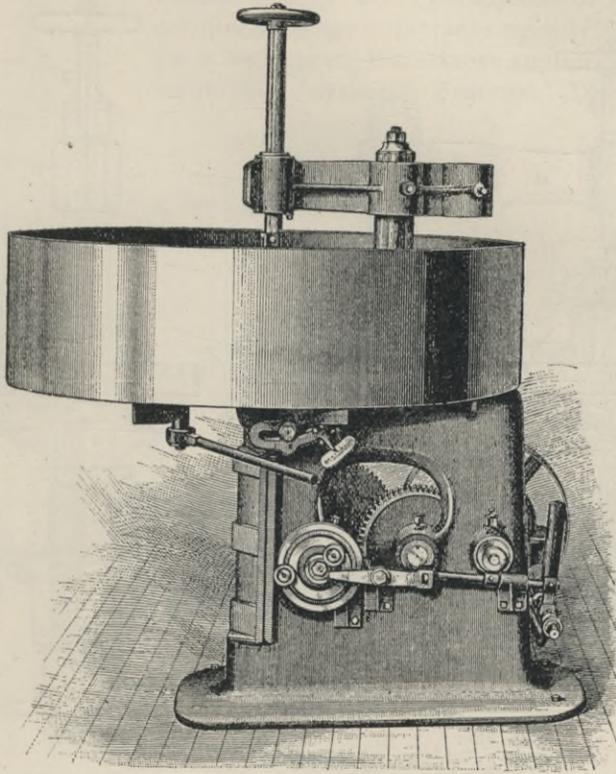


Fig. 524.

bildlich dar. Das Werkstück — eine Riemenrolle — ist auf das kastenartige Maschinengestell gelegt und die Stichelstange findet über dem Werkstück an einem wegnehmbaren Arm eine zweite Führung. Fig. 525 bis 532 lassen die Einzelheiten deutlicher erkennen. Der Stößel *a* ist, wie insbesondere Fig. 528 erkennen lässt, quadratischen Querschnitts und gleitet in nachstellbaren Führungen des Maschinengestells. In dem über dem Werk-

<sup>1)</sup> The Iron Age, 5. Okt. 1892, S. 613, mit Abb. Amer. machinist, 6. Juni 1895, S. 443; 28. Mai 1896; Novemb. 1896, S. 1059, mit Schaubildern. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen., 1898, S. 206, mit Abb.

stück liegendem Arm  $d$  findet eine Stange  $b$  genau senkrechte Führung, und die Stichelstange  $c$  ist mit ihrem oberen Ende an  $b$ , mit ihrem unteren Ende am Stößel  $a$  befestigt.  $a$  ist mit einer Zahnstange versehen, in welche das Zahnrad  $e$ , Fig. 528, greift, dessen Welle durch ein leicht verfolgbares Rädervorgelege von der Antriebswelle  $g$  aus gedreht wird.

Das Rad  $e$  ist so gross gemacht, dass es für den grössten Hub des Stößels keine volle Umdrehung zu machen braucht. So ist man imstande, die zum Umsteuern dienenden einstellbaren Frösche an der Scheibe  $h$ , welche an der Welle des Rades  $e$  festsetzt, anzubringen, wo sie bequem zugänglich sind. Bei Drehung der Scheibe  $h$  in dem einen oder anderen Sinne stösst der eine oder andere der Frösche gegen den Hebel  $i$ , welcher auf der Welle  $k$  festsetzt, und verschiebt dadurch die in der Antriebswelle  $g$

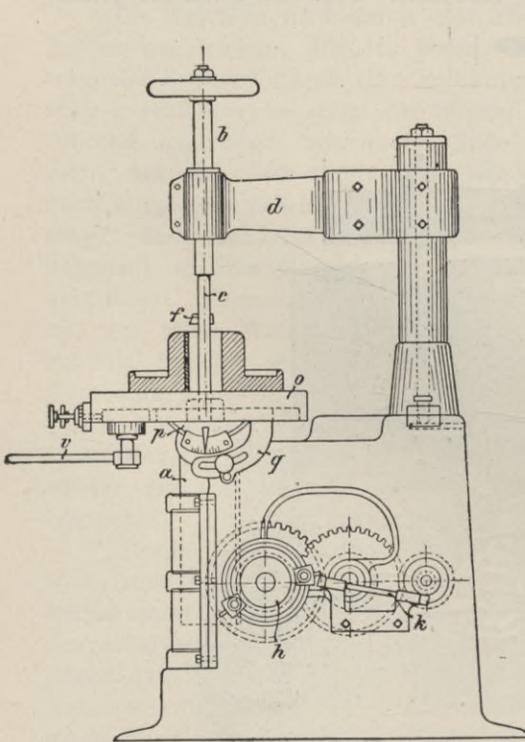


Fig. 525.

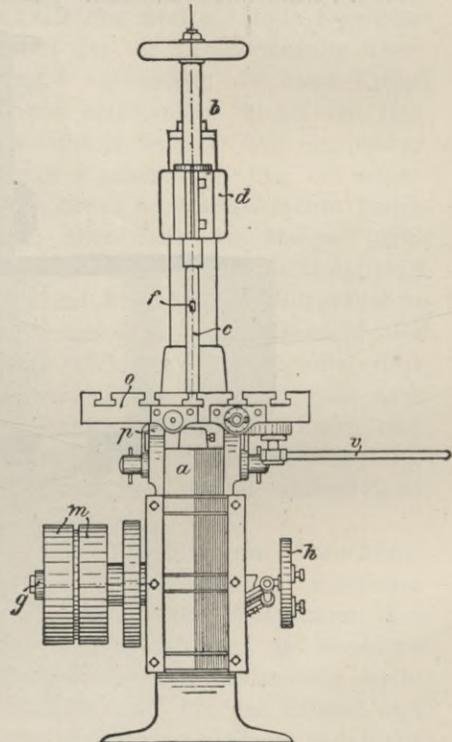


Fig. 526.

steckende Stange  $l$ . Auf der Welle  $g$ , Fig. 526 und 527, stecken frei drehbar die beiden Rollen  $m$ , von denen sich die eine rechts, die andere links dreht, und zwischen beiden liegt ein auf  $g$  verschiebbarer, mit der Stange  $l$  fest verbundener Kuppeltheil, welcher infolge jener Verschiebung der Stange  $b$  die eine oder andere der Riemenrollen  $m$  mit der Welle  $g$  kuppelt, oder — in seiner Mittelstellung — beide Rollen frei lässt. So weit die selbstthätige, auf und niedergehende Bewegung des in der Stange  $c$  steckenden Stichels.

Das Werkstück wird auf dem Tisch  $o$  befestigt, und dieser ist auf dem Führungskörper  $p$ , Fig. 525, 526, 527, 532, in der Mittelebene der Maschine verschiebbar. Dieser Führungskörper  $p$  stützt sich mit zwei nach unten vorspringenden Bogenstücken auf am Maschinengestell ausgebildete

Hohlfächen, so dass er nebst dem Tisch *o* in der Mittelebene der Maschine in dem Grade kippbar ist, wie es der geforderte Anzug der Keilnuthe verlangt. Ein unter *o* angebrachter Gradbogen, Fig. 525, lässt die Schräglage des Tisches ablesen. Zwei Platten *r*, Fig. 532, übergreifen Leisten, die an den genannten Bogenstücken angebracht sind, und hindern hierdurch zufälliges Abheben der Führungskörper *p*; zwei die Bügel *q*, Fig. 532, andrückende Schrauben dienen zur Festlegung von *p*, nachdem seine richtige Neigung eingestellt worden ist. Unterhalb des Tisches *o* ist an diesen eine Zahnstange *n*, Fig. 530 und 532, angebracht, in welche ein Zahnradchen greift, dessen Welle in einem mit *p* fest verbundenen platten Arme *u* gelagert ist. An dem unteren Ende dieser Welle sitzt ein Sechskant, und ein

auf dieses passender Schlüssel *v* dient zum Drehen des Rädchens und somit zum Verschieben des Tisches *o* längs der Führungsleisten von *p*. Die auf diesem Wege hervorzubringende Näherung des auf *o* befestigten Werkstücks an den Stichel *f* wird durch zwei Schrauben begrenzt. Die Schraube *t*,

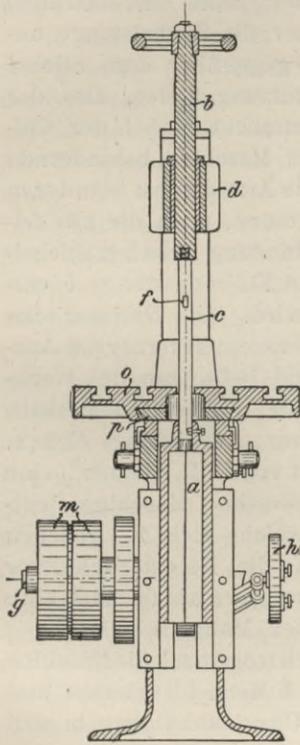


Fig. 527.

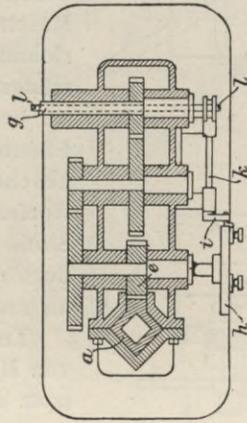


Fig. 528.

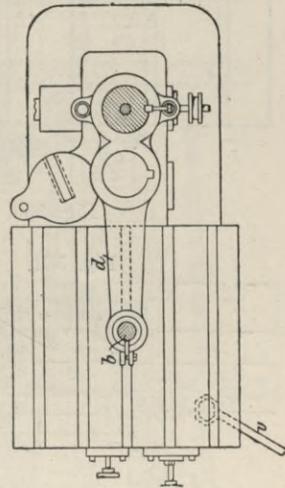


Fig. 529.

Fig. 530, deren Muttergewinde sich in *s* befindet, wird so eingestellt, dass sie gegen *p* stösst, nachdem die volle Tiefe der Nuth erzeugt ist; die Schraube *x* mit dem Muttergewinde in *y* soll jede einzelne Schaltung begrenzen. Zu dem Zweck ist um *x* ein Ring winkelförmigen Querschnitts gelegt, der mit fester Leiste in eine Längsnuth der Schraube *x* greift, so dass Ring und Schraube sich nur gemeinsam drehen können. Dieser Ring ist, wie Fig. 530 erkennen lässt, an *y* so gelagert, dass er seinen Ort nicht verlassen kann; er ist mit einem Zeiger versehen, der über einem eingetheilten Kreise (Fig. 531) spielt und hierdurch die Drehung der Schraube *x* genau zu beobachten ermöglicht. Das spitze Ende von *x* stösst gegen eine geeignete Fläche von *p* und gestattet demnach nur diejenige Zuschubung mittels des Schlüssels *v*, welche durch Zurückdrehen der Schraube *x* freigegeben ist. Das scheint ein zu umständliches Verfahren zu sein.

Die Säule, die den Arm *d*, Fig. 525, 526, 527 und 529 trägt, liegt ausserhalb des Werkstückes oder fällt zwischen dessen Arme, wie Fig. 524 erkennen lässt. Man hat nach Fig. 529 den Arm *d* mit zwei Bohrungen und das Maschinengestell mit zwei Befestigungsplätzen für die Säule versehen, um letztere seitwärts vom Radkranz, ausserhalb oder innerhalb desselben anbringen zu können.

Die Colburn'sche Maschine scheint sich einiger Beliebtheit zu erfreuen, trotz der umständlichen Schaltung, der unsicheren Verbindung zwischen Stichelstange *c* und oberer Führungsstange *b*, des nicht bequemen Ausrichtens der Werkstücke und des Umstandes, dass der Stichel für seinen Rückgang nicht von der Schnittfläche abgehoben wird.

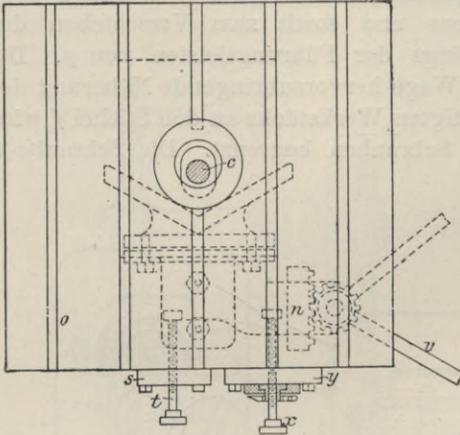


Fig. 530.

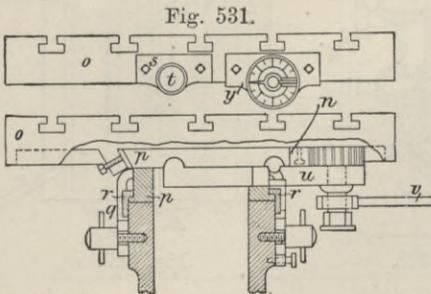


Fig. 532.

Decoster<sup>1)</sup> baute eine Maschine, bei welcher die Stichelstange unmittelbar gegenüber dem Stichel sichere Stützung findet, also der die Zukömmlichkeit bei der Colburn'schen Maschine behindernde wagerechte Arm *d* nebst Ständer in Wegfall kommt, auch die zweifelhafte Verbindung zwischen Stichelstange und Führungsstange *b* entbehrlich wird. Die Decoster'sche Maschine erleichtert ferner das Ausrichten und Befestigen des Werkstücks. Sie dürfte sich deshalb zu weiterer Ausbildung eignen. Ebenso ist von R. R. Werner<sup>2)</sup> eine beachtenswerthe Maschine entworfen, welche sich im gleichen Sinne wie die Decoster'sche vor der Colburn'schen auszeichnet, aber an manchen Mängeln leidet.<sup>3)</sup>

Endlich möge noch die Maschine von Mitts & Merriell<sup>4)</sup> erwähnt und trotz der Unvollständigkeit in den Angaben der Quelle eingehender beschrieben werden, da neue Gesichtspunkte für ihren Entwurf verwertet sind. Mehrere Einzel-

heiten erinnern lebhaft an die Werner'sche Maschine.

Fig. 533 und 534 sind lothrechte Theilschnitte der Mitts & Merriell-Maschine, Fig. 535 ein Grundriss, bzw. wagerechter, über dem Tisch gemachter Schnitt derselben. Es ist der Stichel mit der Stichelstange *b* aus einem Stück gefertigt, er findet seitliche Führung in einer Nuth des Dornes *a*. Hinter ihm liegt ein Keil *d*, der die Lage des Stichels gegen-

<sup>1)</sup> Publ. industr. 1843, Bd. III, S. 301, mit Abb. Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen. 1893, S. 582 mit Abb.

<sup>2)</sup> Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen. 1863, S. 227, mit Abb.

<sup>3)</sup> Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen. 1898, S. 236, mit Abb.

<sup>4)</sup> Revue industrielle, 8. Aug. 1896, S. 314, mit Abb.

über dem Werkstück bestimmt. Im unteren Theil des Maschinengestelles wird ein Schlitten *e* senkrecht geführt; er ist mit einer Zahnstange ausgerüstet, in die das Zahnrad *o* greift. Die Welle des Rades *o* ist ausserhalb des Maschinengestelles mit Riemenrollen- und Reibkuppelungsantrieb versehen, vermöge dessen dem Schlitten *e* eine rasch aufsteigende und langsam niedergehende Bewegung ertheilt wird; die Steuerstange *n*, Fig. 533 und 534 bethätigt die Reibkuppelung vielleicht ebenso, wie bei der Colburnschen Maschine angegeben ist. *n* ist mit dem Hebel *v* verbolzt, der zur Umsteuerung mittels der Hand dient. Mit der Welle von *v* ist ein zweiter, liegender Hebel verbunden, der an das untere Ende der Stange *s*, Fig. 534, greift. An *s* sitzen Stellringe *t*, gegen welche

— in der Figur nicht angegebene — Frösche des Schlittens *e* stossen, um an den Hubenden das Umsteuern selbstthätig zu bewirken. Links unten anserkennt man noch einen keilförmigen Vorsprung, der mit einem gleichen einer Feder in Fühlung steht und in bekannter Weise die Vollendung des Umsteuerns sichert. Die Stichelstange *b* ist mit dem Schlitten *e* nicht fest verbunden, greift in diesen vielmehr mittels eines Zapfens an dem Verbindungsstück *f*, der im zugehörigen Loch von *e* einigen Spielraum findet. Es ist daher todter Gang vorhanden, vermöge dessen die Stichelstange bei jeder Umkehr der

Schlittenbewegung ein wenig zurückbleiben kann, soweit die Feder *r* solches gestattet. Eine mit *e* fest verbundene Feder *p* legt sich, unter Vermittlung einer Walze so gegen die Stichelstange *b*, dass deren Rücken mit dem Keil *d* immer in Fühlung bleibt. An dem Schlitten *e* ist ein zweiter Schlitten *g* verschiebbar, an dem die Stange *c* des Keiles *d* befestigt ist. Die Verschiebung zwischen *g* und *e* findet durch eine Zahnstange an *g* und eine Schraube *u* statt (Fig. 534) die in einer Ausklinkung des Schlittens *e* steckt, auf der Welle *q* frei verschiebbar ist, aber sich mit ihr drehen muss. *q* wird unter Vermittlung eines Kegelräderpaares durch die Handkurbel *k* gedreht. Die Welle dieser Kurbel ist mit Gewinde und einer als Zeiger ausgebildeten Mutter *m* versehen, so dass man an einer Gradleiter, Fig. 535,

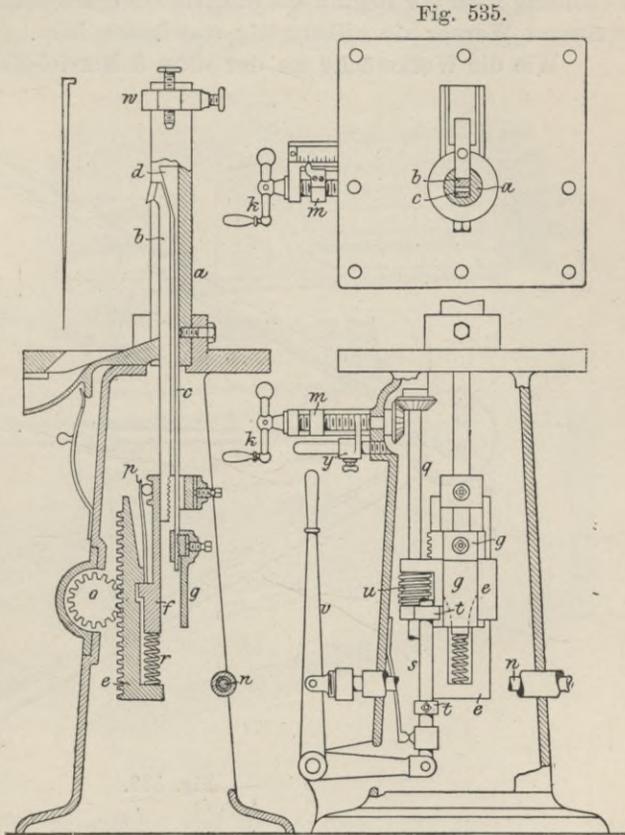


Fig. 533.

Fig. 534.

die Drehung von  $q$ , also die gegensätzliche Verschiebung von  $b$  und  $d$ , erkennen kann. Ein Anschlag  $y$  endlich dient zum Begrenzen der Verschiebung.

Aus der gegebenen Beschreibung folgt, dass bei dem Rückgange des Stichels der Keil  $d$  ein wenig voreilt, also der Stichel gegenüber der soeben erzeugten Schnittfläche zurückweicht, bei beginnendem Niedergange des Schlittens  $e$  ebenfalls der Keil  $d$  gegenüber der Stichelstange  $b$  voreilt und demgemäss der Stichel in seine alte Lage gegenüber der letzten Schnittfläche zurückkehrt. Das ist eine Einrichtung, die man schon bei der Werner'schen und später bei der Weitmann'schen Maschine vorfindet. Die Schaltung wird vor Beginn des Stichelnieganges mittels der Hand bewirkt, während Werner sie selbstthätig stattfinden liess.

Wie die Werkstücke an der Mitts & Merriell-Maschine befestigt werden

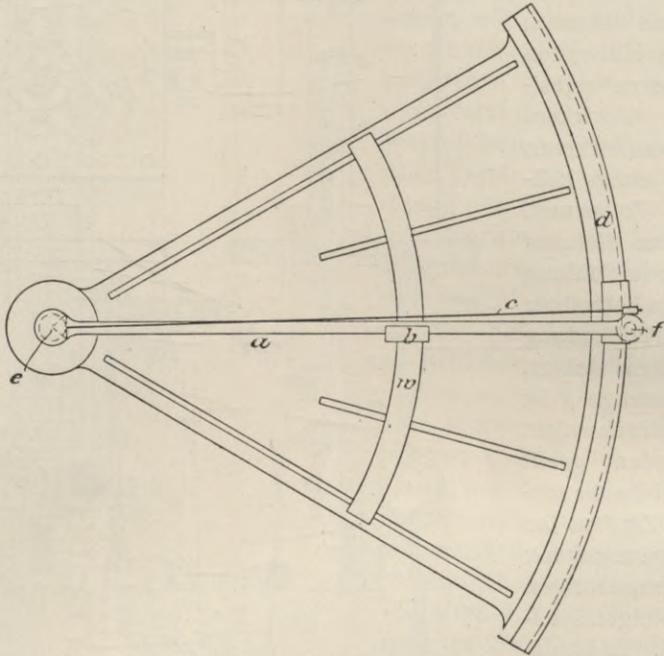


Fig. 536.

sollen, giebt die Quelle nicht an. Man kann aus den in der Tischplatte erkennbaren Löchern (Fig. 535) auf die Verwendung von Spanneisen schliessen; man kann annehmen, dass  $a$  als genau passender Aufspanndorn dienen soll, da die Auswechselbarkeit von  $a$  vorgesehen ist und ein Ring  $w$ , Fig. 533, für die Werkstücksbefestigung bestimmt zu sein scheint. Wahrscheinlich ist auch, dass den Keilnuthen Anzug gegeben werden soll, da sich sonst nicht erklären lässt, weshalb oben links von der Fig. 533 ein Keil gezeichnet worden ist. Sollen vielleicht zwei solcher Keile auf den Tisch gelegt werden, um dem Werkstück die nöthige Schräglage zu geben?

Meiner Ansicht nach kann man mit wenigen Anzugswinkeln, vielleicht einem bestimmten, auskommen. Ist das richtig, so kann  $a$ , Fig. 533, als genau in die Nabenbohrung passender Aufspanndorn dienen, indem

man die Sohle der zur Führung der Stichelstange *b* und dem Keil *d* dienenden Nuth in entsprechendem Grade gegen die Axe des Dornes neigt und den Dorn ebenso schräg an der Maschine befestigt. Man würde auf diesem Wege rasche und genaue Ausrichtung des Werkstücks, sowie eine sichere Stützung des Stichels gewinnen (vergl. übrigens S. 221).

8. Bogenhobelmaschinen. Sie sind zu den Hobelmaschinen nur insoweit zu rechnen, als ihr Stichel Schnitte beschränkter Länge ausführt und dann auf demselben Wege wieder zurückkehrt, so dass insbesondere die Art der Schaltung sich mit der für Hobelmaschinen deckt. Das mag ihre Anreihung an dieser Stelle rechtfertigen. Zur Bearbeitung kreisbogenförmiger Werkstücke von grossem Krümmungshalbmesser kann man nach Fig. 37 (S. 34) eine Seitenhobelmaschine verwenden, bei welcher

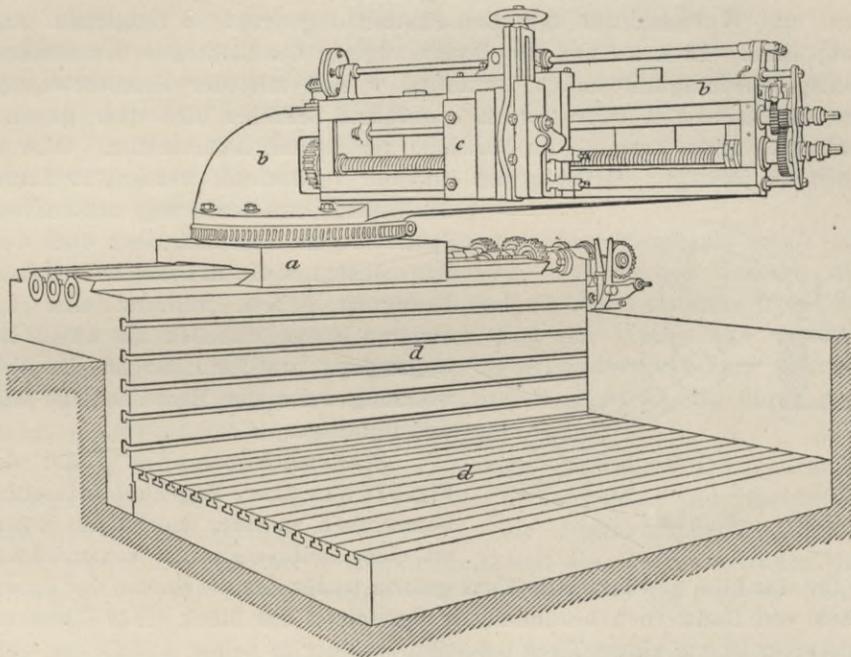


Fig. 537.

ein Lenker den Stichel so verschiebt und dreht, dass seine Richtlinie stets senkrecht auf der erzeugten Fläche steht. Das ist ein Aushilfsverfahren.

Fig. 536 deutet im Grundriss eine Bogenhobelmaschine an, welche zum Bearbeiten der Schienen für Panzerthürme und ähnliche Zwecke ausschliesslich zur Verwendung kommt. Um einen starken lothrechten Zapfen, dessen Axe *e* bezeichnet, ist der Balken *a* zu drehen; am rechtsseitigen Ende schliesst sich an *a* eine schlittenförmige Erweiterung, die auf dem festen Bogen *d* gleiten kann. *d* und der Zapfen *e* sind durch eine Platte oder durch Arme verbunden, so dass sie ihre gegensätzliche Lage nicht zu verändern vermögen, und diese verbindenden Theile sind mit Aufspann-Nuthen versehen, die zur Befestigung der Werkstücke, z. B. des mit *w* bezeichneten, dienen. An *a* ist nun der Stichelschlitten *b* verschiebbar, und von *e* aus wird — unter Vermittlung eines Kegelradpaares, der Welle *c* mit Wurm, des Wurmrades *f* und dessen lothrechter Welle — ein Stirnrad betrieben,

welches in einen an  $d$  befestigten Zahnkranz greift. Um die Drehgeschwindigkeit des Balkens  $a$  dem Halbmesser, mit welchem sich der Stichel bewegt, anpassen zu können, dienen zum Antrieb der Maschine Stufenrollen und auswechselbare Rädervorgelege. In kleineren Abmessungen lässt sich diese Bogenhobelmaschine wie folgt ausführen: Der Arm, an welchem der Stichelschlitten verschoben wird, sitzt fest auf einer, vielleicht lothrechten, jedenfalls gut gelagerten Welle und dreht sich mit dieser hin und her; ihr gegenüber befindet sich die, vielleicht verstellbare, Aufspannplatte.<sup>1)</sup>

Hülse & Co. in Salford, Manchester, haben die Bogenhobelmaschine mit der Seitenhobelmaschine vereinigt und hierdurch ein ungewöhnlich vielseitiges Werkzeug geschaffen.<sup>2)</sup> Der Arm  $b$  — von etwa 2 m Länge — an welchem der Stichelschlitten  $c$ , Fig. 537, verschiebbar ist, wird durch Wurm und Wurmrad auf dem Bettschlitten  $a$  gedreht;  $d$  bezeichnet Aufspannplatten. Es kann nun die Drehbewegung des Balkens  $b$  die raschere Arbeitsgeschwindigkeit haben, während  $c$  sich mit der Schaltbewegung längs des Balkens  $b$ , oder der an  $c$  geführte Schlitten sich quer gegen  $b$  verschiebt. Dann arbeitet die Maschine als Bogenhobelmaschine. Oder es können die Bewegungsarten gegen einander verwechselt werden, so nimmt

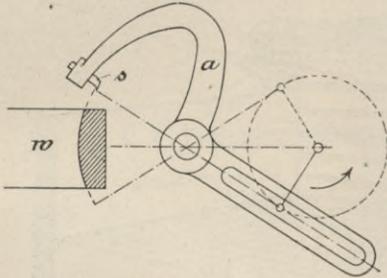


Fig. 538.

der Stichel strahlenförmig auslaufende Späne ab. Es lässt sich aber auch dem Bettschlitten  $a$  die Arbeits- oder Schaltbewegung geben, während eine der anderen Beweglichkeiten die zweite Bewegungsart ausführt. So ist die Verwendungsweise der Maschine eine sehr mannigfaltige.

Schliesslich möge an Hand der Fig. 538 eine ältere Bogenhobelmaschine beschrieben werden, welche die Eigenart einer anderen Familie kennzeichnet.

Die für das Bild gewählte Ausführungsform ist für das Bearbeiten der Innenflächen von Radsternen bestimmt.  $w$  bezeichnet ein Stück eines Radsternkranzes; er ist auf einem Tisch befestigt, welcher in seiner Ausbildung dem der gewöhnlichen Stossmaschine (S. 36) gleicht. Der Stichel  $s$  steckt im Ende des gebogenen Hebels  $a$ , der um einen festen Bolzen schwingen kann und durch Kurbel und Schleife bethätigt wird. Die Schaltbewegung hat der Aufspanntisch.

B. Unter den spanabnehmenden Werkzeugmaschinen, bei denen der gegensätzliche Hauptweg zwischen Stichel und Werkstück kreisrund ist, gebührt der erste Platz, schon ihres Alters wegen,<sup>3)</sup> der

### 1. Drehbank.

Sie unterscheidet sich von den übrigen Maschinen derselben Gruppe dadurch, dass regelmässig das Werkstück sich dreht, während dem Werkzeug die Schaltbewegung zufällt. Nicht selten wird die Drehbank mit

<sup>1)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1873, Bd. 209, S. 8, mit Abb.

<sup>2)</sup> American Machinist. 15. Okt. 1896, mit Schaubild.

<sup>3)</sup> Vergl. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1895, S. 1097.

Hilfsvorrichtungen versehen, vermöge welcher sie gelegentlich anders arbeiten kann.

Sie nimmt die Werkstücke entweder zwischen Spitzen auf und heisst dann Spitzendrehbank, oder ihre Arbeitsspindel ist behufs Befestigens des Werkstückes mit einer Planscheibe oder einem Futter versehen, in welchem Falle sie Planbank oder Kopfbank heisst.

Es dreht sich das Werkstück regelmässig so, dass die Schneide des Stichelns nach oben gerichtet ist (vergl. Fig. 46 u. 48, S. 39); ausnahmsweise benutzt man die entgegengesetzte Drehrichtung, und zwar aus folgenden Gründen. Bei der gewöhnlichen Drehrichtung drückt der Arbeitswiderstand senkrecht nach oben, versucht also die das Werkstück stützende Drehbankspindel zu heben. Da nun ein gewisser, wenn auch sehr geringer Spielraum zwischen Zapfen und Lagern der Drehbankspindel sich vorfindet, so kann hierdurch die Lage der letzteren unsicher werden: ist die nach unten gerichtete Belastung der Spindel (einschliesslich des zugehörigen Theiles ihres eigenen Gewichtes) etwa so gross wie der auf die Spindel zurückwirkende Arbeitswiderstand, so kann — weil der letztere schwankt — die Drehbankspindel wechselnd gegen die obere und dann gegen die untere Lagerfläche gedrückt werden. Auch die elastische Nachgiebigkeit der Drehbankspindel wirkt in gleichem Sinne.

Bei den meisten Dreharbeiten spielen diese Umstände keine Rolle. Sie sind leichter als der Arbeitswiderstand, und werden deshalb immer nach oben gedrückt und dieser Druck vielfach auf kürzestem Wege durch die Brille (S. 131) aufgehoben, oder es sind die Werkstücke so schwer, dass der betreffende Gewichtstheil den Arbeitswiderstand stets überwiegt, oder endlich: der geforderte Genauigkeitsgrad gestattet die durch die erwähnten Zitterungen entstehenden Ungenauigkeiten.

Liegt keiner dieser Fälle vor, so löst die „verkehrte“ Drehrichtung die Schwierigkeit, weil bei dieser sowohl der Arbeitswiderstand, als auch das Eigengewicht von Werkstück und Spindel die letztere nach unten drücken, so dass zwar ein Wechsel in der Grösse, nicht aber in der Richtung dieses Andrucks eintritt, die führenden Flächen also stets in sicherer Fühlung bleiben.

Es kommt die „verkehrte“ Drehrichtung insbesondere beim Ausbohren an der Planscheibe befestigter Werkstücke vor, ist aber auch bei anderen Arbeiten zuweilen nützlich.

a) Die Spitzendrehbank. Ueber die Stützung der Werkstücke ist S. 125 u. f. ausführlich die Rede gewesen. Sie verlangt Einstellbarkeit der Spitzenentfernung, welche durch Verstellbarkeit des Reitnagels bezw. des Reitstockes gewonnen wird, und möglichst sichere, unnachgiebige Lage der Spitzen. Aus letzterer Bedingung folgt, dass in der Regel Reitnagel wie Reitstock nach ihrer Verstellung festgeschraubt oder festgeklemmt werden. Auch hierüber ist das Nöthige bereits weiter oben gesagt.

Die Verschiebung des Reitstockes auf dem Bett der Drehbank geschieht bei kleineren Drehbänken mittels der Hand. Wenn die unmittelbar einwirkende Hand — wegen zu grossen Reitstockgewichts — hierfür nicht ausreicht, so lagert man am Reitstock die Welle eines Rädchens, welches in eine am Bett der Drehbank angebrachte Zahnstange greift, und versieht die Welle mit einer Handkurbel oder erforderlichen Falles mit einer Ratsche.

Ausnahmsweise wird für die Verschiebung des Reitstockes Maschinenkraft verwendet.

Wenn die am Spindelstock befindliche Spitze eine „todte“ ist, so bedarf es keiner besonderen Vorkehrungen zur Gewinnung unnachgiebiger Lage, da sie ihren Ort nicht ändert. Steckt die Spitze in der Arbeitsspindel, so hängt ihre genaue Lage und die Sicherheit derselben von der Lagerung der Arbeitsspindel ab. Diese ist weiter oben (S. 75 u. 76) genügend erörtert. Es ist demnach, soweit die Sicherheit der gegenseitigen Lage in Frage kommt, nur das Verbindungsglied zwischen Spindel- und Reitstock, das Bett der Drehbank, noch eingehender zu erörtern, zumal dieses auch dem Stichel unter Vermittlung der zugehörigen Schlitten die nöthige Stützung bieten muss.

a. Die Kräfte, welche zwischen dem Stichel und den das Werkstück stützenden Spitzen wirken, sowie das Gewicht des Werkstücks, das Eigengewicht des Bettes und dessen, was auf ihm ruht, sind in erster Linie massgebend für die Gestaltung und die Abmessungen des Bettes. Ich will versuchen, die Wirkungsweise dieser Kräfte mit Hilfe der Fig. 539

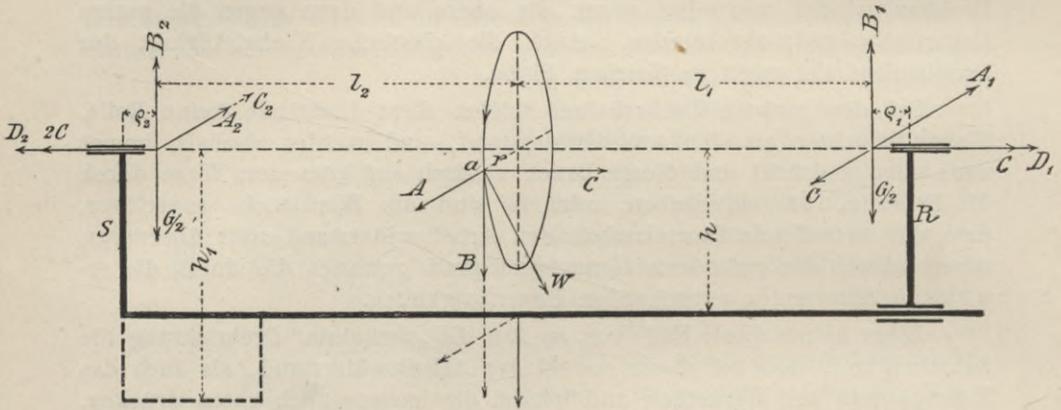


Fig. 539.

zu erläutern. Das durch ein Oval angedeutete Werkstück übt auf die bei *a* befindliche Schneide des Stichels einen Druck *W* aus, welcher zerlegt werden kann, in einen wagerecht und rechtwinklig zur Drehbankaxe liegenden Zweig *A*, einen lothrecht und rechtwinklig zur Drehbankaxe gerichteten Zweig *B* und einen Zweig *C*, der zur Drehbankaxe gleichlaufend ist. Durch Rast und Bettschlitten werden zunächst *A* und *B* derartig auf das Bett übertragen, dass *A* das Bett nach vorn, *B* dasselbe nach unten durchzubiegen sucht.

Das Werkstück stützt sich, um dem Stichelndruck nicht auszuweichen, auf die Spitzen der Drehbank, welche hierdurch belastet werden, durch die Kräfte:

$$B_1 = \frac{l_2}{l_1 + l_2} \cdot B; \quad B_2 = \frac{l_1}{l_1 + l_2} \cdot B \quad \dots \quad (66)$$

$$A_1 = \frac{l_2}{l_1 + l_2} \cdot A; \quad A_2 = \frac{l_1}{l_1 + l_2} \cdot A \quad \dots \quad (67)$$

Die Kraft *C* ist in der Regel nach rechts gerichtet, ausnahmsweise aber auch nach links. Im letzteren — negativen — Falle drückt *C* das

Werkstück gegen die Reitstock-, im ersteren Falle gegen die Spindelstockspitze.  $C$  wirkt ausserdem unter Vermittlung von Rast und Bettschlitten durch die Momente:

$$C \cdot h \text{ in lothrechter . . . . . (68)}$$

$$C \cdot r \text{ in wagerechter . . . . . (69)}$$

Ebene biegend auf das Bett, und unter Vermittlung des Werkstücks auf die Spitzen mit dem Kräftepaar:

$$C_1 = C_2 = \frac{r}{l_1 + l_2} C \text{ . . . . . (70)}$$

Quer gegen die Axe des Drehbankbettes treten hiernach folgende Momente auf:

am Reitstock angreifend, rechtsdrehend:

$$(A_1 - C_1) \cdot h; \text{ . . . . . (71)}$$

am Spindelstock angreifend, rechtsdrehend:

$$(A_2 + C_2) h + B \cdot r \text{ . . . . . (72)}$$

weil die Drehung des Werkstückes vom Spindelstock ausgeht; an dem Bettschlitten angreifend, linksdrehend:

$$A \cdot h + B \cdot r \text{ . . . . . (73)}$$

In Bezug auf  $B \cdot r$  in Gl. 72 möge bemerkt werden, dass die verschiedenartige Inanspruchnahme der Spitzen, welche von den Mitnehmern herrühren (vergl. S. 135), an den auf das Bett drehend einwirkenden Momenten nichts ändert.

Es ist:

$$(A_1 - C_1) \cdot h + (A_2 + C_2) h + Br = A \cdot h + B \cdot r$$

oder:

$$\left\{ A \left( \frac{l_2}{l_1 + l_2} + \frac{l_1}{l_1 + l_2} \right) - C_1 + C_2 \right\} h = A \cdot h$$

$$A \cdot h = A \cdot h$$

d. h., was man als selbstverständlich hätte voraussetzen können: es halten sich diese Momente das Gleichgewicht. Das Bett wird zwecks dieses Ausgleichs quer zu seiner Axe zu verdrehen versucht:

zwischen Arbeitsstelle und Reitstock durch das Moment:

$$(A_1 - C_1) h = \left( \frac{l_2}{l_1 + l_2} \cdot A - \frac{r}{l_1 + l_2} \cdot C \right) h = \frac{l_2 \cdot A - r \cdot C}{l_1 + l_2} h \text{ . (74)}$$

zwischen Arbeitsstelle und Spindelstock durch das Moment:

$$\begin{aligned} (A_2 + C_2) h + Br &= \left( \frac{l_1}{l_1 + l_2} \cdot A + \frac{r}{l_1 + l_2} \cdot C \right) h + B \cdot r \\ &= \frac{l_1 A + r C}{l_1 + l_2} h + Br \text{ . . . . . (75)} \end{aligned}$$

Wenn, wie häufig der Fall, das Bett vor dem Spindelstock nach unten gekröpft ist, so ist für diesen gekröpften Theil in den Ausdruck 73 der Abstand seiner Schweraxe von der Spitzenaxe, also  $h_1$  statt  $h$  einzusetzen.

Zur Belastung der Spitzen in ihrer Axenrichtung tragen die quer zu dieser Axe gerichteten, von dem Werkstück ausgeübten Drücke deshalb bei, weil sie auf die Kegelfläche der Spitze, deren Spitzenwinkel  $\alpha$  heissen mag, wirken. Es sind das die folgenden Kräfte: Die Hälfte des Werkstückgewichts  $G$ , wenn das Werkstück walzenförmig ist, an beiden Spitzen;  $A_2, B_2$  und  $C_2$  an der Spindelstock-, sowie  $A_1, B_1$  und  $C_1$  an der Reitstockspitze. Da  $\frac{G}{2}$  dem  $B_2$ , bzw.  $B_1$  gerade entgegengesetzt ist, so wirkt in lothrechter Richtung  $B_2 - \frac{G}{2}$ , bzw.  $B_1 - \frac{G}{2}$ , welche Werthe zuweilen positiv, zuweilen negativ ausfallen. In wagerechter Richtung wirkt  $A_2$  und  $C_2$ , bzw.  $A_1$  und  $C_1$ . Hiernach ist die Mittelkraft der quer gegen die Spitzenaxe wirkenden Kräfte:

an der Reitstockspitze:

$$\sqrt{\left(B_1 - \frac{G_2}{2}\right)^2 + (A_1 - C_1)^2} \dots \dots \dots (76)$$

an der Spindelstockspitze:

$$\sqrt{\left(B_2 - \frac{G}{2}\right)^2 + (A_2 + C_2)^2} \dots \dots \dots (77)$$

und die hieraus entstehenden Drücke  $D_1$ , bzw.  $D_2$  in der Axenrichtung:

$$\begin{aligned} D_1 &= \sqrt{\left(B_1 - \frac{G}{2}\right)^2 + (A_1 - C_1)^2} \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \\ &= \sqrt{\left(\frac{l_2}{l_1 + l_2} \cdot B - \frac{G}{2}\right)^2 + \left(\frac{l_2}{l_1 + l_2} \cdot A - \frac{r}{l_1 + l_2} \cdot C\right)^2} \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \\ D_1 &= \frac{\sqrt{[l_2 \cdot B - G/2 (l_1 + l_2)]^2 + [l_2 \cdot A - r \cdot C]^2}}{l_1 + l_2} \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \dots (78) \end{aligned}$$

und ebenso:

$$\begin{aligned} D_2 &= \sqrt{(B_2 - G/2)^2 + (A_2 + C_2)^2} \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \\ &= \sqrt{\left(\frac{l_1}{l_1 + l_2} B - G/2\right)^2 + \left(\frac{l_1}{l_1 + l_2} A + \frac{r}{l_1 + l_2} \cdot C\right)^2} \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \\ D_2 &= \frac{\sqrt{[l_1 \cdot B - G/2 (l_1 + l_2)]^2 + [l_1 A + r \cdot C]^2}}{l_1 + l_2} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \dots (79) \end{aligned}$$

Man könnte an dieser Stelle noch die Querkraft berücksichtigen, welche von dem Mitnehmer herrührt (vergl. S. 136). Dadurch würde aber die Rechnung verwickelter. Da anzunehmen ist, dass man gegenwärtig einen selbstausgleichenden Mitnehmer anwenden wird, wenn die durch den einfachen Mitnehmer verursachte einseitige Belastung der Spitze sehr gross ausfällt, so will ich diese einseitige Belastung vernachlässigen.

Es ist aber noch eine ergänzende Kraft  $E$  in Rechnung zu stellen. Die Kräfte  $D_1$  und  $D_2$ , Gl. 78 und 79, sind nur zufällig einander gleich; in der Regel ist die eine grösser als die andere. Wenn nun z. B. der Druck  $D_1$  kleiner ausfällt als der Druck  $D_2$ , d. h. die den ersteren hervor-

bringende Querkraftsumme die an der andern Spitze wirkende überwiegt, so tritt der durch Fig. 540 in stark übertriebenem Grade dargestellte Zustand ein, wenn das die erwähnte ergänzende Kraft nicht hindert: es gleitet das Werkstück auf der linksseitigen Spitze aus, bis die rechtsseitige Spitze einen dem  $D_2$  gleichenden Gegendruck leistet. Um nicht den durch Fig. 540 versinnlichten Zustand eintreten zu lassen, muss die rechtsseitige Spitze von vornherein — vor dem Arbeiten, mit dem die  $D_1$  und  $D_2$  hervorbringenden Querkräfte zum Theil erst auftreten — den Druck  $D_2 - D_1$  oder einen grösseren in der Richtung nach links ausüben. Dieser Druck wirkt selbstverständlich vor dem Arbeiten auch auf die andere Spitze. Wenn  $D_1 > D_2$  ist, so beträgt der von vornherein hervorzubringende Druck  $D_1 - D_2$ , andernfalls  $D_2 - D_1$ . Demnach ist der grösste Unterschied der beiden Drücke  $D_1$  und  $D_2$  wegen der soeben erörterten Gründe als Anfangsdruck anzusetzen. Man kann den Werth dieses grössten Unterschiedes rechnerisch bestimmen; ich verzichte darauf, weil der fragliche Druck nicht auf Grund des Rechnungsergebnisses, sondern nach dem Gefühl, bezw. der Schätzung des Arbeiters bemessen wird.

Es ist der hier erwähnte Druck nur ein Theil des von vornherein anzuwendenden Ergänzungsdruckes  $E$ .

Es sei — nach Fig. 539 — angenommen, dass von rechts nach links gearbeitet werden soll, also der Zweig  $C$  des zwischen Stichel und Werk-

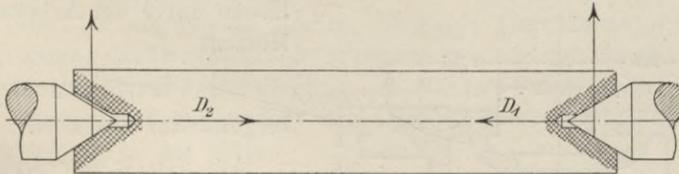


Fig. 540.

stück auftretenden Druckes auf den Stichel nach rechts, auf das Werkstück nach links wirkt. In dem Augenblicke, in welchem der Stichel zu arbeiten beginnt, also  $C$  zur Geltung kommt, wird die Reitstockspitze um diesen Betrag entlastet, oder, wenn eine genügende Belastung nicht vorliegt, das Werkstück auf der Reitstockspitze locker. Letzteres ist selbstverständlich unzulässig, und wird vermieden, indem man vor Beginn der Arbeit die Spitzen mit mindestens  $C$  andrückt. Der Ergänzungsdruck  $E$  setzt sich hiernach aus zwei Theilen zusammen, deren absolute Werthe in der Regel zusammenzuzählen sind, da, wenn  $C$  gegen die linksliegende Spitze drückt, mit seltenen Ausnahmen auch  $D_2$  den grösseren Werth hat, also beide Beträge die rechts liegende Spitze entlasten; ebenso umgekehrt.

Der Arbeiter hat den Druck nach Schätzung hervorzubringen, weshalb die von ihm herrührende Beanspruchung der Maschine nicht mit Sicherheit festgestellt werden kann. Um ihn in den folgenden Rechnungen überhaupt einstellen zu können, sei

$$E = 2C \dots \dots \dots (80)$$

angenommen, so dass während des Arbeitens in der Axenrichtung die Drücke stattfinden:

gegen die Spindelstockspitze:

$$D_2 + E = D_2 + 2C \dots \dots \dots (81)$$

gegen die Reitstockspitze:

$$D_1 + E - C - (D_2 - D_1) = \text{rund } D_1 + C. \dots (82)$$

Hiernach beträgt das Moment, welches das Bett in der Nähe des Spindelstockes in lothrechter Ebene zu biegen versucht:

$$(D_2 + 2C)h, \text{ bzw. } (D_2 + 2C)h_1 \dots (83)$$

und das dem Reitstock naheliegende:

$$(D_1 + C)h \dots (84)$$

Unter dem Stichel ist das Moment, welches das Bett in gleichem Sinne zu biegen versucht, ein anderes, weil die Kraft  $B$  das Gewicht  $Q$  des Schlittens, das Gewicht  $q \cdot l$  des Bettes und die Kraft  $C$  zum Theil entlastend wirken. Es lohnt sich nicht hierauf näher einzugehen.

Das Gleiche gilt von den Biegemomenten  $(A_2 - C_2)s_2$  und  $(A_1 + C_1)s_1$ , welche bei der Biegung des Bettes in wagerechter Richtung theilhaftig sind. Man wird sie ihrer Kleinheit halber vernachlässigen. Im übrigen wirkt in wagerechter Ebene unter der Arbeitsstelle das Moment

$$(A_2 + C_2)l_2 \dots (85)$$

biegend auf das Bett.

Aus den in der Axenrichtung liegenden Kräften ergibt sich ohne weiteres eine zusätzliche Zugspannung für das Bett:

auf die Länge  $l_1$  von  $C + D_1$  (86)

auf die Länge  $l_2$  von  $2C + D_2$  (87)

welche indess ihrer Geringfügigkeit halber bedeutungslos sind.

Man wird nun zunächst geneigt sein, die hier abgeleiteten Kräfte,

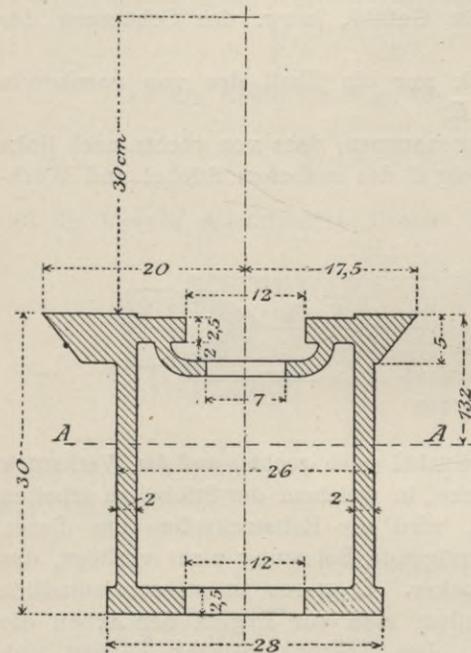


Fig. 541.

bzw. Momente rechnerisch zur Prüfung der Festigkeit des Bettes zu benutzen. Bei der versuchsweisen Berechnung der durch jene Kräfte hervorgerufenen Spannungen, und zwar bei sehr verschiedenen Drehbänken, findet man aber bald, dass die Inanspruchnahme der Festigkeit des Bettes eine äusserst geringe ist, so dass sie unbeachtet bleiben kann. Ein Beispiel möge diese Angabe erläutern.

Fig. 541 sei der Querschnitt des Bettes einer Drehbank mit 30 cm Spitzenhöhe. Das Widerstandsmoment, bezogen auf die wagerechte Schwerpunktsaxe, welche 13,2 cm unter der Bettoberfläche liegt, beträgt  $S_A = 24630 \text{ cm}$ .

Nimmt man nun an:  $l_1 = 150 \text{ cm}$ ;  $l_2 = 150 \text{ cm}$ ;  $h = 30 + 13,2 = 43,2 \text{ cm}$ ;  $A = 200 \text{ kg}$ ;  $B = 1300 \text{ kg}$ ;  $C = 1200 \text{ kg}$ ;  $G = 120 \text{ kg}$ ;  $r = 10 \text{ cm}$ ;

$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = 0,7$ , so gilt für die Biegung in der Nähe des Spindelstockes nach Gl. 87:

$$(D_2 + 2C)h = J_A \cdot \sigma$$

wenn  $\sigma$  die Spannung für 1 qcm bezeichnet.

Da nun nach Gl. 79:

$$\begin{aligned} D_2 &= \frac{\sqrt{[l_1 \cdot B - G/2(l_1 + l_2)]^2 + [l_1 A + r \cdot C]^2}}{l_1 + l_2} \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \\ &= \frac{\sqrt{[150 \cdot 1300 - 60 \cdot 300]^2 + [150 \cdot 200 + 10 \cdot 1200]^2}}{300} \cdot 0,7 \end{aligned}$$

$D_2 = \sim 425$  kg ist, also

$$(425 + 3 \cdot 1200) \cdot 43,2 = 24630 \cdot \sigma,$$

so ergibt sich für  $\sigma$ :

$$\sigma = \sim 7 \text{ kg.}$$

Aehnliche Ergebnisse liefern andere, für die fragliche Drehbank mögliche Annahmen. Auch in Bezug auf das Verdrehen des Drehbankbettes gelangt man auf derartige geringfügige Spannungen. Beachtung verdienen indessen die elastischen Verbiegungen, bezw. Verdrehungen.

Zu deren Würdigung ist nöthig, diejenige Durchbiegung zu berücksichtigen, welche das Drehbankbett infolge seines eigenen Gewichtes erfährt. Zur Berechnung dieser Durchbiegung sei 300 cm Stützenentfernung angenommen. Auf diese Länge wiegt das Drehbankbett 580 kg und beträgt die Durchbiegung in der Mitte:

$$f_1 = \frac{580}{E \cdot J_A} \cdot \frac{5 \cdot l^3}{384}$$

also für  $E = 1000000$ ,  $l = 300$  cm

$$f_1 = 0,0083 \text{ cm oder } 0,083 \text{ mm.}$$

Diese Durchbiegung ist gering; sie lässt sich noch mindern, wenn man das Drehbankbett während seiner Bearbeitung ebenso stützt, wie bei seiner späteren Benutzung.

Durch den Druck, welchen — bei obigem Beispiel — die Spitzen in ihrer Axenrichtung erfahren, wird eine nach oben gerichtete Durchbiegung  $f_2$  durch das Moment (vergl. Gl. 83, S. 382):

$$(D_2 + 2C)h = (425 + 2 \cdot 1200) 43,2$$

hervorgerufen, welche — unter Vernachlässigung anderer Inanspruchnahmen — beträgt:

$$f_2 = \frac{(D_2 + 2C)h}{E + J_A} \cdot \frac{l^2}{8} = 0,056 \text{ cm oder } 9,56 \text{ mm,}$$

also fast 7 mal so gross ist, als die Durchbiegung  $f_1$ . Nach Umständen heben sich diese beiden Durchbiegungen gegenseitig auf, nach Umständen kommen sie wenig zur Geltung. Die Durchbiegung  $f_2$  kann so gross wie berechnet nur werden, wenn der stärkste Schnitt angewendet wird, also beim Schruppen, während sie beim Schlichten viel kleiner ausfällt. Dem-

gemäss macht sich die Durchbiegung nicht so fühlbar, als man zunächst anzunehmen geneigt ist.

Die Verdrehung des Bettes ist nicht beträchtlich. Nach Gl. 75 ist das zwischen Arbeitsstelle und Spindelstock verdrehend wirkende Moment:

$$M_d = \frac{l_1 \cdot A + rC}{l_1 + l_2} \cdot h + Br.$$

Aendert man nun, um einen möglichst grossen Verdrehungswinkel zu erhalten, die Angriffsweise des Stichels dahin, dass

$$A = 1200 \text{ kg}, \quad B = 1300 \text{ kg}, \quad C = 200 \text{ kg} \text{ ist}$$

und nimmt  $r$  zu 20 cm an, so wird das Moment:

$$M_d = \frac{150 \cdot 1200 + 20 \cdot 200}{300} \cdot 43,2 + 1300 \cdot 20 = 52496.$$

Da das auf die lothrechte Mittelaxe des Bettes bezogene Trägheitsmoment = 30730 und das polare = 55360 ist, so beträgt der Verdrehungswinkel auf 150 cm Bettlänge  $\psi$  und die hierdurch hervorgerufene Verschiebung der Spindelstockspitze:

$$\psi \cdot h = \frac{1,2 \cdot 52496 \cdot 150 \cdot 55360}{4 \cdot 24630 \cdot 30730 \cdot 400000} \cdot 43,2 = 0,01866 \text{ cm},$$

wenn der Schubelastizitätsmodul zu 400000 und die Werthziffer zu 1,2 angenommen wird. Es beträgt daher dieses Ausweichen der Spindel etwa 0,2 mm.

In Bezug auf die Lage des Stichels gegenüber dem Werkstück gesellt sich diesem Betrage die Nachgiebigkeit der Theile, welche die Schneide gegen das Bett abstützen. Verbindet man jedoch das Werkstück mittels einer Brille (S. 131) auf möglichst kurzem Wege mit dem Stichel, so kommt nicht allein die zuletzt genannte Nachgiebigkeit fast ganz in Wegfall, sondern auch jenes Ausweichen der Spitzen. Hieraus folgt der hohe Werth namentlich der recht nahe an der Arbeitsstelle angreifenden Brille.

Für die Durchbiegung des Bettes in wagerechter Ebene will ich eine beispielsweise Zahlenrechnung sparen, da sie ohne weiteres als klein erkannt werden kann.

Es lässt sich das Ergebniss der bisherigen Erörterung wie folgt zusammenfassen.

1. Die Abmessungen der Drehbankbetten, wie sie sich durch die Erfahrung als nothwendig ergeben haben, sind so gross, dass ihre Berechnung auf Grund der Bruchfestigkeit keinen Werth hat.

2. In manchen Fällen kann die Berechnung der elastischen Nachgiebigkeit von Werth sein. Sie setzt voraus: die genaue Angabe der Arbeitsweise und der hieraus sich ergebenden Kräfte, sowie die Angabe der in dem besondern Fall als zulässig anzusehenden Durchbiegung.

Demgemäss werden die Abmessungen der Drehbankbetten regelmässig nach dem praktischen Gefühl bestimmt, dem aus der Praxis entstandene Regeln zu Hilfe kommen. Von den letzteren führe ich an, dass die Höhe des Drehbankbettes, je nach der Entfernung der Stützen, etwa dem 0,8 bis 1,1 fachen der Spitzenhöhe gleich genommen wird und die Breite etwa gleich der Spitzenhöhe bis zu dem 1,6 fachen derselben. Rücksichten auf

den gesammten Bau veranlassen nicht selten, die angegebenen Grenzwerte nach oben oder unten zu überschreiten.

Jedenfalls wird grosser Werth auf die Starrheit des Bettes sowohl gegen Biegung als auch gegen Verdrehung gelegt. Sie hängt ab von dem  $\beta$ . Querschnitt des Bettes. Noch zu Anfang des gegenwärtigen Jahrhunderts wurde das Drehbankbett aus Holz gefertigt; zwei Bohlen wurden als Wangen, nach Fig. 542, so neben einander gelegt, dass der zwischen ihnen bleibende freie Raum die Befestigung des Reitstockes und der Auflage, bezw. der „Rast“ erlaubte. Diese Querschnittsgestalt ist vorbildlich auch für eiserne Betten. Calla steifte die aus Gusseisen bestehenden und deshalb verhältnissmässig dünnen Wangen, nach Fig. 543, durch



Fig. 542.

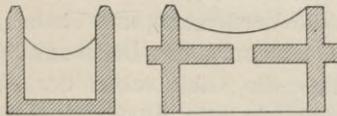


Fig. 543.

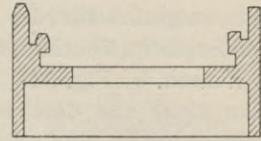


Fig. 544.

wagerechte Rippen ab.<sup>1)</sup> Fox verwendete die durch Fig. 544 dargestellte Querschnittsgestalt;<sup>2)</sup> die oberen Ränder der eigentlichen Wangen dienten als Führungen für die Bettplatte, während der Reitstock sich auf die tiefer belegenen Leisten stützte (vergl. S. 66). Die heute am häufigsten vorkommenden Querschnittsformen gehen ebenfalls von den beiden Wangen aus, die jedoch besser gegen einander abgesteift sind, um ihnen möglichste Starrheit zu verleihen, wie Fig. 541 und 545 zeigen; man verbindet die beiden lothrechten Langwände durch Querwände und wagerechte Platten, welche zu gunsten bequemer Herstellung durchbrochen sind. Ein derartiges Bett bildet gewissermassen eine vierkantige Röhre.

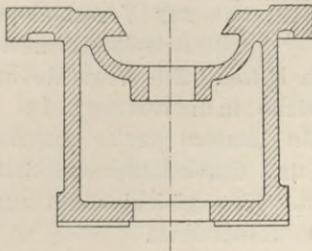


Fig. 545.

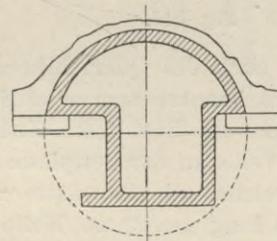


Fig. 546.

Es fehlt nicht an Vorschlägen, nach welchen dieser Röhre ein kreisrunder Querschnitt gegeben werden soll; sie sind indess wenig beachtet, und zwar einestheils, weil die kreisrunde Röhre weniger widerstandsfähig gegen Biegungen ist als die vierkantige, vor allem aber wegen der Schwierigkeit, die erforderlichen Führungsstäbe anzubringen. Der Glombische Querschnitt,<sup>3)</sup> welchen Fig. 546 zeigt, wird hierin eine Aenderung nicht hervorbringen.

<sup>1)</sup> Bullet. de la société pour l'encouragement de l'industrie nationale, 1830, S. 419, mit Abb.

<sup>2)</sup> Berliner Verhandl. 1831, S. 144, mit Abb.

<sup>3)</sup> D. R.-P. No. 53864.

Die vierkantige Röhre erleichtert die Ausbildung der Führungsstäbe. Bei den Ausführungsweisen, welche Fig. 541 bis 545 darstellen, legt sich der Bettschlitten quer über das Bett (vergl. S. 88 u. 89) und beschränkt hierdurch den für das Werkstück verfügbaren Raum. Neuerdings sind Anordnungen bekannt gegeben, bei welchen der Schlitten an der Vorderseite des Bettes hängt.

Dahin gehört eine Ausführungsform von J. E. Reinecker in Chemnitz,<sup>1)</sup> welche Fig. 547 wiedergibt. Der Schlitten ist hakenförmig und greift mit einer Leiste in die obere wagerechte Fläche des Bettes, während eine nachstellbare Leiste sich unter einen Vorsprung der Vorderseite des Bettes legt. Es ist die Figur der Patentschrift entnommen; ich weiss daher nicht, ob sie der jetzigen Ausführungsform entspricht; der vorliegenden Ausbildung fehlt der Ausgleich für die seitliche Abnutzung der oberen Leiste. Lister<sup>2)</sup> legt den Schlitten überhaupt nur an die Vorderseite, und ebenso verfahren Fischer & Winsch.<sup>3)</sup> Fig. 548 ist ein Querschnitt des Drehbankbettes der letzteren. Man sieht aus dem Bilde, dass die Gleitflächen der oberen Leiste recht gross gewählt sind, was zweckmässig sein dürfte, weil die von ihr aufzunehmenden Drücke erheblich grösser ausfallen, als bei den auf der oberen Fläche des Bettes gleitenden Schlitten.

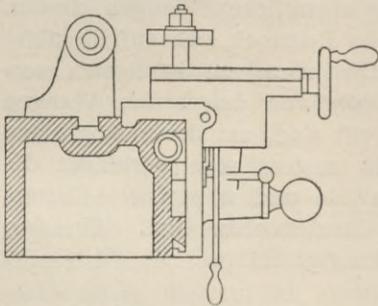


Fig. 547.

An die v. Pittler'sche Bettquerschnittsgestalt sei hier nur erinnert (vergl. Fig. 108, S. 58), zumal eine v. Pittler'sche Drehbank weiter unten besonders beschrieben werden wird.

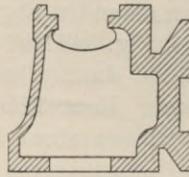


Fig. 548.

Einen gewissen Einfluss auf die Wahl des Drehbankbett-Querschnitts hat die nöthige Rücksichtnahme auf die zur Verschiebung der Bettplatte, nach Um-

ständen auch des Querschlittens, dienenden Mittel. Zur Verschiebung der Bettplatte benutzt man eine Schraube, welche man Leitspindel nennt, oder eine am Bett feste Zahnstange. In letztere greift ein Zahnrad, dessen Welle an der Bettplatte gelagert ist und durch Räderwerk betrieben wird, welches die Bettplatte mit sich führt. Eine gleichlaufend zum Bett liegende lang genuthete Welle bethätigt das Räderwerk.

Die Zahnstange mit zugehörigem Rad und Triebwerk ist billiger als die Leitspindel und Zubehör, dagegen die Verschiebung durch letztere genauer als die durch Zahnstange und Rad. Man verwendet deshalb, wenn die Bettplattenverschiebung zum Zweck des Gewindeschneidens stattfinden soll, regelmässig die Leitspindel. Drehbänke, welche nicht zum Gewindeschneiden bestimmt sind, werden dagegen mit der Zahnstange ausgerüstet. Soll die Drehbank zuweilen gute Gewinde schneiden, zuweilen aber nur schlichte Arbeit liefern, so wird sie meistens sowohl mit einer Leitspindel, als auch mit einer Zahnstange versehen, um erstere ausschliesslich für das Gewindeschneiden zu verwenden.

<sup>1)</sup> D. R.-P. No. 47342.

<sup>2)</sup> Dinger, polyt. Journ. 1892, Bd. 285, S. 158, mit Schaubild.

<sup>3)</sup> D. R.-P. No. 75709.

Es ist nun die Lage der Leitspindel und der Zahnstange für den Gleitwiderstand des Bettschlittens wichtig (vergl. das Rechnungsverfahren, S. 70 u. f.); man sucht beide dem Stichelweg so nahe als möglich zu legen. Bei älteren Drehbänken findet man demgemäss die Leitspindel oft zwischen den Wangen liegend; behufs besserer Zugänglichkeit der Schraube wie des zugehörigen Mutterschlosses wird jetzt jedoch vorgezogen, die Leitspindel vor dem Bett anzubringen und zwar womöglich so, dass das Bett die Leitspindel schützend überragt. Die Einseitigkeit der Querschnittsgestalt, welche die Fig. 541, 545 und 546 erkennen lassen, wird zum Theil durch diese Rücksichtnahme veranlasst. Sie soll ferner das Anbringen der Zahnstange erleichtern. Diese wird nämlich unter die weiter hervorragende Leiste des Bettes gelegt, um sowohl die Zahnstange, als auch das eingreifende Rad vor herabfallenden Spänen zu schützen. Um der Leitspindel, namentlich wenn sie lang ist, eine sicherere Lage zu geben, als die Zapfenlager an ihren Enden gewähren, legt man sie zuweilen in ihrer ganzen Länge in eine halbrunde Aussparung des Bettes (vergl. Fig. 547). Man stützt zu gleichem Zweck die Leitspindel durch einzelne Lager,

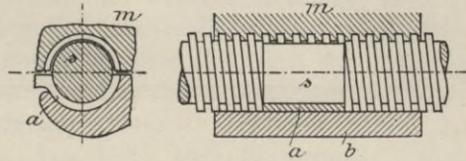


Fig. 549.

wobei die Mutter ebenso wie bei der vorigen Ausführungsform die Leitspindel nur an einer Seite berührt (vergl. Fig. 485 u. 486, S. 247). Um in diesem Falle den einseitig auf die Mutter wirkenden Druck auf kürzestem Wege auszugleichen, wird, nach Fig. 549, der halben Mutter *m* gegenüber ein Backen *b* angebracht, in dessen Hohlfläche sich die Leitspindel mit ihrer Aussenfläche legt. Die Leitspindel-Stütze *a* ist so dünn gehalten, dass der Backen *b* über sie hinweggleiten kann.

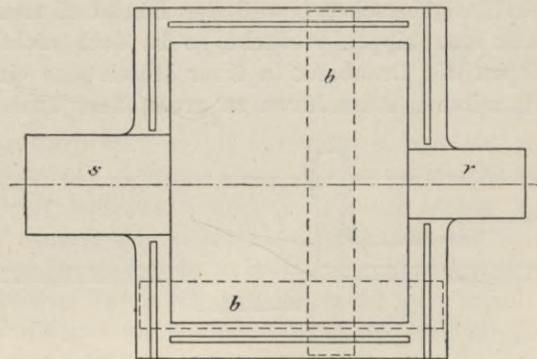


Fig. 550.

Das balkenförmige Bett, von dem bisher ausschliesslich die Rede gewesen ist, bedingt für Werkstücke grossen Halbmessers eine grosse Spitzenhöhe. Für derartige Werkstücke, die zugleich eine verhältnissmässig geringe Länge haben, macht man zuweilen, um die grosse Spitzenhöhe zu vermeiden, das Bett rahmenartig,<sup>1)</sup> wie die Grundrissfigur 550 angiebt. Bei *s* wird der Spindelstock, bei *r* der Reitstock und auf dem mit Aufspann-Nuthen versehenen Rande des Rahmens ein verhältnissmässig leichter Balken *b* — durch gestrichelte Linien angegeben — befestigt, auf welchem der Werkzeugträger verschiebbar sitzt. Die durch Fig. 550 angegebene Grundform des Bettes wird je nach Art der zu bearbeitenden Werkstücke

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1893, S. 424.

in mannigfacher Weise ausgestaltet, z. B. für Riemenrollen, für Trockentrommeln, für Reibräder.

Hinsichtlich der Stützung des Bettes gelten im allgemeinen dieselben Grundsätze wie bei dem Hobelmaschinenbett (S. 255). Die Fig. 551 und 552 stellen Gegensätze in der Auffassung über die Aufgabe der Bettstützung dar. Nach der ersten Figur sind gespreizte Beine angewendet, wie

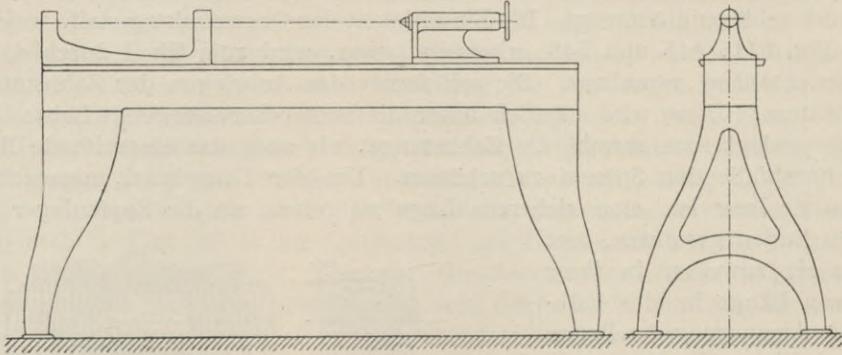


Fig. 551.

man sie wohl bei altfränkischen Möbeln findet. Wenn auch, bei leichten Drehbänken quer gegen das Bett eine reichliche Breite der Stützung gerechtfertigt erscheint, weil der Betriebsriemen in dieser Richtung die Drehbank umzukippen versucht, so ist doch nicht zu befürchten, dass ein Umkippen der Drehbank in ihrer Mittelebene eintritt; die Länge des Bettes ist mit seltenen Ausnahmen so gross, dass auch gerade Beine in dieser Rich-

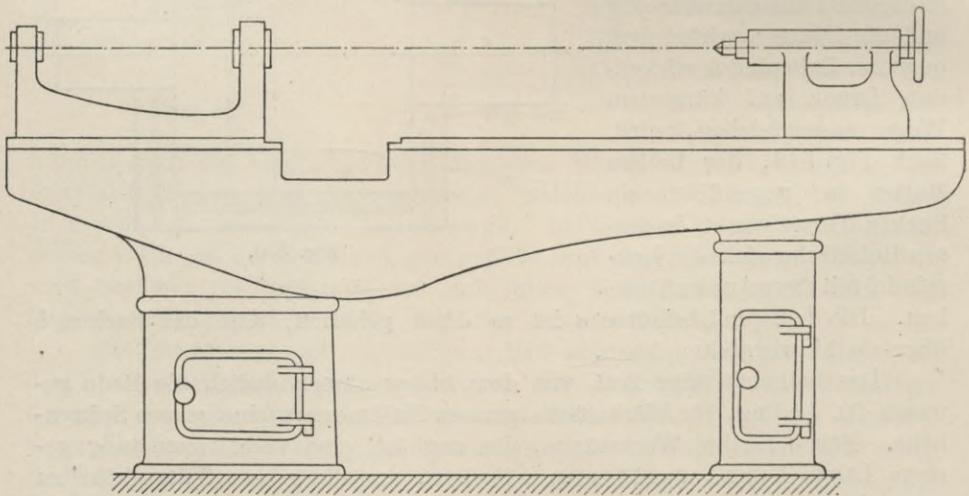


Fig. 552.

tung weit genug von einander den Boden treffen, um die Drehbank genügend standhaft zu machen. Eine solche sperrige Gestalt, wie die linke Seite der Figur 551 darstellt, vergrössert zweifellos unnötig das Moment, welches — vermöge des Gewichts von Bett und Bettschlitten — das Bett nach unten durchzubiegen versucht. Nur bei besonders kurzen Betten dürften derartig nach aussen geschweifte Beine zweckmässig sein, einerseits,

weil der Abstand der Füße ein mässiger bleibt, anderseits, weil hierdurch der nöthige Raum für die Füße des Arbeiters gewonnen wird.

Fig. 552 stellt die Richard'sche Drehbank<sup>1)</sup> dar. Es sind die beiden Füße gerade und nach innen gerückt, so dass ein Theil des Bettes rechts und ein anderer Theil links über den betreffenden Fuss hinweg ragt. Das ist zweifellos eine zweckmässige Anordnung, sobald das Bett einige Länge hat. Auch hat man dem Bett eine Längengestalt gegeben, die das Auge angenehm berührt, indem die Theile des Bettes, welche wenig in Anspruch genommen werden, leichter gehalten sind als andere, stärkeren Biegemomenten ausgesetzte Theile.

Man hat die Füße zu Schränken ausgebildet, was an sich zweckmässig ist und sehr häufig gefunden wird. Allein der linksseitige Schrank belästigt, wenn er — wie gewöhnlich — einige Tiefe hat, den Arbeiter dadurch, dass diesem der nöthige Raum für seine Füße fehlt. Bei dem rechtsseitigen schrankartigen Fuss kommt das weniger in Frage, weil der Arbeiter vor diesem seltener zu stehen hat. Man sollte deshalb dem rechtsseitigen Fuss eine reichliche Tiefe geben, so dass hierdurch der Drehbank quer gegen ihre Längsaxe die nöthige Standhaftigkeit wird, und dafür den linksseitigen Fuss möglichst zurückspringen lassen. Dadurch würde man sich der besten Stützung, nämlich der durch drei Stützpunkte nähern, welche Veränderlichkeiten des Grundes, auf welchem die Drehbank ruht, völlig unschädlich macht. Diese Stützung durch drei Beine oder Füße dürfte sich insbesondere für kleinere Drehbänke eignen, welche vielfach ohne besondere Fundamente aufgestellt, ja auf mehr oder weniger nachgiebige Balkendecken gestellt werden. Bei Drehbänken mit grosser Spitzenhöhe lässt man häufig das Bett sich unmittelbar auf das Fundament legen. Dann ist nöthig, das letztere mit grosser Sorgfalt auszuführen und bei der Aufstellung dafür zu sorgen, dass ein gleichmässiges Aufliegen stattfindet.

γ. Die Erörterung einiger Beispiele wird Gelegenheit bieten, auf bereits angeführte und andere Einzelheiten einzugehen. Fig. 553 und 554, Taf. XII, stellt zunächst eine von Droop & Rein in Bielefeld gebaute Spitzendrehbank mit 200mm Spitzenhöhe dar. Es wird die Arbeitsspindel unter Vermittlung einer vierstufigen Riemenrolle und eines ausrückbaren Rädervorgeleges angetrieben; die Ausrückung des letzteren erfolgt nach Fig. 323, S. 162. Der Bolzen, um welchen sich die Räder des Vorgeleges drehen, ist mit seinen ausseraxigen Zapfen unter der Stufenrolle gelagert und mit einem Wurmrad verbunden, dessen Wurm durch die Handkurbel *a*, Fig. 553, bethätigt wird. Um das grosse Vorgeleugerad unterbringen zu können, hat man den Spindelstock entsprechend erweitert, was insbesondere Fig. 554 erkennen lässt, auch an der betreffenden Stelle eine Erweiterung des Bettes vorgenommen. Diese Lage der Vorgelegräder<sup>2)</sup> macht eine Einkapselung derselben entbehrlich, spart auch den Raum, welchen sie einnehmen, wenn sie hinter der Stufenrolle angebracht sind. Die auf der Arbeitsspindel sitzenden Räder sind durch besondere Kapseln überdeckt. Regelmässig wird die Schaltbewegung von dem auf der Spindel feststehenden Rade *b* abgeleitet; sie kann aber auch durch das an der Stufenrolle feststehende kleine Stirnrad bewirkt werden. Dieses hat denselben Durchmesser und die gleiche

<sup>1)</sup> Prakt. Masch.-Constr. 1896, S. 3, mit Abb.

<sup>2)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1891, S. 273, mit Abb.

Zähnezahl wie  $b$ , und das — verdeckt liegende — von ihnen anzutreibende Rad sitzt fest auf der verschiebbaren Welle  $c$ , so dass, wenn für die Arbeitsbewegung das Rädervorgelege verwendet wird, eine Verschiebung der Welle  $c$  genügt, um eine sehr erhebliche Aenderung der Schaltgeschwindigkeit herbeizuführen. Durch ein Wendeherz wird die Drehung der Welle  $c$  auf die hohle, sich frei auf einem festen Zapfen drehende Welle  $d$  übertragen. Sie treibt entweder durch ein Band die Welle  $e$ , oder durch Wechselräder die Leitspindel  $f$ ; letztere dient zum Gewindeschneiden, während die Welle  $e$  bestimmt ist, die Bettplatte mittels der Zahnstange zu verschieben und den Querschlitten selbstthätig zu verschieben. Es überträgt  $e$  seine Drehbewegung mittels Stufenräder auf die lang genuthete Spindel  $g$ . Auf  $g$  sitzen die Räder fest, mit  $e$  wird je eins der Räder gekuppelt (vergl. S. 165) und zwar auf folgende Weise:  $e$  ist an seinem

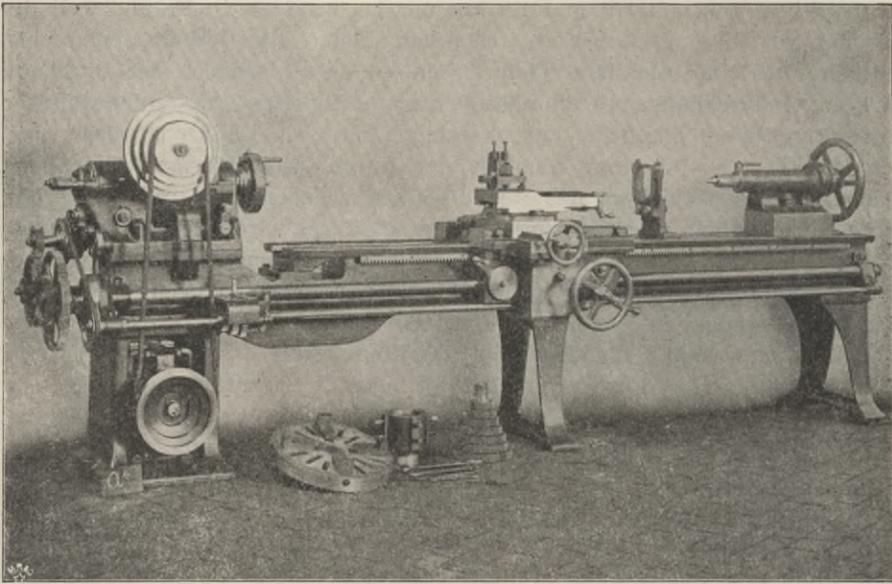


Fig. 555.

rechtsseitigen Ende mit einer langen Bohrung versehen, in welcher die Stange  $i$  verschiebbar steckt. Ein in  $i$  festsitzender Splint ragt durch zwei Schlitze der Welle  $e$  nach aussen hervor und legt sich hier gegen Zähne, welche im Innern der drei Rädchen in geeigneter Weise angebracht sind. Die beiden äusseren Räder finden genügende Stützung auf der Welle  $e$ , das innere Rad ist auf den Naben der beiden Nachbarräder gelagert. Man verschiebt die Stange  $i$  mittels eines Hebels  $h$ , in dessen Handhabe sich ein federnder Stift (Fig. 381, S. 184) befindet, der in auf der festen Schutzkappe der Räder angebrachte Vertiefungen greift. Auf der lang genutheten Welle  $g$  steckt der hinter der Schürze der Bettplatte gelagerte Wurm  $k$ , dreht ein Wurmrad und unter Vermittlung einiger Räder die Welle  $l$ , auf welcher das in die Zahnstange des Drehbankettes greifende Rad sitzt.

Die auf diesem Wege zu erzielenden Schaltgeschwindigkeiten betragen, wenn von der Arbeitsspindel ausgehend, 1,77; 1,00 und 0,67 mm für jede Drehung der letzteren.

Der Antrieb für die Schraube des Querschlittens lässt sich aus den gestrichelt gezeichneten Kreisen am Bettschlitten, Fig. 553, verfolgen.

Fig. 555 zeigt eine ähnliche Drehbank mit gekröpftem Bett und elektrischem Antrieb, Fig. 556 und 557<sup>1)</sup> stellen eine dieser verwandte geometrisch dar. Es sei hier bemerkt, dass man mit dem Kröpfen des Bettes selten den Zweck verfolgt, in grösserem Halbmesser drehen zu können, als die Spitzenhöhe gestattet, vielmehr nur erreichen will, dass ein grösserer Gegenstand, an welchem in kleinerem Halbmesser gearbeitet werden soll, aufgespannt und um die Drehbankaxe gedreht werden kann. Es kommt das namentlich in Frage bei dem Ausbohren von Höhlungen, Abdrehen der Endflächen von Naben u. dergl. Es bedingt demnach der grössere Halbmesser, welcher über der Kröpfung umzudrehen ist, keine geringere Umdrehungszahl für die Arbeitsspindel. Um den Schlitten bis nahe an den Spindelstock schieben lassen zu können, so lange die Bettkröpfung nicht erforderlich ist, wird in diese eine Brücke gelegt. Der zum Betriebe der Drehbank dienende Elektromotor ist in das linksseitige Bein der Drehbank gesetzt. An seiner Welle sitzt eine vierstufige Schnurrolle, welche unter Vermittlung einer ähnlichen, etwas grösseren Rolle die Wurm-*welle a*, Fig. 556, dreht. Der Wurm liegt seiner grossen Geschwindigkeit halber über dem Wurmrade (vergl. S. 240), welches in Oel wadet. Das in Fig. 556 gestrichelt gezeichnete Stirnrädchen *b* sitzt fest am Wurm-*rade* und kann in gebräuchlicher Weise entweder mit dem auf der Arbeitsspindel festsitzenden Stirnrad *c* unmittelbar gekuppelt, oder durch ein — in Fig. 556

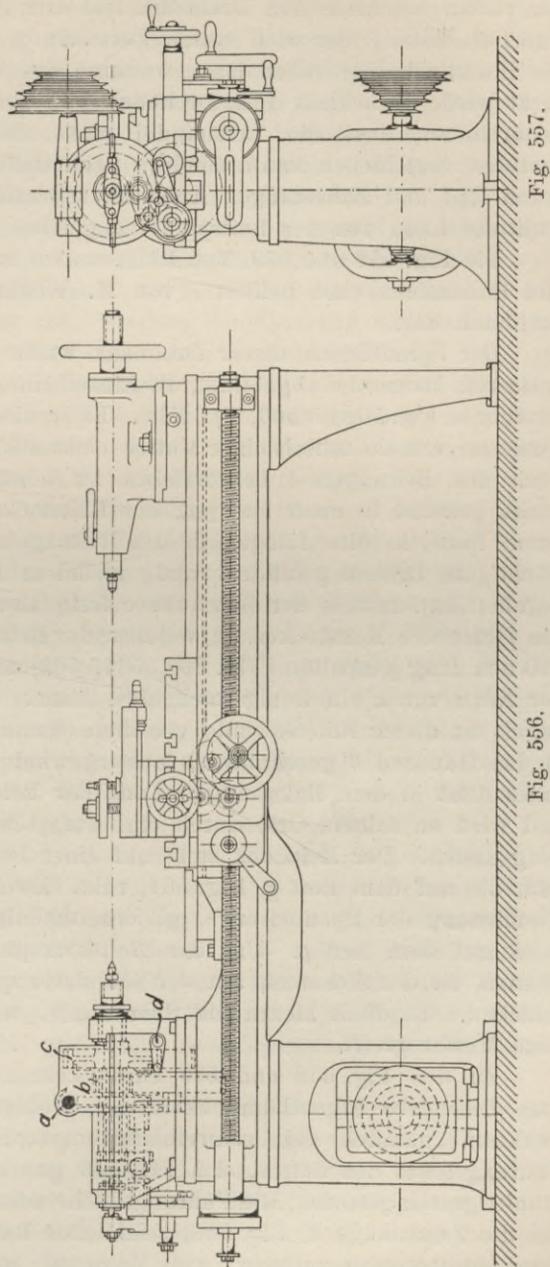


Fig. 556 gestrichelt gezeichnete Stirnrädchen *b* sitzt fest am Wurm-*rade* und kann in gebräuchlicher Weise entweder mit dem auf der Arbeitsspindel festsitzenden Stirnrad *c* unmittelbar gekuppelt, oder durch ein — in Fig. 556

<sup>1</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen., 1896, S. 1341, mit Abb.

ebenfalls gestrichelt gezeichnetes — Rädervorgelege mit *c* verbunden werden, so dass die Arbeitsspindel mit 8 verschiedenen Geschwindigkeiten zu benutzen ist. Die mit einander verbundenen Vorgelegräder stecken, wie bei der vorhin beschriebenen Drehbank frei drehbar auf einem ausseraxig gelagerten Bolzen, der sich unter Vermittlung von Schraubenrädern durch die Handkurbel *d* drehen lässt, wodurch das Vorgelege aus-, bzw. eingerückt wird. Es weicht diese Drehbank von der vorhin beschriebenen noch dadurch ab, dass die Leitspindel nicht allein durch ihre Mutter den Schlitten verschieben kann, sondern nach Oeffnen des Mutterschlusses auch durch Rad und Zahnstange. Auch die selbstthätige Verschiebung des Querschlittens kann von der Leitspindel abgeleitet werden.

Die Fig. 558 und 559, Taf. XIII, stellen in theilweisem Schnitt, Vorder- und Endansicht eine beliebte, von H. Wohlenberg in Hannover gebaute Drehbank dar.

Der Spindelstock dieser Drehbank wurde bereits (Fig. 138, S. 77) in grösserem Massstabe abgebildet, die Einzelheiten des Reitstockes erkennt man genauer in Fig. 560 bis 563, Taf. XIV. Es ist die Reitstockspitze *a* mit Gewinde versehen, um sie mittels einer Mutter leicht aus dem schlank kegelförmigen Loch des Reitnagels *b* hervorzuziehen zu können. Der Reitnagel *b* steckt genau passend in einer Bohrung des Reitstockes, wird durch eine in letzterem feste, in eine Längsnuth des Reitnagels greifende Leiste an eigenmächtigem Drehen gehindert und, nachdem man ihm die richtige Lage gegeben hat, mittels der Schraube *c* festgeklemmt. Zu diesem Zweck ist die Hülse des Reitstockes, in welcher der Reitnagel steckt, auf einer Seite 210 mm lang gespalten (Fig. 560, 561, 562) und so gestaltet, dass sie in der Nähe von *c* ein wenig nachgeben kann. Am andern Ende des Reitnagels ist dieser mit Gewinde versehen (6 mm Ganghöhe), in welches ein in das Handrad *d* geschnittenes Muttergewinde greift. Die Nabe des Handrades *d* ist in dem linksseitigen Ende der Reitstockhülse drehbar gelagert und wird an seinem Orte durch eine aufgeschraubte, zweitheilige Platte *e* festgehalten. Der Reitstock steht auf einer Sohlplatte *f*, Fig. 560, 561 und 563, die auf dem Bett *g*, Fig. 561, ruht. Zwei Schrauben befestigen, unter Vermittlung der Spanneisen *h*, gleichzeitig die Sohlplatte *f* und den Reitstock auf dem Bett *g*. Um der Reitstockspitze richtige Lage geben zu können, ist der Reitstock auf der Sohlplatte quer zur Drehbankaxe zu verschieben. Es dient hierzu die Schraube *i*, welche in eine am Reitstock feste Mutter greift.

Zu den Fig. 558 und 559 zurückkehrend, mache ich zunächst auf eine besondere Eigenthümlichkeit der Wohlenberg'schen Drehbänke aufmerksam, nämlich den schweinsrückenartigen Querschnitt der vorderen Führungsleiste des Bettes, den Fig. 559 gut erkennen lässt. Diese Querschnittsgestalt gestattet, die Führungsfläche sehr breit zu machen, und doch für die Zahnstange *k*, Fig. 558, reichlichen Raum zu behalten. Es ist diese Querschnittsgestalt zulässig, weil Momente, welche das vordere Ende der Bettplatte emporzuheben suchen, so gut wie gar nicht vorkommen; die untere Hälfte des schweinsrückenartigen Querschnitts kommt vielmehr den Führungsflächen wirksam zu Hilfe, welche die Bettplatte verhindern, vorn nach unten zu kippen (vergl. S. 70).

Die Schaltbewegung wird von der Arbeitsspindel abgeleitet, indem auf dessen Schwanzende ein Stirnrädchen befestigt ist, welches — unter

Vermittlung eines Wendeherzes — die Welle  $l$  rechts oder links herum dreht. Auf der Welle  $l$  sitzt eine Riemrolle  $m$ , diese treibt eine unten gelagerte, mit einer dreifachen Stufenrolle verbundene Riemenrolle und unter Vermittlung einer zweiten Stufenrolle und eines Rädervorgeleges die langgenuthete Welle  $n$ . Diese soll den Bettschlitten bewegen, wenn die Bank gewöhnlichen Dreharbeiten dient; ausserdem aber die Schraube des Querschlittens bethätigen. Für das Gewindeschneiden wird die Leitspindel  $o$  benutzt. Diese wird durch Wechselräder (S. 164) bethätigt, welche ein auf  $l$  zu befestigendes Zahnrad dreht. Die Einrichtung des Mutterschlusses gleicht der früher (S. 191, Fig. 396 u. 397) beschriebenen.

Besonders bemerkenswerth ist die Einrichtung, vermöge welcher die durch die langgenuthete Welle hervorzubringenden selbstthätigen Verschiebungen sich gegenseitig ausschliessen, um Störungen zu vermeiden, welche entstehen würden, wenn man aus Versehen den Querszug einschaltet, ohne vorher den Längszug ausgerückt zu haben und umgekehrt. Ich habe früher<sup>1)</sup> über den Werth der gegenseitigen Sperrung aller auf die Bettplatte und den Querschlitten wirkenden Selbstzüge hingewiesen, auch zugehörige Einrichtungen beschrieben. Für die vorliegende Drehbank ist die Aufgabe wie folgt gelöst<sup>2)</sup>: Fig. 564, Taf. XV, ist ein Schnitt quer gegen die Drehbankaxe, Fig. 565 ein wagerechter Schnitt durch die Vorrichtung und Fig. 566 eine Vorderansicht der Vorrichtung; die Fig. 567, 568 und 569 stellen Einzelheiten derselben dar. Auf der langgenutheten Welle  $n$ , Fig. 564, steckt ein Rad mit langer Nabe, welches an der „Schürze“ gelagert ist. Es betreibt unter Vermittlung mehrerer Zwischenräder — die insbesondere aus Fig. 564 und 566 erkannt werden können, die Welle  $q$ . Sie liegt in Fig. 566 verdeckt und ist daher hier gestrichelt gezeichnet. Die Welle  $q$  ist in ihrer Axenrichtung verschiebbar, so dass ein an ihrem linksseitigen Ende sitzendes Kegelrad mit dem auf der Schraube  $r$  des Querschlittens befestigten Kegelrad in Eingriff gebracht werden kann (Fig. 567) und dann diese Schraube dreht, wodurch der Querschlitten verschoben wird.

Von der Welle  $n$  aus wird — nach Fig. 564 und 566 — ferner der Wurm  $p$  gedreht, welcher in das sich um seine Welle frei drehende Wurmrad  $s$  greift. Nach Fig. 564 und 565 liegt neben  $s$  das auf der Welle verschiebbare Kuppelstück  $t$ . Wird dieses nach rechts verschoben, so kuppelt es das Wurmrad  $s$  mit der Welle, und diese dreht unter Vermittlung eines Rädervorgeleges die Welle des Zahnrades  $u$ , Fig. 565, welches in die Zahnstange  $h$ , Fig. 564, greift und den Schlitten  $v$  dem Bett  $g$  entlang schiebt.

Die dritte Bewegungsart, nämlich die Verschiebung des Bettschlittens  $r$  längs des Bettes  $g$  mittels der Leitspindel  $o$ , vermittelt ein nach Fig. 396 u. 397, S. 191 eingerichtetes Mutterschloss, dessen Schraubenspindel in Fig. 566 mit  $w$  bezeichnet ist. Fig. 569 stellt diese, zum Theil mit doppeltem Rechtsgewinde, zum Theil mit doppeltem Linksgewinde, von 19 mm Ganghöhe versehene Schraube besonders dar.

Die Steuerung dieser drei Bewegungsarten findet nun durch die mit Handkurbel versehene Welle  $x$ , Fig. 564 und 566 und durch eine auf  $w$  gesteckte Handkurbel statt; es ist Vorsorge getroffen, dass von den drei

<sup>1)</sup> Ueber selbstthätige gegenseitige Sperrung und Ausschliessung der Selbstzüge bei Drehbänken. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1898, S. 724, mit Abb.

<sup>2)</sup> D. R.-P. No. 92721 und No. 92722.

Bewegungsarten je nur eine in Thätigkeit treten kann. Die Welle  $x$  ist an dem unter der Welle  $q$  liegenden Ende mit einem Kurbelzapfen versehen, der unter Vermittlung eines Stahlklötzchens eine Büchse verschieben kann, in welcher die Welle  $q$  gelagert ist. Mit dieser Verschiebung findet, wie weiter oben bereits erwähnt, das Ein-, bezw. Ausrücken des in Fig. 567 dargestellten Kegelräderpaares statt. Die genannte Büchse ist an einer Seite verzahnt, und greift in ein Stirnrädchen, welches an einer stehenden Welle  $y$ , Fig. 564 und 565, ausgebildet ist. Weiter unten sitzt an der Welle  $y$  ein zweites Stirnrädchen, welches in eine Verzahnung des das Kuppelstück  $t$ , Fig. 565, umfassenden Halsrings greift, so dass die Verschiebbarkeiten der Welle  $q$  und des Kuppelstückes  $t$  in einem gewissen Zusammenhange stehen: wenn  $q$  von  $r$  zurückgezogen wird, so nähert sich das Kuppelstück  $t$  dem Wurmrad  $s$  und umgekehrt. Die Welle  $q$  kann nur soweit von der Welle  $r$  zurückgezogen werden, als das auf  $q$  steckende Kegelrädchen gestattet; ist diese Verschiebung vollzogen, so befinden sich die Theile (Fig. 564 und 565) in der gezeichneten Lage, d. h. es ist das Wurmrad  $s$  noch nicht mit seiner Welle gekuppelt, es findet weder eine Längsverschiebung des Bettschlittens durch Rad  $u$  und Zahnstange  $k$  statt, noch eine Verschiebung des Querschlittens.

Soll der Zahnstangenbetrieb eingerückt werden, so muss das Kuppelstück  $t$  noch weiter gegen  $s$ , d. h. die  $q$  umgebende Büchse noch weiter nach rechts verschoben werden. Das ist dadurch möglich gemacht, dass sich die auf der Welle  $q$  sitzende Büchse (vergl. Fig. 566) gegen eine Schraubenfeder legt, die anderseits gegen einen auf  $q$  sitzenden Bundring drückt. Diese Feder ist genügend angespannt, um zunächst die Welle  $q$  in der Richtung nach rechts mitzunehmen, giebt aber, nachdem die mögliche Verschiebung von  $q$  vollzogen ist, soweit nach, wie das Kuppeln des Wurmrades  $s$  mit seiner Welle erfordert.

Es schliessen sich damit die beiden von der lang genutheten Welle  $n$  abgeleiteten beiden Bewegungsarten gegenseitig aus.

Befinden sich die Theile in der Lage, welche die Zeichnung Fig. 564, annimmt, so sind beide Bewegungsarten ausgerückt. Sonach ist zulässig, den Bettschlitten durch die Leitspindel verschieben zu lassen. Man sieht in Fig. 566 um  $w$  einen kreisrunden Kragen mit Kerbe. Vor der Kerbe liegt ein Stift, welcher die Drehung des Kragens und damit der Spindel  $w$  in seiner gegenwärtigen Lage nicht hindert. Man kann also durch Drehen der Schraubenspindel das — jetzt offene — Mutterschloss schliessen. Dadurch kommt die Kerbe des Kragens in eine andere Lage. Der Stift steckt fest in einem Riegel — in Fig. 566 gestrichelt gezeichnet —, welcher mit seinem rechtsseitigen Ende in die Kerbe eines an der Welle  $x$  festen Kragens greift. Das Drehen von  $x$  ist demnach nur möglich, wenn der Riegel nach links ausweicht. Das hindert aber der gegen den an  $w$  festen Kragen sich legende Stift, d. h. eine Drehung von  $x$  ist nur möglich, wenn der Stift der Kerbe von  $w$  gegenüberliegt, wenn das Mutterschloss geöffnet ist. Sonach kann keine der von der lang genutheten Welle  $n$  ausgehende Betriebsart eingerückt werden, so lange das Mutterschloss geschlossen ist und umgekehrt die Mutter nicht geschlossen werden, so lange eine der von  $n$  ausgehenden Betriebsarten eingerückt ist, weil der Riegel nach links verschoben und der Stift in die Kerbe des an  $w$  festen Kragens geschoben ist.

Einzelheiten des Riegels zeigt die Schnittfigur 568.

Man verschiebt die Bettplatte mittels der Hand durch eine Kurbel, welche auf den vierkantigen Zapfen der Welle  $z$  gesteckt wird. Ein an  $z$  ausgebildetes Stirnrädchen greift in ein solches des Kuppelstückes  $t$ , Fig. 565; die Uebertragung der Drehbewegung von hier bis zum Zahnrad  $n$  lässt die Abbildung ohne weiteres erkennen. Um den Bettschlitten festzulegen, kann man die Welle  $z$  durch eine Druckschraube festklemmen.

Fig. 570 u. 571, Taf. XVI, stellen eine schwerere, von Ernst Schiess in Düsseldorf gebaute Spitzendrehbank dar; die Spitzenhöhe beträgt 700 mm, die grösste Spitzenweite 4800 mm.

Das Deckenvorgelege enthält zwei breite lose Rollen  $a$ , links und rechts von der festen Rolle  $b$ ; vermöge eines offenen und eines gekreuzten Riemens kann die Welle links oder rechts gedreht werden. Vermöge fünfstufiger Riemenrollen und zweier ausrückbarer Rädervorgelege kann man der Arbeitsspindel 15 verschiedene Geschwindigkeiten geben, und zwar verhält sich die kleinste minutliche Drehungszahl zur grössten wie 1 : 126, so dass das Verhältniss zweier benachbarter Geschwindigkeiten ( $\varphi$ , S. 155) rund 1,4 beträgt. Das Aus-, bezw. Einrücken erfolgt durch Drehen des ausseraxig gelagerten Bolzens, auf dem die Vorgelegeräder stecken (S. 162), das Ein- und Ausrücken des zweiten Vorgeleges, welches auf den Zahnkranz der Planscheibe wirkt, durch Verschieben der Vorgelegewelle  $c$ . Von der Arbeitsspindel aus wird durch Wechsellräder die innerhalb des Bettes liegende Leitspindel  $d$  bethätigt, und ferner — unter Vermittlung eines im Spindelkasten liegenden ausrückbaren Vorgeleges, Fig. 570 — die lang genuthete Welle  $e$ . Letztere betreibt durch dreifache Stufenräder eine an der Bettplatte gelagerte Welle; die Kupplung der einzelnen, auf dieser Welle lose steckenden Räder mit letzterer findet durch Verschieben der Stange  $i$  statt. Es betreibt die mehr genannte Welle zunächst durch Wurm, Wurmräder und Zwischenräder die Querschlitzenschraube  $f$ . Weiter nach rechts, in Bezug auf Fig. 570, befindet sich ein Kehrgetriebe, vermöge dessen der zu dem Wurmräder  $g$  gehörige Wurm in Links- oder Rechtsdrehung oder in Ruhe versetzt werden kann. Die zum Wurmräder  $g$  gehörige Welle geht quer über das Bett und betreibt — durch Rädervorgelege — sowohl vor, als auch hinter dem Bett je ein Zahnrad  $h$ , welche je in eine am Bett befestigte Zahnstange  $k$  greifen. Es sind die hinter dem Bett belegenen  $h$  und  $k$  in Fig. 571, links deutlich zu erkennen. Um die Bettplatte auch mittels der Hand verschieben zu können, steckt auf der zu  $g$  gehörigen Welle ein Handkreuz.

Zu dem Reitstock ist nur zu bemerken, dass dessen Verschiebung längs des Bettes mittels eines Handkreuzes, eines Rädervorgeleges und der festen Zahnstange  $k$  erfolgt, wie Fig. 570 erkennen lässt.

Die ebenfalls von Ernst Schiess gebaute Spitzendrehbank, welche Fig. 572 u. 573, Taf. XVII, darstellen, weicht in ihrer Bauart von der soeben beschriebenen hauptsächlich nur in solchen Dingen ab, welche von der grösseren Spitzenhöhe beeinflusst werden.

Es erscheint mir jedoch zweckmässig, auch auf die Einzelheiten des Spindelstocks und des Antriebes der Spindel einzugehen, zu welchem Zweck Fig. 574 angefügt ist. Sie zeigt Planscheibe und Spindelstock im Schnitt, unter letzterem das Bett und über ihm, gewissermassen herausgeklappt, das Vorgelege.

Zum Antriebe dient eine fünfstufige Rolle, welche — um eine genügende Riemengeschwindigkeit zu erhalten — nicht auf der Arbeitsspindel, sondern auf einer besonderen Spindel *a* steckt und sich entweder lose um diese dreht, oder unter Vermittlung des Rades *b* mit ihr gekuppelt wird. Liegt letztere Kupplung nicht vor, und befindet sich das auf der Welle *i* sitzende Zwischenrad in der gezeichneten Lage, so wird die Arbeitsspindel am raschesten gedreht (erste Geschwindigkeitsgruppe); *c* ist natürlich nach links geschoben. Verschiebt man mittels des links befindlichen Handrädchens die Welle *i* nach rechts, so dass das auf *i* festsitzende Zwischenrad ausser Eingriff kommt, kuppelt die Stufenrolle mit dem Rade *b* und schiebt das Zahnradchen *c* auf der Welle nach aussen — wie die Zeichnung darstellt — so greift *c* in den Zahnkranz und erzeugt die zweite Geschwindigkeitsgruppe. Die dritte entsteht durch Eingriff des an der Stufenrolle festen, 18 Zähne enthaltenden Zahnrades in das Rad *l*, welches dann mit der Welle *e* gekuppelt ist, und des — nach rechts verschobenen — Rades *m* in den Zahnkranz *d*. Die vierte Geschwindigkeitsgruppe endlich erhält man durch Eingriff des an der Stufenrolle festen, 18 Zähne enthaltenden Rades mit dem auf *e* steckenden *l*, ferner der Räder *n* und *b*, sowie *c* und *d*. Man erhält hierdurch, bei 80 minutlichen Drehungen des Deckenvorgeleges, folgende Drehungen der Arbeitsspindel:

$$\begin{array}{l}
 1) \left\{ \begin{array}{l} 80 \cdot \frac{900}{500} \cdot \frac{37}{45} = 118 \\ 80 \cdot \frac{800}{600} \cdot \frac{37}{45} = 87,8 \\ 80 \cdot \frac{700}{700} \cdot \frac{37}{45} = 65,8 \\ 80 \cdot \frac{600}{800} \cdot \frac{37}{45} = 49,5 \\ 80 \cdot \frac{500}{900} \cdot \frac{37}{45} = 36,5 \end{array} \right. \\
 \\
 2) \left\{ \begin{array}{l} 80 \cdot \frac{900}{500} \cdot \frac{15}{98} = 22 \\ 80 \cdot \frac{800}{600} \cdot \frac{15}{98} = 16,3 \\ 80 \cdot \frac{700}{700} \cdot \frac{15}{98} = 12,2 \\ 80 \cdot \frac{600}{800} \cdot \frac{15}{98} = 9,2 \\ 80 \cdot \frac{500}{900} \cdot \frac{15}{98} = 6,8 \end{array} \right. \\
 \\
 3) \left\{ \begin{array}{l} 80 \cdot \frac{900}{500} \cdot \frac{18}{85} \cdot \frac{19}{89} = 5,9 \\ 80 \cdot \frac{800}{600} \cdot \frac{18}{85} \cdot \frac{19}{89} = 4,4 \\ 80 \cdot \frac{700}{700} \cdot \frac{18}{85} \cdot \frac{19}{89} = 3,3 \\ 80 \cdot \frac{600}{800} \cdot \frac{18}{85} \cdot \frac{19}{89} = 2,46 \\ 80 \cdot \frac{500}{900} \cdot \frac{18}{85} \cdot \frac{19}{89} = 1,82 \end{array} \right. \\
 \\
 4) \left\{ \begin{array}{l} 80 \cdot \frac{900}{500} \cdot \frac{18}{85} \cdot \frac{21}{61} \cdot \frac{15}{98} = 1,6 \\ 80 \cdot \frac{800}{600} \cdot \frac{18}{85} \cdot \frac{21}{61} \cdot \frac{15}{98} = 1,19 \\ 80 \cdot \frac{700}{700} \cdot \frac{18}{85} \cdot \frac{21}{61} \cdot \frac{15}{98} = 0,89 \\ 80 \cdot \frac{600}{800} \cdot \frac{18}{85} \cdot \frac{21}{61} \cdot \frac{15}{98} = 0,67 \\ 80 \cdot \frac{500}{900} \cdot \frac{18}{85} \cdot \frac{21}{61} \cdot \frac{15}{98} = 0,495 \end{array} \right.
 \end{array}$$

also 20 verschiedene Umdrehungszahlen.

Ein auf der Arbeitsspindel festsitzendes Stirnrad *o*, Fig. 574, treibt einerseits die Welle *f* an, welche — unter Vermittlung von Wechselrädern — die, im Drehbankbett liegende Leitspindel *g* dreht, andererseits die Welle *p*, welche durch Zwischenräder die Drehung der langgenutheten Welle *h* vermittelt. Sie bewirkt die Verschiebung der Bettplatte unter Benutzung zweier am Bett fester Zahnstangen gerade so, wie es bei der zuletzt be-

schriebenen Drehbank der Fall ist. Die Verschiebung des Querschlittens ist insofern ein wenig anders, als auf der Bettplatte zwei Querschlitten sich befinden, sonach auch zwei Schrauben zu deren Verschiebung erforderlich sind. Aus Fig. 572 ist zu erkennen, dass ein gemeinsames Rad das selbstthätige Drehen der beiden Querschlittenschrauben bewirkt.

Die Reitstockeinrichtung unterscheidet sich von derjenigen der vorhin beschriebenen Drehbank dadurch, dass die Verschiebung des schweren Reitnagels mittels einer Mutter stattfindet, die durch zwei Rädervorgelege gedreht wird. Es ist hierdurch die erforderliche Kraft vermindert, gleichzeitig aber auch die Zugänglichkeit des betreffenden Handrades erleichtert worden. Es ist diese Drehbank auch für 10 m Spitzenentfernung ausgeführt worden.

Die Fig. 575, 576 u. 577, Taf. XVIII, stellen eine von Ernst Schiess in Düsseldorf gebaute Geschützdrehbank in Vorderansicht, Grundriss, bezw. theilweisem Querschnitt dar. Die Arbeitsspindel hat im Hauptlager 300 mm Durchmesser, und dieses Hauptlager ist 450 mm lang. Die vier auf der Arbeitsspindel steckenden zusammengefügtten Riemenrollen haben 625, 750, 875 und 1000 mm Durchmesser, bei 180 mm Breite. Sie drehen, wenn sie mit dem Rade *b* auf gewöhnliche Weise gekuppelt sind, die Arbeitsspindel unmittelbar. Löst man *b* von der Stufenrolle, so kann man auf folgendem Wege vier fernere Geschwindigkeitsgruppen erzielen. Es sind die Räder *e* und *f* mit der Stufenrolle fest verbunden, *g* und *h* können sich zunächst frei um ihre Welle drehen. Zwischen *g* und *h* sitzt aber fest auf der Welle eine in der Figur nicht sichtbare Scheibe, welche sowohl mit *g* als auch mit *h* verbunden werden kann, und zwar so, wie *b* mit der Stufenrolle verbunden wird (Fig. 320 S. 161). Man ist somit im Stande, der zugehörigen Welle zwei Geschwindigkeiten zu geben. Indem man nun *c* durch Verschieben mit *b* in Eingriff bringt, werden diese beiden Geschwindigkeiten auf die Arbeitsspindel übertragen.

An der Welle von *g* und *h* sitzt ferner das Rad *i* fest, und diesem gegenüber ist ein innen verzahntes Rad *k* angebracht, welches nebst dem kleinen, theilweise verdeckten Rade *l* auf einer in ihrer Längenrichtung verschiebbaren Welle festsitzt. Verschiebt man diese Welle nach rechts, so greift *i* in *k* und *l* in den Zahnkranz *d*. Die Schaltbewegung wird von dem auf der Arbeitsspindel festen Rade *m* abgeleitet und durch die langgenuthete Welle *n* an die verschiedenen Bettplatten übertragen. Bevor ich zu diesen übergehe, mache ich noch auf die Steuerwelle *o* aufmerksam. Diese ist in der Nähe des Zahnkranzes *d* mit einem Handhebel versehen und überträgt die ihr hier gegebene Drehung durch ein Kegelradpaar auf die stehende Welle *p*. *p* verschiebt den Riemenführer des Deckenvorgeleges so, dass die Stufenrolle entweder Rechts- oder Linksdrehung erfährt, oder ruht.

Die lange Welle *n* überträgt ihre Drehbewegung unter jeder der fünf Bettplatten durch ein Wendeherz (vergl. Fig. 577), welches durch den Knopf *r* (Fig. 575 u. 576) gesteuert wird, auf ein Stufenräderpaar. Die Verschiebung des Splintes, welches die einzelnen Räder mit ihrer Welle kuppelt, geschieht mittels des Handrädchens *q*. Es wird durch die Stufenräder ein Wurm und Wurmrad angetrieben und weiter der Längs- wie der Planzug bethätigt. Das Aus- bezw. Einrücken der Räder für Plan- wie Längszug wird durch Klauenkupplungen (vergl. Fig. 369 S. 179) bewirkt.

Als Beispiel einer grossen Kurbelwellendrehbank führe ich die von Ernst Schiess gebaute an, welche Fig. 579, Taf. XIX, in Vorderansicht, Fig. 578 in Endansicht, nach Hinwegräumung des Reitstockes und der Bettschlitten, Fig. 580 in Endansicht nach Wegnahme des Spindelstockes darstellen. Die Spitzenhöhe dieser Drehbank beträgt 1500 mm, die grösste Spitzenentfernung 7500 mm.

Der Antrieb erfolgt durch einen elektrischen Stufenmotor *a*, d. h. mittels eines Motors, welcher mit mehreren Geschwindigkeiten arbeiten kann. Diese Eigenschaft des Motors macht ein Stufenrollenpaar (vergl. Fig. 555 S. 290) entbehrlich. In der Richtung der Ankerwelle ist eine mit dieser gekuppelte Welle gelagert, auf der das Zahnrad *b* fest sitzt. Dieses greift in ein grösseres *c* und ein mit *c* verbundenes Rad in das Rad *d*. Rad *d* kann mit der Arbeitsspindel der Drehbank gekuppelt werden, wodurch man die grössten Umdrehungszahlen erhält; es kann sich *d* aber auch lose um die Arbeitsspindel drehen und dann eine Zahl kleinerer Geschwindigkeiten hervorbringen.

Vor und hinter dem Bett liegt je eine, für die Schaltbewegungen bestimmte, langgenuthete Welle.

Die ungewöhnliche Breite des Bettes (3500 mm) hat zu einer eigenartigen Zweitheilung des Bettes geführt, welche an Hand der Fig. 580 gut verfolgt werden kann. Es enthält nämlich das Bett vier Bahnen, von denen das vordere Paar zwei, das hintere Paar eine Bettplatte führt; die zum Verschieben dieser Bettplatten dienenden Zahnstangen sind bei *ff* unter den äusseren Bahnen des Bettes befestigt. Der Reitstock benutzt nur die beiden mittleren Bahnen; zu seiner Verschiebung dient die feste Zahnstange *g* und die aussen hervorragende, mit Vierkant versehene Welle *h*.

Auf jeder Bettplatte befindet sich ein quer verschiebbarer Schlitten *i*, auf diesem ein drehbarer Balken *k*, längs welchem der Schlitten *l* gleitet. Endlich ist quer zu *k* das Stichelhaus *m* zu verschieben.

Die Wellen *e* betreiben, unter Vermittlung von Stufenrädern, zunächst die Räder *n* und diese durch Zwischenräder die Räder *o*, deren Wellen über die äusseren Bettbahnen hinweggehen und die Räder betreiben, welche behufs Längsverschiebung der Bettplatten in die Zahnstangen *f* greifen. Von den Rädern *o* werden die zur Querverschiebung der Schlitten dienenden Schrauben *p* gedreht, ferner aber von den zu *o* gehörigen Wellen in der Mitte von *i* stehend gelagerte Wellen, welche die liegenden Wellen *q* und damit — unter Vermittlung von Rädern — die Schrauben der Schlitten *l* drehen. Das Stichelhaus *m*, welches in Fig. 579 dem Reitstock am nächsten liegt, kann, wie folgt, selbstthätig verschoben werden. Man betreibt die zugehörige zu den Bahnen gleichlaufend liegende Schraube durch Schraubenräder mittels der Welle *r*, um die Möglichkeit zu gewinnen, dieses weit in die Kröpfung des Werkstücks greifende Stichelhaus von vorn zu steuern. So kann denn die Welle *r* von der Welle *q* aus auch selbstthätig gedreht werden.

In den Werkstätten von Ernst Schiess ist zur Zeit eine mit der soeben beschriebenen verwandte doppelte Kurbelwellendrehung in Ausführung begriffen, deren grösste Spitzenentfernung 23 m bei 1000 mm Spitzenhöhe beträgt.

Die Räderdrehbank, d. h. die Drehbank, auf welcher die Räder der Eisenbahngefährte abgedreht werden, gehören insofern zu den Spitzen-

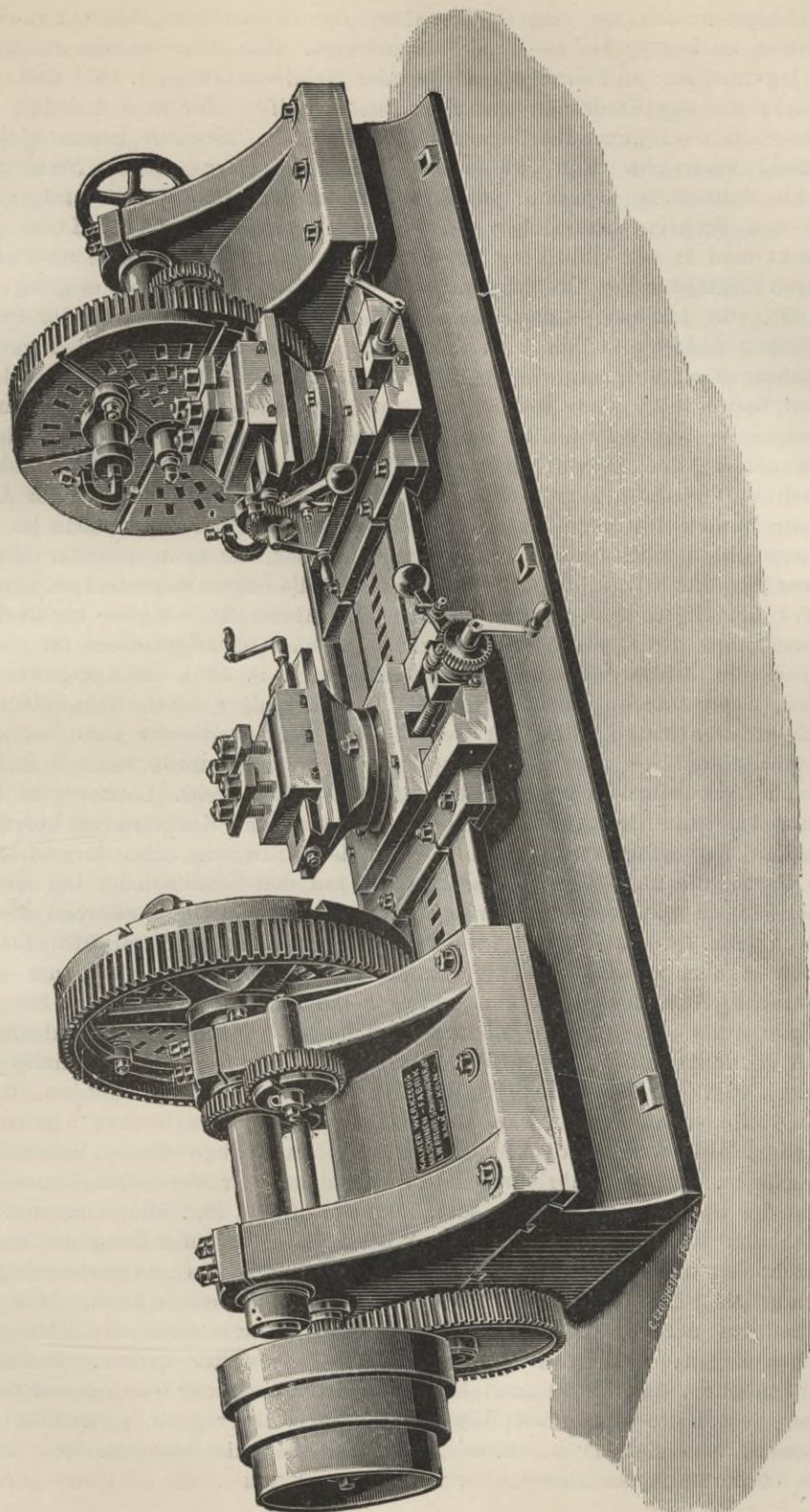


Fig. 581.

drehbänken, als sie eingerichtet sind, die sogenannten Axen zwischen Spitzen zu fassen, um sie damit auszurichten. Man stützt sodann die Axen in lagerartigen, an Planscheiben sitzenden Gebilden (vergl. S. 131) und verwendet für das Umdrehen einfache Mitnehmerstifte, oder man befestigt die Räder an zwei gegenüberliegenden Planscheiben, die sich genau gleichmässig umdrehen. Fig. 581 ist das Schaubild einer solchen Drehbank, deren Spitzenhöhe 600 mm und grösste Spitzenweite 2500 mm beträgt; sie ist von Breuer, Schumacher & Co. in Kalk b. Köln gebaut. Links bemerkt man in der Abbildung eine dreistufige Antriebsrolle. Sie überträgt durch Zahnräder ihre Drehung auf eine längs des Maschinenbettes gelagerte Welle, von der aus — mittels zweier Räder — die Zahnkränze der Planscheiben gedreht werden. An der Planscheibe sind z. B. Befestigungsvorrichtungen angebracht, wie sie Fig. 242 S. 120 darstellt. Das Bett enthält zwei Bettplatten; diese werden nur soweit verschoben, als zur Gewinnung geeigneter Lage erforderlich ist. Das geschieht durch Handhebel, welche mit einem Ende in vierkantigen Oeffnungen des Bettes gestützt werden. Nach stattgehabter Verschiebung befestigt man die Platten mittels in Aufspann-Nuthen des Bettes greifende Schrauben. Auf jeder Bettplatte ist ein Querschlitten mittels einer Schraube verschiebbar, die man entweder mittels einer Handkurbel dreht, oder durch ein auf die Schraube gestecktes Schaltwerk bethätigen lässt. Durch letzteres Verfahren ist nur ein ruckweises Verschieben des Querschlittens möglich, welches im allgemeinen für stetig arbeitende Stichel sich nicht empfiehlt (vergl. S. 168), aber angewendet wird, wenn man zu Gunsten einfacher Bauart weniger schöne Schnittflächen sich gefallen lassen will. Zur Bethätigung des Schaltwerks sitzt auf der Arbeitsspindel — nahe dem Hauptlager — ein Stirnrad, welches in ein gleiches, um einen Bolzen sich frei drehendes Rad greift. Letzteres ist mit einer Aufspann-Nuth versehen, mittels welcher eine Kurbelwarze befestigt wird. Diese wirkt vermöge einer — in der Zeichnung nicht dargestellten — Kette, die über Leitrollen gelegt ist, auf den Schalthebel. Die Kette, oder ein sie vertretendes Drahtseil, hebt den Schalthebel, während dieser durch sein eigenes Gewicht, welches oft durch ein aufgestecktes Eisenstück ergänzt wird, nach unten sinkt. Auf der Bettplatte sitzt, um eine lothrechte Axe einstellbar, eine zweite Schlittenbahn, auf der der Stichelhausschlitten verschoben werden kann. Die hierzu dienende Schraube lässt sich ebenfalls durch ein, dem vorhin beschriebenen gleiches, Schaltwerk (vergl. Fig. 581 rechts) bethätigen. Es möge hier bemerkt werden, dass die vorliegenden Schaltwerke an manchen Orten „Faullenzer“ genannt werden, wohl weil sie dem Arbeiter das Drehen der betreffenden Schrauben abnehmen. Behufs Einbringens und Fortnehmens der Werkstücke muss die eine der Spitzen verschiebbar sein. Bei der durch Fig. 581 dargestellten Drehbank ist die rechts belegene Arbeitsspindel in ihrer Längenrichtung durchbohrt und enthält einen Reitnagel, der durch das am rechtsseitigen Rande des Bildes erkennbare Handrad verschoben werden kann. Man erkennt aus der Figur, dass die Arbeitsspindeln nicht über der Mitte des Bettes liegen, sondern in beträchtlichem Grade weiter zurück. Dadurch wird möglich, den Stichel auch beim Bearbeiten grösserer Durchmesser noch über dem Bett, oder doch dieses nur wenig überragend verwenden zu können, also sicherer zu stützen, als wenn man die Bettplatte weit über die Vorderkante des Bettes hinwegragen lassen muss. Es ist diese Anord-

nung auch für andere Drehbänke, die bestimmt sind, grössere Durchmesser zu bearbeiten, zweckmässig, allerdings nur unter der Voraussetzung, dass man nur vor dem Werkstück Stichel verwendet.

Fig. 582 u. 583, Taf. XX, stellen eine ähnliche, von Ernst Schiess in Düsseldorf gebaute Räderdrehbank dar, welche für Lokomotivräder bestimmt ist und dadurch von der vorigen sich unterscheidet, dass sowohl vor, als auch hinter dem Werkstück sich Stichel befinden, und ferner, dass die beiden Planscheiben unabhängig von einander angetrieben werden können, also jede Hälfte für sich als Planbank zu benutzen ist.

Wenn Radsätze zu drehen sind, das heisst zwei auf ihrer Axe festsetzende Räder, so wird nur der, in Fig. 582, links, gezeichnete Antrieb benutzt. Ein auf der Welle der Stufenrolle *a* sitzendes Zahnrad *b* kann, durch Verschieben, mit dem Rade *c* in Eingriff gebracht werden, welches auf der Welle *i* festsetzt. *i* dient gleichzeitig zum Antriebe beider Planscheiben, indem auf ihm verschiebbare Räder in die Zahnkränze der letzteren greifen. Man kann aber, durch Verschieben von *b*, dieses — unter Vermittlung eines Zwischenrades — auf das Rad *e* wirken lassen; mit diesen ist ein kleineres, in *c* greifendes Zahnrad verbunden. Endlich ist möglich, mittels der Stufenrolle *a* das Räderpaar *f d* und das verschiebbare Rad *h* dem Zahnkranz der links belegenen Planscheibe eine grössere Drehgeschwindigkeit zu ertheilen. Auf die besonderen Uebersetzungsverhältnisse des Antriebes am rechts belegenen Spindelstock einzugehen, dürfte überflüssig sein. Wegen der grossen Gesamtbreite des Bettes, und weil sowohl an der vorderen, als auch an der hinteren Seite arbeitende Stichel angebracht werden sollen, enthält das Bett vorn zwei Führungsleisten für die Bettplatten *k* und hinten ebenfalls zwei Leisten zur Führung der Bettplatten *l*, Fig. 583. Die Bettplatten, wie die auf ihnen geführten Querschlitten werden nur für die grobe Einstellung verschoben und dann festgeschraubt. Jedes der beiden, an der Hinterseite der Drehbank befindlichen Stichelhäuser enthält einen Stichel zur Bearbeitung der beiden ebenen Randflächen der Räder; es ist daher selbstthätiges Zuschieben derselben nur rechtwinklig zum Drehbankbett nö-

thig, was durch ein in Fig. 483 links sichtbares Schaltwerk geschieht. An der vorderen Seite der Drehbank sind für jedes Rad zwei Stichel vorhanden, welche die Lauffläche und den Bord bearbeiten. Die Lauffläche besteht nach Fig. 584 aus zwei zusammen-

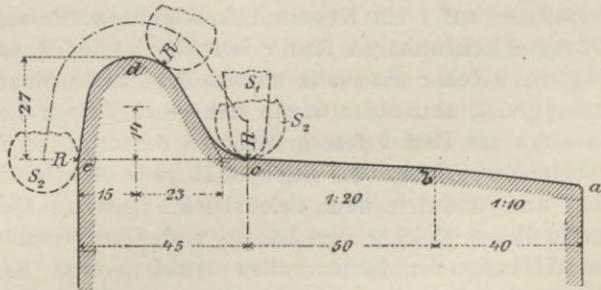


Fig. 584.

stossenden, schlanken Kegelflächen; man kann daher den Stichel  $S_1$  durch Verschieben des Stichelhauses längs einer einfachen Lehre selbstthätig den geforderten Weg zurücklegen lassen. Es dient hierzu das Stichelhaus *o*, Fig. 582. Wegen der steilen Abhänge an der Querschnittsgestalt des Bordes ist für dessen selbstthätige Bearbeitung eine Verlängerung der Lehre nöthig (S. 91). Dementsprechend ist das Stichelhaus *n* ausgestattet. Von der durch ein Schaltwerk

bethätigten Schraube des Schlittens  $p$  wird — unter Vermittlung von Zwischenrädern — eine stehende Welle angetrieben, welche mittels einer krummen Nuth auf die zu  $n$  gehörige Schraube einwirkt. Eine ganz ähnliche Anordnung ist von der Maschinenfabrik Deutschland in Dortmund ausgeführt und in unten verzeichneter Quelle beschrieben.<sup>1)</sup>

Man erhält nun eine senkrechte Lage der Richtlinie  $R$ , Fig. 584, zu der in Bildung begriffenen Fläche (vergl. S. 32), d. h. eine glatte Fläche dadurch, dass der Stichel  $S_2$  kreisrund gemacht und die Mitte dieses Kreises in einer Linie geführt wird, welche überall um den Halbmesser des Kreises von der Profilinie  $cde$  absteht.

Als zu den Spitzendrehbänken gehörig führe ich noch die Riemenrollendrehbank von H. Hessenmüller, Werkzeugmaschinenfabrik Ludwigshafen an. Sie ist nach amerikanischem Vorbild unter Verbesserung mancher Einzelheiten entworfen. Fig. 585, Taf. XXI, ist eine Vorder-, Fig. 586 eine Seitenansicht dieser Maschine. Es wird die zu bearbeitende Riemenrolle oder das sonstige Werkstück auf einen Dorn gepresst (S. 137) und mit Hilfe desselben zwischen die Spitzen der Drehbank gebracht; ein Mitnehmer vermittelt das Umdrehen des Werkstücks. Das Bett besteht aus einem vier-eckigen Rahmen  $a$ , an dessen Querseiten einestheils der Spindelstock, anderntheils der Reitstock gegossen ist (vergl. Fig. 550, S. 287). Auf diesem Rahmen  $a$  liegen zwei Längsbetten  $b$ ; sie sind mittels zweier Schrauben, welche von der Welle  $f$  durch zwei Kegelradvorgelege gemeinsam gedreht werden, quer gegen die Drehbankaxe zu verschieben und zwar so, dass sie sich der Drehbankaxe in gleichem Grade nähern oder sich von ihr entfernen. Unter Zuhilfenahme von Aufspann-Nuthen können die Querbetten  $b$  auf  $a$  befestigt werden. Auf jedem Querbett  $b$  ist ein Bettschlitten  $c$  zu verschieben und zwar mittels der zugehörigen Leitspindel  $l$ .  $c$  trägt die beiden über einander liegenden Schlitten  $d$  und  $e$ , welche sich quer gegen die Drehbankaxe verschieben lassen, und zwar  $d$  mittels einer gewöhnlichen Schlittenschraube, die man entweder mittels einer aufgesteckten Handkurbel drehen oder auch selbstthätig von der Leitspindel  $l$  aus antreiben lassen kann. Zu letzterem Zweck lässt sich — nach dem Oeffnen des Mutter-schlosses — auf  $l$  ein Kegelrad festklemmen, welches dann die in den Abbildungen erkennbaren Räder bethätigt. Auf  $d$  ist ein Hebel  $k$  drehbar gelagert, welcher einerseits mittels Zapfens in einen Schlitz des Oberschlittens  $e$  greift, andererseits durch den einstellbaren Lenker  $i$ , der um den Bolzen eines am Bett  $b$  festen Armes  $h$  schwingt, so fest gehalten wird, dass er beim Verschieben des Stichels längs  $b$  eine bestimmte Schwingung vollzieht und dadurch dem Stichel eine gewisse Querverschiebung erteilt. Durch dieses gleichzeitige Längs- und Querverschieben des Stichels wird die Wölbung der Riemenrollen erzielt (vergl. S. 90). Auf der hohlen Arbeitsspindel sitzt — in verschlossenem Kasten — ein Wurmrad, in welches der an der Antriebsrolle  $o$  feste Wurm greift; auf  $o$  steckt andererseits die fünfstufige Antriebsrolle  $p$ . Die grösste Drehungszahl der Arbeitsspindel verhält sich hiernach zur kleinsten etwa wie 6,25 zu 1. Links in Fig. 586 sieht man an  $o$  eine vierstufige Rolle, welche eine tieferliegende bethätigt. Hier angebrachte — durch den Knopf  $q$  steuerbare — Stufenräder bethätigen die lang genuthete Welle  $g$ . Diese dient unter Vermittlung einge-

<sup>1)</sup> Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen. 1892, S. 1374, mit Abb.

kapselter Räderwerke zum Drehen der beiden Leitspindeln *l*. Der selbstthätigen Schaltbewegung kann man sonach 8 verschiedene Geschwindigkeiten ertheilen.

Es sind die auf vorliegendem Wege gewonnenen busigen Flächen, wenn man nach Fig. 584 einen runden Stichel anwendet, glatt. Man hat ausserhalb des die Antriebswelle *o* stützenden Armlagers *r* an *o* einen Dorn *m* befestigt, auf welchen die fertig gedrehte Riemenrolle gesteckt wird, um sie durch Abschmirlgeln weiter zu glätten. Der einstellbare Arm dient als Stütze für die Schmirgelhölzer.

δ. Besondere Einrichtungen. Wegen des Mitnehmers kann bei den gebräuchlichen Drehbänken derjenige Werkstücktheil, welcher in unmittelbarer Nähe der Spindelstockspitze sich befindet, nicht abgedreht werden. Man muss daher das Werkstück, nachdem es zwischen der Reitstockspitze und dem Mitnehmer bearbeitet worden ist, so wenden, dass das Ende, welches bisher auf der Spindelstockspitze ruhte, auf die Reitstockspitze und das andere auf die Spindelstockspitze kommt. Dieses Wenden ist namentlich bei längeren Gegenständen sehr lästig. Man hat deshalb <sup>1)</sup> für Wellendrehbänke auch den Reitstock mit einer Mitnehmereinrichtung versehen, welche in Thätigkeit tritt, sobald das Stichelhaus zu dem linksseitigen Mitnehmer gekommen ist, worauf dieser Mitnehmer beseitigt wird, um das weitere Fortschreiten der Werkzeuge (vergl. Fig. 267 u. 268, S. 134) bis zum linksseitigen Ende des Werkstücks zu gestatten. Es soll bei diesem Verfahren möglich sein, stündlich bis 7 m vorher gerichteter, angekörnter und abgestochener Wellen von etwa 50 mm Dicke fertig zu drehen.

Um die Schenkel der Eisenbahnwagenaxen abzdrehen, kann der Mitnehmer in der Mitte der Axen angebracht werden, so dass nicht allein das soeben erwähnte Schwenken hinwegfällt, sondern auch beide Schenkel gleichzeitig zu bearbeiten sind. Nach der unten verzeichneten Quelle <sup>2)</sup> soll W. Sellers in Philadelphia derartige Axsschenkeldrehbänke schon im Jahre 1851 gebaut haben. In der Mitte des Drehbankbettes ist ein Bock befestigt, in dem sich eine geeignet angetriebene kurze Röhre dreht. Diese Röhre ist in der Mitte ihrer Länge mit Oeffnungen versehen, so dass der Mitnehmer von oben eingesteckt werden kann, worauf man die zu bearbeitende Axe von der Seite einsteckt. Hierzu dient ein mit der Maschine verbundener Drehkrah. Es wird das Werkstück hierbei zwischen die Spitzen zweier Reitstöcke gebracht, welche die Enden des Maschinenbettes einnehmen. An jeder Seite des Antriebsbockes befindet sich eine Stichelhausanordnung. Es werden die betreffenden Bettplatten selbstthätig durch eine langgenuthete, vor dem Bett gelagerte Welle angetrieben, indem ein auf dieser steckendes hyperboloidisches Zahnrad ein zweites, auf einer schrägen Welle sitzendes antreibt und diese an der Bettplatte gelagerte schräge Welle eine Art Schraube trägt, welche in eine am Bett feste Zahnstange greift.

Aehnliche Drehbänke sind von Andern gebaut <sup>3)</sup>.

<sup>1)</sup> Glaser's Annalen für Gewerbe und Bauwesen, Febr. 1885, S. 63. Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen. 1886, S. 558. Dingl. polyt. Journ. 1887, Bd. 264, S. 574; Bd. 266, S. 397.

<sup>2)</sup> Industrial Review, April 1886, No. 4, mit Abb.

<sup>3)</sup> Whitworth, Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1869, S. 950. White, The pract. mech. Journ., Juli 1874, S. 89, mit Abb. Putnam mach. Co. Amer. Mach. 31. März 1892, mit Abb.

Bei den bisherigen Erörterungen der Spitzendrehbank ist gewissermassen als selbstverständlich vorausgesetzt, dass die von Spitze zu Spitze zu ziehende Linie wagrecht liegt. Es ist die liegende Drehbank allerdings fast ausschliesslich im Gebrauch, doch ist auch die stehende Anordnung vorgeschlagen<sup>1)</sup> und zwar in folgender Weise: Der Stichelhalter ist am Maschinengestell fest, das Werkstück nebst Spindel und Reitstock, auch das diese verbindende Bett werden senkrecht verschoben. Die Vortheile dieser stehenden Drehbank gegenüber der gebräuchlicheren liegenden Anordnung dürften vorwiegend in dem geringeren Raumbedarf und darin zu suchen sein, dass sie die Ueberwachung mehrerer Drehbänke seitens eines Arbeiters leicht macht. Bei längeren liegenden Drehbänken kann der Arbeiter meistens nur eine, höchstens zwei Maschinen bedienen, weil die Arbeitsstelle fortwährend ihren Ort ändert. Da die stehenden Drehbänke nur eine kleine Grundfläche bedecken und ihre Werkzeuge keinen Ortswechsel erfahren, so dürfte man — bei schlichter Arbeit — einem Arbeiter drei bis vier derselben anvertrauen können. Ein kleiner Vortheil der stehenden Drehbänke besteht noch in dem bequemeren Vor- und Ablegen längerer Werkstücke.

Unrunddrehbänke erzeugen in einer Drehungsebene verschiedene Halbmesser des Werkstücks, und zwar entweder dadurch, dass das Werkstück gegenüber dem ruhenden Stichel wechselnd zurückweicht und wieder vordringt, oder durch wechselndes Verschieben und Zurückziehen des Stichels, während die Axe des Werkstückes ihren Ort nicht verlässt.

Zu der ersteren Art der Unrunddrehbänke gehören die sogenannten Patronendrehbänke und Drehbänke mit Ovalwerk<sup>2)</sup>. Sie haben für die Metallbearbeitung fast keine Bedeutung.

Das zweite zum Erzeugen unrunder Gestalten dienende Verfahren findet ausgedehnte Anwendung für das Hinterdrehen der Schneidwerkzeuge (Reibahlen, Fräser, Gewindeschneidzeuge u. desgl.).

Früher (S. 33) wurde nachgewiesen, dass die Lage der Richtlinie gegenüber der entstehenden Fläche sich ändere, wenn der Hauptweg des Stichels anders als geradlinig oder kreisbogenförmig sei, auch schon erwähnt, dass die damit verbundenen Nachtheile nur bei geringen Abweichungen von diesen regelmässigen Wegesgestalten zuzulassen seien. Das Hinterdrehen der genannten Werkzeuge verlangt nun nur geringe Abweichungen von der Kreisgestalt und ist deshalb auf vorliegendem Wege durchzuführen.

Die Elsässische Maschinenfabrik zu Gravenstaden bewegt<sup>3)</sup> mittels einer hinter dem Drehbankbett gelagerten, langgenutheten Welle eine an der Bettplatte gelagerte Kurbel (oder Hubscheibe), welche das Stichelhaus quer gegen die Drehbankaxe hin und her verschiebt. Je nach dem Verhältniss der Drehungszahl dieser Kurbel zu der Drehungszahl des Werkstücks nähert sich der Stichel dem Werkstücke einmal oder gewissermassen beliebig viele Male, während letzteres eine Drehung macht. Man kann die unrunderen Querschnitte des Werkstücks spiralartig auf einander folgen lassen,

<sup>1)</sup> Haskins, Pract. Masch. Constr. 1891, S. 92, mit Abb. Dingl. polyt. Journ. 1891, Bd. 281, S. 290, mit Abb.

<sup>2)</sup> Theorie des Ovalwerks, Dingl. polyt. Journ. 1868, Bd. 187, S. 458. Universal-drehbank von Müller & Koch, Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1876, S. 762, mit Abb. Dingl. polyt. Journ. 1876, Bd. 219, S. 394, mit Abb.

<sup>3)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1869, Bd. 192, S. 445; Bd. 193, S. 169, mit Abb.

indem man die Nuth der oben genannten Antriebswelle schraubenartig gestaltet, oder für die Räderübersetzung ein ungerades Verhältniss wählt.

Ernst Schiess in Düsseldorf verwendete die durch Fig. 587 u. 588 dargestellte Vorrichtung<sup>1)</sup>. Die hinter dem Drehbankbett gelagerte, langgenuthete Welle *a* dreht mittels eines Kegelräderpaares eine Querwelle und den auf dieser feststehenden Körper *b*. Dieser ist mit einer krummen Nuth

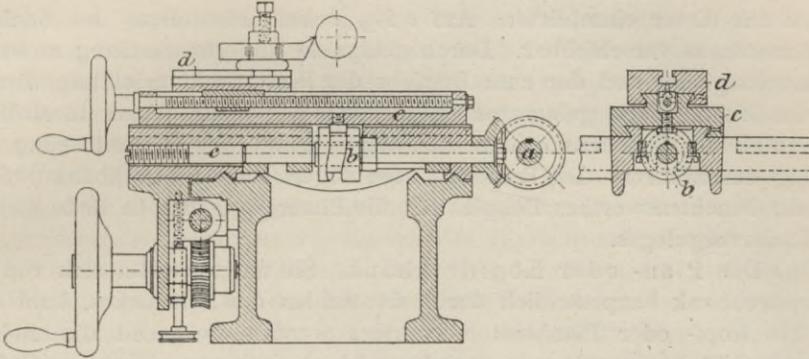


Fig. 587.

Fig. 588.

versehen, in welche ein an dem Querschlitten *c* fester Stift ragt, so dass bei Drehung von *b* der Querschlitten *c* nebst Stichel sich rechtwinklig zur Werkstücksaxe hin und her verschiebt. Auf *c* sitzt der Stichelhausschlitten *d*, welcher behufs Einstellens des Stichels mittels Schraube und Handkurbel verschoben wird. Ein nachstellbarer Bolzen *e* giebt der Welle von *b* in deren Axenrichtung eine sichere Lage.

Durch die beiden angegebenen Verfahren kann nur rechtwinklig zur Werkstücksaxe hinderdreht werden. Das Gleiche ist der Fall bei der von Brunk und Voss angegebenen<sup>2)</sup> Vorrichtung, bei welcher die Verschiebung durch eine an lotrechter Welle sitzende Kurbel bewirkt wird. Dem Bedürfniss Fräser auch nach der Seite zu hinderdrehen, ist J. E. Reinecker in Chemnitz durch die Anordnung gerecht geworden, welche Fig. 589 u. 590 abbilden<sup>3)</sup>.

In der Mitte der Bettplatte *a*, zwischen den „Wangen“ des Bettes ist eine lothrechte Welle *b* gelagert, welche, durch ein Kegelräderpaar, von einer im Bett der Drehbank gelagerten, langgenutheten Welle angetrieben wird. Auf ihr steckt eine Daumenscheibe *c*, und diese wirkt auf eine Nase *d* des Schlittens *e*. Eine Feder oder ein anderes

Fig. 589.

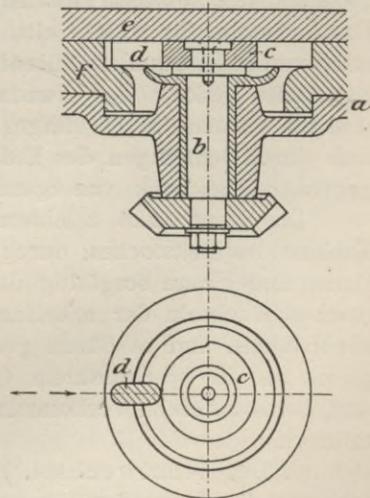


Fig. 590.

<sup>1)</sup> D. R.-P. No. 1276. Glaser's Annalen, 1878, No. 33.

<sup>2)</sup> D. R.-P. No. 7137. Dingl. polyt. Journ., 1881, Bd. 239, S. 345, mit Abb.

<sup>3)</sup> D. R.-P. No. 23373. Dingl. polyt. Journ. 1883, Bd. 250, S. 443, mit Abb.

D. R.-P. No. 54070, Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen. 1890, S. 1391, mit Abb.

Mittel sorgt dafür, dass die Nase  $d$  mit der Daumenscheibe  $c$  stets in Fühlung bleibt, so dass der Schlitten  $e$  in der Richtung des in Fig. 590 angegebenen Doppelpfeiles sich hin- und herbewegt. Schlitten  $e$  wird in Bahnen der Platte  $f$  geradlinig geführt;  $f$  ist aber auf der Bettplatte  $a$  drehbar und feststellbar. Man kann demnach  $f$  eine solche Lage geben, dass die Verschiebungen des Schlittens  $e$  quer gegen die Drehbankaxe gerichtet sind, oder dass ihre Richtung gleichlaufend zur Drehbankaxe liegt, oder endlich irgend einen Winkel mit dieser einschliesst. Auf  $e$  ist, behufs Einstellens des Stichels, das Stichelhaus verschiebbar. Durch geeignete Räderübersetzung zwischen der Arbeitsspindel und der zum Betriebe der Hinterdrehvorrichtung dienenden, im Drehbankbett gelagerten lang genutheten Welle, ferner durch Wahl der Gestalt des Daumens  $c$  lässt sich der Verlauf der Hinterdrehung fast beliebig durchführen. Die Reinecker'sche sogen. Universaldrehbank<sup>1)</sup> bietet ein sehr beachtenswerthes Beispiel für die Einrichtung des in Rede stehenden Rädervorgeleges.

b) Die Plan- oder Kopfdrehbank. Sie unterscheidet sich von der Spitzendrehbank hauptsächlich durch das Fehlen des Reitstockes, kann also nur als Kopf- oder Planbank verwendet werden, während die meisten Spitzendrehbänke (vergl. w. o. gegebene Abb.) auch zur einseitigen Befestigung der Werkstücke am Kopf der Arbeitsspindel geeignet sind.

$\alpha$ . Das Bett der Kopfbank hat demnach nur die Kräfteausgleichung zwischen Arbeitsspindel und Werkzeug zu vermitteln. Es kommt übrigens bei ihm, ebenso wie bei dem Bett der Spitzendrehbank, auf die elastische Nachgiebigkeit, nicht aber auf die Bruchfestigkeit, an. Dieser Umstand dürfte zu einem nicht zu billigenden Verfahren Veranlassung gegeben haben, nämlich zu unabhängiger Aufstellung einerseits des Spindelstockes, anderseits des Werkzeugträgers auf den zugehörigen Fundamenten. Man findet diese Aufstellungsweise zuweilen bei Kopfdrehbänken für Werkstücke grossen Durchmessers, für welche ein, Spindelstock und Werkzeugträger genügend starr verbindendes Bett allerdings einigermassen theuer zu stehen kommt. Es dürfte jedoch das Fundament, welches das Bett befriedigend zu ersetzen vermag, nicht billiger sein und doch noch die Gefahr einschliessen, dass durch Senkungen des Erdbodens, Nachbinden des Mörtels u. dergl. die gegensätzliche Lage von Spindel und Werkzeug sich gelegentlich ändert.

Die Kopfbänke zeichnen sich vor den Spitzendrehbänken, wegen Fehlens des Reitstockes, durch grössere Zugänglichkeit zum Werkstück aus. Daher findet man sorgfältig durchgebildete Einrichtungen für bequemes und rasches Wechseln der arbeitenden Werkzeuge vorwiegend bei den Kopfdrehbänken, und es dürfte gerechtfertigt sein, diese Einrichtungen — obgleich sie in beschränktem Grade auch bei Spitzendrehbänken, Hobel- und Bohrmaschinen vorkommen — an vorliegender Stelle ausführlicher zu erörtern.

$\beta$ . Der Stahlwechsel.<sup>2)</sup> Die Bearbeitung der Werkstücke erfordert meistens die Anwendung verschiedener Stähle oder Stichel nach einander. Man kann die zu diesem Zweck erforderliche Auswechslung der Stähle dadurch erreichen, dass man den Stichel, der seine Arbeit beendigt hat, aus

<sup>1)</sup> American Machinist, 8. Aug. 1895, S. 95, mit Abb. Revue industrielle, Novbr. 1895, S. 473, mit Abb. Pract. Masch. Constr. 23. Apr. 1896, S. 68, mit Abb. Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen., 1897, S. 22, mit Abb.

<sup>2)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1897, S. 733, mit Abb.

dem gewöhnlichen Stichelhause entfernt und den folgenden einspannt und einstellt. Hierzu ist eine gewisse Zeit erforderlich. Hat jeder der Stähle weit länger zu arbeiten, als der Zeitverlust für den Stahlwechsel beträgt, so macht dieser sich nur wenig fühlbar, und es liegt kein Anlass vor, ein solches am wenigsten Einrichtungskosten erforderndes Verfahren zu verlassen. Ist dagegen die eigentliche Arbeitszeit der einzelnen Stähle kurz, so drängt sich das Bedürfniss auf, die Zeit für das Bereitstellen der Stähle möglichst abzukürzen, ja erforderlichenfalls zu diesem Zweck grössere Einrichtungskosten nicht zu scheuen. Beim Abwägen der Frage, bis zu welcher Höhe der Einrichtungskosten man gehen darf, um gegenüber dem angegebenen hausbackenen Verfahren noch Nutzen zu haben, spielt die Gegenfrage eine grosse Rolle: Für wie viel Werkstücke ist die theurere Einrichtung verwerthbar? oder mit anderen Worten: Ist die Zahl der Werkstücke gross genug, dass die durch Verminderung des Zeitaufwandes für den Stahlwechsel zu erreichende Ersparniss die Kosten der Einrichtung reichlich deckt?

Daraus folgt ohne weiteres, dass besondere Einrichtungen für raschen Stahlwechsel, soweit sie der Art der Werkstücke angepasst werden müssen, nur dann in Frage kommen können, wenn man sie für eine gewisse kleinste Zahl dieser Werkstücke verwenden kann.

Für manche Fälle ist es möglich, den umständlichen Stahlwechsel dadurch zu umgehen, dass man die Bearbeitung in mehreren — vielleicht nebeneinander stehenden — Maschinen vornimmt, von denen jede nur mit einem ihrer Aufgabe angepassten Stichel arbeitet. Dies vielfach beliebte Verfahren ist da angebracht, wo das Umspannen der Werkstücke einen geringen Zeitaufwand beansprucht. Ich will auf dieses Verfahren nicht weiter eingehen.

Bei dem eigentlichen Stahlwechsel handelt es sich vor allen Dingen darum, dem einzelnen Stichel rasch die genau richtige Lage zu geben. Das kann dadurch geschehen — und geschieht bei Drehbänken —, dass man den Stichel in eine mit Anschlag versehene Fassung steckt, die einfach auf-, bezw. angelegt und festgespannt zu werden braucht. Es handle sich z. B. darum, einen Gegenstand auszubohren, wofür verschiedene Werkzeuge nöthig sind. Man stellt so viele winkelförmige Anschläge her, wie Werkzeuge erforderlich sind, legt sie nach einander auf die Kante des gewöhnlichen Werkzeug-Oberschlittens der Drehbank, dessen Lage durch Marken oder Anschläge bestimmt ist und bohrt mittels eines in der Drehbankspindel steckenden Bohrers. Dann werden die einzelnen Werkzeuge mit Zapfen versehen, die in die gewonnenen Bohrungen passen, und je mit einem der winkelförmigen Anschläge fest verbunden. So ist der vorhin genannten Forderung genügt.

Es ist ferner möglich und üblich, die Stichel in gesonderte Stichelhäuser zu spannen und diese mit Hilfe geeigneter Mechanismen nach einander gegen das Werkstück zu führen. Ich erinnere in dieser Beziehung nur an die heute gebräuchlichen Einrichtungen zum Gewindeschneiden mit Hilfe von Patronen.

Endlich lassen sich die Werkzeuge ein für allemal in einem gemeinsamen Körper befestigen, dem dann solche Lagen zu geben sind, dass die Werkzeuge nach einander in richtiger Weise arbeiten. Ueber dieses Verfahren gedenke ich mich in dem Folgenden ausführlicher zu äussern.

Als Gegenstück zu diesem Stahlwechsel ist der Schützenwechsel der

Webstühle anzuführen. Zur Erzeugung mancher gemusterter Gewebe sind verschiedene Schussfäden einzutragen. Das kann geschehen, indem der Weber aus dem bereit gelegten Vorrath von Schützen, welche die verschiedenen Fäden enthalten, den in Frage kommenden entnimmt und mit der Hand durch das Fach schiebt oder wirft. Dieses Verfahren ermöglicht die reichste Mannigfaltigkeit der Fäden und ist deshalb noch heute für die Gobelinweberei gebräuchlich, erfordert aber einen sehr grossen Zeitaufwand. Eine kleine Zahl (etwa bis 8) Fäden und zugehörige Schützen lassen sich in ebenso viel neben oder über einander angebrachte Kästen legen, von denen durch geeignete Vorrichtungen jedesmal der richtige vor das Fach gebracht wird, so dass der Faden mit Hilfe des gewöhnlichen Webervogels oder des Schlagarmes des mechanischen Webstuhls eingetragen werden kann. Diese Schützenkästen können neben einander in einer Ebene angeordnet sein und winkelrecht zu ihrer Längsrichtung geradlinig verschoben werden (Steiglade oder Schiebelade von Rob. Kay 1760) oder trommel-

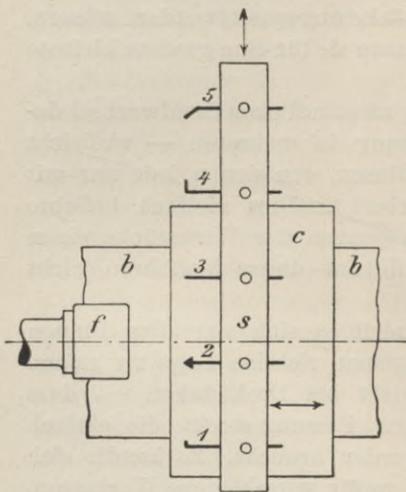


Fig. 591.

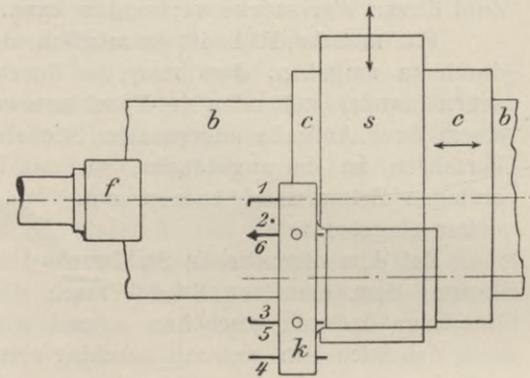


Fig. 592.

förmig zusammengefügt sein, so dass ihr Ort durch Drehen um die gemeinsame Axe wechselt (Revolverlade, Drehlade). Das letztere Verfahren erscheint zweckmässiger als das erstere, weil sich an den letzten Schützenkästen ohne weiteres der erste anschliesst, während bei der Schiebelade der Schützenkasten ganz und gar zurückgezogen werden muss, um den ersten Kasten wieder in die Anfangslage zu bringen. Trotzdem ist für manche Zwecke die Steig- oder Schiebelade geeigneter als die kreisende Lade.

Der Stahlwechsel der Werkzeugmaschine wird auf gleiche Weise herbeigeführt, nämlich:

1. durch Verschieben der in einer Ebene neben einander eingespannten Stähle in gerader Linie, Fig. 591.

2. durch Drehen der trommelförmig zusammengestellten Stähle um die gemeinsame Axe, Fig. 592.

Es kommt aber noch hinzu:

3. Drehen der sternförmigen Stichelanordnung um die Mitte des Sternes, Fig. 593.

Und endlich, in Anlehnung an 1.:

4. Verschieben der einander gegenüber eingespannten Stichel in gerader oder bogenförmiger Linie, Fig. 594.

Das letzte Verfahren ist im allgemeinen nur für zwei Stichel verwendbar und giebt kaum Veranlassung zu weiteren Erörterungen. Es sei bemerkt, dass der jetzt allgemein gebräuchliche Vorgang, auf der Drehbank mittels Patronen Gewinde zu schneiden: Einschwenken des im Ende eines Armes befestigten Stichels, mit dem unter 4 genannten Verfahren sich deckt.

In Fig. 591 bezeichnet *b* das Bett der Drehbank, *c* die längs des Bettes zu verschiebende Bettplatte, *s* den, die Stichel 1 bis 5 tragenden Querschlitzen und *f* das Drehbankfutter.<sup>1)</sup> Es ist leicht zu übersehen, dass zwischen zwei benachbarten Sticheln ein gewisser kleinster Abstand nöthig ist, so dass je nach Art und Grösse der Werkstücke und nach der Zahl der Stichel der Schlitten *s* nicht selten sehr lang ausfällt.

In Fig. 592 haben die Buchstaben dieselbe Bedeutung wie in Fig. 591; es ist der Buchstabe *k* neu hinzugekommen zur Bezeichnung des drehbaren Kopfes, der zum Einspannen der in ringförmiger Reihe angeordneten Stichel 1 bis 6 dient. Demgemäss ist *k* rund und mittels Zapfens im Quer-

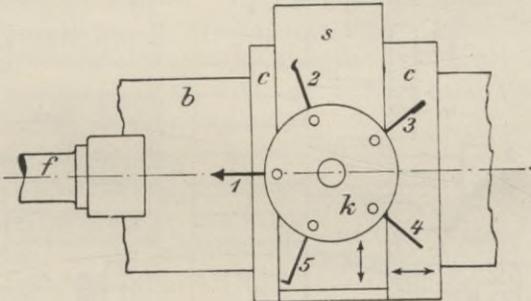


Fig. 593.

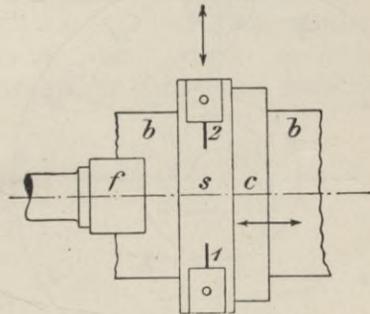


Fig. 594.

schlitten *s* oder um einen am Querschlitzen *s* befestigten Zapfen<sup>2)</sup> drehbar, um die Stichel der Reihe nach zum Angriff zu bringen. Diese Anordnung ist weniger sperrig als die vorige, es macht sich jedoch der Umstand, dass der Kopf *k* zwischen Arbeiter und Werkstück liegt, dadurch oft unangenehm geltend, dass die Beobachtung der Arbeit erschwert wird.

Günstiger ist die sternförmige Anordnung, Fig. 593. In dieser Figur bedeutet, wie bisher, *f* das zum Festhalten des Werkstücks bestimmte Drehbankfutter, *b* das Bett, *c* die verschiebbare Bettplatte, *s* den Querschleifer, der oft entbehrlich ist und dann weggelassen wird, endlich *k* den um seine aufrechte Mittelaxe drehbaren, die Werkzeuge 1 bis 5 enthaltenden Kopf.<sup>3)</sup>

<sup>1)</sup> Vergl. u. a. Sponholz-Wrede, Dingl. polyt. Journ. 1892, Bd. 283, S. 143.

<sup>2)</sup> Hasse, D. R.-P. No. 3765; Dingl. polyt. Journ. 1879, Bd. 232, S. 220, mit Abb.

<sup>3)</sup> Es scheint — entgegen der von mir in der Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1895, S. 1099 ausgesprochenen Ansicht — dieses die älteste Einrichtung für den Stahlwechsel zu sein, denn es heisst in American Machinist April 1895, S. 270: „The Jones & Lamson establishment is one of the pioneers in the machine tool business in this country, and built the first turret head screw machines in 1855.“ Mit dem Namen „turret head“ bezeichnet man in Amerika und England den in Fig. 593 angegebenen Kopf *k*, der in der Seitenansicht eine gewisse Aehnlichkeit mit einem niedrigen Festungsthor hat.

Bei dieser Anordnung ragt der zur Zeit arbeitende Stichel 1 den anderen gegenüber erheblich vor, so dass der Raum rings um das Werkstück erst dann von benachbarten Werkzeugen beschränkt wird, wenn der Kopf *k* mehr als 6 Werkzeuge aufnimmt, oder wenn diese sehr lang sind.

Unter 4 fällt beispielsweise dasjenige Verfahren, welches man wohl anwendet, wenn es sich nur darum handelt, das Werkstück abzdrehen und dann abzustechen. In Fig. 594 ist wie bisher *f* das an der Drehbankspindel befestigte Futter, *b* das Drehbankbett, *c* die Bettplatte und *s* der Querschlitten. Dieser enthält den zum Abdrehen bestimmten Stichel 1 und gegenüber den Abstechstahl 2. Die Verschiebung des Querschlittens *s* auf der Bettplatte *c* bringt die Werkzeuge zum Angriff oder zieht sie zurück. Das hierdurch gekennzeichnete Verfahren und die zugehörige Einrichtung dienen nicht selten zur Ergänzung der unter 1 bis 3 genannten Verfahren, um die Zahl der Stähle bei diesen nicht zu gross werden zu lassen.

Man hat nun auch den durch Fig. 592 dargestellten Kopf so umzugestalten gewusst, dass das Werkstück bequemer zugänglich bleibt und das

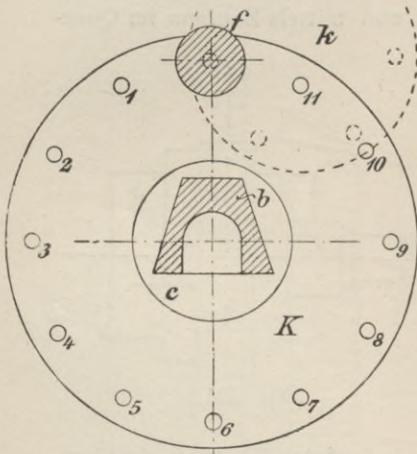


Fig. 595.

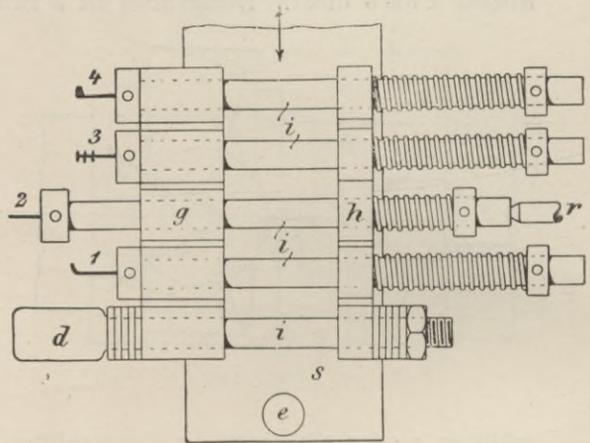


Fig. 596.

arbeitende Werkzeug besser überwacht werden kann. Seit etwa 1895 versteht in geeigneten Fällen die Leipziger Werkzeugmaschinenfabrik, vorm. W. v. Pittler, ihre eigenartige Drehbank<sup>1)</sup> mit einem Kopf *K*, Fig. 595, der um den kreisrunden Schlitten *c* drehbar ist. Hierdurch erhält der Ring, in welchem die Stichel, z. B. 1 bis 12, verteilt sind, einen grossen Durchmesser; man kann also ohne weiteres einen verhältnissmässig weiten Abstand der Stichel anwenden. Von noch grösserem Werth ist der Umstand, dass keiner der Stichel über die Mitte der Drehbankspindel, bzw. des Futters *f* nach oben hervorrägt, also dem Arbeiter freie Uebersicht gewährt wird. Man vergleiche damit den Zustand, den der in Fig. 595 eingekirtete, nach Art der Fig. 592 angeordnete Drehkopf *k* hervorbringt. Hier ist gleiche Stichelentfernung wie für *K* angenommen, dagegen die Stichelzahl auf die Hälfte vermindert, und trotzdem baut sich der Kopf *k* in recht störender Weise zwischen dem rechts stehenden Arbeiter und dem arbeitenden Werkzeug auf.

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1891, S. 1315, mit Abb.

Für den Stahlwechsel durch Querverschiebung des die Stichel enthaltenden Schlittens, Fig. 591, hat Sutcliffe eine sehr bemerkenswerthe Verbesserung vorgeschlagen,<sup>1)</sup> die gestattet, die Stichel in geringem Abstände neben einander zu legen, also den Schlitten und seinen Verschiebungsweg

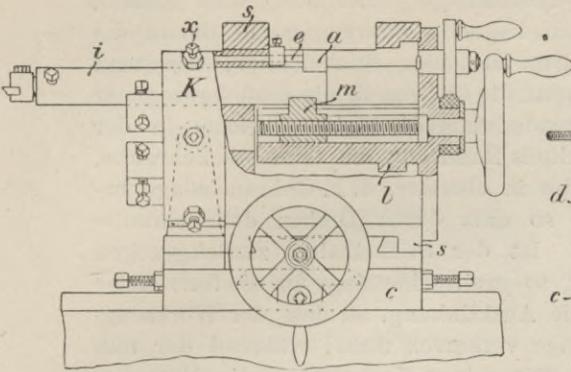


Fig. 597.

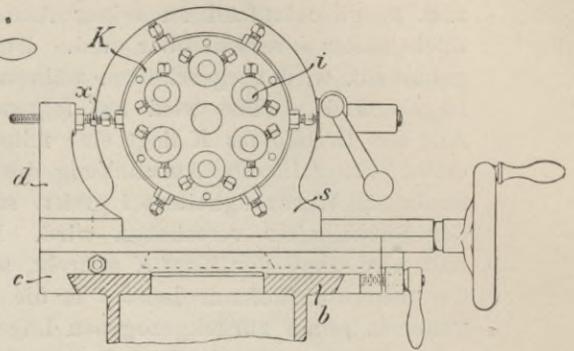


Fig. 598.

kurz zu machen. In Fig. 596 bezeichnet *s* den mittels eines Handgriffes *e* verschiebbaren Werkzeugschlitten. Daran sind Augen *g* und *h* ausgebildet, in denen prismatische Stangen *i* stecken. In die dem Arbeiter zunächst liegenden Augen kann die Auflage oder Vorlage *d* für Handstichel gesteckt werden, was nebensächlich ist; die Stangen *i* sind je an ihrem linksseitigen Ende zur Aufnahme der zum eigentlichen Stahlwechsel gehörigen Stichel 1, 2, 3 u. 4 geeignet eingerichtet.

Auf der rechten Seite des Schlittens *s* sind Schraubenfedern angebracht, welche die Stichelhalter *i* nach rechts ziehen, während der Reitnagel *r* der Drehbank benutzt wird, um den in die Drehbankaxe fallenden Stichelhalter nach links zu verschieben.

In Fig. 596 ist angenommen, dass der zum Stichel 2 gehörige Halter in der Drehbankaxe liege und zum Arbeiten bestimmt sei. Man sieht ohne weiteres aus der Figur, dass der Stichel 2 die benachbarten weit genug überragt, um durch die Nachbarstichel nicht beengt zu werden.

Der dieser Anordnung zu Grunde liegende Gedanke ist der Ausgangs-

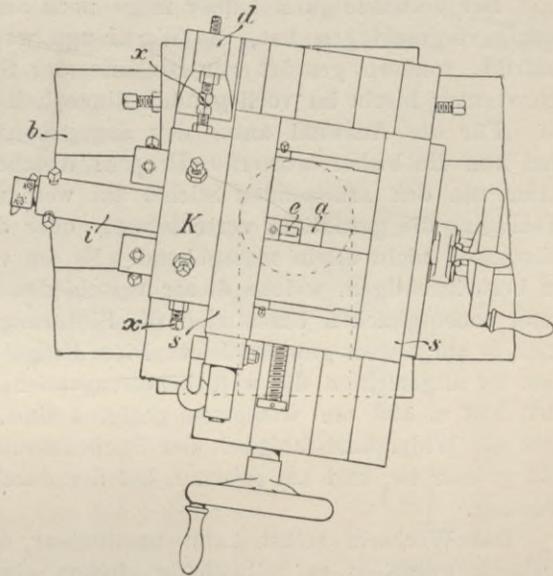


Fig. 599.

<sup>1)</sup> D. R.-P. No. 15968 vom 13. März 1881.

punkt für den durch Fig. 597, 598 und 599 dargestellten Drehkopf *K*, der von Max Hasse & Co. angegeben ist.<sup>1)</sup>

Der Kopf *K* ist in dem Querschlitten *s* oder, wenn ein Querschlitten nicht nöthig ist, in einem entsprechend gestalteten Gehäuse um seine waagrechte Axe drehbar. Er enthält in ringförmiger Anordnung eine Anzahl, z. B. 6, gleichlaufend zu seiner Axe liegende Bohrungen, in denen die Stichelhalter *i* verschiebbar sind. Nur derjenige Stichelhalter, den man gebraucht, wird vorgeschoben, während die übrigen sich in zurückgezogener Lage befinden. Das wird auf folgende einfache Weise erreicht: in der Axe des Drehkopfes *K* liegt eine mittels Handrades zu drehende Schraube, deren Mutter in eine Ausklinkung des in oberster, d. h. Gebrauchslage befindlichen Werkzeughalters *i* greift, so dass durch Drehen der Schraube der Stichelhalter verschoben wird. Ist der Stichelhalter zurückgezogen und wird dann der Kopf *K* gedreht, so greift eine rings um die feste Hülse der Schraube laufende Leiste *l* in die Ausklinkung, so dass der Werkzeughalter in seiner zurückgezogenen Lage verharren muss, während der nun nach oben kommende Stichelträger mit seiner Kerbe über die Mutter *m* geräth und durch diese verschoben werden kann. Der vorliegende Drehkopf gewährt also denselben Vortheil wie die Sutcliffe'sche Anordnung: die freie Lage des arbeitenden Stichels vor den andern trotz engen Zusammenbaues der Stichelhalter, zeichnet sich aber ausserdem dadurch aus, dass der Stahlwechsel durch Umdrehen statt durch geradliniges Verschieben des Werkzeughalters erreicht wird, und ist auch im übrigen viel handlicher.

Der Vollständigkeit halber möge noch angeführt werden, dass W. Lorenz<sup>2)</sup> vorgeschlagen hat, die Werkzeuge weder winkelrecht noch gleichlaufend, sondern geneigt zur Drehaxe des Stahlwechselkopfes zu legen. Ich vermag hierin im vorliegenden Sinne keinen Vortheil zu erblicken.

Für die Auswahl unter den angegebenen Stahlwechseleinrichtungen sind nun die bisher erörterten Fragen: Welche von ihnen beschränkt den Raum um den arbeitenden Stichel am wenigsten, und welche Form des Wechsels, die geradlinig verschiebende oder die drehende, ist die zweckmässigste? nicht allein massgebend. Es ist vielmehr zunächst die Frage zu berücksichtigen, welche dieser verschiedenen Formen des Stahlwechsels unter sonst gleichen Umständen die Sicherung der Lage des arbeitenden Stichels am besten gewährleistet. Diese Frage lässt sich dahin beantworten, dass im allgemeinen die weit hervorragenden Stichelhalter nach Fig. 596, 597, 598 u. 599 am wenigsten geeignet sind, starke Späne abzunehmen, dass die Widerstandsfähigkeit der Stichelhaltungen nach Fig. 591, 592 und 593 grösser ist, und am grössten bei der durch Fig. 595 dargestellten Anordnung.

Das Wechseln selbst kann unmittelbar durch die Hand geschehen. Vielfach geschieht es selbstthätig, indem ein Sperrwerk den Stichelkopf beim Zurückziehen und Vorschieben dreht. Es sei dabei bemerkt, dass mir nur für Drehköpfe solche selbstthätige Einrichtungen bekannt sind.

Sowohl bei der Bethätigung der Wechseleinrichtung unmittelbar durch die Hand, wie auch bei der soeben angedeuteten selbstthätigen Drehung muss der Kopf nachher verriegelt werden, um die Werkzeughalter in der beabsichtigten Lage sicher festzuhalten.

<sup>1)</sup> D. R.-P. No. 17298 vom 13. Mai 1881 (Zusatz zu D. R.-P. No. 3765).

<sup>2)</sup> D. R.-P. Nr. 46525.

Für diese Verriegelung verwendet man häufig einen Pflock *a*, Fig. 600, cylindrischer Gestalt, der von Hand eingesteckt und herausgezogen oder durch mechanische Vorrichtungen<sup>1)</sup> bewegt wird. Füllt dieser Pflock nicht beide Löcher der gegen einander zu verriegelnden Theile vollständig aus, so wird, wie in Fig. 600 angedeutet ist, die Verriegelung unsicher. Einen gewissen Spielraum muss man aber dem Pflock in den Löchern geben, um das Einschieben und Herausziehen nicht zu sehr zu erschweren; die Verriegelung muss sonach immer als nicht ganz vollkommen angesehen werden. Man findet deshalb zuweilen, dass neben der Verriegelung der drehbare

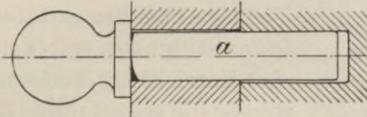


Fig. 600.

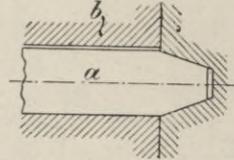


Fig. 601.

oder verschiebbare Werkzeughalter fest gegen seine Führung gepresst wird. Die Abnutzung des Pflockes wie der Löcher sucht man durch Härten des stählernen Pflockes und Ausfütern der Löcher mit gehärteten Büchsen zu verringern. Andere geben dem vorderen Ende des Riegels *a* Fig. 601 eine kegel- oder keilförmige Gestalt und lassen ihn durch eine Feder eindrücken, so dass die Riegelflächen an diesem Ende beiderseits sicher anliegen.<sup>2)</sup> Zwischen dem Schaft des Riegels *a* und dem Stück *b* der verriegelten Theile bleibt jedoch der angegebene Spielraum bestehen, so dass die Unsicherheit durch diese Riegelgestalt nur auf die Hälfte vermindert ist. Huré hat bei dem kleinen Kopfe seiner Drehbank<sup>3)</sup> den keilförmigen Riegelkopf zu einem Hebel ausgebildet, der sich um einen Bolzen dreht, so dass der in Rede stehende Uebelstand weiter vermindert ist.

Endlich schlagen Max Hasse & Co. folgende Verriegelungen vor:<sup>4)</sup> der Drehkopf *K*, Fig. 602, wird mit abgestumpft keilförmigen Zähnen versehen, gegen welche die zwei Riegel *a* und *b* durch Federn angedrückt werden. Durch die schrägen Flächen der Zähne werden die Riegel aus einander gepresst, so dass beide Aussenflächen sich fest gegen die Wände der Führung legen, ein etwaiger Spielraum also in unschädlicher Weise zwischen den Riegeln auftritt. Um den Stichel zu wechseln, wird der Kopf in gewöhnlicher Weise zurückgezogen, wobei eine feste Keilfläche gegen eine Nase des Riegels *a* stösst und ihn nach unten zieht; dabei greift ein Vorsprung von *a*, Fig. 603, gegen eine Schulter von *b*

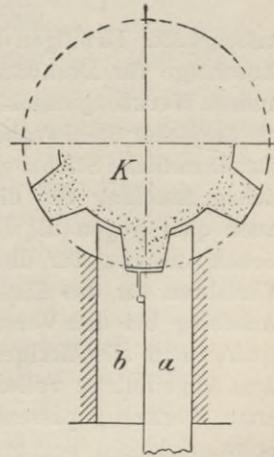


Fig. 602.

<sup>1)</sup> Publ. industrielle 1880, Bd. 26, S. 385, mit Abb.; ebenda 1887/88, Bd. 31, S. 359, mit Abb. Conradson, D. R.-P. No. 76753. v. Pittler, Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1891, S. 1318, mit Abb.

<sup>2)</sup> Sutcliffe, D. R.-P. No. 15968. Jones & Lamson, Zeitschrift des Ver. deutscher Ingen. 1892, S. 1876, mit Abb. Conradson, D. R.-P. No. 76753.

<sup>3)</sup> Public industrielle 1887/88, Bd. 31, S. 359, mit Abb.

<sup>4)</sup> D. R.-P. No. 65910 vom 19. März 1892.

und nimmt den letzteren Riegel mit, so dass nunmehr *K* gedreht werden kann. Die Keilfläche, welche *a* niedergezogen hatte, gleitet dann über die betreffende Nase hinweg, *a* schnell wieder empor (Fig. 604), während der demnächst festzuhaltende Zahn den Riegel *b* zunächst noch zurückhält. Erst wenn dieser Zahn nahezu in seine Riegellage gekommen ist, wird auch *b* durch seine Feder empor geschoben und vollzieht die Verriegelung.

In der Nähe der Stelle, an welcher der Schnitt aufhören soll, hat der Arbeiter besondere Vorsicht anzuwenden, um zu verhüten, dass sie überschritten wird. Bei Wiederholung derselben Arbeit sucht man diese Aufgabe

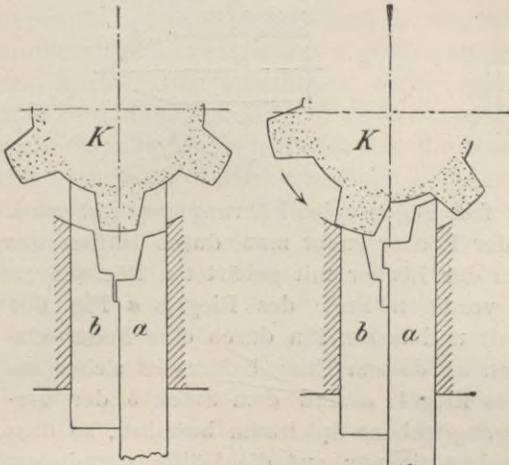


Fig. 603.

Fig. 604.

durch eine den Schlittenweg begrenzende Marke zu erleichtern, oder besser durch einen festen Anschlag, mit dem wohl eine Vorrichtung verbunden ist, welche die selbstthätige Zuschiebung auslöst, sobald der Schlitten diesen Anschlag erreicht hat. Wenn derartige Vorrichtungen sich schon nützlich erweisen bei Maschinen, die längere Zeit für die Arbeit oder von dem Augenblick des Angreifens bis zur Vollendung des Schnittes gebrauchen, so ist das noch vielmehr der Fall bei denjenigen Maschinen, für die man einen raschen Stahlwechsel für zweck-

mässig hält. Es mögen deshalb in dem Folgenden die mir bekannt gewordenen Anschläge für Drehbänke mit Stahlwechsel, die selbstverständlich auch für andere Werkzeugmaschinen als Drehbänke zu verwenden sind, wenn bei ihnen ein ähnlicher Stahlwechsel angeordnet ist, erörtert werden. Man findet zuweilen für sämtliche Stichel einer Stahlwechseleinrichtung nur einen gemeinschaftlichen Anschlag für die Längsverschiebung und, wenn die Spanabnahme auch quer gegen die Drehbankaxe stattfindet, einen zweiten gemeinschaftlichen Anschlag für die Querverschiebung.<sup>1)</sup> Daraus ergibt sich folgendes Verfahren für das Einspannen der einzelnen Werkzeuge. Man stellt den Anschlag bei den Versuchsarbeiten für das erste Werkzeug richtig ein und spannt nun alle übrigen Werkzeuge so ein, dass sie ihre Arbeit gerade in dem Augenblicke vollendet haben, in dem der Schlitten gegen den für das erste Werkzeug passend eingestellten Anschlag stösst. Welcher Menge von Schwierigkeiten begegnet man hierbei! Nicht selten entschliesst man sich, den Anschlag für ein später zum Angriff kommendes Werkzeug einzustellen, weil dieses besonders schwer zum bereits festgelegten Anschlage passend einzuspannen ist. Dann muss das erste Werkzeug wieder umgespannt werden u. s. w. Ich habe auch gesehen, dass man sich besonderer Passstücke bedient, die zwischen die beiden Anschlagflächen gelegt werden. Allein das muss auch als Nothbehelf angesehen werden, da die Herrichtung

<sup>1)</sup> Lorenz, Dingl. polyt. Journ. 1877, Bd. 226, S. 136. Pihet, Public. industrielle 1880, Bd. 26, S. 385. Brown & Sharpe, ebenda 1884, Bd. 30, S. 11. Huré, ebenda 1887/88, Bd. 31, S. 359.

solcher Passstücke einen gewissen Zeitaufwand erfordert und ausserdem der Arbeiter das Passstück mit einer Hand halten muss, während er mit der andern den Schlitten verschiebt. Eine wirklich befriedigende Lösung der vorliegenden Aufgabe bedingt, jedem Werkzeuge seinen eigenen Anschlag zu geben, so dass man es fast unbekümmert um diesen einspannen kann und nachträglich den Anschlag einstellt. Jeder, der einmal die Versuchsarbeit für die Einstellung der Werkzeuge einer mit Stahlwechsel versehenen Maschine durchgeführt hat, wird zugeben, dass auch in diesem Falle das Einspannen der Werkzeuge Schwierigkeiten genug verursacht, wenn man auf längere Dauer gutes Arbeiten erzielen will.

Indem ich versuche, eine knappe Uebersicht der hierher gehörigen Einrichtungen zu geben, sehe ich davon ab, sie nach ihrem Alter zu ordnen, beginne vielmehr mit den einfacheren und gehe dann zu den Einrichtungen über, welche gesteigerten Anforderungen genügen.

Den Anschlag für den einen im einschwenkbaren Arme der Patronendrehbänke sitzenden Stichel führe ich nur der Vollständigkeit halber hier an; es wird das Maass des Einschwenkens durch die Patrone begrenzt.

Für den mit zwei einander gegenüber liegenden Stichel versehenen Stahlwechselschlitten sind die beiden Anschläge z. B. in folgender Weise anzubringen. Fig. 605 und 606 stellen einen solchen Schlitten in zwei Schnitten dar<sup>1)</sup>. *b* bezeichnet das Bett, *c* die Bettplatte, *s* den Stahlwechselschlitten. In diesem sind für jedes Stichelhaus zwei Aufspann-Nuthen vorhanden, damit man die Stichel dem Werkstückdurchmesser im Groben anpassen kann. An jedem Ende des Schlittens *s* befindet sich unten eine Anschlagschraube *a*, deren Spitzen nach vollzogener Verschiebung von *s* gegen die Bettplatte *c* stossen. Der Schlitten wird, wie aus der Figur ohne weiteres hervorgeht, mittels eines Handhebels verschoben.

Ein Beispiel für mehrere von einander unabhängige Anschläge stellen Fig. 607 und 608 im Grundriss und senkrechten Schnitt dar. Ich sah diese

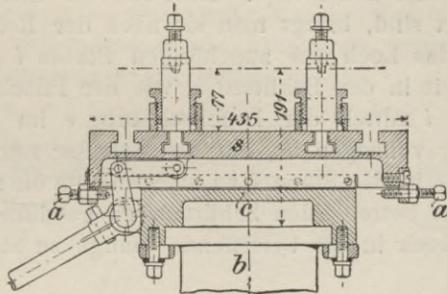


Fig. 605.

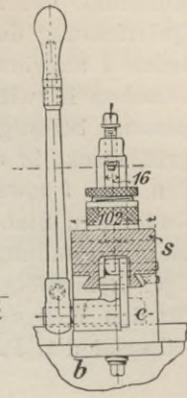


Fig. 606.

Fig. 608.

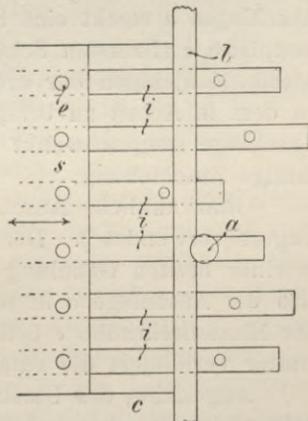
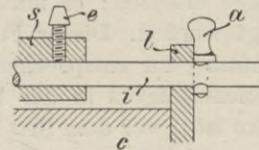


Fig. 607.

<sup>1)</sup> Bardons & Oliver, Cleveland, O. American Mach. 18. Febr. 1892, mit Abb.

Einrichtung bei Drehbänken, welche Fritz Kaefler in Hannover für eigenen Bedarf gebaut hat. *c* bezeichnet die Bettplatte, auf welcher der den Drehkopf tragende Querschlitten *s* verschiebbar ist. *s* ist mit so vielen zur Aufnahme der Stäbe *i* geeigneten Löchern versehen, wie Anschläge in der Querrichtung der Drehbank verlangt sind. An der Bettplatte *c* ist eine feste Leiste *l* angebracht, die in gleicher Folge mit der gleichen Zahl Bohrungen versehen ist wie der Schlitten *s*. Nachdem die Stichel in dem Drehkopf passend befestigt sind, bringt man sie nach der Reihe zum richtigen Angriff, steckt in das Loch des zugehörigen Stabes *i* den Pflock *a*, schiebt den Stab *i* soweit in den Schlitten *s*, wie der Pflock *a* gestattet, und befestigt den Stab *i* mittels der Druckschraube *e* im Schlitten *s*. Nachdem diese Einstellung vollzogen ist, hat der Arbeiter nur den Pflock *a* in richtiger Reihenfolge in die Stäbe *i* zu stecken, um die zutreffende Begrenzung für den Weg des betreffenden Schlittens zu gewinnen. Statt mit der Hand jedesmal den Pflock in die betreffende Stange zu stecken, kann man bei

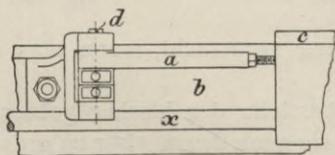


Fig. 609.

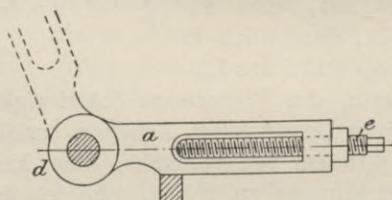


Fig. 610.

etwas anderer Anordnung auch die Stange herausnehmen und durch die folgende ersetzen; es muss nur für Handlichkeit des letzteren Verfahrens gesorgt werden. Dieser Forderung scheint die durch Fig. 609 dargestellte Einrichtung zu entsprechen. Es handelt sich darum, die Verschiebungen des Stichelträgers in der Richtung der Drehbankaxe zu begrenzen. Zu dem Zwecke ist <sup>1)</sup> vor dem Bett *b* der Drehbank ein senkrechter Bolzen *d* gelagert, um den drei Arme *a*, die Anschläge, sich drehen lassen. Im Ende jedes Anschlages *a* steckt eine Schraube, deren Kopf bestimmt ist, der an der Bettplatte *c* sitzenden Schürze den Weg zu begrenzen. Man hat also nur nöthig, denjenigen der drei Anschläge *a* gegen das Bett zu schwenken, der zu dem in Arbeit zu bringenden Stichel gehört, während die beiden andern Anschläge ausgeschwenkt bleiben. *x* bezeichnet die Spindel für die selbstthätige Zugschiebung.

Ganz ähnliche Anschläge sind für die Querverschiebung des Stichelträgers verwendet <sup>2)</sup>. Der Bolzen *d*, Fig. 610, liegt wagerecht und steckt in einer breiten Gabelung am hinteren Rande der Bettplatte; man schwenkt also die Anschläge *a* in senkrechter Ebene ein und aus. Das Muttergewinde der Einstellschraube *e* befindet sich in dem Anschlage, und eine Gegenmutter verhindert die zufällige Drehung der Schraube.

Angesichts des Umstandes, dass die Stichel regelmässig in derselben Reihenfolge zur Anwendung kommen, was schon zu Gunsten der drehbaren Stahlwechselköpfe spricht, liegt es nahe, auch die Anschläge so einzurichten, dass der folgende an die Stelle des vorigen durch eine Drehbewegung der zusammengefassten Anschläge tritt, die immer in derselben Richtung erfolgt.

<sup>1)</sup> W. H. Astbury, Engineering, 26. Aug. 1892, S. 273.

<sup>2)</sup> Linley, Revue industrielle, Juni 1896, S. 253.

Eine solche Anordnung hat die Gisholt Machine Co. in Madison, Wis., nach Fig. 611 angewendet.<sup>1)</sup> Ein um seine Längsaxe drehbares Prisma ist mit Löchern *l* versehen, in welche die Frösche *f* geschraubt werden; in diesen stecken die Anschlagschrauben *e*. Das Prisma kann entweder an dem verschiebbaren Theile gelagert sein, während die unveränderliche Anschlagfläche an dem festen Theile sitzt, oder umgekehrt. Es ist für die Begrenzung sowohl der Verschiebungen in der Richtung der Drehbankaxe als auch derjenigen quer dazu im Gebrauch. Manche Maschinenbauer haben die Frösche *f* statt in der angegebenen Weise mit Hilfe von Aufspann-Nuthen, die längs des Prismas liegen, befestigt.

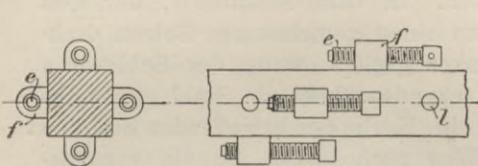


Fig. 611.

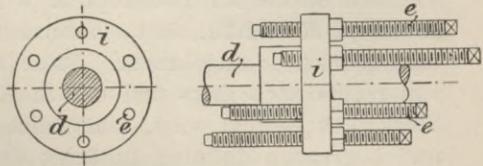


Fig. 612.

An den Drehbänken, welche die Gisholt Machine Co. 1893 in Chicago ausgestellt hatte, habe ich nur die Form der in Rede stehenden Anschlagvorrichtung gefunden, die Fig. 612 in zwei Ansichten darstellt. Die Anschlagsschrauben *e* stecken in einer Scheibe *i*, die auf der Welle *d* befestigt oder mit ihr aus einem Stück angefertigt ist.

Der folgende Schritt: diese Prismen oder Wellen mit Anschlagsschrauben von dem Drehkopfe aus selbstthätig drehen zu lassen, also dem Arbeiter die Aufgabe, die Anschlagwellen in zutreffender Weise zu drehen, abzunehmen, ist nun ohne weiteres gegeben; die Gisholt'schen Drehbänke der 1893er Ausstellung waren zum Theil derartig ausgerüstet, indem z. B. ein am Drehkopfe sitzendes Schraubenrad in ein gleiches auf der Anschlagwelle befestigtes griff. Die Anschlagwelle (*d*, Fig. 612) war dabei an dem betreffenden Schlitten gelagert.

Die ältere von Pittler'sche Drehbank<sup>2)</sup> erreicht die selbstthätige Einstellung der Anschläge auf kürzerem Wege. Da der Zapfen *c*, Fig. 613, des Drehkopfes ausserhalb des Bettes liegt, so kann er ohne weiteres verlängert werden und unterhalb der Klemmhülse, in der er ruht, einen sternartigen Anschlag  $\xi$  aufnehmen. Auch bei dem Hasse'schen Drehkopf vom Jahre 1881, Fig. 597, 598 u. 599, S. 311, ist diese wichtige selbstthätige Einstellung der Anschläge schon in sehr einfacher Weise erreicht; jeder Werkzeughalter *i* besitzt einen besonderen einstellbaren Anschlagstift *e*, gegen den die an *i* befestigte Nase *a* stösst, sobald der Werkzeughalter um das vorgeschriebene Maass vorgedrungen ist. Der vorliegende Hasse'sche Drehkopf enthält aber nicht allein die beschriebene Selbstthätigkeit der Anschläge, welche bestimmt ist, die Stichelbewegung in der Axenrichtung des Kopfes zu begrenzen, sondern gleichzeitig ebenso einfache Anordnung für die recht-

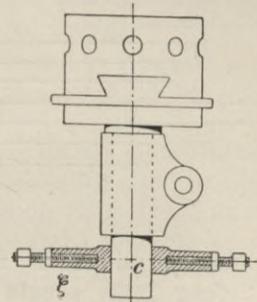


Fig. 613.

<sup>1)</sup> American Machinist, 5. Nov. 1891, mit Schaubild. Iron, 11. März 1892, S. 224, mit Schaubild.

<sup>2)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1891, S. 1318, mit Abb.

winklig zur Kopfaxe auszuführenden Stichelverschiebungen. Die am Kopfe *K* sitzenden einstellbaren Schrauben *x* stossen nach vollendeter, quer zur Axenrichtung des Kopfes gerichteter Verschiebung gegen eine im oberen Ende des festen Bökkchens *d* angebrachte Schraube. Diese hübschen Lösungen zeichnen sich noch dadurch aus, dass beide Anschlaggruppen auch für das Bearbeiten kegelförmiger Flächen benutzbar sind, wie Fig. 599 andeutet.

Weniger einfach, aber auch in sinnreicher Weise, löst die Jones & Lamson'sche Stahlwechsellvorrichtung<sup>1)</sup> die vorliegende Aufgabe. Das, um was es sich hier handelt, stellt Fig. 614 im senkrechten Schnitt, Fig. 615 im Grundriss dar. In dem Bett *b* der Drehbank ruhen so viele Stäbe *a*, wie sich Stichel im Drehkopf *K* befinden. In dem Schlitten *s*, der den Drehkopf *K* enthält, sind ebensoviele um einen gemeinsamen Bolzen drehbare Klinken *c* angebracht. Diese Klinken greifen, wenn der Schlitten *s* von rechts nach links und der in *K* steckende arbeitende Stahl gegen das Werkstück bewegt wird, schliesslich in eine Kerbe des betreffenden Stabes *a* und begrenzen dadurch zunächst den Weg nach links. Da die verschie-

Fig. 614.

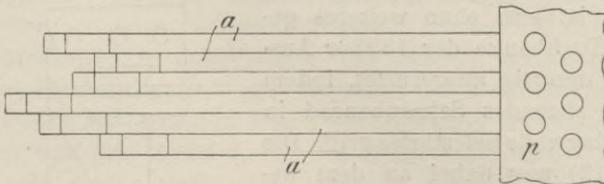
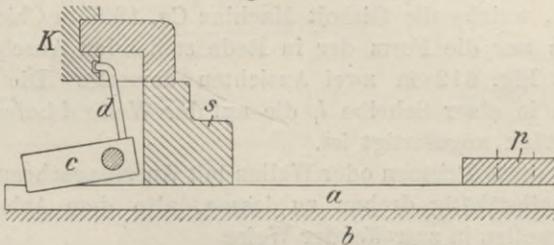


Fig. 615.

denen Werkzeuge verschieden weit vordringen müssen, so ragen auch die Stäbe *a*, Fig. 615, verschieden weit nach links vor, und es ist noch erforderlich, dass nur diejenige Klinken *c* in die Kerbe des zugehörigen Stabes *a* greift, die sich auf den arbeitenden Stichel bezieht. Zu diesem Zwecke ist jede Klinken mit einem Stäbchen *d* versehen, dessen hakenförmig umgebogenes oberes

Ende in eine am unteren Rande des Drehkopfes *K* angebrachte Vertiefung fällt, sobald die zugehörige Klinken *c* eingreifen soll. Die Stäbchen *d* sind verschieden lang, und die Vertiefungen im Drehkopf liegen verschieden hoch (in der Fig. 614 ist der Raum für die erforderlichen 6 Vertiefungen zu niedrig angegeben, woran ich insofern unschuldig bin, als die Patentschrift, nach der ich die Figur hergestellt habe, denselben Fehler enthält), so dass, wenn *K* ruckweise gedreht wird, nur die bestimmte Klinken *c* niederfallen kann. Die Stäbe *a* werden nun bei dem Versuchsdrehen nach rechts oder links verschoben, so dass ihre Kerben die richtige Lage erhalten, und dann durch in der Platte *p* befestigte Schrauben festgehalten.

Es ist weiter oben gesagt, dass die in die betreffende Kerbe des Stabes *a* gefallene Klinken *c* die Weiterbewegung des Schlittens *s* hindere. Damit begnügen sich jedoch die Erfinder nicht. Sie haben vielmehr vorgesehen, dass der gemeinschaftliche Bolzen der Klinken ein wenig nach

<sup>1)</sup> D. R.-P. No. 67202 vom 2. Okt. 1891. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1892, S. 1376, mit Abb.

rechts ausweichen kann, und benützen diese kleine Verschiebung zur Auslösung der selbstthätigen Zuschiebung. Es liegt hierin eine weitere bedeutungsvolle Vervollkommnung der Stahlwechsellvorrichtung vor. Ueber die voraussichtliche Dauerhaftigkeit der angegebenen Einrichtung äussere ich mich nicht, da ich sie nur nach der Patentschrift kennen gelernt habe und die wirklichen Ausführungen in den Einzelheiten vielfach wesentlich besser sind als die in der Patentschrift angegebenen.

De Coes hat das gleiche Ziel auf einem etwas anderen Wege angestrebt<sup>1)</sup>. Die Fig. 616 und 617 werden genügen, um das Wesen der angewendeten Anschlagvorrichtungen verständlich zu machen. Die Erfindung wird von den Niles Tool Works in Hamilton, O., verwertet. In Fig. 616 bezeichnet *b* das Drehbankbett, *c* den Bettschlitten, an dem vorn eine Schürze *d* herabhängt. An dem Drehbankbett ist eine mit Aufspann-Nuthen versehene Platte befestigt, an die links und rechts von *d* Anschläge *a* geschraubt werden können. Es ist somit die Möglichkeit gegeben, sowohl nach links als auch nach rechts den Schlittenweg zu begrenzen. Fig. 617 stellt Anschlag und Befestigungsplatte in grösserem Massstabe dar. Als Gegenanschlag dient der Frosch *e*, Fig. 616, der an der Schürze *d* senkrecht verschoben

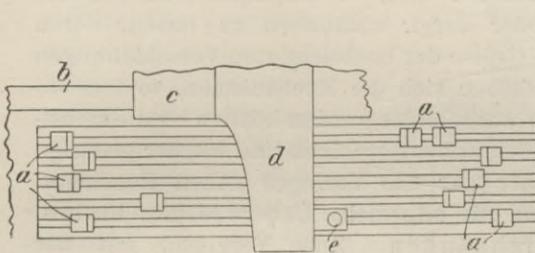


Fig. 616.

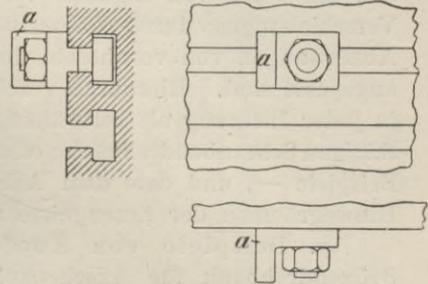


Fig. 617.

wird, um in die Höhe der in Frage kommenden einstellbaren Anschläge *a* zu gelangen. Diese senkrechte Verschiebung soll nun selbstthätig so vor sich gehen, dass mit der ruckweise erfolgenden Drehung des die Stichel enthaltenden Drehkopfes der Frosch *e* ohne weiteres in die richtige Höhe gebracht wird. Zu dem Zwecke hängt *e* an einer Nürnberger Scheere, die eine Feder immer nach oben zieht. Mit dem oberen Gliede der Scheere ist ein Stift verbunden, der in Vertiefungen an der unteren Fläche des Drehkopfes treten kann. Sind diese Vertiefungen flach, so befindet sich *e* vor den unteren Aufspann-Nuthen, sind sie erheblicher, so steigt *e* in grössere Höhe. Durch zutreffende Lage und Abmessung der Vertiefungen erreicht man demnach die für das einzelne Werkzeug passende Höhenlage von *e* gegenüber den Anschlägen *a*. Es kann nun *e* in wagerechter Richtung ein wenig ausweichen; hierbei dreht der Gegenanschlag *e* durch Zahnstange und Rad eine hinter der Schürze *d* gelagerte stehende Welle, welche die selbstthätige Zuschiebung auslöst. Der Erfinder hat auch vorgesehen, zwei verschieden weit vorspringende Anschläge *a* anzuwenden, wie bei der oberen Aufspann-Nuth rechts angedeutet ist, und den Gegenanschlag so eingerichtet, dass er der Befestigungsplatte der Anschläge *a* näher oder weniger nahe gerückt werden kann, um so

<sup>1)</sup> The Iron Age, 21. Mai 1896; G. Richard, Traité des machines outils, Bd. 2, 1896, Ergänzung S. 462.

für den Werkzeughalter und die gleiche Richtung zwei Anschläge verfügbar zu haben. Es kann dies von Nutzen sein, wenn in einem Werkzeughalter sich mehrere Stichel befinden, die verschieden weit arbeiten sollen.

Weiter oben ist bereits des von der Gisholt Machine Co. angewendeten Prismas, auf das die Anschläge geschraubt sind, gedacht. Es ist hierzu noch zu bemerken, dass die genannte Firma schon 1891 diese drehbare Anschlagwalze mit einer Vorrichtung in Verbindung gebracht hat, welche die Zuschiebung selbstthätig auslöst. Ich führe das erst hier an, weil ich hinzufügen will, dass anscheinend ein M. Conradson der Erfinder dieser Einrichtung ist<sup>1)</sup>. Derselbe M. Conradson hat später ein deutsches Patent genommen<sup>2)</sup>, nach dem die Zuschiebung mittels Wasserdruckes erfolgen soll; die Anordnungen sind so getroffen, dass durch das Zusammentreffen der Anschläge selbstthätig Steuerventile bewegt werden. Ich glaube an eine Zukunft dieses Verfahrens, nehme aber an, dass vorher die Durchbildung der Steuereinrichtungen den in der Patentschrift angegebenen gegenüber wesentlich verbessert werden muss.

Verzichtet man auf die Einstellbarkeit der Anschläge, richtet man die Drehbank nur für ein bestimmtes Werkstück oder doch für Werkstücke ein, die wenig von einander verschieden sind, so empfiehlt sich oft, die Verschiebungen durch Daumen oder dergl. stattfinden zu lassen, deren Abmessungen von vornherein der Grösse der beabsichtigten Verschiebungen angepasst sind. Hierdurch vereinfachen sich die Mechanismen, so dass sie in jeder Richtung als selbstthätige ausgebildet werden können — die selbstthätigen Schraubendrehbänke oder Schraubenmaschinen sind hierher gehörige Beispiele —, und dass dem Arbeiter nur das Vorlegen neuen Rohstoffes, Hinwegräumen der Erzeugnisse und die allgemeine Ueberwachung bleiben.

γ. Beispiele von Kopfdrehbänken. Zum Vergleich mit der Spitzendrehbank für Axschenkel (Fig. 586, S. 303) führe ich hier eine gleichen Zwecken dienende, von Ernst Schiess in Düsseldorf gebaute an, bei welcher von der Benutzung der Spitzen abgesehen ist. Fig. 618 u. 619, Taf. XVI, stellen Vorder-, bezw. Giebel-Ansicht dar. In der Mitte des Drehbankbettes ist eine röhrenartige Welle *a* gelagert, welche an beiden Enden mit selbstausrichtenden Futteren versehen ist, so dass die hineingesteckte „Axe“ gleichzeitig befestigt und ausgerichtet wird. Es kommt keine erhebliche Verschiedenheit in den Durchmesser der Werkstücke in Frage, weshalb für die Regelung der Umdrehungszahlen eine Antriebsrolle *b* mit zwei Stufen genügt. Ihre Drehungen werden durch ein Rädervorgelege auf *a* übertragen. Von der Vorgelegewelle aus wird eine hinter dem Maschinenbett liegende Welle *c* gedreht, die etwa doppelt so viel Drehungen macht als das Werkstück. Diese bethätigt zwei auf den Leitspindeln *d* sitzende Schaltwerke. Es findet demnach die selbstthätige Verschiebung der Bettschlitten *e* längs des Bettes ruckweise statt; ein Verfahren, welches aus früher erwähnten Gründen vermieden werden sollte, so lange eine stetige Bewegung ohne erhebliche Mehrkosten durchgeführt werden kann. Die Beschreibung der Bettschlitten und Stichelhausschlitten dürfte entbehrlich sein, da die Zeichnung genügende Auskunft giebt. Nur sei noch bemerkt,

<sup>1)</sup> Vergl. G. Richard, Traité des machines outils, Bd. 2, 1896, Ergänzung S. 467, mit Abb.

<sup>2)</sup> D. R.-P. No. 76753 vom 31. Januar 1893.

dass das Böckchen *f* und die in ihm gelagerte Rolle bestimmt sind, das Einbringen und Abnehmen der Werkstücke zu erleichtern.

Als ferneres Beispiel einer Kopfdrehbank führe ich die von Pittler'sche (Leipziger Werkzeugmaschinenfabrik) an, welche mit Stahlwechsellvorrichtung ausgestattet ist.<sup>1)</sup>

Ihre grundsätzliche Anordnung zeigen die Fig. 620, 621 und 622 in einem Längsschnitt, einer Endansicht und einem Querschnitt. Das Bett hat, wie Fig. 622 erkennen lässt, einen thorartigen Querschnitt, der auf ihm verschiebbare Schlitten *p* ist aussen walzenförmig gestaltet. Die Scheibe *q*, in welcher die Werkzeuge befestigt sind, kann um den Schlitten *p* gedreht, aber nicht an ihm verschoben werden, weil einerseits (vergl. Fig. 620) am linken Ende von *p* ein kegelförmiger Anlauf sich befindet, anderseits das rechte Ende von *p* in dem Schlitten *a* festgeklemmt ist, gegen dessen hohlkegelartige Fläche sich die Nabe von *q* legt. Gedreht wird die Scheibe *q* entweder durch den Wurm *t* oder durch ein Stirnrad, das mit dem Handrade *x*, Fig. 621 und 622 verbunden ist und in das an *q* ausgebildete Wurmrad greift. Das macht den Eindruck eines Nothbehelfes, da dieser Eingriff nicht passen kann, so lange die Gestalt der Wurmradzähne sich dem

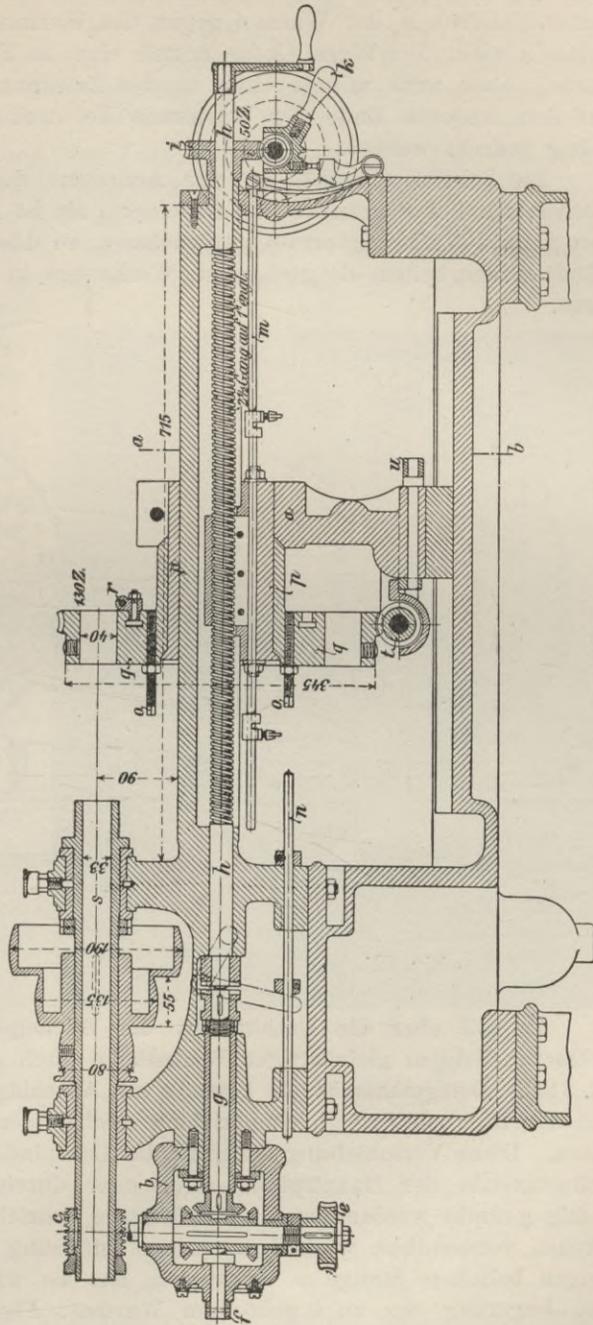


Fig. 620.

an *q* ausgebildete Wurmrad greift. Das macht den Eindruck eines Nothbehelfes, da dieser Eingriff nicht passen kann, so lange die Gestalt der Wurmradzähne sich dem

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1897, S. 994, mit Abb.

Wurm  $t$  gut anschliesst und umgekehrt. Der Wurm  $t$  ist in einem um zwei wagerechte Zapfen schwingenden Rahmen gelagert, und diesen stützt ein Daumen, der an der Welle des Handhebels  $u$  sitzt, so dass durch Drehen dieses Handhebels der Wurm  $t$  gegen das Wurmrad gehoben oder niedergelassen wird. Der Wurm  $t$  kann mittels einer in Fig. 622 sichtbaren Handkurbel, aber auch mittels eines in den Zeichnungen nicht angegebenen, auf dem anderen Ende der Wurmradwelle steckenden Schaltrades selbstthätig gedreht werden.

Die Scheibe  $q$  enthält 16 zur Aufnahme der Werkzeuge bestimmte Löcher, nämlich 8 grössere und 8 kleinere; sie ist in erster Linie bestimmt, den ganzen Werkzeugvorrath aufzunehmen, so dass der Arbeiter für wechselnde Dreharbeiten die geeigneten Werkzeuge in kürzester Zeit anstellen kann.

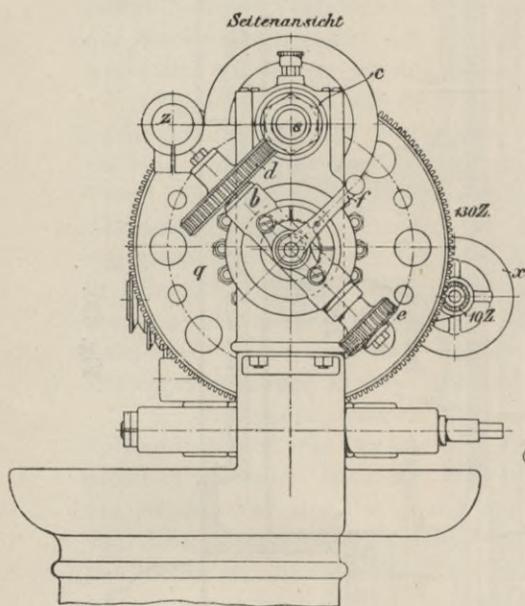


Fig. 621.

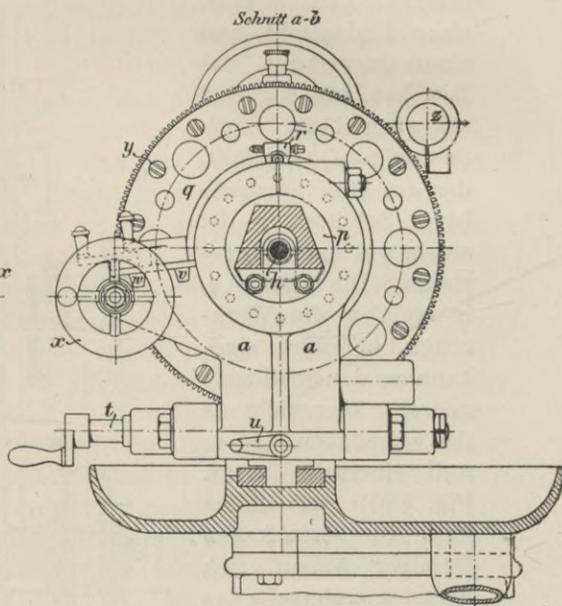


Fig. 622.

Es soll aber die Drehbarkeit der Stichelplatte  $q$  bei Bearbeitung grösserer Mengen gleichartiger Werkstücke auch dem Stahlwechsel dienen (S. 310). Demgemäss ist die Platte  $q$  mit Anschlägen versehen, welche die mit der Drehbankaxe gleich gerichtete Stichelverschiebung selbstthätig auslösen. Diese Verschiebung bewirkt die Leitspindel  $h$ , die entweder vom Schwanzende der Hauptspindel  $s$  aus oder durch das Wurmrad  $i$  selbstthätig gedreht werden kann. Der letztere Antrieb ist nur für schlechtes Drehen verwendbar, weshalb zu seiner Auflösung nur die mit zwei Stellringen behaftete Stange  $m$  vorgesehen ist; sie wirkt in folgender Weise: Die Lagerung des zu  $i$  gehörigen Wurmes, Fig. 620, ist um zwei am Maschinenbett festsitzende wagerechte Zapfen mittels des Handhebels  $k$  zu schwingen. Hat man die Lagerung so weit gehoben, dass der Wurm in das Wurmrad  $i$  greift, so kann man die Schwinge  $l$ , die um unten liegende Zapfen drehbar ist, so einstellen, dass sie mittels des nach oben gerichteten Zapfens den Wurm in der eingerückten Lage stützt. In Fig. 620 ist dieser

Zustand gezeichnet. Wird nun die Schwinge  $l$  nach rechts oder links verschoben, so hört die Stützung auf, und der Wurm fällt soweit nach unten, dass er nicht mehr in  $i$  eingreift. Nun ist die Stange  $m$  einerseits mit der Schwinge  $l$  verbolzt, andererseits mit zwei Stellringen versehen, gegen die der Schlitten  $p$  bei entsprechender Verschiebung nach rechts oder links stößt; dadurch wird dann der bis dahin vom Wurmrad  $i$  vermittelte Betrieb ausgelöst.

Die zweite Bethätigung der Leitspindel  $h$  geht von dem auf dem Schwanzende der Hauptspindel sitzenden Wurm  $c$  aus. Mit diesem kann man das Wurmrad  $d$  oder das andere  $e$  in Eingriff bringen, und zwar durch Drehen des Gehäuses  $b$ , Fig. 620 und 621, so dass rasch zwei verschiedene Uebersetzungen gewonnen werden können. Auf der Welle der beiden Wurme innerhalb des Gehäuses  $b$  steckt eine Hülse mit zwei Kegelrädern, die mittels des Handhebels  $f$  verschoben werden kann, wodurch die Welle  $g$  Rechts- oder Linksdrehung erhält oder in Ruhe gebracht wird. Endlich ist  $g$  mit  $h$  durch eine Klauenkupplung verbunden; die Stange  $n$  dient zum Auslösen dieser Kupplung.  $n$  wird nun mittels einer der 16 Anschlagsschrauben  $o$  verschoben, die unabhängig von einander je für das betreffende Werkzeug einzustellen sind.

Damit jedes einzelne zum Bohren oder Langdrehen bestimmte Werkzeug mit der Axe seines Einspannloches rasch und genau in die Drehbankaxe gebracht und ihm damit die gewollte Lage ge-

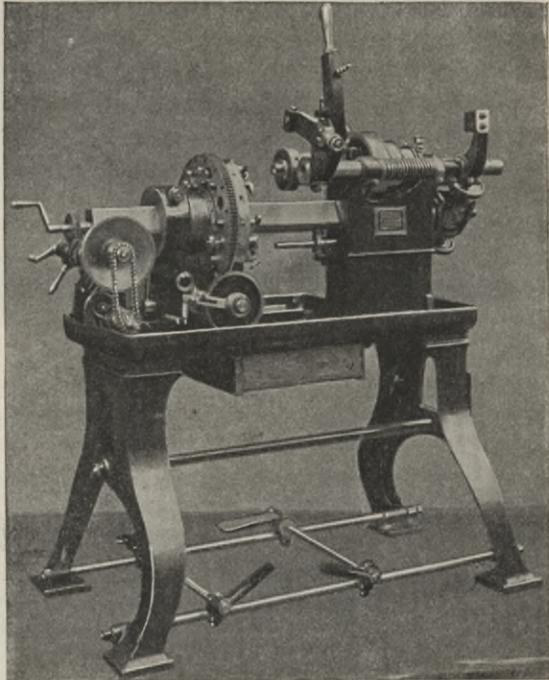


Fig. 623.

geben wird, ist die Scheibe  $q$  an ihrer Rückseite, Fig. 622, mit 16 gekerbten Vorsprüngen  $y$  versehen, und am bockartigen Schlitten  $a$  ist ein durch Handhebel verschiebbarer Riegel  $w$  angebracht, der in die Kerben von  $y$  greift und hierdurch  $q$  festhalten kann. Soll der Stichel während des Arbeitens in der Halbmesserrichtung des Werkstücks verschoben, aber diese Verschiebung begrenzt werden, so kommen Anschläge  $r$ , Fig. 620 und 622, zur Verwendung. Diese Anschläge werden mittels einer kreisförmigen Aufspann-Nuth an  $q$  befestigt; die in ihnen steckenden Querschrauben dienen zum feinen Einstellen und stossen gegen den Riegel  $v$ , Fig. 622, der mit Hilfe eines Handhebels zurückgezogen werden kann, um den folgenden Anschlag  $r$  zu benutzen, oder die Scheibe  $q$  überhaupt frei drehbar zu machen.

Fig. 623 und 624 sind Gesamtansichten der Maschine in der Zu-

schneiden. Es ist die Patrone, d. h. das Mustergewinde auf dem Schwanzende der Arbeitsspindel, neben dem Wurm *c*, Fig. 620, befestigt. An dem

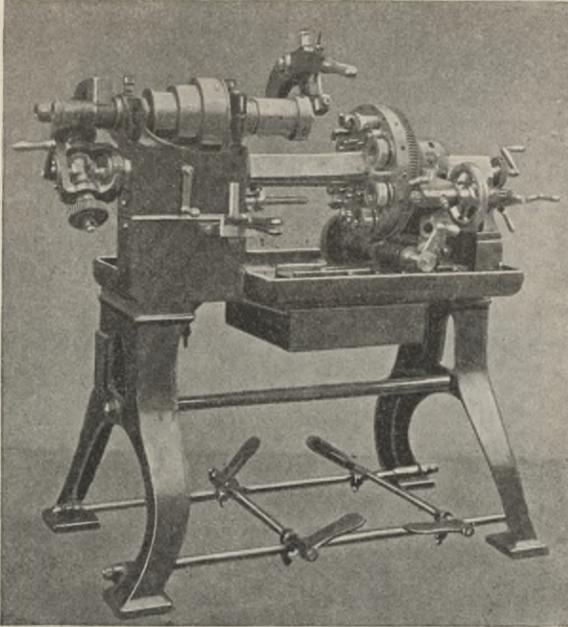


Fig. 624.

Spindelstock ist eine Welle *z*, Fig. 621 und 622, verschiebbar und drehbar gelagert, welche an jedem ihrer Enden mit einem Arm versehen ist. Derjenige Arm, welcher dem Mustergewinde gegenüber liegt, enthält ein Stück einer zu diesen passenden Mutter. Schwingt man den Arm so, dass sich dieses Mutterstück auf die Patrone legt, so wird die Welle *z* bei jeder Drehung der Arbeitsspindel um die Ganghöhe der Patrone verschoben. Hat man an dem zweiten Arm der Welle einen Stichel so befestigt, dass er mit dem Werkstück in Berührung tritt, sobald jenes Mutterstück auf die Pa-

trone gelegt wird, so erzeugt der Stichel ein Gewinde mit gleicher Ganghöhe, wie dasjenige der Patrone ist. An dem den Stichel tragenden Arm

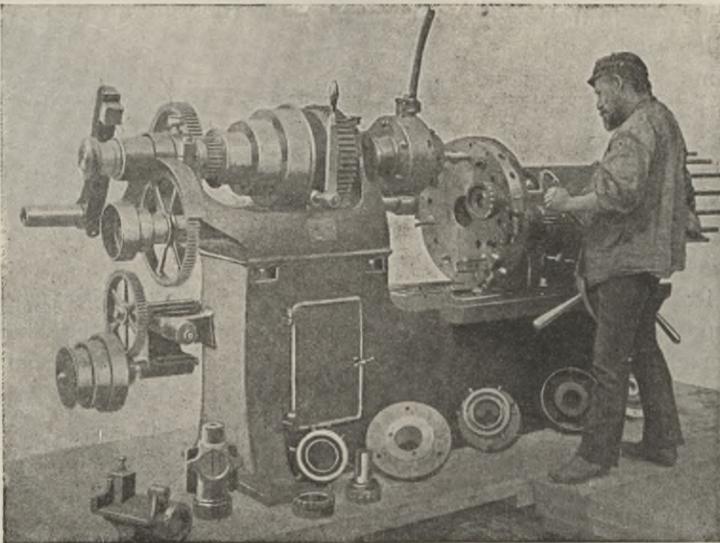


Fig. 625.

sitzt ein Handgriff, mittels dessen man den Stichel dem Werkstück und gleichzeitig das Mutterstück der Patrone nähern kann, und an der Welle der beiden Arme eine Feder (in Fig. 623 erkennbar), welche die Arme

emporschwenkt, sobald der Arbeiter sie nicht mehr niederdrückt, und zu gleicher Zeit die Welle mit ihren Armen in die Anfangslage zurückschiebt. Fig. 625 ist das Schaubild einer Drehbank desselben Werkes, bei welcher der die Werkzeuge tragende Kopf über dem Bett liegt. Sie weicht hinsichtlich der Gestaltform und der Antriebe erheblich von der vorigen Maschine ab. Der Hauptantrieb ist mit Rädervorgelege versehen, das durch einen Handhebel rasch ein- oder ausgerückt werden kann (vergl. S. 162); die Schaltbewegung wird in bekannter Weise durch am linksseitigen Ende angebrachte Räder und Stufenrollen vermittelt. Auf dem Bett ist ein Schlitten für verschiedene Werkstücklängen einzustellen; auf ihm gleitet das Lager des Stahlwechselkopfes. Dieses wird durch ein Handkreuz hin und hergeschoben, kann aber durch Selbstzug dem Werkstück entgegengeführt werden. Die Verschiebung gegen das Werkstück wird durch Anschlagstifte begrenzt, die in einer rechts ausserhalb des Stahlwechselkopflagers angebrachten Scheibe stecken. Man sieht diese Stifte im Bilde rechts vom Arbeiter. Bei dem Zurückziehen des Schlittens tritt ein Schaltwerk in Thätigkeit, welches den Stahlwechselkopf so dreht, dass das folgende Werkzeug dem Werkstück gegenüber in die richtige Lage kommt. Die Anschläge für die Drehbewegung des Kopfes — also auch die Querverschiebung der Stichel — sind denen verwandt, die bei Fig. 620 bis 622 beschrieben wurden.

Das Schaubild, Fig. 626, zeigt eine Kopfdrehbank von Breuer, Schumacher & Co. in Kalk bei Köln. Sie ist in erster Linie zum Abdrehen und Gewindeschneiden der Schraubenbolzen bestimmt. Die Arbeitsspindel ist hohl, so dass lange Stangen, deren rechtsseitiges Ende bearbeitet werden soll, hindurch gesteckt werden können. Zwischen dem Hauptlager und der Antriebseinrichtung der Arbeitsspindel ist diese besonders erweitert und mit breiten Schlitzten versehen, so dass man von hier kürzere, mit Kopf versehene Schraubenbolzen einbringen kann. Die Befestigung der Werkstücke findet durch ein selbst ausrichtendes, am Kopf der Spindel angebrachtes Futter statt. Gegenüber dem Kopf der Spindel befindet sich ein drehbarer Stahlwechselkopf mit sechs Werkzeugen. Er steckt drehbar auf einem lothrechten Zapfen, welcher auf dem Querschlitten festsetzt. Ein siebentes Werkzeug, der Gewindeschneider, kann aus-, bezw. eingeschwenkt werden.

An dem linksseitigen Ende der Hauptspindel sitzt eine kleine Riemenrolle, welche eine tiefer und weiter nach hinten belegene Riemenrolle antreibt; letztere ist mit einer Stufenrolle verbunden, welche zum Betriebe der links im Vordergrund sichtbaren Stufenrolle, bezw. der mit dieser verbundenen Leitspindel dient. Die Leitspindel verschiebt die Bettplatte selbstthätig nach links; durch eine rechts im Vordergrund sichtbare Handkurbel, ein Rädervorgelege und ein in die am Bett feste Zahnstange greifendes Rad, kann die Bettplatte rasch hin- und hergeschoben werden. Ein in der Mitte der Figur erkennbarer, am Fuss des Spindelstocks einstellbarer Anschlag begrenzt die nach links gerichtete Verschiebung der Bettplatte. Das Mutterschloss, die zur Querverschiebung des Stahlwechselkopfes dienende Kurbelscheibe, und das Gefäss für Kühlwasser lässt das Bild ohne weiteres erkennen.

Die Fig. 627 bis 630, Taf. XXII, stellen eine von Ernst Schiess in Düsseldorf gebaute Radsterndrehbank in Vorderansicht, Grundriss und zwei

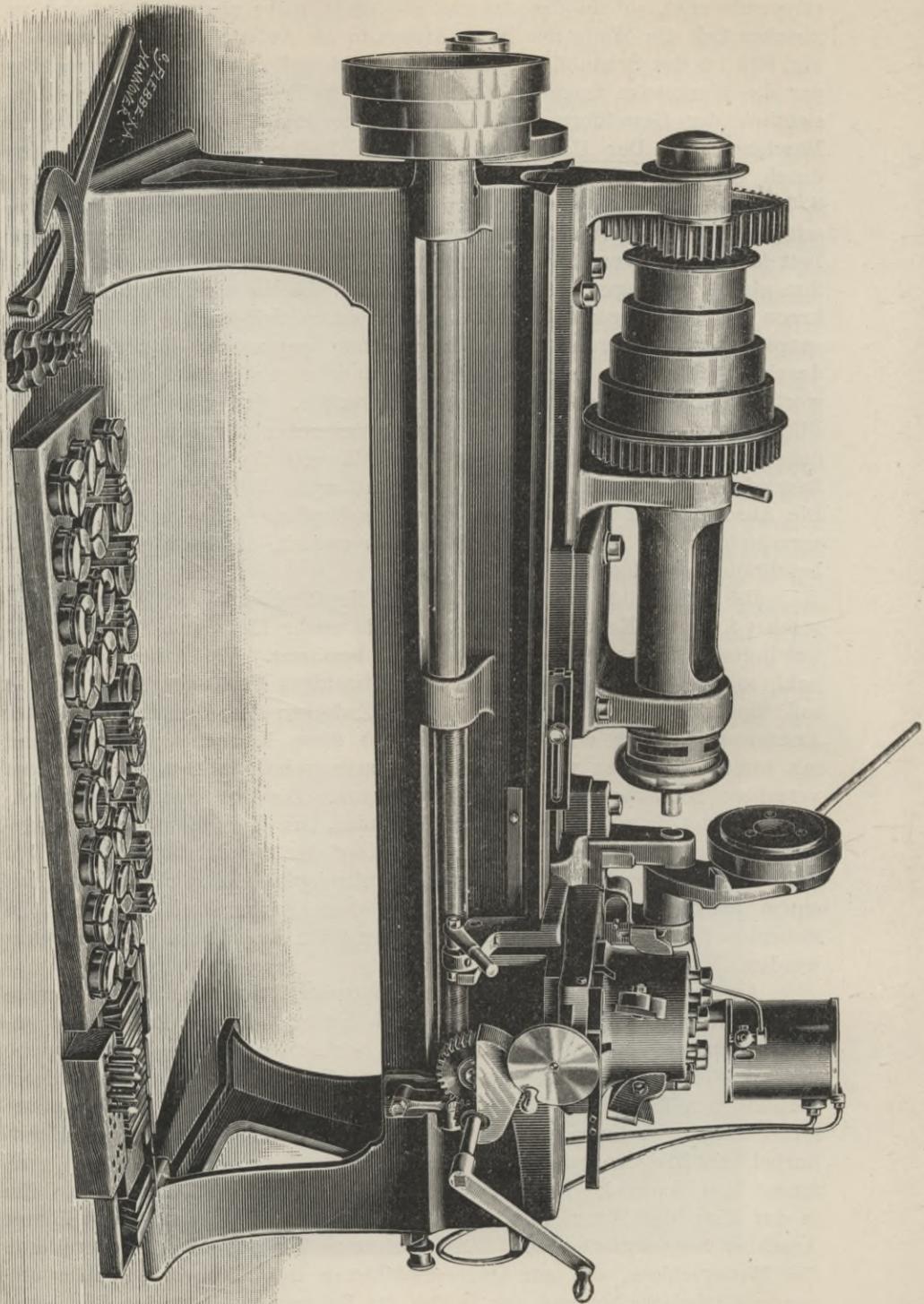


Fig. 626.

Endansichten dar. Sie ist bestimmt, die sogen. Radsterne der Eisenbahnfuhrwerke abzdrehen und auszubohren. Die Werkstücke werden durch vier schraubstockartige, von innen gegen den Radkranz drückende Frösche, welche an der Planscheibe sitzen, festgehalten, so dass die Aussenflächen des Radsternkranzes und die Nabe des Radsternes für die Werkzeuge zugänglich sind. Es erfolgt der Antrieb der Planscheibe, bezw. ihrer Spindel durch eine dreistufige Riemenrolle, Wurm und Wurmrad. Am Schwanzende der Arbeitsspindel sitzt eine Kurbelscheibe, welche zwei ausserhalb des Bettes gelagerte Wellen *a* in schwingende Bewegung versetzt. Durch sie werden die verschiedenen der Stichelverschiebung dienenden Schaltwerke bethätigt. Die Stichelhäuser der Drehstichel können folgende Bewegungen ausführen. Es ist zunächst eine Verschiebung der Bettplatte längs des Bettes möglich; sie dient nur der groben Einstellung und wird mittels der Hand bewirkt. Auf der Bettplatte sind zwei Querschlitten zu verschieben und zwar mittels der Schrauben *b*, auf welche Schaltwerke zu stecken sind. Auf diesen Querschlitten sind die Zwischenstücke *c* so befestigt, dass sie um eine lothrechte Axe eingestellt werden können, um die sie oben abschliessenden Führungsbahnen beliebig schräg gegen die Drehbankaxe zu legen. Auf diesen Führungsbahnen gleiten die Schlitten *d*, deren Schrauben durch Schaltwerke bethätigt werden können, und endlich folgen die Stichelhäuser *e*, die ebenfalls mit Hilfe von, auf ihre Schrauben gesteckten Schaltwerken selbstthätig verschoben werden können. Die Bethätigung dieser verschiedenen Schaltwerke von den Wellen *a* aus, geschieht durch über Rollen geleitete Ketten. Letztere sind über einstellbare Leitrollen gelegt. Es mag noch darauf hingewiesen werden, dass das hintere Stichelhaus, dessen Stichel seine Schneide nach unten kehrt, etwas höher liegt, als das vordere Stichelhaus. Das Ausbohren geschieht — gleichzeitig mit dem Abdrehen — mittels der Bohrstange *f*, welche sich einerseits in einer Bohrung der Arbeitsspindel stützt, anderseits in dem Schlitten *g* festgehalten wird. In der Bohrstange ist der zum Ausbohren dienende Stichel geeignet festgehalten. Der Schlitten *g* wird mittels der Schraube *h* und eines Schaltwerks verschoben und bewirkt hierdurch die Schaltung des Bohrstichels.

Die Fig. 631 und 632, Taf. XXIII, und Fig. 633, Taf. XXIV, stellen eine grössere Planscheibenbank dar, welche Droop & Rein in Bielefeld bauen; insbesondere ist Fig. 631 theils eine Vorderansicht, theils ein Längenschnitt der Maschine, Fig. 632 eine Endansicht von der linken Seite, und Fig. 633 eine Darstellung des Spindeltriebs.

Aus Fig. 631 ist zunächst die Arbeitsspindel und deren Verbindung mit der 2400 mm grossen Planscheibe zu erkennen. Letztere ist auf den glatt abgedrehten Kopf gepresst und wird weiter durch eine Anzahl Schrauben festgehalten. Diese Befestigungsweise der Planscheibe wird der sonst gebräuchlichen (durch Schraubengewinde auf der Spindel, S. 124) dann allgemein vorgezogen, wenn ein Auswechseln der Planscheibe nicht in Frage kommt. Sowohl der 250 mm dicke Halszapfen, als auch der 190 mm dicke Schwanzzapfen der Spindel ist einfach walzenförmig (vergl. S. 74); die Nachstellbarkeit der Lager lässt Fig. 632 erkennen. Der Druck, welchen die Spindel in der Axenrichtung nach links erfährt, wird durch einen festen Bund aufgenommen, der entgegengesetzte durch einen Ring und zwei Muttern (vergl. S. 78). Der Spindelstock steht zum

Theil unmittelbar auf einem Fundament, zum Theil auf einem gusseisernen Rahmen *a*, mit welchem er fest verschraubt ist, so dass beide ein Ganzes bilden. Auf dem Theil dieses Rahmens, welcher den Spindelstock überragt, ist ein kräftiges Querbett *b* befestigt, und zwar mittels in Aufspann-Nuthen greifender Schrauben. Es ist das Querbett gegen die Planscheibe um 800 mm verschiebbar, und zwar mittels zweier Rädchen *c*, welche in am Rahmen feste Zahnstangen greifen. Die lothrechten Wellen dieser Räder sind an ihren oberen Enden mit Wurmradern versehen, in welche an der gemeinsamen Welle *d* sitzende Wurme greifen, so dass sich die Räder *c* nur genau gleich drehen können. Die Welle *d* geht durch die ganze Länge des Querbettes *b*; man kann sonach an jedem ihrer Enden eine Handkurbel aufstecken. Auf dem Querbett *b* sind zwei Bettschlitten *e* verschiebbar und zwar mittels zweier von einander unabhängiger Schrauben *f* und *g*, von denen die eine dem vorderen, die andere dem hinteren Querschlitten angehört. Die Drehschemel *h* sind mittels Wirbels auf *e* so befestigt, dass man deren Führungsbahnen in beliebigem Winkel gegen die Drehbankaxe einstellen kann. Die Stichelhäuser *i* endlich werden durch die Schrauben *k* verschoben. Um die Schrauben *f*, *g* und *k* selbstthätig drehen lassen zu können, steckt man auf sie ein Schaltwerk *l*, Fig. 631, welches, unter Vermittlung geeignet geleiteter Ketten, von einer am Schwanzende der Arbeitspindel sitzenden Kurbelscheibe (Fig. 631 links) bethätigt wird. Die Verschiebbarkeit der Bettschlitten beträgt 1600 mm, so dass Gegenstände bis zu 3000 mm abgedreht werden können; die Ober- oder Stichelhausschlitten sind um 600 mm zu verschieben. Um beim Bearbeiten trommelförmiger Flächen die Stichel genügend weit über das Querbett hinwegragen lassen zu können, sind sie in kräftige Werkzeugträger *m* gesteckt, und um schiefe Beanspruchung derjenigen Schrauben, mittels welcher der Werkzeugträger festgehalten wird, zu vermeiden, die Unterlegscheiben der Muttern unten gewölbt.

Es wird die Planscheibe ausschliesslich durch den an ihr befestigten, innen verzahnten, 106 Zähne enthaltenden Zahnkranz bethätigt. In diesen greift ein Zahnrad mit 16 Zähnen (Fig. 633), das auf der Spindel *n* fest sitzt. Auf dieser sitzt ferner das Rad *o* fest, während die Stufenrolle mit den an ihr festen beiden Rädern sich zunächst lose um *n* dreht. Kuppelt man die Stufenrolle in gebräuchlicher Weise mit *o*, während der ausseraxig gelagerte Bolzen *p* zurückgedreht ist, so erhält man die vier grössten Umdrehungszahlen. Rückt man die auf dem ausseraxig gelagerten Bolzen *p* steckenden Räder ein, während die Stufenrolle sich frei um *n* dreht, so erhält man mit dem Räderpaar *qr* (48/62) die vier mittleren, und mit dem Räderpaar *st* (25/85) die vier kleinsten Umdrehungszahlen. Es muss jedoch bemerkt werden, dass infolge nicht glücklicher Wahl der Zähnezahlen (vergl. S. 154) die durch das letztere Vorgelege erzielten Spindeldrehungen zum Theil in die mittlere Gruppe ragen.

*r* und *t* sind fest mit einander verbunden und auf der hohlen um *p* frei drehbaren Welle gemeinsam zu verschieben.

Für Werkstücke, welche bis zu 7000 mm Durchmesser besitzen, ist die von Ernst Schiess in Düsseldorf gebaute Plandrehbank, welche die Fig. 634, 635, 636, Taf. XXV, darstellen, bestimmt. Auch hier ist der Spindelstock mit einem eisernen Rahmen, auf welchem die Werkzeugschlitten Stützung finden, fest verschraubt, nur weicht der Rahmen dadurch von dem der vor-

her beschriebenen Maschine ab, dass er — wegen der grösseren Abmessungen — aus vier einzelnen Balken zusammengefügt ist. Auf dem Rahmen lassen sich Längsbetten *a* oder Querbetten *b* befestigen, auf denen die aus den Abbildungen ohne weiteres erkennbaren Schlittenanordnungen verschiebbar sind. Ein — selbstverständlich wegnehmbarer — Lagerbock *c* kann zur weiteren Stützung von Werkstücken oder einer Bohrstange dienen, die anderseits in der hohlen Hauptspindel steckt. Die selbstthätige Verschiebung der Schlitten erfolgt durch auf die betreffenden Schrauben gesteckte Schaltwerke, welche von den Kurbelscheiben *d* (Fig. 636) aus bethätigt werden.

Das Deckenvorgelege (Fig. 635) ist mit zwei angetriebenen Rollen versehen, so dass es 90 oder 108 minutliche Drehungen macht; die fünfstufige Antriebsrolle dreht sich mit den an ihr festen Rädern *e* und *f* an sich lose um ihre Welle, kann aber unter Vermittlung des Rades *g* mit ihr gekuppelt werden. Im übrigen kann man ihre Drehungen durch die Räder *fk*, oder *ei* und ferner *hg* auf die Welle des in den Zahnkranz greifenden Rades *n* übertragen. *h* wird durch Verschieben seiner Welle ausgerückt, wozu das Handrad mit Mutter *l* dient; *i* und *k* sitzen fest auf einer Büchse, welche in das benachbarte Lager ragt, dort von einem Halsring umfasst wird und unter dessen Vermittlung — er ist (vergl. Fig. 330 S. 163) mit einer Zahnstange versehen — durch Drehen des Handrades *m* verschoben werden kann.

Das Befestigen, insbesondere aber das Ausrichten der Werkstücke an der lothrechten Planscheibenfläche ist mit Schwierigkeiten verknüpft: man muss das Werkstück schwebend halten, bis es befestigt ist, und muss eine Befestigung vornehmen, ehe geprüft werden kann, ob es rundläuft. Ist letzteres nicht der Fall, so ist das Werkstück zu lösen, zu verschieben und wieder zu befestigen, um seine richtige Lage aufs neue zu prüfen u. s. w. Ist dagegen die Planscheibe liegend angeordnet, so wird das Werkstück auf sie gelegt und auf ihr verschoben, bis die richtige Lage gewonnen ist, worauf die Befestigung erfolgt. Dieser Vortheil wagerechter Planscheiben gegenüber lothrechten wird noch durch den andern ergänzt, dass einseitig schwere Gegenstände bei ersteren keiner Gewichtsausgleichung bedürfen, während bei letzteren Gegengewichte angebracht werden müssen, deren richtige Lage nur durch Versuche gewonnen werden kann. Als Mangel der liegenden Planscheiben ist die weniger gute Zugänglichkeit der Werkstückmitten (beim Ausbohren von Naben) zu bezeichnen; es erwachsen hieraus Gefahren für den bedienenden Arbeiter.

Ueber die Frage, wer solche Drehbänke zuerst ausgeführt hat, habe ich mich in unten verzeichneter Quelle<sup>1)</sup> geäussert.

Die Drehbank mit liegender Planscheibe, oder — wie sie auch genannt wird — Dreh- und Bohrbank ist heute vielfach zu finden.<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1895, S. 1099.

<sup>2)</sup> Bement & Sohn, Dingl. polyt. Journ. 1878, Bd. 228, S. 111, mit Abb. Niles toolworks, Dingl. polyt. Journ. 1879, Bd. 223, S. 31, mit Schaubild. Andere: Dingl. polyt. Journ. 1886, Bd. 261, S. 67, mit Abb.; 1887, Bd. 264, S. 317 u. S. 481, mit Schaubild; 1888, Bd. 267, S. 14, mit Schaubild; 1891, Bd. 279, S. 124, mit Schaubild. Iron, Jan. 1885, S. 47; Okt. 1885, S. 346; März 1886, S. 202, sämtliche mit Schaubild. The Engineer, Okt. 1885, S. 315, mit Schaubild. Engineering, Mai 1885, S. 603; Febr. 1888, S. 186, mit Schaubild. Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen., 1883, S. 722; 1885, S. 416; 1888, S. 617; 1897, S. 21, sämtliche mit Abb.

Man erhält eine solche Drehbank mit liegender Planscheibe einfach dadurch, dass man eine der bisher beschriebenen Planscheibendrehbänke aufrichtet, so dass ein Querbett über der Planscheibe sich befindet. Wegen dieser anderen Aufstellungsweise sind jedoch Aenderungen in den Einzelheiten erforderlich, welche an Hand der Fig. 637 u. 638 erörtert werden mögen. Es bezeichnet in denselben  $p$  die Planscheibe. Liegt dieselbe in einiger Höhe über dem Fussboden, so wird man den Spindelstock  $a$  so ausbilden, dass er einerseits als Grundrahmen der Maschine dient, andererseits das Räderwerk umschliesst. Die Betriebsrolle  $b$  wird man liegend anordnen, so dass eine Kegelrad- oder Wurmübersetzung erforderlich ist.

Man hat den an der Planscheibe sitzenden Zahnkranz als Kegelrad hergestellt; dieses Verfahren führt aber zu Erschütterungen der Planscheibe und ist deshalb allgemein verlassen. Das Querbett muss — in der Regel — in der Axenrichtung der Drehbank verschiebbar sein, weshalb man eines ähnlichen Rahmens zu seiner Befestigung bedarf, wie z. B. die durch Fig. 631 u. 632, Taf. XXIII, abgebildete Drehbank. Es liegen im übrigen für das

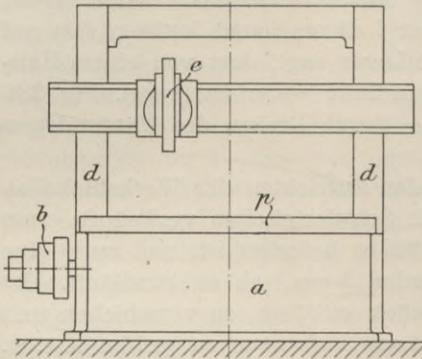


Fig. 637.

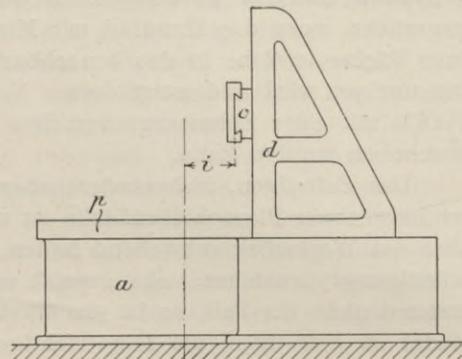


Fig. 638.

Querbett ganz ähnliche Forderungen vor wie bei den Tischhobelmaschinen (S. 254). Demgemäss verbindet man mit  $a$  einen thorartigen Bock  $d$ . Die Stichel müssen das Querbett weit überragen. Man giebt daher den zugehörigen Schlitten  $e$  grosse Länge. Diese bedingt bedeutendere Querabmessungen, also grosses Gewicht der Stichel. Es liegt nahe, dieses Gewicht durch ein Gegengewicht auszugleichen<sup>1)</sup>. Es lässt sich die „Spitzenhöhe“, d. h. der Abstand  $i$  der Drehbankaxe von dem Querbett leicht dadurch veränderlich machen, dass der Bock  $d$  auf dem Unterbau  $a$  verschiebbar eingerichtet wird.

Das ist das Wesentliche, dem einige Beispiele angefügt werden mögen. Fig. 639 zeigt eine bemerkenswerthe Spindellagerung<sup>2)</sup>. Die Spindel steckt mit ihrem unteren walzenförmigen Zapfen in einer einfachen Büchse und ihr Hauptlager ist eine gespaltene aussen kegelförmige Büchse, die behufs Nachstellens mittels Schrauben in die kegelförmige Bohrung des Maschinengestelles gedrückt werden kann. Die auf der Spindel befestigte Planscheibe stützt sich mit ringförmiger Fläche in einer ringförmigen Furche des Maschinengestelles, während sie durch das Halslager der Spindel im Kreise

<sup>1)</sup> Schon bei Bement & Sohn geschehen. Dingl. polyt. Journ. 1878, Bd. 228, S. 111.

<sup>2)</sup> Amer. machinist, 17. Okt. 1895, S. 823, mit Abb. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1897, S. 21, mit Abb.

geführt und durch auf der Spindel sitzende Muttern gehindert wird sich zu heben. Der obere Theil der Spindel ist hohl, um Raum für eine Bohrstange zu bieten; die etwa in diese Höhlung fallenden Späne werden unten durch seitliche Löcher abgeleitet. An der Planscheibe ist ein Zahnkranz befestigt, in welchen ein stehender Welle sitzendes kleines Rad greift. Diese stehende Welle wird an ihrem unteren Ende von der liegenden Welle *w* aus durch ein Kegelradpaar angetrieben. Die Welle *w* wird durch eine Stufenrolle und ein ausrückbares Rädervorgelege so angetrieben, wie bei Rädervorgelegen üblich (Fig. 318, S. 155); sie betreibt durch Reibscheibe und Rolle eine Welle *v*, welche die Schaltung der Werkzeuge vermittelt. Die Planscheibe soll minutlich  $1\frac{3}{4}$  bis 40 Drehungen machen, während die

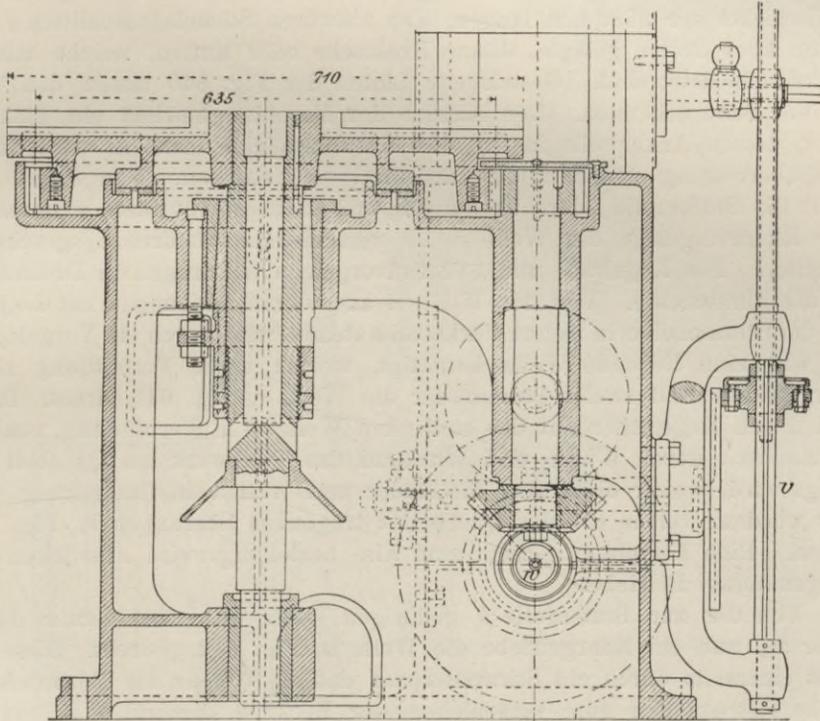


Fig. 639.

Schaltung zwischen 0 und 6 mm für jede Drehung der Planscheibe gewählt werden kann.

Die Fig. 640, 641, 642, Taf. XXVI u. XXVII, stellen eine von Ernst Schiess in Düsseldorf gebaute Drehbank mit liegender Planscheibe dar, die bei 6000 mm Planscheibendurchmesser Gegenstände von 9500 mm grösstem Durchmesser und 1800 mm grösster Höhe bearbeiten kann.

Um die Planscheibe *p* verladungsfähig zu machen, ist sie — nach Fig. 640 — dreitheilig ausgeführt; es schliessen sich an den Mitteltheil zwei Kreisabschnitte. Auf eine Spindel der Planscheibe ist verzichtet, vielmehr deren Führung einem Ring schiefschweinsrückenartigen Querschnitts überlassen, was bei dem sehr grossen Gewicht der Planscheibe unbedenklich ist. Die Befestigungsweise des Zahnkranzes ist ebenfalls in Fig 640 rechts zu erkennen.

Auf dem Grundrahmen *a* stehen zwei mächtige Böcke *b*, die durch ein Querstück zu einem thorartigen Gestell zusammengefügt sind. Dieses ist auf dem Grundrahmen *a* unter Vermittlung von Aufspann-Nuthen befestigt und kann in der Richtung dieser Aufspann-Nuthen (vergl. Fig. 642) um etwa 2400 mm verschoben werden.

An den Vorderseiten der Böcke *b* ist, wie die Abbildungen ohne weiteres erkennen lassen, das kräftige Querbett *e* lothrecht zu verschieben, an welchem zwei Schlitten sich befinden. Auf jedem der beiden Schlitten ist eine Platte *f* drehbar, aber feststellbar angebracht, an der je ein eigenartiger, auf grosse Länge verschiebbarer Stichelhausschlitten *g* Führung findet. Das Drehen der Platten *f* auf ihren Schlitten geschieht durch Schrauben *h*, welche in bogenförmige Verzahnungen von *f* greifen. Die Ausgleichung des Gewichts der 3550 mm langen, also schweren Stichelhausschlitten *g* bewirken über Rollen gelegte, dünne Drahtseile oder Ketten, welche mittels Gewichte belastet sind. Gestrichelte Linien der Fig. 640 lassen den Verlauf der Seile erkennen. Den Antrieb der Maschine bewirkt ein Elektromotor, dessen Ankerwelle in Fig. 642 mit *i* bezeichnet ist. Es wird durch Räderübersetzung zunächst die Stufenrolle *k* betrieben. Von dieser aus erhält die Stufenrolle *l* ihre Drehungen, und diese erteilt durch auswechselbare Rädervorgelege der Welle *m* 20 verschiedene Umdrehungsgeschwindigkeiten. Ein Kegelrad- und Stirnradvorgelege übertragen die Drehungen auf die Planscheibe. Von der Welle *m* aus, deren Drehungen mit denjenigen der Planscheibe in festem Verhältniss stehen, wird durch ein Vorgelege *u* Fig. 642 eine liegende Welle bethätigt, welche unter Vermittlung eines Kehrgetriebes und zweier Stufenräder die Welle *v*, Fig. 641, dreht. Diese steht durch Kegelräder mit der stehenden Welle *d* in Verbindung, von der aus zunächst durch Wurm- und Wurmrad das Triebwerk am Querbett bethätigt wird, weiter oben aber die Räder und Wellen in Umdrehung versetzt werden, welche die das Querbett *e* tragenden Schrauben *o*, Fig. 640 drehen. Eine Kupplung *q* dient zum Ein- beziehungsweise Ausrücken des letztgenannten Betriebes.

Von der zur Stufenrolle *k* gehörigen Welle aus wird ferner durch Räder *xy* und ein Kehrgetriebe die Welle *w*, Fig. 642, gedreht. Diese betreibt einerseits durch ein Stirnräderpaar und die Welle *r* die Wurmräder *s*, welche fest auf den zum Verschieben der Böcke *b* dienenden Schrauben sitzen, anderseits durch ein Stirnräderpaar und das Kegelradpaar *t*, Fig. 641 die Welle *v*, um mit Hilfe der stehenden Welle *d* u. s. w. rasches Heben, beziehungsweise Senken des Querbettes *e* herbeizuführen.

Fig. 643 u. 644, Taf. XXVIII, stellen eine ganz ähnliche, aber kleinere Maschine dar, welche aus derselben Fabrik hervorgegangen ist. Eine Beschreibung der Bilder dürfte nach der vorhin gegebenen entbehrlich sein.

Endlich zeigen die Fig. 645 u. 646, Taf. XXIX, noch die von Ernst Schiess gebaute einständrige Plandrehbank mit liegender Planscheibe im Auf- und Grundriss. Der Antrieb ist im Grundriss leicht zu verfolgen. Besondere Beachtung aber verdient der Ständer *a* und der an ihm sitzende Ausleger *b*. Letzterer trägt zwei Stichelhäuser, während zwei andere an *a* angebracht worden sind. Die Stichelhausschlitten am Ausleger sind nicht annähernd so lang wie diejenigen der vorhin beschriebenen beiden Maschinen, weil sie nicht bestimmt sind, für die Bearbeitung hoher cylindrischer Aussenflächen zu dienen. Hierzu sind vielmehr die Schlitten des Ständers *a*

vorgesehen. *a* ist längs der in der Grundplatte sich findenden Aufspann-Nuthen zu verschieben und zwar fast hart bis an den Rand der Planscheibe, so dass die Lage der an dem Ständer sich befindenden Stichelhäuser den Werkstückdurchmessern (bis 9000 mm) angepasst werden kann. Der Ausleger *b* ist mittels eines kräftigen Gelenkes dem Ständerschlitten *c* angeschlossen, so dass er — behufs bequemeren Auflegens und Fortnehmens grosser Werkstücke zur Seite geschwenkt werden kann; er wird im übrigen mit *c* fest verschraubt. Da den an dem Ausleger gestützten Sticheln die schwersten Schnitte abgenommen worden sind, so genügt diese Befestigung. Die Ver-

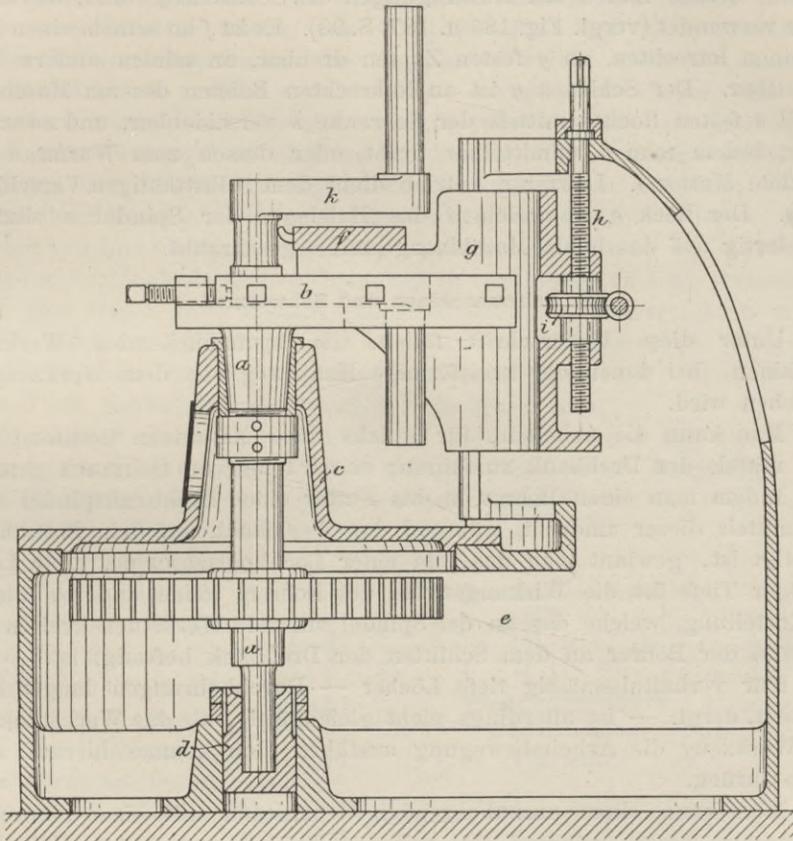


Fig. 647.

schiebung der Werkzeugschlitten geschieht durch Schrauben und aufgesteckte Schaltwerke, welche — durch Ketten — von der Welle *d* aus bethätigt werden.

Die lothrechte Lage der Arbeitsspindel wird auch für andere Kopfdrehbänke angewendet, da sie in manchen Fällen der wagerechten Lage gegenüber Vortheile bietet. Ich erinnere z. B. an die Schwierigkeiten, welche bei dem Abdrehen der Kröpfungszapfen bei Kurbelwellen zu überwinden sind. Man muss ganze Gestelle mit der Welle verbinden, um die Spitzen einer Drehbank in der Axenrichtung des Zapfens angreifen lassen zu können und, ist das in geeigneter Weise geschehen, so muss noch das einseitig liegende Gewicht durch ein Gegengewicht ausgeglichen werden. Viel einfacher ist die vorliegende Aufgabe mittels einer Maschine zu lösen, welche Fig. 647 in lothrechtem Schnitt darstellt.

Die lothrechte Arbeitsspindel *a* ist oben in einem kegelförmigen, unten in einem Spurlager gestützt; letzteres kann man mittels zwei ringförmigen Muttern in der Höhenrichtung einstellen. Der Antrieb der Welle *a* erfolgt mittels eines auf ihm feststehenden Stirnrades. Mit *a* aus einem Stück geschmiedet ist der Aufspannkopf *b*. Er nimmt einen Schenkel der Kurbelwelle *k* auf und hält ihn mittels Druckschrauben fest. Die links sichtbare Schraube dient nur dem Ausrichten. Um den Stichel innerhalb des geringen Raumes, welcher sich zwischen den Kurbelschenkeln befindet, genügend starr anbringen zu können, ist ein dünner, aber breiter Balken *f*, welcher sich mit beiden Enden auf Auskragungen des Schlittens *g* stützt, als Stichelhalter verwendet (vergl. Fig. 186 u. 187, S. 98). Es ist *f* an seinem einen Ende um einen lotrechten, an *g* festen Zapfen drehbar, an seinem andern Ende verstellbar. Der Schlitten *g* ist an lothrechten Bahnen des am Maschinen-gestell *e* festen Bockes mittels der Schraube *h* verschiebbar, und zwar entweder, indem man *h* unmittelbar dreht, oder dessen zum Wurmrad ausgebildete Mutter *i*. Letzterer Antrieb dient dem selbstthätigen Verschieben von *g*. Der Bock *c*, in welchem das Halslager der Spindel *a* sitzt, ist deckelartig auf das hohle Maschinengestell *e* geschraubt.

## 2. Bohrmaschinen und Schwärmer.

Unter diese Ueberschrift fallen alle spanabhebenden Werkzeugmaschinen, bei denen der kreisförmige Hauptweg von dem Werkzeug beschrieben wird.

Man kann die Arbeiten, für welche diese Maschinen bestimmt sind, auch mittels der Drehbank ausführen; es wird hiervon Gebrauch gemacht.

Indem man einen Bohrer in das Futter einer Drehbankspindel steckt und mittels dieser umdreht, während das Werkstück auf dem Bett Schlitten befestigt ist, gewinnt man das Bild einer Lochbohrmaschine. Für Löcher mässiger Tiefe ist die Wirkungsweise des Bohrers keine andere, wie bei der Zustellung, welche das an der Spindel sitzende Werkstück kreisen lässt, während der Bohrer an dem Schlitten der Drehbank befestigt ist.

Für verhältnissmässig tiefe Löcher — Durchbohrungen langer Stahlstücke u. dergl. — ist allerdings nicht gleichgültig, ob das Werkstück oder das Werkzeug die Arbeitsbewegung ausführt. Ich komme hierauf weiter unten zurück.

Man kann einen auszubohrenden Gegenstand mit einer Planscheibe sich drehen lassen, während eine mit dem Stichel ausgerüstete Bohrstange in seiner Axenrichtung verschoben wird (Fig. 627, Taf. XXII), oder man kann das Werkstück auf dem Drehbankschlitten befestigen und eine solche Bohrstange, zwischen Spitzen eingespannt, durch einen Mitnehmer drehen lassen.

Ebenso ist sowohl ein mit der Planscheibe sich drehender Gegenstand durch den nur die Schaltbewegung ausführenden Stichel abzdrehen, als auch ein auf der Bettplatte befestigtes Werkstück mittels eines an der Planscheibe sitzenden Stichels abzuschwärmen.

Die Arbeitsvorgänge der paarweise aufgeführten Bearbeitungsweisen unterscheiden sich nicht, es sind jedoch — je nach der Gestalt der Werkstücke — erhebliche Unterschiede in der praktischen Durchführung der Arbeitsweisen vorhanden: die einen Werkstücke lassen sich bequem um ihre Axe drehen, andere, namentlich sperrige, eignen sich wenig oder gar

nicht für das Einspannen zwischen Spitzen oder an der Planscheibe, so dass das kreisende Werkstück vorzuziehen ist.

Das lässt sich nun zwar, wie bereits erwähnt, auch bei der Drehbank anwenden. Da diese jedoch in erster Linie dem eigentlichen Drehen, dem Bearbeiten der sich drehenden Werkstücke angepasst ist, so fehlen ihr für gewöhnlich manche für die andere Arbeitsweise erwünschte Einrichtungen, sie würde zu theuer werden, wenn man sie auch für diese Arbeitsweise vollkommen ausbilden wollte.

Man baut daher besondere Maschinen, welche in erster Linie oder ausschliesslich bestimmt sind, im wesentlichen ruhende Werkstücke zu bearbeiten, und stettet sie hierfür aus. Und da selbst bei dieser Beschränkung des Verwendungszweckes die Maschinen, welche allen der hierher gehörenden Arbeiten gerecht werden sollen, entweder zu theuer oder für die einzelnen Aufgaben zu unvollkommen werden würden, so beschränkt man das Anwendungsgebiet noch weiter, baut sie für bestimmte Arbeiten.

Wegen der Verschiedenartigkeit der vorkommenden Aufgaben lassen sich nun diese Maschinen nicht in scharf abgegrenzte Gruppen legen; man kann aber von Lochbohrmaschinen, Ausbohrmaschinen und Schwärmern sprechen, ohne damit den Gedanken zu verbinden, dass die Maschinen nur zu dem durch ihren Namen gekennzeichneten Arbeitsverfahren tauglich sind. Giebt es doch Lochbohr- sowie Ausbohrmaschinen, die gelegentlich als Drehbänke verwendet werden, und sind doch viele der Ausbohrmaschinen mit Schwärmervorrichtungen versehen u. s. w.

Ich beginne als den Drehbänken am nächsten stehend mit den:

a) Ausbohrmaschinen.<sup>1)</sup> Ihr thätiger Theil ist die Bohrstange, an welcher die Stichel entweder unmittelbar oder unter Vermittlung eines Bohrkopfes (S. 110) befestigt sind.

Bei einer Bauart der Maschinen dreht sich die unverschiebbliche Bohrstange *a*, Fig. 648, in Lagern *l*, während das Werkstück *w* auf einem gleichlaufend zur Bohrstange verschiebbaren Schlitten *s*

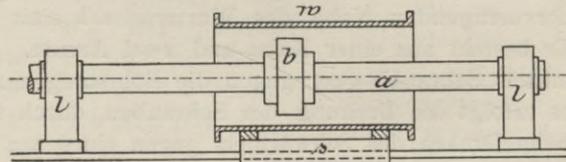


Fig. 648.

befestigt ist. Der Bohrkopf *b* sitzt etwa in der Mitte zwischen den Lagern *l*. Hierbei muss der Abstand der beiden Lager *l* im allgemeinen mehr als das Doppelte der Werkstücklänge betragen, so dass diese Bauart für längere Werkstücke, bezw. grössere Bohrlängen sich wenig eignet.<sup>2)</sup>

Eine zweite Bauart, bei welcher beide Lager *l* dem Werkstück nahe gelegt werden können, so dass die Federung der Bohrstange geringer ausfällt, stellt Fig. 649 in einfachen Linien dar. Hier ist das Werkstück *w* auf dem Bett der Maschine befestigt, ruht also, während die Bohrstange *a* mit dem Bohrkopf *b* sich gleichzeitig dreht und verschiebt.

<sup>1)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1895, Bd. 297, S. 129, mit Abb.; 1896, Bd. 299, S. 201, mit Abb.

<sup>2)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1888, Bd. 267, S. 584, mit Abb. The Iron Age, 20. Febr. 1890, S. 294, mit Abb. (3-spindlig). The Engineer, Juni 1891, S. 515, mit Schaubild (2-spindlig). American Mach. April 1896, S. 453, mit Schaubild (2-spindlig). Engineering, 17. Juli, 1896, S. 91, mit Schaubild. The Iron Age, 24. März 1898, S. 2, mit Schaubild.

Als Beispiel für diese Bauart führe ich die von Ernst Schiess in Düsseldorf gebaute liegende Ausbohrmaschine, Fig. 650 u. 651, Taf. XXX, an. Die Bohrspindel besteht aus zwei Theilen  $a$  und  $a_1$ , die durch eine Art Futter mit einander verbunden sind. Eine fünfstufige Antriebsrolle  $g$  dreht mittels eines Wurmes das Rad  $h$ ; es verhält sich dessen grösste zu seiner kleinsten Geschwindigkeit wie 6,25 : 1.  $h$  dreht sich mit seiner langen, halsartig gestalteten Nabe in dem Doppellager  $ll$  und umfasst in seiner

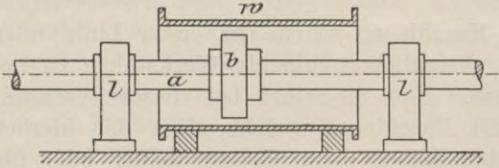


Fig. 649.

Bohrung die Spindel  $a$ , in dessen lange Nuth mit einer festen Leiste greifend.  $a$  ist ferner in  $c$  gelagert und erfährt durch den mit diesem Lager verbundenen Schlitten seine Verschiebung in der Längenrichtung der Maschine. Die Schlittenverschiebung

bewirkt eine in der Mitte des Bettes  $d$  liegende Schraube, die am linksseitigen Ende durch zwei verschiedene Räderübersetzungen angetrieben werden kann.

Links unten in Fig. 650 erkennt man, dass die untere Welle durch Wurm und Wurmrad, ferner (vergl. auch Fig. 651) durch ein Rädervorgelege von der Stufenrolle aus betrieben wird. Es ist aber eine zweite, von dieser Stufenrolle ausgehende Antriebsweise vorgesehen, nämlich durch ein Kegehradpaar; sie dient der raschen Zurückführung des Schlittens und der Spindel  $a$ . Die den Schlitten verschiebende Schraube kann auch mit Hilfe des Spillrades  $n$  gedreht werden.

Auf  $a_1$  sitzt der Bohrkopf  $b$  fest, welcher für vier Stichel eingerichtet ist.

Die Befestigung der Werkstücke findet auf der mit Aufspann-Nuthen versehenen Grundplatte  $e$  statt. Auf der nach rechts über das Doppellager hervorragenden Nabe des Wurmrades  $h$  sitzt ein Schwärmer  $f$ , Fig. 650. Er besteht aus einer Nabe und zwei Armen. Letztere enthalten je einen mittels Schraube quer gegen die Bohrstangenaxe verschiebbaren Schlitten; es erfolgt die Drehung der Schrauben durch sternartige Rädchen, welche beim Drehen des Schwärmers gegen einen am Maschinengestell festen Vorsprung stossen. Jeder Schlitten enthält einen, gleichlaufend zur Bohrstange verschiebbaren Stichelhausschlitten. Die Bohrstange  $a_1$  steckt rechts verschiebbar in einer Hülse  $i$ , die in dem Doppellager  $o$  drehbar ist; sie dient zur Aufnahme eines zweiten Schwärmers  $p$ . Da das Doppellager  $o$  auf der Grundplatte  $e$  verschoben werden kann, so vermag man die Lage dieses zweiten Schwärmers der Werkstücklänge anzupassen.<sup>1)</sup>

Es sei bemerkt, dass man für geringe Werkstücklängen die Lagerung  $o$  entbehren kann, indem man statt  $a_1$  eine kürzere Bohrstange verwendet, oder auf das frei vorstehende Ende von  $a$  einen Bohrkopf steckt.

Eine dritte Bauart benutzt eine Bohrstange  $a$ , Fig. 651, welche sich in zwei festen Lagerkörpern stützt, und mit einem auf ihr verschiebbaren Bohrkopf  $b$  versehen ist. Die nöthige Entfernung zwischen den beiden Lagerungen ist hier nicht grösser wie bei der vorigen Maschine. Die Ver-

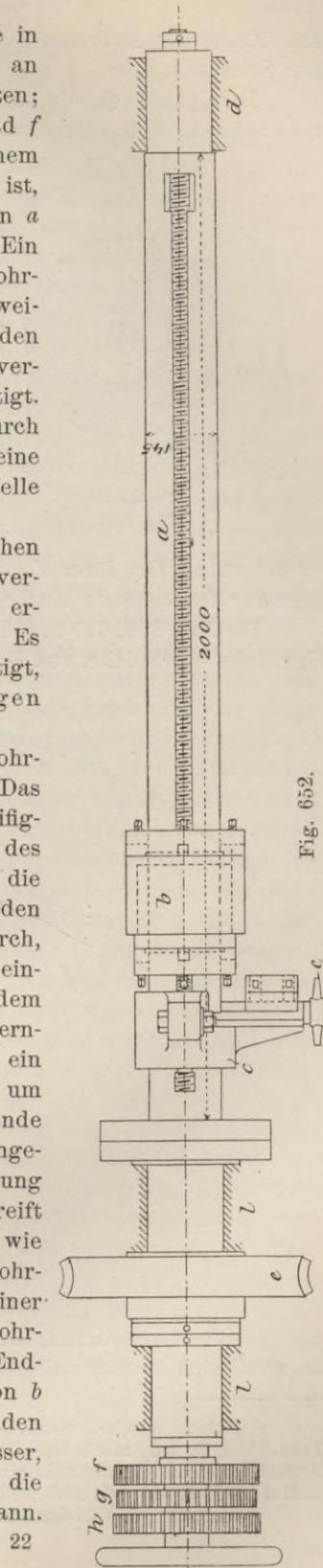
<sup>1)</sup> Engineering, 24. Febr. 1888, S. 186, mit Schaubild. The Iron Age, Sept. 1891, S. 360, mit Schaubild; Dec. 1891, S. 1311, mit Schaubild. Engineering, Mai 1896, S. 638, mit Schaubild.

schiebung des Bohrkopfes *b* erfolgt durch eine in Bohrstangenmitte liegende Schraubenspindel, an deren freiem Ende zwei Zahnräder *h* und *g* festsitzen; ein mit der Bohrstange *a* sich drehendes Rad *f* greift in ein auswärts gelagertes, welches mit einem zweiten, in *g* oder *h* greifendes, fest verbunden ist, so dass eine gegensätzliche Drehung zwischen *a* und der Schraubenspindel hervorgerufen wird. Ein Schwärmer *c* kann an beliebigen Stellen der Bohrstange befestigt werden, indem seine Nabe zweitheilig gemacht ist; die Schraube, welche den Schwärmerstichel quer gegen die Bohrstange verschiebt, wird durch ein Sternrädchen *e* bethätigt. Die eigentliche Bohrstange *a* wird einerseits durch ein wegnehmbares Lager *d*, anderseits durch eine kurze, in zwei festen Lagern *l* drehbare hohle Welle gestützt, auf der das Antriebsrad *e* festsitzt.

Man verwendet diese Verbindung zwischen Bohrstange und Antriebswelle, um Bohrstangen verschiedenen Durchmessers — je nach der zu erzeugenden Bohrweite — anlegen zu können. Es werden aber auch beide aus einem Stück gefertigt, und spricht man dann von einer selbstthätigen Bohrstange.

Bei der durch Fig. 652 abgebildeten Bohrstange liegt die Schaltschraube in der Mitte. Das erleichtert ihren Antrieb, schwächt aber die Steifigkeit der Bohrstange in hohem Grade wegen des langen Schlitzes, der erforderlich ist, um die Mutter *m*, Fig. 653, mit dem Bohrkopf verbinden zu können. Man mindert diesen Uebelstand dadurch, dass man die Schaltschraube, nach Fig. 654, einseitig legt. Sieht man — mit Recht — von dem ruckweisen Drehen der Schraube durch ein Sternrad ab, so muss am Ende der Bohrstange ein Räderpaar *xy*, Fig. 654, angebracht werden, um eine mit der Bohrstangenaxe zusammenfallende Drehaxe zu gewinnen. Nach einer von mir angegebenen Anordnung, Fig. 655, fällt die Schwächung der Bohrstange *a* noch geringer aus. Es greift die Mutter *m* nur so tief in die Bohrstange *a*, wie zu guter Uebertragung der Drehung auf den Bohrkopf *b* erforderlich ist. Anderseits liegt *m* in einer halbrunden Höhlung von *b* und nimmt den Bohrkopf in ihrer Längenrichtung vermöge ihrer Endborde, welche sich an die ebenen Flächen von *b* legen, mit. Die dem Antriebsrade nahe liegenden Lagerstellen haben einen grösseren Durchmesser, als die Weite des Bohrkopfes beträgt, so dass die Schaltschraube hindurch geführt werden kann.

Fischer, Handbuch der Werkzeugmaschinenkunde.



Am Ende der Bohrstange befindet sich ein Räderpaar  $xy$  zum Antriebe der Schaltschraube.

Es eignet sich die selbstthätige Bohrstange für tragbare Ausbohrmaschinen, d. h. solche, welche zum Ausbohren, z. B. von Dampfmaschinen-

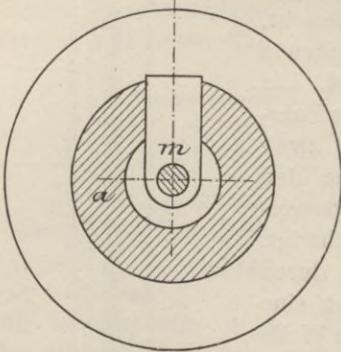


Fig. 653.

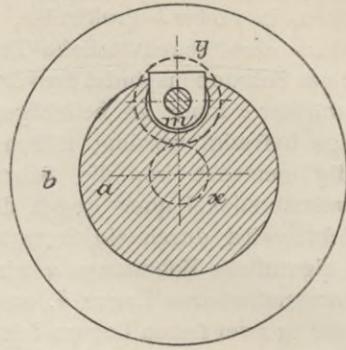


Fig. 654.

cylindern am Ort ihrer Verwendung, dienen<sup>1)</sup>, sie dient aber auch als Grundlage für feststehende Ausbohrmaschinen.

Die Fig. 656, 657 u. 658, Taf. XXXI, stellen in Seiten-, Endansicht, bezw. Grundriss eine solche, von H. Wohlenberg gebaute, liegende Ausbohrmaschine

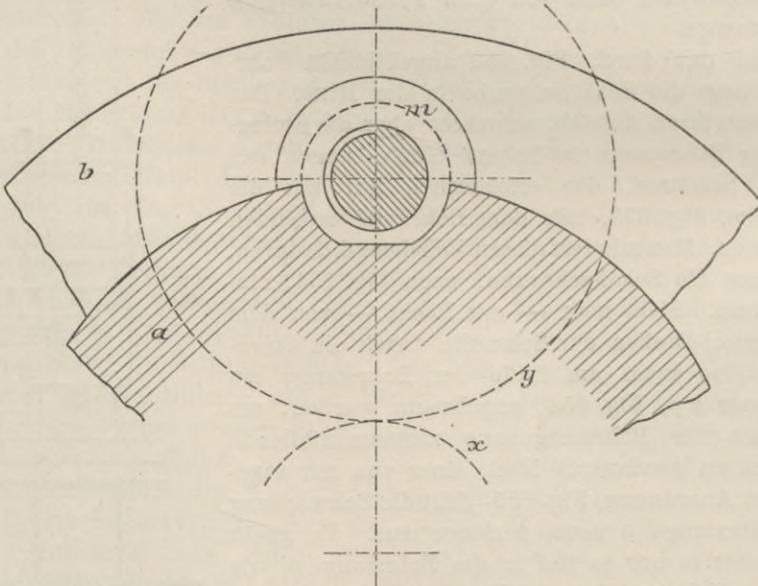


Fig. 655.

dar.<sup>2)</sup> Sie ist bestimmt, den Maschinenrahmen liegender Dampfmaschinen in zwei sich rechtwinklig kreuzenden Axen gleichzeitig zu bohren. Eine

<sup>1)</sup> Prakt. Masch.-Constr. 1884, S. 214, mit Abb.; 1887, S. 55, mit Abb. Industries, Febr. 1892, S. 122, mit Schaubild. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen., 1892, S. 1375, mit Schaubild. The American Engineer, März 1895, S. 142, mit Abb. American Machinist, 2. Mai 1895, S. 341, mit Abb.; 12. Sept. 1895, S. 725, mit Abb.

<sup>2)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen., 1888, S. 753, mit Abb.

kräftige Aufspannplatte *a* ist gleichzeitig Grundplatte der Maschine. Auf ihr sitzt der Bock *b* fest, welcher den Antriebsteil der Bohrstange *d* enthält; die auswechselbare Bohrstange *d* ist mit ihrem sonst freien Ende in dem einstellbaren Bock *c* gelagert. Es dient die Bohrstange *d* zum Ausbohren und Abschwärmen des Rahmenendes, an welchem der Dampfeylinder Platz finden soll, und zum Ausbohren der festen Kreuzkopf-Gleitbahnen von Dampfmaschinen. Die Bohrstange *e* hat den Zweck, die Lagerkörper der Kurbelwelle, und nach Umständen auch die eingelegten Lagerschalen auszubohren und abzuschwärmen. Hier wird der Bohrkopf auf der Bohrstange befestigt und behufs der Schaltbewegung letztere in der langen Nabe des Antriebswurmrad *f* verschoben (vergl. Fig. 650 und 651).

Eine zweite, hierher gehörende liegende Ausbohrmaschine von H. Wohlenberg stellen Fig. 659 u. 660 übersichtlich und Fig. 661 u. 662, Taf. XIX, grösser gezeichnet, in Seiten- und Endansicht dar. Sie ist bestimmt zum Bearbeiten zusammengegoßener Cylinder von Verbundmaschinen.<sup>1)</sup> Man sieht zunächst aus Fig. 659 u. 660, dass auf einer gleichzeitig als Aufspannplatte dienenden Grundplatte zwei liegende Ausbohrmaschinen angebracht sind, deren Bohrstangen die Buchstaben *a* und *b* bezeichnen. Jede der Bohrstangen ist mit besonderem Antrieb versehen, und zwar durch Stufenrolle, Wurm und Wurmrad. Es soll der Abstand der beiden Bohrstangen zwischen 400 mm und 800 mm geändert werden können, weshalb die Lagerung *d* auf der *c* und *d* gemeinsamen Unterplatte verschoben werden kann. Man will ferner die gemeinsame Unterplatte in der Längenrichtung der Bohrstangen verschieben, und hat deshalb die Vorgelegewelle *e* in die Augen zweier Lenker gelegt (vergl. Fig. 289, S. 145). Neben den Bohrstangen sind, auf derselben Grundplatte, zwei Feilmaschinen *f* und *g* angebracht, welche zum Behobeln der Schieberflächen und Schieberkastenflanschen bestimmt sind. Auch sie sollen verschiedene Lagen annehmen, weshalb die Vorgelegewellen ebenso gelagert sind wie *e*, ausserdem aber mit ihren unteren Schwingungsbolzen in der Axenrichtung verschiebbar gemacht sind. Endlich sollen an den Stösselköpfen Fräsvorrichtungen angebracht werden, wovon weiter unten noch die Rede sein wird. Aus Fig. 661 und 662 sind verschiedene Einzelheiten zu erkennen. Danach kann der zur Bohrstange *b* gehörige Bock *d* quer zur Bohrstangenaxe verschoben werden, und zwar mittels einer in Fig. 662 angegebenen Schraube. Die in *d* liegende Wurmwelle wird — wie die in *c* befindliche — durch ein Stirnradpaar angetrieben, damit der Axendruck des Wurmes durch ein einstellbares Spurlager aufgenommen werden kann. Es steckt die Welle des in Fig. 662 links belegenen unteren Stirnrades verschiebbar in ihrer Stufenrolle, deren Nabe so von einem Lager umfasst wird, dass die Stufenrolle an der Verschiebung nicht theilnehmen kann. Es sind ohne weiteres zwei verschiedene Schaltgeschwindigkeiten gegeben, indem man entweder das rechts oder das links auf Bolzen eines Hebels sich frei drehende Räderpaar mit dem auf der Bohrstange und einem der beiden auf der Schaltschraube sitzenden Räder in Eingriff bringt.

An den Feilmaschinen *f* und *g* ist der Stössel *h* lang geführt und mit breitem Kopf versehen, so dass der Stichel in senkrechter Richtung um 650 mm verschoben werden kann. Auf dem Schlitten *i*, welcher an dem

<sup>1)</sup> Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen., 1888, S. 753, mit Abb.

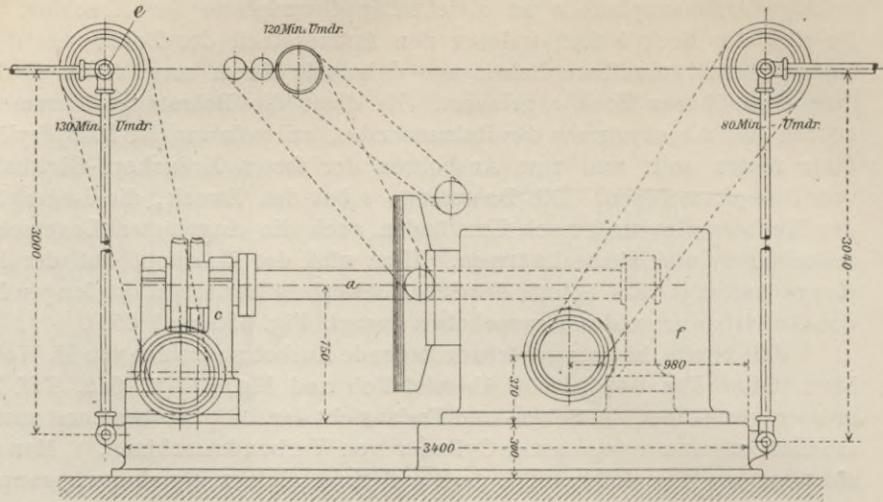


Fig. 659.

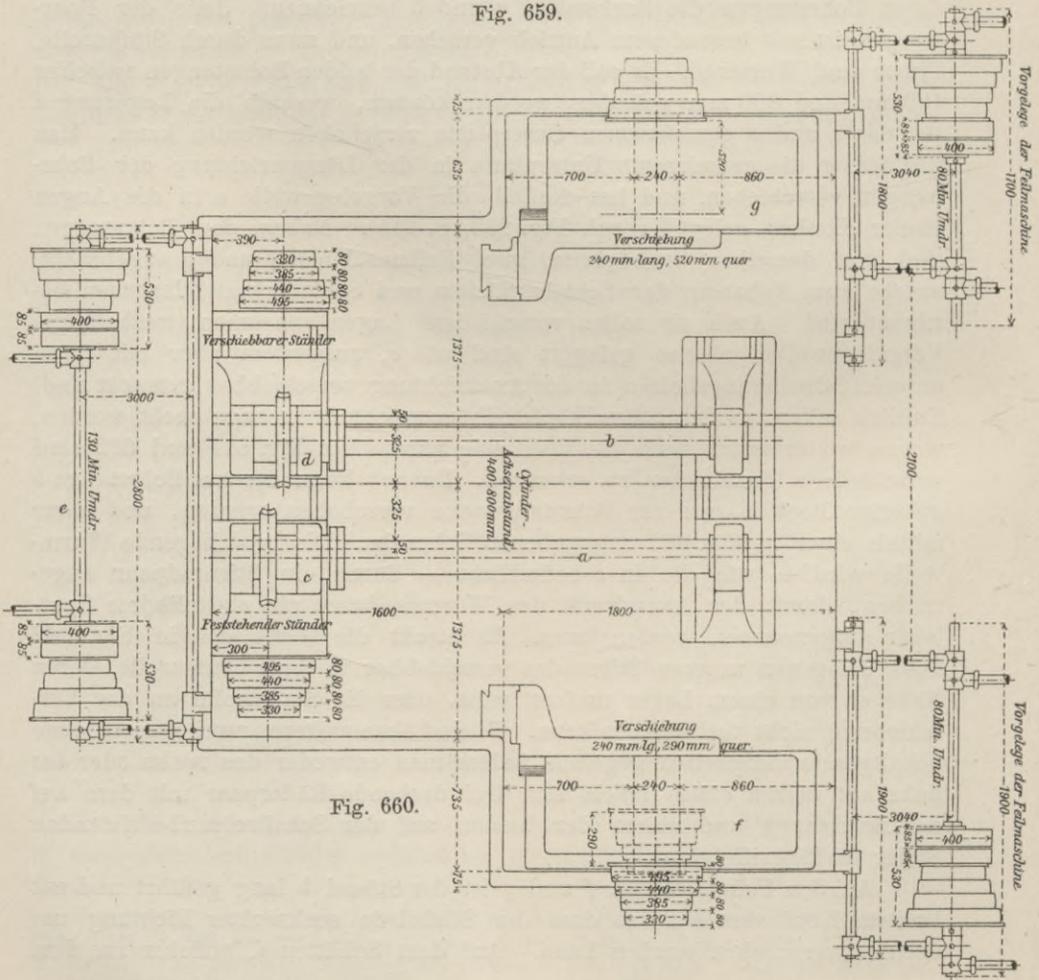
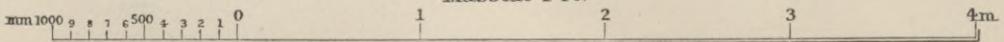


Fig. 660.

Maßstab 1:40.



breiten Kopf gleitet, sitzt eine Wendeplatte, auf welcher also der Stichelhausschlitten geneigt gegen die Wagerechte verschoben werden kann. Die Schaltbewegung längs des Stößelkopfes und längs des an der Wendeplatte ausgebildeten Führungsstabes bewirkt selbstthätig ein Schaltwerk *k*, welches nach Fig. 439, S. 213 bethätigt wird.

Weiter oben wurde schon einer Fräsvorrichtung gedacht; sie ist in erster Linie zum Ausfräsen der Schieberkanalmündungen bestimmt, weshalb nur ein einseitig gelagerter Fräser in Frage kommen kann. Nach Fig. 663 und 664 ist das Lager der Fräerspindel *l* an dem Schlitten

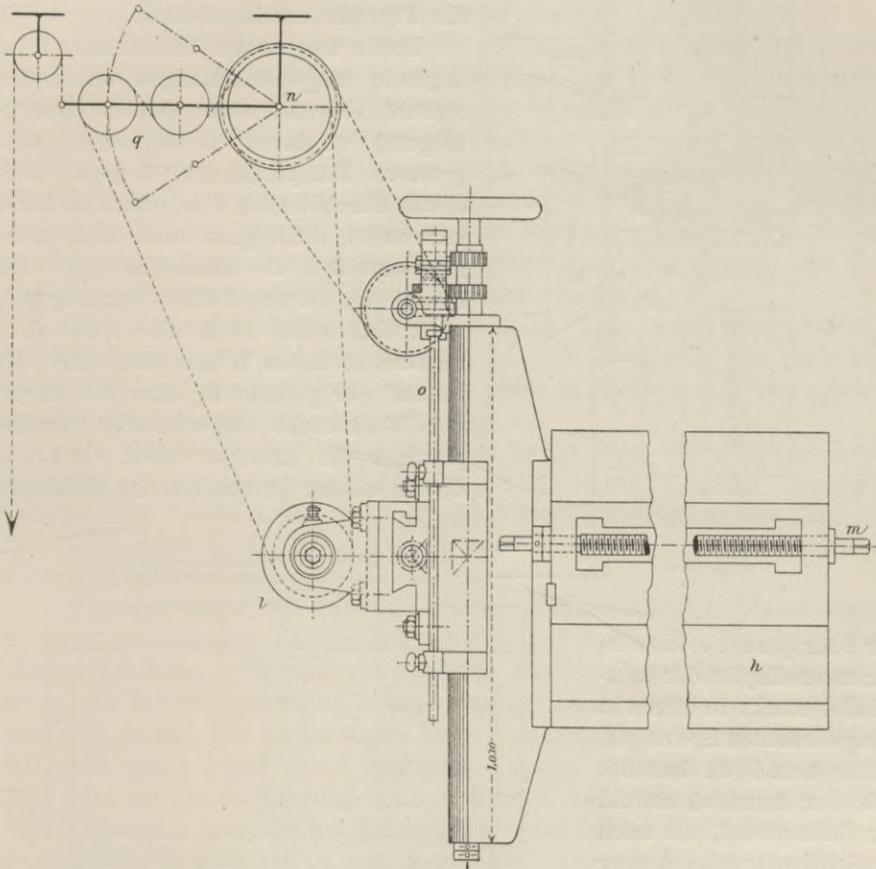


Fig. 663.

der Wendeplatte (statt des Stichelhauses) angebracht, kann daher in ihrer Längenrichtung, mit dem Schlitten *i* lothrecht und mit dem Stößel *h* wagerecht, quer zur Fräseraxe verschoben werden. Die für den vorliegenden Zweck erforderliche Stößelverschiebung findet selbstverständlich nicht durch die Kurbel statt, welche den Stößel bewegt, sobald dieser hobelt; man benutzt für die Verschiebung des Fräses vielmehr die Schraube *m*. Die Schaltbewegung soll eine stetige sein. Es ist deshalb auf den Kopf des Stößels ein Wurmradvorgelege angebracht, welches von dem Deckenvorgelege *n* aus durch eine Schnur angetrieben wird und seinerseits die im Stößelkopf gelagerte Schlittenschraube dreht. An dem Schlitten *i* be-

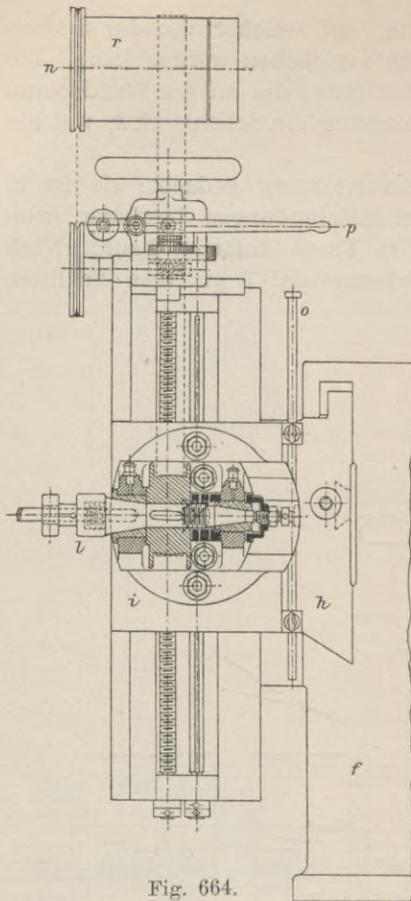


Fig. 664.

der Bohrspindel *b* enthält; der untere Zapfen der Bohrspindel steckt in einem in *a* angebrachten Spurlager. Ueber dem Bock befindet sich der Antrieb, sowohl der Bohrspindel, als auch der Schaltschraube. Ausser der Grundplatte dienen auch die Seitenständer der Stützung des zu bearbeitenden Werkstücks. Der — hier weggelassene — Bohrkopf wird in gewöhnlicher Weise auf die Bohrspindel gesteckt; er ist zuweilen, behufs bequemen Auswechslens zweitheilig. Der Schwärmer *c* wird aus gleichem Grunde immer

findet sich ein einstellbarer Anschlag in Gestalt einer Stange *o*. Diese stösst, wenn der Fräser an seinem oberen Wegesende angekommen ist, gegen den Hebel *p* und rückt damit den Schaltantrieb selbstthätig aus. Wegen der Verschiebbarkeit der Fräterspindel ist einerseits die Riemenrolle *r* des Deckenvorgeleges sehr lang, anderseits eine Spannrolleneinrichtung *q* eingeschaltet, die Fig. 663 erkennen lässt.

Theils wegen des Umstandes, dass liegende lange Bohrstangen durch ihr eigenes Gewicht eine gewisse Durchbiegung erfahren, theils auch, weil grössere Dampfzylinder liegend sich etwas durchbiegen, also, wenn stehend verwendet, nicht ganz rund sind, zieht man zuweilen die lothrechte Lage der Bohrstange der wagerechten vor. Fig. 665 stellt eine solche stehende Ausbohrmaschine ihrem Wesen nach dar. Es ist auf der gleichzeitig zum Befestigen der Werkstücke eingerichteten Grundplatte *a* ein kräftiger Bock errichtet, dessen oberer Querbalken das Halslager

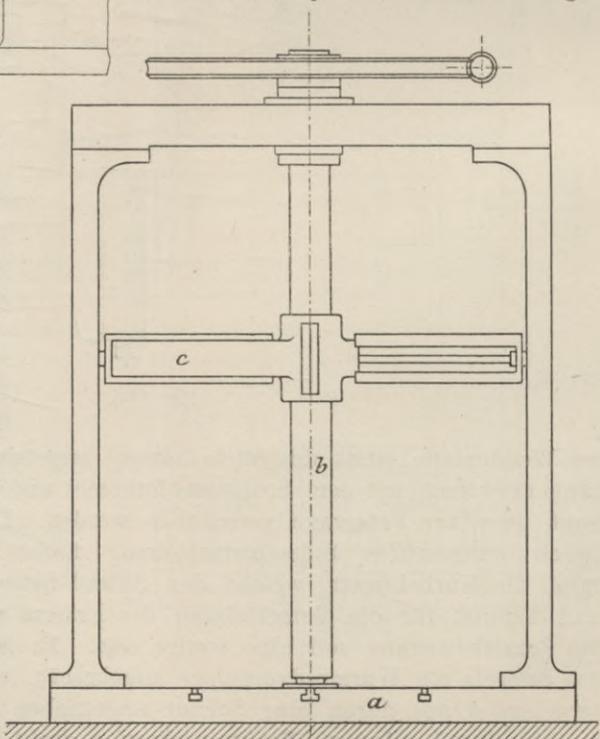


Fig. 665.

zweitheilig gemacht. Man richtet sich so ein, dass entweder die Bohrstange *b* allein, oder aber diese nebst dem Halslager bequem nach oben fortgenommen werden kann.<sup>1)</sup>

Eine vierte Bauart verwendet für den Antrieb der Bohrstange eine hohle Spindel, schliesst sich also der durch Fig. 650 u. 651, Taf. XXX, dargestellten Maschine in einigem Grade an. Die betreffenden Maschinen hätten dort mit erledigt werden können, wenn sie nicht fast ausnahmslos die weitere bemerkenswerthe Eigenthümlichkeit besäßen, dass der Abstand zwischen Bohrstangenmitte und Aufspanplatte bequem regelbar ist und meistens auch eine gegensätzliche, genaue Verschiebbarkeit zwischen Werkstück und Werkzeug in anderer Richtung vorliegt.

Die hohle Spindel, in welcher die Bohrstange sich verschiebt, gewährt die Möglichkeit, für mässige Werkstücklängen auf eine weitere Lagerung der Bohrstange verzichten zu können. Es ist die vorliegende Maschinenart also auch zum Ausbohren solcher Höhlungen von mässiger Länge geeignet, welche an einem Ende geschlossen sind, während die bisher erörterten Maschinen fast ausnahmslos nur zum Ausbohren durchgehender Höhlungen verwendet werden können. Noch andere Benützungsweisen, die im Laufe der folgenden Besprechungen Erwähnung finden werden, hängen mit dieser eigenartigen Stützungsweise der Bohrstange zusammen.

Man kann die hierher gehörenden zahlreichen Ausbohrmaschinen im wesentlichen in zwei Gruppen ordnen, nämlich in solche, bei denen die hohle Spindel ihren Ort nicht verlässt, und in Maschinen, deren Arbeitsspindel nebst Spindelkasten verschiebbar ist.

Die Maschinen der ersten Gruppe nennt man allgemein liegende Bohrmaschinen, auch wohl Horizontal-Bohrmaschinen. Die zweite Gruppe führt vielfach denselben Namen unter Hinzufügung von „und Fräsmaschine“, oder wird auch — wenig zutreffend — Universal-Bohr- und Fräsmaschine genannt.

Fig. 666 stellt eine liegende Bohrmaschine mit fester Spindellagerung in einer Seitenansicht dar<sup>2)</sup>. Der Antrieb der hohlen Spindel erfolgt durch vierstufige Riemenrolle und gewöhnliches ausrückbares Rädervorgelege; sie dreht die Bohrstange *a* mittels einer festen Leiste, welche in eine Nuth der letzteren greift. Am linksseitigen Ende der Bohrstange steckt eine Hülse *b* mit nach unten gerichteter Zahnstange. Das in diese Zahnstange greifende Rad wird unter Vermittlung von Wurmrad und Wurm, einiger Wellen und Kegelräder von der am Schwanzende der hohlen Spindel festsitzenden Stufenrolle aus selbstthätig betrieben. Nach Lösung der an dem Wurmrad befindlichen Kupplung kann man mittels des Handkreuzes *c* die Bohrstange rasch verschieben. Aussèrdem ist eine langsame Verschiebung mittels des dem Arbeiter bequem liegenden Handrades *d* vorgesehen. An der rechts liegenden Seite des Maschinenbockes ist ein Winkel *e* lothrecht zu verschieben und zwar mit Hilfe der Schraube *f*, welche unter Vermittlung von Wurmrad

<sup>1)</sup> The Engineer, Dec. 1885, S. 436. Engineering, 1. Febr. 1889, S. 104 (bis 3,7 m Durchm.). The Iron Age, 21. Mai 1891, S. 969; Engineering, Sept. 1891, S. 355 (bis 2,1 m Durchm.); Dec. 1891, S. 689 (bis 4 m Durchm.). American Mach., 2. Okt. 1896; 15. Okt. 1896. Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen., 1892, S. 1375; sämmtl. mit Schaub.

<sup>2)</sup> American Mach., 3. Nov. 1888. The Iron Age, April 1889, S. 772; März 1891, S. 530; Nov. 1895, S. 1089; Nov. 1896, S. 853. Engineering, Jan. 1892, S. 87; Febr. 1896, S. 206. The Engineer, 28. Juni 1895, S. 550. Revue industrielle, März 1895, S. 123; sämmtlich mit Schaubildern.

und Wurm von der Welle *g* aus gedreht wird; ihre Mutter sitzt im Fuss des Maschinengestelles. Auf der wagerechten Fläche des Winkels *e* kann die Platte *h* gleichlaufend zur Bohrstangenaxe und ferner die Aufspannplatte *i* auf *h* quer gegen diese Axe verschoben werden. Die hierin liegende Verschiebbarkeit bietet für eine Reihe von Arbeiten grosse Erleichterungen, zunächst für das Aufspannen der Werkstücke. Man richtet sie aus nach einer in eine Aufspann-Nuth gelegten Leiste oder einen auf die Aufspannplatte gezogenen Linie und gewinnt im weitem durch Heben bzw. Senken des Winkels und Verschieben der Aufspannplatte die richtige Lage gegenüber der Bohrstange. Ist eine Zahl von gleichen Lagern auszubohren, so können diese hinter oder neben einander aufgestellt werden. Insbesondere aber ist die dreifache Verschiebbarkeit der Aufspannplatte für das Bohren von Löchern bequem, welche genau gleichlaufend zu einander liegen sollen. Die Verwendbarkeit der Maschine beschränkt sich nicht auf das Ausbohren

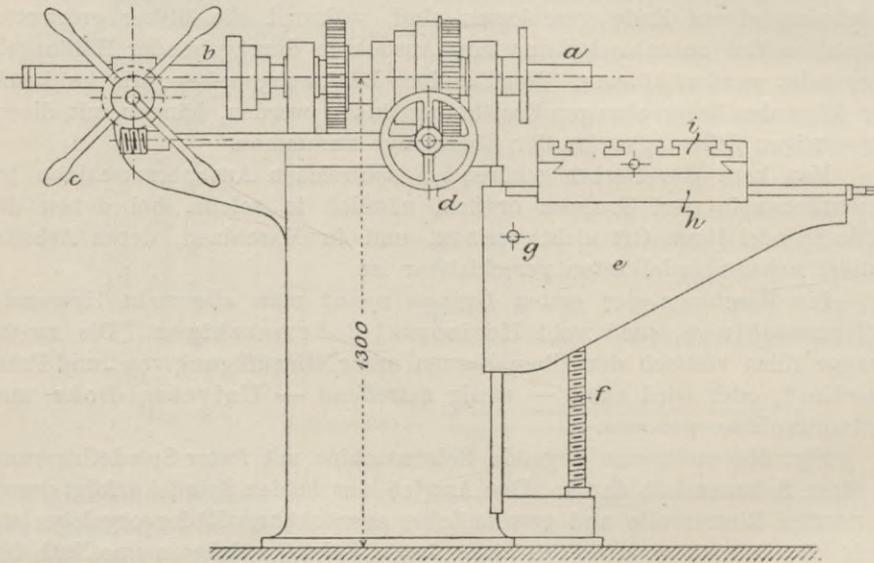


Fig. 666.

und Abschwärmen, sondern sie ist auch für das Einbohren von Löchern brauchbar. Und wenn man am Kopf der hohlen Spindel eine Planscheibe und auf der Aufspannplatte ein Stichelhaus anbringt, so lässt sie sich ohne weiteres als Drehbank benutzen.

Für grössere Bohr-Längen giebt man dem das Werkstück tragenden Winkel eine zweite Stütze; seine Gestalt nähert sich dann mehr und mehr derjenigen eines Bettes, von dieser nur so weit abweichend, als seine Verschiebbarkeit in lothrechter Richtung nöthig macht. Eine derartige von den Newark machine tool works gebaute Maschine zeigt Fig. 667 im Schaubild. Es dienen zum Tragen des Bettes zwei Schrauben, deren Muttern im Maschinengestell gelagert sind und durch Wurm und Wurmrad und längere liegende Welle von einer im linksseitigen Bock (verdeckt) befindlichen stehenden Welle aus gedreht werden. Das rechtsseitige Ende des lothrecht verschiebbaren Bettes wird in einem besondern Bock geführt und in diesem durch Schrauben festgehalten. Dieser Bock enthält oben ein Auge zur

zweiten Führung der Bohrstange, wenn diese weit aus der hohlen Spindel hervorragt. Linksseitig bemerkt man in der Figur einen zur Führung eines Schlittens dienenden Winkel. Ein in dem Schlitten drehbarer Ring wird nach Bedarf an die Bohrstange geklemmt. Der Schlitten kann mittels einer Schraube entweder selbstthätig oder durch die Hand — wie das Bild er giebt — verschoben werden. Zum Regeln der Zuschiebung dient ein Sellers'sches Reibrädergetriebe (Fig. 310 u. 311, S. 152). Die Aufspannplatte misst 765 mm im Geviert, die Dicke der Bohrstange beträgt 175 mm, der grösste lothrechte Abstand der Bohrstange von der Aufspannplatte 500 mm, der grösste Durchmesser der Stufenrolle 407 mm und die Breite der Stufen 90 mm; die ganze Länge der Maschine ist 3275 mm.

Bei der zweiten Gruppe der vorliegenden Ausbohrmaschinen ist der Spindelkasten an einem lothrechten Ständer in der Höhenrichtung zu verschieben, während der Ständer in der Regel auf seinem Bett quer gegen

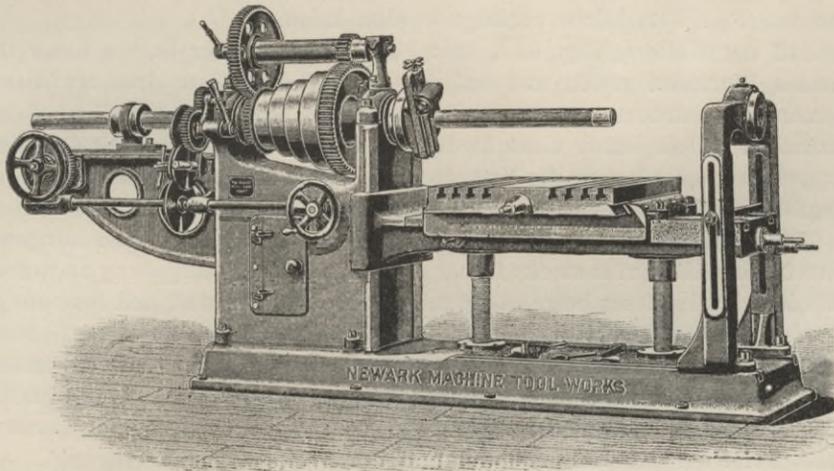


Fig. 667.

die Bohrstangenaxe verschoben werden kann. Die Aufspannplatte ist zuweilen fest, zuweilen verschieb- auch drehbar.

Es stellen die Fig. 668, 669, 670 u. 671, Taf. XXXII, eine von Droop & Rein in Bielefeld gebaute Maschine in drei Ansichten bezw. theilweisen Schnitten und einem Grundriss dar. Ich wende mich zunächst der Spindel-lagerung und dem Spindeltrieb zu. Der Spindelkasten *a* ist an dem Ständer oder Bock *b* um 1,4 m lothrecht zu verschieben. Die hohle Spindel *c*, Fig. 668, hat zwei schlank kegelförmige Zapfen; es wird ihre Verschiebung nach rechts in Bezug auf Fig. 668 durch einen stumpf kegelförmigen Anlauf des Hauptzapfens, nach links durch Mutter und Gegenmutter unter Vermittlung eines längeren, gegen das Hauptlager sich legenden Ringes verhindert. Das Lager des Schwanzendes kann durch Mutter und Gegenmutter im Spindelkasten verschoben werden. Die 110 mm dicke Bohrstange wird durch eine in der Spindel *c* feste Leiste, welche in eine lange Nuth der Bohrstange greift, gedreht. Auf dem dünneren Schwanzende der Bohrstange steckt eine Hülse *d*, an deren oberer Seite eine Zahnstange ausgebildet ist; in diese greift ein die Schaltbewegung bewirkendes Zahnrad *f*. Es sitzt nun auf dem Kopfende der Spindel ein Zahnrad *g* fest. Dieses ist an seiner

ebenen Seite mit Aufspann-Nuthen versehen, um hier eine dickere, dann nicht verschiebbare Bohrstange, einen Schwärmer oder sonstiges Werkzeug befestigen zu können. Das in *g* greifende Stirnrad sitzt auf dem einen Ende der Welle *i*, auf dessen anderem Ende ein Kegelrad steckt, welches mit einem an der lothrechten Welle *k* verschiebbaren in Eingriff steht. Das erstgenannte Kegelrad sitzt nun nicht fest auf *i*, sondern wird durch einen verschiebbaren Kuppelmuff mit der Welle *i* verbunden. Behufs Ein- bzw. Ausrückens umgreift den Kuppelmuff eine an wagerechter Stange sitzende Gabel (Fig. 668). Die Stange ist mit dreigängigem flachen Gewinde mit 38 mm Steigung versehen, und an deren Mutter sitzt ein in der Zeichnung nach oben gerichteter Griff, durch dessen Drehung das Verschieben des Kuppelmuffes, d. h. das Ein- oder Ausrücken des Spindelbetriebes rasch erreicht werden kann.

Die lothrechte Welle *k* wird an ihrem unteren Ende durch ein Kegelräderpaar von der liegenden Welle *l* aus angetrieben, deren Antrieb in dem Grundriss, Fig. 671, leicht verfolgt werden kann.

Auf der Welle *i*, Fig. 669, sitzt ein Wurm, welcher in ein unter ihm liegendes Wurmrad greift, und auf dessen Welle stecken drei stufenartig angeordnete Zahnräder, welche durch Verschieben eines in der Wellenbohrung befindlichen Stiftes bzw. eines in diesem steckenden Splintes mit der Welle gekuppelt werden können; die Verschiebung dieses Stiftes geschieht durch ein in ringförmige Vertiefungen desselben greifendes Zahnrad. Ein auf der Welle *m*, Fig. 671, feststehendes — nicht sichtbares — Stufenrad steht nun mit jenen Rädern in Eingriff. Auf *m* steckt ferner ein durch Reibungskupplung zu befestigendes Kegelrad; dieses betreibt ein mit Büchse und Stirnrad sich lose um die Welle *n* drehendes Kegelrad. Es kann nun die Welle *n* durch das verschiebbare Stirnrad *o* entweder durch ein doppeltes Rädervorgelege, oder, indem man *o* gegen die erwähnte Büchse verschiebt und mit ihr kuppelt, unmittelbar betrieben werden. Es steht sonach ein sechsfaches Geschwindigkeitsverhältniss zwischen der Hauptspindel und der Welle *n* zur Verfügung. Auf *n* sitzt nun ein Wurm, welcher ein an der Welle des Rades *f* ausrückbar steckendes Wurmrad bethätigt und damit die Schaltbewegung der Bohrstange hervorbringt. Mittels der Hand kann man die Bohrstange verschieben durch das auf der Welle *m*, Fig. 671, steckende Handrad, und rascher durch das Handrad, welches auf der Welle des Rades *f* steckt. Zur lothrechten Verschiebung des Spindelkastens *a* dient die Schraube *p*, Fig. 669, und deren an dem Spindelkasten gelagerte Mutter *q*. Letztere ist durch einen Wurm und das Handrad zu bethätigen, welches man in Fig. 669 rechts sieht. Die Schraube *p* selbst wird von dem Hauptantrieb aus durch ein an ihrem Fusse angebrachtes Kegelradpaar gedreht, und zwar auf folgende Weise. Das auf der Antriebswelle *l* verschiebbare Kegelrad, welches die stehende Welle *k* zu drehen hat, ist mit langer Nabe am Bock *b* gelagert (vergl. Fig. 670, links unten). Diese lange Nabe trägt auf der anderen Seite des Lagers das Rad *r* (Fig. 670 u. 671), welches unter Vermittlung eines ausrückbaren Zwischenrades die Welle *s* dreht. Von der auf *s* feststehenden Stufenrolle wird eine in einiger Höhe gelagerte Welle und durch diese, unter Vermittlung von Wellen und zwei Kegelradpaaren (Fig. 669, 670, 671), die stehende Welle *t* gedreht. Unten sitzt an dieser ein Wurm, welcher in ein um die Welle *u* sich lose drehendes, aber mit ihr zu kuppelndes Wurmrad greift. An *s*, Fig. 670, hinten links, sitzt ferner ein Stirnrad,

welches durch Zwischenräder auf kürzerem Wege und in entgegengesetztem Drehsinne als der vorhin angegebene Antrieb die Welle  $u$  bethätigt, wenn man das auf  $u$  lose steckende Rad mit dieser kuppelt. Der Kuppelmuff, welcher entweder diese Kupplung oder die Kupplung des vorhin genannten Wurmrades mit der Welle  $u$  herbeiführt, wird durch ein in Fig. 671 leicht verfolgbares Hebelwerk verschoben;  $v$ , Fig. 668 u. 671, bezeichnet den zugehörigen Handhebel, der mit dem Spindelstock auf- und niedergeschoben wird, so dass der Arbeiter von seinem — nach Umständen erhöhten — Standorte aus ihn bequem erreichen kann.

Auf der Welle  $u$  steckt nun ein Stirnrad, welches mittels Zwischenrades die zur Schraube  $w$  gehörige, an dem Bock  $b$  gelagerte Mutter  $x$ , Fig. 669, zu drehen vermag, um hierdurch den Bock  $b$  längs seines Bettes zu verschieben, und in Bezug auf Fig. 669, weiter nach rechts, das zum Betriebe der stehenden Schraube  $p$  bestimmte Kegelrad. Zwischen diesem und dem vorerwähnten Stirnrad ist auf  $u$  ein Kuppelmuff verschiebbar, der das eine oder andere mit  $u$  verbindet, also die lothrechte Verschiebung des Spindelstockes  $a$  oder die wagerechte des Bockes  $b$  herbeiführt. Das zu dieser Steuerung dienende Hebelwerk sieht man zunächst in Fig. 671 angegeben.  $y$  bezeichnet den zugehörigen Handhebel; derselbe wandert ebenso wie der Handhebel  $v$  (vergl. Fig. 668) mit dem Spindelkasten  $a$  auf und ab, man hat also die beiden Handhebel, die zur Steuerung der Spindelkasten- und Bockverschiebung und die beiden zur Verschiebung dienenden Handräder und Kupplungen (vergl. Fig. 671) möglichst nahe zusammengelegt.

Behufs Entlastung der lothrechten Schraube  $p$  ist der Spindelkasten mittels einer über eine Rolle gelegten Kette mit dem Gegengewicht  $z$  verbunden; damit dieses nicht belästigt, verschiebt es sich in dem Bock  $b$ .

Mit dem Bett  $B$  des Bockes ist einerseits die Lagerung  $C$  des Antriebsvorgeleges, Fig. 671, anderseits eine grosse Aufspannplatte  $A$ , Fig. 668 u. 671, fest verschraubt. Verlangen die Werkstücke eine sehr lange Bohrstange, so fügt man an die vorhandene eine Verlängerung, die an einem auf der Aufspannplatte befestigten Hilfsständer (s. w. u.) eine zweite Stütze findet. Alsdann sind die selbstthätigen Verschieblichkeiten des Spindelkastens  $a$  natürlich nicht zu benützen.

Die Fig. 672 bis 679, Taf. XXXIII und XXXIV, stellen eine ähnliche, ebenfalls von Droop & Rein gebaute Ausbohrmaschine dar. Sie unterscheidet sich von der vorigen hauptsächlich dadurch, dass der Bock, an welchem der Spindelkasten lothrecht verschoben werden kann, auf seinem Bett fest steht, also der Bohrstange — ausser der lothrechten Verschiebung durch ihren Spindelkasten — nur noch die Verschieblichkeit in ihrer Axenrichtung bleibt. Man hat daher den Werkstücken mehrere Verschiebbarkeiten gegeben.

Es werden die Werkstücke auf der Platte  $A$ , Fig. 672, 673 und 674 befestigt. Diese ist zunächst um eine lothrechte Mittelaxe behufs des Einstellens drehbar. Der Schlitten  $C$  ist nämlich oben rund und an dem runden Rande mit genau vertheilten Kerben versehen, in welche ein durch Feder angedrückter Riegel fällt. Es ist daher die Lage des Werkstücks gegenüber der Arbeitsspindelaxe um genau z. B.  $90^0$  oder  $60^0$  zu verstellen. Diese Eigenschaft der Maschine ist werthvoll, wenn das Werkstück mehrere auszubohrende Löcher besitzt, die zwar gleichlaufend zur Aufspannplatte, aber im übrigen schräg gegen einander oder gegen bestimmte lothrechte Flächen liegen. Sie kann ebenso benützt werden zum Erzeugen derartig

belegener neuer Löcher, wenn man die Bohrstange mit einem gewöhnlichen Bohrer versieht, und zum Abfräsen oder Abschwärmen von gegen einander geneigten Flächen, nachdem man an der Bohrstange, oder dem Kopf der hohlen Spindel einen Fräser angebracht hat. Nach dem Einstellen der Aufspannplatte *A* wird sie mit dem Schlitten *C* fest verschraubt.

Letzterer ist auf dem Schlitten *D* um etwa 1500 mm und dieser auf dem Bett *B* in einer Länge zu verschieben, die von der Länge dieses Bettes abhängt. Diese Verschiebungen werden von der langgenutheten Welle *b* aus bethätigt. Sie treibt durch Wurmrad die liegende Welle *c* und diese durch ein Zwischenrad die ausrückbaren Räder *d* und *e*; letzteres steckt auf der Schraube *f* und vermittelt dadurch die Verschiebung von *C* auf *D* (Fig. 673), ersteres betreibt eine Welle, die mittels eines Kegelrad- und eines Stirnradpaares die Mutter der Schraube *g*, Fig. 673, dreht und damit die Verschiebung des Schlittens *D* längs des Bettes *B* bewirkt.

Der 2000 mm hohe Ständer *E*, Fig. 675 u. 676, ist — wie schon erwähnt — mit dem Bett *B* fest verschraubt. Es ist an ihm der Spindelkasten mittels der Schraube *h* lothrecht zu verschieben. Hierzu dient ein am unteren Ende von *h* sich befindendes Kegelradvorgelege und die liegende Welle *i*. Auf dieser steckt das ausrückbare Wurmrad *k*, welches von einem auf der bereits weiter oben genannten Welle *b* aus angetrieben wird. Ein ebenfalls auf *i* steckendes grösseres Handrad dient zum raschen Verschieben des Spindelkastens. Ausserdem lässt sich diese Verschiebung durch das Handrad *l* bewirken, an dessen Welle ein die Mutter der Schraube *h* drehender Wurm sich befindet.

Die Lagerung der hohlen Spindel und ihr Antrieb von der stehenden Welle *m* aus gleicht im wesentlichen dem vorhin Beschriebenen, bedarf also einer besonderen Erörterung nicht. Auch wird die Schaltbewegung der Bohrstange von der liegenden Welle *n* aus bethätigt, aber in etwas anderer Weise als vorhin. *n* dreht mittels Wurm und Wurmrad die Welle *o*, Fig. 676; auf dieser stecken lose drei Zahnräder, die mittels eines verschiebbaren Splintes mit ihr gekuppelt werden können. Der Splint wird unter Vermittlung des Stiftes *p* durch einen Handhebel, Fig. 675, verschoben. Die drei soeben genannten Räder greifen in ein daneben angebrachtes Stufenrad, dessen Welle durch ein Kegelradpaar die Welle *q* dreht, und diese endlich wirkt durch Wurm und Wurmrad (Fig. 675 links) auf die Welle, an welcher das die Bohrstange verschiebende Zahnrad sitzt.

Ich wende mich dann zu dem Hauptantrieb, welchen Fig. 677 im Grundriss zeigt. Durch eine fünfstufige Riemenrolle und ausrückbares Rädervorgelege können der Welle *r* 10 verschiedene Geschwindigkeiten gegeben werden. Der Lagerbock dieses Vorgeleges ist mit dem Bett *B* fest verschraubt.

Von *r* aus wird nun, nach Fig. 675 und 676 durch ein Kehrgetriebe zunächst eine Welle *s* mit Stufenrolle betrieben und von hier aus durch Riemen die mehrfach erwähnte, für die Schaltbewegungen des Spindelstockes und der Aufspannplatte bestimmte Welle *b*. Weiter sitzt auf *r*, und zwar fest, das Kegelrad *t*, durch welches die stehende Welle *m* ihre Drehung erfährt.

Da die Bohrstange dieser Maschine ausser in ihrer Längenrichtung nur in lothrechter Ebene Verschiebungen erfährt, so ist die Verwendung eines Hilfsständers *F*, Fig. 678 u. 679, Taf. XXXIV, bequem. Dieser wird auf dem Bett *B* befestigt. Es ist an ihm, wie die Abbildungen ohne wei-

teres erkennen lassen, das Hilfslager *u* mittels der Schraube *v* genau einzustellen.

Die Fig. 680 bis 684, Taf. XXXV und XXXVI, stellen zwei von Ernst Schiess in Düsseldorf gebaute derartige Maschinen nur in äusserer Ansicht dar; die Zeichnungen lassen jedoch auch bemerkenswerthe Einzelheiten erkennen.

Die erstere der Maschinen ist, wie die in Fig. 680 u. 681, Taf. XXXV eingeschriebenen Maasse erkennen lassen, recht gross; es misst die Aufspannplatte *A* 4000 mm im Geviert, und die höchste Lage der Bohrstangenmitte über der Aufspannplatte beträgt 3200 mm. Rechts vom Bett *B*, Fig. 680, liegt eine fünfstufige Antriebsrolle, welche entweder unmittelbar oder mittels der Räder *a* und *b* die im Bett gelagerte Welle *c*, Fig. 681, dreht. Durch ein Kegelradpaar wird von hier aus die stehende Welle *d* betrieben, und diese dreht eine, in Höhe der hohlen Spindel belegene und mit dieser auf- und absteigende liegende Welle, welche in Fig. 680 durch gestrichelte Linien angegeben ist. Von hier aus werden die Kegelräder *e* und *f* betrieben; sie drehen, wenn mit der hohlen Spindel gekuppelt, die Bohrspindel entweder rechts oder links herum. Der Handhebel *g* dient zur Bethätigung der zugehörigen Kupplung. Es kann die hohle Spindel und demgemäss die Bohrstange auch durch das ausrückbare Rädervorgelege *h i k l* betrieben werden.

Die liegende Welle, welche die Kegelräder *e* und *f* antreibt, ist nöthig, weil der Spindelkasten *E* mit dem Schlitten *D* nicht aus einem Stück besteht, sondern an diesem gedreht werden kann; nach dem Lösen der in Fig. 681 erkennbaren Schrauben, welche in eine ringförmige Aufspann-Nuth des Schlittens *D* greifen, ist der Spindelkasten mittels eines unter seinem kreisförmigen Rande liegenden Wurms so zu drehen, dass die Bohrstange nach oben bzw. nach unten sich richtet. Diese Sonderheit der Schiess'schen Maschine ist, wie leicht zu übersehen, für manche Arbeiten von grossem Werth. Von der hohlen Spindel aus wird die Bohrstangen-Schaltung betrieben: durch das Räderpaar *m n*, Fig. 680, eine mit letzterem verbundene Kurbelscheibe und ein tiefer liegendes Schaltwerk, ein im geschlossenen Kasten liegendes Rädervorgelege, die Welle *o*, Wurm und Wurmrad und schliesslich durch ein in die Verzahnung der Hülse *p* greifendes, mit dem Wurmrad zu kuppelndes Zahnrad. Es lässt sich dieses Zahnrad mittels des Handrades *q* rasch drehen, also die Bohrstange rasch verschieben; eine langsame, zum Anstellen dienende Verschiebung vermittelt das auf die Welle *o* wirkende Handrad *r*. Die Schraube *s* dient zum Verschieben des Schlittens *D* am Ständer *C*.

Von der Welle *c* aus wird durch Kegelräder und eine stehende Welle das Wendegetriebe *W*, Fig. 680, bethätigt, welches nebst verschiedenen Uebersetzungsrädern, in einem Kasten untergebracht ist. Durch in diesem Kasten gelagerte Stufenräder, die man mittels Handhebels *a* steuert, wird eine verdeckte, liegende Welle gedreht. Sie betreibt zunächst durch Kegelräder und eine stehende Welle die Mutter der im Bett *B* liegenden Schraube *x*. Diese Bethätigung ist auch von dem Kegelradpaar *z*, Fig. 681, aus mit Hilfe einer liegenden Welle zu erreichen; *z* wird durch die stehende Welle *t* und diese durch das Kegelradpaar *y* und eine Ratsche oder Knarre bewegt, so dass der auf der Brücke *F* stehende Arbeiter mittels der Hand die Mutter der Schraube drehen und damit den Bock *C* auf dem Bett *B* verschieben kann.

Ferner bethätigt die vorhin genannte liegende Welle — weiter links in Fig. 680 — die stehende Schraube *s*, Fig. 681. Deren an dem Schlitten gelagerte Mutter kann durch ein Kegelradpaar und ein Handkreuz, welches rechts vom Buchstaben *u*, Fig. 681, aufgesteckt wird, vom Standorte des Arbeiters aus gedreht werden. Wenn das Handkreuz an der bezeichneten Stelle nicht zu benützen ist, weil durch schiefe Einstellung des Spindelkastens *E* ihm der nöthige freie Raum fehlt, so steckt man das Handkreuz auf das links vom Buchstaben *u* belegene Vierkant und dreht das Kegelradpaar unter Vermittlung des Räderpaares *u*.

Das Wendegetriebe *W*, Fig. 680, wird durch die stehende Welle *v* gesteuert und zwar entweder in der Nähe von *W* oder weiter oben, von der Brücke *F* aus, mittels des Handhebels *H*.

Das vom Standorte des Arbeiters auf der Brücke *F* zu Verrichtende besteht hiernach in dem Folgenden:

Rasche und langsame Handverschiebung der Bohrspindel;

Einstellung des Spindelkastens *E* am Schlitten *D*;

Handverschiebung des *D* am Bock *C* und des letzteren am Bett *B*.

Steuerung aller dieser Verschiebungen, wenn sie von der Maschine selbstthätig ausgeführt werden.

Nur einige Geschwindigkeitsänderungen müssen an anderen Orten vorgenommen werden.

Die Fig. 682, 683 u. 684, Taf. XXXVI, stellen eine doppelte Bohr- und Fräsmaschine dar.

Die beiden Ständer gleichen sich einander; sie sind unabhängig von einander zu betreiben, weshalb — s. Grundriss — sich zwei Antriebs-Stufenrollen vorfinden. Die zugehörigen langgenutheten Wellen *a* und *b* werden längs fast der ganzen Bettlänge benützt; sie liegen neben einander, und *b* betreibt die zum rechts stehenden Bock gehörige Antriebswelle *c* durch ein Kegelradpaar, während auf *a* links ein Stirnrad *d* verschiebbar steckt und unter Vermittlung eines zweiten Stirnrades einer um *b* frei drehbaren Hülse und eines Kegelradpaares die zum linksseitigen Bock *B* gehörende Welle *c* treibt.

Die Wellen *c* bethätigen bei beiden Böcken in gleicher Weise je ein im Spindelkasten angebrachtes Kehr- oder Wendegetriebe, bezw. eine liegende Welle und durch diese vermöge dreier ausrückbarer Rädervorgelege die hohle Hauptspindel nebst umschlossener Bohrstange *f*. Dieser können sonach 15 verschiedene Geschwindigkeiten gegeben werden, und zwar von 1 bis zu 120 minutlichen Drehungen.

Sämmtliche Schaltbewegungen werden von der hohlen Hauptspindel abgeleitet, und zwar wird zunächst durch zwei ausrückbare Rädervorgelege und dreifache Stufenräder ein Kehrgetriebe *g* Fig. 683 bethätigt.

Weiter wird die Bewegung auf eine unter dem Schlitten *h* liegende Schraube übertragen, welche diesen Schlitten und damit die Bohrstange *f* verschiebt. Es sind die Räderübersetzungen so gewählt, dass die nach obigen möglichen 6 Zuschiebungsgeschwindigkeiten zu 0,09 mm bis 3,5 mm für jede Bohrstangendrehung gewählt werden können. Nach dem Oeffnen des betreffenden Mutterschlusses vermag man den Schlitten *h* und die Bohrstange *f* mittels eines in eine feste Zahnstange greifenden Zahnrades und des Handkreuzes *i* rasch zu verschieben.

Die selbstthätige Verschiebung des Schlittens *D* am Bock *B* erfolgt

durch Drehen der zur stehenden Schraube *k* gehörenden Mutter, und die Verschiebung des Bockes *B* längs des Bettes durch Drehen der zur Schraube *m* gehörigen Mutter unter Vermittlung der langgenutheten stehenden Welle *l*. Es können diese für Fräsarbeiten bestimmten Schaltbewegungen zu 0,4 mm bis 5 mm für jede Drehung der Bohrstanze eingestellt werden. Neben diesen Schaltungsverschiebungen sind durch die Maschine raschere Verschiebungen auszuführen, auf die ich nicht näher eingehen will; auch erwähne ich nur, dass selbstverständlich die nöthigen Einrichtungen zur Verschiebung mittels der Hand vorgesehen sind.

Die grosse Aufspannplatte *A* ist mit dem Bett der Böcke fest verschraubt; es können auf ihr Hilfsböcke *E* befestigt werden, welche je ein Hilfslager für Verlängerungen der Bohrstanzen tragen.

Diesen Beispielen mögen noch einige Quellen,<sup>1)</sup> in denen andere Beispiele sich finden, angefügt werden.

Behufs Ausbohrens von Höhlungen, welche an ihrer Mündung mindestens eben so weit sind, als die Bohrweite beträgt, kann man den Stichel vor dem Eintritt in die Höhlung einstellen; es liegen für dieses Einstellen also keinerlei Schwierigkeiten vor. Ist die Mündung enger als die Bohrweite, aber doch gegenüber der Bohrstangendicke reichlich gross, so kann man den Stichel innerhalb des Auszubohrenden auf den verlangten Halbmesser einstellen. Der Bohrkopf *b*, Fig. 650, Taf. XXX, ist z. B. mit einer hierzu geeigneten Verstellbarkeit der Stichel ausgerüstet. Bei engen Mündungen der Löcher ist die Lösung weniger leicht.

Ist die Länge der Erweiterung und der Abstand derselben von der Mündung gering, so kann, nach Fig. 685, in der Bohrstange *b* das gekröpfte Werkzeug *a* verwendet werden, wenn die Mündung des Werkstücks *w* so gross ist als der halbe Unterschied der Weiten, vermehrt um die erforderliche Dicke des Werkzeugs *a*. Auch ist für den vorliegenden Zweck die durch Fig. 686 dargestellte Einrichtung<sup>2)</sup> zu gebrauchen. In die Bohrstange, oder die Spindel einer Lochbohrmaschine, ist das Verlängerungsstück *a* geschraubt. Man stützt es zwischen der Bohrstange und der aufgeklemmten Schelle *e* nochmals durch ein Lager. In dem kopfartigen

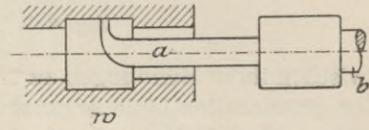


Fig. 685.

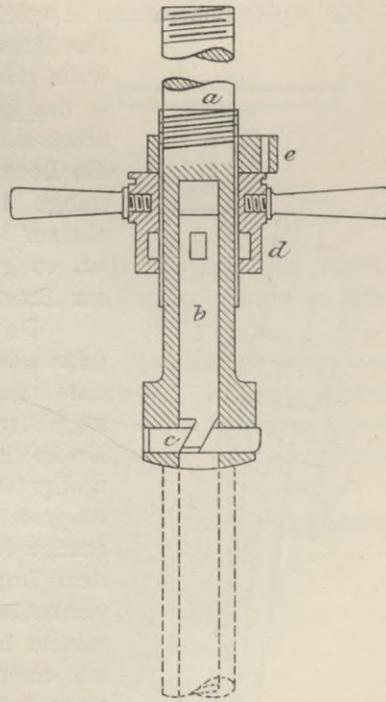


Fig. 686.

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1884, S. 958; 1895, S. 984, mit guten Abb. Annales industr., 28. Okt. 1884, S. 541, mit guten Abb. Engineering, April 1897, S. 537, mit Schaubild. The American Engineer, Juni 1895, S. 284, mit Schaubild. Engineering News, Okt. 1896, S. 269, mit Schaubild. American machinist, 6. Mai 1897, S. 335, mit Abb.

<sup>2)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1886, S. 366, mit Abb.

freien Ende von *a* steckt der Stichel *c*; er ist mit zwei schrägen Schlitzsen versehen, in welche zwei schräge Finger des Stiftes *b* greifen, so dass durch Verschieben dieses Stiftes der Stichel *c* nach aussen geschoben, bzw. zurückgezogen wird. In *b* steckt ein Splint, welcher durch zwei Schlitzse nach aussen hervorragt und dort von einer Nuth der Mutter *d* umfasst wird. Es wird sonach der Stichel *c* durch Drehen der Mutter *d* verschoben.

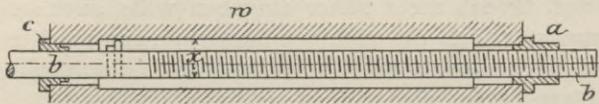


Fig. 687.

Es lässt sich diese Einrichtung auch für lange, zwischen ihren Mündungen zu erweiternde Löcher benutzen, wenn man *a* nach der gestrichelten Linie ergänzt und mit dieser Verlängerung in einem Lager stützt. Man findet auch die durch Fig. 687 dargestellte Vorrichtung. *w* ist z. B. die hohle Welle eines ausrückbaren Rädervorgeleges (Fig. 323 u. 324, S. 162) *b* eine Bohrstange, in welcher der Stichel durch einen Keil befestigt ist.

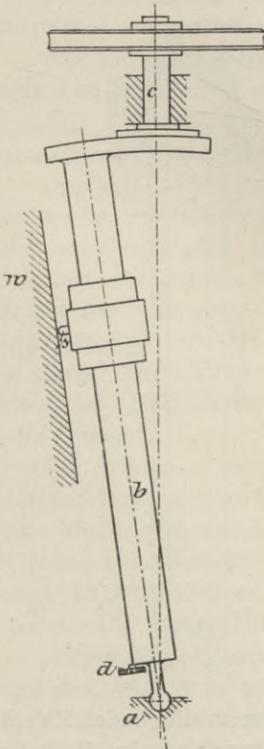


Fig. 688.

Das Maass *x* darf nicht grösser sein als die Mündungsweite der Bohrung, um die Bohrstange nebst Stichel in das Loch einführen zu können. Ist letzteres geschehen, so bringt man die Büchsen *a* und *c* in die Lochmündungen und giebt hierdurch der Bohrstange die richtige Lage. Wenn *a* als Mutter für ein auf *b* geschnittenes, feines Gewinde ausgebildet ist, so genügt einfaches Umdrehen der Bohrstange zur Bethätigung des Stichels.

Das Ausbohren kegelförmiger Löcher mittels der Bohrstange kann dadurch erreicht werden, dass man das eine Ende der Bohrstange mittels kugelförmigen Zapfens lagert und das andere im Kreise herumdreht.<sup>1)</sup> Für grössere Spitzenwinkel und grössere Abmessungen ist u. a. die durch Fig. 688 dargestellte Anordnung recht brauchbar. Die selbstthätige Bohrstange *b* stützt sich mit einem Ende in dem Lager *a* und ist am anderen Ende mit dem verstellbaren Zapfen *c* versehen. Dieser wird mit seinem breiten Fuss an einem mit der Bohrstange aus einem Stück bestehenden Bügel verschraubt und trägt das Antriebsrad. Der Stichel *s* wird mit dem Bohrkopf mittels einer Schraube verschoben, die ein Sternrad *d* bethätigt.

Für kleinere Löcher richtet man sich so ein, dass der Stichel sich längs einer in festem Winkel gegen die Drehaxe liegenden Führung verschiebt.<sup>2)</sup>

Nach Fig. 689 sitzt auf der Spindel *a* ein Körper *b*, an welchem der Stichel *s* mit seinem Schlitten durch eine Schraube verschoben wird,

<sup>1)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1869, Bd. 193, S. 10, mit Abb. American Machinist, 2. Mai 1895, S. 341, mit Abb. Zeitschr. f. Werkzeugm. Aug. 1898, S. 361, mit Abb.

<sup>2)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1886, Bd. 260, S. 301, mit Abb.; 1892, Bd. 284, S. 161, mit Abb.

welche das Sternrad  $d$  bethätigt; nach Fig. 690 wird der Stichel  $s$  durch zwei quer hindurchgehende Splinte an dem Rahmen  $b$  geführt.  $b$  sitzt an der Welle  $a$  fest. Fig. 691 zeigt eine Vorrichtung, welche sich z. B. zum Ausbohren der kegelförmigen, zur Aufnahme der Zapfen dienenden Löcher in Kurbeln eignet. In der Welle  $a$  ist ein schräg zu ihrer Axe liegendes vierkantiges Loch ausgebildet, in welchem der Stichelhalter  $b$  steckt. Die Schraube  $c$  dient zum Verschieben des Stichelhalters.

Man hat auch Ausbohrvorrichtungen für krumme Röhren in Vorschlag gebracht.<sup>1)</sup>

Endlich ist noch der Maschinen zum Ausbohren unrunder Löcher zu gedenken, was durch Anführung von Quellen<sup>2)</sup> geschehen mag. Diese Maschinen sind von geringem Werth, weil die Richtlinie der Schneide (S. 32) ihre Lage gegenüber der in Bearbeitung befindlichen Fläche stark wechselt.

b) Schwärmer. Schon durch die Fig. 650, Taf. XXX, 652, 661, Taf. XIX, u. 665 sind Schwärmeranordnungen zur Anschauung gebracht und zwar solche, welche Hilfsausrüstungen der Bohrstangen bilden. Es ist nur noch einiger, das Wesentliche der betreffenden Maschinen ausmachenden Schwärmer zu gedenken.

Fig. 692 ist ein Schnitt des Haupttheiles einer Maschine, welche zum Bearbeiten der Flanschenflächen von Heizkörpergliedern  $a$  dient. Diese werden auf einem oben so ausgebildeten Schlitten  $b$ , dass die aufgelegten Werkstücke ohne weiteres die richtige Lage erhalten, befestigt. An jedem Ende eines dieser Heizglieder, deren Längenrichtung rechtwinklig zur Bildfläche liegt, sind zwei entgegengesetzt liegende Flanschen so zu bearbeiten, dass sie genau gleichen Abstand haben und zu einander genau gleichlaufend sind. Zu diesem Zweck ist rechts und links von  $a$  ein Schwärmer angebracht — nur der links liegende ist gezeichnet — und der Aufspannschlitten quer zu den Axen der Schwärmer verschiebbar gemacht, so dass, nachdem die Flanschen des einen Endes bearbeitet sind, ohne Umspannen des Werkstücks das andere Flanschenpaar zwischen die Schwärmer gebracht werden kann. Die Schwärmer bestehen je aus einer in ganzer Länge durchbohrten, gut gelagerten Welle  $d$  und einem entweder mit ihr aus einem Stück gefertigten, oder an der Welle  $d$  befestigten Arm  $e$ , an welchem

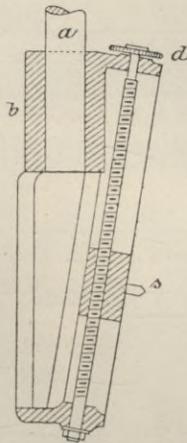


Fig. 689.

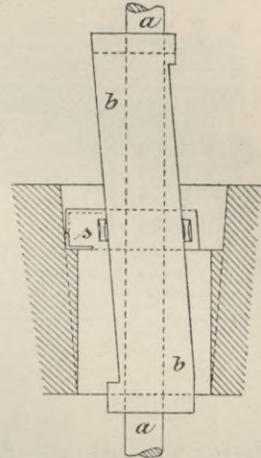


Fig. 690.

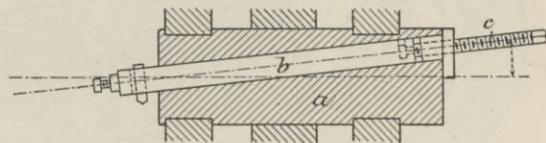


Fig. 691.

genau gleichlaufend sind. Zu diesem Zweck ist rechts und links von  $a$  ein Schwärmer angebracht — nur der links liegende ist gezeichnet — und der Aufspannschlitten quer zu den Axen der Schwärmer verschiebbar gemacht, so dass, nachdem die Flanschen des einen Endes bearbeitet sind, ohne Umspannen des Werkstücks das andere Flanschenpaar zwischen die Schwärmer gebracht werden kann. Die Schwärmer bestehen je aus einer in ganzer Länge durchbohrten, gut gelagerten Welle  $d$  und einem entweder mit ihr aus einem Stück gefertigten, oder an der Welle  $d$  befestigten Arm  $e$ , an welchem

<sup>1)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1864, Bd. 174, S. 255, mit Abb.

<sup>2)</sup> Bulletin de la société d'Encouragement, Dec. 1890, S. 787, mit Abb. Iron, Juli 1890, S. 49, mit Abb. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1891, S. 1356, mit Abb.

das Stichelhaus *f* in der Richtung des Halbmessers durch eine Schraube verschoben wird. Die Schraube erfährt ihre Drehung unter Vermittlung eines Kegelradpaares durch die in *d* liegende Welle, und diese in ähnlicher

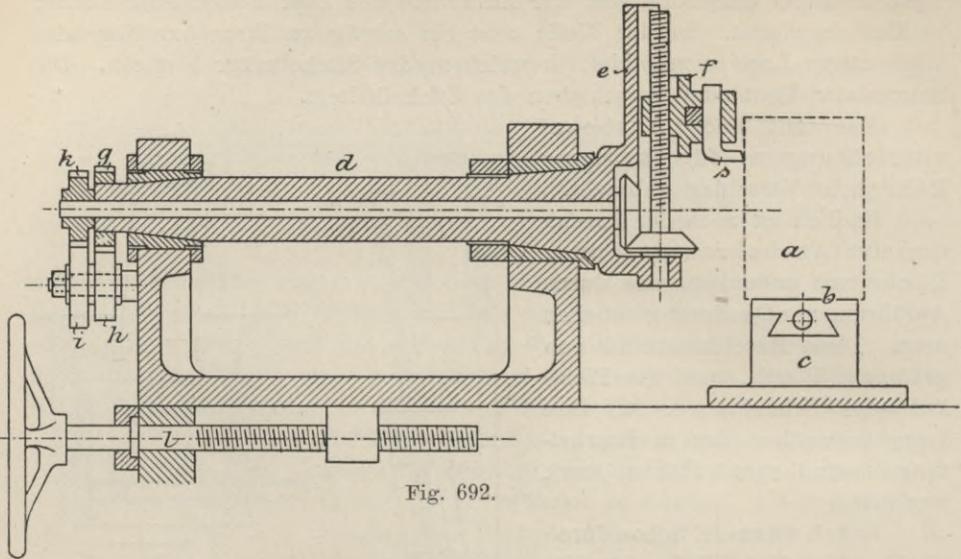


Fig. 692.

Weise, wie bei selbstthätigen Bohrstanzen (vergl. Fig. 652) gebräuchlich ist. Auf der Welle *d* sitzt nämlich das Stirnrädchen *g* fest. Dieses dreht

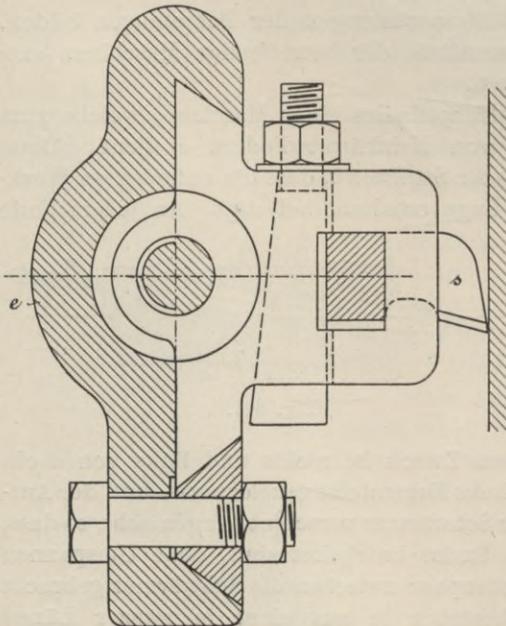


Fig. 693.

das um einen Bolzen lose drehbare Rädchen *h*, welches mit *i* verbunden ist, und *i* greift in das an der dünnen Welle fest sitzende Rädchen *k*. Durch die verschiedenen Uebersetzungsverhältnisse der Räderpaare *gh* und *ik* wird eine gegensätzliche Drehung der beiden in einander steckenden Wellen hervorgebracht. Behufs Aenderns der Zuschiebungsgeschwindigkeit ist das Räderpaar *ik* auszuwechseln. Die Einstellung für den richtigen Abstand der abgeschwärmten Flächen wird durch Verschieben des Spindelstockes mittels der Schraube *l* bewirkt. Fig. 693 zeigt in grösserem Maassstabe einen Querschnitt des Armes *e* und des Stichelhauses. Der Stichel *s* ist gekröpft, und sein

Stiel wird durch einen Keil im Stichelhause festgehalten. Eine hiermit verwandte Maschine ist an unten genannter Stelle<sup>1)</sup> beschrieben.

<sup>1)</sup> American machinist, 1. Okt. 1891, mit Schaubild.

Ferner ist hiermit eine Röhrenabschneidemaschine der Werkzeugmaschinenfabrik von Breuer, Schumacher & Co. in Kalk, Fig. 694, nahe verwandt.<sup>1)</sup> Die linksseitig belegene zweitheilige Hülse wird auf der Röhre festgeklemmt. Auf ihr ist der rechtsseitig liegende Schwärmer drehbar angebracht. Der Betrieb erfolgt durch ein Spillrad und ein Kegelradvorlege, was das Bild ohne weiteres erkennen lässt. Die Verschiebung des Stichelhausschlittens bewirkt eine Schraube, an welcher ein mit seinen Zacken gegen einen Stift stossendes Sternrad befestigt ist.

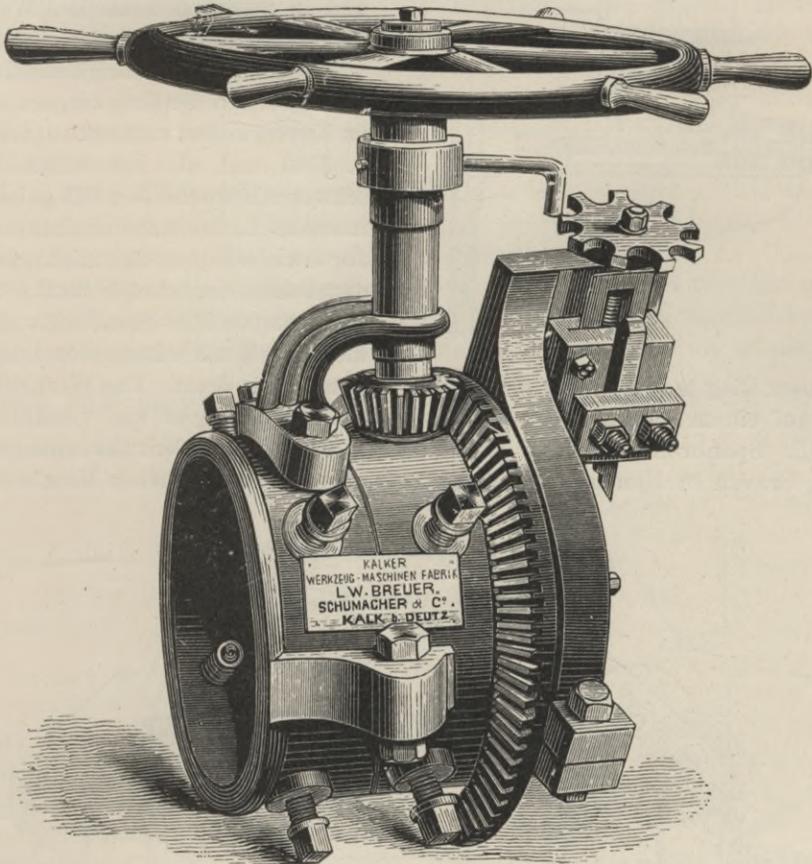


Fig. 694.

Es ist der Schwärmer auch zum Abdrehen geeignet und im Gebrauch; er verliert allerdings damit die Berechtigung seines Namens.

Beispielsweise gehört hierher Urquhart's tragbare Vorrichtung zum Nachdrehen der Kurbelwarzen;<sup>2)</sup> Fig. 695 ist ein Schnittbild derselben. Eine Röhre *a* ist in dem Schlitten *b* drehbar gelagert; sie kann durch Wurm und Wurmrad gedreht werden. Rechtsseitig ist die Röhre *a* mit einem Flansch versehen, an welchem der Stichel *s* befestigt ist, bezw. behufs Einstellens verschoben werden kann. Die Schaltbewegung wird durch Verschieben des Schlittens *b* auf dem Winkel *c* hervorgebracht, und die

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1882, S. 100, mit Abb.

<sup>2)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1888, Bd. 267.

stellbare Spitze *d* wird in die Körnervertiefung der Kurbelwelle versenkt, um den Kurbelwarzenkreis-Halbmesser rasch und genau zu gewinnen. Eine ähnliche Vorrichtung ist später beschrieben.<sup>1)</sup> Uebrigens zeigte bereits auf

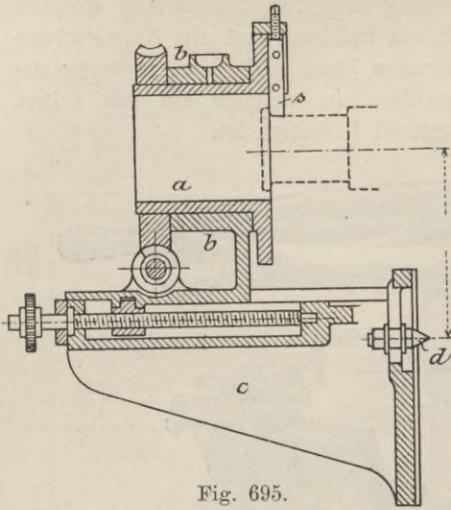


Fig. 695.

der 1878er Pariser Ausstellung die Paris-Orleans-Eisenbahn eine vollkommene — allerdings auch viel theurere — Maschine, welche in gleicher Weise zum Nachdrehen der Lokomotiv-Kurbelwarzen dient, und in manchen deutschen Werkstätten Eingang gefunden hat.

Wegen der Schwierigkeiten, die das Abdrehen der Kröpfungszapfen an Kurbelwellen verursacht (vergl. S. 333) und die namentlich bei schweren Kurbelwellen sich geltend machen, baute Mazeline in Havre vor etwa 50 Jahren eine mit kreisendem Stichel das ruhende Werkstück bearbeitende Maschine.<sup>2)</sup> Es sind die Stichel, nach innen vorragend,

an einem Ring befestigt, der sich in einem festen Ring dreht. Das Werkstück liegt auf einem Schlitten, der es in seiner Längsrichtung so viel verschiebt, wie die Spanbreite fordert. Dieser Maschine sehr ähnlich ist eine von Gebr. Craven in Manchester gebaute, gleichem Zweck dienende Maschine.<sup>3)</sup>

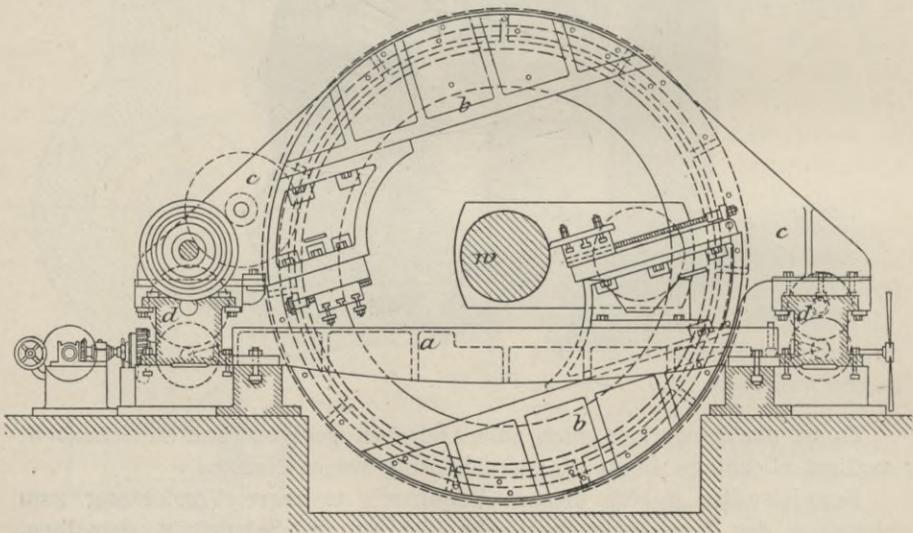


Fig. 696.

Fig. 696 giebt die Abbildungen der Quellen im wesentlichen wieder. Die zu bearbeitende Kurbelwelle *w* ist auf den Balken *a* befestigt. Ein mit

<sup>1)</sup> The American Engineer and Railroad Journal, April 1895, mit Schaubild.

<sup>2)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1858, Bd. 150, S. 161, mit Abb.

<sup>3)</sup> The Engineer, Dec. 1886, S. 457, mit Abb. Le génie civil, Dec. 1887, S. 92 mit Abb.

den Winkeln  $b$  behafteter Ring dreht sich an dem Bock  $c$ , und dieser wird auf den Betten  $d$  verschoben. Die Winkel  $b$  tragen, wie die Abbildung erkennen lässt, die Stichelhäuser. Die Craven'sche Maschine unterscheidet sich also von der Mazeline'schen dadurch, dass die Stichel sowohl die Arbeits-, als auch die Schaltbewegung auszuführen haben, während das Werkstück ruht.

Eine fernere hierher gehörende, anscheinend recht gut ausgebildete, gleichen und ähnlichen Zwecken dienende Maschine von G. Ansaldo ist an unten verzeichneten Stellen beschrieben.<sup>1)</sup>

Man hat das vorliegende Arbeitsverfahren — mittels kreisenden Stichels — auch für das Runden von Wellen und Kolbenstangen vorgeschlagen.<sup>2)</sup>

c. Lochbohrmaschinen. Hierunter sind solche Bohrmaschinen verstanden, welche fast ausschliesslich im vollen Metall Löcher zu erzeugen haben.

$\alpha$ . Die Widerstände, welche auf den Bohrer wirken, sind nicht so einfach zu erkennen wie bei den vorhin erörterten Maschinen, es sollen ihnen daher einige Worte gewidmet werden.

Jede der beiden Bohrerschneiden hebt die Hälfte des bei einer ganzen Bohrerndrehung zu zerspanenden Metalls ab. Heisst die Zuschubung für eine Drehung des Bohrers  $\delta$  und der Bohrerndurchmesser  $d$ , so ist der Querschnitt jedes Spanes  $= \frac{d}{2} \cdot \frac{\delta}{2}$  und das von dem Bohrer zu überwindende Drehmoment:

$$M = 2 \cdot \frac{d}{2} \cdot \frac{\delta}{2} \cdot K \cdot \frac{d}{4} = \frac{d^2}{8} \cdot \delta \cdot K \quad \dots \quad (88)$$

wenn  $K$  die S. 13 angegebene Werthziffer bedeutet.

In der Axenrichtung des Bohrers tritt ein Widerstand:

$$P = 2 \cdot W_2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \quad \dots \quad (89)$$

auf, wenn nach Fig. 697  $\alpha$  den Spitzwinkel des Bohrers und  $W_2$  die rechtwinklig zur Spanbreite auftretende Kraft (S. 14) bezeichnet. A. a. O. wurde empfohlen, dieses  $W_2$  dem in der Arbeitsrichtung auftretenden Widerstande, also hier dem Betrage  $\frac{\delta}{2} \cdot \frac{d}{2} \cdot K$  gleichzusetzen. Hiernach wird

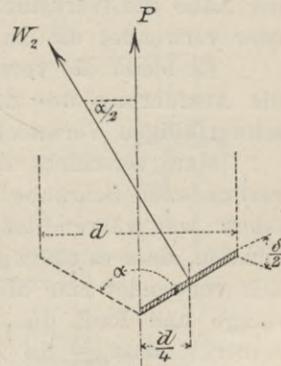


Fig. 697.

$$P = 2 \cdot \frac{\delta}{2} \cdot \frac{d}{2} \cdot K \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = \frac{1}{2} \cdot \delta \cdot d \cdot K \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \quad \dots \quad (90)$$

Bei sogen. Kanonenbohrern pflegt  $\frac{\alpha}{2} = 1$  zu sein, so dass, wenn diese in Aussicht genommen werden:

<sup>1)</sup> Revue industrielle, Bd. 3, S. 26, mit Abb. Dingl. polyt. Journ. 1889, Bd. 273, S. 495, mit Abb.

<sup>2)</sup> Schönheyder, Dingl. polyt. Journ. 1876, Bd. 221, S. 210, mit Abb. Japy, Dingl. polyt. Journ. 1886, Bd. 260, S. 198, mit Abb. Pzillas, Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1887, S. 807, mit Abb.

$$P = \frac{1}{2} \cdot \delta \cdot d \cdot K$$

einzusetzen ist; bei den sonstigen Bohrern beträgt  $\frac{\alpha}{2}$  etwa  $= 60^\circ$ , demnach  $P$  etwa:

$$P = 0,44 \cdot \delta \cdot d \cdot K.$$

$\beta$ . Lagerung und Zuschiebung. Die Lagerung der Bohrspindeln gleicht in den seltenen Fällen, in denen man das Werkstück gegen den Bohrer oder den Bohrer nebst Spindel und Spindelkasten gegen das Werkstück schiebt, der Drehbankspindellagerung (S. 75 bis 78).

In der Regel wird die Bohrspindel ohne den Spindelkasten gegen das ruhende Werkstück geschoben. Demnach steckt sie verschiebbar in einer gut gelagerten hohlen Spindel, wie bei den Ausbohrmaschinen Fig. 666 genauer angegeben, oder mit dem Schwanzende verschiebbar in einem Lager, mit dem anderen Ende ebenso in der gut gelagerten Nabe des Antriebsrades, bezw. der Büchse, welche diese Lagerung vermittelt, oder endlich steckt sie mit dem Schwanzende verschiebbar in der Nabe des Antriebsrades, mit dem anderen in einer verschiebbaren Büchse.

Das erste der hier angeführten Lagerungsverfahren — ohne Verschiebbarkeit der Spindel gegenüber dem Spindelkasten — bietet im allgemeinen die sicherste Stütze, wogegen die Verschieb- bezw. Drehbarkeit der Spindel in nicht nachstellbarer Bohrung — wie bei den anderen Lagerungsarten — mit der Zeit zu Lockerungen führt. Da jedoch die Lochbohrer sich im Werkstück selbst führen, so bedeuten diese Lockerungen für das Bohren im vollen Metall wenig, so lange sie in mässigen Grenzen bleiben. Wird hochgradige Genauigkeit verlangt, so führt man den Bohrer selbst noch in der Nähe des Werkstücks mittels einer genau passenden, harten Stahlbüchse, oder verwendet die an erster Stelle angeführte Drehbankspindellagerung.

Es bietet die verschiebbare Bohrspindel Bequemlichkeiten in Bezug auf die Ausführung des Zuschiebens, gegenüber der bei grösseren Maschinen schwerfälligen Verschiebung des Spindelstockes.

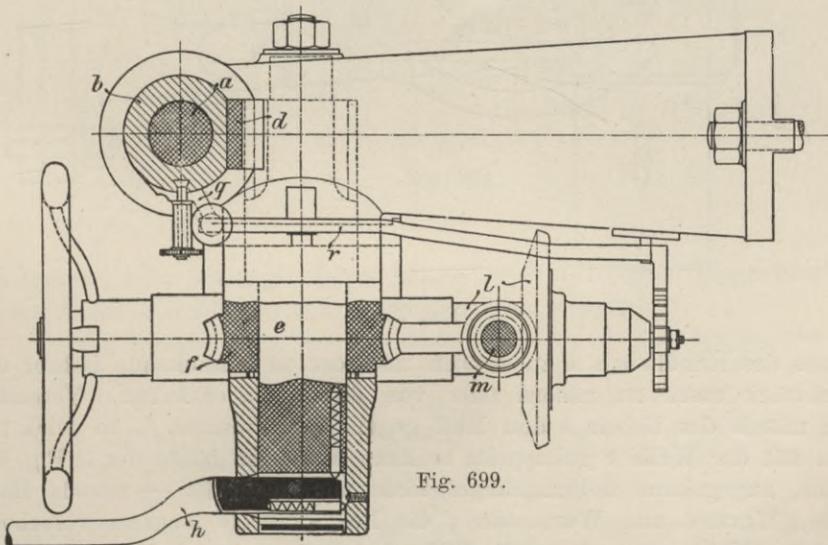
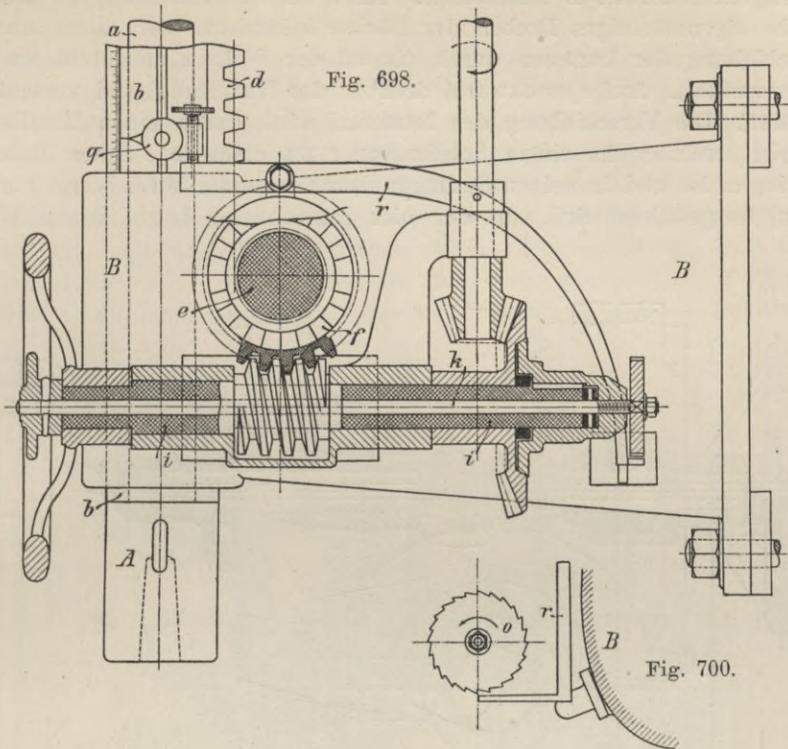
Man verschiebt die Bohrspindel mittels einer durch Wirbel mit ihr verbundenen Schraube<sup>1)</sup>, oder mittels Zahnstange und Rad. Ersteres Verfahren war während längerer Zeit das bei weitem vorherrschende, weil man annahm, dass es einen glatteren Schnitt liefere als das letztere<sup>2)</sup>; in neuerer Zeit verwendet man aber fast ausschliesslich die Zuschiebung mittels Zahnstange und Rad, die bereits 1830 im Gebrauch war. Es sei gleich hier bemerkt, dass — da Zahnstange und Rad nicht selbsthemmend sind — bei diesem Verfahren für stehende Lochbohrmaschinen eine Gewichtsausgleichung für die verschiebbaren Theile nöthig ist, was man bereits 1830 berücksichtigte.

Man kann bei der Verschiebung durch eine Schraube diese zwar rasch drehen, erzielt dadurch aber keine so rasche Verschiebung, als für das Ansetzen und Zurückziehen des Bohrers erwünscht ist. Nun ist zwar möglich, die Mutter zu öffnen (S. 190) und dann die rasche Verschiebung durch ein anderes Mittel zu bewirken. Demgemäss durchgebildete Bohrmaschinen giebt es; die Handhabung der betreffenden Einrichtung ist jedoch umständ-

<sup>1)</sup> Pfaff, Dingl. polyt. Journ. 1877, Bd. 223, S. 456, mit Abb.

<sup>2)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1868, S. 148.

lich. Die Verschiebung durch Zahnstange und Rad ist in viel handlicherer Weise nach Bedarf rasch oder langsam durchzuführen, durch welchen Um-



stand sich diese Verschiebungsweise ihr gegenwärtig grosses Gebiet erobert hat. Es seien hier einige derartige Einrichtungen angeführt.

Fig. 698, 699, 700 zeigen eine amerikanische<sup>1)</sup> in Aufriss, Grundriss

<sup>1)</sup> Vergl. Pechan, Werkzeuge und Werkzeugmaschinen auf der Weltausstellung in Chicago, Wien 1894, K. K. Centralkommission, S. 57, mit Abb.

und einer Beifigur. Die Bohrspindel *a* ist in der Büchse *b* drehbar, muss aber deren Verschiebungen in einer Bohrung des am Maschinengestell zu befestigenden Armes *B* mitmachen. An *b* ist eine Zahnstange *d* befestigt, welche eigenmächtiges Drehen der Büchse *b* hindert, vor allem aber die Verschiebung der letzteren durch ein an der Welle *e* ausgebildetes Zahnrad vermittelt. Auf *e* steckt frei drehbar das Wurmrad *f* und verschiebbar ein Muff. Die Verschiebung des letzteren wird durch einen Handhebel *h* bewirkt, welcher in einem Schlitz von *e* um einen in *e* festen Bolzen zu schwingen ist und in seinen Endlagen durch federnde Stifte (verg. Fig. 699, unten) festgehalten wird. In der hier gezeichneten Lage ist die Welle *e*

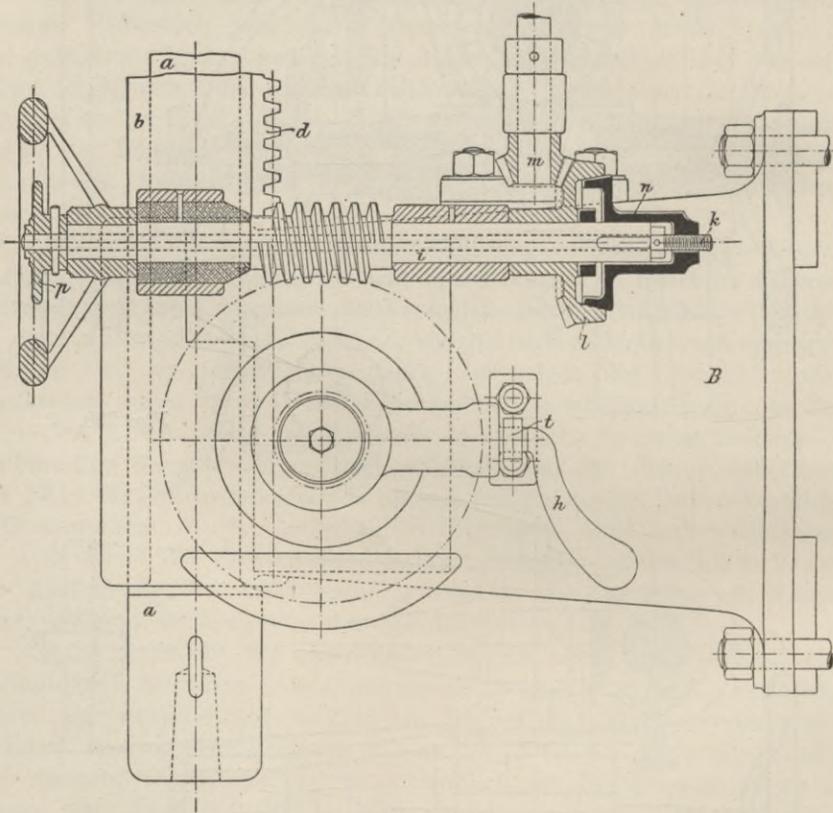


Fig. 701.

mittels des Handhebels *h* zu drehen und der in *a* steckende Bohrer dem Werkstück rasch zu nähern oder von diesem zu entfernen. Verschiebt man mittels des Hebels *h* den Muff gegen das Wurmrad *f*, so wird letzteres mit der Welle *e* gekuppelt; es kann nun — so lange der in Fig. 698, rechts, angegebene Reibungskegel nicht angezogen ist — mittels Handrades, Wurmtes und Wurmrades *f* die Bohrspindel *a* langsam verschoben werden. Zieht man aber mit Hilfe des Stifts *k* den Reibungskegel an, so wird das Kegelrad *l* mit der Wurmwelle *i* gekuppelt, und es tritt die selbstthätige Zuschiebung von der Welle *m* aus ein. Die zu bohrende Lochtiefe lässt sich nach dem an der Büchse *b* verzeichneten Maassstabe und dem Zeiger *q* einstellen. Eine in *q* drehbare Schraube stösst, sobald die beabsichtigte Lochtiefe erreicht ist, gegen den linksseitigen Arm

des Hebels *r* hebt dessen rechtsseitigen Arm, Fig. 700, und sperrt damit die Drehung des Rades *o*. Dieses sitzt auf dem Stift *k* fest, hindert ihn also jetzt, an der Drehung der Welle *i* sich ferner zu betheiligen, und löst damit die Kupplung des Rades *l*.

Es sei bei dieser Gelegenheit darauf hingewiesen (vergl. S. 181), dass bei dem selbstthätigen Verschieben der Bohrspindel fast immer eins der Betriebsmittel so eingerichtet wird, dass es gleitend nachgiebt, sobald der Widerstand eine ungewöhnliche Grösse (z. B. durch Bruch des Bohrers) erreicht. Diesem Zweck dient hier die Kupplung von *l*.

Die hier beschriebene Einrichtung leidet an der Schwäche, dass der Hebel *h* sich mit der Welle *e* drehen muss. Das ist lästig, weil *h* eine ziemliche Länge hat. Es sind deshalb allgemein nur etwa  $\frac{2}{3}$  Drehungen der Welle *e* zu benutzen, während grössere Verschiebungen im Abstand

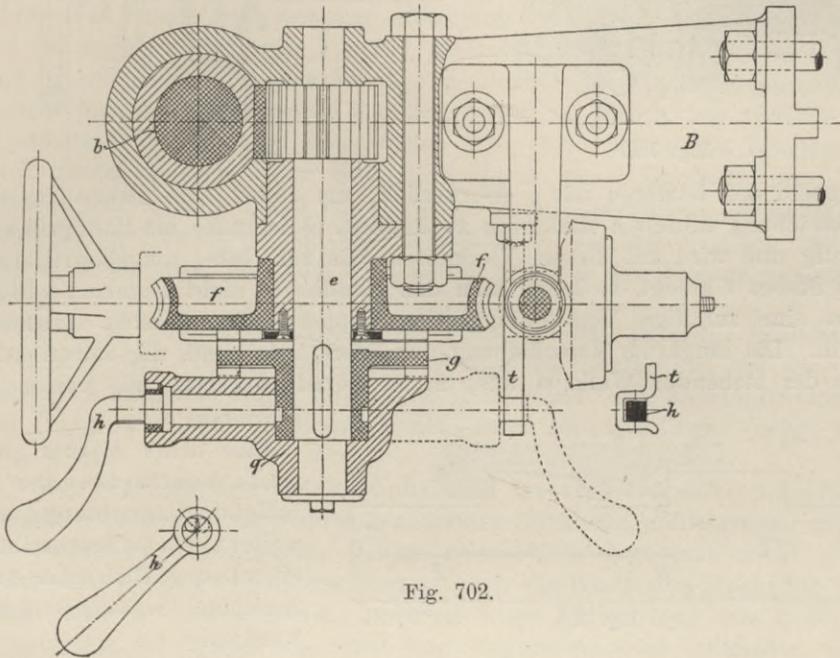


Fig. 702.

des Bohrers vom Bohrtisch durch höhere oder niedrigere Einstellung des Armes *B* am Maschinengestell erreicht werden müssen.

Diesen Mangel vermeidet die durch Fig. 701 bis 703 abgebildete Einrichtung, welche vor einigen Jahren von mir angegeben ist. Es bezeichnet wieder *a* die in der Büchse *b* drehbare und mit dieser verschiebbare Bohrspindel, *d* die an *b* feste Zahnstange und *e* die Welle des zugehörigen Zahnrades. *e* ist an einem Ende in dem die ganze Vorrichtung tragenden Arm *B*, mit ihrem Halse aber in einer wegnehmbaren Büchse gelagert. Um einen Hals der letzteren dreht sich das Wurmrad *f* frei, um das nach aussen vorstehende Ende der Welle *e* ebenso der Körper *q*, welcher den Handhebel *h* trägt. Zwischen *f* und *q* ist, längs auf *e* fester Leisten, das Kuppelstück *g* verschiebbar, dessen Zähne entweder das Wurmrad *f* oder den Körper *q* mit der Welle *e* kuppeln, so dass, je nach Stellung des Kuppelstücks *g*, die Verschiebung der Bohrspindel entweder rasch mittels des Handhebels *h* oder langsam durch die Wurmwelle *i* erfolgen kann. Die Ver-

schiebung des Kuppelstücks  $g$  vermittelt nun ein an  $h$  ausgebildeter Kurbelzapfen, welcher in eine Ringnuth von  $g$  greift. Der Arbeiter kann also, ohne den Handhebel  $h$  loszulassen, die eine oder andere Kupplung schliessen und die rasche Verschiebung der Bohrspindel bewirken; gelingt diese in einer Schwingung des Hebels nicht in erforderlicher Länge, so ist nur ein vorübergehendes Kuppeln an  $f$ , Zurückschwenken des Hebels  $h$  und darauf

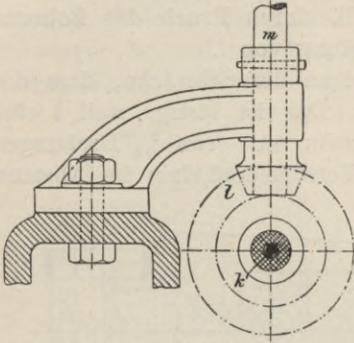


Fig. 703.

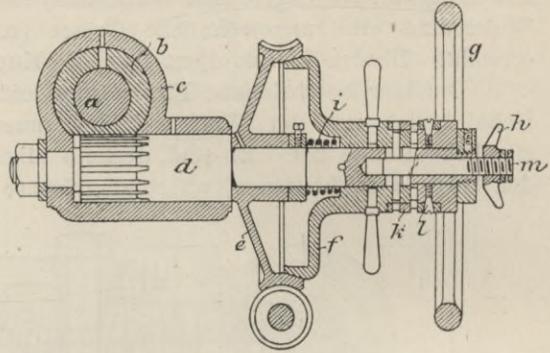


Fig. 704.

Kuppeln des letzteren mit  $g$  erforderlich, um sofort eine zweite, weitere Zuschiebung mittels  $h$  ausführen zu können.  $h$  ist nahe am Handgriff vierkantig und wird mit diesem Vierkant in das zur Gabel umgebogene Ende des Stabes  $t$  gelegt, so lange man den Handhebel nicht benutzen will, so dass eine zufällige Verschiebung des Kuppelstückes  $g$  nicht stattfinden kann. Die langsame Verschiebung der Bohrspindel und die selbstthätige, von der stehenden Welle  $m$  aus, findet gerade so statt, wie vorhin beschrieben.

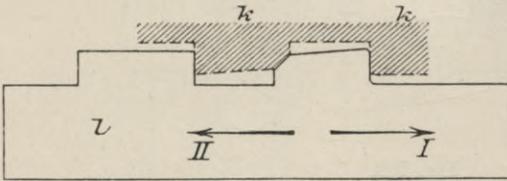


Fig. 705.

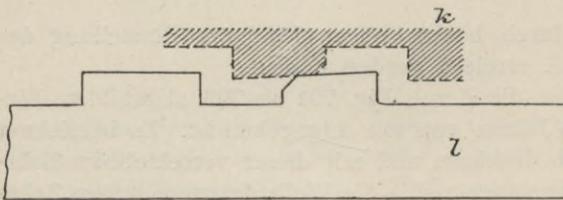


Fig. 706.

denjenigen der Büchse, in welcher  $a$  sich dreht, und die das Verschieben von  $a$  vermittelt,  $c$  einen Schnitt durch das Maschinengestell. Wegen der in der Figur angegebenen Schmierlöcher sei erwähnt, dass die Spindel  $a$  eine wagerechte Lage hat. In eine an  $b$  ausgebildete Zahnstange greift ein mit der Welle  $d$  aus einem Stück gefertigtes Zahnrad. Auf  $d$  steckt lose drehbar das Wurmrad  $e$  und das Handrad  $g$ ; dagegen ist die Scheibe  $f$

Eine dritte hierher gehörende bemerkenswerthe Zuschiebungseinrichtung wird weiter unten bei Beschreibung einer Droop & Rein'schen Bohrmaschine (S. 367) erläutert werden.

Endlich führe ich noch, an Hand der Fig. 704, 705 und 706, die eigenartige Vorrichtung von Pawling & Harnischfeger in Milwaukee an.<sup>1)</sup> Es bezeichnet in Fig. 704  $a$  den Querschnitt der Bohrspindel,  $b$

<sup>1)</sup> American Machinist, 7. April 1892, mit Abb.

auf  $d$  nur verschiebbar. Kuppelt man  $f$  mit  $e$ , so findet selbstthätige Zuschiebung der Bohrspindel statt, kuppelt man dagegen  $f$  mit  $g$ , so kann man die Bohrspindel mittels des Handrades  $g$  verschieben. Die Kupplung zwischen  $e$  und  $f$  erfolgt durch Reibkegel; eine Feder  $i$  sucht die Kegel von einander zu entfernen. Zur Kupplung von  $f$  und  $g$  dienen zwei eigenartige stählerne Ringe  $k$  und  $l$ ;  $k$  ist an der Nabe von  $f$ ,  $l$  an der Nabe von  $g$  befestigt. Die Fig. 705 und 706 stellen diese Ringe in grösserem Maassstabe und in abgewickelt gedachtem Zustande dar. Dreht man das Handrad  $g$  rechts herum (Pfeilrichtung I, Fig. 705), so nimmt  $l$  zweifellos  $k$  mit und der Bohrer wird zurückgezogen. Dreht man  $g$  links herum (Pfeil II), so wird, da die Feder  $i$  den Ring  $k$  mit einiger Kraft gegen  $l$  drückt,  $k$  zunächst ebenfalls mitgenommen und der Bohrer dem Werkstück genähert. Beginnt aber der Bohrer zu arbeiten, so steigert sich bald der Widerstand gegen das Verschieben der Bohrspindel, so dass die steileren Schrägen an  $k$  und  $l$ , unter Zusammendrückung der Feder  $i$ , an einander gleiten und die flacheren Schrägen, Fig. 706, als Keilflächen wirkend, die Reibkupplung  $fg$  schliessen, d. h. der Selbstgang eintritt. Ist das Loch gebohrt, so braucht man nur das Handrad  $g$  rechts herum zu drehen, um zunächst die selbstthätige Zuschiebung auszurücken und dann sofort die Bohrspindel rasch zurückzuziehen. Der Stift  $m$  ist durch einen Querstift mit  $f$  verbunden; seine Mutter  $h$  soll ein zu weites Ineinanderdringen der Reibkegel verhüten, und die an  $f$ , Fig. 704, erkennbaren Handgriffe sollen benutzt werden, wenn etwa die Feder  $i$  die Reibkegel nicht von einander zu trennen vermag.

Der in die Axenrichtung der Bohrspindel fallende Widerstand ( $P$ , S. 357) wird vielfach durch die Schulter der Bohrspindel auf die dem Zuschieben dienende Hülse übertragen, oder durch eine Spurzapfeneinrichtung (vergl. Fig. 140, S. 78) oder auch durch ein Ball-Lager (vergl. Fig. 141, S. 78).

$\gamma$ . Stützung der Werkstücke und Gestelle. Man kann die Bohrmaschinen ordnen je nach ihrer Bestimmung für kleine, mittelgrosse, grosse und besondere Gegenstände. Kleine Werkstücke legt man nicht allein mittels der Hand vor, sondern benutzt auch die Hand zum Festhalten derselben während des Bohrens, zuweilen unter Vermittlung von Beilagen. Je nach Art der Werkstücke wird eine wagerechte oder lothrechte, auch wohl eine schräge Lage des Bohrtisches, derjenigen Fläche, gegen welche man das Werkstück stützt, vorgezogen, also eine lothrechte, wagerechte oder schräge Lage der Bohrspindel angewendet. Der Antrieb kleiner Bohrspindeln erfolgt durch Riemen oder Schnüre, auch wohl durch Reibräder, selten durch Zahnräder.

Fig. 707 und 708 zeigen ein Beispiel einer solchen Bohrmaschine für kleine Stücke, und zwar eine von H. Herrenmüller in Ludwigshafen gebaute Maschine, in Seiten-, bezw. Vorderansicht. Auf einem am Ständer festen Bolzen dreht sich eine vierstufige Antriebsrolle; mit ihr ist eine Riemenrolle fest verbunden, welche durch einen über Leitrollen gelegten Riemen die Rolle  $a$  dreht.  $a$  ist mit Hilfe langer Nabe im Kopf des Ständers frei drehbar gelagert und dreht mit Hilfe einer in ihr festen Leiste, die in eine lange Nuth der Bohrspindel greift, diese in jeder Höhenlage. Auf  $b$  steckt eine in dem Bock  $c$  verschiebbare Hülse (vergl. Fig. 141); es wird  $b$  durch diese Hülse verschoben, und zwar unter Vermittlung einer

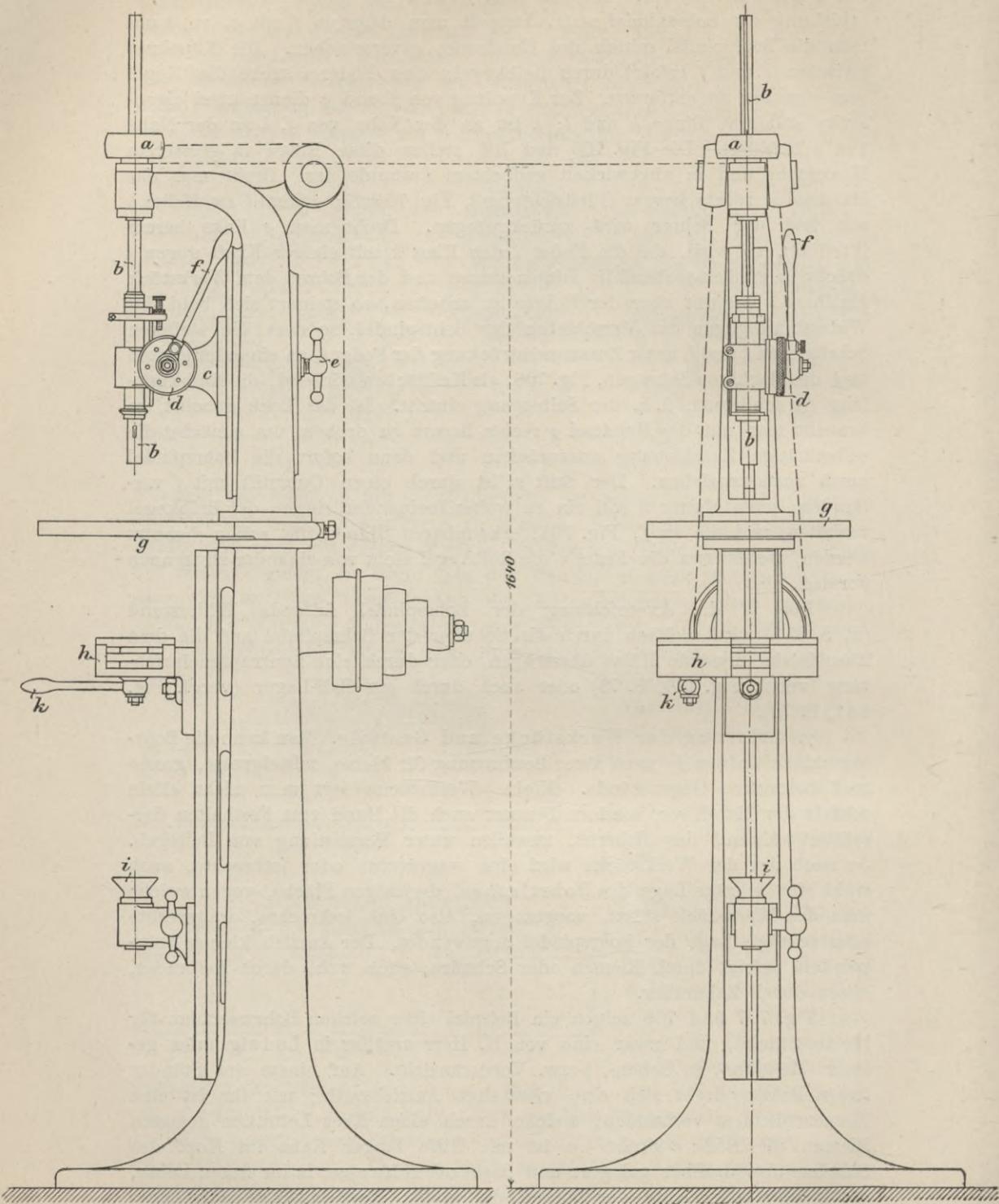


Fig. 707.

Fig. 708.

Zahnstange, in welche ein mit der Scheibe *d*, bzw. dem Handhebel *f* verbundenes Rädchen greift. Die Verschiebung der Bohrspindel findet nur mittels des Handhebels statt, und zwar ist eine Feder angebracht, welche die Bohrspindel stets nach oben zu schieben sucht, so dass der Arbeiter beim Zuschieben nicht allein den Widerstand zu überwinden hat, welchen der Bohrer erfährt, sondern auch den Druck der Feder. Das ist — angesichts der Kleinheit der Bohrer — unbedenklich, erleichtert aber in hohem Grade die Handhabung. An die in *c* verschiebbare Hülse ist ein Ring mit Einstellschraube geklemmt, der die nach unten gerichtete Bohrerverschiebung begrenzt. Grössere Aenderungen in der Höhenlage des Bohrers werden durch Verstellen des Bockes *c* erreicht; mittels der Schraube *e* befestigt man *c* an dem Ständer. Um für den Hebel *f* jederzeit die bequemste Lage anwenden zu können, ist ersterer mit der Scheibe *d* durch einen Einsteckstift gekuppelt. Für gewöhnlich dient der Bohrtisch *g* zum Vorlegen der Werkstücke; es lässt sich dieser aber ausschwenken, um andere Stützungsmittel anwenden zu können, die man mit Hilfe einer langen Aufspann-Nuth an der vorderen Seite des Ständers befestigt.

In den Fig. 707 und 708 ist z. B. das Aufspannen zum Zweck des Ankörnens (siehe weiter unten) in Aussicht genommen. Es ist *h* eine Klemmvorrichtung, welche den Rundstab oder Bolzen zur Bohrspindel selbstthätig ausrichtet. In *h* sind nämlich zwei Backen mit Hilfe von Zahnstangen und gemeinsamen Rades, das mit dem Handhebel *k* verbunden ist, so zu verschieben, dass der eine sich genau so viel der Bohrspindelmitte nähert, bzw. sich von dieser entfernt, wie der andere. Weiter unten ist ein Hohlkegel *i* angebracht, in welchem sich das untere Ende des Werkstücks ausrichtet.

Für manche Zwecke eignet sich ein lothrecht verschiebbarer Bohrtisch *t*, Fig. 709.<sup>1)</sup> Dieser wird an einem lothrechten, am Bohrmaschinenständer *s* festen Führungsstabe mittels Handhebels *a* verschoben. *a* ist um einen im Arm *b* des einstellbaren Bockes *c* steckenden Bolzen drehbar. *c* enthält ein zum Ablegen von Werkzeugen geeignetes Tischchen. Man ersetzt auch den Handhebel *a* durch einen mittels des Knies oder Fusses zu bethätigenden Hebel, um beide Hände des Arbeiters für die Handhabung der Werkstücke frei zu lassen. Wird ein solcher verschiebbarer Tisch angewendet, so pflegt man die Bohrspindel unverschieblich zu lagern, was erhebliche Vereinfachungen erlaubt.

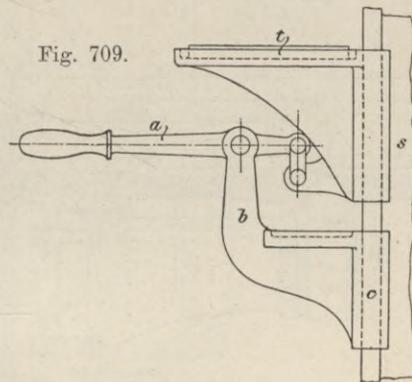


Fig. 709.

Die Fig. 710 bis 713 zeigen eine sehr zweckmässige, von Droop & Rein in Bielefeld gebaute, freistehende Bohrmaschine. Auf der Grundplatte *A* erhebt sich ein gebogener Bock *B*, in dessen Kopf die Bohrspindel *a* mittels der hohlen Spindel *b*, Fig. 712, gelagert ist. Das Schwanzende der Spindel *a* steckt in einer längeren Büchse und wird in dieser durch Ringmuttern so festgehalten, dass sie sich in ihr nur zu drehen vermag. Die

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1897, S. 1034, mit Abb.

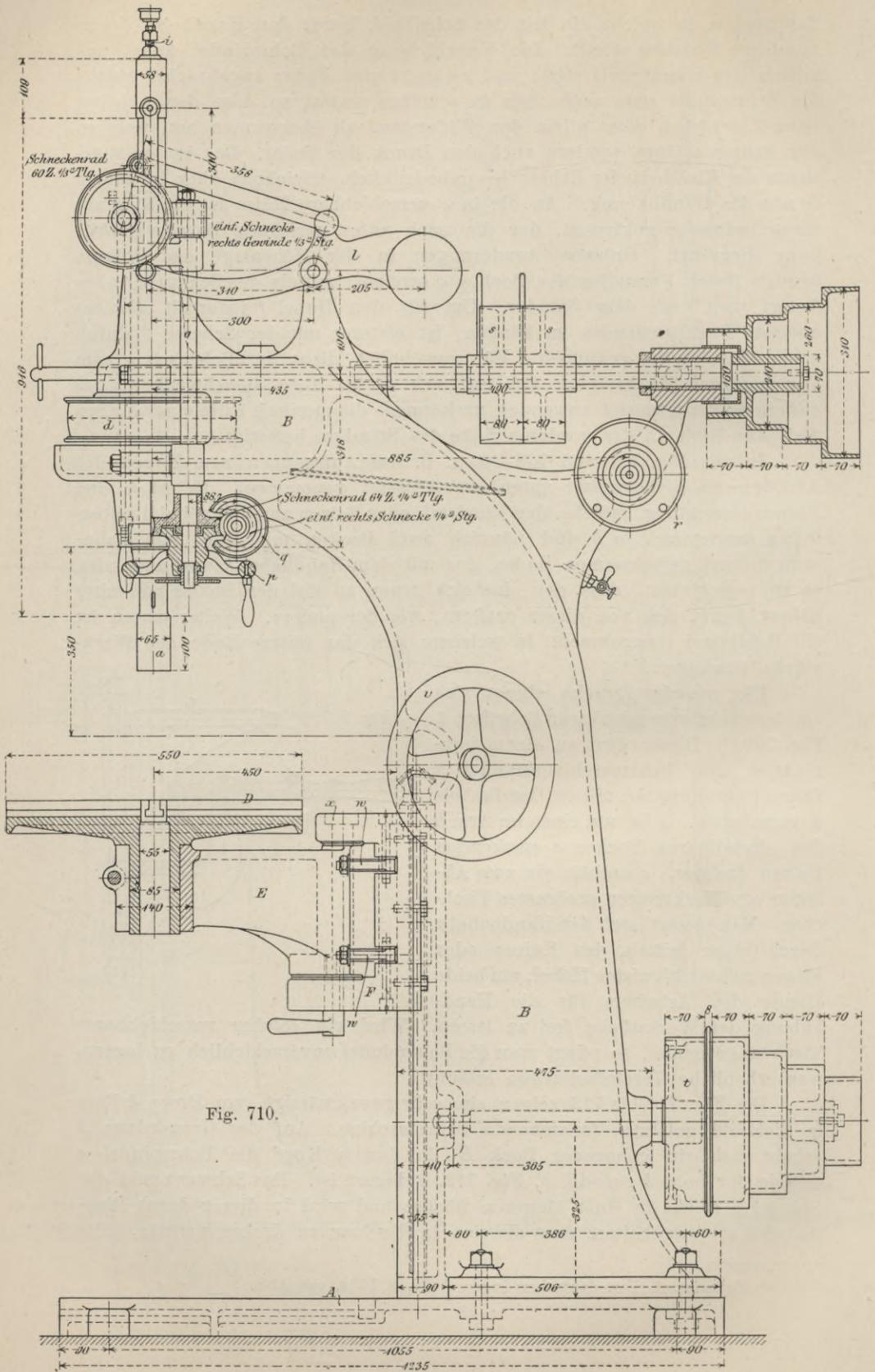


Fig. 710.

in Rede stehende Büchse ist an ihrem oberen Ende zu einem geschlossenen Ring ausgebildet, in dem das Muttergewinde der Schraube *i* geschnitten ist; diese Schraube nimmt den Druck auf, welchen der Bohrer in seiner Axenrichtung erfährt (vergl. Fig. 140, S. 78). Die lange Büchse ist an einer Seite genuthet, so dass sie von der in diese Nuth greifenden festen Leiste *f* verhindert wird sich zu drehen, sie ist an der gegenüberliegenden Seite mit einer Verzahnung versehen, in welche das Stirnrädchen *g* greift. Dieses sitzt nach Fig. 711 auf einer in ganzer Länge durchbohrten Welle. Die festen Lager dieser Welle sind je mit einem langen Hals versehen, auf den sich einerseits der Körper *h*, andererseits das Wurmrad *k* frei drehen können. *h* ist durch eine Zugstange mit dem Gegengewichtshebel *l*, Fig. 710, verbunden, und dieser durch zwei Lenkstangen mit der das Schwanzende der Bohrspindel umschliessenden verzahnten Röhre, so dass man durch Schwingen des Körpers *h* um seine Drehaxe die Bohrspindel *a* rasch auf- und niederbewegen kann, und zwar um die ganze, 250 mm betragende Hubhöhe. Diese Schwingungen vermittelt der Handhebel *m*; sie setzen voraus, dass vorher die Klauenkupplung *n*, welche unter dem Einfluss einer Feder bestrebt ist, mit dem Wurmrad *k* in Fühlung zu bleiben und dadurch *k* mit der Welle von *g* zu verbinden, zurückgeschoben wird. Hierzu dient ein langer, in der Bohrung der Welle steckender Stift, gegen dessen linksseitiges Ende, Fig. 711, sich der Hebel *m* legt.

In das Wurmrad *k* greift ein am oberen Ende der lothrechten Welle *o* festsitzender Wurm. Am unteren Ende von *o* sitzt

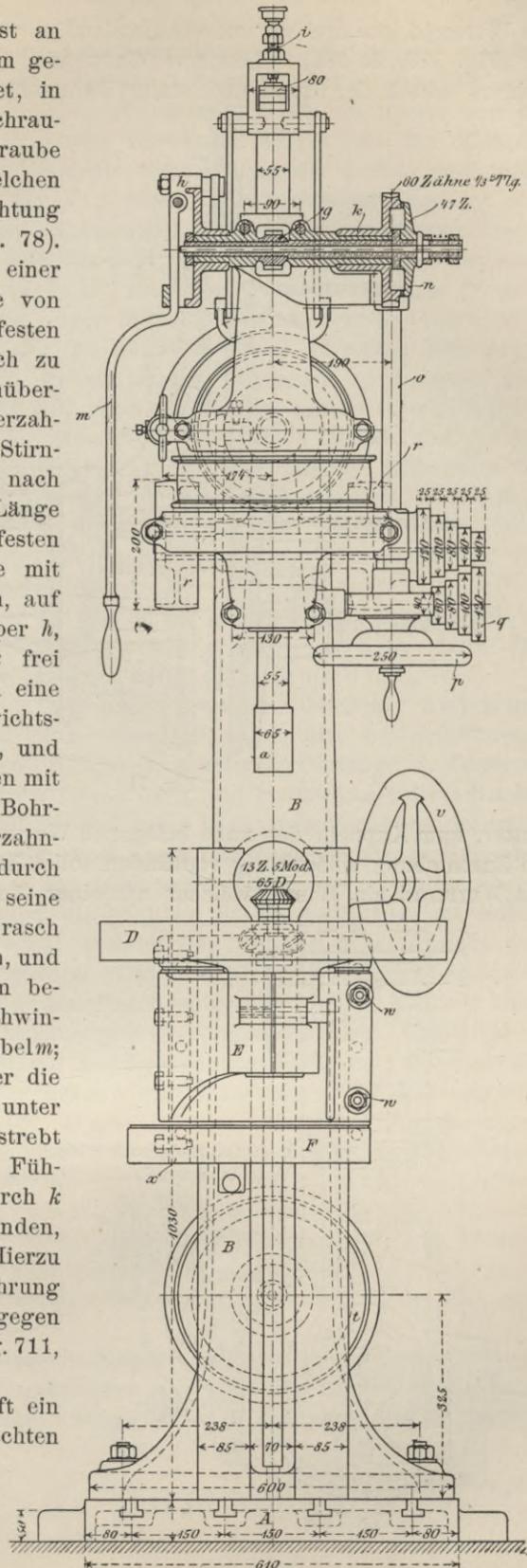


Fig. 711.

ein Wurmrad lose drehbar und ein Handrad *p*, welches an *o* nur verschiebbar ist (Fig. 373, S. 181). Letzteres dient zum langsamen Verschieben des Bohrers mittels der Hand und, unter Benutzung einer unter *p* befindlichen

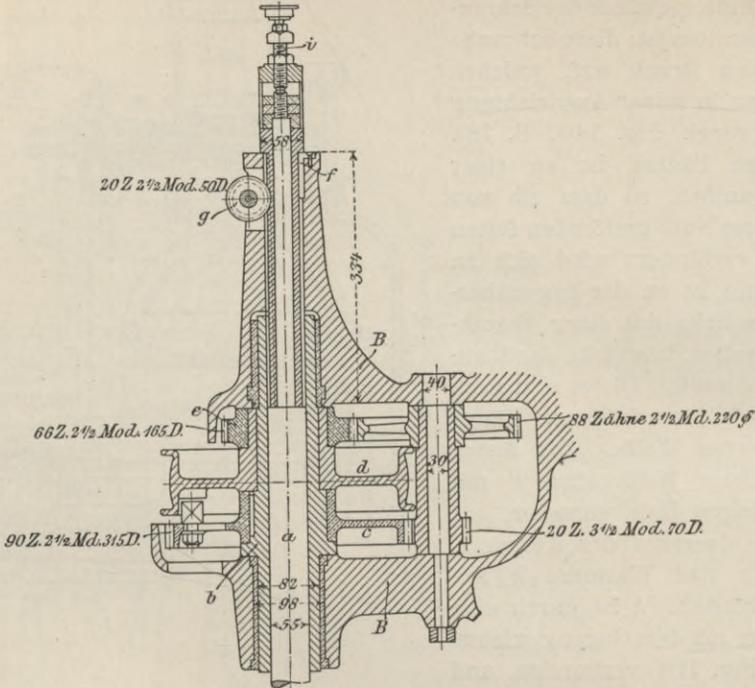


Fig. 712.

Mutter, zum Kuppeln des nahe gelegenen Wurmrades mit der Welle *o*, wenn die Zuschiebung selbstthätig stattfinden soll. Zu letzterem Zweck greift in das Wurmrad ein Wurm, welcher mit einer fünfstufigen Riemenrolle *q* be-

haftet ist und von einer Gegenstufenrolle bethätigt wird, die an einer der Leitrollen *r* (Fig. 710, rechts) festsetzt.

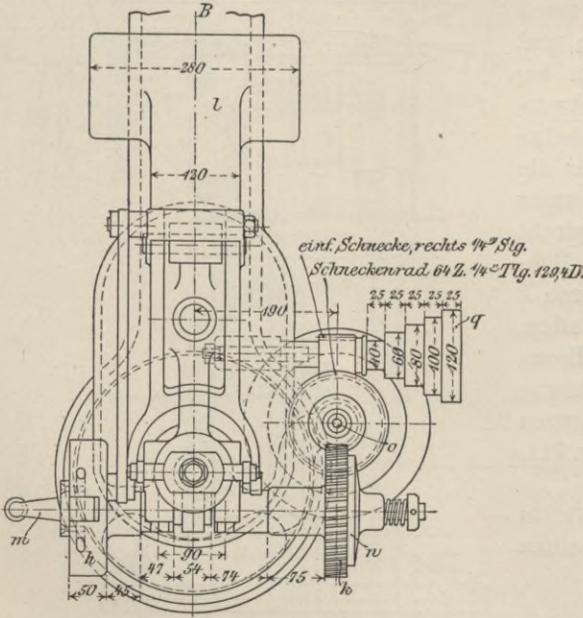


Fig. 713.

Der Antrieb der Bohrmaschine geht von einer oben im Bock *B* gelagerten Welle aus, die mit fester und loser Riemenrolle *s* — der Riemenführer ist ohne weiteres zu erkennen — und an ihrem, rechts in Fig. 710, frei hervorragenden Ende mit einer Stufenrolle behaftet ist. Letztere bethätigt eine unten um einen festen Bolzen frei drehbare Stufenrolle, mit welcher die Rolle *t* fest

verbunden ist. Ein über  $t$ , die beiden Leitrollen  $r$  und die Rolle  $d$  gelegter Riemen treibt endlich diese an. Auf der hohlen Spindel  $b$ , Fig. 712, sitzt das Zahnrad  $c$  fest; es kann mit  $d$  auf bekannte Weise gekuppelt werden, so dass die Bohrspindel eben so viele Drehungen macht wie die Rolle  $d$ . Mit  $d$  ist das Zahnrad  $e$  fest verbunden; nach Lösung der soeben genannten Kupplung lässt sich das in Fig. 712 rechts belegene Rädervorgelege einrücken, so dass nunmehr die Bohrspindel sich entsprechend langsamer dreht.

Unter der Bohrspindel befindet sich der Bohrtisch  $D$ ; er ist mit Aufspann-Nuthen versehen und steckt mit einem runden Zapfen in einer Klemmhülse des Armes  $E$ .  $D$  ist in seiner Mitte mit einem runden Loch versehen, um hier gelegentlich eine in die Bohrspindel gesteckte Bohrstange stützen, also die Maschine als Ausbohrmaschine benutzen zu können. Der Arm  $E$  sitzt an dem Schlitten  $F$  und kann mit diesem mittels einer Schraube, eines Kegelradpaares und des Handrades  $v$  am Bock  $B$  auf- und niedergeschoben werden, um dem Bohrtisch  $D$  die zutreffende Höhenlage zu geben. Löst man die Schrauben  $ww$ , so lässt sich der Arm  $E$  mit dem Bohrtisch  $D$  um den lothrechten Bolzen  $x$ , Fig. 710 und 711, zur Seite schwenken, so dass die als Aufspannplatte ausgebildete Fussplatte für das Anbringen grösserer Werkstücke frei wird.

Nicht selten spart man die Fussplatte  $A$  unter der Bohrspindel so aus, dass sie eine hufeisenförmige Gestalt gewinnt; es kann dann das Werkstück zum Theil in eine geeignet hergestellte Grube ragen.

Nach dieser eingehenden Beschreibung einer, deutscher Auffassung entsprungenen, freistehenden Bohrmaschine kann ich mich bei Erläuterung der amerikanischen,<sup>1)</sup> übrigens bereits in grösserem Umfange in Deutschland eingeführten, Bauart kürzer fassen. Fig. 714 kennzeichnet diese Bauart zur Genüge. Es steckt die Bohrspindel unten in der verschiebbaren Röhre  $b$ , oben verschiebbar in der langen, von einem Lager umschlossenen Nabe des angetriebenen Kegelrades  $c$ . An dem oberen Ende der verschiebbaren Röhre  $b$  ist eine Kette befestigt, die — über Rollen geführt — an ihrem anderen Ende mit einem Gewicht belastet ist, welches dem Gewicht der Bohrspindel nebst Zubehör gleicht. Das angegebene Gegengewicht spielt in dem hohlen Hauptpfeiler  $d$  des Maschinengestelles. Die Röhre  $b$  wird in einer Bohrung des am Maschinengestell verschieden hoch einstellbaren Armes  $e$  geführt; letzterer ist mit der Zuschiebungseinrichtung ausgerüstet. Es sitzt nämlich rechts an der Röhre  $b$  eine Zahnstange, in welche ein verdeckt liegendes Zahnrad greift. Dieses kann mittels der Hand rasch gedreht, oder unter Vermittlung des im Vordergrund des Bildes erkennbaren Wurmradbetriebes und des links belegenen Handrades langsam verschoben werden, oder endlich durch dasselbe Wurmradgetriebe, ein Kegelradpaar, eine stehende Welle, ein in  $f$  verdecktes Kegelradpaar und ein Stufenrollenpaar von der Maschine selbstthätig gedreht werden. Die Einzeldurchbildung dieser Antriebe ist übrigens mannigfaltig; es soll die vorliegende nur als Beispiel dienen.

Es ist nun der Arm  $e$  in sehr beträchtlichem Grade, nämlich um 480 mm, an dem Maschinengestell  $b$  zu verschieben, also sind sehr verschiedene Höhenlagen des Bohrers zu benutzen. Vergleicht man die gesammte Verschieb-

<sup>1)</sup> Vergl. Pechan, Werkzeuge und Werkzeugmaschinen auf der Weltausstellung in Chicago, Wien 1894, mit Abb.

barkeit der Bohrspindel dieser Maschine: 480 mm + 240 mm der Röhre *b* im Arm *e*, also 720 mm, mit der bei der vorhin beschriebenen Maschine vorhandenen Verschiebbarkeit (250 mm), so merkt man den hauptsächlichsten Unterschied der beiden Bauarten. Diese grosse Verschiebbarkeit des Bohrers hat zweifellos manches für sich, aber auch manche Mängel.

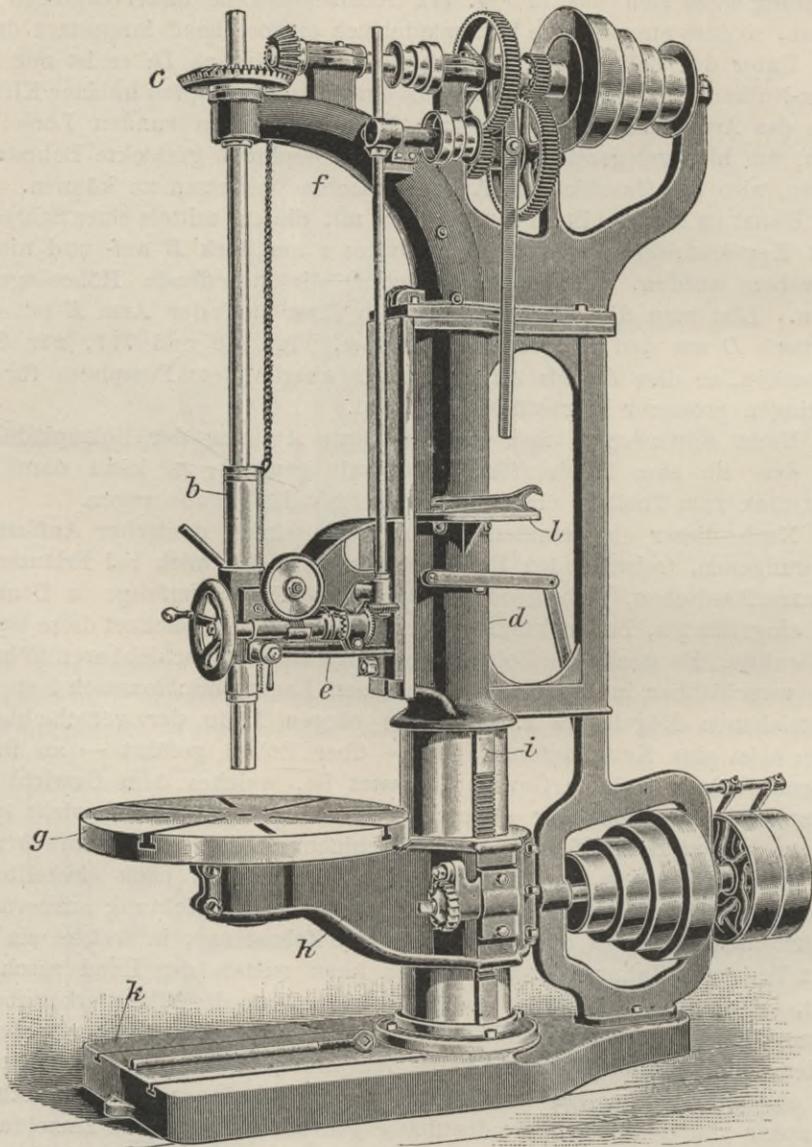


Fig. 714.

Zu ihren Vorzügen gehört die bequeme Anpassung an die Höhe des Werkstückes, zu ihren Mängeln die verschieden hohe Lage des Bohrers gegen über dem Arbeiter.

Die lothrechte Verschiebbarkeit des Bohrtisches ist wegen der Kleinheit des hierfür übrig bleibenden Raumes bei vorliegender Bohrmaschine gering. Man verzichtet aber auch bei der amerikanischen Bohrmaschine

oft auf die grosse Verschiebbarkeit der Bohrspindel und kann dann die Höhenlage des Bohrtisches innerhalb weiterer Grenzen ändern. Es ist der Bohrtisch *g*, Fig. 714, wie bei der Maschine von Droop & Rein, in eine zusammenklemmbare Bohrung des Armes *h* gesteckt. *h* sitzt an einem abgedrehten Theil des Pfeilers *d* und wird mit Hilfe eines in die Zahnstange *i* greifenden, verdeckt liegenden Rädchens lothrecht verschoben. *i* liegt in einer Nuth der Nabe von *h* und stösst mit seinen Enden gegen abgedrehte Flächen des Maschinengestells. Die Zahnstange *i* kann daher in ihrer Längenrichtung nicht ausweichen, begleitet aber den Arm *h*, wenn dieser zur Seite geschwenkt wird, um die als Aufspannplatte ausgebildete Grundplatte *h* frei zu legen. Bei der durch Fig. 714 abgebildeten Maschine steckt man, um das in *i* greifende Rädchen zu drehen, einen grossen Schlüssel auf die Welle des letzteren und sichert die gewonnene Höhenlage durch ein Sperrrad. Häufig wird statt dessen auf die genannte Welle ein Wurmrad gesteckt, dessen Wurm man dann dreht. Man verwendet auch statt der Zahnstange *i* eine Schraube, deren Mutter an *h* sitzt.

Ueber den Antrieb der Maschine giebt die Abbildung genügende Auskunft. Einer Kleinigkeit mag noch gedacht werden, nämlich des am Maschinenständer angebrachten Tischchens *l*. Es ist oft recht erwünscht für das einstweilige Fortlegen von Werkzeugen. Man ordnet dieses Tischchen auch wohl so an, dass es herausgeschwenkt werden kann (wie der Wandarm eines Gasbrenners), so dass es ein Tropfgefäss für Seifenwasser oder dergleichen tragen kann.

Die vorstehend beschriebenen Bohrmaschinen verlangen, dass man dem Werkstück die richtige Lage gegenüber dem Bohrer giebt. Das geschieht in der Regel durch Verschieben des Werkstücks auf dem Bohrtisch. Man findet aber auch Bohrtische, welche vermöge zweier über einander angebrachter Schlitten in zwei rechtwinklig sich kreuzenden Richtungen mittels Schrauben wagerecht verschoben werden können. Alsdann ist wesentlich leichter, das vorher aufgespannte Werkstück genau unter den Bohrer zu bringen.

Mit Hilfe eines solchen Kreuzschlittens ist es auch leicht, zwei oder mehrere Löcher in bestimmtem Abstände genau gleichlaufend zu einander zu bohren, indem hierzu nur nöthig ist, einen oder nach Umständen beide Verschiebbarkeiten entsprechend zu benutzen.

Grössere Werkstücke schliessen jedoch diese Verfahren aus. Man zieht — wie bei den Ausbohrmaschinen — ihnen gegenüber vor, die Bohrspindel verstellbar einzurichten.

Das ist der Fall bei den Krahnbohrmaschinen: an dem Ausleger eines Drehkrahnns ist die Bohrspindel quer zu ihrer Axe verschiebbar und beherrscht demnach fast die ganze Fläche, über welche der Ausleger zu schwingen vermag.

Fig. 715 und 716 stellen eine solche von Ernst Schiess gebaute Krahnbohrmaschine in zwei Ansichten dar. Es ist die Bohrspindel fast genau so gelagert, wie die frühere Fig. 712 angiebt, auch die Zuschiebungseinrichtung ist der dort angegebenen fast gleich. Die Büchse *b*, welche das Schwanzende der Bohrspindel umschliesst, wird einerseits durch das Gegengewicht *f* getragen und vermittelt die rasche Verschiebung der Bohrspindel durch den Handhebel *e*, indem der Gegengewichtshebel *f* durch eine Stange von der Scheibe *d* aus bethätigt wird; anderseits greift in eine Verzahnung

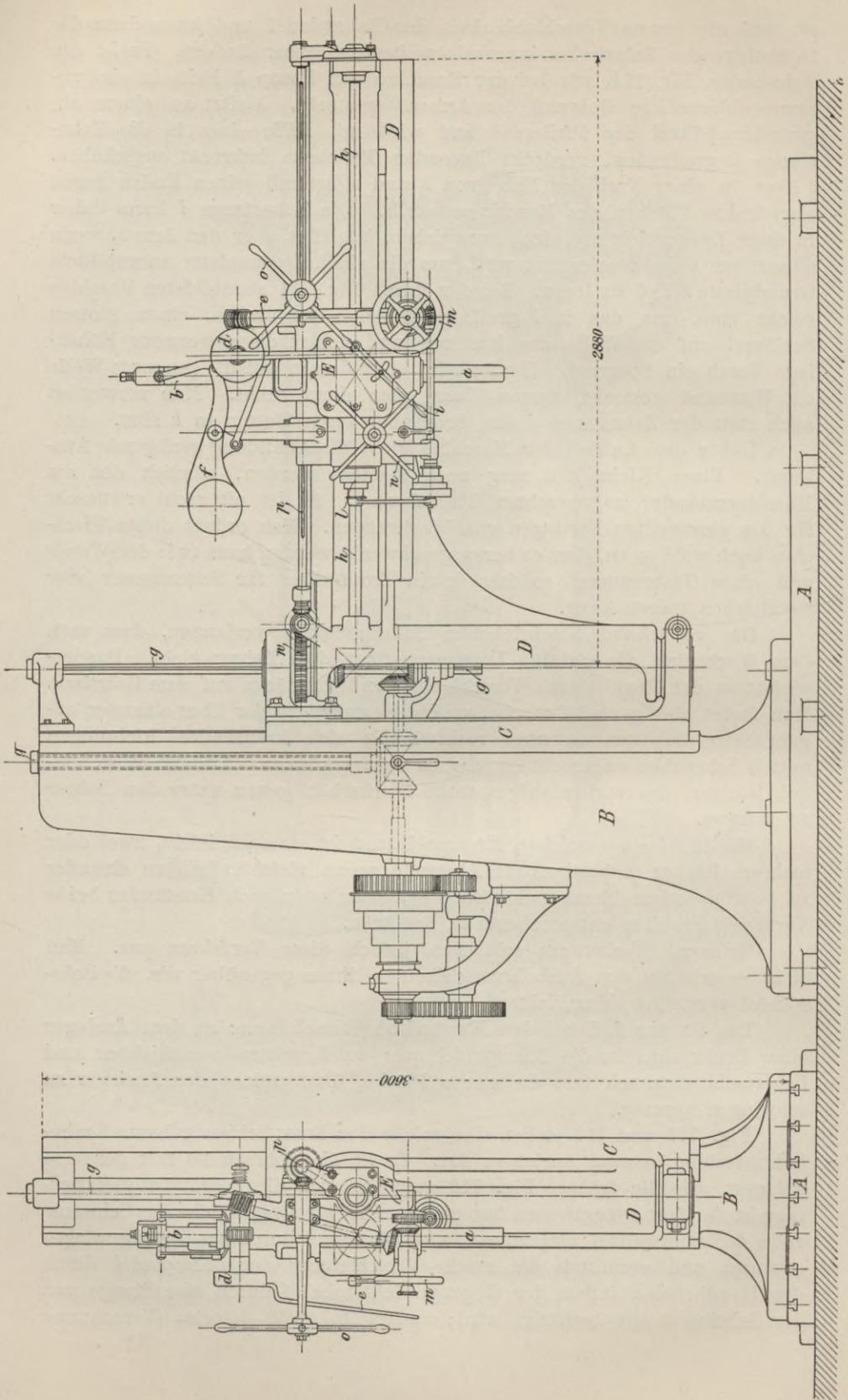


Fig. 716.

Fig. 715.

von *b* ein Zahnrad, welches durch Wurmrad und Wurm u. s. w. von der Stufenrolle *l* angetrieben wird und dadurch die selbstthätige Zuschiebung der Bohrspindel herbeiführt. Die Stufenrolle *l* sitzt fest auf einer Welle, welche durch Kegelräder die Bohrspindel zu drehen hat, so dass die Grösse der selbstthätigen Zuschiebung für jede Bohrerndrehung nur von dem gewählten Stufenpaare der Rolle *l* und seines Gegenübers abhängig ist. Eine langsame Handzuschiebung der Bohrspindel vermittelt das Handrad *m*. Die eigentliche, in den Schlitten *E* gebaute Bohrmaschine ist an dem Ausleger *D*, welcher den Schlitten *E* genau führt, zu verschieben, und zwar mittels eines Handkreuzes *n*, Fig. 715, dessen Welle ein, in eine feste Zahnstange des Auslegers *D* greifendes Zahnradchen enthält. Der Ausleger ist mittels zweier Zapfen in dem Schlitten *C* gelagert; um ihn in wagerechter Ebene zu drehen, bethätigt man mittels des Handkreuzes *o* und eines Kegelradpaares die langgenuthete Welle *p*; diese dreht durch ein Kegelradpaar einen Wurm, welcher in das an *C* feste Wurmrad *w* greift. Die lothrechte Verschiebung des Schlittens *C* am Bock *B*, und damit die lothrechte Verschiebung der eigentlichen Bohrmaschine um rund 1000 mm bewirkt die lothrechte Schraube *q*, Fig. 716, welche durch ein Kehrgetriebe der Hauptantriebswelle bethätigt werden kann.

Die Schwierigkeit, die Bohrspindel in allen ihren möglichen Lagen, und zwar ohne weiteres antreiben zu können, ist auf folgendem Wege gelöst: Eine vierstufige Rolle, Fig. 716 links, dreht die liegende Hauptwelle entweder unmittelbar, oder durch Vermittlung eines ausrückbaren Räder-vorgeleges, so dass acht verschiedene Geschwindigkeiten zur Verfügung stehen. Es soll die Gegenstufenrolle sich minutlich 160 mal drehen. Die liegende Hauptwelle dreht durch Kegelräder die stehende, langgenuthete Welle *g*, deren Axe mit der Drehaxe des Auslegers zusammenfällt. Mittels eines zweiten Kegelradpaares überträgt *g* seine Drehungen auf die im Ausleger gelagerte, langgenuthete Welle *h*, während diese durch ein Stirnradpaar eine liegende Welle dreht, die ebensoweit vor dem Ausleger liegt wie die Bohrspindel. Diese liegende Welle bethätigt endlich, und zwar durch ein Kehrgetriebe, die hohle Spindel, in welcher die Bohrspindel *a* verschiebbar steckt. Das Kehrgetriebe ist zweckmässig, wenn man gelegentlich mittels der Bohrmaschine in die gebohrten Löcher Gewinde schneiden will (s. w. u.); es wird durch den Handhebel *i* gesteuert.

Es dürfte der Hinweis gerechtfertigt sein, dass die Steuerungsmittel: Handhebel *e* und *i*, Handkreuze *n* und *o* und Handrad *m* der Bohrspindel nahegelegt worden sind, so dass der den Bohrer beobachtende Arbeiter sie ohne weiteres handhaben kann.

Ein anderes Beispiel einer Krahnbohrmaschine zeigen die Fig. 717, 718 und 719<sup>1)</sup>; sie ist von der Bickford Drill & Tool Co. in Cincinnati gebaut. Es ist eine mit der sehr kräftigen Grundplatte verschraubte runde Säule als Ständer der Maschine verwendet. Links von Fig. 717 und 719 sieht man das Antriebsvorgelege, welches acht verschiedene Geschwindigkeiten bietet; es treibt eine in der Säulenmitte gelagerte, stehende Welle, die durch ein über dem Kopfe der Säule liegendes Rädervorgelege eine hinter der Säule befindliche, langgenuthete, stehende Welle dreht. Diese

<sup>1)</sup> The Iron Age, 6. Juni 1895, S. 1178, mit Abb. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1896, S. 551, mit Abb.

dreht durch ein Kegelradpaar eine hinter dem Ausleger an letzterem gelagerte langgenuthete Welle, von wo ab eine stehende Welle, ein Kegel- und ein Stirnrad das Stirnrad dreht, in dessen Nabe das Schwanzende der Bohrspindel verschiebbar steckt. Von der genannten Zahnradnabe aus wird, durch ein Stufenrollenpaar u. s. w., die Zuschiebungseinrichtung be-

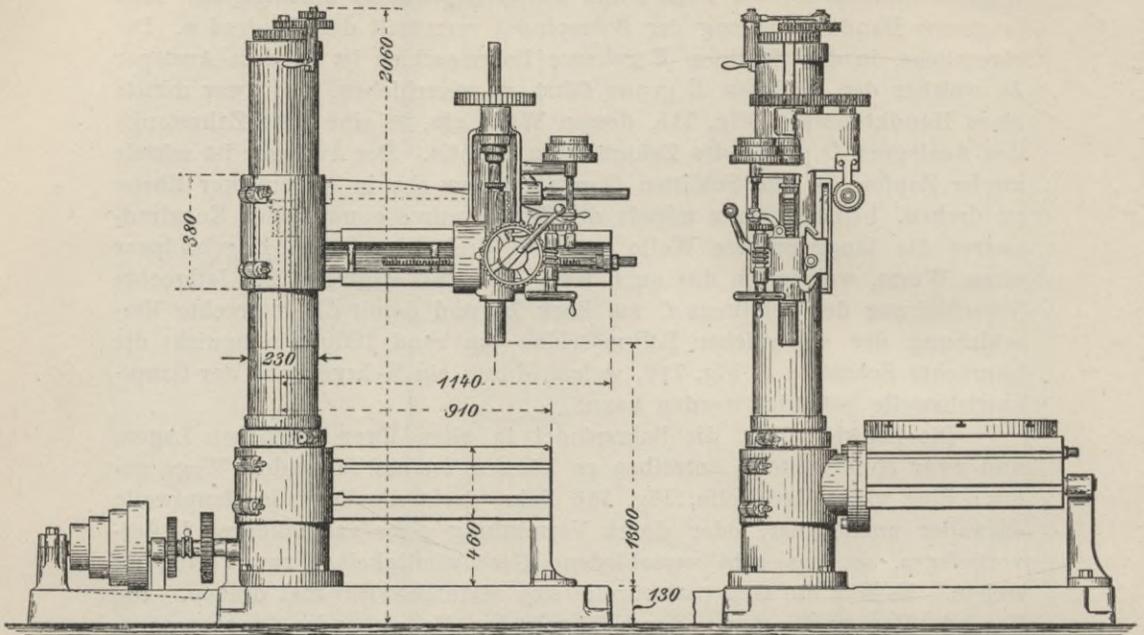


Fig. 717.

Fig. 718.

tätigt, welche den durch Fig. 694 bis 703 dargestellten nahe verwandt ist.

Die eigentliche Bohrmaschine ist an dem Ausleger durch eine Schraube verschiebbar, der Ausleger um die Säule drehbar und an ihr lothrecht verschiebbar. Nachdem ihm die gewünschte Lage gegeben ist, klemmt

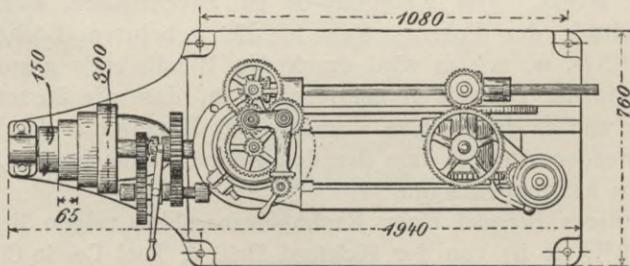


Fig. 719.

man ihn an der Säule fest. Das Heben und Senken des Auslegers bewirkt eine im drehbaren Kopf der Säule gelagerte Schraube, deren Mutter am Ausleger sitzt. Das oberste, an der stehenden Hauptwelle feste kleine Zahnrad oder ein ähnliches am oberen Ende der nach unten gerichteten zweiten Hauptwelle bethätigt unter Vermittlung eines ausrückbaren Zwischenrades — wie Fig. 719 erkennen lässt — ein auf der Schraube sitzendes Rad und dreht diese links oder rechts herum.

Die Werkstücke können auf der Fussplatte befestigt werden, oder an lothrechter Platte, welche einerseits an der Säule festgeklemmt, anderseits auf der Fussplatte festgeschraubt wird, oder endlich — nach Fig. 718 — an einem Winkel, der um eine wagerechte Axe drehbar und mit einer quer dagegen liegenden drehbaren Aufspannplatte versehen ist.<sup>1)</sup>

Bei den bisher beschriebenen Krahnbohrmaschinen sitzt die eigentliche Bohrmaschine *E*, nach Fig. 720, an der Seite des Auslegers, und die Bohrspindel *a* befindet sich in einiger Entfernung von der Schweraxe des Auslegers *D*, so dass einerseits durch das Gewicht der Bohrmaschine, andererseits durch den Widerstand, welchen der Bohrer in seiner Axenrichtung erfährt, Verdrehungen des Auslegers eintreten, vermöge welcher

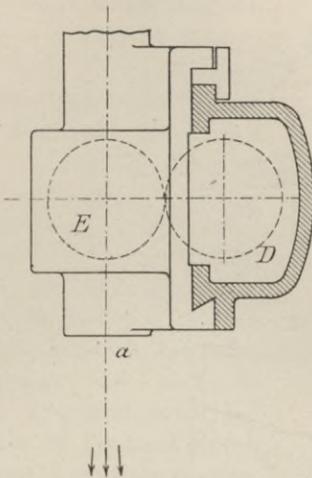


Fig. 720.

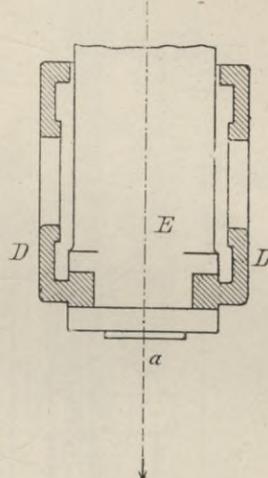


Fig. 721.

die Bohrerspitze seitwärts von ihrer richtigen Lage ausweicht. Diesen Uebelstand vermeidet der seit etwa 20 Jahren bekannte doppelschildige Ausleger *D*, Fig. 721, bei welchem die Bohrspindel *a* in der Mittelebene liegt. Die Einzeldurchbildung ist verschiedenartig<sup>2)</sup>; jedenfalls wird man wünschen müssen, dass nicht allein ein beträchtlicher Theil des Triebwerks zwischen den Seitenwänden des Auslegers Platz findet, sondern auch die Steuerungstheile bequem zugänglich bleiben.

Eine neuere, von Ernst Schiess in Düsseldorf gebaute, mit zweisehildigem Ausleger versehene Krahnbohrmaschine<sup>3)</sup> stellen die Fig. 722 u. 723 in zwei Ansichten dar; insbesondere lässt Fig. 723 erkennen, dass die Mitte der Bohrspindel *m*, in der Mittelebene des Auslegers liegt. Der Antrieb geht von der liegenden Welle *a* aus, auf welcher eine fünfstufige und eine einfache Riemenrolle sitzt. Erstere ist nicht gezeichnet. Von *a* aus überträgt ein über Leitrollen geführter Riemen die Drehbewegung auf die stehende Welle *b*, deren Axe mit der Drehaxe des Auslegers *D* zusammenfällt. *b* überträgt seine Drehbewegung durch ein in Fig. 722 ge-

<sup>1)</sup> S. andere Beispiele: Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1873, S. 469, mit Abb. Revue industrielle, 8. März 1890, S. 93, mit Abb.

<sup>2)</sup> Vergl. Wohlenberg, D. R.-P. 54303. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1891, S. 106, mit Abb.

<sup>3)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1898, S. 1243, mit Abb.

strichelt gezeichnetes Kehrgetriebe auf eine im Ausleger gelagerte kurze Welle, und durch ein Stirnräderpaar weiter auf die langgenuthete Welle *c*. Auf dieser steckt ein hyperboloidisches Rad, welches in ein auf der Bohr-

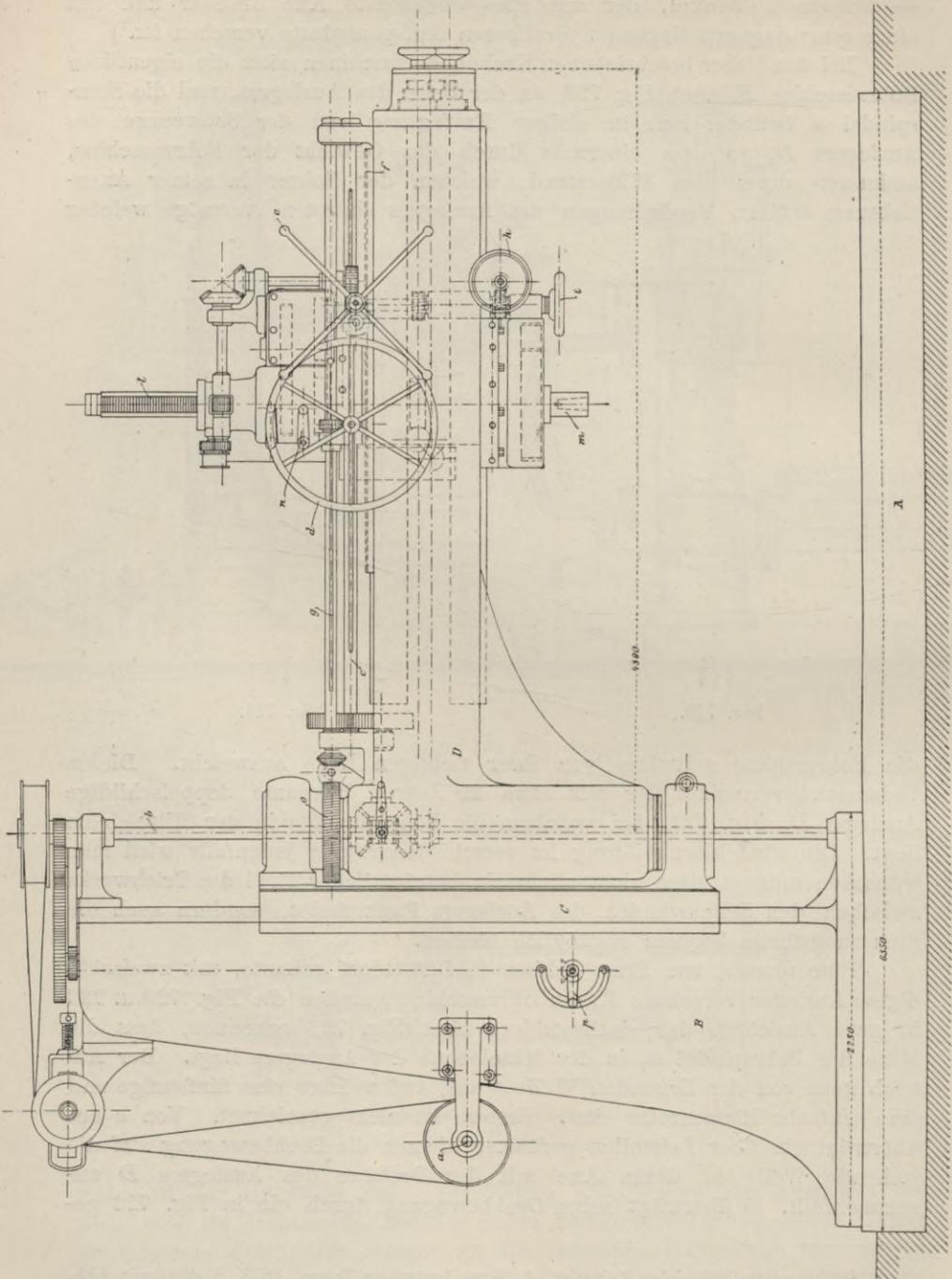


Fig. 722.

spindel steckendes greift, und diese unmittelbar dreht, oder langsamer unter Vermittlung eines über ihm befindlichen Rädervorgeleges, Fig. 723, — der Handhebel *n*, Fig. 722, dient zum Ein- bzw. Ausrücken desselben — oder

endlich noch langsamer durch ein Vorgelege, dessen Haupträderpaar unterhalb des Auslegers im Spindelkasten (Fig. 722) untergebracht ist. Man ist demnach im Stande, der Bohrspindel in beiden Drehrichtungen 15 verschiedene Geschwindigkeiten zu geben, und zwar von 150 bis zu 1,3 minutlichen Drehungen. Es ist Vorsorge getroffen, dass ein gleichzeitiges Einrücken zweier dieser Vorgelege nicht vorkommen kann.

Die Zuschiebung des Bohrers vermittelt die auf dem Schwanzende der Bohrspindel steckende, mit Zahnstange versehene Hülse *l* und ein an einer liegenden Welle festes Zahnrad. Einerseits — in Fig. 722 links — wirkt auf diese Welle ein hinter dem Ausleger befindliches Gegengewicht, anderseits ein Kegelräderpaar, welches zu ihrer Bethätigung bestimmt ist. Es ist die Bohrspindel durch das Handrad *i* rasch zu verschieben; dieses sitzt auf einer stehenden Welle, die ihrerseits durch ein über dem Ausleger befindliches Rädervorgelege die stehende Welle des Kegelradpaares bethätigt. Sie ist langsam durch das Handrad *h* zu verschieben, welches die Welle von *i* durch Wurm und Wurmrad bethätigt. Die selbstthätige Zuschiebung ist von der Bohrspindel abgeleitet und wirkt auf die Welle, an welcher das Handrad *i* fest sitzt.

Mittels des Handkreuzes *e*, eines Rädervorgeleges und einer am Ausleger *D* festen Zahnstange *f* wird der Spindelkasten am Ausleger verschoben, und mittels des Handrades *d*, eines Wurmradvorgeleges, der langgenuthten Welle *g* und eines Kegelradvorgeleges der Wurm gedreht, der in das

am Schlitten *C* feste Wurmrad *o* greift und zum Schwenken des Auslegers *D* dient. Die lothrechte Verschiebung des Schlittens *C* und damit der eigentlichen Bohrmaschine bewirkt die Welle *b*. Es ist nämlich im Bock *B* eine stehende Schraube angeordnet, die in eine, an *C* feste Mutter greift. Am Kopfende dieser Schraube befindet sich ein Rädervorgelege mit Kehrgetriebe, und der Handhebel *p*, Fig. 722, dient zum Einrücken des Rechts- oder Linksganges, oder zum Ausrücken dieser Antriebe. Die starke Fussplatte *A* ist als Aufspannplatte ausgebildet.

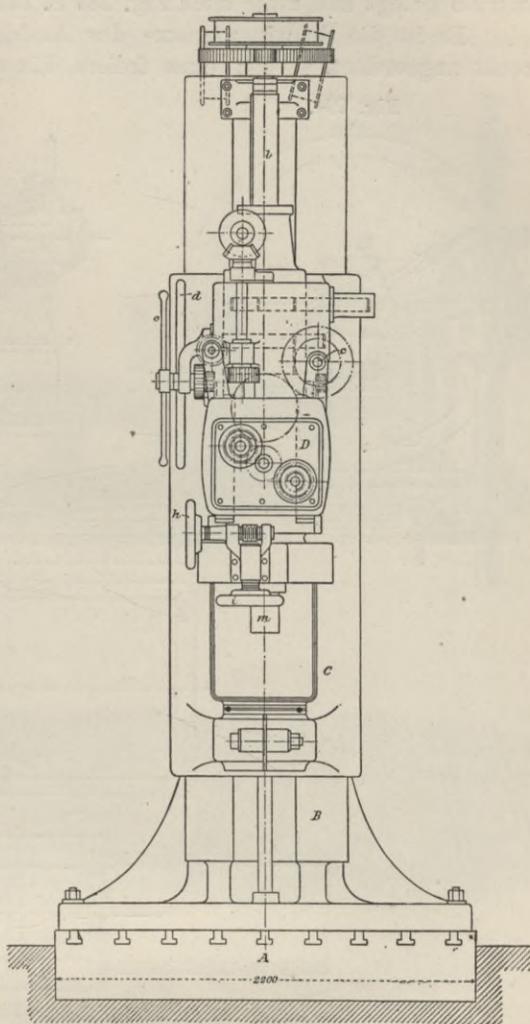


Fig. 723.

Die Bohrspindel hat 140 mm Durchm., ist für sich um 600 mm und mit dem Ausleger um 1300 mm lothrecht zu verschieben. Der grösste Bohrspindelkreis hat 3200, der kleinste 1100 mm Halbmesser.

Durch den gewählten Riemenbetrieb ist die Zahl der zwischen Antriebsstufenrolle und Bohrspindel thätigen Zahnräder kleiner geworden. Man hat auch zwischen die lothrechte Hauptwelle und die Bohrspindel Riemenbetrieb gelegt und zwar nach Fig. 289 S. 145,<sup>1)</sup> oder nach Fig. 291 S. 146.<sup>2)</sup>

Es ist die Schwingungsaxe des Auslegers auch wagrecht statt lothrecht angeordnet.<sup>3)</sup> Um eine freiere Einstellbarkeit der Bohrspindellage

Fig. 724.

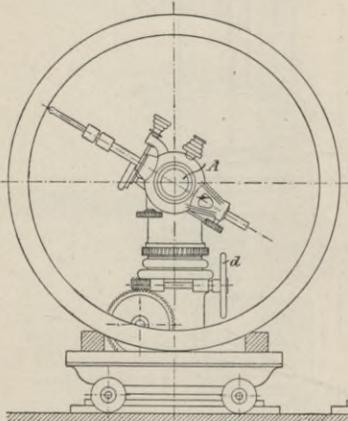


Fig. 725.

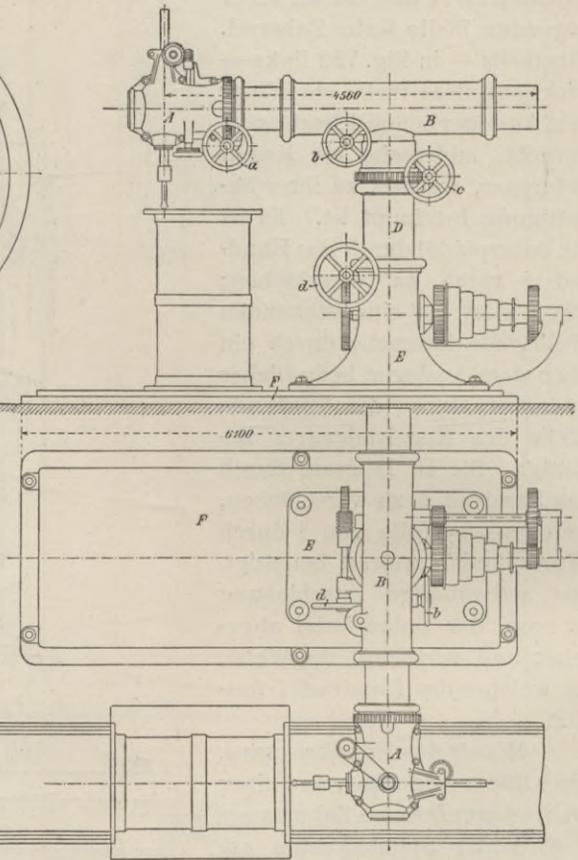


Fig. 726.

zu gewinnen, hat man den Ausleger um seine Längsaxe drehbar gemacht,<sup>4)</sup> oder den Spindelkasten an dem Schlitten, welcher längs des Auslegers gleitet, schief einstellbar angebracht,<sup>5)</sup> wie bei den Stichelhausschlitten der Hobelmaschinen, der Drehbänke mit liegender Planscheibe, der Ausbohr-

<sup>1)</sup> Wohlenberg, D. R.-P. No. 54303.

<sup>2)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1892, S. 638, mit Abb.

<sup>3)</sup> Engineering, Nov. 1891, S. 639, mit Schaubild.

<sup>4)</sup> Amer. Mach. 28. Mai 1891; 5. Nov. 1891; 26. Mai 1892, mit Schaubild. Engineering, April 1897, S. 538, mit Schaubild. The Iron Age, 6. Mai 1897, mit Schaubild.

<sup>5)</sup> Amer. Mach. 19. Mai 1888; 29. Sept. 1892, mit Schaubild. Iron, Aug. 1888. S. 127, mit Schaubild.

und Fräsmaschinen (vergl. Fig. 681, Taf. XXXV) oder endlich diese beiden Einstellbarkeiten bei derselben Maschine vorgesehen.<sup>1)</sup>

Das Bedürfniss nach so weit gehender Verstellbarkeit der Bohrspindel-lage gegenüber dem ruhenden Werkstück hat schon vor Jahren vorgelegen und ist befriedigt worden. Die Fig. 724, 725 und 726 stellen eine derartige Krahnbohrmaschine in drei Ansichten dar, welche gegen 1872 von G. N. Justus in Hamburg für die Hamb.- Amerik. Dampfsch.- Gesellsch. geliefert worden ist. Ich führe die Abbildungen hier an, weil bis in neueste Zeit ähnliche Maschinen ausgeführt werden.<sup>2)</sup>

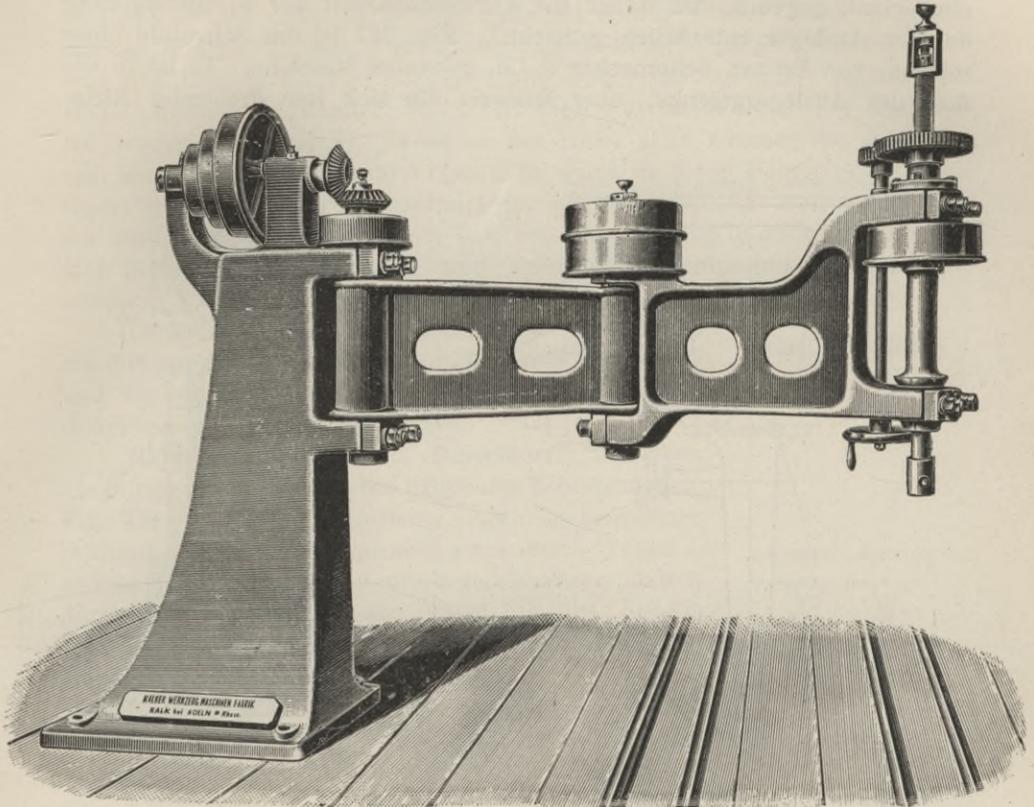


Fig. 727.

Es ist die vorliegende Maschine befähigt, bis 500 mm tief und 150 mm weit zu bohren; die wagerechte Verschiebbarkeit des Auslegers beträgt 2600, die lothrechte 2500 mm. Es liegt die eigentliche Bohrmaschine in dem Kopf *A*, welcher am Kopf des Auslegers mittels des Handrades *a* so gedreht werden kann, dass die Bohrspindel lothrecht (Fig. 725), wagerecht (Fig. 726) oder geneigt (Fig. 724) liegt. *A* ist mit dem Ausleger durch das Handrad *b* in der Hülse *B* wagerecht zu verschieben, und *B* auf der lothrechten Röhre *D* mittels des Handrades *e* in wagerechter Ebene zu drehen, *D* endlich ist mittels des Handrades *d* in dem festen Bock *E* lothrecht zu verschieben. Dieser Bock

<sup>1)</sup> Revue industr. Aug. 1895, S. 309, mit Schaubild. Amer. Mach. 16. Mai 1895, S. 385, mit Schaubild.

<sup>2)</sup> Gildemeister, Glaser's Annalen, 15. Jan. 1896, S. 37, mit Schaubild. Me. Naull. Amer. Mach. 23. Juli 1891, mit Schaubild.

ist mit der, auch als Aufspannplatte dienenden Fussplatte fest verschraubt. Der 10stufige Antrieb wird durch Wellen auf die Bohrspindel übertragen, die in die Axen von *D* und *B* gelegt sind, und durch Kegelradpaare, welche sich an den Kreuzungspunkten der Wellen befinden. Nach Fig. 726 die Flanschenlöcher eines stehend befestigten, nach Fig. 724 werden die Flanschenlöcher eines auf einem Wagen liegenden Cylinders gebohrt; Fig. 724 zeigt, wie ein auf einem Wagen liegender Ring mit Löchern versehen wird, die in der Halbmesserrichtung des Ringes liegen.

Für Arbeiten, die weniger genau sein dürfen, hat man dem Ausleger ein Gelenk gegeben und damit die Verschiebbarkeit der Spindellagerung an dem Ausleger entbehrlich gemacht.<sup>1)</sup> Fig. 727 ist das Schaubild einer solchen, von Breuer, Schumacher & Co. gebauten Maschine. Es ist in die Axe des Auslegergelenks, über letzteres ein sich lose drehendes Riem-

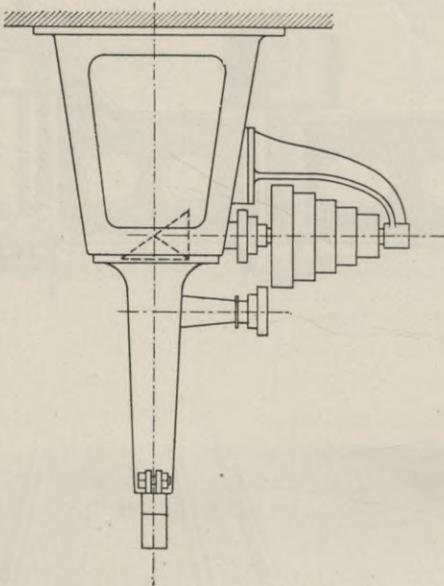


Fig. 728.

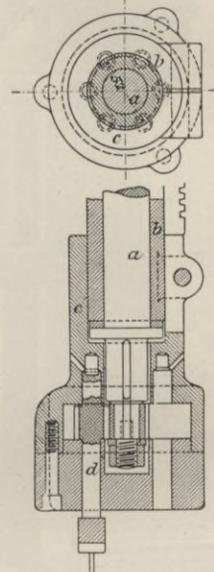


Fig. 730.

rollenpaar gelegt, welches von einer in der Schwingungsaxe des Auslegers gelagerten Rolle angetrieben wird und die Drehung auf eine auf der hohlen Spindel der eigentlichen Bohrmaschine festsitzende Rolle überträgt.

Es giebt Bohrmaschinen, welche an einem thorartigen Gerüst ähnlich angebracht sind, wie die Stichelhäuser der Tischhobelmaschinen, oder an einem Laufkrahnen verschiebbar sind,<sup>2)</sup> oder auch frei an der Decke hängen, wie z. B. Fig. 728 zeigt. Mannigfache Einzeldurchbildungen berücksichtigen je die gestellten Aufgaben.

Bohrmaschinen mit weitgehender Einstellbarkeit der Bohrspindel sind nicht allein erheblich theurer als solche, bei denen die Bohrspindel nur in ihrer Axenrichtung verschoben werden kann, sondern leiden auch an

<sup>1)</sup> Langbein, Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1882, S. 99, mit Abb. Challiot & Gratiot, Publ. industr. 1884, Bd. 29, S. 313. Dingl. polyt. Journ. 1884, Bd. 252, S. 457, mit Abb.

<sup>2)</sup> Zeitschrift d. Ver. deutscher Ingen. 1879, S. 228, mit Abb.

einer gewissen Schwäche: jede Verstellbarkeit verursacht Abnutzungen und dadurch Ungenauigkeiten, wenn auch jeder Verstellung — wie gebräuchlich — ein Befestigen folgt.

Man wählt deshalb zuweilen für grosse Werkstücke, die man nicht mittels gewöhnlicher Bohrmaschinen behandeln kann, tragbare Bohrmaschinen, deren Antrieb durch Schnüre und biegsame Wellen,<sup>1)</sup> Druckwasser<sup>2)</sup> oder Druckluft<sup>3)</sup> oder durch Elektrizität<sup>4)</sup> stattfindet.

Besonderen Zwecken dienen die mehrspindeligen Bohrmaschinen.

Sind in sehr zahlreiche gleiche Flanschen gleiche Löcher zu bohren, so lohnt es sich zuweilen, ebenso viele Bohrspindeln, wie Löcher gefordert werden im Kreise zu lagern und durch ein gemeinsames Stirnrad anzutreiben.<sup>5)</sup> Für das Bohren kleiner Löcher kann man eine hiernach angeordnete Hilfseinrichtung verwenden, wie z. B. Fig. 730 im Schnitt und Fig. 729 im Grundriss darstellt.<sup>6)</sup> Es ist an der Hülse *b*, in welcher die Spindel *a* sich dreht, ein Kopf *c* festgeklemmt, in welchem die 6 Bohrspindeln *d* gelagert sind. An jeder Bohrspindel ist ein Stirnrädchen ausgebildet und am unteren Ende von *a* ist ein Rad befestigt, welches in diese Räder greift. Man muss für jede Lochzahl und jeden Lochkreisdurchmesser einen besonderen Kopf *c* verwenden.

Collet & Engelhard in Bockenheim verschieben die Bohrspindellagerungen in der Halbmesserrichtung<sup>7)</sup> und verwenden Zwischenräder, um trotz dieser Verschiebung den Betrieb zu sichern.

Habersang & Zinzen in Düsseldorf<sup>8)</sup> betreiben die in verschiebbaren Lagern drehbaren Bohrspindeln *b*, Fig. 731, von festgelagerten, durch gemeinsames Stirnrad angetriebenen Spindeln *a* aus durch Wellen *c*, welche sich einerseits hier, andererseits den Bohrspindeln durch eine Art Kreuzgelenke (vergl. Fig. 294, S. 147) anschliessen,<sup>9)</sup> und Oehring<sup>10)</sup> ersetzt die erwähnten Kupplungen durch biegsame Wellen.

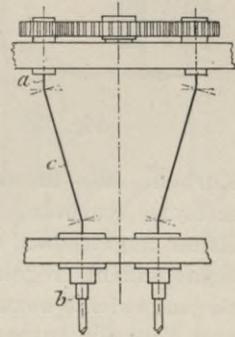


Fig. 731.

Sind zahlreiche Löcher in gerader Linie neben einander zu bohren, so werden mehrere Bohrmaschinen neben einander an einem gemeinsamen Balken angebracht, und zwar gegen einander verschiebbar, wenn der Abstand der Löcher wechselt, jedenfalls mit gemeinsamen

<sup>1)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1872, Bd. 205, S. 187, mit Abb.; 1889, Bd. 272, S. 126, mit Schaubild. Engineering, Mai 1885, S. 574, mit Schaubild. Le génie civil, 1891, S. 95, mit Schaubild. The Iron Age, Sept. 1895, S. 939, mit Schaubild.

<sup>2)</sup> Engineering, Febr. 1887, S. 130, mit Abb. The Iron Age, 31. März 1887, mit Abb. The Engineer, Mai 1887, S. 360, mit Abb.

<sup>3)</sup> The Engineer, Aug. 1888, S. 114, mit Schaubild. Iron, 13. Nov. 1891, S. 422, mit Schaubild. Engineering, Juni 1897, S. 780, mit Abb.

<sup>4)</sup> D. R.-P. No. 24941. Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen. 1884, S. 124; 1895, S. 901, mit Abb.

<sup>5)</sup> Engineering, Jan. 1895, S. 60, mit Schaubild. The Iron Age, 7. Febr. 1895, mit Schaubild.

<sup>6)</sup> Davis & Egan Co., Cincinnati, American Machinist, Aug. 1896, S. 782, mit Abb.

<sup>7)</sup> D. R.-P. No. 70325; Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen. 1893, S. 1330, mit Abb.

<sup>8)</sup> D. R.-P. No. 64305.

<sup>9)</sup> The Engineer, Nov. 1891, S. 447, mit Schaubild. Amer. Mach., 27. Juni 1895, S. 504, mit Schaubild.

<sup>10)</sup> Pr. March. Constr. 10. Juni 1895, mit Abb. The Iron Age, 9. Juli 1896, S. 56, mit Abb.

Antrieb.<sup>1)</sup> Hierzu dient zuweilen die langgenuthete Welle, an welcher Kegelräder oder hyperboloidische Räder verschiebbar sind, oder ein geeigneter Riemenbetrieb.

Um die Bohrspindeln recht nahe an einander rücken zu können, treibt man sie zuweilen durch eine mehrgängige, gemeinsame Schraube *a* Fig. 732 an, in welche auf den Bohrspindeln *b* fest sitzende halbe Wurmräder *c* greifen, oder bringt, nach Fig. 733 die auf den Bohrspindeln sitzenden Riemenrollen *g* so an, dass sie einander übergreifen. Wenn die Bohrspindeln in festem Abstand zu einander gelagert sind, so kann der Antrieb nach Fig. 734 durch

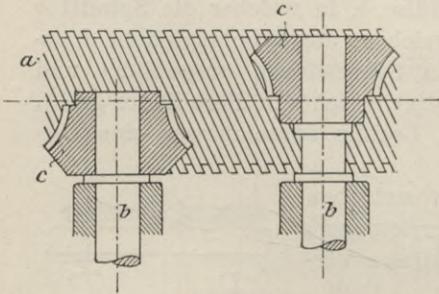


Fig. 732.

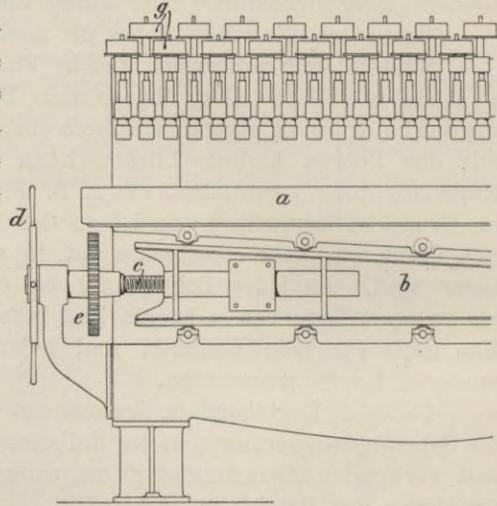


Fig. 733.

Kurbeln, die in eine gemeinsame Stange greifen, stattfinden, zwei oder mehrere Kurbeln, welche ebenfalls in diese Stange greifen und durch Räder angetrieben werden, bethätigen die Stange so, dass sie sämtliche Bohrspindeln regelrecht in Umdrehung versetzt. Es ist zweckmässig, Gegengewichte anzubringen, durch welche die Massenwirkung der Stangen und Kurbeln ausgeglichen wird. Im übrigen empfiehlt sich dieser Antrieb für sehr geringen Abstand der Bohrspindeln.

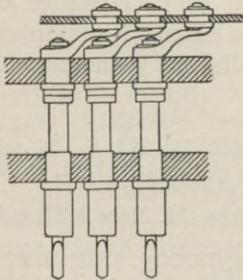


Fig. 734.

Bei der von Ernst Schiess in Düsseldorf gebauten Schienenbohrmaschine, Fig. 735 und 736 liegen drei Bohrspindeln *b* wagrecht neben einander. Die mittlere, in Fig. 735 verdeckte, ändert ihre Lage im Spindelkasten *d* nicht, die beiden andern, rechts und links von ihr liegenden können quer verschoben werden, und zwar so, dass ihr Abstand von der mittleren Bohrspindel 80 bis 160 mm beträgt. Ihr Betrieb ist auf folgendem Wege erreicht. Von der unten liegenden Welle, auf welcher eine feste und eine lose Riemenrolle steckt, wird durch die Räder *c* die mittlere Bohrspindel angetrieben. Auf dieser sitzt ein Rad, welches in höher belegene Zwischenräder greift (Fig. 735), und diese sind so breit, dass sie mit den beiden, auf den seitlichen Bohrspindeln versetzt befestigten Rädern im Eingriff stehen. Die Wellen der Zwischenräder

<sup>1)</sup> Vergl. Le Génie civil, April 1887, S. 412. Engineering, Aug. 1887, S. 147; Juli 1888, S. 88. Iron, Juli 1890, S. 49. American Machinist, 23. Juli 1891; 23. Juni 1892. Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen. 1894, S. 1394. The Iron Age, 2. Juli 1896; Okt. 1896, S. 811. The Engineer, Jan. 1897, S. 45, sämtlich mit Schaubildern.

liegen in Gelenken (vergl. Fig. 290, S. 146), welche den Eingriff der einander gegenüber liegenden Räder sichern. Der Handhebel *a* dient zur Bethätigung des Riemenführers.

Die Bohrspindeln *b* werden gemeinsam gegen das Werkstück *s* geschoben. Sie sind zu diesem Zweck in dem auf dem Maschinenbett verschiebbaren Spindelkasten *d* zusammengefasst. Von der ersten Vorgelegewelle aus wird die Riemenrolle *e* gedreht, deren Welle *g* das Wurmrad *f* bethätigt. Dieses ist mit der Scheibe *h* fest verbunden und lässt sich zunächst mit letzterer frei um die Welle *i* drehen, kann aber mittels des an der Kurbel *k* befindlichen Handgriffes mit der Welle *i* gekuppelt werden, so dass diese durch den angegebenen Antrieb selbstthätige Drehung erfährt. Löst man durch Hervorziehen des Handgriffes die Kuppelung zwischen *k* und *h*, so ist die Welle *i* mittels der Hand zu drehen. *i* dreht mittels zweier Kegeelpaare die zwei am Maschinengestell unverschieblich gelagerten Schrauben *l*, die in Muttern des Spindelkastens *d* greifen. Die zu bohrende Schiene ist in einer, in Fig. 736 deutlich erkennbaren, Einspannvorrichtung

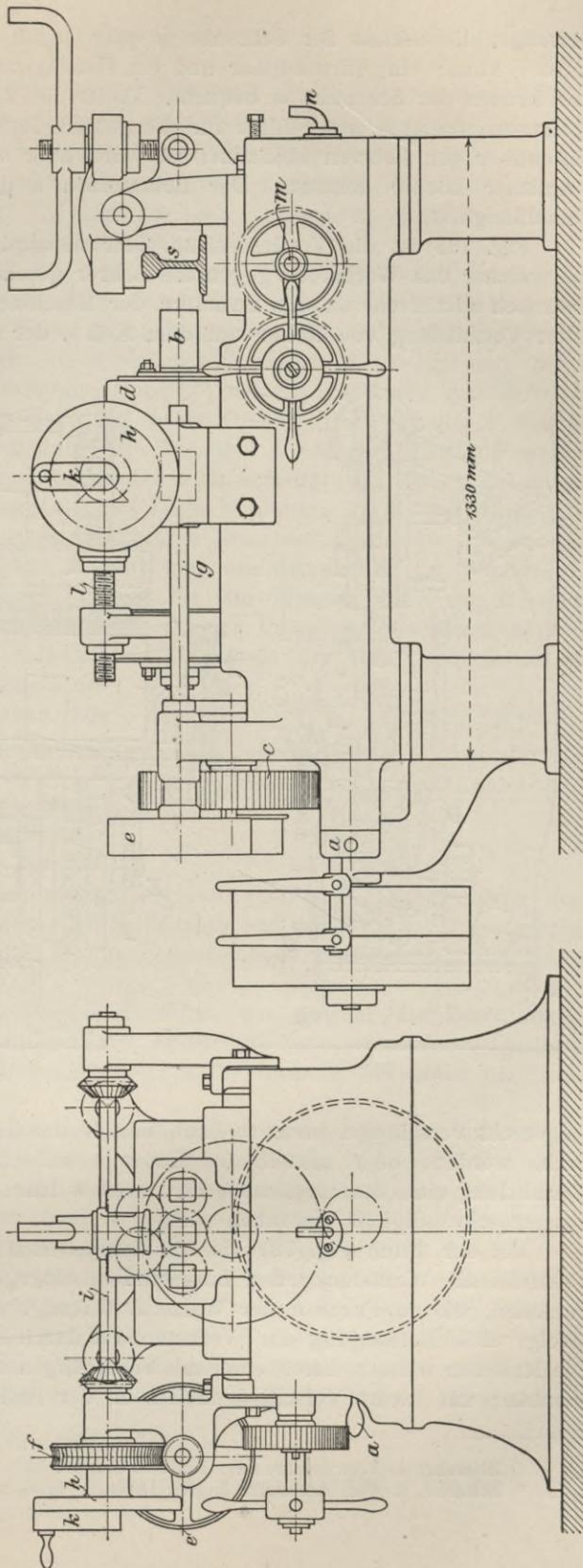


Fig. 736.

Fig. 735.

befestigt, die mittels der Schraube *m* quer gegen die Bohrer verschoben werden kann; ein Stirnradpaar und ein Handkreuz machen dem Arbeiter das Drehen der Schraube *m* bequem. Es ist die Verschiebbarkeit der Einspannvorrichtung in erster Linie für die genaue Einstellung des Werkstücks gegenüber den Bohrern bestimmt; sie wird aber auch für die Erzeugung länglicher Löcher benutzt. Der Rohrstutzen *n* dient zum Ableiten der Kühlflüssigkeit.

Fig. 733 ist die Vorderansicht einer mehrspindeligen Bohrmaschine, bei welcher das Werkstück gegen die Bohrer geschoben wird.<sup>1)</sup> Es ist der Bohrtisch *a* lothrecht an den Ständern der Maschine verschiebbar; er ruht, unter Vermittlung von Rollen auf dem Keil *b*, der mit Hilfe der Schraube *c*

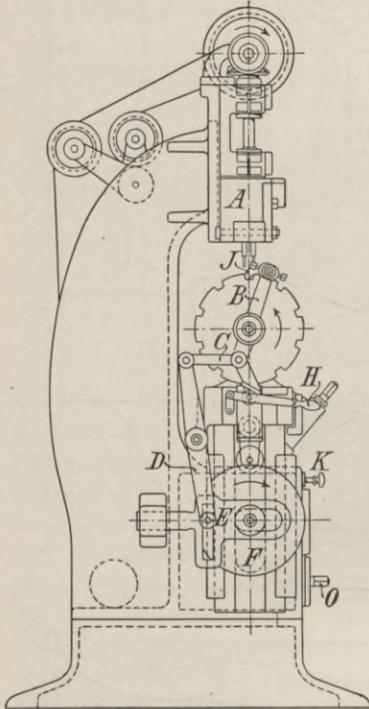


Fig. 737.

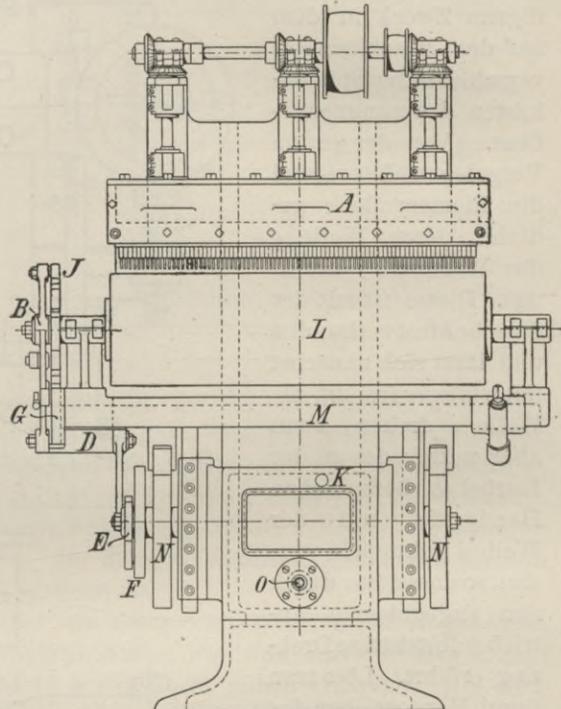


Fig. 738.

wagrecht verschoben wird. *c* kann mittels des Handkreuzes *d* rasch gedreht werden, oder mittels des Rades *e* selbstthätig, und zwar unter Vermittlung eines Stufenrollenpaares, durch welches die zutreffende Zuschiebungsgeschwindigkeit gewonnen wird.

Bei der durch Fig. 737 bis 739 dargestellten Maschine<sup>2)</sup> schiebt man ebenfalls die Werkstücke den Bohrspindeln entgegen. Erstere sind dünne Schienen, die in Furchen der Walze *L* befestigt werden. Nach Fig. 739 erfolgt diese Befestigung der Werkstücke *w* durch Keile *c* und Gegenkeile *b*. Die letzteren werden durch eine, mit Vorsprüngen *a* versehene Stange verschoben; um kleine Verschiedenheiten in der Breite der Werkstücke aus-

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. dtshr. Ing. 1896, S. 551, m. Abb.

<sup>2)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1895, S. 1498, mit Abb.

zugleichen, wirken die Vorsprünge beim Anziehen der Keile unter Vermittlung von Federn.

In dem Balken *A*, Fig. 737 und 738, sind 162 Spindeln in zwei Reihen gelagert und werden durch eine gemeinsame, an den Spindeln ausgebildete, Kurbeln umgreifende Platte (vergl. Fig. 734) von den drei, namentlich in Fig. 738 erkennbaren stehenden Wellen gedreht. Die Weite der zu bohrenden Löcher beträgt  $\frac{1}{16}$ " engl. ( $\sim 1,5$  mm), ihr Abstand  $\frac{1}{2}$ " ( $\sim 13$  mm); die Bohrer drehen sich minutlich 1200 mal.

Die Trommel *L* ist an dem lothrecht verschiebbaren Querstück *M* drehbar gelagert; letzteres wird durch Daumenscheiben *N* gehoben und hinabgelassen. An der Welle dieser Daumenscheiben sitzt eine Scheibe *F* mit krummer Nuth, welche einen Schieber *E* wagerecht bewegt, und dieser wirkt durch den doppeltarmigen Hebel *D*, die Stange *C* und den Hebel *B* auf die Sperrklinke *J*, welche bei jeder Drehung der Scheibe *F* einmal hin- und herschwingt und dabei die Trommel *L* um eine Theilung weiter dreht. Damit die Trommel, bezw. das in ihr befestigte Werkstück bei dieser Schaltbewegung die genau richtige Lage annimmt, greift der Kopf des durch eine Feder nach oben gedrückten Schiebers *G* in eine Lücke des Sperr-Rades (vergl. Fig. 426, S. 208) und um demnächst die Trommel *L* wieder drehbar zu machen, drückt die am unteren Ende von *B* angebrachte, fussartige Verlängerung gegen einen Vorsprung des Riegels *G* und schiebt ihn zurück. Man kann, um *L* mittels der Hand willkürlich zu drehen, den Riegel *G* mittels des Handhebels *H* zurückschieben. Die Welle, auf welcher die Daumenscheiben *N* und die Scheibe *F* sitzen, wird von der oben liegenden Hauptwelle der Maschine aus — durch die kleine, in Fig. 738

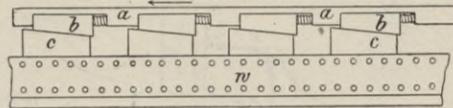


Fig. 739.

rechts belegene Rolle — angetrieben; es kann der Betrieb durch den Knopf *K* ausgerückt werden. Mit Hilfe eines auf das Vierkant *O* gesteckten Schlüssels lässt sich dann die in Rede stehende Welle mittels der Hand drehen.

Ein hübsches Beispiel einer Maschine, bei welcher die Zuschiebung durch die Bohrspindeln bewirkt wird, enthält die unten verzeichnete Quelle.<sup>1)</sup>

Man hat den Grundgedanken des Stahlwechsels (S. 306) auch für Lochbohrmaschinen verworther.

Es soll z. B. eine Zahl gleichartiger Werkstücke gebohrt und dieses Loch alsdann mit einer Versenkung versehen, oder sonst ausgeräumt werden. Zu diesem Zweck<sup>2)</sup> sind zwei Bohrmaschinen und eine Ausrichtspitze gegenüber einem drehbaren Bohrtisch so angebracht, dass diese drei in Bezug auf die Drehaxe des Bohrtisches gegen einander genau je  $120^0$  einschliessen. Unter der Ausrichtspitze wird das Werkstück befestigt, dann durch Drehen des Bohrtisches unter den ersten, hierauf unter den zweiten Bohrer gebracht, fortgenommen und durch ein neues Werkstück ersetzt.

Quint<sup>3)</sup> hat sich unmittelbar dem bei Drehbänken meistens gebräuchlichen Stahlwechsel angeschlossen, indem er, nach Fig. 740 u. 741, eine Zahl

<sup>1)</sup> American Machin., Nov. 1895, S. 943, mit Abb.

<sup>2)</sup> The Iron Age, 21. März 1895, S. 587, mit Schaubild.

<sup>3)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1892, S. 1260, mit Abb.

von Bohrern in einem drehbaren Kopfe strahlenartig lagert. Die Bohrspindeln werden durch Reibkegel angetrieben, und zwar, um einseitige Drücke möglichst zu vermeiden, durch zwei sich entgegengesetzt drehende

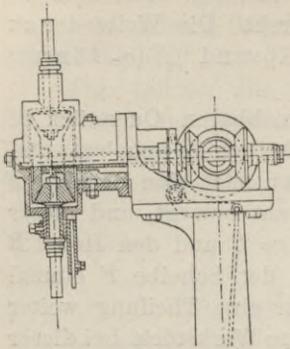


Fig. 740.

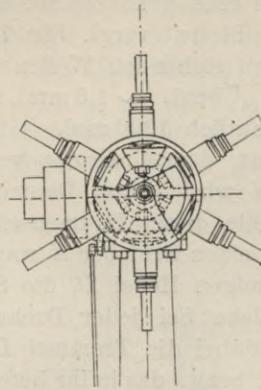


Fig. 741.

Reibkegel. Zu diesem Zweck sitzt einer derselben auf einer hohlen, der andere auf einer in ersterer steckenden Welle, und drei andere Reibkegel, von denen der mittlere durch eine Stufenrolle angetrieben wird, drehen die beiden Wellen im entgegengesetzten Drehsinne. Die Drehaxe des die Bohrspindeln enthaltenden Kopfes liegt etwas über

der Axe der in einander steckenden Wellen, so dass je nur der nach unten gerichtete Bohrer gedreht wird. Der neben dem nach unten gerichteten Bohrer in Fig. 741 gezeichnete Stift dient als Anschlag für die Lochtiefe.

Eine Sonderheit bilden ferner die Niethlochbohrmaschinen.

Man kann sie in drei Gruppen zerlegen, nämlich in solche für Eisenbau, für Schiffsplatten und für Dampfkesselplatten, bezw. -Mäntel. Die erstere Gruppe kennzeichnet sich durch den Umstand, dass die Axen sämtlicher zu bohrender Löcher zu einander gleichlaufend sein sollen, oft weit von einander entfernt sind und die Schwere der Werkstücke mindestens wünschen lässt, dass der Bohrer alle Verschiebungen ausführt. Man findet sie in Gestalt langer (30 m, ja noch mehr) wagerechter Balken, an denen die eigentlichen Bohrmaschinen verschiebbar angebracht sind, z. B. nach Fig. 742. *a* deutet die Lagerung der Bohrspindel *b* an. *c* bezeichnet den aus Winkeleisen und Blech hergestellten Balken, an dem der Spindelkasten *a* wagrecht zu verschieben ist, und zwar mittels einer festen Zahnstange, in welche das an *a* gelagerte Zahnrad *d* greift.

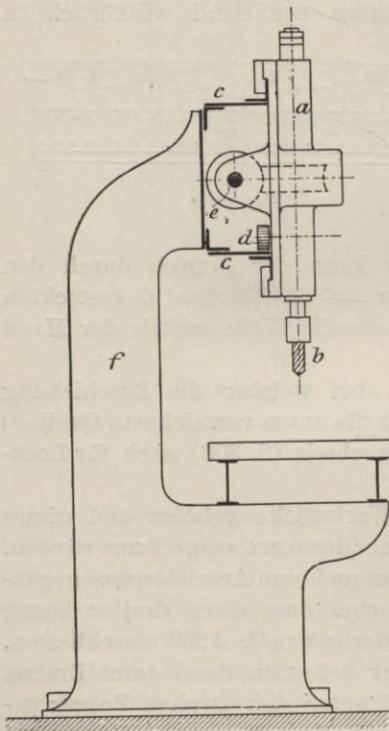


Fig. 742.

*e* ist eine lang genuthete Welle, die zum Antriebe der Bohrspindel *b* dient. Die C-förmigen Böcke *f* tragen oben den Balken *c* und unten ein als Bohrtisch dienendes Gebälk.

Dem Antriebe durch eine lang genuthete Welle zieht man oft den Seilantrieb vor.

Um die Bohrspindellagerung auch winkelrecht zum Balken *c* waagrecht verschieben zu können, setzt man auf diesen Balken Schlitten mit hervorragendem Arm, an welchem je ein Spindelkasten verschoben werden kann, und befestigt den Balken *c* an die Ständer der Werkstatt. Es kommt

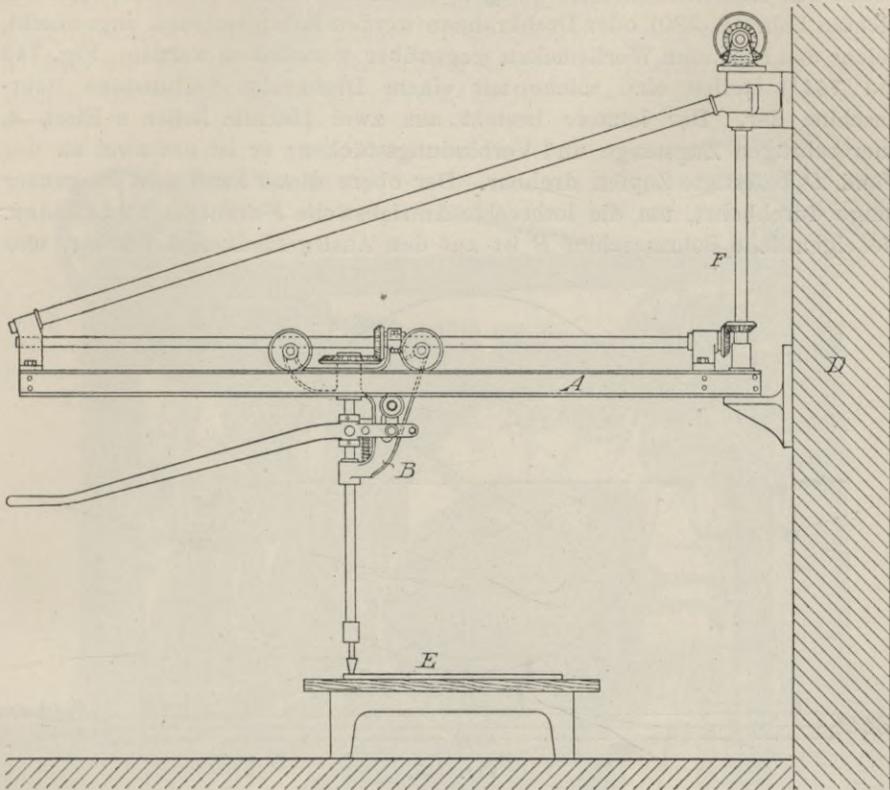


Fig. 743.

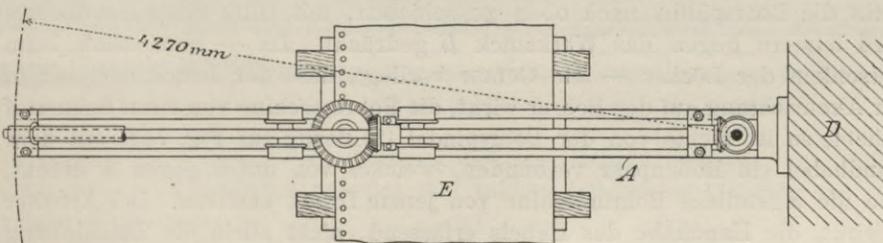


Fig. 744.

auch vor, dass an dem waagrecht Balken eine Anzahl Krahnbohrmaschinen befestigt sind, ja dass man den Balken mit den Krahnbohrmaschinen fahrbar macht.<sup>1)</sup>

Bei der zweiten Gruppe ist die Dicke der Werkstücke meistens gering und letztere sind oft gekrümmt. Ersterer Umstand lässt eine geringe Unge-

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1895, S. 900, mit Schaubild.

nauigkeit in der Axenrichtung der Löcher zu, letzterer macht sie fast unvermeidlich. Demgemäss sind die Gestelle der Bohrmaschinen meistens leichter gehalten. Auch die geringere Grösse der Werkstücke übt einen gewissen Einfluss. So findet man in dieser Gruppe am Gebälk befestigte, an der Decke der Werkstätte hängende (vergl. Fig. 728, S. 380) oder an thorartigen Gerüsten angebrachte Bohrmaschinen, unter denen die Werkstücke auf Rollentischen oder Wagen verschoben werden. Aber auch an leichten Fahr- (S. 380) oder Drehkränen werden Bohrmaschinen angebracht, welche den ruhenden Werkstücken gegenüber verschoben werden. Fig. 743 und 744<sup>1)</sup> stellen eine solche mit einem Drehkrahnen verbundene Bohrmaschine dar. Der letztere besteht aus zwei 150 mm hohen *u*-Eisen *A*, einer schrägen Zugstange und Verbindungsstücken; er ist um zwei an der Wand *D* befestigte Zapfen drehbar. Der obere dieser Zapfen ist in ganzer Länge durchbohrt, um die lothrechte Antriebswelle *F* aufnehmen zu können. Die eigentliche Bohrmaschine *B* ist auf den Auslegerbalken *A* fahrbar, und

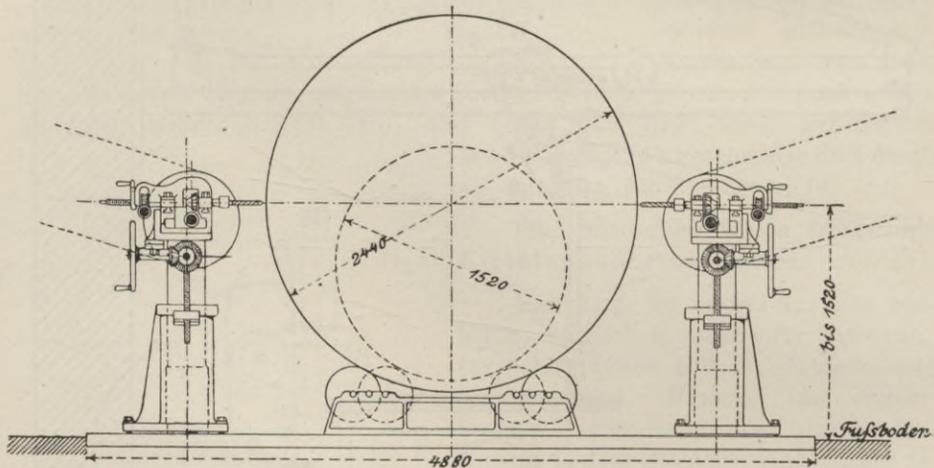


Fig. 745.

zwar kann sie hier einen 2750 mm langen Weg zurücklegen. Eine Feder sucht die Bohrspindel nach oben zu schieben, mit Hilfe eines Handhebels wird letztere gegen das Werkstück *E* gedrückt. Da — namentlich beim Versenken der Löcher — die Gefahr vorliegt, dass der Druck, welcher in der Axenrichtung auf den Bohrer wirkt, die Bohrmaschine von ihren Bahnen *A* abhebt, so ist rechts von der Bohrspindel (in Bezug auf Fig. 743) mit dem Handhebel ein Rollenpaar verbunden, welches von unten gegen *A* drückt, also die eigentliche Bohrmaschine von jenem Druck entlastet. Der Arbeiter bewirkt, die Handhabe des Hebels erfassend, nicht allein die Zuschiebung des Bohrers, sondern auch die Verschiebung der Bohrmaschine und Drehung des Kranes. Die Werkstücke *E* werden auf geeignete, auf den Fussboden gestellte Böcke gelegt.

Für den vorliegenden Zweck sind auch diejenigen Kranbohrmaschinen beliebt, deren Ausleger ein Gelenk enthalten (Fig. 727, S. 379).

Von der dritten Gruppe verlangt man genauere Arbeit; sie ist mög-

<sup>1)</sup> Industries, Juni 1889, S. 532, mit Abb. Engineering, Mai 1891, S. 382, mit Schaubild. The Iron Age, 3. Okt. 1895, S. 698, mit Schaubild.

lich, weil die Löcher meistens genau gleichlaufend zu einander, oder nach einem gemeinsamen Punkte gerichtet sein sollen.

Die Maschinen zum Bohren, bzw. zum Ausschneiden der Löcher in Rohrplatten haben mit der in der ersten Gruppe zusammengefassten manches gemeinsam; sie unterscheiden sich von jenen zuweilen dadurch, dass man auch die Werkstücke verschiebbar macht.<sup>1)</sup>

Man versteht unter Niethlochbohrmaschinen<sup>2)</sup> der Dampfessel insbesondere solche, welche die Löcher in die zusammengelegten Bleche bohren, so dass die für ein Nieth bestimmten Löcher gewissermassen ein einziges bilden. Es werden zu diesem Zweck die Bleche — mittels Schrauben, die

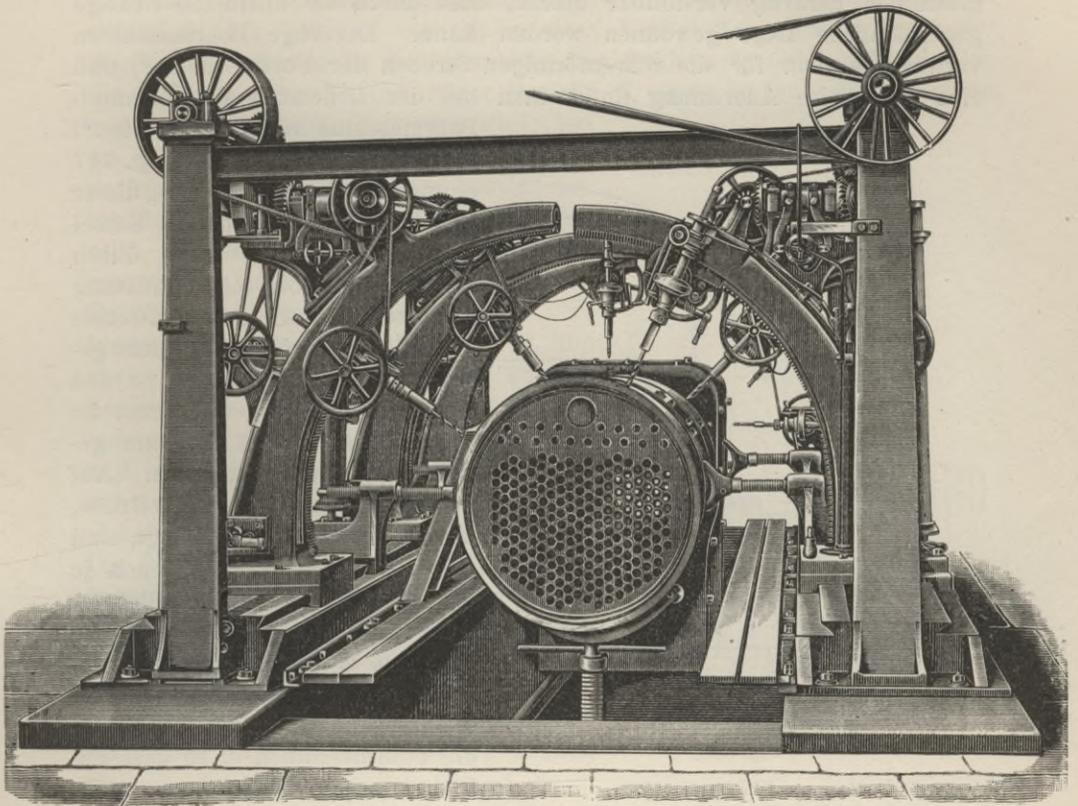


Fig. 746.

in einigen zu diesem Zweck vorher gebohrten Löchern stecken, und mittels Zwingen — an einander geheftet und bilden demgemäss ziemlich umfangreiche Werkstücke.

Diese werden auf Rollen liegend unter eine oder mehrere Krahnbohrmaschinen gebracht und so gedreht, dass die Axen der zu bohrenden Löcher durch die Axe des Kessels gehen. Das erfordert ziemlich viel Handarbeit und zeitweises Heranziehen von Hilfsarbeitern; gleichzeitig sind die Krahnbohrmaschinen verhältnissmässig theuer.

Letzteren Umstand vermeidet eine Maschine von De Bergue & Co. in

<sup>1)</sup> Engineering, Aug. 1887, S. 147; Juli 1888, S. 88. The Engineer, Januar 1897, S. 45, sämmtlich mit Schaubild.

<sup>2)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1895, S. 1201, mit Abb.

Manchester<sup>1)</sup>; Fig. 745 stellt ihre Gesamtanordnung dar. Der grösste zu bearbeitende Kessel hat 2440, der kleinste 1520 mm Durchmesser. Die liegenden Bohrmaschinen sind in Köpfen röhrenartiger Körper gelagert, letztere in hohlen Böcken senkrecht verschiebbar und mit diesen an irgend einer Stelle der gemeinsamen Grundplatte zu befestigen, so dass jede Bohrspindel an den geeigneten Ort und in die erforderliche Lage gebracht werden kann. Jede der Bohrmaschinen — es sind an jeder Seite deren 5 aufgestellt — wird für sich angetrieben.<sup>2)</sup>

Die Lage der Kessel ist offenbar eine sicherere, wenn man diese nicht auf Rollen ruhen lässt, sondern wirklich fest legt, dagegen die Bohrmaschinen derartig verstellbar macht, dass durch sie allein die richtige gegensätzliche Lage gewonnen werden kann. Derartige Bohrmaschinen verwendete man für die röhrenförmigen Streben der Forth-Brücke,<sup>3)</sup> und eine verwandte Anordnung findet man bei der Lokomotiv-Kesselmantel-

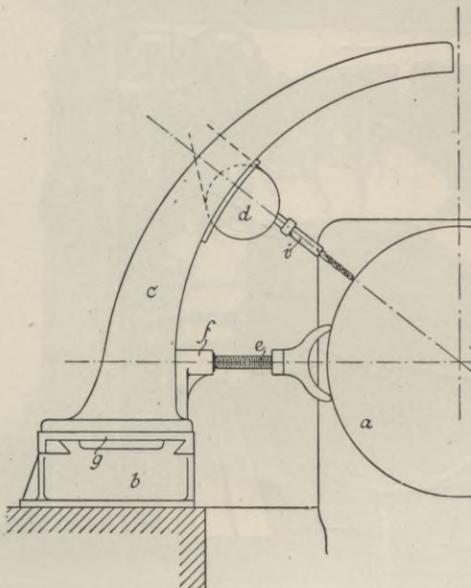


Fig. 747.

Bohrmaschine von C. M. Davies.<sup>4)</sup> Fig. 746 ist ein Schaubild, Fig. 747 eine geometrische Darstellung dieser Maschine. Der zu bohrende Kessel ruht auf Lagern, welche durch Schrauben in lothrechter Richtung einzustellen sind; links und rechts sind Böcke *f* angebracht, welche gestatten, mittels Schrauben *e* den Kessel *a*, Fig. 747, wagerecht zu verschieben und in der ihm gegebenen Lage festzuhalten. Auf den beiden Längsmauern der Grube, über welcher der Kessel liegt, sind Betten *b* befestigt, auf denen je drei Ausleger *c* stehen. Jeder der sechs Ausleger trägt eine Bohrmaschine *d*. Die Ausleger *c* sind nun längs der Betten *b* zu verschieben und an den Auslegern die Bohrmaschinen *d*, so dass die Richtung der Bohrer, wenn sie

einmal richtig gewonnen ist, für sämtliche Löcher des trommelförmigen Mantels ohne weiteres durch die Axe des Kessels geht. Um aber auch die Feuerbüchse bohren zu können, ist jeder Ausleger *c* auf seinem Schlitten *g* um eine lothrechte Axe zu drehen und jede Bohrspindel *i* mit ihrem Spindelkasten in der Ebene des zugehörigen Auslegers schräg zu stellen. Man kann so zunächst sämtliche über der Kesselmitte liegenden Löcher und nach Drehung des Kessels um 180° sämtliche übrigen Löcher bohren. Ueber der Maschine und mit den Betten *b* ist ein — aus Fig. 747 fortge-

<sup>1)</sup> The Engineer, Juni 1890, S. 501, mit Abb.

<sup>2)</sup> Vergl. auch Dallett & Co., Iron, Jan. 1888, S. 68, mit Schaubild.

<sup>3)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1885, S. 463, mit Abb., nach The Engineer, Jan. 1885, S. 54, mit Abb.

<sup>4)</sup> Indian Engineer, 12. Jan. 1895, S. 17, mit Schaubild. Le Génie civil, 12. Jan. 1895, S. 161, mit Schaubild.

lassenes — Gebälk angebracht, welches das Triebwerk trägt. Von diesem aus werden die einzelnen Bohrmaschinen durch Riemen betrieben, denen man durch Spannrollen die erforderliche Straffheit verleiht. Die Bohrer werden selbstthätig vorgeschoben und können rasch zurückgezogen werden. In der Quelle ist angegeben, dass 1000 Stück gegen 21 mm weite Löcher eines Lokomotivkessels in 16 Stunden gebohrt sind, und zwar mit nur vier Bohrern; das Einbringen und Befestigen der Kessel ist in diese Zeit eingerechnet. Die Bohrer machen minutlich 150 bis 160 Drehungen und werden für jede Drehung um 0,18 mm zugeschoben; man verwendet gewöhnliche Spitzbohrer.

Bei einer anderen Maschinenart<sup>1)</sup> wird der zusammengeheftete Kesselmantel *A*, Fig. 748 und 749, so an einen Krahnhaken gehängt, dass der Wirbel des letzteren in die lothrechte Axe des Kessels fällt, und dieser in die Oeffnungen zweier *U*-förmiger Gestelle *B* — es ist nur eins derselben gezeichnet — greift. Letztere sind, um sie verschiedenen Kesselweiten anpassen zu können, auf einem festen Bett *C* verschiebbar. *D* ist die gemeinsame Antriebsrolle. Auf dem äusseren Arm von *B* ist eine Bohrspindel *a* gelagert, welche zum Bohren der Löcher bestimmt ist, auf dem inneren Arm eine solche *b*, Fig. 749, die versenken, oder doch den Grat am inneren Lochrand beseitigen soll. Um den Kesselmantel sicher fest zu halten, sind links und rechts von der Spindel *b* Stifte *c* angebracht, welche durch ein geeignetes Hebelwerk nach aussen geschoben werden. Die Bedienung jedes Bockes *B*, also einer äusseren und einer inneren Bohrspindel, erfordert einen Arbeiter, und im allgemeinen ist ein dritter Arbeiter für die Bedienung des Krahnens nothwendig.

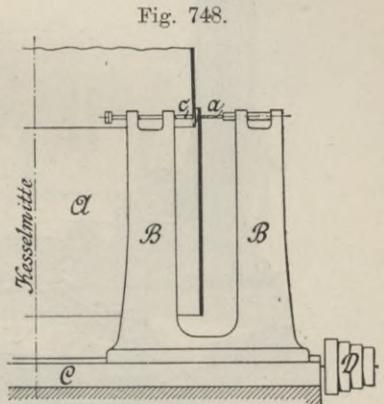


Fig. 748.

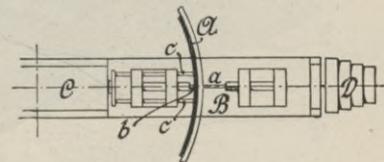


Fig. 749.

Die bisher erörterten Niethlochbohrmaschinen für Kesselmäntel setzen voraus, dass die Löcher vorgezeichnet und stark angekörrt sind. Das lässt sich entbehren, wenn man die Manteltheile auf einer liegenden Planscheibe befestigt und diese auf Grund einer Theilvorrichtung ruckweise dreht, sowie — für die Längsnähte — die Bohrer nach Maass lothrecht verrückt.

Man stellt zu dem Zweck einen oder zwei Ständer neben der Planscheibe auf und verschiebt an diesen Schlitten, welche eine oder mehrere liegende Bohrspindeln enthalten. Es sei erwähnt, dass diese Bohrmaschinen auch zum Abdrehen der Schmalseiten der Kopfplatten dienen können, indem man der Planscheibe einen geeigneten Antrieb giebt, und ein Stichelhaus neben ihr anbringt.

Die einfachste Lösung besteht darin, dass zwei einander gegenüber angebrachte Ständer mit je nur einer Bohrspindel ausgestattet sind,<sup>2)</sup> weil

<sup>1)</sup> Iron Age, Jan. 1895, S. 58, mit Abb.

<sup>2)</sup> Rushworth & Co., Engineering, Dec. 1884, S. 586. Booth & Co., Engineering, April 1891, S. 475, beide mit Schaubildern.

alsdann ohne Umstände die Richtung des Bohrers in die Halbmesserrichtung des Kesselmantels gelegt werden kann. Es bedarf dann jeder Bohrer zu seiner Ueberwachung eines Arbeiters.

Eine andere Maschine<sup>1)</sup> enthält an einem der Ständer zwei über einander gelagerte Bohrspindeln, um die Löcher der Längsnähte paarweise bohren zu können.

Booth & Co.<sup>2)</sup> stellen zwei Ständer, welche je eine einspindlige Bohrmaschine tragen, neben einander und geben den Ständern Drehbarkeit um eine lothrechte Axe, so dass die Bohrrichtung für jeden Kesselhalbmesser passend eingestellt werden kann. Den Ständern gegenüber ist ein Stichel-

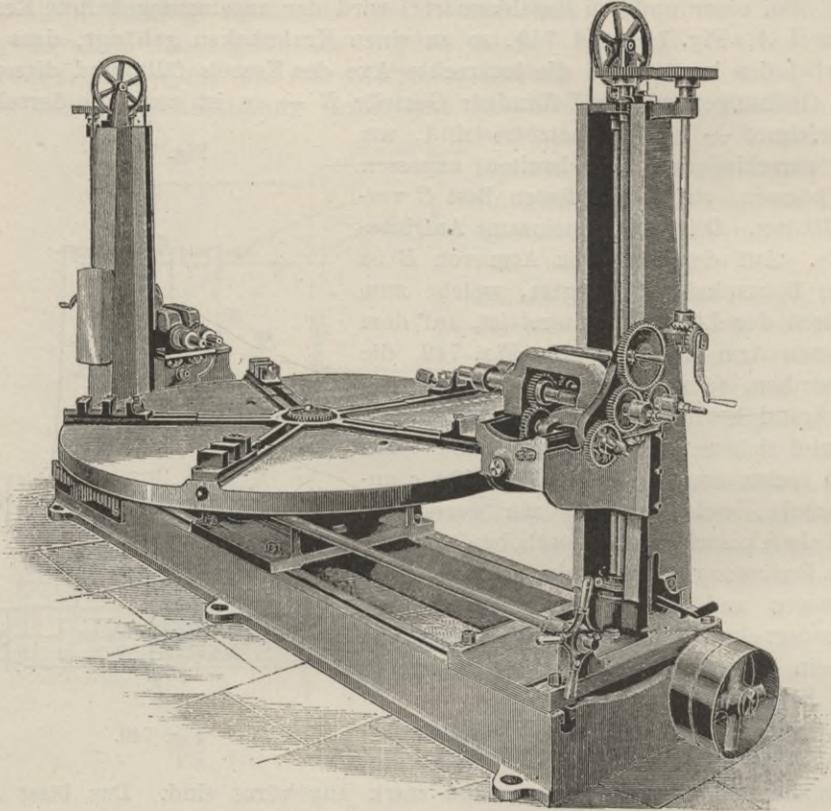


Fig. 750.

haus für das Abdrehen der Kesselböden angebracht. Die Maschine von Thomas & Co.<sup>3)</sup> unterscheidet sich von der vorigen hauptsächlich dadurch, dass an jedem Ständer zwei, und zwar von einander unabhängige Bohrspindeln angebracht sind.

Rushworth & Co.<sup>4)</sup> verwenden, nach Fig. 750, zwei Ständer an einander entgegengesetzten Seiten der Planscheibe und bringen an jedem Ständer zwei neben einander liegende Bohrspindeln an. Es ist die Aufgabe, die Richtung beider Bohrspindeln durch die Axe des Kesselmantels zu legen,

<sup>1)</sup> Kendal & Gent, Engineering, Juni 1886, S. 619, mit Schaubild.

<sup>2)</sup> Engineering, Okt. 1885, S. 419, mit Schaubild.

<sup>3)</sup> Industries, März 1890, S. 300, mit Schaubild.

<sup>4)</sup> Engineering, Okt. 1886, S. 420, mit Schaubild.

nur annähernd gelöst. Man hat die beiden neben einander liegenden Bohrspindeln so gegen einander geneigt, dass ihre Axen in der Mitte des Werkstücks sich kreuzen, sobald die Bohrerstippen um 1,07 m von dieser Mitte entfernt sind und ihr Abstand 90 mm beträgt. Bei anderen Werkstückhalbmessern und Bohrerentfernungen weicht die Axenrichtung von der eigentlich zu verlangenden mehr oder weniger ab. Man kann den Abstand der Bohrerstippen von 90 bis 130 mm ändern, die Bohrspindeln 1320 mm senkrecht verschieben und bis zu 2440 mm weite Mäntel bohren. Die Spindeln sind 50 mm dick, um 150 mm selbstthätig vorzuschieben und mittels der Hand rasch zurückzuziehen.

Eine ähnliche Maschine<sup>1)</sup> löst die vorliegende Aufgabe noch weniger gut.

Weit besser erscheint die Einrichtung, welche S. Dixon in einem Vortrage in der Institution of Mechanical Engineers beschrieben hat.<sup>2)</sup>

Fig. 751 u. 752 stellen diese Einrichtung für den Fall dar, dass ein Ständer *a* mit zwei Bohrspindeln *D* ausgerüstet werden soll. An Leisten des Ständers *a* ist der Winkel *b* mit Hilfe einer geeignet angebrachten Schraube lothrecht verschiebbar; die Bohrspindel-Lagerungen *c* ruhen auf der wagerechten Platte des Winkels *b* und erfahren eine Führung in dem Schlitz dieser Platte vermöge je eines Zwischenstücks *i*, um dessen nach oben ragenden Zapfen der einzelne Lagerkörper sich zu drehen vermag. Zwei links und rechts von der Platte gelagerte Schrauben *d* sind zur Hälfte mit rechtsgängigem, zur Hälfte mit linksgängigem Gewinde versehen, welches in an *c* sitzende Muttern greift. Dreht man eine dieser Schrauben, so

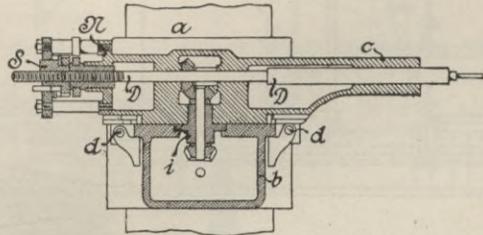


Fig. 751.

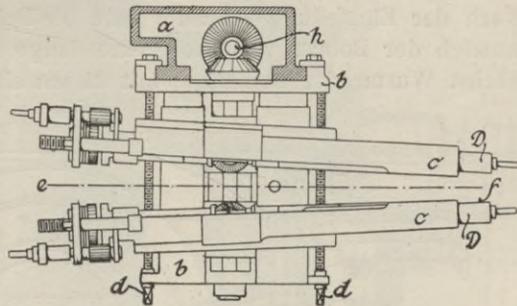


Fig. 752.

verschiebt sie die betreffenden Enden der Bohrerlager in gleichem Grade nach innen oder aussen. Beide Bohrer haben daher, wenn sie von Haus aus richtig lagen, in jeder Stellung, welche sie einzunehmen vermögen, gleiche Neigung zu der Mittellinie *ef*, Fig. 752; diese Mittellinie geht aber durch die lothrechte Axe der Planscheibe und des Kesselmantels. Es ist sonach das Einstellen der Bohrspindelrichtung zu dem jeweiligen Kesselmantelhalbmesser leicht auszuführen. Den von der stehenden Welle *h* ausgehenden Betrieb der Bohrspindeln stellen die Abbildungen genügend deutlich dar.

Derselbe Dixon hat die durch Fig. 753 und 754 im Auf- und Grundriss dargestellte Kesselmantelbohrmaschine gebaut. Sie ist rechts mit fünf

<sup>1)</sup> Campbells & Hunter, Engineer, Juni 1884, S. 430, mit Schaubild.

<sup>2)</sup> Iron Age, Jan. 1895, S. 55, mit Abb.

Bohrspindeln für Längsnähte versehen, so dass ein Arbeiter je fünf Bohrer überwachen kann. Auf der linken Seite der Abbildungen sieht man die eigentlichen Bohrmaschinen für die Quernähte auf einem wagerechten Balken angebracht, welcher an zwei Ständern lothrecht verschiebbar werden kann. Die Bohrmaschinen sind auf diesem Balken ähnlich verschiebbar, wie durch

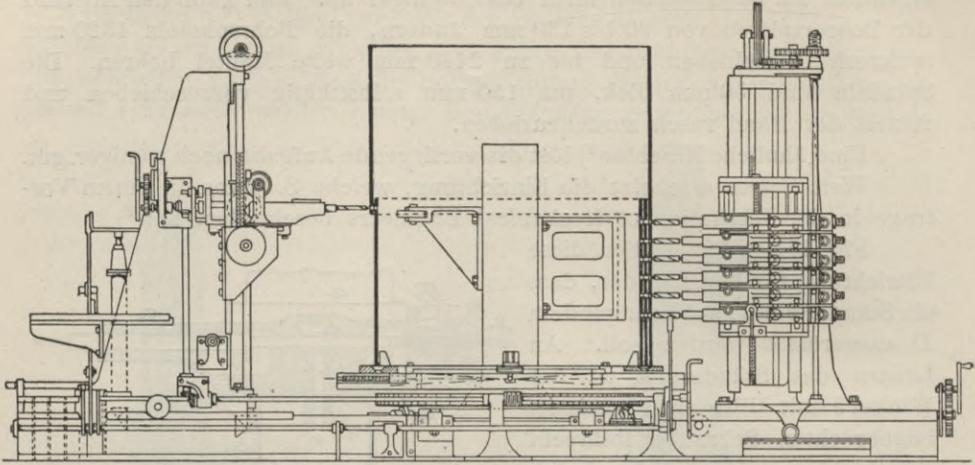


Fig. 753.

Fig. 751 und 752 dargestellt wurde; es fehlen jedoch die beiden Einstellschrauben, so dass die Einstellung unmittelbar durch die Hand stattfindet. Nach der Einstellung schraubt man die Bohrmaschinen natürlich fest. Den Antrieb der Bohrer vermittelt eine lange liegende Schraube, welche zunächst Wurmräder bethätigt; mit diesen sind Kegelräder verbunden, die in

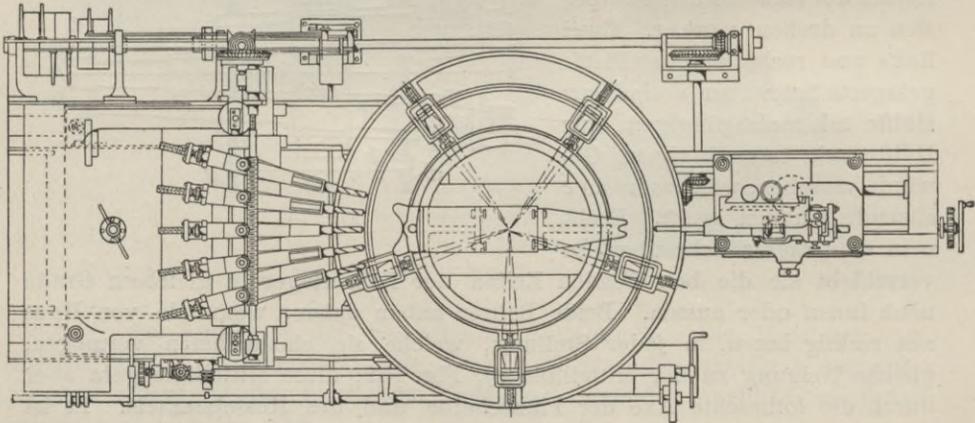


Fig. 754.

Kegelräder der Bohrspindeln greifen. Der Angriff so vieler Bohrer auf derselben Seite würde starke Federungen des auf der Planscheibe befestigten Kesselmantels veranlassen, weshalb im Innern des Kesselmantels ein Gegenhalter angebracht ist. Zu Gunsten dieses Gegenhalters ist — statt einer vollen Planscheibe — ein Ring zum Befestigen des Werkstücks verwendet, welcher den für die Säule des Gegenhalters erforderlichen Raum freilässt. Die rechte Seite der Abbildungen bedarf einer Erläuterung nicht. Da die

Bohrer zu einander gleichlaufend liegen, so ist ihre Einrichtung und ihr Betrieb einfach. Es sei noch bemerkt, dass die Maschine sowohl mit Eintheilvorrichtungen für die Löcher, als auch mit Maassstäben ausgestattet ist, vermöge welcher die richtige Lage der Ständer und der Bohrspindeln rasch und genau gewonnen werden kann.

Für das Bohren zickzackförmig gegen einander liegender Löcher schlägt Dixon die Anordnung zweier Bohrspindeln nach Fig. 755 vor. Am Ständer *a* ist die Winkelplatte *b* lothrecht verstellbar. Diese Winkelplatte trägt zwei Bohrspindellagerungen, von denen die eine an der Winkelplatte nur lothrecht, und zwar so, dass die Bohrspindel immer wagerecht bleibt, die andere nur wagerecht verstellbar ist; die letztere Bohrspindel kann man in wagerechter Ebene auch schräg einstellen. So ist möglich, ein Löcherpaar gleichzeitig zu bohren, entweder wenn die beiden Löcher so gegen einander liegen, wie Fig. 755 angiebt, oder wenn sie gerade über einander, oder endlich, wenn sie in einer wagerechten Ebene neben einander liegen. Es sind also

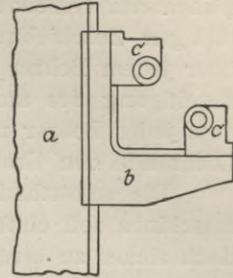


Fig. 755.

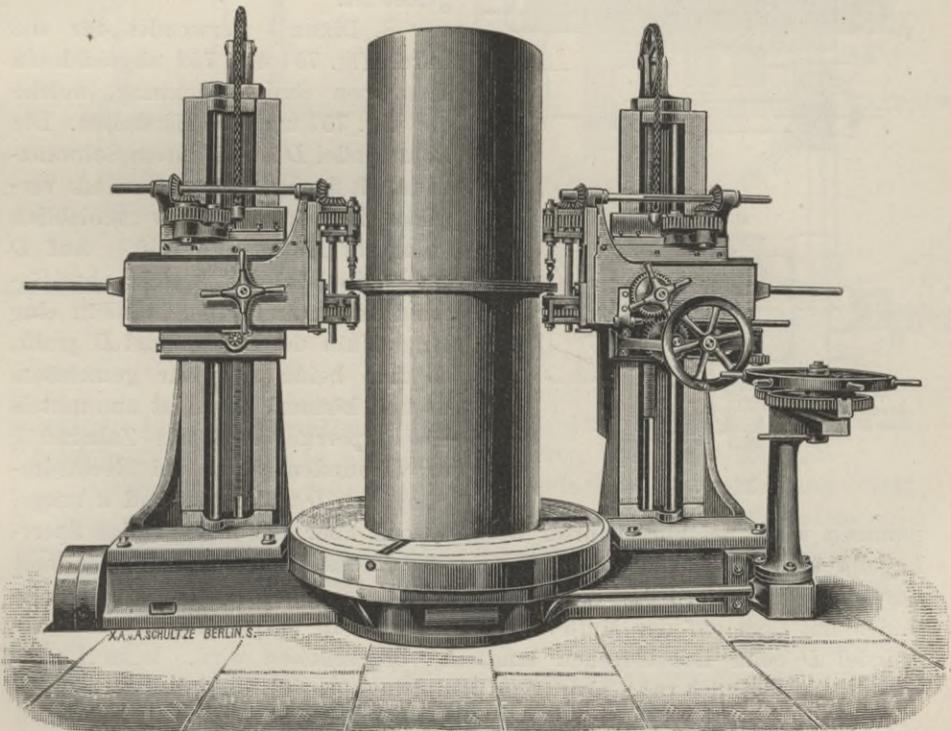


Fig. 756.

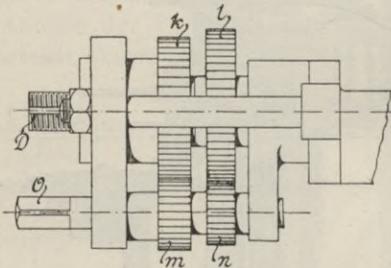
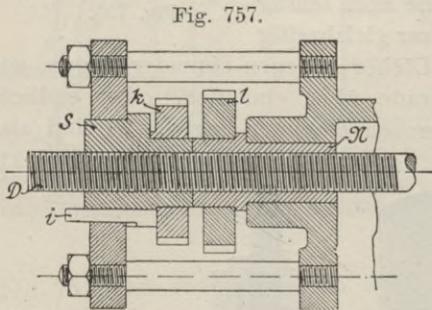
sowohl die Löcher der Quer- als Längsnähte für einfache als auch für zweireihige Vernietung zu bohren.

Eine Nietlochbohrmaschine für Flammrohrflanschen zeigt das Schaubild Fig. 756.<sup>1)</sup> Zwei zusammengehörige Flammrohrschüsse sind auf einer liegenden Planscheibe befestigt, welche durch Wurm und Wurmrad von

<sup>1)</sup> Booth & Co., Iron, Dec. 1891, S. 532, mit Schaubild.

der ganz rechts in der Figur sichtbaren Theilvorrichtung ausgedreht wird. Durch Einschalten verschiedener Wechsräder gewinnt man die verlangte Eintheilung mittels je einer ganzen Drehung des liegenden Spillrades. Die beiden Bohrmaschinen werden durch das rechts sichtbare Handrad gemeinsam verschoben. Es sind die Bohrspindeln im übrigen mit selbstthätigen Zuschiebungsvorrichtungen versehen. Bemerkenswerth ist, dass über jedem Bohrer ein nach oben gerichteter Versenker liegt, welcher zur Beseitigung des am unteren Rande sich bildenden Grates dient, ferner, dass jeder Bohrer mit einem Versenker versehen ist, welcher am oberen Lochrande den Grat beseitigt.

Die selbstthätige Zuschiebung der Bohrer solcher Kesselmantelbohrmaschinen soll einfach zu bedienen und der rasche Rückgang leicht und doch sicher zu erreichen sein. Man begnügt sich deshalb meistens mit nur



einer Zuschiebungsgeschwindigkeit (0,13 bis 0,18 mm für jede Bohrdrehung) und lässt das Zurückziehen durch eine Feder bewirken, nachdem die selbstthätige Zuschiebung selbstthätig aufgelöst ist.

S. Dixon<sup>1)</sup> verwendet für die durch Fig. 751 und 752 abgebildeten Maschinen eine Einrichtung, welche die Fig. 757 und 758 darstellen. Die Bohrspindel *D* ist an ihrem Schwanzende mit flachgängigem Gewinde versehen, in welches die unverschieblich gelagerte Mutter *N* greift. Auf *D* steckt die Büchse *S*, welche ohne Gewinde ist und mit einer Leiste in eine lange Nuth der Bohrspindel *D* greift, so dass beide sich nur gemeinsam drehen können. Mit *S* ist nun mittels eines Sperrkegels *i* das Zahnrad *k* so verbunden, dass bei Rechtsdrehung von *D* und *S* das Rad *k* mitge-

nommen wird, bei umgekehrter Drehrichtung aber der nachgiebige Sperrkegel *i* über die seitliche Verzahnung des Rades *k* hinweggleitet. *k* steht durch die in ihrer Grösse von einander ein wenig verschiedenen Räder *m* und *n* mit dem auf der Mutter *N* festen Rade *l* in Verbindung, so dass die Spindel *D* beim Rechtsdrehen langsam vorgeschoben wird. Beim Linksdrehen der Spindel ruht aber das Räderwerk *mnl*, so dass sie sich in der ruhenden Mutter rasch zurückzieht. Die Spindel *o* kann durch einen aufgesteckten Schlüssel gedreht und dadurch die Handzuschiebung der Bohrspindel bewirkt werden.

Es fordert also diese Dixon'sche Zuschiebung ein Kehrgetriebe in dem Antriebe der Bohrspindel, giebt aber damit dem Arbeiter die Möglichkeit sicher und rasch zu steuern.

Man verwendet zum Bohren der Nietlöcher vielfach tragbare Bohr-

<sup>1)</sup> Iron Age, Jan. 1895, S. 59.

maschinen, welche durch Riemen oder Schnüre, Druckluft, Druckwasser oder den elektrischen Strom angetrieben werden. S. 381 finden sich Quellenangaben derartiger Maschinen.

Eine solche Maschine, nämlich diejenige von A. Reinshagen in Langendreer i. W.,<sup>1)</sup> möge hier noch Platz finden. Die eigentliche Bohrmaschine *B*, Fig. 759 und 760, ist auf der hohlen Antriebswelle *A* dreh- und verschiebbar; ein Gegengewicht gleicht das einseitig liegende Gewicht der Bohrmaschine aus. Die Welle *A* ist in Querstücken *C* gelagert und wird ferner durch Lager gestützt, welche die Spreizen *D* tragen. Die Zuschiebung des Bohrers findet durch das in den Bildern angegebene Handrad statt. Der Kesselmantel ruht auf Rollen, um ihm bequem eine für das Bohren der Nietlöcher geeignete Lage geben zu können. Behufs des Antriebes stecken auf der Welle *A* eine feste und eine lose Riemenrolle.

d. Ankörnmaschinen. Sie haben den Zweck, die kegelförmigen sogenannten Körnervertiefungen, in welche die Drehbankspitzen greifen

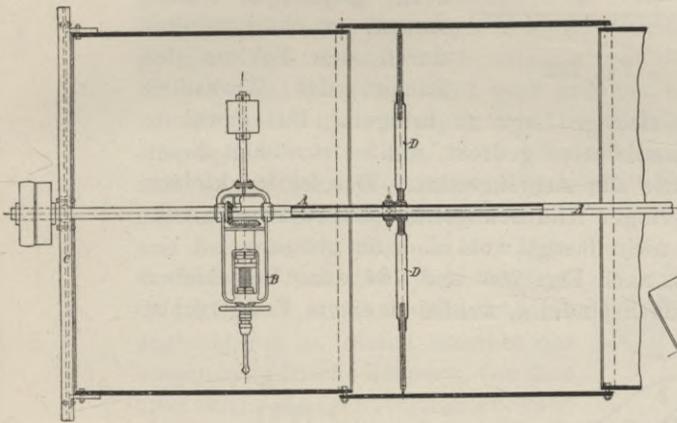


Fig. 759.

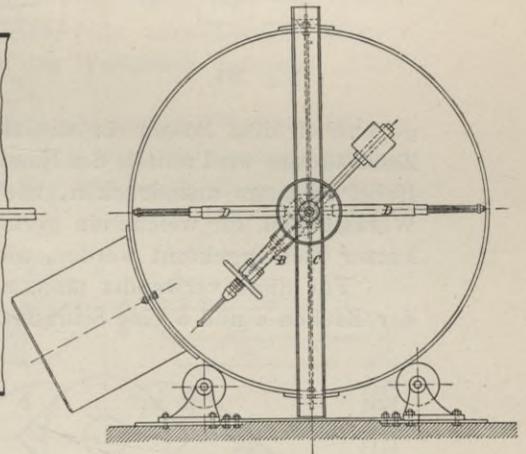


Fig. 760.

(vergl. S. 125), zu erzeugen, und zwar so, dass die Drehaxe der Werkstücke möglichst genau in die Mitte von deren Umfangsfläche fällt.

Demgemäss bildet eine selbstausrichtende Einspannvorrichtung (vergl. S. 365) einen wesentlichen Bestandtheil dieser Maschinen, indem eine solche beim Befestigen der Werkstücke diese ohne weiteres richtig vor die Bohrspitze bringt. Diese selbstausrichtenden Einspannvorrichtungen fassen gegen die Aussenfläche der Werkstücke, weshalb sie regelmässig nur für Bolzen, Wellen und dergleichen walzenförmige Gegenstände verwendet werden können. Hier soll denn auch nur von Ankörnmaschinen für solche Werkstücke die Rede sein.

Es sind fast alle selbstausrichtenden Einspannvorrichtungen, wie sie für Futter- und Planscheiben verwendet werden, für den vorliegenden Zweck brauchbar; besonders beliebt sind die seitlich offenen, weil sie das Vorlegen und Fortnehmen der Werkstücke bequem machen. Fig. 761 und 762 stellt eine solche, für kleinere Werkstücke gebräuchliche Einspannvorrichtung in zwei Ansichten dar. Ein doppelter Backen *a* und ein ein-

<sup>1)</sup> D. R.-P. No. 79152.

facher *b* sind in einer Tasche des Bockes *c* frei verschiebbar. Rechtwinklige Ausklinkungen dieser Backen bilden die Maulflächen. Es sind an den Backen Zahnstangen ausgebildet, in welche ein kleines, im Bock *c* gelagertes Zahnrad greift (vergl. Fig. 761). Weil die Zahnstangen an entgegengesetzten Seiten des Rades liegen, so verschiebt letzteres den einen Backen nach rechts, wenn es den anderen nach links bewegt, und umgekehrt. Diese Verschiebungen sind dem Maass nach unter sich gleich, so

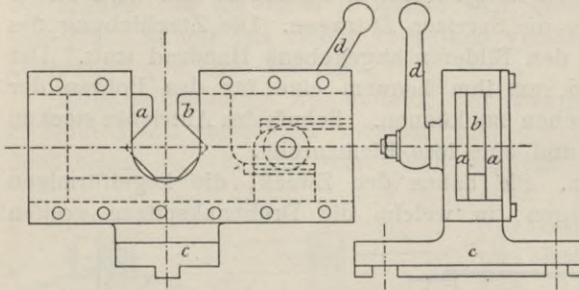


Fig. 761.

Fig. 762.

dass die Axen der eingeklemmten Werkstücke, unbekümmert um deren Durchmesser, immer an dieselbe Stelle kommen. Es ist sonach nur nöthig, diese Einspannvorrichtung ein für allemal dem Werkzeug gegenüber einzustellen, um ohne weiteres durch den Schluss der Backen das Werkstück gegenüber dem Bohrer in die richtige Lage zu bringen. Das erwähnte Zahnradchen wird mittels des Handhebels *d* gedreht, und es ist nöthig, diesen Hebel so lange anzudrücken, wie die Arbeit währt. Das ist bei kleinen Werkstücken, für welche ein geringer Andruck genügt und welche in sehr kurzer Zeit angeköhrt werden, nicht lästig, wohl aber für grössere.

Für diese verwendet man, nach Fig. 763 und 764 zum Verschieben der Backen *a* und *b* eine Schraubenspindel *d*, welche an einem Ende rechts-

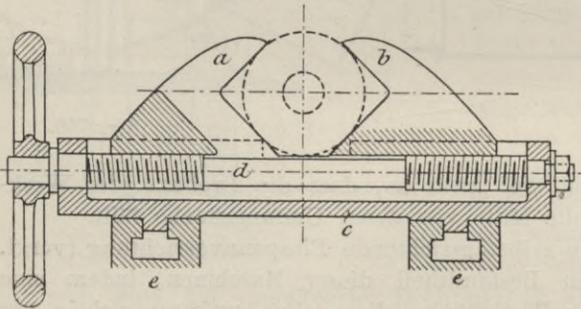


Fig. 763.

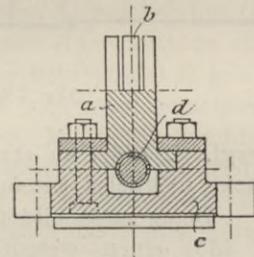


Fig. 764.

gängiges, am anderen Ende linksgängiges Gewinde enthält und in an *a* und *b* ausgebildete halbe Muttern greift. Die Backen sind in dem Schlitten *c* gut geführt, und die Aufspannvorrichtung wird mit Hilfe von am Maschinenbett *e* ausgebildeten Aufspann-Nuthen an diesem befestigt.

Da die einzuspannenden Werkstücke zuweilen aussen wenig genau sind, so verwendet man häufig zwei, in einiger Entfernung von einander angebrachte Einspannvorrichtungen, um die Ungenauigkeiten auszugleichen. Am zweckmässigsten ist, diese Einspannung nahe den beiden Enden des Werkstücks stattfinden zu lassen und gleichzeitig beide Enden anzukörnen. So kommen sicher beide Vertiefungen in dieselbe Axe. Sparsamkeitsrücksichten lassen meistens von dieser besten Einrichtung absehen.

Manche Ankörnmaschinen bestehen lediglich aus einer einfachen Ein-

spannvorrichtung und einer kleinen Bohrmaschine.<sup>1)</sup> Es gehört hierher die S. 365 beschriebene Bohrmaschine. Kendall & Gent's Maschine<sup>2)</sup> unterscheidet sich dadurch von der vorigen, dass sie mit der Richtmaschine verbunden ist. Das ist auch der Fall bei der Maschine von Richards & Co.,<sup>3)</sup> welche ausserdem gleichzeitig beide Enden der Werkstücke behandelt.

Die Gestalt der Körnervertiefung besteht nach Fig. 256a, S. 127 aus einem Hohlkegel, dessen Fuss rechtwinklig zur Axe begrenzt ist, und einer Bohrung, die verhindert, dass die eigentliche Spitze dessen, was man Drehbankspitze nennt, zum Anliegen kommt. Es ist ein Bohrer, welcher diese Gestalt zu erzeugen vermag, nicht leicht in gutem Zustande zu erhalten, insbesondere unterliegt der vorspringende kleine Bohrer, welcher das engere Ende des abgestumpften Kegels begrenzen soll, der Gefahr abgebrochen zu werden. Withney verwendet deshalb zwei Bohrspindeln,<sup>4)</sup> von denen die eine, sehr rasch kreisende nur den kleinen Bohrer enthält, während die andere mit dem Bohrer für die kegelförmige Vertiefung und für deren genaue Begrenzung an ihrem weiten Ende ausgerüstet ist. Die beiden Bohrspindeln sind in einem um die Antriebswelle schwenkbaren Körper gelagert und werden nach einander vor das Werkstück gebracht. Diese Withney'sche Maschine wird gern gebraucht.

Einfacher lösen Droop & Rein die vorliegende Aufgabe,<sup>5)</sup> indem sie nur eine Spindel verwenden, diese aber mit drei je für sich herausnehmbaren und schleifbaren Werkzeugen versehen. Fig. 765 stellt diese ineingesteckten Werkzeuge in Querschnitt und Seitenansicht dar.

In der Mitte steckt ein Stahlstab sternförmigen Querschnitts *b*, welcher als Lochbohrer zugeschliffen ist, diesen umgibt der aussen cylindrische Körper *c*, von dem zwei einander gegenüberliegende Viertel weggeschnitten sind, so dass durch

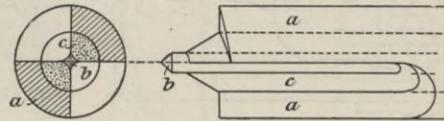


Fig. 765.

Anschliff zwei zur Ausbildung der Kegelfläche geeignete Schneiden entstehen, und diesen umgibt der ebenfalls in zwei Vierteln weggeschnittene Hohlkörper *a*, der zwei zur Ebnung der Randfläche des Hohlkegels bestimmte Schneiden besitzt. Diese drei Theile stecken einfach in einander und werden so in ein Futter geklemmt, dass sie sich nicht an einander verschieben können. Bei Benutzung dieses Werkzeugs ist sonach gemeinsames Bearbeiten der in Frage kommenden Flächen unbedenklich.

Fig. 766 u. 767 stellen in  $\frac{1}{10}$  wahrer Grösse eine derartige Ankörnmaschine dar, und zwar zur Hälfte, wenn beide Enden des Werkstücks bei einmaligem Aufspannen bearbeitet werden sollen; es ist dann eine der Spindellagerungen nebst Einspannvorrichtung in der Axenrichtung einstellbar zu machen, um die Maschine den verschiedenen Werkstücklängen anpassen zu können. Soll nur je ein Ende des Werkstücks bearbeitet

<sup>1)</sup> Manning & Wardle, Dingl. polyt. Journ. 1870, Bd. 197, S. 398. Lefebure, Dingl. polyt. Journ. 1875, Bd. 216, S. 14, mit Abb. Industries, Aug. 1889, S. 200, mit Schaubild.

<sup>2)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1887, Bd. 266, S. 362, mit Schaubild.

<sup>3)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1886, Bd. 262, S. 112, mit Abb.

<sup>4)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1889, Bd. 271, S. 250, mit Abb. Prakt. Masch.-Constr. 1894, S. 40, mit Abb.

<sup>5)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1896, S. 1338, mit Abb. D. R.-G.-M. 59100.

werden, so ist bei einigermaßen langen Gegenständen ein Hilfsbock für die Stützung des anderen Werkstückendes erforderlich.

Man sieht in Fig. 766 links und in Fig. 767 im Vordergrund die selbstausrichtende Einspannvorrichtung. Zwei Schlitten werden durch links- und rechtsgängiges Gewinde einer gemeinsamen Schraubenspindel gegen einander verschoben. Auf jedem der Schlitten sitzt ein Backen mit Ausklinkungen. Diese Backen sind um lothrechte Bolzen drehbar, so dass für dünnere Werkstücke die kleineren Ausklinkungen nach innen gekehrt werden können. Die Bohrspindel *b* steckt in einer Hülse *c* (vergl. Fig. 141, S. 76) und ist mit dieser verschiebbar, indem an der Seite von *c* eine Zahnstange ausgebildet ist, in welche ein mittels des Handhebels *e* zu drehendes Zahnrad greift. Das Schwanzende der Bohrspindel *b* ist lang genuthet und steckt in der, mittels langer Nabe im Maschinengestell gelagerten Antriebsriemenrolle *d*; die lose Rolle dreht sich um die nach aussen verlängerte Nabe der Antriebsrolle. *a* bezeichnet das zum Festhalten der Werkzeuge dienende Futter.

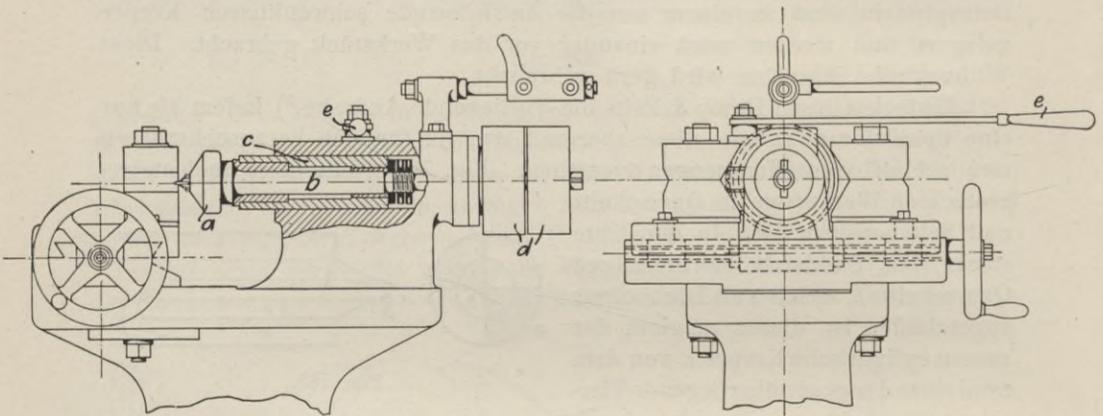


Fig. 766.

Fig. 767.

Mittels der bisher beschriebenen Ankörnmaschinen ist nur die Körnervertiefung zu erzeugen und deren nächste Umgebung zu bearbeiten. Man hat nun, um die demnächstige Dreharbeit zu vereinfachen, die Ankörnmaschinen so ausgebildet, dass sie auch die volle Endfläche des Werkstücks ebnen, das letztere abstechen.<sup>1)</sup> Das Werkstück wird in einer hohlen Spindel mittels selbstausrichtender Futter befestigt und mit ihr gedreht, ein — oder zwei — gewöhnlicher Stichel dient zum Abstechen, und eine in der Axenrichtung der hohlen Spindel angebrachte, besonders angetriebene Bohrspindel besorgt das eigentliche Ankörnen.

Diese Maschinen bearbeiten also die beiden Werkstückenden unabhängig von einander, wodurch, wie wir oben bereits bemerkt, eine Quelle für Ungenauigkeiten entsteht. Es würde diese vermieden werden, wenn beide Enden ohne Umspannung des Werkstückes ihre Bearbeitung erführen. Es könnte das erreicht werden, indem man jedem Ende des festliegenden Werkstücks gegenüber einen Ankörnbohrer und gleichaxig mit diesem einen

<sup>1)</sup> Ferris & Miles, Dingl. polyt. Journ. 1877, Bd. 225, S. 543, mit Abb. Hurlbut, The Iron Age, Okt. 1890, S. 655; American Machinist, 2. Okt. 1891, S. 2, mit Abb.

Schwärmer anbrächte, wobei letzterer die ebene Endfläche zu bearbeiten hätte.

e. Bohrmaschinen zum Ebnen von Flächen. Ebenso wie bei den erörterten Ankörnmaschinen die Umgebung der kegelförmigen Vertiefung geebnet wird, lassen sich auch andere Flächen ebenen. Man verwendet dieses Verfahren wohl — unter Benutzung sehr starker Lochbohrmaschinen — zum Glätten von Blindflanschen, zum Ebnen der Endflächen von Muttern, überhaupt aber nur zum Bearbeiten solcher Flächen, welche gegenüber der Bohrermitte hohl sind, weil die unmittelbare Umgebung der Bohrermitte zum Spanabheben wenig taugt. Es werden Bohrer grosser Breite benutzt, welche dem Centrumsbohrer gleichen, aber ohne Spitze sind, oder gradlinige in Bohrstangen oder Bohrköpfen befestigte Schneiden.

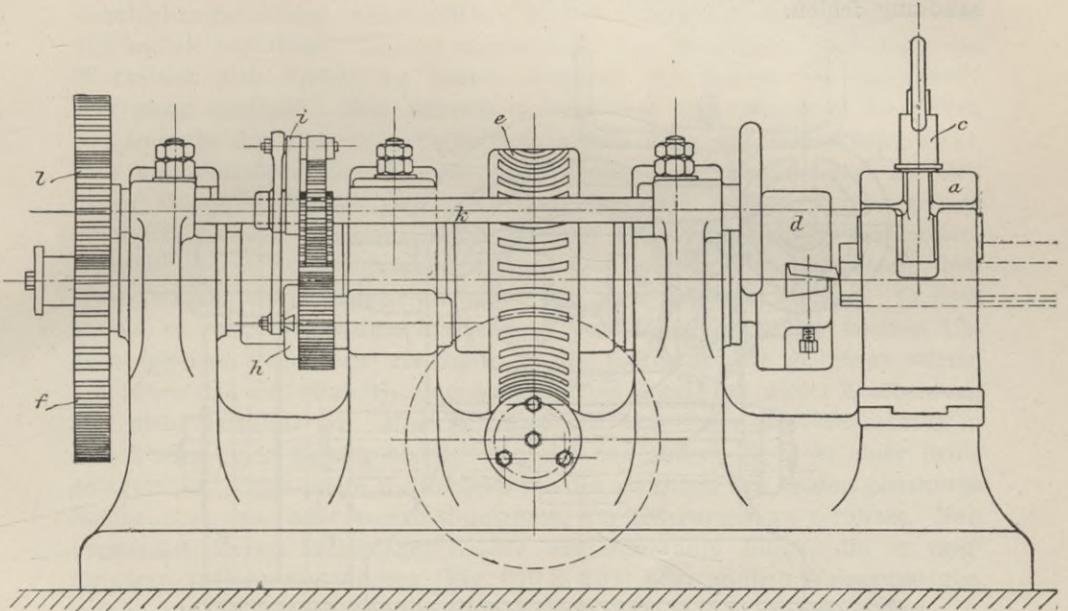


Fig. 768.

Fig. 768 und 769 stellen eine von Ernst Schiess gebaute derartige Maschine dar, die zum Ebnen von Schienenenden bestimmt ist.

Es wird die zu bearbeitende Schiene auf eine Beilage gelegt und unter Vermittlung einer zweiten Beilage durch den um den Bolzen *b* schwenkbaren Hebel *a* festgehalten; die Mutter *c* dient zum Niederdrücken des Hebels *b*. Löst man diese Mutter ein wenig, so kann man sie nebst ihrer Schraube nach aussen schwenken, und ein an *a* befestigtes Gegengewicht hebt den Hebel *a* empor, so dass das Fortnehmen des Werkstückes — und ebenso sein Ersatz durch ein anderes — nur wenig Zeit erfordert.

*d* bezeichnet den Bohrkopf, seine Stange steckt verschiebbar in der langen Nabe des Wurmrades *e* und wird durch eine Schraube verschoben, welche das Rad *f* bethätigt. Die an beiden Seiten vorspringenden Naben des Wurmrades *e* sind als Zapfen im Maschinengestell gelagert, und der antreibende Wurm liegt in einem Becken des letzteren. Die Antriebsriemenrollen *g* drehen sich minutlich 240 mal; sie haben 520 mm Durchmesser bei 300 mm Breite. Durch ein Stirnradpaar wird die Kurbelscheibe *h* ge-

dreht und von hier aus der Schalthebel *i*, die Welle *k* und das auf dieser sitzende Stirnrad *l* bethätigt, welches das weiter oben erwähnte Rad *f* dreht.

f. Bohrmaschinen für lange Löcher. Sie haben in neuerer Zeit eine allgemeinere Bedeutung dadurch gewonnen, dass man lange stählerne Wellen oder Stangen in ihrer Axenrichtung durchbohrt, um etwaige Fehlstellen zu entdecken. Zu diesem Zweck erzeugte, bis zu 10 m lange Löcher sind nicht selten; Ernst Schiess in Düsseldorf baut zur Zeit eine Maschine zum Durchbohren von Schiffsschraubenwellen bis zu 23 m Länge. Sonst kommt das Bohren langer Löcher in Frage: bei der Gewehr- und Geschützverfertigung und vereinzelt für manche andere Zwecke.

Ich gedenke mich hier auf die Anführung der wesentlichsten Umstände zu beschränken, da mir die nöthigen Unterlagen für eine eingehende Behandlung fehlen.

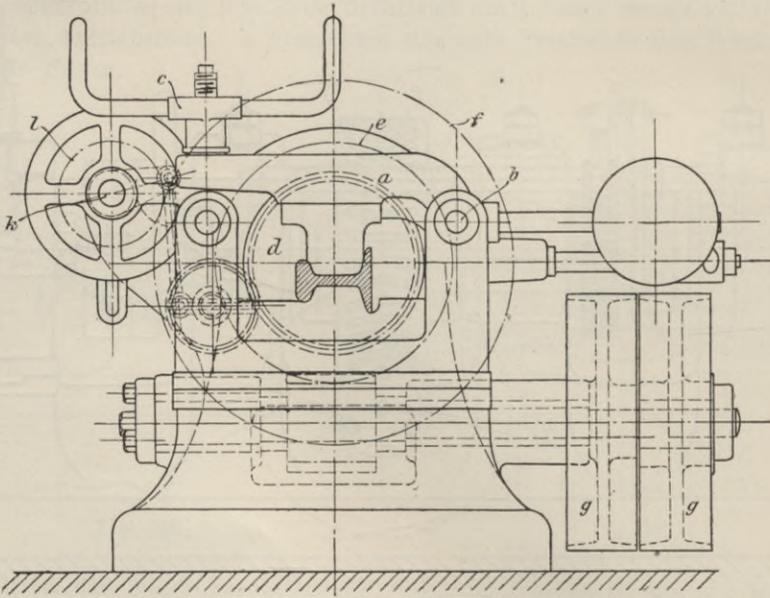


Fig. 769.

Für das Bohren eines langen Loches „aus dem Vollen“ sind die Selbstführung des Bohrers, die Beseitigung der Späne und die Abführung der entwickelten Wärme besonders wichtig.

Der Kanonenbohrer<sup>1)</sup> und seine Abarten kommen hierfür in erster Linie in Frage, da er sich fest gegen die erzeugte Fläche legt. Die Rücksichtnahme auf die beiden anderen soeben angeführten Umstände veranlassen aber Abweichungen, und zwar in folgender Weise: Man kann die Wärmeabfuhr durch Wasserkühlung des Werkstücks von aussen bewirken, zieht aber jetzt allgemein vor, innen, an der Entwicklungsstelle der Wärme diese an einen Wasserstrom abzugeben, der durch eine Höhlung des Bohrers eingeführt wird und durch den ringförmigen Hohlraum zwischen der erzeugten Bohrlochwand und der hohlen Bohrerstange ins Freie gelangt. Dieses Kühlverfahren wirkt unmittelbarer und vermittelt gleichzeitig die Abfuhr der

<sup>1)</sup> Hermann Fischer, Allgem. Grundsätze und Mittel des mechanischen Aufbereitens (Bd. 1 von Karmarsch-Fischer, Handb. d. mechan. Techn. 6. Aufl. Leipzig, S. 404.

Späne. Damit letzterer Zweck erreicht wird, dürfen die Späne eine nur geringe Grösse haben, das heisst es müssen zahlreiche kleinere Schneiden angewendet werden. Zu gleicher Zeit aber ist für geeignete Durchbrechungen des Bohrkopfes zu sorgen, damit das eintretende Wasser die entstehenden Späne erfassen und das austretende Wasser sie mitzunehmen vermag. Es sind unmittelbar am Kopf des Bohrers ausgedehnte Führungsflächen angebracht; man pflegt auch ausserdem nahe am Bohrkopf auf die Stange des Bohrers noch einen Körper zu stecken, welcher mit zahlreichen hervorragenden Kupferpföcken besetzt ist. Letztere legen sich an die Lochwand und lassen das Wasser durch ihre Zwischenräume abfliessen. Ausser hochgradiger Genauigkeit des Bohrkopfes und seiner Führungen ist, um ein Verlaufen des Bohrers zu verhüten, grosse Genauigkeit der gegensätzlichen Zuschiebsrichtung erforderlich. Wegen räumlicher Umstände werden Werkstück und Bohrer liegend angeordnet. Das veranlasst schon dazu, das Werkstück sich drehen zu lassen, während der Bohrer nur die Schaltbewegung ausführt. Man erkennt sofort, dass bei ruhendem Werkstück das Gewicht des Bohrers stets nach derselben Seite des Werkstücks wirkt, also ein Verlaufen des Bohrers nach dieser Seite begünstigt. Es fällt dieser einseitige Einfluss fort, wenn das Werkstück kreist. Ferner gelingt beim Kreisen des Werkstückes der Auswurf der Späne leichter, weil letztere während sie an der aufsteigenden Seite der Lochwand zurückgleiten, dem Wasserströme eher folgen, als wenn sie sich ablageren können. Endlich scheint es, als ob bei dem kreisenden Werkstück der Bohrer kleinen Ungenauigkeiten gegenüber gleichsam in die Werkstückaxe gedrängt würde. Ich führe das an, obgleich eine einwandfreie Erklärung dieser Erscheinung mir nicht bekannt ist. Man befestigt das eine Ende des Werkstücks in dem Futter einer Kopfdrehbank, während das andere Ende in einer Brille gelagert ist. Sehr lange Werkstücke werden zwischen den beiden genannten Stellen noch ein- oder mehrmal gelagert, um Zitterungen zu verhüten. Man verwendet hierzu Rollenlager<sup>1)</sup> oder aufgeschraubte Ringe, die in ringförmigen Lagern sich drehen (Fig. 270 S. 134) oder endlich Weissgusslager, welche um die betreffenden vorher abgedrehten Stellen gegossen sind.

Auch die Stange des Bohrers bedarf, wenn sie sehr lang ist, mehrfacher Stützung. Sie wird durch Schraube und Mutter, oder Zahnstange und Rad verschoben. Der billigeren Herstellung halber kann man die jeweilige Verschiebung auf einen Theil der ganzen Länge beschränken und nach dem Durchlaufen dieses Weges den Schlitten, welcher die Verschiebung vermittelt zurückziehen, aufs neue mit der Stange des Bohrers kuppeln und ihn wieder vorwärts gehen lassen.

Für das Bohren der Gewehrläufe ist eine Maschine von Pratt, Withney & Sponsée,<sup>2)</sup> welche auch in der Chicagoer Ausstellung 1893 volle Anerkennung fand, sehr geeignet. So viel mir bekannt, verwendet man diese Maschine auch in Deutschland.

Maschinen zum Ausbohren und Abdrehen der Geschützrohre finden sich in den unten verzeichneten Quellen<sup>3)</sup> beschrieben. Diese Rohre werden

<sup>1)</sup> Krupp's Werke in Essen, The Engineer, Febr. 1898, S. 155, mit Schaubild.

<sup>2)</sup> Revue industr., Juli 1891, S. 273, mit Abb.

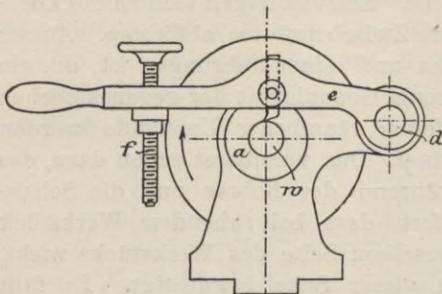
<sup>3)</sup> Amer. Mach., 26. Mai 1892, mit Abb. Amer. Mach., 9. April 1896, mit vielen guten Abb. Hiernach: Prakt. Masch.-Constr., 19. Nov. 1896. The Engineer, Febr. 1898, S. 153, mit Schaubild.

zunächst nach dem vorhin angegebenen Verfahren gebohrt, dann aber mittels kreisender Bohrer bei ruhendem Werkstück fertig gebohrt.

### 3. Gewindeschneidmaschinen.

Das am nächsten liegende Verfahren zum Erzeugen der Schraubengewinde besteht darin, dass man einen geeignet gestalteten Formstichel längs des Werkstücks verschiebt, während dieses sich umdreht, das ist:

Fig. 770.



a. Das Gewindeschneiden auf der Drehbank.<sup>1)</sup> Befestigt man das Werkstück an dem Kopf einer in ihrer Längsrichtung verschiebbaren Drehbankspindel, versieht letztere mit einem Mustergewinde und bringt letzteres mit einem unverschieblichen Gewinde in Eingriff, so verschiebt sich das Werkstück, sobald man es mit der Spindel dreht, nach der Steigung des Mustergewindes, so dass ein festgehaltener Stichel am Werkstück ein Gewinde gleicher Ganghöhe erzeugt. Dieses Gewindeschneidverfahren war früher ganz allgemein gebräuchlich,<sup>2)</sup> kommt jetzt aber nur noch ausnahmsweise vor.

Versieht man die unverschieblich gelagerte Drehbankspindel mit einem Mustergewinde und lässt durch dieses den Stichel dem Werkstück entlang schieben, so erhält man ebenfalls ein Gewinde, welches mit dem Mustergewinde gleiche Ganghöhe hat. Es ist aber die Lagerung der Drehbankspindel eine weit sicherere als vorhin, auch ist zulässig, das Werkstück zwischen Spitzen einzuspannen. Dieses Verfahren kommt jetzt bei den Drehbänken mit Stahlwechsel vielfach zur Anwendung (vergl. S. 324).

In dem Beispiel Fig. 770 u. 771 bezeichnet *w* das in dem Futter *a* befestigte Werkstück, *e* einen an der Welle *d* festen Arm, welcher den Stichel, und *c* einen ebenfalls an *d* festen

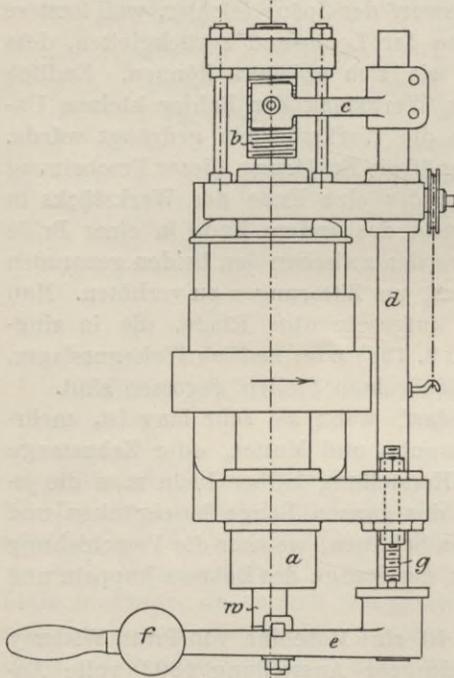


Fig. 771.

Arm, welcher das zur Musterschraube oder Patrone *b* passende Mutterstück enthält. Indem man den Stichel mittels des an *e* sitzenden Handgriffes gegen das Werkstück führt, drückt man gleichzeitig das im Arm *c* steckende

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1885, S. 258, mit Abb.

<sup>2)</sup> Plumier, L'art de tourner, Paris 1706, S. 44, 72, 139, mit Abb. Leupold, theatrum machinarum, 1724, S. 174, mit Abb.; 1725, S. 174, mit Abb.

Mutterstück gegen die Patrone *b*, so dass diese *c*, *d*, *e* und den Stichel verschiebt.

Man sieht aus der Figur, dass sich die Drehbankspindel „verkehrt“ dreht. Diese Drehrichtung wird für das Gewindeschneiden häufig gewählt, und zwar, um den Stichel da, wo das Gewinde beginnen soll, genau ansetzen und ihn am freien Ende des Werkstückes ohne Umstände auslaufen lassen zu können. Es legt sich zu diesem Zweck die Nabe des Armes *e* in der Anfangslage des Stichels gegen die einstellbare Anschlagschraube *g*.

Das Eindringen des Stichels in das Werkstück und damit den Durchmesser des letzteren begrenzt die Anschlagschraube *f*, deren Spitze auf eine feste Leiste trifft. Für gewöhnlich erfordert die Herstellung des Gewindes zwei oder mehrere Schnitte. Es ist daher das Mutterstück im Arm *c* elastisch nachgiebig angebracht, so dass es auch dann die Führung des Stichels übernimmt, wenn letzterer noch nicht auf die volle Gewindetiefe schneidet. Der Arbeiter drückt demgemäss bei dem ersten Schnitt weniger stark auf den Handgriff des Hebels *e*, steigert den Druck bei dem folgenden Schnitt und drückt schliesslich den Hebel *e* so stark nieder, dass die Spitze der Anschlagschraube *f* auf der vorhin genannten Leiste gleitet.

Eine Schnur, welche über eine Rolle geführt ist und ein Gewicht trägt, führt den Stichel zurück, sobald das Mutterstück die Patrone *b* nicht mehr berührt; statt dieser belasteten Schnur wird oft zu gleichem Zweck eine Feder angebracht. Man lässt auch die Arme *c* und *e* durch ein Gegengewicht selbstthätig aufheben, sobald der Handdruck auf *e* aufhört, oder bedient sich hierfür einer Feder, welche gleichzeitig das Zurückschieben der Welle *d* bewirken kann.

Um eine andere Ganghöhe zu erzielen, muss eine andere Patrone *b* aufgesteckt werden. Das ist unbequem, wenn — wie Fig. 771 angiebt — *b* auf dem Schwanzende der Drehbankspindel steckt. Man steckt deshalb häufig das Mustergewinde auf eine von der Drehbankspindel durch Räder angetriebene Welle, so dass das Auswechseln der Mustergewinde rascher bewirkt werden kann.

Wenn man aber diesen Weg betritt, so liegt der weitere Schritt nahe: durch Aendern der Räderübersetzung mit ein und demselben Mustergewinde verschiedene Ganghöhen zu erzeugen. Dieses Verfahren wurde bereits vor rund 400 Jahren von Leonardo da Vinci angegeben,<sup>1)</sup> ferner wurde eine zugehörige Maschine im Jahre 1569 beschrieben.<sup>2)</sup> Es ist dieses Verfahren für lange Gewinde, wenn sie auf der Drehbank geschnitten werden, jetzt fast ausschliesslich im Gebrauch.

Das Mustergewinde enthält die vor oder innerhalb des Drehbankbettes gelagerte Leitspindel (vergl. S. 286), und die Räderübersetzung findet durch Wechsellräder oder Stufenräder (S. 164 bis 166) statt.

S. 42 u. 43 ist die Art der auf einander folgenden Schnitte angegeben. Nach jedem Schnitt muss der Stichel zum Anfang des Gewindes zurückkehren, um — entsprechend verstellt — einen neuen Schnitt beginnen zu können. Zu diesem Zweck ist der Stichel vom Werkstück abzuziehen, und zwar in geringem Grade, wenn man die Rückkehr durch einfaches Wenden der Antriebsrichtung herbeiführt, da alsdann der Stichel vor der vorher

<sup>1)</sup> Civilingenieur, 1893, Taf. 26, Fig. 102.

<sup>2)</sup> Des instruments mathématiques et mécaniques. Inventées par Jaques Besson. 1. Ausgabe 1569; 2. Ausgabe Lyons 1578.

von ihm erzeugten schraubenförmigen Furche bleibt. Trotz grosser Drehgeschwindigkeit des Werkstücks verläuft eine solche Rückkehr des Stichels nur langsam. Man zieht deshalb den Stichel oft so weit zurück, dass er aus dem Bereich des Werkstücks tritt, öffnet die Leitspindelmutter und bewirkt die Rückkehr des Stichels durch Zahnstange und Rad, sei es mittels der Hand oder eines besonderen Antriebes.

Daraus ergeben sich besondere Einrichtungen der Drehbank.

Im ersteren Falle ist sie mit einem Kehrgetriebe zu versehen, welches meistens in einem zweiten Riemenantriebe der Vorgelegewelle besteht; man sorgt dafür, dass der Riemenführer dem Arbeiter längs der ganzen Drehbank zugänglich ist. An der Schraube des Stichelhausschlittens ist eine Gradeintheilung angebracht, so dass nach der Rückkehr des Stichels dieser zunächst in seine vorherige Stellung gebracht und dann um die neue Spandicke verschoben werden kann.

Soll die Rückkehr des Stichels durch die Zahnstange stattfinden, so ist zunächst nur ein stärkeres Abziehen des Stichels vom Werkstück nöthig. Es eignet sich hierzu vortrefflich das Wohlenberg'sche Mutterschloss (Fig. 396 S. 191), bei welchem das Zurückziehen des Stichels und Oeffnen der Mutter und später das Vorschieben des Stichels und Schliessen der Mutter je gemeinsam durch eine Handbewegung bewirkt wird. Ein Kehrgetriebe für die Drehbankspindel ist entbehrlich. Will man die Bettplatte durch die Maschine zurückbewegen lassen, so sind hierfür geeignete Einrichtungen zu treffen.

Es sind mehr oder weniger selbstthätig wirkende Vorrichtungen vorgeschlagen.<sup>1)</sup>

Kurze Muttergewinde lassen sich auf der Drehbank mit Hilfe der Leitspindel oder mit Hilfe einer Patrone erzeugen; sie werden wenn die Gewindequerschnitte klein sind, vielfach mittels Gewindebohrer (siehe weiter unten) geschnitten. Lange Muttergewinde schneidet man auf der Drehbank mittels einer Art Bohrstange, welche durch die Leitspindel verschoben wird.

b. Gewindeschneiden mittels einer Zahl von aneinander gereihten Sticheln. Statt einen Stichel nach Fig. 63 u. 64, S. 43 eine Anzahl Schnitte machen zu lassen, kann man auch ebensoviel Stichel wie Schnitte erforderlich sind zusammenfassen und so in einem Durchgang das Gewinde erzeugen. Diese Stichel können in eine gerade Linie neben einander gelegt, vielleicht am Rande einer Stahlplatte ausgebildet werden,

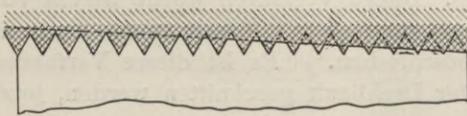


Fig. 772.

wie Fig. 772 darstellt, oder auch in Gruppen — vielleicht 3 oder 4 — rings um das Gewinde angeordnet werden. Ersteres Verfahren wird selten, und dann nur beim Gewindeschneiden auf der Drehbank angewendet; die betreffenden Werkzeuge nennt man Gewinde-Sträler; letzteres ist allgemein im Gebrauch für Befestigungsschrauben, deren Gewindequerschnitt eine gewisse Grösse nicht überschreitet. Wollte man z. B. ein Bolzengewinde von 80 mm

<sup>1)</sup> Engineering, Jan. 1873, S. 56, mit Abb. Hiernach: Polyt. Centralbl. 1873, S. 351, mit Abb.; Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1885, S. 260, mit Abb. E. Diehl. Dingl. polyt. Journ. 1883, Bd. 248, S. 155, mit Abb. Dolizy, Annales industrielles, März 1886, S. 402, mit Abb.

äusserem Durchmesser<sup>1)</sup> auf diesem Wege schneiden, so würde, da der Querschnitt der bei einer Drehung hinwegzuräumenden Späne zusammen rund 16 qmm beträgt, also bei  $K = 170$  (S. 13) der Arbeitswiderstand 2720 kg betragen, was Schwierigkeiten machen würde. Meines Wissens benutzt man dieses Gewindeschneidverfahren für Befestigungsschrauben nur bis zu 50 mm äusserem Durchmesser, dagegen für das — viel feinere — Gasgewinde auch bei grösseren Gewindedurchmessern. Man nennt die gruppenweise um das Bolzengewinde gelegten Stichel Gewindeschneider, auch Gewindeschneidbacken, wogegen die ähnlich angeordneten, zum Erzeugen der Muttergewinde dienenden Werkzeuge Gewindebohrer genannt werden.

Um die Form der Schneiden zu einander passend, zugleich aber ihre richtige Schräglage (S. 42) zu gewinnen, verfertigt man sie gemeinsam, gewissermassen als Mutter, bezw. Bolzen, aber auf Unrunddrehbänken (S. 304), so dass sie „hinterdreht“ werden, einen mässigen Ansatzwinkel erhalten. So bietet sich Gelegenheit, die Rückenflächen der Schneiden zum Führen der Werkzeuge zu benutzen.<sup>2)</sup> Die betreffenden Maschinen haben dann nur die gegensätzliche Drehung von Werkzeug und Werkstück auszuführen; es ist im übrigen das Werkstück so vorzulegen, dass das Werkzeug angreift und demnächst sind beide von einander frei zu machen.

Es möge der vorliegende Stoff zerlegt werden in:  $\alpha$ ) Maschinen für Bolzengewinde und  $\beta$ ) Maschinen für Muttergewinde.

$\alpha$ . Maschinen für Bolzengewinde. Die älteren hierher gehörenden Maschinen bestehen aus einer meist hohlen, wagerecht gelagerten Spindel und einem in deren Axenrichtung verschiebbaren Schlitten. Es ist entweder der Kopf der Spindel mit den Backen versehen, während das Werkstück am Schlitten befestigt wird, oder der Schlitten enthält die Schneidbacken und am Kopf der Spindel ist ein selbstausrichtendes Futter für das Befestigen der zu schneidenden Bolzen ausgebildet. Während die Spindel sich in der Arbeitsrichtung dreht, schiebt man den Schlitten so lange gegen die Spindel, bis die Backen das weitere Verschieben selbstthätig besorgen; ist das Gewinde auf die erforderliche Länge geschnitten, so giebt man der Spindel die entgegengesetzte Drehrichtung, so dass der Schlitten zurückgeschoben und der Bolzen von den Backen freigelassen wird. Derartige Maschinen<sup>3)</sup> werden kaum noch gebaut, und zwar, weil sie bei dem Rückgange die Schneiden unnöthig abnutzen.

Man pflegt jetzt die Backen so anzuordnen, dass sie nach erfolgtem Schnitt nach aussen verschoben werden können, um den Bolzen ohne weiteres freizulassen.

W. Sellers in Philadelphia zeigte auf der Londoner 1862er Weltausstellung seine dementsprechend gebaute Maschine,<sup>4)</sup> die für eine Reihe anderer vorbildlich geworden ist. Die Bolzen werden an dem mehr erwähnten Schlitten mittels selbstausrichtenden Futters befestigt, während die Backen in dem Kopf der Arbeitsspindel untergebracht sind. Es sind die Backen stabförmig gestaltet und in Nuthen der Arbeitsspindel quer gegen

<sup>1)</sup> Vergl. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1898, S. 1370.

<sup>2)</sup> Herm. Fischer, Allgemeine Grundsätze und Mittel des mechan. Aufbereiten, Leipzig 1888, S. 422, mit Abb.

<sup>3)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1885, S. 219.

<sup>4)</sup> Mittheilungen d. Gewerbevereins für Hannover, 1862, S. 230, mit Abb.

deren Axe zu verschieben. Zu diesem Zweck enthalten sie Kerben, in welche spiralförmige Leisten greifen, die an einer zweiten hohlen, die Arbeitsspindel gleichaxig umgebenden Spindel angebracht sind. Behufs Vorschubens bezw. Zurückziehens der Backen ist nur nöthig, die beiden ineinander steckenden Spindeln gegen einander zu drehen. Das bewirkte Sellers durch eine eigenartige Räderanordnung. Wedding<sup>1)</sup> versah die eine Welle mit einer geraden, die andere mit einer schraubenförmigen Nuth und verschob einen in beiden Nuthen steckenden Stift. Die Putnam machine Co. hat<sup>2)</sup> folgendes dem vorigen ähnliche Verfahren gewählt. Die Fig. 773, 774, 775 stellen die Spindel und Einzelheiten einer für Bolzen von 9 bis 30 mm Durchmesser bestimmten Maschine dar. *A* bezeichnet einen Theil des Maschinengestelles im Schnitt, *B* die hohle Arbeitsspindel, *K* einen auf dieser festsetzenden Kopf. Dieser Kopf enthält vier quer gegen die Spindelaxe gerichtete Nuthen, welche durch den Boden der Kappe *D* so geschlossen sind, dass sie geschlossene Kanäle bilden. *D* ist an *K* festgeschraubt. In den Kanälen sind die Backen, welche in der Abbildung fehlen, verschiebbar; sie greifen mit einem hakenartigen Vorsprung in spiralförmige Nuthen des um die Spindel *B* drehbaren Körpers *C*, Fig. 773 u. 774, so

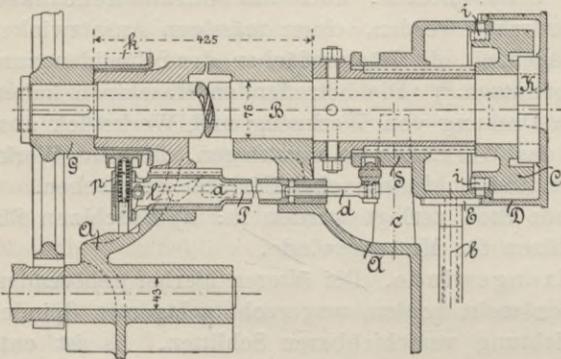


Fig. 773.

dass durch Drehen des letzteren die Backen nach innen, bezw. aussen geschoben werden. *C* enthält an seiner Aussenfläche zwei Nuthen, in welche an der Büchse *S* gelagerte Rollen *i* greifen. *S* ist nur gleichlaufend zur Spindelaxe verschiebbar, und seine Verschiebung bewirkt demgemäss die gegen-

sätzliche Drehung von *C* und *K*, welche die verlangte Verschiebung der Backen herbeiführt.

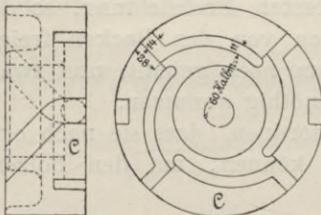


Fig. 774.

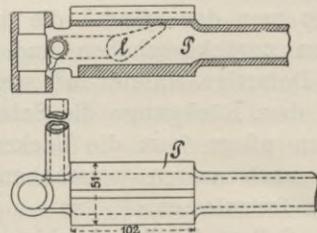


Fig. 775.

sätzliche Drehung von *C* und *K*, welche die verlangte Verschiebung der Backen herbeiführt.

Das Verschieben der Büchse *S* vermittelt ein auf dem Ständer *c* gelagerter Hebel, welcher — zum Theil gabelartig gestaltet — in eine ringförmige Nuth von *S* greift. Man kann den Hebel mittels der Hand be-

<sup>1)</sup> Wiebe's Skizzenbuch, 1869, Heft 65, Blatt 5. Berliner Verhandlungen, 1869, S. 147, mit Abb.

<sup>2)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1892, S. 1462, mit Abb.

thätigen; er wird selbstthätig durch folgende Einrichtung zum Zurückziehen der Backen benutzt: Es ist dem Hebel, durch Vermittelung der Stange *d*, Fig. 773 die hohle Stange *P* Fig. 773 u. 775 angeschlossen. Diese ist im Maschinengestell verschiebbar und an ihrem linksseitigen Ende mit einer Hülse versehen, in welcher sich der hohle Zapfen *p* frei zu drehen und zu verschieben vermag. Durch Einschaltung eines auf *A* ruhenden Bolzens und einer Schraubenfeder wird der scheibenförmige Kopf von *p* gegen die Nabe des Antriebsrades *G* gedrückt. Auf dieser Nabe sitzt ein — in der Figur nicht sichtbarer — Kamm, welcher *p* nach unten drückt; alsdann greift eine im linksseitigen Ende von *P* befindliche Klinke in eine den hohlen Bolzen *p* rings umgebende Rille und hält damit den letzteren in seiner tiefen Lage fest. Der erwähnten Klinke ist mittels ihrer als Welle ausgebildeten Axe der in Fig. 773 u. 775 punktirt gezeichnete Arm *l* angeschlossen. Diesem gegenüber befindet sich die ebenfalls punktirt gezeichnete Stange *a*, Fig. 773. Wird nun diese Stange nach links bewegt, so stösst sie gegen den Arm *l*, hebt damit die Klinke aus der Nut des Bolzens *p*, und dieser fährt zu seiner in Fig. 773 gezeichneten Lage empor. In dieser wird aber der scheibenförmige Ansatz von *p* von einem zweiten auf der Nabe des Antriebsrades *G* sitzenden Kamm *k* getroffen und kräftig nach links geschoben, also *S* in gleicher Richtung fortgezogen, wodurch also die Schneidbacken von dem Werkstück abgezogen werden. Den Schluss der Backen bewirkt man mittels der Hand. *E* bezeichnet ein Zahnrad, welches durch eine Verzahnung der Kapsel *D* angetrieben wird; es betreibt mittels der Welle *b* eine zum Heben der Kühlflüssigkeit dienende Kreiselpumpe. An dem in *G* greifenden Antriebsrädchen sitzt eine vierstufige Riemenrolle, um verschiedene Umdrehungen erzielen zu können.

Es ist selbstverständlich eine Einstellbarkeit für die Arbeitslage der Backen vorgesehen. Zugleichzeit möge bemerkt werden, dass die Backen, während sie auf der Unrunddrehbank mit

Gewinde versehen werden, so eingespannt sein müssen, wie sie in dem Kopf der Spindel *B* gehalten werden.

Es ist die gegensätzliche Drehung der spiraligen Leisten und der Backen auch durch Bremsung zu erzielen. Da diese Drehung in beiden Richtungen stattfinden muss, so ist nöthig — will man die Arbeitsspindel nur in einer Richtung sich drehen lassen — ein Kehrgetriebe einzuschalten. Die Fig. 776 u. 777 stellen ein hierher gehörendes Beispiel dar.<sup>1)</sup> Am Kopf der Spindel *a* sind 3 Nuthen eingeschnitten, welche die Backen *k* aufnehmen; die Platte *b* schützt gegen das Herausfallen der Backen. Ein Ring *c* ist auf dem Kopf der Spindel *a* frei drehbar; er greift mittels

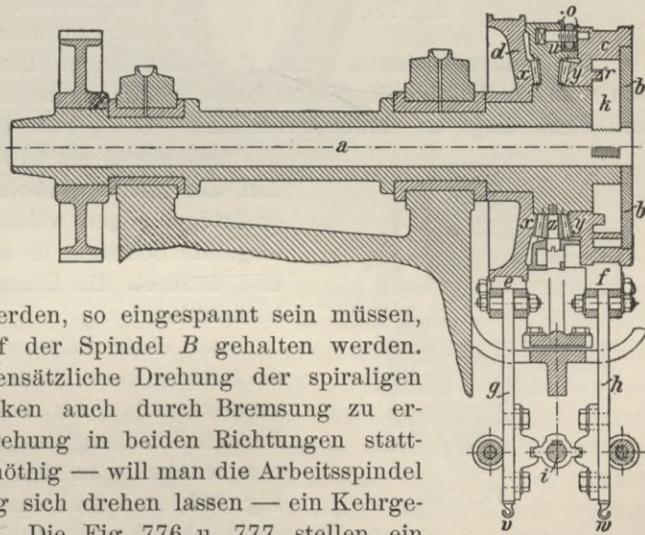


Fig. 776.

<sup>1)</sup> Revue industrielle, 17. Sept. 1892, S. 374, mit Abb. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1893, S. 472, mit Abb.

spiraliger Leisten  $r$  in Kerben der Backen  $k$  und bewirkt hierdurch, wie in den vorigen Beispielen, die Verschiebung der letzteren, sobald er sich gegensätzlich zu  $a$  dreht. Auf  $c$  können die Bremshebel  $f$  gelegt werden, wodurch dieser Ring gegen die Drehung der Spindel zurückgehalten wird, also die Backen  $k$  von aussen nach innen geschoben werden. Auf der Spindel  $a$  steckt um sie drehbar ein zweiter Ring  $d$ ; er ist mit einer Verzahnung  $x$  versehen, welche in drei an der Spindel  $a$  gelagerte Rädchen

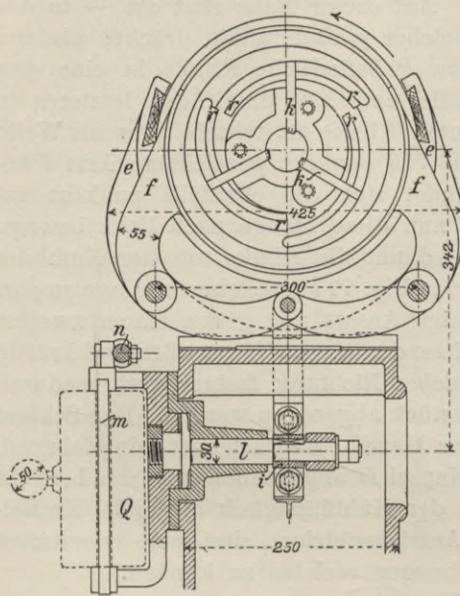


Fig. 777.

z greift, und diese stehen anderseits mit der Verzahnung  $y$  am Ring  $c$  im Eingriff. Bremst man demnach  $d$ , während die zu  $c$  gehörige Bremse offen ist, so eilt  $c$  in der Drehrichtung der Spindel vor und die Leisten  $r$  ziehen die Backen  $k$  nach aussen.

Um das Verschieben der Backen nach innen genau begrenzen zu können, steckt in einer bogenförmigen Aufspann-Nuth des Spindelkopfes ein Bolzen  $u$ , der mit seiner Spitze in einen bogenförmigen an  $c$  ausgebildeten Schlitz greift und die Drehung von  $c$  hemmt, wenn er gegen das Ende des Schlitzes stösst. Bei  $o$  befindet sich eine Eintheilung und ein Merkstrich, um das Einstellen von  $u$  rasch ausführen zu können.

Die beiden Bremsen  $e$  und  $f$  werden durch die Zugstangen  $g$  und  $h$  von  $i$  aus in Thätigkeit gesetzt bzw. gelöst.  $i$  steckt fest auf der Welle  $l$ , und diese trägt an ihrem freien Ende eine gerade Schleife  $m$ , in welcher das Gewicht  $Q$  als „Umfaller“ (S. 199) rollt. Auf der mit  $m$  verbolzten Stange  $n$  stecken Stellringe, gegen welche der das Werkstück tragende Schlitten in seinen Endlagen stösst und dadurch die Umsteuerung der Bremsen herbeiführt.

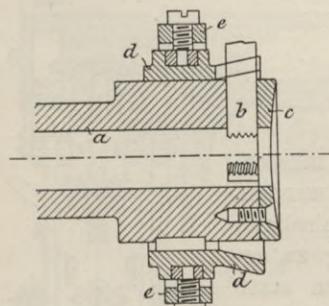


Fig. 778.

Bei einer Reihe von Maschinen werden die Backen durch keilartig wirkende Flächen verschoben.<sup>1)</sup> Als Beispiel möge der von Brass in Nürnberg<sup>2)</sup> angegebene hier beschrieben werden. In den Kopf der Spindel  $a$ , Fig. 778, sind drei Nuthen für die Aufnahme der Backen  $b$  geschritten;  $c$  deckt die Nuthen ab. Auf dem Spindelkopf ist der Ring  $d$  mit Hilfe einer an einem Hebel ausgebildeten Gabel  $e$  verschiebbar; er wird aber durch feste Leisten gezwungen, an den Drehungen der Spindel  $a$  sich zu beteiligen. An  $d$  sitzt ein

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1892, S. 639, mit Abb.; 1893, S. 473, mit Abb. American Mach., 18. Febr. 1897, mit Abb.

<sup>2)</sup> D. R.-P. No. 66054.

kegelförmiger Kragen, der geschlitzt ist und in diesen Schlitten die Backen *b* so aufnimmt, dass die Seiten der Schlitze in schräge Nuthen der Backen greifen, so dass durch Bewegungen des Hebels die verlangte Verschiebung der Backen herbeigeführt wird.

Zur Darstellung der Gesamtanordnung einer derartigen Gewindeschneidmaschine wähle ich eine solche der Lodge & Davis machine tool Co. in Cincinnati, O, Fig. 779. Bei dieser Maschine werden die in dem Kopf *k* liegenden Backen durch vier schräge Bolzen verschoben<sup>1)</sup> welche an einem Halsring festsitzen. An diesen greifen zwei Arme, die mit dem Handhebel *h* verbunden sind. *h* enthält einen Seitenarm, an welchem ein — in einer Tasche spielendes — Gegengewicht hängt, vermöge dessen die Backen in ihrer äussersten Lage gehalten werden. Bewegt man den Handgriff *h* nach rechts, so nähern sich die Backen einander und eine am Seitenarm von *h* sitzende

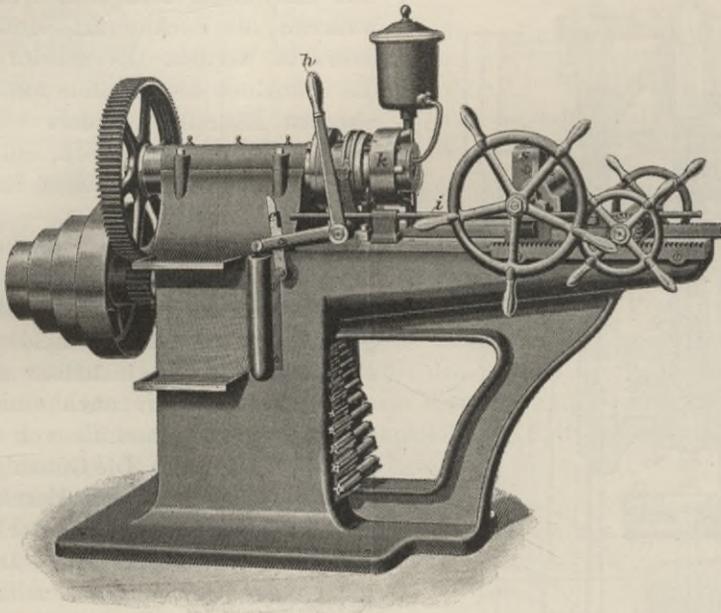


Fig. 779.

Nuthe legt sich auf die Schulter der Stange *e* und hält damit die Backen in ihrer Arbeitslage fest. Das Werkstück ist in einer Zange *s* des Schlittens befestigt. Das grosse Spillrad sitzt auf einer Schraube, die theilweise rechtsgängiges, theils linksgängiges Gewinde enthält und somit die beiden Zangentheile *s* genau gleichförmig einander nähert oder von einander entfernt. Die Werkstücke werden daher beim Einspannen selbstthätig ausgerichtet (vergl. Fig. 763/64, S. 398). Nunmehr verschiebt man, mit Hilfe der kleinen Spillräder den Schlitten gegen den Kopf *k*, worauf das Schneiden beginnt. Mit dem Schlitten verschiebt sich die einstellbare Stange *i*, welche — sobald die verlangte Gewindelänge hergestellt ist — gegen *e* stösst und den Hebel *h* frei macht, so dass dieser in die gezeichnete Lage zurückkehrt. Es bedarf kaum der Erwähnung, dass das über *k* sichtbare Gefäss die Kühlflüssigkeit enthält; das abfliessende Oel oder Kühlwasser sammelt sich in

<sup>1)</sup> Vergl. Cooke & Co., Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1892, S. 639, mit Abb.

dem trogartigen Bett, wird durch Absetzenlassen von den Metallspänen befreit und behufs Wiederverwendung in das hochliegende Gefäß zurückgehoben.

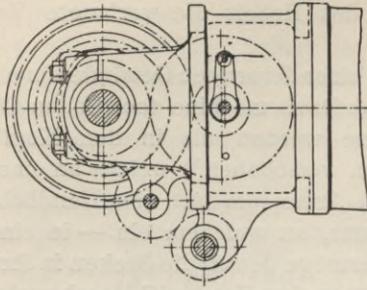


Fig. 781.

Die Maschine ist für 9 bis 38 mm dicke Bolzen bestimmt; ihr Schlitten ist um 430 mm zu verschieben.

Es ist diese Maschine — wie die vorhin angegebenen — auch zum Schneiden der Muttergewinde verwendbar, indem man die Gewindebohrer im Kopf *k* festhalten lässt, während die Muttern in die Zange *s* gelegt werden.

Von Manchen wird vorgezogen, das Werkstück mit der Spindel zu verbinden und mit dieser sich drehen zu lassen, während die Backen am Schlitten angebracht werden. Es scheint das für das Schneiden der Gewinde an schmiedeisernen Röhren besonders beliebt zu sein<sup>1)</sup>. Zu diesem Zweck enthält die hohle Welle an jedem ihrer Enden ein selbstausrichtendes Futter — die den vorhin beschriebenen Backenanordnungen ähnlich ausgebildet sein können — während die auf dem Schlitten angebrachten, ruhenden Schneidbacken in einfacherer Weise einstellbar sind.

Hierher gehört auch eine Bolzen-gewinde-Schneidmaschine von Droop & Rein in Bielefeld.<sup>2)</sup> Die Genauigkeit der mittels vorbeschriebener Maschinen erzeugten Gewinde hängt von der Genauigkeit der Werkstücke ab. Daher ist für genaue Gewinde das zeitraubende Schneiden auf der Drehbank bevorzugt. Der erwähnte Fehler der gewöhnlichen Gewindeschneidmaschine wird vermieden, wenn man das Werkstück wie bei der Drehbank zwischen Spitzen einspannt.<sup>3)</sup> Droop & Rein haben ihre Maschine wie folgt angeordnet.

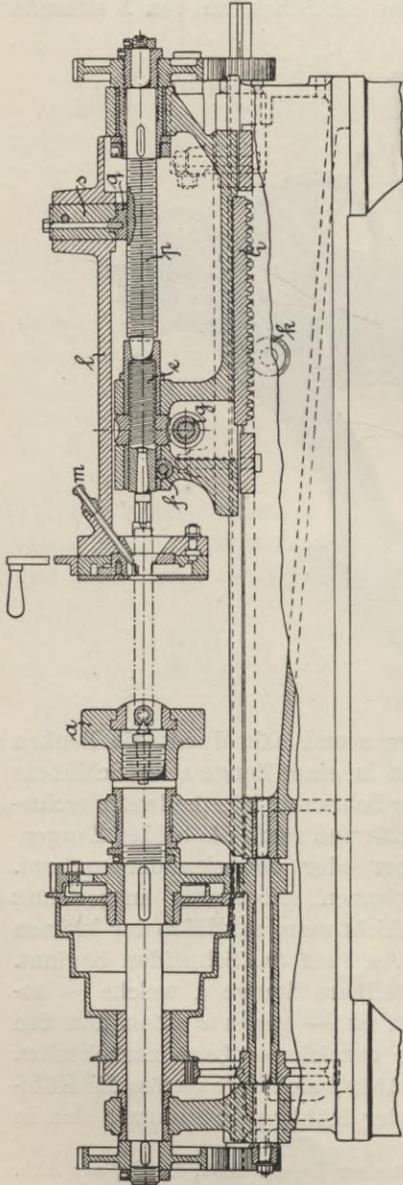


Fig. 780.

<sup>1)</sup> Challiot & Gratiot, Publications industr. 1880, Bd. 26, S. 274, mit Abb. The Iron Age, 15. April 1897, S. 9, mit Schaubild; 18. Nov. 1897, S. 2, mit Schaubild.

<sup>2)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1893, S. 1237, mit Abb.

<sup>3)</sup> Schweighofer, Berliner Gewerbeblatt 1842, Bd. 3, S. 324, mit Abb. Wood, Dingl. polyt. Journ. 1874, Bd. 213, S. 457, mit Schaubild. Reis, Dingl. polyt. Journ. 1875, Bd. 218, S. 22.

Fig. 780 ist ein Längenschnitt, Fig. 781 eine Endansicht der Maschine, Fig. 782 ein theilweiser Querschnitt und Fig. 783 eine Ansicht des Reitstockes. Fig. 784 eine Ansicht des die Schneidebacken enthaltenden Kopfes, Fig. 785 Schnitt und Vorderansicht des Spindelkopfes.

Die Arbeitsspindel, Fig. 780 links, ist wie eine Drehbankspindel gelagert und wird wie eine solche angetrieben; es sind ihr acht verschiedene Geschwindigkeiten zu geben. Sie enthält in ihrem Kopfe eine „Spitze“ und ist mit einem Mitnehmerkopf *a* versehen. In diesem ist der Mitnehmer *b*, Fig. 785, frei verschiebbar; eine kleine Schraube *d*, welche in eine Nuth des Mitnehmers greift, hat nur den Zweck, sein Herausfallen zu verhindern. Die Schrauben *c* klemmen das Werkstück zwischen sich fest.

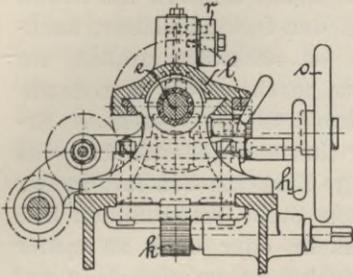


Fig. 782.

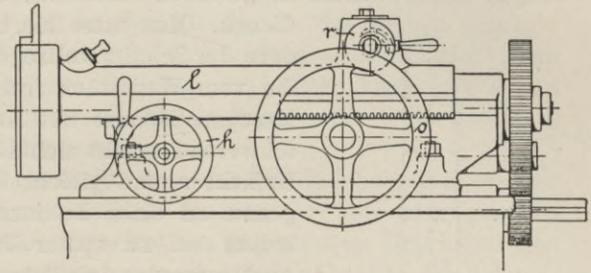


Fig. 783.

Die zweite Spitze steckt in dem Reitnagel *e*, Fig. 780, welcher im Reitstock eigenartig verstellbar und festgehalten wird. Zum Festhalten dient ein ausgebohrtes Klötzchen *f*, welches eine Schraube quer gegen den Reitnagel verschiebt (vergl. Fig. 257, S. 128); das Verstellen erfolgt durch eine als Wurmrad ausgebildete Mutter, einen Wurm *g* und dessen Handrad *h*. Im groben stellt man, wie sonst gebräuchlich, die Spitzenentfernung durch Verschieben des Reitstockes ein, der zu diesem Zweck mit einer Zahnstange *i* versehen ist, in welche das Rad *k*, Fig. 780 u. 782, greift.

Auf dem Reitstock gleitet, gleichlaufend zur Axenrichtung der Maschine, der Schlitten *l*; an ihm ist der die Schneidebacken enthaltende Kopf befestigt, dessen Einrichtung nach dem bisher Erörterten aus der Fig. 784 ohne weiteres erkannt werden dürfte; bei *m* wird Kühlwasser, bezw. Oel eingeführt, welches abfließend in dem trogartigen Maschinenbett sich sammelt, bezw. aus diesem abfließt.

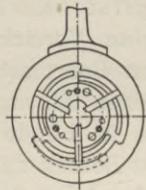


Fig. 784.

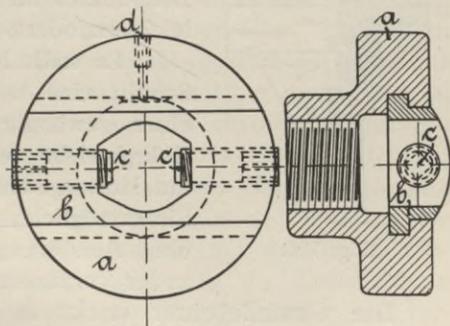


Fig. 785.

Man kann den Schlitten *l* in gewöhnlicher Weise durch das entstehende Gewinde fortziehen oder ihn durch eine Leitspindel verschieben lassen. In beiden Fällen wird der Schlitten *l* zunächst mittels der an ihm sitzenden Zahnstange, eines Zahnrades und des Handrades *o* so weit dem Spindelstock entgegen geschoben, dass die Schneidebacken zum Angriff

kommen, und nach Fertigstellung des Gewindes durch dieselben Mittel rasch zurückgezogen. Soll die Leitspindel benutzt werden, so schiebt man das Mutterstück *q* auf die Leitspindel *p*, Fig. 780, herab. Hierzu dient eine drehbare Scheibe *r*, Fig. 782 und 783, mit Handgriff, in deren spirale Nuth ein an *s*, Fig. 780, fester Stift greift. Es soll für jede zu erzeugende Ganghöhe eine besondere Leitspindel eingelegt werden, weshalb Arbeitsspindel und Leitspindel sich gleich rasch drehen. Die vorliegende Maschine schneidet Gewinde von 9 mm bis 30 mm Durchmesser und bis zu 330 mm Länge; die Werkstücklänge darf bis 500 mm betragen.

β. Maschinen für Muttergewinde. Für den Werkzeugmaschinenbau haben besonders diejenigen Vorrichtungen Interesse, welche zum Erzeugen des Gewindes in „blinden“ Löchern, das heisst Löchern mit Boden dienen. Man muss hierbei den Gewindebohrer, nachdem der Schnitt vollzogen ist, rückwärts drehen, um ihn vom Werkstück frei zu machen; die betreffende Maschine ist also mit Kehrbetrieb zu versehen. Erschwerend macht sich der Umstand geltend, dass das Umkehren und gleichzeitige Zurückziehen fast immer genau an einer bestimmten Stelle stattzufinden hat, indem bei zu später Umkehr oder doch zu später Auslösung des Arbeitsbetriebs der Gewindebohrer auf den Boden des Loches stösst und dann wegen der Unmöglichkeit noch weiter fortzuschreiten abbricht, sofern nicht wenigstens jetzt der Arbeitsbetrieb unterbrochen wird. Hört man aber zu früh mit dem Schneiden auf, so wird das Gewinde nicht lang genug.

Es sind demnach gewisse Selbstthätigkeiten erforderlich, um dem Arbeiter das Treffen des richtigen Zeitpunktes für die Umkehr der Drehrichtung zu erleichtern, oder besser: diese selbstthätig herbeizuführen.

Es stellt Fig. 786 halb in Ansicht und halb im Schnitt eine beliebige Vorrichtung dar, welche bei einer gewöhnlichen Bohrmaschine, sofern diese mit Kehrgetriebe versehen ist, angewendet werden kann, um Muttergewinde in blinde Löcher zu schneiden. Sie ermöglicht, das Bohren und das Gewindeschneiden ohne Aenderung der Lage des Werkstücks nach einander vorzunehmen.

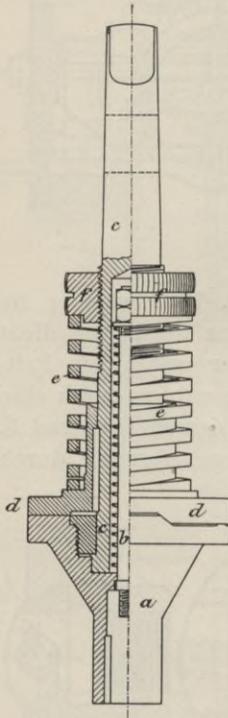


Fig. 786.

Der Gewindebohrer steckt in der Bohrung von *a* und muss die Drehungen von *a* mitmachen, wegen einer in *a* festen Leiste, die in eine Nuth des Gewindebohrers greift. Dieser hängt an der vierkantigen Stange *b*, die von einer leichten Schraubenfeder getragen wird, aber vermöge deren Nachgiebigkeit in der Axenrichtung verschiebbar ist. Der Kopf *a* nebst Zubehör ist dem unteren Ende des Schaftes *c* durch einen Wirbel angeschlossen, demgemäss um *c* frei drehbar. *c* steckt im Kopf der Bohrspindel; mittels eines Querkeiles wird er dort am Herausfallen gehindert. Auf *c* ist, längs fester Leisten, der Kuppeltheil *d* verschiebbar; er wird durch die kräftige Schraubenfeder *e* stets gegen den Kopf *a* gedrückt und nimmt vermöge vorspringender Klauen (Fig. 786, rechts) den Kopf *a* in seiner Drehrichtung mit. Ist nun der Gewindebohrer so tief in das Loch einge-

drungen, dass er gegen den Boden des Loches stösst, so gleiten die schrägen Flächen der an  $d$  und  $a$  befindlichen Klauen an einander, indem die Feder  $e$  entsprechend nachgiebt (vergl. Fig. 405, S. 196). Bei richtiger Spannung der Feder  $e$ , die durch die gerändelte Mutter  $f$  geregelt wird, ist also ein Bruch des Gewindebohrers ausgeschlossen. Die Zuschiebung des Gewindebohrers kann nur mit der Hand stattfinden; es ist daher der Arbeiter in der Lage, die Drehung des Schaftes sofort umzukehren und letzteren zurückzuziehen, sobald er das Gleiten der Klauen von  $d$  an  $a$  bemerkt. Dieses Zurückziehen müsste genau nach dem Steigungsverhältniss des Gewindes stattfinden, würde also grosse Geschicklichkeit des Arbeiters verlangen, wenn nicht die  $b$  tragende Schraubenfeder ausgleichend wirkte; findet das Zurückziehen zu rasch statt, so bleibt der an  $b$  hängende Gewindebohrer zurück und folgt nur in dem Grade, als das soeben erzeugte Gewinde es gestattet. Um den Gewindebohrer auszuwechseln, zieht man ihn so weit aus  $a$  hervor, dass man zwischen das untere Ende von  $a$  und den an  $b$  sitzenden Bund eine Gabel schieben kann, die ein vorzeitiges Zurückschnellen der Stange  $b$  hindert.

Man benutzt häufig den Umstand, dass der Gewindebohrer in das zu bearbeitende Loch eingeschoben, aus dem fertigen Gewinde aber gezogen wird, also der in der Axenrichtung des Bohrers angewendete Druck bei den beiden Vorgängen entgegengesetzt ist, zur rechtzeitigen Umkehr des Bohrers.

Fig. 787 zeigt eine hierher gehörige Vorrichtung, welche dem vorliegenden Zweck entspricht, wenn die Maschine mit Kehrgetriebe versehen ist. Man findet sie fast allgemein bei Drehbänken mit Stahlwechsel angewendet. In dem Stahlwechselkopf ist die Hülse  $c$  befestigt; an jedem ihrer Enden sind Kupplungsklauen ausgebildet. In  $c$  dreht sich der Schaft des Gewindebohrers  $b$  frei, so lange er nicht mit  $c$  gekuppelt ist. An  $b$  sitzen die Kuppelstücke  $a$  und  $d$  fest. Wird nun der Stahlwechselkopf gegen das kreisende Werkstück gedrückt, so kuppelt sich selbstthätig  $a$  mit  $c$ , d. h. der Bohrer kann sich nicht drehen, das kreisende Werkstück nimmt ihn deshalb auf. Trifft der Schlitten des Stahlwechselkopfes nun auf den zugehörigen Anschlag, so kann sich  $c$  nicht weiter verschieben, der Bohrer  $b$  wird aber durch das gebildete Gewinde weiter gezogen und dadurch die Kupplung  $ac$  gelöst. Der Bohrer dreht sich nunmehr mit dem Werkstück. Sobald aber der Stahlwechselkopf zurückgezogen und die Drehrichtung des Werkstücks gewechselt wird, kuppelt sich selbstthätig  $d$  mit  $c$ , und veranlasst dadurch die Lösung des Bohrers vom Werkstück.

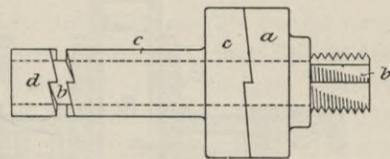


Fig. 787.

Es wird der oben hervorgehobene Umstand, dass die beiden in Frage kommenden Vorgänge entgegengesetzte Drücke in der Axenrichtung des Gewindebohrers hervorrufen, für den vorliegenden Zweck auch benutzt, wenn ein Kehrtrieb der antreibenden Spindel nicht vorliegt, damit sogar ein rascher Rückgang des Gewindebohrers gewonnen.

Die Fig. 788 bis 789 und Beifiguren stellen ein hierher gehöriges Beispiel dar.<sup>1)</sup> Der Schaft  $a$  wird in die Spindel einer gewöhnlichen Bohrmaschine gesteckt; mit ihm ist die Scheibe  $C$  und der Zahnkranz  $D$ , Fig. 788 und 789,

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1892, S. 638, mit Abb. Amer. Mach., März 1891, mit Abb.

fest verbunden. Das untere Ende des Schaftes *A* wird von der Hülse mit Rad *F* frei drehbar umschlossen, und diese Hülse ist in dem tellerartigen Körper *H*, Fig. 788, gelagert, welcher durch einen hindurch gesteckten Stift gehindert wird sich zu drehen. Zwischen dem Zahnkranz *D* und dem Zahnrad *F* befinden sich zwei an *H* frei drehbar gelagerte Stirnräder *E*.

Der Gewindebohrer ist in einem am unteren Ende des Zapfens *B* sitzenden Futter befestigt. In eine Nuth halbrunden Querschnitts, welche nahe dem oberen Ende von *B* angebracht ist, greift ein Stift, durch welchen *B* in der gezeichneten Lage gehalten wird. Ein quer durch *B* gesteckter vierkantiger Stift greift dann gegen am unteren Rande von *A* ausgebildete Kuppelzähne, so dass sich *B* mit *A* drehen muss. Das ist die Zustellung für das Arbeiten des Gewindebohrers. Dreht man den in die Nuth von

Fig. 788.

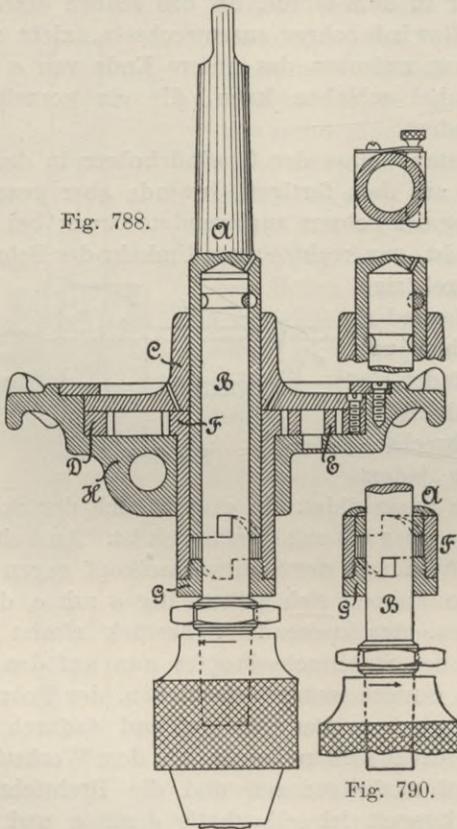


Fig. 790.

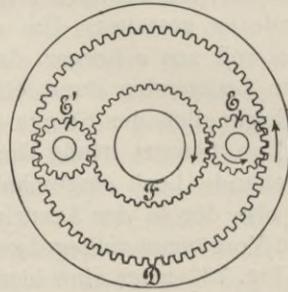


Fig. 789.

*B* greifenden Stift um  $180^\circ$ , so hält er — vergl. die Beifiguren — *B* nicht mehr, weil er bis zur Hälfte ausgebogen ist. Wenn nun der Schaft *A* nach oben zurückgezogen wird, so löst sich die bisherige Kupplung, und der in *B* steckende Querstift wird nach Fig. 790 durch die an dem Bodenstück *G* befindlichen Kuppelzähne mitgenommen. Es ist leicht zu erkennen, dass das an *F* feste Bodenstück sich entgegengesetzt von *A* dreht, und zwar wegen der nunmehr thätigen Räder *DEF* mit erheblich

größerer Geschwindigkeit. So ist die Einrichtung in der Quelle beschrieben.

Lässt man den in die Nuth von *B* greifenden, mehrfach erwähnten Stift fort, so wird zunächst *B* in seiner tiefsten Lage sich befinden und durch das Räderwerk umgedreht. Sobald aber der Bohrer gegen das Werkstück gedrückt wird, so hört zunächst die Kupplung mit *G* auf, und dann tritt die Kupplung zwischen *B* und *A* ein, d. h. *B* dreht sich so, wie das Gewindeschneiden es erfordert. Wird nunmehr aber *A* zurückgezogen, so kuppelt sich *B* mit *F* u. s. w., d. h. jener Stift ist gar nicht nöthig; er stört sogar die Selbstthätigkeit der Vorrichtung.

Eine verwandte, nur durch die Art des Rädervorgeleges sich unter-

scheidende Vorrichtung wird von der Granger Foundry & Mach. Co. Providence, R. J., ausgeführt.<sup>1)</sup>

In die Muttern der Befestigungsschrauben schneidet man die Gewinde mittels Gewindebohrer, welche das Loch einfach durchschreiten.<sup>2)</sup> Es ist hierfür eine gewöhnliche Lochbohrmaschine zu verwenden, indem man in ihre Spindel den Gewindebohrer steckt und unter diesem die Mutter geeignet festhält; der Gewindebohrer fällt dann nach vollzogener Arbeit ohne weiteres nach unten. Ebenso arbeitet eine Maschine von Breifeld<sup>3)</sup>; es sind aber gleichzeitig mehrere Spindeln in Thätigkeit. Bei der Maschine von Smith & Coventry<sup>4)</sup> sind ebenfalls mehrere Spindeln vorhanden; diese sind aber unverschieblich gelagert, weshalb die Muttern ihnen von unten nach oben entgegen geschoben werden.

Watteu's Maschine<sup>5)</sup> enthält in einer um eine lothrechte Axe langsam kreisenden Scheibe 12 im Kreise vertheilte kurze, hohle Spindeln. Diese Spindeln enthalten genau zu Längseinschnitten der Gewindebohrer passende Futter. Nahe unter diesen Spindeln befindet sich eine kreisförmige, im Boden ringsum geschlitzte Bahn; nur an einer Stelle erweitert sich dieser Schlitz bis zur Breite der Bahn. Hier soll je eine Mutter eingelegt und ein Gewindebohrer eingesteckt werden. Haben Mutter und Bohrer die Bahn durchschritten, so ist das Gewinde fertig und beide, Gewindebohrer und Mutter, fallen nach unten.

Wedding<sup>6)</sup> kehrt die Lage der Spindeln um, so dass die Bohrer nach oben gerichtet sind. Die Muttern werden oben aufgelegt und durch den sie führenden Schlitten gegen die Bohrer gedrückt. Die fertigen Muttern sammeln sich, so weit der Raum reicht, am Hals der Gewindebohrer und werden dann von hier entfernt. Es gehört hierher unter anderen auch die Maschine der National-Machinery Comp. in Tiffin, O.<sup>7)</sup>

Endlich giebt es Maschinen, bei welchen die Muttern gewissermassen eine Schleuse durchlaufen; es wird der nach oben gerichtete Gewindebohrer zunächst an seinem unteren Ende festgehalten, so dass die in einer Art Röhre, die sich dreht, nach unten gedrückte Mutter von ihm aufgenommen wird. Demnächst wird der Gewindebohrer an seinem oberen Ende festgehalten, worauf die untere Befestigungsvorrichtung sich entfernt und die Mutter über den Gewindebohrer hinwegschlüpfen und hinabfallen kann.<sup>8)</sup> Beide angeführten Maschinen sind mit — sehr verschiedenen — selbstthätigen Zuthellvorrichtungen versehen. Die Cook'sche Maschine soll in 10 Arbeitsstunden 12000 bis 15000 Muttern mit  $\frac{1}{2}$ " Gewinde, die Meischner'sche in derselben Zeit 9000 Muttern mit  $\frac{3}{4}$ " Gewinde versehen können.

<sup>1)</sup> Amer. Mach., 29. Jan. 1891, S. 3, mit Abb. und Schaubild.

<sup>2)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1885, S. 257.

<sup>3)</sup> Polyt. Centralbl. 1865, S. 625, mit Abb.

<sup>4)</sup> Prakt. Masch.-Constr. 1868, S. 236, mit Abb.

<sup>5)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1870, Bd. 197, S. 7, mit Abb.

<sup>6)</sup> Wiebe's Skizzenbuch 1869, Heft 65, Blatt 9.

<sup>7)</sup> The Iron Age, 21. März 1889, mit Abb. und Schaubild.

<sup>8)</sup> Cook, American Mach., 29. Okt. 1892, mit Schaubild. Meischner, Uhland's techn. Rundschau 1897, S. 25, mit Schaubild.

## C. Maschinen, welche kommaartige Späne abheben. Fräs- und Schleifmaschinen.

### 1. Fräsmaschinen.<sup>1)</sup>

Es ist die Drehbank ohne besondere Umstände als Fräsmaschine zu benutzen, indem man an deren Arbeitsspindel den Fräser befestigt und das Werkstück auf den Querschlitten spannt, so dass es quer gegen die Fräseraxe verschoben werden kann. Ebenso sind fast alle liegenden Bohrmaschinen, sowie viele Schwärmeranordnungen und Lochbohrmaschinen in gleichem Sinne der Fräsarbeit dienstbar zu machen, sofern nur eine gegensätzliche Verschiebbarkeit von Werkstück und Werkzeug quer gegen die Drehaxe des letzteren vorgesehen ist.

Die eigentlichen Fräsmaschinen kennzeichnen sich dadurch, dass sie in erster Linie, oder ausschliesslich für die Fräsarbeit, und meistens für einen engeren Kreis von Werkstücken hergerichtet sind, so dass nach der einen Seite eine Vereinfachung, nach der andern Seite aber eine Vervollkommnung für ihren eigentlichen Zweck vorliegt. Hieraus folgt, dass die Verschiedenheiten in der Bauart der Fräsmaschinen ungemein grosse sind, dass etwa eben so viele verschiedene Fräsmaschinen gebaut werden, als verschiedene Aufgaben für sie vorliegen. Ich werde in dem Folgenden eine kleine Auswahl bringen.

#### a) Allgemeine Fräsmaschinen.

Sie werden zuweilen auch Universal-Fräsmaschinen benannt, weil sie weniger einseitig sind als andere.

Zur Gewinnung einer Uebersicht möge das Schaubild 791<sup>2)</sup> dienen. In dem oberen Theil eines unten als Schrank ausgebildeten Ständers ist in gewöhnlicher Weise eine Spindel gelagert; sie wird durch Stufenrollen und nach Bedarf ein doppeltes Rädervorgelege angetrieben. Das Hauptende der Spindel ist zur Aufnahme des Fräasers eingerichtet (vergl. S. 108 und 109), welcher entweder frei hervorragt, oder gegenüber der Spindel durch eine „todte Spitze“ eine zweite Stützung findet. In letzterem Falle hat der Fräser eine weit sicherere Lage als im ersteren; sofern der Fräser in einiger Entfernung von dem Spindellager sich befindet, oder eine grosse Länge hat, so ist die Stützung durch die erwähnte Spitze nicht zu entbehren. Es wird aber durch den die Spitze enthaltenden Arm die Zugänglichkeit der Arbeitsstelle erschwert, weshalb man diese Stützung fortlässt, wenn der Fräser ohne sie dem Werkstück gegenüber sich genügend starr verhält. Es wird dann der Arm, in welchem die todte Spitze sitzt, nach oben geschwenkt oder auch ganz fortgenommen. Dagegen tritt auch der Fall ein, dass die in Rede stehende Stützung durch einen „Oberhänger“ nicht genügt, namentlich wenn man dem Fräser schwerere Schnitte zumuthet. Dann steift man den Oberhänger gegenüber dem Winkel, auf dem das Werkstück ruht, ab, indem an das äussere Ende des Oberhängers zwei Schienen befestigt werden, die schräg nach unten gerichtet an zwei äusserste Enden

<sup>1)</sup> Paul Hasluck, Milling machines and processes, London 1892, von Knabbe, Fräser und deren Rolle beim derzeitigen Stande des Maschinenbaues, Charkow 1893. Pregél, Fräs- und Schleifmaschinen, Stuttgart 1892. Dingl. polyt. Journal, 1895, Bd. 295, S. 140, 169, 210, mit Abb.; 1896, Bd. 299, S. 250, mit Abb.

<sup>2)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1896, S. 1336, mit Schaubild.

des Winkels geschraubt sind. Diese Steifen beeinträchtigen die Zugänglichkeit des Fräfers und Werkstücks beträchtlich und machen den Eindruck des Nothbehelfs.

An der Vorderseite des Ständers ist ein Winkel lothrecht zu verschieben, auf diesem ein Schlitten in wagerechter Richtung gleichlaufend zur Spindelrichtung. Dieser Schlitten enthält bei vorliegender Maschine einen Wendeschemel, an dem die Führung für den Aufspanntisch ausgebildet ist. Man kann also den Aufspanntisch — je nach Stellung des Wendeschemels — gleichlaufend zur Drehbankaxe, quer oder in irgend welchem Winkel zu ihr verschieben. So wird z. B. möglich, in Werkstücke,

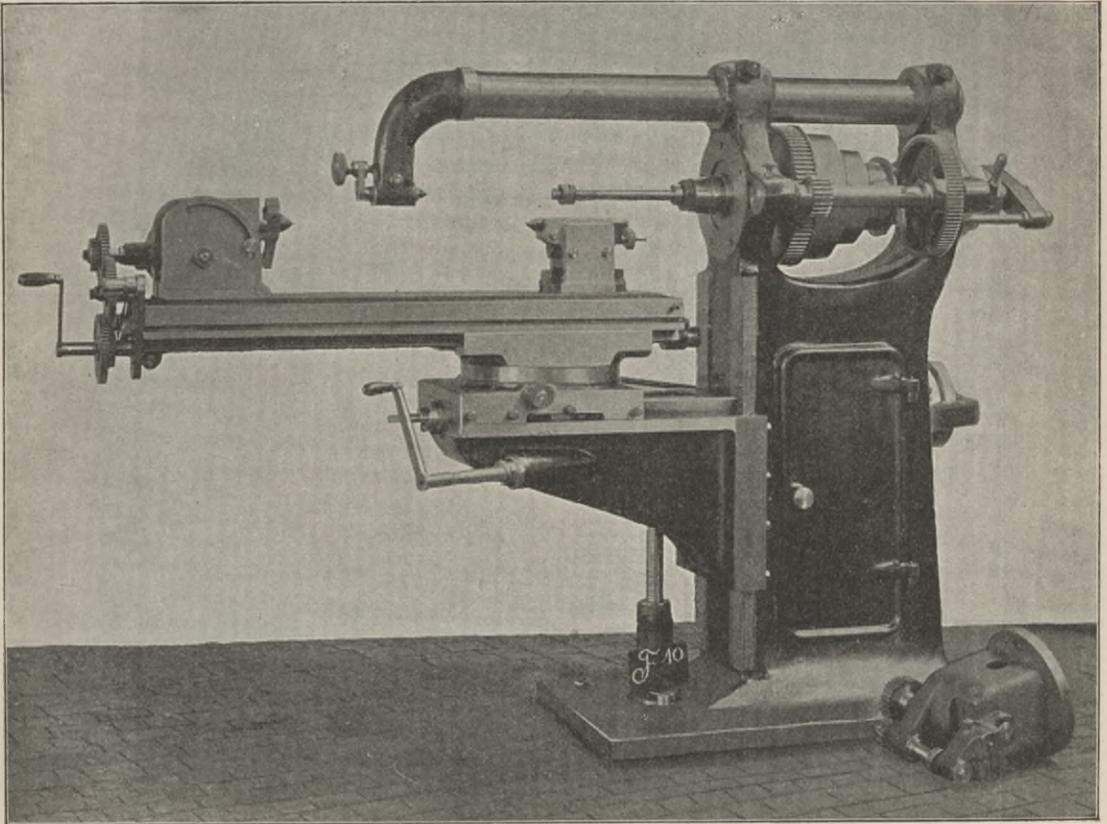


Fig. 791.

welche zwischen die Spitzen der auf dem Aufspanntisch befestigten Haubitze (S. 141) und des Reitstockes (S. 128) eingespannt sind, Quersfurchen zu fräsen, und wenn der Aufspanntisch unter entsprechendem Winkel schräg gestellt ist, unter Verschiebung des Aufspanntisches durch eine Schraube und Wechselräder (S. 163) gewöhnliche oder beliebig steile Gewinde zu schneiden. Wenn der Aufspanntisch quer gegen die Arbeitsspindel liegt, lässt sich die Maschine als Langfräsmaschine benutzen, oder zum Schneiden von Furchen in zwischen zwei Spitzen oder am Kopf der Haubitze befestigte Werkstücke, also auch zum Einschneiden der Zahnücken in Räder u. s. w.

In Fig. 791 erkennt man rechts am Boden liegend eine Hilfsvorrichtung, welche zum Schneiden der Zahnstangen dient. Man befestigt, um sie zu benutzen, am Kopf der Arbeitsspindel ein Kegelrad, schraubt dann die Hilfsvorrichtung mittels ihres Flansches so gegen den Ständer, dass

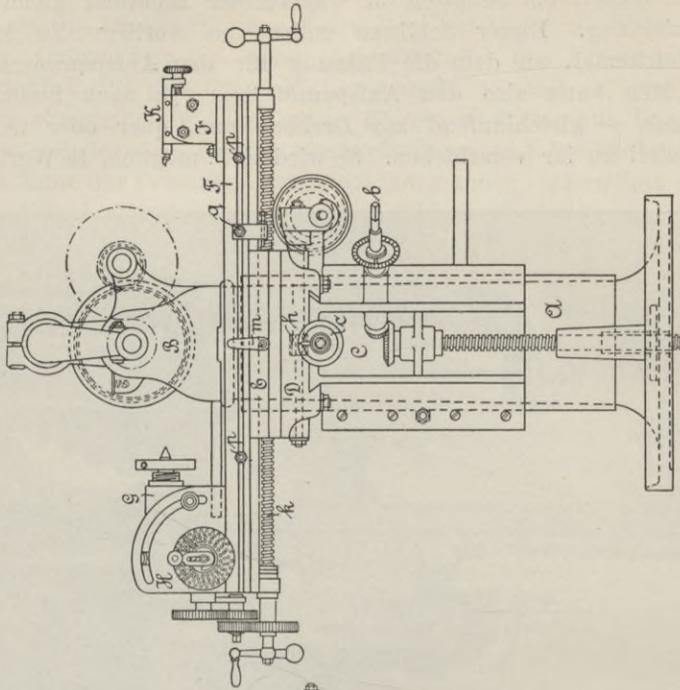


Fig. 793.

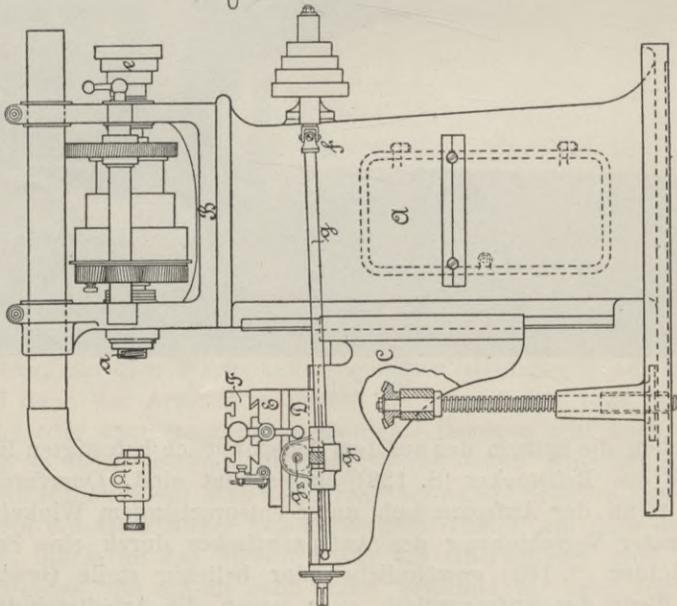


Fig. 792.

das erwähnte Kegelrad in ein wagerecht in der Hilfsvorrichtung gelagertes greift. Hierdurch wird die quer zur Hauptspindel liegende Welle dieses zweiten Kegelrades gedreht. Sie überträgt ihre Drehbewegung auf eine zu ihr gleichlaufend liegende Welle, die — in der Gabelung der Hilfsvor-

richtung — den Fräser aufnimmt. Die zu bearbeitende Zahnstange wird mittels der Schraube des Aufspanntisches nach jedem Schnitt um eine Zahntheilung verschoben.

Nahe verwandt mit der durch Fig. 791 dargestellten Maschine ist die von Frister & Rossmann in Berlin gebaute<sup>1)</sup> und durch Fig. 792 und 793 abgebildete. Auf dem kastenartigen Untergestell *A* ist der Spindelstock *B* befestigt; die Spindel *a* ist hohl und mit ausrückbarem Rädervorgelege versehen, so dass man ihr sechs verschiedene Drehgeschwindigkeiten geben kann. An ihrem Schwanzende sitzt eine vierstufige Rolle, welche eine tiefer liegende antreibt, deren Welle durch das Kreuzgelenk *f* mit der Welle *g* zusammenhängt. Auf *g* steckt verschiebbar ein in *g*<sub>1</sub> gelagerter Wurm, und *g*<sub>1</sub> vermag um die liegende Welle *g*<sub>2</sub> des Wurmes zu schwingen. An *g*<sub>2</sub> sitzt innerhalb des Schlittens *D* ein Wurm, der ein stehendes Wellchen dreht, deren Axe mit der Drehaxe des Wendeschemels *E* zusammenfällt, so dass ein am oberen Ende des Wellchens sitzendes Kegelrad mit zwei auf der Schlittenschraube *k* lose drehbaren Rädern bei Benutzung des Wendeschemels in Eingriff bleibt. Die Schraube *k* ist lang genuthet und enthält zwischen den beiden zuletzt genannten Kegelrädern ein durch den Hebel *m*, Fig. 793, verschiebbares Kuppelstück, so dass das eine oder andere der beiden Räder oder keins derselben mit *k* gekuppelt wird. Dieses Kehrgetriebe dient zunächst zur Verschiebung des Aufspanntisches *F*; an *F* einstellbare Frösche *p* lösen die Kupplung selbstthätig. Um schraubenförmige oder spiralförmige Gestalten — z. B. Reibahlen oder schraubenförmig verlaufende Radzähne — zu fräsen, wirkt ein auf dem linksseitigen Ende von *k* sitzendes Rad, Fig. 793, unter Vermittlung von Wechselrädern, auf die Spindel der Haubitze *HG*, so dass das mit deren Spindel verbundene Werkstück sich im geraden Verhältniss zu seiner Verschiebung dreht. Den kleinen Reitstock *JK* erwähne ich nur. Der Winkel *C* wird am Maschinengestell *A* und der Schlitten *D* an *C* mittels Schrauben verschoben, die mittels der Hand gedreht werden. Sie sind mit eingetheilten Ringen versehen, um ihre Drehung genau überwachen zu können.

Fig. 794 ist die Vorder-, Fig. 795 die Seitenansicht einer von Ernst Schiess in Düsseldorf gebauten derartigen Fräsmaschine. Sie unterscheidet sich von der vorigen zunächst durch die andere Lage der Antriebs-Stufenrolle, welche auf der Querwelle *a* sitzt. Letztere betreibt durch ein Kegelradpaar die Arbeitsspindel entweder unmittelbar, oder unter Vermittlung eines doppelten Rädervorgeleges. Die zweite Lagerung der Fräserwelle bietet das am Arm *F* einstellbare Böckchen *b*. Der Spindelkasten *A* ist längs des Maschinenbettes *B* verschiebbar, wobei er das auf *a* sitzende Antriebskegelrad mit verschiebt. An der Vorderseite des Maschinengestelles *B* ist mit Hilfe von langen Aufspann-Nuthen die Platte *C* befestigt, an welcher der Schlitten *D* mittels einer Schraube lothrecht verschoben werden kann. An diesem Schlitten ist nun der Winkel *E* um eine wagerechte Axe drehbar angebracht. Diese Drehung vermittelt ein an *D* sitzendes Wurmrad, in welches ein an *E* gelagerter Wurm greift. Nachdem hierdurch die verlangte Lage des Winkels *E* gewonnen ist, befestigt man ihn an *D* mittels in kreisförmige Aufspann-Nuthen greifender Schrauben. Auf dem Winkel *E* endlich ist der Aufspanntisch *T* gleichlaufend zur Fräser-

<sup>1)</sup> D. R.-P. No. 62654. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1892, S. 754, mit Abb.

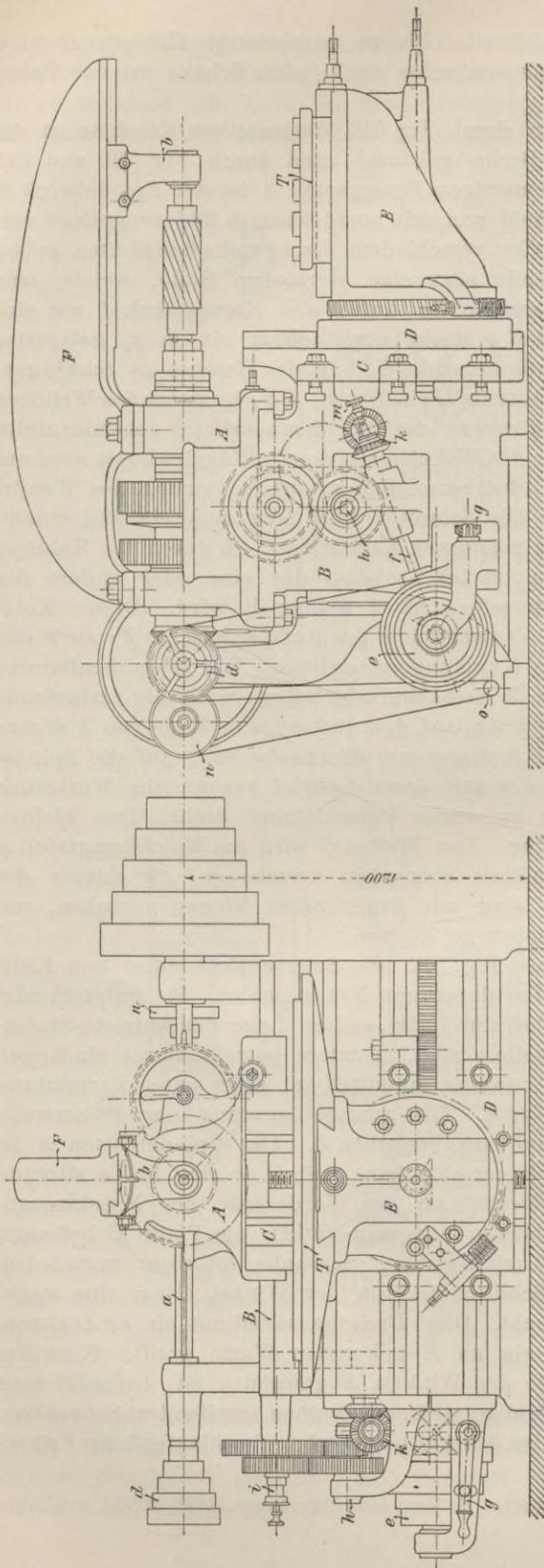


Fig. 795.

Fig. 794.

axe zu verschieben. Der hier in lothrechter Ebene liegende Wendeschemel erleichtert insbesondere das Fräsen keilförmiger Gegenstände. Der Aufspanntisch *T* enthält die gebräuchlichen Aufspann-Nuthen und umlaufende Rinne zum Sammeln und Ableiten der Kühlflüssigkeit. Nur die Verschiebung des Spindelkastens *A* auf dem Bett *B* findet selbstthätig statt. Diese Schaltbewegung geht von der Welle *a* aus, auf welcher die fünfstufige Rolle *d* steckt. Die Gegenstufenrolle *e* treibt durch zwei auf ihrer Welle mittels des Handhebels *g* verschiebbare Kegelräder die schräg liegende Welle *f*, Fig. 795, und zwar je nach Lage von *g* rechts oder links herum. Diese schräge Welle überträgt die Drehbewegung mittels Wurm und Wurmrad auf die Zwischenwelle *h* und diese durch zwei Stufenräder auf die Schraube *i*, welche den Spindelkasten verschiebt; durch den bei *i*, Fig. 794 links, sichtbaren Knopf ist das eine oder andere Rad mit der Schraube zu kuppeln. Es stehen somit  $2.5 = 10$  verschiedene langsame Drehungen der Schraube *i* für die Schaltbewegung zur Verfügung. Auf der schrägen Welle *f* sitzt aber auch ein Kegelrad *k* — durch Ver-

schieben eines Knopfes *m*, Fig. 795, wird entweder dieses oder der vorher genannte Wurm mit *f* gekuppelt — welches durch ein zweites Kegelrad und innerhalb des Maschinengestelles belegene Stirnräder die Schraube *i* rascher dreht, so dass man dieser im ganzen 15 verschiedene Drehungsgeschwindigkeiten gegenüber der Antriebswelle *a* geben kann.

Es möge bei dieser Gelegenheit erwähnt werden, dass der Schaltungsantrieb für Fräsmaschinen innerhalb weiterer Grenzen einstellbar sein muss als bei Maschinen, welche streifenförmige Späne erzeugen. Bei diesen ist die Schaltung für jede Drehung z. B. der Bohr- oder Drehbankspindel unabhängig von dem Durchmesser des Werkzeugs oder Werkstücks; bei den Fräsmaschinen muss sie sich auch mit dem Durchmesser der Fräser ändern. Es sind daher 15 Stufen in der Uebersetzung nicht selten.

Die Riemenrolle *n*, welche von dem Deckenvorgelege besonders angetrieben wird, bethätigt die zum Heben der Kühlflüssigkeit dienende Kreiselpumpe *o*, Fig. 795.

In den angeführten Beispielen ist die Arbeitsspindel fest gela-

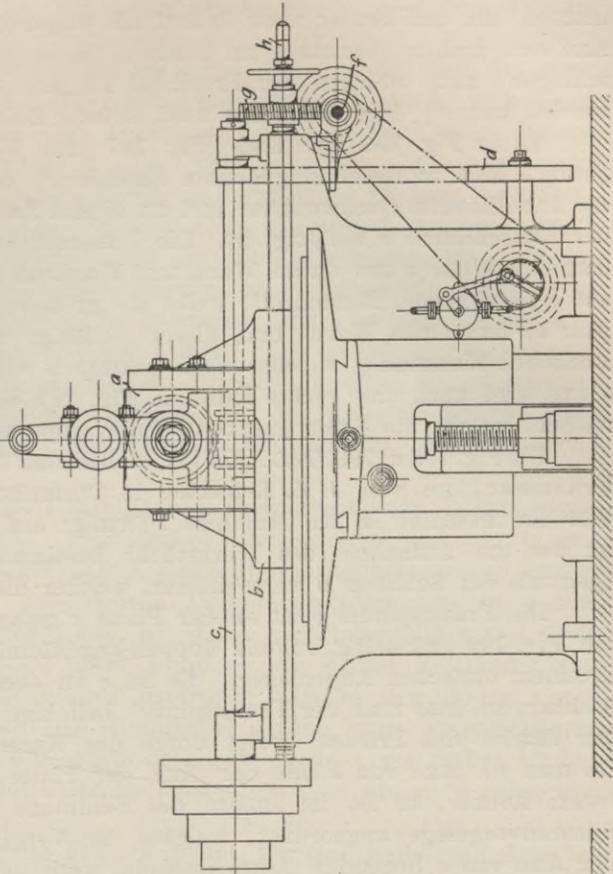


Fig. 797.

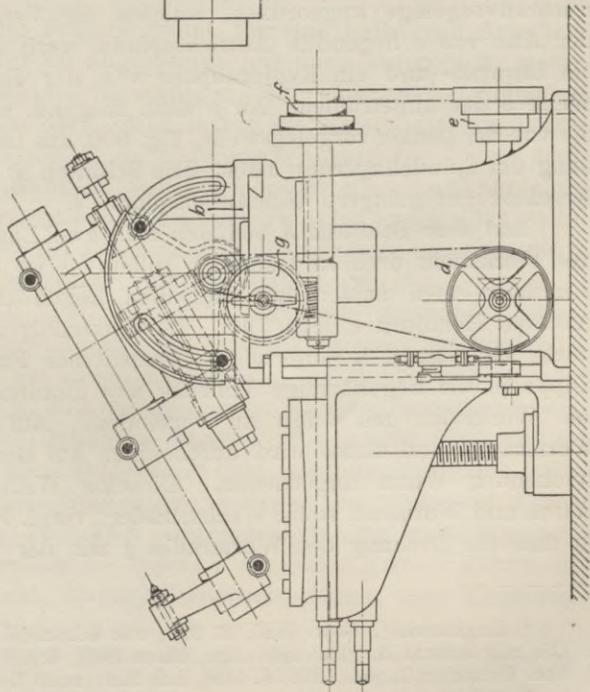


Fig. 796.

gert; man entschliesst sich zuweilen auch dazu, die Lagerung verstellbar zu machen, um den Fräser nach Bedarf mit wagerecht oder schräg liegender Axe sich drehend benutzen zu können, ja es sind Anordnungen vorgeschlagen, nach welchen der Fräterspindel jede beliebige Lage gegeben werden kann.<sup>1)</sup> Hier sollen nur zwei einfache Beispiele angegeben werden.

Es ist Fig. 796 eine End-, Fig. 797 eine Vorder-Ansicht einer von Droop & Rein in Bielefeld gebauten Maschine,<sup>2)</sup> deren Spindelkasten *a* um die Antriebswelle *c* schwenkbar und zu diesem Zweck zwischen zwei Lappen des Bettschlittens *b* befestigt ist. Die Fräterspindel wird von der lang genutheten Welle *c* aus durch Wurm und Wurmrad angetrieben. Eine kleine, auf *c* festsitzende, Riemenrolle treibt die grössere Rolle *d*, das Stufenrollenpaar *ef* und einen Wurm, und dieser bethätigt das auf der Schraube *h* steckende Wurmrad *g*, welches mit *h* gekuppelt werden kann (S. 179). Von *d* aus wird auch eine rechts unten in Fig. 797 sichtbare Flügelpumpe betrieben, welche die Kühlflüssigkeit wieder emporhebt.

Die Fig. 798 u. 799, Taf. XXXVII, stellen eine Wurm- oder Schnecken-Fräsmaschine von J. E. Reinecker in Chemnitz dar. Das kastenartige Bett der Maschine ist im Grundriss *T*-förmig; auf dem Mittelstab dieses *T* ist der zur Aufnahme des Werkstücks bestimmte Schlitten *A*, auf dem Querstab der Schlitten *B* verschiebbar, welcher die Fräserlagerung enthält.

Die Fräterspindel *o* ist an der Platte *c* gelagert und zwar, in Bezug auf Fig. 799 linksseitig, mittels doppelt-kegelförmigen Zapfens, rechtsseitig in einem einfachen Augenlager. Es ist *c* an dem Kopf des Schlittens *B* drehbar, so dass man der Fräterspindel beliebige Neigungen geben kann. Der Betrieb des Fräasers erfolgt durch das Wurmrad *i* und den Wurm *h*. Da man die Axe von *h* mit der Axe der Platte *c* nicht zusammenfallen lassen konnte, so ist im Innern des Schlittens *B* (vergl. Fig. 798) ein Stirnradvorgelege angeordnet, welches die Verbindung von *h* mit der in der Axe von *c* liegenden Antriebsspindel vermittelt. Letztere wird durch ein Stirnrad- und ein Kegelradpaar von der liegenden, lang genutheten Welle *p* aus angetrieben. An *p* sitzt, fliegend, eine vierstufige Riemenrolle, die von der Deckenvorgelegswelle, Fig. 800, aus bethätigt wird. Die Verschiebung der Spindellagerung nebst dem Schlitten *B* bewirkt eine im Bett der Maschine gut gelagerte Schraubenspindel *l*.

Auf dem Schlitten *A* befinden sich zwei Lagerkörper *a* und *b*, welche das Werkstück drehbar festhalten sollen. *b* ist ein einfaches Augenlager, *a* enthält einen aussen mit doppelten kegelförmigen Lagerflächen ausgestatteten Hohldorn *e*, Fig. 799. Im linksseitigen Ende dieses Hohldornes steckt ein aussen kegelförmiges, gespaltenes Futter, welches durch eine Kappe in die kegelförmige Bohrung des Hohldornes *e* gedrückt wird, um das Werkstück mit *e* fest zu verbinden. Auf dem Hohldorn sitzt das Wurmrad *g*, und dieses wird durch einen auf der lang genutheten Welle *f* steckenden Wurm angetrieben. Dieselbe Welle betreibt auch — durch Wurm und Wurmrad, sowie Wechselräder, vergl. Fig. 798 — die Schraube *l*, so dass die Drehung des Wurmrades *g* mit der Verschiebung des Fräasers

<sup>1)</sup> Engineering, Sept. 1885, S. 221, mit Schaubild. Le génie civil, Dec. 1886, S. 121, mit Schaubild. The Iron Age, März 1889, S. 428, mit Schaubildern. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1895, S. 1499, mit Abb. nach Revue industr. März 1895, S. 81.

<sup>2)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1896, S. 1336, mit Abb.

in einem festen, durch die erwähnten Wechselläder regelbaren Verhältniss steht.

Es sitzt nun das Wurmrad *g* nicht unmittelbar fest auf dem Hohlhorn, sondern ist mit ihm durch eine bemerkenswerthe Einrichtung verbunden, welche ermöglicht, *g* gegen *e* um bestimmte Winkel zu verdrehen. Es sitzt nämlich ein zweites Wurmrad *r*, Fig. 799, auf *e* fest. In dieses greift ein mit der Welle *s* verbundener Wurm, und dieser ist an dem Wurmrad *g* gelagert. Jene gegensätzliche Drehung von *g* zu *e* wird demnach durch Drehen der Wurmwelle *s* erreicht. Sie hat theils den Zweck, den Anfangspunkt des zu erzeugenden Wurmwindes genau einzustellen, ist aber ferner nöthig, um mehrfache Wurmwinden zu erzeugen, und befähigt die Maschine auch zum Schneiden schraubenförmig verlaufender Radzähne. Es kann für ersteren Zweck die Wurmwelle *s* unter Vermittlung eines Kegelradpaares durch eine Handkurbel gedreht werden, für die weiteren Zwecke aber unter Zuhilfenahme von Wechsellädern durch eine in Fig. 798 angedeutete Eintheilvorrichtung.

Der Antrieb der Welle *f* erfolgt von einer besonderen Deckenvorgelegswelle *t*, Fig. 801, aus. Sechsstufige Riemenrollen und ein in der grössten Stufe von *u* untergebrachtes ausrückbares Rädervorgelege ermöglichen der Welle *f* zwölf verschiedene Drehgeschwindigkeiten zu geben. Es ist die Scheibe *v*, Fig. 799, auf der Welle der Stufenrolle *u* frei drehbar; sie dreht sich mit dieser Rolle, wenn — wie in der Zeichnung vorgesehen — ein in *v* verschiebbarer federnder Stift in den Boden von *u* greift. Mittels einer durch den Handhebel *k* nach oben verschiebbaren Gabel kann der federnde Stift zurückgezogen werden; die Gabel hindert dann gleichzeitig die Scheibe *v* sich zu drehen, so dass die an *v* gelagerten Räder in Thätigkeit treten.

Die lothrechte Lage des Fräasers bietet für eine Reihe von Arbeiten manche Vortheile; sie ist aber im allgemeinen nur dann anwendbar, wenn der Fräser frei auf seiner Spindel hervorragen, auf eine zweite Stützung des Fräasers verzichtet werden darf. Man lagert die Frässpindel an einem thorartigen Gestell<sup>1)</sup> oder benutzt ein C-förmiges Gestell.<sup>2)</sup> Unter dem Fräser befindet sich der Aufspanntisch, welcher meistens um eine senkrechte Axe drehbar und in zwei wagerechten, sich rechtwinklig kreuzenden Richtungen verschiebbar ist. Es wird zuweilen nur dem Fräser, zuweilen aber auch dem Werkstück eine lothrechte Verschiebbarkeit gegeben.

Fig. 802, 803 und 804, Tafel XXXVIII, sind drei Ansichten, bezw. Schnitte, Fig. 805 und 806 Darstellungen von Einzelheiten einer Fräsmaschine mit lothrechter Spindel, wie sie Droop & Rein in Bielefeld bauen.

Die Antriebswelle *a*, Fig. 802, ist hoch oben im Maschinenständer gelagert; sie soll minutlich 160 Drehungen machen. Eine auf ihr feste Stufenrolle *b* überträgt die Drehungen auf eine zweite, nahe am Fussboden sich lose um einen Zapfen drehende Stufenrolle, mit der die Einzelrolle *d* fest verbunden ist. Ueber diese, über zwei Leitrollen *e* und die breite Trommel *A* ist ein Riemen gelegt, welcher — wenn *A* mit dem Rade *f* gekuppelt ist — die Spindel rasch dreht, dagegen langsam, wenn diese Kupplung

<sup>1)</sup> Richards & Co., Zeitschr. des Vereins deutscher Ingen. 1891, S. 414, mit Abb. Collet & Engelhardt, Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1897, S. 651, mit Abb.

<sup>2)</sup> Droop & Rein, Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1896, S. 1263, mit Abb. J. E. Reinecker, Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1897, S. 829, mit Abb.

nicht vorliegt, aber das in Fig. 803 oben links erkennbare gewöhnliche Rädervorgelege eingerückt ist. Der Fräser macht hiernach minutlich 310; 198; 129; 82,6; 49; 31; 20,4 und 13 Drehungen. Das Ein- und Ausrücken des Betriebes erfolgt durch den Handhebel *g*, welcher durch seine lothrechte Welle auf den hoch oben angebrachten Riemenführer wirkt.

Die Lagerung der Spindel ist aus Fig. 802 deutlich erkennbar.

Der Spindelkasten *B* kann mittels einer Schraube am Ständer der Maschine lothrecht verschoben werden; zwei in Fig. 802 sichtbare Anschlagsschrauben begrenzen die Verschiebung. Die erstere Schraube kann unter Vermittlung eines Kegelradpaares und einer liegenden Welle mittels des Handrades *i* gedreht werden; sie ist von der stehenden Welle *h* aus selbstthätig zu drehen, unter Vermittlung des im Kasten *C*, Fig. 786, untergebrachten Räderwerks. Die Welle *h* erfährt ihre Drehung nahe ihrem unteren Ende durch Wurmrad und Wurm, und letzterer, welcher mit der Stufenrolle *k*, Fig. 803, auf gemeinsamer Welle sitzt, von der Stufenrolle *l* aus. Diese ist mit einer der Leitrollen *e* verbunden, wie aus Fig. 804 deutlich hervorgeht.

Man kann hiernach der stehenden Welle *h* 24 verschiedene Drehgeschwindigkeiten geben, und zwar beträgt die grösste minutliche Drehungszahl 60, die kleinste 2,1. Es bewegen sich die Verschiebungsgeschwindigkeiten des Spindelkastens ebenfalls in 24 Stufen zwischen 45 mm und 1,57 mm in der Minute.

Der Aufspanntisch *T* wird auf dem Querschlitten *D* mittels Wurm und Wurmrad von der lang genutheten Welle *m* aus gedreht, der Querschlitten *D* mittels der Schraube *n* verschoben. Das kann durch aufgesteckte Schlüssel mittels der Hand geschehen, aber auch selbstthätig von der Welle *h* aus. Es sitzt an dem Winkel *E* ein Kasten *o*, Fig. 802, welcher ein Kehrgetriebe umschliesst; dieses dreht die Welle *p* entweder rechts oder links herum, bezw. lässt sie in Ruhe, je nach Einstellung des Handhebels *g*, Fig. 806. Auf der Welle *p* sitzt ein Wurm, der eine Zwischenwelle dreht, und diese bethätigt durch am Stirnende des Querschlittens (Fig. 803, rechts) befindliche Räder die Schraube *n*. Es betragen die auf diesem Wege gewonnenen Verschiebungsgeschwindigkeiten des Querschlittens 60 bis 2,1 mm in der Minute. Der Weg des Querschlittens *D* wird auf folgende Weise begrenzt: An der Vorderseite des Schlittens ist eine Aufspan-Nuth angebracht, mittels welcher Frösche befestigt werden. Die Tasche *r*, in welcher der Wurm sich befindet und die der Welle *p* eine zweite Stütze bietet, ist um einen, in Fig. 802 geschnittenen Bolzen drehbar und hängt anderseits an einem — nicht gezeichneten — Haken. Hat der Querschlitten seinen Weg vollendet, so löst der betreffende Frosch den Haken (Fig. 400, S. 192) und die Tasche *r* senkt sich sofort so viel, dass der Wurm ausser Eingriff kommt. Es ist, um der Welle *p* die erforderliche Nachgiebigkeit zu verleihen, das im Kasten *o* angebrachte Lager von *p* aussen kugelförmig, wie Fig. 802 erkennen lässt. Die obere Fläche des Querschlittens *D* ist mit Aufspan-Nuthen versehen und dient als Aufspanfläche, wenn man den drehbaren Tisch nicht gebraucht. Daher ist *T* nebst zugehörigem Untersatz ohne Umstände von *D* fortzunehmen. Demgemäss muss auch der Antrieb der Welle *m* leicht fortzunehmen sein. Es wird *m* von der Zwischenwelle aus, welche *n* bethätigt, unter Vermittlung wegnehmbarer Zwischenräder gedreht.

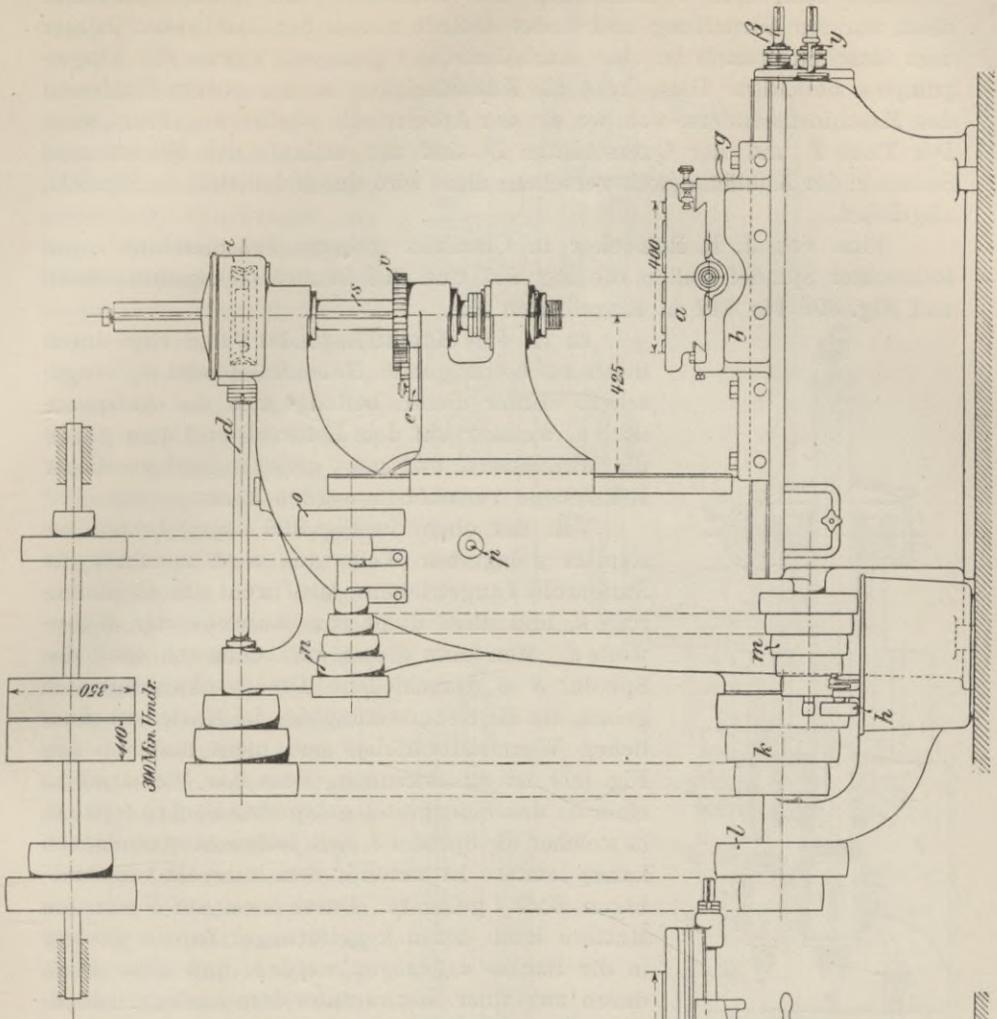


Fig. 807.

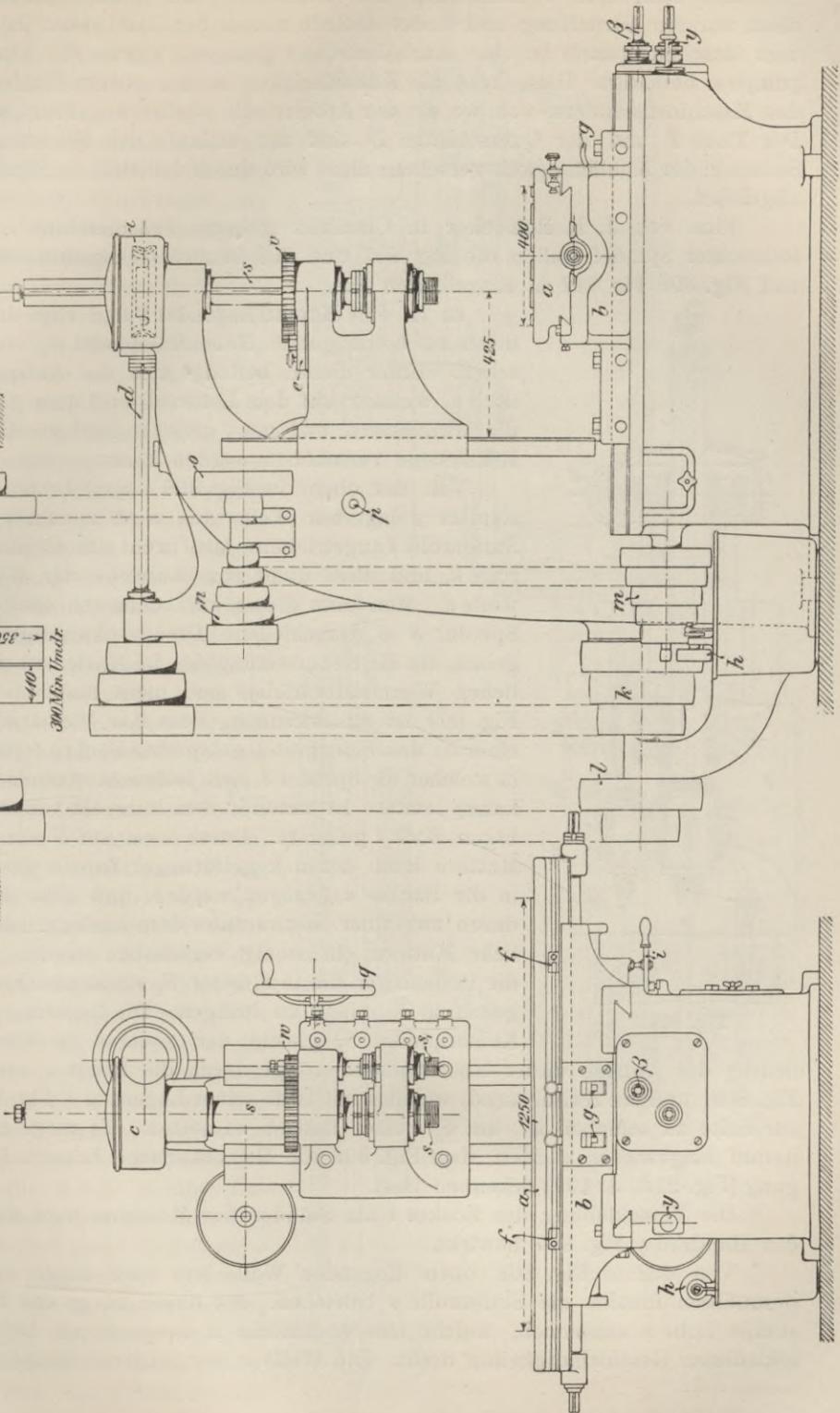


Fig. 808.

Die lothrechte Verschiebung des Winkels  $E$  am Maschinenständer dient nur zur Einstellung und findet deshalb mittels der Hand statt. Hinter dem Maschinengestell ist eine Kurbelscheibe  $t$  gelagert, welche die Flügelpumpe  $u$  bethätigt. Diese hebt die Kühlflüssigkeit in den oberen Hohlraum des Maschinenständers, von wo sie der Arbeitsstelle wieder zugeführt wird. Der Tisch  $T$  und der Querschlitzen  $D$  sind mit umlaufenden Rinnen zum Sammeln der Kühlflüssigkeit versehen; diese wird durch den Hahn  $v$ , Fig. 803, abgeleitet.

Eine von J. E. Reinecker in Chemnitz gebaute Fräsmaschine<sup>1)</sup> mit lothrechter Spindel stellen die Fig. 807 und 808 in zwei Gesamtansichten und Fig. 809 bis 812 in Einzelheiten dar.

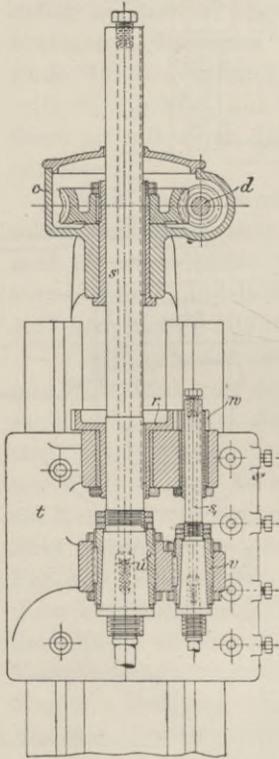


Fig. 809.

Es ist eine Hauptfrässpindel  $S$  und eine durch diese zu bethätigende Nebenfrässpindel  $S_1$  vorgesehen. Unter diesen befindet sich der Aufspanntisch  $a$ , welcher auf dem Bettchlitzen  $b$  quer gegen die Mittelebene, und mit  $b$  gleichlaufend zu dieser Mittelebene verschoben werden kann.

Von der oben, in Fig. 808 angegebenen, besonders gelagerten Welle aus wird zunächst die Stufenrolle  $l$  angetrieben. Mit  $l$  dreht sich die Stufenrolle  $k$ , und diese dient zum Antriebe der Wurmrolle  $d$ . Man kann dieser, und demnach auch der Spindel  $S$  6 verschiedene Drehgeschwindigkeiten geben, da die Uebersetzung des im Kasten  $c$  befindlichen Wurmradbetriebes sich nicht ändert. Aus Fig. 809 ist zu erkennen, dass das Wurmrad an einer im Maschinengestell gelagerten Büchse festsetzt, in welcher die Spindel  $S$  sich lothrecht verschieben kann; letztere ist unten in dem lothrecht verschiebbaren Bock  $t$  gelagert. Durch zwei auf  $S$  sitzende Muttern kann deren kegelförmiger Zapfen gehörig in die Büchse  $u$  gezogen werden, und diese kann durch zwei über, bezw. unter dem Ausleger befindliche Muttern ein wenig verschoben werden, um die Höhenlagen der in  $S$ , bezw.  $S_1$  steckenden Fräser genau in Einklang zu bringen. Die Lagerung der Nebenspindel  $S_1$  gleicht der ersteren im wesentlichen; der Antrieb dieser Nebenspindel erfolgt durch die Räder  $v$  und  $w$ , Fig. 809, und ein Zwischenrad, welches mit Hilfe seiner Lagerung  $e$ , Fig. 808, zur Seite zu schieben ist, um  $S_1$  ausser Betrieb zu setzen. Es möge noch darauf hingewiesen werden, dass Fig. 809 die Reinecker'sche Fräserbefestigung (Fig. 213, S. 109) erkennen lässt.

Die Verschiebung des Bockes  $t$  am Ständer der Maschine wird durch das Handrad  $q$  Fig. 807 bewirkt.

Von der in Fig. 808 oben liegenden Welle aus wird durch einen besonderen Riemen die Stufenrolle  $o$  betrieben. Mit dieser hängt die fünfstufige Rolle  $n$  zusammen, welche eine ebensolche  $m$  demnach mit 10 verschiedenen Geschwindigkeiten dreht. Die Welle  $x$  der letzteren Stufenrolle

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1897, S. 829, mit Abb.

betreibt nach Fig. 811 durch ein Kehrgetriebe die Querwelle  $z$ ; mittels des Knopfes  $y$  wird das Kehrgetriebe gesteuert. Es muss hier nun bemerkt werden, dass der obere Theil der Fig. 811 ein lothrechter Querschnitt, der unter der Welle  $a$  belegene Theil dagegen ein wagerechter Schnitt ist; die Welle  $z$  liegt wagerecht. Sie treibt durch ein Kegelradpaar zunächst die mitten unter der Bettplatte  $b$  liegende Welle  $a$ ; diese dreht einerseits die zur Verschiebung von  $b$  dienende Schraube  $\beta$ , und zwar durch Kegelrad- und Wurmradübersetzung (s. Fig. 811, rechts), andererseits eine um den Bolzen  $\gamma$  frei drehbare Büchse, die bestimmt ist, die Verschiebung des Aufspanntisches  $a$  auf der Bettplatte  $b$  zu bewirken. Nach dem Grundriss Fig. 812 enthält die um  $\gamma$  drehbare Büchse zwei Kegelräder, welche zwei auf Bolzen  $\varepsilon$  steckende Hülsen  $\delta$  drehen. Eine dieser Hülsen ist als Wurm, die andere als Hyperbelrad ausgebildet, beide können zum Betriebe der kurzen Schraube  $\psi$  Fig. 810 benutzt werden, welche in eine halbröhrenförmige lange Mutter des Schlittens  $a$  greift und diesen verschiebt. Der Wurm  $\delta$  dreht die Schraube  $\psi$  so, dass der Schlitten die für die Arbeit richtige Geschwindigkeit hat, das Hyperbelrad dreht die Schraube  $\psi$  in umgekehrter Richtung und bewirkt dadurch den raschen Rückgang des Aufspanntisches  $a$ . Die Bolzen  $\varepsilon$ , Fig. 812, um welche sich die beiden  $\delta$  drehen, schwingen

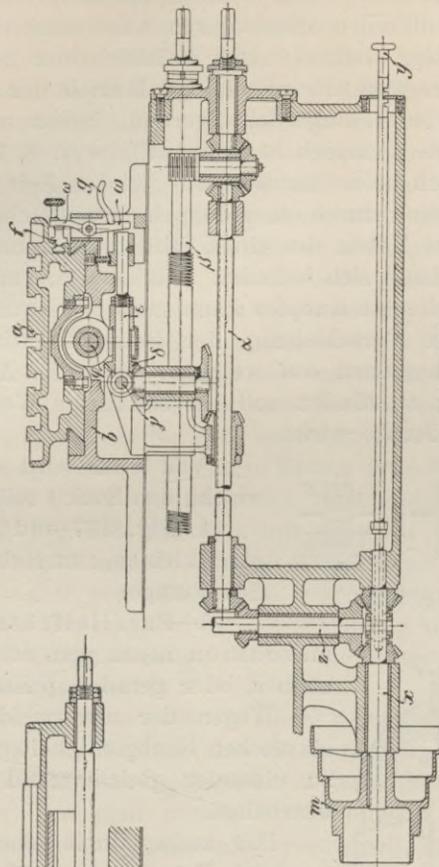


Fig. 811.

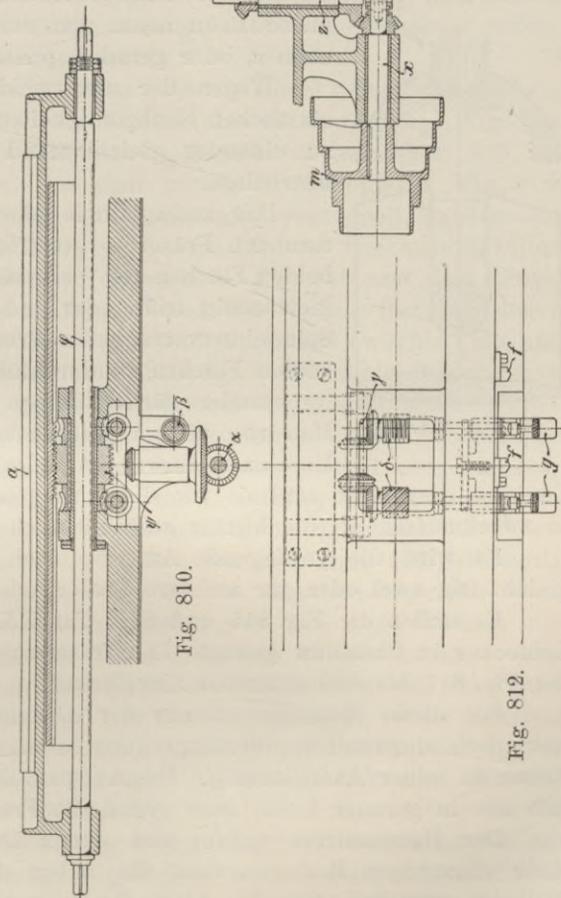


Fig. 810.

Fig. 812.

um den Bolzen  $\gamma$  und werden an ihrem freien Ende durch Haken  $\omega$  getragen. Werden diese durch an  $a$  einstellbare Frösche ausgelöst, so fällt der betr. Bolzen unter Beihilfe einer Schraubenfeder rasch so viel nach unten, dass der zugehörige Betrieb der kurzen Schraube  $\psi$  aufhört; er kann wieder eingerückt werden, indem man den betr. Stift  $\varepsilon$  mittels des Lappens  $g$  emporhebt (vergl. Fig. 402, S. 194). Um zu verhüten, dass versehentlich beide Antriebe zu gleicher Zeit eingerückt werden, sind die beiden Bolzen  $\varepsilon$  durch einen doppelarmigen Hebel überlagert (vergl. Fig. 812), welcher das Heben des einen Stiftes nur dann gestattet, wenn der andere in tiefster Lage sich befindet. Mittels des, am oberen Ende jedes Hakens  $\omega$  sich vorfindenden Knopfes kann man den Betrieb jederzeit ausrücken. Die selbstthätige Verschiebung der Bettplatte wird durch den Handhebel  $i$ , Fig. 807, begrenzt, auf welchen, wenn die Auslösung des betr. Betriebes selbstthätig stattfinden soll, in bekannter Weise eine mit zwei Stellringen versehene Stange wirkt.

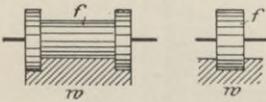


Fig. 813.

Von  $z$  aus wird weiter die Schraube gedreht, welche den Bock  $t$  selbstthätig zu verschieben hat.  $h$ , Fig. 807 und 808, bezeichnet den Antrieb einer kleinen, zum Heben der Kühlflüssigkeit dienenden Pumpe.

b) Parallelfräsmaschinen, auch Langfräsmaschinen nennt man solche, die nur zum Erzeugen ebener, oder gerader, prismatischer Flächen dienen.

Wegen der unvermeidlichen Ungenauigkeiten und elastischen Nachgiebigkeiten sucht man Flächen, welche zu einander gleichlaufend sein sollen, gemeinsam zu bearbeiten.

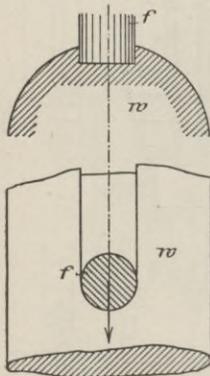


Fig. 814.

Das kann mittels eines Fräasers geschehen, indem man den Fräser so gestaltet, dass er nach Fig. 813 die beiden Flächen des Werkstücks  $w$  von aussen oder innen gleichzeitig trifft, oder, indem man einen frei aus seiner Spindel hervorragenden Fräser  $f$ , Fig. 814, zwischen den beiden Flächen hindurchführt. Letzteres Verfahren ist insbesondere für Keilnuthen und Keillöcher im Gebrauch. Man kann diese Verfahren bei den bereits beschriebenen Maschinen anwenden. Da diese aber auch anderen

Zwecken dienen, so sind sie für die vorliegende besondere Aufgabe nicht so zweckmässig, als die hierfür ausschliesslich gebauten.

Es wird die vorliegende Aufgabe auch dadurch gelöst, dass man gleichzeitig zwei oder gar mehrere Fräser arbeiten lässt.

Es stellen die Fig. 815 und 816, Taf. XXXIX, eine grosse, von J. E. Reinecker in Chemnitz gebaute Langfräsmaschine in zwei Ansichten dar, die Fig. 817 bis 820 erläutern Einzelheiten.

Bei dieser Maschine ist nur der Abstand zwischen Fräser und Aufspanntisch einzustellen, allerdings auch, aber nur in geringem Grade, der Fräser in seiner Axenrichtung. Der Aufspanntisch nebst Werkstück bewegt sich nur in gerader Linie, quer gegen die Fräseraxe.

Der Hauptantrieb erfolgt von einem Deckenvorgelege aus mittels einer vierstufigen Rolle so, dass die neben dem Maschinenbett gelagerte Welle  $a$  minutlich 400 bis 1100 Drehungen macht.  $a$  überträgt ihre

Drehungen auf die langgenuthete, lothrechte Welle *b*, welche durch Kegelräder das am Spindelkasten *A* gelagerte Stirnrad *c* dreht, und dieses greift in das an der Hauptspindel feste Stirnrad *d*. Fig. 817 lässt die Lagerung dieser Hauptspindel *S* deutlich erkennen; es ist ihr linksseitiges Ende in der Nabe des Rades *d* frei verschiebbar, während das andere, im Lager kegelförmig gestaltete, durch die Lagerbüchse *e* — rechts durch ein Ball-Lager — an jeder eigenmächtigen Verschiebung gehindert wird. Es kann die Lagerbüchse *e* durch die Muttern *f* ein wenig verschoben werden, um den Fräser dem Werkstück gegenüber in die genau richtige Lage zu bringen. Ist der Fräser lang oder befindet sich derselbe in einiger Entfernung vom Lager *e*, so wird der Fräterspindel *g* in *i* eine zweite Stützung geboten. Die Lagerbüchse *i* kann mittels des Handrades *h* verschoben werden. Den Spindelkasten *A* vermag man durch die lothrechte Schraube *k* bzw. durch eine auf *m*, Fig. 815 und 816 gesteckte Kurbel am Bock *B*, den Lagerkörper *C* mittels der Hand am Bock *B*<sub>1</sub> lothrecht zu verschieben; über Rollen gelegte, mit Gegengewichten behaftete Ketten erleichtern diese Verschiebungen. Damit *A* und *C* sich genau gleich verschieben, sind sie durch den kräftigen Bolzen *l*, Fig. 815 und 816, mit einander verbunden. Es sind überdem an den Böcken *B* und *B*<sub>1</sub> genaue Maassstäbe verzeichnet und sowohl an *A* als auch an *C* gegenüber dem zugehörigen Maassstab ein Nonius angebracht, um die Genauigkeit der Verschiebung überwachen zu können. Nachdem *A* und *C* die richtige Höhenlage erhalten haben, werden sie an den Böcken festgeschraubt.

Die Bewegung des Aufspanntisches geht von einem besonderen Deckenvorgelege mit fünfstufiger Rolle aus. Es dreht sich die Stufenrolle *o*, Fig. 818, deren Welle neben dem Maschinenbett gelagert ist, minutlich 335 bis 1125 mal. Durch Stufenräder, die man mittels des Knopfes *p*, Fig. 818, steuert, wird die Zahl der Geschwindigkeitsstufen verdoppelt, so dass der im Maschinenbett gelagerten Welle *q* 10 verschiedene Geschwindigkeiten gegeben werden können. Aus dem Querschnitt Fig. 819 und dem Längsschnitt Fig. 820 sieht man nun ferner, dass die Welle *q* ihre Drehungen entweder durch ein Kegelradpaar, Wurm und Wurmrad, Zwischenwelle und Stirnradpaar auf die kurze Schraube *r* überträgt, oder unmittelbarer durch Stirnräder. Die Schraube *r* greift — wie bei der S. 429 beschriebenen Maschine — in eine halbröhrenförmige am Aufspanntisch feste lange Mutter *t* und verschiebt demgemäss den Aufspanntisch, und zwar langsam, in 10 verschiedenen Geschwindigkeiten bei Benutzung der Wurmradübersetzung, wenn der Fräser arbeitet, rasch, bei dem Betrieb durch Stirnräder, für den Rückgang. Nur einer der beiden Betriebe kann zur Zeit thätig sein. Es hängt die Wurmlagerung, wie die des Zwischen-Stirnrades je an einem Haken *u*, Fig. 819, welche entweder durch, am Aufspanntisch einstellbare Frösche oder mittels der Hand ausgelöst werden können. Man vermag die Schraube *r* mittels der Hand durch eine auf das Vierkant *v* Fig. 815 gesteckte zu Kurbel drehen. Der Tisch der Maschine ist um 3000 mm selbstthätig zu verschieben; der kleinste Abstand der Fräsermitte von der Oberfläche des Tisches beträgt 125 mm, der grösste 500 mm und die Weite zwischen den Ständern 700 mm.

J. E. Reinecker nimmt an, dass durch elastische Verdrehungen der Fräserwellen erhebliche Zitterungen im Schnitt fühlbar werden können, und empfiehlt daher für längere Fräser zweiseitigen Antrieb, wie Fig. 820 und

821 darstellen. An jeder Seite des Aufspanntisches befindet sich eine angetriebene Spindel, der Antrieb ist für beide Spindeln der gleiche. Die Einrichtung welche dem Verschieben des Aufspanntisches dient, unterscheidet sich nicht von der vorhin beschriebenen. Abweichend von letzterer

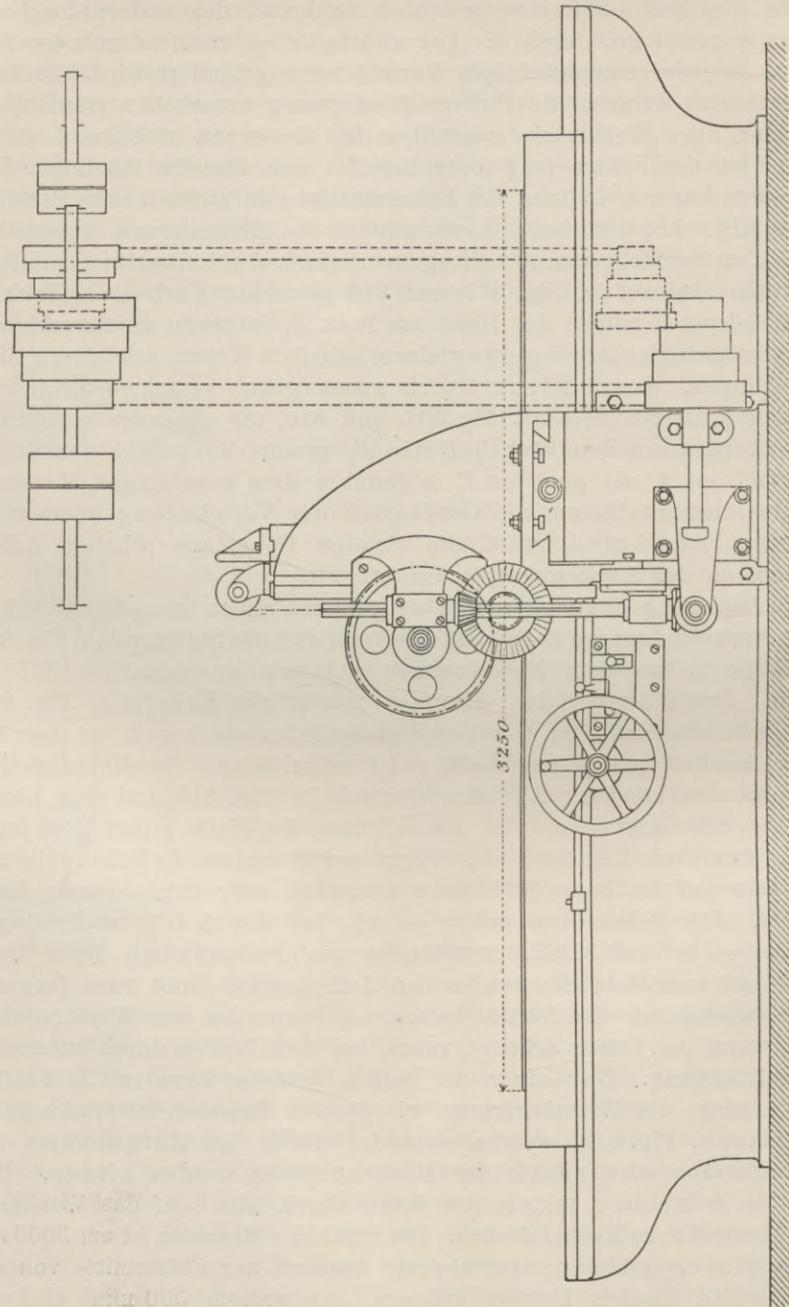


Fig. 820.

sind die Ständer in der Längsrichtung der Fräterspindel zu verstellen, so dass der Abstand der einander gegenüber liegenden Spindelköpfe z. B. zwischen 330 und 900 mm gewählt werden kann. Die Maschine, welche Fig. 820 u. 821 darstellen, enthält einen Aufspanntisch von 3250 mm Länge und 600 mm Breite,

wobei die Wasserrinne nicht eingerechnet ist. Der Tisch ist um 3000 mm selbstthätig zu verschieben und die Höhe der Fräsermitte über dem Aufspanntisch zwischen 125 und 650 mm einzustellen.

Bei Nuthen- oder Langloch-Fräsmaschinen muss der Fräser an jedem Hubende in seiner Axenrichtung um die Spanbreite verschoben werden. Es hat der Fräser eine kurze Zeit als Bohrer zu wirken, um sich für sein Vordringen in der Axenrichtung den Weg zu bahnen. Man wird für selbstverständlich halten, dass während dieses Vordringens des als Bohrer wirkenden Fräasers eine Querverschiebung unterbleibt. Allein es giebt wenige Keilochfräsmaschinen, welche dieser Forderung genügen, fast immer wird die Verschiebung in der Längsrichtung des zu erzeugenden Keiloches oder der Nuth benutzt, um am Hubende die Fräserverschiebung in dessen Axenrichtung durch ein Sperrwerk zu verrichten.<sup>1)</sup> Es kann daher

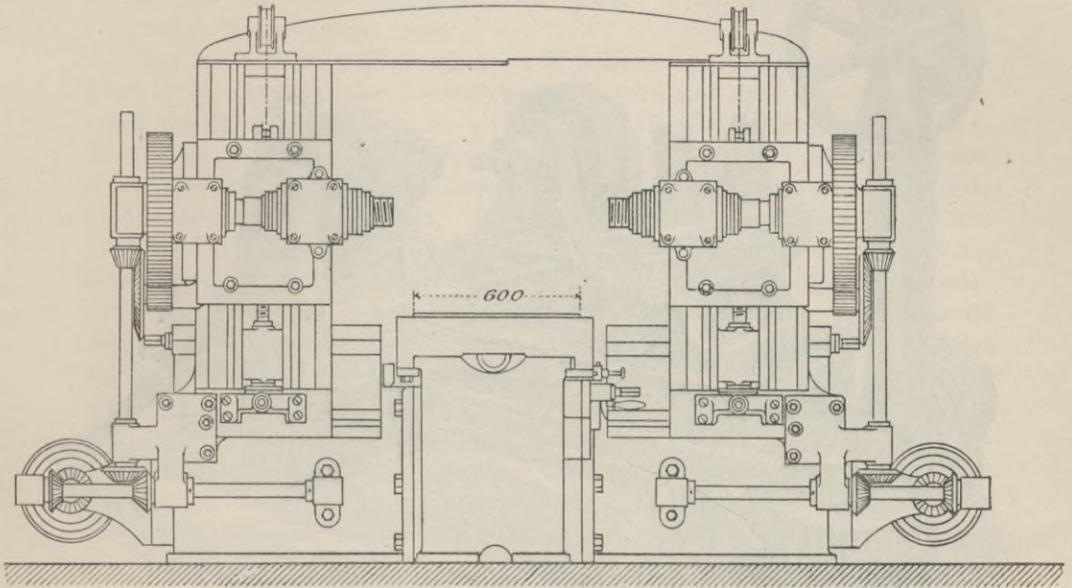


Fig. 821.

diese letztere Verschiebung nur klein sein, sie beträgt zuweilen nur  $\frac{1}{2}$  mm und weniger. Wenn man dagegen die am Hubende vorzunehmende Zuschiebung des Fräasers derartig von der Verschiebung in der Längsrichtung der Nuth unabhängig macht, dass letztere so lange ruht, bis der Fräser um den Betrag der neuen Spanbreite — der Dicke der nunmehr abzunehmenden Schicht — eingedrungen ist, so ist möglich, sofern die Maschine stark genug gebaut ist, diese Schichtdicke bis zu 6 mm zu wählen.

Die Verschiebung in der Nuthenrichtung erfolgt theils durch eine Kurbel, bezw. Kurbelscheibe, theils durch Schraube, bezw. Zahnstange und Rad. Ersteres Verfahren veranlasst wohl, die Kurbelscheibe durch elliptische Räder anzutreiben, um die Verschiebungsgeschwindigkeit einigermaßen gleichförmig zu machen.

<sup>1)</sup> Vergl. Grafenstaden, Dingl. polyt. Journ. 1875, Bd. 216, S. 301. Oerlikon, Dingl. polyt. Journ. 1879, Bd. 233, S. 102. Hülse & Co., Engineering, Juni 1885, S. 692. Weber, D. R.-P. No. 88469. Harrison, Engineering, Juli 1896, S. 59.

Beispiele sind die oben angezogenen Maschinen der Grafenstadener Werkzeugmaschinenfabrik und von Hülse & Co.

Letztere stellt das Schaubild Fig. 823 dar. Es enthält die Maschine zwei einander gegenüber befindliche Spindelstöcke mit liegenden Spindeln; letztere arbeiten gleichzeitig, wenn es sich um das Erzeugen eines Keil- loches oder — zufällig — zweier einander genau gegenüber liegender Nuthen handelt. Die Bettplatte, auf welcher die beiden Spindelstöcke sich befinden, wird — wie an der linken Seite des Bildes erkannt werden kann — durch eine Kurbelscheibe und Lenkstange hin und her geschoben. Der Antrieb der Kurbelscheibe erfolgt durch elliptische Räder, von denen das vordere durch Wurmrad und Wurm von einer 7stufigen Riemenrolle aus

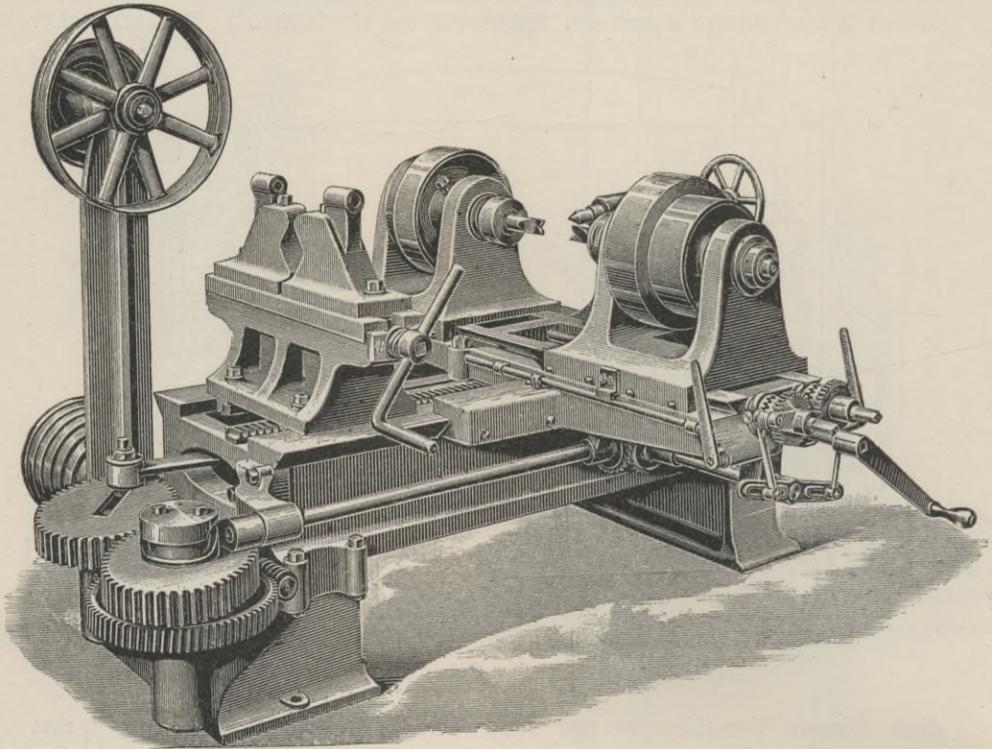


Fig. 823.

gedreht wird. Die grosse Zahl der Stufen ist für diesen Antrieb erforderlich, um den wechselnden Hublängen der Kurbel sich einigermaßen anpassen zu können (S. 189). Die vor der Kurbelscheibe befindliche, von dem Wurm und Wurmrad unmittelbar angetriebene stehende Welle enthält über dem elliptischen Rade eine Nabe mit krummer Nuth (S. 213), von welcher aus, wie leicht verfolgbar, die rechts vorn in dem Bilde erkennbaren Schaltwerke angetrieben werden. Es drehen sich die beiden, im Vordergrund sichtbaren Räder lose um die betreffenden Schraubenspindeln, werden aber durch Klauenkupplungen mit ihnen verbunden. Auf die verschiebbaren Theile dieser Klauenkupplungen wirken Handhebel; aber auch zwei Steuerstangen — von denen eine diesseits des vorderen Spindelstockes zu sehen ist — dienen zum Ausrücken der Kupplungen, indem sie

durch die Spindelstöcke verschoben werden, sobald die Fräser auf die verlangte Tiefe vorgedrungen sind.

Droop & Rein in Bielefeld legen, nach Fig. 824, 825 u. 826, Taf. XXXX, die Fräterspindel lothrecht und begnügen sich mit einer solchen.

Es ist die Lagerung der Fräterspindel *A* aus dem Schnitt Fig. 825 ohne weiteres zu erkennen; ebenso ihr Antrieb durch doppeltes Räder-vorgelege, über die Trommel *B*, die Leitrollen *a* und *b* und die hinter der Maschine liegende Trommel *C* gelegten Riemen. Die letztere Trommel ist in Fig. 824 durch gestrichelte Linien angegeben; dort ist auch zu sehen, dass auf der zugehörigen Welle eine vierstufige Antriebsrolle sitzt. Man kann sonach dem Fräser 8 verschiedene Drehgeschwindigkeiten geben, deren grösste zur kleinsten sich etwa wie 21 zu 1 verhält. Mit der Trommel *C* sitzt auf derselben unten liegenden Welle eine kleine 4stufige Riemrolle *d*, von der aus die Verschiebung des Fräasers in der Richtung der zu erzeugenden Nuth bewirkt wird.

Der Spindelkasten *D* ist am Bock *E* lothrecht verschiebbar; das Gegengewicht *F* erleichtert das Verschieben. *E* wird auf dem Ständer *S* wagerecht verschoben und zwar bis zu 500 mm. Die Werkstücke sind auf dem Tisch *T* zu befestigen, durch Verschieben mit diesem Tisch auf dem Winkel *G* wagerecht, und durch Verschieben dieses Winkels am Ständer *S* in lothrechter Richtung einzustellen. Während der Arbeit ruht das Werkstück.

Die Verschiebung des Bockes *E* auf dem Ständer *S* bewirkt nun die Schraube *e*. Es sitzt auf ihr die Scheibe *f* fest; diese ist mit einem halbkreisförmigen Schlitz versehen, in welchen eine in dem Rade *g* festsitzende Büchse greift und gleichsam als Mitnehmerstift wirkt, sobald sie gegen das Ende des Schlitzes stösst. In das 68 Zähne enthaltende Rad *g* greift ein solches mit 17 Zähnen (Fig. 824), und an der Welle dieses Rades sitzt ein Wurmrad mit 48 Zähnen (Fig. 825), in welches ein auf liegender Welle befestigter zweigängiger Wurm greift. Dieser wird durch ein Kehrgetriebe gedreht, welches besteht aus: einem an letztgenannter Welle festen Kegelrad mit 60 Zähnen, zwei auf der Welle *i* frei drehbaren Kegelrädern mit 33 Zähnen und endlich einem, auf der Welle *i* nur verschiebbaren Kuppelstück, welches das eine oder andere oder keins der beiden Kegelräder mit der Welle *i* verbindet. An *i* sitzt die von der Stufenrolle *d* aus angetriebene Stufenrolle *k*. An dem Bock *E* ist eine Schiene *H* befestigt, an welcher zwei Frösche *l* geklemmt werden. Bewegt sich nun z. B. bei der in Fig. 824 angenommenen Stellung der Bock *E* nach links, so stösst nach einiger Zeit der rechts belegene Frosch gegen das obere Ende des doppelarmigen Hebels *J*, bewegt das auf *i* verschiebbare Kuppelstück nach rechts und rückt damit den bisherigen Betrieb aus. Das untere keilförmige Ende des Hebels *J* hat dabei den in der Hülse *L* verschiebbaren federnden Stift zurückgedrängt, die lebendige Kraft der bisher bewegten Theile reicht aus, um *J* über den Scheitel des federnden Stiftes hinweg zu bewegen, und dieser dreht, nach oben schnellend, den Hebel so viel weiter, dass das Kuppelstück das rechts belegene Kegelrad mit *i* verbindet, also die entgegengesetzte Drehung des Rades *g* eintritt. Der an *g* feste, vorhin genannte Mitnehmerstift kann seine Drehbewegung zunächst noch nicht auf die Scheibe *f* übertragen, muss vielmehr zuvor den halbkreisförmigen Schlitz von *f* durchschreiten; während der Zeit, welche dieser Weg erfordert, ruht also die Schraube *e*. Diese Pause wird in folgender Weise zum Tiefersenk-

des Langlochbohrers benutzt. Es steckt auf der Nabe von *g* frei drehbar das Zahnrad *m*, Fig. 824; dasselbe ist rechts mit Kuppelzähnen versehen, in welche ein im wiederholt genannten Mitnehmerstift befindlicher Riegel unter dem Einfluss einer Feder greift, wenn dieser Riegel nicht besonders zurückgehalten wird. Er nimmt das Rad *m* mit, dreht dadurch das Rad *n*, die langgenuthete Welle *o* und die Kurbelscheibe *p*. Sobald aber der im halbkreisförmigen Schlitz des Rades *g* sich bewegende Stift das Ende dieses Schlitzes erreicht hat, stösst die untere, etwa kegelförmige Fläche des an dem genannten Riegel festen Knopfes *h* gegen einen — in der Zeichnung nicht angegebenen — Vorsprung des Rades *g* und bewirkt damit das Zurückziehen des Riegels, so dass nunmehr *m* ruht, während die neue Drehung der Schraube *e* beginnt. Es sind nun — wie die Zeichnung ergibt — die

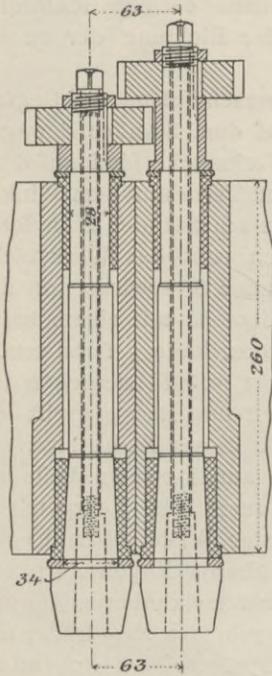


Fig. 827.

Verhältnisse so gewählt, dass die Kurbelscheibe *p* während der Ruhepause der Schraube *e* eine volle Drehung macht, so dass die Schaltklinke *q* zunächst das Schaltrad und dessen Welle *r* dreht und sodann sich in ihre Anfangsstellung zurückbewegt. Sonach kann das Maass des Schaltens an der Kurbelscheibe *p* eingestellt werden. Die Welle *r* dreht durch ein Kegelpaar die zum lothrechten Verschieben des Spindelkastens *D* dienende Schraube.

Diese vorzügliche Schaltungsart des Langlochbohrers, welche gestattet, ihn an jedem Hubende beträchtlich tief eindringen zu lassen, und doch reine Endflächen der Nuth oder des Keilloches liefert, ist, was hervorgehoben zu werden verdient, zunächst von Ernst Rein, dem Theilhaber der genannten Firma, angewendet. Für Hobelmaschinen hat man Aehnliches in anderer Form schon früher angestrebt (vergl. S. 215).

Fig. 826 zeigt noch, wie die Leitrolle *b* schief einzustellen ist, und dass die Leitrolle *a* gleichzeitig als Spannrolle für den Treibriemen benutzt wird.

Auch für das Erzeugen der Keilnuthen im Innern der Radnaben verwendet man Fräser, doch wird bisher hiervon so wenig Gebrauch gemacht,

dass für die Zwecke des vorliegenden Buches die Angabe der unten verzeichneten Quellen<sup>1)</sup> genügen dürfte.

Zu einander genau gleichlaufende Flächen entstehen auch, wenn man zwei Fräser neben einander legt und sie an den beiden Flächen gleichzeitig arbeiten lässt. Hiervon wird häufig bei Fräsmaschinen mit lothrechten Spindeln — also einseitig gelagerten Fräsern — Gebrauch gemacht. Es ist selbstverständlich, dass man den Abstand der Fräseraxen, und zwar durch Verschieben der Spindellager, einstellen kann; insbesondere gewinnt die Maschine, wenn sie die Möglichkeit bietet, die beiden Fräser bei Bedarf einander sehr nahe zu bringen.

Beaman & Smith in Providence, R. J., haben nach Fig. 827 die Lagerungen und den Antrieb der Spindeln so angeordnet, dass, obgleich die

<sup>1)</sup> American Mach. 21. Febr. 1895, S. 141, mit Abb. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1895, S. 1499, mit Abb. D. R.-P. No. 78953.

letzteren im Hauptlager 34 mm messen, der Abstand ihrer Axen auf 63 mm eingestellt werden kann.

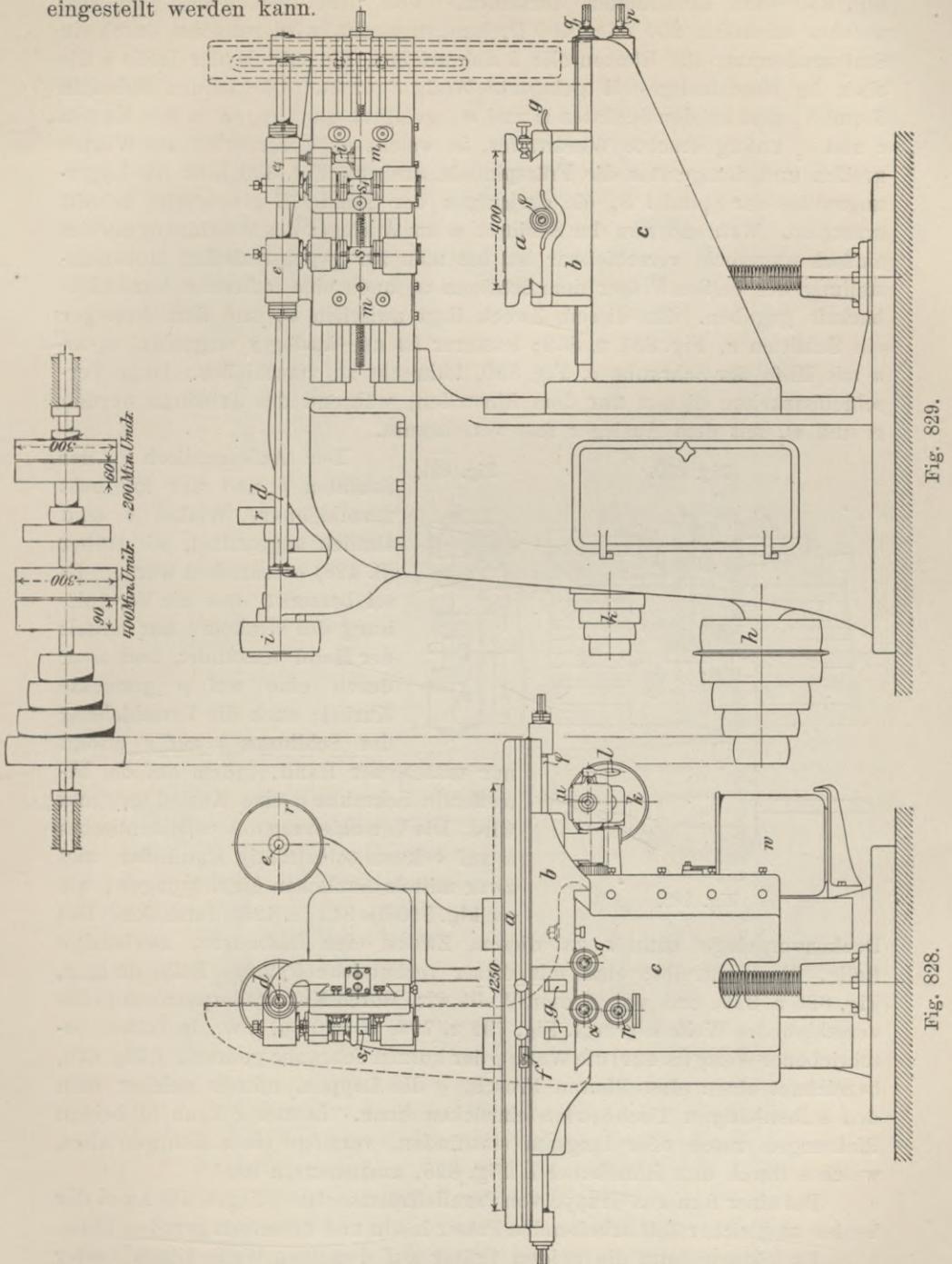


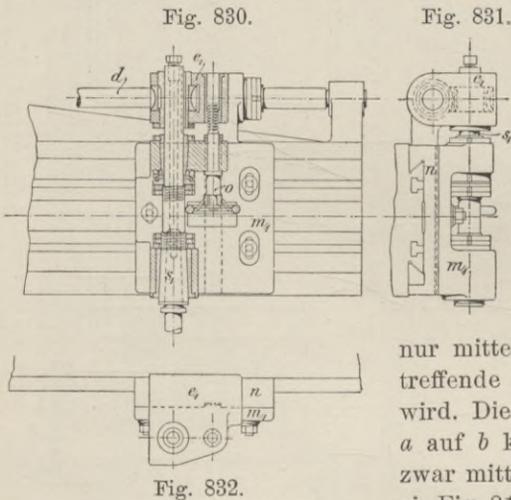
Fig. 829.

Fig. 828.

Abbildungen und Beschreibungen solcher zweispindligen Fräsmaschinen finden sich an den unten<sup>1)</sup> angegebenen Stellen; von der Reinecker'schen

<sup>1)</sup> Droop & Rein, Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen. 1896, S. 1335, mit Abb. J. E. Reinecker, Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1897, S. 830, mit Abb.

Maschine ist Fig. 828 eine Vorder-, Fig. 829 eine Seitenansicht, während Fig. 830—832 Einzelheiten darstellen. Von dem Deckenvorgelege aus, welches minutlich 200 oder 400 Drehungen macht, wird zunächst durch ein Stufenrollenpaar die Riemenrolle  $h$  angetrieben, die mittels der Rolle  $i$  die oben im Maschinengestell gelagerte Welle  $d$  dreht. Die beiden Spindeln  $S$  und  $S_1$  sind an den Schlitten  $m$  und  $m_1$  gelagert und tragen in den Kästen  $e$  und  $e_1$  untergebrachte Wurmräder, in welche an  $d$  verschiebbare Wurme greifen und demgemäß die Frässpindeln drehen. Fig. 830 lässt die Lagerungsweise der Spindel  $S_1$  die derjenigen der Spindel  $S$  gleich, im Schnitt erkennen. Während nun der Schlitten  $m$  am Ausleger des Maschinengestelles einfach wagerecht verschiebbar ist, hat man zur gegensätzlichen Höheneinstellung der beiden Fräser dem Schlitten  $m_1$  auch eine lothrechte Verschiebbarkeit gegeben. Zu diesem Zweck liegt zwischen  $m_1$  und dem Ausleger ein Schlitten  $n$ , Fig. 831 u. 832; letzterer ist am Ausleger wagrecht,  $m_1$  an  $n$  mit Hilfe der Schraube  $o$ , Fig. 830, lothrecht zu verschieben. Diese Verschiebbarkeiten dienen nur dem Einstellen; während des Arbeitens werden  $m$  und  $m_1$  mit dem Ausleger fest verschraubt.



Der Aufspanntisch  $a$ , der Schlitten  $b$  und der lothrecht verschiebbare Winkel  $c$  sind ähnlich angeordnet, wie früher (S. 428) beschrieben wurde. Es sei bemerkt, dass die Verschiebung des Winkels  $c$  nur mittels der Hand stattfindet, und zwar durch eine auf  $p$  gesteckte Kurbel; auch die Verschiebung des Schlittens  $b$  auf  $c$  erfolgt nur mittels der Hand, indem auf die betreffende Schraube  $q$  eine Kurbel gesteckt wird. Die Verschiebung des Aufspanntisches  $a$  auf  $b$  kann selbstthätig stattfinden, und zwar mittels ähnlicher Einrichtungen, wie sie Fig. 810 bis 812 (S. 429) darstellen. Das

Deckenvorgelege enthält zu diesem Zweck eine besondere, zweistufige Rolle, die  $r$  antreibt; eine mit dieser verbundene 5stufige Rolle dreht  $k$ , Fig. 828 u. 829, und von dessen Welle wird durch Kegelräderpaare und eine verschiebbare Welle  $n$  (vergl. Fig. 792 u. 793, S. 420) u. s. w., in früher beschriebener Weise (S. 429) die Welle  $p$  der kurzen Schraube gedreht.  $f$ , Fig. 828, bezeichnet einen einstellbaren Frosch,  $g$  die Lappen, mittels welcher man den selbstthätigen Tischbetrieb einrücken kann. Letzterer kann in beiden Richtungen rasch oder langsam stattfinden, vermöge eines Kehrgetriebes, welches durch den Handhebel  $l$ , Fig. 828, umzusteuern ist.

Bei einer ferneren Gruppe von Parallelfräsmaschinen liegen die Axen der beiden zu gleicher Zeit arbeitenden Fräser in ein und derselben geraden Linie.

Es können dann die beiden Fräser auf derselben Welle sitzen<sup>1)</sup> oder auf von einander unabhängigen Wellen befestigt sein.

<sup>1)</sup> Für sechskantige Muttern: Dingl. polyt. Journ. 1888, Bd. 255, S. 503, mit Abb. Für gusseiserne Heizkörperglieder: Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1882, S. 1460, mit Abb.

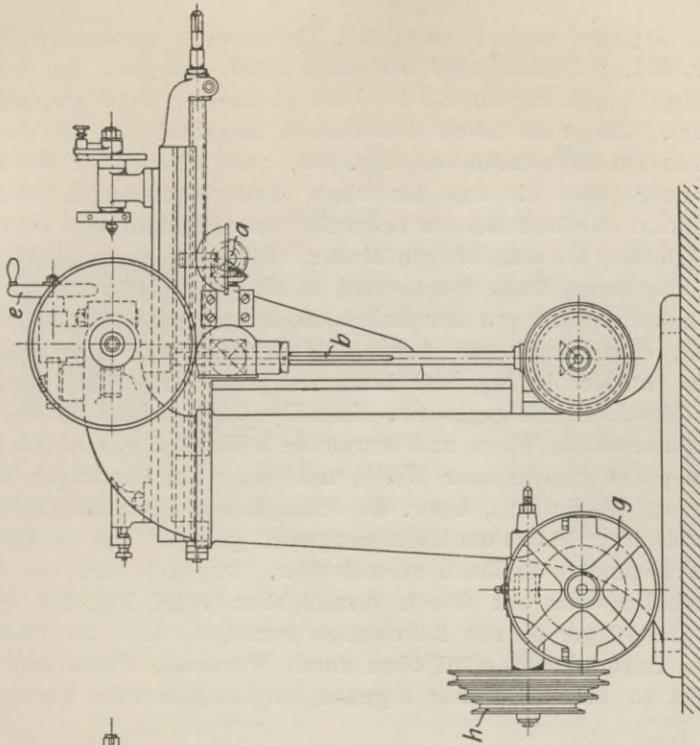


Fig. 834.

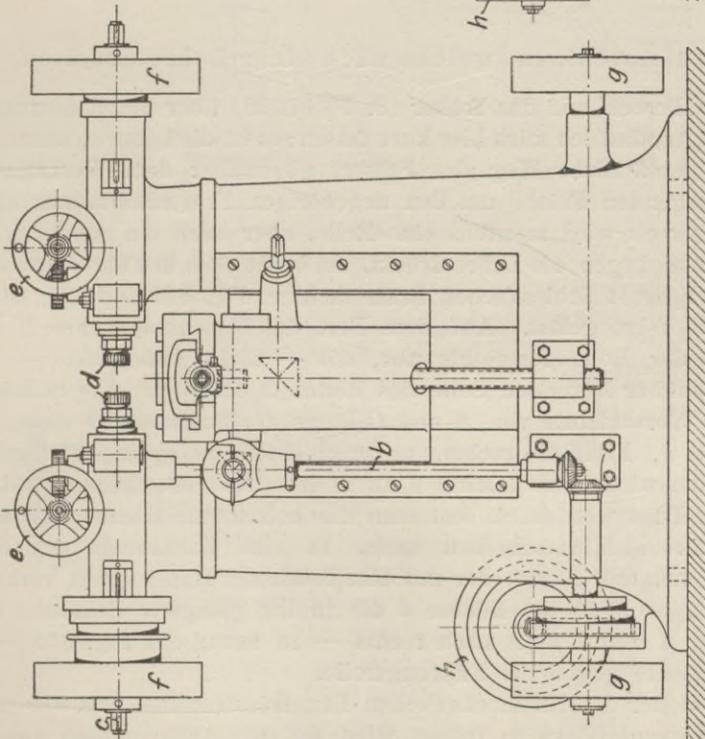


Fig. 833.

Ein Beispiel für letztere Anordnung ist die Ansatzfräsmaschine für Muttern, Bolzenköpfe, Hahngehäuse u. s. w., welche die Fig. 833 und 834<sup>1)</sup> darstellen. Es werden die Werkstücke entweder zwischen die Spitzen

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1896, S. 1337, mit Abb.

eines kleinen Reitstockes und eines mit Theilscheibe versehenen Spindelstockes, Fig. 834, gespannt, oder auf einen Dorn gesteckt, der lothrecht auf dem Aufspanntisch angebracht ist, oder in anderer Weise am Aufspanntisch befestigt. Dieser ist durch Handkurbel, Kegelradpaar und stehende Schraube lothrecht zu verschieben, Fig. 833, und mittels der Hand oder selbstthätig quer gegen die Axe der Fräser. Ersteres geschieht, indem man auf das Vierkant der betreffenden Schraube eine Handkurbel steckt, letzteres durch Drehen der zugehörigen Mutter. Diese ist aussen als Wurmrad ausgebildet, der eingreifende Wurm wird durch zwei Wellen und zwei verdeckte Winkelräderpaare von der stehenden, lang genutheten Welle *b* aus gedreht, und diese durch ein ferneres Winkelräderpaar und dreistufige Riemenrollen von der in Fig. 833 links belegenen Frässpindel aus. Der Antrieb der Maschine erfolgt — von einer Dynamomaschine aus — durch eine Stufenschnurrolle *h*, Wurm und Wurmrad; letzteres sitzt mit den beiden Riemenrollen *g* auf gemeinsamer Welle, und von *g* aus übertragen Riemen die Drehung auf die Rollen *f*, bzw. die Frässpindeln. Es sind die Riemenrollen *f* mittels ihrer Naben am Maschinengestell gelagert und die Schwanzenden der Frässpindeln in ihnen verschiebbar. Dagegen sind die Hauptlager der Spindeln nur mit diesen verschiebbar (vergl. Fig. 766, S. 400).

Jedes Hauptlager ist mit Zahnstange versehen, und die Welle des eingreifenden Stirnrädchens wird oben durch Wurmrad, Wurm und Handrad *e* gedreht, so dass die Fräser *d* genau eingestellt werden können.

#### γ. Fräsmaschinen, welche nach einer Lehre arbeiten.

Unter Hinweis auf das früher (S. 90 bis 92) über die Benutzung von Lehren Gesagte, darf ich mich hier kurz fassen: es ist die Lehre so anzuordnen, dass der gegensätzliche Weg des Fräasers gegenüber dem Werkstück von der zu erzeugenden Fläche um den zugehörigen Fräserhalbmesser absteht. Zu diesem Zweck wird meistens eine Rolle, aber auch ein runder Stift benutzt, die man gegen die Lehre drückt, um beide stets in Fühlung zu halten.

Bei der Ernst Schiess'schen Fräsmaschine, Fig. 835 und 836, ist diese Aufgabe wie folgt gelöst. Auf dem Bett des Maschinenbockes *B* ist die Lagerung *b* der Rolle festgeschraubt, die — nicht gezeichnete — Lehre an der gegenüber liegenden Seite des Bettes *C* befestigt. Die Schraube *a*, welche zum Verschieben von *A* und *C* längs des Schlittens *B* dient, ist in einer Büchse *d*, Fig. 835 rechts, unverschieblich gelagert. Für gewöhnliche Arbeiten wird diese Büchse *d* an ihrem Orte festgehalten; soll nach der Lehre gefräst werden, so löst man die betreffende Klemmung, so dass *a* in ihrer Axe sich verschieben kann. In eine Zahnstange der Büchse greift ein verzahnter Bogen, der mit dem belasteten Hebel *e* fest verbunden ist. Demgemäss zieht die Büchse *d* die in ihr gelagerte Schraube *a* und die Schlitten *A* und *C* stets nach rechts — in Bezug auf Fig. 835 — und drückt die Lehre gegen die Führungsrolle.

Um auf der J. E. Reinecker'schen Langfräsmaschine, Fig. 815 u. 816, Taf. XXXIX, nach Lehre zu fräsen, wird auf dem Aufspanntisch die — gestrichelt gezeichnete — Lehre *L* befestigt und der Spindelkasten von der ihn tragenden Schraube gelöst, so dass er mittels der an ihm gelagerten Rolle *R* auf dem Rande der Lehre *L* ruht. Das — ebenfalls gestrichelt gezeichnete — Gewicht *Q* dient, unter Vermittlung eines Hebels, zur entsprechenden Be-

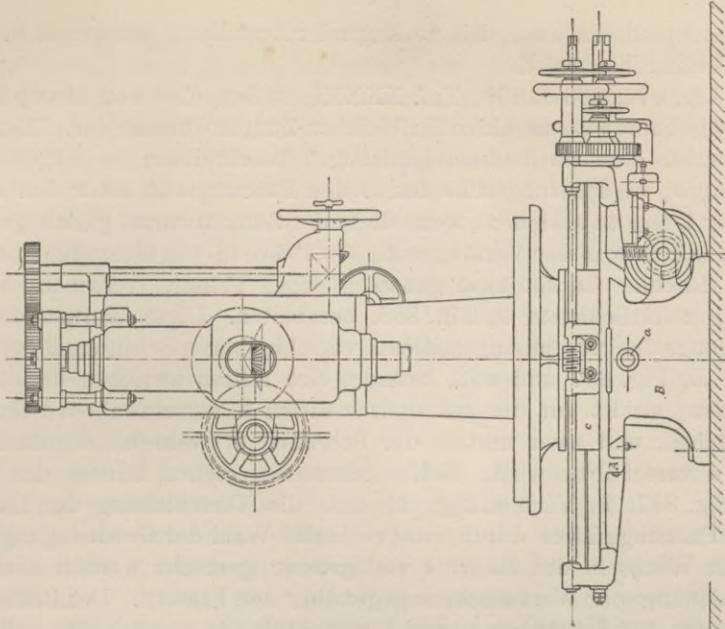


Fig. 836.

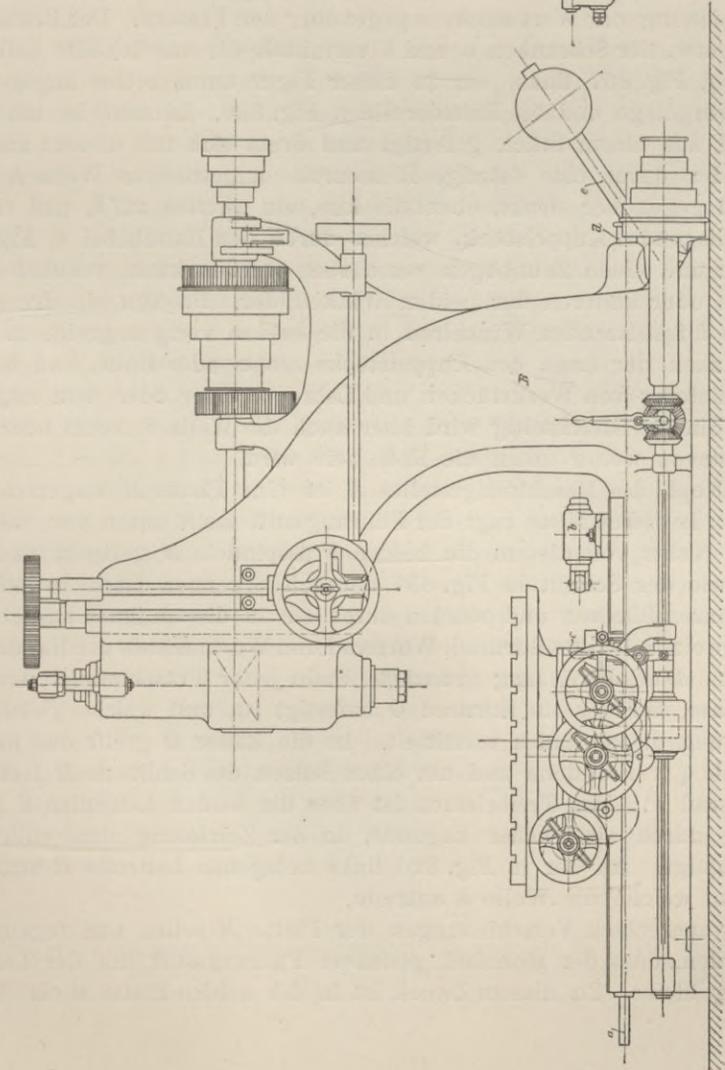


Fig. 835.

lastung des Spindelkastens. Mit vorliegender Zustellung werden z. B. Lokomotiv-Lenkstangen gefräst.

Die Fig. 837, 838 u. 839, Taf. XXXXI, stellen eine von Droop & Rein in Bielefeld gebaute Fräsmaschine für Weichen-Zungenwurzeln dar. Hier muss die Fräsermitte zum Theil einen Kreisbogen beschreiben; es würde daher nicht gelingen, die Führungsrolle bzw. den Führungsstift über den steilen Abhang der Lehre zu schieben, wenn diese der Zungenwurzel gleich gestaltet wäre. Deshalb ist von der Verlängerung der Lehre (S. 91) Gebrauch gemacht.

Die Maschine ist mit zwei genau gleichen Fräsern versehen, welche gleichzeitig zwei Schienen *w*, Fig. 838, bearbeiten. Diese Werkstücke sind auf dem längs des Maschinengestelles *A* verschiebbaren Schlitten *B* befestigt. Die Lehre *L*, Fig. 837 und 838, befindet sich mitten zwischen den beiden Werkstücken; sie ist auf der mit dem Schlitten *B* verschraubten Führung *d* zu verschieben, und zwar mittels der Schraube *b*, während *B* mittels der Schraube *a* verschoben wird. Beide Schrauben stehen mittels der Stirnräder *e*, Fig. 837, in Verbindung, so dass die Verschiebung der Lehre *L* längs des Führungsstiftes durch entsprechende Wahl der Gewindeganghöhen oder durch Wechseln der Räder *e* viel grösser gemacht werden kann, als die Verschiebung der Werkstücke *w* gegenüber den Fräsern. Der Betrieb der Räder *e*, bzw. der Schrauben *a* und *b* vermittelt die ausrückbare Reibungskupplung *f*, Fig. 837 links, ein in dieser Figur unten rechts angegebenes Wurmradvorgelege und die Riemenrolle *g*, Fig. 839. Letztere ist mit einem Winkelrad aus einem Stück gefertigt und dreht sich mit diesem zunächst frei auf der durch eine 4stufige Riemenrolle angetriebene Welle *h*. Dem Winkelrad gegenüber steckt, ebenfalls lose, ein zweites auf *h*, und ein dazwischen liegendes Kuppelstück, welches durch den Handhebel *k*, Fig. 837, eine Welle und einen Zahnbogen verschoben werden kann, verbindet *h* mit dem einen oder anderen der beiden Winkelräder. Da nun ein drittes, auf der Welle *i* feststehendes Winkelrad in die beiden vorigen greift, so dreht sich *g* je nach der Lage des Kuppelstücks rechts oder links, und bewirkt die Verschiebung von Werkstücken und Lehre in einer oder dem entgegengesetzten Sinne. Gleichzeitig wird aber auch die Welle *i* rechts oder links gedreht, wovon weiter unten die Rede sein wird.

Am Kopf des Maschinengestelles *A* ist eine Platte *M* wagerecht verschiebbar. In deren Mitte ragt der Führungsstift nach unten vor, während links und rechts von diesem die beiden Frässpindeln *N* gelagert sind. Sie stecken, wie der Schnitt in Fig. 837 deutlich erkennen lässt, in lothrecht verschiebbaren Büchsen und werden durch ein in die an ihnen ausgebildete Zahnstange eingreifendes Stirnrad, Wurmrad und Wurm mittels der Handräder *l* verschoben. Das obere, lang genuthete Ende jeder Fräerspindel steckt in einer Büchse, auf der ein Stirnrad *O* befestigt ist, und welche gleichzeitig die Lagerung dieses Rades vermittelt. In die Räder *O* greift das mit der Riemenrolle *Q* verbundene und um einen Bolzen des Schlittens *M* frei drehbare Stirnrad *P*. Der Treibriemen ist über die beiden Leitrollen *R* gelegt und wird durch eine höher liegende, in der Zeichnung nicht enthaltene Rolle bethätigt. An der in Fig. 820 links belegenen Leitrolle *R* sitzt eine Stufenrolle, welche die Welle *h* antreibt.

Die wagerechten Verschiebungen der Platte *M* sollen nun regelmässig so stattfinden, dass der mehrfach genannte Führungsstift mit der Lehre *L* in Fühlung bleibt. Zu diesem Zweck ist in der hohlen Platte *M* eine kurze,

liegende Zahnstange angebracht, in welche ein an der langen liegenden Welle  $m$  befestigtes Zahnradchen greift, während am anderen Ende dieser Welle der belastete Hebel  $n$  sich befindet und so den an  $M$  feststehenden Führungsstift gegen  $L$  drückt.  $n$  ist durch eine Art Sperr-Rad mit  $m$  verbunden; man kann daher seine Lage auf  $m$  nach Bedarf ändern, auch  $n$  frei herabhängen lassen. Von dem Letzteren wird Gebrauch gemacht, wenn ohne Benutzung der Lehre  $L$  gefräst werden soll. Es sind z. B. die Schienenenden gerade zu fräsen, wofür die Lehre nicht verwendet werden kann. Alsdann dreht man die Welle  $m$  durch ein Kegelradpaar von dem ausrückbaren Wurmrad  $p$ , Fig. 837 u. 839 aus; dieses erfährt seine Drehung von der stehenden Welle  $q$  aus, entweder selbstthätig durch die früher genannte liegende Welle  $i$  oder mittels der Hand durch das Handrad  $r$ , Fig. 839, welches durch seine Welle und ein Kegelradpaar mit der stehenden Welle  $q$  in Verbindung steht.

Man bemerkt in Fig. 838 rechts von der Leitrolle  $R$  eine kleine Riemenrolle  $s$ . Sie betreibt die lose um einen Bolzen drehbare Rolle  $t$ , mit der eine Schnurrolle verbunden ist. Diese wirkt auf eine kleine, auf das Ständerchen  $u$  gestellte Kreiselpumpe, welche zum Heben der Kühlflüssigkeit dient. Das Lichtbild, Fig. 840 ist eine Gesamtansicht der bemerkenswerthen Maschine. Man sieht im Vordergrund an einer auf dem Fussboden liegenden bearbeiteten Schiene die Steilheit der erzeugten Gestalt. Nur die gerade Endfläche und die zwei rechtwinklig zur Schienenlänge liegenden Schultern sind ohne Benutzung der Lehre erzeugt.

Solche stark gekrümmte Flächen lassen sich, bei geeigneter sonstiger Gestalt der Werkstücke, auch auf folgendem Wege nach einer Lehre fräsen.<sup>1)</sup>

Es handelt sich z. B. um das Erzeugen einer krummen Nuth in einer ebenen Scheibe. Führungsstift und Fräser liegen in derselben Axe einander gegenüber, zwischen ihnen, an gemeinsamer, in nachgiebigem Lager drehbarer Welle befestigt einerseits die Lehre, andererseits das zu bearbeitende Werkstück.

Das Fräsen kleinerer Querschnittsformen nach grösserer, geometrisch ähnlicher Lehre<sup>2)</sup> wurde bereits S. 92 beschrieben.

d) Räderfräsmaschinen. Es lassen sich kleinere Stirnräder ohne Umstände auf der allgemeinen Fräsmaschine bearbeiten, indem man sie auf einen Dorn presst und diesen zwischen zwei Spitzen spannt. Eine der Spitzen ist (Fig. 281 S. 141) mit Mitnehmer und Eintheilvorrichtung versehen. Das Ganze wird auf dem Aufspanntisch so befestigt, dass die Axe des Dorns mit der Verschiebungsrichtung gleichlaufend und quer gegen die Fräseraxe liegt. Für schraubenförmig verlaufende Radzähne ist dieselbe Vorrichtung brauchbar; es muss aber die Axe des Dornes entsprechend schräg gegen die Fräseraxe gerichtet sein, auch das Werkstück während der Arbeit sich drehen, weshalb eine selbstthätige Drehung des Mitnehmers (vergl. Haubitze, Fig. 282 und 283, S. 141) vorzusehen ist.<sup>3)</sup> Es verlaufen diese Arbeiten gerade so wie das Fräsen gerader oder gewundener Reibahlen- oder Fräserschneiden.

<sup>1)</sup> Davis & Grohmann, Portef. économique des machines, Dec. 1896, S. 180, mit Abb.

<sup>2)</sup> Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen. 1885, S. 830; 1887, S. 1147, mit Abb.

<sup>3)</sup> Vergl. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1892, S. 754, mit Abb.

Während man auch kegelförmige Reibahlen und Fräser auf diesem Wege bearbeiten kann, ist das Verfahren für Kegelradzähne nicht brauchbar, liefert mindestens ungenaue Zahnflanken.<sup>1)</sup>

Grössere Räder lassen sich mit entsprechend grösseren Maschinen ebenso fräsen. Es ist unter diesen besonders der Brainard'schen zu gedenken,<sup>2)</sup> welche von der Brainard Milling Machine Co. in Hyde Park,

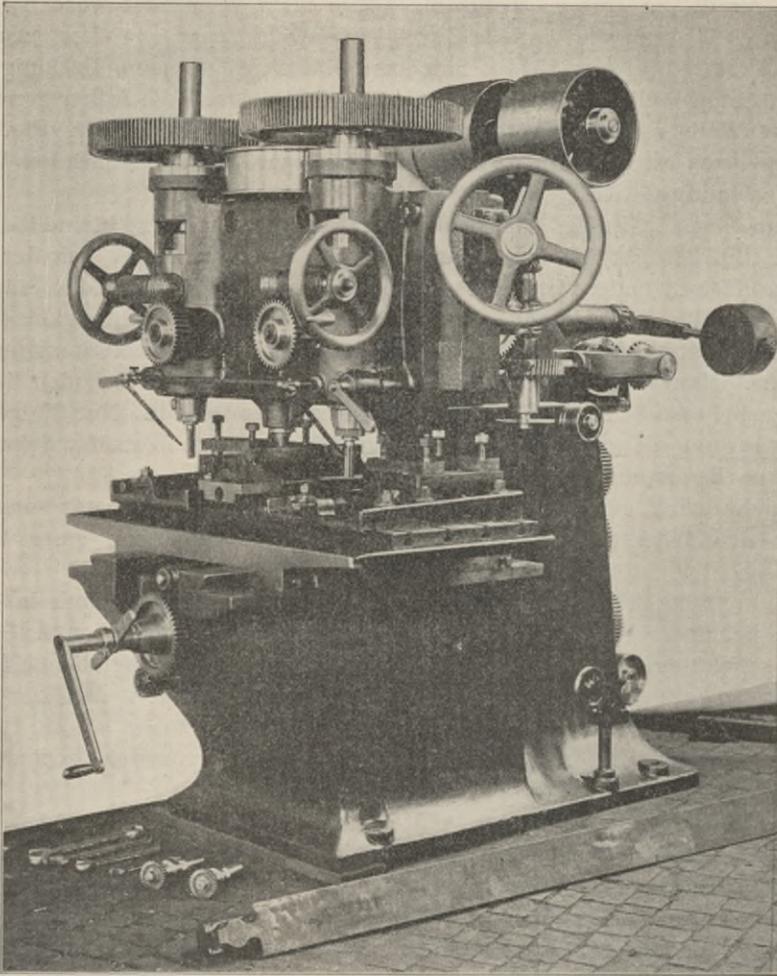


Fig. 840.

Mass., gebaut wird. Diese Maschine bearbeitet Räder mit beliebigen Zahnzahlen von der erstmaligen Einstellung ab bis zur Fertigstellung selbstthätig.

Fig. 841 u. 842 zeigen eine andere, von H. Wohlenberg in Hannover gebaute, selbstthätige Räderfräsmaschine.<sup>3)</sup> A bezeichnet die angetriebene Rolle; sie ist mit hohen Borden versehen, so dass bei dem Verschieben des

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1898, S. 15.

<sup>2)</sup> Revue industrielle, Mai 1891, S. 194, mit Abb. Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen. 1892, S. 750, mit Abb.

<sup>3)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1887, S. 1143, mit Abb.

Bockes *B* in der Axenrichtung von *A* der Treibriemen auf der Trommel *K* des Deckenvorgeleges wandert. Die zu fräsierenden Räder werden auf einen

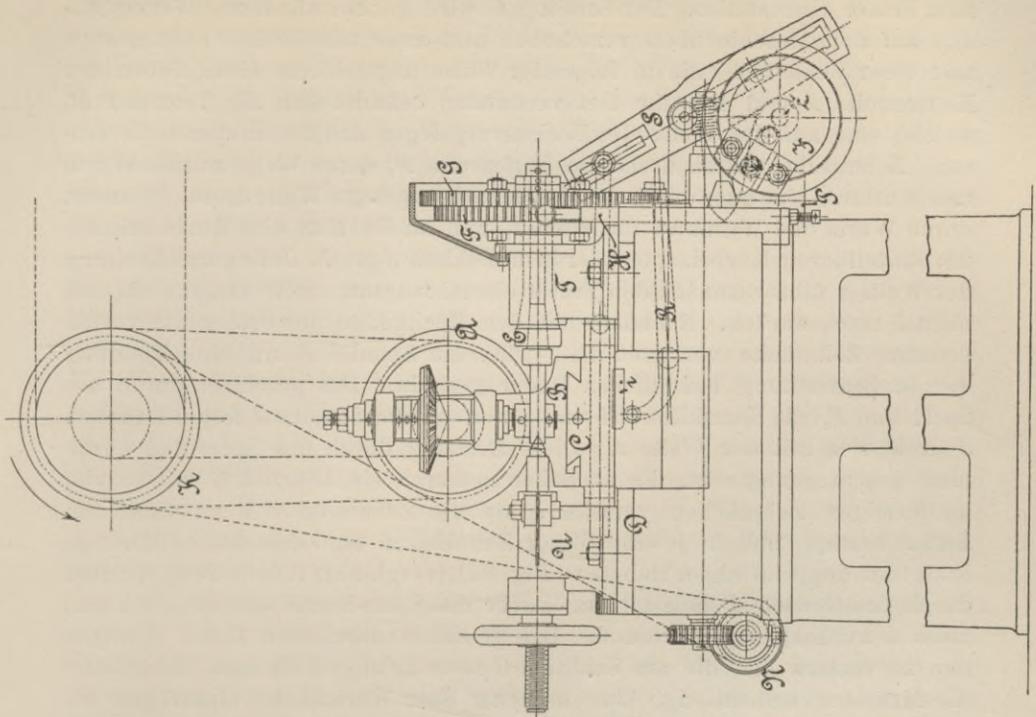


Fig. 842.

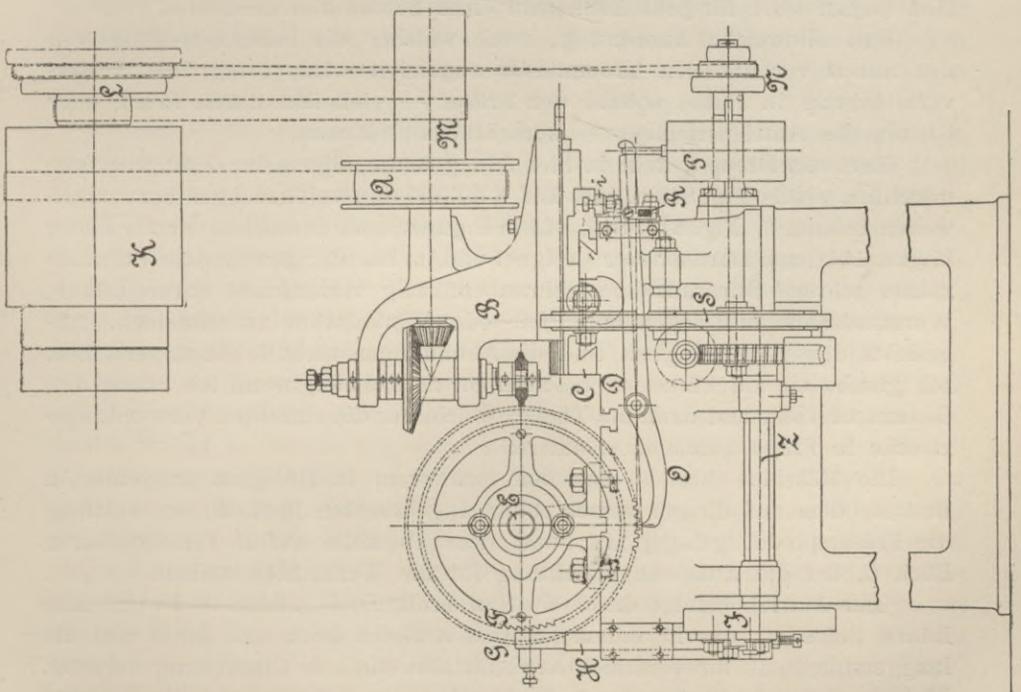


Fig. 841.

Dorn gepresst und mit diesem an der drehbaren Spindel *E* befestigt; die Spitze des Reitstockes *U* stützt das freie Ende des Dornes. Der Fräser ist

in dem Bock *B* lothrecht gelagert und kann mit diesem auf dem Schlitten *C* verschoben werden, um die richtige Entfernung von der Werkstückmitte zum Fräser einzustellen. Der Schlitten *C* wird gleichlaufend zur Werkstückaxe auf dem Maschinenbett verschoben und zwar mittels einer Schubstange und einer Schleife *S*, die in folgender Weise angetrieben wird: Neben der Riemenrolle *A* und mit ihr fest verbunden befindet sich die Trommel *M*, welche eine auf der Welle des Deckenvorgeleges sich frei drehende Stufenrolle *L* antreibt. Diese dreht die Stufenrolle *N*, deren Welle mittels Wurm und Wurmrad eine quer durch das Maschinenbett gelegte Welle dreht. Sie treibt durch Wurm und Wurmrad die Welle *z*, und an ihr sitzt eine Kurbelscheibe mit einstellbarem Kurbelzapfen, der in die Schleife *S* greift. Jede ganze Drehung der Welle *z* führt demnach den Fräser einmal langsam am Werkstück hin und einmal rasch zurück. Nachdem auf dem Rückgange der Fräser die vorhin erzeugte Zahnücke verlassen hat, wird die Spindel *E* um eine Theilung der in Bearbeitung befindlichen Räder gedreht. Das geschieht durch das Sperr-Rad *F*, die Sperrklinke *H* und einen an der Scheibe *J* festen Daumen. *J* dreht sich mit der Welle *z*. Diese Drehung durch das Sperr-Rad würde nicht genau genug sein. Es ist daher neben *F* ein Lehrad *G* mit so viel keilförmigen Zahnücken versehen, als die Zähnezahle der zu fräsenden Räder beträgt, und in je eine dieser Zahnücken legt sich das keilförmige Ende des doppelarmigen Hebels *O*, Fig. 841 (vergl. Fig. 426, S. 208), welcher durch das Gewicht *P* belastet ist. Bevor das Sperr-Rad *F* sich drehen kann, muss *O* zurückgezogen werden. Das geschieht durch den Hebel *R* gegen den zu rechter Zeit die am Schlitten *C* feste Leiste *i* sich legt. So arbeitet die Maschine selbstthätig, bis ein neuer Satz Werkstücke einzufügen ist. Man bedarf aber für jede Zähnezahle eines besonderen Lehrrades.

Jene sinnreiche Anordnung, nach welcher die Schaltbewegung von der mit *A* verbundenen Trommel *M* abgeleitet wird, bringt die Fräserverschiebung in Ruhe, sobald der Fräser — vielleicht durch Bruch oder Gleiten des Antriebsriemens — zum Stillstand kommt.

Eine von Droop & Rein in Bielefeld gebaute allgemeine Zahnäderfräsmaschine, welche Fig. 843 u. 844, Taf. XXXXII, in zwei Ansichten, bezw. theilweisen Schnitten, Fig. 845, 846, 847 in Ergänzungen darstellen, ist für Räder bis zu 1500 mm Durchmesser geeignet und im Stande, gewöhnliche Stirnradzähne, schräge Stirnradzähne, schraubenförmig verlaufende Stirnradzähne, Wurmradzähne und sogenannte Pfeil- oder Winkelzähne zu schneiden. Angesichts dieser Vielseitigkeit sind die Abbildungen nicht leicht zu verstehen. Ich glaube sie am kürzesten beschreiben zu können, wenn ich zuerst den Gesamtaufbau und dann die Theile, welche für die einzelnen Verwendungszwecke in Frage kommen, erläutere.

Die Maschine besteht aus dem schweren, in Hohl-guss ausgeführten Bett *A*, dem auf diesem verschiebbar angebrachten Bock *B*, an welchem die Fräerspindel gelagert ist, und dem ebenfalls auf *A* verschiebbaren Bock *C*, der die Aufspannvorrichtung für die Werkstücke enthält.

Der Antrieb erfolgt durch die Stufenrolle *D*, Fig. 843; sie ist auf einer Röhre befestigt, die in einem am Bett *A* festen Bock sich dreht und die langgenuthete, in ihr verschiebbare Antriebswelle *a* in Umdrehung versetzt. Links von der Lagerung der in Rede stehenden Röhre sitzen ein Stirnrad und eine Stufenrolle für die Schaltbewegungen.

An der rechten Seite des Bockes *B*, Fig. 843, ist ein Körper *E* an-

gebracht. Er ist da, wo er den Bock berührt, kreisrund, legt sich mit seiner Hohlfläche gegen einen an *B* ausgebildeten ringförmigen Ansatz und ist um die Axe dieses Ansatzes, die mit der Axe der Welle *a* zusammenfällt, drehbar. Mittels Schrauben, deren Köpfe in eine kreisrunde Aufspann-Nuth von *E* greifen, ist *E* an *B* zu befestigen. Das Drehen des Körpers *E* bewirkt man mittels des Wurmes *b*, der in Zahnlücken eines an *E* befestigten Ringes greift. Da kein Grund vorliegt, *E* ganz herum zu drehen, so enthält dieser Ring (vergl. Fig. 844) nur 50 Zähne von 115, welche auf ihm Platz finden würden. Die Lagerung des Wurmes *b* ist aus Fig. 843 und 844 ohne weiteres zu erkennen.

Längs eines breiten, an *E* ausgebildeten Führungsstabes ist der Schlitten *F* verschiebbar. In ihm ist die hohle Spindel *G* gelagert, in welcher die Fräterspindel *H*, ein wenig verschiebbar, steckt. Diese Verschiebung dient zur genauen Einstellung des Fräasers in seiner Axenrichtung. Zu diesem Zwecke ist das obere Ende der Spindel *H* mit Gewinde versehen, in welches das Muttergewinde des Handrades *d* greift, und dieses ist, wie aus Fig. 843 deutlich hervorgeht, mit dem Wurmrad *e* so verbunden, dass beide gegen einander verdreht werden können. Eine an der Mutter *d* angebrachte Klemme wird angezogen, sobald die Spindel *H* in richtiger Lage sich befindet. Die Spindel *H* ist mit ihrem unteren Ende in der einstellbaren Büchse *f* gelagert.

In das mit der hohlen Spindel *G* verbundene Wurmrad *e* greift ein auf der Welle *h* verschiebbarer Wurm. *h* wird durch Räder von einer Welle aus angetrieben, deren Axe die Axe der Welle *a* kreuzt und von dieser durch ein Kegelradpaar gedreht wird, so dass durch Drehen des Körpers *E* der Betrieb der Fräterspindel keine Störung erleidet. Es sei darauf hingewiesen, dass die links von *E* bzw. *h* in Fig. 844 sichtbaren Räder — welche *h* wie angegeben, antreiben — hinter dem Bock *C* liegen und mit diesem nichts zu thun haben.

Rechts von der Fräterspindel sieht man in Fig. 844 eine Stufenrolle auf *h* stecken, die eine tiefer liegende Stufenrolle antreibt. Diese dreht durch Räder mit schraubenförmigen Zähnen eine kurze liegende Welle, welche endlich durch Wurm und Wurmrad die Schraube *i* dreht und dadurch den Schlitten *F* an *E* verschiebt. Die Lagerung der genannten Welle vermag nun um die Axe der unteren Stufenrolle so viel zu schwingen, dass der Eingriff des mit ihm verbundenen Wurmes mit dem auf *i* steckenden Wurmrad aufgehoben werden kann. Wenn beide im Eingriff stehen, so hängt das freie Ende auf einer Nase, welche mit einer — aus der Figur nicht deutlich erkennbaren — in *E* gleichlaufend zur Schraube *i* verschiebbaren Stange in Verbindung steht. An dieser ist ein Anschlag einstellbar; verschiebt der Schlitten auf seinem Wege nach links mit Hilfe des Anschlages die Stange, so senkt sich die Lagerung, und der Eingriff des Wurmes wird unterbrochen. Durch die in Fig. 844 rechts vom Schlitten *F* angegebene Schraubenfeder wird jene Stange wieder zurückgeführt. Die Zurückbewegung des Schlittens *F* nebst des an ihm gelagerten Fräasers geschieht durch Drehen der Schraube *i* mittels der Hand. Der Bock *B* kann durch eine Schraube *k* längs des Bettes *A* mittels einer Handkurbel, bzw. eines Handrades verschoben werden, aber auch selbstthätig, worauf weiter unten zurückzukommen ist.

Ich wende mich nun zu dem Bock *C*. Derselbe enthält die kräftige,

sorgfältig gelagerte Spindel *J*, in welche der Dorn *K* gesteckt wird, der meistens zur Aufnahme des zu bearbeitenden Rades dient. Dem Dorn wird eine zweite — nicht gezeichnete — Stützung durch einen, in Fig. 844 rechts, auf das Bett *A* durch Schrauben zu befestigenden Bock gewährt. Es sitzt auf *J* auch eine Planscheibe *L*, welche zur Befestigung der zu schneidenden Räder benutzt werden kann. Um den Druck, welchen der Fräser in seiner Arbeitsrichtung auf das Werkstück ausübt, möglichst unmittelbar aufzuheben — der Weg dieses Druckes über den Dorn *K*, die Spindel *J*, den Bock *C*, das Bett *A* und weiter den Bock *B*, Führungsstück *E* zum Schlitten *F* würde bei schweren Schnitten zu Zitterungen Veranlassung geben — ist an *E* ein einstellbarer, in der Zeichnung nicht angegebener Anschlag befestigt, welcher sich in Höhe des Fräasers gegen den zu bearbeitenden Radkranz legt.

Die Drehung der Spindel *J* wird durch das sehr genau gearbeitete Wurmrad *M* und den Wurm *N*, Fig. 843, bewirkt. Die Lagerung der zu *N* gehörenden Welle ist um, über *N* befindliche Querszapfen schwenkbar, theils um den Eingriff von Wurm und Wurmrad überhaupt aufzuheben — wenn das an der Planscheibe zu befestigende Werkstück ausgerichtet werden soll, oder eine andere Veranlassung zum raschen Drehen des Wurmrades vorliegt — theils um die Gewindegänge des Wurmes fest in die Zahnücken des Wurmrades drücken zu können. Es greift an das untere Ende der in Rede stehenden Lagerung eine kurze Lenkstange *l*, die anderseits einem Wurmrade angebolzt ist. Der zugehörige Wurm ist in einer um die Axe des Wurmrades drehbaren Hülle gelagert. Man dreht Hülle und Wurmrad mittels der Handhabe *O* und legt ihre Endlage durch einen Einsteckstift fest; der Wurm wird benutzt, um den grösseren Wurm *N* fest in die Zahnücken von *M* zu drücken.

Das Kegelrad *m*, Fig. 843, ganz rechts, steckt zunächst lose auf der Welle des Wurmes *N*; es kann durch einen in der Zeichnung unter ihm angegebenen Riegel — den man mittels des dort sichtbaren Knopfes verschieben kann — an jeder Drehung gehindert werden. Mit *m* ist eine Theilscheibe gekuppelt, in deren Löcher ein im Arm *n*, der mit der Welle des Wurmes *N* fest verbunden ist, einstellbarer Stift greift, so dass man im Stande ist, den Wurm *N* um ganz bestimmte Bogengrössen gegenüber dem Rade *m* zu drehen.

Die Verschiebung des Bockes *C* auf dem Bett *A* findet durch die Schraube *o*, Fig. 843 statt. Das Weitere kommt bei der Erörterung der Benützungsweisen der Maschinen zur Sprache.

Sollen gewöhnliche Stirnradzähne gefräst werden, so wird das Werkstück mittels des Dornes *K* oder der Planscheibe *L* an der Spindel *J* befestigt und — bei festgeriegeltem Zahnrad *m*, Fig. 843 — nach jedem Schnitt, mit Hilfe des Armes *n* um eine Theilung gedreht. Der Bock *C* mit allem Zubehör ruht im übrigen. Der Bock *B* ist der Axe von *J*, dem Halbmesser des Werkstückes entsprechend genähert. *E* ist so eingestellt, dass die an ihm ausgebildete Führung wagerecht, d. i. gleichlaufend zur Werkstücksaxe liegt. Durch die von der Welle *h* ausgehende Schaltung wird der Fräser — in Bezug auf Fig. 844 — von rechts nach links durch die von ihm erzeugte Zahnücke geführt, diese Verschiebung des Fräasers selbstthätig unterbrochen und der Schlitten *F* mittels Handkurbel zurückgezogen.

Das Erzeugen schrägliegender gerader Zahnücken (mangelhafter Ersatz für schraubenförmige Zahnücken, wird sogar zum Eingriff für einen Wurm verwendet) ist von dem soeben angegebenen Verfahren nur in sofern verschieden, als man die Führung *E*, und damit den Fräser nebst dessen Weg entsprechend schräggestellt hat.

Für schraubenförmige Zahnücken, bezw. Zähne verschiebt sich *F* nicht an *E*; es wird *E* nur soweit schräg gestellt, dass der Fräser in die Richtung des zu erzeugenden Gewindes fällt. Dagegen wird die Beweglichkeit des Werkstückes stark in Anspruch genommen.

Es muss die Lage des letzteren gegenüber dem Fräser in der Richtung des Theilkreises sich in gleichem Verhältniss ändern, wie in der Richtung der Axe, was erreicht wird, indem man das Rad gleichzeitig dreht und verschiebt, und beide Bewegungen in festem Verhältniss stattfinden lässt. Von der Antriebswelle *a*, Fig. 843 links, wird durch Riemen oder Zahnräder die grösstentheils vor dem Maschinenbett *A* liegende Welle *p* angetrieben. Auf dieser sitzt — rechts — ein Arm *q* fest, in dessen Enden zwei kurze Wellen gelagert sind (vergleiche die gestrichelten Linien in der Umgebung von *p*, Fig. 844). Diese Wellen enthalten je zwei Stirnrädchen, von denen die rechts (Fig. 843) belegenen 13 Zähne, die links belegenen 14 Zähne besitzen. Erstere greifen in das Rad *r* mit 45 Zähnen, letztere in ein links belegenes Rad, welches mit 44 Zähnen versehen ist. Man kann nun *r* mittels einer in Fig. 843 ganz rechts belegenen ringförmigen Mutter so nach rechts ziehen, dass es an seiner Lagerbüchse fest gebremst wird. Dann dreht sich das auf *p* lose steckende Rad  $\frac{1}{10}$  so rasch als *q*; diese Drehungen werden auf ein um die Welle *s* frei drehbares und auch verschiebbares Stirnrad übertragen. Verschiebt man es nach links, so wird es mit dem benachbarten Kegelrade gekuppelt und dadurch die Welle *t* in Drehung versetzt. *t* dreht unter Vermittelung von Wechselrädern, die an einem Stelleisen *S* angebracht sind, die Welle *u*, diese durch Kegelräder eine stehende, in Fig. 843 ganz rechts sichtbare Welle, und diese endlich das Kegelrad *m* von dem der vorhin erwähnte Riegel zurückgezogen ist, so dass es sich mit der Theilscheibe und dem Wurm *N* drehen kann. Es erfolgt hierdurch also eine durch die Wechselräder einstellbare Drehung des Werkstückes. Ein auf *t*, Fig. 844, steckendes Rad *v* ist so nach links geschoben, dass es in ein auf der Schraube *o*, Fig. 843, festsitzendes greift, diese dreht und damit den Bock *C* und das Werkstück in der Axenrichtung des letzteren verschiebt. Sobald der Fräser einen Schnitt vollendet hat, stösst ein am Fuss des Bockes *C* einstellbarer Frosch gegen den Winkelhebel *w*, Fig. 843, 844, 847, löst dadurch den Hebel *x*, Fig. 844 und 846, den eine Schraubenfeder stets nach links zieht, und hebt dadurch die Kupplung der beiden auf *s*, Fig. 843, rechts sitzenden Räder (30er Kegelrad, 40er Stirnrad) auf, wodurch der Betrieb der Welle *u* aufhört. Man dreht mittels des auf der Welle *s* sitzenden Handrades diese Welle rückwärts, verschiebt damit *C*, und dreht gleichzeitig das Werkstück in die frühere Lage zurück, verdreht dann den Doppelarm *n* gegenüber der Theilscheibe so weit, wie die Zahntheilung des Werkstückes verlangt, und rückt, mittels des Handhebels *x*, Fig. 844 und 846, den Schaltbetrieb wieder ein.

Um Wurmradzähne zu erzeugen, wird das Werkstück zunächst mittels scheibenförmigen Fräsers vorgefräst. Man stellt die Fräserwelle so weit schräg, dass die Neigung der Drehebene des Fräsers mit der mittleren

Neigung der Wurmradzähne zusammenfällt, und führt ihn dann gegen das Werkstück, in welchem er eine Zahnücke bis zu etwa ganzer Tiefe erzeugt.

Diese Verschiebung bewirkt die Schraube *k*, Fig. 843, und zwar selbstthätig. Es sitzt nämlich nahe dem rechten Ende von *k* ein Stirnrad auf der Schraube *k* fest. Dieses wird durch ein auf der Welle *y*, Fig. 843, 844, 846 u. 847, sitzendes Stirnrad gedreht und letzteres durch Wurm und Wurmrad, die in Fig. 844 vor der Maschine, in Fig. 847 rechts, in Fig. 846 unten zu sehen sind. Die Welle *z*, Fig. 843, 844, 846, vermittelt die Drehung dieses Wurmes und wird durch ein Stirnradpaar bethätigt, das man in der Mitte der Fig. 843 unten sieht. Das obere dieser Räder ist auf der Welle *p* verschiebbar, um den vorliegenden Betrieb ein- und ausrücken zu können. Ist die richtige Zahnückentiefe erreicht, so stösst ein am Fuss des Bockes *B* einstellbarer Frosch gegen das obere Ende des doppelarmigen Hebels *P*, Fig. 843 und 844, und dieser löst, unter Vermittelung einer Zugstange, einer liegenden Welle mit Hebeln, einer zweiten Zugstange den Riegel, welcher bis dahin das Lager des Wurmes, der die Welle *y* treibt, mittels des Armes *a* trug; der Wurm senkt sich, und die Zuschiebung des Fräasers gegen das Werkstück ist damit unterbrochen. Man dreht die Schraube *k* mittels der Hand rückwärts, schaltet — das Rad *m* hält sein Riegel jetzt fest — mittels des Doppelarmes *n* das Werkstück um eine Zahntheilung weiter und lässt die folgende Zahnücke schneiden.

Nachdem so das Vorschneiden der Zahnücken vollzogen ist, wird ein Fräser eingesetzt, dessen Umhüllungsfläche genau dem später anzuwendenden Wurm entspricht, und die Fräerspindel lothrecht eingestellt. Anderseits wird der das Rad *m* bisher festhaltende Riegel zurückgezogen, das Rad *r*, Fig. 843, gegen das auf der Welle *p* feste Stück *q* geschoben, wobei beide mit einander gekuppelt werden, also der Planetenradbetrieb wegfällt — man muss das Werkstück erheblich rascher drehen, als bei dem Erzeugen schraubenförmiger Zähne — das Rad *v*, Fig. 844, zurückgezogen, so dass der Bock *C* sich nicht verschiebt, und werden geeignete Wechselräder angewandt, so dass für jede Drehung des Fräasers sich das Werkstück um eine Zahntheilung dreht, wenn der Wurm eingängig ist, oder um zwei Zahntheilungen, wenn ein zweigängiger Wurm in das Rad greifen soll.

Handelt es sich um das Fräsen von Pfeilzahnücken, so wird der Körper *E* durch einen Kopf ersetzt, in dem eine Fräerspindel in der Axenrichtung von *a* gelagert ist. Man verwendet einen fingerartigen Fräser. Vorher werden aber die Zahnücken in der Mitte, dem Knickpunkte der Zahnücken, vorgebohrt, wobei man im wesentlichen gerade so verfährt, wie bei dem Vorschneiden der Wurmräder. Nunmehr tritt der Fingerfräser in Thätigkeit, wobei das Werkstück gerade so bewegt wird, wie beim Fräsen schraubenförmig gewundener Zahnücken. Man lässt den Fräser in dem vorgebohrten Loch anfangen und am Rande des Rades ausschneiden.

Ich füge hier noch das Lichtbild, Fig. 848, an; obgleich dasselbe nach einer älteren Ausführung gemacht ist und deshalb kleine Abweichungen in Einzelheiten aufweist, so glaube ich doch, dass das Bild das Verständniss der geometrischen Darstellungen fördert.

Man fräst die Wurmräder auch mittels eines einzigen, aus einer Welle hervorragenden Zahnes<sup>1)</sup>; es lässt sich jedoch leicht erkennen, dass derartig gebaute Maschinen nur wenig zu leisten vermögen.

<sup>1)</sup> American Machin, 27. Mai 1897, mit Abb.

J. E. Reinecker verwendet für seine Wurmradfräsmaschine einen Fräser, welcher sich zu dem für das Rad bestimmten Wurm so verhält, wie ein guter Gewindebohrer zur Schraube (vergl. S. 44).<sup>1)</sup> Der Axenabstand vom Fräser zum Wurmrad ist von vornherein ebenso gross, wie demnächst der Abstand des Wurmes zum Wurmrad sein soll, wodurch die Maschine verhältnissmässig einfach wird, obgleich sie auch imstande ist, Wurmräder für schiefe Axenlagen zu fräsen.

Fig. 849 und 850, Taf. XXXXIII, sind zwei Ansichten der Maschine, Fig. 851 stellt Einzelheiten der Fräserlagerung dar.

Es besteht das Gestell aus dem Hauptbock *A* und dem Nebenbock *B*. Auf dem ersteren ist die Lagerung der Werkstückspindel *C* befestigt, und

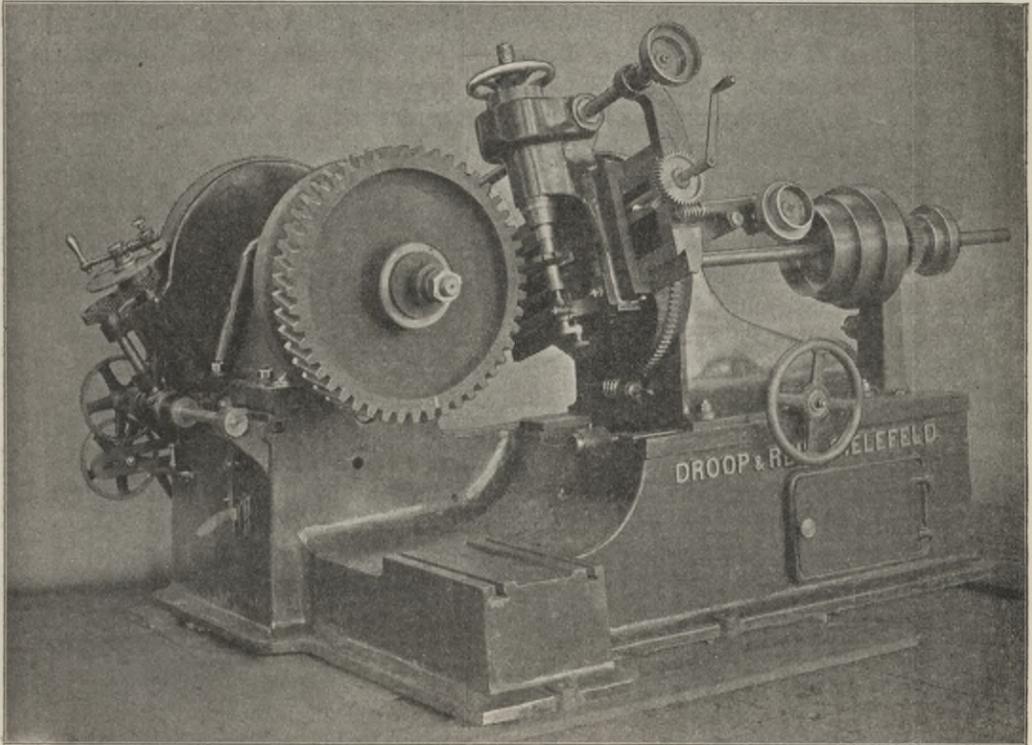


Fig. 848.

an einer Seite wird der, die Fräterspindellagerung tragende Winkel *F* einstellbar festgehalten; der Nebenbock *B* gewährt beiden eine zweite Stütze.

Der Hauptantrieb erfolgt von einem Deckenvorgelege aus, welches sich rechts oder links drehen kann, und auf die Stufenrolle *a* wirkt, so dass diese sich minutlich 300, 480 oder 770mal dreht. Diese Geschwindigkeitsstufen verdoppeln zwei Rädervorgelege, von denen das eine oder andere eingerückt wird. Durch Winkelradpaare wird weiter die stehende Welle *b*, die liegende Welle *d* und die an der Platte *G* gelagerte Welle *e* (Fig. 851) angetrieben. *e* überträgt ihre Drehbewegung mittels Kegelräder und eine kurze hohle Welle auf die Welle *f* und diese durch ein Stirnradpaar —

<sup>1)</sup> D. R.-P. No. 81418 und No. 85079.

links in Fig. 851 — auf die Welle *h*, in welcher die Fräterspindel *g* steckt. Weiter oben sitzt auf *b* verschiebbar das Hyperbelrad *l*, welches unter Vermittlung von Wechselrädern das Wurmrad *E* und damit die Mitnehmerscheibe *D* und das Werkstück dreht. Die Wechselräder sind natürlich so zu wählen, dass sich das Werkstück gegen den Fräser in genau demselben Verhältniss dreht, wie das fertige Rad gegenüber seinem Wurm sich drehen soll. Es soll nun der Fräser allmählich so verschoben werden, dass schliesslich seine vollausgebildeten Gänge arbeiten. Das bedingt, dass auch der zu *E* gehörende Wurm in gleicher Richtung verschoben wird. Es werden beide Verschiebungen durch die stehende Welle *m*, Fig. 849, bewirkt. Unten betreiben zwei Kegelradpaare und eine kurze liegende Welle die an der Platte *G* gelagerte Welle *n*, Fig. 851, und diese, wie die Figur erkennen lässt, die Schraube *o*, die den Schlitten *J* nebst Fräterspindel an *H* verschiebt; oben dienen — Fig. 849 rechts — ein Kegelradpaar, eine kurze liegende Welle und Wechselräder zur Drehung der Schraube *p*, die ihrerseits die Lagerung *q* des zu *E* gehörigen Wurmes verschiebt. Die stehende Welle *m* erfährt ihre Drehungen durch Wurmrad und Wurm von der Stufenrolle *i* aus, welche minutlich  $66\frac{2}{3}$  bis 600 Umdrehungen in 6 Stufen macht; die Welle des zugehörigen Deckenvorgeleges kann sich rechts oder links drehen.

Da die Antriebe von *e* nach *f* und von *n* nach *o*, Fig. 851, eine gemeinsame lothrechte Mittelaxe haben, so kann man auch ohne Störung dieser Antriebe die Fräterspindel *g* um diese Axe drehen. Das ermöglicht das Schneiden von Wurmradern für sich schief kreuzende Wellen. Es ist der Führungskörper *H* auf der Platte *G* entsprechend schräg einzustellen.

Für das Bearbeiten kleinerer Wurmräder ist bequemer, ein kleineres Musterrad wie *E* zu verwenden. Es wird dann der zu *C*, Fig. 850, gehörige Lagerbock nebst Zubehör durch den in Fig. 852 dargestellten ersetzt; der Dorn *C*<sub>1</sub> findet seine zweite Stütze in dem unteren der zwei im Nebensänder befindlichen Löcher, und der den Schlitten *q* führende Schlitten *r* wird durch eine in Fig. 850 links sichtbare Schraube in erforderlichem Grade gehoben.

#### e) Kaltsägen.

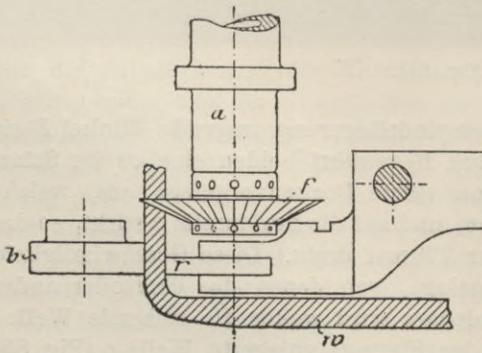


Fig. 853.

Den Uebergang von den eigentlichen Fräsmaschinen zu den Kaltkreissägen bildet die Langbein'sche Beschneidmaschine für Blechkanten, insbesondere der gekümpelten Theile von Blechen<sup>1)</sup>, z. B. Lokomotivrahmenplatten und Kesselböden. Der Fräser *f*, Fig. 853, hat einen keilförmigen Querschnitt; er steckt auf einer in der Hülse *a* drehbaren lothrechten Welle. Um die Hülse *a*

<sup>1)</sup> Organ f. d. Fortschr. d. Eisenbahnwesens 1895, S. 58, mit Abb. Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen. 1897, S. 22, mit Abb. Revue industrielle, Jan. 1898, S. 14, mit Abb.

drehbar sind drei Leitrollen gelagert, nämlich  $r$  unter dem Fräser um seine Axe frei drehbar, und zwei Rollen  $b$  — die sich in der Figur decken — welche gegen den zu bearbeitenden Bord des Werkstücks gedrückt und durch die Maschine langsam gedreht werden.  $a$  steckt nun in dem Ausleger einer Langbein'schen Bohrmaschine (Fig. 727, S. 379), kann sich daher in wagerechter Ebene frei bewegen, also dem Einflusse der Rollen  $b$  und  $r$  folgen. So schreitet der arbeitende Fräser  $f$  längs des Bordes selbstthätig fort. Das Werkstück wird dabei — durch Schraubwinden — in solcher Höhenlage gestützt, dass der Fräser den Bord in richtiger Höhe ab- bzw. beschneidet.

Man hat zum Beschneiden solcher Borde auch Kreissägen im Gebrauch, deren Welle lothrecht gelagert ist, während der zu bearbeitende Kesselboden auf einer liegenden Planscheibe befestigt ist und sich mit dieser dreht.<sup>1)</sup>

Es wird die Kreissäge in grösserem Umfange verwendet: für das Abtrennen der Eingüsse, bezw. Saugköpfe an Eisen- oder Stahlgüssen, für das Quertrennen von Walzeisen, Einschneiden geschmiedeter Kurbelstücke u. dergl., also für die Bearbeitung sperriger und meistens auch schwerer Werkstücke. Man pflegt deshalb der Säge meistens nicht allein die Antriebs-, sondern auch die Schaltbewegung zu geben, während das Werkstück vermöge seines eigenen Gewichts ruht oder am Maschinengestell geeignet festgelegt ist.

Zu diesem Zweck ist z. B. die Sägenspindel lothrecht gelagert, der Spindelkasten wagerecht an einem Schlitten verschiebbar, der lothrecht eingestellt werden kann, um die Säge in die richtige Höhenlage zu bringen.<sup>2)</sup>

Gebräuchlicher ist die wagerechte Lage der Sägenspindel: Oft wird dann der Spindelkasten längs wagerechter, am Maschinenbett ausgebildeter Führungsleisten selbstthätig verschoben,<sup>3)</sup> selten findet diese Verschiebung in lothrechter Richtung statt.

H. Ehrhardt in Düsseldorf<sup>4)</sup> lagert die Kreissägenwelle in einem um eine wagerechte Axe schwingbaren Hebel, wodurch die Zuschiebung in einfachster Weise ermöglicht wird.

Fig. 854 zeigt eine solche von Breuer, Schumacher & Co. ausgeführte Säge. Mit der Grundplatte  $A$  ist einerseits eine in zwei Richtungen verstellbare Aufspannplatte, anderseits der Bock  $B$  fest verbunden. Die Welle der Säge  $s$  dreht sich in Lagern des Armes  $a$ , der mit zwei Zapfen in einem Bügel gelagert ist und mit diesem um die lothrechte Axe des Bockes  $B$  gedreht, bezw. eingestellt werden kann, um beliebig schräg zu schneiden. In derselben Axe befindet sich eine, in  $B$  durch Kegelräder betriebene Welle, welche oben durch ein Kegelradpaar eine in  $a$  gelagerte Welle, den auf dieser sitzenden Wurm und das mit der Säge verbundene Wurmrad bethätigt. Der Säge  $s$  entgegengesetzt ist auf  $a$  eine Welle mit zwei Daumenscheiben  $d$  gelagert, welche unter Nasen  $e$  des, mit  $a$  um die

<sup>1)</sup> The Engineer, Aug. 1895, S. 214, mit Schaubild.

<sup>2)</sup> J. Hill & Sohn, Engineering Nov. 1890, S. 627, mit Schaubild.

<sup>3)</sup> The Engineer, Nov. 1886, S. 362; Mai 1887, S. 350. Engineering, Juli 1887, S. 561; Okt. 1896, S. 457. The American Engineer, April 1895, S. 188. The Iron Age, Aug. 1896, S. 353; sämmtlich mit Schaubildern.

<sup>4)</sup> D. R.-P. No. 6236.

lothrechte Axe von *B* drehbaren Bügels greifen. Das mit den Daumenscheiben verbundene Wurmrad *c* wird durch einen an *b* sitzenden Wurm

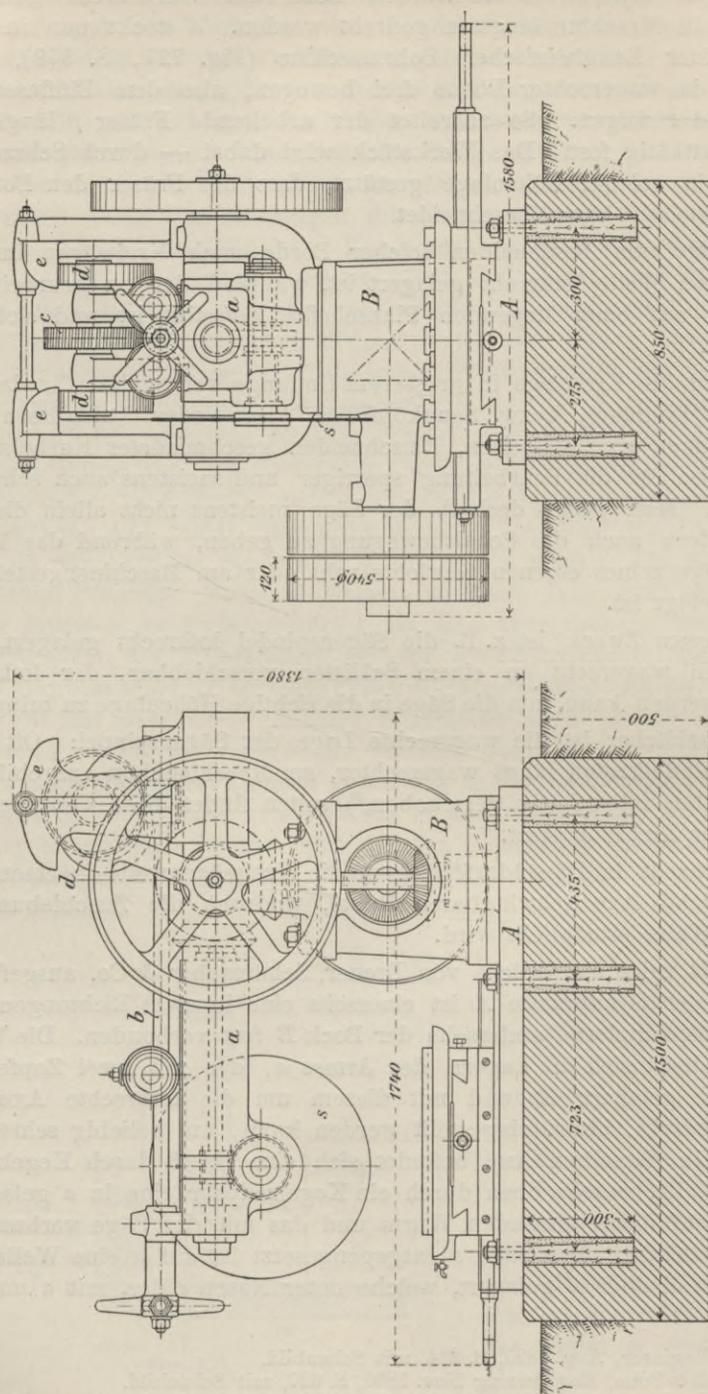


Fig. 854.

gedreht und dadurch die Säge *s* gehoben oder nach unten gelassen. Das Zuschieben der Säge erfolgt nur durch das Gewicht der Säge, ihrer

Lager u. s. w., sowie einstellbarer Hilfsgewichte, so dass zu starkes Zuschieben vermieden wird.

Das Schaubild Fig. 855 zeigt eine, der vorigen Maschine ganz ähnliche, welche von derselben Firma gebaut wird. Sie weicht von der Maschine, welche Fig. 854 darstellt, hauptsächlich durch den Antrieb durch einen Elektromotor ab. Dieser hat eine Aenderung in der Lage der Antriebswelle veranlasst. Ueber der Säge bemerkt man ein Gefäss, welches der Säge Kühlwasser zuführt. Im übrigen dürfte dieses Bild das Verständnis der geometrischen Darstellung, Fig. 854, erleichtern.

H. Ehrhardt hat das Schrägstellen der Säge in lothrechter Ebene vorgeesehen,<sup>1)</sup> was für manche Fälle dem vorhin Genannten vorzuziehen sein

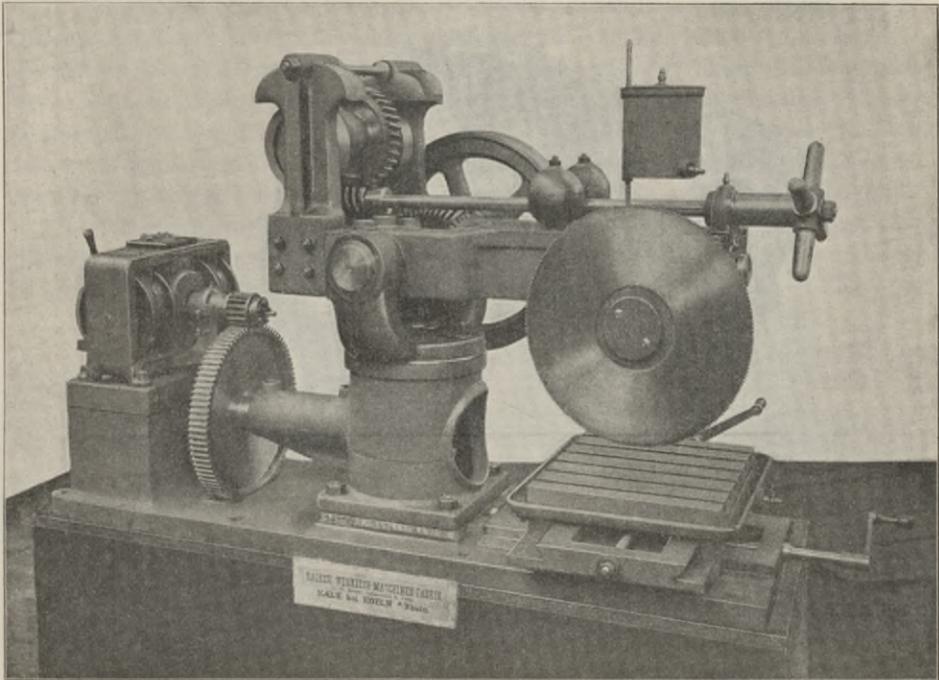


Fig. 855.

dürfte. Fig. 856 zeigt eine solche Säge schaubildlich. Es ist der Arm, an dem sich die Lager des Sägeblattes befinden, an einem Bock um eine wagerechte Axe drehbar, und zwar mittels eines linker Hand sichtbaren Handkreuzes. Der genannte Bock ist längs des Maschinenbettes selbstthätig verschiebbar, jedoch so, dass die Zuschiebungsvorrichtung nachgiebt, sobald der Widerstand eine gewisse Grösse überschreitet (S. 181). Wegen der Verschiebbarkeit des Bockes findet der Antrieb der Säge von den links belegenen Riemenrollen aus durch eine langgenuthete Welle statt und weiter durch Rädervorgelege, welche das Schrägstellen des Sägenblattes gestatten. Der Aufspanntisch ist mittels Schrauben wagerecht und lothrecht zu verstellen.

<sup>1)</sup> D. R.-P. No. 59053.

Zum Betriebe der Kaltkreissägen ist selbstverständlich ein auf ihrer Welle festes Rad nöthig, welches die Benutzbarkeit der Säge einschränkt: man kann regelmässig nur so tiefe Schnitte machen, als der Unterschied des Sägeblatt- und des Radhalbmessers beträgt. Da nun gleichzeitig das Widerstandsmoment ein grosses ist, so entschliesst man sich meistens, um mit kleinem Radhalbmesser auszukommen für Wurmradantrieb, und fertigt das Wurmrad aus Phosphorbronze, den Wurm aus geschmiedetem Stahl.

Bryant hat vorgeschlagen,<sup>1)</sup> in die Zahnücken der Säge die Zähne eines Stirnrades greifen zu lassen; es dürfte jedoch diese Antriebsweise wenig befriedigen.

Die Kalt-Kreissäge findet auch mannigfache Verwendung zum Erzeugen von Einschnitten in kleine Maschinentheile. Ihr Betrieb und ihre

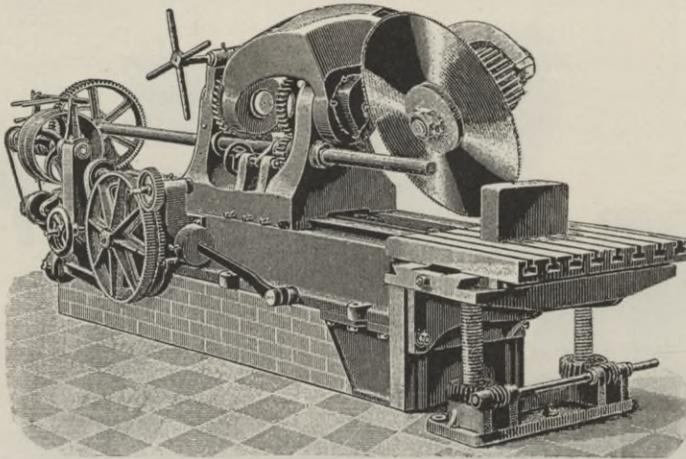


Fig. 856.

Führung gegenüber den Werkstücken unterscheidet sich dann nicht von denjenigen der Fräser.

Gerade Sägen gehören, ihrer Wirkungsweise nach nicht hierher; ich reihe sie, des gemeinsamen Namens halber hier an, zumal ich sie nicht eingehend zu erörtern gedenke.

Schwingende gerade Sägen kommen als erweiterte Handwerkzeuge vor.<sup>2)</sup>

Eine grössere Bedeutung haben die Bandsägen sich erworben.

Sie unterscheiden sich grundsätzlich nicht von den Bandsägen für Holz; für weiche Metalle verwendet man sogar die gleichen Bandsägen, ohne jede Aenderung. Erhebliche Unterschiede der für härtere Metalle gebauten Bandsägen gegenüber den für Holz bestimmten liegen nur insofern vor, als die Arbeits- wie die Zuschiebungsgeschwindigkeit (S. 22) bei ersteren viel kleiner ist, als bei letzteren, auch das Sägenblatt der Metallsäge durch zu starkes Zuschieben der Werkstücke eher gefährdet wird, als das Blatt der Holz schneidenden Bandsäge.

<sup>1)</sup> The Iron Age, April 1892, S. 772; Dec. 1896, S. 1125, mit Schaubildern.

<sup>2)</sup> H. Ehrhardt, D. R.-P. No. 30364. Thomson & Co., New Haven, Conn. The Iron Age, Juni 1896, S. 1362, mit Schaubild.

Da jüngst Arbeiten veröffentlicht sind, welche eine gute Uebersicht bieten, so beschränke ich mich hier auf das Anziehen der Quellen.<sup>1)</sup>

## 2. Schleifmaschinen.

Sie unterscheiden sich von den Fräsmaschinen:

durch weit grössere Arbeitsgeschwindigkeit,  
weit geringere Spandicke und

durch Schädlichkeit der Abfälle (Schleifstaub, Schleifschmand).

Wegen der grossen Arbeitsgeschwindigkeit, bezw. grossen Umdrehungszahlen der Schleifsteine wählt man für deren Spindeln möglichst lange und dünne Zapfen. In Rücksicht auf den Schleifstaub werden die Zapfenflächen häufig durch Ueberkragungen, Kappen oder auch Abdichtungen vor dem Eindringen fremder Körper möglichst geschützt. Die grosse Drehgeschwindigkeit verursacht schon bei geringen Ungleichheiten in der Massenvertheilung starke Erschütterungen, dem gegenüber verlangt die Dünnhheit der Späne besonders ruhiges und genaues Laufen der Schleifsteine. Dieser Gegensatz ist nur durch genaues Ablehren des Schleifsteins und der sich mit ihm drehenden Theile auszugleichen. Bei sehr kleinen Schleifsteinen — also sehr grossen Umdrehungszahlen — macht sich auch jede Ungleichheit des Treibriemens fühlbar. Man macht und erhält diesen deshalb möglichst gerade, und in seiner ganzen Länge möglichst genau gleich dick; die Verbindung der Riemen darf natürlich nur durch Zusammenleimen der gut

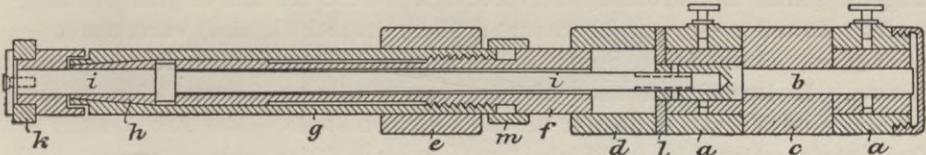


Fig. 857.

abgeschrägten Enden stattfinden. Es ist sogar die Lagerung der Schleifsteinspindel von derjenigen der Riemenrollenspindel getrennt ausgeführt, um die Erschütterungen der ersteren von letzterer fern zu halten.

Fig. 857 zeigt diese Anordnung im Schnitt, wie sie von der bekannten Firma Brown & Sharpe ausgeführt ist. Es handelt sich um eine Maschine zum Ausschleifen harter Büchsen, bei welcher der kleine Schleifstein *k* ziemlich weit von dem nächsten Gestelltheil *e* entfernt liegt. Etwaige Erschütterungen machen sich daher am Schleifstein besonders bemerklich. Man hat die Welle *b*, auf welcher die Antriebsrolle *c* fest sitzt in zwei Büchsen gelagert, die in am Gestell feste Augen *a* geklemmt sind. Zwei andere solche Augen, *d* und *e*, sollen die Lagerung für die Schleifsteinspindel *i* tragen. Zu dem Zweck ist in *e* eine Röhre *g* geklemmt, in welcher die Lagerbüchse *h* steckt. An *i* sitzt ein Bund, welcher sich gegen die rechtsseitige Endfläche von *h* legt; er wird auf der anderen Seite von dem Ende der Röhre *f* berührt, die mit Gewinde in *g* greift, also nach Bedarf angezogen werden kann. Das rechtsseitige Ende von *f* wird in *d* festgeklemmt, und der Muff *m* deckt den zwischen *g* und *f* liegenden Spielraum. Um nun den Schleifstein *k* bezw. dessen Welle *i* zu drehen, ist das

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen., 1895, S. 1341, mit Abb. Dingl. polyt. Journ. 1897, Bd. 306, S. 230, mit Abb.

rechtsliegende Ende von  $i$  mit zwei Längsnuthen versehen, in welche zwei in  $b$  festsitzende Stifte greifen; die Verbindung zwischen  $b$  und  $i$  beschränkt sich auf die Berührung dieser Stifte und die Seitenwände der genannten Nuthen.  $l$  bezeichnet eine eingelegte Filzscheibe.

Die grosse Geschwindigkeit der Schleifsteine gefährdet ihre Festigkeit; es ist leider die Zahl der durch Bersten der Schleifsteine hervorgerufenen Unglücksfälle nicht gering. Man befestigt die Schleifsteine auf ihren Wellen möglichst schonend, z. B. durch Einklemmen (Fig. 29, S. 29) oder Einkitten (Fig. 30, S. 29) und umgibt sie, um das Hinwegschleudern abgebrochener Stücke einzuschränken, so weit als möglich mit kräftigen Hüllen. Bei dem Nass-Schleifen fliessen die abgeschliffenen Metallspäne und abgelösten Schleifsteintrümmer mit dem Wasser als mehr oder weniger trübe Brühe ab. Diese muss von allen Gleitflächen sorgfältig fern gehalten werden, was wenig Schwierigkeiten verursacht, wenn bei dem Entwurf der Maschine die erforderlichen Ableitungskanäle rechtzeitig vorgesehen sind. Schwieriger ist, den beim Trockenschleifen entstehenden Staub — der nicht allein die Maschinen, sondern auch die Menschen schädigt — in geeigneter Weise unschädlich zu machen. Die schweren Staubtheile werden von ihrer Entstehungsstelle aus geradlinig fortgeschleudert; eine geeignete Oeffnung, welche in dieser Richtung liegt, nimmt sie auf. Die feinen Staubtheile werden aber von den entstehenden Luftwirbeln derartig beeinflusst, dass sie diesen folgen. Man macht sie sicher unschädlich, wenn man eine genügend starke Luftströmung hervorbringt, welche sie mit in jene Oeffnung treibt. Zuweilen — wenn überhaupt gröbere Staubtheile nicht vorkommen — gelingt es, sämmtlichen Staub seitwärts abzulenken und in Röhren abzuführen. Es lassen sich auch oft die oben erwähnten Schutzhüllen so ausbilden, dass sie den Stein nur an einer kleinen Stelle — der Arbeitsstelle — frei lassen. Dann ist möglich, durch sehr kräftiges Absaugen der Luft aus dem Innern der Hüllen in jener Oeffnung eine Luftströmung hervorzubringen, die genügend stark ist, um den Staub ins Innere der Hülle zu ziehen und durch eine geschlossene Röhre weiter zu befördern. Immer muss der Luftstrom durch Saugen erzeugt werden, so dass Staub und Luft in der mehrfach genannten Oeffnung sicher weiter geführt werden kann; ein Fortblasen des Staubes würde ihn nur noch mehr zerstreuen, seine schädliche Wirkung also auf grösseren Raum ausbreiten.

Es lässt sich häufig ein geeigneter Schleudersauger mit der rasch kreisenden Schleifsteinwelle unmittelbar verbinden, in anderen Fällen aber der besonders aufgestellte und angetriebene Schleudersauger der Absaugestelle anschliessen. Wenn das erfolgreiche Absaugen des Staubes z. Z. noch nicht häufig gefunden wird, so ist das Folge des Bestrebens, die betreffende Maschine möglichst billig liefern zu können.

So weit die hier erörterten, dem Schleifen eigenartigen Umstände nicht in Frage kommen, deckt sich die Bauart der Schleifmaschinen mit derjenigen der Fräsmaschinen. Man findet Schleifmaschinen, die im äussern Ansehen, wie in der Anordnung der Zuschiebungseinrichtungen sich von Fräsmaschinen kaum unterscheiden.

In dem Folgenden soll eine knappe Auswahl der Schleifmaschinen erörtert werden, und zwar in zwei Gruppen: solche, welche eigentliche Werkzeugmaschinen sind, und Werkzeugschleifmaschinen.

## a) Schleifmaschinen als eigentliche Werkzeugmaschinen.

α. Schleifsteine, gegen welche man die Werkstücke mit der Hand drückt, um letztere blank zu schleifen, mögen hier nur kurz erwähnt werden. Es sind das zum Theil bis 3 m grosse Sandsteine, denen gegenüber geeignete Vorrichtungen sich befinden, die dem Arbeiter gestatten, die Werkstücke ohne zu grosse Gefahr genügend kräftig anzudrücken.

Theils sind diese Steine ungleich hart, theils wird ihre Fläche nicht gleichmässig beansprucht — sei es, dass der Arbeiter verschieden stark drückt, oder einige Stellen der Schleiffläche sonst bevorzugt — so dass die Schleiffläche sich verschieden abnutzt und häufig berichtigt werden muss. Das geschieht durch Abdrehen und zwar vielfach mittels ziemlich roh zugerichteter Handdrehstähle. Wegen der starken Abnutzung solcher Drehstähle verwendet man mit Vortheil kreisrunde, drehbare Werkzeuge, die an den Steinen rollen.<sup>1)</sup> Fig. 858 stellt ein solches Werkzeug mit Schlitten und Schlittenführung dar. Letztere wird am Gestell oder dergl. des

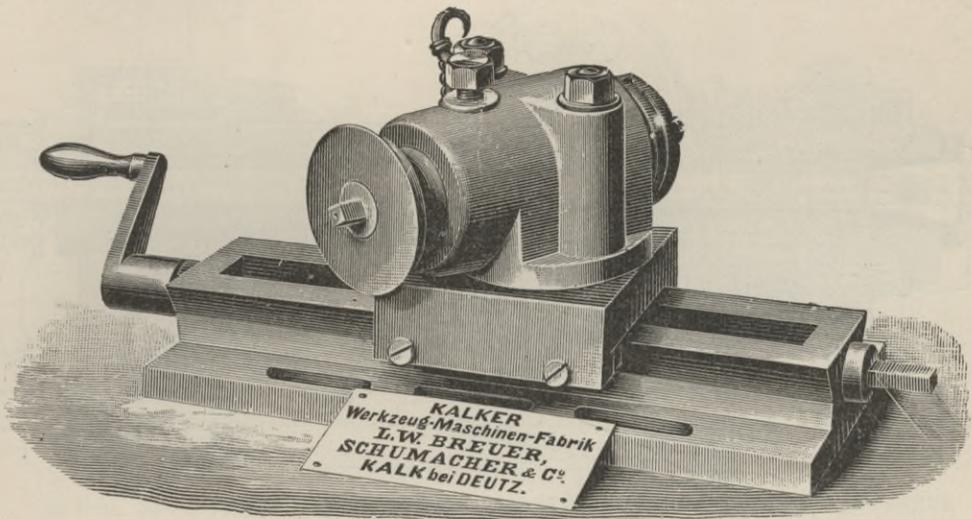


Fig. 858.

Schleifsteins befestigt und mittels Schraube und Handkurbel das Werkzeug nebst dessen Schlitten an dem sich drehenden Stein entlang geführt.

Man verwendet statt jener Sandsteine neuerdings häufig Schmirgelsteine oder solche aus Karborundum. Sie sind regelmässig viel kleiner und haben eine weit grössere Geschwindigkeit (vergl. S. 22). Es werden die Werkstücke ohne weiteres oder unter Beihilfe einer handlichen Fassung auf die vor dem Schleifstein befindliche Vorlage, welche tischartig oder nur leistenartig ist, gelegt und mittels der Hand angedrückt. Man legt auch solche Schleifsteine unter einen grösseren Tisch, so dass sie nur ein wenig, durch eine Oeffnung des Tisches nach oben herausragen. Es ist entweder die Tischplatte oder die Schleifsteinlagerung lothrecht verstellbar, um die Schleifsteinfläche mehr oder weniger über die Tischplatte hervorragen lassen zu können.

<sup>1)</sup> Herm. Fischer, Allgem. Grundsätze und Mittel des mechanischen Aufbereiten, Leipzig 1888, S. 336.

Auch ist der Schleifmaschinen zu gedenken, bei denen der Stein in einem gelenkigen Hebelwerk liegt, so dass man ihn in gerader oder anderer Linie über das feststehende Werkstück schieben kann.

Derartige für rohere Arbeiten bestimmte Schleifmaschinen findet man in den unten verzeichneten Quellen abgebildet.<sup>1)</sup>

β. Schleifmaschinen für ebene Flächen. Es sind manche Schleifmaschinen vorgeschlagen, die mittels ihrer trommelförmigen Fläche ebene Flächen ebenso erzeugen sollen, wie Fräser. Sie dürften keinerlei Aussicht auf Erfolg haben. Es ist wohl möglich, dass Schleifsteine mit ihrer trommelförmigen Fläche Blechkanten und sonstige schmale Flächen genügend ebnen, weil die geringe Höhlung, welche sie erzeugen, mindestens in vielen Fällen unbedenklich ist.<sup>2)</sup> Dagegen vermag man mittels des Kronenschleifsteines (S. 29, Fig. 30 und S. 46, Fig. 70) genaue Ebenen zu erzeugen.<sup>3)</sup> Oft sind die hier folgend beschriebenen Rundschleifmaschinen so eingerichtet, dass sie im Stande sind, auch ebene Flächen genau zu schleifen (siehe unten).

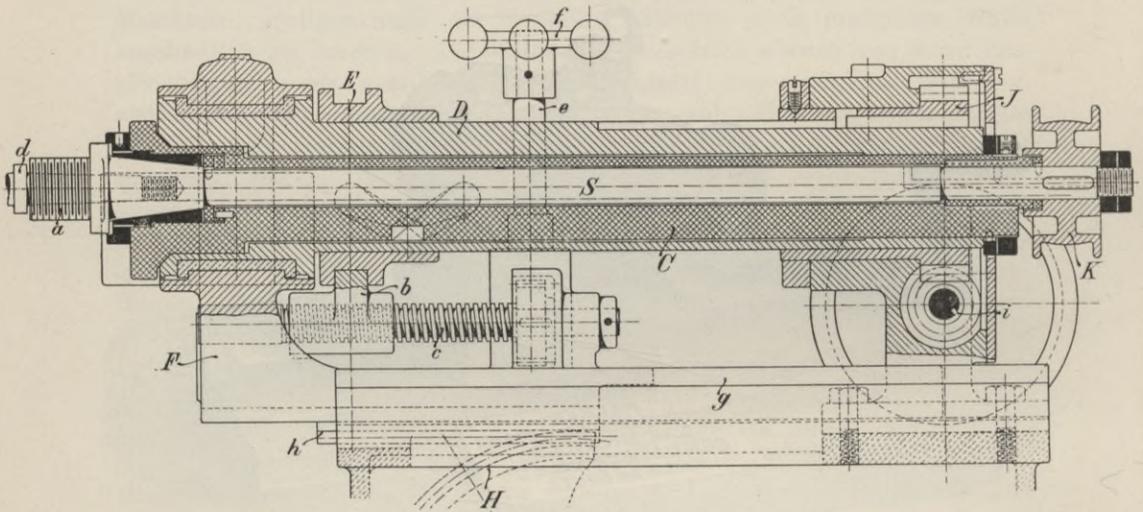


Fig. 859.

γ. Rundschleifmaschinen. Sie haben eine grössere Bedeutung als die vorigen, indem von harten Büchsen und Spindeln meistens ein hoher Genauigkeitsgrad verlangt wird. Es verbindet sich die Fähigkeit der Schleifsteine, auch sehr harte Stoffe gut bearbeiten zu können, mit der anderen: sehr genaue Arbeit zu liefern (S. 46), um die in Rede stehenden Maschinen zu äusserst werthvollen Werkzeugmaschinen vieler Fabriken zu machen. Demgemäss mögen hier einige mustergiltige Beispiele solcher Maschinen beschrieben werden.

<sup>1)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1874, Bd. 212, S. 388; Bd. 213, S. 21; S. 196, mit Schaubild. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1881, S. 611, mit Abb. und Schaubild. Pr. Masch.-Constr. 1885, S. 305, mit Schaubild. The Iron Age, 6. Jan. 1887, mit Schaubild. Zeitschrift d. Ver. deutscher Ingen. 1892, S. 752, mit Schaubild. Industries and Iron, Nov. 1895, S. 387, mit Schaubild.

<sup>2)</sup> Poulot, Revue industrielle, Febr. 1890, S. 43, mit Abb.

<sup>3)</sup> Fétu, Defize & Co., Revue industr. Juli 1891, S. 281, mit Abb. Taconi Iron and Metal Comp. The Iron Age, März 1892, S. 449, mit Abb. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1892, S. 1462, mit Abb.

Die Fig. 859 bis 872 stellen eine Schleifmaschine von Collet & Engelhard in Offenbach a. M. im ganzen und in ihren Einzelheiten dar.<sup>1)</sup> Ich wende mich zunächst zur Schleifsteinspindel *S*, Fig. 859, 860 u. 861. Der gehörig gefasste Schleifstein ist entweder auf den Kopf *a* der Spindel geschraubt, oder auf einem Dorn sitzend mit diesem an der Spindel *S* befestigt. Der Antrieb von *S* erfolgt durch die Riemenrolle *K*, Fig. 859. Es ist nun die Spindel *S* in der ausseraxig gebohrten Spindel *C* gelagert und diese in einem ausseraxig gebohrten Loch der Spindel *D* drehbar. Man kann daher durch Drehen der Spindel *C* in *D* die Mitte von *S* aus der Mitte von *D* nach aussen verlegen.<sup>2)</sup> Das benutzt man beim Ausschleifen trommelförmiger Höhlungen, indem deren Axe in die Axe von *D* gelegt und dann *C* soweit gegen *D* verdreht wird, als erforderlich ist, um den Schleifstein zum Angriff zu bringen. Diese gegensätzliche Drehung bewirkt ein Stift *u*, Fig. 860, der einerseits in eine schraubenförmige Nuth von *C*

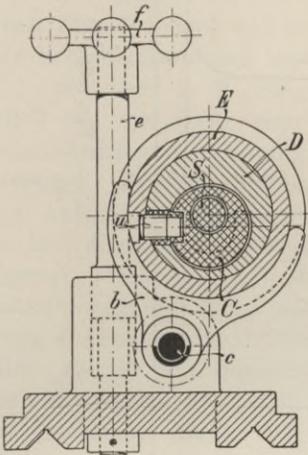


Fig. 860.

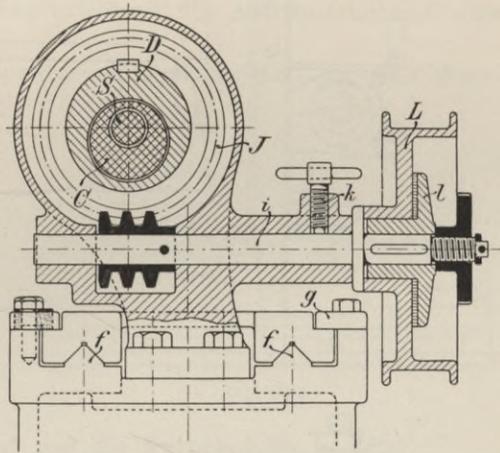


Fig. 861.

greift, andererseits in einem entgegengesetzt gerichteten schraubenförmigen Schlitz der Spindel *D* steckt und in der Hülse *E* festsitzt. Diese Hülse wird durch die Gabel *b*, die Schraube *c*, ein Wurmrad und einen an der stehenden Welle *e* sitzenden Wurm mittels des Handkreuzes *f* verschoben. Die Drehung der Spindel *D* vermittelt das Wurmrad *J* und ein auf der Welle *i* sitzender Wurm, der durch die Riemenrolle *L*, Fig. 861, unter Vermittlung der Reibkupplung *l* angetrieben wird. Will man die Drehung von *D* nicht benutzen, so löst man einerseits die Reibkupplung und legt andererseits die Welle *i* durch die Druckschraube *k* fest. Es ist die Schleifsteinspindel *S* in ihrer Axenrichtung genau verschiebbar, indem der Lagerkörper *F* auf dem Schweinsrücken *f*, Fig. 861, reitet und durch die Leisten *g* nach unten gedrückt wird. Das (in Bezug auf Fig. 859) rechtsseitige Lager von *D* steht auf dem Gestell der Maschine fest; es ist die Nabe von *J* unmittelbar in ihm gelagert und *D* in *J* verschiebbar. Die Verschiebung des Lagers *F* bewirkt man nun mittels eines verzahnten Bogens *H*, Fig. 859 u. 862,

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1897, S. 648, mit Abb.

<sup>2)</sup> Vergl. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1882, S. 355; 1892, S. 1040, S. 1073, mit Abb.

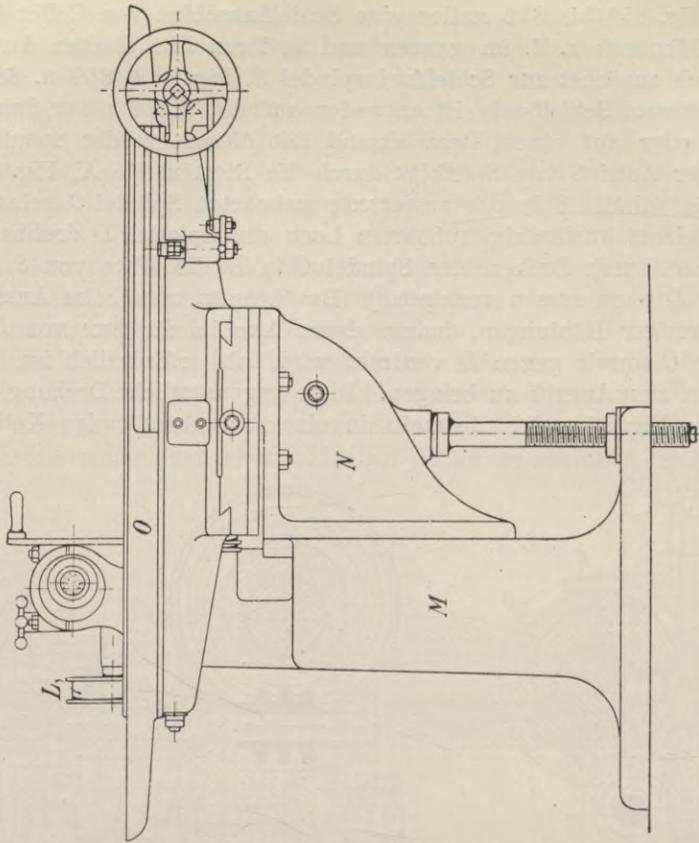


Fig. 863.

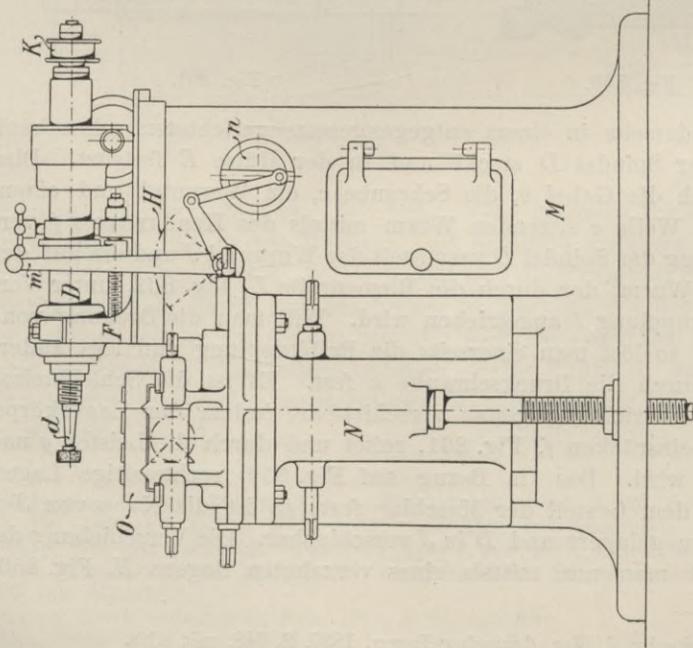


Fig. 862.

welcher in eine an  $F$  sitzende Zahnstange greift. Die Welle von  $H$  ist quer durch das Maschinengestell gelegt und wird an der Vorderseite der Maschine entweder durch den Handhebel  $m$ , Fig. 862, oder von der Kurbelscheibe  $n$  aus bethätigt. Die Welle von  $n$  trägt hinter der Maschine das Wurmrad  $o$ , Fig. 866, in welches ein an der Welle  $p$  sitzender Wurm greift;  $p$  wird unter Vermittlung eines verschiebbaren Reibrades (Fig. 306 S. 151) angetrieben.

Die beschriebene Lagerung der Schleifsteinspindel nebst Zubehör sitzt auf dem kastenartigen Ständer  $M$ ; an diesem ist der Winkel  $N$  lothrecht verschiebbar, welcher unter Vermittlung eines Wendeschemels und zweier rechtwinklig zu einander liegender Führungen den Aufspanntisch  $O$  trägt.

Das weitere lässt sich einfach erläutern, wenn von den verschiedenen Zustellungen der Maschine ausgegangen wird.

Als erste derselben möge diejenige erörtert werden, bei welcher — nach Fig. 862 und 863 — die Längsrichtung des Aufspanntisches  $O$  quer zur Schleifsteinspindel liegt.

Sie dient z. B. zum Ausschleifen cylindrischer Löcher. Das Werkstück ist, mit Hilfe einer geeigneten Aufspannvorrichtung auf  $O$  befestigt, die Verschiebbarkeiten des Aufspanntisches werden zum genauen Einstellen des Werkstücks benutzt, während Arbeits- und Schaltbewegung dem auf dem Dorn  $d$  sitzenden Schleifstein zufällt. Es sei hier bemerkt, dass die Schleifsteinspindel sich minutlich 3000mal dreht, die hohle Spindel  $D$  in derselben Zeit 37mal und die Kurbelscheibe  $n$  2mal.

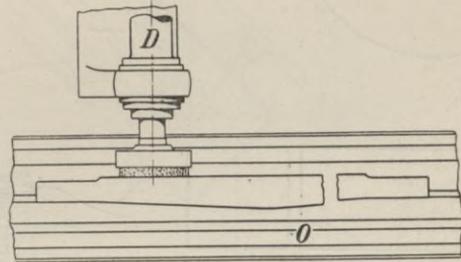


Fig. 864.

Man benutzt diese Zustellung ferner zum Schleifen ebener Flächen, z. B. der Kreuzkopf-Gleitbahnen, indem — nach der Grundrissfigur 864 — auf die Arbeitsspindel ein Kronenschleifstein gesetzt und das Werkstück mit der zu bearbeitenden Fläche genau gleichlaufend zu der Längsbewegung von  $O$  auf diesem befestigt wird. Die Schaltbewegungen werden dann durch den Aufspanntisch  $O$  bewirkt, während die Schleifsteinspindel sich nur dreht.

Zum Schleifen kegelförmiger Lochwandungen und Aussenflächen legt man — nach Fig. 867 und 868 — die Längsrichtung des Aufspanntisches  $O$  schräg gegen die Schleifsteinaxe. Die Werkstücke werden in Futter  $v$  gespannt, deren Wellen in den Böckchen  $q$  drehbar stecken und die durch einen Riemen, oder eine Schnur vom Deckenvorgelege aus gedreht werden. Die hohle Spindel  $D$  dreht sich nicht, der auf einem Dorn steckende rasch kreisende Schleifstein wird in seiner Axenrichtung hin- und hergeschoben. Fig. 871 veranschaulicht diese Zustellung.

Zum Schleifen der Aussenflächen walzenförmiger Werkstücke — Bolzen, Zapfen, Spindeln — legt man den Aufspanntisch  $O$  gleichlaufend zur Schleifsteinaxe, Fig. 865, 866, 869 und 872. Auf  $O$  ist eine Platte gelegt; diese trägt einen kleinen Spindelstock  $q$  und ihm gegenüber einen kleinen Reitstock, zwischen deren Spitzen das Werkstück eingespannt wird. Der

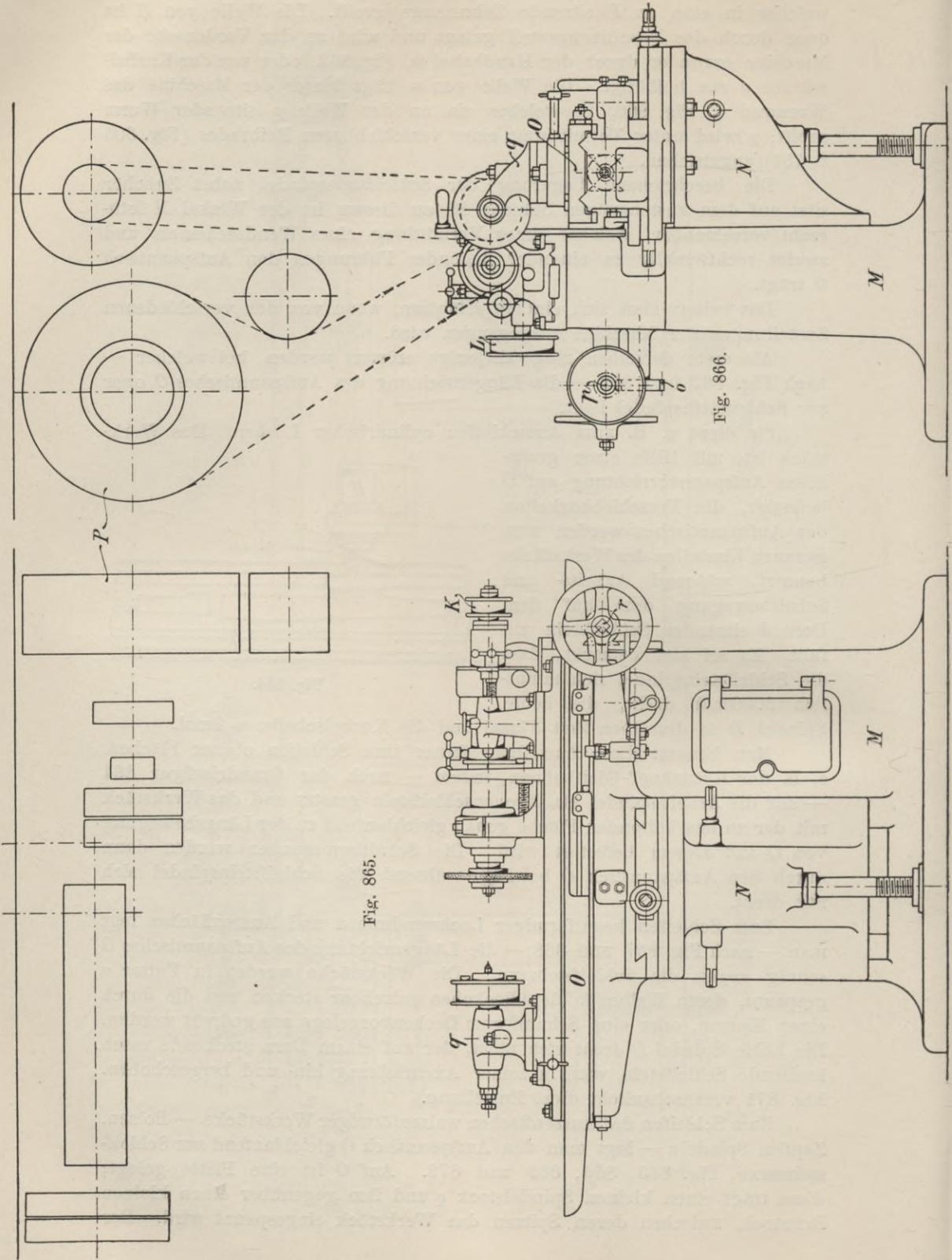


Fig. 865.

Fig. 866.

Schleifstein dreht sich nur, die Aufspannplatte wird in ihrer Längenrichtung hin- und hergeschoben, und das Werkstück dem Schleifstein durch Ver-

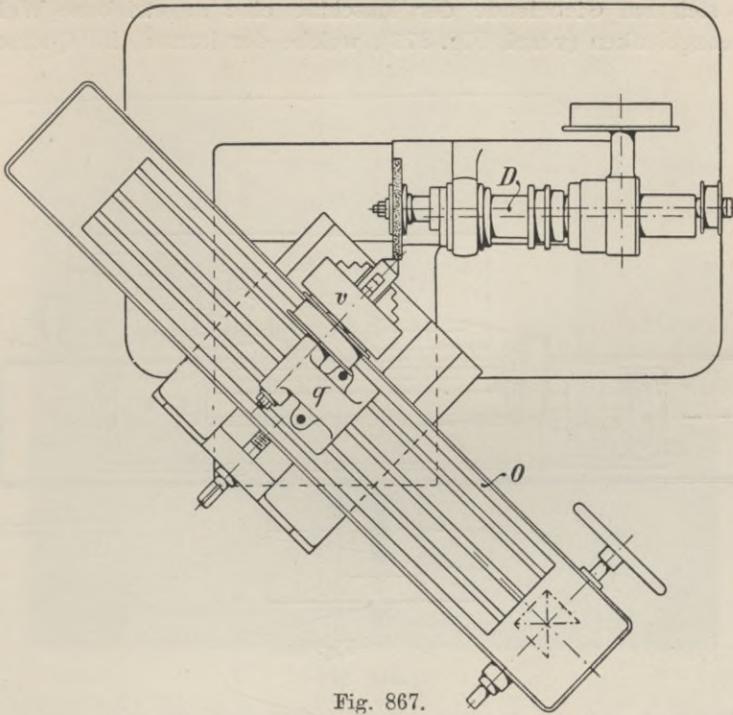


Fig. 867.

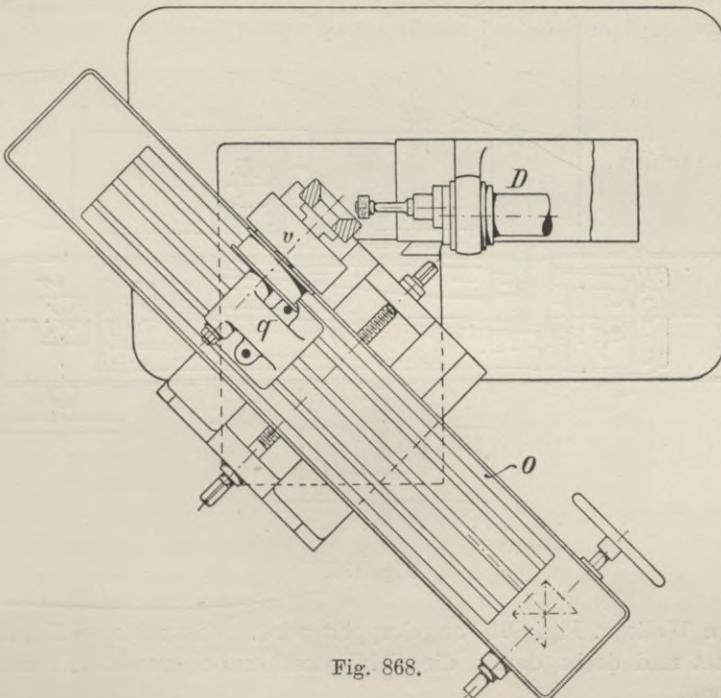


Fig. 868.

schieben des Querschlittens auf dem Winkel  $N$  genähert; es ist die betreffende Schraube mit einer eingetheilten Scheibe versehen, um diese

Verschiebung möglichst genau begrenzen zu können. Es soll die Längsverschiebung des Werkstückes selbstthätig stattfinden. Zu diesem Zweck befindet sich am Giebelende der Maschine eine angetriebene Welle mit zwei Kreuzgelenken (vergl. Fig. 871), welche der kurzen, im Querschlitten

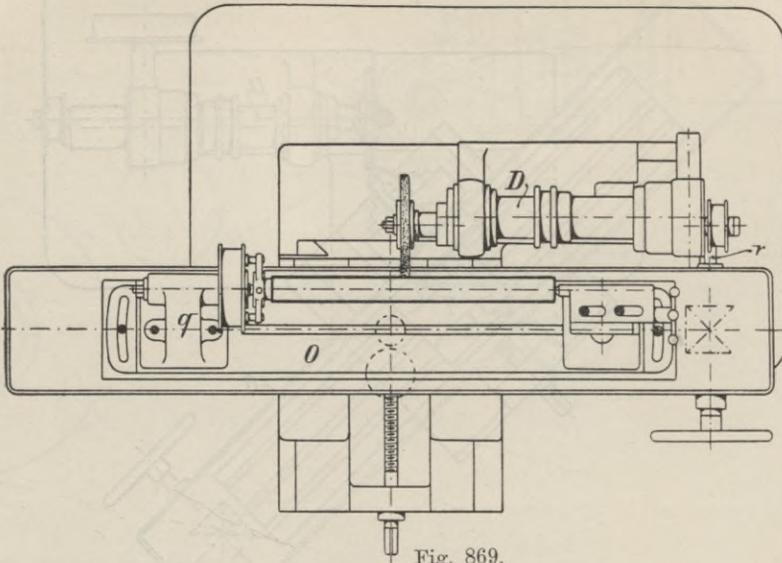


Fig. 869.

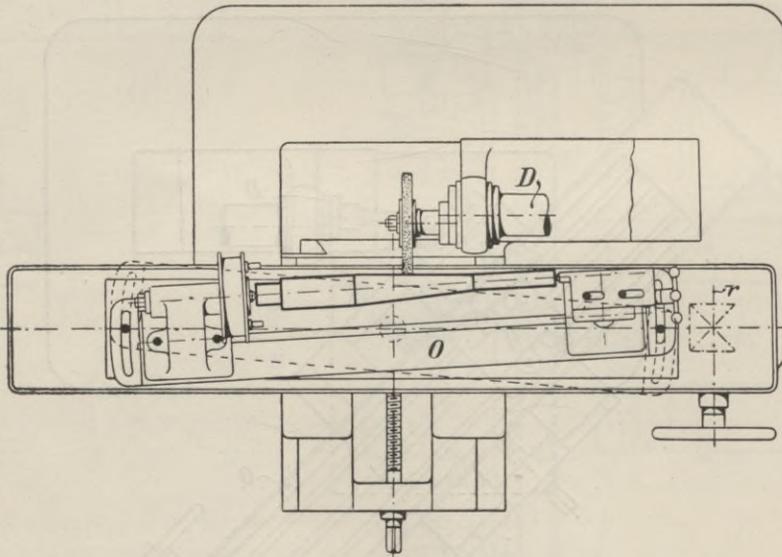


Fig. 870.

gelagerten Welle  $r$ , Fig. 865, angekuppelt wird.  $r$  ist mit zwei Kegelnädern ausgerüstet und dreht damit die Schlittenschraube entweder rechts oder links herum.

Die zwischen Aufspanplatte einerseits und Spindel- und Reitstock andererseits eingeschaltete Platte kann ein wenig schräg gestellt werden

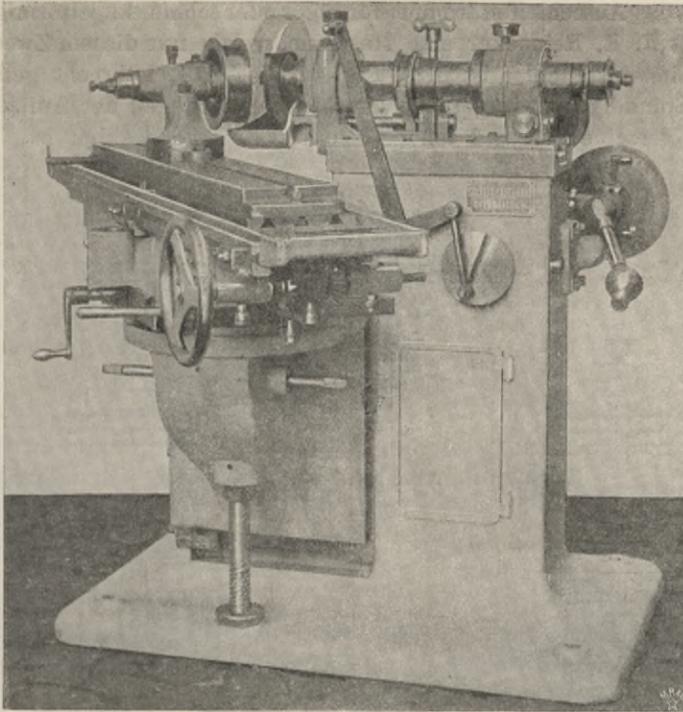


Fig. 871.

und ermöglicht dadurch das Schleifen längerer schlanker Kegel nach Fig. 870 mit der sonst für walzenförmige Gegenstände bestimmten Zustellung.

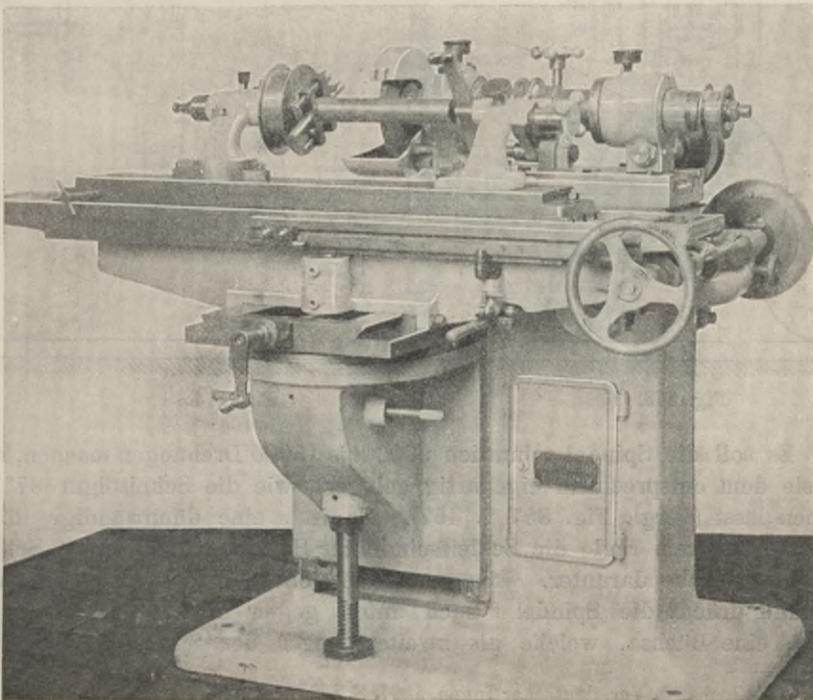


Fig. 872.

30\*

Für das Ausschleifen trommelförmiger oder schlankkegelförmiger Löcher verwendet J. E. Reinecker eine Maschine, welche nur diesem Zweck dient.<sup>1)</sup> Die Schleifsteinspindel *i* ist in *s*, Fig. 873 bis 878, lothrecht gelagert und mit dem Spindelkasten wagerecht verschiebbar, wogegen der Aufspanntisch *a* lothrecht verschiebbar und um eine lothrechte Axe drehbar ist.

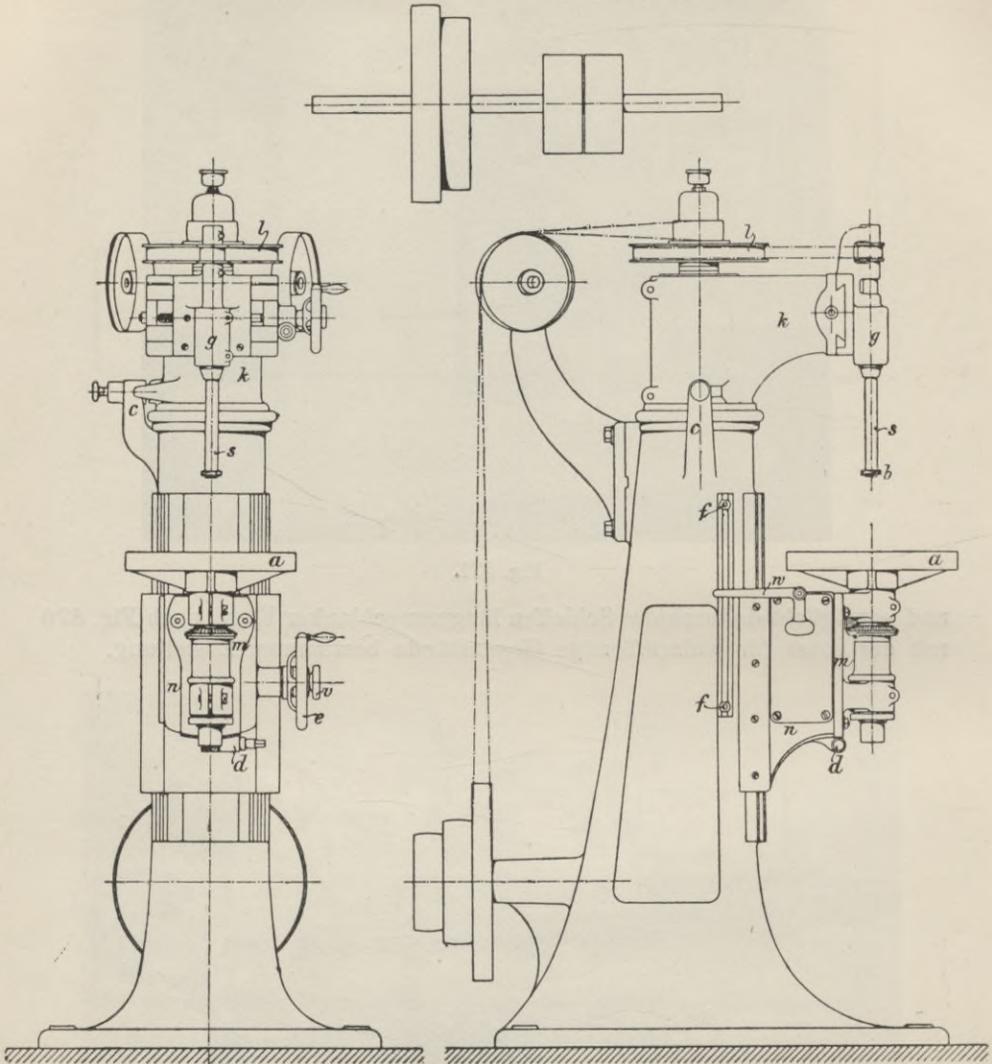


Fig. 873.

Fig. 874.

Es soll die Spindel minutlich 9000 bis 13000 Drehungen machen, man hat sie dem entsprechend eigenartig gelagert, wie die Schnittfigur 875 erkennen lässt (vergl. Fig. 857 S. 457). Es ist *s* eine dünnwandige Röhre, in deren unterem Ende die Schleifspindel ihr Hauptlager findet; der Schleifstein *b* liegt nahe darunter. Eine unten und oben verdickte Röhre *s*<sub>1</sub> steckt in *s* und drückt die Spindel *i* nach unten gegen ihr Lager. Oben enthält *s*<sub>1</sub> eine Büchse, welche als zweites Lager der Spindel *i* dient, und

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1897, S. 879, mit Abb.

unterhalb dieser Büchse ist  $s_1$  in  $s$  fest geschraubt. Diese ganze, wie ein 25 mm dicker Stab aussehende Lagerung ist unter Vermittlung einer Büchse im Schlitten  $g$  befestigt. Weiter oben sitzen an  $g$  die gewöhnlichen Lager für die angetriebene Welle  $h$ , die mit  $i$  durch einen Querstift gekuppelt ist.

Aus den Fig. 873 und 874 sieht man, dass  $g$  an der Stirnseite des Auslegers  $k$  wagerecht verschoben werden kann; diese Verschiebung bleibt in so engen Grenzen, dass die Riemenlänge hierdurch nicht fühlbar beeinflusst wird. Man will aber den Schleifstein  $b$  mittels des Auslegers  $k$  zur Seite schwenken, um den Aufspanntisch  $a$  frei zu bekommen. Deshalb ist  $k$  um eine lothrechte Axe drehbar, welche mit der Axe der Riemenrolle  $l$  zusammenfällt. Damit der Schleifstein nach dem Zurückschwenken des Auslegers ohne weiteres seine richtige Lage erhält, sitzt an  $k$  ein vorspringender Arm, der sich gegen den Arm  $c$  des Maschinenständers legt. Der Antrieb ist aus den Figuren ohne weiteres zu erkennen.

Es ist der Aufspanntisch  $a$  mit Hilfe seiner röhrenartigen Welle in der Platte  $m$ , Fig. 873, 874 und 876, gelagert und  $m$  um einen kurzen Zapfen, dessen Axe in  $oo$  liegt, an dem Schlitten  $n$  drehbar, und zwar mittels des Wurm  $d$ . Nach dem Einstellen wird  $m$  mit  $n$  fest verschraubt.

Die Welle  $oo$ , Fig. 876, welche  $a$  zu drehen hat, wird durch die lang genuthete stehende Welle  $p$ , und diese von der gemeinsamen Antriebswelle

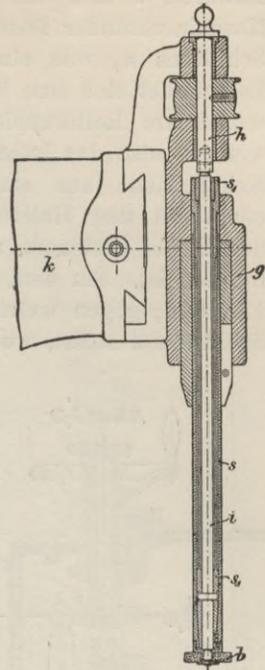


Fig. 875.

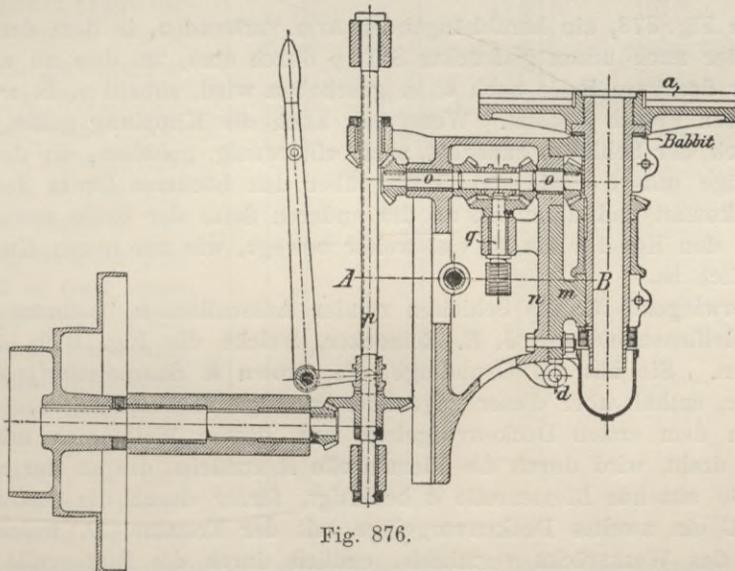


Fig. 876.

aus angetrieben. Eine auf  $p$  sitzende ausrückbare Klauenkupplung verbindet das betreffende Kegelrad mit  $p$ .

Von  $oo$  aus wird durch ein Kehrgetriebe die stehende Welle  $q$  ge-

dreht, welche mittels an ihr ausgebildeten Wurmtes das auf der Welle  $t$  feste Rad  $r$  Fig. 877 dreht.  $t$  steckt frei drehbar in einer Büchse, auf der das Handrad  $e$  und das Zahnrad  $u$  fest sitzt. Letzteres greift in eine am Maschinenständer feste Zahnstange und bewirkt das Heben und Senken des Schlittens  $n$ , was ein — nicht gezeichnetes — Gegengewicht erleichtert. Es befindet sich nun in der Mitte des Handrades  $e$  eine durch die Schraube  $v$  anziehbare Reibkupplung (S. 181) vermöge welcher  $u$  mit  $t$  verbunden werden, also das lothrechte Verschieben des Schlittens von dem erwähnten Kehrgetriebe aus stattfinden kann. Es wird das Kehrgetriebe durch einen, in den Halsring des auf  $o$  verschiebbaren Kuppelstücks greifenden Hebel gesteuert, mit dem der aussen liegende Hebel  $w$ , Fig. 877, verbunden ist. An dem Maschinenständer sitzen zwei einstellbare Frösche  $f$ , Fig. 874, gegen welche der Hebel  $w$  bei dem Steigen, bzw. Sinken des Schlittens  $n$  stösst, wodurch die Kupplung zunächst ausgelöst wird. Mit  $w$

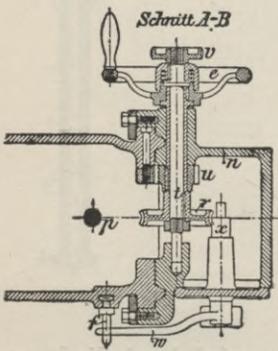


Fig. 877.

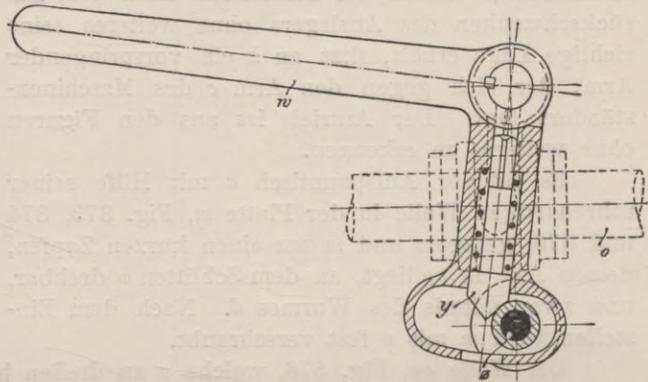


Fig. 878.

ist, nach Fig. 878, ein herabhängender Arm verbunden, in dem der durch eine Feder nach unten gedrückte Stift  $y$  durch eine, um den an  $n$  festen Zapfen  $z$  drehbare Rolle nach oben geschoben wird, sobald z. B.  $w$  gegen den oberen Frosch  $f$  stösst. Wenn nun auch die Kupplung gelöst ist, so wird doch der Schlitten zunächst noch ein wenig gehoben, so dass das keilförmige untere Ende des Stiftes über den höchsten Punkt der Rolle hinweg kommt und nunmehr, an der anderen Seite der Rolle nach unten sinkend, den Hebel  $w$  um so viel weiter bewegt, wie zur neuen Kupplung erforderlich ist.

Vorwiegend für das Schleifen runder Aussenflächen bestimmt ist die Rundscheifmaschine von J. E. Reinecker, welche die Fig. 879 bis 882 darstellen. Sie hat als Grundlage die Brown & Sharpe'sche<sup>1)</sup> Schleifmaschine, enthält aber dieser gegenüber wichtige Verbesserungen.

Von dem ersten Deckenvorgelege aus, dessen Welle sich minutlich 350 mal dreht, wird durch die Riemenrolle  $A$  zunächst die an der Schleifsteinwelle sitzende Riemenrolle  $a$  bethätigt, ferner durch die Stufenrollen  $B$  und  $C$  ein zweites Deckenvorgelege mit der Trommel  $D$ , welche das Drehen des Werkstücks vermittelt, endlich durch die Stufenrolle  $E$  die Stufenrolle  $F$ , Fig. 881, behufs selbstthätigen Verschiebens des Aufspan-

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1886, S. 559, mit Abb.

tisches *T*, in dessen Längsrichtung und der Schleifsteinspindel-Lagerung *G* quer zu dieser Richtung.

Die Schleifsteinspindel enthält, nach Fig. 879, zwei scheibenförmige Schleifsteine; man verwendet den einen oder den andern, und der ausserhalb der Lager — in der Figur links — liegende wird nach Bedarf durch einen Kronenschleifstein ersetzt. Der zugehörige Lagerbock ist mit seiner Unterplatte *G* auf dem Querschlitten *M*, Fig. 882, mit Hilfe einer kreisrunden Aufspan-Nuth befestigt, demnach die Lage der Spindelaxe gegenüber dem Aufspanntisch *T* zu ändern. *M* ist auf dem Körper *N* geradlinig zu verschieben und mit ihm, behufs Einstellens, auf dem Maschinengestell um eine lothrechte Axe zu drehen. Es kommt das namentlich in Frage für das Schleifen stark kegelförmiger Gestalten (vergl. Fig. 867).

Nach den Zeichnungen ist auf dem Aufspanntisch *T* eine einstellbare Platte *K* angebracht, die einen Spindelstock *H* und einen Reitstock *J* trägt. Wenn zwischen Spitzen einzuspannende Gegenstände geschliffen werden, so ruht die Spindel im Spindelstock, so dass seine Spitze als „tote“ (S. 127) wirkt; es dreht dann die Mitnehmerscheibe *b* das Werkstück. Andere Gegenstände werden mittels eines Futters am Kopf der in *H* gelagerten Spindel befestigt und durch die Rolle *c* gedreht. Der Spindelstock *H* ist auf *K* mit Hilfe kreisförmiger Aufspan-Nuth befestigt, sonach die Spindel gegen die Längen-

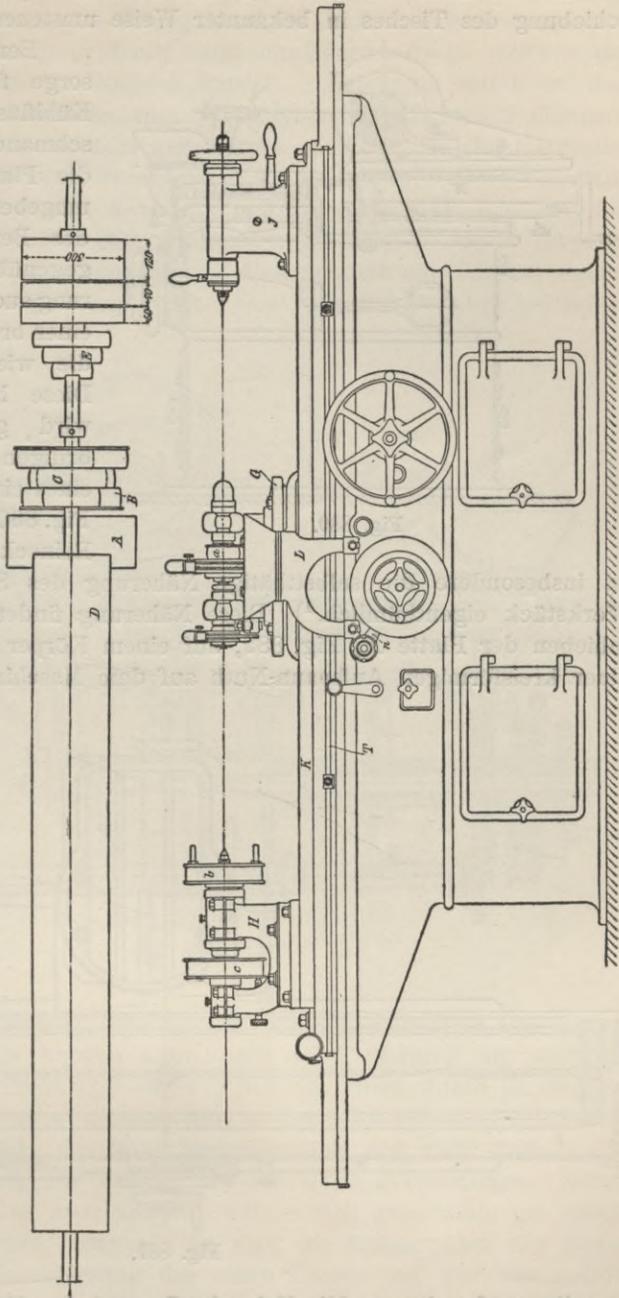


Fig. 879.

richtung des Aufspanntisches schräg zu legen. Hiervon kann natürlich nur Gebrauch gemacht werden, wenn die Werkstücke am Kopf der Spindel befestigt sind.

An der Seite des Tisches *T* sind Frösche angebracht, welche die Verschiebung des Tisches in bekannter Weise umsteuern.

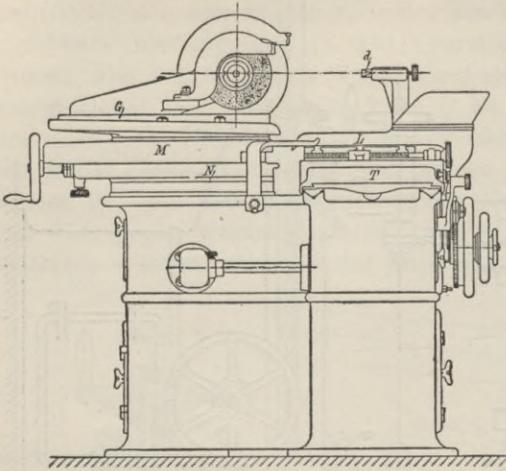


Fig. 880.

Bemerkenswerth ist die Fürsorge für die Ableitung der Kühlflüssigkeit und des Schleifschmuds. Es ist nicht allein die Platte *G* mit einer Rinne umgeben, welche in die Mitte des Bettes mündet, sondern gegenüber der Schleifsteinlagerung auch der Aufspanntisch von einer breiten Rinne *L* überdeckt, die wie die vorige mündet. Diese brückenartige Rinne *L* wird gelegentlich zum Anbringen einer Brille (S. 131) oder eines einfachen Gegenhalters *d*, Fig. 880 und 882, benutzt. Der Reinecker'schen Schleifmaschine

ist insbesondere die selbstthätige Näherung des Schleifsteins gegen das Werkstück eigenthümlich.<sup>1)</sup> Diese Näherung findet überhaupt durch Verschieben der Platte *M*, Fig. 882, auf einem Körper *N* statt, welcher mittels einer kreisförmigen Aufspann-Nuth auf dem Maschinenbett verschieden ein-

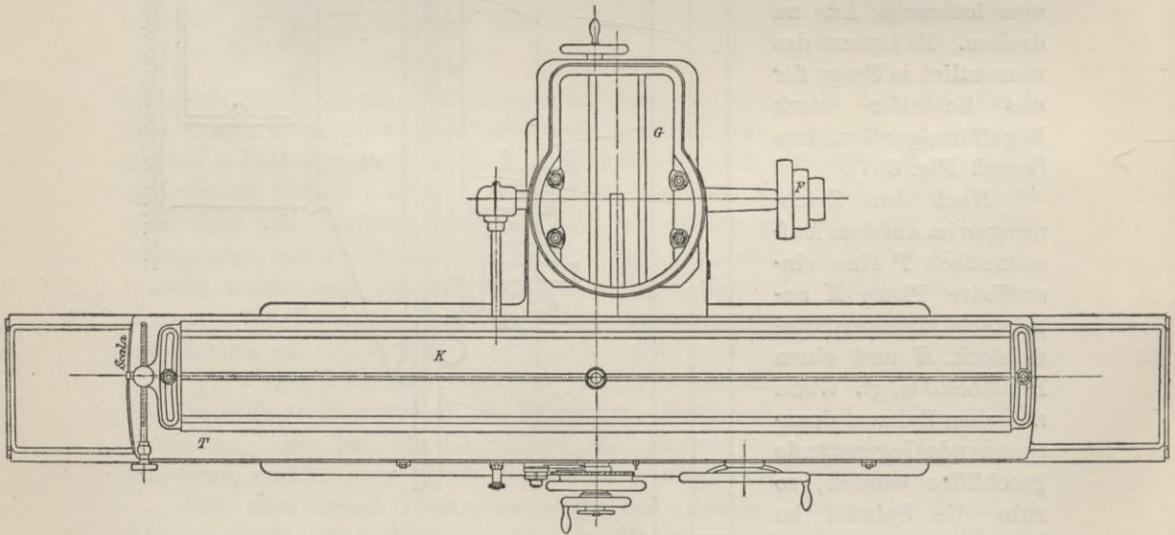


Fig. 881.

gestellt werden kann. Mit *N* ist das Lager *e* für die Mutter *m* der Schraube *f* fest verbunden; *f* ist an der Platte *M* unverschieblich gelagert, so dass durch Drehen des an *f* festen Handrades die in Rede stehende Verschiebung

<sup>1)</sup> Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen. 1897, S. 882; D. R.-P. No. 74159.

stattfinden kann. Hiervon wird für die Einstellung Gebrauch gemacht. Während der Arbeit verschiebt man  $M$  an  $N$  durch Drehen der Mutter  $m$ , während die Schraube durch eine Druckschraube  $g$  festgehalten wird. An  $m$  ist ein Wurmrad ausgebildet, die Axe der zugehörigen lothrechten Wurm-welle fällt mit der Axe der in  $N$  angebrachten Aufspann-Nuth zusammen, und am unteren Ende dieser Welle sitzt ein Wurmrad, in welches der Wurm  $h$  greift, der auf der Welle  $k$  festsetzt. Gleichaxig mit  $k$  ist das, auf einer hohlen Welle sitzende, zum Verschieben des Tisches  $T$  dienende Stirnrad  $l$  gelagert. Die — nicht gezeichnete — Welle, welche  $l$  antreibt, wird durch die Umsteuerung veranlasst, sich zeitweilig rechts, zeitweilig links zu drehen. Sie schleppt dabei einen Arm  $n$ , Fig. 879, mit sich, der mit einem in das Rad  $o$ , Fig. 882, greifenden verzahnten Bogen versehen ist.  $o$  ist mit dem Arm  $p$  verbunden, und dieser enthält eine Klinke, welche in eine Verzahnung des Rades  $q$  greift. Der Arm  $p$  trifft aber bei seiner

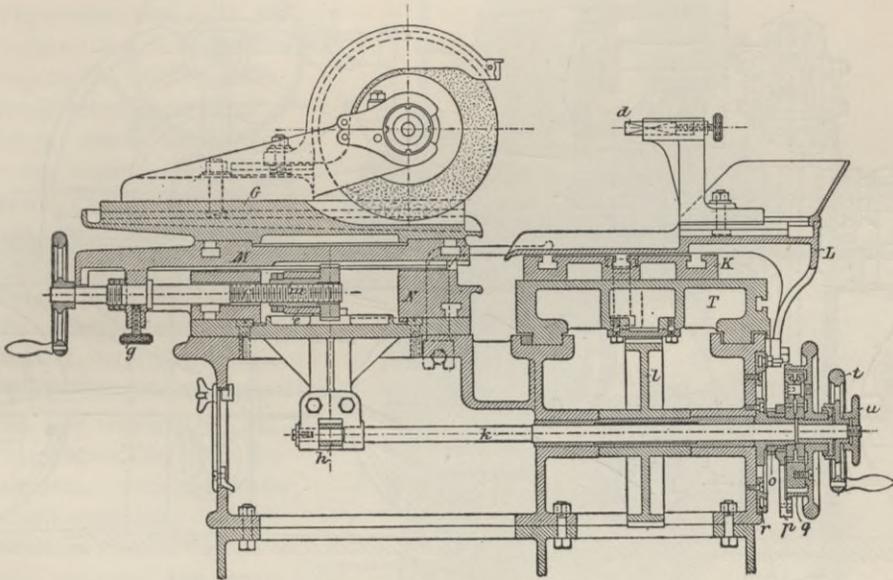


Fig. 882.

Drehung auf einen Vorsprung, der an der, am Maschinenbett festen Aufspann-Nuth  $r$  eingestellt werden kann, und wird dadurch am weiteren Drehen gehindert. Es dreht sich daher  $q$  nur um einen durch Einstellung zu regelnden Winkel. Man erkennt nun in der Fig. 882 zwei gleichaxig mit  $k$  liegende Stirnräder; das links liegende kann sich nicht drehen, das rechts liegende ist durch eine Büchse mit der Welle  $k$  verbunden. Ueber diesen Rädern sieht man zwei andere, welche sich gemeinsam um einen, an  $q$  festen Bolzen drehen können. Es sind die Zähnezahlen der Räder so gewählt, dass die Uebersetzung des einen Paares von der des andern nur wenig abweicht. Daraus folgt, dass bei ganzer Drehung des Rades  $q$  die Welle  $k$  sich nur um einen kleinen Winkel dreht, so dass einem mässigen Ausschlag des Armes  $n$  oder des Armes  $p$  eine ungemein kleine Verschiebung des Schlittens  $M$  entspricht. Es ist  $q$  zum Handrad ausgebildet, um regelnd eingreifen zu können; man kann aber auch durch Anziehen der Mutter  $u$

das Handrad *t* auf kürzerem Wege mit der Welle *k* verbinden, um eine raschere Verschiebung von *M* herbeizuführen.

Die vielen möglichen Verwendungsweisen dieser Maschine glaube ich nicht einzeln anführen zu sollen.

Zu den Rundschleifmaschinen kann man auch die Schleifmaschinen für die Steuerungskulissen der Lokomotiven rechnen.

Sie mögen durch Anziehen einiger Quellen erledigt werden<sup>1)</sup>; ebenso die Schleifmaschinen für Kugeln.<sup>2)</sup>

#### b) Schleifmaschinen für Werkzeuge.

*a.* Dreh- und Hobelstichel werden vielfach mittels der Hand gegen die Schleifsteine gelegt. S. 28 wurde dargelegt, dass — um die Schleif-

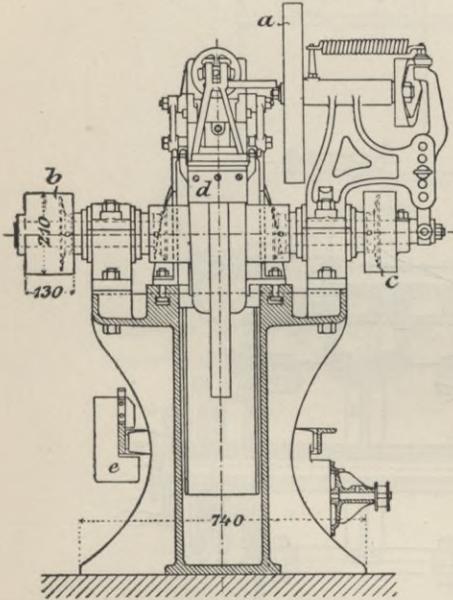


Fig. 883.

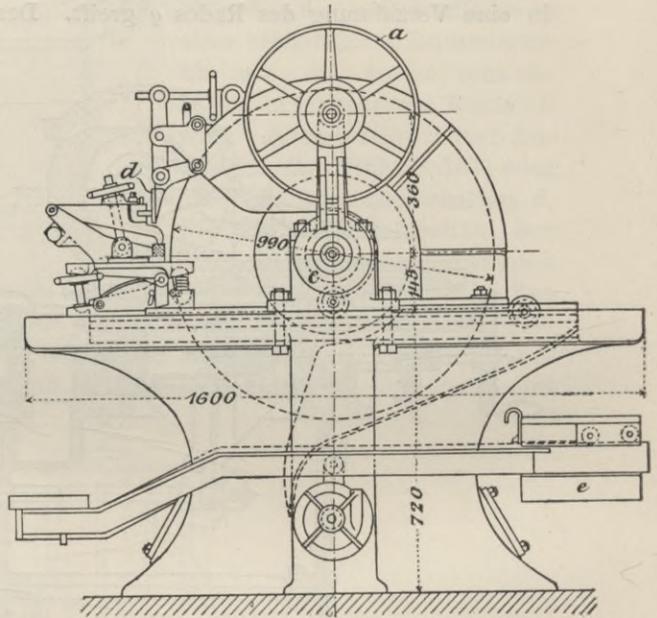


Fig. 884.

steinfläche in ihrer Gestalt zu erhalten — eine regelmässige Querschiebung zwischen Schleifstein und zu schleifendem Gegenstand erforderlich sei. Sie kann im vorliegenden Falle durch die Hand des Arbeiters herbeigeführt werden; der erwartete Erfolg wird aber meistens nur erreicht, wenn man die Verschiebung durch mechanische Mittel bewirkt. Zu diesem Zweck lässt man die Auflage, besser den Stein, sich hin und her bewegen, so dass die ganze Breite der Schleiffläche in Anspruch genommen und abgenutzt wird.

Um den Schleifstein zu netzen, lässt man ihn in Wasser waten. Das

<sup>1)</sup> Oppenheim & Co., Dingl. polyt. Journ. 1884, Bd. 251, S. 395, mit Abb. Fétu, Defize & Co., Rev. industr. Juli 1891, S. 281, mit Abb. Aird, The American Engineer and Railroad Journal, Mai 1895, S. 231, mit Schaubild.

<sup>2)</sup> Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen. 1892, S. 1461, mit Abb. Herm. Fischer, Schleifen der Kugeln. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1893, S. 564, mit Abb. Prakt. Masch. Constr. 1895, S. 180, mit Abb.

hat manche Unzuträglichkeiten zur Folge<sup>1)</sup>; man zieht deshalb vor, das Wasser stetig zuzuführen. Fig. 883 und Fig. 884<sup>2)</sup> stellen einen Schleifstein dar, bei dem der zu schleifende Stichel in einen Schlitten gespannt wird. Eine sich langsam drehende Riemenrolle *a* dreht eine Daumenscheibe, welche, nach Fig. 883, die Schleifsteinwelle in ihrer Axenrichtung verschiebt, *b* ist die Antriebsriemenrolle für den Schleifstein, *c* eine Riemenrolle, welche die weiter unten befindliche Kreiselpumpe betreibt. Bemerkenswerth ist der Schutz der Schleifsteinwellenlager gegen das Eindringen von Schmutz: es ragen die mit Kragen versehenen Lagerschalen in die Riemenrollen *b* und *c*, sowie in Nabenansätze des Schleifsteines. Der zu schleifende Stichel wird, wie Fig. 884 erkennen lässt, auf einer Platte befestigt, die mehr oder weniger schräg gegen die Wagerechte und auch die Drehaxe des Schleifsteines eingestellt werden kann; Gradeintheilungen ermöglichen diese Einstellung genau vorzunehmen. Am Mantel des Schleifsteines ist eine einstellbare Schürze *d* angebracht, die als Anschlag für die Zuschiebung der Einspannvorrichtung dient. Letztere wird durch über Rollen gelegte Ketten und das Gewicht *e*, Fig. 884, gegen den Stein geschoben, während man unter Vermittlung des Tretschemels das Gewicht *e* hebt und den Druck des zu schleifenden Stichels gegen den Schleifstein mindert oder ganz beseitigt.

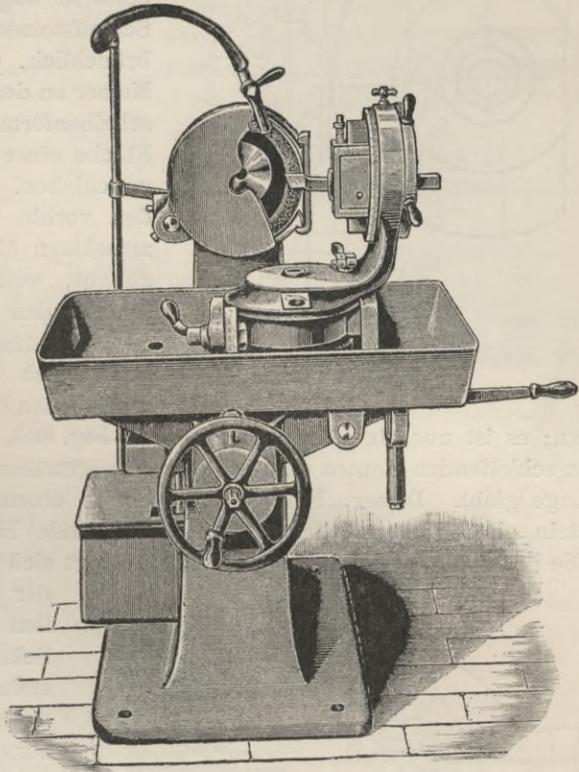


Fig. 885.

Für den beliebten Conradson'schen Schleifstein, Fig. 885<sup>3)</sup> ist ein Kronenschleifstein verwendet, weshalb die Querverschiebung winkelrecht zur Schleifsteinaxe stattzufinden hat. Es dreht sich die Schleifsteinwelle in festen Lagern und die Einspannvorrichtung nebst dem das Wasser sammelnden grossen Becken, in dem sie befestigt ist, schwingt um einen starken, wagerechten Zapfen; sie kann mittels des im Vordergrund sichtbaren Handrades gleichlaufend zur Schleifsteinaxe verschoben werden. Die Einspannvorrichtung lässt sich in ihrem Gehäuse um eine liegende Axe, und mit dem Gehäuse um eine aufrechte Axe drehen. Die Einstellungen finden

<sup>1)</sup> Industries, Febr. 1891, S. 128; Mai 1891, S. 420, mit Abb. Zeitschr. d. Vereins deutscher Ingen. 1892, S. 752, mit Abb.

<sup>2)</sup> American Mach. 24. März 1892, mit Abb.

<sup>3)</sup> Amer. Mach., 4. Juni 1891, mit Schaubild.

nach Gradeintheilungen statt. Das abfliessende Wasser gelangt aus dem grossen Becken zunächst in einen kleinen, im Bilde links sichtbaren Kasten, lässt hier den grössten Schmutz fallen, gelangt dann in einen nahe am Boden aufgestellten Kasten und wird mittels einer Kreiselpumpe wieder gehoben und gegen die Schleiffläche geworfen.

Recht zweckmässig ist auch der Schleifstein von W. Sellers & Co. in Philadelphia eingerichtet.<sup>1)</sup>

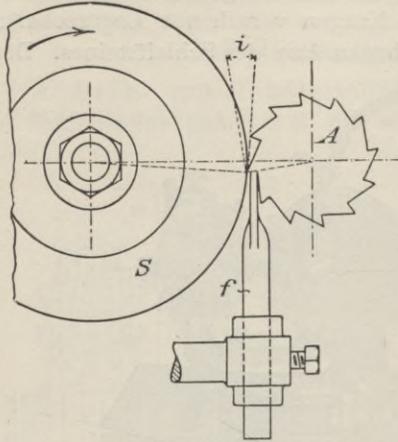


Fig. 886.

fen; es ist nur ein führender Finger  $f$ , Fig. 886, anzubringen, welcher den zu schleifenden Kanten dem Schleifstein gegenüber ohne weiteres die richtige Lage giebt. Dieser „Finger“  $f$  besteht in einem, gegenüber dem Schleifstein einstellbaren Stift, der an einem Ende zur Platte ausgebreitet ist. Die Brust der zu schleifenden Schneide legt sich gegen den schmalen Rand

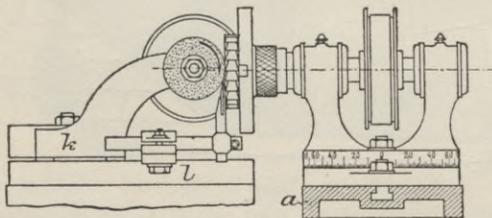


Fig. 887.

Fig. 887 zeigt die Anordnung des Fingers für seitlich liegende Schneiden eines Fräser. Dieser ist am Kopf einer Spindel befestigt, welcher auf der Aufspannplatte  $a$  sitzt (vergl. Fig. 879). Der Finger ist an der Platte  $l$  einstellbar, die den Spindelkasten  $k$  des Schleifsteins trägt.

J. E. Reinecker führte 1884 das Schleifen mittels des ebenen Randes eines topfförmigen, des Kronen-Schleifsteins ein. Es hat den Vortheil, eine ebene, statt einer hohlen Schleiffläche zu erzeugen, schwächt sonach die Schneidkante nicht unnötiger Weise, was bei der walzenförmigen Schleif-

$\beta$ . Lange Messer, z. B. diejenigen der Holzhobelmaschinen, schliff man früher häufig auf der ebenen Fläche eines in wagrechter Ebene kreisenden Schleifsteines. Jetzt ist allgemein gebräuchlich, die gehörig eingespannten Messer an der cylindrischen Fläche eines scheibenförmigen, oder an der ebenen Fläche eines Kronensteines hin und her zu schieben. Es sind daher die Maschinen den vorhin beschriebenen Rundscheifmaschinen ähnlich, nur viel einfacher gebaut, weil die Drehbarkeit der zu schleifenden Gegenstände wegfällt.<sup>2)</sup>

$\gamma$ . Fräser, Reibahlen und dergl. lassen sich auf den weiter oben beschriebenen Rundscheifmaschinen schärfen.

lassen sich auf den weiter oben beschriebenen Rundscheifmaschinen schärfen. Die Brust der zu schleifenden Schneide legt sich gegen den schmalen Rand der Platte und führt sich an ihm während der gegensätzlichen Verschiebung von Schleifstein  $S$  und Fräser  $A$ ; die Einstellung des Fingers ist so vorzunehmen, dass die im Treffpunkte von Schleifstein und Fräser an diese gelegten Tangenten den Ansatzwinkel  $i$  einschliessen.

<sup>1)</sup> Iron, Okt. 1887, S. 344, mit Schaubild.

<sup>2)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1872, Bd. 206, S. 430; 1874, Bd. 213, S. 24; 1884, Bd. 252, S. 457. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1885, S. 777, mit Abb.

fläche der Fall ist. Es befriedigt dieses Schleifverfahren jedoch nur dann ganz, wenn die Randfläche des Steins schmal genug ist, um in ihrer ganzen Breite mit der zu schleifenden Fläche in Berührung zu kommen, wie Fig. 888 darstellt. Es bezeichnet hier *S* den Schleifstein, *A* den Fräser oder die Reibahle; man bemerkt, dass die innere Kante der Schleiffläche an ihrer tiefsten Stelle unter der Schneidkante des Fräasers liegt. Der Finger *f* legt sich gerade so gegen die Brust der Schneide, wie bei den Schleifsteinen, welche durch ihre Umfläche wirken.

Man findet nicht selten, dass der Finger an die Brust einer anderen Schneidkante als die zu schleifende sich legt. Das ist offenbar nur zulässig, wenn die Fräser von vornherein mit äusserster Genauigkeit ausgeführt worden sind.

Wenn das Erneuern der Schneide nicht durch Schleifen des Rückens, wie hier angenommen, sondern durch Schleifen der Brust stattfinden soll (vergl. S. 24), so ist überhaupt unmöglich, den führenden Finger auf den Zahn wirken zu lassen, welcher geschliffen wird, man muss eine andere Zahnbrust als führende wählen, was bei nicht völlig genauen Fräsern zur Wiedergeburt, ja zur Vergrößerung der Fehler führt.

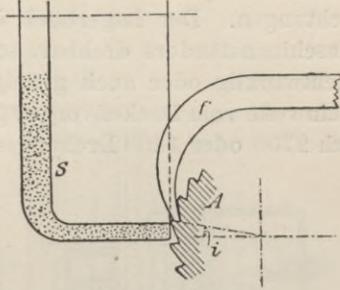
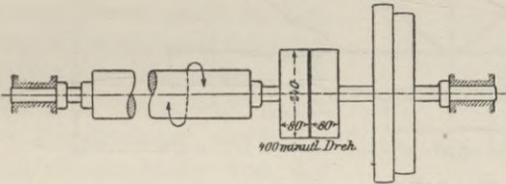


Fig. 888.

Fig. 891.



Man kann aber auch Schleifstein und zu schleifenden Gegenstand gegensätzlich — wie bei Fräsmaschinen — so führen, dass die verlangte Gestalt genau gewonnen wird.

Die Fig. 889 bis 893, welche eine von J. E. Reinecker in

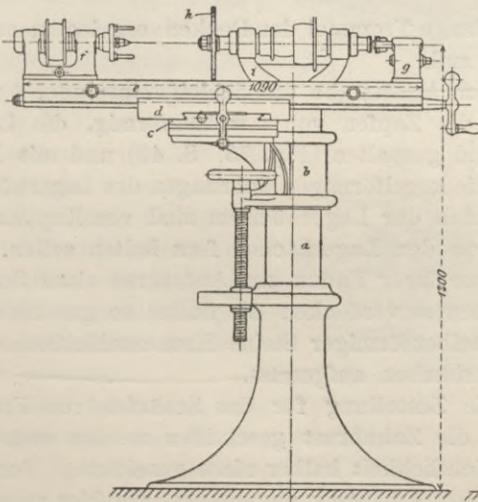


Fig. 889.

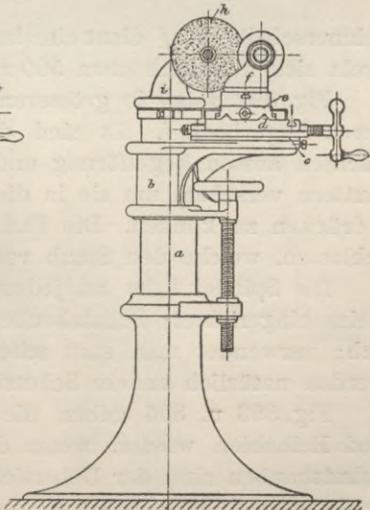


Fig. 890.

Chemnitz gebaute allgemeine Werkzeugschleifmaschine darstellen, mögen zur weiteren Erläuterung des Verfahrens dienen.

Fig. 889 u. 890 zeigen die Maschine in einer zum Rundsleifen und zum Werkzeugschleifen nach Fig. 886 u. 887 geeigneten Zustellung. An dem abgedrehten Theil *a* des Maschinenständers ist der Winkel *b* mittels einer Schraube nach oben und nach unten zu verstellen. *c* bezeichnet einen Wendeschemel, an dessen Führungsstabe der Schlitten *d* zu verschieben ist, und diesem ist der Aufspanntisch *e* verschiebbar angefügt. Dieser enthält einen Spindelstock *f* und einen Reitstock *g*, oder andere Einspannvorrichtungen. Der Lagerbock *i* der Schleifsteinspindel ist auf dem Kopf des Maschinenständers drehbar, so dass man die Schleifsteinwelle gleichlaufend, rechtwinklig oder auch geneigt zu *e* einstellen kann. Es wird die Schleifsteinwelle vom Deckenvorgelege, Fig. 891, aus so angetrieben, dass sie minutlich 2700 oder 1600 Drehungen macht. Zum Antriebe der Spindel oder Mit-

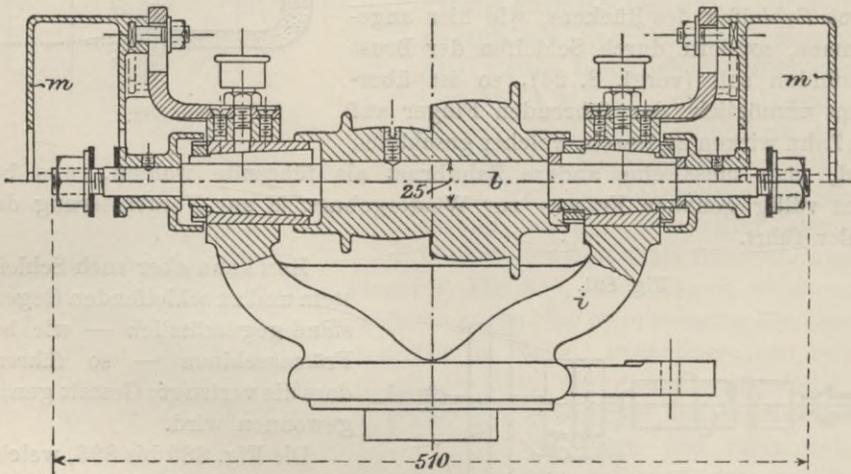


Fig. 892.

nehmerscheibe an *f* dient eine lange Trommel des Deckenvorgeleges; erstere dreht sich minutlich etwa 500 mal.

Fig. 892 zeigt in grösserem Maassstabe die Schleifsteinspindel *l* nebst deren Lagerbock *i*. Es sind die Zapfen von *l* walzenförmig, die Lagerbüchsen aussen kegelförmig und gespalten (Fig. 73, S. 49) und mit Ringmuttern versehen, um sie in die kegelförmigen Bohrungen des Lagerkörpers *i* drücken zu können. Die Enden der Lagerbüchsen sind von Kappen umschlossen, welche den Staub von den Lagerflächen fern halten sollen.

Die Spindel *l* ist an jedem ihrer Enden zur Aufnahme eines Schleifsteins eingerichtet; Schutzhauben *m* verdecken die Steine so gut als möglich; verwendet man statt scheibenförmiger Steine Kronenschleifsteine, so werden natürlich andere Schutzhauben aufgesetzt.

Fig. 893 u. 894 geben die Zustellung für das Schärfe von Fräsern und Reibahlen wieder, wenn die Zahnbrust geschliffen werden soll. Die Schutzhauben sind der Uebersichtlichkeit halber nicht gezeichnet. Vor dem Schleifstein *h*<sub>1</sub> ist eine einstellbare Auflage *k* angebracht, um hier zu schleifende Gegenstände freihändig vorlegen zu können; der Schleifstein *h* ist für

genaues Schleifen eingerichtet. Die Einstellbarkeiten des Schlittens *e* sind vorhin bereits genannt; man kann die auf *e* liegende Platte mittels der Schrauben *n* genau in die verlangte Lage bringen.

Die Mitnehmerspindel ist zunächst mit einer Theilscheibe versehen; *O* bezeichnet den in die Theilscheibe greifenden Stift. Diese Theilvorrichtung wird benutzt, wenn die zu schleifenden Zähne geradlinig verlaufen. Sind dagegen die Zähne spiralig, so wird zwar mittels des Stiftes *O* und der Theilscheibe jeder folgende Zahn vorgerückt, ausserdem aber die Theilscheibe nebst Mitnehmerspindel im geraden Verhältniss zur Verschiebung des Tisches *e* gedreht. Zu diesem Zweck greift in den, zum Wurmrad ausgebildeten Umfang der Theilscheibe der Wurm *q*; dieser wird durch ein Kegelradpaar, das Rad *p* und Wechselräder von der Schlittenschraube *r* aus betätigt. Es ist der Wurm *q* durch sein oberes Lager in lothrechter Richtung genau einzustellen, was insbesondere Fig. 893 andeutet. Man muss selbstverständlich die Schleifspindel so weit schräg gegen die durch die Spitzen gelegte gerade Linie einstellen, dass der Rand des Schleifsteines sich richtig an die zu schleifende spiralige Fläche schmiegt.

Es sind zahlreiche Ausführungsformen der Fräser- bzw. Reibahlen-Schleifmaschinen bekannt gegeben, die, mehr oder weniger

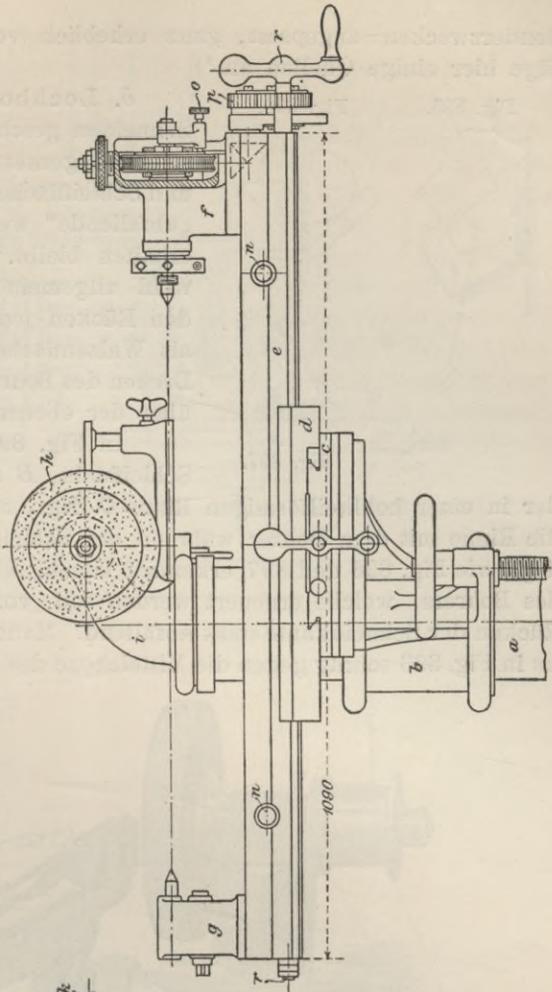


Fig. 894.

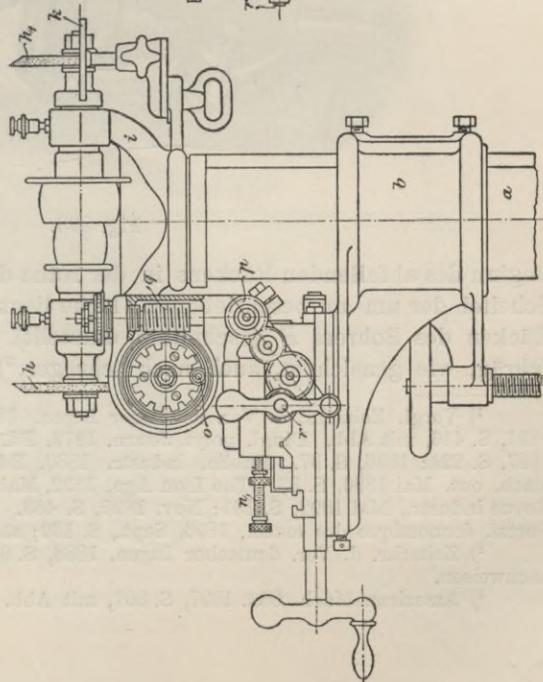


Fig. 893.

Sonderzwecken angepasst, ganz erheblich von einander abweichen; ich füge hier einige Quellen an.<sup>1)</sup>

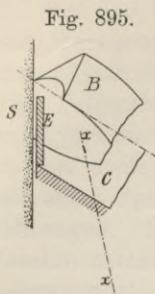


Fig. 895.

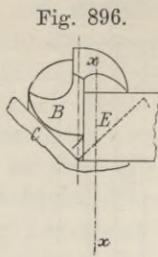


Fig. 896.



Fig. 897.

δ. Lochbohrer werden am Rücken der Schneiden geschliffen. Es ist daher für eine solche gegensätzliche Bewegung von Bohrer und Schleiffläche zu sorgen, dass diese Rücken „abfallende“ werden, dass der Absatzwinkel erhalten bleibt.<sup>2)</sup> Diese Aufgabe wird jetzt wohl allgemein dadurch gelöst, dass man den Rücken jeder Schneide als Kegel- oder als Walzenfläche gestaltet, so dass er durch Drehen des Bohrers um eine feste Axe gegenüber der ebenen Schleiffläche sich bildet.

In Fig. 895 bis 897 bezeichnet *S* den Schleifstein, *B* den zu schleifenden Bohrer, *C* die Rinne, *xx* die Axe, um welche man die Rinne mit dem Bohrer während des Schleifens schwingt. Diese Axe *xx* liegt, wie Fig. 896 und 897 erkennen lassen, seitwärts von der Schneidkante des Bohrers, welche erneuert werden soll, von letzterer ab ist sonach der Rücken der Schneidkante stark abfallend. Manche legen die Schwingungsaxe *xx* in Fig. 896 schräg gegen die Mittelebene des Bohrers, damit die Kante, der

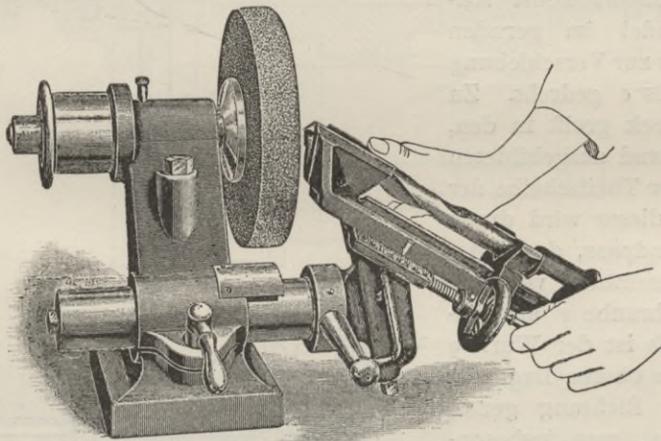


Fig. 898.

Beginn des abfallenden Rückens in der Nähe der Bohrerspitze näher, an dem Scheitel der um *xx* beschriebenen Fläche liegt (vergl. Fig. 897, welche den Rücken des Bohrers *B* geschnitten darstellt). In Fig. 895 liegt *xx* häufig schräg, wie gezeichnet, auch noch schräger,<sup>3)</sup> ebenso oft aber auch gleich-

<sup>1)</sup> Vergl. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1883, S. 642; 1886, S. 139, S. 562; 1891, S. 416, mit Abb. Dingl. polyt. Journ. 1879, Bd. 231, S. 106. Prakt. Masch.-Constr. 1887, S. 221; 1896, S. 37. Public. industr. 1880, Bd. 26, S. 49. Revue générale des mach. out. Mai 1890, S. 33. The Iron Age, 1892, Mai, S. 860; Sept., S. 521; Nov., S. 930. Revue industr., Mai 1892, S. 181; Nov. 1895, S. 453. The Engineer, Aug. 1896, S. 148. Portef. économique des mach., 1896, Sept., S. 130; sämtlich mit Abb.

<sup>2)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1888, S. 970, S. 1010, mit Abb. und Quellenachweisen.

<sup>3)</sup> American Mach. Okt. 1897, S. 807, mit Abb.

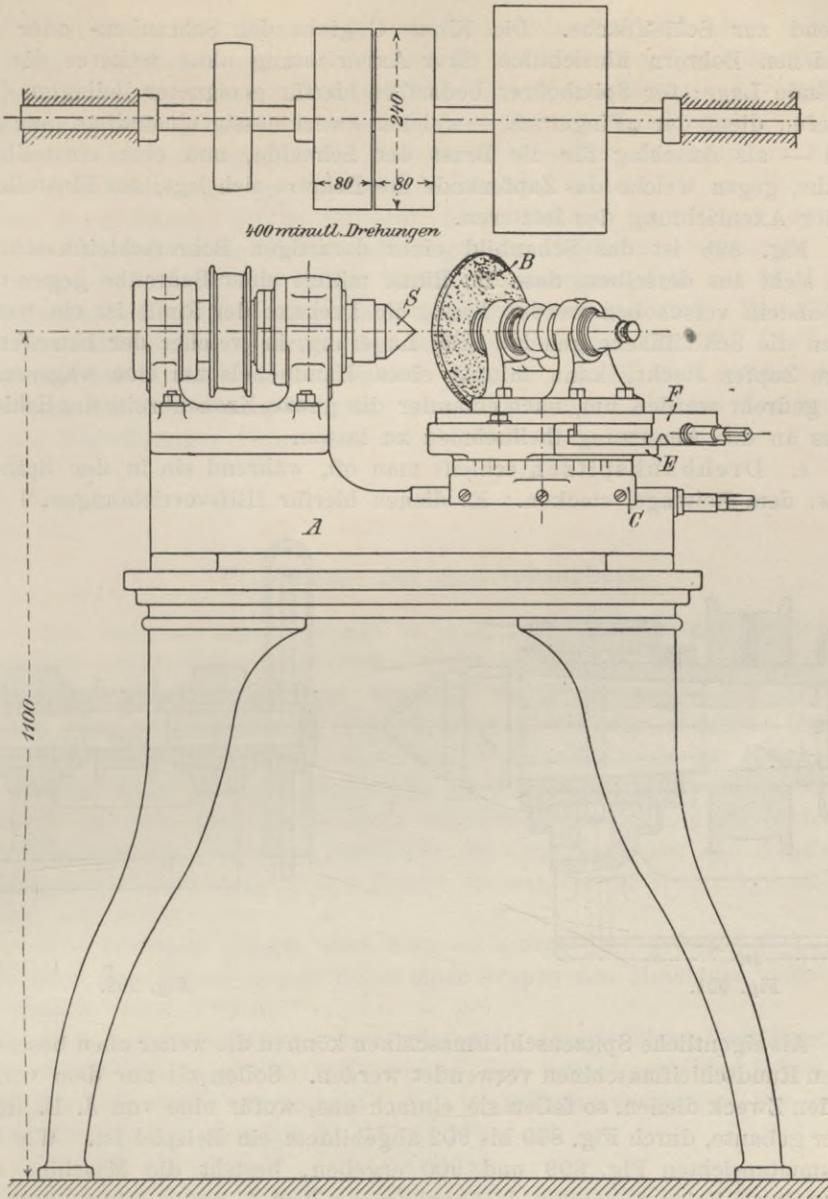


Fig. 899.

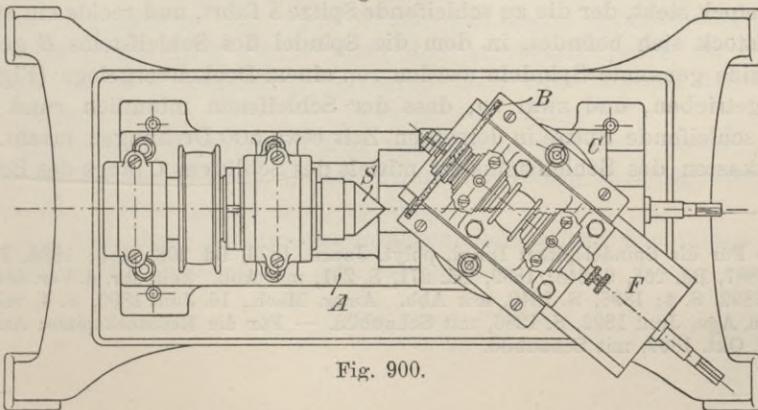


Fig. 900.

laufend zur Schleiffläche. Die Rinne *C* giebt den Schrauben- oder gewundenen Bohrern hinsichtlich ihrer Axenrichtung ohne weiteres die zutreffende Lage; für Spitzbohrer bedarf es hierfür geeigneter Beilagen. Im weiteren dient der „Finger“ *E* — welcher zweckmässig einstellbar gemacht wird — als Anschlag für die Brust der Schneide, und eine einstellbare Fläche, gegen welche das Zapfenende des Bohrers sich legt, zur Einstellung in der Axenrichtung des letzteren.

Fig. 898 ist das Schaubild einer derartigen Bohrererschleifmaschine. Man sieht aus derselben, dass die Rinne mittels einer Schraube gegen den Schleifstein verschoben werden kann, die Drehaxe der Rinne ist ein wenig gegen die Schleiffläche geneigt. Die Lagerung, in welcher der betreffende lange Zapfen steckt, kann mittels eines Handhebels um eine wagerechte Axe gedreht werden um, nach einander die ganze Kronenbreite des Schleifsteins an der Abnutzung theilnehmen zu lassen.

ε. Drehbankspitzen schleift man oft, während sie in der Spindel bezw. dem Reitnagel stecken. Es dienen hierfür Hilfsvorrichtungen.<sup>1)</sup>

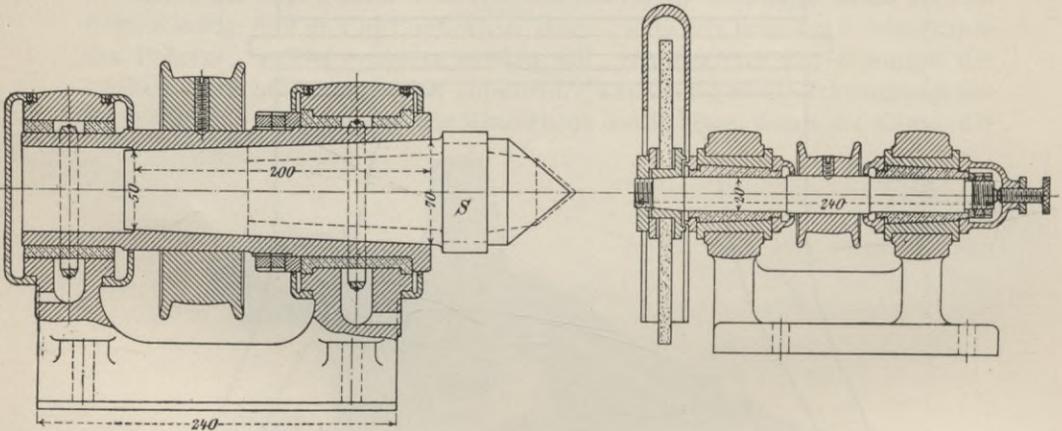


Fig. 901.

Fig. 902.

Als eigentliche Spitzenschleifmaschinen können die weiter oben beschriebenen Rundschleifmaschinen verwendet werden. Sollen sie nur dem vorliegenden Zweck dienen, so fallen sie einfach aus, wofür eine von J. E. Reinecker gebaute, durch Fig. 899 bis 902 abgebildete ein Beispiel ist. Wie die Gesamtansichten Fig. 899 und 900 ergeben, besteht die Maschine aus einem durch Beine gestützten drehbankartigen Bett *A*, auf welchem links ein Spindelstock steht, der die zu schleifende Spitze *S* führt, und rechts ein zweiter Spindelstock sich befindet, in dem die Spindel des Schleifsteins *B* gelagert ist. Beide genannte Spindeln werden von einem Deckenvorgelege (Fig. 899) aus angetrieben, und zwar so, dass der Schleifstein minutlich rund 2400, die zu schleifende Spitze in derselben Zeit etwa 500 Drehungen macht. Der Spindelkasten des Schleifsteins ist mittels des Schlittens *C* längs des Bettes *A*

<sup>1)</sup> Für die Spindel Spitze: Dingl. polyt. Journ. 1873, Bd. 208, S. 3; 1886, Bd. 262, S. 68; 1887, Bd. 265, S. 248; 1889, Bd. 271, S. 251, mit Abb. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1892, S. 4; 1896, S. 1340, mit Abb. Amer. Mach., 16. Juni 1892, S. 4, mit Abb. The Iron Age, Juni 1892, S. 1266, mit Schaubild. — Für die Reitstockspitze: American Mach. 6. Okt. 1892, mit Schaubild.

zu verschieben, die Platte *E* ist auf *C* drehbar und nach einer Gradeintheilung einzustellen und der Schlitten *F*, auf dem der Spindelkasten unmittelbar befestigt ist, auf der Platte *E* zu verschieben. So sind die nöthigen Mittel geboten, um jeden gewünschten Spitzenwinkel an der Spitze *S* hervorzubringen. Fig. 901 und 902 stellen in grösserem Maassstabe Einzelheiten dar, so Fig. 901 die Spindel, welche die zu schleifende Spitze *S* aufnimmt. Sie ist für sehr dicke Spitzen eingerichtet, dünnere Spitzen werden unter Zuhilfenahme genauer Büchsen eingesteckt. Die Lagerung ist insbesondere in der Richtung bemerkenswerth, als die Lagerflächen durch Kappen vor dem Staub möglichst geschützt sind. Das Gleiche ist der Fall bei der Lagerung der Schleifsteinspindel, Fig 902. Die Lagerbüchsen der letzteren sind gespalten (Fig. 73, S. 49) und werden durch Muttern, die theilweise gleichzeitig jene Kappen sind, behufs Nachstellens in die kegelförmigen Bohrungen des Spindelkastens gezogen.

## VI. Grösse der Antriebsarbeit.

Aus mehr als einem Grunde ist erwünscht, die für den Betrieb der Maschine erforderliche mechanische Arbeit zu kennen, bevor die Maschine gebaut ist. Richten sich doch hiernach die Abmessungen der Antriebsmittel, seien es Riemenrollen oder Elektromotoren oder anderes. Und bei der Wahl unter verschiedenen Maschinen, welche die verlangte Bearbeitung in gleicher Güte zu liefern vermögen, ist der Bedarf an Betriebsarbeit zuweilen von Bedeutung, wenn nicht ausschlaggebend. Endlich bildet der Arbeitsbedarf der einzelnen Maschinen die Grundlage für die Arbeitsversorgung und Vertheilung in der Fabrik, in welcher die Werkzeugmaschinen thätig sein sollen.

Für letzteren Zweck wird man — ausser dem grössten Bedarf der einzelnen Maschine — den mittleren einer Gruppe von Maschinen oder einer Werkstatt wissen wollen.

Man kann das Arbeitserforderniss auf folgende Weise bestimmen:

Es besteht in der Arbeit, welche der Stichel oder der Fräser zum Abheben der Späne verbraucht, und in Reibungsverlusten. Der erstere Arbeitsaufwand *A* — nach Gl. 15, S. 17 — :

$$A = b \cdot d \cdot K \cdot v,$$

wenn *A* in Sekunden-Meterkg, *b* und *d* in mm und *v* in Metern für die Sekunde ausgedrückt wird. Die Werthe von *K* sind für einige Metalle auf S. 13 angegeben. Der zweite Theil des Arbeitsaufwandes, die Reibungsverluste, ist nach bekannten Verfahren nach dem Entwurf der Maschine zu berechnen.

Dieses Rechnungsverfahren ist zeitraubend und liefert trotzdem keine genau zutreffenden Werthe, indem die, der Schätzung unterliegenden Werthziffern eine hervorragende Rolle spielen.

Man kann das Verfahren vereinfachen, indem man den reinen Arbeitsaufwand: nach Gleichung 15, oder der anderen:

$$N_{Pfst} = \frac{b_{mm} \cdot d_{mm} \cdot K \cdot v_{sek\ m}}{75} \dots \dots \dots (91)$$

zwar in obiger Weise berechnet, aber den zweiten Theil, die Reibungswiderstände, im ganzen schätzt. Diese Schätzung setzt nun grosse Erfahrung voraus; man kann ihre Unsicherheit durch Berechnen der hauptsächlichsten Reibungswiderstände mindern.

Für die meisten Fälle ist dieses Rechnungsverfahren durchsichtig genug, so dass weitere Erläuterungen seiner Anwendung entbehrt werden können. Bei den Tischhobelmaschinen mit Zahnstangen- oder Schrauben-Antrieb und in geringerem Grade bei diesen verwandten Maschinen treten jedoch neben den leicht erkennbaren auch Reibungswiderstände auf, die beträchtlich sind, aber doch leicht übersehen werden. Es sind das die Reibungswiderstände, welche am Hubwechsel die lebendige Kraft des bewegten Schlittens vernichten müssen. Zu dem hierfür erforderlichen Arbeitsbedarf gesellt sich derjenige für das Hervorbringen der neuen Geschwindigkeit (vergl. S. 187). Um die Bedeutung dieser Arbeitsgrößen zu beleuchten, erinnere ich daran, dass die Treibriemen oder Reibkupplungen bei dem Hubwechsel gleiten, und bemerke, dass zur Zeit des Hubwechsels dieser Maschinen der Arbeitsaufwand zuweilen auf das Dreifache des für mittleren Vollbetrieb Erforderlichen sich steigert. Es möge hier eingeschaltet werden, dass dieser Umstand für elektrischen Antrieb von hervorragender Bedeutung ist: will man nicht unverhältnissmässig grosse Motoren verwenden, so ist die Einschaltung wirkungsvoller Schwungräder unbedingt nöthig.

Die beim Hubwechsel auftretenden Arbeitsverluste hängen von dem Gewicht der bewegten Theile und den Geschwindigkeiten derselben ab; sie sind an sich leicht zu berechnen. Will man sie aber auf die Zeiteinheit beziehen, will man den grössten sekundlichen Arbeitsverbrauch wissen, so ist erforderlich, zunächst festzustellen, innerhalb welcher Zeit der Hubwechsel erfolgt. Dazu gehören meistens umständliche Rechnungen; jedenfalls muss man die Art des Hubwechsels und die für ihn zu verwendenden Mittel genau kennen.

Angaben, welche das Antriebserforderniss der Werkzeugmaschinen in runden Zahlen ausdrücken, sind werthlos, weil es von zahlreichen Einzelumständen abhängig ist, die bei den einzelnen Maschinen selbst der gleichen Gattung nicht in gleichem Verhältniss auftreten.

Als brauchbar, wenn auch nicht als ganz einwandfrei, sind folgende beiden Rechnungsverfahren zu bezeichnen.

J. Hart<sup>1)</sup> setzt die Zahl  $N$  der zum Betrieb erforderlichen Pferdekräfte:

$$N = \frac{(1 + m) (\alpha \cdot k) \cdot b \cdot d \cdot v}{75} \dots \dots \dots (92)$$

Es bezeichnet in dieser Gleichung:  $k$  die Reissfestigkeit des zu zerspannenden Metalles,  $b$  und  $d$  Breite und Dicke der abzunehmenden Schicht und  $v$  die sekundliche Schnittgeschwindigkeit rechtwinklig zu dem Querschnitt  $b \cdot d$ . Ferner ist  $\alpha$  eine Werthziffer, welche angiebt, um wie viel mal der Schnittwiderstand grösser ist als die Reissfestigkeit; es hat also  $\alpha k$  dieselbe Bedeutung wie der Werth  $K$ , Gl. 1, S. 13. Endlich soll die Werthziffer  $m$  das Verhältniss der Summe der Reibungswiderstände zu dem eigentlichen Arbeitswiderstand ausdrücken.

<sup>1)</sup> Die Werkzeugmaschinen für den Maschinenbau. 2. Auflage, Heidelberg 1874, S. 58 u. f.

Nach Hart soll man einsetzen:

- $\alpha = 2$ , für Drehbänke und Hobelmaschinen;
- $\alpha = 2,5$  für Stossmaschinen, Feilmaschinen, Ausbohrmaschinen;
- $\alpha = 3$  für Lochbohrmaschinen.

Es ist nun in keiner Weise erwiesen, dass der Schnittwiderstand in geradem Verhältniss zur Reiss- (oder Absoluten-) Festigkeit steht, zu gleicher Zeit aber mindestens sehr unwahrscheinlich, dass der Schnittwiderstand — sonst gleich gut gehaltene Stichel vorausgesetzt — bei der einen Maschinenart ein anderer ist als bei der anderen.

(Man könnte annehmen, dass Hart unter  $\alpha k$  nicht nur den Schnittwiderstand, sondern zugleich andere, in der Maschine liegende Widerstände ausdrücken wolle. Dieser Auffassung widerspricht aber der Umstand, dass Hart  $\alpha k$  ausdrücklich den „Werkzeugwiderstand“ nennt und ferner sagt, es solle  $m$  „nicht nur die zusätzliche Reibung, sondern die sämtlichen „passiven Widerstände der Maschine“ zum Ausdruck bringen.)

Für  $m$  empfiehlt Hart:

- $m = 0,5$  für grosse Maschinen;
- $m = 0,7$  für Maschinen mittlerer Grösse;
- $m = 1,0$  für kleine Maschinen und solche mit verwickeltem Triebwerk, Wurmradantrieben u. s. w.

Diese Zahlen drücken gewissermassen das Gefühl aus, dass bei dem Entwurf, wie bei der Ausführung grösserer Maschinen mit mehr Sorgfalt verfahren wird als man auf kleinere Maschinen zu verwenden geneigt ist, ein Gefühl, welches man nur zum Theil für berechtigt halten wird.

Die Verlust bringenden Widerstände der verschiedenartigsten spanabhebenden Werkzeugmaschinen stehen keineswegs im geraden Verhältniss zum Schnittwiderstande; deshalb wird diese Art der Berechnung des Arbeitsverhältnisses für die Reibungswiderstände weniger zutreffende Ergebnisse liefern können, als die reine Schätzung.

Ernst Hartig<sup>1)</sup> setzt allgemein:

$$N = N_0 + \varepsilon G. \quad \dots \quad (93)$$

Es bedeutet in dieser Gleichung  $N$  die Zahl der erforderlichen Pferdekräfte,  $N_0$  den Arbeitsaufwand für den Leergang der Maschine,  $G$  das Gewicht der stündlich erzeugten Späne in  $kg$  und  $\varepsilon$  eine Werthziffer.

In dem Hartig'schen Ausdruck kommt also der Theil der Reibungsverluste (die Leergangsarbeit), welcher von dem Arbeitswiderstande ganz unabhängig ist, selbstständig zur Geltung. Das ist nur zu billigen. Freilich ist  $N_0$  für eine zu bauende Maschine nur auf Grund von, an anderen, aber ähnlichen Maschinen gemachten Versuchen zu schätzen, oder auf dem weiter oben angedeuteten umständlichen Wege unsicher zu berechnen.

Der Ausdruck  $\varepsilon G$  enthält die zur Ueberwindung des Schnittwiderstandes und der von diesem abhängigen Reibungswiderstände erforderliche Arbeit. Da letztere nicht immer in geradem Verhältniss zu ersteren steht, so wird  $\varepsilon$  eine gewisse Veränderlichkeit zeigen.

Indem ich noch bemerke, dass bei den Hartig'schen Versuchen allgemein kleinere Schnittgeschwindigkeiten angewendet und verhältnissmässig

<sup>1)</sup> Versuche über Leistung und Arbeitsverbrauch d. Werkzeugmaschine, Leipzig 1873

kleinere Maschinen geprüft wurden, als zur Zeit gebräuchlich, lasse ich die Hartig'schen Angaben hier folgen:

1. Hobelmaschinen:

$$\text{für graues Gusseisen: } \varepsilon = 0,034 + \frac{0,13}{f},$$

wenn  $f$  den Spanquerschnitt in Quadratmillimeter ausdrückt.

Es wird ferner angegeben:

für Schmiedeeisen  $\varepsilon$  im Mittel = 0,114,

für Stahl . . . . .  $\varepsilon$  im Mittel = 0,246,

für Bronze . . . . .  $\varepsilon$  im Mittel = 0,028.

Leergangsarbeit:  $N_0 = 0,6$  bis 0,1 Pferdestärken.

2. Drehbänke:

für Gusseisen im Mittel . .  $\varepsilon = 0,069$ ,

für Schmiedeeisen im Mittel  $\varepsilon = 0,072$ ,

für Stahl im Mittel . . . . .  $\varepsilon = 0,104$ .

Leergangsarbeit:  $N_0 = 0,7$  bis 0,1 Pferdekräfte.

3. Lochbohrmaschinen, mit Spitzbohrern:

$$\text{für Gusseisen, trocken, im Mittel . . . . . } \varepsilon = 0,135 + \frac{0,135}{d},$$

$$\text{für Schmiedeeisen, mit Oel geschm., im Mittel } \varepsilon = 0,135 + \frac{0,55}{d},$$

wenn  $d$  den Bohrerdurchmesser in Millimetern ausdrückt.

Leergangsarbeit:  $N_0 = 0,5$  bis 0,05 Pferdekräfte.

4. Ausbohrmaschinen:

$$\text{für Gusseisen } \varepsilon = 0,034 + \frac{0,13}{f},$$

wenn  $f$  den Spanquerschnitt in Millimetern angiebt.

Leergangsarbeit:  $N_0 = 0,3$  bis 0,05 Pferdekräfte.

5. Fräsmaschinen:

für Gusseisen, im Mittel  $\varepsilon = 0,07$ ,

für Gusshaut . . . . .  $\varepsilon = 0,24$ .

Leergangsarbeit:  $N_0 = 0,55$  bis 0,1 Pferdekräfte.

6. Schleifsteine:

Hier wird  $N_0$  durch den Steindurchmesser  $D$  in  $m$  und die sekundliche Umfangsgeschwindigkeit  $V$  in  $m$  ausgedrückt, und das  $\varepsilon$  fällt weg, zugleich aber auch das Gewicht  $G$  des stündlich zerspannten Metalles. Es wird der Gesamtarbeitsbedarf angegeben für grobkörnige Sandsteine zu:

$$N = 0,0264 \cdot D \cdot V \cdot \mu \frac{P \cdot V}{75} \text{ Pferdekräfte,}$$

wenn  $P$  den Andruck des Werkstückes in kg,  $\mu$  die Reibungswerthziffer:

für Gusseisen . .  $\mu = 0,22$ ,

für Stahl . . . .  $\mu = 0,29$ ,

für Schmiedeeisen  $\mu = 0,44$

bezeichnet.

Ferner für feinkörnige Sandsteine zu:

$$N = 0,16 + 0,056 \cdot D \cdot V + \mu \cdot \frac{P \cdot V}{75} \text{ Pferdekräfte,}$$

worin die Reibungswerthziffer

für Gusseisen . .  $\mu = 0,72,$

für Stahl . . . .  $\mu = 0,94,$

für Schmiedeeisen  $\mu = 1,00$

sein soll.

Hiernach lassen die bis jetzt zur Verfügung stehenden Berechnungsverfahren des Arbeiterfordernisses viel zu wünschen übrig. Da bei der Anwendung des elektrischen Einzelantriebs der Maschine der wirkliche Arbeitsaufwand verhältnissmässig einfach bestimmt werden kann, insbesondere ohne in erheblicher Weise die Benutzung der Maschinen stören zu müssen, so ist zu erhoffen, dass recht zahlreiche Versuche mit Maschinen der Jetztzeit vorgenommen werden, sei es, um die Hartig'schen Werthziffern zu ergänzen oder neue Berechnungsgrundlagen zu schaffen.

## II. Theil.

### Scheeren und Durchschnitte.

Es werden in dem Folgenden nur Scheeren und Durchschnitte für Metall, insbesondere Metallbleche behandelt werden.

Der in Frage kommende Vorgang heisst das Abscheeren<sup>1)</sup>; durch Werkzeuge, welche rechtwinklig gegen die Fläche des Bleches drücken, wird ein Theil des letzteren gegen den andern so verschoben, dass unter Ueberwindung der Schub- oder Scheerfestigkeit eine Quertrennung erfolgt. Diese Werkzeuge heissen bei den Scheeren: Scheerblätter, bei den Durchschnitten: Stempel, beziehungsweise Lochringe, auch wohl Matrizen.

#### I. Werkzeuge und deren Wirkungsart.

##### A. Die Kräfte, welche auf die Werkzeuge zurückwirken,

lassen sich wie folgt bestimmen:

*A* und *B*, Fig. 903 u. 904 bezeichnen zwei Scheerblätter; *A* werde in der Richtung des gezeichneten Pfeiles gegen *B* verschoben. Der Kantenwinkel  $\alpha$ , Fig. 903, der Scheerblätter ist regelmässig kleiner als  $90^\circ$ ; er wird zwischen  $65^\circ$  und  $80^\circ$  gewählt und beträgt  $\beta = \alpha + i$  meistens  $75^\circ$ . Man neigt auch die Rückenfläche der Scheerblätter ein wenig gegen die Arbeitsrichtung, und zwar aus gleichen Gründen, wie bei den Schneiden. Es beträgt der Winkel  $i$ , Fig. 903, etwa  $1\frac{1}{2}^\circ$  bis höchstens  $3^\circ$ .

Indem die Schneidkanten gegen das Werkstück drücken, dringen sie zunächst in dieses ein, wie Fig. 903 darstellt, bis der, fernere Eindringen sich widersetzende Widerstand gleich der Scheerfestigkeit geworden ist. Nunmehr erfolgt der Bruch. Man neigt nun die Scheerblattkanten, nach Fig. 904, um einen Winkel  $\eta$  gegen einander — dessen Grösse  $14^\circ$  bis  $9^\circ$  beträgt — so dass links in Fig. 904 der Bruch stattfindet, während in einiger Entfernung rechts von dieser Stelle die Scheerblattkanten das Werkstück erst berühren. Der ganze Vorgang des allmählichen Eindringens der Scheerblattkanten bis zum Bruch des Bleches spielt deshalb innerhalb der Länge  $a$ . Der Grundriss der hierbei neu entstehenden schmalen Fläche ist, nach Fig. 905, innerhalb der Länge  $a$  ein Dreieck. Es dringt nun so-

<sup>1)</sup> Herm. Fischer, Allgem. Grundsätze und Mittel des mechanischen Aufbereitens, Leipzig 1888, S. 359.

wohl das thätige Scheerblatt *A* als auch das stützende Scheerblatt *B* in die Oberfläche des Bleches ein, so dass, nach Fig. 904, von dem Punkte ab, in welchem ersteres auf das Werkstück trifft, dieses nach unten gebogen wird und an der Stelle, wo der Bruch erfolgt, dieses Verbiegen den Betrag *e* erreicht hat, weil dann *B* um *e* in das Blech eingedrungen ist. Fig. 903 ist ein an dieser Stelle gemachter Querschnitt der Fig. 904. Von diesem Punkte ab wird das unter dem Scheerblatt *A* liegende Blech um den Weg von *A* weiter nach unten geschoben, während das über *B* liegende Blech seine Gestalt nicht mehr ändert. Die Vertiefung, welche auf der oberen Fläche des Bleches, in Bezug auf Fig. 905, rechts von der Scheerblattkante sich bildet, hat — wie schon erwähnt — als Grundriss ein rechtwinkliges Dreieck. Die eine Seite dieses Dreiecks ist = *a*, die zu dieser rechtwinklig liegende ist *e · tg β* lang.

Fig. 903.

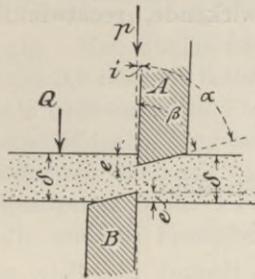


Fig. 904.

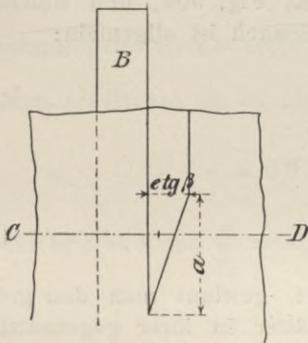
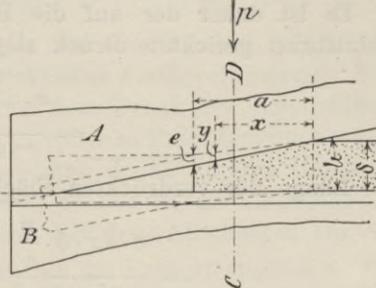


Fig. 905.

Es sind über das allmähliche Anwachsen des Widerstandes, welchen die Stempel der Durchschnitte bei ihrem Eindringen zu überwinden haben, sehr beachtenswerthe Versuche gemacht worden.<sup>1)</sup> Ich habe nicht vermocht, sie für den vorliegenden Zweck rechnerisch zu verwenden, und gehe deshalb von der — nicht ganz richtigen — Annahme aus, dass der Widerstand im geraden Verhältniss zur Grösse der widerstehenden Fläche steht. Dann wächst sie in geradem Verhältniss zur Eindringungstiefe *y*, Fig. 904. Im Abstand *a* vom Anfangspunkt des Eindringens tritt der Bruch ein, es

ist die Eindringungstiefe = *e* und der Widerstand zweifellos gleich der Scheerfestigkeit  $\delta$ . Es beträgt daher — nach der gemachten Annahme — der Widerstand *dp* bei der Eindringungstiefe *y* für einen Streifen von der Breite *dx*:

$$dp = \sigma \cdot dx \cdot \delta \cdot \frac{x}{a} \dots \dots \dots (94)$$

sonach:

$$p = \frac{\sigma \cdot \delta}{a} \int_{x=0}^{x=a} x \cdot dx = \frac{\sigma \cdot \delta}{2a} \cdot a^2 \dots \dots \dots (95)$$

<sup>1)</sup> K. Keller, Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1888, S. 77, u. f.

Es ist aber:

$$a = \frac{e}{\operatorname{tg} \eta} \dots \dots \dots (96)$$

also:

$$p = \frac{\sigma \cdot \delta}{2 \operatorname{tg} \eta} \cdot e \dots \dots \dots (97)$$

Die Eindringungstiefe  $e$ , bei welcher der Bruch eintritt, kann auf folgende Weise bestimmt werden. An dieser Stelle gleicht der Eindringungswiderstand der Scheerfestigkeit  $\sigma$ ; er wird von dem Werkstück auf die schmalen Schrägflächen der Scheerblätter übertragen, so dass diese an ersteren die bereits erwähnten Flächen ausbilden. Das Produkt aus der Grösse dieser und der Druck- oder rückwirkenden Festigkeit  $\sigma_a$  des Bleches ist offenbar gleich dem einwirkenden Druck. Die Brustflächen der Scheerblätter liegen um den Winkel  $\beta$  schräg gegen die Arbeitsrichtung oder die Richtung von  $p$ . Es ist daher der auf die Breite  $dx$  wirkende, rechtwinklig zur Scheerblattbrust gerichtete Druck allgemein

$$\frac{\sigma \cdot dx \cdot \delta \cdot \frac{x}{a}}{\sin \beta}$$

und die Länge der verdrückten Fläche dieses Streifens

$$= \frac{\sigma \cdot dx \cdot \delta \cdot \frac{x}{a}}{\sigma_a \cdot dx \cdot \sin \beta} = \frac{\sigma}{\sigma_a} \cdot \frac{\delta \cdot \frac{x}{a}}{\sin \beta}$$

Diese Länge ist aber die Hypotenuse eines rechtwinkligen Dreiecks, dessen eine Kathete die Eindringungstiefe  $y$  bildet, Fig. 904, und welche mit dieser Kathete den Winkel  $\beta$  einschliesst. Sonach ist allgemein:

$$y = \frac{\sigma}{\sigma_a} \cdot \frac{\delta \cdot \frac{x}{a}}{\sin \beta} \cos \beta$$

und, da für  $x = a$ ,  $y = e$  ist:

$$e = \frac{\sigma}{\sigma_a} \cdot \frac{\delta}{\operatorname{tg} \beta} \dots \dots \dots (98)$$

Indem man diesen Werth in Gl. 97 einführt, gewinnt man den grössten Gesamtwiderstand, welchen die Scheerblätter in ihrer gegensätzlichen Bewegungsrichtung erfahren, zu:

$$p = \frac{\sigma}{\sigma_a} \cdot \frac{\delta^2 \cdot \sigma}{2 \operatorname{tg} \eta \cdot \operatorname{tg} \beta} \dots \dots \dots (99)$$

Man könnte aus dieser Gleichung schliessen, es sei vortheilhaft, sowohl  $\eta$  als auch  $\beta$  möglichst gross zu machen. Dem widerspricht jedoch das Folgende:

Mit dem Wachsen von  $\eta$  nimmt die Kraft zu, welche versucht, das Werkstück in Bezug auf Fig. 904 nach rechts zu verschieben und dadurch das Abscheeren überhaupt zu vereiteln. Um letzteres zu verhüten, darf  $\eta$  höchstens gleich dem Reibungswinkel sein. Daher wird  $\eta$ , wie bereits angegeben, höchstens zu  $14^\circ$ , meistens erheblich kleiner gewählt. Mit dem Wachsen von  $\beta$  wird, da der Bruch eine gewisse Tiefe  $e$  des Eindringens

verlangt, die Verbiegung des Bleches grösser, was man zu vermeiden sucht. Es ist jedoch noch auf folgenden Umstand aufmerksam zu machen. Weiter oben wurde angenommen (vergl. Fig. 903 bis 905), dass innerhalb der Länge  $a$  das rechts von den Scheerblattkanten belegene Blech in gleicher Höhe bleibe wie dessen linke Seite, und daraus die Grösse  $e$  berechnet. Diese Annahme ist nun nicht ganz richtig, da das rechts belegene Blech in Bezug auf Fig. 905 und 903 etwas nach unten gebogen wird. So lange  $\beta$  klein genug ist, kann dieser Umstand vernachlässigt werden; je grösser  $\beta$  wird, um so mehr macht er sich geltend, so dass die hier gegebene Berechnung des  $e$  nur so lange zulässig erscheint, als  $\beta$  nicht über  $75^\circ$  misst. Ich werde deshalb in dem Folgenden

$$\operatorname{tg} \beta = 4 \dots \dots \dots (100)$$

setzen.

Das Verhältniss  $\frac{\sigma}{\sigma_a}$  ist von der Natur der in Frage kommenden Stoffe abhängig. Man nimmt häufig an, dass bei Eisenblechen die Scheerfestigkeit  $\sigma$  das 0,8 oder 0,9 fache der rückwirkenden Festigkeit betrage. Es wächst aber die rückwirkende Festigkeit unter dem Druck der Scheerblätter. Da diese eine bildsame Umgestaltung der getroffenen Flächentheile herbeiführen, so verdichten sie auch das Gefüge — man denke an den Umstand, dass hart gezogener Draht zuweilen viermal so fest ist als ausgeglühter — so dass die mittlere Festigkeit  $\sigma_a$ , welche bei dem Abscheeren zur Wirkung kommt, vielleicht doppelt so gross ist, als die Scheerfestigkeit  $\sigma$ . Es sollen deshalb die Werthe:

$$\frac{\sigma}{\sigma_a} = 0,9 \text{ und } \frac{\sigma}{\sigma_a} = 0,5 \dots \dots \dots (101)$$

als vermuthliche Grenzwerte in Rechnung gestellt werden.

Man erhält aus Gl. 98 für  $\operatorname{tg} \beta = 4$  und  $\frac{\sigma}{\sigma_a} = 0,9$ :

$$e = 0,9 \cdot \frac{\delta}{4} = 0,225 \delta \dots \dots \dots (102)$$

und für  $\operatorname{tg} \beta = 4$  und  $\frac{\sigma}{\sigma_a} = 0,5$ :

$$e = 0,5 \cdot \frac{\delta}{4} = 0,125 \delta \dots \dots \dots (103)$$

ferner aus Gl. 97 für  $p$ :

$$p = \frac{0,11}{\operatorname{tg} \eta} \cdot \sigma \cdot \delta^2 \dots \dots \dots (104)$$

bezw.

$$p = \frac{0,063}{\operatorname{tg} \eta} \cdot \sigma \cdot \delta^2 \dots \dots \dots (105)$$

Die Kräfte  $p$  greifen, wenn man  $\sigma_a$  als auf der gedrückten Fläche gleichförmig annimmt, in den Schwerpunkten der entstehenden Dreiecksflächen an. Diese Schwerpunkte liegen um  $\frac{e \cdot \operatorname{tg} \beta}{3}$  von der Schnittfläche und um  $\frac{2}{3} \cdot \frac{2}{3} \cdot e$  von der Oberfläche des Bleches entfernt. Es versucht also ein

Moment  $M$  das Blech rechts zu drehen, dessen Grösse (nach Fig. 906) beträgt:

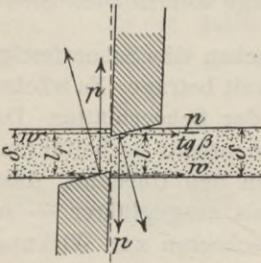
$$M = p \cdot \frac{2}{3} \cdot e \cdot \operatorname{tg} \beta + \frac{p}{\operatorname{tg} \beta} \cdot \left( \delta - 2 \frac{4}{9} e \right) \quad (106)$$

also für  $\operatorname{tg} \beta = 4$  und  $\frac{\sigma}{\sigma_d} = 0,9$ :

$$M = 0,088 \cdot \sigma \cdot \frac{\delta^3}{\operatorname{tg} \eta} \quad (107)$$

und für  $\operatorname{tg} \beta = 4$  und  $\frac{\sigma}{\sigma_d} = 0,5$ :

$$M = 0,035 \cdot \sigma \cdot \frac{\delta^3}{\operatorname{tg} \beta} \quad (108)$$



Schnitt nach C-D  
Fig. 906.

Diesem Moment tritt das andere:

$$w \cdot l_1$$

entgegen (Fig. 906);

$$\text{es ist } w = \frac{M}{l_1} \quad (109)$$

Die Angriffspunkte von  $w$  sind die Schwerpunkte der durch Eindringen der Scheerblätter entstandenen lothrechten Dreiecks-Flächen, liegen also um  $\frac{1}{3} e$  von den Blechoberflächen zurück. Es ist also:

$$l_1 = \delta - \frac{2}{3} e$$

und für  $\frac{\sigma}{\sigma_d} = 0,9$ :

$$w = \text{rund } 0,1 \cdot \frac{\sigma}{\operatorname{tg} \eta} \cdot \delta^2 \quad (110)$$

für  $\frac{\sigma}{\sigma_d} = 0,5$ :

$$w = \text{rund } 0,04 \cdot \frac{\sigma}{\operatorname{tg} \eta} \cdot \delta^2 \quad (111)$$

Die Kräfte  $w$  suchen die Scheerblätter aus einander zu drängen. Gelingt das in geringem Grade, so vergrössert sich das Moment  $M$  und damit  $w$ , also auch der Betrag, um welchen die Scheerblätter aus einander gedrängt werden, so dass bei entsprechender Nachgiebigkeit der Scheerblätter das Werkstück in Bezug auf Fig. 903 sich rechts dreht und eine lothrechte Lage annimmt. Man nennt diesen Vorgang das „Kauen“; er muss, seiner Gefährlichkeit für die Arbeiter und für die Maschine halber, unbedingt verhindert werden.

Es geschieht das in erster Linie dadurch, dass den Scheerblättern eine den Kräften  $w$  entgegen tretende und ihnen gewachsene Anfangsspannung gegeben wird.  $w$  hängt aber — Gl. 110 u. 111 — in hohem Grade von der Blechdicke  $\delta$  ab. Jene, dickeren Blechen angemessene Anfangsspannung der Scheerblätter würde demnach bei dünneren Blechen die Scheerblattkanten

über einander bringen und zu Brüchen führen, weshalb man die Scheerblattkanten gegen einander neigt und dafür sorgt, dass sie auch bei der grössten Oeffnung des Scheerenmauls (Fig. 904) mit einander in Föhlung bleiben.  $w$  wächst, nach Gl. 110 u. 111, mit dem Quadrat der Blechdicke; es ist daher für grosse Werkstückdicken das angegebene Verfahren allein nicht ausreichend.

Einige Zahlenbeispiele mögen das erläutern.

Es sei  $\eta = 9^\circ$ , also  $\text{tg } \eta = \text{rund } 0,16$ ;  $\sigma = 60 \text{ kg/qmm}$ . Dann gewinnt man bei  $\frac{\sigma}{\sigma_a} = 0,5$  für:

$\delta =$	5	10	20	30	40 mm
$w =$	375	1500	6000	13 500	24 000 kg

und bei  $\frac{\sigma}{\sigma_a} = 0,9$  für:

$\delta =$	5	10	20	30	40 mm
$w =$	937	3750	15 000	33 750	60 000 kg

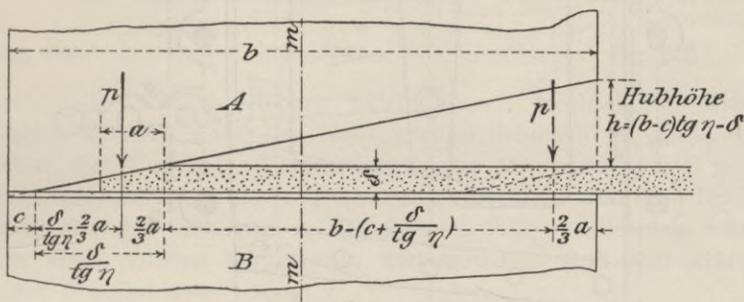


Fig. 907.

Demnach steigt, selbst bei dem günstigsten Verhältniss  $\frac{\sigma}{\sigma_a}$  der Druck  $w$  bei dicken Werkstücken zu bedeutender Höhe; bei dem ungünstigsten Werth  $\frac{\sigma}{\sigma_a}$  aber in dem Maasse, dass selbst für mässig dicke Werkstücke eine Entlastung der Scheerblätter in der Richtung von  $w$  mindestens sehr erwünscht ist. Zu diesem Zwecke lässt man, links vom Scheerblatt A, in Bezug auf Figur 903, einen Druck  $Q$  wirken, sei es in Gestalt eines aufgelegten Klotzes, oder durch Federn, oder eines durch Dampf oder Druckwasser aufgedrückten Balkens.

Die Kräfte  $p$  und  $w$  wandern während des Schneidens von links nach rechts, Fig. 907. Wenn  $c$  die wagerechte Länge der Scheerblatt-Ueberlappung bei grösster Maulweite und  $b$  die Länge der Scheerblätter bezeichnet, so beträgt der Abstand der Endlagen der Kräfte:  $b - (c + \frac{\delta}{\text{tg } \eta})$ .

Wenn nun, was die Regel bildet, die thätige Kraft in der Mittellinie  $mm$  des oberen Scheerblattes angreift, so erfordert dieses Wandern des Widerstandes eine kräftige Führung des Schlittens, an dem das Scheerblatt

sitzt, ja auch dahin gerichtete Abmessungen des Schlittens, um diesen vor Verzerrungen zu schützen.

Fig. 909 ist ein wagerechter Schnitt des Schlittens und der Schlittenführung einer Scheere, welche bestimmt ist, bis 15 mm dicke Eisenbleche zu schneiden, Fig. 908 eine Vorderansicht desselben, nachdem die Deckplatte *f*, Fig. 909, fortgenommen ist. *a* bezeichnet den Schlitten; er gleitet

Fig. 908.

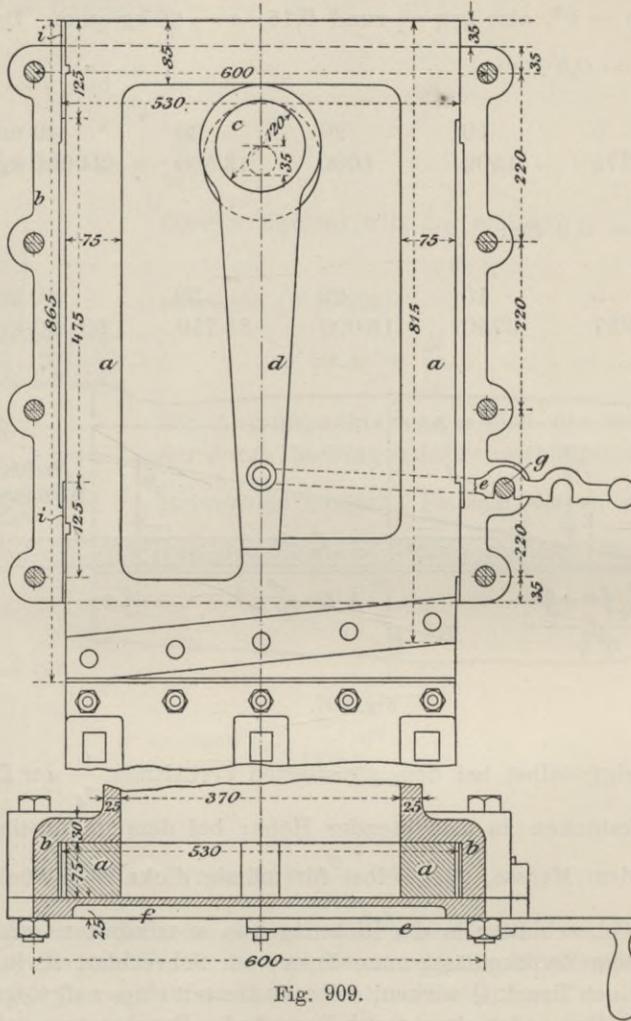
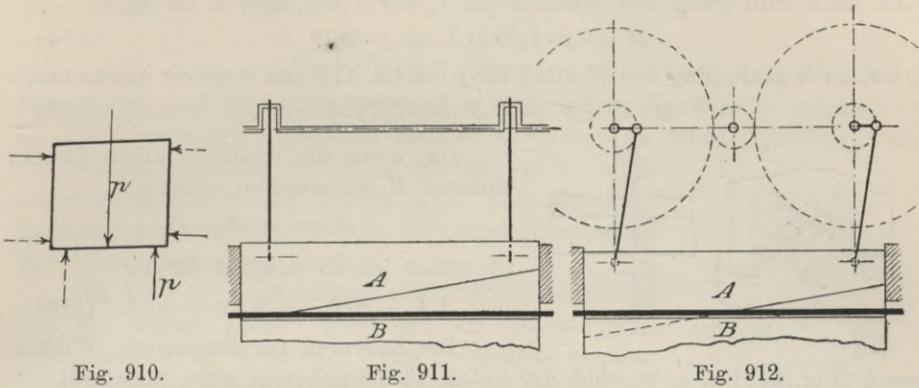


Fig. 909.

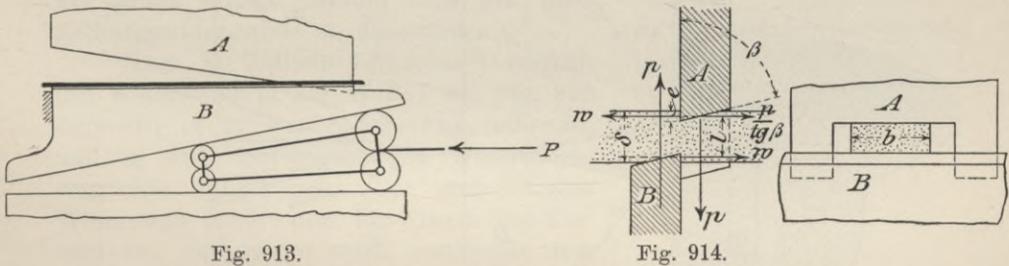
in einer breiten Nuth des Maschinengestelles *b*, welche jene Deckplatte *f* abschliesst. Behufs Ausgleichens der Abnutzung an den Schmalflächen des Schlittens sind an diesem linksseitig die Platten *i* angebracht, die durch Einlegen dünner Bleche nachgestellt werden können. Der Kurbelzapfen *c* schiebt mittels der Lenkstange *d* den Schlitten *a* nach unten und hebt ihn mittels der Nabe von *d* nach oben. Wird *d* mit Hilfe der Stange *e* nach links geschwenkt, so wird *a* nicht mehr durch die Lenkstange *d* nach unten verschoben, der Antrieb ist ausgerückt.

Wenn bei höchster Lage des oberen Scheerblattes ein Werkstück ein-

geschoben und nunmehr der Schlitten *a* mittels der Lenkstange *d* nach unten bewegt wird, so schneidet die Scheere links von der Mitte des Rahmens *a* und links von dem Angriffspunkt der Lenkstange *d*, so dass versucht wird, den Schlitten *a* rechts zu drehen. Dem muss die links belegene Führungsfläche unten, die rechts belegene oben entgegen treten (vergl. die gestrichelten Pfeile in Fig. 910); nachdem der wandernde Widerstand *p* die Mitte des Schlittens durchschritten hat, wird das auf der letzteren wirkende Moment linksdrehend und die Führungen werden entgegengesetzt beansprucht, wie die ausgezogenen Pfeile der Fig. 910 andeuten. Aber



nicht allein die Führungsflächen haben diesen wechselnden Kräften zu widerstehen, sondern auch der rahmenartige Schlitten ist genügend stark zu machen, damit er keine Verzerrung, in der Art, wie Fig. 910, gegenüber dem links drehenden Kräftepaar andeutet, erleidet, oder gar bricht. Bei dem rahmenartigen Schlitten *a*, Fig. 908 u. 909, widerstehen vier Biegemomente einer solchen Verzerrung, und trotzdem sind sehr kräftige Abmessungen des Rahmens nöthig.



Es steigern sich diese Umstände mit der Scheerblattlänge, weshalb man für sehr lange Scheerblätter den Schlitten an zwei Stellen bethätigt, z. B. nach Fig. 911, durch zwei Lenkstangen einer und derselben Welle, oder nach Fig. 912, durch zwei Kurbelwellen. Man kann auch die Angriffstellen der thätigen Kraft in derselben Richtung wie die widerstehende Kraft wandern lassen, z. B. so, wie Fig. 913 darstellt. Es ist hier *B* das bewegte, *A* das ruhende Scheerblatt. Ersteres ruht auf zwei Rollenpaaren, welche die thätige Kraft *P* verschiebt, und die infolgedessen das Scheerblatt *B* heben.

Für das Quertrennen schmaler Flacheisen verwendet man zuweilen Scheerblätter mit gleichlaufenden Kanten und versieht dann das Scheer-

blatt *A* mit zwei vorspringenden Lappen, die — nach Fig. 914 — hinter das Scheerblatt *B* greifen. Es ist hier der grösste Arbeitswiderstand:

$$p = b \cdot \delta \cdot \sigma \dots (112)$$

er tritt unmittelbar vor dem Bruch ein.

Das Moment, welches in diesem Zeitpunkte versucht, das Werkstück zu kippen, ist:

$$M = p \cdot 2 \cdot \frac{e}{2} \operatorname{tg} \beta + p \cdot \frac{l}{\operatorname{tg} \beta} = p \left( e \operatorname{tg} \beta + \frac{\delta - e}{\operatorname{tg} \beta} \right) \dots (113)$$

und nach Einfügung des Werthes für *e*, sowie der Zahl 4 für  $\operatorname{tg} \beta$ :

$$M = p \cdot 1,094 \cdot \delta \text{ bis } p \cdot 0,72 \cdot \delta \dots (114)$$

oder, nach Einfügung des Werthes für *p* aus Gl. 112 und weiterer Abrundung:

$$M = 1,1 \cdot b \cdot \sigma \cdot \delta^2 \text{ bis } 0,72 \cdot b \cdot \sigma \cdot \delta^2 \dots (115)$$

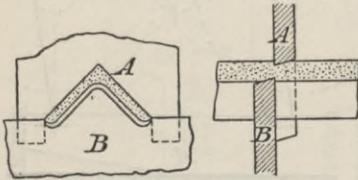


Fig. 915.

Da, wenn die Kräfte *w* allein diesem Moment *M* widerstehen müssen,

$$M = w (\delta - e)$$

zu setzen ist, so entsteht für *w*:

$$1,4 \cdot b \cdot \sigma \cdot \delta \text{ bis } 0,82 \cdot b \cdot \sigma \cdot \delta \dots (116)$$

Die Scheeren für Rundeisen, Winkel-eisen (Fig. 915) u. s. w. sind der zuletzt beschriebenen nahe verwandt.

Man schneidet auch I-Eisen mittels eigentlicher Scheeren.<sup>1)</sup> Der Durchschnitt ist jedoch neuerdings der vorliegenden Aufgabe so zweckmässig angepasst, dass für I-Eisen die eigentliche Scheere kaum noch in Frage kommt.

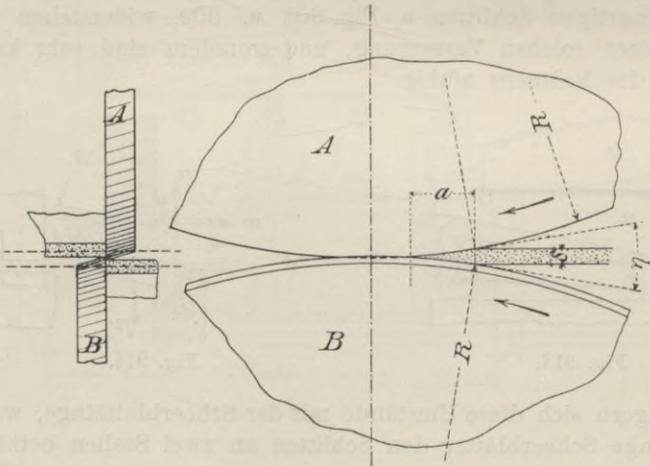


Fig. 916.

Fig. 917.

Bei den Kreisscheeren, Fig. 916 und 917, legen sich die Räder zweier kreisförmiger Scheerblätter *A* und *B* ebenso an einander, wie die Ränder der gewöhnlichen Scheerblätter. Es wirkt in der Halbmesserrichtung der Scheerblätter ein Druck, welcher denselben Werth hat wie *p* in den Gl. 104 u. 105 und gleichlaufend zu den Drehaxen der Scheerblätter

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1891, S. 125, mit Abb.

ein Druck, der dem  $w$ , Gl. 110 u. 111 gleich ist. Soll verhütet werden, dass das Werkstück von den Scheerblattkanten zurückgestossen wird, so darf  $\eta$ , Fig. 917, höchstens gleich dem Reibungswinkel sein. Bei glatten Scheerblatträndern ist dieser Reibungswinkel höchstens zu  $14^\circ$  anzunehmen. Daher gewinnt man als Mindestwerth für den Scheerblatthalbmesser, wenn die kleine Ueberlagerung der Scheerblätter  $\ddot{u}$  heisst:

$$2R - \ddot{u} = 2R \cdot \cos \frac{\eta}{2} + \delta$$

also für  $\cos \frac{\eta}{2} = 0,993$

$$R = 70 (\delta + \ddot{u}) \dots \dots \dots (117)$$

Man findet statt dieses Mindestwerthes nicht selten  $R$  erheblich grösser, bis zu  $125 \delta$ , zuweilen aber auch kleiner (bis herab zu  $40 \delta$ ), letzteres, wenn die Scheerblattränder künstlich geraugt sind, z. B. durch zahlreiche kleine Querrfurchen. Eine derartige Rauhung der Scheerblattkanten verunstaltet natürlich die Schnittländer des Bleches.

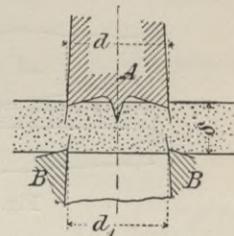


Fig. 918.

Es sind — nach obigem — die Kreisscheeren nur für dünne Bleche geeignet; als oberste vorkommende Grenze kann man 3 mm Blechdicke nennen.

Die Rundscheere glaube ich, da sie nur Sonderzwecken dient, durch Anziehen einiger Quellen erledigen zu dürfen.<sup>1)</sup>

Der Durchschnitt dient in erster Linie zum Erzeugen von Löchern. Es ist z. B. nach Fig. 918, der Rand eines runden Stempels  $A$ , das eine Scheerblatt und der innere Rand eines Ringes  $B$ , des Lochringes, das andere. Bei dem Eindringen dieser Ränder wächst der Widerstand von 0 bis zu seinem höchsten Werthe, bei welchem der Bruch erfolgt, hierauf sind nur noch Reibungswiderstände zu überwinden.

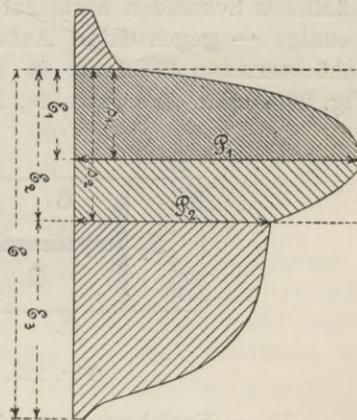


Fig. 919.

Nach K. Keller's Versuchen<sup>2)</sup> verläuft der Widerstand in der Weise, wie Fig. 919 darstellt; es ist der Stempelweg lothrecht, und es sind die zugehörigen Widerstände wagerecht aufgetragen. Der erste, kleine Widerstand gehört dem Eindringen des Körners an, der zweite stark wachsende dem Eindringen um die Grösse  $e$ . Für die Bemessung der Maschine kommt nur der grösste Widerstand in Frage, die dargestellte Veränderlichkeit kann allenfalls für die Berechnung des Schwungrades benutzt werden.

Man bemerkt bei der Arbeit des Durchschnittes, dass die Bruchflächen von der Stempel- und Lochringkante aus die Gestalt von Kegelflächen

<sup>1)</sup> Polytechn. Centralblatt, 1853, S. 73, mit Abb. Mittheilungen des Gewerbevereins für Hannover 1860, S. 313, mit Abb. Herm. Fischer, Allgem. Grundr. und Mittel des mechanischen Aufbereiten, Leipzig 1888, S. 365, mit Abb. Dingl. polyt. Journ. 1883, Bd. 249, S. 13; S. 438, 1885, Bd. 258, S. 206, mit Abb.

<sup>2)</sup> Zeitschrift des Ver. deutscher Ingen. 1888, S. 77, mit Abb.

haben, Fig. 918. Ist der Durchmesser  $d$  des Stempels, gleich der Weite  $d$  des Lochringes, so muss die zwischen den beiden Kegelflächen liegende Schicht noch besonders gebrochen werden. Damit lässt sich erklären, dass nach Eintritt des grössten Widerstandes  $p$ , Fig. 919, noch beträchtliche Widerstände zu überwinden sind, die theils von dem Brechen jener Schicht, theils von der Reibung der sehr rauh ausfallenden Bruchflächen herrühren.

Nach v. Reiche<sup>1)</sup> fallen die Kegelflächen zusammen, wenn man  $d_1 = d + \frac{\delta}{4}$  macht; es entstehen dann glattwandige, kegelförmige Löcher.

Die auftretenden Quer-Kräfte heben sich gegenseitig auf, so dass ein Abdrängen des Stempels von seiner Bahn nicht in Frage kommt. Es können jedoch die, auf den Rand des Lochringes wirkenden, nach aussen gerichteten und rechtwinklig zur Lochaxe liegenden Kräfte ein Zersprengen des Lochringes herbeiführen.

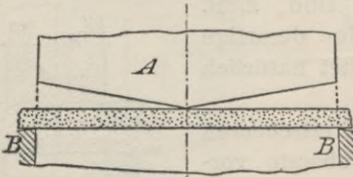


Fig. 920.

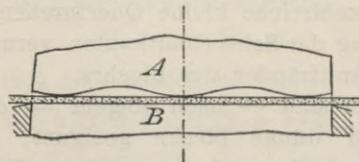


Fig. 921.

Vergleicht man den grössten bei der gewöhnlichen Scheere auftretenden Widerstand  $p$  (Gl. 104 u. 105) mit dem grössten Werth von  $p$  bei dem Durchschnitt, so findet man, dass letzterer — bei gleicher Schnittlänge — erheblich grösser ausfällt, weil der grösste Widerstand auf der ganzen Schnittlänge gleichzeitig eintritt. Das erschwert den Bau der zugehörigen Maschine. Um bei dem Durchschnitt in ähnlicher Weise wie bei der Scheere ein allmähliches Schneiden herbeizuführen, aber das — für den Durchschnitt notwendige — gegenseitige Aufheben der Querkräfte beizubehalten, haben Schüchtermann & Crämer in Dortmund, dem Stempel  $A$  eine gebogene, Fig. 920, oder eine gewellte, Fig. 921, Endfläche gegeben.

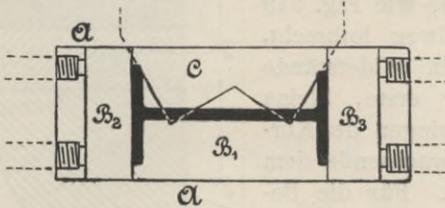


Fig. 922.

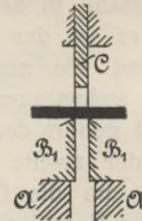


Fig. 923.

Dieses Verfahren lässt sich nun für das Quertrennen des Formeizens verwenden, indem man einen schmalen Streifen aus demselben schneidet.<sup>2)</sup> Fig. 922 u. 923 stellen das Wesen der betreffenden Einrichtung dar.  $A$  bezeichnet das Maschinengestell. In ihm sind zwei Scheerblätter  $B_1$  angebracht, auf welchen das Werkstück ruht, ferner werden zwei Scheerblatt-

<sup>1)</sup> Civilingenieur 1864, S. 235, mit Abb.

<sup>2)</sup> Klostermann, D. R.-P. No. 67167. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1892, S. 1039; 1894, S. 791, mit Abb.

paare  $B_2$  und  $B_3$  von der Seite gegen das Werkstück gedrückt. Der plattenartige Stempel  $C$  bewegt sich zwischen den festen Scheerblattkanten nach unten und schneidet wegen seiner ungeraden unteren Endfläche allmählich einen schmalen Streifen des Werkstücks hinweg, so dass letzteres in zwei Theile zerfällt. Dieses Verfahren hat dem Arbeiten mit einfacher Scheere gegenüber den Vortheil, dass die starken Verbiegungen des abgeschnittenen Theils vermieden werden. Die Gestalt der unteren Endfläche des Stempels wird übrigens verschieden gewählt.<sup>1)</sup>

Die Berechnung des grössten Widerstandes, welchen diese Stempel mit unebenen Bahnen erfahren kann in ähnlicher Weise durchgeführt werden, wie weiter oben für gewöhnliche Scheeren angegeben worden ist.

Die quer gegen die Arbeitsrichtung des Stempels auftretenden Kräfte, also das, was bei den Scheeren mit  $w$  bezeichnet wurde, heben sich, wie bereits erwähnt ist, gegenseitig auf. Sie bringen hierbei aber eine gewisse Streckung des Werkstücks hervor, die in manchen Fällen volle Beachtung fordert. Insbesondere sind diese Querkräfte bei dem Durchschneiden rothwarmen Eisens fühlbar, indem dieses wegen seiner Weichheit in beträchtlichem Grade nachgiebt. Man bringt hier wohl besondere Einrichtungen an, welche eine zu grosse Gestaltsänderung der Werkstücke zu verhüten haben. Als Beispiel möge das Erzeugen der Keillöcher in Kuppelstangen dienen. Es wird das rothwarme Werkstück  $K$ , Fig. 924, von zwei Backen  $B$  umfasst. Der linksseitige Backen dient gleichzeitig als Lochring, während durch ein gegenüberliegendes Loch des rechtsseitigen Backens der flache Stempel  $A$  geschoben wird.

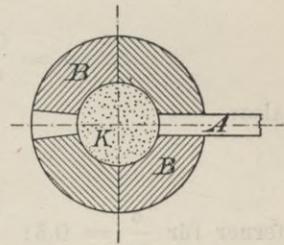


Fig. 924.

Man findet als Scheer- oder Schubfestigkeit folgende Werthe angegeben:

Stahlbleche, weich . . . . .	40 kg/qmm
Schmiedeeisen . . . . .	24 bis 35 " "
desgl.    dunkelroth . . . . .	8 " 10 " "
Kupfer . . . . .	20 " 25 " "
Zinkblech . . . . .	6 " 9 " "
Zinn . . . . .	1,3 " 2 " "
Blei . . . . .	0,8 " 1,8 " "

Diese Werthe sind bei sehr geringer Geschwindigkeit des Abscheerens gewonnen. Bekanntlich<sup>2)</sup> steigert sich der Widerstand, den man Festigkeit zu nennen pflegt, in erheblichem Grade mit der Geschwindigkeit des Angriffs, weshalb für die Maschinen grössere Werthe eingesetzt werden müssen, z. B.

für Stahl . . . . .	$\sigma = 60$ bis 70 kg/qmm
" Schmiedeeisen . . . . .	$\sigma = 40$ " 60 " "
" dunkelrothwarmes Schmiedeeisen . . . . .	$\sigma = 12$ " 20 " "
" Kupferblech . . . . .	$\sigma = 25$ " 40 " "
" Zinkblech . . . . .	$\sigma = 9$ " 15 " "
" Zinn . . . . .	$\sigma = 2$ " 3 " "
" Blei . . . . .	$\sigma = 1,5$ " 2,4 " "

<sup>1)</sup> Stahl und Eisen, Aug. 1895, S. 767, mit Abb. Dingl. polyt. Journ. 1895, Bd. 298, S. 148, u. 149, mit Abb.

<sup>2)</sup> Vergl. Hugo Fischer, Dingl. polyt. Journ. 1884, Bd. 251, S. 335.

Bei besonders grossen Schnittgeschwindigkeiten wird man selbst mit diesen Werthen noch nicht auskommen.

Zu den Werkstücken der Durchschnitte gehören noch die Abstreifer. Der Stempel erfährt in den geschnittenen Löchern auch auf seinem Rückwege eine erhebliche Reibung und ist deshalb geneigt, das Werkstück mitzunehmen. Es ist der Zweck des Abstreichers, solches zu verhindern. Ueber die hierzu erforderliche Kraft vermag ich keine Angaben zu machen. Die Beschreibung der Abstreicher passt besser zu der Erörterung der Befestigungsweisen der Stempel und Lochringe, als hierher, und wird deshalb dort angeschlossen werden.

## B. Befestigung der Scheerblätter, Stempel und Lochringe an den Maschinen und die Abstreifer.

1. Die Scheerblätter unterliegen in der Arbeitsrichtung dem Druck  $p$  und quer gegen dieselbe dem Druck  $w$ .

Nach Gl. 104 u. 110 ist für  $\frac{\sigma}{\sigma_d} = 0,9$ :

$$p = \frac{0,11}{\operatorname{tg} \eta} \cdot \sigma \cdot \delta^2 \text{ und } w = 0,1 \cdot \frac{\sigma}{\operatorname{tg} \eta} \cdot \delta^2$$

also:

$$\frac{p}{w} = 1,1$$

ferner für  $\frac{\sigma}{\sigma_d} = 0,5$ :

$$p = \frac{0,063}{\operatorname{tg} \eta} \cdot \sigma \cdot \delta^2 \text{ und } w = 0,04 \cdot \frac{\sigma}{\operatorname{tg} \eta} \cdot \delta^2$$

also:

$$\frac{p}{w} = 1,5$$

Es fällt daher die Mittelkraft von  $p$  und  $w$  in, bzw. zwischen die beiden, in Fig. 925, gezeichneten schrägen Linien, d. h. die Scheerblätter werden durch sie mit den beiden Flächen, welche an dem Maschinengestell  $A$ , bzw. dem Schlitten  $B$  liegen, gegen diese gedrückt. Die Scheerblätter bedürfen deshalb gegenüber  $p$  und  $w$  keiner Befestigung. Die gebräuchliche Befestigung durch Schrauben, wie Fig. 925 sie darstellt, ist also für nebensächliche Beanspruchungen einzurichten. Sie bezweckt vor allem, die Zwischenlagen, welche der Einstellung dienen, festzuhalten. Die in Fig. 925 eingeschriebenen Maasse gelten einer Scheere, welche bis zu 10 mm dicke unerwärmte Eisenblechplatten zu durchschneiden hat.  $C$  bezeichnet denjenigen Theil des Maschinengestelles, an welchem der Schlitten  $B$  gleitet.

Die Dicke der Scheerblätter richtet sich nach der für zulässig erachteten Beanspruchung ihrer rückwirkenden oder Druck-Festigkeit; man findet sie etwa  $1\frac{1}{2}$  mal so gross als die grösste Dicke der zu schneidenden Eisenbleche.

An dieser Stelle glaube ich diejenigen Einrichtungen erörtern zu sollen, welche bestimmt sind, mit der Kraft  $Q$  (S. 493) dem Kippen dicker Werkstücke entgegen zu treten. Diese Kraft  $Q$  soll, nach Fig. 903, in einiger

Entfernung vor den Scheerblättern angreifen. Man findet zu diesem Zweck in mannigfacher Ausführungsform feste Leisten angebracht, gegen welche sich die Werkstücke stützen, sobald sie zu kippen beginnen. Um das Kippen, welches nothwendig ist, um diese Vorrichtungen wirksam zu machen, möglichst zu beschränken, werden die in Rede stehenden Leisten einstellbar

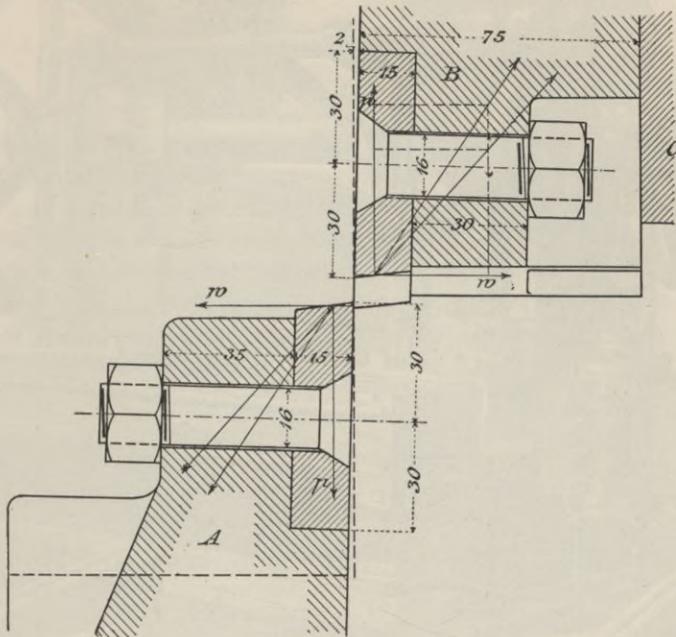


Fig. 925.

gemacht, oder es werden Schrauben angebracht, welche bei gewöhnlicher Lage des Bleches dieses nahezu berühren. Fig. 926 stellt derartiges dar. *a* bezeichnet einen vor dem oberen Scheerblatt angebrachten Balken, auf dem mehrere Muttern *b* verschiebbar stecken, die Schrauben *c* können mittels kleiner Handräder eingestellt werden.

Wirksamer ist offenbar, wenn man jenen Druck *Q* anwendet, bevor noch das Kippen eintritt. Schultz & Goebel in Wien<sup>1)</sup> lassen zu diesem Zweck einen Balken durch Federn auf das Blech drücken. Bei einer grossen Scheere der F. W. Bliss Co. in Brooklyn<sup>2)</sup> wird, nach Fig. 927, ein genügend schwerer Balken auf das Werkstück gelegt. Dieser Balken ist in lothrechten Führungen vor dem oberen Scheerblatt auf und nieder zu bewegen. Er hängt an zwei Stangen, die durch zwei Hebel, deren Welle und einen dritten Hebel, in welchem eine Rolle gelagert ist, von der im Vordergrund links sichtbaren Kamm-scheibe bethätigt werden. Bevor noch das obere Scheerblatt mit dem Werkstück in Berührung tritt, ist der Balken auf letzteres gelegt, sobald

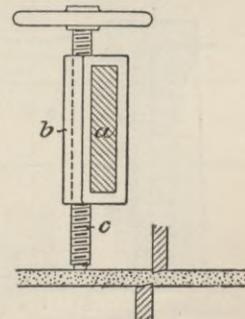


Fig. 926.

<sup>1)</sup> Engineering, Juli 1887, S. 12, mit Schaubild. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1888, S. 967.

<sup>2)</sup> The Iron Age, 11. Juni 1891, S. 1115, mit Schaubild.

der Schnitt vollzogen ist, wird der Balken rasch gehoben. Es können sich die unteren Theile der Tragstangen in den Augen des Balkens in einigem Grade lothrecht verschieben, so dass der nöthige Spielraum gewährt wird.

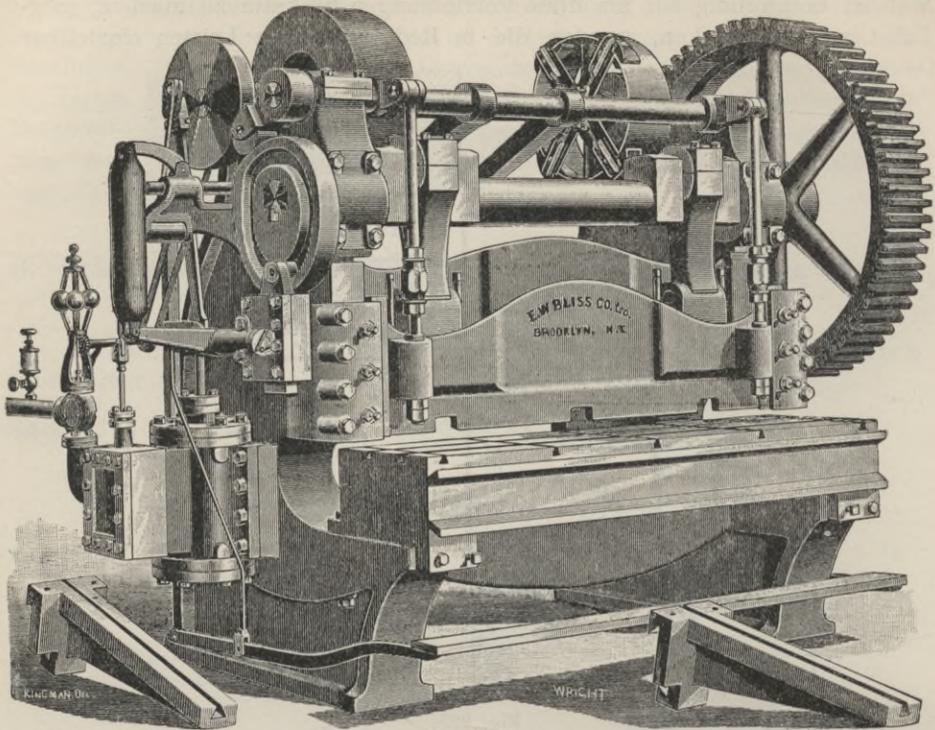


Fig. 927.

L. W. Breuer, Schumacher & Co. in Kalk benutzen bei Wasserdruckscheeren den Wasserdruck auch zum Niederhalten des Werkstücks nach Fig. 928. Die Nonne *C* ist bestimmt, den Scheerblattschlitten *A* nach unten zu bewegen. An letzterem sitzt ein Stiefel *B*,

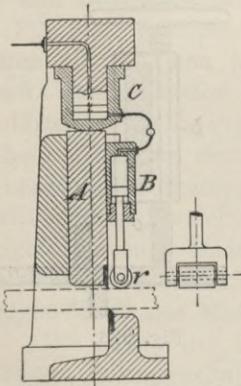


Fig. 928.

der durch eine Röhre mit dem Hohlraum der Nonne verbunden ist, so dass, wenn in diesen Druckwasser tritt, solches auch über den in *B* verschiebbaren Kolben gelangt und dadurch die Rolle *r* gegen das Werkstück drückt. Sobald *A* zurückgezogen wird, hebt sich auch die Rolle *r*.

2. Die Scheerblätter der Kreisscheeren sind, so lange sie geringen Durchmesser haben, stählerne Scheiben, die auf den zugehörigen Wellen befestigt werden. Bei grossen Durchmessern gestaltet man die Scheerblätter als Ringe und schraubt sie an den Rand der Scheiben. Der Druck, welcher *w* (S. 492) entgegen zu wirken hat, wird auf eine der Wellen durch Spurzapfen und Feder oder Gewicht ausgeübt, während die andere Welle durch einen Bund, nach Umständen einen Spurzapfen am Ausweichen gehindert wird.

2. Die Lochstempel werden nur in ihrer Axenrichtung beansprucht.

Der ihnen begegnende grösste Widerstand ist das Produkt aus dem Lochumfang, der Blechdicke  $\delta$  und der Scheerfestigkeit  $\sigma$ . Nennt man die Inanspruchnahme des Stempels für 1 qmm seines Querschnittes  $k$ , so erhält man für kreisrunde Löcher die Gleichung:

$$d \cdot \pi \cdot \sigma \cdot \delta = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} k$$

oder, bei  $\sigma = 40 \text{ kg}$ :

$$k = 160 \cdot \frac{\delta}{d}$$

Daraus folgt zur Genüge, dass selbst bei Verwendung besten Stahles für den Stempel und tadelloser Härtung desselben die Lochweite mindestens so gross sein muss wie die Blechdicke. Man findet denn auch, dass regelmässig die Lochweite nennenswerth grösser ist, als die Blechdicke. Es ist jedoch zu bemerken, dass hin und wieder angegeben wird, man habe kleinere Löcher mittels des Durchschnichts erzeugt. Ist das richtig, so muss man annehmen, dass der Vorgang des Durchschneidens bei solchem Verhältniss  $\frac{\delta}{d}$  ein etwas anderer ist als gewöhnlich, vielleicht, indem die Nachgiebig-

keit auf Grund der Bildsamkeit eine grössere Rolle spielt.

Wegen der Schwierigkeit des Härtens grosser Stahlkörper wird bei grossen Abmessungen die Schneidkante des Stempels für sich angefertigt und an dem sonstigen Stempel befestigt. Das gilt insbesondere für unregelmässig gestaltete Lochquerschnitte. Fig. 929 stellt ein hierher gehöriges Beispiel in einer Unter- und einer Seitenansicht dar.<sup>1)</sup>  $a$  bezeichnet den die Schneidkante enthaltenden, gehärteten Stahltheil,  $b$  einen Körper, welcher die Verbindung mit dem Schlitten der Maschine vermittelt. Fig. 930 ist das Bild des zugehörigen hier plattenförmigen Lochringes in zwei Ansichten.

Auf den Lochring des Durchschnichts wirkt in der Arbeitsrichtung derselbe Druck wie auf den Stempel; quer gegen diese Richtung wird man Kräfte annehmen müssen, welche zu ersten sich verhalten wie  $p:w$  bei den Blechscheeren.

Für gewöhnlich besteht der Lochring aus einem stählernen, gehärteten, kreisrunden Ring, den man in einen geeigneten Untersatz, wohl Tasse ge-

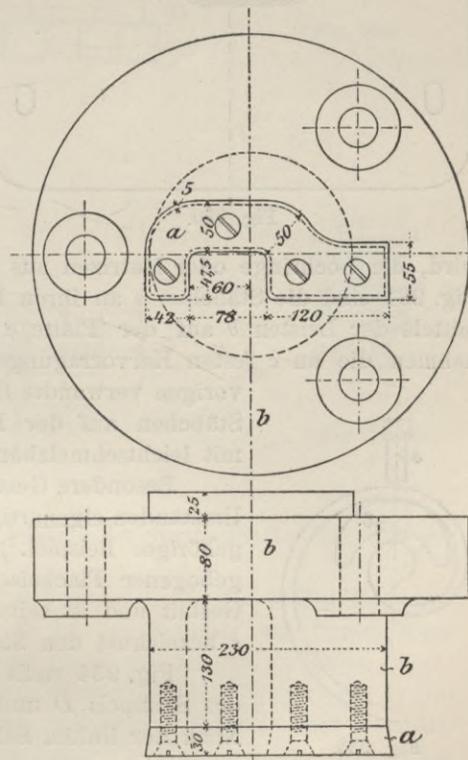


Fig. 929.

<sup>1)</sup> Revue générale des chemins de fer, Mai 1897, mit Abb.

nannt, presst. Nur bei sehr grossen Durchmessern wird der kreisrunde Lochring aus Theilen zusammengesetzt. Es werden auch — namentlich für unrunde oder zusammengesetzte Löcher — die betreffenden Oeffnungen in Stahlplatten ausgebildet, wofür Fig. 930 ein Beispiel zeigt.

Wenn mehrere runde Löcher gleichzeitig geschnitten werden sollen, so dienen häufig die Bohrungen einer Stahlplatte als Lochringe, während für rechteckige Löcher, wenigstens dann, wenn sie schmal sind, vorgezogen

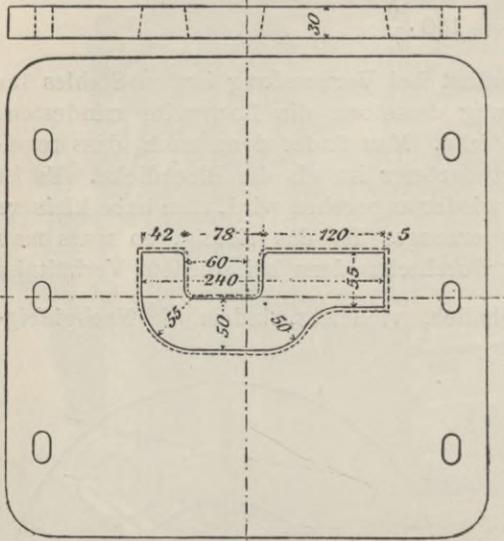


Fig. 930.

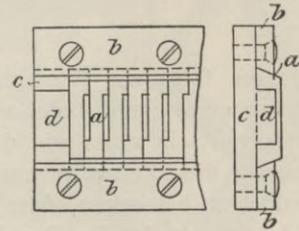


Fig. 931.

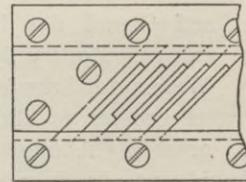


Fig. 932.

wird, die Lochringe oder Matrizen aus Stäbchen zusammensetzen. Nach Fig. 931 sind die Stäbchen *a* an ihren Endflächen abgeschrägt und werden mittels der Leisten *b* auf der Platte *c* festgehalten; den seitlichen Druck nehmen die an *c* festen Hervorragungen *d* auf. Fig. 932 zeigt eine der vorigen verwandte Befestigungsweise. Man befestigt die Stäbchen auf der Platte auch wohl durch Vergiessen mit leichtschmelzbarem Metall.

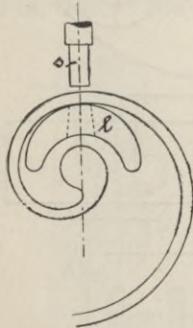


Fig. 933.

Besondere Gestalten der Werkstücke erfordern unter Umständen eigenartige Lochringe. Fig. 933 ist ein dahingehöri- ges Beispiel.<sup>1)</sup> Es handelt sich um das Lochen gebogener Flacheisen. Der Lochring *l* hat sattelartige Gestalt und ist seitwärts am Maschinengestell befestigt. *s* bezeichnet den Stempel.

Fig. 934 stellt die gebräuchliche Befestigungsweise des Stempels *D* und des Lochringes *E* im Schnitt dar. Nach der linken Seite der Figur steckt der Stempel *D* mit seinem schlank verjüngten Zapfen im Schlitten *B*, wird durch eine versenkte Druckschraube dort fest gehalten und legt sich mit der Fläche eines Bundes gegen die untere Fläche des Schlittens *B*. Man stösst — nach Lösen der Druckschraube — den Stempel aus, indem man über ihm, durch ein Loch im Schlitten *B* einen Keil eintreibt. Rechts von

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1892, S. 1039, mit Abb.

der Stempel-Mitte ist eine im übrigen gleiche Befestigung angegeben, es findet aber das Ausziehen des Stempels durch eine Mutter statt, welche das am Bunde des Stempels geschnittene Gewinde umgreift. *g* bezeichnet den am Maschinengestell *C* festen Abstreifer.

Der gehärtete stählerne Lochring *E* ist in den Untersatz *F* gepresst und stützt sich unter dessen Vermittlung auf den mit *A* bezeichneten Theil des Maschinengestelles. *F* wird hier festgehalten durch Hakenschrauben *a* (links) oder durch Druckschrauben *b* (rechts), deren Muttergewinde in Köpfen der Bolzen *d* sich befindet. Die erstere Befestigungsweise begünstigt das Auswechseln, indem nach Lockern der zu *a* gehörigen Mutter der Haken

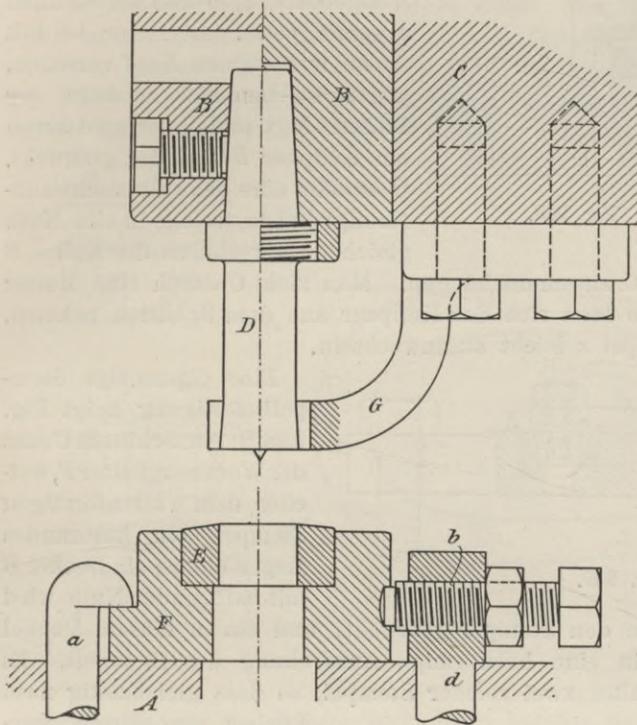


Fig. 934.

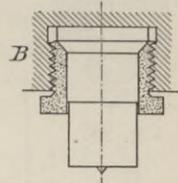


Fig. 935.

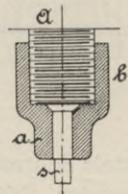


Fig. 936.

zur Seite gedreht werden kann; die letztere ist vortheilhafter für das genaue Ausrichten des Lochringes.

Eine einfachere Befestigungsweise des Stempels als die in Fig. 934 dargestellte es ist, zeigt die Fig. 935.<sup>1)</sup> Es ist der Stempel mit einem Kopf versehen, welcher sich gegen die ebene Sohle des in den Schlitten *B* gebohrten Loches legt, während eine hohle Mutter gegen die untere, kegelförmige Fläche des Kopfes drückt, den Stempel ausrichtet und festhält. Mit der Mutter nimmt man gleichzeitig den Stempel aus der Vertiefung des Stempels.

Hiermit ist die durch Fig. 936 versinnlichte Befestigungsweise<sup>2)</sup> nahe verwandt. Ein am Schlitten *A* hervorragender Zapfen ist aussen mit Gewinde versehen. Der Stempel *s* legt sich mit seinem Kopf gegen die ebene

<sup>1)</sup> The American Engineer and Railroad journal, März 1895, S. 144, mit Abb.

<sup>2)</sup> Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen. 1892, S. 1039, mit Abb.

Endfläche des Zapfens und wird durch die Kappe *b* festgehalten, die ihn gleichzeitig ausrichtet.

Es leidet die durch Fig. 934 dargestellte Stempelbefestigung an dem Uebelstande, dass man den Lochring wegnehmen muss, wenn der Stempel ausgewechselt werden soll. Die beiden anderen soeben angegebenen Befestigungsweisen sind in dieser Beziehung günstiger.

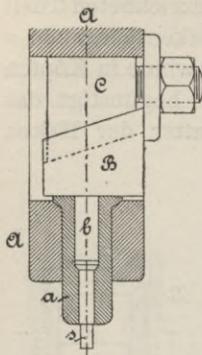


Fig. 937.

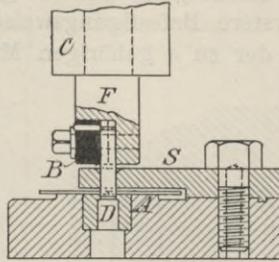


Fig. 938.

Rich. Wagner in Chemnitz verwendet folgende Anordnung.<sup>1)</sup> In dem Schlitten *A* Fig. 937 steckt ein Futter *a*, welches je nach der Stempeldicke verschieden weitgebohrt ist, so dass der Stempel *s* genau passt. Letzterer ist mit einem nur kleinen Kopf versehen, gegen welchen sich zunächst der Bolzen *b* legt, und dieser wird durch ein Keilpaar *BC* nieder gedrückt. *C* enthält eine schwalbenschwanzförmige Leiste, welche in eine Nuth gleichen Querschnitts des Keiles *B* greift, so dass *B* und *C* zusammenhängen. Man zieht *C* durch eine Mutter an. Löst man diese, so lässt sich das Keilpaar aus dem Schlitten nehmen, und dann ist der Stempel *s* leicht auszuwecheln.

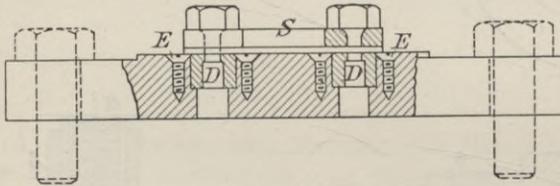


Fig. 939.

Eine eigenartige Stempelbefestigung zeigt Fig. 938.<sup>2)</sup> Am Schlitten *C* sitzt der Werkzeughalter *F*, welcher dem walzenförmigen Stempel ein halbrundes Lager bietet; ein Deckel *B* mit halbrunder Nuth wird mittels Schrauben gegen den Stempel gedrückt, und ein in diesem Deckel sitzender Stift greift in eine halsförmige Ausdrehung des Stempels. Es enthält der Werkzeughalter zwei solcher Stempel, so dass gleichzeitig zwei

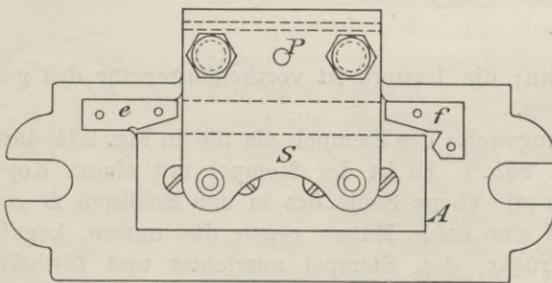


Fig. 940.

Löcher geschnitten werden. Die Stempel werden in dem festen Abstreifer *S*, Fig. 938 bis 940 noch geführt, weshalb der Abstreifer mittels einer Leiste in die Lochringplatte *A* greift und weiter durch den Ausrichtstift *P* seine richtige Lage angewiesen erhält. Die Lochringe *D* stecken in der Platte *A* und werden hier durch die Schrauben *E*, Fig. 939, festgehalten. Die auf *A* befestigten Plättchen *e* und *f*, Fig. 940, dienen als Anschläge für die Werkstücke.

<sup>1)</sup> Vorige Quelle.

<sup>2)</sup> American Machinist, 10. Febr. 1898, mit Abb.

Zahlreiche Stempel befestigt man wohl nach Fig. 941.<sup>1)</sup> Es stecken die sämtlichen Stempel in einer gemeinsamen Platte *A*, und zwar in deren Löchern genau passend; sie werden mit Hilfe dieser Platte am Schlitten *B* festgeschraubt.

Fig. 942 und 943 zeigen die Befestigung des Lochring-Untersatzes *a* mittels in Aufspan-Nuthen steckender Schrauben. Da die Aufspan-Nuthen an der Vorderseite der Maschine offen sind, so lässt sich der Untersatz nebst Lochring leicht fortnehmen, nachdem die Muttern der Befestigungsschrauben gelockert sind. Das Ausrichten des Lochringes erfolgt durch Verschieben des Untersatzes mittels der Hand.

3. Abstreifer. Fig. 934 zeigt einen am Maschinengestell *C* festgeschraubten Abstreifer *G*. Dieser umfasst den Stempel mit einer hufeisenförmigen Ausbuchtung, so dass man den Stempel auswechseln kann, ohne den Abstreifer abnehmen zu müssen. Die untere Fläche des Abstreifers, welche das Werkstück zurückzuhalten hat, muss weiter von dem Lochring

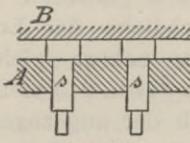


Fig. 941.

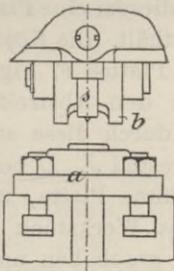


Fig. 942.

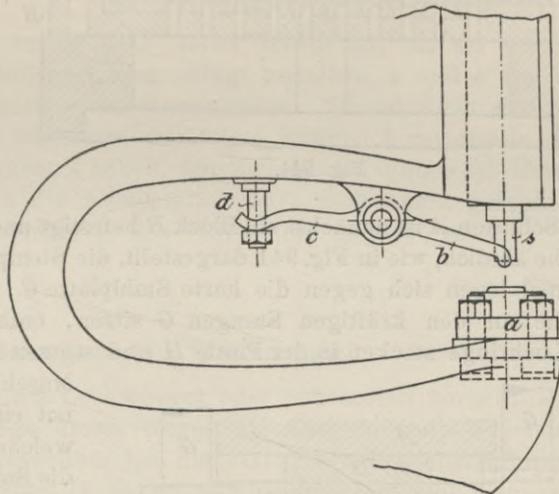


Fig. 943.

entfernt sein, als die grösste Blechdicke beträgt, damit man das Blech bequem vorlegen kann. Für mittlere und kleine Blechdicken erwächst hieraus der Nachtheil, dass die Werkstücke in einigem Grade emporgehoben werden, bevor das Abstreifen beginnt. Es ist das gleichbedeutend mit beträchtlichem Zeitverlust. Bei Durchschnitten, welche nur für dünne Bleche bestimmt, also solchen angepasst sind (vergl. Fig. 938—940), spielt dieser Zeitverlust allerdings keine Rolle. Anders ist es für Durchschnitte, welche zeitweise dicke Bleche zu bearbeiten haben, namentlich, wenn der Arbeiter einiger Zeit bedarf, um das Werkstück für den neuen Schnitt bereit zu legen. Man zieht daher in solchen Fällen vor, den Abstreifer einstellbar zu machen, z. B. nach Fig. 942 und 943. Hier umgreift der Abstreiferarm *b* den Stempel *s* ebenso mit zwei Schenkeln seines hufeisenförmigen Endes, wie in Fig. 934 angegeben ist. *b* bildet aber mit *c* einen doppelarmigen Hebel, der um einen, am Maschinengestell festen Bolzen drehbar und mittels der Schraube *d* einstellbar ist, so dass man den Abstand

<sup>1)</sup> The Engineer, 1888, Bd. 65, S. 522, mit Abb.

der abstreifend wirkenden Schenkel von dem Lochring je nach Bedarf wählen kann.

Neuerdings hat man, für Durchschnitte, welche gleichzeitig viele Löcher zu schneiden haben, den Abstreifer beweglich gemacht und ihn so bethätigt, dass er sich mit einigem Druck auf das Blech niedersenkt, bevor die Stempel zum Angriff kommen, und in dieser Lage bleibt, bis die Stempel vom Werkstück frei geworden sind.<sup>1)</sup> Wählt man den Druck, mit welchem der Abstreifer auf dem Werkstück ruht, genügend gross und macht seine Druckfläche, sowie die Fläche, welche die Lochringe umgeben, eben, so ist möglich,

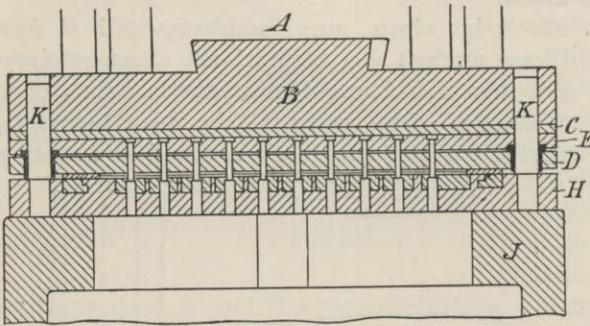


Fig. 944.

den Verzerrungen wirksam entgegenzutreten, welche namentlich dann entstehen, wenn die Löcher nicht kreisrund sind oder bei kreisrunden Löchern die Blechdicke der Lochweite nahezu gleicht. Fig. 944 u. 945 stellen, nach der angezogenen Quelle, eine derartige Anordnung dar. An dem Schlitten *A* ist zunächst ein Block *B* befestigt und an diesem eine Platte *E*, welche ähnlich, wie in Fig. 941 dargestellt, die Stempel enthält. Die Köpfe der Stempel legen sich gegen die harte Stahlplatte *C*. Zwei Platten *F*, Fig. 945, welche an den kräftigen Stangen *G* sitzen, enthalten den Abstreifer *D*. Die Lochringe stecken in der Platte *H* und stützen sich durch diese auf das

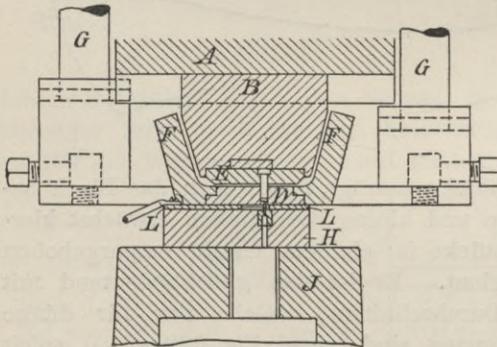


Fig. 945.

Maschinengestell *J*. *L* bezeichnet eine dünne Platte, mittels welcher das Werkstück unter die Stempel geschoben und zurückgezogen wird. Die Stifte *K* dienen zur gegensätzlichen Führung der aufgezählten Theile. Die Arbeit verläuft wie folgt: nachdem das Werkstück eingeführt ist, senkt sich der Abstreifer *D*, vermöge Einwirkung eines auf der Antriebswelle sitzenden Daumens oder Kam-

mes; der durch eine Kurbel derselben Welle bethätigte Schlitten *A* senkt sich nunmehr, die Stempel verrichten ihre Arbeit und steigen dann wieder empor, während der Abstreifer seine bisherige Lage beibehält; sind die Stempel von dem Werkstück frei, so wird der Abstreifer rasch gehoben, um für das Auswechselln des Werkstücks möglichst viel Zeit verfügbar zu machen.

Behufs Ausschneidens mehr oder weniger ringförmiger Gestalten kann man zwei Bearbeitungen aufeinander folgen lassen: z. B. zuerst den äusseren Umfang ausschneiden und dann, mittels besonderer Stempel, das Innere.

<sup>1)</sup> American Machinist, 11. März 1897, mit Abb.

Hierfür genügen die bisher beschriebenen Einrichtungen. Sollen jedoch beide Schnitte zu gleicher Zeit ausgeführt werden, so sind besondere Abstreifer nothwendig, z. B. solche nach Fig. 946.<sup>1)</sup> *a* und *b* sind zwei ringförmige Scheerblätter, welche am Schlitten, und *c* und *d* zwei desgleichen, die am Maschinengestell befestigt sind; sie vertreten Stempel und Lochring. Die auszuscheidenden Blechringe sind für Dynamomaschinen bestimmt,

weshalb an *b* seitlich eingesetzte vierkantige Stempel *i* vorgesehen sind, welche die Keilnuthen auszuschneiden haben. Die ausgeschnittene runde Scheibe fällt durch *d* nach unten, bezw. wird durch demnächst ausgeschnittene Scheiben ruckweise weiter nach unten geschoben, bis sie frei hinweg fällt. Der zu gewinnende Ring dringt zwischen *a* und *b* ein und muss deshalb demnächst herausgeschoben werden. Hierzu dient der ringförmige Abstreifer *e*, den besonders bethätigte Stangen *h* rechtzeitig nach unten schieben; die Schrauben *k* haben den Zweck, den Ring *e* am Herausfallen zu hindern. Das an der Aussenseite von *c* nach unten geschobene Blech wird durch den Abstreifer *g*, den Stifte *l* bethätigen, gehoben.

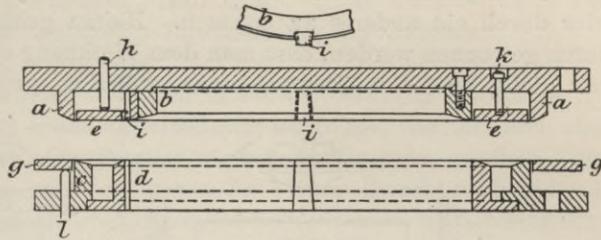


Fig. 946.

## II. Bewegen der Werkzeuge.

Es ist der Weg, welchen Lochstempel oder Scheerblatt zurückzulegen hat, ein kleiner, der längs dieses Weges zu überwindende Widerstand aber sehr gross. Dem gegenüber hat die verfügbare Betriebskraft regelmässig eine ziemlich, zuweilen (z. B. bei elektrischem Antrieb) eine recht grosse Geschwindigkeit. Sonach werden fast immer sehr starke Geschwindigkeitsverminderungen nöthig.

Anscheinend eignet sich hierfür Schraube und Mutter, zumal diese gleichzeitig diese Drehbewegung in die erforderliche geradlinige umsetzen. Es wird jedoch für den vorliegenden Zweck von dem Schraubenbetrieb fast gar kein Gebrauch gemacht, wohl wegen des Umstandes, dass die Schraube zeitweise rechts, zeitweise links herum gedreht werden muss.

Man findet — namentlich bei englischen Maschinen — nicht selten einen doppelarmigen Hebel zur Uebersetzung der Drehbewegung in die hin- und hergehende verwendet; das eine Ende dieses Hebels wirkt auf den Schlitten, während das andere Ende durch einen Daumen oder eine Kurbel bethätigt wird.

Am gebräuchlichsten ist die Uebersetzung durch die Kurbel. Sie wirkt entweder unter Vermittlung einer sogenannten Schleife, Fig. 947, oder bethätigt den Schlitten mittels Lenkstange, Fig. 908, 911, 912, 948.

Der Druckwasserbetrieb ermöglicht sehr starke Geschwindigkeitsminderung, oder Kraftvermehrung durch verhältnissmässig einfache Mittel.

<sup>1)</sup> American Machinist, 3. Dec. 1896, mit Abb.

Er ist jedoch dem wechselnden Widerstande schwer anzupassen, so dass meistens mit erheblichem Kraftüberfluss gearbeitet werden muss. Dieser Umstand wird bei den Schmiedemaschinen ausführlich erörtert werden.

Von besonderer Wichtigkeit sind:

#### Die Ausrückvorrichtungen.

Nach jedem Schnitt ist das Werkstück in eine neue Lage zu bringen oder durch ein anderes zu ersetzen. Hierzu gehört Zeit. Diese kann dadurch gewonnen werden, dass man dem Werkzeug eine geringe Geschwindigkeit giebt, auch den Stempel einen erheblich grösseren Weg zurücklegen

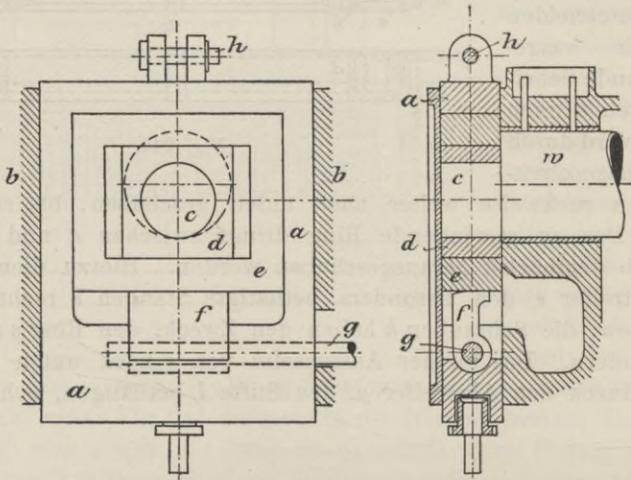


Fig. 947.

lässt, als eigentlich nöthig ist. Die mittlere Geschwindigkeit der Werkzeuge beträgt aus diesem Grunde selbst bei grösseren Maschinen oft nur 10 mm in der Sekunde.

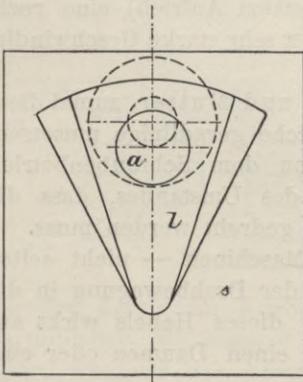


Fig. 948.

Für Scheeren ist das Fortrücken des Werkstücks nach jedem Schnitt rasch auszuführen, da es in gerader Linie stattfindet; und wenn ein neues Werkstück vorgelegt werden soll, so kann inzwischen das bewegliche Scheerblatt einige nutzlose, aber auch unschädliche Spiele machen, bis das Werkstück in die richtige, zum geradlinigen Vorschieben geeignete Lage gebracht ist.

Anders verhält es sich mit dem Durchschnit, indem die Stelle, an welcher das Loch erzeugt werden soll, genau unter den Stempel gelegt werden muss. Für manche Zwecke eignet sich selbstthätige Verschiebung des Werkstücks, nachdem ein Loch erzeugt, oder eine Gruppe von Löchern geschnitten ist. Es ist das Blech auf einem Tisch befestigt, der durch Schaltwerke fortgerückt wird. In diesem Falle ist mit Sicherheit darauf zu rechnen, dass das Blech seine neue Lage erhält, bevor der neue Angriff seitens der Werkzeuge stattfindet. Bei den Durchschnitten dagegen, welche

nach einer Vorzeichnung zu arbeiten haben, so dass es Aufgabe des Arbeiters ist hiernach das Blech in die richtige Lage zu bringen, bedarf man zuweilen mehr Zeit als gewöhnlich, und es ist nöthig nach Bedarf den Angriff des Stempels verzögern zu können.

Wenn Gleiches für Scheeren nicht unbedingt erforderlich ist, so erleichtert es doch auch hier die Benutzung und gestattet eine grössere durchschnittliche Geschwindigkeit. Man findet daher in der Regel auch für Scheeren die in Rede stehenden Einrichtungen im Gebrauch.

Es sind von diesen anzuführen:

a) Nachdem ein Schnitt vollzogen und das Werkzeug zurückgezogen ist, wird der Antrieb des letzteren selbsthätig ausgelöst; der Arbeiter rückt für den folgenden Schnitt den Betrieb wieder ein, sobald er dem Werkstück die richtige Lage gegeben hat. Zu diesem Zweck wird entweder die Verbindung zwischen Kurbel und Werkzeug, oder zwischen Kurbel- bzw. Daumenwelle und ihrem Antriebrade aufgehoben.

Fig. 949 zeigt eine Einrichtung für ersteres Verfahren.<sup>1)</sup> Die Kurbel *a*, welche den Schlitten *s* zu bethätigen hat, dreht sich links herum. Es befindet sich der Schlitten zur Zeit in seiner tiefsten Lage, der Schnitt ist vollzogen, und der Kurbelzapfen hat die Aufgabe, mit Hilfe der Lenkstange *l* den Schlitten *s* zurückzuziehen. Er wälzt sich zu diesem Zweck an der oberen Innenfläche der in *l* befindlichen Oeffnung, wodurch *l* nach links geschwenkt wird und dann der Kurbelzapfen in dem erweiterten Theil der genannten Oeffnung sich drehen kann, ohne den Schlitten *s* nach unten zu drücken. Um zu verhüten, dass der Schlitten durch sein eigenes Gewicht nach unten sinkt und dadurch das Vorlegen des Werkstückes für einen neuen Schnitt erschwert, kann man an *l* eine Nase *i* anbringen, welche über die am Maschinengestell feste Nase *O* greift. Nachdem das Werkstück auf dem Lochring seine richtige Lage erhalten hat, schwenkt man *l* mit Hilfe ihres Handgriffs nach rechts und stellt hierdurch die Kupplung zwischen Kurbelzapfen und Lenkstange wieder her.

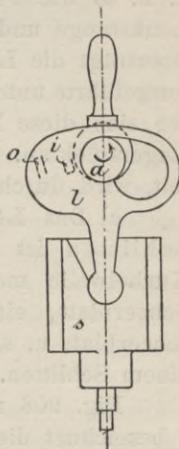


Fig. 949.

Das Ausrücken des auf der Kurbel- oder Daumenwelle sitzenden Antriebrades vermittelt eine Klauen- oder eine Stiftkupplung. Es ist z. B. auf dem verschiebbaren Theil der Klauenkupplung ein Kamm angebracht, gegen den sich eine Rolle oder ein Stift legt, so dass im bestimmten Augenblicke die Lösung erfolgt. Bei der Stiftkupplung nach Fig. 371 u. 372, S. 180 sitzt an dem Stift *c* ein nach aussen ragender Arm, der gegen eine am Maschinengestell angebrachte Nase stösst, sodass *c* die in Fig. 371 angegebene Lage annimmt. Wegen der geringen Drehgeschwindigkeit der hier in Frage kommenden Welle kommt letztere sofort nach dem Ausrücken der Kupplung zur Ruhe. Das Wiedereinrücken erfolgt mittels der Hand.

b) Es werden die soeben erörterten Kupplungen auch in dem Sinne verwendet, dass man sie nur ausnahmsweise löst, dann nämlich, wenn eine grössere Zeit als gewöhnlich für das Vorlegen des Werkstücks nöthig ist. Auch zu diesem Zweck wird entweder die Verbindung zwischen Kurbel und

<sup>1)</sup> Schlüter, D. R.-P. No. 25923.

Werkzeug unterbrochen, oder eine dem Triebwerk eingeschaltete Kupplung gelöst. In letzterem Falle sucht man die Kupplung auf der raschest kreisenden Welle anzubringen, theils um sie mit wenig Kraftaufwand bethätigen zu können, theils um eine Reibkupplung möglich zu machen. Jedenfalls ist die Kupplung zwischen die Kurbel und das Schwungrad einzuschalten; sie wird durch eine Handhabe oder einen Tretschemel bethätigt, welche für den Arbeiter möglichst bequem liegen müssen.

Rückt man den Betrieb mit Hilfe einer derartigen Kupplung aus, so muss eine Vorrichtung angebracht sein, welche gestattet, die Kurbelwelle mittels der Hand zu drehen. Sie besteht gewöhnlich in einem auf der Kurbelwelle befestigten Stern, in dessen Löcher ein längerer Hebel gesteckt wird.

Die Ausrückvorrichtung an einer der Antriebswellen erlaubt die Verbindung zwischen Kurbelzapfen und Schlitten sehr einfach zu machen, z. B. so wie Fig. 948 angiebt. Es bezeichnet *a* die Kurbelwarze, *l* die Lenkstange und *s* den Schlitten. Den Druck nach unten (den Arbeitsdruck) überträgt die Lenkstange *l* durch ihre mit kleinem Krümmungshalbmesser ausgeführte untere Rundung auf den Schlitten *s*; man bringt an der Stelle, wo sich diese Rundung befindet, im Schlitten wohl ein auswechselbares Lagerstück an. Der Druck nach oben, welcher nur den Schlitten zu heben hat, wird durch eine flachgekrümmte Fläche auf den Schlitten übertragen.

c) Das Lösen der Verbindung zwischen Kurbelzapfen und Schlitten ist namentlich dann beliebt, wenn von einer gemeinsamen Kurbelwelle mehrere Schlitten bethätigt werden, einer mit gewöhnlichem Scheerblatt, ein zweiter mit Lochstempel, ein dritter mit Winkeleisenscheerblatt u. s. w. Man verwendet es aber auch für Maschinen mit nur einem Schlitten.

Fig. 908 und 909, S. 494, stellen ein hierher gehöriges Beispiel dar. *c* bezeichnet die Kurbelwarze, *d* die Lenkstange, *a* den Schlitten, der an seinem unteren Rande das Scheerblatt trägt. In der Lage, welche die Lenkstange in Fig. 908 einnimmt, bewegt sie den Schlitten *a* nach unten und nach oben. Mit *d* ist eine Stange *e* verbolzt, welche vermöge einer Handhabe gestattet, die Lenkstange von der Schulter des Schlittens, gegen welche sie den nach unten gerichteten Druck ausübt, abzuschieben, also diese Bethätigung des Schlittens aufzuheben. Damit die Lenkstange *d* ihre Lage nicht eigenmächtig ändert, sind in *e* zwei Einklinkungen angebracht, von denen die eine oder die andere über den am Maschinengestell festen Bolzen *g* geschoben wird. Es kann nun der Schlitten, der Kurbelbewegung folgend, vermöge seines eigenen Gewichts nach unten sinken. Um die hiermit verbundenen Störungen zu vermeiden, versieht man den Schlitten *a* mit einem Gegengewicht und einem Anschlag. Der Zweck des ersteren ist ohne weiteres zu erkennen; der Anschlag soll verhüten, dass der Schlitten unter dem Einfluss des Gegengewichts zu hoch steigt.

Fig. 947 zeigt ein zweites Beispiel. *w* bezeichnet die Kurbelwelle, *c* ihre Warze. Auf dieser steckt der Stein *d*, welcher in der rechteckigen Oeffnung des Rahmens *e*, der Schleife, spielt. *e* drückt mit seiner oberen Fläche gegen das obere Querstück des Rahmens *a* und mit seiner unteren Fläche gegen die Stütze *f*, welche den nach unten gerichteten Druck auf den Rahmen *a* überträgt. *f* sitzt nun fest auf einer Welle *g*, welche durch die Führung *b* nach aussen ragt und dort mit einem Handhebel versehen

ist. Mit Hilfe des letzteren kann man *g* so drehen, dass *f* den Rahmen *e* nicht mehr stützt. Es ragt *f* dann in eine Oeffnung des Maschinengestells, kann hier sich auf eine Leiste legen und dadurch das eigenmächtige Niedersinken des Schlittens oder Rahmens *a* verhindern. Man zieht aber oft vor, auch bei dieser Ausrückvorrichtung das Schlittengewicht durch ein Gegengewicht ausgleichen zu lassen; der Bolzen *h* ist für den Anschluss des Gegengewichts bestimmt.

Beliebt ist die durch Fig. 950 dargestellte Einrichtung. Hier wird der, von der Lenkstange *l* ausgeübte Druck durch das Klötzchen *b* auf den Schlitten übertragen. An dem Schlitten *a* ist ein Häuschen *c* befestigt,

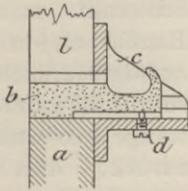


Fig. 950.

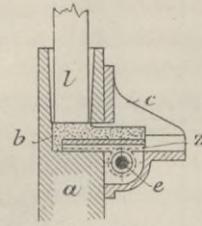
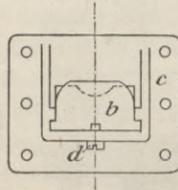


Fig. 951.

welches *b* eine solche Führung bietet, dass man dieses Klötzchen hervorziehen kann; ein an *b* ausgebildeter Lappen erleichtert das Anfassen, und ein Schraubchen *d*, dessen Spitze in eine Nuth von *b* greift, hindert zu weites Hervorziehen des Klötzchens. Der Schlitten *a* ist mit einem Gegengewicht versehen. Wenn unbequem ist, das Klötzchen *b* unmittelbar durch die Hand zu verschieben, so bringt man eine Querwelle mit Hebeln an, von denen der eine an *b* greift, während der andere, seitlich von der Maschine belegene mittels der Hand bethätigt wird.

Wenn — nach Fig. 911 und 912, S. 495 — zwei Lenkstangen gemeinsam auf den Schlitten wirken, so müssen die beiden zugehörigen Klötzchen gleichzeitig zurückgezogen und ebenso gleichzeitig eingeschoben werden. Das erreicht man mit Hilfe der vorhin angegebenen Querwelle, indem sie beiden Klötzchen angeschlossen wird. Bequem ist auch die durch Fig. 951 dargestellte Ausführungsform. Hier ist jedes Klötzchen *b* mit einer Zahnstange *z* versehen, in welche ein auf der Querwelle *e* festsetzendes Zahnradchen greift.

Sämmtliche bisher beschriebenen, die Verbindung zwischen Kurbel und Schlitten unterbrechenden Ausrückvorrichtungen leiden an dem Fehler, dass sie nicht mehr zu bethätigen sind, nachdem die Werkzeuge angegriffen haben, indem die dann auftretenden Reibungswiderstände durch die Hand des Arbeiters nicht überwunden werden können.

Eine von Wedding in Berlin ausgeführte Vorrichtung<sup>1)</sup> vermeidet

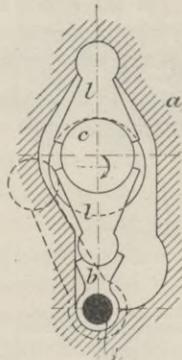


Fig. 952.

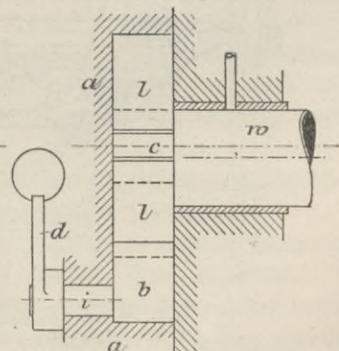


Fig. 953.

<sup>1)</sup> Wiebe, Skizzenbuch 1869, Heft 65, Blatt 1.

diese Schwäche. Wedding überträgt, nach Fig. 952 und 953, die Bewegung des Kurbelzapfens *c* mittels zwei Lenkstangen *l* auf

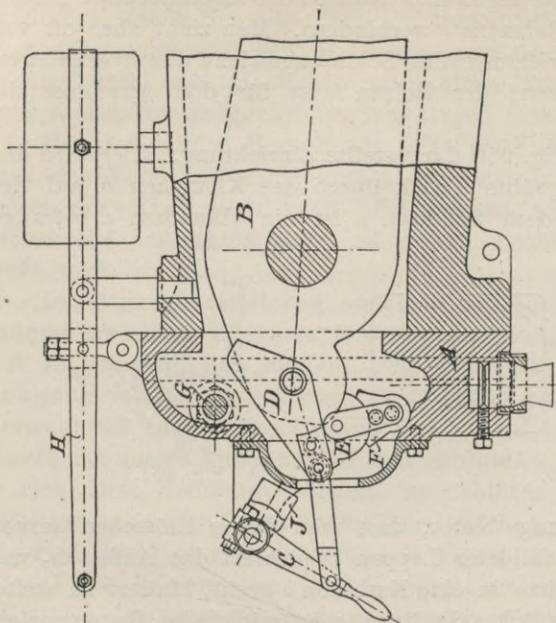


Fig. 956.

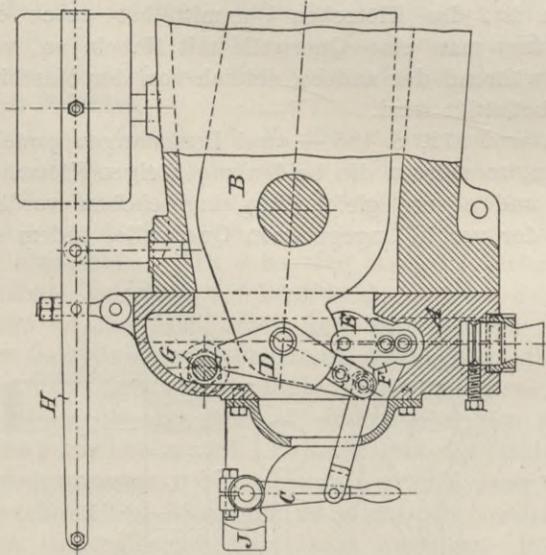


Fig. 955.

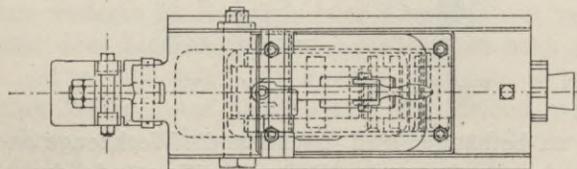


Fig. 954.

den lothrecht geführten Schlitten *a*. Die untere Lenkstange *l* drückt gegen die kippbare Stütze *b*. Diese Stütze ist mit einem nach aussen hervorragenden Zapfen *i* und einem an diesem befestigten Handhebel *d* versehen. Schwenkt man den Handhebel, in Bezug auf Fig. 952, nach rechts, so tritt die untere Lenkstange *l* so weit von *c* zurück, dass diese Kurbelwelle sich frei zu drehen vermag. Die in *a* ausgesparte Oeffnung, in welcher *c*, *l* und *b* untergebracht sind, ist so gestaltet, dass durch Linksschwenken des Handhebels ohne weiteres die in Fig. 952 gezeichnete Lage der Theile wiedergewonnen wird.

W. Sellers in Philadelphia führt eine der vorigen verwandte Vorrichtung aus;<sup>1)</sup> die Fig. 954, 955 u. 956 stellen sie in einer Vorderansicht und zwei theilweisen Schnitten dar. Der Schlitten *A* hängt an dem mit Gegengewicht versehenen Hebel *H*; er soll durch den Hebel *B* auf- und abgeschoben werden. Der nach unten gerichtete Druck wird — vergl. Fig. 955 — durch die Glieder *E* und *F* auf

den Schlitten *A* übertragen, der nach oben gerichtete unter Vermittlung der kleinen Doppelarme *D*, welche sich gegen den Bolzen *G* legen. Diese Doppel-

<sup>1)</sup> American Machinist, 20. Febr. 1896, mit Abb.

arme sind mit dem Glied  $E$  durch einen Bolzen verbunden und  $E$  mittels zwei Seitenschiene dem Glied  $F$  gelenkig angeschlossen. Ferner sind die unteren Enden von  $D$  mittels einer Stange mit dem Handhebel  $C$  verbunden. Bewegt man nun letzteren nach links, so nehmen die Theile  $D$ ,  $E$ ,  $F$  die in Fig. 956 gezeichnete Lage an, d. h.  $E$  und  $F$  übertragen eine von  $B$  ausgehende Bewegung nicht mehr nach unten, und eben so wenig die Doppelarme  $D$  eine solche nach oben. Auf dem Wellchen, an dem der Handhebel  $C$  fest sitzt, steckt lose drehbar ein Gewicht  $J$ , welches mit Vorsprüngen sich gegen den Hebel  $C$  legt. Es sorgt in der durch Fig. 955 dargestellten Lage dafür, dass  $C$  nicht eigenmächtig sich nach aussen bewegt und hindert, nachdem man es in die, in Fig. 956 angegebene Lage geschwenkt hat, den Hebel  $C$  zufälligen Einfüssen folgend den Betrieb wieder einzurücken.

Mit dem Aus-, bzw. Einrücken der Verbindung zwischen Kurbelzapfen und Schlitten ist allgemein der Uebelstand verbunden, dass man nach Umständen eine ganze Kurbeldrehung abwarten muss, bevor das Einrücken stattfinden kann. Das führt zu erheblichen Zeitverlusten.

d) Bei Druckwasserbetrieb fallen die in dem Vorigen angegebenen Schwierigkeiten weg, indem die Umsteuerung der betreffenden Ventile jederzeit möglich ist.

Nachdem das Scheerblatt in die Lage gekommen ist, welche Fig. 904, S. 489 angiebt, d. h. nachdem der Widerstand  $p$  seinen vollen Werth erreicht hat, bleibt dieser unverändert bis zur Beendigung des Hubes, und wenn die Schnittlänge länger ist, als die Scheerblattlänge, und das Werkstück in gleichem Maasse vorgeschoben wird, wie das Scheerblatt sich hebt, so tritt bei Beginn der Abwärtsbewegung des letzteren, sofort der volle Widerstand  $p$  auf, wirkt also während des ganzen Arbeitswegs in gleicher Grösse auf das Scheerblatt zurück. Die Rückwärtsbewegung des Scheerblattes erfährt einen anderen, aber für den ganzen Weg ebenfalls gleichförmigen Widerstand. Demnach ist anscheinend für Blechscheeren das Druckwasser ein vorzügliches Betriebsmittel. Allein, der Arbeitswiderstand ändert sich mit der Blechdicke; es ist daher erwünscht, die Betriebskraft nach der Blechdicke zu regeln. Das ist bei dem Wasserdruckbetrieb nicht leicht zu erreichen (vergl. weiter unten unter Schmiedemaschinen).

Für Durchschnitte gewöhnlicher Art wechselt der Arbeitswiderstand in erheblichem Grade bei jedem Schnitt (vergl. Fig. 919), so dass die schwierigere Regelbarkeit des Druckwasserantriebes sich bei weitem mehr fühlbar macht, als bei den Scheeren.

e) Die Schraube dient als Antriebsmittel nur für kleinere Durchschnitte, es kann daher eine eingehende Erörterung derselben unterbleiben.

Auch der Antrieb durch Daumen ist selten, es gelten übrigens für ihn dieselben Gesichtspunkte, wie für den Antrieb durch Kurbeln.

f) Das Schwungrad. Es sind die von der Kurbel auszuübenden Drehmomente auch dann erheblichen Wechseln unterworfen, wenn der eigentliche Arbeitswiderstand während des ganzen Arbeitswegs des Werkzeugs sich nicht ändert. In Fig. 957 stellt z. B. die krumme Linie  $AGHJK$  die auf den Kurbelweg  $\frac{h}{2} \cdot \pi$  bezogenen Kräfte dar, welche zur Ueberwindung des gleichförmigen Arbeitswiderstandes einer Blechscheere erforderlich sind, und zwar unter Voraussetzung einer unendlich langen Lenkstange. Sie sind gewonnen durch Multiplikation des in der Richtung der Lenkstange

liegenden Arbeitswiderstandes mit dem Sinus des Winkels, welchen die Kurbel mit dieser Richtung einschliesst. In den toden Punkten  $A$  und  $K$  sind diese Kräfte gleich Null; auf halben Hub haben sie den grössten Werth  $p$ .

Die nutzlosen Widerstände stammen vorwiegend von der Reibung kreisender Zapfen in ihren Lagern her und können deshalb als unveränderlich angenommen werden, so lange die Maschine nicht arbeitet. Sobald indess das Scheerblatt zu arbeiten beginnt, steigert sich insbesondere die Reibung des Kurbelzapfens im Lenkstangenkopf und der Kurbelwelle in ihrem Hauptlager in dem Grade, dass die thatsächlich vorhandene Veränderlichkeit nicht mehr vernachlässigt werden darf. Aus den Fig. 908, 947, 948, 949 und 952 geht deutlich hervor, dass der Durchmesser der Kurbelwelle, ja sogar der Durchmesser der Kurbelwarze ein Mehrfaches vom Durchmesser  $h$  des Kurbelwarzenkreises ist, also die mit dem Druck auf die Kurbelwarze verbundene Zunahme der Reibung dieser Theile beachtet werden muss. Da der Druck auf die Kurbelwarze während des Arbeitens der Scheere sich nicht ändert, auch die sonstigen schädlichen Widerstände in Bezug auf den Kurbelweg sich etwa gleich bleiben, so kann

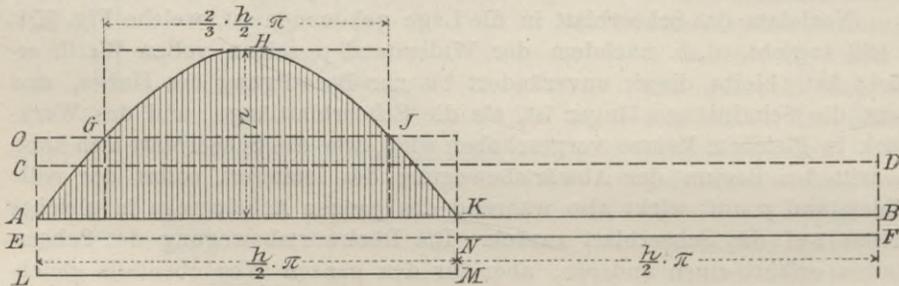


Fig. 957.

man beide zusammen durch das Rechteck  $AKLM$ , Fig. 957, darstellen. Die Höhe  $AL$  dieses Rechteckes wird nur in dem einzelnen Falle zutreffend bestimmt werden können. Während das Scheerblatt sich zurückbewegt, sind die Reibungswiderstände klein; das Rechteck  $KBFN$  möge sie darstellen. Es liegt der Wunsch nahe, die durch die Flächen  $AGHJK$  und  $ENML$  ausgedrückten Arbeitsbeträge so auszubreiten, dass sie sich auf den ganzen Kurbelweg  $h\pi$  gleichförmig vertheilen, entsprechend dem Rechteck  $CDEF$  oder dem Produkt  $CE \times h \cdot \pi$ .

Wenn man die Widerstände des Durchschnittstempels, wie Fig. 919 sie darstellt, ebenso auf den Kurbelkreis umrechnet, so erhält man das durch  $LGHK$ , Fig. 958, umgrenzte Arbeitsbild.  $A$  bezeichnet den oberen toden Punkt; nachdem die Kurbelwarze von hieraus den abgewickelt gezeichneten Weg  $AL$  zurückgelegt hat, greift der Stempel an. Es wächst der auf den Kurbelweg bezogene Widerstand sehr rasch bis zu seinem höchsten Betrage, welcher bei den gewählten Verhältnissen etwa auf halben Hub sich einstellt, und nimmt dann bis zum zweiten Todtpunkt  $K$  bis zu Null ab.

Mit dem Angriff des Stempels nehmen, aus den soeben erörterten Gründen, die schädlichen Widerstände in erheblichem Grade zu; es ändert sich der Druck auf die Kurbelwarze fortwährend, weshalb die zur Ueberwindung dieser Widerstände erforderliche Arbeit durch eine Fläche dar-

zustellen ist, welche von der krummen Linie  $L M N$ , Fig. 958, begrenzt wird. Der lebhafte Wechsel in der für einen Durchschnitt erforderlichen Umtriebskraft, welchen Fig. 958 versinnlicht, lässt für diese Maschine den Wunsch, diese Umtriebskraft auf den ganzen Kurbelweg  $h \cdot \pi$  gleichförmig zu vertheilen, noch mehr hervortreten, als bei der Scheere. Es würde als Kraft die Seitenlänge  $EC$  des Rechtecks  $ECDF$  genügen.

Man kann nun sowohl die Scheere, wie auch den Durchschnitt mit der unveränderlichen kleinen Kraft  $CE$ , Fig. 957 und 958, betreiben, wenn man in den Zeiten, wo die verlangte Kraft kleiner ist als  $CE$ , die überschüssige Arbeit in einer bewegten Masse aufspeichert, um aus diesem Speicher demnächst den Fehlbetrag zu decken, welcher vorliegt, so lange die verlangte Kraft grösser ist als das Gebotene. Diese Masse nennt man Schwungrad; die Aufnahme von Arbeit äussert sich durch Steigerung, die Abgabe von Arbeit durch Minderung der Schwungradgeschwindigkeit.

Es bezeichne  $G$  das Schwungradgewicht in kg,  $V_1$  beziehungsweise  $V_2$  die grösste, bezw. die kleinste sekundliche Geschwindigkeit dieses Ge-

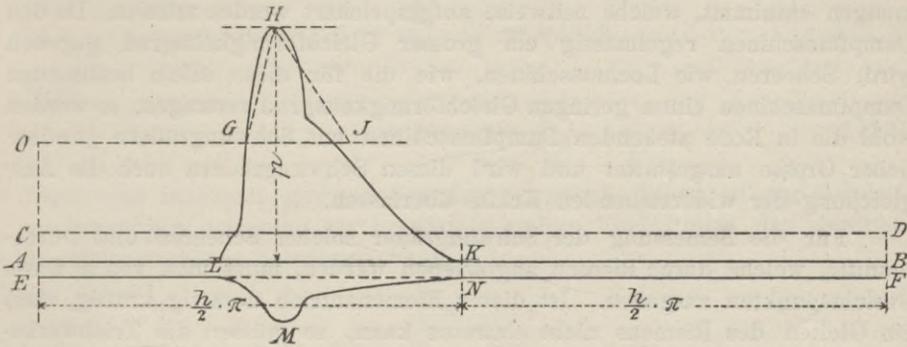


Fig. 958.

wichtes, so beträgt die Arbeit  $A$  in Meterkilogramm, welche das Schwungrad bei der Minderung seiner Geschwindigkeit von  $V_1$  bis  $V_2$  abgibt:

$$A = \frac{G}{9,81} \left( \frac{V_1^2}{2} - \frac{V_2^2}{2} \right) \dots \dots \dots (118)$$

Ist die Darstellung der erforderlichen Kräfte nach Fig. 957 oder Fig. 958 gegeben, so setzt man für  $A$  die Summe der über  $CD$  und unter  $EF$  liegenden Flächen und bekommt damit eine einfache Beziehung zwischen  $G$ ,  $V_1$  und  $V_2$ . Die Geschwindigkeitsabnahme  $V_1 - V_2$  wird zu  $\frac{1}{5} V_1$  bis zu  $\frac{1}{20} V_1$  eingesetzt und die Schwungradgeschwindigkeit möglichst gross gewählt, man findet  $V_1$  bis zu 35 m sekundlich.

Demgemäss sitzt das Schwungrad nicht auf der Kurbelwelle, sondern auf einer rascher kreisenden Vorgelegewelle. Die Kraftausgleichung findet also auf letzterer statt, so dass die zwischen dieser Vorgelegewelle, genauer zwischen dem Schwungrad und dem Werkzeug — Scheerblatt oder Lochstempel — befindlichen Maschinenteile durch jene Ausgleichung nicht entlastet werden, sondern nach der wechselnden Grösse der erforderlichen Kräfte bemessen werden müssen.

Das angegebene Verfahren für die Berechnung des Schwungrades ist jedoch nur gangbar, wenn die Maschine von anderen bewegten Massen

soweit unabhängig ist, dass das Schwungrad die rechnermässige Geschwindigkeitsänderung erfahren kann.

Diese Vorbedingung wird aber nur bei elektrischem Antrieb erfüllt, und zwar mit der Beschränkung, dass die kreisenden Theile des Motors in das Schwungrad mit einbezogen werden. Es möge bemerkt werden, dass unter Umständen die Massenwirkung des Motors für sich die Ausgleichung genügend bewirkt.

Wird die Scheere oder der Durchschnitt mittels besonderer Dampfmaschine unmittelbar angetrieben, so liegt Aehnliches vor; indem die Dampfmaschine für ihre Bedürfnisse mit einem Schwungrad ausgestattet ist. Es sind jedoch die Beziehungen zwischen dem Schwungrad der Dampfmaschine und demjenigen der betreffenden Werkzeugmaschine verwickeltere, indem die Ungleichheiten, welche das eine zu decken hat, zu anderen Zeiten auftreten, als diejenigen, welchen das andere Schwungrad dient. Die Aufgabe kann so gelöst werden, dass man sämtliche Ungleichheiten in der Form, wie Fig. 957 u. 958 angeben, aufträgt, und aus der Zeichnung die Arbeitsmengen entnimmt, welche zeitweise aufgespeichert werden müssen. Da den Dampfmaschinen regelmässig ein grosser Gleichförmigkeitsgrad gegeben wird, Scheeren wie Lochmaschinen, wie die für diese allein bestimmten Dampfmaschinen einen geringen Gleichförmigkeitsgrad vertragen, so werden wohl die in Rede stehenden Dampfmaschinen mit Schwungrädern gewöhnlicher Grösse ausgestattet und wird diesen Schwungrädern auch die Ausgleichung der widerstehenden Kräfte überlassen.

Für die Bemessung der Schwungräder solcher Scheeren und Durchschnitte, welche durch Riemen angetrieben werden, muss man von anderen Gesichtspunkten ausgehen. Ist dieser Riemenantrieb derartig kräftig, dass ein Gleiten des Riemens nicht eintreten kann, so müssen die Triebwerkswellen und alle mit ihnen verbundenen kreisenden Theile der Geschwindigkeitsänderung von  $V_1$  zu  $V_2$ , oder umgekehrt folgen. Sie werden also in den Dienst der Ausgleichung gestellt, erfahren aber gleichzeitig auch den Wechsel der Beanspruchung und müssen demgemäss kräftiger gemacht werden, als die mittlere Beanspruchung erfordert. Das tritt insbesondere hervor, wenn das zugehörige Triebwerk ein umfangreiches, die mögliche Grösse der Geschwindigkeitsänderung  $V_1 - V_2$  gering ist.

Es ist richtiger, den Riemenantrieb nicht so kräftig zu machen, nicht für den grössten Widerstand einzurichten, damit die angedeutete Rückwirkung auf die Triebwerkswellen durch zeitweises Gleiten des Riemens sich mildert. Der Riemenantrieb kann dem mittleren Widerstande nicht genau angepasst werden, daher ist nöthig ihn so anzuordnen, dass der Riemen erst bei erheblicher Ueberschreitung des mittleren Widerstandes gleitet. Es sei z. B. der Riemen nur im Stande, bis zu  $LO$ , Fig. 957, bzw.  $EO$ , Fig. 958, Widerstand längs des Kurbelwegs zu übertragen. Dann gleitet der Riemen von  $G$  bis  $J$ ; rechts von  $J$  ist die vom Riemen gelieferte Kraft grösser als die widerstehende. Es ist daher die Arbeit aufzuspeichern, welche in Fig. 957 die Fläche  $G H J$ , in Fig. 958 die Summe der Flächen  $G H J$  und  $L M N$  darstellt, um sie demnächst als Aushilfe zu benutzen.

Es beträgt die Arbeit  $G J H$ , Fig. 957 (Scheere) etwa:  $0,52 p \cdot h$ . Setzt man, nach Gl. 104  $p = \frac{0,11}{\operatorname{tg} \eta} \cdot \sigma \cdot \delta^2$ , ferner:  $\operatorname{tg} \eta = 0,16$ ,  $\sigma = 60$  und  $h_m = 0,004 \delta_{mm}$ ,

so ergibt sich für die Scheere die vom Schwungrad aufzunehmende Arbeit zu  $A_{\text{mkg}} = 0,0858 \cdot \delta^3_{\text{mm}}$ .

Die Summe der beiden für den Durchschnitt in Frage kommenden Flächen beträgt etwa:  $0,12 \cdot p \cdot h$ . Nimmt man die Lochweite zu  $2\delta$ , die Hubhöhe  $h_m = 0,002 \delta_{\text{mm}}$  an, so entsteht hieraus:

$$A_{\text{mkg}} = 0,09 \delta^3_{\text{mm}}$$

Für solche mittlere Verhältnisse ist also der zur Scheere gehörige Betrag der aufzuspeichernden Arbeit demjenigen der Lochmaschine, welche Bleche der gleichen Dicke  $\delta$  zu bearbeiten hat, etwa gleich.

Dieser Betrag ist dem Ausdruck (Gl. 118).

$$A = \frac{G}{9,81} \left( \frac{V_1^2}{2} - \frac{V_2^2}{2} \right)$$

gleich zu setzen.

Es sei, um das Gleiten des Riemens gering zu machen,  $V_2 = 0,95 V_1$ ; dann wird:

$$A = \frac{G}{196} \cdot V_1^2 = 0,09 \delta^3$$

also:

$$G = \text{rund } 18 \cdot \frac{\delta^3}{V_1^2} \dots \dots \dots (119)$$

Dieser nur innerhalb gewisser Grenzen zutreffende Werth ist nur abgeleitet, um zu zeigen, wie man für bestimmte andere Verhältnisse das Gewicht  $G$  des Schwungrades berechnen kann.

### III. Gestelle und Gesamtanordnung der Scheeren und Durchschnitte.

Die Gestelle, deren Aufgabe ist, die gegensätzliche Lage des beweglichen zum festliegenden Werkzeug zu vermitteln bzw. zu sichern, haben eine thorförmige, Fig. 959, oder eine bügelförmige Gestalt, Fig. 960.

Es unterscheidet sich das bügelförmige Gestell von dem thorartigen zunächst dadurch, dass bei ersteren der Widerstand  $p$  an einem Hebelarm, der grösser als die Ausladung  $A$ , Fig. 960, ist, wirkt und dieses Moment den Bügel zu biegen versucht, während bei dem letzteren  $p$  zunächst durch Zugkräfte in den beiden Schenkeln aufgenommen und durch den Biegungswiderstand der Querstücke weiter übertragen werden. Die Querschnittsabmessungen des bügelförmigen Gestelles fallen demnach erheblich grösser aus, als diejenigen des thor- oder rahnenförmigen. Das tritt um so deutlicher hervor, wenn man bedenkt, dass bei ersterem die elastischen Verbiegungen die Richtung des einen Werkzeugs gegenüber der des anderen ändern, während selbst erhebliche Nachgiebigkeiten des thorförmigen Gestelles die Richtung der in der Mitte

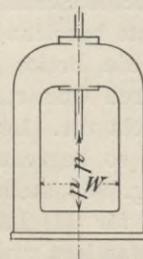


Fig. 959.

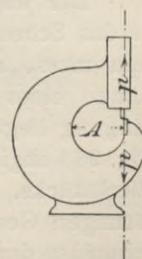


Fig. 960.

zwischen beiden Schenkeln befindlichen Werkzeuge nicht beeinflussen. Es ist daher das thorförmige Gestell in erster Linie für schwere Schnitte, grosse Schnittwiderstände geeignet.

Ein zweiter wesentlicher Unterschied beider Gestellformen besteht hinsichtlich der Zugänglichkeit und dem Vermögen, den Abmessungen der Werkstücke sich anpassen zu lassen. Wegen der zwei Schenkel des thorförmigen Gestelles sind die Werkzeuge nur von zwei Seiten frei zugänglich; das bügelförmige Gestell gewährt dagegen nicht allein die Zugänglichkeit von drei Seiten, indem der Bügel nur eine Seite verdeckt, sondern bietet auch die Werkzeuge freier dar.

Nach dem wagerechten Schnitt Fig. 961 einer Maschine mit thorförmigem Gestell kann das Scheerblatt  $ab$  nahezu so lang sein, wie die Gestellweite  $W$  beträgt. Handelt es sich also um das Quertrennen stabförmiger Gegenstände, so genügt eine geringe Weite  $W$ ; die Biegungsbeanspruchung der Gestellquerstücke fällt demgemäss klein aus. Würde man das Scheerblatt in die gestrichelt gezeichnete Lage  $a_1b_1$  bringen, so wäre die Scheere für jede beliebige Schnittlänge geeignet, aber keins der beiden durch den Schnitt entstehenden Stücke dürfte breiter als  $\frac{W}{2}$  sein.

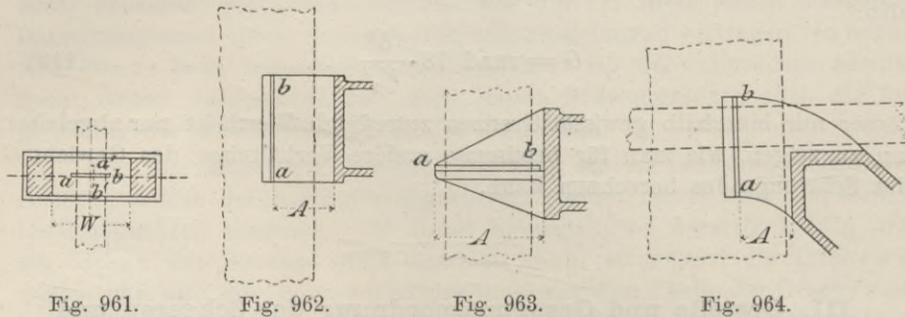


Fig. 961.

Fig. 962.

Fig. 963.

Fig. 964.

Bei Verwendung des thorartigen Gestelles für eine Lochmaschine ergibt sich die Bedingung, dass der Abstand der Lochmitten von den Seitenrändern des Bleches höchstens  $= \frac{W}{2}$  sein darf. Hieraus und aus dem allgemein

unbequemen Umstände geringerer Zugänglichkeit folgt, dass für breitere Bleche das thorartige Gestell gegenüber dem bügelartigen minderwerthig ist.

Der wagerechte Schnitt Fig. 962 eines bügelartigen Gestelles, in dem  $ab$  das Scheerblatt bezeichnet, ergibt, dass die Ausladung  $A$  etwas breiter sein muss, als die Breite eines abzuschneidenden Streifens, oder als die Länge eines durch Quertrennen abzulösenden Stückes; eine weitere Bedingung liegt nicht vor. Legt man das Scheerblatt so, wie die Linie  $ab$  in Fig. 963 angiebt, so begrenzt das Maass  $A$  die Breite des quer zu trennenden Werkstücks. Fig. 962 stellt daher die Lage des Scheerblattes im bügelförmigen Gestell für das Längsschneiden, Fig. 963 diejenige für das Querschneiden dar. Man legt zuweilen, nach Fig. 964, das Scheerblatt  $ab$  schräg gegen die Mittelebene des bügelartigen Gestelles, um die Eigenschaften der durch Fig. 962 und 963 angedeuteten Scheerblattlagen zu vereinigen: auf der einen Seite ist das Abschneiden mässig breiter Streifen, auf der anderen Seite das Quertrennen langer Gegenstände möglich. Wenn man jedoch das Gestell hiernach berechnet, so findet man, dass es erheblich

grössere Abmessungen erhalten muss als jedes der beiden je nur einem der Zwecke dienenden Gestelle, und der Vortheil der durch Fig. 964 angegebenen Scheerblattlage demgemäss zweifelhaft ist.

Der wagerechte Schnitt Fig. 965 zeigt eine Anordnung, welche den Zweck der soeben erwähnten Gestellanordnung dadurch anstrebt, dass die thorartige Gestellform mit der bügelartigen vereinigt wird. Es sind zwei bügelartige Ständer im Abstand  $W$  neben einander gestellt und durch Querstücke in geeigneter Weise mit einander verbunden, so dass die Ausladung  $A$  für das Längsschneiden, die Weite  $W$  für das Querschneiden verfügbar ist. Man findet dieses Gestell namentlich für grosse Blechscheeren verwendet.

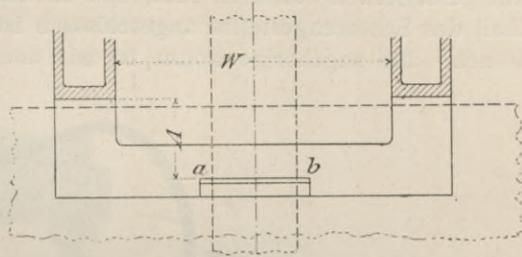


Fig. 965.

Neuerdings ist für Maschinscheeren eine seit langen Jahren für Handscheeren bekannte<sup>1)</sup> Anordnung in Aufnahme gekommen, bei welcher weder hinsichtlich der Breite der durch Längsschneiden entstehenden Stücke, noch hinsichtlich der Länge quer zu trennender Werkstücke eine Begrenzung vorliegt. Fig. 966 zeigt diese Anordnung in Seitenansicht, Fig. 967 in wagerechtem Schnitt, und Fig. 968 ist ein Querschnitt nach der Linie  $xx$ .

Das Scheerblatt  $ab$  liegt in der Mittelebene des Maschinengestells, dessen Querschnitt, nach Fig. 968 eine geknickte Gestalt hat, so dass der auf dem unteren Scheerblatt liegende Blechtheil geradeswegs über dem unteren Gestelltheil hinweg schreiten kann, und der durch das obere Scheerblatt nach unten gedrückte Blechtheil unter dem oberen Gestelltheil freien Durchgang findet. Misslich bei dieser Anordnung ist der Umstand, dass der

obere Gestelltheil mit dem unteren nur vermöge der abgestumpft dreieckige Fläche  $cde$  zusammenhängt, welche bei  $c$  die kleinste Ausdehnung hat, also gerade da, wo die stärkste Beanspruchung stattfindet.

Für Lochmaschinen kommen ähnliche Gesichtspunkte in Frage, wie für Blechscheeren; eine besondere Erörterung derselben dürfte entbehrlich sein.

Beispiele für das thorförmige Gestell werden durch die Fig. 969 bis 975 veranschaulicht.

Fig. 969 zeigt schaubildlich eine Wasserdruckschere der Kalker Werkzeugmaschinenfabrik L. W. Breuer, Schumacher & Co. Sie wird zum

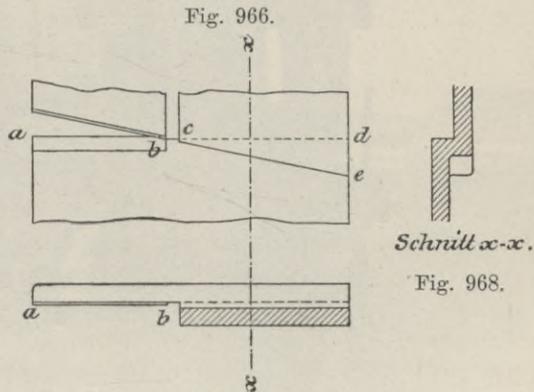


Fig. 966.

Fig. 967.

Schnitt  $xx$ .

Fig. 968.

<sup>1)</sup> Mittheilungen des Gewerbevereins für Hannover, 1862, S. 137, mit Abb.

Abscheeren warmen Eisens verwendet und in verschiedenen Grössen bis zu 300 mm Werkstückdicke gebaut. Die rechte Seite des Bildes zeigt den Druckübersetzer, der weiter unten bei den Schmiedemaschinen beschrieben werden wird; er liefert das Druckwasser. Die linke Seite der Abbildung stellt die eigentliche Scheere dar. An einem kräftigen Querhaupt, welches auf gusseisernen Ständern ruht, und mittels 4 stählerner Bolzen dem Fuss-  
theil des Scheerengestelles angeschlossen ist, sitzt ein nach unten gerichteter Mönch. Die zugehörige Nonne ist mit dem das Scheerblatt enthaltenden,

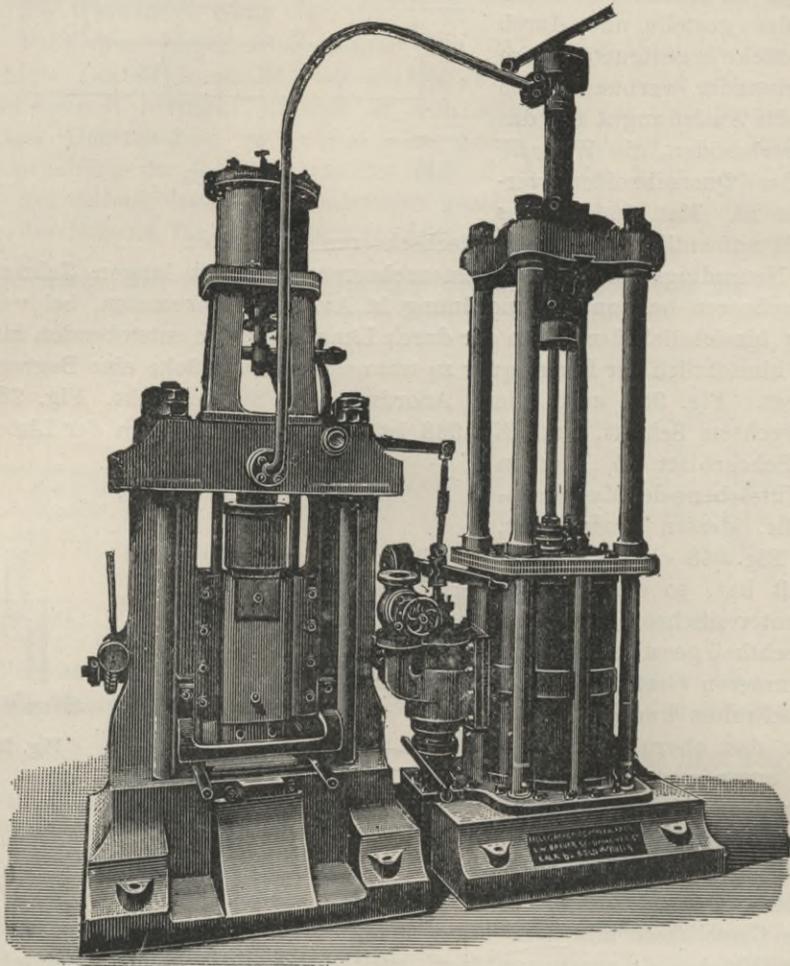


Fig. 969.

an den Ständern des Gestelles gut geführten Schlitten verbunden. Mönch und Nonne bewirken nur die Abwärts- oder Arbeitsbewegung des Schlittens. Dieser ist durch zwei Stangen an eine Kolbenstange geschlossen, welche zu dem die höchste Stelle der Maschine einnehmenden, zum Heben des Scheerblattes dienenden Dampfzylinder gehört. Das Kippen der Werkstücke hindert eine vor dem Scheerblatt liegende feste Schiene (vergl. S. 501), deren Höhenlage nach der Werkstückdicke eingestellt werden kann.

Fig. 970 zeigt eine liegende, gleichen Zwecken dienende Scheere

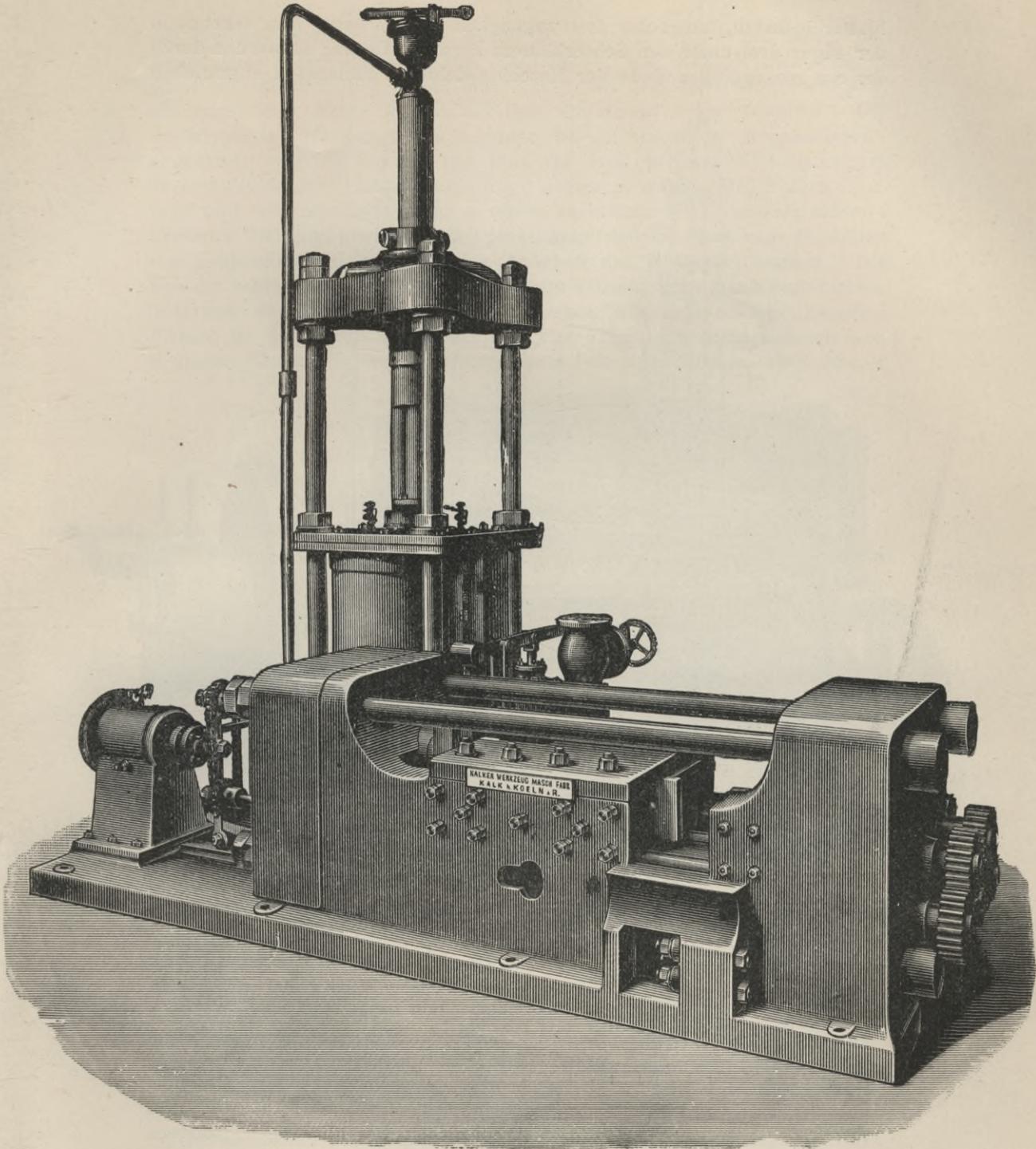


Fig. 970.

derselben Fabrik. Im Hintergrunde sieht man den Druckübersetzer, davor das Gestell, welches an seiner oberen Seite die Zugkräfte durch starke stählerne Bolzen aufnimmt, um die Stelle, an welcher sich die Scheer-

blätter befinden, möglichst frei zugänglich zu machen. Man erkennt in der Figur drei unter den Scheerblättern liegende Walzen; sie werden durch das am rechtsseitigen Ende der Maschine sichtbare Räderwerk angetrieben

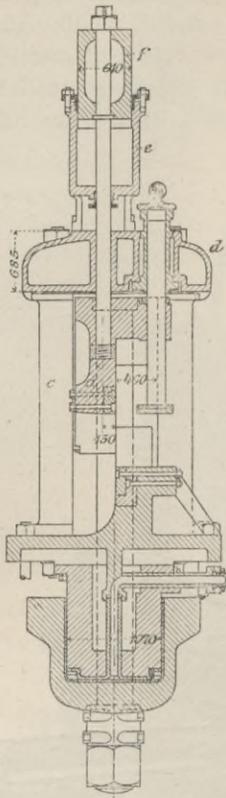


Fig. 971.

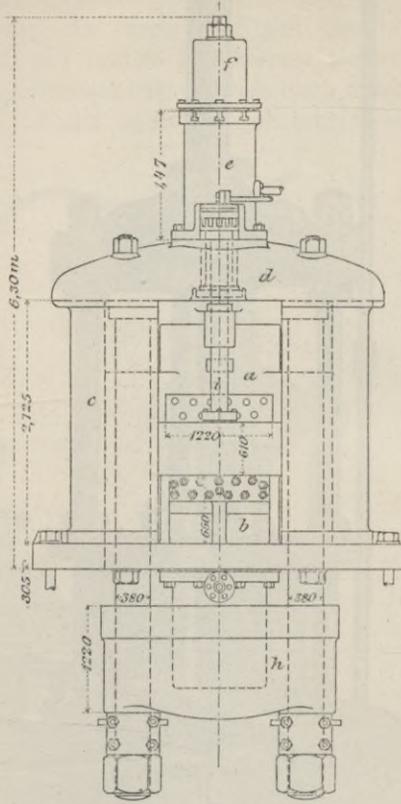


Fig. 972.

und haben den Zweck, die Werkstücke heran und demnächst hinweg zu führen. Es schliessen sich für die weitere Förderung der Werkstücke — hier nicht gezeichnete — Rollenfelder an. Die an der Vorderseite des Gestells sichtbare Höhlung ist für die letzte Rolle des diesseitigen Rollenfeldes frei gehalten.

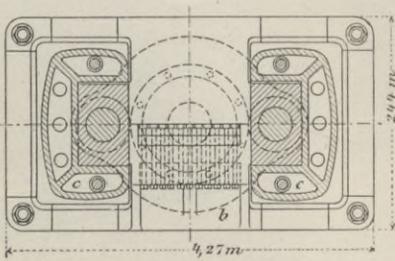


Fig. 973.

dienen in erster Linie nur zum Führen des Schlittens *a*, an welchem das 150 mm dicke, 1220 mm lange thätige Scheerblatt befestigt ist. Zwei aus Stahl geschmiedete, 380 mm dicke Stangen verbinden den Schlitten *a*

und haben den Zweck, die Werkstücke heran und demnächst hinweg zu führen. Es schliessen sich für die weitere Förderung der Werkstücke — hier nicht gezeichnete — Rollenfelder an. Die an der Vorderseite des Gestells sichtbare Höhlung ist für die letzte Rolle des diesseitigen Rollenfeldes frei gehalten.

Fig. 971, 972 und 973 sind geometrische Darstellungen einer gewaltigen Scheere der Homestead Steel Works.<sup>1)</sup> Zu ihrem Betriebe dient ausschliesslich Druckwasser mit 280 kg Druck auf 1 qcm. Die Ständer *c* des Gestelles haben hier nicht die Aufgabe, den Arbeitsdruck zu übertragen, sondern

<sup>1)</sup> The Iron Age, 18. Okt. 1888, mit Abb.

mit der aus Stahl gegossenen Nonne *h*, während der Mönch unter der Grundplatte *b* befestigt ist. Zum Emporheben des thätigen Scheerblattes dient ein Mönchskolben *f*, den eine Stange mit dem Schlitten *a* verbindet; die zugehörige Nonne *e* steht auf dem Querhaupt *d* des Gestelles. Um das Kippen der Werkstücke zu verhüten, ist ein besonderer Mönchskolben *i* angebracht, der mit beweglichem Fuss vor dem oberen Scheerblatt auf das Werkstück drückt. An *a* ist ein Auge gegossen, welches den Kolben *i* umfaßt und ihn emporhebt, wenn *a* seinen rückläufigen Weg macht; ein an *i* sitzender Stelling, gegen welchen jenes Auge drückt, dient zum Einstellen des Zeitpunktes, in welchem das Anheben des Kolbens *i* beginnt. Die Scheere schneidet bis 1220 mm breite und 610 mm dicke heisse Stahlblöcke. Während die drei beschriebenen Scheeren hüttenmännischen Zwecken dienen, ist die durch das Schaubild, Fig. 974, dargestellte Scheere von Erdmann Kircheis in Aue in Sachsen zum Schneiden breiter, aber dünner

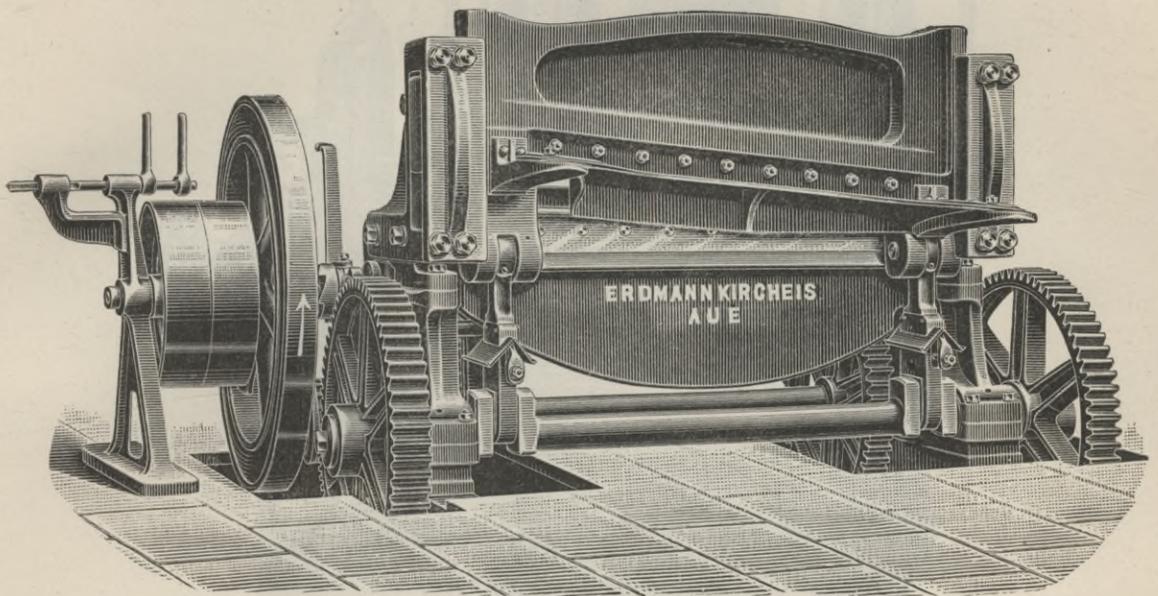


Fig. 974.

Bleche bestimmt. Es wird das oben liegende, thätige Scheerblatt von einer nahe über dem Fussboden gelagerten, mit zwei Kröpfungen versehenen Welle unter Vermittlung zweier Lenkstangen und seines in den Seitenständern gut geführten Schlittens bewegt. Bei dieser Scheere haben die Ständer, soweit sie über dem Scheerblatt liegen, also ähnlich wie es bei der schweren Homestead-Scheere der Fall ist, nur den Zweck, das bewegliche Scheerblatt zu führen. Das rasche Ausrücken des Betriebes wird durch eine Klauenkupplung bewirkt, welche zwischen dem Schwungrad — rechts von diesem — und dem ersten Zahnrad liegt. Die lothrechte Platte, welche an Armen des Schlittens befestigt ist, dient als Anschlag, um ohne weiteres die richtige Länge des abzuschneidenden Blechstückes zu gewinnen, und die an Lenkstangen sitzenden Dächer sollen herabfallende Dinge von dem Kurbelzapfen fern halten.

Fig. 975 ist das Schaubild einer Scheere für I-Eisen, welche von Breuer Schumacher & Co. in Kalk gebaut wird. Bei dieser Scheere ist das obere,

gewissermassen als Lochstempel wirkende Blatt (vergl. Fig. 922 u. 923, S. 498) an dem Querhaupt des Gestells befestigt, während das untere, doppelte, sich auf und nieder bewegt. Das Heben dieses unteren Scheerblattes wird nun durch Druckwasser bewirkt. Seitwärts von der Maschine, auf einen am

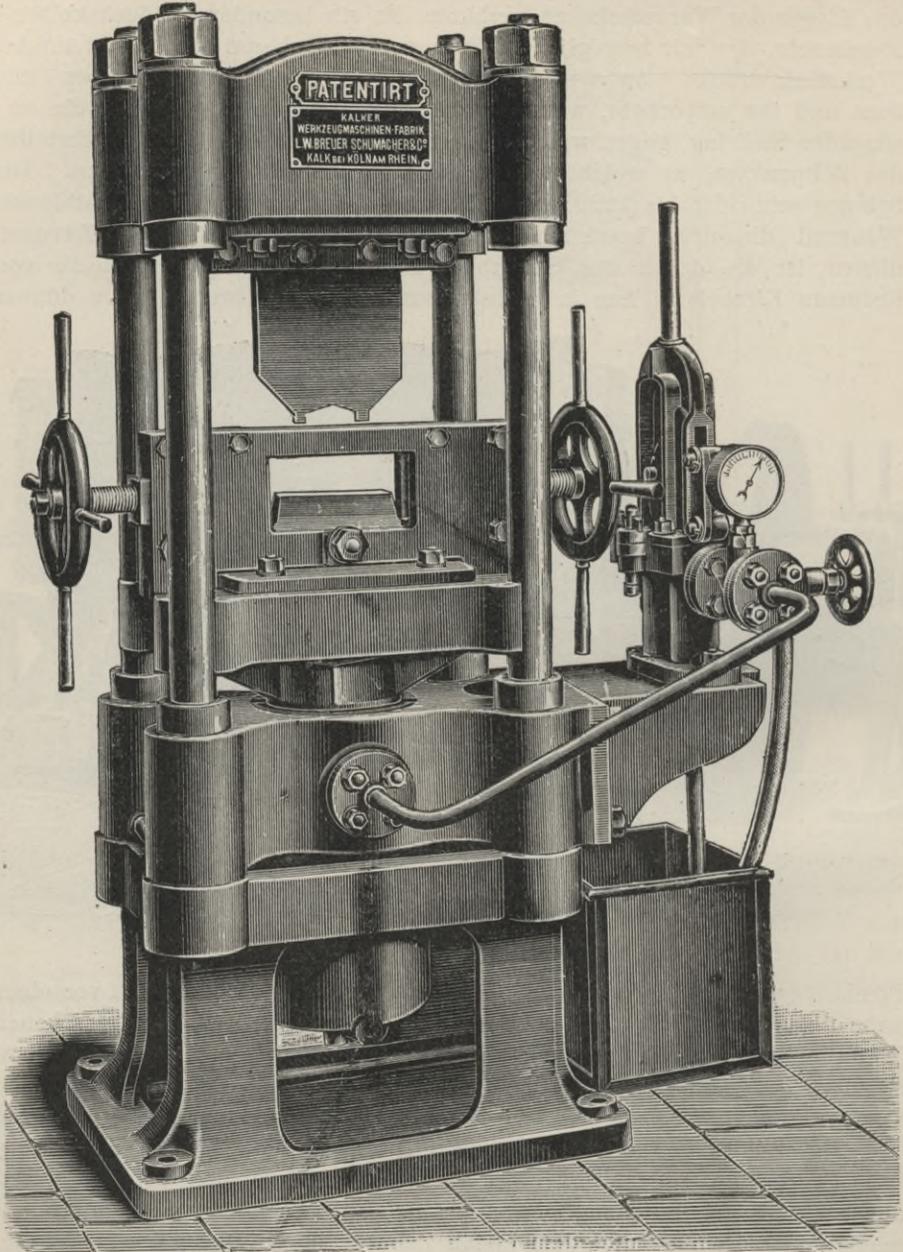


Fig. 975.

Gestell befestigten Winkel ist eine Presspumpe angebracht; eine im Vordergrund der Maschine sichtbare Röhre leitet das Druckwasser in die Nonne, welche im unteren Querhaupt des Gestelles sich befindet. Auf der starken Kopfplatte des zugehörigen Mönches sind die paarweise erforderlichen Scheer-

blätter angebracht, und die vier kräftigen Säulen des Gestelles sorgen für die Führung. Nachdem der Schnitt vollzogen ist, wird dem thätig gewesenen Wasser durch ein, ganz rechts im Bilde erkennbares Ventil freier Austritt in den auf dem Fussboden stehenden Wasserkasten gewährt, so dass das Gewicht des Mönches nebst Kopfplatte u. s. w. genügt, die Rückkehr der Scheerblätter zu bewirken. Durch diese Anordnung wird eine besondere Einrichtung für das Zurückziehen der wagerechten beweglichen Scheerblätter gespart, was bei Wasserdruckbetrieb den Bau der Maschine vereinfacht. Allerdings ist damit der Uebelstand verbunden, dass das Werkstück, soweit es auf dem unteren Scheerblatt ruht, dem ganzen Hub des letzteren folgen

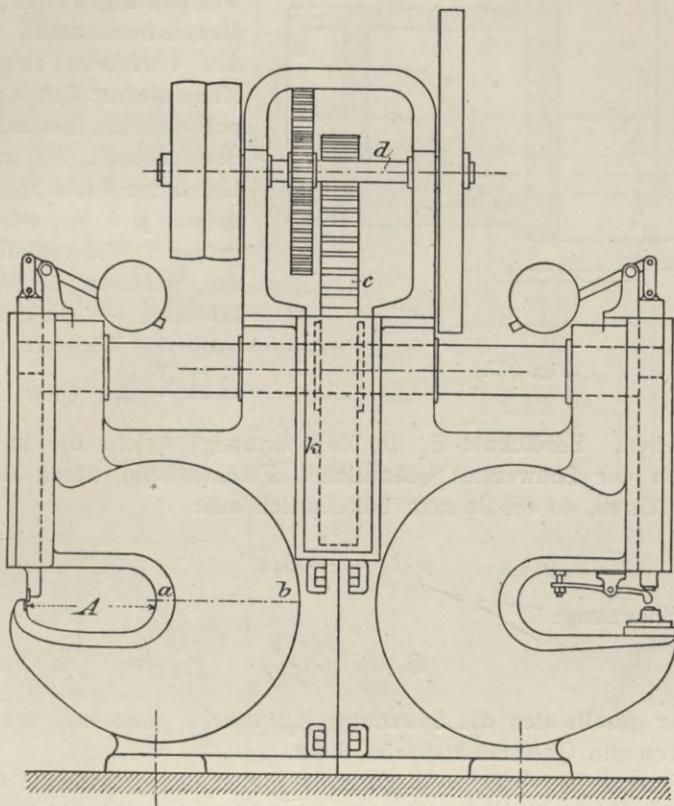


Fig. 976.

muss. Nach Fig. 922 und 923 (S. 498) sind auf der Kopfplatte des Mönches sechs einzelne Scheerblätter  $B_1, B_2, B_3$  anzubringen. Die beiden Scheerblätter  $B_1$  mit wagerechten Schneidkanten können einfach fest gemacht werden, die vier lothrechten  $B_2$  und  $B_3$  müssen sich möglichst eng an die Seiten des Werkstückes legen, um Verzerrungen der Werkstückenden zu verhüten. Es sind deshalb die Schrauben, welche zum Einstellen dieser Scheerblätter dienen, nach Fig. 975 mit Spillrädern versehen, welche das Andrücken der lothrechten Scheerblätter für jeden Schnitt ermöglichen.

Das bügelförmige Gestell wird, wie weiter oben bereits angedeutet, durch ein Biegemoment sehr bedeutend beansprucht, insbesondere längs der Ebene  $ab$ , Fig. 976. Unter und über dieser Ebene nimmt das Moment ab, weshalb auch die Querschnitte des Bügels kleiner gemacht werden

können. Man bringt das oft in dem Aeussern des Gestells zum Ausdruck, indem man den Maulrand mit einem vorspringenden Wulst begrenzt, der bei  $a$  die grösste Breite hat. Da die sonstige Beanspruchung des Gestelles gegenüber derjenigen, welche zwischen festem Scheerblatt, beziehungsweise Lochring und Kurbelwelle auftritt, fast verschwindend ist, so fügt man dem Wulst eine zweite vorspringende Erhöhung an, welche die Verbindung des Scheerblattes mit dem Hauptlager der Kurbel deutlich ausspricht, während die übrigen Gestelltheile schwächer ausgebildet werden.

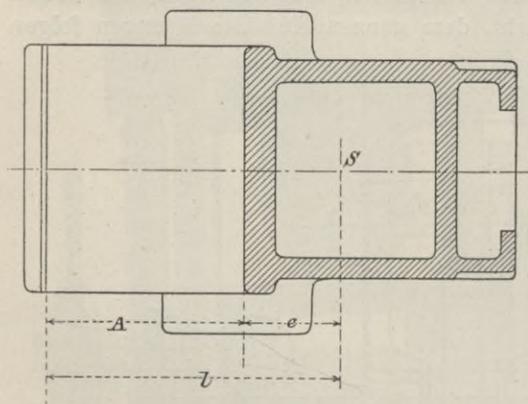


Fig. 977.

Für die Berechnung des Hauptquerschnittes des Bügels, welchen Fig. 977 in grösserem Massstabe darstellt, ist folgendes Verfahren zweckmässig. Man nimmt den Querschnitt zunächst an, bestimmt seinen Schwerpunkt  $S$ , womit der Hebelarm  $l$  des thätigen Momentes  $p \cdot l$  — worin  $p$  den grössten Widerstand bezeichnet, welchen die Werkzeuge erfahren — gefunden wird; auch das Widerstandsmoment

$W = \frac{J}{e}$  des Querschnitts ist

damit gegeben. Bezeichnet  $\mathfrak{S}_1$  die Zugspannung, welche die in dem Abstand  $e$  von der Schweraxe befindlichen Flächentheile durch das Biegemoment erfahren, so erhält man bekanntlich aus:

$$p \cdot l = \frac{J}{e} \cdot \mathfrak{S}_1,$$

für diese Spannung:

$$\mathfrak{S}_1 = p \cdot l \cdot \frac{e}{J}.$$

Dieser gesellt sich die Spannung  $\mathfrak{S}_2$ , welche gewonnen wird, indem man  $p$  durch die Querschnittsfläche theilt.

Die Summe  $\mathfrak{S}_1 + \mathfrak{S}_2 = \mathfrak{S}$  ist dann gleich der grössten in dem Querschnitt auftretenden Zugspannung. Je nachdem man diese als angemessen ansieht oder nicht, behält man den angenommenen Querschnitt bei, oder wählt einen andern und wiederholt die Rechnung. Selten ist nöthig, auch die grösste Druckspannung zu bestimmen, da die Gestelle fast ausnahmslos aus Gusseisen gefertigt werden. Bei besonders grossen Ausladungen ist auch die elastische Nachgiebigkeit zu untersuchen.

Die vorliegende Abbildung, Fig. 976, stellt linksseitig eine Scheere, rechtsseitig einen Durchschnitt dar. Durch ein gemeinsames Vorgelege wird das Stirnrad  $c$  angetrieben, welches auf der gemeinsamen Kurbelwelle festsetzt. Die Schlitten der Scheere und des Lochstempels können durch eine der S. 510—513 beschriebenen Vorrichtungen in Ruhe gestellt werden. Gegengewichte halten die Schlitten in höchster Stellung, so lange der Betrieb der letzteren ausgerückt ist. Die durch Riemen angetriebene, mit Schwungrad versehene vordere Welle  $d$  dreht eine hinter letz-

terer gelagerte zweite Welle, und diese setzt das gemeinsame Stirnrad *c* in Betrieb. Dieser Antrieb kann durch Verschieben des Treibriemens auf die

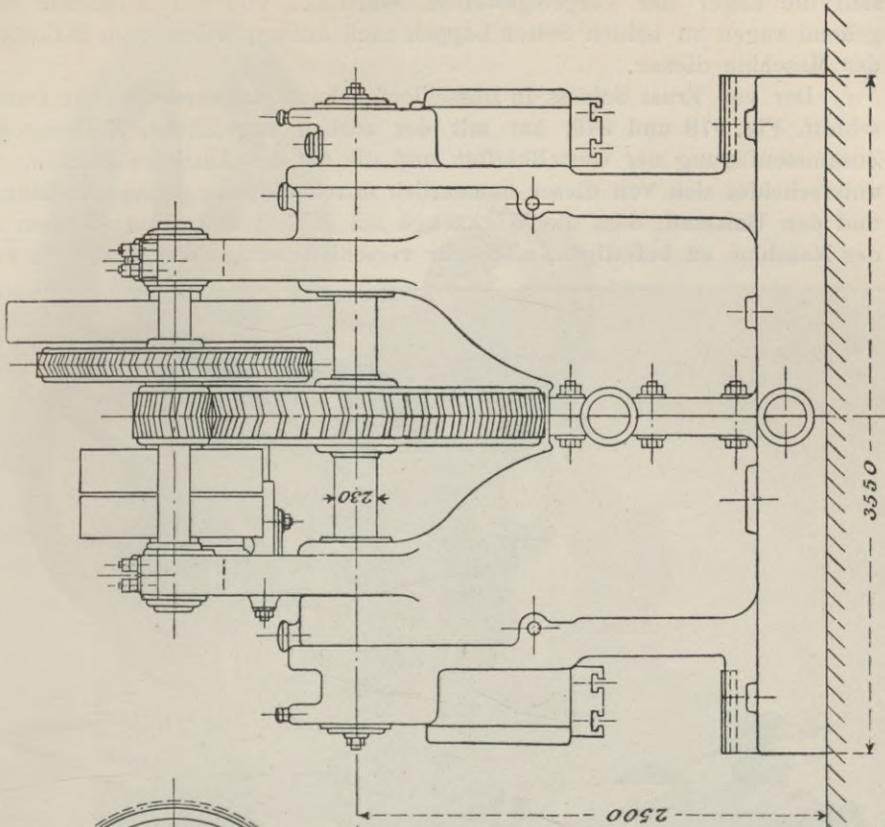


Fig. 979.

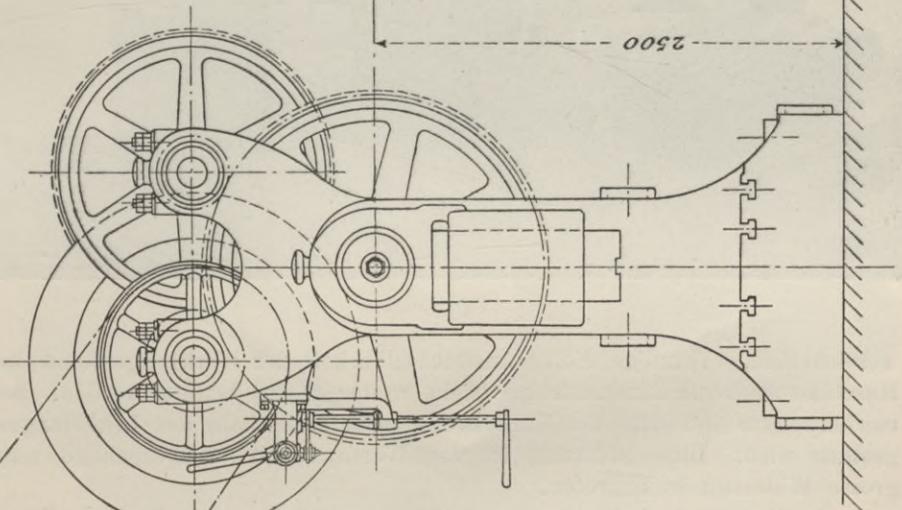


Fig. 978.

lose Rolle ausgerückt werden. Die beiden Gestellhälften sind nach demselben Modell geformt und mit einander verschraubt; der Zwischenraum,

in welchem das Rad *c* Platz findet, ist durch Blechkappen *k* nach aussen abgeschlossen. Auf die Hauptgestellhälften ist ein Bock gesetzt, an dem sich die Lager der Vorgelegewellen befinden. Von der Fussleiste ausgehend ragen zu beiden Seiten Lappen nach aussen, welche zum Befestigen der Maschine dienen.

Der von Ernst Schiess in Düsseldorf gebaute schwere doppelte Durchschnitt, Fig. 978 und 979, hat mit der soeben angeführten Maschine die Zusammenfügung der Gestellhälften und die Art des Antriebes gemein. Er unterscheidet sich von dieser namentlich durch die sehr geringe Ausladung und den Umstand, dass die Werkzeuge mit Hilfe von Aufspann-Nuthen an der Maschine zu befestigen, also sehr verschiedenartige Werkzeuge zu ver-

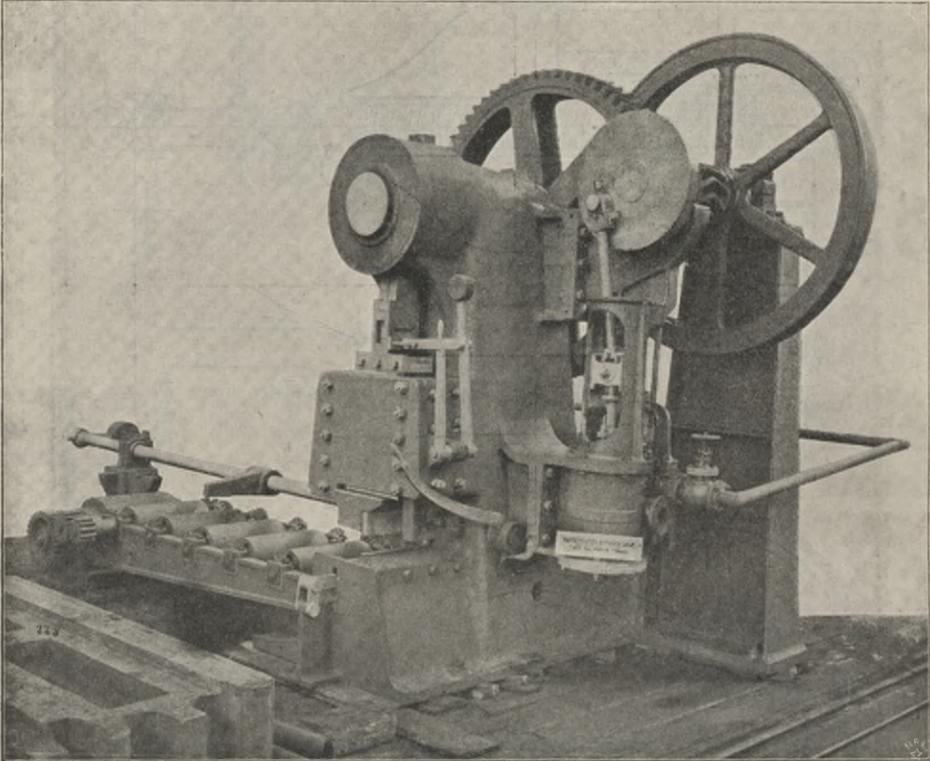


Fig. 980.

wenden sind. Vermöge dieser Auswechselbarkeit der Werkzeuge kann die Maschine auch als Richtmaschine (siehe weiter unten) benutzt werden. Bemerkenswerth ist, dass die Kurbelwelle auch ausserhalb der Lenkstangen gestützt wird. Diese Stützung ist von Werth, wenn vorübergehend sehr grosse Widerstände auftreten.

Auch bei der durch Fig. 980 dargestellten, von Breuer, Schumacher & Co. gebauten schweren Scheere ist eine solche, ausserhalb der Lenkstange stützende Lagerung angebracht. Diese Scheere wird durch eine Dampfmaschine unmittelbar angetrieben. Die Hebel zum Ausrücken des Schlittenbetriebes sind im Vordergrunde des Bildes deutlich zu erkennen. Unter ihnen sieht man einen Handhebel, welcher zur Begrenzung der abzuschneidenden Längen dient. Es werden die Werkstücke durch

ein rechts von den Scheerblättern befindliches — nicht abgebildetes — Rollenfeld zugeführt und dann von einem links abgebildeten Rollenfeld

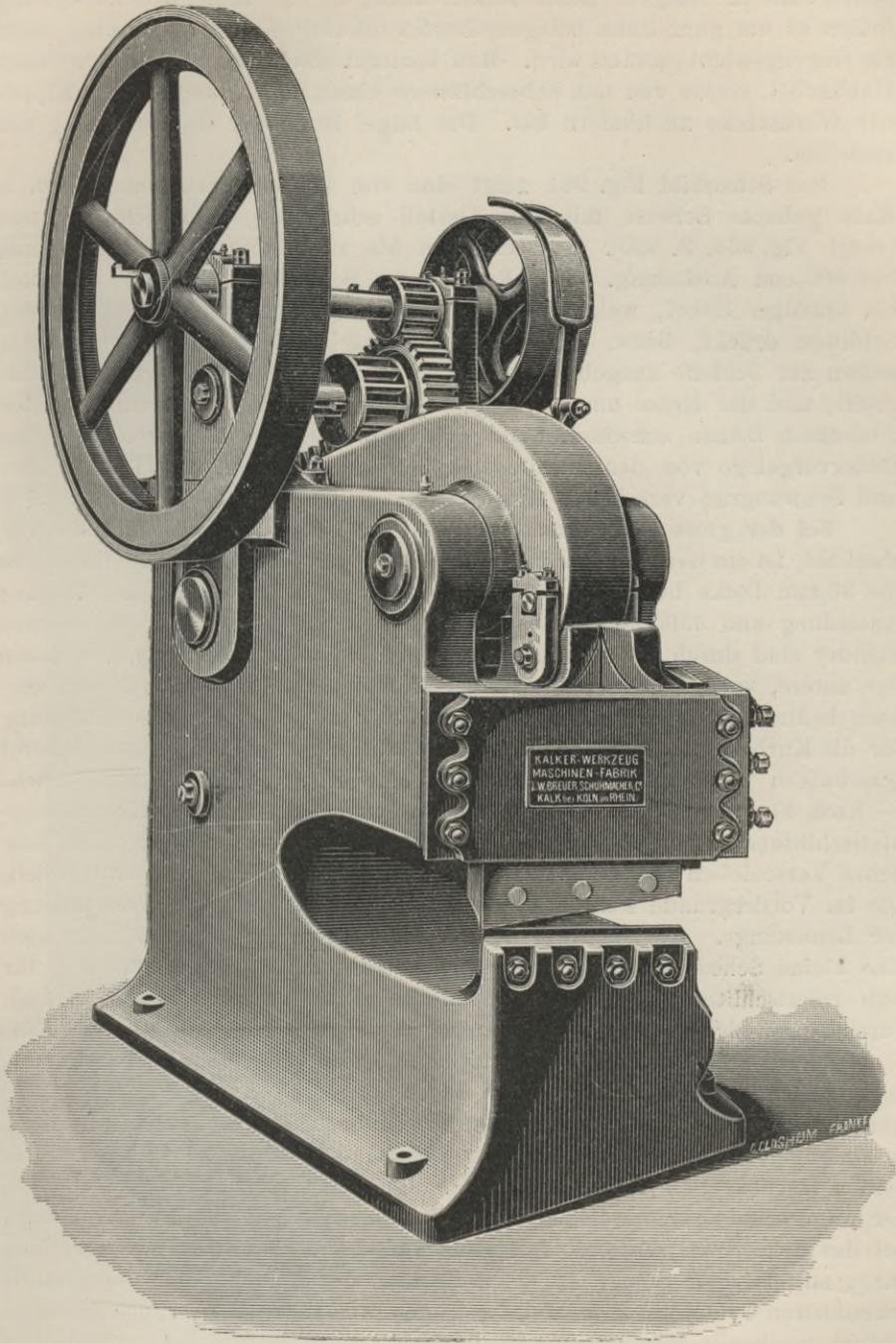


Fig. 981.

aufgenommen. Mit der Welle jenes Handhebels ist nun — links, über dem Rollenfeld — ein Hebel befestigt, welcher durch Niederdrücken des Handhebels dem vorwärtsschreitenden Werkstück in den Weg tritt und dieses

zum Stillstand bringt. Das niedersinkende Scheerblatt schneidet dann die bestimmte Länge ab. Damit während des Abschneidens das links von den Scheerblättern belegene Stück sinken kann, ist das Rollenfeld nachgiebig, indem es um ganz links belegene Zapfen schwingen kann und rechts durch ein Gegengewicht gestützt wird. Man bemerkt unter dem soeben erwähnten Handhebel, rechts von den Scheerblättern einen Bügel, welcher das Kippen der Werkstücke zu hindern hat. Der Bügel ist in der Höhenrichtung einzustellen.

Das Schaubild Fig. 981 zeigt eine von Breuer, Schumacher & Co. in Kalk gebaute Scheere mit zum Gestell schräg liegenden Scheerblättern (vergl. Fig. 964, S. 520). Sie schneidet bis zu 25 mm dicke Bleche und hat 600 mm Ausladung. Den Betrieb des Scheerblattschlittens vermittelt ein kräftiger Hebel, welcher mit seinem kurzen Arm unmittelbar auf den Schlitten drückt, bzw. mit diesem gelenkig verbunden ist, während in seinen zur Schleife ausgebildeten längeren Arm die Kröpfung einer Welle greift, und der Hebel um einen starken, quer durch das Maschinengestell gesteckten Bolzen schwingt. Die gekröpfte Welle wird durch doppeltes Rädervorgelege von der an oberster Stelle gelagerten, mit Riemenrollen und Schwungrad versehenen Antriebswelle gedreht.

Bei der grossen Blechscheere derselben Fabrik, welche Fig. 982 versinnlicht, ist ein Gestell nach Fig. 965, S. 521 verwendet. Sie ist für Bleche bis 36 mm Dicke bestimmt, hat 700 mm lange Scheerblätter, bei 700 mm Ausladung und 3500 mm Weite zwischen den Ständern. Die gusseisernen Ständer sind durch schwere Blechträger mit einander verbunden, von denen der untere, vorn liegende, das feste Scheerblatt enthält, während der darüber befindliche den Scheerblattschlitten führt und mit zweiseitiger Lagerung für die Kurbelwelle versehen ist. Ein dritter in dem Bilde links sichtbarer Querbalken dient zur Stützung des Triebwerks. Die Lenkstange drückt — nach Fig. 908, S. 494 — auf eine im Innern des rahmenartigen Scheerblattschlittens angebrachte Stufe, und die Ausrückung erfolgt durch seitliches Verschieben der Lenkstange, so dass letztere neben der Stufe spielt. Die im Vordergrund sichtbaren Handhebel vermitteln diese Verschiebung der Lenkstange. An der linken Seite der Maschine bemerkt man noch eine kleine Scheere, welche zum Zerlegen der Abfälle bestimmt ist. Ihr Scheerblattschlitten wird durch einen Hebel bethätigt und sein Betrieb durch Herausziehen eines mit Handgriff versehenen Klötzchens ausgerückt.

Für die Scheere mit langen Scheerblättern, Fig. 983, haben Breuer, Schumacher & Co. die früher durch Fig. 912, S. 495 angegebene Betriebsweise gewählt: es greifen zwei je durch eine besondere Kurbel angetriebene Lenkstangen in der Nähe der Scheerblattenden an den Schlitten. Die beiden Kurbelwellen drehen sich in entgegengesetzter Richtung, so dass der wagerechte Schub, welchen die Lenkstangen wegen beschränkter Länge auf das Scheerblatt ausüben, fast ganz aufgehoben wird. Das Scheerblatt hängt mittels einer Stange an einem Kolben, der in dem über dem Gestell erkennbaren Cylinder durch Dampf getragen wird; es ist diese, die Maschine einfach machende Einrichtung zweckmässig, wenn — wie bei vorliegender Maschine — gespannter Dampf in unmittelbarer Nähe zur Verfügung steht. Zwei links, bzw. rechts von der Kolbenstange an dem Schlitten einstellbar befestigte Stifte hindern den Schlitten zu hoch zu steigen, sobald durch Hervorziehen der unter den Lenkstangen befindlichen Klötzchen der Ein-

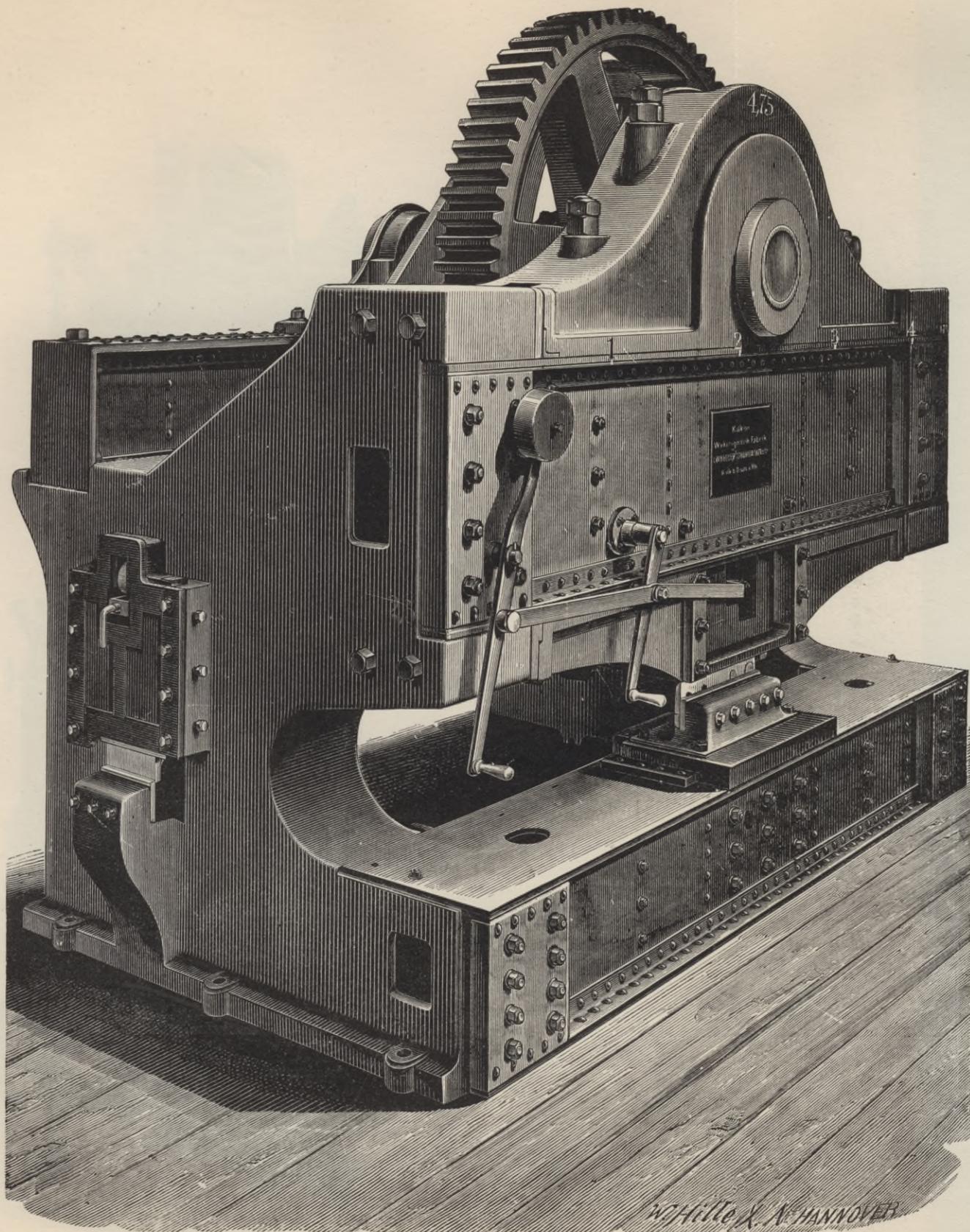


Fig. 982.



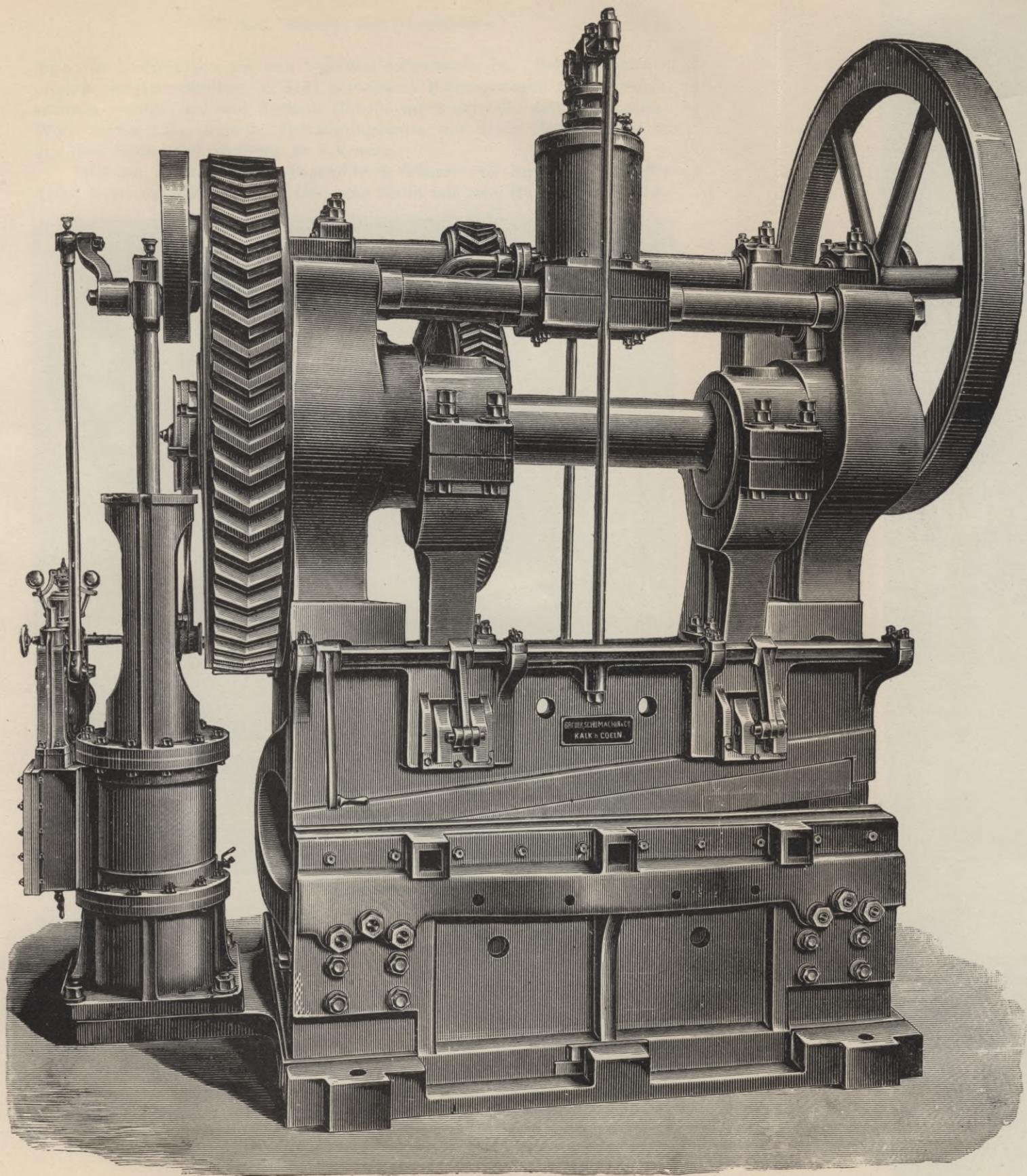


Fig. 984.



fluss der Lenkstangen auf den Schlitten aufgehoben ist. Beide Klötzchen müssen selbstverständlich (S. 513) gemeinsam herausgezogen und hineingeschoben werden; sie sind deshalb Hebeln angelenkt, die auf gemeinsamer Welle sitzen. Die hübsche Befestigungsweise des festen Scheerblattes ist aus dem Bilde ohne weiteres zu erkennen.

Bei der durch Fig. 984 abgebildeten Scheere von Breuer, Schumacher & Co. liegt (nach Fig. 911, S. 495) eine Welle mit zwei Hubscheiben gleich-

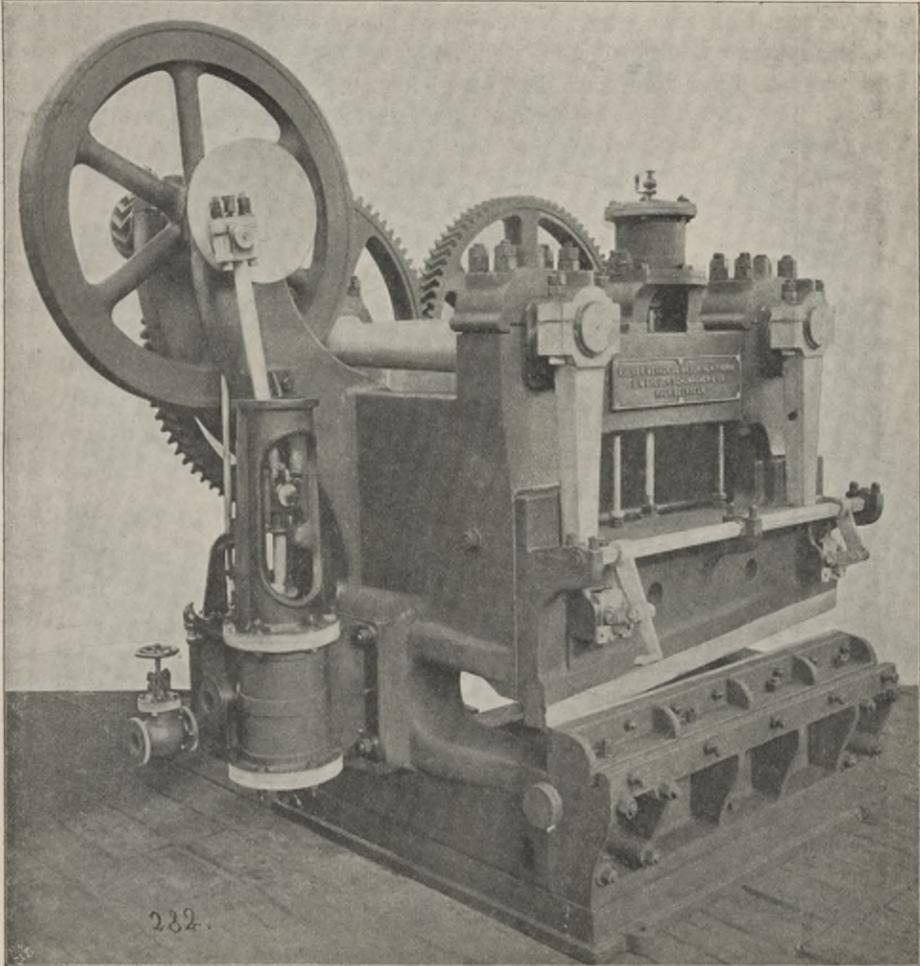


Fig. 983.

laufend zu den Scheerblättern; die beiden Lenkstangen schwingen also quer gegen die Längsrichtung der Scheerblätter. Der Scheerblattschlitten wird ähnlich wie bei der vorigen Maschine durch einen Dampfkolben getragen, und die Ausrückung findet gerade so statt wie vorhin. Unter den Scheerblättern bemerkt man drei vierkantige Oeffnungen. In diese werden Stäbe gesteckt, welche zum Tragen der Werkstücke dienen. Die Scheere schneidet Flusseisenbleche bis zu 52 mm Dicke; es sind die Scheerblätter 2960 mm lang, während die Weite zwischen den Ständern 2285 mm, die Ausladung 600 mm und der Hub der Scheere 260 mm beträgt. Es hat der Kolben der Betriebsmaschine 600 mm Durchmesser und 600 mm Hub.

Die Scheere von Otto Froriep in Rheydt, von denen die Fig. 985 und 986, Taf. XXXIV, geometrische Darstellungen sind, haben auch zwei Lenkstangen, die von auf gemeinsamer Welle sitzenden Hubscheiben bethätigt werden.

Fig. 985 ist die Seiten-, Fig. 986 die Vorderansicht der Scheere, welche unmittelbar durch eine Dampfmaschine angetrieben wird; die Uebersetzung von der Dampfmaschinenkurbelwelle zur Kurbelwelle der Scheere beträgt 1:17, die grösste zu schneidende Blechdicke 45 mm. Die Scheerblätter sind 1500 mm lang, die Weite zwischen den Ständern misst 3570 mm, die Ausladung 850 mm, und der Hub des Scheerblattes 260 mm. Das Schwungrad der Dampfmaschine ist gleichzeitig Schwungrad der Scheere.

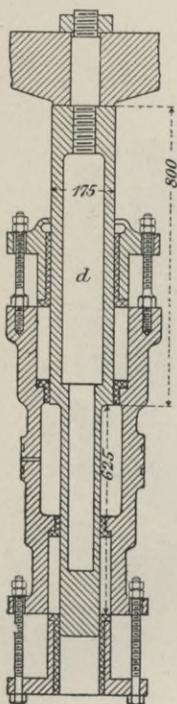


Fig. 987.

Das Ausrücken des Scheerblatt-Antriebes erfolgt durch Hervorziehen der Klötzchen *a* mittels auf gemeinsamer Welle *b* sitzender Zahnräder. Es wird der Scheerblattschlitten von zwei Stangen *c* getragen, welche an das Querhaupt eines Kolbens *d* greifen. Fig. 987 stellt diesen Kolben *d* nebst Stiefel im Schnitt dar. Es steht der Stiefel mittels einer bei *e* angeschlossenen Röhre mit einem Druckwasserspeicher in freier Verbindung, so dass das Druckwasser bei jedem Niedergang des beweglichen Schlittens in den Speicher zurücktritt, um demnächst den rund 15000 kg schweren Scheerblattschlitten in dem Grade zu heben, als die Lenkstangen solches gestatten.

Das Kippen der schweren Bleche wird auf folgende Weise verhütet: Links von Fig. 985 sieht man einen aufrechten Haken; solcher Haken sind mehrere, in Bezug auf Fig. 985 hinter einander, vorhanden. Vor dem Auflegetisch der Scheere erstreckt sich eine Platte mit etwa 2 m langen Aufspan-Nuthen, in denen die Augen, um welche die Haken sich drehen können, befestigt werden. Es werden diese Augen der Breite der zu bearbeitenden Bleche angemessen so eingestellt, dass die Haken sich sicher auf den äussern Blechrand legen.

Fig. 988 und 989, Taf. XXXV, stellen fast dieselbe Scheere dar; es findet jedoch der Antrieb durch einen Elektromotor statt. Die Scheerblattlänge beträgt 3150 mm und die grösste Blechdicke ist zu 40 mm angegeben; es ist auch eine Schrottscheere angebracht und sind manche Einzelheiten deutlicher dargestellt als in Fig. 985 und 986. Die beiden Böcke *B* sind auf gemeinsamer Grundplatte *A* befestigt und ferner gegenseitig abgesteift durch den Balken *C*, an welchem das feste Scheerblatt sitzt, den Balken *E* und die beiden Balken *D*, die im übrigen den Elektromotor *F* zu tragen haben. Die Drehungen des letzteren (665 minutlich) werden durch dreifaches Räder-vorgelege auf die Welle *G* übertragen und zwar so, dass diese minutlich etwa 10 Drehungen macht. Die Lenkstangen *H* bethätigen von hier aus den Scheerblattschlitten *I*, der an einem von Wasserdruck getragenen Kolben hängt. Die Ausrückung erfolgt, wie bei der vorigen Maschine, durch Vorziehen der beiden Klötzchen *a* mittels zweier Räder, die an der Welle *k* sitzen. Es beträgt der Scheerblatthub 270 mm, sonach die mittlere

sekundliche Scheerblattgeschwindigkeit  $\frac{270 \cdot 2 \cdot 10}{60} = 90$  mm. Zwei schwere

Schwungräder sitzen auf der ersten Vorgelegewelle, welche sich minutlich 164 mal dreht. An der minutlich 40 Drehungen machenden zweiten Vorgelegewelle sitzt eine Kurbel, welche mittels der Lenkstange *L* eine zum Zerlegen der Abfälle bestimmte Hebelscheere bethätigt. Diese soll 40 mm dicke Bleche bis zu 175 mm Breite, dünnere Bleche in entsprechend grösserer Breite zerschneiden.

Fig. 990 ist das Schaubild einer von F. X. Honer in Ravensburg gebauten Scheere, bei welcher ein Theil des Gestelles nach Fig. 966—968, S. 521, angeordnet ist. Dieser Theil befindet sich an der linken Seite des Bildes; er dient zum Erzeugen beliebig langer Schnitte in beliebig breiten Blechen. Am rechtsseitigen Ende des Bildes sieht man einen Durchschnitt und in der Mitte eine Winkeleisenscheere. Die Bethätigung der beiden oberen Scheerblätter, bezw. des Lochstempels bewirkt eine gemeinsame Kurbelwelle, welche eigenthümlicherweise durch zwei auf ihr sitzende Stirnräder angetrieben wird.

Die Zusammenfügung mehrerer Scheeren oder Durchschnitte in eine einzige Maschine, wofür hier mehrere Beispiele angeführt sind, findet man häufig [vergl. u. a. die unten verz. Quelle<sup>1)</sup>].

Wenn längere Stäbe schräg abgeschnitten werden sollen, so ist es lästig, den Werkstücken gegenüber den festen Scheerblättern die erforderliche schräge Lage zu geben. Man hat deshalb Scheeren für Winkeleisen, Flacheisen und dergl. so eingerichtet, dass erstere im ganzen um eine senkrechte Axe drehbar, also befähigt sind, die Scheerblätter gegenüber der Werkstücksrichtung, ohne letztere zu ändern, in die erforderliche schräge Lage zu bringen.

Nach Fig. 991<sup>2)</sup> steht die Scheere auf einer Drehscheibe; sie wird durch einen Elektromotor angetrieben, weshalb die Drehbarkeit dem Antrieb keine Schwierigkeiten bereitet. Zwischen der Welle des Elektromotors und der Welle, welche auf die Scheerblattschlitten wirkt, sind die erforderlichen Rädervorgelege eingeschaltet, um letztere Welle genügend langsam zu drehen. Sie wirkt durch Daumen auf die Scheerblattschlitten, von denen einer an der linken, der andere an der rechten Seite der Maschine sich befindet, um den einen oder den anderen Schenkel der Winkeleisen schräg abschneiden zu können. Der vorstehende Kopf der Daumenwelle ist mit Löchern versehen, welche ermöglichen, sie mittels der Hand zu drehen. Das ist bequem für das Einstellen der Scheerblätter. Der Antrieb der Daumenwelle ist im übrigen mit selbstthätiger Ausrückvorrichtung versehen, so dass die Daumen-

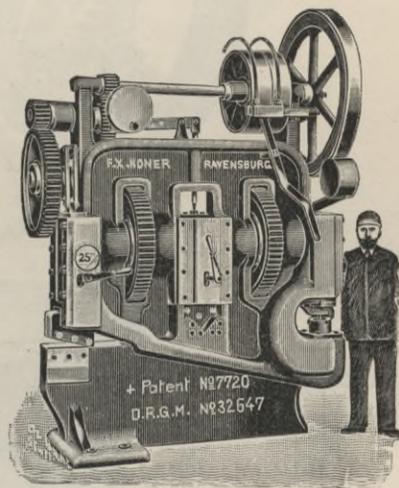


Fig. 990.

<sup>1)</sup> Revue industrielle, Mai 1897, S. 193.

<sup>2)</sup> The Iron Age, Febr. 1895, S. 323.

welle nach jeder vollen Drehung zum Stillstand kommt. Man sieht an der vorderen Seite der Maschine einen Tisch, der zum Auflegen der Werkstücke dient. Dieser Tisch enthält eine Aufspann-Nuth, mittels welcher Frösche zu befestigen sind, die den Werkstücken die genaue Richtung gegenüber der wagerechten Scheerblattkante geben. Ueber diesem Tisch ist eine Schiene befestigt, an welcher Hülsen mit Schrauben verschiebbar

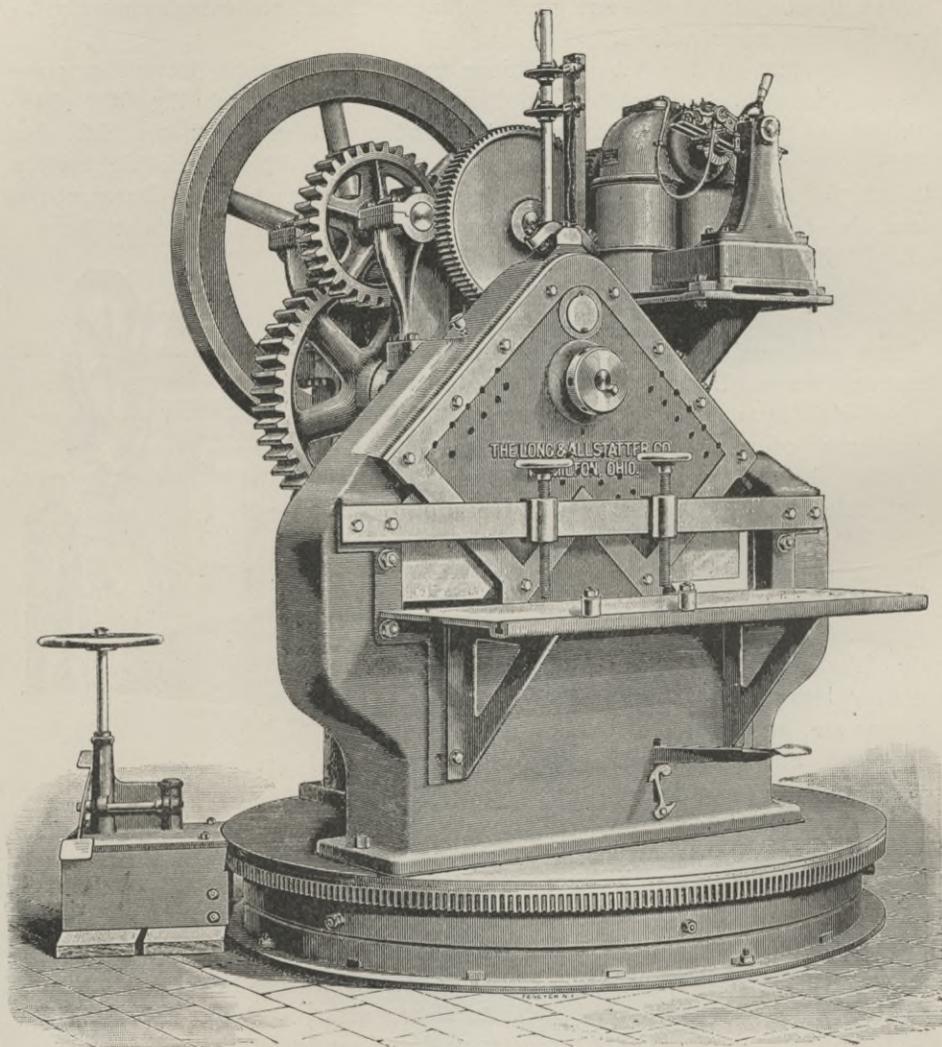


Fig. 991.

sind. Es haben die Schrauben (vergl. Fig. 926) den Zweck, etwaiges Kippen der Werkstücke zu verhüten.

Für manche Zwecke ist die wagerechte Lage des Stempels der Durchschnitte bequemer als die lothrechte. Fig. 992 zeigt einen dahin gehörigen Durchschnitt für Winkeleisen. Es ist die Anordnung so gewählt, dass kein Theil der Maschine erheblich über die Mitte des Stempels nach oben hervorragt. Der Schlitten des Stempels wird zu diesem Zweck durch einen doppeltarmigen, um den Bolzen *a* schwingenden Hebel bewegt; dieser ist

in seinem nach unten gerichteten Schenkel geschlitzt und wird dort durch die Welle *b* bethätigt. Mit Hilfe des Handhebels *c* kann der Betrieb ausgerückt werden. Die Vorgelegewelle *d* enthält feste und lose Riemenrolle und ein Schwungrad.

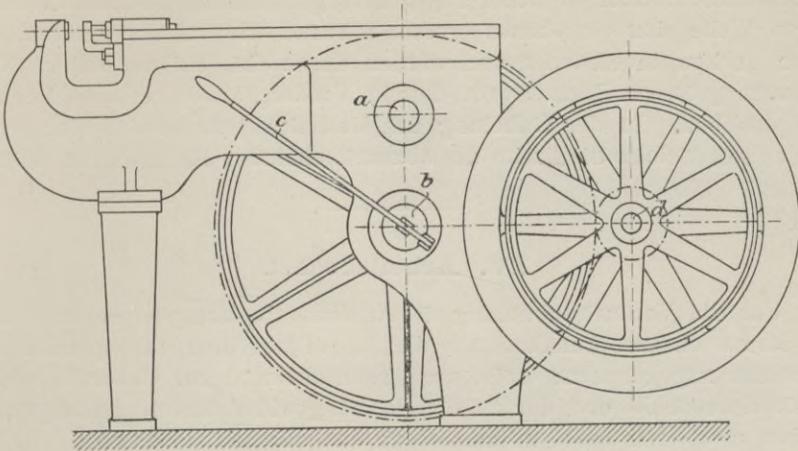


Fig. 992.

Schliesslich möge hier in Fig. 993 das Bild einer einfachen, von Breuer, Schumacher & Co. gebauten Kreisscheere angefügt werden. Ihre grösste Ausladung beträgt 600 mm, der Durchmesser der Scheerblätter 280 mm und die grösste Dicke der zu schneidenden Bleche 5 mm. Es sind

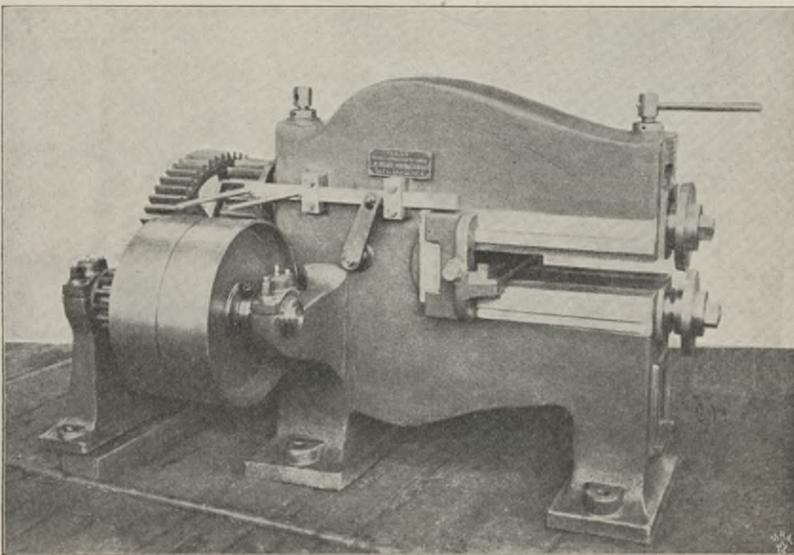


Fig. 993.

die beiden Wellen, auf welchen die Scheerblätter sitzen, wagerecht über einander gelagert. Die Lager der unteren Welle sind im Gestell fest, diejenigen der oberen Welle lothrecht verschiebbar, und zwar mittels der über das Gestell hervorragenden Schrauben, so dass ein sehr genaues Ein-

stellen des Uebergreifens beider Scheerblätter möglich ist. Die Nabe des oberen Scheerblattes legt sich fest gegen das benachbarte Lager, während die untere Welle durch die Nabe des nicht sichtbaren Antriebrades, welche sich fest gegen das linksseitige Lager stützt, nach links gezogen wird, um die Scheerblattränder in sicherer gegenseitiger Föhlung zu halten. Auf der oberen Welle sitzt ein ebenso grosses Stirnrad wie auf der unteren, beide Räder greifen in einander und werden durch ein, auf der unteren Welle sitzendes, grösseres Stirnrad von dem im Vordergrund sichtbaren Vorgelege aus betrieben. In der Gabelung des Gestelles befindet sich eine einstellbare Leiste, welche die Breite des abzuschneidenden Blechstreifens begrenzt.

#### IV. Arbeitsbedarf.

Für die Vorausbestimmung des Arbeitsverbrauchs der Scheeren finden sich kaum andere Anhalte, als die im allgemeinen für spanabhebende Maschinen angegebenen: es ist der Arbeitsaufwand zur Ueberwindung der Schnittwiderstände und der zu den Reibungswiderständen gehörige zu berechnen und dann beide zusammen zu zählen.

Ueber den Arbeitsbedarf der Durchschnitte hat E. Hartig Versuche angestellt<sup>1)</sup> und aus den Ergebnissen die Gleichung abgeleitet:

$$N = N_0 + 3,71 \cdot F \cdot \alpha \dots \dots \dots (119)$$

in welcher  $N$  das Gesamt-Arbeitsverforderniss in Pferdekräften,  $N_0$  dasjenige für den Leergang,  $F$  die stündlich erzeugte Schnittfläche in qmm und  $\alpha$  eine Werthziffer bedeutet, welche für Eisenblech, bei  $d = 4$  bis 55 mm Lochweite

$$\alpha = 0,25 + 0,0145 \cdot d \dots \dots \dots (120)$$

betragen soll.

Es ist demnach<sup>2)</sup>

Grösste Blechdicke . . . . $d$	= 10	20	30	40	
Zahl der minutlichen Schmitte	= 10	9,2	8,3	7,5	
Leergangsarbeit . . . . $N_0$	= 0,16	0,32	0,55	0,82	
	$\alpha$	= 0,395	0,540	0,685	0,830

<sup>1)</sup> Versuche über Leistung u. Arbeitsverbrauch d. Werkzeugmaschinen, Leipzig 1873.  
<sup>2)</sup> Karmarsch-Hartig, Handb. d. mech. Techn. 5. Aufl. Bd. 1, S. 260, Hannov. 1875.

### III. Theil.

## Schmiedemaschinen.

### I. Allgemeines.

Es sind die Maschinenarten, welche die Bearbeitung der Metalle auf Grund der Bildsamkeit der letzteren bewirken, sehr zahlreich. Nach dem Plan des vorliegenden Buches sollen nur einige von ihnen hier behandelt werden, nämlich die Hämmer, Schmiedepressen, Nietmaschinen, Biege-, Richt-, Krämp- und Kumpelmaschinen, während die Blech- und Stabwalzen, Drahtziehmaschinen, Maschinen zum Fertigen der Röhren, Nägel, Nadeln, Ketten, Draht- und Dünoblechwaaren, sogenannte Kurzwaaren und Verwandtes nicht erörtert werden sollen.

Die Grundlagen für eine rechnerische Behandlung der vorliegenden Werkzeugmaschinen sind bisher weniger entwickelt als diejenigen der spanabhebenden Werkzeugmaschinen, sowie der Scheren und Durchschnitte. Es sind die Gesetze der Bildsamkeit bisher nur wenig durchforscht; für die mechanischen Versuchsanstalten der technischen Hochschulen bieten sie ein grosses, fast jungfräuliches Feld. Möge es fleissig beackert werden!

Weil z. Z. die Gesetze, nach welchen in bildsamen Stoffen die kleinsten Theile sich gegensätzlich verschieben lassen, noch wenig bekannt sind, verzichte ich auf den Versuch einer allgemeinen Behandlung der hier in Rede stehenden Maschinen und ziehe statt dessen vor, sie in fünf Gruppen: Hämmer, Schmiedepressen, Nietmaschinen, Biege- und Richtmaschinen, Krämp- und Kumpelmaschinen, zerlegt zu erörtern.

Es müssen die mittels dieser Maschinen zu bearbeitenden Metalle ein ziemliches Fliessungsvermögen besitzen, so dass möglich wird, ihre Theilchen in erheblichem Grade gegen einander zu verschieben, ohne hierdurch eine Trennung herbeizuführen. Man findet diese Eigenschaft bei dem Blei, Zinn, Zink und manchen Legirungen dieser Metalle, dem Kupfer und kupferreichen Legirungen und dem schmiedbaren Eisen. Letzteres ist das bei weitem vorherrschende Metall und soll deshalb fast ausschliesslich den folgenden Erörterungen zu Grunde gelegt werden.

Man kann die Theilchen eines Werkstücks durch Zug oder durch Druck gegeneinander verschieben. Ersteres Verfahren führt leicht zu einer Trennung, zum Bruch, letzteres hindert in der Druckrichtung die Trennung und erleichtert deshalb die beabsichtigte Umgestaltungsweise. Es wirken daher die vorliegenden Maschinen ausnahmslos drückend, während Zug-

kräfte nur mittelbar (z. B. bei dem Biegen, aber auch bei dem Stauchen) auf das Werkstück einwirken.

Demgemäss würde erwünscht sein, die Druckfestigkeit der bildsamen Metalle zu kennen. Sie ist jedoch — aus Gründen, deren Erörterung nicht hierher gehört — nur wenig untersucht, weshalb man die bekanntere Reissfestigkeit, da sie bei schmiedbaren Metallen der Druckfestigkeit sehr nahe zu stehen scheint, an Stelle der letzteren zum Vergleiche heranzuziehen pflegt. Es ist das für den Entwurf der Werkzeugmaschinen um so eher zulässig, als diejenige Festigkeit, welche mittels der Prüfmaschine gewonnen wird, nicht ohne weiteres den Widerstand darstellt, welchen die Werkzeuge zu überwinden haben. Letzterer ist wegen verschiedener Nebenumstände grösser als erstere, oft ganz erheblich grösser.

Die Festigkeit des schmiedbaren Eisens schwankt zwischen 35 und 60 kg für 1 qmm, überschreitet wenigstens diese Grenzen selten, wenn das Eisen nicht erwärmt und weder durch Schlag oder Druck, noch durch plötzliches Abkühlen gehärtet ist. Die Festigkeit, oder was im vorliegenden Falle dasselbe ist, die Härte des Eisens nimmt im allgemeinen mit dem

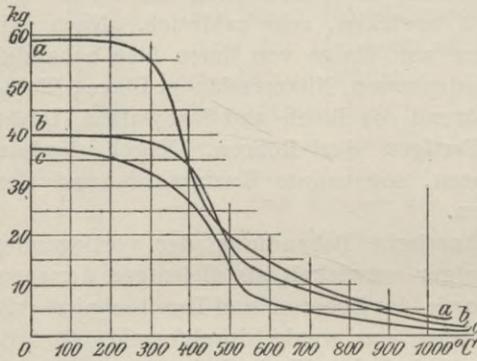


Fig. 994.

Um die Widerstände, welche die Werkzeuge überwinden müssen, zu mindern, findet meistens eine Erweichung des Eisens durch Erhitzen desselben statt. Es ist die Reissfestigkeit des Eisens bei höheren Temperaturen besonders beobachtet worden von Kollmann<sup>1)</sup> und Howard.<sup>2)</sup> Fig. 994 stellt nach Kollmann die Festigkeitsabnahme von Bessemerisen mit 0,23% C durch Linie *aa*, von Feinkorneisen mit 0,12% C durch Linie *bb*, von Schweisseisen mit 0,1% C durch Linie *cc* dar. In wagerechter Richtung sind die Temperaturen, in senkrechter Richtung die zugehörigen Reissfestigkeiten aufgetragen. In gleicher Weise und nach demselben Massstabe sind in Fig. 995 vier Linien nach Howard's Versuchen gezeichnet. *dd* gehört zu Stahl mit 0,97% C und 0,8% Mn, *ee* zu desgl. mit 0,37% C und 0,7% Mn, *ff* zu desgl. mit 0,09% C und 0,11% Mn, *gg* zu Schweisseisen.

Es verlaufen die Schaulinien in Fig. 994 von der in Fig. 995 insofern abweichend, als erstere zwischen 0° und 250° eine ganz geringe Festigkeitsabnahme, letztere aber in demselben Temperaturgebiet zunächst eine geringe

Kohlenstoffgehalt zu. Das weichere, Schmiedeeisen genannte Eisen enthält 0,05% bis etwa 0,4% Kohlenstoff mit 35 bis 40 kg Festigkeit für 1 qmm. Eisen mit 0,5% bis höchstens 1,5% Kohlenstoffgehalt wird Stahl genannt und ist fester oder härter als das Schmiedeeisen. Ausser dem Kohlenstoff beeinflussen andere Beimengungen (Silicium, Mangan u. a.) die Härte des Eisens.

Die Druckfestigkeit des Kupfers ist derjenigen des weichen schmiedbaren Eisens etwa gleich.

<sup>1)</sup> Verhandl. d. Ver. z. Beförd. d. Gewerbfl. 1880, S. 92.

<sup>2)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1891, S. 388.

Abnahme, dann aber eine erhebliche Zunahme der Festigkeit erkennen lassen. Von  $250^{\circ}$  ab findet in allen der 7 dargestellten Versuchsreihen eine Festigkeitsabnahme statt. Es tritt diese Abnahme besonders bei den Temperaturen hervor, die über  $350^{\circ}$  liegen. Es betragen die Reissfestigkeiten:

	$700^{\circ}$ (dunkelroth)	$800^{\circ}$	$900^{\circ}$ (kirschroth)	$1000^{\circ}$	$1100^{\circ}$ (dunkelorange)	$0^{\circ}$
nach aa	10,5 kg	7,9 kg	5,4 kg	4 kg	3,2 kg	59 kg
„ bb	9,2 „	6,9 „	4,75 „	2,9 „	2,4 „	40 „
„ cc	6,2 „	4,0 „	2,2 „	1,5 „	1,2 „	37,5 „
„ dd	39 „	23 „	12 „	—	—	109 „
„ ee	20 „	13 „	—	—	—	62 „
„ ff	11 „	—	—	—	—	39 „
„ gg	9 „	4 „	—	—	—	33 „

Diese Zahlen lassen sich, wie weiter oben bereits gesagt, nicht unmittelbar verwenden. Zunächst wird der Widerstand dadurch vergrössert, dass die von den Werkzeugen getroffenen Flächen an erstere Wärme abgeben und hierdurch härter werden.

Die in Bearbeitung befindlichen Theile nehmen ferner durch die stattfindende Verdichtung des Gefüges an Widerstandsvermögen zu. Dieser Umstand macht sich besonders fühlbar, wenn die Metalle in unerwärmten Zustande bearbeitet werden.

Eine gewisse Rolle spielt die Geschwindigkeit, mit welcher die Umgestaltungen vorgenommen werden. Für die Festigkeitsversuche verwendet man regelmässig sehr kleine Geschwindigkeiten, für die Bearbeitung sind weit grössere Geschwindigkeiten gebräuchlich. So erscheint denn selbstverständlich, dass die Widerstände bei der Bearbeitung grösser ausfallen, als die bei Festigkeitsversuchen gefundenen Werthe betragen.

Endlich aber ist die Art der Bearbeitung von grossem Einfluss.

Handelt es sich um die Einwirkung zweier gleichlaufender Flächen von der Grösse  $F$ , Fig. 996, so wird der Widerstand, bezw. die zu seiner Ueberwindung erforderliche Kraft  $P$  nur um so viel die Festigkeit überragen, als die vorhin angeführten Umstände — Abkühlung durch die Werkzeuge, Verdichtung des Werkstücks, Arbeitsgeschwindigkeit — bedingen. Es bezeichne  $\sigma$  die Druckfestigkeit und  $\alpha$  eine Werthziffer, welche die angeführten drei Nebenumstände zum Ausdruck bringt;  $\alpha$  ist demnach grösser als 1.

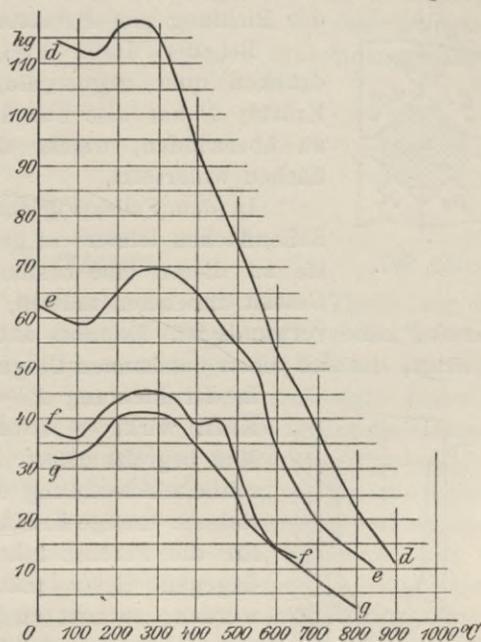


Fig. 995.

Dann lässt sich schreiben:

$$P = \alpha \cdot F \cdot \sigma \dots \dots \dots (121)$$

Sind dagegen die angreifenden Flächen — z. B. nach Fig. 997 — nicht zu einander gleichlaufend, so ist:

$$P = p_1 \sin \beta_1 + p_2 \cdot \sin \beta_2.$$

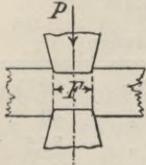
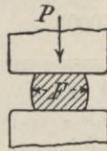


Fig. 996.



Da aber nach Gl. 121

$$p_1 = \alpha \cdot f_1 \cdot \sigma; p_2 = \alpha \cdot f_2 \cdot \sigma,$$

also:

$$P = \alpha \cdot \sigma (f_1 \sin \beta_1 + f_2 \sin \beta_2)$$

und ferner die Projektion  $F$  dieser Flächen  $f_1$  und  $f_2$  auf eine zur Krafttrichtung  $P$  winkelrechte Fläche:

$$F = (f_1 \sin \beta_1 + f_2 \sin \beta_2)$$

ist, so folgt:

$$P = \alpha \cdot F \cdot \sigma \dots \dots \dots (122)$$

auch für diesen Fall, d. h. diese Gleichung gilt auch für nicht gleichlaufende Flächen, wenn unter  $F$  die Projektion derselben in der Richtung von  $P$  verstanden wird.

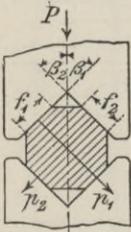


Fig. 997.

Bei der durch Fig. 996 dargestellten Wirkungsweise drücken quer gegen die Richtung von  $P$  keine äusseren Kräfte;  $P$  hat also nur die innere Reibung des Werkstücks zu überwinden, welche sich dem Ausweichen der Seitenflächen widersetzt.

In dem Falle, Fig. 998, dass bei diesem Ausweichen der Seitenflächen letztere so gegen Werkzeugflächen treffen, dass sie an diesen eine bestimmte, von ihrer freien abweichende Gestalt annehmen müssen, tritt hier eine Kraft auf, die jener

Kraft  $P$  nahe verwandt ist. Es muss auch die innere Reibung überwunden werden, die sich dieser bestimmten Umgestaltung widersetzt, d. h., es muss

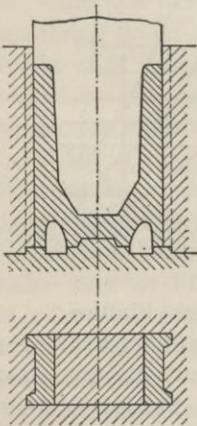


Fig. 998.

in der Richtung  $P$  — wenn nur in dieser eine thätige Kraft wirkt — etwa mit  $2 \cdot \alpha \cdot F \cdot \sigma$  gedrückt werden. Man begreift diesen Satz leichter, wenn man sich die seitliche Ausbildung durch besondere, quer gegen  $P$  gerichtete thätige Kräfte stattfindend denkt. Diese würden für die Flächeneinheit mit  $\alpha \cdot \sigma$  drücken müssen. Soll dagegen dieser thätige Druck von  $P$  mit ausgeübt werden, so tritt zu jenem  $\alpha \cdot \sigma$  noch das letztere  $\alpha \cdot \sigma$ , und die Summe beider ist auf die quer zu  $P$  liegende Projektion der thätigen Fläche zu beziehen, da das Werkstück ein fließender — wenn auch sehr schwer fließender — Stoff ist.

Es sind diese wenigen Beispiele angeführt, um zu zeigen, in welchem Sinne die Bearbeitungsart auf die Grösse der aufzuwendenden Kraft einwirkt. Die zahllosen, von der Gestalt der Werkstücke abhängenden Bearbeitungsweisen fallen mit den durch Fig. 996 und Fig. 998 dargestellten zusammen, oder liegen zwischen diesen, oder überschreiten vereinzelt auch wohl den letzteren Grenzwert. Für die Bestimmung der Maschinen-

abmessungen dürfte, wenigstens bis auf weiteres, zweckmässig sein, die Werthe von  $a$ , die Verschiedenartigkeit der Bearbeitungsweise und die Festigkeitswerthziffern zusammenzufassen, d. h. auszusprechen, welcher Druck für die Flächeneinheit erforderlich ist, um in dem bestimmten Falle die erwartete Wirkung mit Sicherheit zu erzielen.

Das soll, so viel mir möglich, bei den einzelnen Maschinenarten geschehen.

Die eigentlichen Werkzeuge gehen zum Theil so in die Maschine über, dass sie mit Maschinentheilen je ein Ganzes bilden. Das ist z. B. der Fall bei manchen Hämmern, bei denen die Hammerbahn und der zugehörige Hammer aus einem Stück geschmiedet ist, bei vielen Biegmäschinen, deren Werkzeuge aus Walzen oder den Kanten von Balken bestehen, bei Stauchmaschinen, deren eigentliche Werkzeuge selbstspannende Zangen sind. Häufiger werden die Werkzeuge an den betreffenden Maschinentheilen auswechselbar befestigt.

In dem ersteren Falle ergibt sich die Beschreibung des Werkzeugs bei Erörterung der betreffenden Maschine von selbst, in letzterem Falle hat das Werkzeug für die Maschine vorwiegend nur insofern Bedeutung, als seine Befestigung an der Maschine in Frage kommt. So ist denn gerechtfertigt, die Beschreibung der Werkzeuge, soweit sie für das vorliegende Buch erforderlich ist, bei Erörterung der einzelnen Maschinengattungen, beziehungsweise Maschinen mit zu erledigen.

## II. Hämmer.

### A. Werkzeuge.

Bei den meisten Hämmern bestehen die wirkenden Theile aus der Hammer- und der Ambossbahn, das sind rechteckige, meist ebene, zuweilen gewölbte, oder keilartige Flächen. Sie werden nur bei kleinen Hämmern mit den betreffenden Maschinentheilen aus einem Stück gefertigt. Selbst bei kleineren Hämmern macht man oft, bei grossen Hämmern immer die Hammer- und Ambossbahnen auswechselbar und zwar aus folgenden Gründen:

Zunächst veranlasst hierzu die starke Abnutzung, welche die wirkenden Flächen erfahren. Ferner aber erweitert die Auswechselbarkeit dieser Werkzeuge das Verwendungsbereich der betreffenden Maschine. Für das Strecken der Schmiedestücke in bestimmter Richtung müssen beide Bahnen schmal sein, mindestens aber ist der Hammerbahn eine solche schmale Gestalt zu geben.<sup>1)</sup> Es ist erwünscht, den Querschnitt der Bahnen nach Art der Hammerfinne zu wölben. Dann sind sie aber nur für das Strecken brauchbar. Das Schlichten erfordert ebene Bahnen. Deshalb findet man meistens schmale ebene Bahnen, welche stangenartige Stücke in der Längenrichtung strecken, wenn man diese quer gegen die Hammerbahn legt, und dieselben Werkstücke schlichten, wenn diese so zwischen die Bahnen gelegt werden, dass ihre Längenrichtung mit der Längenrichtung der Bahnen zusammenfällt. Wird für das Strecken eine bestimmte Richtung nicht

<sup>1)</sup> Vergl. Herm. Fischer, Allgem. Grundsätze und Mittel des mechanischen Aufbereitens, Leipzig 1888, S. 302.

verlangt, so kann man quadratische Bahnen verwenden, und sind ebene Flächen grösserer Breite zu schlichten, so müssen die Bahnen eine grosse Breite haben. Etwa quadratische (oder runde) Bahnen sind auch für das Schmieden im Gesenk geeigneter als schmale und lange Bahnen. Wenn daher alle diese Arbeiten mit demselben Hammer verrichtet werden sollen, so ergibt sich die Nothwendigkeit, die Bahnen auswechselbar zu machen. Es nöthigen hierzu aber auch Umstände, welche bei Erörterung der Widerstände zur Sprache kommen werden.

Bei dem Schmieden im Gesenk kann man das Untergesenk auf die Ambossbahn legen, dann das Werkstück an seinen Ort bringen, ferner das Obergesenk in richtige Lage bringen und endlich den Hammer auf dieses schlagen lassen. Dieses Verfahren ermöglicht, ein und denselben Hammer in raschem Wechsel für sehr verschiedene Gesenke zu verwenden, führt aber die grosse Unzuträglichkeit mit sich, dass die Schlagwirkung durch den Stoss der harten Hammerbahn auf das harte Obergesenk für den eigentlichen Zweck erheblich abgeschwächt wird: ein grosser Theil der Schlagwirkung dient zur allmählichen Zerstörung des Obergesenkes, nur der Rest zur Umgestaltung des Werkstückes.

Man zieht daher vor, statt der Hammerbahn das Obergesenk mit dem Hammer zu verbinden, und zwar dann, wenn man mit ein und demselben Gesenk längere Zeit arbeiten kann, wenn eine grosse Zahl gleicher Werkstücke in das Gesenk zu schlagen ist.

Dann müssen Unter- und Obergesenk so befestigt werden, dass sie genau auf einander passen; es ist gleichzeitig eine genaue Führung des Hammers nöthig, damit derselbe sich nur in bestimmter Bahn bewegen kann. Ersteres verlangt Einstellbarkeiten für die Gesenke, letzteres Nachstellbarkeit der Hammerführungen, also Einrichtungen, welche bei den mit ebener Bahn arbeitenden Hämmern von geringer Bedeutung oder überflüssig sind. Man wird sie weiter unten in Beispielen finden.

Wegen der heftigen Stösse, welche diese Werkzeuge in der Schlagrichtung erfahren, ist die Berührungsfläche zwischen ihnen einerseits und dem Hammer wie dem Amboss andererseits möglichst gross zu machen, es müssen die mit einander verbundenen Dinge sich längs den ganzen, einander gegenüberliegenden Flächen möglichst gleichförmig berühren. Das erreicht man durch genaues Zusammenpassen der Flächen, beziehungsweise genaues Ebenen derselben. Man findet aber auch Einlagen von Pappe und Leder — die vorher gut durchweicht waren und vor Ingebrauchnahme des Hammers trocknen müssen — oder von Metall, welches man in geschmolzenem Zustande zwischen die Flächen bringt.

Bei dem Schmieden im Gesenk bedarf es zuweilen besonderer Mittel, um das Werkstück vom Gesenk frei zu machen. Werden die Gesenke lose auf den Amboss gestellt, so bewirkt man das Ausstossen der Werkstücke wohl durch Dorne, welche — nachdem das Gesenk umgewendet ist — durch geeignete Oeffnungen der Gesenksohle eingetrieben werden. Dieses Ausstossen nimmt weniger Zeit in Anspruch, wenn man den Dorn in seiner Oeffnung belässt, ihn auf das eine Ende eines doppelarmigen Hebels stützt, dessen anderes Ende seitlich hervorragt, und, nachdem die Bearbeitung vollzogen ist, mit einem Hammer auf das frei herausragende Ende des Hebels schlägt. Dieser Hebel wird in dem Gesenk selbst gelagert — dann kommt er für den Entwurf der Schmiedemaschine in Frage

— oder in dem das Gesenk tragenden Unteramboss. In letzterem Falle ist der Unteramboss geeignet auszugestalten. Es handelt sich dann regelmässig um die Bearbeitung einer grösseren Zahl gleichartiger Werkstücke, so dass es sich lohnt, die Einrichtung dem besondern Zweck entsprechend auszubilden. Als allgemeiner Gesichtspunkt sei hervorgehoben, dass das Gelenk, welches den doppelarmigen Hebel zu stützen hat, derb widerstandsfähig sein muss, da die zur Bethätigung des Dornes ausgeführten Schläge oft sehr wuchtig ausfallen.

Zu den Werkzeugen lassen sich noch die Mittel rechnen, welche das Vorlegen und Wegräumen der Werkstücke fördern sollen.

Kleinere Werkstücke bethätigt man mittels der Hand, und zwar stehend oder sitzend. In ersterem Falle wird die Ambossbahn 800 bis 1000 mm hoch gelegt, in letzterem zuweilen nur 600 mm. Der Arbeiter sitzt auf einem nachgiebig aufgehängten Brett, so dass er mittels der auf den Boden gestemmtten Füsse seinen Ort in erforderlichem Grade ändern kann. Die erhitzten Werkstücke werden ihm zugereicht und die bearbeiteten legt er zur Seite. Dieses Verfahren gewährt eine gute Ausnutzung des Hammers, ist aber nur zweckmässig, wenn grössere Mengen gleichartiger Stücke zu bearbeiten sind.

Bei grösseren Werkstücken steht der Arbeiter regelmässig. Es wird, wenn das erforderliche Wenden der Werkstücke zu grosse Kraftanstrengungen erfordert, eine Hebevorrichtung, nach Umständen ein Krahn zu Hilfe genommen. Da nun durch den Schlag des Hammers nicht allein die Hammerbahn, sondern auch die Ambossbahn in das Werkstück eindringt, so senkt sich das Werkstück bei jedem Hammerschlage, so dass die Hebevorrichtung in gewissem Grade nachgiebig sein muss.

In Rücksichtnahme auf bequeme Handhabung des Werkstücks stützt man dieses fast ausnahmslos nur an einer Seite und legt die gestützte Stelle in eine endlose Kette, die von einer an der Hebevorrichtung gelagerten Rolle getragen wird. Das Wenden der Stücke geschieht mit Hilfe eines Querstücks, zuweilen auch — bei ganz schweren Gegenständen — durch eine um das Werkstück gewickelte Kette, deren freies Ende durch eine Hebevorrichtung emporgezogen wird.

Man nimmt auch für das Wenden grösserer Werkstücke einen Handhebel *ab*, Fig. 999, zu Hilfe, indem dessen kürzeres Ende *b* unter das Werkstück geschoben wird, während der Arbeiter an das längere Ende *a* greift. Der Drehbolzen des Hebels *ab* steckt in einem Bügel *c*, der einer Tragstange *d* durch einen Wirbel angelenkt ist. Man findet zuweilen nur solche Handhebel, die mittels

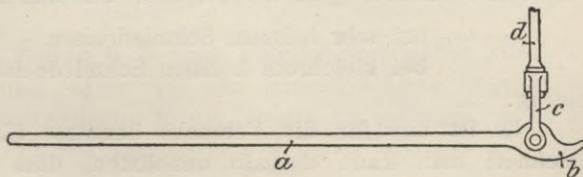


Fig. 999.

der Stange *d* in verschiedene Höhenlagen gebracht werden können, für vorliegenden Zweck im Gebrauch; sie dienen auch zum Heran- und Fortschaffen, indem *d* an einer auf geeignet angebrachter Schiene beweglichen Katze hängt.

Die vorstehend angedeuteten Vorrichtungen werden bisher nur ausnahmsweise dem Bau des Hammers unmittelbar eingefügt, so dass ihre Erwähnung genügen möge.

## B. Zu überwindende Widerstände, Grösse der Hammerbahnen und der aufzuwendenden Arbeit.

Die Umgestaltung der Metalle auf Grund deren Bildsamkeit erfordert fast immer grosse Kräfte. So lange nur die Menschenkraft in Frage kam, benutzte man für den vorliegenden Zweck, um diese entsprechend zu vergrössern, als Kraftübersetzer eine Masse, welche längs eines grösseren Weges unter dem Einflusse der geringen Menschenkraft eine solche Beschleunigung erfährt, dass sie längs eines kleinen Weges einen grossen Widerstand zu überwinden vermag. Die Masse wird mit einem Stiel oder Helm versehen, um den Weg, längs dessen die Aufspeicherung der Arbeit stattfindet, recht gross zu machen. Dieses Hammer genannte Werkzeug ist als Handwerkzeug bekanntlich allgemein im Gebrauch; es ist einer der gebräuchlichsten Uebersetzer der Menschenkraft.

Der Hammer wirkt längs kleinen Weges auf das Werkstück, seine Wirkung erfolgt aber auch innerhalb sehr kurzer Zeit. Es wurde beobachtet,<sup>1)</sup> dass die Berührungsdauer zwischen der Hammerbahn und der Ambossfläche — wenn also zwischen beiden sich kein Werkstück befand — bei 76 mm sekundlicher Geschwindigkeit des auftreffenden Hammers nur 0,0003 Sekunden, bei 3,73 bis 4,57 m sekundlicher Geschwindigkeit aber nur 0,00008 Sekunden betrug. Ein Werkstück, dessen Härte derjenigen des Amboss gleicht, wird eben so kurze Zeit von dem Hammer berührt werden wie der nackte Amboss, ein weiches längere Zeit. Wäre diese Zeit 50 mal so gross und betrüge die Eindringung des Hammers nur 5 mm, so würde — bei 4 m Geschwindigkeit des auftreffenden Hammers — die mittlere sekundliche Eindringungsgeschwindigkeit etwa 1,250 m betragen. Daraus folgt ohne weiteres, dass der Widerstand, dem der Hammer begegnet, viel grösser sein muss, als die Festigkeit des Werkstücks beträgt.

Die einzige mir bekannte genauere Beobachtung<sup>2)</sup> dieses Widerstandes bestätigt das.

Clarival verwendete für seine Versuche einen sogenannten Daumenhammer, bei welchem der Bär, d. i. der zum Aufspeichern der Arbeit dienende Eisenblock in lothrechten Bahnen geführt wurde. Er berechnete die aufgespeicherte Arbeit aus der Fallhöhe  $h$  und dem Bärgewicht  $G$  und mass die Eindringungstiefe, welche eine Zahl von Schlägen hervorbrachte. Aus den Versuchen geht hervor, dass der Widerstand  $k$  für 1 qmm Fläche

bei sehr heissem Schmiedeeisen      rund 16 kg,

bei kirschroth heissem Schmiedeeisen    „ 30 „

betrug.

Es ist das für die Versuche benutzte Eisen als Schweisseisen bezeichnet; man kann deshalb annehmen, dass der Widerstand rund das 10 fache dessen, was man Festigkeit zu nennen pflegt, betrug.

Es lassen sich die Zahlen für die Berechnung der Hammerbahngrössen benutzen, wenn der Betrag der aufgespeicherten Arbeit bekannt ist, und umgekehrt; ebenso für die Grösse der aufzuspeichernden Arbeit,

<sup>1)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1885, Bd. 257, S. 263.

<sup>2)</sup> Clarival, Annales des Mines, 5. Reihe, Bd. XVII, 1 Lieferung von 1860. Auszüglich: Civilingenieur 1861, S. 87, mit Abb.

wenn die Projektion der durch den Schlag des Hammers, bzw. eines mit ihm verbundenen Obergesenks gegeben ist.

Die im Bär aufgespeicherte Arbeit lässt sich ausdrücken durch:

$$A = \frac{G \cdot v^2}{g \cdot 2} \dots \dots \dots (123)$$

wenn  $G$  das Gewicht der bewegten Masse in kg,  $g$  die Beschleunigung des freien Falles (9,81 m),  $v$  die Geschwindigkeit der bewegten Masse in dem Augenblick, wo das Werkstück getroffen wird, in Meter sekundlich und  $A$  die Arbeit in Kilogramm Metern bezeichnet. Für den vorliegenden Zweck ist genau genug zu schreiben:

$$A = 0,05 \cdot G \cdot v^2 \dots \dots \dots (124)$$

Wird die aufgespeicherte Arbeit lediglich durch freies Herabfallen des Gewichts  $G$  längs der Höhe  $h$  hervorgebracht, so ist  $A$  einfacher zu gewinnen durch:

$$A = G \cdot h \dots \dots \dots (125)$$

Bezeichnet man, wie bisher, mit  $F$  die Projektion der wirkenden Fläche in der Krafrichtung in qmm, mit  $k$  den Widerstand für 1 qmm von  $F$  und mit  $e$  die Eindringungstiefe für jeden Schlag in mm, so ist die zu überwindende Arbeit =  $F \cdot k \cdot \frac{e}{1000}$  also:

$$0,05 \cdot G \cdot v^2 = 0,001 \cdot F \cdot k \cdot e \dots \dots \dots (126)$$

$$G \cdot v^2 = 0,02 \cdot F \cdot k \cdot e$$

$$F = 50 \cdot \frac{G \cdot v^2}{k \cdot e} \dots \dots \dots (127)$$

und ebenso:

$$G \cdot h = 0,001 \cdot F \cdot k \cdot e \dots \dots \dots (128)$$

$$F = 1000 \cdot \frac{G \cdot h}{k \cdot e} \dots \dots \dots (129)$$

Handelt es sich z. B. darum, mittels eines frei herabfallenden Hammers stark erhitztes Schweisseisen zu strecken, und verlangt man für jeden Schlag die Eindringungstiefe  $e = 5$  mm, so beträgt die zulässige Grösse von  $F$ :

$$F = 1000 \cdot \frac{G \cdot h}{16 \cdot 5} = 12,5 \cdot G \cdot h.$$

Fragt man, welchen Betrag  $G \cdot h$  eines Fallhammers haben muss, um einen vorgeschmiedeten und dabei bis zur Kirschrothhitze abgekühlten Gegenstand von  $F$  qmm Grundfläche in ein Gesenk zu schlagen, wenn das Verdrängen längs dieser Fläche im Mittel  $e = 2$  mm beträgt, so enthält man nach Gl. 128:

$$G \cdot h = 0,001 \cdot F \cdot 30 \cdot 2 = 0,06 \cdot F,$$

wenn ein seitliches Ausbilden des Werkstücks eine besondere Rolle nicht spielt.

Jedenfalls gewährt dieses Rechnungsverfahren einen sichern Anhalt, wenn man  $k$ , entsprechend der Art des Eisens, seines Erwärmungsgrades und unter Berücksichtigung etwa verlangter, bestimmter seitlicher Ausbildung wählt.

Für die Bestimmung der Abmessungen eines Maschinenhammers ist nun genauere Kenntniss des Widerstandes viel weniger wichtig als bei den meisten der später zu erörternden Maschinen. Die aufgespeicherte Arbeit wird zur Ueberwindung des Widerstandes  $k \cdot F$  längs eines Weges  $e$  benutzt. Wenn daher  $k$  grösser ausfällt als angenommen, so gleicht sich dieser Fehler selbstthätig dadurch aus, dass  $e$  kleiner wird, als man beabsichtigte; es ist also nur nöthig, eine grössere Schlagzahl anzuwenden, um die verlangte Gesamteindringungstiefe zu erlangen. Dieser Umstand erklärt zum Theil die grosse Beliebtheit des Hammers gegenüber anderen Maschinen. Allein, man verlangt nicht allein die äussere Gestaltsänderung des Werkstücks, sondern — mindestens in den meisten Fällen — das Eindringen der Wirkung in das Innere des Werkstücks. Da unter der Einwirkung des Druckes eine Verdichtung des Gefüges stattfindet, so erfolgt diese Verdichtung bei Verwendung leichter Schläge, die nur auf geringe Tiefe eindringen, nur in der Nähe der Oberfläche, erzeugt hier quer zur Richtung des Schlages Druckspannung und durch diese Zugspannungen im Innern des Werkstücks. Diese entgegengesetzten Spannungen erschweren die spätere Bearbeitung der Werkstücke durch Spanabheben (S. 58) und mindern die Gebrauchsfestigkeit.

Will man durch Schmieden das Gefüge eines Werkstücks verbessern, so muss man sich verhältnissmässig schwerer Hämmer bedienen, und handelt es sich um das Verschweissen zweier Stücke, so darf der Hammer nicht zu leicht sein, weil andernfalls die Schlacke in ungenügendem Grade verdrängt wird. Ich kenne jedoch keine allgemeine und zutreffende Regel für die Bestimmung der Grösse des Hammers für diesen Zweck.

### C. Helmhämmer.

Von dem mit Stiel oder Helm versehenen Handhammer ausgehend, hat man zunächst auch Maschinen-Helmhämmer gebaut.<sup>1)</sup> Für besondere Zwecke werden solche Helmhämmer noch heute hergestellt. Dahin gehören die Wipphämmer,<sup>2)</sup> das sind Helmhämmer, welche durch eine Feder gehoben und durch die Hand oder den Fuss nach unten geschnellert werden. Fig. 1000 stellt einen solchen für das „Zuschlagen“ bestimmten Hammer schaubildlich dar.  $a$  bezeichnet die gusseiserne Stütze der Ambossbahn  $b$ . An einem mit  $a$  fest verbundenen Arm ist der Helm des Hammers  $h$  durch zwei Zapfen drehbar gelagert. Der Helm enthält zwei Arme, die sich auf die einstellbaren Federn  $f$  stützen, so dass im Ruhezustande der Hammer die gezeichnete Lage hat.

An das über die Zapfen hinausragende Schwanzende des Helmes greift die einstellbare Stange  $c$ , und diese ist mit dem doppelarmigen Hebel  $d e$  so verbunden, dass der Hammer  $h$  sich gegen den Amboss  $b$  bewegt, wenn mit entsprechender Kraft auf das Hebelende  $e$  getreten wird. Es ist der Hammer auch mit einem seitlich vorspringenden Handgriff  $g$  versehen, welcher benutzt wird, um ihn mittels der Hand nach unten zu schnellen,

<sup>1)</sup> Vergl. Besson, theat. instrumentorum machinarum. Lugdun. 1578, Blatt 12.

<sup>2)</sup> Holtzapffel, Turning and mech. manipulation, 1846, Bd. II, S. 962, mit Abb. Prakt. Masch. Konstr. 1887, S. 222, mit Abb. Zeitschrift d. Ver. deutscher Ingen. 1887, S. 467, mit Abb. Dingl. polyt. Journ. 1891, Bd. 231, S. 272, mit Abb.

oder zur Unterstützung des Fusstrittes, wenn recht kräftige Schläge hervorgebracht werden sollen. Sowohl die Hammerbahn als auch die Bahn *b* des Amboss ist auswechselbar, um nach Bedarf solche anderer Grösse oder anderer Gestalt verwenden zu können. Der eigentliche Hammer wiegt etwa 10 kg.

Die Lager der zwei Zapfen, welche dem Helmhammer die erforderliche Stützung und Führung gewähren, können nun verstellbar angeordnet werden, und zwar so, dass die Schwingungsebene des Hammers ausser lothrecht auch wagerecht und unter irgend einem Winkel geneigt sein kann und das Werkstück in verschiedenen Richtungen zu treffen ist. Das hat für grosse, sperrige, schwer zu wendende Werkstücke Werth. Man ersetzt ferner die Menschenkraft durch Dampfkraft und erhält so einen anscheinend sehr verwendungsfähigen Dampfzuschläger. Es scheint derselbe jedoch wenig Beifall zu finden, weshalb ich mich mit der Anführung einiger Quellen begnüge.<sup>1)</sup>

Die Helmhämmer sind mit dem schwerwiegenden Fehler behaftet, dass die Bahnen von Hammer und Amboss nur bei einer bestimmten Werkstückdicke gleichlaufen. Um die entstehenden Flächen stets zu einander gleichlaufend, bezw. in bestimmter Richtung zu einander zu erhalten, muss die Bahn des Hammers eine geradlinige sein, zu welchem Zwecke man den Hammer, der dann fast immer Bär genannt wird, in geraden Gleisen führt. Man kann die hierher gehörenden Maschinenhämmer zusammenfassen unter dem Namen:

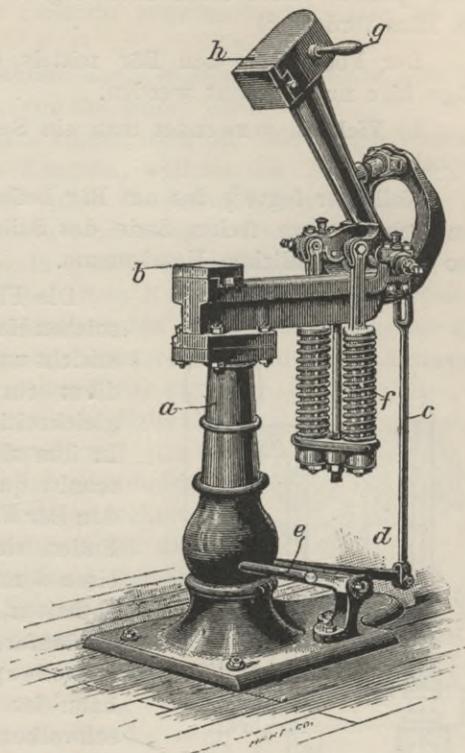


Fig. 1000.

## D. Gleishämmer.

### 1. Der Bär wird gehoben und fällt dann frei herab.

a) Man lässt den Bär zuweilen durch Daumen heben, die an einer kreisenden Welle sitzen, so wie bei Stampfwerken gebräuchlich. Solche Daumenhämmer kommen jetzt selten vor. Ihre Anordnung erinnert häufig unmittelbar an die Stampf- oder Pochwerke.<sup>2)</sup> W. H. Robertson in Chicago<sup>3)</sup> legt die Daumenwelle quer durch den Amboss und versieht sie

<sup>1)</sup> R. R. Werner, Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1866, S. 521, mit Abb. Dingl. polyt. Journal 1872, Bd. 206, S. 251, mit Abb.; 1873, Bd. 210, S. 6, mit Abb.; 1889, Bd. 272, S. 573, mit Abb. Zeitschr. f. Werkzeugm. u. Werkzeuge, Okt. 1897, S. 19, mit Abb.

<sup>2)</sup> Gustav Hermann, Mechan. d. Zwischen- u. Arbeitsmasch. Braunschweig 1896, S. 19, mit Abb.

<sup>3)</sup> The Iron Age, 18. August 1892, S. 277, mit Schaub.

links und rechts mit je einem Daumen, die gemeinsam auf den Bär wirken.

Um die Schlagstärke zu vergrößern, werden Federn oder Puffer über dem Bär angebracht, so dass dieser, während er gehoben wird, die letzteren spannt, welche nach dem Abgleiten des Daumens die Beschleunigung des Bärs fördern.<sup>1)</sup>

Der Vorschlag, den Bär mittels einer endlosen Kette<sup>2)</sup> zu heben, möge hier nur erwähnt werden.

b) Vielfach verwendet man ein Seil oder einen Riemen, um den Bär zu heben.

Nellinger legte<sup>3)</sup> das am Bär befestigte Seil über eine Rolle und liess den Arbeiter am freien Ende des Seiles ziehen. Die Anordnung gleicht also der gewöhnlichen Handramme.

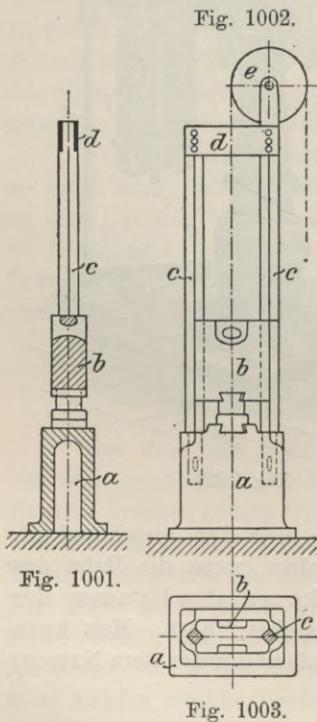


Fig. 1002.

Fig. 1001.

Fig. 1003.

Die Fig. 1001, 1002 u. 1003 zeigen einen solchen Hammer in lothrechtem Schnitt, Vorderansicht und wagerechten Schnitt. Als Amboss dient ein schwerer Gusseisenklotz *a*, der gleichzeitig den Fuss der Maschine bildet. In ihm sind zwei schmiedeeiserne, im Querschnitt quadratische Stangen *c* befestigt, die den Bär *b* geradlinig führen. An den oberen Enden sind die Stangen durch zwei Flacheisen *d* mit einander verbunden, und diese enthalten rechtwinklig nach oben gebogene Ausläufer, in deren Augen die Zapfen der Seilrolle *e* gelagert sind. Hammer- wie Ambossbahn ist auswechselbar; sie werden durch schwalbenschwanzförmige Ansätze und Keile befestigt.

Der rechts von Fig. 1002 neben der Maschine stehende Arbeiter zieht am Seil, um den Bär zu heben, und lässt dann das Seil los, um den Schlag herbeizuführen.

Man hat das Band an einer Kurbel befestigt, welche durch ein Klinkwerk von der angetriebenen Welle mitgenommen wird, wenn das Band gezogen wird. Hat aber die Kurbel gegenüber dem Band den toten Punkt über-

schritten, so löst sich die Klinke, und die Kurbel eilt unter dem Einfluss des fallenden Bärs vor.<sup>4)</sup>

Es lässt sich das Seil, oder an dessen Stelle ein flaches Band, ein Riemen, mittels einer Winde anziehen, sei es, um schwerere Bären auf grössere Höhen zu heben, sei es, um auf die Menschenkraft verzichten zu

<sup>1)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1852, Bd. 123, S. 336, mit Abb. Mittheil. d. Gewerbever. f. Hannover, 1858, S. 356, mit Abb. Civilingenieur 1861, Bd. VII, S. 87, mit Abb.

<sup>2)</sup> Prakt. Masch.-Konstr. 1885, S. 355, mit Abb.

<sup>3)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1843, Bd. 90, S. 8, mit Abb.

<sup>4)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1878, Bd. 272, S. 526, mit Abb. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1897, S. 18, mit Abb.

können. Das Band wird dabei auf die Trommel der Winde gewickelt, weshalb diese Hämmer wohl Wickelhämmer genannt werden.<sup>1)</sup>

Es unterscheiden sich die Anordnungen zunächst dadurch von einander, dass bei den einen die zum Aufwickeln des Bandes dienende Rolle über dem Bär, bei den andern seitwärts liegt, so dass über dem Bär, wie in Fig. 1002 angegeben, nur eine Leitrolle angebracht ist. Das ist unwesentlich.

Wichtig dagegen ist das Verfahren, nach welchem die Wickelrolle mit der Antriebswelle gekuppelt, bezw. von ihr gelöst wird.

Klauenkupplungen und Klinken eignen sich für das Lösen vortrefflich; sie taugen aber nicht für das Kuppeln, weil sie der Wickelrolle und dem Bär plötzlich die Annahme der vollen Geschwindigkeit zumuthen. Es entstehen infolgedessen heftige Stöße oder auch — wenn der die Antriebswelle drehende Riemen nicht in genügendem Grade zu gleiten vermag — Brüche. Gerade so wie bei dem Kehrtrieb der Tischhobelmaschinen (S. 188) ist ein Gleiten zwischen den antreibenden Theilen und der zu bethätigenden Masse nöthig, um letzterer allmählig die verlangte Geschwindigkeit (0,80 m bis 1,2 m sekundlich) zu geben, wenn auch die Elasticität des zum Heben des Bärs dienenden Bandes mildernd auf den Stoss wirkt. Künne (s. vor. Quelle) verwendet den durch Fig. 1004 im Grundriss und lothrechten Schnitt dargestellten Reibungsantrieb. *a* ist die Wickeltrommel, die sich um den Bolzen *b* frei zu drehen vermag; mit ihr sind zwei Ränder fest verbunden, die den Rändern *cc* der sich stetig drehenden, antreibenden Welle *d* gegenüber liegen.

Drückt man nun durch Querverschiebung des Bolzens *b* die Ränder von *a* gegen die Ränder *c*, so suchen letztere die Wickelrolle *a* zu drehen. Bei genügender Stärke des Ausdrucks steigert sich die Drehgeschwindigkeit von *a* unter fortwährendem Gleiten der Reibrollen und ebenso die Geschwindigkeit des emporsteigenden Bärs, bis die volle Geschwindigkeit erreicht ist und das Gleiten der Reibrollen aufhört. Wird, nachdem die verlangte Hubhöhe des Bärs erreicht ist, *a* ein wenig zurückgezogen, so fällt der Bär, indem er das Band mitnimmt und die Rolle *a* in umgekehrter Richtung dreht, nach unten, um den Schlag zu vollziehen. Eine Backenbremse *e* kann zur Milderung der Schlagstärke und ein an *a* festes Sperr-Rad *f* durch Einlegen einer Klinke zum Festhalten des Bärs in erhobener Lage benutzt werden. Das zu dem Antrieb gehörige Bärgewicht beträgt 75 kg.

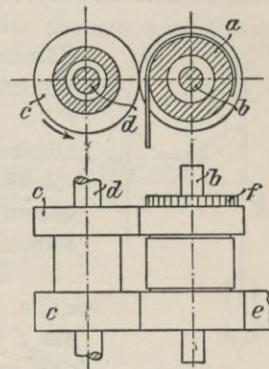


Fig. 1004.

<sup>1)</sup> Alb. Künne, Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1870, S. 751, mit Abb. Stiles & Parker, Dingl. polyt. Journ. 1872, Bd. 205, S. 23, mit Abb. Aerzener Maschinenfabrik, Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1882, S. 92, D. R.-P. Nr. 11 354 u. 21 546. Dingl. polyt. Journ. 1883, Bd. 248, S. 489, mit Abb. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1887, S. 469, mit Abb. Massey, Dingl. polyt. Journ. 1884, Bd. 252, S. 272, mit Abb. Wilmotte, Dingl. polyt. Journ. 1887, Bd. 265, mit Abb., S. 579; D. R.-P. Nr. 35 405. Hammesfahr, Dingl. polyt. Journ. 1893, Bd. 290, S. 275, mit Abb.; D. R.-P. Nr. 44 326. Moosberg & Co., American Machin., 16. Mai 1895, S. 384, mit Schaubild. Otto Boben, Zeitschr. f. Werkzeugmaschinen und Werkzeuge, April 1898, S. 201, mit Abb.; D. R.-P. Nr. 96 022. Hartkopf, Zeitschr. f. Werkzeugmaschinen u. Werkzeuge, Juli 1898, S. 327, mit Abb.; D. R.-P. Nr. 97 587.

Es ist der erforderliche Andruck der Rolle  $a$  gegen die Ränder  $c$  ein sehr beträchtlicher, die Berührungsflächen sind kleine, weshalb eine starke, und zwar ungleichmässige Abnutzung der Reibrollenflächen eintreten muss. Es ist daher zweckmässig, Kupplungen zu verwenden, welche sich in grösserer Fläche berühren. Die Aerzener Maschinenfabrik<sup>1)</sup> benutzt Kegelpkupplungen. Es ist die betreffende Einrichtung so getroffen, dass die Wickelrolle, so lange sich der Bär hebt, die Kupplung selbstthätig löst, wenn nicht der Arbeiter den betreffenden Steuerhebel so lange nach oben bewegt, wie der Bär emporsteigen soll. Wird der Steuerhebel nicht mehr gehoben, so kommt der Bär in Ruhe. Er kann aber nicht fallen, weil, sobald sich die Wickelrolle in anderer Richtung dreht, die Kupplungstheile sich wieder einander nähern. Das Fallen des Bärs fordert das Hinabbewegen des Steuerhebels. Hieraus folgt die vorzügliche Steuerbarkeit des Hammers. Der Arbeiter hebt und senkt den Steuerhebel so, wie der Bär sich heben und senken soll; bewegt der Arbeiter den Steuerhebel rasch nach unten, so erfolgt ein heftiger Schlag, bewegt er ihn langsam abwärts, so fällt der Bär entsprechend langsam. Der sehr sinnreiche Antrieb leidet nur an dem Fehler, in seiner Bauart recht verwickelt zu sein.

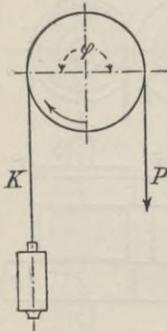


Fig. 1005.

Bei einer ferneren Gruppe der hierher gehörenden Hämmer liegt der zum Heben des Bärs  $G$ , Fig. 1005, bestimmte Riemen auf einer sich stetig drehenden Riemenrolle. Zieht man an dem freien Ende des Riemens genügend kräftig, so entsteht zwischen Riemen und Rolle eine solche Reibung, dass der Bär gehoben wird; lässt man darauf das Riemenende los, so fällt der Bär nach unten.<sup>2)</sup> Man nennt sie Riemenreibhämmer.

Bekanntlich entsteht, wenn ein Riemen eine kreisende Rolle im Bogen  $\varphi$  umfasst und die Reibungswerthziffer mit  $f$  bezeichnet wird, zwischen der Kraft  $P$  im ablaufenden zur Kraft  $K$  im auflaufenden Riementrumm die Beziehung:

$$K = P \cdot e^{f\varphi} \dots \dots \dots (130)$$

in welcher  $e$  die Basis der natürlichen Logarithmen (2,718281828) bedeutet. Es sei bemerkt, dass die auf den Riemen wirkende Schleuderkraft in obigem Ausdrucke vernachlässigt ist.

Bei den Riemen der Triebwerke rechnet man wohl — wenn  $\varphi$  etwa 2 rechte Winkel misst —  $e^{f\varphi}$  zu 2,4. Das entspricht der Reibungswerthziffer  $f = \sim 0,28$ . Es wird diese niedrige Ziffer der Rechnung zu Grunde gelegt, um sicher zu gehen. Das kommt hier nicht in Frage, weil nöthigenfalls der Arbeiter kräftiger ziehen kann. Die Reibungswerthziffer für trockenes Leder auf Gusseisen wird sonst zu 0,56 angegeben. Führt man diesen Werth ein, so erhält man  $e^{f\varphi} = 5,8$ . In einem Schreiben von Koch & Co., Maschinenfabrik in Remscheid-Vieringhausen, ist mir mitgetheilt, dass bei einem warm gewordenen und sehr geschmeidigen, gut eingelaufenen Riemen die Zugkraft  $P$  gleich 3% vom Bärsgewicht  $G$  genüge, ja unter besonders günstigen Umständen  $P$  nur den Betrag von 1% des

<sup>1)</sup> D. R.-P. Nr. 11354 u. 21546. Dingl. polyt. Journ. 1881, Bd. 239, S. 83; 1883, Bd. 248, S. 489, mit Abb. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1882, S. 93, mit Abb.

<sup>2)</sup> Vanghan, Dingl. polyt. Journ. 1858, Bd. 147, S. 255, mit Abb.

Bärgewichts zu haben brauche! Bei  $P = 0,03 K$  würde, beiläufig erwähnt, nach Gl. 130 die Reibungswertzhiffer  $f$  schon  $= 1,12$  sein.

Fasst man diese Zahlen in's Auge, so begreift man, dass bei dem Herabfallen des Bärs der Riemen auf seiner Rolle ganz erhebliche Reibungswiderstände erfährt, da doch das frei herabhängende Riemenende ein gewisses Gewicht hat, welches also unter Umständen die hundertfache Reibung verursacht!

Man weiss lange, dass bei dem Fall des Bärs und während der Zeit, wo der Hammer nicht arbeitet, beträchtliche Reibungswiderstände auf den Riemen einwirken; sie machen sich geltend durch Erhitzen und Abnutzen des Riemens. Demgemäss hat man Einrichtungen erdacht, welche diese Reibungswiderstände beseitigen oder doch mindern.

Dahin gehört eine Einrichtung, die bei dem Robelet'schen Hammer<sup>1)</sup> angegeben und bei manchen älteren der in Rede stehenden Hämmer gefunden wird: der Kranz der Riemenrolle enthält eine Anzahl Oeffnungen. In diese Oeffnungen ragen Rollen, die federnd gelagert sind, so dass sie den Riemen von der Riemenrolle abheben, sobald er nicht kräftig angezogen wird. Der Arbeiter hat dann durch Ziehen am freien Riemenende zunächst die Rollen zurückzudrängen und ferner den Riemen zum festen Anliegen zu bringen.

Henckels<sup>2)</sup> macht den Riemen  $r$  breiter als die Rolle  $a$ , Fig. 1006 und 1007, und legt links und rechts von  $a$  Rollen  $b$ , welche sich um hohle Zapfen des doppelarmigen, gegabelten Hebels  $c$  frei drehen können.  $c$  ist durch die Welle  $d$

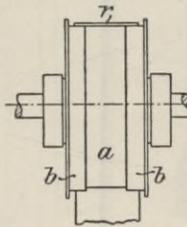


Fig. 1006.

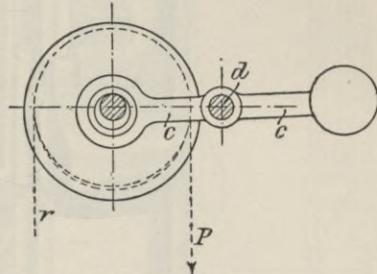


Fig. 1007.

gestützt und mit einem so grossen Gegengewicht versehen, dass die Rollen  $b$  den Riemen von der Rolle abheben, sobald die Kraft  $P$  wegfällt, also entweder der Bär niederfällt oder in Ruhe gesetzt ist.

Lombard<sup>3)</sup> verwendet statt der beiden grossen Rollen ( $b$ , Fig. 1006 und 1007) eine Zahl kleiner, die rechts und links von der Treibrolle federnd gelagert sind. Massberg<sup>4)</sup> theilt die Treibrolle quer gegen ihre Axe und fügt hier eine um die treibende Welle frei drehbare Scheibe ein, deren Rand in Stücke zerlegt ist und durch Federn nach aussen gedrückt wird, so dass er zunächst über die Treibfläche der Rolle hervorragte und die Berührung zwischen Riemen und Treibrolle hindert. Sobald nun der Arbeiter an dem freien Ende des Riemens zieht, werden die Randflächen der Mittelscheibe zurückgedrängt und der Riemen legt sich auf die Treibrolle.

Es fordern die Antriebe nach Fig. 1005 u. s. w. einen Mann zur Ausübung der Kraft  $P$ . Um diese Arbeitskraft zu sparen, haben Koch & Co. in Remscheid-Vieringhausen den Gedanken verfolgt, die Kraft  $P$  durch ein Gegengewicht zu ersetzen und durch ein thätiges Mittel den Riemen von

<sup>1)</sup> Revue industrielle, 1880, S. 501, mit Abb.

<sup>2)</sup> D. R.-P. Nr. 28932, Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1884, S. 965, mit Abb.

<sup>3)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1887, Bd. 265, S. 578, mit Abb.

<sup>4)</sup> The Iron Age, Juni 1895, S. 1277, mit Schaubild.

der Treibrolle abzuheben, wenn der Bär herabfallen oder ausser Betrieb gesetzt werden soll.<sup>1)</sup> Zu diesem Abheben des Riemens ist zwar eine Kraft

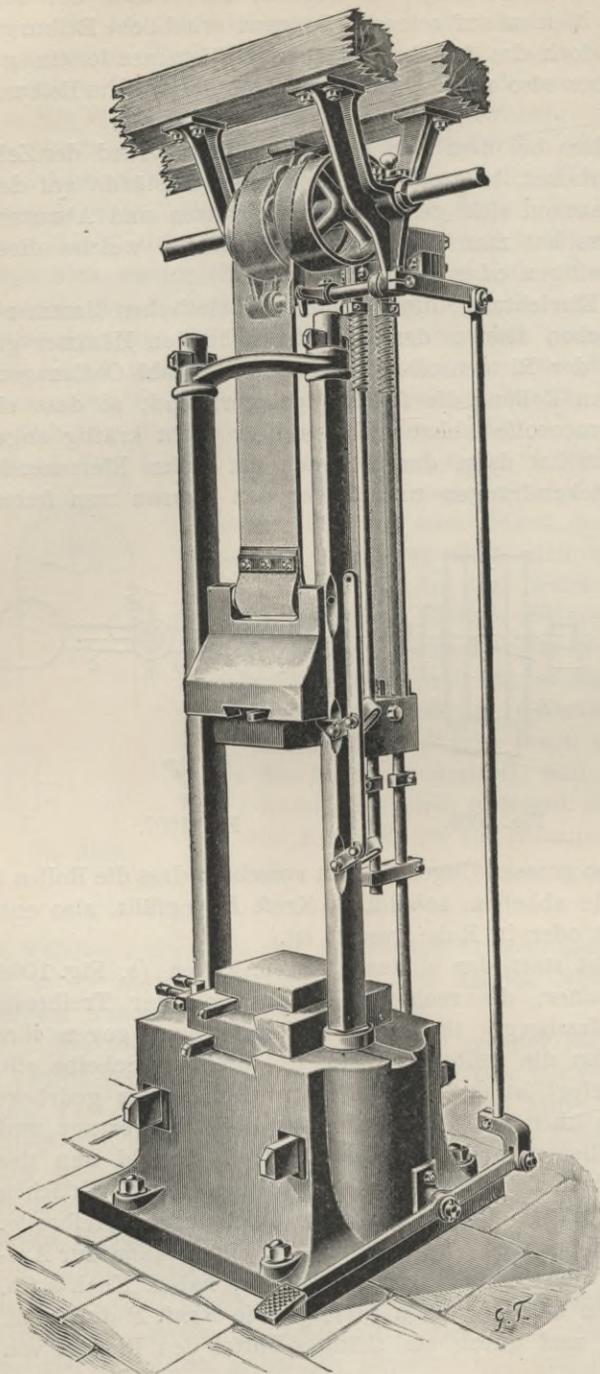


Fig. 1008.

nöthig, die etwas mehr als doppelt so gross ist als  $P$ , aber diese hat nur einen Weg von wenigen Millimetern zurückzulegen, so dass die zum Abheben des Riemens erforderliche mechanische Arbeit gering ist gegenüber derjenigen, welche ein am freien Ende des Riemens ziehender Arbeiter verrichten muss. Es sind in der Patentschrift verschiedene Ausführungsformen dieses Antriebsverfahrens angegeben, auch ist eine derselben früher mit ausführlicheren Abbildungen veröffentlicht.<sup>2)</sup> Mit Hilfe der Fig. 1008 bis 1014 soll eine dieser Ausführungsformen beschrieben werden, die sich besonders bewährt hat. Sie wird für 50 bis 500 kg Bärge­wicht verwendet.

Das Schaubild Fig. 1008 giebt eine Uebersicht der Gesamtanordnung. In den geometrisch gezeichneten Fig. 1009 und 1010 bezeichnet  $a$  den schweren Unterarm­boss, der gleichzeitig als Fuss der Maschine dient. In ihm sind zwei aus vierkantigem Eisen bestehende Pfeiler  $b$  mittels Keile gehörig befestigt. Ein Querhaupt  $d$  verbindet oben diese Pfeiler; es

<sup>1)</sup> D. R.-P. No. 80200 vom 11. Mai 1894.

<sup>2)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1895, S. 22, mit Abb.

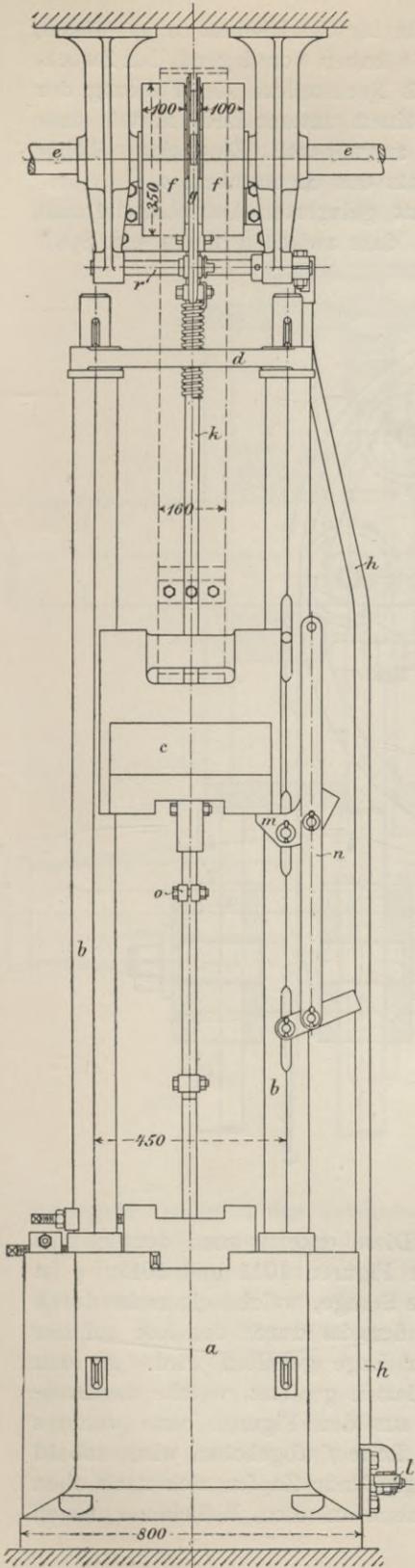


Fig. 1009.

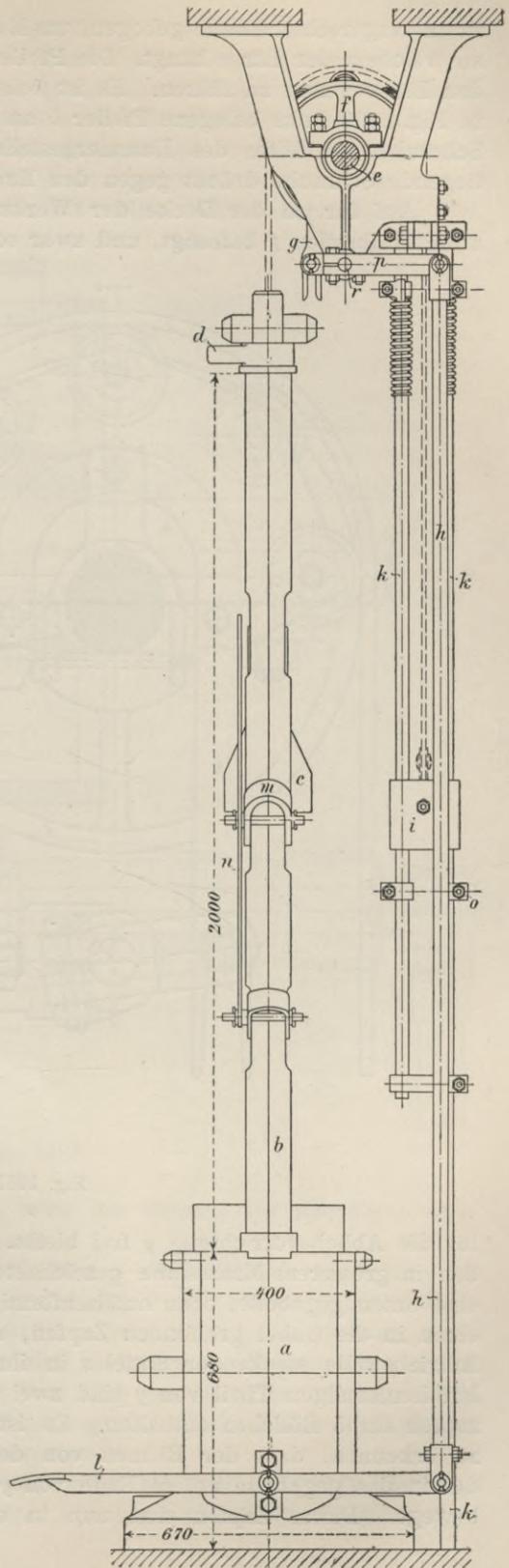


Fig. 1010.

ist in wagerechter Ebene gebogen, um Raum für den Riemen zu gewähren, an welchem der Bär *c* hängt. Die Pfeiler *b* haben vorwiegend den Zweck, den Bär *c* genau zu führen. Es ist behufs Nachstellens der Führung der in Fig. 1009 links belegene Pfeiler *b* an seinem unteren Ende mittels einer Schraube der Mitte des Hammergestells zu nähern. Eine etwas höher liegende Schraube drückt gegen den Einsatz des Unteramboss *a*.

Auf der an der Decke der Werkstatt gelagerten Antriebswelle sind zwei Treibrollen *f* befestigt, und zwar so, dass zwischen ihnen ein Spalt

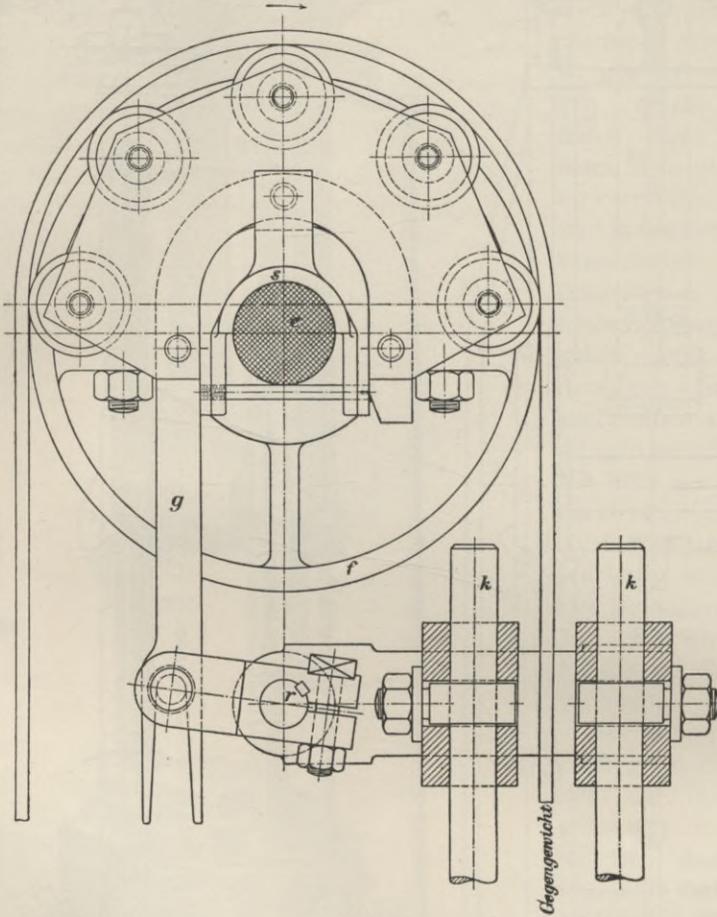


Fig. 1011.

für die Abhebevorrichtung *g* frei bleibt. Diese erkennt man deutlich aus den in grösserem Maassstabe gezeichneten Figuren 1011 und 1012. *g* ist eine unten gegabelte, oben hufeisenförmige Stange, welche einerseits durch einen in die Gabel greifenden Zapfen, andererseits durch den lose auf der Antriebswelle steckenden Sattel *s* in ihrer Lage gehalten wird. An den hufeisenförmigen Theil von *g* sind zwei Platten genietet, welche die Drehzapfen für 5 Röllchen enthalten. Es ist aus den Figuren ohne weiteres zu erkennen, dass der Riemen von der Rolle *f* abgehoben wird, sobald der in das gegabelte untere Ende von *g* greifende Zapfen sich nach oben bewegt. Dieser Zapfen sitzt nun in einem an dem Wellchen *r* festen

Hebel; an  $r$  ist ferner (Fig. 1009 und 1010) ein Hebel  $p$  befestigt, der mittels der Zugstange  $h$  dem zu tretenden Hebel  $l$  angeschlossen ist.

Demnach kann der das Werkstück führende Arbeiter mit seinem rechten Fuss die Steuerung des Hammers bewirken; tritt er auf den Hebel, so senkt sich  $g$ , und der Riemen legt sich auf die Treibrollen, hebt der Arbeiter seinen Fuss ganz, so hebt  $g$  vermöge des Gewichts von  $h$  den Riemen ganz ab, und der Bär fällt mit voller Wucht nach unten, bei

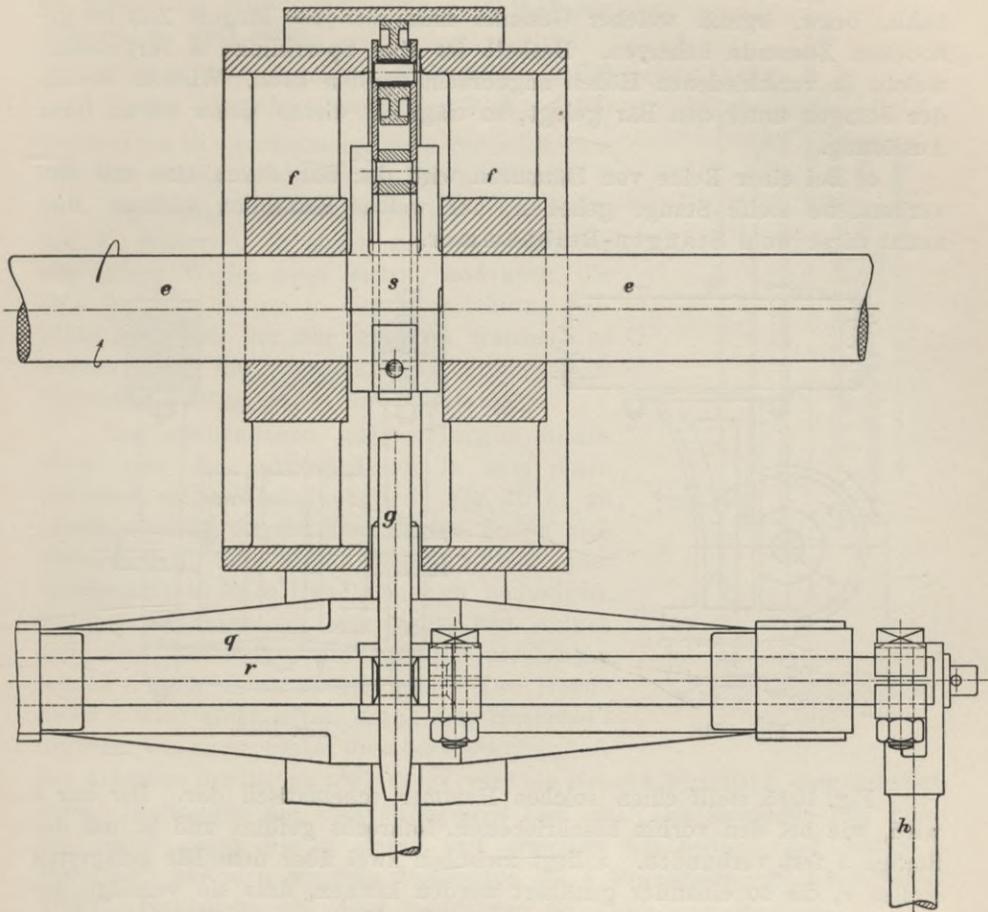


Fig. 1012.

mässigem Loslassen des Trethebels wird der Riemen auf den Treibrollen gebremst und es fällt der Bär langsamer.

Das Gegengewicht  $i$  (Fig. 1010) führen zwei Stangen  $k$ , welche an ihren oberen Enden befestigt sind (vergl. Fig. 1011). Oben umgeben diese Stangen Federn (Fig. 1009 und 1010), welche  $i$  hindern, zu weit nach oben zu schnellen; unten befinden sich Stellringe  $o$ , die den nach unten gerichteten Weg von  $i$ , und damit den Hub des Bärs beschränken, weil, wenn  $i$  gegen  $o$  stösst, die Kraft  $P$  hinwegfällt, welche bisher die Reibung des Riemens auf den Treibrollen veranlasste.

Für Hämmer, deren Bärgewicht mehr als 250 kg beträgt, fällt der Riemen so breit aus, dass ein einziger Abheber  $g$  nicht befriedigend wirken

würde. Man verwendet deshalb für die schwereren Hämmer zwei Abheber und (Fig. 1014) drei Treibrollen. Die Fig. 1013 und 1014 zeigen im übrigen eine etwas andere Anordnung des Querstücks  $q$ , an welchem einerseits das Wellchen  $r$  gelagert ist, andererseits die Führungsstangen des Gegengewichts befestigt sind, nämlich für den Fall, dass die Antriebswelle  $e$  eine besondere Lagerung besitzt.

Zu Fig. 1009 und 1010 zurückkehrend, mache ich noch auf folgende Einrichtung aufmerksam. Zum Auswechseln der Amboss- oder Hammerbahn, bezw. irgend welcher Gesenke muss der Bär längere Zeit im gehobenen Zustande beharren. Deshalb ist eine Sperrklinke  $m$  vorgesehen, welche in verschiedenen Höhen angebracht werden kann. Wird sie mittels der Stangen unter den Bär gelegt, so trägt sie diesen sicher bis zu ihrer Auslösung.

c) Bei einer Reihe von Hämmer wird der Bär durch eine mit ihm verbundene steife Stange gehoben, auf welche Reibrollen wirken. Man nennt diese wohl Stangen-Reibhämmer.

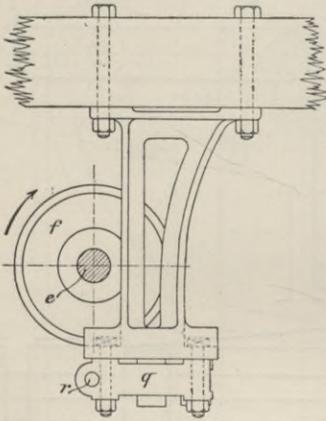


Fig. 1013.

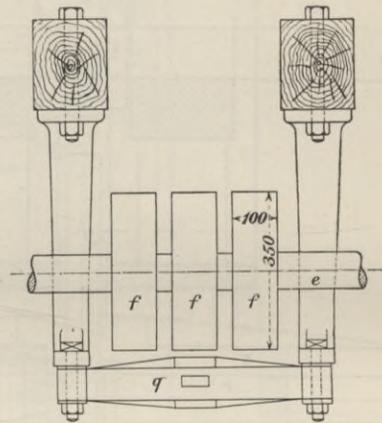


Fig. 1014.

Fig. 1015 stellt einen solchen Hammer schematisch dar. Der Bär  $b$  wird, wie bei den vorhin beschriebenen, lothrecht geführt und ist mit der Stange  $s$  fest verbunden.  $s$  liegt zwischen zwei über dem Bär gelagerten Rollen  $r$ , die so einander genähert werden können, dass sie vermöge der zwischen ihnen und der Stange auftretenden Reibung den Bär heben.<sup>1)</sup>

Bielass<sup>2)</sup> hat, nach Fig. 1016, vorgeschlagen, den sonst wie immer geführten Bär  $b$  mit einem Querhaupt zu versehen, an dem zwei nach unten gerichtete Hubstangen  $s$  befestigt sind. Die Reibrollen  $r$  liegen demzufolge nur wenig höher als der Amboss, und die für die Aufstellung des Hammers erforderliche Raumhöhe wird geringer. Ob nicht andere schäd-

<sup>1)</sup> Sammlung von Zeichn. f. d. „Hütte“ 1855, Blatt 7; 1867, Blatt 16. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1870, S. 751; 1887, S. 469; 1897, S. 17, sämtl. mit Abb. Dingl. polyt. Journ. 1874, Bd. 213, S. 458; 1879, Bd. 234, S. 364; 1882, Bd. 245, S. 493; 1893, Bd. 290, S. 275, sämtl. mit Abb. Uhland, Prakt. Masch.-Konstr. 1896, S. 38, mit Abb. American Machinist, 10. Jan. 1895; 19. Dec. 1895; Febr. 1898, mit Schaubild und Abb. The Iron Age, 30. Dec. 1897, mit Schaubild und Abb.

<sup>2)</sup> Zeitschr. f. Werkzeugm. und Werkzeuge, Jan. 1897, S. 120, mit Abb.; D. R.-P. Nr. 89013.

liche Eigenschaften dieser Aufstellungsart deren Vorzüge überwiegen, mag hier unerörtert bleiben.

Wird nur eine der Reibrollen  $r$ , Fig. 1015, angetrieben, so ist die wirksame Reibkraft

$$K = P \cdot f \dots \dots \dots (131)$$

unter  $P$  den Andruck, unter  $f$  die Reibungswertzhiffer verstanden. Wenn beide Rollen  $r$  angetrieben werden, so wird selbstverständlich  $K$  doppelt so gross. Im Mittel kann man  $f$  zu 0,25 annehmen, so dass wird:

bei einer Antriebsrolle:  $P = 4 \cdot K$  (132)

bei zwei Antriebsrollen:  $P = 2 \cdot K$  (133)

Demgemäss ist zweckmässig, oder für schwerere Hämmer nöthig, beide Rollen anzutreiben.

Eigenartig sind die Hubrollen  $r$ , Fig. 1017, von K. Müller.<sup>1)</sup> Es sitzen nämlich auf jeder der beiden Wellen zwei Rollen, und zwar die eine fest, die andere in der Axenrichtung verschiebbar. Soll der Bär gehoben werden, so drückt man die verschiebbaren Rollen entsprechend kräftig gegen die Hubstange  $s$ .

Bei gewöhnlichen walzenförmigen Rollen pflegt man die anzudrückende in dem einen Schenkel eines Winkelhebels  $d$ , Fig. 1015, zu lagern (Ausführungsformen hierfür finden sich weiter unten) und diesen Hebel mittels einer Stange  $g$  durch einen Handhebel  $e$  zu bethätigen, welcher zu heben ist, wenn der Bär steigen soll, und das Fallen des letzteren verursacht sobald  $e$  nach unten bewegt wird. Der Handhebel  $e$  wird nicht selten durch den Trethebel  $l$  ergänzt. Um zu verhüten, dass bei Nachlässigkeit des Arbeiters der Bär zu hoch steigt, wird ein Hebel  $h$ , Fig. 1015, eingeschaltet, dessen Drehzapfen am Maschinengestell fest sitzt. Der steigende Bär stösst schliesslich gegen diesen Hebel und erzwingt das Senken der Stange  $g$ . Man findet zuweilen mehrere Drehzapfen für  $h$  angebracht, um nach Bedarf andere Hubhöhen des Bärs begrenzen zu können. Mittels der Stange  $g$  wird zuweilen eine Selbststeuerung herbeigeführt (s. weiter unten). Schon bei Beschreibung des Riemenreihammers von Koch & Co. (S. 558) wurde erwähnt, dass man gelegentlich den Bär längere Zeit in einiger Höhe festzuhalten wünscht. Hierzu dient eine Klinke mit Hebel  $k$ , Fig. 1015, welche in den Bär greift. Die an einer Feder hängende Stange  $i$  dient zum Lösen der Klinke.

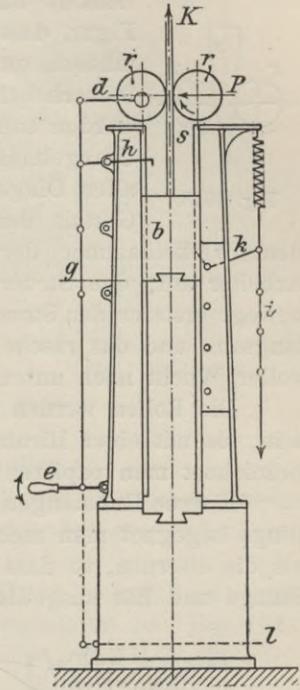


Fig. 1015.

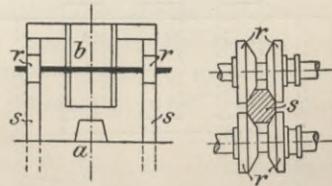


Fig. 1016.

Fig. 1017.

Wenn die Hubstange, wie bisher angenommen, in ganzer Länge gleichen Querschnitt hat, so behält der Steuerhebel  $e$ , Fig. 1015, während

<sup>1)</sup> D. R.-P. Nr. 53506.

$b$  steigt, stets dieselbe Lage. Da nun einseitige Abnutzungen der Stange unvermeidlich sind — an der Stelle, wo die Rollen beim Anheben angrreifen, findet eine weit grössere Abnutzung statt als an dem übrigen Theil der Stange — so werden unregelmässige Schwingungen der Stange  $g$  nöthig, denen der steuernde Arbeiter nur mit Mühe zu folgen vermag. Max Hasse<sup>1)</sup> sucht diesem Uebelstand durch eine in der Längsrichtung keilförmige Gestalt der Hubstange zu begegnen. In Fig. 1018 ist die Verjüngung der Stange  $s$  übertrieben angedeutet; sie beträgt in Wirklichkeit nur etwa 0,01 der Länge. Man ersieht aus der

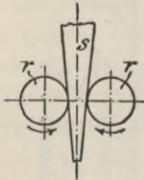


Fig. 1018.

Figur, dass die Rollen fortwährend einander genähert werden müssen, um die Stange zu heben. Der Arbeiter hat also den Steuerhebel so lange stetig zu heben, wie der Bär gehoben werden soll; es wird ihm dadurch leichter, die angedeuteten Unregelmässigkeiten zu verfolgen und zu überwinden. Vor allen Dingen wird aber das Steuern durch die keilförmige Gestalt der Stange in gleicher Weise übersichtlich, wie bei dem Wickelhammer der Aerzener Maschinenfabrik (S. 552). Hört der Arbeiter auf, den Steuerhebel zu heben, so steigt der Bär nicht weiter, bewegt ersterer den Steuerhebel langsam nach unten, so fällt auch der Bär langsam, und das rasche Hinabbewegen des Steuerhebels lässt den Bär mit voller Wucht nach unten fallen.

Die Rollen werden meistens aus Eisen gefertigt; es soll aber besser sein, sie mit einer Hirnholz-Aussenfläche zu versehen, und als das Beste bezeichnet man papierne Reibrollen.

Eiserne Hubstangen waren früher ausschliesslich im Gebrauch. Neuerdings begegnet man meistens hölzernen Hubstangen. Sie sind viel leichter als die eisernen, so dass der von der Stange auf die Verbindung zwischen Stange und Bär ausgeübte Stoss weit milder ist als bei eisernen Stangen;

sie sind ferner leichter zu ersetzen. Man verwendet für die Stangen schlichtes Nadelholz, auch wohl Ulmen- und Hickory-Holz. Um bei der Hasse'schen Hammerstange die keilförmige Gestalt zu gewinnen, wird auf jede der mit den Reibrollen in Berührung kommenden Flächen eine dünne Schicht Weissbuchenholz quer aufgeleimt. Die Abnutzung der Flächen sucht man auch dadurch zu mindern, dass man in die Stange zahlreiche hölzerne Nägel leimt, deren Stirnseiten die Reibfläche bilden.

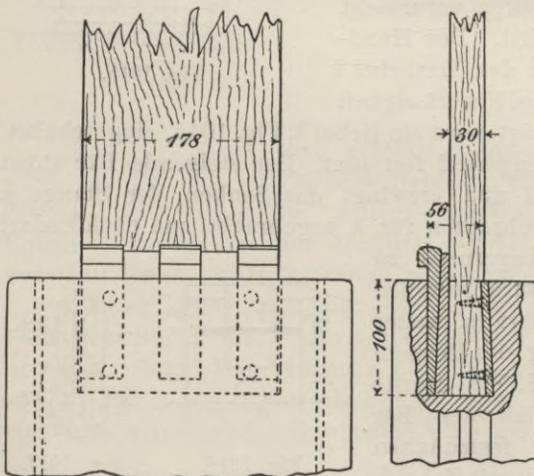


Fig. 1019.

Man befestigt die hölzerne Stange im Bär, indem letzterer, nach Fig. 1019, mit einem nach unten erweiterten Loch versehen, das untere

<sup>1)</sup> D. R.-P. No. 2685.

Stangenende entsprechend keilförmig gestaltet wird und, nach dem Einstecken der Stange durch eingetriebene Keile oder Druckschrauben die Schrägflächen der Stange und des Loches fest aufeinander gepresst werden. Das untere Ende der Stange soll sich dem Boden des Loches gut anschliessen.

Wenn nur die eine Hubrolle verschieblich sein soll, so ordnet man die Lagerung der Hubrollen wohl nach Fig. 1020 an. Die Rolle *c* ist die verschiebliche; ihre Zapfen stecken in ausseraxigen Bohrungen der Zapfen zweier Hebel *d*, die in festen Lagern des Maschinengestells drehbar sind. Eine Zugstange *e* bewegt die Hebel *d* in gleichem Grade. Es sei bemerkt, dass bei der vorliegenden Anordnung an *e* gezogen werden muss, um die Rolle *c* gegen die — nicht gezeichnete — Stange zu drücken.

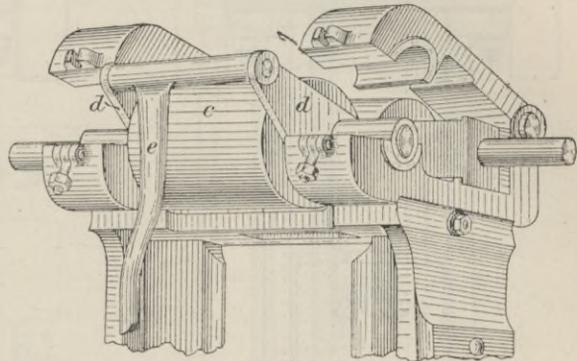


Fig. 1020.

Durch das Verschieben nur einer der Hubrollen kommt die Stange ein wenig aus der Maschinenmitte. Das verhindert man durch gleichzeitiges Verschieben beider Hubrollen.

Zu diesem Zweck stecken die Zapfen beider Rollen in solchen ausseraxigen Bohrungen und die Hebel werden durch ineinander greifende Zahnbögen gemeinsam bewegt.<sup>1)</sup>

Die Fig. 1021 bis 1025 zeigen einen von M. Hasse in Berlin gebauten Hammer, welcher mit einem derartigen Antrieb ausgestattet ist. Fig. 1021 ist eine Vorder-, Fig. 1022 eine theilweise Hinteransicht, Fig. 1023 ein Querschnitt der Bärührung, Fig. 1024 ein lothrechter Schnitt und Fig. 1025 stellt den Antrieb theils in wagerechtem Schnitt, theils im Grundriss dar. Das Hammergestell ist C-förmig; auf seinem oberen Ende trägt es einen Lagerbock, in welchem die 4 Hebel *h* mit ihren halsförmig gestalteten Naben drehbar gelagert sind. Zwei dieser Hebel *h* (links in Fig. 1025) sind durch eine Stange *i* fest mit einander verbunden, und an *i* greift die Steuerstange *g*. An ihrem rechtsseitigen Ende sind die in Rede stehenden Hebel *h* mit Zahnbögen versehen, welche in gleiche des rechts belegenen Hebelpaares greifen (vergl. auch Fig. 1024), so dass beide Hebelpaare in gleichem Grade, aber in entgegengesetztem Sinne schwingen müssen, sobald das erstere Paar durch die Steuerstange *g* bethätigt wird. Wie aus Fig. 1024 ersichtlich, nähern sich die Hubwalzen, wenn *i* nach unten bewegt wird. Es dient daher für den Andruck der Walzen das Gewicht der Steuerstange *g* und die Spannung einer Schraubenfeder (Fig. 1022), soweit diesen das einseitige Gewicht des Steuerhebels *e* nicht entgegen wirkt. Das kurze Ende von *e* greift, wie Fig. 1022 erkennen lässt, in einen Schlitz der Steuerstange *g*. Ueber diesem Schlitz sitzt an *g* eine Nase, unter welche das aufrechte Ende der Klinke *k* gelegt wird, wenn der Hammer ausser

<sup>1)</sup> Stiles & Parker, Dingl. polyt. Journ. 1874, Bd. 213, S. 458, mit Abb.

Fig. 1021.

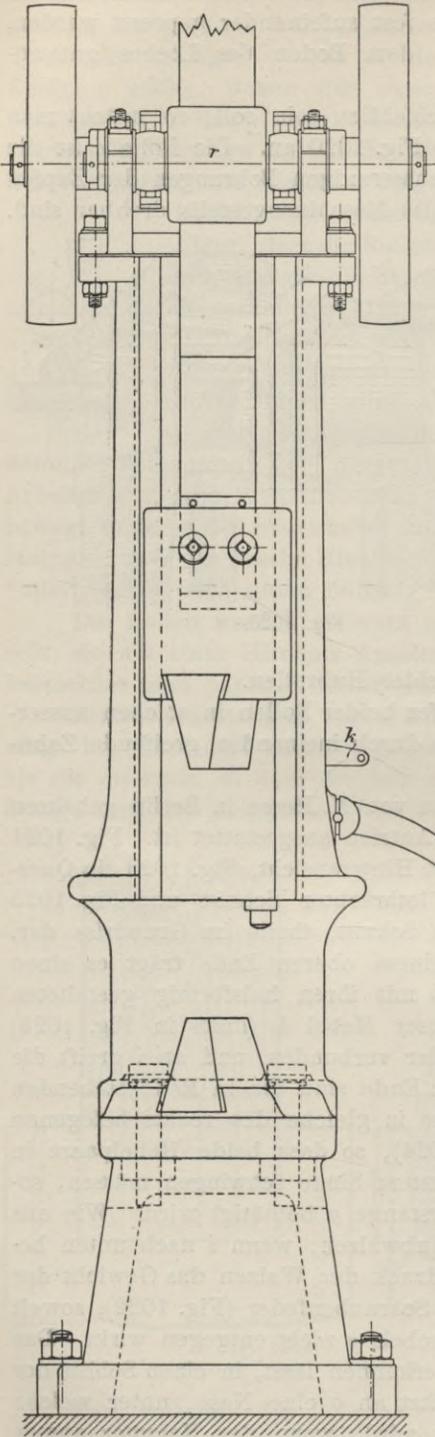


Fig. 1022.

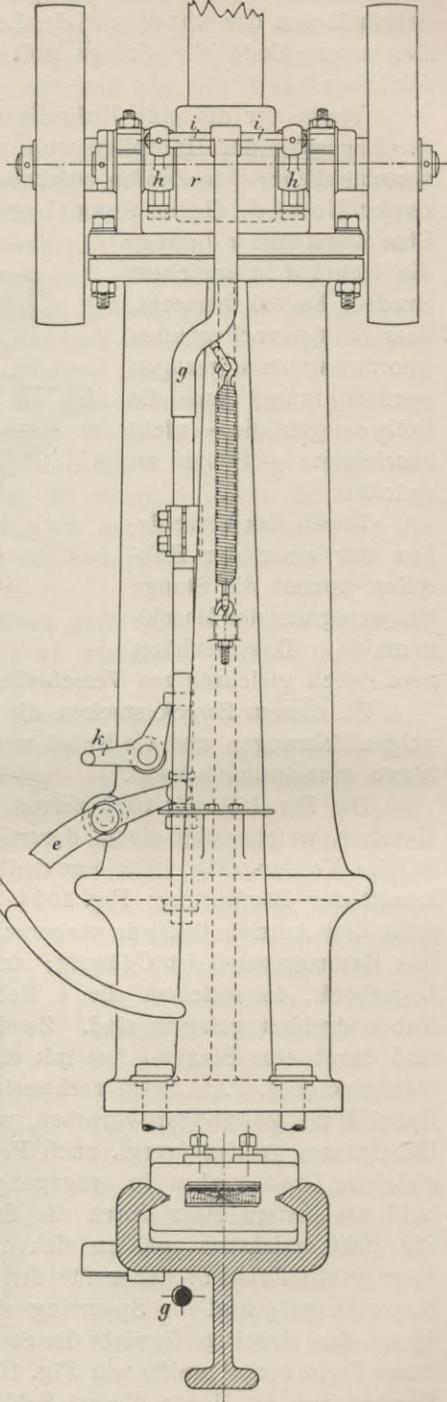
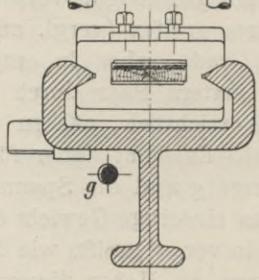


Fig. 1023.



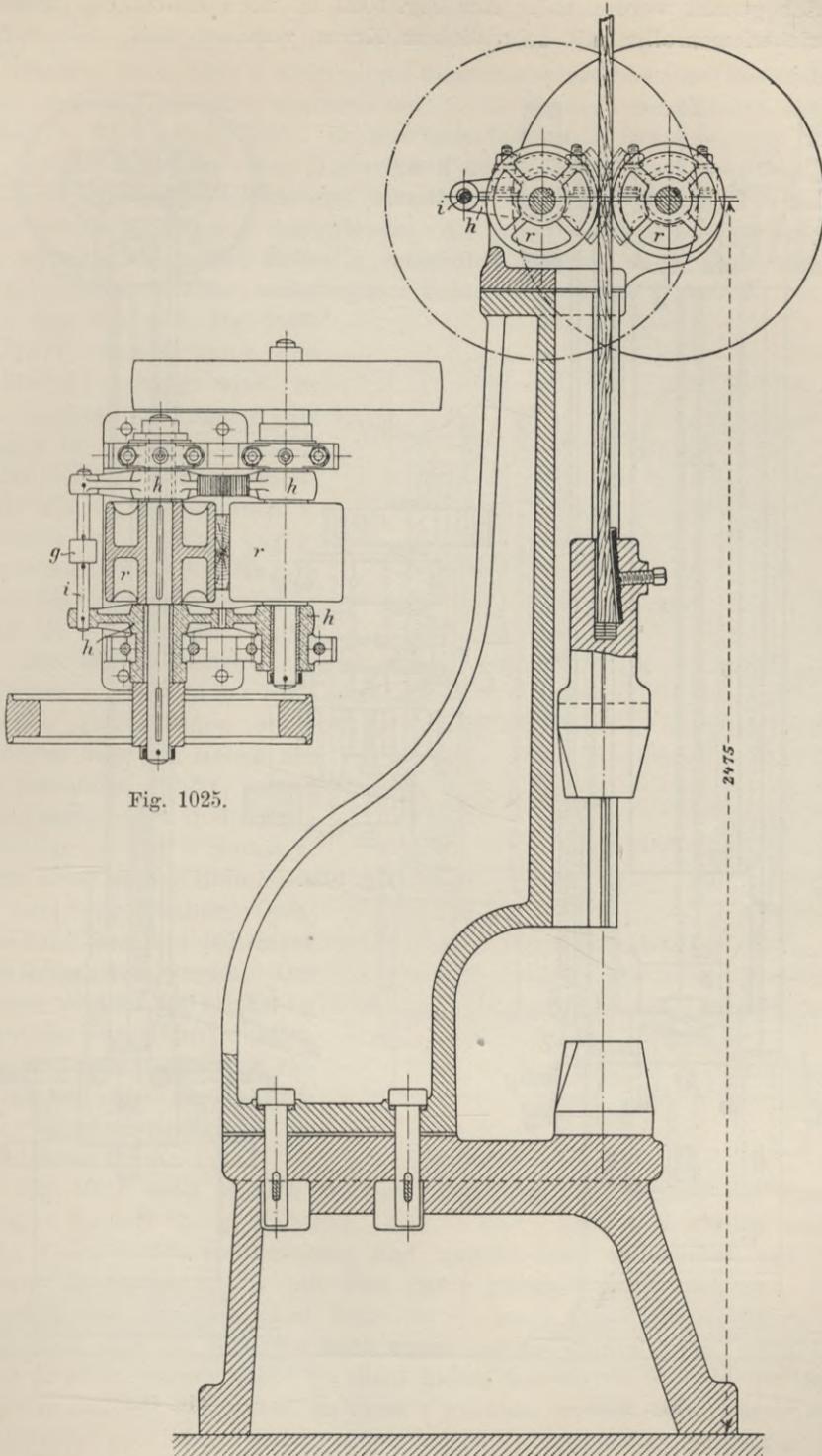


Fig. 1025.

Fig. 1024.

Betrieb gesetzt werden soll. Aus Fig. 1025 ist noch ersichtlich, dass die Antriebsriemenrollen mit sehr dickem Kranz versehen sind. Sie wirken

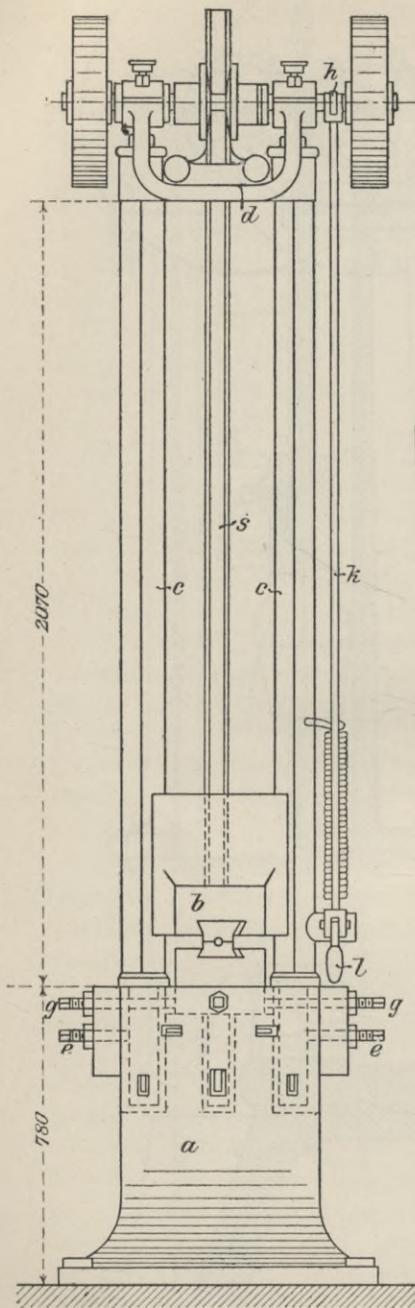


Fig. 1026.

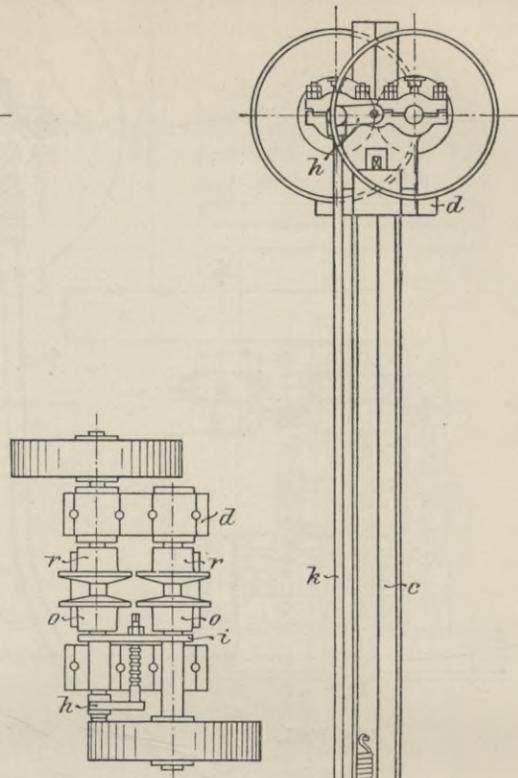


Fig. 1027.

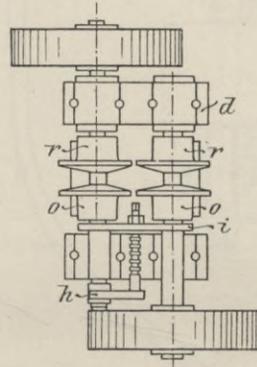


Fig. 1028.

hierdurch als Schwungräder und mindern die Rückwirkung des beim Anhub auftretenden grossen Widerstandes auf die Treibriemen. Der Hammer ist ausschliesslich zum Schmieden auf freier Ambossbahn bestimmt; es fehlt

ihm deshalb eine Vorrichtung, welche ermöglicht, den Bär längere Zeit in einiger Höhe festzuhalten; sein Bärgewicht beträgt 150 kg.

Die Fig. 1026, 1027 u. 1028 zeigen einen Stangenreibhammer mit Müller'schem Antrieb (S. 559), welcher von L. W. Breuer, Schumacher & Co. in Kalk b. Köln gebaut wird. Es lässt insbesondere die Grundrissfigur 1028 den Antrieb erkennen. Im Kopfstück *d* der Maschine sind zwei Wellen unverschieblich gelagert; die eine derselben wird durch offenen, die andre durch gekreuzten Riemen angetrieben. Auf jeder Welle sitzt eine Rolle *r* fest, während die beiden Rollen *o* verschoben werden, und zwar mittels des Querstücks *i*, einer steilgängigen Schraube und des Hebels *h*. An *h* greift eine Stange *k*, Fig. 1026

und 1027, welche durch den Handhebel *l* bethätigt wird. In dem Amboss *a* können die Stangen *c* genau eingestellt werden, und zwar einerseits durch die Druckschrauben *e*, andererseits durch diesen gegenüber liegende Keile *f*. Das Einstellen des Untergesenkes findet durch die 6 Schrauben *g* statt.

Der Bär *b* besteht aus Stahlguss; man hat an der Hubstange *s* Aussparungen angebracht, so dass das Heben des Bärs jedenfalls aufhört, sobald diese Aussparungen in die Höhe der Rollen *o* und *r* kommen. Mittels einer an der Hinterseite des Bärs angebrachten Drehklaue kann dieser in beliebiger Höhe festgehalten werden. Der Hammer wird für 100 bis 300 kg Bärgewicht ausgeführt; die Rollen *r* drehen sich minutlich 150 bis 200 mal und die sekundliche Hubgeschwindigkeit beträgt 0,8 bis 1,2 m.

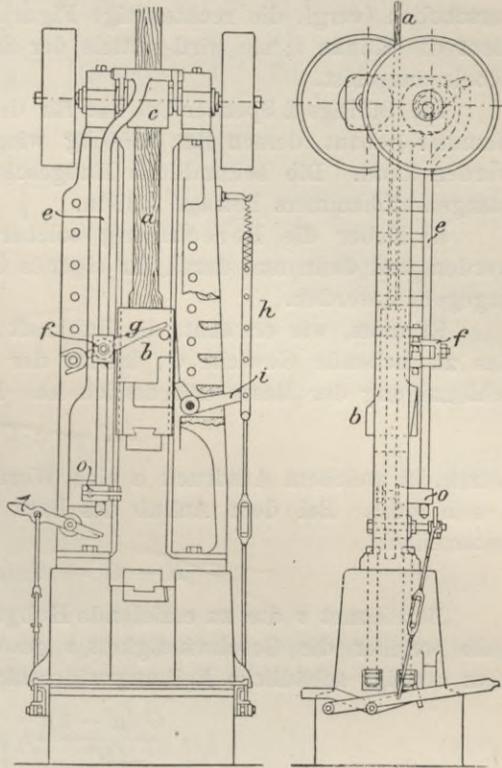


Fig. 1029.

Fig. 1029 stellt endlich in zwei Ansichten den Hammer der Firma Billings & Spencer Co. in Hartford, Conn.,<sup>1)</sup> dar. Auch hier werden beide Rollen *c*, die jedoch walzenförmig sind, angetrieben. Sie wirken auf die hölzerne Hubstange *a*, die mit dem Bär *b* geeignet verbunden ist. Die Lagerung der verschieblichen Rolle ist — nach Fig. 1020, S. 561 — so angeordnet, dass die Stange *e* nach unten bewegt werden muss, wenn der Bär *b* gehoben werden soll. Es dient hierzu das eigene Gewicht der Zugstange *e*; soll der Bär fallen, so muss *e* gehoben werden, was durch den Handhebel *l* oder einen diesem angegliederten Tretschemel geschieht. Es

<sup>1)</sup> American Machinist, 10. Jan. und 19. Dec. 1895; 17. Febr. 1898. The Iron Age, Nov. 1895, S. 940, 30. Dec. 1897, sämmtl. mit Abb.

kann jedoch der Hammer auch sich selbst steuern, indem der steigende Bär gegen einen doppelarmigen Hebel  $g$  stösst, der mit seinem zweiten, gegabelten Ende sich auf einen am Hammergestell festen Bolzen stützt und mittels Frosch  $f$  der Stange  $e$  angelenkt ist und dadurch die Steuerstange hebt. Im Führungsstück  $o$  befindet sich eine Klinke, welche in eine Kerbe von  $e$  greift, sobald  $e$  auf eine gewisse Höhe gehoben worden ist, und das Sinken der Steuerstange hindert, so dass der Bär frei herabfällt. Eine am Bär  $c$  ausgebildete Abschrägung — vergl. die rechtsseitige Figur — löst aber kurz vor oder mit dem Aufschlagen die Klinke, so dass  $e$  sinkt und der Bär wieder gehoben wird. Während der Hammer mit dieser Selbststeuerung arbeitet, ist der Hebel  $l$  aus der Bahn der Stange  $e$  seitwärts verschoben (vergl. die rechtsseitige Figur). Zum längeren Tragen des Bärs dient die Klinke  $i$ ; sie wird mittels der Stange  $h$  und eines zweiten Trethebels ausgelöst.

Die Billings & Spencer Co. hat für den eigenen Betrieb einen solchen Hammer gebaut, dessen Bär 1350 kg wiegt und bis auf 1,93 m gehoben werden kann. Die sekundliche Hubgeschwindigkeit dieses wohl grössten Stangenreibhammers beträgt 1,28 m.

d) Ueber die Berechnung solcher Gleishämmer, welche gehoben werden und dann nur durch ihr eigenes Gewicht wirken, möge Folgendes angegeben werden.

Es muss, wie erwähnt, die Hubkraft  $K$  (S. 552 u. 559) grösser sein als das zu hebende Gewicht  $G$ , indem der Ueberschuss  $K - G$  für die Beschleunigung der Masse erforderlich ist. Man kann:

$$K = \alpha \cdot G \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (134)$$

setzen, in welchem Ausdruck  $\alpha$  eine Werthziffer darstellt, die grösser als 1 sein muss. Bei dem Anhub des Bärs wirkt beschleunigend der Kraftunterschied:

$$K - G = G \cdot (\alpha - 1) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (135)$$

Bezeichnet  $v$  die zu erzielende Hubgeschwindigkeit,  $t_1$  die Zeit, innerhalb welcher die Geschwindigkeit  $v$  gewonnen wird, und vernachlässigt man etwaige schädliche Reibungswiderstände, so gilt:

$$\frac{G(\alpha - 1)}{\left(\frac{G}{g}\right)} \cdot t_1 = v \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (136)$$

oder

$$v \cdot = (\alpha - 1) g \cdot t_1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (137)$$

und

$$t_1 = \frac{v}{(\alpha - 1) g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (138)$$

$$\alpha = \frac{v}{g \cdot t_1} + 1. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (139)$$

Während der zum Erzeugen der Geschwindigkeit erforderlichen Zeit  $t_1$ , wird der Bär um die Höhe  $h_1$  gehoben. Die Beschleunigung ist gleichförmig, folglich ist:

$$h_1 = t_1 \cdot \frac{v}{2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (140)$$

Der folgende Theil der Hubhöhe  $h_2$  wird mit der Geschwindigkeit  $v$  durchschritten; gebraucht sie die Zeit  $t_2$ , so ist:

$$h_2 = t_2 \cdot v. \quad (141)$$

Hört nunmehr die Kraft  $K$  zu wirken auf, so steigt der Bär noch um:

$$h_3 = \frac{v^2}{2g} \quad (142)$$

in der Zeit:

$$t_3 = \frac{2}{v} h_3 = \frac{v}{g} \quad (143)$$

Aus der Summe  $h$  der Hubtheile  $h_1 + h_2 + h_3$  gewinnt man, da:

$$h = t_1 \frac{v}{2} + h_2 + \frac{v^2}{2g} = \frac{v}{(\alpha-1)g} \cdot \frac{v}{2} + \frac{v^2}{2g} + h_2,$$

oder  $h = \frac{\alpha}{\alpha-1} \cdot \frac{v^2}{2g} + h_2$  ist, den Hubtheil  $h_2$  zu:

$$h_2 = h - \frac{\alpha}{\alpha-1} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (144)$$

womit der Zeitaufwand  $t_h = t_1 + t_2 + t_3$  des Hebens wie folgt gewonnen wird:

$$t_h = \frac{v}{(\alpha-1)g} + \frac{h - \frac{\alpha}{\alpha-1} \frac{v^2}{2g}}{v} + \frac{v}{g}$$

$$t_h = \frac{v}{2g} \cdot \frac{\alpha}{\alpha-1} + \frac{h}{v} \quad (145)$$

und, setzt man  $g = 9,81 \text{ m}$ :

$$t_h = 0,051 \cdot \frac{\alpha}{\alpha-1} + \frac{h}{v} \quad (146)$$

Das Fallen des Bärs findet, wenn wieder von schädlichen Reibungswiderständen abgesehen wird, in:

$$t_f = \sqrt{\frac{2h}{g}} = 0,45 \sqrt{h} \quad (147)$$

Sekunden statt.

Ist z. B.  $\alpha = 1,5$ ,  $h = 1 \text{ m}$ ,  $v = 0,8 \text{ m}$ , so erhält man nach Gl. 146 und 147:

für das Heben	$t_h = 1,40$	Sekunden
„ „ Fallen	$t_f = 0,45$	„
zusammen: $t = 1,85$ Sekunden,		

d. h. — da kleine Reibungsverluste nicht vermieden werden können — es beträgt die höchste Zahl der minutlichen Schläge etwa 30.

Lässt man, unter sonst gleichen Annahmen, den Bär um  $h = 2 \text{ m}$  heben, so ist:

$$t_h = 2,65, \quad t_f = 0,63 \quad \text{und} \quad t = 3,28 \text{ Sekunden,}$$

und die grösste minutliche Schlagzahl etwa 17.

Die Fragen nach den zweckmässigsten Werthen von  $\alpha$ ,  $v$  und  $h$  klären sich bei näherer Prüfung der Zeittheile  $t_1$ ,  $t_2$ ,  $t_3$  und  $t_f$ .

Nach Gleichung 138 wächst  $t_1$  im geraden Verhältniss mit  $v$  und nimmt ab mit  $\alpha - 1$ . Hiernach soll, um  $t_1$  klein zu machen,  $v$  möglichst klein und  $\alpha$  möglichst gross gewählt werden. Gleichung 141, nach welcher  $t_2 = \frac{h_2}{v}$  und — nach Ersatz des  $h_2$  durch den Werth, welchen Gleichung 144 angiebt —  $t_2 = \frac{h}{v} - \frac{\alpha}{\alpha - 1} \cdot \frac{v}{2g}$  ist, nimmt  $t_2$  mit  $h$  zu, was selbstverständlich ist, mit  $\alpha$  ein wenig ab; die Zunahme von  $v$  mindert zweifellos die Zeit  $t_2$ , da das erste Glied rechter Seite der Gleichung grösser sein muss als das letzte. Nach Gleichung 143 wächst aber  $t_3$  im geraden Verhältniss mit  $v$ .

Die Gesamthubzeit  $t_h$  nimmt nach Gleichung 146 mit wachsendem  $\alpha$  und  $v$  ab, mit wachsendem  $h$  zu, während die Fallzeit mit der Quadratwurzel aus  $h$  wächst.

So lange man nur Werth auf kurzen Zeitaufwand für jeden einzelnen Schlag legt, muss man demnach  $h$  klein,  $v$  und  $\alpha$  gross wählen.

Während der Zeit  $t_1$  verrichtet die Hubrolle die Arbeit:  $t_1 \cdot v \cdot \alpha \cdot G$ ; es geht aber in den Bär nur die Arbeit  $h_1 \cdot G$  über, d. h. es wird durch Gleiten die Arbeit  $(t_1 \cdot v \cdot \alpha - h_1) G$  verloren, oder nach Einsetzen der Werthe von  $t_1$  und  $h_1$  aus Gleichung 138 u. 140:  $\frac{v^2}{(\alpha - 1)G} \cdot \left(\alpha - \frac{1}{2}\right)G$ . Dieser Verlust wächst demnach mit dem Quadrat von  $v$  und nimmt mit dem Wachsen von  $\alpha$  ab. Daraus folgt, dass man  $v$  nicht zu gross wählen darf, zumal der erwähnte Arbeitsverlust Abnutzung und Erwärmung der Reibflächen bedeutet. Sobald der Bär die Geschwindigkeit  $v$  angenommen hat, geht die von der Reibrolle verrichtete Arbeit — und zwar  $G \cdot h_2$  — einfach in den Bär über. Man spart daher an Arbeit, wenn  $h_2$ , d. h. die ganze Hubhöhe  $h$ , gross gewählt wird.

Die Werthziffer  $\alpha$  drückt bekanntlich aus, wie vielmal die Zugkraft  $K$  bis zu dem Augenblicke, in welchem die Bargeschwindigkeit gleich  $v$  geworden ist, grösser sein muss als  $G$ . Wählt man  $\alpha$  gross, so fallen die Beanspruchungen der Maschinentheile gross aus und die Rückwirkung des Hammerbetriebs auf die Wellenleitung ist weit fühlbarer, als wenn  $\alpha$  klein genommen wird.

Aus allen diesen Umständen hat die Erfahrung folgende Mittelwerthe gebildet:

$v = 0,8$  bis  $1,2$  m, die kleineren Geschwindigkeiten verwendet man für kleine, die grösseren für grosse Hubhöhen.

$\alpha = 1,2$  bis  $2$ , und zwar wird im allgemeinen für ein kleineres  $v$  auch ein kleineres  $\alpha$  benutzt.

$h = 1$  m bis  $2$  m.

$G = 50$  bis  $500$  kg; ausnahmsweise bis  $1000$  kg.

Breite der Hubrollen in Millimeter beim Riemenreibhammer = dem Bärgewicht  $G$  in Kilogramm. Bei kleinen Hämmern wird dieser Mittelwerth meistens über-, bei grossem Bärgewicht unterschritten. Breite der hölzernen,

platten Hubstangen, wenn nur eine Rolle treibt =  $G$  bis  $\frac{G}{2}$  in Millimeter,  
wenn dagegen beide Rollen treiben =  $\frac{G}{2}$  bis  $\frac{G}{4}$  in Millimeter.

Diese Beträge werden bei kleinen Hämmern oft erheblich überschritten. Die Dicke dieser Stangen beträgt bei kleinen Hämmern zuweilen nur 12 mm, bei den grössten Hämmern nicht über 30 mm. Die Grösse des Amboss wird ebenso bestimmt wie für Dampfhämmer (s. weiter unten).

e) Bei den Reibhämmern gleiten die Hubrollen (Anheben des Bärs) so lange an dem Hubriemen oder der Hubstange, bis der Bär die Geschwindigkeit des Rollenumfanges angenommen hat. Das verursacht Arbeitsverluste (S. 568), Erhitzungen und starke Abnutzungen. Verbindet man mit der Hubstange einen Kolben von entsprechender Grösse, der in einem Stiefel spielen kann, und lässt Dampf unter diesen Kolben treten, so verläuft das

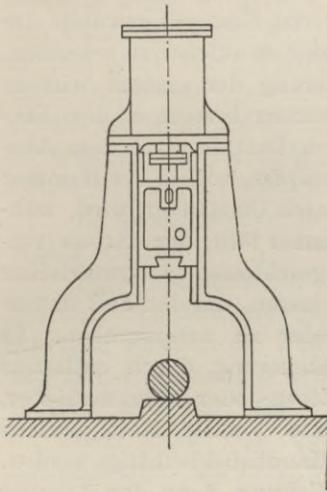


Fig. 1030.

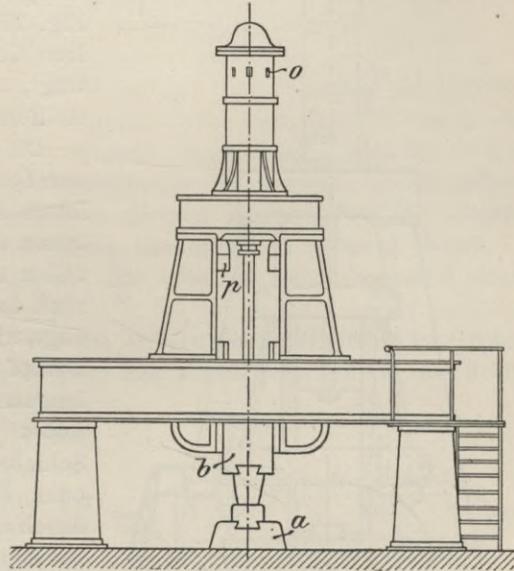


Fig. 1031.

Anheben des Bärs ohne diese unangenehmen Erscheinungen. Ebenso treten bei den Reibhämmern starke Erhitzungen und Abnutzungen ein, wenn man die Geschwindigkeit des fallenden Bärs durch die Reibung mindert. Diente Dampf zum Heben des Bärs, so kann man auch Dampf zum Mässigen seiner Fallgeschwindigkeit verwenden, ja unbedenklich auch den Bär längere Zeit durch Dampf schwebend erhalten, ohne Beschädigungen oder fühlbares Abnutzen der Maschine befürchten zu müssen.

Ein derartig mittels Dampf betriebener Hammer heisst einfach wirkender Dampfhämmer.

Es wird erzählt,<sup>1)</sup> dass am Sonntag, den 23. Nov. 1838, ein Brief Humphry's bei Nasmyth eintraf, in dem nach einem Werkzeug zum Schmieden einer 66 cm dicken Welle gefragt wurde. Nasmyth entwarf noch an demselben Tage in Handzeichnung den Dampfhämmer, welchen

<sup>1)</sup> The practical mechanic's Journ., Okt. 1862, S. 170, mit Abb. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1863, S. 204.

Fig. 1030 zeigt. Ich führe diese Figur hier an, weil bemerkenswerth ist, dass die von Nasmyth bei dem ersten Anfasen der Aufgabe gewählte Form sich bis heute erhalten hat. Um die Bauhöhe zu mindern, befestigte Condie 1846<sup>1)</sup> die Stange nebst Kolben am Gestell und bildete den Bär als Dampfstiefel aus; Nillus gestaltete den Bär als Topf, so dass er sich über den hängenden Dampfstiefel hinwegschieben konnte und Voisin verwendete zwei seitwärts vom Bär angebrachte Dampfstiefel, deren Kolbenstangen mit der Hubstange durch ein Querhaupt verbunden waren. Alle diese Formen sind wieder verschwunden.

Bei kleinen Dampfhämmern, die aber als einfach wirkende kaum vorkommen, findet man wohl das C-förmige Gestell, bei mittelgrossen — um

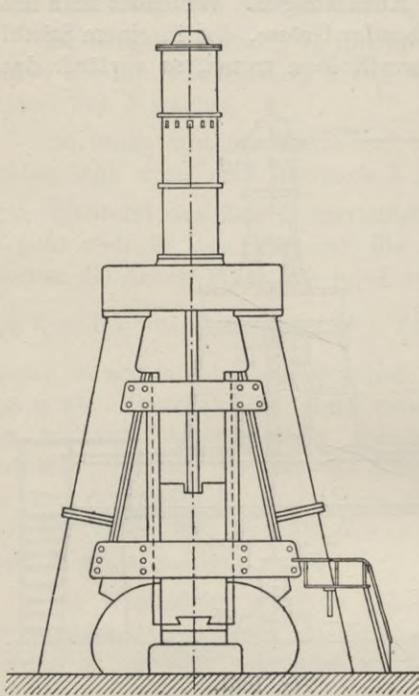


Fig. 1032.

mehr Raum in der Umgebung des Amboss zu gewinnen — die Gestellform, welche Fig. 1031 andeutet, bei dem allergrössten Dampfhammer der Welt, Fig. 1032, demjenigen der Bethlehem Iron Co.,<sup>2)</sup> dessen Bärgewicht 125 t beträgt, ist die von Nasmyth gewählte Gestellform wieder deutlicher zu erkennen.

Die Steuerung der einfach wirkenden Dampfhammer besteht in dem Einlassen frischen Dampfes und dem Auslassen des Dampfes, sobald der Hammer fallen soll; nach Umständen wird, während der Hammer fällt, der Auslass verengt, wieder geschlossen oder gar frischer Dampf eingelassen, um den Fall zu verlangsamen oder zu unterbrechen. Es findet die Steuerung durch entlastete Schieber, Kólben- oder Röhrenschieber, oder entlastete Ventile statt, welche durch einen Handhebel bethätigt werden. Bei einiger Uebung kann der Arbeiter selbst mit schweren Hämmern sehr leichte Schläge ausüben. Es ist insbesondere diese weitgehende, bequeme

Steuerbarkeit, was den Dampfhammer beliebt macht. Um zu verhüten, dass versehentlich der Dampfeintritt zu lange offen bleibt, also der Hammer zu hoch steigt, verbindet man mit der Steuerung einen Hebel, welcher in die Bahn des Bärs ragt und, von diesem getroffen, die Umsteuerung erzwingt (vergl. auch Fig. 1015). Man versieht auch das Maschinengestell mit hölzernen Puffern *p*, Fig. 1031, gegen welche der Bär stösst, wenn er trotz des Umsteuerns, vermöge seiner lebendigen Kraft über die zulässige Grenze hinaus zu steigen versucht. Auch ein elastischer Puffer wird, vielleicht in folgender Weise angewendet. Im oberen Theile des oben dicht verschlossenen Stiefels sind Oeffnungen *o*, Fig. 1031, angebracht, durch welche Luft ein- und austreten kann. Wenn der Kolben vor diese Oeff-

<sup>1)</sup> Sammlung von Zeichnungen für die „Hütte“, 1855, Blatt 20a bis 20d.

<sup>2)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1893, S. 1180, mit Abb.

nungen kommt, so kann die über ihm befindliche Luft nicht mehr entweichen, und es entsteht hier ein mehr und mehr sich steigender Gegen- druck, während der unter dem Kolben befindliche Dampf aus *o* in's Freie entweicht.

Die Führungen des Bärs *b* sind z. B. nach der Querschnitts- figur 1033 gestaltet und nicht nachstellbar; die linke Hälfte der Figur zeigt den Bär mit einer, die rechte Hälfte mit mehreren Führungsleisten ausgestattet. Soll ein Obergesenk am Bär befestigt werden, so muss die Führung nachstellbar sein. Aber auch aus andern Gründen ist die Nach- stellbarkeit der Führungen von Werth. Wenn das Werkstück genau mitten unter dem Hammer liegt, so fallen Widerstand und wirkende Kraft in die- selbe gerade Linie. Wenn aber wegen einseitiger Lage des Werkstücks Kraft und Widerstand nicht in dieselbe gerade Linie fallen, so wirkt auf den Bär ein Dreh- moment, welches seine Führungsflächen mehr oder weniger heftig gegen die am Gestell festen Führungsflächen schlagen lässt. Je grösser nun der Spielraum zwischen den Führungsflächen ist, um so mehr kann sich dieser Schlag entwickeln, so dass nicht selten Führungstheile, welche man ihrer Stärke wegen für unzerstörbar hält, in Stücken davon fliegen. Man bemüht sich, die Werk- stücke möglichst mitten unter die Hammerbahn zu bringen; es ist jedoch unvermeidlich, zeitweilig den Hammer einseitig zu benutzen. In solchen Fällen ist nun die nachstellbare Führung ebenfalls von grossem Werth.

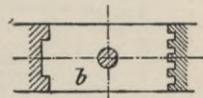


Fig. 1033.

Es kann die Nachstellbarkeit am Bär oder am Hammergestell ange- bracht werden.

Fig. 1034 stellt ein Beispiel für die erstere Nachstellbarkeit im Grund- riss dar. *aa* sind die Querschnittstheile des Maschinenständers, an deren

schrägen Flächen die Führung stattfinden soll, *b* bezeichnet den Bär, dessen Umrisse zum Theil gestrichelt gezeichnet sind, *s* ist der Querschnitt der Kolbenstange. An jeder Seite des Bärs, oben und unten, sind Querstücke *c* angebracht, deren abgeschrägte Enden sich gegen die schrägen Flächen der Ständertheile *a* legen. Ausklinkungen von *c* greifen so über den Bär, dass Verschiebungen in der Richtung von *c* ausgeschlossen sind. Bügel *d* greifen mit ihren keilförmigen Schenkeln zwischen die Querstücke *c* und den Bär *b*,

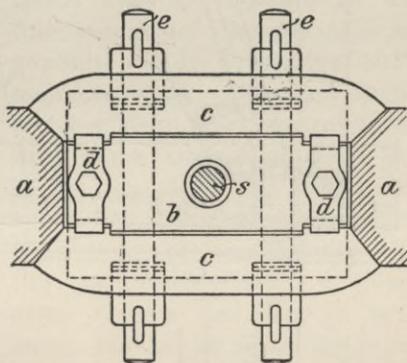


Fig. 1034.

und Bolzen *e* drücken die Querstücke zusammen. Die Ringe, auf welche die Keile der Bolzen *e* wirken, legen sich nicht ohne weiteres gegen die Sohlen der in *c* angebrachten Vertiefungen, es sind vielmehr Kupferringe eingeschaltet, welche etwaige Ungleichheiten beseitigen sollen.

Für die Nachstellbarkeit der am Gestell angebrachten Führungen möge diejenige des 20 t Hammers der Latrobe-Stahlwerke<sup>1)</sup> dienen, ob-

<sup>1)</sup> Iron Age, März 1890, S. 495, mit Abb. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1890, S. 1326, mit Abb.

gleich das kein bloß einfach wirkender Hammer ist. Fig. 1035 ist zum Theil eine Vorderansicht, zum Theil ein Schnitt durch die Fussplatte,

Fig. 1035.

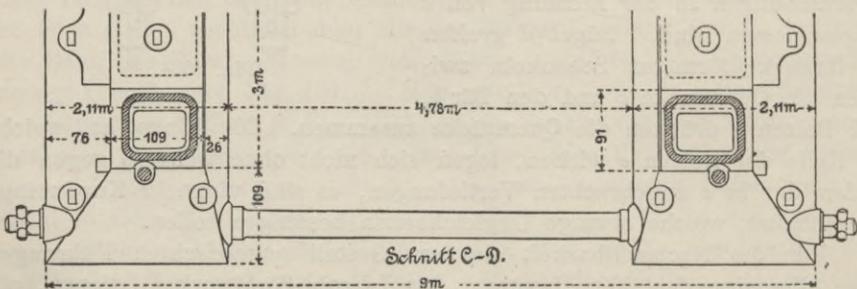
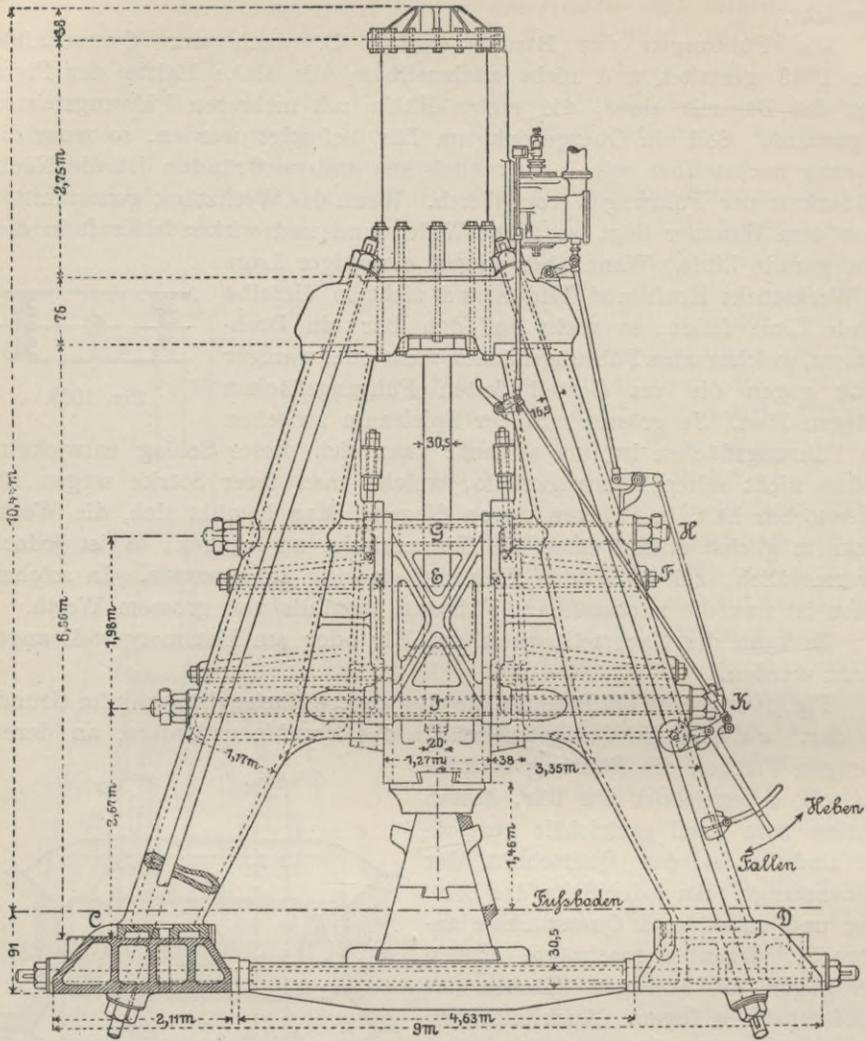


Fig. 1037.

Fig. 1036 Seitenansicht, bzw. Schnitt, Fig. 1037 ein theilweiser Schnitt über den Fussplatten, Fig. 1038 die Unteransicht einer Fussplatte und Fig. 1039

bis 1042 sind verschiedene Schnitte. Aus Fig. 1040, 1041 und 1042 erkennt man, dass der Bär an den Führungsflächen mit je zwei Furchen versehen ist, und die am Gestell festen Führungsstäbe in diese Furchen passende Leisten enthalten. Die Führungsstäbe sind oben erheblich dünner als unten, liegen in Furchen rechteckigen Querschnitts des Gestells und können mittels Schrauben (Fig. 1035) nach oben gezogen werden, um den für den Bär bestimmten Raum zu verengen, bezw. die Führungsflächen zu nähern. Jede Leiste wird durch zwei Schrauben (Fig. 1035 und 1040) gegen die Sohle der Furche gedrückt, in welcher sie liegt. Damit diese Schrauben zu folgen vermögen, wenn man die Führungsstäbe nach oben zieht, sind die für sie im Gestell vorgesehenen Löcher in lothrechter Richtung nach den Stäben zu erweitert (Fig. 1035).

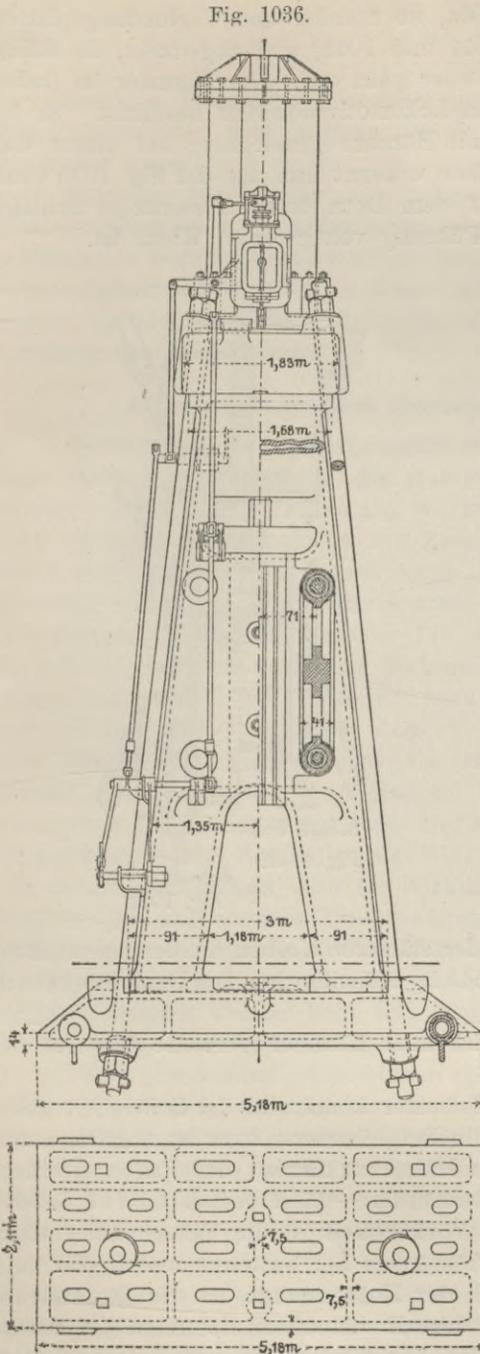


Fig. 1038.

welches zwei unten gegabelte gusseiserne Ständer tragen; letztere stützen sich unten je auf eine grosse Fussplatte. Kräftige Bolzen verbinden die

Bei Benutzung des vorliegenden Hammers soll nach Bedarf gespannter Dampf über den Kolben eingelassen werden. Deshalb ist die Anordnung der Dampfkanäle so gewählt, wie die Schnittfigur 1039 erkennen lässt. Eine Art Drehschieber dient zur Steuerung; er wird durch einen Handhebel betätigt, an dem (Fig. 1035) ein mit Heben, bezw. Fallen bezeichneter Doppelpfeil angegeben ist. Um ein „Durchgehen“, d. i. zu hohes Steigen des Bärs zu verhüten, ragt ein Hebel in die Bahn des Bärs (Fig. 1035), welcher auf die Steuerstange wirkt. Rechts vom Vertheilungskasten (Fig. 1035) befindet sich ein Abschlusschieber. Er wird vom Führerstande aus mit Hilfe eines Gestänges verschoben, welches Fig. 1035 u. 1036 erkennen lassen. Es steht der Dampfstiefel auf einem kräftigen Querhaupt,

Das Gestell ist aus Eisenblech gefertigt und hat eine rechteckige Form. Die Führungsflächen sind durch zwei Furchen versehen, in denen die Führungsstäbe liegen. Die Führungsstäbe sind oben erheblich dünner als unten, liegen in Furchen rechteckigen Querschnitts des Gestells und können mittels Schrauben (Fig. 1035) nach oben gezogen werden, um den für den Bär bestimmten Raum zu verengen, bezw. die Führungsflächen zu nähern. Jede Leiste wird durch zwei Schrauben (Fig. 1035 und 1040) gegen die Sohle der Furche gedrückt, in welcher sie liegt. Damit diese Schrauben zu folgen vermögen, wenn man die Führungsstäbe nach oben zieht, sind die für sie im Gestell vorgesehenen Löcher in lothrechter Richtung nach den Stäben zu erweitert (Fig. 1035).

Fussplatten mit einander und mit dem Querhaupt und fernere starke Bolzen verbinden die Ständer unter Vermittlung zweier gusseiserner, durchbrochener Platten. Um jede Verschiebung der Ständer gegen einander zu hindern, sind die zuletzt genannten Bolzen da, wo Ständer und Verbindungsplatten zusammenstossen, verdickt (Fig. 1041 und 1042) und abgedreht, sie füllen die an diesen Stellen gebohrten Löcher ganz aus. Der Hammer ist insbesondere für das Ausschmieden von Lokomotivradreifen bestimmt. Es ist deshalb in Fig. 1035 ein Amboss mit Hörnern gezeichnet; auf einem der Hörner hängt ein solcher Reifen. Man erkennt nun aus der Fig. 1035 ohne weiteres, dass beim Schmieden auf dem Dorn stark ausseraxige Schläge stattfinden, also die nachstellbare Führung von grossem Werth ist.

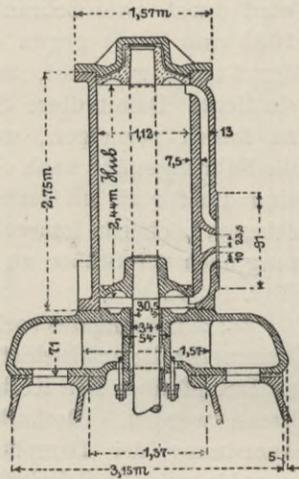
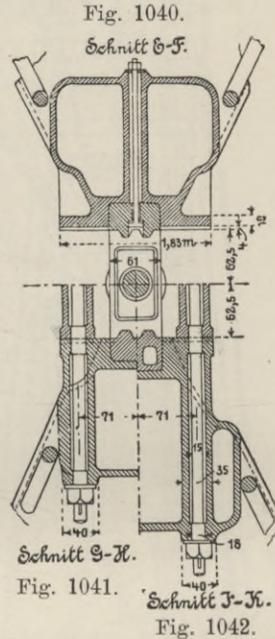


Fig. 1039.



Schnitt G-H.

Fig. 1041.

Schnitt J-K.

Fig. 1042.

Es sei noch angeführt, dass der stählerne Kolben an dem gesammten Fallgewicht von 20 000 kg nur mit 545 kg beteiligt ist. Der Dampfüberdruck beträgt 7 kg für 1 qcm.

Wegen Beispielen einfach wirkender Hämmer verweise ich auf die unten verzeichneten Quellen.<sup>1)</sup>

Die einfach wirkenden Dampfhammer können in der Zeiteinheit keine grössern Schlagzahlen liefern als die Reibhämmer. Zwar ist möglich, durch grosses  $\alpha$  (S. 566) die Zeit für den Hub abzukürzen; das Fallen erfordert aber — abgesehen von Reibungswiderständen — dieselbe Zeit (Gl. 147, S. 567) — wie bei den Reibhämmern. In Wirklichkeit ist die Fallzeit bei einfach wirkenden Dampfhämmern sogar grösser als bei letzteren, weil die Reibung des Kolbens in seinem Stiefel und der Kolbenstange in der Stopfbüchse hemmend wirken. Man verzichtet deshalb bei diesen Hämmern auf rasche Schlagfolge und wählt  $\alpha$ , d. h. das Verhältniss des unter dem Dampf-

<sup>1)</sup> Killer, Riedler u. Seeberg, Dampfhammer, Graz 1870. J. v. Hauer, Hüttenwerksmaschinen, 2. Aufl., Leipzig 1876. 80 t Hammer zu Crenzot, Dingl. polyt. Journ. 1878, Bd. 229, S. 408, mit Abb.

kolben wirkenden Druckes zum Bärgewicht etwa zu 1,5. Die grösste Schlagzahl  $z$  in der Minute beträgt dann, wenn  $h$  die Hubhöhe in  $m$  bezeichnet, etwa:

$$z = \frac{45}{\sqrt{h}} \quad \dots \quad (148)$$

Soll die Schlagzahl  $z$  erheblich grösser werden, so lässt man während der Fallzeit über dem Kolben Dampf eintreten, verwendet Oberdampf (s. weiter unten).

Für eine Berechnung der Hubzeit des Bärs ist — gegenüber dem Rechnungsverfahren für Reibhämmer — nicht allein neu, dass die Reibungswiderstände berücksichtigt werden müssen, sondern auch, dass die Hubgeschwindigkeit sich steigert, so lange frischer Dampf zugelassen wird und ferner, nachdem der Dampfzutritt abgesperrt ist, die Expansion des Dampfes beschleunigend wirkt.

## 2. Dampfhämmer mit Oberdampf, Luft- und Gashämmer.

Der Kolben des Dampfhammers darf den Boden seines Stiefels auch dann nicht berühren, wenn die Hammerbahn auf der Ambossbahn ruht. Sonach befindet sich, wenn ein Werkstück auf dem Amboss liegt, unter dem ruhenden Kolben ein „todter Raum“, welcher mindestens so hoch ist, wie die Werkstückdicke. Zwar kann die hierdurch veranlasste Dampfvergeudung ein wenig durch die spätere — soeben erwähnte — Expansion des Dampfes gemildert werden. Die volle Ausnutzung dieser Expansion ist jedoch mit Schwierigkeiten verbunden, auf welche ich hier nicht eingehen kann. Eine weit bessere Ausnutzung des Dampfes gewann Daelen um das Jahr 1852<sup>1)</sup> dadurch, dass er, nach Fig. 1043, eine sehr dicke Kolbenstange verwendete, und den Dampf, welcher unter dem Kolben hebend gewirkt hatte, über den Kolben treten liess. Der sich ausdehnende Dampf beschleunigt das Fallen des Bärs und vergrössert die Endgeschwindigkeit, also die Wirkung des Bärs. Bei dem in der angezogenen Quelle abgebildeten Hammer verhält sich die untere Kolbenfläche zur oberen wie 1:2,8, so dass eine befriedigende Ausnutzung auch desjenigen Dampfes, welcher beim Hub zunächst den toden Raum unter dem Kolben auszufüllen hat, durch die Daelen'sche Anordnung zu gewinnen ist. Sie hat wenig Eingang gefunden, weil das Steuern, das Anpassen der Schlagstärke an den augenblicklichen Zweck nicht so rasch durchzuführen ist, als vielfach verlangt wird. Bei Wahl der Hammerart spielt meistens die Steuerbarkeit eine weit grössere Rolle als der Dampfverbrauch.

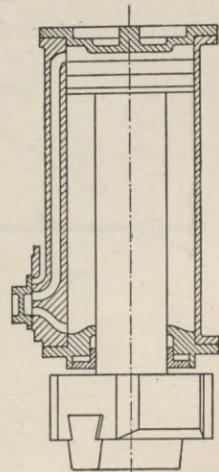


Fig. 1043.

Bemerkenswerth ist bei dem Daelen'schen Hammer die dicke Kolbenstange. Sie ist so schwer, dass der grösste Theil des Längengewichts in ihr liegt, wodurch die Bauhöhe erheblich kleiner ausfällt als bei Hämmer mit dünner Kolbenstange. Die dicke Kolbenstange ist 1854<sup>2)</sup> auch von W. Rigby vorgeschlagen; sie wird jetzt vielfach verwendet.

<sup>1)</sup> Mittheilungen d. Gewerbevereins für Hannover, 1863, S. 243, mit guten Abb.

<sup>2)</sup> Engl. Pat. Nr. 25 vom 5. Jan. 1854.

Zu der besseren Ausnutzung des Dampfes zurückkehrend, erwähne ich den Hammer von J. E. Reinecker in Chemnitz,<sup>1)</sup> welcher mit dem Daelen-Hammer gemein hat, dass der frische Dampf hebend gegen eine kleinere Kolbenfläche und der von hier entlassene Dampf nach unten auf eine grössere Kolbenfläche wirkt. Reinecker ordnet zwei an derselben Kolbenstange sitzende Kolben über einander an. Der obere, kleinere dient zum Heben des Bärs, der untere, grössere zur Förderung des Fallens. Die Steuerung ist der für andere kleinere Dampfhämmer gebräuchlichen nahe verwandt, so dass seine Steuerbarkeit derjenigen der letzteren nicht nachstehen dürfte.

Vorherrschend findet die Beschleunigung des Fallens dadurch statt, dass man frischen Dampf über denselben Kolben treten lässt, welcher das Heben bewirkt. Man nennt solche Hämmer insbesondere Dampfhämmer mit Oberdampf.

Für ganz grosse Hämmer wird kein Oberdampf angewendet.

Für Hämmer, deren Bärgewicht bis herab zu 1000 kg beträgt, ist Handsteuerung gebräuchlich und sind die Steuerungsteile derartig eingerichtet, dass, nachdem der Unterdampf abgesperrt, dann demselben freier Austritt gewährt ist, durch weiteres Bewegen des Steuerhebels Oberdampf zugelassen wird.

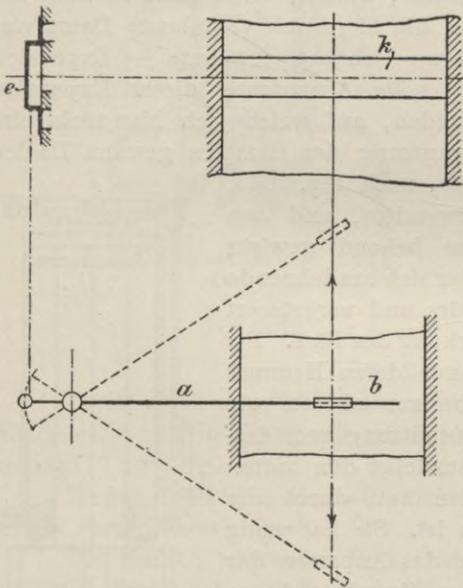


Fig. 1044.

Für kleinere Hämmer verlangt man insbesondere, weil die steuernde Hand nicht rasch genug zu wirken vermag, neben der Handsteuerung selbstthätige oder Selbst-Steuerungen.

Es wird die Bewegung des steuernden Mittels — meistens ein Röhrenschieber — von dem Bär oder auch der Kolbenstange abgeleitet. Für die schematische Fig. 1044 ist der Einfachheit halber ein gewöhnlicher Muschelschieber  $e$  angenommen, welcher von dem Bär  $b$  unter Vermittlung des doppelarmigen Hebels  $a$  und einer Schieberstange auf und nieder geschoben wird. Diese Verschiebungen stehen etwa im geraden Verhältniss zu den Verschiebungen des Bärs. Fig. 1045 zeigt in grösserem

Maassstabe, aber auch schematisch, die Lagen des Schiebers bei sechs verschiedenen Stellungen des Kolbens. In erster Schieberlage tritt frischer Dampf unter den Kolben, während der über dem Kolben befindliche entweichen kann. Der Bär beginnt zu steigen und gleichzeitig der Schieber zu sinken, so dass nach einiger Zeit der Dampfeintritt abgesperrt wird und der unter dem Kolben befindliche Dampf durch seine Expansion wirkt, dann der Austritt des über dem Kolben befindlichen Dampfes abgeschlossen wird und

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1890, S. 1386, mit Abb.

hier Kompression eintritt. Hat der Schieber seine Mittellage nach unten überschritten, so beginnt bald der Austritt des unter dem Kolben befindlichen Dampfes und der Eintritt frischen Dampfes über dem Kolben. Die Steiggeschwindigkeit des Bärs wird rasch verzögert, bis die höchste Lage des letzteren (die tiefste Lage des Schiebers) erreicht ist, worauf die um-

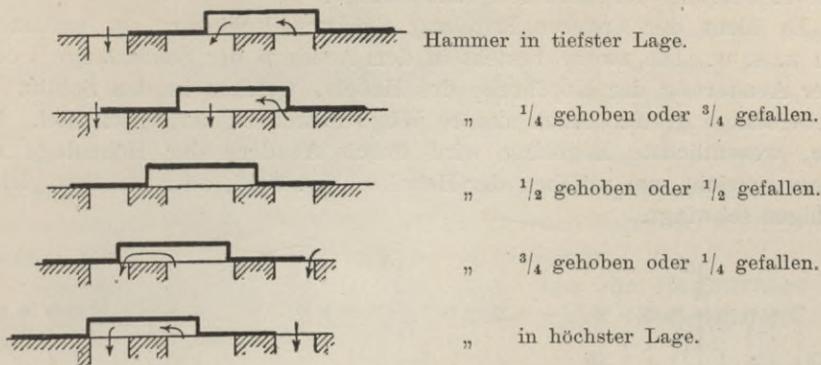


Fig. 1045.

gekehrte Bewegung, das Fallen des Bärs beginnt. Kaum hat der Schieber seine mittlere Lage überschritten, so wird der Oberdampf entlassen und frischem Unterdampf der Eintritt frei gelegt, so dass eine Verzögerung der Fallgeschwindigkeit beginnt. Bei geeigneten Verhältnissen kann diese Verzögerung so stark wirken, dass die Fallgeschwindigkeit vernichtet wird und ein neuer Hub beginnt, bevor noch die Hammerbahn das Werkstück trifft.

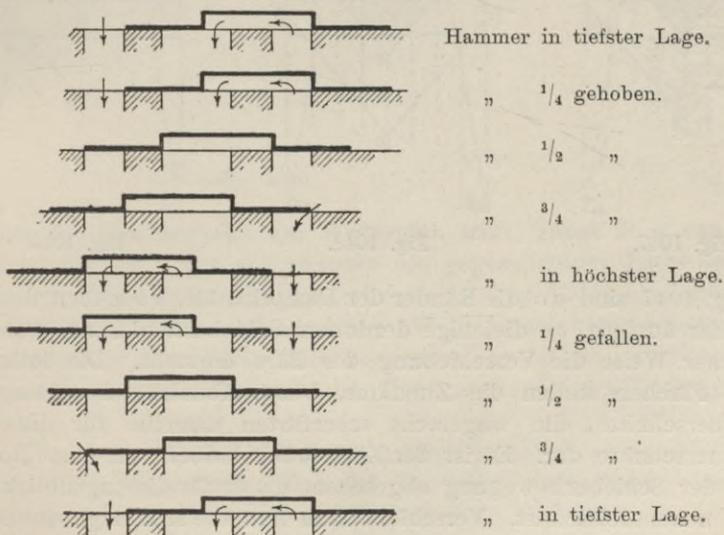


Fig. 1046.

Wenn man in den Antrieb des Schiebers einen „totten Gang“ legt, vielleicht indem der Schieberstange ein längerer Schlitz gegeben wird, in welchem das linksseitige Ende von *a*, Fig. 1044, in einigem Grade spielen kann, so ruht der Schieber am unteren und oberen Wegesende zunächst, wenn auch der Bär sich zurückbewegt. Dadurch entsteht die durch

Fig. 1046 dargestellte Schieberlagenfolge: dem Dampfeintritt sowohl als dem Dampfaustritt wird mehr Zeit gewährt.

Was nun die Regelung der Schlaggeschwindigkeit und Schlagstärke anbelangt, so stehen folgende Mittel zur Verfügung: 1. Die Aenderung des Dampfdruckes, 2. die Aenderung des vorhin erwähnten „toten Ganges“, 3. die Aenderung der mittleren Schieberlage.

Es dient der ersten Regelung ein Drosselschieber, ein entlasteter Hahn u. s. w. Die zweite besteht in dem Aendern der Schlitzlänge<sup>1)</sup> oder in der Aenderung der Kopfbreite des Hebels, welcher in den Schlitz der Schieberstange greift. Auch andere Wege führen zu demselben Ziel. Die dritte, wesentlichste Regelung wird durch Aendern der Höhenlage des Zapfens erreicht, um welchen der Hebel *a*, Fig. 1044, oder ein ihm gleichwerthiger schwingt.

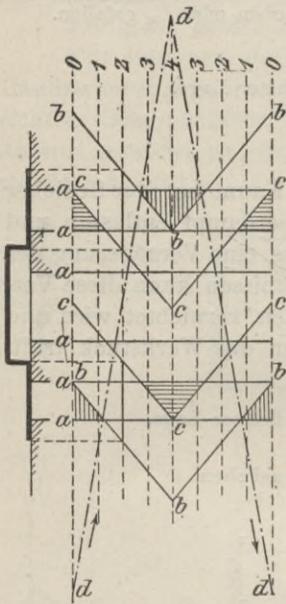


Fig. 1047.

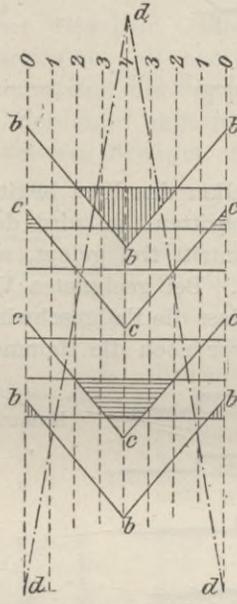


Fig. 1048.

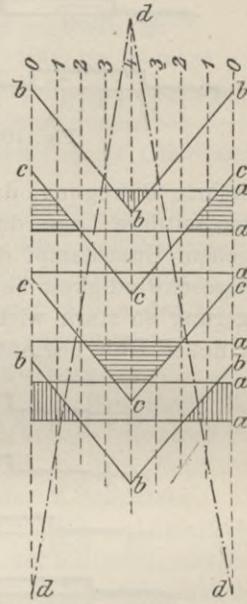


Fig. 1049.

In Fig. 1047 sind *aa* die Ränder der Dampfkanäle, *bb* geben die Verschiebung der äussern, *cc* diejenige der innern Schieberränder an, während *dd* in gleicher Weise die Verschiebung des Bärs darstellt. Die lothrecht schraffirten Flächen stellen die Zunahme, bezw. Abnahme der Dampfeintrittsquerschnitte, die wagerecht schraffirten dasselbe für die Austrittsquerschnitte dar. Es ist der Einfachheit halber von dem „toten Gange“ in der Schieberbewegung abgesehen, da er für die augenblickliche Erörterung nebensächlich ist. Verschiebt man nun die Mittellage des Schiebers um ein wenig nach unten, so erhält man das Bild 1048, und bei dem Verstellen der Mittellage nach oben das Bild 1049. Man erkennt bei dem Vergleich der schematischen Darstellungen, dass bei gleicher Höhenlage des Bärs die tiefere Mittellage des Schiebers kleinen Dampfeintritt unter, grossen über dem Kolben, frühzeitigen Austritt unter und verkümmerten

<sup>1)</sup> Breuer, Schumacher & Co., Zeitschr. d. Ver. deutscher Ing. 1882, S. 92, m. Abb.

über dem Kolben liefert, die höhere Mittellage aber das Entgegengesetzte. Letztere lässt die Hammerbahn vielleicht gar nicht oder nur leicht zum Aufschlagen kommen, während erstere geringe Hubhöhe des Bärs zur Folge hat. Durch gleichzeitige geschickte Benutzung der unter 1 bis 3 genannten Regelungsmittel, oder auch nur des ersten und dritten, ist eine weitgehende Regelung hinsichtlich der Schlagstärke sowohl als der in der Minute zu erzielenden Schlagzahl zu erreichen. Man kann sogar durch das letztere Regelungsmittel ohne weiteres sehr starke Schläge in langsamer Folge hervorbringen, so, wie das Schmieden im Gesenk es erfordert. Es wird der Bolzen, um welchen der Hebel *a*, Fig. 1044, schwingt, gehoben, so dass der Bär (vergl. Fig. 1049) in seine höchste Lage kommt und dann rasch nach unten bewegt, um die reichlichere Zuführung von Oberdampf und den freieren Auslass des unter dem Kolben befindlichen Dampfes, wie Fig. 1048 erkennen lässt, für das Fallen des Bärs zu benutzen.

Aus den bisherigen Erörterungen folgt, dass die Hammerbahn mit voller Schlagstärke nur in bestimmter Höhe wirkt. Diejenige Höhe, in

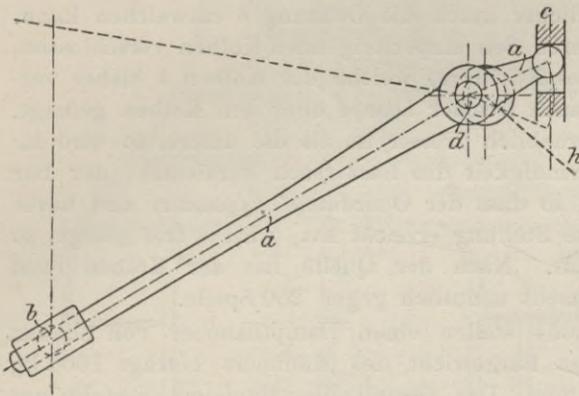


Fig. 1050.

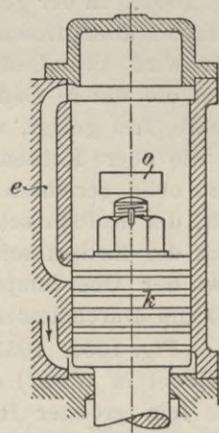


Fig. 1051.

welcher die Hammerbahn das Werkstück trifft, hängt aber von der Dicke des letzteren ab. Man soll deshalb die gegensätzliche Lage der Hammerbahn zum Drehzapfen des Steuerhebels (*a*, Fig. 1044) einstellbar machen, was auch geschieht (s. weiter unten). Wenn jedoch keine erhebliche Dickenverschiedenheit der Werkstücke vorkommt, so ist der vorliegende Zweck in genügendem Grade durch die Höhenänderung des Drehzapfens zu erreichen.

Man wählt für die in Rede stehenden Hämmer, so weit ihr Bärge wicht 500 kg nicht überschreitet, das auf die untere Kolbenfläche bezogene  $\alpha$  zuweilen zu 4 bis 5 und nennt sie dann Schnellhämmer, da sie minutlich bis zu 300 oder mehr Schläge auszuüben vermögen.

Wegen der Wirkung des Dampfes bei solchen Hämmern mache ich noch auf zwei bemerkenswerthe kleine Abhandlungen<sup>1)</sup> aufmerksam.

Das Gesetz, nach welchem der Steuerschieber gegenüber dem Bär sich bewegt, wird ein wenig anders, wenn man den Steuerhebel *a*, Fig. 1044, nicht gerade macht, sondern nach Fig. 1050 als Winkelhebel ausbildet.

<sup>1)</sup> Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen. 1873, S. 483; 1877, S. 230.

*b* bezeichnet eine Hülse, in welcher der Hebel verschiebbar ist; sie ist mittels runden Zapfens an dem Bär drehbar. *c* ist die Schieberstange und *d* der Drehzapfen des Hebels *a*. Es wird der Hebel *a* auch krumm gemacht, um das Verhältniss der Schieber- zur Kolbenbewegung anders zu gestalten. Ueberhaupt sind die Ausführungsformen für die Ableitung der Schieberbewegung überaus mannigfaltig.

An der Hand der Fig. 1050 möge eine gebräuchliche Ausführungsform für das Heben und Senken des Zapfens *d* angegeben werden; *d* ist Kurbelwarze zu einer gestrichelt gezeichneten, am Hammergestell gelagerten Welle; wird diese durch den Handhebel *h* gedreht, so hebt, bezw. senkt sich der Zapfen *d*.

Wegen des starken Verschleisses, welchem die Steuerungstheile sehr rasch arbeitender Dampfhämmer unterworfen sind, hat man Hämmer ausgeführt, bei denen die Steuerung unmittelbar durch den Kolben<sup>1)</sup> oder die Kolbenstange<sup>2)</sup> stattfindet.

Die Steuerung des Schwartzkopfschen Hammers erkennt man aus der Fig. 1051. In der gezeichneten Lage tritt frischer Dampf unter den Kolben *k*, während über diesem befindlicher durch die Oeffnung *o* entweichen kann. Bald wird diese Oeffnung durch den emporsteigenden Kolben verschlossen, dann die untere Oeffnung des Kanals *e*, welche der Kolben *k* bisher verdeckte, frei gelegt, worauf auch frischer Dampf über den Kolben gelangt. Da die obere Kolbenfläche erheblich grösser ist als die untere, so wird die nach oben gerichtete Geschwindigkeit des Bärs rasch vernichtet, der Bär fällt, der Kolben schliesst *e*, so dass der Oberdampf expandirt und bevor noch der Kolben seine tiefste Stellung erreicht hat, wird *o* frei gelegt, so dass der Oberdampf auspufft. Nach der Quelle hat der Kolben rund 160 mm Durchmesser und macht minutlich gegen 200 Spiele.

Fig. 1052, 1053 und 1054 stellen einen Dampfhämmer von Schultz & Göbel in Wien<sup>3)</sup> dar. Das Bärgewicht des Hammers beträgt 1000 kg und sein grösster Hub 800 mm. Das Gestell des Hammers besteht aus einer starken Grundplatte, auf welcher zwei Ständer durch Schrauben und Keile befestigt sind. Die Ständer tragen unmittelbar den Dampfstiefel. An letzteren ist zu diesem Zweck ein balkenartiges Querstück gegossen, und dieses ist mit den Ständern durch Schraubenbolzen und Schrumpfringe verbunden. Es sind ferner an den Ständern die zur Führung des Bärs dienenden Leisten *o* und die hölzernen Pufferklötze *i* befestigt. Kolben, Kolbenstange und Bär sind (vergl. Fig. 1053) aus einem Stück Stahl geschmiedet, weshalb der untere Deckel, der Bodenring der Stopfbüchse und die Stopfbüchsenbrille zweitheilig gemacht sind.

Der frische Dampf tritt zunächst in das Gehäuse *l* eines Drosselschiebers (Fig. 1052 und 1054); die Welle *w* dieses Schiebers wird durch den Handhebel *k* bethätigt. Weiter gelangt der Dampf in den Schieberkasten *p*, und zwar in einen Kanal, welcher den Röhrenschieber ringförmig umgiebt. In den Schieberkasten ist eine mit wagerechten Schlitzten versehene Trommel eingedichtet, deren mittlere Schlitze den frischen Dampf

<sup>1)</sup> Schwartzkopf, Wiebe's Skizzenbuch, 1870, Heft 10, Blatt 2.

<sup>2)</sup> Brinkmann, Karmarsch u. Heeren, technisches Wörterbuch, 3. Aufl., Bd. 2, S. 526, mit Abb.

<sup>3)</sup> Revue industrielle, Okt. 1895, S. 393, mit Abb.

unter, bzw. über den Kolben treten lassen, während die tiefer und die höher belegenen Schlitzte dem Dampfaustritt dienen.

An dem Bär ist eine Hülse drehbar angebracht, in welcher sich der Hebel *v* verschieben kann. *v* steckt an sich frei drehbar auf seiner Welle *n*, ist aber mit dieser mittels eines verschiebbaren Muffs wie folgt gekuppelt. Es sind an der Aussenfläche der Nabe von *v* zwei steil schraubenförmige Nuthen ausgebildet, in welche zwei Lappen des Muffs genau passen,

Fig. 1054.

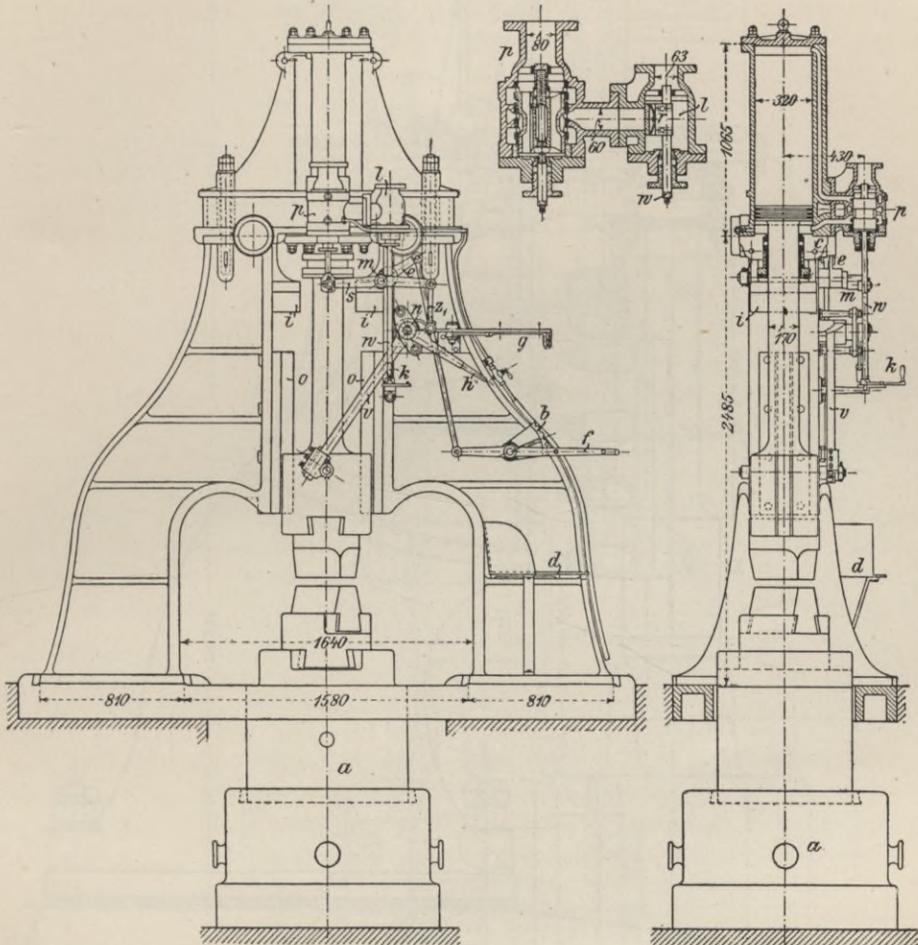


Fig. 1052.

Fig. 1053.

so dass durch Verschieben des letzteren eine gegensätzliche Drehung zwischen *v* und seiner Welle, bzw. dem auf dieser feststehenden Hebel *h* herbeigeführt wird. *h* wirkt durch eine Stange *z* auf den doppelarmigen Hebel *s*, und dieser bewegt den Röhrenschieber. Ein Handhebel *g* dient zum Verschieben des erwähnten Muffs, also zum Verdrehen des Hebels *v* gegenüber dem Hebel *h*. Dadurch passt man die Steuerung der Werkstückdicke an, so dass Werkstücke von geringster bis zu 560 mm Dicke — letztere allerdings nur mit 240 mm Fallhöhe — bearbeitet werden können.

Der Drehzapfen *m* des doppelarmigen Hebels *s* liegt ausseraxig zum,

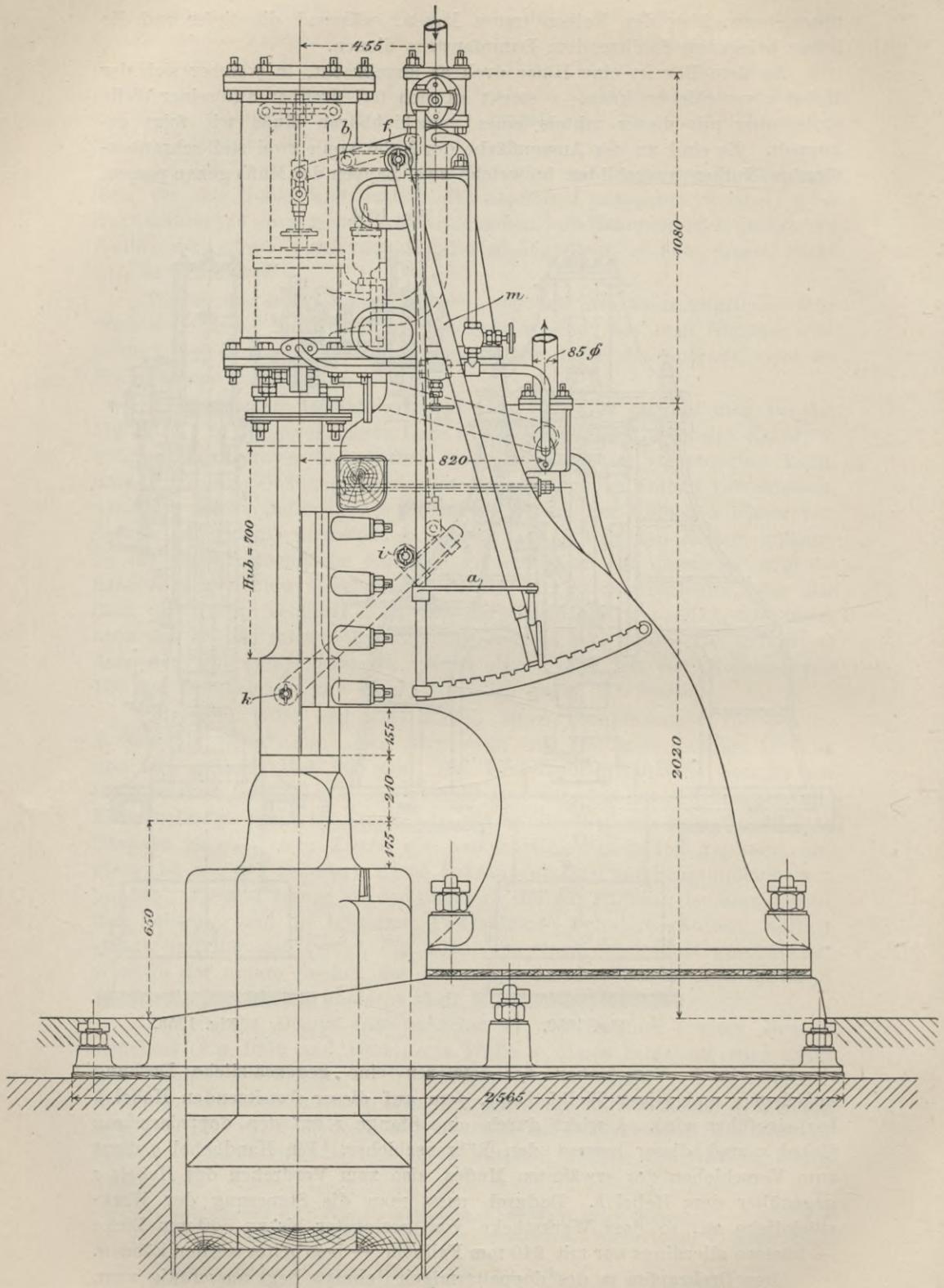


Fig. 1055.

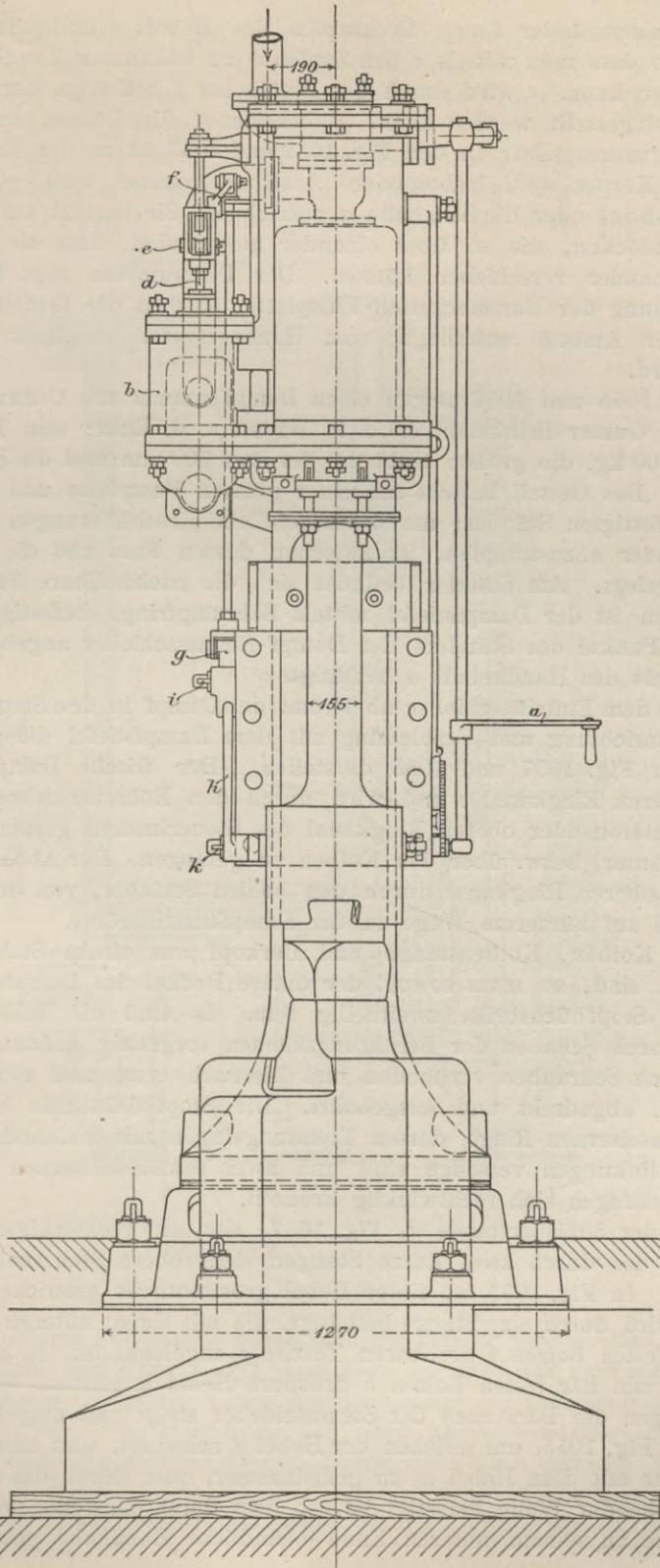


Fig. 1056.

am Maschinenständer festen Drehzapfen des Hebels *e* und sitzt fest an diesem, so dass man mittels *e* den Zapfen *m* zu bekannten Zwecken heben und senken kann. *e* wird durch den Handhebel *f* bethätigt, der am Zahnbogen *b* eingestellt werden kann. *d* bezeichnet die Bühne, auf welcher der Steuermann steht. In den Fig. 1052 und 1053 ist zu der Ambossbahn — deren Körper wohl insbesondere Amboss genannt wird — auch der Unteramboss oder die Schabotte *a* gezeichnet. Sie besteht aus schweren Gusseisenblöcken, die so über einander gelegt sind, dass sie sich nicht gegen einander verschieben können. Der Unteramboss ragt frei durch eine Oeffnung der Hammergestell-Fussplatte, so dass die Erschütterungen, denen der Amboss unterliegt, vom Hammergestell möglichst fern gehalten wird.

Fig. 1055 und 1056 zeigen einen Dampfhammer mit C-förmigem Gestell von Gustav Brinkmann & Co. in Witten a. d. Ruhr; sein Bärge wicht beträgt 500 kg, die grösste Hubhöhe des Bärs 700 mm und die Stiefelweite 310 mm. Das Gestell besteht aus einer grossen Fussplatte und einem auf dieser befestigten Ständer; um unvermeidliche Erschütterungen gegenüber dem Ständer abzustumpfen, ist zwischen dessen Fuss und die Fussplatte Holz eingelegt. Am Ständer befindet sich die nachstellbare Führung des Bärs; oben ist der Dampfstiefel mittels Schrumpfringe befestigt und am höchsten Punkte des Ständers der Dampf-Einlasschieber angebracht, den man mittels des Handhebels *a* bethätigt.

Von dem Eintrittsschieber ab strömt der Dampf in den Steuerkasten *b*, dessen Einrichtung und Verbindung mit dem Dampfstiefel die grösser gezeichneten Fig. 1057 und 1058 darstellen. Der frische Dampf tritt in den mittleren Ringkanal *c* und wird durch den Röhrenschieber entweder in den unteren oder oberen Ringkanal des Steuerkastens geführt, um von hier aus unter, bzw. über den Kolben zu gelangen. Der Abdampf strömt von dem oberen Ringkanal durch den hohlen Schieber, von dem unteren Ringkanal auf kürzerem Wege zu der Dampfaustrittsröhre.

Da Kolben, Kolbenstange und Bärkopf aus einem Stahlstück geschmiedet sind, so muss sowohl der untere Deckel des Dampfstiefels, als auch die Stopfbüchse zweitheilig sein. Es sind die beiden Deckelhälften durch Schaben der Berührungsfächen sorgfältig zusammengepasst, dann durch Schrauben verbunden und hiernach erst, und zwar gemeinschaftlich, abgedreht und ausgebohrt. Die Stopfbüchse besteht aus einem gusseisernen Ringe, dessen Trennungsfugen mit ineinander greifenden Ausklinkungen versehen sind und zwei schmiedeeisernen Flanschen, deren Theilfugen sich rechtwinklig kreuzen.

An der Schieberstange *d*, Fig. 1057, sitzt ein rechteckiger Ring mit Bolzen *e*, der durch zwei kurze Stangen dem obern Steuerhebel *f* angelenkt ist. In Fig. 1055 ist dieser Hebel grösstentheils gestrichelt gezeichnet; er wird durch eine Stange bethätigt, die mit ihrem unteren Ende einer um den festen Bolzen *i* drehbaren Tasche *g* angelenkt ist. In *g* kann der um einen am Bär festen Bolzen *k* drehbare Hebel *h* gleiten, so dass bei dem Steigen des Bärs auch der Steuerschieber steigt und umgekehrt. Der Bolzen *b*, Fig. 1055, um welchen der Hebel *f* schwingt, sitzt nun an einem Hebel, der mit dem Hebel *m* an gemeinsamer, quer durch das Maschinen gestell gehender Welle befestigt ist, so dass durch Einstellen von *m*, was durch eine an seinem unteren Ende befindliche Handhabe geschieht, die

Höhenlage des Bolzens rasch verstellt werden kann (vergl. S. 580). Es sei noch darauf hingewiesen, dass der Unteramboss frei durch die Fussplatte ragt und auf besonderem Fundament ruht. Es werden diese Hämmer für 100 bis zu 1000 kg Bärgewicht gebaut.

Das Schaubild 1059 zeigt einen ähnlichen Hammer, wie er von Breuer, Schumacher & Co. in Kalk für 75 bis 750 kg Bärgewicht mit Stiefelweiten von 150 mm bis 400 mm gebaut wird. Es steckt auch hier der

Schnitt a-b der Fig. 1058.

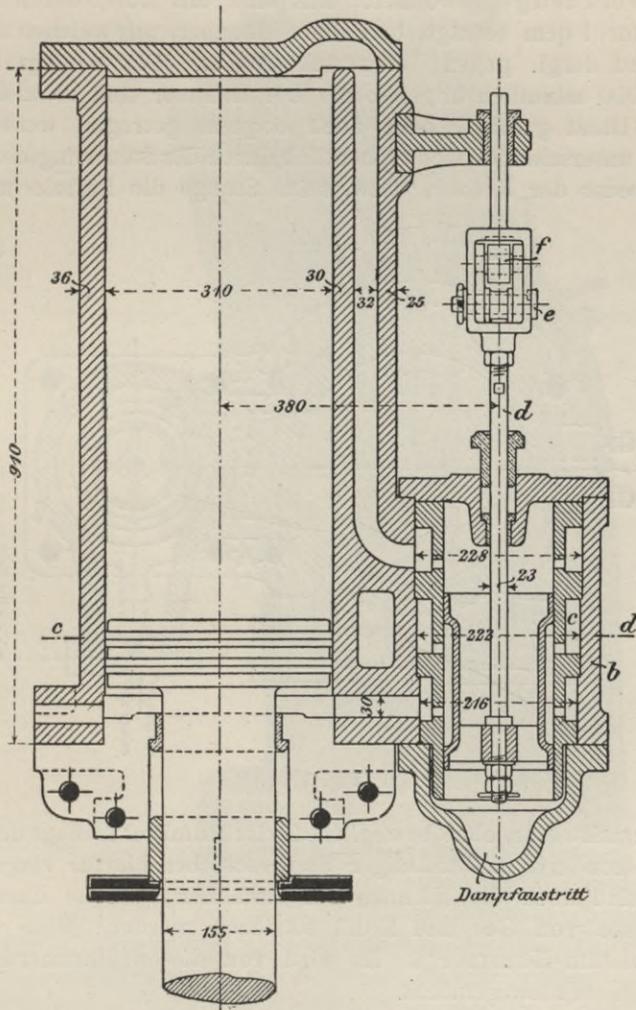


Fig. 1057.

durch besonderes Fundament gestützte Unteramboss frei in einer Oeffnung der Fussplatte; der Dampfstiefel steht aber auf dem aus zwei Ständern gebildeten Gestell. Zwischen diesen Ständern hängt ein säbelartig gebogener Hebel,<sup>1)</sup> der von dem steigenden Bär nach hinten verdrängt wird, und seinerseits den röhrenartigen Steuerschieber nach oben bewegt. Der Dreh-

<sup>1)</sup> Vergl. Massey, Dingl. polyt. Journ. 1874, Bd. 213, S. 286, mit Abb.; 1878, Bd. 229, S. 502, mit Abb.

bolzen dieses Hebels kann durch einen rechts im Bilde sichtbaren Handhebel gehoben oder gesenkt werden. Da der säbelförmige Hebel nur von einer Seite vom Bär getroffen wird, so kann man den Steuerschieber, nachdem der Drehbolzen jenes Hebels entsprechend hoch gestellt ist, unter Vermittlung eines zweiten Handhebels verschieben, also den Hammer mit reiner Handsteuerung arbeiten lassen.

Statt des Dampfes hat man gespannte Luft zum Betriebe von Hämmern benutzt.<sup>1)</sup> Bedeutung haben von diesen Hämmern nur die sogenannten Pressluftwerkzeuge gewonnen. Das sind mit Luft, deren Ueberdruck 4 bis 5 kg für 1 qcm beträgt, betriebene Hämmer, mit welchen man Meissel, Stemmer und dergl. gegen Werkstücke treibt. Die Schlagzahl wird zu 1200 bis 6000 minutlich angegeben. Die Hämmer sind so klein, dass sie frei in der Hand geführt, oder doch bequem getragen werden können. Ihre Bauart unterscheidet sich namentlich durch die Steuerungseinrichtungen, indem entweder der Kolben, bzw. seine Stange die Luftein- und -Auslass-

Schnitt c-d der Fig. 1057.

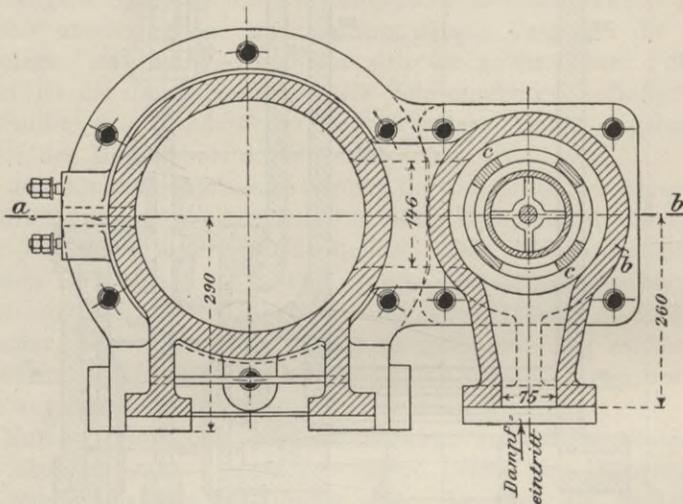


Fig. 1058.

öffnungen unmittelbar, ohne bewegliche Zwischenmittel freilegt und schliesst<sup>2)</sup> oder ein besonderer selbstthätiger Steuerschieber hierfür vorgesehen ist.<sup>3)</sup>

Hier sind noch die Hämmer zu erwähnen, welche durch die Verbrennungsgase von Gas und Erdöl betrieben werden: Gas- und Erdöl- oder Petroleum-Hämmer<sup>4)</sup>. Es wird von diesen Hämmern bisher nur sehr wenig Gebrauch gemacht.

<sup>1)</sup> Allen's Nietmaschine, Dingl. polyt. Journ. 1878, Bd. 230, S. 101; 1879, Bd. 231, S. 306, mit Abb.

<sup>2)</sup> Ross, Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1894, S. 86, mit Abb. Barth, Revue industrielle, Aug. 1895, S. 343, mit Abb. Ridgely-Johnson, American Machinist, 9. Juni 1898, mit Abb. Clement, Zeitschr. f. Werkzeugmaschinen, Aug. 1898, S. 360, mit Abb.

<sup>3)</sup> Mac Coy, Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1891, S. 367, mit Abb. Thomson, Revue industrielle, Aug. 1895, S. 343, mit Abb. Kunze, Glaser's Annalen, Aug. 1898, S. 52, mit Abb. Boyer, Zeitschr. f. Werkzeugmaschinen, Mai 1899, S. 258, mit Abb.

<sup>4)</sup> P. Schrab & Aug. Ferriën, Dingl. polyt. Journ. 1881, Bd. 240, S. 7. Robson, Engineering, Mai 1885, S. 573, mit Schaubild; The Engineer, Sept. 1886, S. 206, mit Abb.; Revue générale des machines outils, Jan. 1887, S. 5, mit Abb.; Zeitschr. des

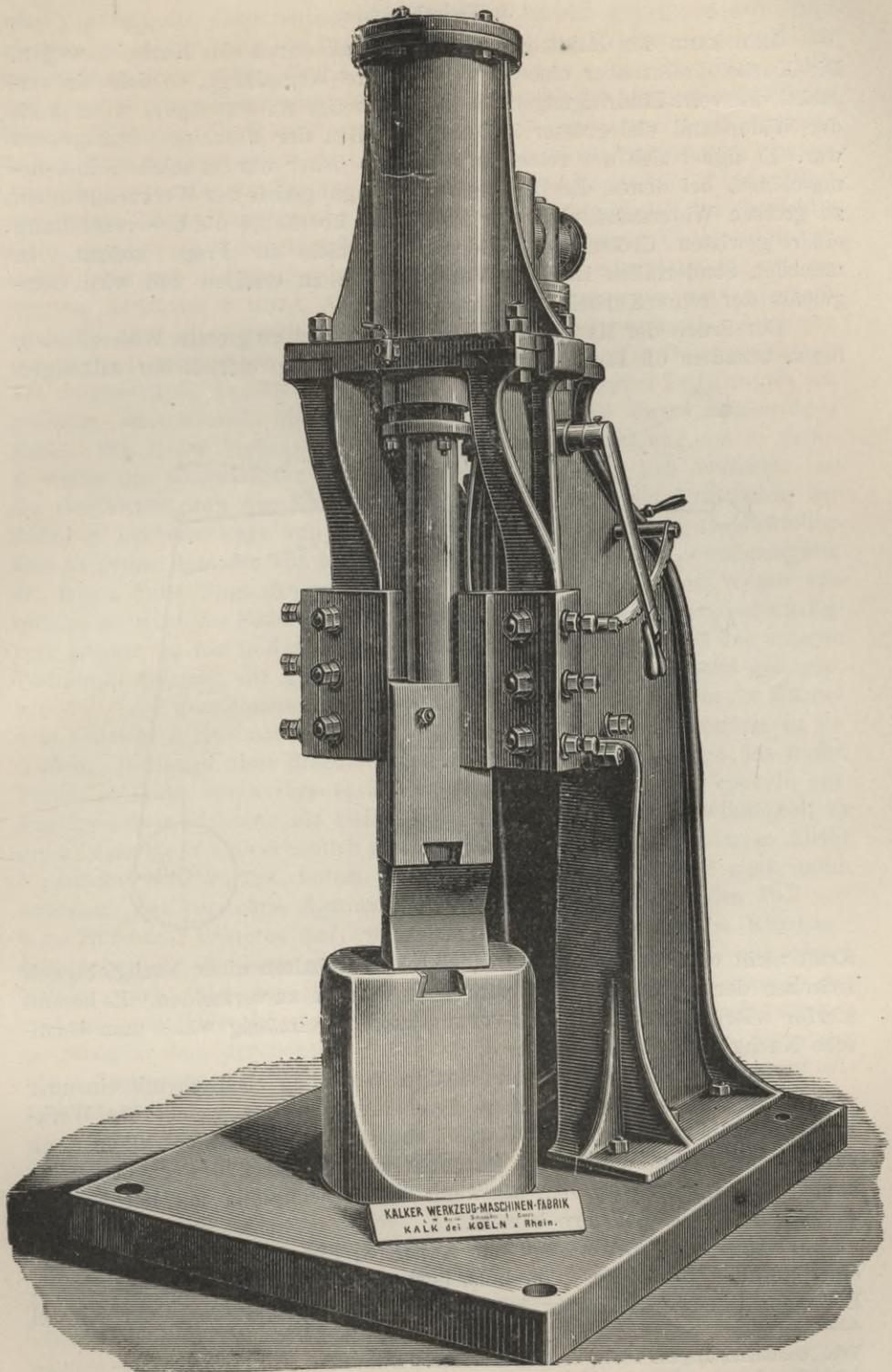


Fig. 1059.

## 3. Federhämmer.

Man kann den Hammer oder ein Gesenk durch eine Kurbel bewegen. Die Kurbel liefert aber eine ganz bestimmte Wegeslänge, so dass sie versucht, die volle Eindringungstiefe des Werkzeugs zu erzwingen, wenn auch der Widerstand viel grösser ist, als beim Bau der Maschine vorausgesetzt war. Es eignet sich der reine Kurbelbetrieb daher nur für solche Schmiedemaschinen, bei denen die bestimmte Eindringungstiefe der Werkzeuge einen zu grossen Widerstand nicht zur Folge hat, überhaupt die Ueberschreitung einer gewissen Grösse des Widerstandes nicht in Frage kommt. In manchen Sonderfällen ist diese Vorbedingung zu erfüllen und wird demgemäss der reine Kurbelbetrieb angewendet.

Der Bruch der Maschine ist aber auch, trotz zu grossen Widerstandes, bezw. trotzdem die Eindringungstiefe der Werkzeuge mittels der zulässigen

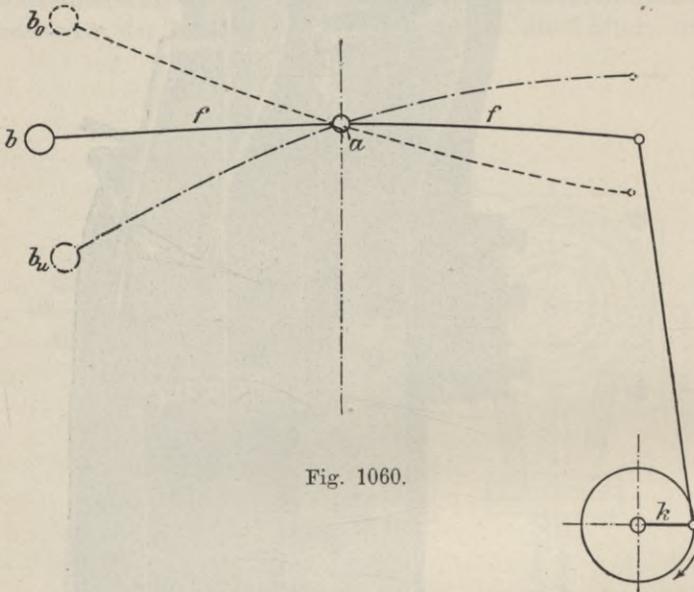


Fig. 1060.

Kraft nicht erreicht werden kann, durch Einschalten einer Nachgiebigkeit zwischen der Kurbel und den wirkenden Flächen zu vermeiden. Es kommt hierfür selten Druckwasser zur Verwendung; regelmässig wählt man elastische Nachgiebigkeiten, Federn.

Wenn aber Kurbelwarze und thätiges Werkzeug elastisch mit einander verbunden sind, so tritt eine neue Erscheinung ein: es weicht das Werkzeug gegenüber dem von der Kurbel angestrebten Ziele nicht allein dann zurück, wenn der Widerstand zu gross wird, sondern bewegt sich überhaupt nach andern Gesetzen, als wenn seine Verbindung mit der Kurbelwarze aus starren Gliedern besteht.

Es greife die Lenkstange der Kurbel *k*, Fig. 1060, an das eine Ende einer geraden Blattfeder *f*, die bei *a* beweglich gestützt ist und am andern Ende einen schweren Körper *b* trägt. Bei mittlerer Stellung der Kurbel

Ver. deutscher Ingen. 1887, S. 824, mit Abb. Robson & Pinkney, Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1888, S. 453, mit Abb. Banki, Gas- und Erdölhammer, Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen. 1894, S. 582, mit Abb. Erdölhammer: Lieckfeld, die Petroleum- und Benzinmotoren, München und Leipzig, 1894, S. 189, mit Schaubild.

wird  $f$  so wie die ausgezogene Linie anliegt, einfach gekrümmt sein, und zwar so, dass der nach oben gerichtete Scheitel der Krümmung etwa durch den Stützpunkt  $a$  geht. Es ist dabei angenommen, dass die Kurbel sich mit gleichförmiger Geschwindigkeit in der Richtung des angegebenen Pfeiles dreht. Während die Kurbel von ihrer Mittellage bis zu ihrem unteren todtten Punkte sich weiter dreht, wird die Geschwindigkeit des zweiten Angriffspunktes der Lenkstange, des rechtsseitigen Endes von  $f$  bis zu Null verzögert. Dieser Verzögerung ohne weiteres zu folgen, ist das Gewicht  $b$  nicht geneigt; es bewegt sich zunächst mit bisheriger Geschwindigkeit weiter, wodurch die Spannung der Feder nachlässt oder letztere mit geringerer Kraft auf  $b$  wirkt, als dessen Gewicht beträgt, so dass nunmehr auch die nach oben gerichtete Geschwindigkeit von  $b$  abnimmt. Jene von der Kurbel unmittelbar hervorgerufene Verzögerung der Geschwindigkeit des rechtsseitigen Federendes ist in der Nähe des Kurbel-Todtpunktes am grössten, sonach auch die Entlastung der Feder an ihrem linksseitigen Ende. Die Feder verliert von ihrer bisherigen Krümmung um so mehr, je weiter der Kurbelzapfen von seiner mittleren Lage sich entfernt. Ist die Geschwindigkeit der Kurbel eine geringe, so wird die Krümmung der Feder in höchster Lage von  $b$  nur wenig abweichen, ist die Geschwindigkeit so gross, dass die auf  $b$  entfallende Verzögerung der Beschleunigung des freien Falls längs des von  $b$  nach oben zurückzulegenden Weges entspricht, so wird die Feder  $f$  gerade werden, ist aber die Kurbelgeschwindigkeit grösser, so hat in dem Augenblicke, in welchem die Kurbel den unteren Todtpunkt erreicht, die Feder  $f$  sich gegen früher entgegengesetzt gebogen, wie die ---- gezeichnete Linie andeutet. Von nun ab versucht die Kurbel dem Gewicht  $b$  eine nach unten gerichtete, beschleunigte Bewegung zu ertheilen. So lange diese Beschleunigung kleiner ist als diejenige des freien Falles, so lange eilt  $b$  vor; es ändert sich die Biegung der Feder in entgegengesetzter Richtung als bisher. Ist aber die Kurbelgeschwindigkeit so gross, dass sie  $b$  eine erheblich grössere Beschleunigung zumuthet, so bleibt  $b$  zunächst noch zurück, indem  $f$  sich weiter mit dem Scheitel nach unten krümmt. Die vermehrte Spannung der Feder kommt dem freien Fall von  $b$  zu Hilfe und letzteres hat, während die Kurbel ihre zweite Mittellage durchschreitet, eine weit grössere Geschwindigkeit, als wenn  $f$  ein starrer Balken wäre. Bei der nun folgenden Geschwindigkeitsverzögerung des rechtsseitigen Federendes eilt  $b$  mehr und mehr vor, die Feder wird stärker so gebogen, dass der Scheitel der Biegung oben liegt, und erst, wenn der obere Todtpunkt der Kurbel durchschritten ist, nimmt diese Biegung allmählich ab.

Durch Verwenden einer Feder  $f$ , statt eines starren Balkens wird daher der Weg von  $b$  grösser, und zwar ist diese Vergrösserung um so beträchtlicher, je grösser die Kurbelgeschwindigkeit ist.

Ersetzt man nun das Gewicht  $b$  durch einen Hammer und bringt ein Werkstück in die Höhe der Stelle, in welcher der Hammer seine nach unten gerichtete Geschwindigkeit vermöge der mehr und mehr gesteigerten Federspannung verloren hat, so wird es etwa leicht berührt. Hebt man aber das Werkstück in die Höhe, in welcher der Hammer seine grösste nach unten gerichtete Geschwindigkeit hat, so übt der Hammer die grösste seiner Schlagwirkungen aus.

Damit ist eine Schmiedemaschine gegeben, bei der die Schlagwirkung

durch Aendern der Kurbelgeschwindigkeit und auch durch Aendern des Abstandes des Werkstückes von der mittleren Hammerlage geregelt werden kann, welche ausserdem, ihrem inneren Wesen nach, sich für rasche Folge der Schläge eignet.

Die Gesamtanordnung des Palmer'schen Hammers<sup>1)</sup> deckt sich mit der Figur 1060, andere Hämmer mit Blattfedern findet man in unten verzeichneten Stellen.<sup>2)</sup>

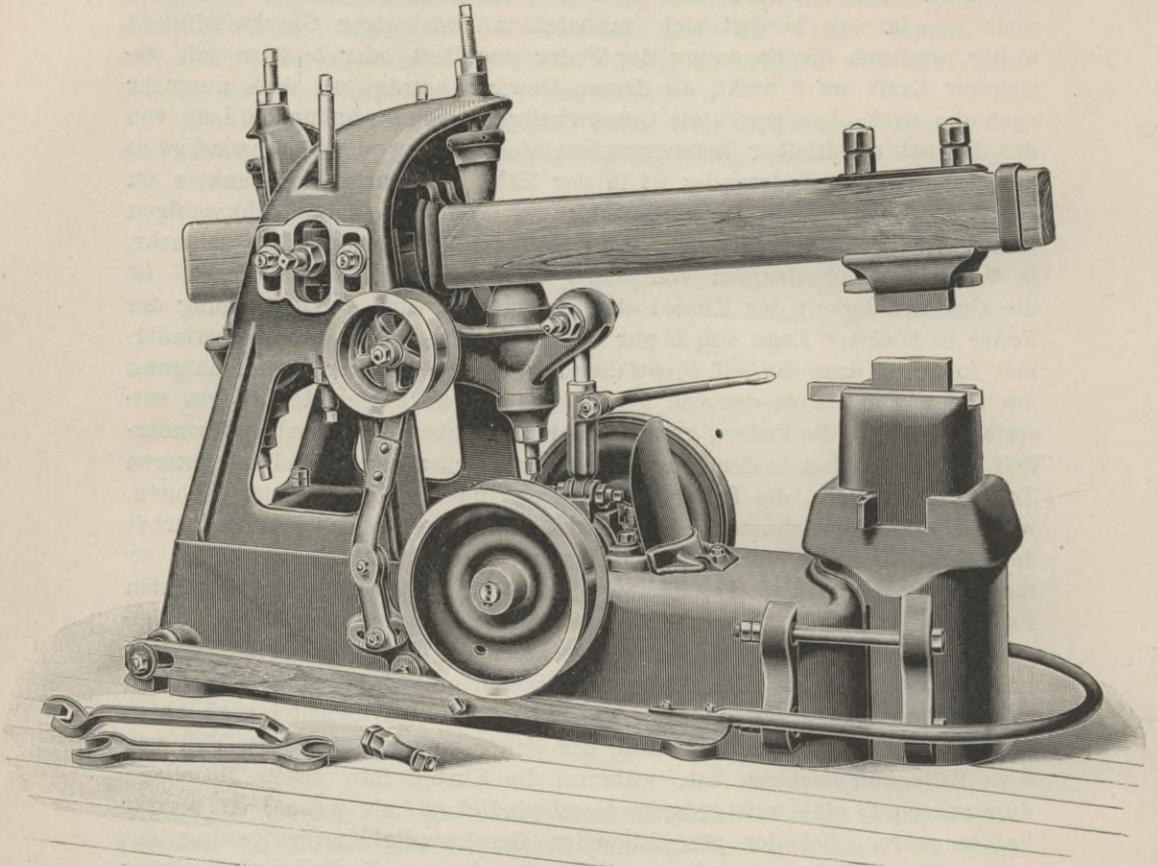


Fig. 1061.

Statt stählerner oder hölzerner Federn verwendet man nicht selten aus Gummi bestehende.<sup>3)</sup> Der Bradley-Hammer, Fig. 1061, ist ein Helmhammer. In der Mitte des Untergestelles befindet sich die Kurbelwelle, welche mittels Lenkstange einen um wagerechte Zapfen schwingen-

<sup>1)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1874, Bd. 214, S. 429, mit Abb.

<sup>2)</sup> Riedinger, Dingl. polyt. Journ. 1874, Bd. 213, S. 194, mit Abb. Martini, Dingl. polyt. Journ. 1882, Bd. 244, S. 275, mit Abb. Ångström, Dingl. polyt. Journ. 1882, Bd. 245, S. 492, mit Abb. Zwisler, Dingl. polyt. Journ. 1883, Bd. 248, S. 314, mit Abb. Hassel, Dingl. polyt. Journ. 1885, Bd. 258, S. 60, mit Abb. Henckels Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1886, S. 544, mit Abb. Versch. Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen. 1887, S. 466, mit Abb. Beaudry, The Iron Age, Febr. 1896, S. 475, mit Schaubild.

<sup>3)</sup> Bradley, Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1887, S. 460, mit Abb. Desgl. The Iron Age, Febr. 1890, S. 291, mit Schaubild. Jenkins, The Iron Age, März 1891, S. 585, mit Schaubild. Beaudry, The Iron Age, Jan. 1892, S. 114, mit Schaubild.

den, aus Temperguss bestehenden Hohlkörper bethätigt. Dieser Hohlkörper überträgt seine Schwingungen mittels drei Gummipuffer auf den Helm des Hammers. Ein vierter Gummipuffer — der rechts oben sichtbare — sitzt fest am Maschinengestell. Schlagstärke wie Raschheit der Schläge regelt man durch Bremsen der durch Riemen angetriebenen Kurbelwelle, auch wohl gleichzeitiges Entspannen des Treibriemens (Zurückziehen einer Spannrolle) unter Vermittlung eines zu tretenden Hebels, welchen der Schmied selbst bethätigt. Eine fernere Regelung der Schlagstärke kann durch Aendern des Abstandes vom Amboss bis zur mittleren Hammerlage herbeigeführt werden, indem man die Lenkstangenlänge ändert. Man verfolgt hiermit aber auch den Zweck, die mittlere Hammerlage der Werkstückdicke anzupassen. Der Hammer wird mit 12 bis 90 kg Bärge­wicht bei 400 bis 225 minutlichen Schlägen für 25 bis 100 mm dickes Schmiedeeisen ausgeführt.

In grösserer Ausdehnung benutzt man für den vorliegenden Zweck die atmosphärische Luft als elastisches Mittel.

Durch die 1873er Wiener Weltausstellung wurde zuerst der Sholl'sche Luftfederhammer bekannt.<sup>1)</sup> Das Wesentlichste desselben besteht in einem durch Kurbel und Lenkstange auf- und niederbewegten Stiefel *a*, Fig. 1062, welcher am Maschinengestell gute Führung findet und einem Kolben *k*, an dessen Stange *b* der eigentliche Hammer sitzt. Etwa in halber Höhe des Stiefels ist dessen Wand mit einigen Löchern versehen. Von der gezeichneten Lage aus kann der Kolben *k* zunächst gegenüber dem steigenden Stiefel zurückbleiben, dabei verschliesst er die Seitenöffnungen des Stiefels, und die unter dem Kolben befindliche Luft verdichtet sich, so dass *k* gezwungen wird, mit zu steigen. Die Beschleunigung des Bärge­wichts (Kolben *k*, Stange *b* und Hammer) erfolgt in kurzer Zeit, der Druck der unter *k* befindlichen verdichteten Luft steigert sich und der Kolben schnellt im Stiefel empor. Oben wiederholt sich derselbe Vorgang, so dass im ganzen die Bewegungsart des Bärs derjenigen gleicht, die weiter oben für das an einer Blattfeder sitzende Gewicht beschrieben ist. Die Oeffnungen in der Stiefelwand, Fig. 1062, dienen im wesentlichen zum Ersatz verloren gehender Luft.

Bei einem später beschriebenen Sholl'schen<sup>2)</sup> Hammer, sowie den von Chenot,<sup>3)</sup> Longworth<sup>4)</sup> und Browett<sup>5)</sup> angegebenen Hämmern wird der Kolben durch die Kurbel angetrieben, während der Hammer mit dem Stiefel fest verbunden ist. Es finden sich an den zuletzt angeführten Luftfederhämmern noch sonstige Eigenthümlichkeiten, hinsichtlich welcher ich auf

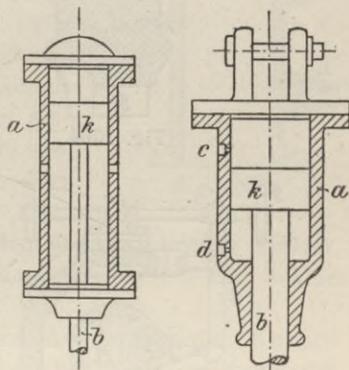


Fig. 1062.

Fig. 1063.

<sup>1)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1875, Bd. 215, S. 397, mit Abb.; 1878, Bd. 227, S. 343, mit Abb.

<sup>2)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1878, Bd. 227, S. 343, mit Abb.

<sup>3)</sup> Daselbst, S. 426, mit Abb.

<sup>4)</sup> Daselbst, S. 524, mit Abb.

<sup>5)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1876, Bd. 220, S. 404, mit Abb.

die angezogenen Quellen verweise. Wegen des Longworth-Hammers und Nachbildungen desselben füge ich noch einige Quellenangaben an.<sup>1)</sup>

A. Schmid<sup>2)</sup> versieht den von Kurbel und Lenkstange auf- und niederbewegten Stiefel *a*, Fig. 1063 mit zwei Oeffnungen *c* und *d*. Diese sind zunächst mit Saugventilen versehen, so dass Luft zufließt, sobald im Stiefelinnern eine niedrigere als die atmosphärische Spannung eintritt. Das

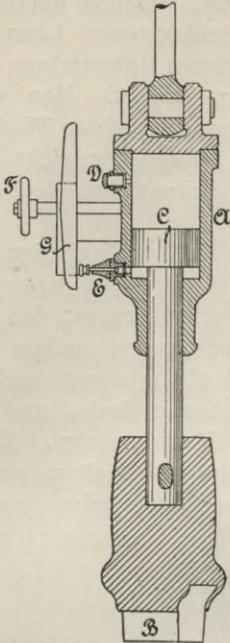


Fig. 1064.

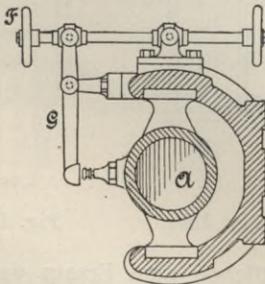


Fig. 1065.

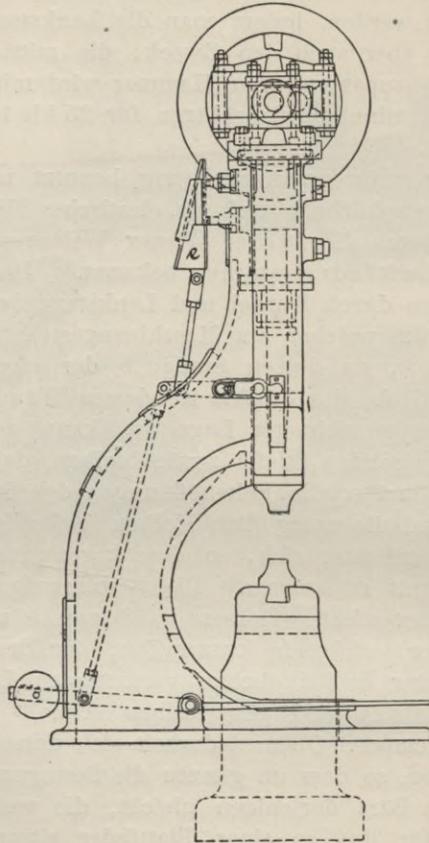


Fig. 1066.

bei *d* befindliche Ventil kann aber auch so eingestellt werden, dass — bei höherer Spannung unter dem Kolben *k* — Luft auszufließen vermag. Hierin liegt ein neues, sehr wirksames Steuerungsmittel, dessen Anwendung jedoch in der von Schmid zunächst angegebenen Ausführungsform recht unhandlich ist, Fig. 1064 und 1065<sup>3)</sup> zeigen eine verbesserte Ausführungs-

<sup>1)</sup> Engineering, Juni 1884, S. 543, mit Abb. The Engineer, Febr. 1892, S. 177. Player, Dingl. polyt. Journ. 1887, Bd. 263, S. 318, mit Abb. Müller, Bayer. Industrie- und Gewerbeblatt, 1895, S. 358, mit Schaubild.

<sup>2)</sup> D. R.-P. Nr. 17 726; 26. Sept. 1881.

<sup>3)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1892, S. 1035, mit Abb.

weise. Es sollen bei *D*, Fig. 1064, in der Wand des Stiefels *A* angebrachte kleine Oeffnungen nach Bedarf Luft ein- oder austreten lassen, um zu verhüten, dass die über dem Kolben *C* befindliche Luft zu sehr verdünnt oder verdichtet wird. Bei *E* befindet sich ein Ventil, welches eine nach aussen wirkende Schraubenfeder stets zu schliessen sucht, aber durch eine Schiene *G*, längs welcher der herausragende Stift des Ventils sich auf und nieder bewegt, mehr oder weniger geöffnet werden kann, um den Luft-Aus- und -Eintritt am unteren Ende des Stiefels abzusperren oder in beliebigem Grade freizulegen. *G* kann nämlich, nach der Grundrissfigur 1065, mittels Schraube und Handrad *F* dem Stiefel *A* nach Bedarf genähert werden. Die Ausführungsform der Hackney-Hammer-Co. in Cleveland, O.,<sup>1)</sup> ist eine Verbesserung der vorigen. Es dient auch hier eine lothrechte Schiene, nämlich *e*, Fig. 1066, in ähnlicher Weise wie soeben angegeben, zur Steuerung; sie ist aber keilförmig und kann demgemäss durch Gestänge und einen zu tretenden Hebel verstellt werden. Ausserdem ist die Ventilanordnung am Stiefel anders, wie die Schnittfigur 1067 erkennen lässt. *c* und *d* sind Saugventile, durch welche Luft eintritt, wenn der Druck im Innern des Stiefels niedriger wird als der im Freien herrschende. Auf der andern Seite des Stiefels befinden sich zwei steuerbare Ventile *a* und *b*. Schraubenfedern suchen das Ventil *a* stets offen, das Ventil *b* stets geschlossen zu halten; durch den Druck der Schiene *e*, Fig. 1066, gegen die herausragenden Ventilstifte kann *a* mehr oder weniger geschlossen, *b* geöffnet werden. Ist *a* ganz offen, *b* ganz geschlossen, so wird die Schlagwirkung gering, weil die über dem Kolben befindliche Luft nur wenig Spannung hat, die unten eingeschlossene aber dem Hinabschleudern des Bärs entgegen wirkt. Nach dem Öffnen von *b* und dem Schliessen von *a* bildet sich dagegen über dem Kolben ein dichtes Luftkissen, welches das Fallen des Bärs kräftig fördert, während das untere Luftkissen nur wenig widersteht; es ist der Schlag demnach sehr kräftig.

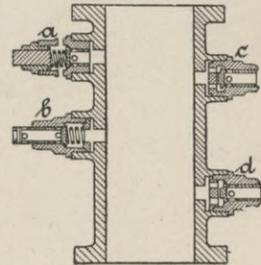


Fig. 1067.

Bei Verwendung dieser Steuerung ist eine Aenderung der Kurbelgeschwindigkeit für das Regeln der Schlagstärke überflüssig, während die Aenderung des Abstandes zwischen mittlerer Hammerbahnhöhe und dem Amboss durch die Steuerung von selbst herbeigeführt wird.

Mit dem Gestänge der Steuerung ist ein gegen den Bär drückender Bremsbacken verbunden, welcher bei niedriger Lage von *e*, Fig. 1066, sich gegen den Bär legt und ihn festhält, sobald man nicht auf den am Fuss der Maschine befindlichen bügelartigen Hebel tritt.

Fig. 1068, 1069 und 1070 stellen diesen Hammer für 100 kg Bärge-  
 wicht so dar, wie er von H. Hessenmüller in Ludwigshafen gebaut wird. Man sieht aus diesen Abbildungen deutlicher, dass die über dem Kopf des Maschinenständers gelagerte gekröpfte Welle in eine am Deckel des Stiefels ausgebildete Schleife greift, also eine Lenkstange vermieden ist. Der Stiefel sowohl als auch der Bär gleitet in Führungsnuthen des Gestells. Der zu

<sup>1)</sup> Amer. Mach. 14. Mai 1891, mit Abb. The Iron Age, 12. Mai 1892, S. 922, mit Schaubild. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1892, S. 1036, mit Abb.

treten Hebel *f* wirkt mittels nachstellbarer Stange auf einen Zwischenhebel, welcher auf der quer durch das Maschinengestell gesteckten Welle *i*

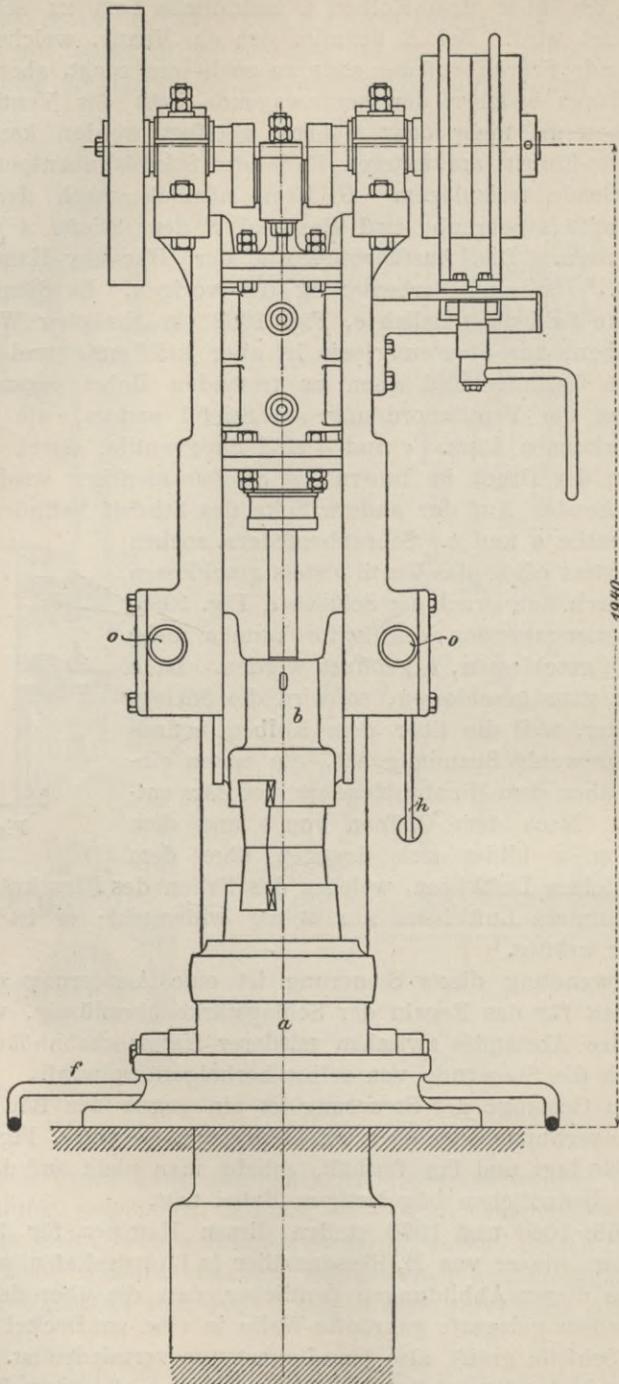


Fig. 1068.

fest sitzt. Eine zweite nachstellbare Stange verbindet den in Rede stehenden Hebel mit dem Keil *e*. Auf *i* sitzt, ausserhalb des Maschinenständers,

ein Handhebel *h*, um das Steuern durch einen besonderen Mann ausführen

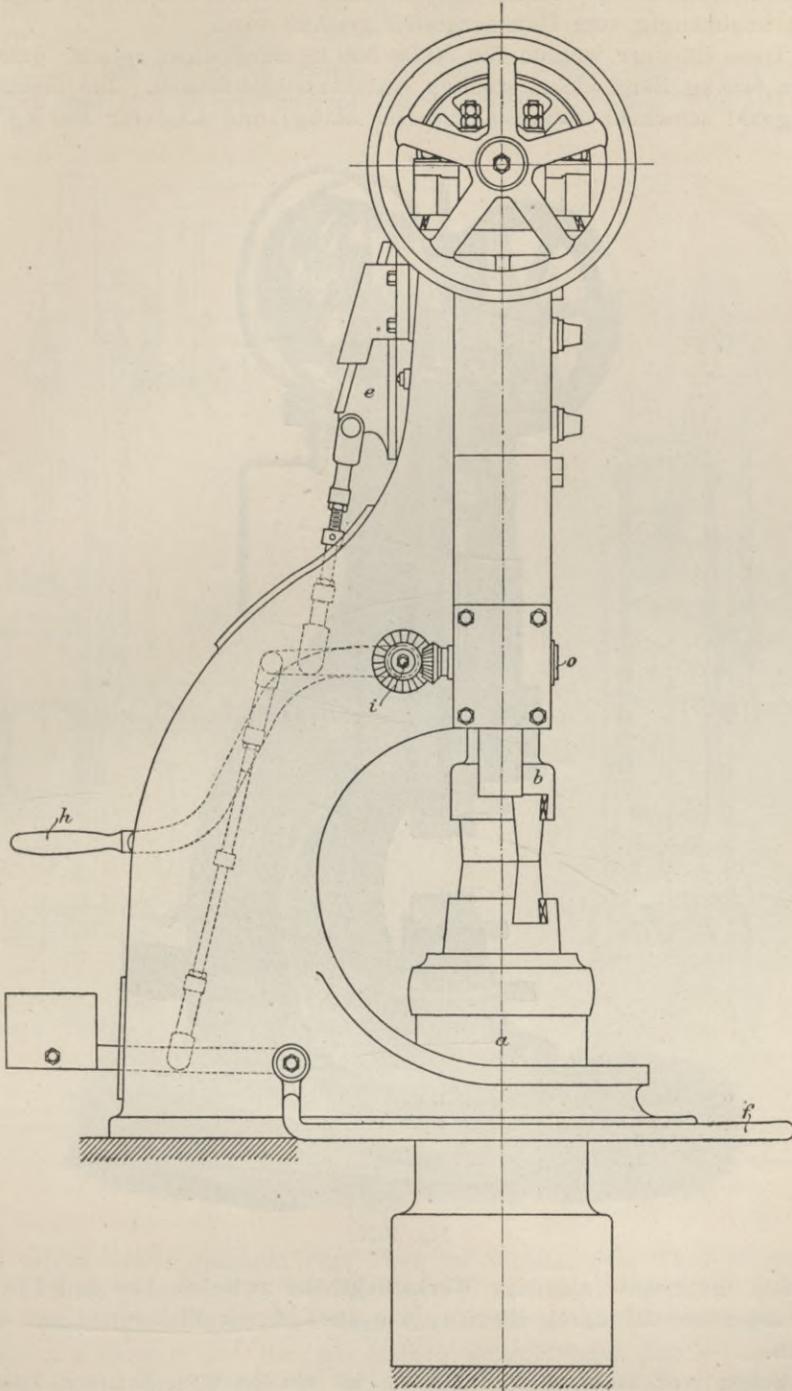


Fig. 1069.

lassen zu können. Die Querwelle *i* überträgt ihre Drehbewegung durch zwei Kegelpaare auf die beiden Wellen *o*, welche zum Andrücken der

beiden weiter oben genannten Bremsbacken dienen.<sup>1)</sup> *a* bezeichnet den Amboss, welcher frei durch eine Oeffnung des Maschinenfusses ragt und unten unabhängig vom Hammergestell gestützt wird.

Diese Hämmer werden für 50 bis 250 kg Bärge wicht gebaut; grössere, bis zu 500 kg Bärge wicht, erhalten ein thorartiges Gestell. Die minutliche Schlagzahl schwankt zwischen 220 (für 50 kg) und 135 (für 500 kg Bär-

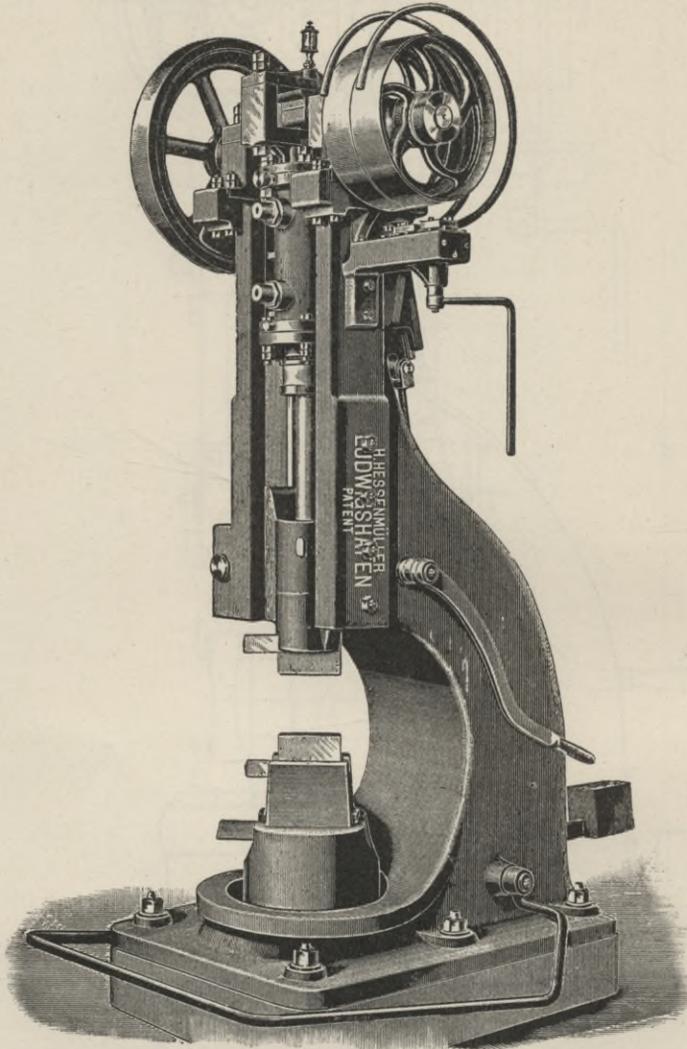


Fig. 1070.

gewicht), die grösste zulässige Werkstückshöhe zwischen 120 und 270 mm. Sie werden sowohl durch Riemen, wie auch durch Elektromotoren angetrieben.

Schon vor mehr als 30 Jahren ist ein Luftfederhammer bekannt geworden,<sup>2)</sup> bei welchem der Stiefel am Maschinengestell fest sitzt; es spielt

<sup>1)</sup> D. R.-P. No. 99895, Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1899, S. 109, mit Abb.

<sup>2)</sup> Walton, Dingl. polyt. Journ. 1865, Bd. 176, S. 176, mit Abb.

in ihm der den Bär tragende Kolben, je nachdem durch eine ventillose Luftpumpe, die über dem Kolben befindliche Luft angesaugt oder zurückgedrängt wird. Das ist demnach ein reiner Federhammer, der nur so zu steuern ist, wie ein solcher.

Arns<sup>1)</sup> hat den festen Stiefel, mit einem Luften-, bzw. Auslasshahn versehen und so eine sehr einfache Steuerbarkeit gewonnen. Fig. 1071 und

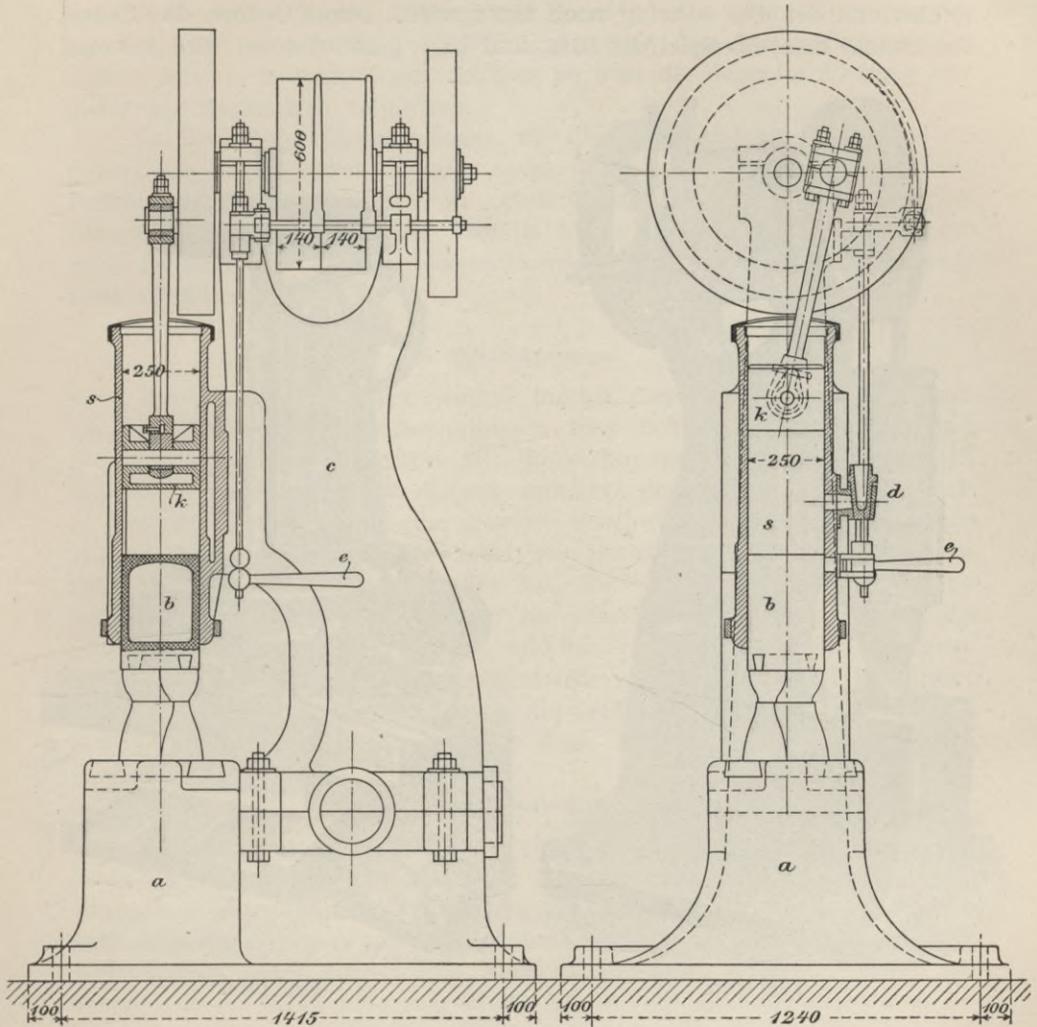


Fig. 1071.

Fig. 1072.

1072 zeigen diesen Hammer zum Theil im Schnitt, zum Theil in Ansicht, Fig. 1073 als Schaubild so, wie ihn Breuer, Schumacher & Co. in Kalk bei Köln bauen. Der Stiefel *s* ist dem durch Kurbel und Lenkstange angetriebenen Kolben *k* und dem als Kolben ausgebildeten Bär *b* gemeinsam. In Fig. 1071 links ist eine im Stiefel feste Leiste angedeutet, die in eine

<sup>1)</sup> D. R.-P. Nr. 31975; Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1885, S. 110, mit Abb. American Machinist, Febr. 1890, S. 7, mit Schaubild.

Nuth des Bärs *b* greift, um zu verhüten, dass dieser sich um seine Axe dreht. Zwischen *k* und *b* ist (Fig. 1072 rechts) ein ziemlich weiter Hahn *d* angebracht, dessen Kücken durch eine einfache Handhabe gedreht werden kann. Ist er geschlossen, so verdünnt sich bei steigendem Kolben *k* die Luft zwischen *k* und *b*, und die Atmosphäre drückt *b* nach oben. Bei dem Hubwechsel von *k* setzt *b* zunächst noch seine steigende Bewegung fort, so dass die zwischen *b* und *k* eingeschlossene Luft eine starke Verdichtung erfährt und den Bär *b* heftig nach unten wirft. Durch Oeffnen des Hahns *d* schwächt man das Spiel des Bärs, und ist *b* ganz offen, so wird *b* kaum

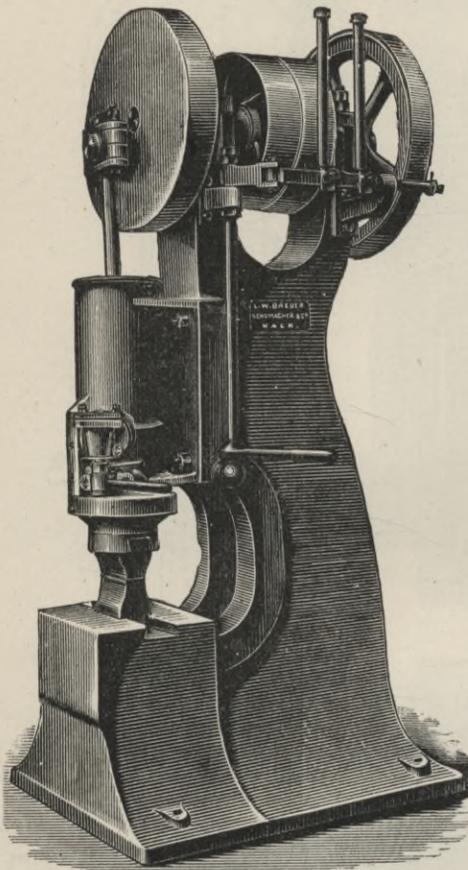


Fig. 1073.

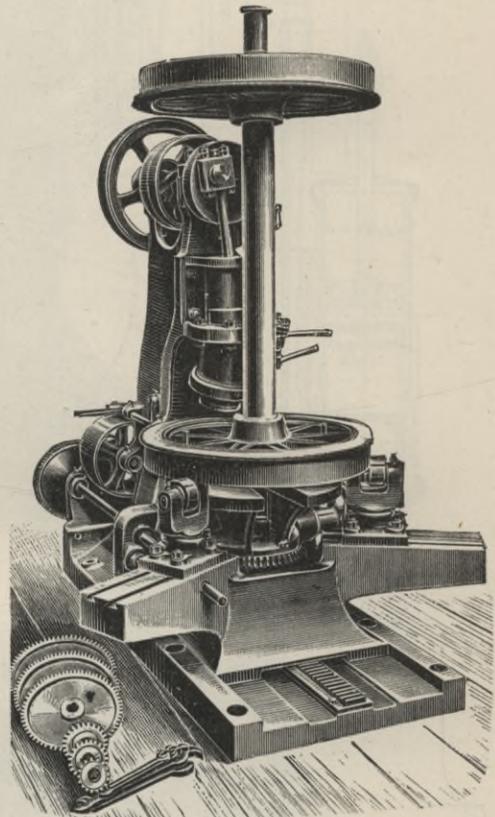


Fig. 1074.

noch angehoben. Der Unteramboss *a* ist mit dem Ständer *c* durch Schrauben und Schrumpfringe verbunden; eine dem Arbeiter bequem liegende Handhabe *e* dient zum Verschieben des Treibriemens. Die Kurbelwelle des vorliegenden Hammers soll sich minutlich 175 bis 225 mal drehen, also der Bär eben so viele Schläge ausführen. Kleinere Hämmer machen bis zu 450 Schläge in der Minute.

Das Schaubild 1074 zeigt den Hammer so vorgerichtet, wie er zum Verhämmern der sogenannten Sprengringe der Eisenbahnwagenräder verwendet wird. Der untere Theil des festen Stiefels, derjenige, in welchem der Bär spielt, weicht von der lothrechten Lage des oberen Theiles so ab,

dass die Hammerbahn schräg liegt, wie die in Rede stehende Bearbeitung es erfordert. Das Rad ruht auf drei Rollen und wird durch einen links im Bilde erkennbaren Antrieb langsam um seine Axe gedreht. Das Uebrige ergibt die Figur ohne weiteres.

Max Hasse & Co.<sup>1)</sup> verwendet für den von der Kurbel angetriebenen Kolben einen liegenden Stiefel und lässt die Luft unter den Hammerkolben treten. Sturm<sup>2)</sup> stellt die beiden selbständigen Stiefel neben einander und benutzt doppelt wirkende Kolben, und Beché<sup>3)</sup> treibt zwei Kolben gemeinsam an. Der eine wirkt, wie bei Arns, über dem Hammerkolben, der andere arbeitet in dem Hammerkolben, so dass die doppelte Wirkung und gedrängte Bauart sich vereinigen.

Bei den Federhämmern findet, wie die hier angeführten Beispiele ergeben, das Regeln durch Bremsen statt: Bremsen der Kurbelwelle oder des Luften-, bzw. Austritts u. s. w. Andere Ausführungsarten — z. B. bei Longworth, S. 591 — führen ebenfalls beträchtliche Reibungsverluste mit sich. Es lohnt sich deshalb eine rechnerische Behandlung, zumal diese sehr breit ausfällt, nicht.

#### 4. Spindelpressen.

Von den Spindelpressen gehören hierher diejenigen, deren meist steilgängige Schraube mit Schwungkugeln oder Schwungrad versehen sind. Die Schraube wird, bevor das mit ihr verbundene Werkzeug — ein Gesenk oder dergl. — das Werkstück erreicht, gedreht und fällt zugleich, so dass die Schwungmasse eine gewisse Geschwindigkeit erhält. Es dient alsdann die so aufgespeicherte Arbeit zur Bethätigung des Werkzeugs, sobald dieses das Werkstück getroffen hat. Es deckt sich somit die Wirkungsweise mit derjenigen der Hämmer; sie unterscheidet sich aber durch die weit grösseren Reibungswiderstände und dadurch, dass während der eigentlichen Arbeit ganz bedeutende Drehmomente von der im Gestell befestigten Mutter aufgenommen werden müssen, die das Gestell abzuwürgen versuchen. Zum Zweck des Schmiedens werden diese Maschinen nicht mehr gebaut.

#### 5. Amboss und Gestell der Hämmer.

a) Der Amboss soll die Gegenwirkung des Hammerschlages bieten. Diejenige mechanische Arbeit, welche nicht für die Umgestaltung des Werkstücks und Zerstörung der Werkzeuge verwendet wird, zwingt den Amboss auszuweichen. Je schwerer der Amboss ist, um so geringer ist die Beschleunigung dieses Ausweichens, und da die Zeit, während welcher der Schlag auf ihn wirkt, eine sehr kleine ist, so fällt auch die durch diese Beschleunigung hervorgebrachte Geschwindigkeit um so kleiner aus, je schwerer der Amboss ist. Immerhin muss diese Geschwindigkeit wieder vernichtet werden, wozu eine mechanische Arbeit gehört, die der in den Amboss übergegangenen gleicht. Nachdem der Amboss zur Ruhe gekommen ist, soll er in die ursprüngliche Lage zurückgebracht werden.

Bei Handarbeiten heisst der Amboss häufig Gegenhalter. Ein gewichtiger Gegenstand wird mittels der Hand der Schlagstelle gegenüber ange-

<sup>1)</sup> D. R.-P. Nr. 37461; Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1887, S. 103, mit Abb.

<sup>2)</sup> D. R.-P. Nr. 7288, Dingl. polyt. Journ. 1880, Bd. 236, S. 198, mit Abb.

<sup>3)</sup> D. R.-P. Nr. 90252; Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1897, S. 544, mit Abb.

legt, er weicht der Schlagwirkung ein wenig aus, und wird unmittelbar darauf durch die Hand wieder zurück bewegt.

Da, wo das Arbeitsvermögen des Menschen für den vorliegenden Zweck nicht ausreicht, könnte man den Amboss auf das eine Ende eines doppelarmigen Hebels setzen, dessen anderes Ende gehörig belastet ist. Diese Einrichtung dürfte jedoch praktisch nicht ausführbar sein; man macht davon keinen Gebrauch.

Es ist vielmehr ausschliesslich eine elastische Stützung des Amboss gebräuchlich; diese erschwert zunächst die Beschleunigung des Amboss, vernichtet seine Geschwindigkeit und bringt ihn dann auf den ursprünglichen Platz zurück, und zwar unmittelbar. Sie muss allerdings kräftig und dauerhaft genug sein, um ihre Aufgabe längere Zeit erfüllen zu können.

b) Soweit das Gewicht des Amboss in Frage kommt, lautet die Antwort zunächst; es kann kaum zu gross gewählt werden. Da jedoch ein schwererer Amboss mehr kostet als ein leichterer, so begrenzen wirtschaftliche Gründe das Ambossgewicht. Man versteht nun bisher noch nicht den in den Amboss übergehenden Theil der Schlagwirkung, namentlich aber die durch diesen hervorgerufenen Erscheinungen im Amboss und seiner Stütze rechnerisch zu verfolgen und muss sich deshalb mit Erfahrungszahlen begnügen, die im Einzelfalle auf Grund persönlicher Anschauung nach oben oder unten geändert werden.

Nach der „Hütte“<sup>1)</sup> nimmt man an, wenn  $h$  die Hubhöhe des Hammers in Meter,  $G$  das Bärgewicht und  $Q$  das Gewicht des Amboss in Kilogramm bezeichnet:

für Hämmer zum Eisenschmieden  $Q = 6 \cdot h \cdot G$ , mindestens 8 G,  
 „ „ „ Stahlschmieden  $Q = 10 \cdot h \cdot G$ , „ 12 G,  
 „ „ mit frischem Oberdampf das 1,3 fache der vorigen Werthe.

Reibhämmer (S. 551—566) verhalten sich so wie Dampfhämmer ohne frischen Oberdampf; man wird daher für sie die für letztere vermerkten Zahlen verwenden können.

Es scheinen diese Werthe aber oft erheblich unterschritten zu werden. So findet man bei dem grössten Dampfhämmer der Welt, demjenigen der Bethlehem Iron Co. (S. 570),  $Q = 3 \cdot h \cdot G$ , bei dem 80 t-Hammer zu Creuzot<sup>2)</sup>  $Q = 1,88 \cdot h \cdot G$ , bei dem 17,5 t-Hammer des Eisenwerks Neuberg<sup>3)</sup>  $Q = 3,6 \cdot h \cdot G$ , bei dem 8 t-Hammer der Gesellschaft Cavé<sup>4)</sup>  $Q = 3,75 \cdot h \cdot G$ . Das sind einfach wirkende Hämmer. Von solchen, die mit frischem Oberdampf arbeiten, führe ich folgende an: Latrobe (S. 571) 20 t-Bär,  $Q = 4,7 \cdot h \cdot G$ ; Rigby<sup>5)</sup> 12-Bär,  $Q = 2 \cdot h \cdot G$ ; G. Sigl<sup>6)</sup> 6 t-Bär,  $Q = 6 \cdot h \cdot G$ ; G. Brinkmann & Co. (S. 584) 500 kg-Bär,  $Q = 10 G$  und Breuer, Schumacher & Co. verzeichnen für ihre Hämmer mit 75 bis 750 kg (S. 585) Bärgewicht durchweg  $Q = 8 G$ .

Wenn hiernach kleinere Ambossgewichte als die von der „Hütte“ an-

<sup>1)</sup> Des Ingenieurs Taschenbuch, 1892, Theil I, S. 545.

<sup>2)</sup> Dingt. polyt. Journ. 1878, Bd. 229, S. 408, mit Abb.

<sup>3)</sup> Kittler, Riedler & Seeberg, Dampfhämmer, Graz 1870.

<sup>4)</sup> Polytechn. Centralbl. 1858, S. 1317, mit Abb.

<sup>5)</sup> Dingt. polyt. Journ. 1881, Bd. 242, S. 97, mit Abb.

<sup>6)</sup> Prakt. Masch.-Konstr. 1887, S. 239.

gegebenen ausreichen, so hat man es doch immer mit grossen Gewichten zu thun.

Es liegt daher der Gedanke nahe, das Gewicht der ganzen Maschine in das Ambossgewicht mit einzuschliessen, d. h. das Maschinengestell und sonstigen Zubehör mit dem Amboss fest zu verbinden. Dann muss alles die weiter oben erwähnten Bewegungen mitmachen, und da diese in sehr kurzer Zeit verlaufen, sich heftige Erschütterungen gefallen lassen. Diese dürften auf das Gestell um so zerstörender wirken, je grösser der Grad des Ausweichens ist, weshalb für die Maschine selbst zweckmässig erscheint, sie möglichst unnachgiebig zu stützen. C. Norland<sup>1)</sup> empfiehlt denn auch lebhaft, diejenigen Hämmer — er hat Reibhämmer mit 63 bis 870 kg Bärgewicht im Auge —, deren Gestell mit dem Amboss verbunden ist, auf eine harte Unterlage (Granit in Cement gemauert) zu stellen, und führt Beispiele an, nach welchen bei dieser Aufstellungsweise weniger Brüche vorgekommen sind, als bei der elastischen Stützung durch hohe, aus Stücken zusammengesetzte Holzstöcke. Freilich wird man bei der harten Stütze grössere Erschütterungen des Erdbodens empfinden, als bei der elastischen. Dieser Umstand dürfte der Anlass zu der in Deutschland meistens vorkommenden elastischen Stützung sein. Fig. 1075 und 1076 zeigen die für den Luftfederhammer, Fig. 1071 und 1072, S. 597, bestimmte Unterlage. Sie besteht aus zwei Lagen zusammengeschaubarer Holzbalken. Die Rückwirkung des Amboss auf das Gestell sucht man zunächst durch möglichst unmittelbare Verbindung beider unschädlich zu machen (vergl. Fig. 1026, S. 564); man sucht sie oft durch elastische Einlagen — Holz, Leder, Kork, Filz — zu mildern.

Erfahrungsgemäss ist jedoch nur für kleinere Hämmer die Verbindung von Gestell und Amboss unbedenklich; für grössere Hämmer vermeidet man sie, trennt sogar so viel wie möglich die Fundamente beider.

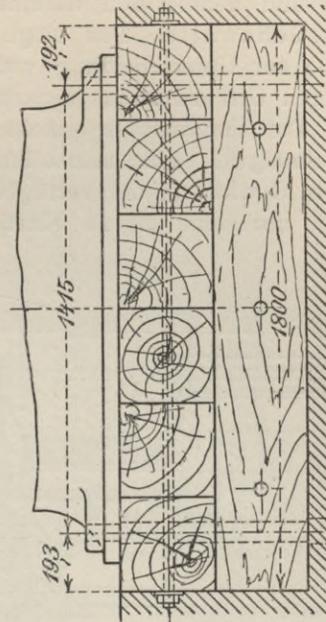


Fig. 1075.

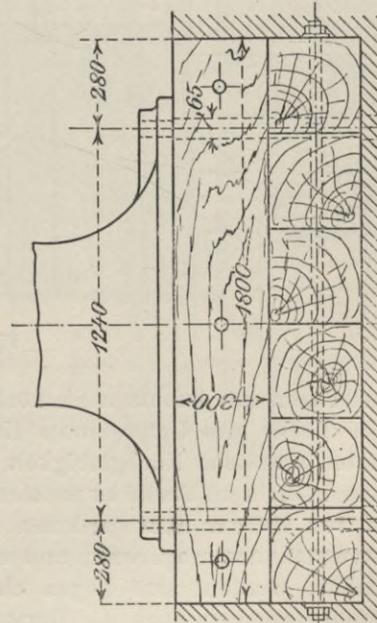


Fig. 1076.

<sup>1)</sup> American Machinist, Febr. 1895, S. 130, mit Abb.

Bisher habe ich den ganzen Metallkörper, welcher das Werkstück während des Schmiedens stützt, Amboss genannt. Manche legen diesen Namen nur dem auswechselbaren Stück bei, welches die Ambossbahn enthält, und nennen den darunter befindlichen schweren Körper Chabotte oder Schawatte. Das möge zur Verständigung angeführt werden; ich werde zur Unterscheidung von dem oberen, auswechselbaren Theil den anderen Unteramboss nennen.

Der Unteramboss besteht in der Regel aus Gusseisen, zuweilen aber aus Stahlguss. Man macht ihn verhältnissmässig hoch, theils um das verlangte Gewicht in der verfügbaren Grundfläche unterzubringen, theils aber auch, um seine eigene Elasticität für das nothwendige Ausweichen der

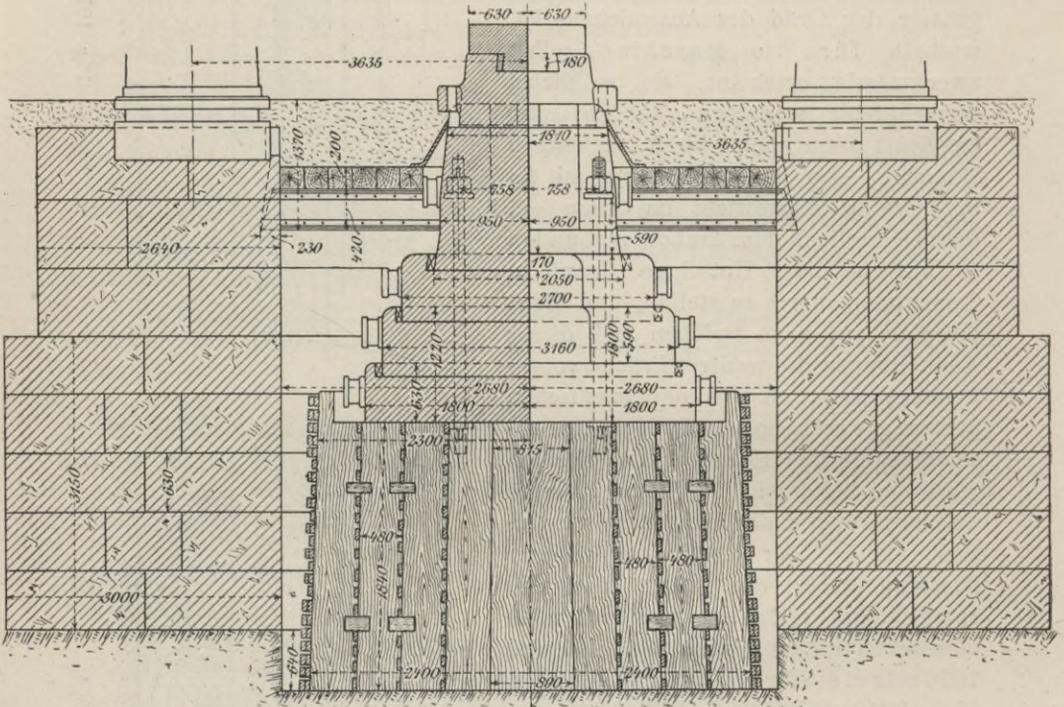


Fig. 1077.

Hammerbahn mit benutzen zu können. Man hat sogar zwischen die einzelnen Theile des Unteramboss Holz, Korkrinde, Leder oder Filz gelegt, um seine elastische Nachgiebigkeit zu erhöhen. Eine Zerlegung des Unteramboss in mehrere Theile ist meistens nöthig, um ihn an seinen Ort bringen, bezw. von diesem hinwegnehmen zu können. Die Theilungsflächen sind selbstverständlich wagerecht, und es ist dafür zu sorgen, dass die Stücke verhindert werden, sich gegen einander zu verschieben. Die Fig. 1052 bis 1069 enthalten auch die Darstellungen der zugehörigen Unterambosse.

Den Unteramboss stützt man auf den Ambossstock, der meistens aus Holz besteht; aber auch aus Cementmauerwerk<sup>1)</sup> gefertigte werden

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1867, S. 295, S. 355, mit Abb. Dingl. polyt. Journ. 1877, Bd. 225, S. 36, mit Abb.

empfohlen. Bei hölzernen Ambossstöcken werden Hölzer lothrecht aufgestellt oder liegend verwendet.

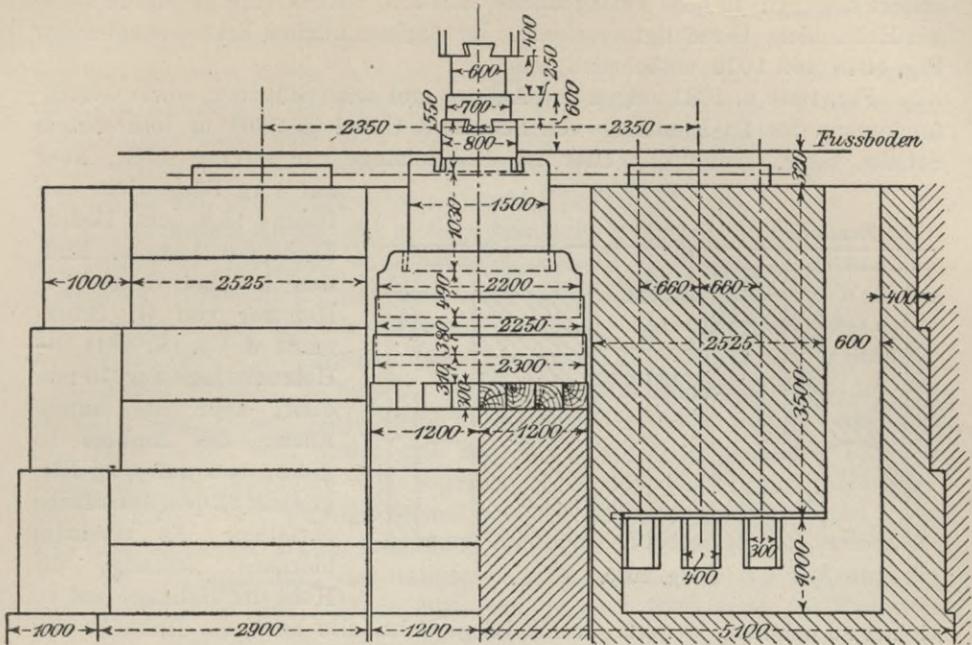


Fig. 1078.

Fig. 1077 zeigt den Amboss nebst Ambossstock des 17,5 t-Hammers des Eisenwerks Neuberg (S. 600), bei welchem der 1,84 m hohe Ambossstock aus aufrecht gestellten, gut zusammengefügt und durch mehrfache Reifenlagen gebundenen Hölzern besteht. Der zwischen Amboss und Gestellfundament frei bleibende Raum ist geeignet überbrückt. Es sei hervorgehoben, dass die unterste achteckige Fläche des Unteramboss 3,6 m über die Flächen misst, also dem Ambossstock 10,7 qm Fläche darbietet.

Fig. 1078 und 1079 stellen den Amboss und seine Stützung, sowie das Gestellfundament eines 5 t-Hammers dar. Die rechte Hälfte von Fig. 1078 und die linke von Fig. 1079 sind Schnitte. Man sieht, dass die elastische Unterlage nur aus einer 300 mm dicken Holzschicht besteht, dass aber das diese tragende Mauerwerk auf mehr als 2,5 m Tiefe von dem in Fig. 1078 links und rechts belegenen Gestellfundament getrennt gehalten ist. Vergleicht man ferner die Grösse der

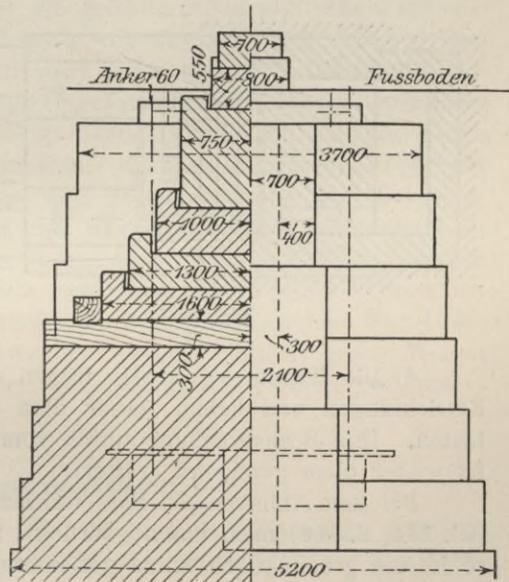


Fig. 1079.

unteren Ambossfläche (7,36 qm) mit derjenigen des vorigen Hammers, so findet man, dass auf letztere 6 qcm Auflagefläche für 1 kg Bärge­wicht, auf erstere dagegen 15 qcm Auflagefläche entfallen, sonach eine geringere Höhe der Holzschicht berechtigt erscheint. Im übrigen dürften Erläuterungen der Fig. 1078 und 1079 entbehrlich sein.

Fig. 1080 u. 1081 zeigen den Amboss und seine Stützung, sowie Gestellfundament des 1 t-Hammers von Schultz & Göbel (S. 580) in lothrechtem Schnitt, bzw. Grundriss. Hier ist die Holzlage nur 260 mm dick, aber

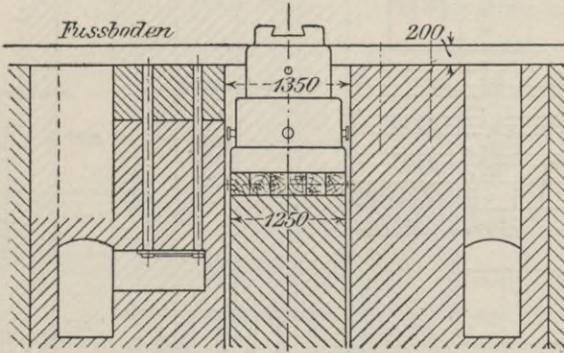


Fig. 1080.

auf 1 kg Bärge­wicht entfallen 15,6 qcm Bodenfläche des Amboss. Endlich ist bei dem  $\frac{1}{2}$  t-Hammer von G. Brinkmann & Co. (S. 584) die Holzunterlage nur 70 mm dick, aber die untere Fläche des Amboss so gross, dass auf 1 kg Bärge­wicht 22 qcm Stützfläche entfallen. Es erscheint hiernach zulässig, die Höhe der Holzlage um so

kleiner zu nehmen, je geringer das Bärge­wicht (also auch die Hubhöhe des Bärs) und je grösser die für 1 kg Bärge­wicht vorgesehene Ambossunterfläche ist.

c) Es gleicht sich die Massenwirkung ohne weiteres aus, wenn man gleichzeitig zwei ganz gleiche Hämmer von entgegengesetzten Seiten auf das Werkstück wirken lässt.

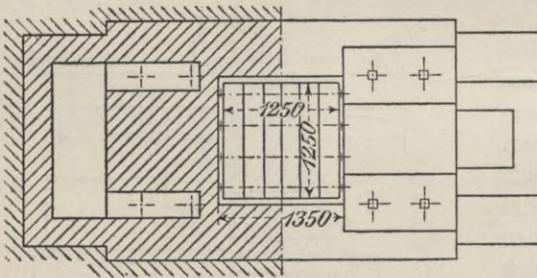


Fig. 1081.

Eine solche Anordnung würde auch den Verlust derjenigen mechanischen Arbeit, die vorübergehend in den Amboss übergeht, verhüten. Die bisher vorgeschlagenen Ausführungsformen dieses Verfahrens scheinen aber wenig befriedigt zu haben; wenigstens kommen derartige Hämmer fast garnicht vor.<sup>1)</sup>

d) Die Hammergestelle tragen die zum Heben des Bärs dienenden Einrichtungen und haben ferner dem Bär die erforderliche Führung zu bieten. Ihre Beanspruchung durch vom Amboss herrührende Erschütterung ist weiter oben genügend erörtert.

Bei dem Anheben des Bärs werden die Gestelle mit der Kraft  $K = a \cdot G$  (Gl. 134, S. 566) nach unten gedrückt; findet das Heben durch Dampf statt, so ist die grösste nach unten gerichtete Kraft gleich der unteren Kolben-

<sup>1)</sup> Ramsbottom, Dingl. polyt. Journ. 1866, Bd. 182, S. 85, mit Abb. Thal, Dingl. polyt. Journ. 1872, Bd. 205, S. 501, mit Abb. Lesénéchal, Dingl. polyt. Journ. 1881, Bd. 240, S. 6, mit Abb. Massey, Revue industrielle, März 1896, S. 98, mit Schaubild. Horwich Shops, American Machinist, Sept. 1898, S. 648, mit Schaubild auf S. 650.

fläche mal den Dampfüberdruck für die Flächeneinheit, und bei Oberdampf drückt das Produkt aus oberer Kolbenfläche und dem Dampfüberdruck diejenige Kraft aus, welche beim oberen Hubwechsel in der Richtung nach oben auf das Gestell wirkt. Diese Beträge können überschritten werden: bei Reibhämmern durch zu starkes Anziehen des Hubriemens, bezw. übermässiges Andrücken der Reibrollen, bei Dampfhämmern durch Kompression des Dampfes unter oder über dem Kolben. Diese Ueberschreitungen sind nicht allgemein zu bestimmen; man wird sie durch schätzungsweise Zuschläge zu den erst angegebenen Werthen berücksichtigen können. Es ist die Grösse dieser Kräfte nun nicht zur Berechnung der Gestellabmessungen auf Grund der Festigkeit zu benutzen, sondern höchstens auf Grund des elastischen Widerstandes der Gestelltheile. Wegen des raschen Wechsels der Beanspruchung entstehen Schwingungen des Gestelles. Letzteres ist so anzuordnen und zu bemessen, dass diese Schwingungen nur wenig Schaden verursachen können. Lothrechte Schwingungen sind unschädlich, so weit sie die Festigkeit des Gestelles nicht gefährden. Hieraus folgt, dass das thorartige Gestell weit besser sich eignet als das C-förmige, da letzteres pendelnde Schwingungen, das sogenannte Nicken, herbeiführt. Man benutzt deshalb das C-förmige Gestell nur für kleinere Hämmer, und giebt ihm eine möglichst kleine Ausladung.

Die Beanspruchung des Hammergestells, welche von der Führung des Bärs herrührt, ist eine sehr verschiedene, je nach Benutzung des Hammers und dem Zustande der Führung (S. 571). Rechnerisches Verfolgen der auftretenden Kräfte ist so gut wie ausgeschlossen, weil keine bestimmten Vordersätze zu geben sind. Es ist hier das praktische Gefühl allein herrschend. Dasselbe gilt, wenn die Führung allein durch Stopfbüchse und Dampfstiefel stattfindet.<sup>1)</sup>

Für die Wahl der Gestellart ist die geforderte Zugänglichkeit mit entscheidend. Hat der Hammer regelmässig mit Gesenken begrenzter Grösse zu arbeiten, so genügt die Zugänglichkeit eines schmalen thorartigen Gestelles (Fig. 1009, S. 555). Sind lange Gegenstände zu schmieden, so ist das C-förmige Gestell bequemer; man neigt dann meistens die schmale, lange Hammerbahn um  $45^{\circ}$  gegen die Mittelebene des Gestelles, bringt auch wohl in letzterem, gegenüber dem Amboss, eine grosse Oeffnung an. Bei sperrigen Werkstücken verdient wieder das thorartige Gestell vorgezogen zu werden, oder kommt allein in Frage, indem auch bei grosser Weite zwischen den Ständern nennenswerthes Pendeln des Hammerwegs nicht vorkommen kann. Es wird für sperrige Werkstücke die Gestellform, welche Fig. 1031, S. 569 dargestellt, mit Vorliebe verwendet, weil sie beliebig grosse Weiten zwischen den zum Tragen des Querbalkens dienenden Pfeilern gestattet.

### III. Schmiedepressen.

Wegen der Massenwirkungen, die von dem aufschlagenden Hammer ausgehen, und welche trotz weitgehender Vorsichtsmassregeln auf die Werkzeugmaschine nicht allein, sondern auch auf deren Umgebung zerstörend wirken, wählt man in neuerer Zeit mehr und mehr eine andere Kraftüber-

<sup>1)</sup> Morrison, Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1865, S. 622, mit Abb. Sellers, Dingl. polyt. Journ. 1874, Bd. 212, S. 382, mit Abb.

setzung, und zwar eine solche, welche die wirksamen Flächen der Schmiedemaschine mit geringer Geschwindigkeit einander nähert. Man nennt solche Schmiedemaschinen Schmiedepressen.

Sie unterscheiden sich von den Hämmern schon durch die Grösse der von den Werkzeugen zu überwindenden Widerstände, was nach den Erörterungen auf S. 541 selbstverständlich erscheint.

### A. Widerstände.

Es liegen mehrere gute Versuche über die Grösse der Kraft vor, mit welcher die langsam bewegten Werkzeuge gegen die Werkstücke geführt werden müssen.

R. M. Daelen in Düsseldorf fand bei einer Presse, welche bis zu 1200 t Druck auszuüben vermochte,<sup>1)</sup> folgende Werthe für 1 qmm der Druckfläche  $F$ , Fig. 996 (S. 542).

Die zu schmiedenden Blöcke bestanden aus Flusseisen von mittlerer Härte, etwa 50 bis 60 kg/qmm Reissfestigkeit.

Sehr warm gelb	Wenig kälter dunkelgelb	roth	dunkelroth	braun	beinahe schwarz
5,5 kg	6,4 kg	6,77 kg und 5,1 kg	16 kg	17,6 kg	22,3 kg

Aus dem Vergleich dieser Zahlen mit den unter *aa*, S. 540 angegebenen Festigkeitszahlen ergibt sich, dass der zu überwindende Widerstand etwa 1,4 bis 1,7 mal so gross ist als die Festigkeit. Für den Widerstand, den „Schmiedeeisen“ der Hammerbahn entgegengesetzt (vergl. S. 546), hat man dagegen einen mehr als 10fachen Betrag der Festigkeit gefunden! Die Schmiedepressen zeichnen sich demnach vor den Hämmern nicht allein dadurch aus, dass sie frei von Erschütterungen sind, sondern auch durch erheblich geringeren Widerstand der Werkstücke, also geringeren Arbeitsaufwand.

Mit den Daelen'schen Versuchsergebnissen befindet sich die Angabe<sup>2)</sup> in guter Uebereinstimmung, dass Sellers 8,4 kg/qmm Stauchdruck für Gelenkbolzenaugen annimmt. Der zur Bildung eines Nietkopfes erforderliche Druck ist grösser (s. weiter unten), was zum Theil der Umstand erklärt, dass die Abkühlung durch den Kopfstempel verhältnissmässig grösser ausfällt.

Noch grösser ist aber der Widerstand, wenn das Werkstück nach Fig. 998, S. 542, auch nach der Seite eine scharfe Ausbildung erfahren soll. Haswell<sup>3)</sup> verwendete für diesen Fall — für schweisswarmes Schmiedeeisen — 15,4 kg/qmm.

Diese Zahlen gewähren einen genügend sicheren Anhalt für die im besonderen Falle anzunehmende Kraft der Presse.

Es kommt für die Pressen — ähnlich wie bei den spanabhebenden Maschinen — die grösste vorkommende Kraft in Frage. Da jedoch ein und dieselbe Maschine sowohl Werkstücke, welche diese grösste Kraft in

<sup>1)</sup> Stahl und Eisen, April 1898, S. 314, mit Abb.

<sup>2)</sup> Stahl und Eisen, 1892, S. 172.

<sup>3)</sup> Zeitschr. d. österr. Ingen., und Arch.-Ver. 1872, S. 329, mit Abb.

Anspruch nehmen, als auch, und zwar vorwiegend solche, welche geringerer Kraft bedürfen, zu bearbeiten hat, so müssen Regelungs-Einrichtungen vorgesehen werden, vermöge welcher die Kraft dem Bedarf bequem angepasst werden kann. Gute Regelbarkeit der Kraftwirkung ist insbesondere dann unbedingt nöthig, wenn das Werkstück zwischen freien Stempeln bearbeitet wird, da in diesem Falle ein zu grosser Druck das Werkstück zerquetschen kann.

### B. Mittel zum Bethätigen der Werkzeuge.

Die Werkzeuge bestehen bei den Schmiedepressen ebenso wie bei den Hämmern aus Gesenken, quer zur Bewegungsrichtung liegenden ebenen Bahnen oder auch nach Fig. 997, S. 542 gebrochenen Bahnen. Ihre Bethätigung kann durch starre Glieder von einer Kurbel oder deren Verwandten aus, auch durch eine langsam gedrehte Schraube stattfinden. Hiervon wird jedoch nur für besondere Zwecke Gebrauch gemacht.<sup>1)</sup>

In der Regel benutzt man eine unter erheblichem Druck stehende Flüssigkeit — Dampf, Luft, Wasser — die auf einen mit dem Werkzeug verbundenen Kolben wirkt. Die angedeutete, unmittelbare Verwendung gespannten Dampfes ist selten (s. weiter unten). Druckluft kommt bei Nietmaschinen (s. weiter unten) vor, wogegen Druckwasser das bei weitem vorherrschende Betriebsmittel der Schmiedepressen ist. S. 510 wurde angegeben, dass das Druckwasser auch für andere Maschinen verwendet wird, weiter unten wird seine Verwendung zum Betriebe von Niet-, Bieg-, Krämp-, Kumpel- und Sandformmaschinen beschrieben werden. Es sollen, um Wiederholungen möglichst zu vermeiden, an vorliegender Stelle die Gesichtspunkte, welche bei dem Druckwasserbetrieb für Werkzeugmaschinen massgebend sind, kurz erörtert werden.

Dabei ist unter den folgenden Verfahren zu unterscheiden: 1. durch eine mittels Kurbel oder auf andere Weise angetriebene Pumpe wird Druckwasser in einen Speicher getrieben und von diesem aus an die Arbeitsmaschinen vertheilt, 2. durch eine mittels Kurbel angetriebene Pumpe wird das Druckwasser auf kürzestem Wege dem Presskolben zugeführt, 3. eine Dampfpumpe treibt das Wasser gegen den Presskolben. Fall 1 gestattet von einer Quelle aus mehrere Maschinen zu betreiben; wenn die Anordnung Fall 2 oder 3 entspricht, so gehört zu jeder Arbeitsmaschine eine besondere Pumpe.

Für die Beantwortung der Frage, welches dieser drei Verfahren verdient den Vorzug? ist die Regelbarkeit des vom Werkzeug geleisteten Druckes in erster Linie von Bedeutung.

Sie soll den Druck, welchen die Maschine liefert, dem vom Werkstück verlangten, bequem und sparsam anpassen lassen. Das kommt in Frage bei dem Arbeitsweg des Werkzeugs, weil dieses zeitweise grosse, zeitweise nur kleine Widerstände zu überwinden hat. Dagegen ist der Widerstand,

<sup>1)</sup> Bolzen, Dingl. polyt. Journ. Bd. 84, S. 95; Bd. 123, S. 342; Bd. 129, S. 426; Bd. 135, S. 171; Bd. 139, S. 100; Bd. 263, S. 505; Bd. 231, S. 399; Bd. 232, S. 7; S. 399; S. 402; Bd. 233, S. 449; Bd. 246, S. 102; Bd. 303, S. 137, mit Abb. Polyt. Centralblatt 1897, S. 160, mit Schaubild. Muttern. Dingl. polyt. Journ. 1879, Bd. 232, S. 7, S. 399, mit Abb. Annales industr. 1882, Bd. I, S. 400, mit Abb. Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen. 1882, S. 540, mit Abb.

welcher beim Rückgang auftritt, wenig oder gar nicht veränderlich. Demnach soll zuerst der Betrieb für den ersteren, dann der für den letzteren erörtert werden.

### 1. Vorwärtsbewegen des Werkzeugs.

Die Regelbarkeit des von der Presse ausgeübten Druckes beruht auf der Aenderung a) der Druckflächengrösse, oder b) des auf die Flächeneinheit entfallenden Druckes. Diese beiden Regelungsmittel sind auch die allein in Frage kommenden, wenn Dampf oder Druckluft auf den Presskolben wirken, weshalb die letzteren Betriebsmittel in die folgenden Erörterungen einbezogen sind.

#### a) Aenderung der Druckflächengrösse.

In Rücksicht auf gute Abdichtung sind die Kolben immer kreisrund, sie werden als sogenannte Mönchskolben, Fig. 1082, ausgebildet, zuweilen auch als Scheibenkolben.

Die Druckflächengrösse solcher Kolben ist offenbar nur dadurch zu ändern, dass man sie in eine Anzahl Kolben zerlegt und nach Bedarf nur

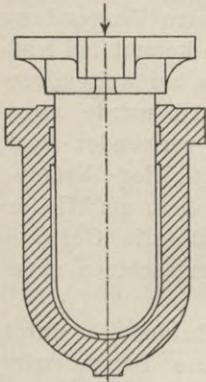


Fig. 1082.

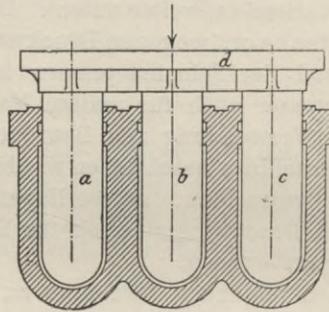


Fig. 1083.

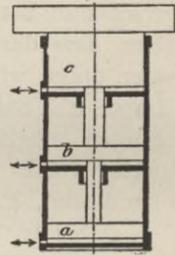


Fig. 1084.

einen oder mehrere derselben benutzt. Man kann z. B. nach Fig. 1083 drei Kolben *a*, *b* und *c* neben einander legen<sup>1)</sup> und durch ein Querhaupt *d* mit einander verbinden. Unter der Voraussetzung, dass der zu überwindende Widerstand in der Axe von *b* liegt, ist möglich, nur mit *b*, oder nur mit *a* und *c*, oder endlich mit *a*, *b* und *c* gleichzeitig zu arbeiten, also drei verschiedene Druckgrössen zu gewinnen. Es sind auch nach Fig. 1084 mehrere Kolben hinter einander zu legen,<sup>2)</sup> um dasselbe Ziel zu erreichen. Da in diesem Falle die Axen der Kolben zusammenfallen, so ist nicht, wie bei drei neben einander liegenden Kolben nöthig, die beiden Kolben *a* und *c* gleich gross zu machen und gemeinsam arbeiten zu lassen, vielmehr möglich, beliebige Durchmesser für die einzelnen Kolben zu wählen und jeden für sich, oder in irgend einer Zusammensetzung zu benutzen. Hierdurch vereinfacht sich die Anordnung, z. B. nach Fig. 1085 und 1086.<sup>3)</sup> Wenn z. B.  $D = d \cdot \sqrt{3}$  gewählt wird, so erhält man die Druckflächen:

<sup>1)</sup> The Engineer, 25. Sept. 1885, mit Abb. Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen. 1886, S. 451, mit Abb.

<sup>2)</sup> Revue industrielle, Juni 1890, S. 217, mit Abb.

<sup>3)</sup> Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen. 1888, S. 942; 1895, S. 906, mit Abb.

$$\left(\frac{D}{\sqrt{3}}\right)^2 \cdot \frac{\pi}{4} = \frac{1}{3} \cdot \frac{D^2 \cdot \pi}{4}$$

$$\frac{D^2 \cdot \pi}{4} - \left(\frac{D}{\sqrt{3}}\right)^2 \cdot \frac{\pi}{4} = \frac{2}{3} \cdot \frac{D^2 \cdot \pi}{4}$$

$$\frac{D^2 \cdot \pi}{4} = \frac{3}{3} \cdot \frac{D^2 \cdot \pi}{4}$$

je nachdem der kleine Kolben allein, oder die Ringfläche, oder beide Kolben benutzt werden, es bieten also 2 Kolben die gleiche Regelbarkeit wie 3, nach Fig. 1083 angeordnete Kolben.

Fritz Baare<sup>1)</sup> erreicht dasselbe Ziel durch eine etwas andere Anordnung der beiden Kolbenflächen.

Eine weitere Reihe von Veränderlichkeiten der wirksamen Druckfläche kann man durch Einfügen von Gegendruckflächen gewinnen. Es soll hier-

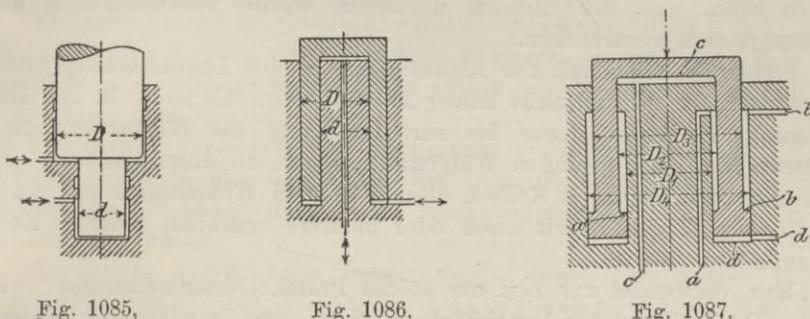


Fig. 1085.

Fig. 1086.

Fig. 1087.

für nur das Beispiel angeführt werden, welches Fig. 1087 darstellt.<sup>2)</sup> Es stecken mehrere Kolben ineinander, wodurch die Druckflächen  $a$ ,  $b$ ,  $c$  und  $d$  entstehen; das Wasser gelangt zu ihnen durch Bohrungen, welche mit denselben Buchstaben bezeichnet sind. Der auf  $d$  und  $c$  wirkende Druck sucht die beiden eigenartigen, aus dem Bilde 1087 erkennbaren Kolbenkörper auseinander zu treiben, während der Druck auf  $a$  und  $b$  dem entgegen wirkt. Je nachdem man die Druckflächen benutzt, entstehen sehr verschiedene Summen von Druckgrößen,

Es ist:

$$a = (\bar{D}_2^2 - \bar{D}_1^2) \frac{\pi}{4} \quad b = (\bar{D}_4^2 - \bar{D}_3^2) \frac{\pi}{4}$$

$$c = D_2^2 \frac{\pi}{4} \quad d = (D_4^2 - D_1^2) \frac{\pi}{4}$$

Wählt man  $D_1 : D_2 : D_3 : D_4 = \sqrt{3} : \sqrt{4} : \sqrt{9} : \sqrt{11}$ , so verhalten sich die Druckflächengrößen:

$$a : b : c : d = 1 : 2 : 4 : 8$$

und man kann folgende 12 Druckflächensummen erzielen:

<sup>1)</sup> D. R.-P. Nr. 45323.

<sup>2)</sup> D. R.-P. Nr. 36580, Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1886, S. 964, mit Abb.; 1888, S. 943, mit Abb.

<sup>3)</sup> Fischer, Handbuch der Werkzeugmaschinenkunde.

$c - a - b$	$= 4 - 1 - 2$	$= 1;$
$c - b$	$= 4 - 2$	$= 2;$
$c - a$	$= 4 - 1$	$= 3;$
$c$	$= 4$	$= 4;$
$d - a - b$	$= 8 - 1 - 2$	$= 5;$
$d - b$	$= 8 - 2$	$= 6;$
$d - a$	$= 8 - 1$	$= 7;$
$d$	$= 8$	$= 8;$
$c + d - a - b$	$= 4 + 8 - 1 - 2$	$= 9;$
$c + d - b$	$= 4 + 8 - 2$	$= 10;$
$c + d - a$	$= 4 + 8 - 1$	$= 11;$
$c + d$	$= 4 + 8$	$= 12.$

Ihrem Umfange nach dürfte die hierdurch gebotene Regelung in den meisten Fällen genügen. Es ist aber fraglich, ob dieser Haniel & Lueg-schen Presskolbenanordnung eine für die Praxis brauchbare Form gegeben werden kann, und das Steuern derselben würde voraussichtlich grosse Schwierigkeiten verursachen.

Bisher ist Gleichheit der Abstufungen in der Druckflächengrösse angenommen. Das ist nun nicht immer zweckmässig. Es ist z. B. zur Heran-bewegung des Presskolbens bis zur Berührung des Werkstücks oft ein grösserer Weg, der geringen Widerstand leistet, zu durchschreiten. Dann passt man den kleinsten Kolben diesem kleinen Widerstande an und fügt für die eigentliche Arbeit einen oder mehrere erheblich grössere Kolben-flächen hinzu.

Man verwendet zur Zeit nur solche Presskolbenanordnungen, welche bis zur Dreitheilung der Druckfläche reichen, und bewirkt die Zwischen-regelung durch Drosseln, d. i. künstlich erzeugte Reibungswiderstände für die Druckflüssigkeit, benutzt also neben der Aenderung der Druckflächen-grösse die Aenderung des auf die Flächeneinheit wirkenden Druckes.

#### b) Aenderung des Flüssigkeitsdruckes.

Sie kann erreicht werden durch Drosseln der Druckflüssigkeit. Ist diese unelastisch — was man wünscht, damit der Presskolben sich ruhig bewegt — so erfordert das Hervorbringen des Flüssigkeitsdruckes jederzeit denjenigen Arbeitsaufwand, den der grösste mittels der Presse zu über-windende Widerstand verlangt. Das vorliegende Verfahren verschwendet deshalb sehr viel mechanische Arbeit. Trotzdem wird es vielfach ange-wendet, und zwar wegen bequemen Steuerns. Für Nietmaschinen, Scheeren und ähnliche, kleinere Kräfte erfordernde Maschinen ist es fast ausschliess-lich im Gebrauch.

Der grosse Arbeitsverlust lässt sich in manchen Fällen durch Mindern oder Vergrössern des Druckes im Speicher ermässigen. Wenn man sicher ist, demnächst mit niedrigerem Druck auszukommen, so kann man die Be-lastung des Speicherkolbens entsprechend verringern, so dass die Pumpe weniger schwer zu arbeiten hat. Dieses Verfahren ist umständlich.

Es ist auch möglich, den Speicherdruck bei unverändertem Pumpen-kolbendruck zu vergrössern.

Nach Heinrichs<sup>1)</sup> besteht der hierzu geeignete Druckwasserspeicher

<sup>1)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1880, Bd. 235, S. 185, mit Abb.

aus einem aufrechten, röhrenartigen Kolben *A*, Fig. 1088, und dem beweglichen Theil *BC*, der so belastet ist, dass er sich hebt, sobald das von der Pumpe gelieferte Druckwasser sowohl durch *a*, als auch durch *b* einströmt. Es versorgt alsdann der Speicher die betreffende Maschine mit Druckwasser derselben Spannung (abgesehen von Reibungsverlusten). Soll vorübergehend mit höher gespanntem Wasser gearbeitet werden, so sperrt man die Pumpe von dem Speicher ab und lässt entweder aus *a* Wasser zur Werkzeugmaschine, durch *b* solches in's Freie fließen, oder verbindet *b* mit der Werkzeugmaschine und gewährt durch *a* freien Abfluss, so dass das gesamte Belastungsgewicht auf den Querschnitt von *C* oder auf den ringförmigen Querschnitt von *A* entfällt. Wählt man z. B.  $D_2 = D_1 \sqrt{3}$ , so verhält sich der von der Pumpe gebotene Druck zu dem von *b* und ferner zu dem von *a* abgeleiteten wie 1:2:3. Das Drosseln kommt demnach nur für die Regelung zwischen diesen Stufen in Frage. Das Verfahren ist nicht einfach zu benutzen und eignet sich nur für besondere Fälle.

Verwendet man eine elastische Flüssigkeit (Dampf, Druckluft), so ist der Verlust durch Drosseln geringer, indem das entspannte Gas einen grösseren Raum einnimmt. Davon wird weiter unten noch die Rede sein.

Ein drittes Verfahren zur Aenderung des Flüssigkeitsdruckes besteht in der Aenderung des Druckes hinter dem Pumpenkolben. Dann muss jede Werkzeugmaschine ihre eigene Pumpe haben.

Zu diesem Zweck kann entweder ein durch eine Kurbel bewegter (2. S. 607) Kolben, oder eine Pumpe benutzt werden, welche ohne Kurbel arbeitet (3. S. 607). Es fehlt ein Druckwasserspeicher.

Das erstere der beiden Verfahren kennzeichnet sich dadurch, dass regelmässig eine Zahl von Kolbenspielen zu einer Bewegung des Presskolbens dient, während bei dem letzteren nur ausnahmsweise mehr als ein Pumpenkolbenhub für die Bewegung des Presskolbens verwendet wird.

Demgemäss kann die erstere Pumpe durch einen Riemen, durch Dampf oder dergleichen, wie eine sonstige Pumpe betrieben werden.

Bei mittels Riemen angetriebener Pumpe verwendet man nicht selten mehrere Kolben, von denen mit zunehmendem Wasserdruck der eine oder mehrere ausser Betrieb gesetzt werden. So bewegt sich die Beanspruchung des Riemens trotz grossen Wechsels im Druck des Wassers in mässigen Grenzen. So lange der Widerstand des Presskolbens klein ist — also insbesondere, während das Werkzeug dem Werkstück sich nähert — wird dementsprechend mehr Wasser geliefert, also die Verschiebung des Werkzeugs rasch vollzogen. Mit dem Angriff des Werkzeugs steigert sich der Widerstand, und es wird ein Kolben ausgerückt, so dass das Werkzeug sich langsam bewegt, was oft an sich gewünscht wird. Man richtet die Pumpen so ein, dass das Aus- und demnächstige Einrücken selbstthätig erfolgt.<sup>1)</sup>

Der Antrieb durch Dampf passt sich dem Arbeitsbedarf noch genauer an, er hat nur so viel Arbeit zu liefern, als dem wechselnden Widerstande

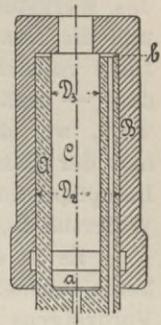


Fig. 1088.

<sup>1)</sup> Mittheilungen des Gewerbevereins für Hannover 1863, S. 273, mit Abb. Zeitschrift d. Ver. deutscher Ingen. 1864, S. 221, mit Abb.

des Pumpenkolbens entspricht, und es ist hiernach die Ausnutzung der aufgewendeten Arbeit die beste.<sup>1)</sup>

Wegen des grossen Unterschiedes des Widerstandes, bei dem Heranführen des Werkzeugs zum Werkstück gegenüber demjenigen, welcher beim eigentlichen Arbeiten auftritt, pflegt man jedoch für ersteres einer besonderen Quelle entstammendes Wasser zu nehmen. Das Steuern dieser Pressen erfordert einen gewandten Mann.

Die Pumpe ohne Kurbel ist zuerst von Haswell angewendet,<sup>2)</sup> wie Haswell auch die erste grössere Schmiedepresse gebaut hat. Mit dem Pumpenkolben ist der Kolben, auf den Betriebsdampf wirkt, durch gemeinsame Stange verbunden. Nachdem durch mässig gespanntes Wasser der Presskolben soweit nach unten bewegt worden ist, dass die wirkende Fläche das Werkstück berührt, wird der Zufluss jenes Druckwassers abgesperrt, und die Nonne des Presskolbens mit der Pumpe in Verbindung gebracht. Diese vollzieht dann einen oder mehrere Spiele. Es ist selbstverständlich, dass — zufällig oder absichtlich — der Dampf in dem Grade gedrosselt wird, wie dem Gegendruck des Pumpenkolbens entspricht. Schliesslich hält der Dampfdruck dem Gegendruck des Pumpenkolbens die Wage; die Dampfspannung hinter dem Dampfkolben regelt sich selbstthätig nach dem Widerstande, welchen das Werkstück bietet.

Es ist die hierbei gewonnene Ausnutzung des Betriebsdampfes an sich keine vortheilhafte. Wenn der Widerstand des Werkstücks während eines Vordringens des Pressstempels sich nicht ändert, so gleicht die Ausnutzung des Dampfes derjenigen einer Dampfmaschine, die ohne Expansion arbeitet und mittels Drosselklappe oder dergleichen geregelt wird. Meistens ist aber der Widerstand des Werkstücks zunächst kleiner und steigt mit dem Vordringen des Stempels — wegen Wachsens der widerstehenden Fläche und Abkühlens des Werkstücks —; es stellt sich aber der End-Dampfdruck nach dem End-Wasserdruck ein, so dass der Dampfverbrauch durch den anfänglich geringeren Widerstand nicht gemindert wird. Es ist demnach die Dampfausnutzung an sich bei dem zuletzt angeführten Verfahren geringer als bei dem vorhin beschriebenen. Dagegen ist das Handhaben des Regels bei jenem Verfahren sehr einfach, während es bei der Kurbelpumpe einer geschickten Hand bedarf, so dass in manchen Fällen die Kurbelpumpe eine geringere Ausnutzung liefert, als die Pumpe ohne Kurbel.

Als zur Zeit hervorragendsten Druckwasserantrieb mit Pumpen ohne Kurbel führe ich den Uebersetzer der Kalker Werkzeugmaschinenfabrik (L. W. Breuer, Schumacher & Co.)<sup>3)</sup> an. Fig. 1089 stellt ihn theilweise geschnitten dar, Fig. 1090 und 1091 zeigen Einzelnes in grösserem Maassstabe. Das Werkzeug (Scheerblatt, Stempel oder dergleichen) arbeitet, wenn der Presskolben sich nach unten bewegt. Dieser wird durch einen Dampfkolben getragen, zu welchem die Dampfrohre *d* gehört. Die Röhre *l* leitet Wasser über den Presskolben, bezw. von dort zur Pumpe zurück. In dem Stiefel *A* befindet sich ein gewöhnlicher Dampfkolben, dessen Kolbenstange *B* gleichzeitig Mönchskolben für die Pumpe *C* ist. Ueber der Pumpe *C* ist

<sup>1)</sup> Vergl. 4000 t.-Presse von Davy Brothers: Engineering, April 1886, S. 393, mit Abb. Ferner: The Engineer, Febr. 1898, S. 99, mit Abb. 800 t.-Presse, Engineering, Nov. 1897, S. 555, mit Abb.

<sup>2)</sup> Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen. 1863, S. 287, mit Abb.

<sup>3)</sup> D. R.-P. Nr. 37917.

ein Wasserbehälter *h* angebracht, welcher durch das Ventil *g* vom Pumpenstiefel abgesperrt werden kann; eine Feder (vergl. Fig. 1090) sucht das

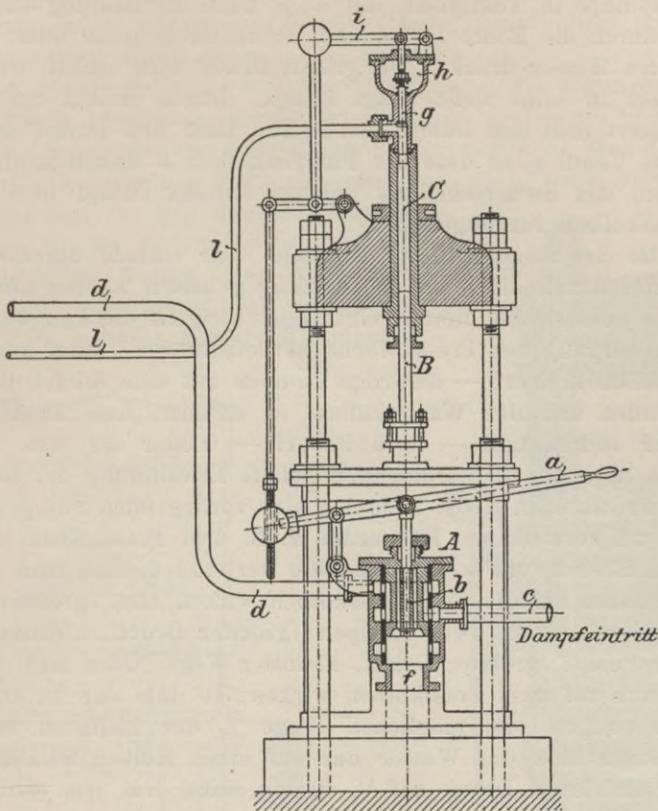


Fig. 1089.

Ventil *g* stets geschlossen zu halten. Es befindet sich über dem Ventilschacht ein mit dem Hebel *i* verbolter Stift *m*, welcher das Ventil *g* öffnet, wenn *i* mit Hilfe des Steuerhebels *a* nach unten bewegt wird.

Vor *A* liegt das Gehäuse des röhrenartigen Steuerschiebers *b*; die Röhre *c* führt den frischen Dampf zu und durch den Stutzen *f*, bzw. eine an diesen geschraubte Röhre entweicht der gebrauchte Dampf.

Befinden sich der Steuerhebel *a* und der Steuerschieber *b* in ihrer höchsten Lage, Fig. 1089 und 1091, so strömt frischer Dampf durch *d* zu dem Kolben, welcher den Presskolben trägt, und hebt diesen empor. Das Ventil *g* ist geöffnet, so dass das aus der Nonne verdrängte Wasser, so weit es in der Pumpe nicht Platz findet, in den Behälter *h* fließen kann. Bewegt man nun den Steuerhebel nach unten, etwas über seine Mittelstellung hinaus, so entweicht der Dampf, welcher den Presskolben bisher trug, dieser sinkt infolgedessen und — da das Ventil *g* noch offen ist — es fließt aus *h* so viel Wasser über den Presskolben, dass der betreffende Raum gefüllt bleibt. Nachdem das Werkzeug — mehr oder weniger rasch, je nach der Stellung des Steuerschiebers — das Werkstück er-

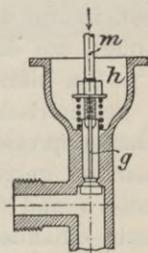


Fig. 1090.

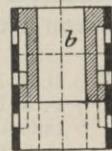


Fig. 1091.

reicht hat, bewegt man den Steuerhebel weiter nach unten, das Ventil *g* wird geschlossen, und unter den in *A* befindlichen Kolben tritt Dampf. Damit tritt die Presspumpe in Thätigkeit, die — je nach der Stellung des Steuerschiebers — durch die Röhre *l* über den Presskolben mehr oder weniger hoch gespanntes Wasser drückt. Der grösste Druck wird erzielt, wenn man den Steuerhebel in seine tiefste Lage bringt. Durch Heben des Steuerschiebers *b* sperrt man den Dampf von *A* ab, lässt den Dampf austreten und öffnet das Ventil *g*, so dass der Pumpenkolben *B* sinken kann, durch weiteres Heben des Steuerschiebers gelangt frischer Dampf in *d* und es wird der Presskolben zurückgezogen.

Es ist also das Steuern dieser Maschine sehr einfach durchzuführen, und zwar durch Mittel, die leicht in Ordnung gehalten werden können.

Statt, wie beschrieben, mittels einmaligen Steigens des Pumpenkolbens den vollen Niedergang des Presskolbens herbeizuführen, kann man zwei — dann erheblich kleinere — derartige Pumpen mit dem Stiefel des Presskolbens verbinden und den Wasserzufluss so steuern, dass zunächst der eine, dann der andere und — nach Bedarf — wieder der erste u. s. w. arbeitet.<sup>1)</sup> Es ist auch vorgeschlagen,<sup>2)</sup> behufs Erweiterung der Regelbarkeit mehrere Presskolben nebst mehreren der vorliegenden Pumpen in folgender Weise zu verwenden. Es werden z. B. drei Presskolben und drei Pumpen durch Röhrenwerk so mit einander verbunden, dass man die drei Pumpen gemeinsam auf die drei Presskolben wirken lässt (grösster Druck, mittlerer Weg), oder nur zwei Pumpen (grösster Druck, kleinerer Weg) oder nur eine Pumpe (grösster Druck, kleinster Weg). Oder man lässt den Wasserdruck nur auf zwei Presskolben wirken, so dass der zu erzielende Druck  $\frac{2}{3}$  des vorigen, die möglichen Wege  $\frac{4}{3}$  der kleinsten betragen; oder endlich kann man das Wasser nur auf einen Kolben wirken lassen, wobei der zu erzielende Druck auf  $\frac{1}{3}$  dessen sinkt, was das erstere Verfahren bietet, während die möglichen Wegeslängen dreimal so gross werden.

## 2. Rückbewegen des Werkzeugs.

Der Rückzug des Presskolbens wird in einfachster Weise gewonnen, wenn man das Werkzeug in der Richtung von unten nach oben wirken lässt, indem das Gewicht des, oder der Presskolben und Zubehör reichlich genügt, um den Rückweg dieser zusammenhängenden Theile herbeizuführen.

Ein hierher gehöriges Beispiel zeigen die Fig. 1092 und 1093, erstere in geometrischer Darstellung, letztere schaubildlich.<sup>3)</sup> Es ist das eine Schmiedepresse, bei welcher der Dampfdruck unmittelbar auf zwei hinter einander geschaltete Kolben (vergl. Fig. 1084) wirken kann. Die Fussplatte *a* und die Kopfplatte *c* der Maschine sind durch vier eiserne Ständer *b* mit einander fest verbunden. Etwa in halber Höhe ist ein Zwischenboden *d* eingeschaltet. Auf *a* und *d* steht je ein, 1,22 m weiter Stiefel *e* und in diesen stecken zwei Mönchskolben, welche durch eine dicke Stange mit einander verbunden sind. Auf dem oberen Kolben lassen sich, mit Hilfe von Aufspann-Nuthen, Werkzeuge befestigen, denen gegenüber an

<sup>1)</sup> D. R.-P. Nr. 52559.

<sup>2)</sup> D. R.-P. Nr. 97041.

<sup>3)</sup> Industries, Okt. 1889, S. 396, mit Abb. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1890, S. 107, mit Abb. Revue industrielle, Juni 1890, S. 217, mit Abb.; Mai 1896, S. 173, mit Schaubild.

der unteren Fläche des Querhauptes *c* die Gegenwerkzeuge anzubringen sind. Zwei Hähne *i* dienen zum Ein-, bzw. Auslassen des Dampfes; sie sind unabhängig von einander einzustellen. Es ist der Dampfüberdruck zu 4 Atmosphären angegeben; werden beide Dampfkolben benutzt, so beträgt der Druck der Werkzeuge bis zu 100 t.

Man verwendet diese Rückbewegung durch das Eigengewicht der bewegten Theile ebenso für mittels Druckwasser betriebener Pressen, namentlich dann, wenn sie für Gesenkschmiederei bestimmt sind.<sup>1)</sup> Wenn das Arbeiten in wagerechter Richtung oder von oben nach unten stattfindet, so benutzt man für den Rückweg Gegengewichte, die an Hebeln oder an über Rollen gelegten Ketten oder Seilen befestigt sind, oder besondere Rückzugskolben. Die ersteren Verfahren bedürfen

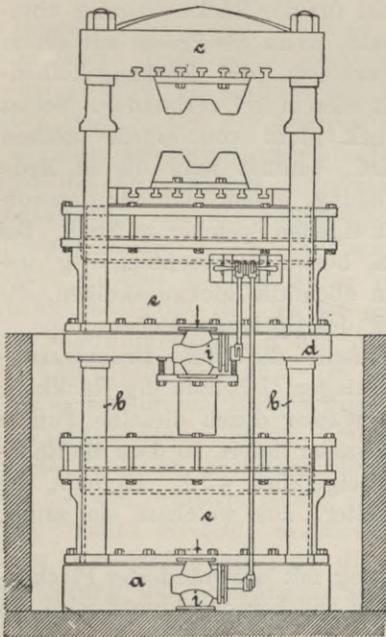


Fig. 1092.

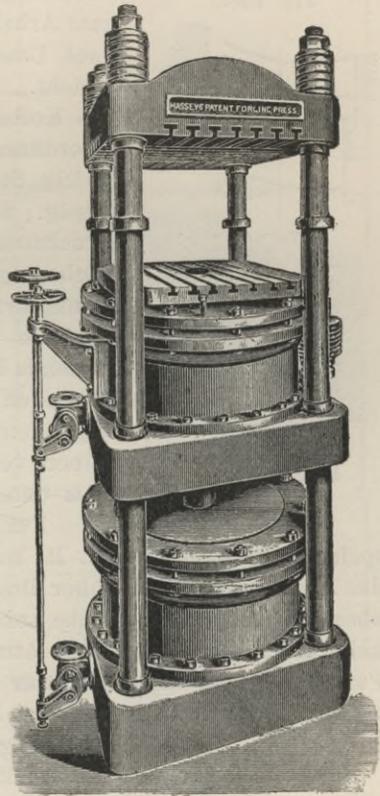


Fig. 1093.

einer besonderen Erläuterung nicht; für die letzteren folgen hier einige Beispiele.

Nach Fig. 1094 ist der Presskolben *k* gewissermassen mit einer dicken Kolbenstange *s* versehen; die ringförmige untere Fläche von *k* dient zum Heben des Kolbens.<sup>2)</sup> Der Presskolben *k*, Fig. 1095, hängt an einem besonderen Hubkolben *h*, dessen Stiefel *a* in eine Aushöhlung von *h* ragt, so dass die Anordnung wenig Raum einnimmt.<sup>3)</sup> Gegen diese Anordnung ist geltend zu machen, dass die Dichtungen schwer zugänglich sind; es

<sup>1)</sup> Stahl und Eisen, Dec. 1894, S. 1071, mit Abb.

<sup>2)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1888, Bd. 267, S. 342, mit Abb.

<sup>3)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1876, Bd. 220, S. 404, mit Abb.

wird deshalb oft vorgezogen, seitwärts belegene Hubkolben anzubringen (s. weiter unten).

Bei der Rückbewegung von unten nach oben hat der Druck gegen die betreffende Kolbenfläche das Gewicht des Kolbens nebst Zubehör aufzuheben und ausserdem die auftretenden Reibungswiderstände zu überwinden; vielleicht ist noch ein Betrag für die Beschleunigung der Masse hinzuzurechnen. Wenn man nun die Kolbenfläche mit einem Druckwasserspeicher frei verbindet, so wird das zum Heben verwendete Wasser in den Speicher zurückgedrängt, sobald der Presskolben sich nach unten bewegt.

Fig. 1094.

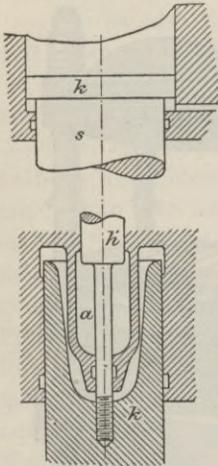


Fig. 1095.

Hierzu dient das Kolbengewicht und ein Zuschuss zum Arbeitsdruck, welcher dem Reibungswiderstande, nach Umständen auch der Beschleunigungskraft entspricht. Diejenige Arbeit, welche das reine Heben des Kolbens gebraucht, gewinnt man also bei dieser Anordnung wieder. Zu gleicher Zeit aber sind irgend welche Steuerungsmittel für die Rückbewegung überflüssig. Es wird deshalb, wenn die Presse mit einem Druckwasserspeicher arbeitet, die Rückzugskolbenfläche regelmässig mit diesem frei verbunden. Selbst wenn der Arbeitsdruck nicht von einem solchen Speicher geliefert wird, benutzt man die in Rede stehende Einrichtung häufig, indem man für den vorliegenden Zweck einen eigenen Speicher aufstellt. Bei liegendem Presskolben, bezw. wagerechtem Weg desselben verwendet man ebenfalls Rückzugskolben, die stets unter dem Druck des Speichers stehen.

Für Schmiedepressen, die ohne Druckwasserspeicher arbeiten, hat R. M. Daelen vorgeschlagen,<sup>1)</sup> behufs der Rückkehr des Arbeitskolbens das über ihm befindliche Wasser durch dieselbe Pumpe absaugen zu lassen, welche sonst das Druckwasser liefert, so dass die Rückkehr durch den Druck der Atmosphäre herbeigeführt wird. Es hebt die Pumpe das abgesaugte Wasser in den Behälter, aus welchem sie saugt, wenn sie den Arbeitsdruck zu liefern hat.

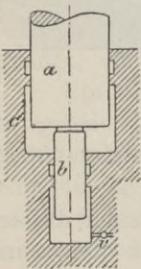


Fig. 1096.

Wenn der ganze Arbeitsweg mit unveränderter Flächen-grösse vom Druckwasserspeicher aus hervorgebracht wird, so soll aus Sparsamkeitsgründen dieser Arbeitsweg ein möglichst kurzer sein, also der Rückweg nur in dem Grade stattfinden, wie die Handhabung des Werkstücks fordert. Man hat deshalb dafür zu sorgen, dass der Arbeitskolben nicht weiter zurückgezogen wird, als nöthig ist. Selbstverständlich darf das Wasser, welches den Arbeitskolben vorwärts schob, nur soweit abfließen, dass der hinter dem Arbeitskolben befindliche Hohlraum stets gefüllt bleibt. Man begrenzt den Kolben-Rückweg durch einstellbare Anschläge. H. v. Mitzlaff hat vorgeschlagen,<sup>2)</sup> den Anschlag durch Wasserdruck einzustellen. *a*, Fig. 1096, bezeichnet den Presskolben, *b* den Anschlag, einen walzenförmigen Körper, welcher in einer Stopfbüchse der Nonne *c* frei verschieblich ist. Bei *v* befindet sich ein Ventil, durch welches man Wasser ein- oder austreten

<sup>1)</sup> D. R.-P. Nr. 98351; Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1898, S. 1170, mit Abb.

<sup>2)</sup> D. R.-P. Nr. 98162; Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen. 1898, S. 1898, mit Abb.

lassen kann. Tritt hier Wasser von entsprechender Spannung ein, so hebt sich der Anschlag; er behält dann seine Lage, wenn das Ventil geschlossen gehalten wird. Lässt man Wasser abfließen, so senkt sich der Anschlag.

### 3. Druckwasserspeicher, Röhrenwerk und Zubehör.

Ein Druckwasserspeicher besteht im allgemeinen aus einem Stiefel, in welchem ein belasteter Kolben spielt.

Fig. 1097 stellt eine der gebräuchlichen Bauarten in lothrechtem Schnitt dar.<sup>1)</sup> Der abgebildete Speicher ist von Anderson & Gallwey in London gebaut: es ist zweifelhaft (vergl. die Quelle), ob er auf  $105\frac{1}{2}$  oder 135 Atmosphären gespanntes Wasser aufnehmen soll. Ein breiter Fuss trägt eine dickwandige Röhre von 355 mm äusserem Durchmesser. Ueber diese ist eine zweite dickwandige Röhre als Raumgeber gestülpt; sie schliesst sich unten mit einer Stopfbüchse der ersteren Röhre an. Am Fusse der feststehenden inneren Röhre wird das Druckwasser eingeführt, bezw. abgegeben. Auf der aufgestülpten, nachgiebigen Röhre reitet ein starkes Blechgefäss, welches zur Aufnahme von Eisenstücken bestimmt ist. Es ist angegeben, dass die aufgestülpte Röhre oder Nonne mit dem Blechgefäss 35 t, das in letzteres gelegte Abfalleisen 100 t wiege, also die Gesamtbelastung 135 t betrage. Der Speicher nimmt höchstens 300 l Wasser auf; hat die belastete Nonne ihre höchste Lage nahezu erreicht, so öffnet sie einen Hahn, der Druckwasser in die Ausrückvorrichtung der schwungradlosen Druckpumpe treten lässt und dadurch diese zum Stillstand bringt. Ein — in dem Bilde nicht aufgenommenes — Eisengerüst gewährt der Nonne, bezw. dem Belastungsgefäss die nöthige Führung.

Man ersetzt das Belastungsgefäss oft durch eiserne, über die Nonne gestreifte Ringe (s. weiter unten) und bewirkt die Stillstellung der Pumpe dadurch, dass in nahezu höchster Lage der Nonne diese unmittelbar einen Hebel bethätigt, welcher unter Vermittlung geeigneten Gestänges die Pumpe ausser Betrieb setzt. Auch findet sich eine Sicherheitsvorrichtung, die darin besteht, dass die feststehende, innere Röhre, welche als Mönch bezeichnet werden kann, an ihrem oberen Ende ein wenig zugespitzt ist, so dass das Druckwasser bei gefährlicher Höhenlage der Nonne ausfließen kann.

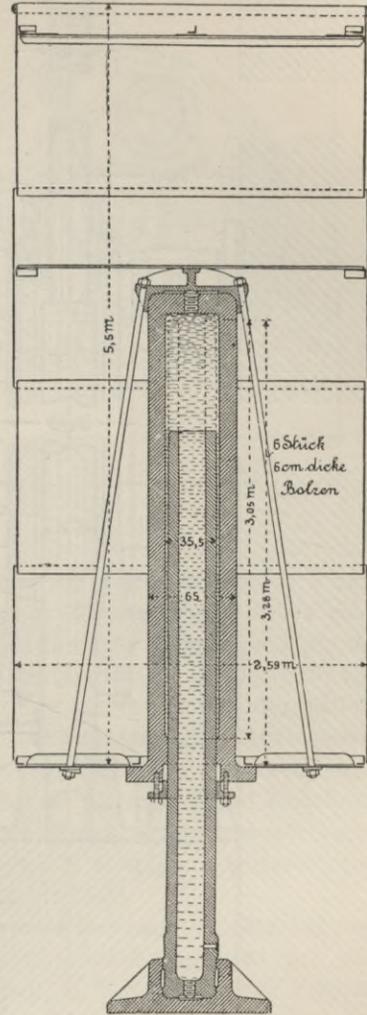


Fig. 1097.

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1890, S. 1329, mit Abb.

Es wird auch die Nonne auf dem Boden befestigt, während der Mönch belastet ist und sich in dem Maasse hebt, wie Druckwasser eintritt. Im

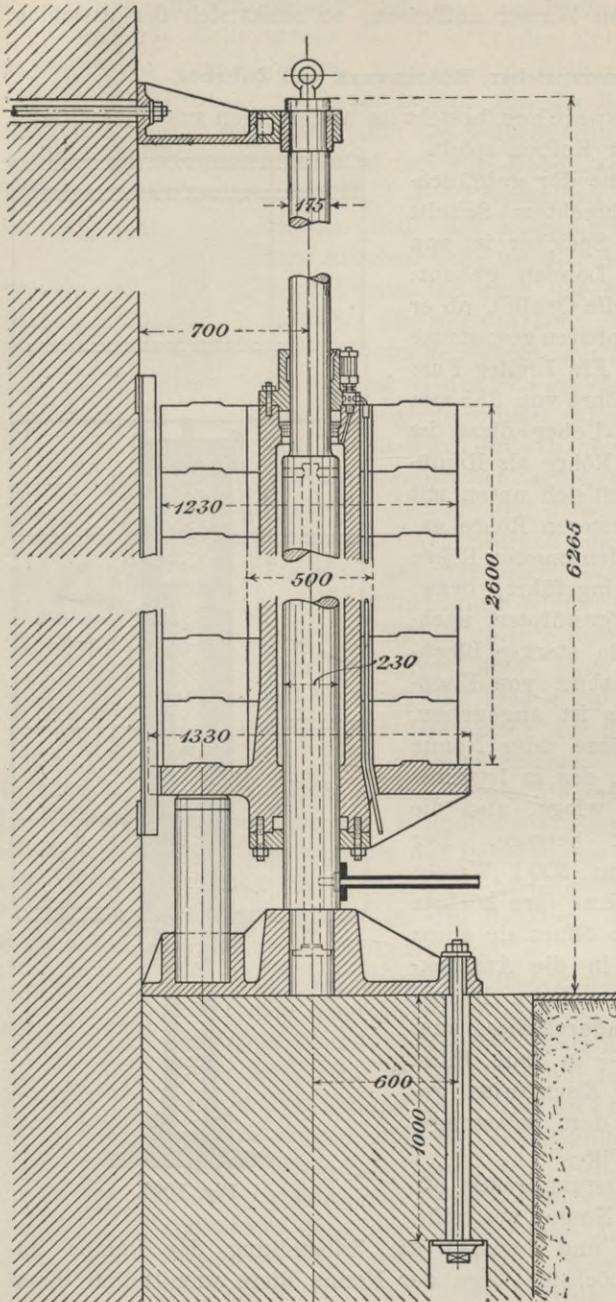


Fig. 1098.

übrigen ist die Durchbildung so, wie vorhin angegeben. Die Bauart, welche Fig. 1098 in lothrechtem Schnitt, und Fig. 1099 im Grundriss darstellt, gewährt der nachgiebigen Nonne eine sicherere Führung als die vorige. Die Zeichnung stellt einen von der Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vormals Breitfeld, Daněk & Co. in Karolinenthal bei Prag gebauten Speicher dar. Derselbe nimmt 40 l Wasser mit 125 Atmosphären Druck auf. Der Hub beträgt 2,3 m und die wirksame Querschnittsfläche 175 qem. Hier ist eine unten 230 mm, oben 175 mm dicke Stange aufgerichtet und an beiden Enden gehörig befestigt, so dass die mit zwei Stopfbüchsen sie eng umschliessende Nonne ganz sichere Führung erfährt. Eigenmächtiges Drehen der Nonne hindert eine auf den am unteren Ende der Nonne angebrachten Flansch wirkende Führungsleiste, die hier in Gestalt eines an der benachbarten Wand befestigten T-Eisens angegeben ist. Die Stange ist längs ihres dickeren Theils durchbohrt und vermittelt dadurch den Ein-, bzw. Austritt des Druckwassers. Die Nonne setzt sich bei ihrem Herabsinken schliesslich auf drei Holzpuffer, die in der Fussplatte der Stange stecken.

Die Bauart, welche Fig. 1098 in lothrechtem Schnitt, und Fig. 1099 im Grundriss darstellt, gewährt der nachgiebigen Nonne eine sicherere Führung als die vorige. Die Zeichnung stellt einen von der Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vormals Breitfeld, Daněk & Co. in Karolinenthal bei Prag gebauten Speicher dar. Derselbe nimmt 40 l Wasser mit 125 Atmosphären Druck auf. Der Hub beträgt 2,3 m und die wirksame Querschnittsfläche 175 qem. Hier ist eine unten 230 mm, oben 175 mm dicke Stange aufgerichtet und an beiden Enden gehörig befestigt, so dass die mit zwei Stopfbüchsen sie eng umschliessende Nonne ganz sichere Führung erfährt. Eigenmächtiges Drehen der Nonne hindert eine auf den am unteren Ende der Nonne angebrachten Flansch wirkende Führungsleiste, die hier in Gestalt eines an der benachbarten Wand befestigten T-Eisens angegeben ist. Die Stange ist längs ihres dickeren Theils durchbohrt und

Oben rechts bemerkt man an der Nonne, Fig. 1098, ein Ventil, welches zum Entlüften dient; die Schnittfigur 1100 zeigt dessen innere Einrichtung. Für gewöhnlich drückt eine starke Schraubenfeder den Ventilkegel *a* fest genug gegen seinen Sitz, um dichten Abschluss zu erzielen; zieht man die Mutter *m* ein wenig an, so wird der Ventilkegel von seinem Sitz so weit abge-

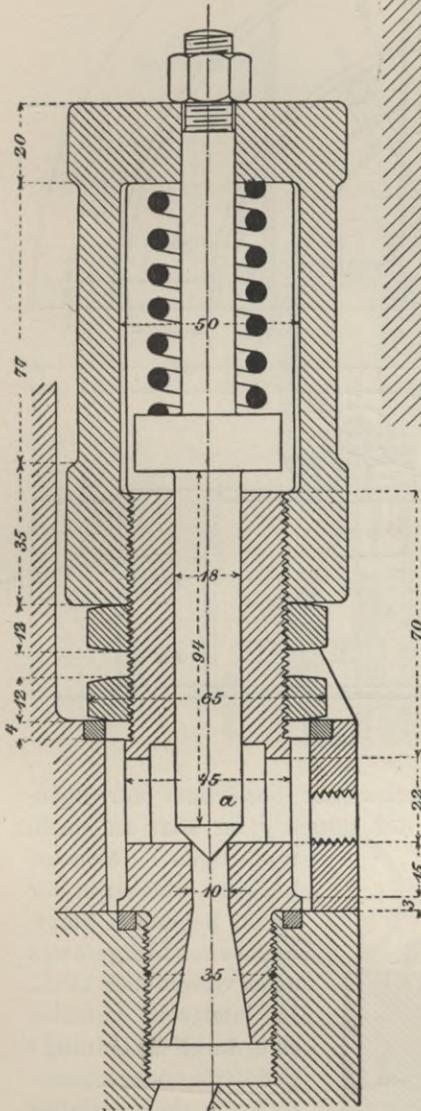


Fig. 1100.

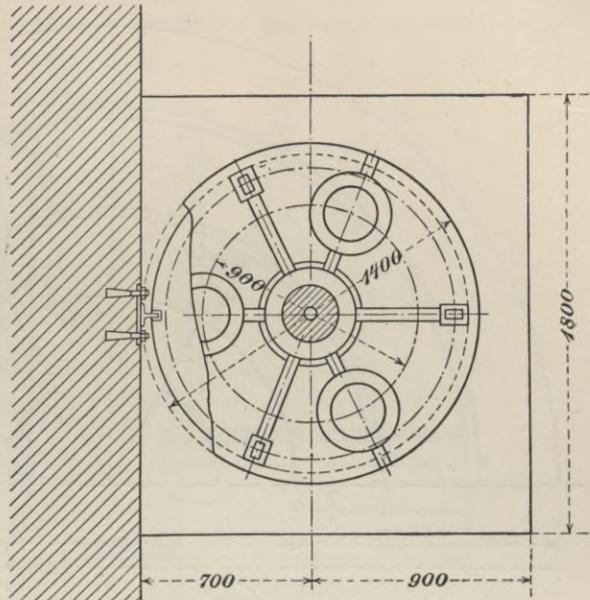


Fig. 1099.

zogen, dass die Luft entweichen kann. Mitgerissenes Wasser fließt durch eine seitlich angebrachte Röhre nach unten.

Die Belastungsringe sind zweitheilig und werden durch Ineinandergreifen schwalbenschwanzförmiger Leisten, bezw. Nuthen (vergl. Fig. 1101 und 1102) vereinigt. Behufs Auflegens und Abhebens der halben Ringe schiebt man Oesen in Nuthen T-förmigen Querschnitts, Fig. 1101 bis 1103.

Das grosse Gewicht, welches bei den bisher beschriebenen Speichern auf und nieder spielt, bringt durch seine Massenwirkung erhebliche Schwankungen im Wasserdruck hervor. Wird zeitweise viel Wasser gebraucht, dann aber der Abfluss plötzlich gesperrt, so entstehen schwere Erschütterungen, auch wohl Brüche. Nach einem Patent von Prött & Seelhoff<sup>1)</sup> bauen Breuer, Schumacher & Co. in Kalk bei Köln Druckwasserspeicher mit Luftbelastung, bei denen

<sup>1)</sup> D. R.-P. Nr. 43434.

die erwähnten Massenwirkungen in nur geringem Grade stattfinden können. Es ist Fig. 1104 ein lothrechter Schnitt, Fig. 1105 ein Grundriss des Speichers.

Fig. 1101.

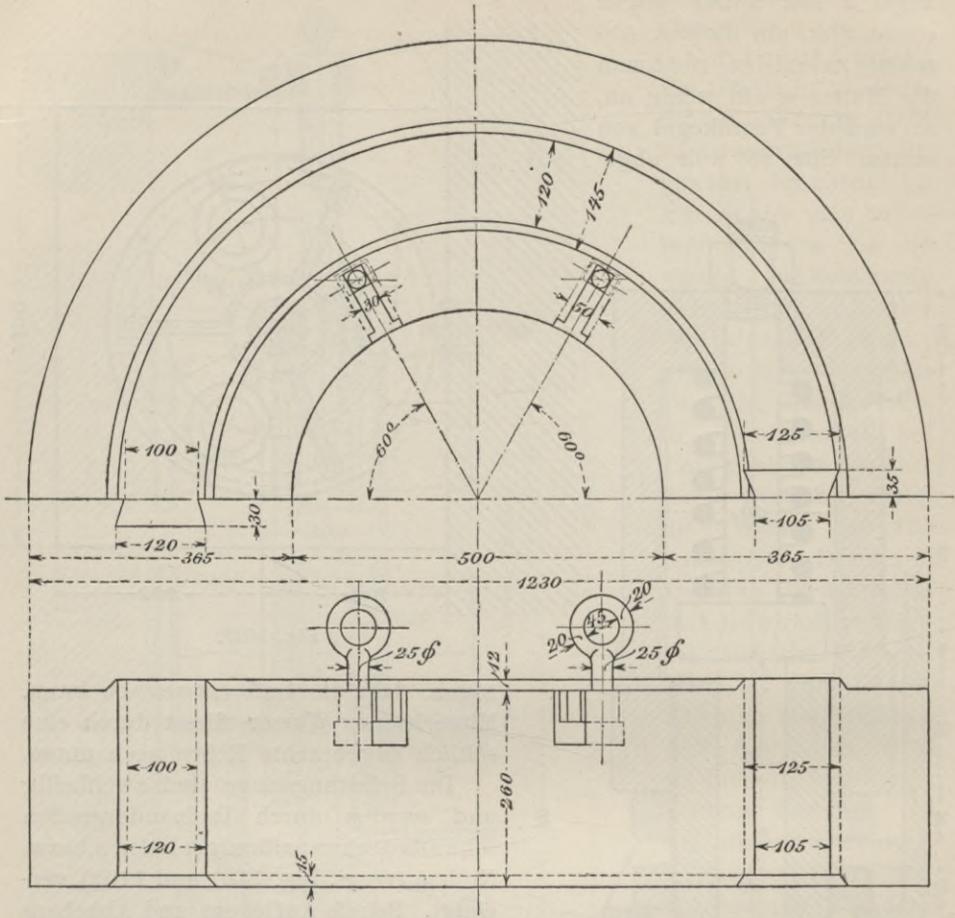


Fig. 1102.

Die Ein-, bzw. Austrittsröhre für das Druckwasser bezeichnet der Buchstabe *e*, Fig. 1104. In der Nonne *b* spielt der Mönch *p*; er sitzt an einem topfartigen Mönchskolben *c*, welcher in der unten liegenden Stopfbüchse des Luftgefäßes *a* sich verschieben kann.

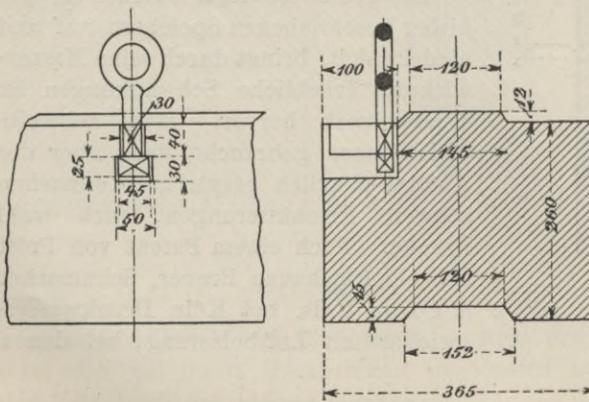


Fig. 1103.

In letzterem befindet sich, durch die Leitung *l* gelieferte, hochgespannte Luft. Wenn daher durch *e* Wasser eintritt, so verdrängt dieses den Mönch *p* gegen den auf dem Mönch *c* ruhenden Luftdruck. In der

Quelle ist z. B. angegeben, dass der Querschnitt von  $p$  sich zu dem von  $c$  wie 1:10 verhalte, die über  $c$  befindliche Luft 50 Atmosphären Spannung habe, also die Spannung des in  $b$  befindlichen Wassers (abgesehen vom Gewicht der beweglichen Theile) 500 Atmosphären betrage. Während der Benutzung des Speichers ist die Luftleitung  $l$  mittels Ventiles  $i$  gesperrt. Es wird daher

Fig. 1104.

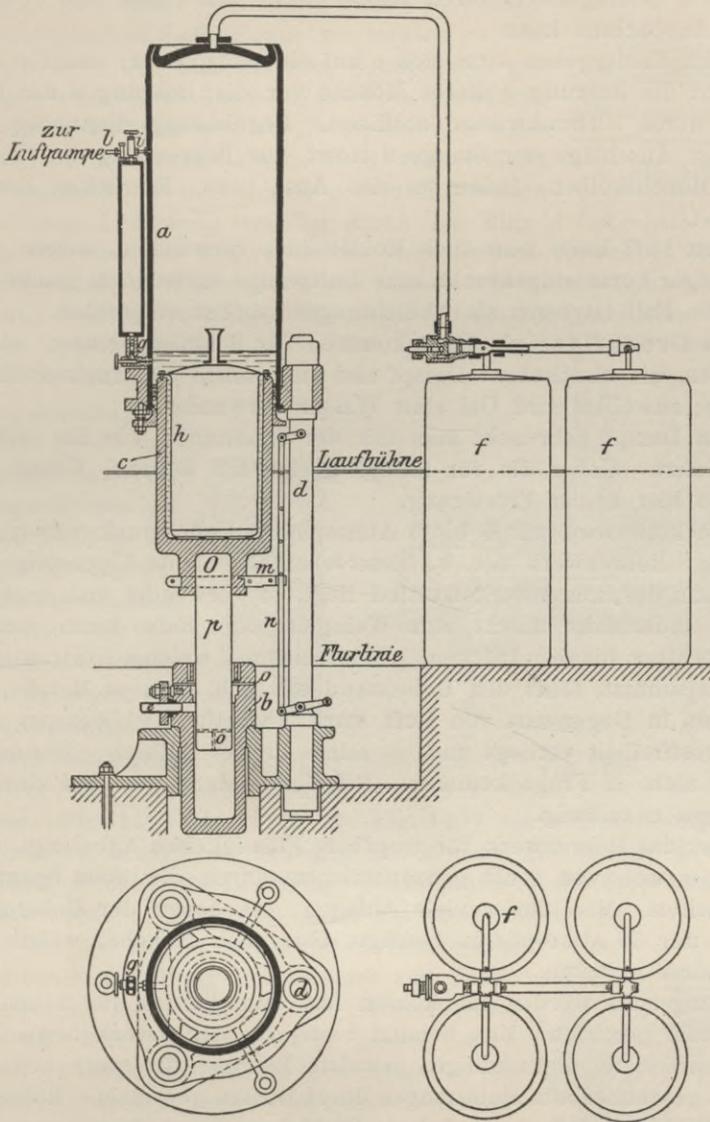


Fig. 1105.

bei dem Steigen von  $c$  die eingeschlossene Luft zusammengedrückt, nimmt also an Spannung zu. Geringe Spannungsänderungen schaden nicht, grössere vermeidet man durch erhebliche Grösse des Luftraums. Es wird  $a$  gross gemacht, die Höhlung von  $c$  mit benutzt, und man fügt noch besondere Luftgefässe  $f$  hinzu. Die Grösse dieses gesammten Luftraums lässt sich einfach berechnen, wenn der zulässige Grad des Schwankens gegeben

ist. Ein Luftverlust findet nur durch Undichtheiten statt. Dieser wird nach Möglichkeit beschränkt. Insbesondere ist die am unteren Ende von *a* befindliche grosse Stopfbüchse mit einer Flüssigkeit (z. B. Oel) überdeckt, auch sind die mehr oder weniger durchlässigen gusseisernen Wände von *c* durch diese Flüssigkeit überzogen, indem man ein dichtes Gefäss *h* in den Topf *c* gesetzt hat, so dass zwischen *h* und *c* sich Oel befindet. Bei *g* befinden sich Schaugläser, durch welche man den Stand des Flüssigkeitsspiegels beobachten kann.

Beim Niedergehen setzt sich *c* auf ein Holzpolster; steigt *p* zu hoch, so kommt die Bohrung *o* dieses Mönchs vor die Bohrung *o* der Nonne *b*, so dass durch *o* Druckwasser ausfliesst. Regelmässig dient der Arm *m*, der gegen Anschläge der Stange *n* stösst, zur Begrenzung des Weges der beiden Mönchskolben, indem er das Aus-, bezw. Einrücken der Pumpe veranlasst.

Statt Luft kann man auch Kohlensäure verwenden, welche in tropfbar flüssiger Form eingebracht, eine Luftpumpe entbehrlich macht; es wird für diesen Fall Glycerin als Abdichtungsflüssigkeit empfohlen.

Als Druckflüssigkeiten kommen für Schmiedepressen, wie bereits angegeben, die elastischen: Dampf und Luft, sowie das unelastische Wasser in Frage; zuweilen wird Oel statt Wasser verwendet.

Den Dampf gebraucht man mit der Spannung, wie ihn der Dampfkessel liefert. Ueber die für Dampf geeigneten Röhren, Ventile u. s. w. bedarf es hier keiner Erörterung.

Druckluft wird mit 4 bis 5 Atmosphären Ueberdruck verwendet. Das zugehörige Röhrenwerk u. s. w. bietet ebenfalls nichts Eigenartiges.

Wenn das Röhrenwerk frostfrei liegt, so verwendet man gewöhnliches Wasser, andernfalls mischt man Weingeist oder Salze hinzu, um die Gefrieretemperatur hinabzudrücken. Chlorecalcium, welches vortrefflich gegen Gefrieren schützt, führt den Uebelstand mit sich, dass es Metalle, namentlich Eisen, in Gegenwart von Luft stark angreift. Oel benutzt man nur, wenn Frostfreiheit vorliegt und — seines Preises halber — nennenswerthe Verluste nicht in Frage kommen. Bei Verwendung von Oel sind Gummidichtungen unzulässig.

Was das Röhrenwerk für tropfbare Flüssigkeiten anbelangt, so unterscheidet es sich von sonst gebräuchlichem durch die hohe Spannung der Flüssigkeiten. Man findet viele Anlagen, bei denen der Ueberdruck des Wassers nur 50 Atmosphären beträgt, aber auch manche, welche mit 500 Atmosphären arbeiten.

Demgemäss werden die Röhren fast ausnahmslos aus Schmiedeeisen, bezw. Stahl gemacht. Man benutzt beste, für den Zweck besonders sorgfältig gearbeitete, dickwandige, gewalzte Röhren; für ganz hohe Drücke aber aus geschmiedeten Stahlstangen durch Bohren gewonnene Röhren. Auch für Formstücke wird geschmiedeter Stahl bevorzugt, in welchem man die erforderlichen Höhlungen durch Bohren und Fräsen erzeugt. Jedoch ist auch sogenanntes Stückgut (90 Kupfer, 10 Zinn) und für kleinere Drücke bestes Gusseisen geeignet. Die empfehlenswerthesten Dichtungen sind die ganz aus Metall bestehenden. Blei lässt sich für mehr als 80 Atmosphären nur verwenden, wenn die benachbarten, aus festerem Metall bestehenden Theile es so umschliessen, dass es nicht hinausgedrückt werden kann. Beliebte ist die Dichtung, welche gewonnen wird, indem man den schweins-

rückenartigen Rand des einen Röhrenendes gegen den ebenen Rand des andern Röhrenendes so fest andrückt, dass sich beide gegenseitig umgestalten. Der Druck wird häufig durch linkes und rechtes Gewinde auf den Röhrenenden und einen Muff, dessen Muttergewinde hierzu passt, gewonnen. Statt Eisen gegen Eisen zu drücken, schaltet man zwischen die Röhrenenden, welche dann beide schweinsrückenartig gestaltet sind, einen weichen Kupferling. Man findet auch häufig weiche Dichtungsmittel, insbesondere Lederringe; sie müssen — wie Bleiringe — von den benachbarten Metalltheilen gut umschlossen sein. Ausnahmsweise kommen auch Dichtungen mittels Lederstulpen vor, beispielsweise nach Fig. 1106. *a* bezeichnet einen Theil vom Schnitt eines Pressstiefels, *b* den gegen *a* abzudichtenden Boden, *c* einen Lederstulp, welcher durch den Ring *d* festgehalten wird.

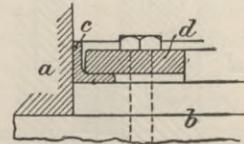


Fig. 1106.

Als Liderung der Kolben, bzw. Stopfbüchsen verwenden Manche bis zu 100 Atmosphären Wasserdruck mit Gummi durchsetzte Baumwollschüre oder Aehnliches. Es sollen sich derartige Liderungen gut halten, wenn die an ihnen gleitenden Metallflächen in ihrer Bewegungsrichtung — nicht quer zu dieser — gut geschliffen sind. Das Längsschleifen ist auch vortheilhaft für die sonst gebräuchlichen, aus Leder gemachten Liderungen.

Diese bestehen entweder in gegen die gleitenden Metallflächen gepressten Lederringen, Fig. 1107 u. 1108, oder

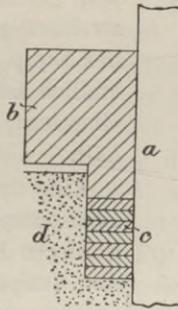


Fig. 1107.

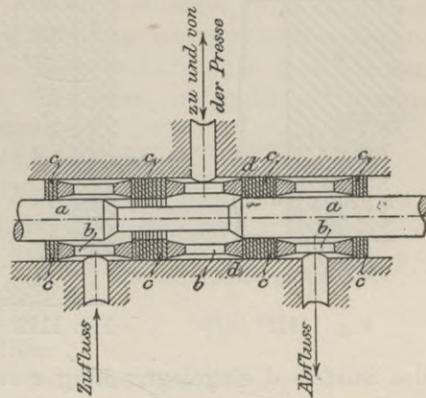


Fig. 1108.

in Stulpen, Fig. 1109 bis 1114. Zu Fig. 1107 sind Erläuterungen kaum erforderlich. *a* bezeichnet den gegenüber dem Hohlkörper *d* verschieblichen Theil, *c* eine Zahl Lederringe, welche durch die Stopfbüchsenbrille *b* angepresst werden. Fig. 1108 stellt die Kolbensteuerung für eine Nietmaschine dar. *a* ist der Steuerkolben, welcher in der gezeichneten Stellung Druckwasser zum Pressstiefel gelangen lässt, während der Wasserabfluss gesperrt ist. Das Gehäuse *d* ist in ganzer Länge gleichweit gebohrt, so dass die Lederringe *c*, die mit fensterartigen Oeffnungen versehenen Zwischenringe *b* und die — nicht gezeichneten — Stopfbüchsenbrillen bequem angebracht werden können. Die vorliegende Steuerung ist z. B. für 150 Atmosphären Wasserdruck verwendet.

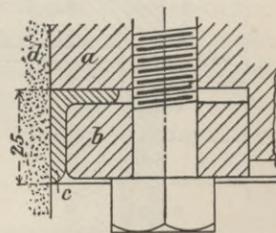


Fig. 1109.

Fig. 1109 zeigt die Stulpenliderung eines Kolbens, die der Abdichtung, Fig. 1106 nahe verwandt ist. *a* bezeichnet den Kolben, *d* den Stiefel, *c* den Lederstulp und *b* den Ring, welcher letzteren festhält. Um letzterem eine genaue Lage zu geben, ist er auf einen kreisrunden Vorsprung des

Kolbens geschoben. Fig. 1110 stellt eine etwas andere Anordnung für denselben Zweck dar; der Lederstulp *c* ist im Querschnitt u-förmig. Diese Gestalt der Stulpen herrscht allgemein vor. Nach Fig. 1111 ist am Rande des Stiefels *d* ein Falz ausgebildet, in diesen der Ring *e* und Stulp *c* gelegt, und schliesslich die Brille *b* zum Festhalten des Stulps angebracht.

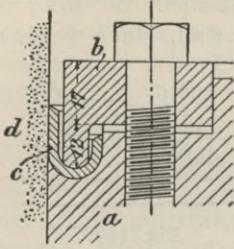


Fig. 1110.

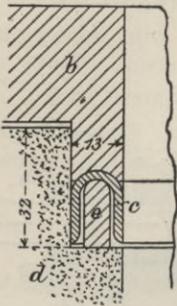


Fig. 1111.

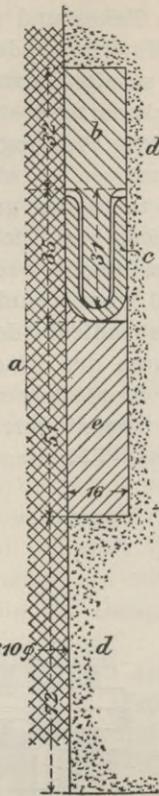


Fig. 1112.

Bei grösseren Stiefelweiten kann man die Stopfbüchsenbrille entbehren. In Fig. 1112 bezeichnet *d* einen Querschnittstheil der Wand eines 610 mm weiten Stiefels; *a* den zugehörigen Mönchskolben. Hier ist in *d* eine ringsumlaufende Nuth gedreht, welche die Liderung aufnimmt. Es ist zunächst der Lederstulp *c* eingelegt; seine Biegsamkeit gestattet das. Dann ist der zweitheilige Ring *b* eingelegt und der Stulp *c* über ihn geschoben, endlich ist der zweitheilige Ring *e* eingelegt, welcher das Ganze festhält.

Eine doppelte Liderung für eine Presspumpe zeigt Fig. 1113. Der geringen Kolbenweite halber sind die Stulpen *cc* von der Endseite des Stiefels *d* eingelegt. Ring *e* stützt den unteren Stulp, Ring *i* soll den Stulpenrücken gute Stützung gewähren und die Brille *b* dient zum Zusammendrücken des Ganzen.

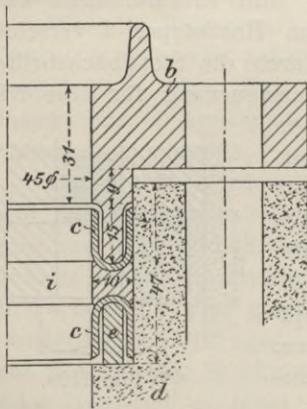


Fig. 1113.

Fig. 1114 endlich stellt eine Liderung für einen Wirbel dar, der bei tragbaren Nietmaschinen vorkommt. Er soll die Röhren *a*

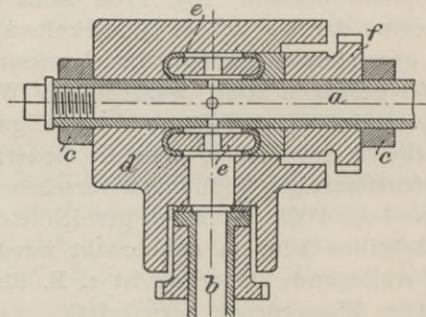


Fig. 1114.

und *b* frei verbinden, gleichgültig, welche Lage die um *a* drehbare Röhre *b* hat. Auf *a* steckt drehbar der Körper *d*; zwei auf *a* feste Stellringe *c*

hindern  $d$ , sich längs  $a$  zu verschieben. Die Röhre  $b$  ist mit  $d$  fest verbunden. Es sind nun in die Wandung von  $a$  mehrere Löcher gebohrt, in deren Ebene Durchbrechungen der Ringe  $e$  liegen. Letztere dienen, im Vereine mit der Schraube  $f$  zum Festhalten der abdichtenden Stulpen.

Das Steuern hoch gespannten Wassers findet zum Theil durch entsprechend kräftig gebaute Ventile statt. Beim Entwurf wie bei der Ausführung solcher Ventile sind manche Schwierigkeiten zu überwinden, wenn man einen guten Schluss der Ventile und einigermaßen bequeme Handhabung sichern will. Ich kann an diesem Orte hierauf nicht weiter eingehen. Man findet häufig entlastete Hähne, welche sich gut bewähren, wenn das Wasser rein ist und rein bleibt. Letzteres ist nicht immer leicht zu erreichen, indem allmählich der an den Gussstücken haftende Kernsandrest sich ablöst, die Rostschicht aus dem Innern der gewalzten Röhren zerkrümelt wird oder andere Verunreinigungen in das von Haus aus reine Wasser gelangen. Solche Verunreinigungen machen sich weniger fühlbar bei Röhren- oder Kolbenschiebern, die durch weiche Stoffe, insbesondere Leder, abgedichtet sind. S. 623 ist bereits erwähnt, dass die Abdichtung durch zusammengepresste Lederringe oder durch Stulpen stattfindet. Fig. 1108 zeigt ein Beispiel, bei welchem die Liderungen in dem zugehörigen Gehäuse liegen. Sie werden jedoch auch an dem Kolben angebracht.<sup>1)</sup> Da die Liderung angepresst werden muss, um dicht zu schliessen, so quillt sie hervor, sobald sie die Dichtungsfläche überschritten hat. Sie muss dann demnächst wieder zurückgedrängt werden, wobei sie leidet. Man macht zur Schonung der Liderung die Abschlusskante nicht scharf, Fig. 1108, so dass das Zurückdrängen allmählich stattfindet, oder unterbricht die Abschlussfläche  $d$ , Fig. 1115, vom Abschlussrande ab durch schmale Schlitzte.

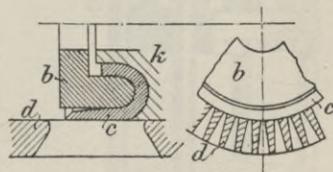


Fig. 1115.

Letzteres Verfahren kommt insbesondere dann zur Anwendung, wenn die Liderung am Steuerkolben  $k$ , Fig. 1115, sitzt. Es werden die Schlitzte mittels linsenförmigen Fräsers vorgeschritten und dann mittels einer dünnen Handsäge und Schaber vollendet.  $c$  bezeichnet in der Figur den Stulp, und  $b$  den Ring, welcher ihn festhält.

Trotz dieser vorsichtigen Ausbildung sind diese Liderungen bei hohen Wasserdrücken starker Abnutzung unterworfen. Wegen der Schwierigkeiten, welche die weich geliderten Steuerungen bei hohen Wasserdrücken bieten, vermeidet man sie so viel als möglich für grössere Wasserdrücke als 150 Atmosphären. Es erhellt aber aus den gegebenen Erörterungen der grosse Vortheil der S. 612 beschriebenen Anordnung von Breuer, Schumacher & Co., nach welcher nicht das hochgespannte Wasser, sondern der zum Antriebe dienende Dampf gesteuert wird.

### C. Gesamtanordnung der Schmiedepressen.

Wegen des Umstandes, dass die Schmiedehämmer fast ausnahmslos lothrecht wirken, vielleicht auch aus anderen Gründen, sind die Schmiedepressen regelmässig aufrecht aufgestellt. Zuweilen wirkt der Druckkolben

<sup>1)</sup> Hauptwerkstatt Witten: Glasers Annalen, Juli 1892, S. 26, mit Abb. W. T. Sears, American Machinist, 23. Mai 1895, mit Abb.

von unten nach oben (Fig. 1192 u. 1193, S. 615), meistens von oben nach unten. Es kommt jedoch auch die liegende Anordnung vor.<sup>1)</sup> Es dürfte in manchen Fällen diese liegende Aufstellungsweise der aufrechten vorzuziehen sein, weil bei ihr die Höhenlage des Werkstücks während des Schmiedens unverändert bleibt.

Vorherrschend ist für die Gestelle die thorartige Gestalt gebräuchlich, was angesichts der Grösse der auftretenden Kräfte nahe liegt. Man findet jedoch auch C-förmige Gestelle, dann nämlich, wenn es sich um mässige Kräfte handelt und mit kleiner Ausladung auszukommen ist.<sup>2)</sup>

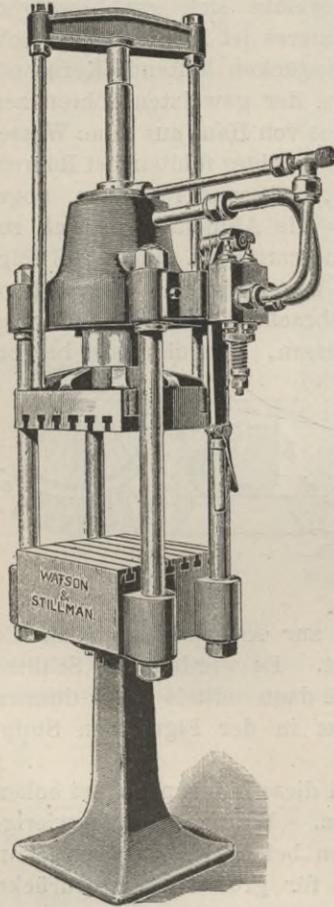


Fig. 1116.

Zur ersteren Bauart gehören die S. 615 beschriebene Dampfdruck-Schmiedepresse und zwei in unten verzeichneter Quelle<sup>3)</sup> angegebene. Ein ferneres Beispiel stellt Fig. 1116 schaubildlich dar. Die Presse ist von der Watson & Stillmann Maschinenfabrik in New-York 207 East Fortyfird street, gebaut, arbeitet mit 175 kg/qcm Wasserdruck und übt einen Druck von etwa 50 t aus. In dem Bilde bemerkt man rechts einen Steuerhahn, welcher das Druckwasser entweder über den Presskolben oder unter den Rückzugskolben leitet, bzw. von diesen Stellen abfliessen lässt. Die Oberfläche der unteren Platte liegt rund 800 mm über dem Fussboden; der grösste Abstand der zum Befestigen der Werkzeuge dienenden Aufspannplatten beträgt 380 mm und die grösste Verschiebbarkeit der oberen Platte 150 mm.

Es ist nicht zu erwarten, dass die Werkstücke genau genug vorgelegt werden, um den Widerstand in die Axe des Mönchs fallen zu lassen; es wird vielmehr in der Regel die Mitte des Widerstandes ausserhalb der Axe des Mönchs liegen. Demgemäss müssen der beweglichen Aufspannplatte kräftige Führungen geboten werden. Hierfür werden einerseits die vier starken Bolzen, welche Kopf und Fuss der Presse verbinden, mit in Anspruch genommen, anderseits die Stopfbüchse des Hauptmönchs benutzt. Je grösser der lothrechte Abstand zwischen den beiden Führungsstellen ist, um so geringer fällt der wagerechte Druck gegen die aufrechten Führungsflächen aus. Aus diesem Grunde legt man oft die Dichtung des Mönchs — statt in den unteren Theil der Nonne — an den oberen Rand des Mönchs (Fig. 1110, S. 624); alsdann muss selbstverständlich die Nonne in ihrer ganzen Länge ausgebohrt werden.

<sup>1)</sup> Daelen, Stahl und Eisen, 1892, S. 155 u. f., mit Abb. American Projectile Comp. The Iron Age, Febr. 1892, S. 344, mit Abb.

<sup>2)</sup> Stahl und Eisen, 1892, S. 162, mit Abb.; D. R.-P. Nr. 80945.

<sup>3)</sup> Stahl und Eisen, Dec. 1894, S. 1071, mit Abb.

Mit der vorhin abgebildeten kleinen Presse sind die unten<sup>1)</sup> verzeichneten erheblich grösseren im Gesamt-Aufbau verwandt. Dasselbe gilt von der mächtigen, von Breuer, Schumacher & Co. gebauten Presse, welche Fig. 1117 schaubildlich zeigt. Links sieht man die Druckpumpe (Fig. 1089, S. 613). Ueber dem Kopf erheben sich zwei Dampfstiefel, die zu diesen gehörigen Kolbenstangen greifen an das Querhaupt des Presskolbens, um

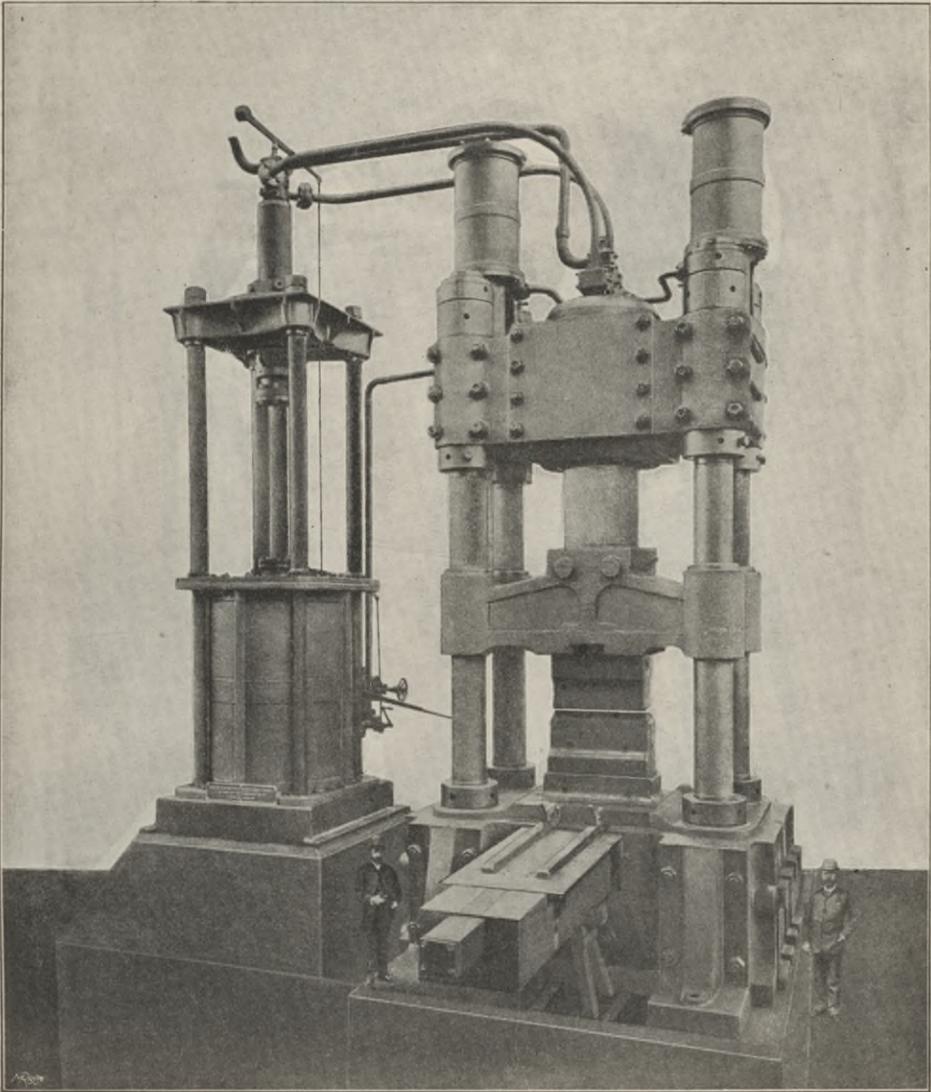


Fig. 1117.

dieses nebst Zubehör emporzuheben. Die Führung wird — wie vorhin — durch die vier, Kopf und Fuss verbindenden Bolzen und durch die Nonne

<sup>1)</sup> Fritz Baare. D. R.-P. Nr. 45323; Stahl und Eisen, 1892, S. 155, mit Abb. Verschiedene: Dingl. polyt. Journ. 1895, Bd. 297, S. 249, mit Abb. A. Borsig, Dingl. polyt. Journ. 1898, Bd. 307, S. 123, mit Schaubild.

geboten. Unten vor der Presse sieht man eine Vorrichtung, welche dem Herausziehen des unteren, wohl Amboss genannten Werkzeugs dient.

Fig. 1118 stellt eine von derselben Firma gebaute, zum Ausschmieden der Radreifen (vergl. S. 572) bestimmte Presse dar. Sie unterscheidet sich von der vorhin angeführten hauptsächlich durch das untere Werkzeug, welches an einen Amboss mit Horn erinnert. Da bei dem Schmieden der

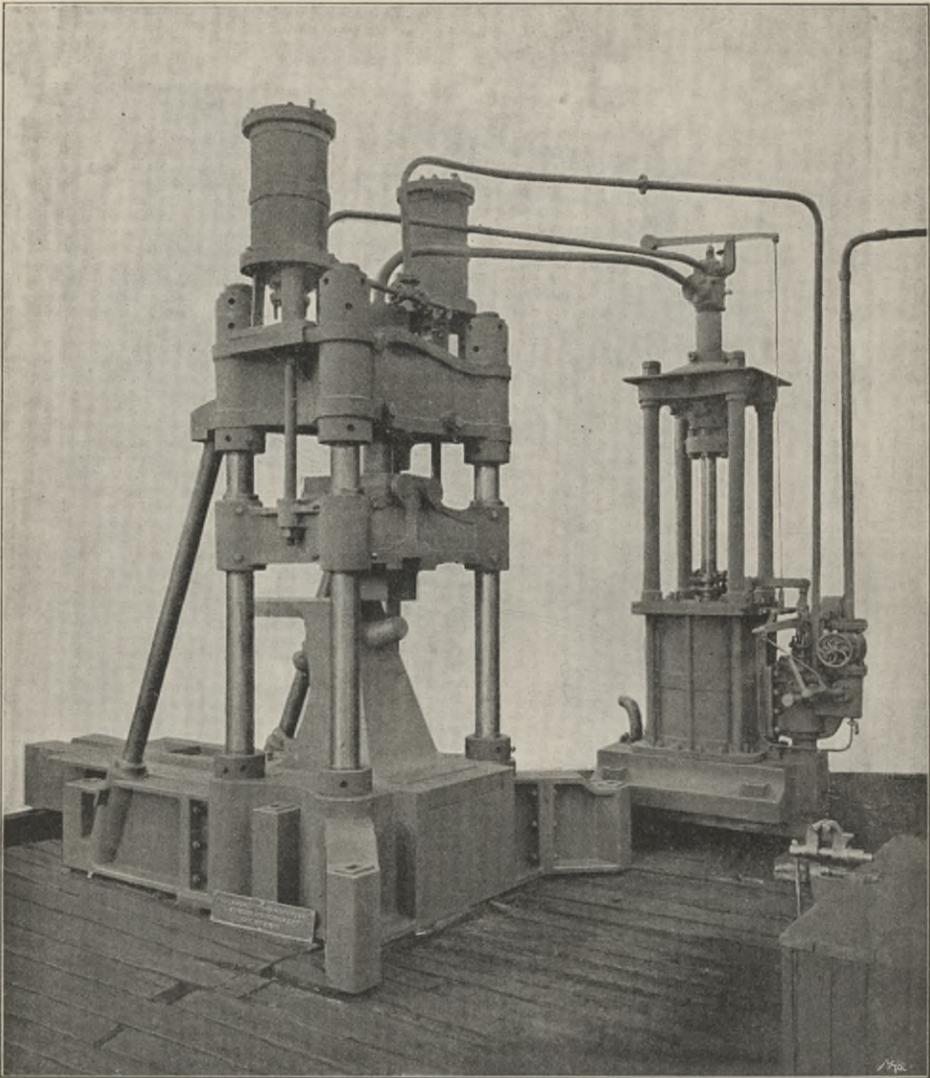


Fig. 1118.

Radreifen erhebliche einseitige Drücke unvermeidlich sind, so hat man den Kopf der Presse gegen den Fuss derselben durch ein Paar starke, schräg liegende Bolzen abgesteift. Man erkennt in Fig. 1118 manche Einzelheiten, welche in Fig. 1117 verdeckt liegen.

Davy hat der Führung des Querhauptes, an dem das obere Werkzeug sitzt, dadurch besondere Aufmerksamkeit geschenkt, dass er das Querhaupt

l-förmig macht und den mittleren Theil oben besonders führt.<sup>1)</sup> Da der aufrechte Führungsarm die Mitte der Presse einnimmt, so sind zwei Presskolben links und rechts von ihm angebracht.

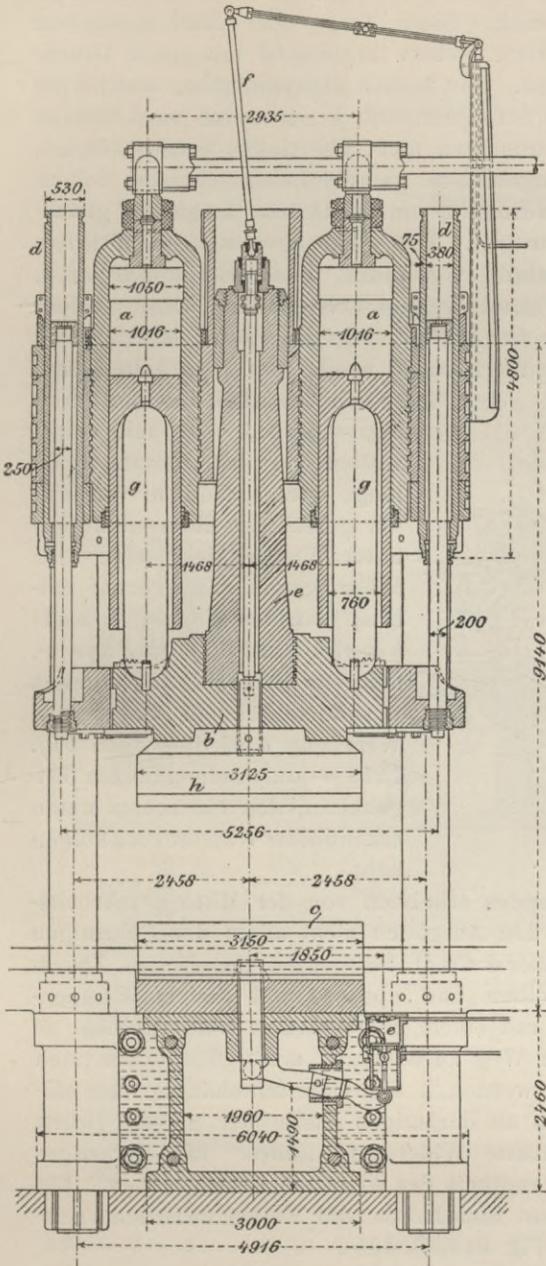


Fig. 1119.

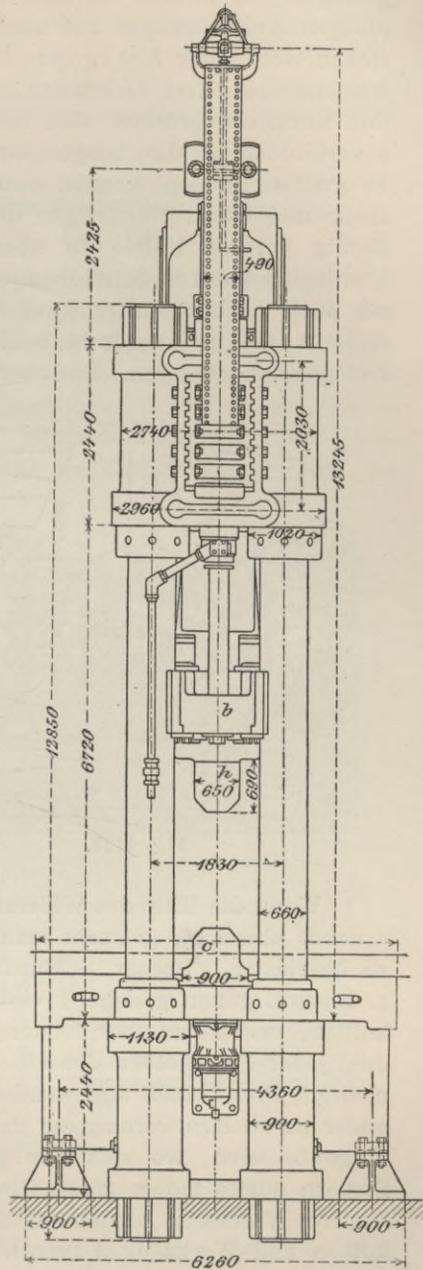


Fig. 1120.

Fig. 1119 ist der lothrechte Schnitt, Fig. 1120 die Seitenansicht, Fig. 1121 ein wagerechter Schnitt einer solchen Presse, welche die Vicker's

<sup>1)</sup> Engineering, April 1886, S. 393, mit Abb. D. R.-P. Nr. 32273; Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1886, S. 487, mit Abb.

Werke in Sheffield im Gebrauch haben.<sup>1)</sup> Die Presse ist für 8000 t Druck berechnet; es beträgt der höchste Ueberdruck des Wassers 500 kg/qcm. Das Querhaupt nebst dessen mittlerem Führungsarm wird von zwei Kolben getragen, die in den 380 mm weiten Stiefeln *d* spielen; es sind die zugehörigen Kolbenstangen 250 mm dick. Diese Trag- oder Rückzugskolben stehen stets unter 300 kg/qcm Druck, indem ihre Stiefel mit einem Druckwasserspeicher frei verbunden sind. Die beiden Hauptmönche, welche zu den Nonnen *a* gehören, sind mit dem Querhaupt *b* nur durch zwei Stützen *g* verbunden, so dass Biegungsspannungen nicht übertragen werden können. Es greifen an den Nonnen *a* ausgebildete gerade Leisten in die Seitentheile und Querverbindungen des Holmes, um die Drücke möglichst gleichförmig auf die Holme zu übertragen. Der Führungsarm *e* ist mit dem Querhaupt *b* durch Schraubengewinde verbunden, von dem sowohl an *e*, als auch in der Mutter zwei Viertel weggeschnitten sind. Man schiebt daher *e* in *b* und verdreht beide nur so weit gegen einander, dass sie sich fest aneinander legen. Das obere Werkzeug *h* ist eigenartig an *b* befestigt;

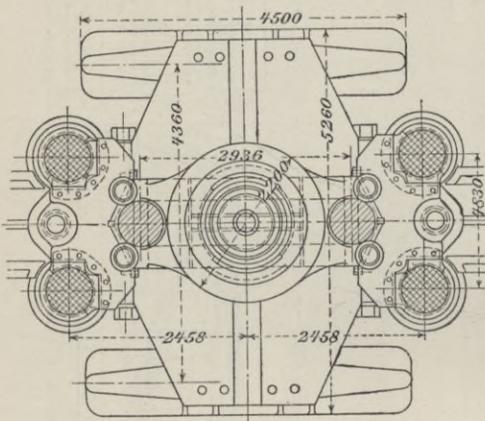


Fig. 1121.

es hängt nämlich an einer durch *e* gesteckten, oben mit einem Kolben versehenen Stange. So lange dieser Kolben vermöge der gelenkigen Röhrenleitung *f* unter Wasserdruck steht, wird *h* fest gegen *b* gedrückt; entlässt man das Wasser, so sinkt *h* so viel — auf eine Unterlage —, um von seiner Stange gelöst werden zu können. Das untere Werkzeug *c* wird — nach Fig. 1119 — durch einen Bolzen festgehalten, den ein rechts unten erkennbarer Wasserdruckkolben hebt.

Wenn die Mitte des Widerstandes erheblich von der Mitte des Arbeitsdruckes abweicht, so sucht man den Ausgleich nicht allein den Führungen zu überlassen. Breuer, Schumacher & Co.<sup>2)</sup> verwenden zu diesem Zweck z. B. zwei genau gleiche Presskolben und ebenso zwei gleiche Pumpenkolben, verbinden aber letztere mit einem gemeinsamen Dampfkolben, so dass jeder Presskolben denselben Weg zurücklegen muss. Es können auch mehrere Presskolben angewendet werden,<sup>3)</sup> die man unabhängig von einander zu steuern vermag, so dass an derjenigen Stelle der grösste Druck ausgeübt wird, wo sich der grösste Widerstand findet. Ein derartiges Steuern dürfte indess grosse Gewandtheit des Arbeiters beanspruchen. Ein ferneres Verfahren beruht auf dem Einschalten von Keilen zwischen Presskolben und Werkzeugen (vergl. Fig. 913, S. 495).

Es sei hier als Beispiel die Schmiedepresse von H. Aiken in Pittsburg

<sup>1)</sup> Engineering, Nov. 1897, S. 555, mit Abb. Portefeuille des Machines, Dec. 1898. mit Abb.

<sup>2)</sup> Stahl und Eisen, 1892, S. 162.

<sup>3)</sup> D. R.-P. Nr. 96041.

angeführt.<sup>1)</sup> Es handelt sich um das Schmieden von Wagenaxen, Fig. 1123, von Rundeisen, Fig. 1122. Diese Arbeit findet zwischen Gesenken *CC* und zwei in deren Hohlraum greifende Stempel statt. Fig. 1124 ist eine Seitenansicht, Fig. 1125 ein Grundriss und Fig. 1126 und 1127 sind zwei in grösserem Maassstabe gezeichnete Querschnitte der Presse. Die beiden Gesenke *C* können sich in ihrer Längenrichtung nicht verschieben, sie werden durch die Keile *D* und *E* quer verschoben. Die Keile *D* und *E* werden im Maschinengestell *A* geführt, zwei Leisten *F* halten sie in der betreffenden Vertiefung. Die zweitheilig hergestellten Keile *D* und *E* übergreifen, wie Fig. 1126 und 1127 erkennen lassen, die Gesenke *C* so, dass diese von den sich zurückziehenden Keilen nach aussen gezogen werden. Es sind nun die Keile mittels der Ohren *G* auf einen Querbolzen der Kolbenstange *B* gesteckt; letztere gehört zu einem in *K* spielenden Kolben. Das Querhaupt *H*, an dem ein zwischen die Gesenke greifender Stempel sitzt, ist

Fig. 1122.

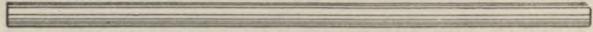


Fig. 1123.

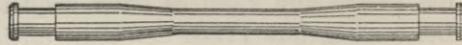


Fig. 1124.

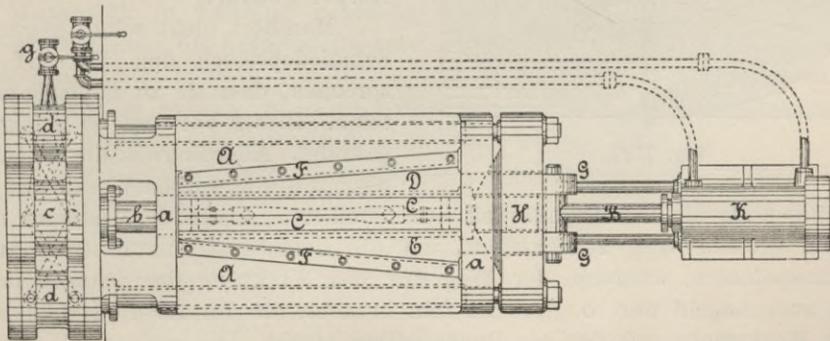
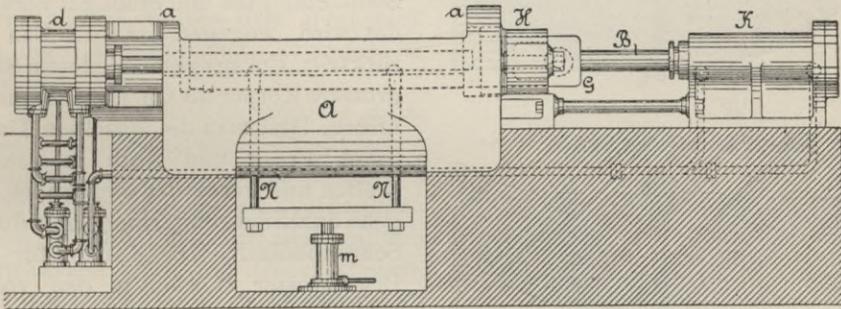


Fig. 1125.

mittels Stangen den in *d* befindlichen Kolben angeschlossen und von dem Stiefel *c* aus wird die Kolbenstange *b* bethätigt, welche den zweiten zwischen die Gesenke greifenden Stempel enthält. Bei zurückgezogenen Gesenken wird das hoch erhitze Rundeisenstück eingelegt, dann Druckwasser hinter den in *K* befindlichen Kolben gelassen, so dass die Gesenke

<sup>1)</sup> The Iron Age, Febr. 1890, S. 212, mit Abb. Zeitschrift d. Ver. deutscher Ingen. 1890, S. 1327, mit Abb.

in ganzer Länge sich eng an einander legen, und hierauf die beiden Stempel vorwärts bewegt, um den Rundstab zu verkürzen und den Hohlraum der Gesenke auszufüllen.

Behufs bequemen Einlegens und Aushebens der Werkstücke sind zwei Stangen *N* mit Köpfen *o*, Fig. 1124 bis 1127, angebracht, welche durch die Presspumpe *m* bethätigt werden. Vor dem Einlegen eines Werkstücks lässt man die Stangen *N* emporsteigen, legt das Werkstück auf die Köpfe *o* und bringt es durch Sinkenlassen der Stangen *N* in die richtige Lage. Nach dem Pressen hebt man das Werkstück durch die Stangen *N* über die Presse und kann es dann bequem fortnehmen.

Die vorliegende Presse ist nicht allein Beispiel für die genau gleichmässige Verschiebung von Werkzeugen durch Keile, sondern auch für die

Anwendung mehrerer Werkzeuge in einer Presse. Von letzterem wird häufig Gebrauch gemacht. Es sind dann die Pressen ihren besonderen Zwecken angepasst.

Es sei noch bemerkt, dass für den Bau der Schmiedepressen in grösserem Umfange geschmiedeter Stahl, Stahlguss und Stückgut verwendet wird, wogegen das Gusseisen zurücktritt. Um aus geschmiedetem Stahl grössere Körper als Querstücke auszubilden, lässt man die einzelnen Theile durch Feder und Nuth ineinander greifen und verbindet sie, wo es angeht, durch Schrupfringe, sonst durch Schraubbolzen. Die Kanäle für das Druckwasser werden in den vollen Körper gebohrt.

Man hört nicht selten gegen die Schmiedepressen den Vorwurf aussprechen, dass sie zu langsam arbeiten. Dieser Vorwurf ist wenig begründet. Allerdings ist die Geschwindigkeit des bewegten Werkzeugs weit

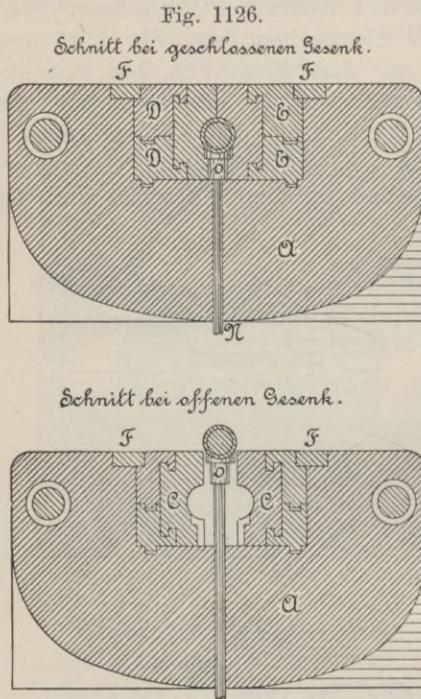


Fig. 1127.

geringer als die Geschwindigkeit des Hammers. Allein der Hammer muss einen grossen Weg zurücklegen, um die demnächst auszuübende Arbeit aufzuspeichern, während der Weg für das Werkzeug der Schmiedepresse bis zum Angriff nur so gross zu sein braucht, als der für die Handhabung des Werkstücks erforderliche Raum nöthig macht. Die geringere Geschwindigkeit des Schmiedepressenwerkzeugs während der eigentlichen Arbeit verursacht jedenfalls keinen nennenswerthen Zeitverlust, hat aber (vergl. S. 606) grosse Vortheile zur Folge. So ist zu erwarten, dass die Schmiedepresse dem Hammer mehr und mehr von seinem bisherigen Gebiet abnehmen, wenn auch nicht ihn verdrängen wird.

## IV. Niet- und Stauchmaschinen.

Beide hier genannte Maschinengruppen könnten den gemeinsamen Namen Stauchmaschinen führen, da beide ausschliesslich stauchend wirken. Da aber das Stauchen des Nietschafts, durch welches der Schliesskopf, nach Umständen auch der erste Kopf des Nietes gebildet wird, Gegenstand einer zahlreichen Maschinengruppe ist, so hat man dieser einen besonderen Namen gegeben, und versteht unter dem Namen Stauchmaschinen nur die kleine Reihe, welche zum Stauchen von Stangen und Reifen dient. Sie möge zunächst, und zwar ihrer Bedeutung nach, in aller Kürze erledigt werden.

## A. Stauchmaschinen.

Sie bezwecken, einen zu stauchenden Stab  $w$ , Fig. 1128, zu beiden Seiten der Stauchstelle fest anzufassen und die Angriffsstellen gewaltsam einander zu nähern. Die Stauchstelle ist viel stärker erhitzt als das links und rechts von ihr belegene Eisen, so dass nur sie dem Druck  $P$  nachgiebt. Die untere Grenze der Grösse dieses Druckes  $P$  ist gegeben durch den Querschnitt der Stauchstelle und die Festigkeit, bezogen auf die Flächeneinheit, welche dem Werkstück bei der angewendeten Temperatur eigen ist.

Da der Druck  $P$  regelmässig gross ausfällt, so benutzt man zum Anfassen sogenannte selbstspannende Zangen.<sup>1)</sup> In Fig. 1128 bezeichnen  $bb$  zwei Streben, welche um die an gemeinsamen Schlitten festen Bolzen  $c$  sich frei drehen können. Bewegt man, nachdem die Streben  $b$  mit dem Werkstück in Fühlung gebracht sind, den Schlitten der Stauchstelle entgegen, und leistet letztere den Widerstand  $P$ , so müssen folgende Verhältnisse angewendet werden, wenn ein Gleiten der einander gegenüberliegenden Enden der Streben am Werkstück vermieden werden soll.

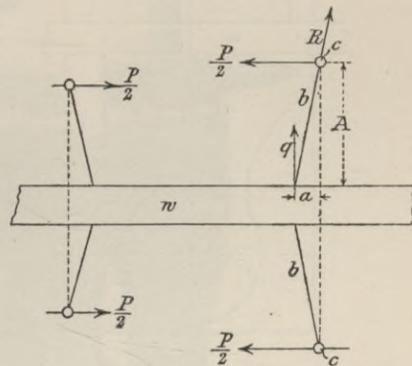


Fig. 1128.

Es heisse  $q$  der Druck, mit dem die Strebenenden sich gegen das Werkstück legen, also  $q \cdot f$  die Reibung, welche an jeder Seite des Werkstücks auftritt. Dann tritt kein Gleiten ein, so lange:

$$2q \cdot f > P$$

ist. Aus der Figur folgt aber:

$$\frac{P}{2} \cdot A = q \cdot a,$$

also wird das Gleiten verhindert bei:

$$2 \cdot q \cdot f > 2q \cdot \frac{a}{A}$$

<sup>1)</sup> Herm. Fischer, Allgem. Grundsätze und Mittel des mechanischen Aufbereitens, Leipzig 1888, S. 568.

oder:

$$\frac{a}{A} < f. \quad \dots \dots \dots (149)$$

Die Reibungswertziffer  $f$  kann man, wenn die Angriffsflächen der Streben gerauht sind, mindestens  $\frac{1}{5}$  annehmen, so dass die Bedingung lautet:

$$\frac{a}{A} = \frac{1}{5}. \quad \dots \dots \dots (150)$$

Je nach Umständen kann statt  $\frac{1}{5}$  ein anderer Zahlenwerth zutreffender sein.

Aus Ersparnissgründen pflegt man nur eine bewegliche Strebe  $b$  anzuwenden, und die andern durch einen festen Backen  $e$ , Fig. 1129, zu ersetzen, an dem soeben abgeleiteten Satz ändert sich hierdurch nichts.

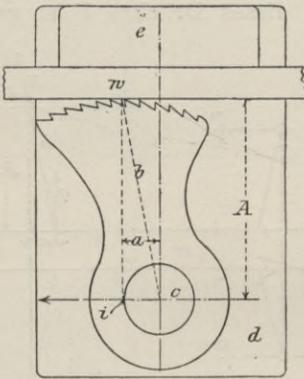


Fig. 1129.

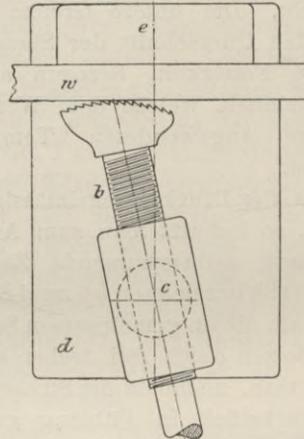


Fig. 1130.

Da die Werkstücke  $w$ , Fig. 1129 verschieden dick sind, so muss der Abstand des Bolzens  $c$  von dem Backen  $e$  einstellbar sein, oder ein anderes Mittel angewendet werden, um der Gleichung 150 gerecht zu werden. Es wird thatsächlich von der erwähnten Einstellbarkeit oft abgesehen, dagegen  $b$  spiralig begrenzt, so dass sich diese Steife der Werkstückdicke ohne weiteres anpasst. Es sollte diese Spirale eine logarithmische sein; man begnügt sich statt dessen mit einem Kreisbogen, welcher sich in der Mitte der Spirale anschliesst. Diesen Kreisbogen beschreibt man um den Punkt  $i$ , Fig. 1129, welcher um die Länge  $a$  von der Mitte des Bolzens  $c$  entfernt liegt. Das ist nur zulässig, so lange der Bogen kurz ist. Man kann sich daher auf diesem Wege nur einer beschränkten Verschiedenheit der Werkstückdicken anpassen. Sind grössere nicht zu vermeiden, so ersetzt man  $b$ , Fig. 1129, durch eine längere oder kürzere Strebe, oder macht die Länge der Strebe nach Fig. 1130 verstellbar. Es ist  $b$  als Schraube ausgebildet, deren Mutter in einem Auge des drehbaren — gestrichelt gezeichneten — Bolzens  $c$  sich befindet.

Der Backen  $e$  sowohl, wie der Bolzen  $c$  wird durch die Kraft  $R$  beansprucht, deren Grösse (vergl. Fig. 1128) ist:

$$R = 2,55 P,$$

wenn — nach Gl. 150 —  $\frac{a}{A} = \frac{1}{5}$  gewählt wird.

Es genügt nun, wenn eine der Einspannvorrichtungen verschoben wird; man bringt deshalb nur eine derselben — Backen  $e$  und Zapfen  $c$  mit Strebe  $b$  — an einem verschiebbaren Schlitten  $d$ , Fig. 1129 und 1130 an, während die andere am Maschinengestell befestigt ist.

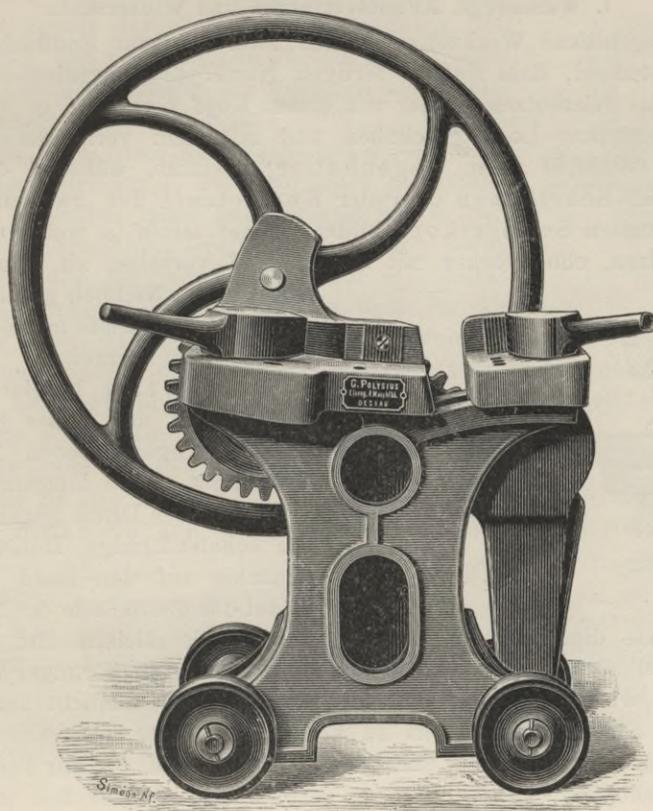


Fig. 1131.

Für das Stauchen gerader Stäbe ist selbstverständlich, den Schlitten  $d$  geradlinig, gleichlaufend zum Werkstück zu verschieben. Soll die Maschine zum Stauchen von Reifen dienen, so wird die Bahn des Schlittens der mittleren Krümmung der in Frage kommenden Reifen angepasst. Bei der Stauchmaschine von G. Polysius in Dessau, welche Fig. 1131 darstellt, sitzt die bewegliche Einklemmvorrichtung am Kopfe eines Hebels, der um einen unten im Gestell befindlichen Bolzen schwingt. Es ist sonach der von ihr zurückgelegte Weg kreisbogenförmig mit nach oben gerichteter Wölbung. Die bewegliche Einspannvorrichtung wird unter Vermittlung des oben erwähnten und in der Figur links sichtbaren Hebels durch eine Lenkstange bewirkt, deren linksseitiges Ende eine an der Hauptwelle sitzende Hubscheibe umgreift, und

die in der Mitte der Maschine sichtbare Hauptwelle erfährt ihre Drehung von dem mittels der Hand gedrehten Schwungrad aus durch ein sehr stark übersetzendes Stirnradvorgelege.

Die vorliegende Maschine dient auch zum Zusammendrücken stumpf zu verschweissender Stangen oder Reifenenden, weshalb sie auch Schweissmaschine genannt wird.

Einige Quellen über Stauchmaschinen mögen zur Ergänzung der obigen Darlegungen angeführt werden.<sup>1)</sup>

## B. Nietmaschinen oder Niete.

### 1. Werkzeuge, Arbeitsverfahren und Widerstände.

Als eigentliche Werkzeuge dienen zwei an ihren Endflächen so ausgehöhlte Stempel, dass sie die fertigen Nietköpfe umschliessen. In der Regel ist der Nietbolzen vorher mit einem Kopf versehen; er wird in das für ihn bestimmte Loch geschoben und mit dem vorhandenen Kopf an dem einen Stempel (dem Gegenhalter) gestützt, während der andere Stempel (das Schelleisen oder der Kopfsetzer) den zweiten Nietkopf, den sogenannten Schliesskopf bildet. Nicht selten (s. weiter unten) wird der Nietbolzen, ohne vorher mit einem Kopf versehen zu sein, also als Stift, in das Nietloch geschoben, und werden beide Köpfe mittels derselben Nietmaschinen erzeugt.

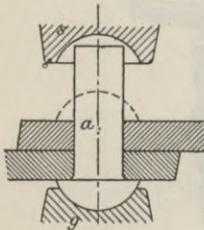


Fig. 1132.

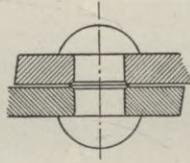


Fig. 1133.

so um, dass die Berührungsfläche zwischen Schelleisen und Nietbolzen grösser wird als der Nietbolzenquerschnitt. Bei gleichförmiger Wärme des Nietbolzens wird dieser nunmehr in ganzer Länge gestaucht und zwar, so weit er im Nietloch steckt, bis zu voller Ausfüllung des letzteren, weiter oben bis zur Ausfüllung der Schelleisenhöhlung, d. h. bis zur Fertigstellung des Schliesskopfes. Liegen die zu verbindenden Bleche fest aufeinander, so ist zu dem beschriebenen Vorgange nichts weiter zu bemerken. Wenn aber die Bleche nicht eng aufeinander schliessen, so dringt ein Theil des Raum suchenden Niefschaftes in den Spalt und bildet hierdurch, wie Fig. 1133 darstellt, einen Grat, der nun die Bleche dauernd auseinander hält. Der Versuch, die Fuge durch nachträgliches Verstemmen der Blechränder zu dichten, ist nur vorübergehend von Erfolg. Deshalb muss bei dem vorliegenden Nietverfahren, wenn es sich um die Herstellung dichter Verbindung handelt, mit aller Sorgfalt darauf gesehen werden, dass die Blechränder während des Stauchens des Niefschaftes hart aufeinander liegen.

<sup>1)</sup> Zimmermann, Dingl. polyt. Journ. 1878, Bd. 230, S. 399. Sculfort, Maillard und Maurice, daselbst S. 455. Brandes, Dingl. polyt. Journ. 1880, Bd. 235, S. 422. Polysius, D. R.-P. Nr. 22025. Auerbach, D. R.-P. Nr. 24212. Meckel, Dingl. polyt. Journ. 1883, Bd. 248, S. 405, sämmtlich mit Abb.

Das kann geschehen durch sorgfältiges Zusammenpassen der Blechränder und Zusammendrücken mittels Schrauben, die durch benachbarte Löcher gezogen werden; es wird aber auch dadurch erreicht, dass vor dem Angriff des Schelleisens *s*, Fig. 1134, das Ende einer Art Röhre, des Blechschlussringes *b* unter entsprechendem Druck gegen das Blech gedrückt wird. Es kommt deshalb bei der Herstellung von Nähten, die dicht sein sollen (solche der Dampfkessel, Wasserbehälter, blecherner Röhren u. dergl.), regelmässig ausser dem Schelleisen ein zweiter bewegter Theil, nämlich der Blechschlussring in Frage. Für Verbindungen, welche nur fest sein sollen (Träger und dergl.), ist das dichte Aufeinanderliegen der Blechplatten von geringerer Bedeutung, wengleich der Umstand, dass die Festigkeit der Nietverbindung auf der Reibung zwischen den verbundenen Theilen beruht, auch hier gutes Aufeinanderliegen der letzteren als mindestens erwünscht erscheinen lässt.

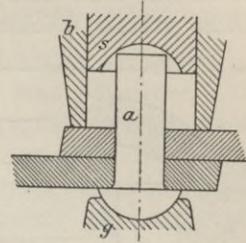


Fig. 1134.

In dem Falle, dass das Schelleisen *s*, Fig. 1132, nicht langsam drückend, sondern unter Benutzung einer rasch bewegten Masse hammerartig wirkt, liegt die Gefahr der erwähnten Gratbildung weniger nahe, indem wegen der für jeden Schlag nur sehr kurze Zeit (S. 546) wirkende Druck nicht in dem für die Gratbildung erforderlichen Grade bis zur Verbindungsfuge vordringt. Ist ein Spielraum zwischen den Blechen vorhanden, so wird er sogar im Verlaufe der Arbeit beseitigt, indem der unter den Hammerschlägen sich allmählich bildende Schliesskopf die Bleche zusammendrückt.

Die Druckfläche des Blechschlussringes muss eine gewisse Grösse haben, damit sie das Blech nicht beschädigt; sie muss zwischen den benachbarten Nietköpfen und dem Schelleisen untergebracht werden, wobei

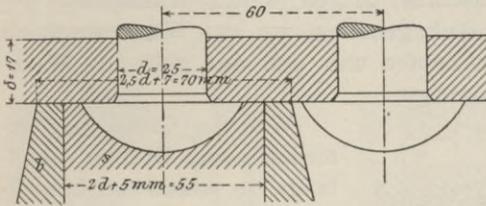


Fig. 1135.

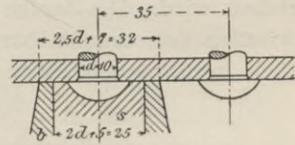


Fig. 1136.

dem letzteren die nöthige Dicke zu gewähren ist. Ich empfehle demgemäss, nach Fig. 1135 und 1136 dem Schelleisen den Durchmesser:

$$2d + 5 \text{ mm,}$$

dem Blechschlussring den äusseren Durchmesser:

$$2,5d + 7 \text{ mm}$$

zu geben, wenn *d* die Dicke des Nietbolzens bezeichnet. Man wird je nach Umständen die hiernach gewonnenen Beträge ein wenig erhöhen.

Die Nietmaschine soll für verschiedene Nietdicken benutzt werden, woraus folgt, dass sowohl das Schelleisen, als auch der Blechschlussring auswechselbar einzurichten ist. Das geschieht z. B. in der Weise, wie die halbe Schnittfigur 1137 angiebt. Das Schelleisen *s* steckt in einer Stange *e*

unter Vermittlung eines verjüngten Zapfens. Quer durch *e* geht ein Keiloch, welches zum Austreiben von *s* dient. Der Blechschlussring *b* ist auf den Kopf eines die Stange *e* gleichaxig umschliessenden Körpers *f* geschraubt. In dem Blechschlussring sind seitliche Oeffnungen angebracht, welche den Wärmeabfluss von dem Schelleisen, bezw. der Stange *e* begünstigen.

Aus Rücksicht auf den verfügbaren Raum, gleichzeitig aber auch zum Zweck der Wärmeabfuhr von dem Schelleisen, wird zuweilen der Blechschlussring *b* nach Fig. 1138 an einer Seite weggeschnitten. Um den Druck auf die Flächeneinheit des Blechschlussringes nicht zu gross werden zu lassen, muss man in diesem Falle den äusseren Halbmesser der Druckfläche grösser machen als sonst.

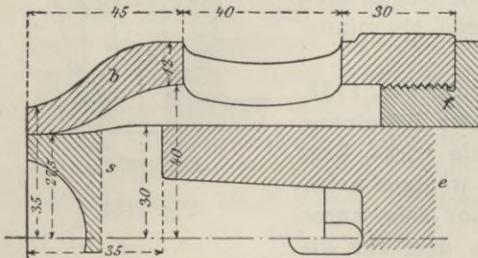


Fig. 1137.

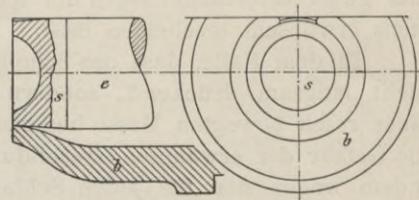


Fig. 1138.

Das wichtige Kühlhalten des Schelleisens — wie des Gegenhalters — erstreben Manche durch Kühlwasser. Fig. 1139 stellt hierfür eine von der Babcock und Wilcox Co. in New-York ausgeführte Ausführungsform dar. Es handelt sich um eine Nietmaschine, welche einen Blechschlussring nicht enthält. Es ragen die Zapfen sowohl des Schelleisens, als auch des Gegenhalters durch Hohlräume *w* der Maschine, durch welche Kühlwasser getrieben wird. Die Zapfen sind sehr dick gehalten, um den Wärmeausgleich zwischen den unmittelbar gekühlten Zapfen und den das glühende Werkstück berührenden Flächen zu begünstigen.

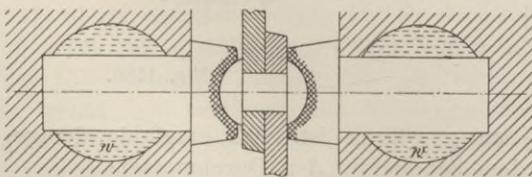


Fig. 1139.

Was die Grösse der erforderlichen Drücke anbelangt, so stehen mir brauchbare Zahlen nur für solche Nietmaschinen zur Verfügung, welche ruhig drückend wirken. Immerhin bieten dieselben einen gewissen Anhalt auch für die hämmernd wirkenden Maschinen.

Die folgende Zusammenstellung enthält eine Zahl verschiedener Angaben über die angewendeten Drücke, wenn — wie gewöhnlich — die Niete in glühendem Zustande verarbeitet werden. Die auf 1 qmm der Kopfprojektion bezogenen Zahlen sind mit der Annahme berechnet, dass der Durchmesser des Nietkopfes das 1,7 fache des Schaftdurchmessers beträgt. Diese Zahlen sollen nur zum Vergleich des angewendeten Druckes mit der Festigkeit (S. 540), bezw. mit dem Widerstande dienen, welchen die Schmiedepressen (S. 606) zu überwinden haben. Man sieht aus der

	Blechschluss	Kopfbildung		Enddruck der Kopfbildung
Englische Dampfdruck-Nietmaschine <sup>1)</sup> . . . . .	44 kg	149 kg	51 kg	—
Tweddel <sup>2)</sup> . . . . .	70 "	139 "	48 "	—
Schönbach <sup>3)</sup> . . . . .	41 bis 66 kg	74 bis 118 kg	26 bis 40 kg	—
Anderson & Gallwey <sup>4)</sup> . . . . .	79 kg	79 kg	27 kg	158 kg
Tweddel <sup>5)</sup> . . . . .	26,5 kg	40 "	14 "	66 "
Breuer, Schumacher & Co. <sup>6)</sup>	—	127 bis 162 kg	44 bis 56 kg	—
Chr. Fremont <sup>7)</sup> . . . . .	—	—	—	180 kg
	für 1 qmm Schaftquersch.	für 1 qmm Schaftquersch.	für 1 qmm Kopfprojekt.	für 1 qmm Schaftquersch.

vorliegenden Zusammenstellung, dass die zur Kopfbildung erforderliche Kraft erheblich grösser ist als diejenige, mit welcher man schmiedet. Es erklärt sich das zum Theil aus der Gestalt des Nietkopfes, welcher nach allen Seiten gut ausgebildet werden soll, zum Theil aus dem Umstande, dass der kleinere Körper durch das Werkzeug erheblicher abgekühlt wird als so grosse Körper, wie die Schmiedepressen regelmässig zu bearbeiten haben. Endlich aber ist für die Beurtheilung der Zahlen noch zu bedenken, dass Manche für nöthig erachten, schliesslich einen hohen Druck anzuwenden, um die verbundenen Theile fest zusammen zu drücken. Es sind deshalb die Nietmaschinen zuweilen so eingerichtet, dass zuletzt der bisher dem Blechschluss dienende Druck demjenigen hinzugefügt wird, welcher die Kopfbildung vollzog (vergl. 3 und 4 der Zusammenstellung). Wenn eine derartige Einrichtung fehlt, so wird man dem zum Kopfbilden bestimmten Kolben von vornherein einen grösseren Druck ertheilen.

Für den Druck, welchen unerwärmte Niete erfordern, sind mir nur Versuche von Sellers in Philadelphia bekannt. Danach ergab sich (für  $9\frac{1}{2}$  mm dicke Niete) 210 kg für 1 qmm des Schaftquerschnittes als zweckmässiger Druck. Zu grosser Druck gefährdet die Blechränder.

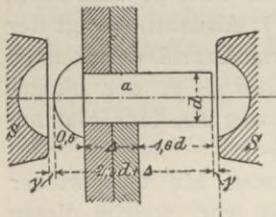


Fig. 1140.

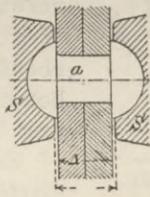


Fig. 1141.

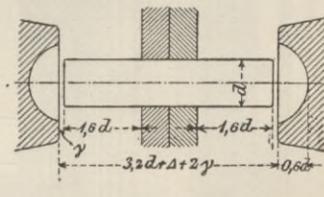


Fig. 1142.

In der Regel wird, wie schon erwähnt, der Nietbolzen *a*, Fig. 1140, zunächst mit einem Kopf versehen; es finden sich die Niete in dieser Gestalt im Handel. Das erhitzte Niet wird nun in das Loch des Werkstückes

<sup>1)</sup> Prakt. Masch.-Constr., 1878, S. 147, mit Abb.  
<sup>2)</sup> The Engineer, Juli 1885, S. 201, mit Abb.  
<sup>3)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1890, S. 107, mit Abb.  
<sup>4)</sup> The Engineer, Febr. 1890, S. 126, mit Abb. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1891, S. 369, mit Abb.  
<sup>5)</sup> The Engineer, Juli 1887, S. 5, mit Abb.  
<sup>6)</sup> Nach dem Preisbuch.  
<sup>7)</sup> Engineering, März 1898, S. 279.

geschoben, so dass sein Schaft so weit hervorragt, als zur Bildung des Schliesskopfes erforderlich ist. Diese Länge des Nietes beträgt das 1,3 bis

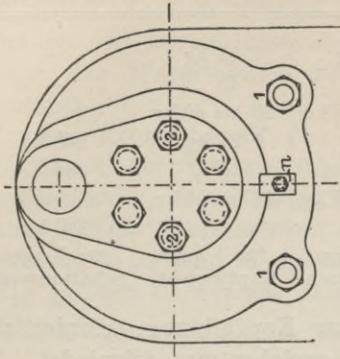


Fig. 1144.

1,8 fache des Schaftdurchmessers; sie sei hier zu  $1,6 d$  angenommen. Ferner sei die Kopfhöhe zu  $0,6 d$  angenommen. Da man für das Einbringen des Bolzens zwischen die Stempel  $S$  eines gewissen Spielraums  $\gamma$  bedarf, so beträgt der nöthige Abstand der Stempelenden  $2,2 d + \Delta + \gamma$ . Nach Bildung des Schliesskopfes ist dieser Abstand (Fig. 1141) zu  $\Delta + \gamma$  geworden, so dass der Weg des verschiebbaren Stempels  $2,2 d + \gamma$  beträgt. Diese Zahlen ändern sich ein wenig mit den äusseren Umständen.

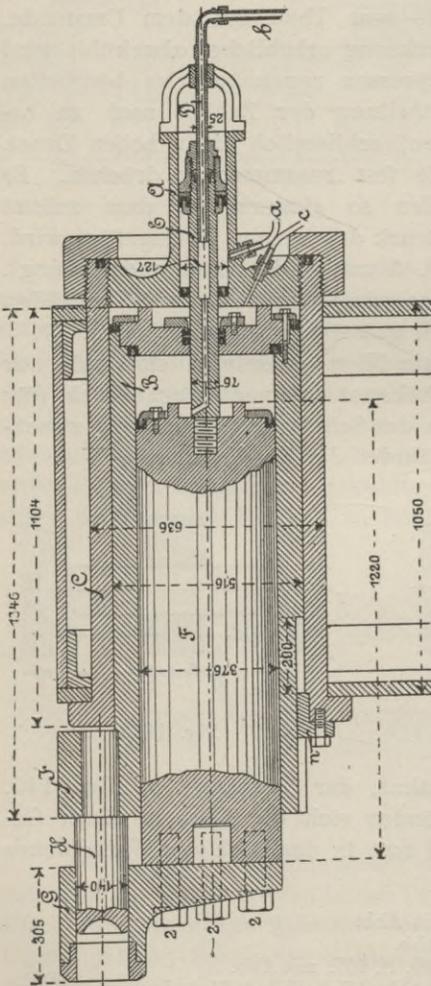


Fig. 1143.

Für die vorliegenden Verhältnisse besteht längs des Weges  $1,2 d + \gamma$  der Widerstand lediglich aus der Reibung der bewegten Theile. Dann beginnt der Angriff der Stempel, wobei der Widerstand rasch steigt. Dieser zweite  $1 d$  lange Weg erfordert also eine von jenem Widerstand bis zum ganzen Druck wachsende Kraftleistung.

Es wird auch statt eines bereits mit einem Kopf versehenen Nietes ein kopffreier Stift  $a$ , Fig. 1142, verwendet.<sup>1)</sup> Alsdann beträgt der Weg bis zum Angriff der Stempel ebenfalls  $1,2 d + \gamma$ , der eigentliche Arbeitsweg  $2 d$ , der Gesamtweg  $3,2 d + \gamma$ .

Es kommen hin und wieder Einrichtungen vor, welche diesen Weg  $1,2 d + \gamma$ , welcher zurückgelegt werden muss, bevor die Stempel sich gegen den Stift legen, mit geringem Kraftaufwand zurücklegen lassen (s. weiter unten). Meistens entschliesst man sich, zu Gunsten grösserer Einfachheit der Maschine und ihrer Bedienung auf die hierin liegende Erspar-

<sup>1)</sup> Jacobi, Dingl. polyt. Journ. 1886, Bd. 260, S. 17, mit Abb. Varlet & Co., Dingl. polyt. Journ. 1887, Bd. 265, S. 494, mit Abb. Schönbach, Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen. 1890, S. 107, mit Abb. C. Hall und Eltringham & Keen, Dingl. polyt. Journ. 1891, Bd. 279, S. 13, mit Abb.

niss zu verzichten, indem man von vornherein ebenso hoch gespanntes Druckwasser verwendet, als zur Beendigung der Arbeit erforderlich ist, und für beide Wege dieselben Kolbenflächen benutzt.

Bei den Maschinen mit Blechschluss lässt sich auf folgendem Wege sparen: man bemisst den Kolben, welcher das Schelleisen zu bethätigen hat, so, dass der auf ihn ausgeübte Druck im Stande ist, den grössten Theil der Kopfbildung allein zu vollziehen, und kommt ihm für die Vollendung mit dem Druck zu Hilfe, welcher bisher dem Blechschluss diente. Bei diesem Verfahren wird allerdings gegen Schluss der Kopfbildung der Blechschlussring entlastet; man nimmt an, dass alsdann die Bleche durch den in Bildung begriffenen Schliesskopf genügend zusammengedrückt werden.

Fig. 1143 bis 1145 stellen eine derartige, von Anderson & Gallway in London ausgeführte Einrichtung dar.<sup>1)</sup> Der aus Stahl gefertigte Stiefel *C* steckt in dem aus Blech und Winkeleisen zusammengesetzten Maschinengestell. In ihm ist der Kolben *B* verschiebbar, an welchem der Stempel *H* sitzt. In *B* ist eine Längsnuth gefräst, in welche die feste Leiste *n*, Fig. 1143 und 1144, greift, und so eigenmächtiges Drehen des Kolbens *B* hindert. *B* ist der Stiefel für den Kolben *F*, an dessen Kopf der Blechschlussring *G* befestigt ist. Dieser umgreift den Stempel *H* und hindert damit eigenmächtiges Drehen des Kolbens *F*. In Fig. 1143 rechts bemerkt man einen dritten Kolben *A*, dessen Stiefel am Boden des Stiefels *C* ausgebildet ist. Es ist die Stange des Kolbens *A* mit dem Kolben *F*

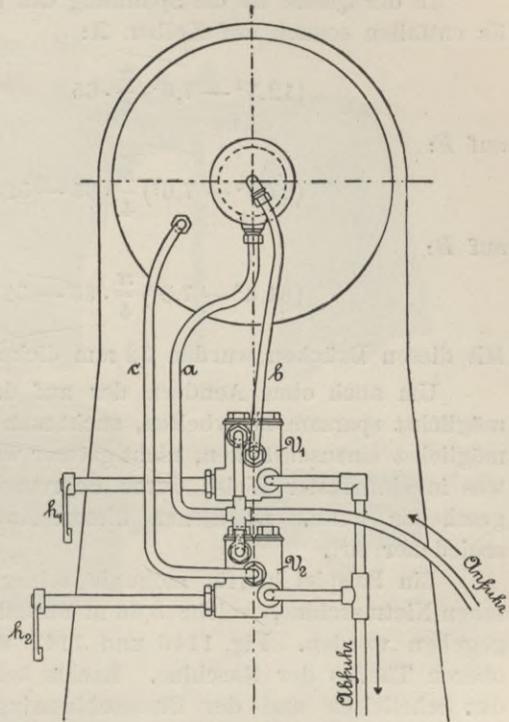


Fig. 1145.

fest verschraubt, so dass beide nur gemeinsam verschoben werden können. Der Kolben *A* dient ausschliesslich dem Zurückziehen von *G* und *H*; seine Druckfläche steht jederzeit — vermöge der Röhre *a*, Fig. 1143 u. 1145, — mit dem Druckwasserspeicher in freier Verbindung. Hinter den Blechschlusskolben gelangt das Druckwasser — von dem Steuerkasten *V*<sub>1</sub> aus — durch die Röhre *b*, deren Fortsetzung *D* und die Bohrung der Kolbenstange *E*. *D* steckt in einer Stopfbüchse der Kolbenstange *E*. Gegen die Druckfläche von *B* gelangt das Wasser vom Steuerkasten *V*<sub>2</sub> aus durch die Röhre *c*. Das Steuern geschieht durch Ventile; sowohl in *V*<sub>1</sub> als auch in *V*<sub>2</sub> sind zwei Ventile angebracht, welche durch Daumen gehoben werden können, die an den Wellen der Hebel *h*<sub>1</sub> und *h*<sub>2</sub> sitzen. Diese Daumen sind so angeordnet, dass in der einen Bewegungsrichtung jedes der Hebel

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen., 1891, S. 369, mit Abb.

das eine, in der anderen Bewegungsrichtung das andere Ventil gehoben wird. Nachdem nun der Nietbolzen eingesteckt ist, lässt man von  $V_1$  aus Druckwasser hinter  $F$  treten, und bald darauf auch hinter  $B$ . In dem Maasse, wie dieser Kolben und das mit ihm verbundene Schelleisen  $H$  vorschreiten, muss durch  $b$  Wasser zurückfliessen, dem nichts im Wege steht, da  $b$  wegen offenen Zuflussventiles mit der Druckleitung frei verbunden ist.  $H$  steht hierbei unter dem Druck der Kolbenfläche  $B$ , weniger den Drücken auf die Kolbenflächen  $F$  und  $A$ . Genügt dieser Druck nicht mehr zum Weiterbewegen des Schelleisens, so lässt man durch  $b$  das Wasser frei abfliessen, so dass der der Kolbenfläche von  $F$  entsprechende Gegendruck in Wegfall kommt.

In der Quelle ist die Spannung des Wassers zu 65 kg/qcm angegeben. Es entfallen sonach auf Kolben  $A$ :

$$(12,7^2 - 7,6^2) \frac{\pi}{4} \cdot 65 = 5285 \text{ kg}$$

auf  $F$ :

$$(37,6^2 - 7,6^2) \frac{\pi}{4} \cdot 65 - 5285 = 63940 \text{ kg}$$

auf  $B$ :

$$(51,6^2 - 7,6^2) \frac{\pi}{4} \cdot 65 - 5285 = 127940 \text{ kg.}$$

Mit diesen Drücken wurden 32 mm dicke Niete verarbeitet.

Um auch ohne Aendern des auf das Schelleisen wirkenden Druckes möglichst sparsam zu arbeiten, sucht man den Weg des zugehörigen Kolbens möglichst einzuschränken, nicht grösser werden zu lassen als nöthig (S. 616), was in einfachster Weise durch Begrenzen des Kolbenrückganges (S. 616) geschehen kann. Es dienen diesem Zwecke einstellbare Anschläge verschiedener Art.

Ein Beispiel hierfür möge in seiner Anwendung bei einer Tweddel-schen Nietmaschine, welche 3,66 m ausladet und mit 100 t Druck arbeitet,<sup>1)</sup> gegeben werden. Fig. 1146 und 1147 sind Schnitt, bezw. Grundriss des oberen Theiles der Maschine. Rechts befindet sich der Gegenhalter, links das Schelleisen und der Blechschlussring. Diese nebst den zugehörigen Kolben und Stiefeln befinden sich am Kopfe eines gusseisernen Ständers, der weiter unten mit dem Stahlgussständer verbunden ist, an dem der Gegenhalter sitzt.

Die eigenartige Kolbenanordnung soll ebenso wie die zuletzt beschriebene in der Weise benutzt werden, dass schliesslich auf das Schelleisen auch der zunächst für den Blechschlussring bestimmte Druck einwirkt. Der Blechschlussring  $H$  sitzt an einem links in einen Kolben endigenden Schlitten  $G$ , der im Stiefel  $A$  spielt. Dieser Stiefel ist mit dem Schlitten  $F$ , in welchem das Schelleisen  $E$  steckt, aus einem Stück gefertigt;  $F$  ist linksseitig zu einem grösseren Stiefel ausgebildet, der sich auf dem festen Kolben  $C$  verschieben kann. Zwischen dem Hohlraum dieses letzteren Stiefels und  $A$  befindet sich eine dichte Wand; diese enthält zum Zweck bequemen Ausbohrens beider Stiefel eine Oeffnung, welche indess dicht

<sup>1)</sup> The Engineer, Juli 1885, S. 82, mit Abb.; Aug. 1885, S. 111, mit Abb.; Iron, Nov. 1885, S. 455, mit Abb. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1886, S. 452, mit Abb.

verschraubt ist. *B* und *D*, Fig. 1146, bezeichnen die Steuerkolben. Von *B* aus gelangt das Druckwasser mittels einer Röhre, die in *F* durch eine Stopfbüchse eingedichtet ist, in den Raum *A*, um den Blechschlussring *H* anzudrücken, von *D* aus auf kürzestem Wege in den grösseren Stiefel, also hinter den Schlitten *F*, Fig. 1146. Zunächst wird hiernach das Schell-eisen *E* nur mit dem Unterschiede der auf *G* und *F* unmittelbar wirkenden Drücke vorgeschoben. Lässt man dann das Wasser aus *A* frei abfliessen, so wird *E* mit dem vollen Druck, welcher dem Durchmesser von *C* entspricht, angedrückt. Allerdings ist hiervon der Gegendruck der beiden Rückzugskolben *J* und *K*, welche stets unter Druck gehalten werden, abzuziehen.

Fig. 1146.

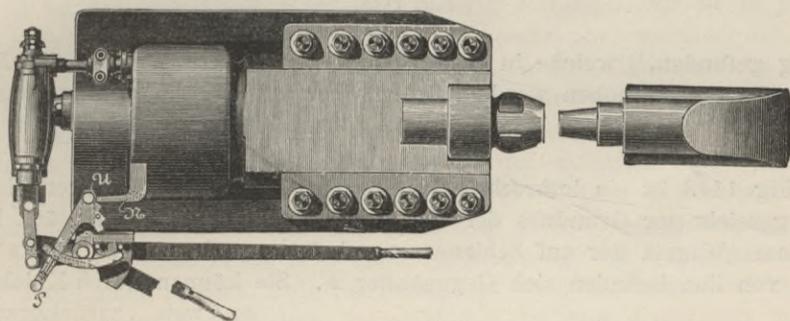
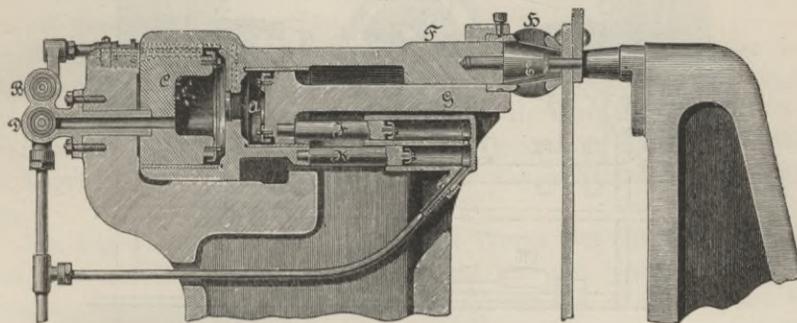


Fig. 1147.

Man bemerkt nun im Grundriss, Fig. 1147, dass an dem Schlitten *F* ein Arm *N* angebracht ist. Dieser stösst beim Rückgange von *F* gegen eine der am Hebel *UP* ausgebildeten Stufen und wird dadurch in Ruhe versetzt. Den Rückzug von *G* begrenzt der in *F* befindliche Boden.

Die vorliegende Figur ist auch aus dem Grunde hier angeführt, um darauf hinzuweisen, dass die Schlitten — angesichts des Umstandes, dass die Mitte des Widerstandes von der Mitte des Wasserdrucks beträchtlich abweicht — einer sehr kräftigen Führung bedürfen. Hier hat man, wie Fig. 1147 zeigt, zunächst den Schlitten *F* durch sehr starke Leisten geführt und dann, nach Fig. 1146, den Schlitten *G* an *F*.

Bei dem Nieten von trommelförmigen Gestalten, insbesondere Dampfkesseln, wird das Werkstück über den Arm der Nietmaschinen geschoben, welcher den Gegenhalter enthält, weil dieser geringere Abmessungen hat, als die eigentliche Maschine. Man pflegt zu diesem Zweck ersteren Arm auch dann aus Stahl anzufertigen, wenn der die eigentliche Maschine tra-

gende Arm aus Gusseisen besteht, so dass das nöthige Hinüberschieben des Werkstücks auch bei kleineren Weiten des letzteren möglich ist. Ferner war früher allgemein gebräuchlich, das mit einem Kopf versehene Niet von hier aus einzuschieben; bei mit Blechschlussvorrichtung versehenen Maschinen ist dieses Verfahren anscheinend nicht zu vermeiden. Man muss dann einen Jungen in den engen Raum, welchen Werkstück und Gegenhalterarm übrig lassen, schicken, damit er die glühenden Nieten von innen nach aussen einsteckt. Enge, röhrenartige Gebilde, z. B. eiserner Schiffsmasten und Raan, lassen sich auf diesem Wege mittels einer gewöhnlichen Maschine nicht nieten. Geo. H. Pegram in St. Louis, Mo., hat hierfür eine

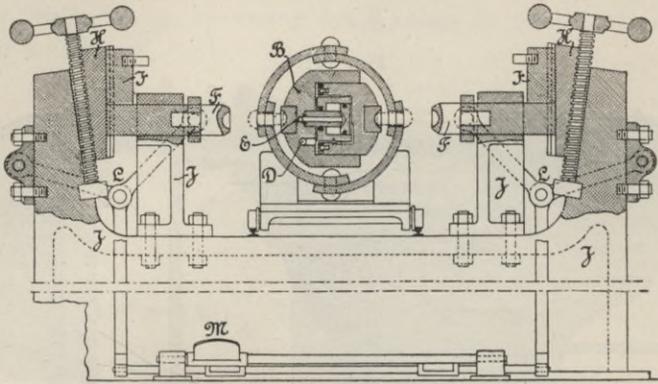


Fig. 1148.

Lösung gefunden,<sup>1)</sup> welche in erster Linie darauf beruht, dass die Niete von aussen eingeschoben werden, ferner aber auf der Anordnung, dass je zwei einander gegenüber liegende Niete gleichzeitig mit Schliessköpfen versehen werden.

Fig. 1148 ist ein lothrechter Schnitt, Fig. 1149 ein in kleinerem Maassstabe gezeichneter Grundriss der Maschine. Das geheftete Werkstück liegt auf einem Wagen, der auf Schienen verschoben werden kann. Links und rechts von ihm befinden sich Gegenhalter *F*. Sie können durch Kniehebel

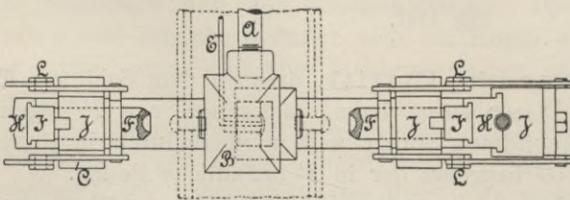


Fig. 1149.

so weit zurückgezogen werden, dass das Einschieben der Niete bequem stattfinden kann. Dann schiebt man sie durch einen Tritt auf den Schemel *M*, der durch Gestänge auf die Knotenpunkte *L* der Kniehebel einwirkt, rasch gegen das Werkstück, und sichert ihre Lage durch Hinabsenken der Klötze *J*. Die Keile *H* werden durch Schrauben so eingestellt, dass die Lage von *F* die für das Nieten richtige ist, sobald die Klötze *J* zwischen den Stangen von *F* und den Keilen *H* liegen. Innerhalb des Werkstücks, an einem liegenden Arm *A* frei schwebend, ist der Kopf *B* angebracht. Er enthält an seiner linken Seite (in Bezug auf die Abbildungen) ein mit

<sup>1)</sup> The Iron Age, Sept. 1891, S. 452, mit Abb. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1892, S. 1036, mit Abb.

ihm fest verbundenes Schelleisen, an der entgegengesetzten Seite eine Nonne für den Mönch, welcher das zweite Schelleisen enthält. Hinter diesen Mönch führt die Bohrung  $D$  das Druckwasser. Er umgreift mit einem in ihm befestigten Stiefel einen an  $B$  festen Kolben, hinter den durch  $E$  Druckwasser tritt, um den Rückzug des Mönchs zu bewirken.

Es lässt sich nun leicht übersehen, dass die vorliegende Maschine die gleichzeitige Bearbeitung zweier einander gegenüberliegender Niete nicht bedingt; wechselt man den einen Gegenhalter und das zugehörige Schelleisen gegen Einsätze aus, die geeignet sind, sich gegen das Werkstück zu stützen, so ist das zweite Schelleisen nebst zugehörigem Gegenhalter ebenso arbeitsfähig wie in dem weiter oben beschriebenen Falle.

Man kann ebenso auch bei anderen Nietmaschinen, denen die Blechschlussvorrichtung fehlt, den Nietbolzen von aussen einstecken, was denn auch oft geschieht.

Victor Schönbach<sup>1)</sup> hat eine Anordnung getroffen, vermöge welcher auch mit Blechschluss arbeitende Maschinen das Einstecken der Niete von aussen gestatten, er löst damit gleichzeitig die Aufgabe der Stift-Nietung in vortrefflicher Weise und seine Maschine gestattet endlich, den Weg bis zum Angriff der Werkzeuge mit kleinerer Kolbenfläche durchschreiten zu lassen.

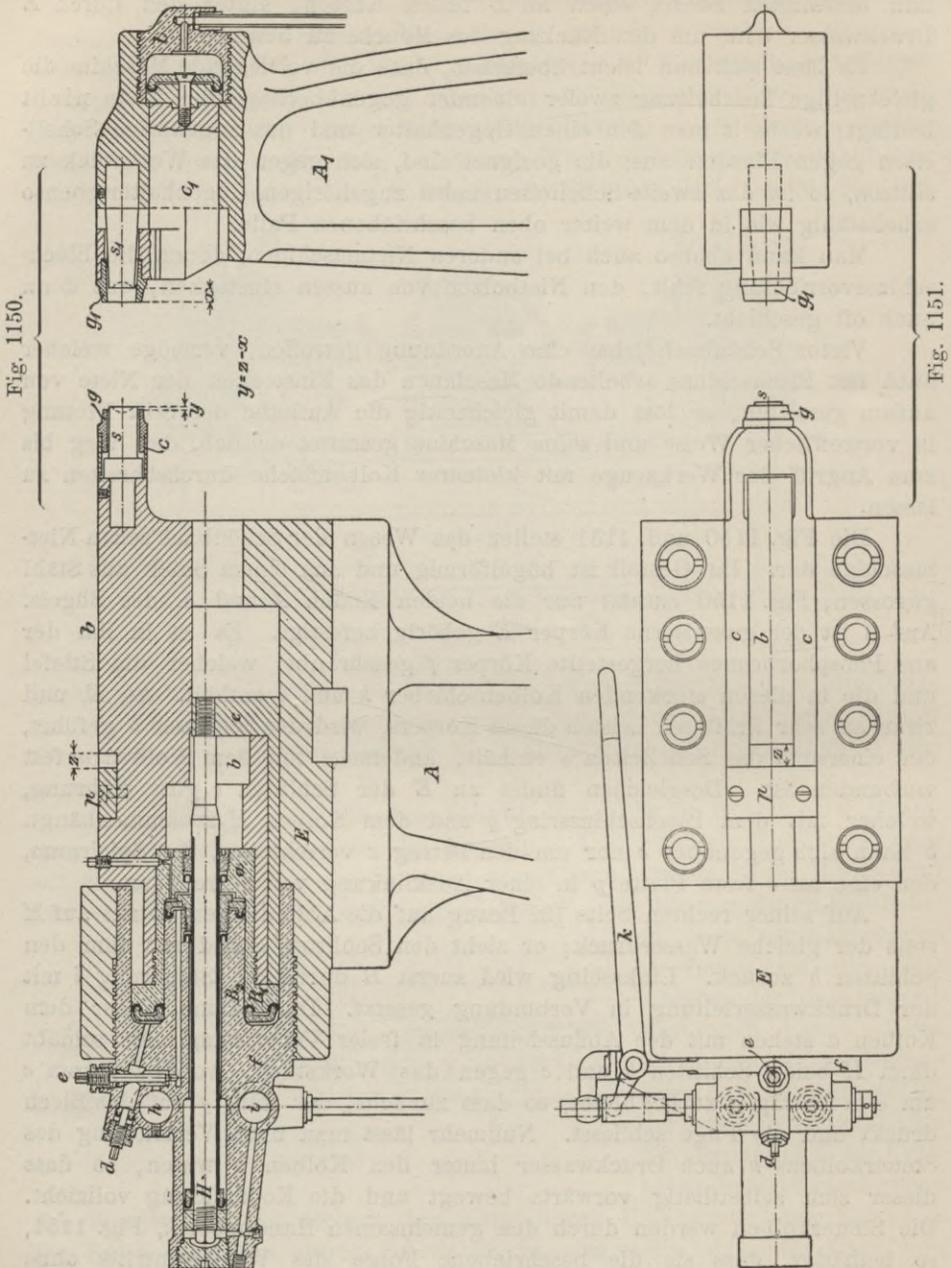
Die Fig. 1150 und 1151 stellen das Wesen der Schönbach'schen Nietmaschine dar. Ihr Gestell ist bügelförmig und aus einem Stück aus Stahl gegossen; Fig. 1150 enthält nur die beiden Enden  $A$  und  $A_1$  des Bügels. Auf  $A$  ist der gusseiserne Körper  $E$  gehörig befestigt. Es ist in ihn der aus Phosphorbronce hergestellte Körper  $f$  geschraubt, welcher die Stiefel und die in diesen steckenden Kolbenschieber  $h$  und  $i$  enthält. An  $E$ , und zwar an sehr kräftigen Leisten dieses Körpers, wird der Schlitten  $b$  geführt, der einerseits das Schelleisen  $s$  enthält, anderseits mit dem Kolben  $a$  fest verbunden ist. Desgleichen findet an  $E$  der Schlitten  $c$  gute Führung, welcher mit dem Blechschlussring  $g$  und dem Kolben  $H$  zusammenhängt.  $b$  kann sich gegenüber  $c$  nur um den Betrag  $z$  verschieben, den Spielraum, den eine an  $c$  feste Platte  $p$  in einer Ausklinkung von  $b$  frei lässt.

Auf seiner rechten Seite (in Bezug auf die Abbildungen) wirkt auf  $H$  stets der gleiche Wasserdruck; er zieht den Schlitten  $c$  und mit ihm den Schlitten  $b$  zurück. Linksseitig wird zuerst  $H$  durch die Steuerung  $i$  mit der Druckwasserleitung in Verbindung gesetzt. Die Räume hinter dem Kolben  $a$  stehen mit der Abflussleitung in freier Verbindung. Es schiebt dann  $H$  beide Schlitten  $b$  und  $c$  gegen das Werkstück, wobei  $b$  gegen  $c$  um den Betrag  $z$  zurückbleibt, so dass zunächst der Ring  $g$  auf das Blech drückt und die Fuge schliesst. Nunmehr lässt man unter Vermittlung des Steuerkolbens  $h$  auch Druckwasser hinter den Kolben  $a$  treten, so dass dieser sich selbstthätig vorwärts bewegt und die Kopfbildung vollzieht. Die Steuerkolben werden durch den gemeinsamen Handhebel  $k$ , Fig. 1151, so bethätigt, dass sie die beschriebene Folge des Wassereintritts ohne weiteres herbeiführen.

Die wirksame Fläche des Kolbens  $a$  besteht aus zwei Ringflächen  $B_1$  und  $B_2$ , Fig. 1150. Schliesst man das Ventil  $e$ , während das Ventil  $d$  offen

<sup>1)</sup> D. R.-P. Nr. 46948 u. 63454. Zeitschr. d. Vereins deutscher Ingen. 1893, S. 390, mit Abb.

ist, so tritt nur hinter die innere Ringfläche  $B_2$ , schliesst man  $e$  bei offenem  $d$ , so tritt nur hinter die äussere Ringfläche, und öffnet man beide Ventile, so tritt hinter beide Ringflächen das Druckwasser. Es wird sonach eine



weitgehende Regelbarkeit der Druckgrösse und des Wasserverbrauchs geboten.

Das Verarbeiten von aussen eingesteckter Niete und der Stifte vermittelt eine Einrichtung, welche auf dem Ende des rechtsseitigen Armes  $A_1$  ausgebildet ist. In den Kopf von  $A_1$  ist ein Stiefel  $l$  geschraubt, in dem

der Kolben der dicken, gut geführten Stange  $c_1$  spielt. Der Hohlraum von  $l$  steht mit einem besonderen kleinen Druckwasserspeicher in freier Verbindung, wenn von der vorliegenden Einrichtung Gebrauch gemacht werden soll. Mit  $c_1$  ist der Blechschlussring  $g_1$  fest verbunden, während der Stempel  $s_1$  fest in  $A_1$  steckt.

Will man die Maschine so benutzen, dass mit Kopf versehene Niete in Bezug auf die Abbildungen von rechts nach links eingeschoben werden, so sperrt man den Hohlraum von  $l$  von der Druckwasserleitung ab und schiebt  $g_1$  nach rechts zurück oder beseitigt  $g_1$ . Es dient dann  $s_1$  als gewöhnlicher Gegenhalter.

Sollen die Niete von links nach rechts eingesteckt werden, so entfernt man  $g$ , und verwendet die Arbeitsfolge, welche die Fig. 1152 bis 1156 darstellen. Fig. 1152 stellt den Zeitpunkt dar, in welchem das Niet eingeschoben ist. Nach Fig. 1153 ist das Werkstück gegen den Ring  $g_1$  gelehnt, nach Fig. 1154 kommt der Stempel  $s$  zum Angriff. Er drängt den Nietkopf und mit ihm das Blech fest gegen  $g_1$ , wodurch zunächst der Blechschluss herbeigeführt wird. Dann aber wird auch  $g_1$  zurückgedrängt und der Schliesskopf an  $s_1$  gebildet, Fig. 1155. Beim Rückzug von  $s$  bewegt sich auch  $g_1$  in seine frühere Lage zurück, Fig. 1156, und das Werkstück kann weiter gerückt oder fortgenommen werden.

Bei der Stiftnietung werden beide Blechschlussvorrichtungen benutzt, und zwar so, wie die Arbeitsfolge Fig. 1157—1161 erkennen lässt. Fig. 1157 zeigt die Anfangslage; der Stift ist in das Nietloch gesteckt, der vordere Rand von  $g_1$  überragt  $s_1$  um  $x$ , d. i. so viel, dass — wenn das Werkstück gegen  $g_1$  gedrückt wird — genau eine solche Länge des Stiftes Platz findet, wie zur Bildung des rechtsseitigen Kopfes genügt. Es wird der Blechschlussring um den Betrag  $z$ , Fig. 1150 u. 1151, vorgeschoben. Es ist

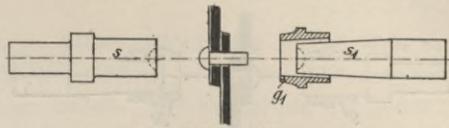


Fig. 1152.

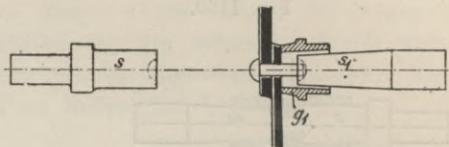


Fig. 1153.

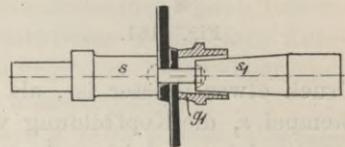


Fig. 1154.

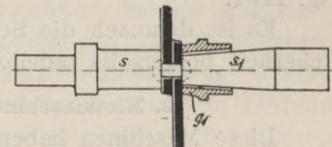


Fig. 1155.

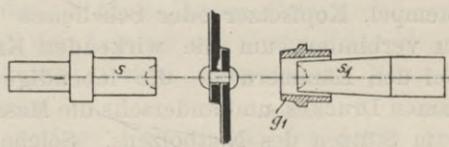


Fig. 1156.

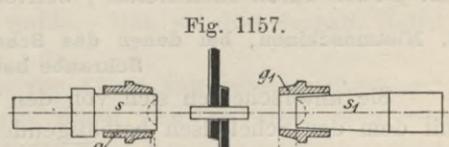


Fig. 1157.

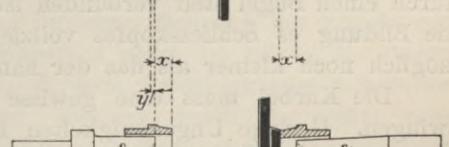


Fig. 1158.

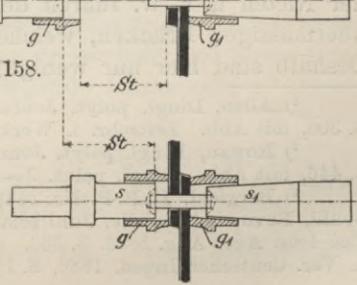


Fig. 1159.

$z$  so bemessen — indem man nach Umständen die auswechselbare Platte  $p$  breiter oder weniger breit wählt —, dass  $z = y + x$ , d. i. gleich der soeben genannten Länge  $x$  und dem Spielraum  $y$  ist, Fig. 1158. Nunmehr wird der Schlitten  $b$  und Stempel  $s$  mitgenommen, und das Werkstück zwischen die beiden Blechschlussringe  $g$  und  $g_1$  gepresst, Fig. 1159. Der Stift erfährt hierbei nöthigenfalls eine Verschiebung im Loch des Werkstücks, und links wie rechts befindet sich — wenn die Länge des Stiftes richtig ist — das zur Bildung je eines Kopfes erforderliche Eisen. Lässt man nunmehr Druckwasser hinter den Kolben  $a$  treten, so wird, da der auf  $H$  entfallende

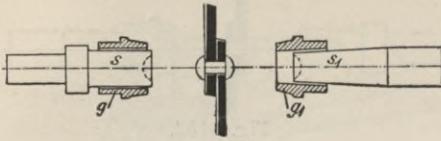


Fig. 1160.

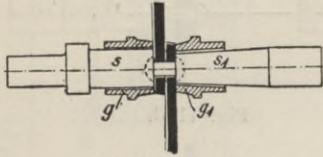


Fig. 1161.

Druck etwas grösser ist, als der auf  $c_1$ , Fig. 1150, lastende, zunächst am Stempel  $s_1$  die Kopfbildung vollzogen und hierauf am Stempel  $s$ , Fig. 1160.  $s$  und  $g$  ziehen sich hierauf zurück und  $g_1$  nimmt seine Anfangslage wieder ein, Fig. 1161.

Es ist demnach die Schönbach'sche Nietmaschine im Stande, mit aller Sicherheit beiderseits tadellose Köpfe auch bei Stiftnietung zu liefern.

## 2. Nietmaschinen, welche mittels Hämmer wirken.

Diese Maschinen haben für solche Fälle Bedeutung, in denen unmöglich ist, den Gegenhalter oder Stützungs-Stempel mit dem beweglichen Stempel, Kopfsetzer oder Schelleisen bügelartig oder sonstwie fest genug zu verbinden, um die wirkenden Kräfte aufzunehmen. Es dient — wie bei den Hämmern — die lebendige Kraft zum Hervorbringen des wirksamen Druckes und anderseits die Massenträgheit des schweren Gegenhalters zum Stützen des Nietbolzens. Solche Nietmaschinen werden durch Pressluft<sup>1)</sup> oder durch Elektrizität<sup>2)</sup> betrieben; sie kommen nur selten vor.

## 3. Nietmaschinen, bei denen das Schelleisen durch eine Kurbel oder eine Schraube bethätigt wird.

Sie unterscheiden sich von den vorigen dadurch, dass der Gegenhalter mit dem das Schelleisen bethätigenden Mittel (Kurbelwelle oder Schraube) durch einen Bügel steif verbunden ist und das Schelleisen ruhig drückend die Bildung des Schliesskopfes vollzieht. Ihr Anwendungsbereich ist wozumöglich noch kleiner als das der hammerartig wirkenden Maschinen.

Die Kurbel muss eine gewisse Wegeslänge für das Schelleisen erzwingen. Geringe Ungenauigkeiten in der Dicke der Werkstücke, Länge der Nieten u. s. w. führen demnach zu unvollkommenen Köpfen oder zu übermässigen Drücken, welche den Bestand der Maschine gefährden können. Deshalb sind hier nur wenige Quellen für solche Maschinen gegeben.<sup>3)</sup>

<sup>1)</sup> Allen, Dingl. polyt. Journ. 1878, Bd. 230, S. 101, mit Abb.; 1879, Bd. 231, S. 306, mit Abb. Zeitschr. f. Werkzeugm. u. Werkzeuge, Nov. 1899, S. 84, mit Abb.

<sup>2)</sup> Rowan, Dingl. polyt. Journ. 1884, Bd. 252, S. 260, The Engineer, Juni 1887, S. 446, mit Abb. Dingl. polyt. Journ. 1888, Bd. 267, S. 582, mit Abb.

<sup>3)</sup> Bergfeld, D. R.-P. Nr. 24190; Dingl. polyt. Journ. 1884, Bd. 252, S. 141, m. Abb. Spühl, Revue industrielle, Juni 1890, S. 249, mit Abb. Toledo Machine & Tool Comp. The Iron Age, Aug. 1892, S. 333, mit Schaubild. Prásil, D. R.-P. Nr. 33070; Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1886, S. 18, mit Abb.

Das Gleiche gilt von dem Kniehebel, einer Abart der Kurbel, wenn er nicht durch Menschenhand oder z. B. durch Dampf- oder Luftdruck (s. weiter unten) bethätigt wird.

Das Vorwärtsschreiten der Schraube kann selbstthätig durch den zu gross werdenden Widerstand unterbrochen werden, so dass eher möglich ist, mit ihr brauchbare Nietmaschinen zu bauen. Die Erfahrung hat jedoch gelehrt, dass die Bethätigung des Schelleisens durch eine Schraube die Maschine sehr unbeholfen macht. Man findet kaum einmal Derartiges.<sup>1)</sup> Wohl wegen — unberechtigter — Vorliebe für die Schraube findet man sie zuweilen zum Betriebe eines Pumpenkolbens angewendet, welcher der eigentlichen Nietmaschine Druckwasser zu liefern hat.<sup>2)</sup>

#### 4. Nietmaschinen mit Dampf- oder Druckluft-Antrieb.

So viel mir bekannt, wurden die ersten Nietmaschinen durch Dampfdruck betrieben. Schneider & Co. in Creuzot<sup>3)</sup> schalteten schon einen Kniehebel zwischen den Dampfkolben und den beweglichen Nietstempel, um mit kleinerem Durchmesser des Dampfkolbens auszukommen.

Man findet Dampfdrucknietmaschinen jetzt nur noch selten. Dagegen ist der Antrieb durch Druckluft, und zwar für tragbare Nietmaschinen beliebt geworden. Es finden sich in manchen Fabriken hierher gehöriger Art Druckluftleitungen für den Betrieb von Hebezeugen und dergleichen. Die Druckluftnietmaschine lässt sich demnach leicht anschliessen. Ferner lässt sich die gebrauchte Druckluft überall in den Raum entlassen, während bei Wasserdrucknietmaschinen auf den Abfluss oder sonstige Beseitigung des gebrauchten Wassers Bedacht zu nehmen ist. Endlich pflegt man der Druckluft nur etwa 4 oder 5, höchstens 6 Atmosphären Ueberdruck zu geben, so dass der bewegliche Theil der Leitung aus Gummischläuchen bestehen kann. Das sind Annehmlichkeiten, welche über manche Mängel des Druckluftbetriebes hinwegsehen lassen.

Zu diesen Mängeln gehört der geringe Ueberdruck der Luft. Es würden unbequem grosse Kolben nöthig sein, wenn man diese auf geradem Wege mit dem Schelleisen verbinden wollte. Man schaltet deshalb Hebel, insbesondere Kniehebel ein.

Fig. 1162 ist die Seitenansicht der von Allen angegebenen Maschine.<sup>4)</sup> *A* bezeichnet den aus Stahl gegossenen Bügel, der an einer Seite den Gegenhalter *a*, an der gegenüber liegenden Seite das Schelleisen *b* enthält. Letzteres steckt in einem Bolzen, der in einer Bohrung des Bügels gut geführt wird. Auf dem Rücken des Bügels *A* reitet der Stiefel *B*. Durch die Röhre *g* wird die Luft eingeführt; in dem Schieberkasten *h* befindet sich ein gewöhnlicher Muschelschieber, welcher durch die rechts vom Schieberkasten sichtbare Schieberstange von dem Handhebel *i* aus bethätigt wird. Weil der Rückgang des Schelleisens nebst Zubehör nur wenig Kraft erfordert, so ist die Kolbenstange *f* sehr dick; sie ist hohl und bietet demnach Raum genug für die nur wenig schwingende Lenkstange *e*. Diese

<sup>1)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1880, Bd. 237, S. 186; 1887, Bd. 265, S. 497. mit Abb.

<sup>2)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1887, Bd. 265, S. 498, mit Abb. Prakt. Masch.-Constr. 15. Jan. 1895, mit Abb. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1887, S. 30, mit Abb.

<sup>3)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1845, Bd. 95, S. 3, mit Abb.

<sup>4)</sup> The Engineer, Jan. 1887, S. 35, mit Abb. Dingl. polyt. Journ. 1887, Bd. 266, S. 259, mit Abb.

greift an die Enden zweier Zugstangen  $d$ , welche um an  $A$  ausgebildete kurze Zapfen  $D$  schwingen können. Der  $e$  und  $d$  verbindende Bolzen steckt auch in der Stange  $c$  an, welche mit ihrem zweiten Ende dem Bolzen

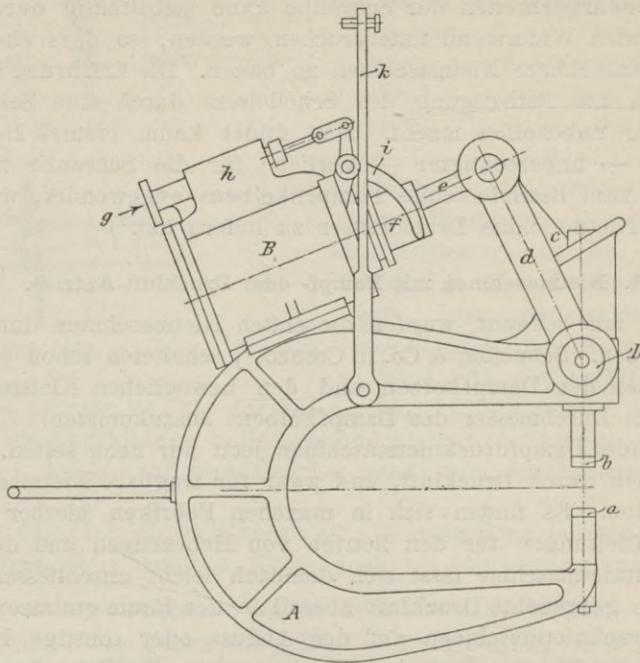


Fig. 1162.

angeschlossen ist, der das Schelleisen  $b$  trägt.  $k$  ist ein Bügel, mittels dessen die Maschine an einen Krahn gehängt wird.

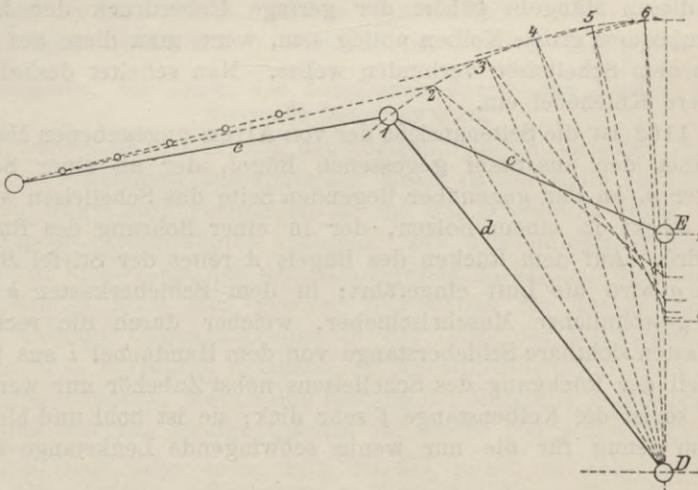


Fig. 1163.

Die kniehebelartige Wirkung erkennt man aus Fig. 1163. Es bezeichnet hier wie vorhin  $e$  die Lenkstange,  $d$  das aussen liegende Lenkerpaar, welches um die festen Zapfen  $D$  schwingt, und  $c$  die Stange, welche

bei  $E$  an den mit dem Schelleisen versehenen Bolzen oder Schlitten greift. Befindet sich  $E$  in höchster Lage, so ist der auf  $E$  in seiner Verschiebungsrichtung fallende Druck kleiner als der auf den Kolben wirkende Luftdruck, dagegen ist der Weg, den  $E$  bei beginnender Kolbenbewegung zurücklegt, grösser als der Kolbenweg. Das ändert sich von der Lage 2 des Knotenpunktes ab. Es werden die auf  $E$  entfallenden Drücke grösser, die zugehörigen Wege kleiner. In der Lage 6 des Knotenpunktes ist die Vervielfältigung des Kolbendruckes eine sehr grosse. Weiter wie bis etwa in die Lage 6 darf man den Knotenpunkt nicht bewegen lassen, weil die Widerstandsfähigkeit der Maschine in Frage gestellt werden, übrigens auch der Knotenpunkt über den Todtpunkt hinwegschlüpfen könnte.

Die vorliegende Uebersetzung des Kolbendruckes auf das Schelleisen entspricht den Anforderungen. Zunächst ist das Schelleisen dem Niet zu nähern. Die Widerstände sind klein; es wird aber gewünscht, dass das Nähern rasch stattfindet. Nach dem Angriff steigert sich der Widerstand und nahe vor Vollendung des Schliesskopfes ist er am grössten.

Es stellen sich jedoch bei dem Entwurfe der Maschine manche Schwierigkeiten ein. Wegen der grossen Drücke, bezw. Zugkräfte, welche auf den Knotenpunkt des Kniehebels wirken, ist es nicht leicht, diesem die erforderlichen Abmessungen zu geben. Auch die Verbindung des bolzenartigen Schlittens mit  $c$  und die Führung des Schlittens will sorgfältig durchgearbeitet werden.

Die auf das Hebelwerk, bezw. das Schelleisen wirkenden Kräfte gewinnt man am besten auf zeichnerischem Wege. Geht man von einem bestimmten Kolbendruck  $P$  aus, so kann man — nach Fig. 1164 — diesen

in geeignetem Maassstabe auf der Verlängerung von  $e$  abtragen und gewinnt, durch Ziehen einer Parallelen zu  $d$  auf  $c$  den Abschnitt, welchen den in Richtung  $c$  fallenden Druck  $R$  ausdrückt, ferner durch eine Parallele zu  $e$  die (Zug-)Kraft  $P_1$  in der Richtung von  $d$ . Die erste Parallele schneidet  $c$  in einem ziemlich spitzen Winkel, woraus Ungenauigkeiten entstehen können. Man kann, um diese zu vermeiden, von der Anschauung ausgehen, dass  $P$  die Stange  $c$  um  $E$  mit dem Hebelarm  $r$  rechts zu drehen sucht, die Kraft  $P_1$  an dem Hebelarm  $r_1$  aber sich dem widersetzt, so dass entsteht:

$$P_1 \cdot r_1 = P \cdot r, \text{ oder}$$

$$P_1 = P \cdot \frac{r}{r_1}$$

$r$  und  $r_1$  lassen sich messen, dann trägt man  $P_1$  auf und gewinnt zeichnerisch die Kraft  $R$  genauer.

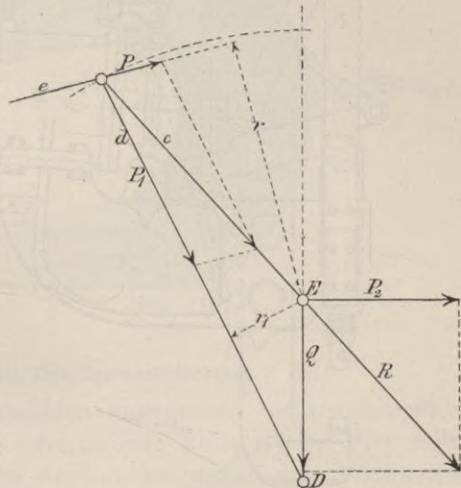


Fig. 1164.

Die Kraft  $R$  wirkt in der Richtung von  $e$  auf  $E$ ; der Zweig  $Q$  dieser Kraft wird — nach Abzug der Reibungswiderstände — auf das Schelleisen übertragen, der Zweig  $P_2$  muss von der Führung des bolzenartigen Schlittens aufgenommen werden.

Geht man von dem Widerstande aus, welcher sich dem Schelleisen entgegengesetzt, so schlägt man den umgekehrten Weg ein, um die in  $E$ ,  $D$  und den Stangen  $d$ ,  $c$ ,  $e$  auftretenden Kräfte zu finden.

Albree<sup>1)</sup> verwendet eine etwas andere Hebelanordnung zur Uebersetzung des Luftdruckes auf das Schelleisen. Fig. 1165 und 1166 stellen eine seiner Ausführungsformen in zwei Ansichten dar.  $A$  bezeichnet einen

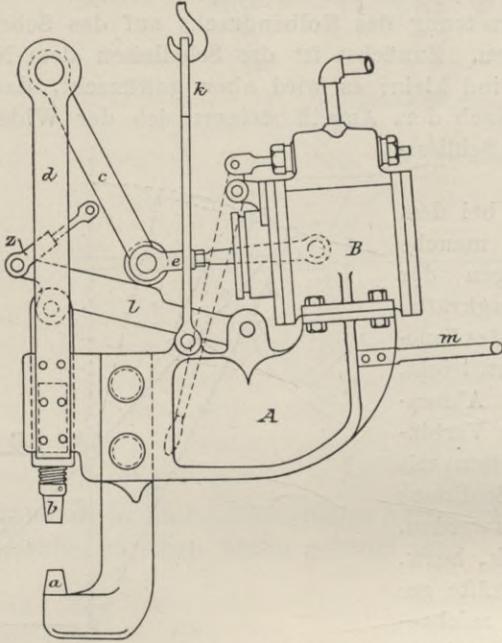


Fig. 1165.

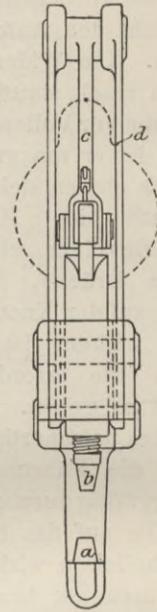


Fig. 1166.

Stahlgusskörper, welcher einerseits den Stiefel  $B$ , das Hebelwerk und die Führung für den Schelleisenschlitten enthält, anderseits mit dem aus geschmiedetem Stahl bestehenden Bügel vernietet ist, in dem der Gegenhalter  $a$  steckt. Der in  $B$  spielende Kolben ist, wie vorhin mit einer dicken, hohlen Kolbenstange versehen, mit der ein Bolzen die Lenkstange  $e$  verbindet.  $e$  ist mit der Stange  $c$  verbolzt, deren Drehzapfen in den oberen Enden der an  $A$  festen Schienen  $d$  steckt. Der bolzenartige Schlitten des Schelleisens  $b$  ist einem Hebel  $l$  angelenkt. Diesen drückt eine im Knotenpunkte von  $e$  und  $c$  angebrachte Rolle nieder, während eine federnd nachgiebige Zugstange  $z$ , die  $l$  mit  $c$  verbindet, das Zurückziehen des Schelleisens vermittelt. Die Maschine hängt an dem Bügel  $k$ ; eine Handhabe  $m$  wird benutzt, um die Maschine dem Werkstück gegenüber in die richtige Lage zu bringen.

Die vorliegende Maschine ist im besonderen zum Nieten von Gitter-

<sup>1)</sup> D. R.-P. Nr. 89503; Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1897, S. 119, mit Abb. Engineering Record, 18. Juli 1896, mit Abb.

werk bestimmt, weshalb man ihr eine kleine Ausladung gegeben hat, die kleine Abmessungen für den Bügel gestattet, welcher den Gegenhalter trägt.

Eine andere Albreesche Maschine zeigt das Schaubild 1167. Der Bügel dieser Maschine hat 660 mm Ausladung. Im übrigen gleicht ihre Anordnung der soeben beschriebenen in dem Grade, dass eine Erläuterung des Bildes entbehrt werden kann.

Es ist auch vorgeschlagen, die Stange des Kolbens, welcher durch Luftdruck betätigt wird, als Mönchskolben zu verwenden, welcher Druckwasser gegen den, mit dem Schelleisen behafteten Kolben treibt.<sup>1)</sup>

Andere hierher gehörende Maschinen sind in den unten verzeichneten Quellen beschrieben.<sup>2)</sup>

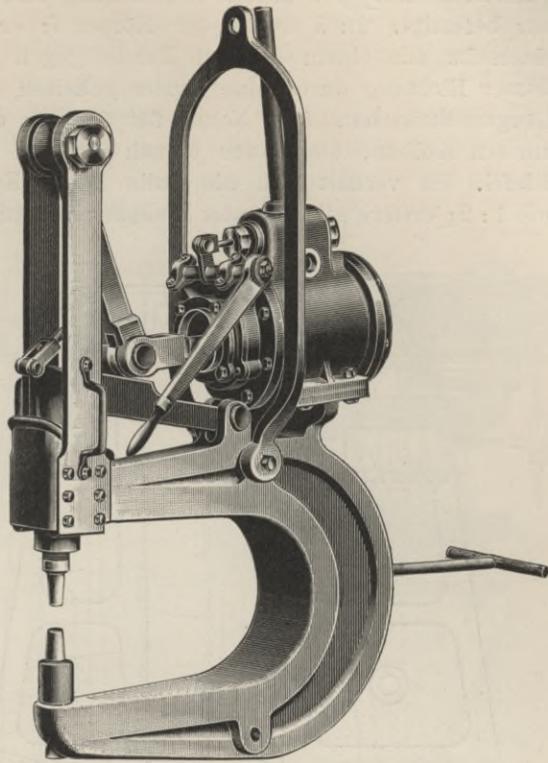


Fig. 1167.

#### 5. Nietmaschinen mit Druckwasserbetrieb.

Es sind (S. 649) schon Nietmaschinen angegeben, bei welchen unter hohen Druck gebrachtes Wasser eine vermittelnde Rolle spielt. Hier sollen nur solche Nietmaschinen beschrieben werden, bei denen das Druckwasser einem Speicher (S. 617) entnommen wird. Die hierzu gehörigen Kolben- einrichtungen sind schon S. 640 u. f. erledigt. An dieser Stelle kommen sie nur insoweit in Frage, als sie zur Erläuterung der ganzen Maschine beitragen.

Der Bau der Maschine wird verschieden, je nachdem sie feststehende oder bewegliche sind.

##### a) Feststehende Nietmaschinen.

Fig. 1168 und 1169, stellen eine grosse Nietmaschine dar, welche von F. W. Breuer, Schumacher & Co. in Kalk bei Köln gebaut wird.<sup>3)</sup> Die Ausladung oder Maultiefe dieser Maschine beträgt 3250 mm; sie ist bestimmt Niete zu bearbeiten, welche bis zu 38 mm Dicke haben. Das bügelartige Gestell A der Maschine ist aus Stahl in einem Stück gegossen; zwei breite Lappen desselben stützen sich (vergl. Fig. 1169) auf das Grundmauerwerk. Auf dem einen Schenkel des Gestelles ist der

<sup>1)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1898, Bd. 309, S. 185, mit Abb.

<sup>2)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1880, Bd. 238, S. 125; 1887, Bd. 265, S. 543; Bd. 266, S. 282; 1889, Bd. 271, S. 438, sämmtl. mit Abb.

<sup>3)</sup> D. R.-P. Nr. 81403.

gusseiserne Körper *h* mittels Einklinkung und starker Schrauben unwandelbar befestigt. In *h* steckt der Körper *i*; er legt sich (vergl. Fig. 1168) einerseits mit einem starken Bunde gegen *h* und wird in entgegengesetzter Richtung durch eine Mutter gehalten, welche aussen stufenförmigen Längenschnitt hat. *i* ist Nonne für den mit dem Schlitten *a* verbundenen, inneren Kolben, aber auch Mönch für den am Schlitten *c* ausgebildeten Stiefel. Es verhält sich die volle innere Kolbenfläche zur ringförmigen wie 1 : 2; erstere soll in erster Linie zur Bethätigung des Blechschlussringes *b*,

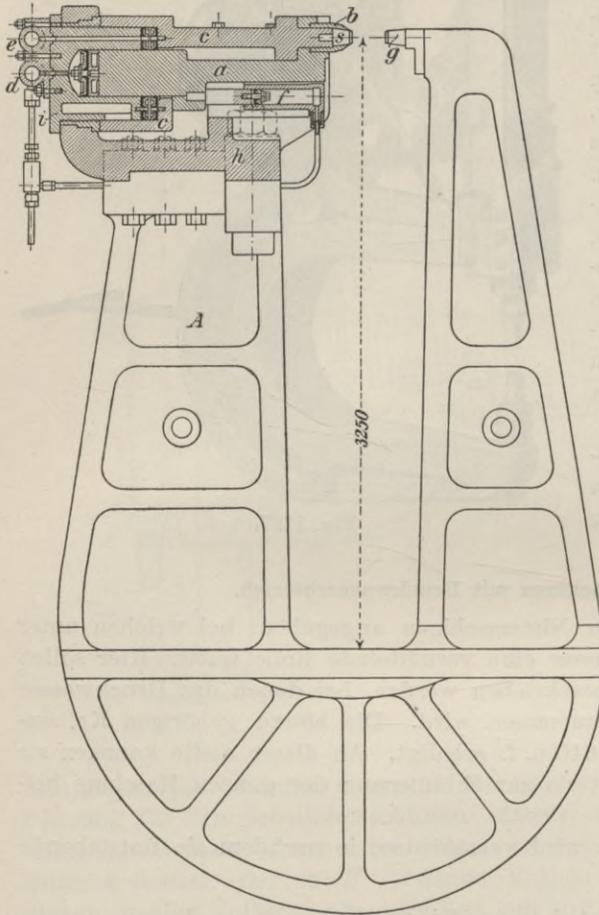


Fig. 1168.

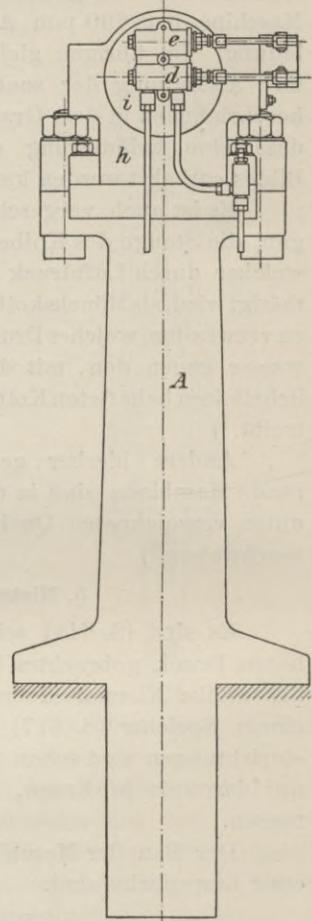


Fig. 1169.

letztere zum Verschieben des Schelleisens *s* dienen. Ein kleiner Kolben, der in dem festen Stiefel *f* spielt, und stets unter Druck steht, zieht beide erstere Kolben zurück, sobald das hinter ihnen befindliche Wasser abfließen kann. Der Gegenhalter *g* ist am zweiten Arm des Bügels *A* befestigt.

Um an Druckwasser zu sparen, kann der Rückweg des Schlittens *c* durch einen einstellbaren Anschlag begrenzt werden (vergl. S. 616); die Zeichnung lässt diesen Anschlag nicht sehen. Ferner findet der Weg beider Werkzeuge so lange durch die kleinere, innere Kolbenfläche statt, bis der Blechschlussring auf das Werkstück trifft. Es kann sich nämlich der Schlitten *a* nur so weit gegenüber dem Schlitten *c* verschieben, dass zwischen

dem Rande von *b* und dem Schelleisenende die für die Nietkopfbildung erforderliche Schaftlänge Platz findet. Nachdem dieser Weg zurückgelegt ist, muss der Schlitten *c* dem Schlitten *a* folgen; hinter die zu *c* gehörige Kolbenfläche tritt dann Wasser der Abflussleitung.

Handelt es sich um nur feste Nietverbindungen, so kann man schwächere Niete auch mit der kleinen Kolbenfläche des Schlittens *a* allein bearbeiten, indem man das gewöhnliche Schelleisen *s* entfernt und an Stelle des Blechschlussringes ein Schelleisen an *a* befestigt.

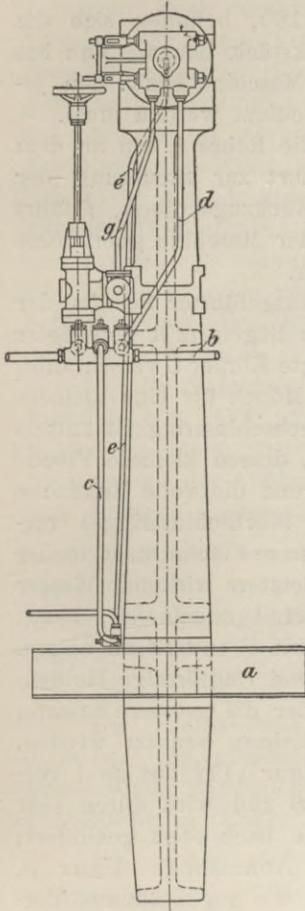


Fig. 1170.

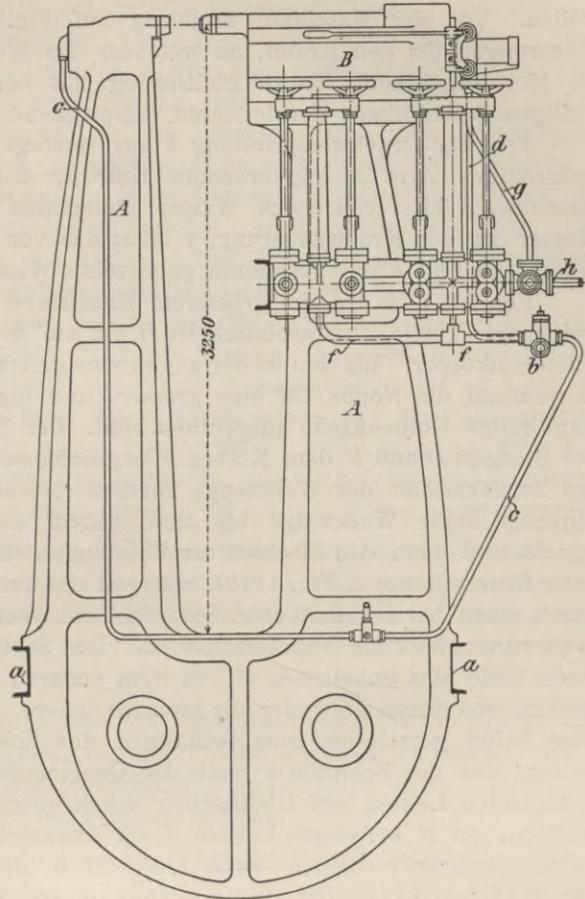


Fig. 1180.

Die Steuerung wird durch zwei Steuerkolben bewirkt, die in den Gehäusen *d* und *e* je durch einen besonderen Handhebel verschoben werden.

Es werden die beiden Schlitten *a* und *c* durch seitliche Leisten *h* gut geführt.

Zum Zweck der Stiftnietung wird der Gegenhalter *g* durch eine Vorrichtung ersetzt, die mit der S. 647 beschriebenen verwandt ist.

Die Textfiguren 1170 u. 1180, sowie die Fig. 1171 bis 1179, Taf. XXXXVI, stellen eine von der Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vormals Breitfeld, Daněk & Co. in Prag gebaute grosse Nietmaschine dar.<sup>1)</sup> Fig. 1170 u. 1180

<sup>1)</sup> D. R.-P. Nr. 46948 und 63454.

sind Gesamtansichten der Maschine. Die Maultiefe beträgt 3250 mm und die grösste zulässige Nietdicke 32 mm. Der Speicherdruck beträgt 100 Atmosphären und es entfallen 55 t Druck auf die Kopfbildung, 18 t auf den Blechschluss. Der Bügel ist im ganzen aus Stahl gegossen; er wird von den beiden U-Eisen *a* getragen. An dem linksseitigen Schenkel *A* dieses Bügels befindet sich die Einrichtung, welche zum Theil bereits durch die rechte Seite der Fig. 1150, S. 646, dargestellt und bei dieser Gelegenheit beschrieben wurde. Auf dem zweiten Arm *A* ist der steuerbare Theil der Maschine befestigt, den die Fig. 1171—1179 in den Einzelheiten darstellen. Vor der Maschine, in Bezug auf Fig. 1180, befinden sich die Steuerungen für den Krahn, an welchem das Werkstück hängt. Man hat sie hier angebracht, da sie gleichzeitig mit der Maschine bzw. den jeweiligen Bedürfnissen der letzteren entsprechend bedient werden muss.

Von der Druckwasserleitung *b* aus versorgt die Röhre *c* den an dem linksseitigen Arm *A* angebrachten Kolben, *d* führt zur Steuerung der Maschine, *e* leitet von *c* aus Wasser hinter den Rückzugskolben, *f* führt Wasser zu der Krahnsteuerung, *g* leitet das von der Maschine gebrauchte Wasser ab und *h* das gesammte gebrauchte Wasser.

Fig. 1171 ist ein in grösserem Maassstabe ausgeführter Schnitt der treibenden Theile. Insbesondere ist *B* ein auf dem Bügelarm *A* befestigter Gusseisenkörper. Mit ihm ist der aus Bronze gefertigte Körper *C* verschraubt, in welchem die Nonne für eine grössere und der Mönch für eine kleinere ringförmige Kolbenfläche ausgebildet sind. Der Blechschlussring ist mittels der Stangen *D* und *E* dem Kolben *F* angeschlossen, dessen kleinere Fläche das Zurückziehen der Werkzeuge vermittelt, während die volle Endfläche zunächst beide Werkzeuge bis zum Angriff des Blechschlussringes vorschleibt und dann den Blechschluss übernimmt. Erstere Fläche steht immer unter Druck (Röhre *e*, Fig. 1170), während das auf letztere wirkende Wasser durch einen bei *i* befindlichen Steuerkolben wechselnd zugelassen, bzw. nach seiner Wirkung abgelassen wird. Der Schlitten *G* enthält an seinem einen Ende das Schelleisen *S*, an dem anderen zwei ringförmige Kolbenflächen, von denen entweder die kleinere innere, oder die grössere äussere, oder beide gemeinsam zum Bethätigen des Schelleisens benutzt werden. Es legt sich der Schlitten *G* nach der Querschnittfigur 1172 mit zwei vorspringenden Leisten auf Gleitflächen des Körpers *B* und wird durch sehr kräftige, an *B* befestigte Leisten *J* am Ausweichen nach oben gehindert; Zwischenlagstücke dienen zum Ausgleichen der Abnutzung. Unter *S*, Fig. 1172 und 1171, sitzt eine Schraube *H*, welche die gegensätzliche Verschiebung von Schelleisen und Blechschlussring begrenzt.

Ich wende mich nun zunächst zu der Steuerung, die in einem besonders, an *C*, Fig. 1171, befestigten, auch den Stiefel des Kolbens *F* enthaltenden Körper *L* ausgebildet ist. Während Fig. 1171 einen lothrechten Schnitt von *L* und *C* wiedergibt, ist Fig. 1173 ein wagerechter Schnitt dieser beiden Theile und Fig. 1174 stellt einen Querschnitt von *C* dar. Zum Verständniss gehören noch die Fig. 1175 bis 1178, Taf. XXXXVI. Die Fig. 1175 zeigt einen quer zur Kolbenaxe gelegten Schnitt durch die Steuerkolben. Fig. 1176 ist eine Seitenansicht und Fig. 1178 und 1177 stellen insbesondere die Steuerkolben dar.

Das Druckwasser tritt durch die Röhre *d* ein und fliesst durch *g* ab. Bei der in Fig. 1175 gezeichneten Stellung der Steuerkolben ist der Ab-

fluss freigelegt, der Zufluss des Druckwassers aber gesperrt. Es werden die Steuerkolben  $k$  und  $i$  durch die auf gemeinsamer Welle feststehenden Hebel  $l$  und  $m$  verschoben. Bewegt man diese Hebel aus ihrer gegenwärtigen Lage, so verschiebt  $l$  den Steuerkolben  $i$  sofort nach rechts, während  $m$  den Kolben  $k$  noch in Ruhe lässt.  $i$  sperrt den Abfluss ab und öffnet den Zufluss. Es gehört, wie Fig. 1171 erkennen lässt,  $i$  zur vollen Druckfläche des Kolbens  $F$ , so dass nunmehr der Blechschlussring und — von der Schraube  $H$  geschleppt — auch das Schelleisen sich vorwärts bewegen. Nach dem Angriff des ersteren werden die Hebel  $l$  und  $m$  weiter bewegt. Die zweite Verschiebung von  $i$  lässt den Abfluss geschlossen, und den Zufluss zu  $F$  offen; letzterer bleibt also unter Druck. Durch die gleichzeitig stattfindende Verschiebung von  $k$  wird aber der Abfluss von den mit  $G$  verbundenen Kolben freigelegt und dem Druckwasser der Eintritt gewährt. Das Druckwasser gelangt durch eine Bohrung  $n$ , Fig. 1171, die mit dem Raum in freier Verbindung steht, in welchem der dünnere Theil des Kolbens  $k$  sich befindet, in die Bohrung  $o$ , Fig. 1174, und weiter — je nachdem die Ventile  $p$  und  $q$  eingestellt sind — entweder zur kleineren oder zur grösseren Kolbenfläche des Schelleisens oder zu beiden. Nach dem Rückzug beider Steuerkolben fliesst das Wasser auf demselben Wege zu  $k$  zurück (und das Wasser von  $F$  zu  $i$ ) und verlässt durch  $g$  die Maschine. Wenn das Ventil  $p$  geschlossen ist, so muss das Ventil  $t$ , Fig. 1174, offen sein, damit durch dieses von der Abflussleitung Wasser zu- bzw. austreten kann; ebenso muss  $r$  offen sein, um freie Verbindung mit der Abflussleitung zu gewähren, wenn  $q$  geschlossen ist. Oeffnet man dagegen  $p$  oder  $q$ , so muss gleichzeitig  $t$  bzw.  $r$  geschlossen werden.

Die Einrichtung, welche am zweiten Arm des Maschinengestells sich befindet, bedarf nach dem, was zu Fig. 1150, S. 646, gesagt werden ist, keiner Erläuterung. Es sei aber auf Fig. 1179 hingewiesen, welche einen Querschnitt der für den hier sich vorfindenden Blechschlussring bestimmten Führung darstellt.

Die feststehenden Nietmaschinen ohne Blechschlussvorrichtung sind einfacher; ich glaube hierfür Beispiele nicht angeben zu sollen, zumal weiter unten bewegliche oder förderbare Nietmaschinen ohne Blechschlussvorrichtung in einiger Zahl vorkommen werden.

Die beiden hier beschriebenen feststehenden Nietmaschinen sind so aufgestellt, dass die Maulöffnung nach oben gerichtet ist. Diese Aufstellungsweise wird allgemein für das Nieten von Kesselmänteln und weiteren Röhren bevorzugt, enthält aber auch Vortheile für manche andere Nietarbeiten. Das Werkstück wird an einen hoch belegenen Flaschenzug, besser an einen gut steuerbaren Krahn mit beweglicher Katze gehängt, so dass man es verhältnissmässig leicht gegenüber den Werkzeugen in die erforderliche Lage bringen kann. Wegen der grossen Maultiefe (es kommt bis zu 5 m Maultiefe vor)<sup>1)</sup> muss man die Maschine in einer Grube aufstellen, so dass der sie bedienende, auf ebener Erde stehende Arbeiter die Arbeitsstelle gut beobachten und die Steuerung bequem handhaben kann, oder es ist in geeigneter Höhe zu gleichem Zweck eine Bühne anzubringen.

<sup>1)</sup> The Iron Age, Dec. 1891, S. 967, mit Schaubild.

Für manche Werkstücke ist bequemer, die Arbeitsrichtung der Werkzeuge lothrecht zu legen.<sup>1)</sup>

Es ist auch vorgeschlagen,<sup>2)</sup> die gewöhnliche Nietmaschine mit nach oben gerichteter Maulöffnung mit einer Hilfsausstattung zu versehen, vermöge welcher sie gelegentlich zum Verarbeiten lothrecht gerichteter Niete verwendet werden kann.

Es möge bei dieser Gelegenheit erwähnt werden, dass es zahlreiche Hilfsvorrichtungen giebt, die zum Erreichen bestimmter Zwecke bestimmt sind.

Fig. 1181.

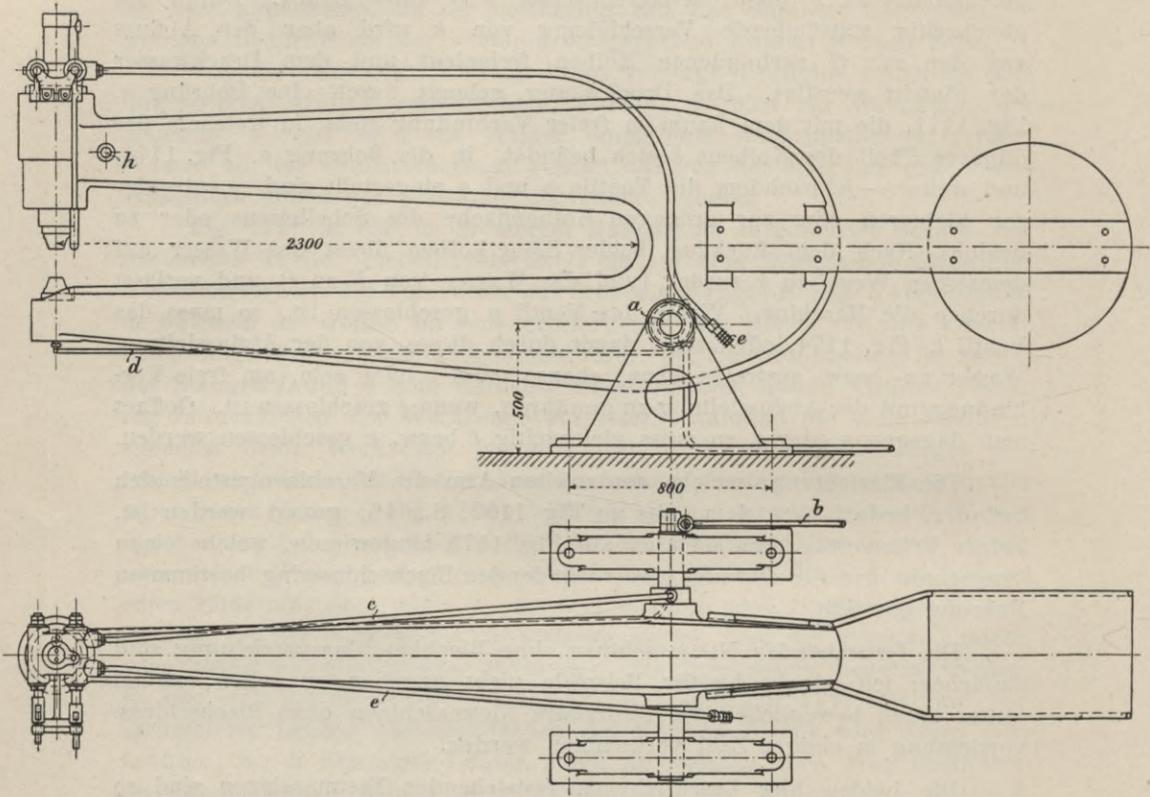


Fig. 1182.

### b) Bewegliche oder förderbare Nietmaschinen.

Sie sind in erster Linie für solche Werkstücke bestimmt, welche, sei es wegen ihres Gewichts oder ihrer Sperrigkeit, nur schwer oder gar nicht in die geeignete Lage gegenüber den Werkzeugen einer feststehenden Nietmaschine gebracht werden können. Es sind die Bauarten dieser Maschine ausserordentlich zahlreich; ich gedenke eine nur kleine Auswahl hier anzuführen. Meistens sind diese Maschinen ohne Blechschlussvorrichtung;

<sup>1)</sup> Watson & Stillmann, Iron, April 1891, S. 310, mit Schaubild. Prött, Glaser's Annalen, Juli 1892, S. 26, mit Abb.

<sup>2)</sup> H. Smith, Dingl. polyt. Journ. 1895, Bd. 297, S. 172, mit Abb. Tweddel, Engineering, Aug. 1895, S. 193, mit Schaubild.

man findet jedoch auch förderbare Nietmaschinen mit Blechschlussvorrichtung. Die Fig. 1181—1185 stellen einige solcher Maschinen dar, welche von der Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vormals Breitfeld, Daněk & Co. in Prag, gebaut werden.

Die erste derselben, Fig. 1181, 1182 u. 1183, ist nur in beschränktem Grade beweglich: sie kann mit der in ihr festen Welle *a*, welche feste Lager stützen, in einer lothrechten Ebene schwingen. Ihr einseitiges Gewicht ist durch Gegengewicht ausgeglichen, so dass man ihr mittels der Handhaben *h* die gewünschte Lage geben kann. Am oberen Arm des Bügels befindet sich eine Wasserdruckpresse (für das Schelleisen, den Blechschlussring und den Rückzug), welche von der S. 656 beschriebenen im wesentlichen nur dadurch abweicht, dass die Werkzeuge in der Axe der Kolben liegen. An dem unteren Arm ist ein Gegenhalter mit Blechschlussring, wie S. 646 beschrieben, angebracht, wieder mit dem Unterschiede, dass der betreffende Kolben dieselbe Axe hat wie der Blechschluss-

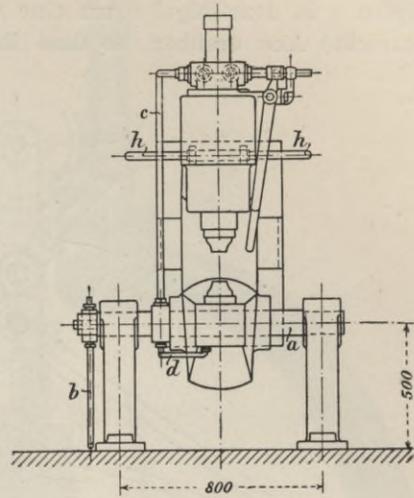


Fig. 1183.

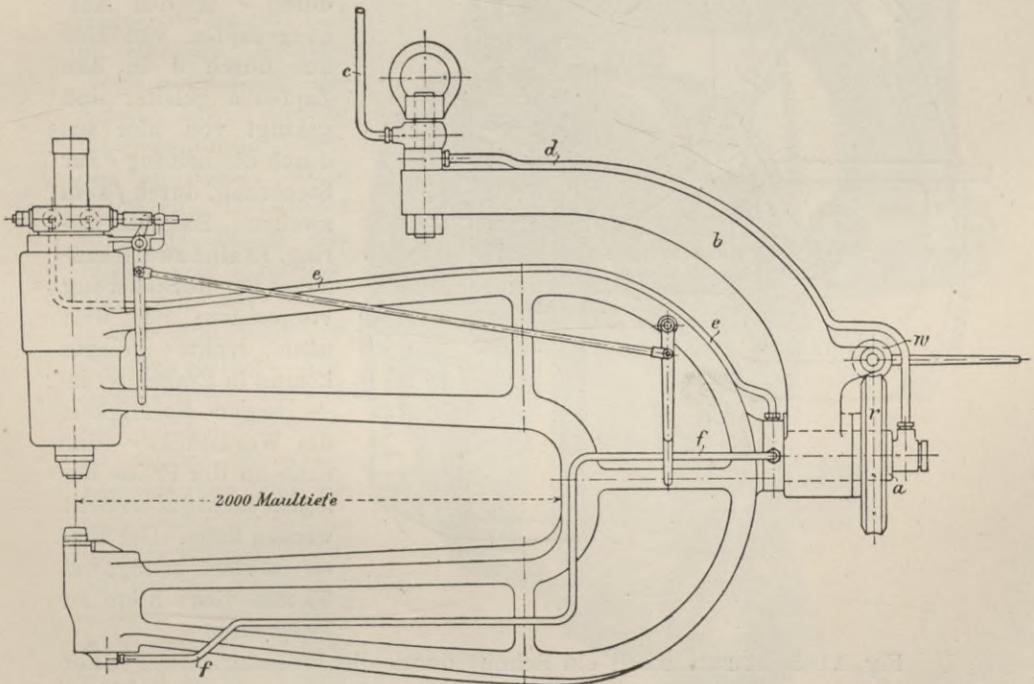


Fig. 1184.

ring. Das Druckwasser wird durch die Röhre *b* in eine Bohrung der Welle *a*, und von hier durch die Röhre *c* zu den Steuerkolben und die

Röhre *d* zum Kopf des unteren Bügelarmes geleitet. Die Röhre *e* führt das gebrauchte Wasser ab. Die Maschine ist bestimmt, bis zu 20 mm dicke Niete zu bearbeiten.

Die Maschine, welche Fig. 1184 darstellt, ist zunächst mit ihrem Zapfen *a* in dem Bügel *b* um eine wagerechte, und mit letzterem um eine lothrechte Axe drehbar, so dass ihre Lage sich dem Werkstück weit be-

quemer anpassen lässt. Der Aufhängepunkt des Bügels *b* ist so gewählt, dass ein Gegengewicht entbehrt werden kann. Das Drehen des Nieters um die lothrechte Axe des Aufhängebolzens findet ohne weiteres mittels der Hand statt; um ihn um die liegende Axe zu drehen, ist ein Wurmrad *r* auf dem Zapfen *a* befestigt und ein mittels Ratsche zu bethätigender Wurm *w* am Bügel *b* gelagert. Das Druckwasser wird durch *c* in den Aufhängezapfen, von hier aus durch *d* in den Zapfen *a* geleitet und gelangt von hier aus durch die Leitung *e* zur Steuerung, durch *f* zum zweiten Blechschlussring. Es sind zwei Handhebel für die Steuerung vorgesehen; der weit nach rechts gelegte kommt in Frage, wenn — wegen Sperrigkeit des Werkstücks — der nahe an der Presse belegene nicht gut erreicht werden kann. Der Niete ist stark genug, um 33 mm dicke Niete zu bearbeiten.

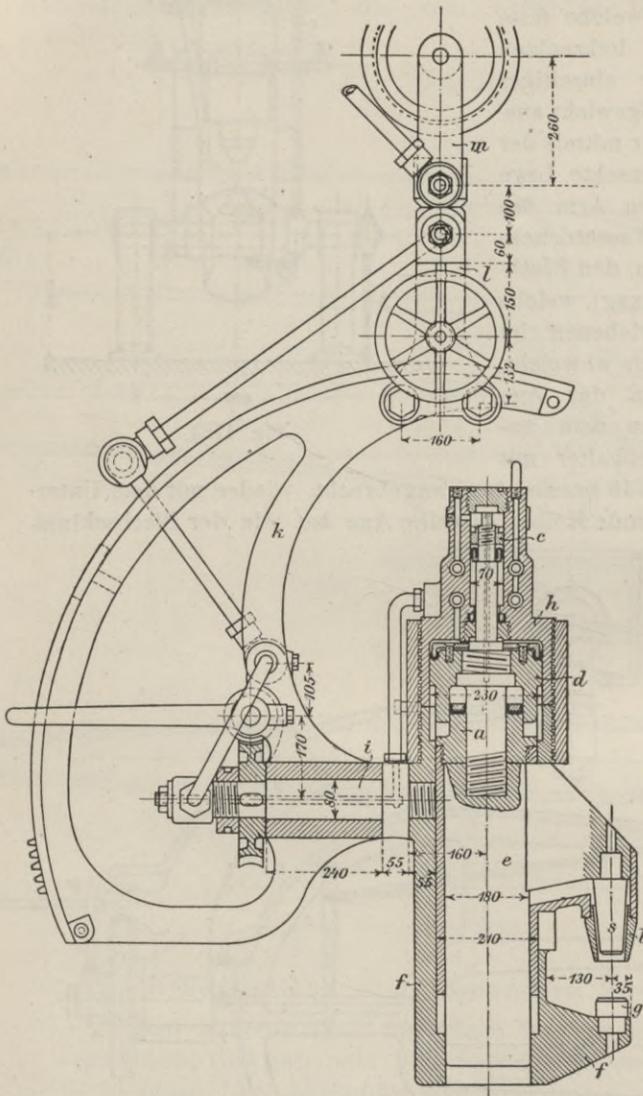


Fig. 1185.

Fig. 1185 ist zum Theil ein Schnitt durch die Presseinrichtung einer anders gebauten Maschine. Es sitzt der Blechschlussring *b* an einer Röhre, welche ihn mit dem ringförmigen Kolben *a* verbindet. Das zugehörige Druckwasser fließt durch eine Bohrung der zum Rückzugskolben *c* gehörenden Kolbenstange. Dieselbe Kolbenstange verbindet den grossen

Kolben *d* mit dem starken Bolzen *e*, an welchem das Schelleisen *s* sitzt. Der Gegenhalter *g* ist in einen Arm der Röhre *f* gesteckt, welche gewissermassen das Gestell der eigentlichen Maschine bildet, indem sie dem Blechschlussring und dem Schelleisen die nöthige Führung gewährt, *g* mit dem Stiefel *h* verbindet und den Niet an den Zapfen *i* schliesst. Dieser Zapfen steckt drehbar in einer Bohrung des Bügels *k* und kann durch Wurm, Wurmrad und Ratsche gedreht werden. Der Bügel *k* ist aussen kreisbogenförmig, hat hier einen T-förmigen Querschnitt und legt sich mit seinen Rändern auf Rollen, die an dem Hänger *l* gelagert sind. Der äussere Rand des Bügels ist verzahnt, und im Hänger *l* ist eine Welle mit Zahnrad gelagert. Durch Drehen dieses Zahnrades, bezw. des an dessen Welle sitzenden Handrades wird der Bogen des Bügels *k* in *l* verschoben, also der Niet in der Bildfläche verschieden geneigt. Vermöge des Wirbels, welcher *l* und *m* verbindet, ist endlich die ganze Nietmaschine noch um eine lothrechte Axe zu drehen, was unmittelbar mittels der Hand geschieht. Wegen dieser weitgehenden Beweglichkeit ist die Wasserführung recht verwickelt; sie dürfte aus dem Bilde ohne weiteres

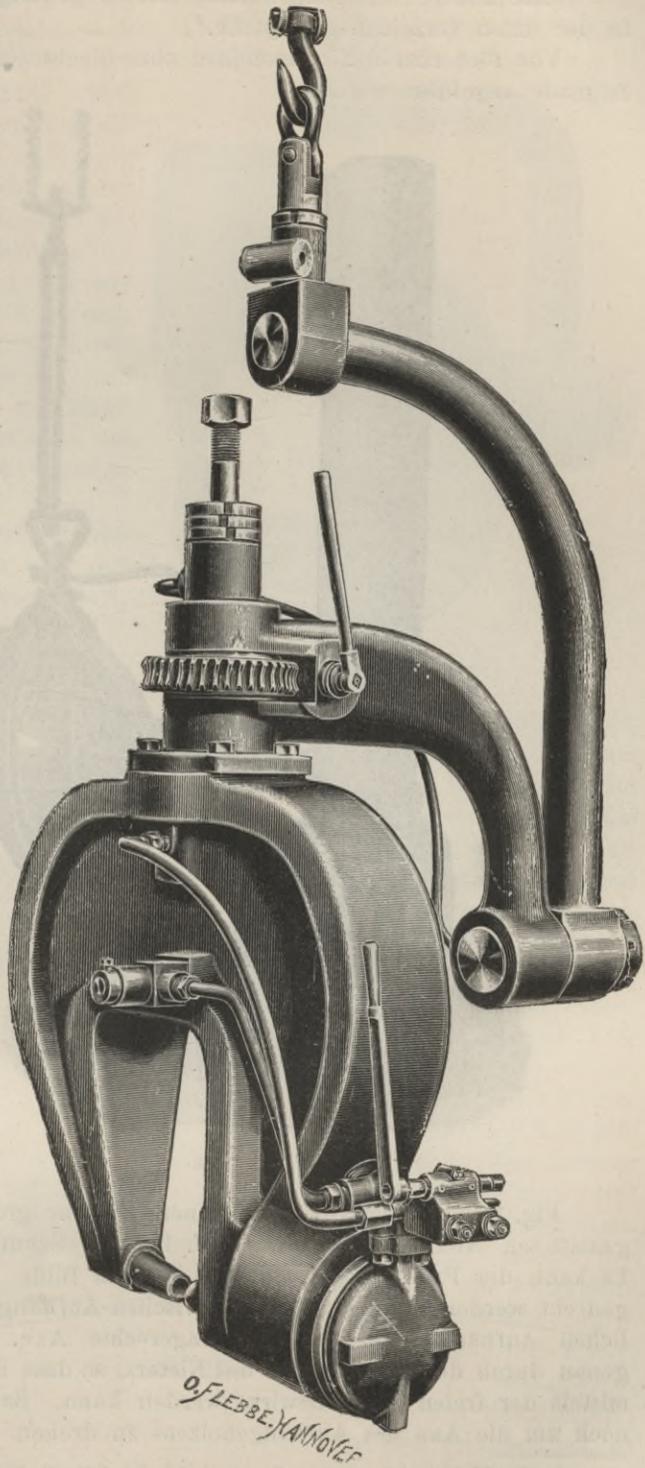


Fig. 1186.

erkannt werden können. Der grösste Stempeldruck dieser Maschine beträgt 60 t.

Eine andere bemerkenswerthe, hierher gehörige Maschine findet sich in der unten verzeichneten Quelle.<sup>1)</sup>

Von förderbaren Nietmaschinen ohne Blechschlussvorrichtungen mögen folgende angeführt werden.

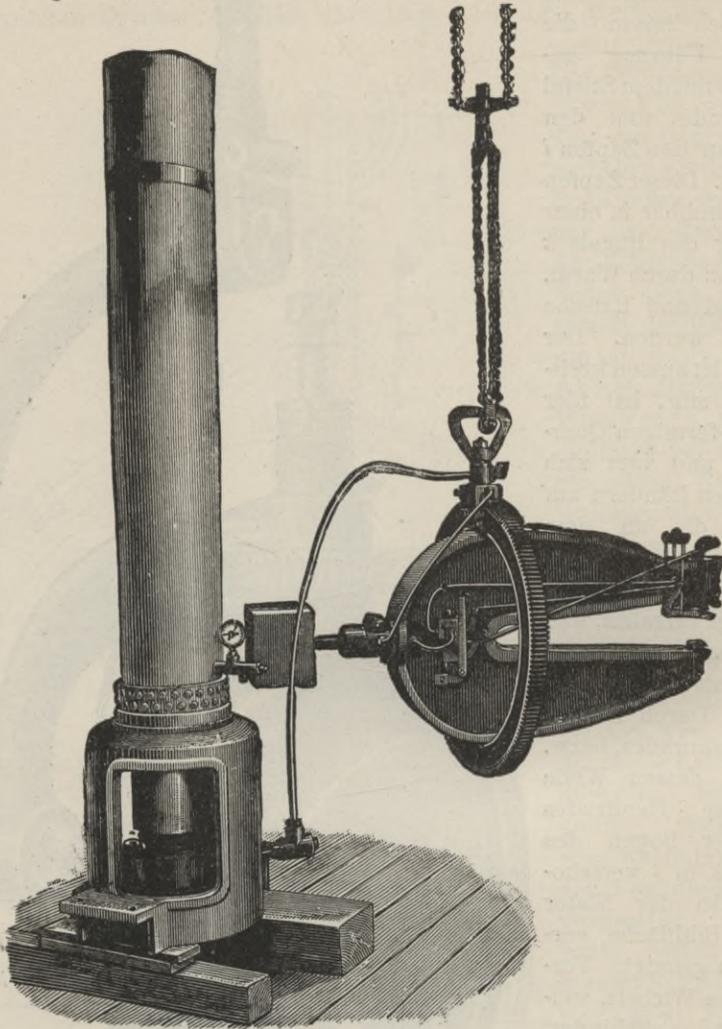


Fig. 1187.

Fig. 1186 ist das Schaubild einer mit sehr grosser Beweglichkeit ausgestatteten Nietmaschine von F. W. Breuer, Schumacher & Co. in Kalk. Es kann der Pressenbügel um eine in dem Bilde lothrecht liegende Axe gedreht werden, ferner mit dem Zwischen-Aufhängebügel an dem eigentlichen Aufhängebügel um eine wagerechte Axe. Diese geht möglichst genau durch den Schwerpunkt des Nieters, so dass die betreffende Drehung mittels der freien Hand bewirkt werden kann. Schliesslich ist das Ganze noch um die Axe des Aufhängebolzens zu drehen.

<sup>1)</sup> Tweddel, Dingl. polyt. Journ. 1887, Bd. 265, S. 496, mit Abb.

Die von derselben Firma gebaute Nietmaschine, welche Fig. 1187 darstellt, ist mit einem vollen Zahnkranz versehen, welcher sich in ähnlicher Weise dem Hänger anschliesst, wie Fig. 1185 zeigt. Es ist der Nieter ferner um die lothrechte Axe des Aufhängebolzens zu drehen. Links von der Maschine sieht man einen Prött'schen Druckwasserspeicher (S. 619).

Endlich zeigt Fig. 1188 einen kleineren Nieter von F. W. Breuer, Schumacher & Co., welcher durch Drehen um eine liegende und eine lothrechte Axe mittels der Hand dem Werkstücke gegenüber in die geeignete Lage gebracht werden kann.

Fig. 1189 stellt eine für 25 mm dicke Niete bestimmte von der Maschinenbau - Aktiengesellschaft,

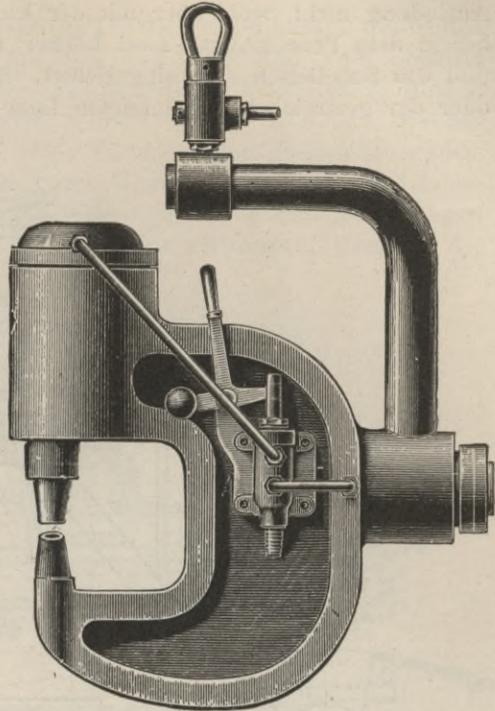


Fig. 1188.

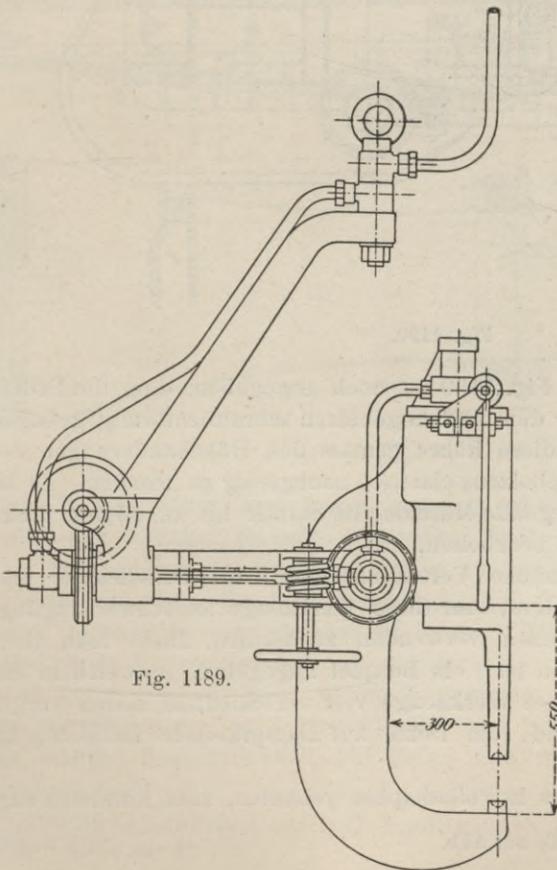


Fig. 1189.

vormals Breitfeld, Daněk & Co. in Prag gebaute Maschine dar. Sie ist um zwei wagerechte und die lothrechte Axe des Aufhängebolzens drehbar, und Fig. 1190 eine hiermit verwandte derselben Firma. Diese unterscheidet sich von der vorigen insbesondere durch die Einrichtung, welche ermöglicht, entweder mit 90 mm oder mit 300 mm Maultiefe zu arbeiten. Man erkennt aus Fig. 1191 und 1190 die Zweckmässigkeit dieser Anordnung. Es ist der Ring für die Feuerthüröffnung einer Lokomotiv- oder Lokomobil-Feuerbüchse *f* einzunieten. Wegen des Raumbedarfs für den Pressenbügel ist diese Arbeit mit der grossen

Ausladung nicht, wohl aber mit der kleinen Ausladung auszuführen. Man hat in dem Pressenbügel zwei Löcher für den Gegenhalter *g* angebracht und das Schelleisen *s* so eingerichtet, dass es entweder in der ausgezogen oder der gestreichelt gezeichneten Lage an der zugehörigen Kolbenstange

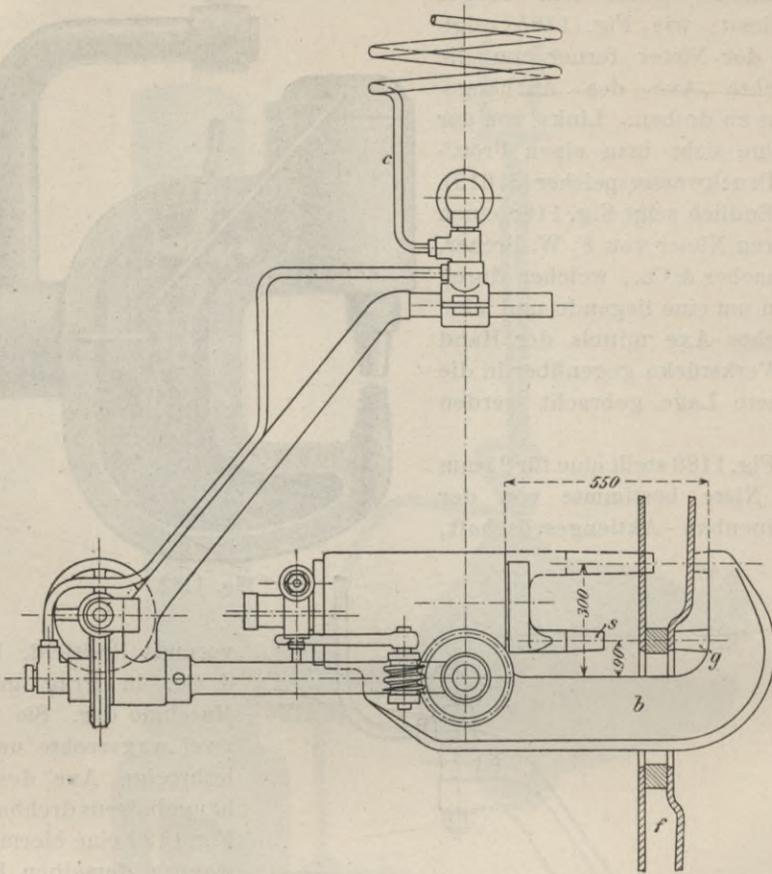


Fig. 1190.

befestigt werden kann. In Fig. 1190 ist noch angegeben, dass die Druckwasserzuleitungsröhre *c* über dem Aufhängebolzen schraubenförmig gebogen ist, um diese Röhre gemäss den Höhenänderungen des Aufhängebolzens elastisch nachgiebig zu machen. Es ist die vorliegende Maschine im Stande bis zu 26 mm dicke Niete zu bearbeiten.

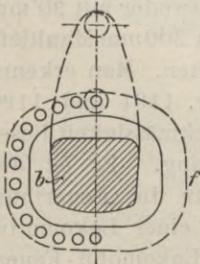


Fig. 1191.

Aehnliche Verstellbarkeiten des Schelleisens und Gegenhalters, um diese Werkzeuge an schwer zugänglichen Stellen verwenden zu können, findet man nicht selten. So ist<sup>1)</sup> ein Beispiel angegeben, in welchem für jedes dieser Werkzeuge vier verschiedene Stellen vorgesehen sind, um Dome auf Dampfkesseln festnieten zu können.

Bei einer von W. Sellers in Philadelphia gebauten, zum Einnieten sog.

<sup>1)</sup> Engineering, 1895, S. 193, mit Abb.

Galloway-Röhren bestimmten Nietmaschinen<sup>1)</sup> ist die Verstellbarkeit der beiden Werkzeuge noch weitgehender. Fig. 1192 und 1193 sind zwei Schnitte der Maschine. Der Gegenhalter *a* wie das Schelleisen *b* stecken in Ringen *A* bzw. *F*, welche in den Maulenden *B* bzw. *G* der Maschine drehbar sind. In an den Ringrändern ausgebildete Verzahnungen greifen Stirnräder, die unter Vermittlung kurzer Wellen durch Kegelradpaare greifen und zwei lange Wellen bethätigt werden. Diese langen Wellen sind — in den Abbildungen ganz links — durch Stirnräder so mit einander verbunden, dass sie die

Fig. 1192.

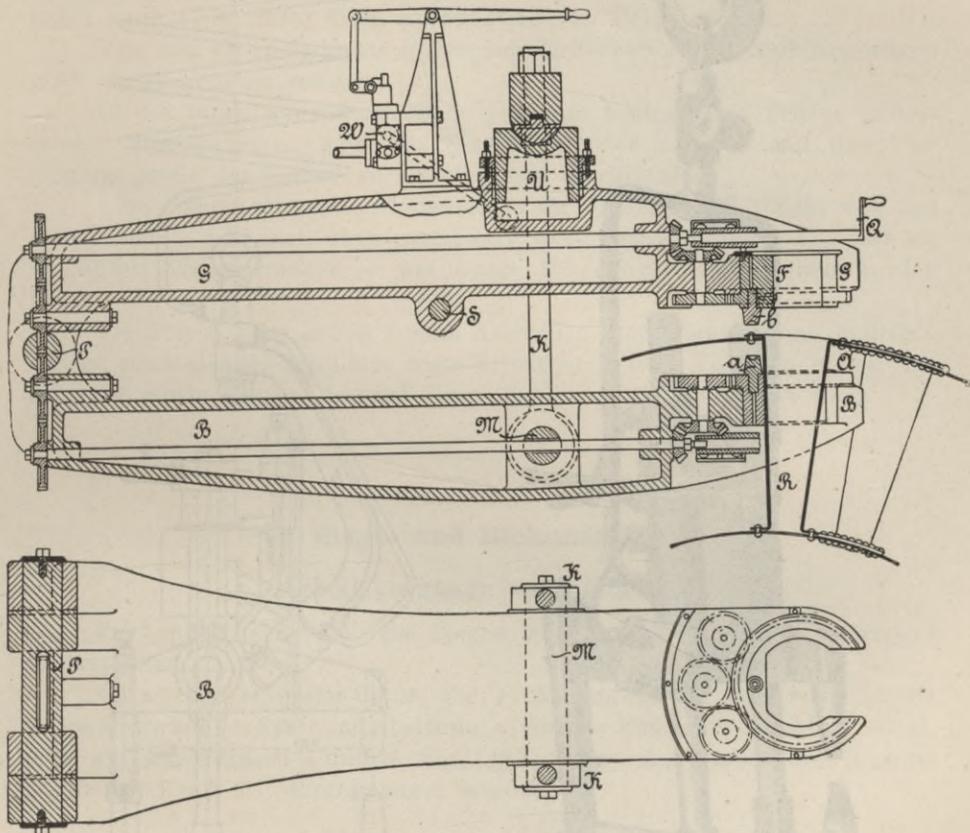


Fig. 1193.

Ringe *A* und *F* nur gemeinsam und um gleiche Beträge drehen können und *a* und *b* immer einander gegenüber bleiben.

Die vorliegende Maschine weicht von den bisher beschriebenen noch dadurch ab, dass die beiden Maulschenkel *B* und *G* nicht starr mit einander verbunden sind, sondern durch den Gelenkbolzen *P* und die beiden Zugstangen *K*, welche sich an *B* durch den Bolzen *M* anschliessen und an *G* durch ein auf dem Mönch *U* liegendes Querstück. Bei *W* befindet sich die Steuerung; an *S* wird die Maschine aufgehängt. Diese Anordnung hat manche Bequemlichkeit zur Folge und wird deshalb für förderbare

<sup>1)</sup> Revue industrielle, Okt. 1891, S. 401, mit Abb. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1892, S. 1037, mit Abb.

Nietmaschinen häufig verwendet, sie leidet aber an dem Fehler, dass Schelleisen und Gegenhalter sich nicht in gerader, sondern bogenförmiger Linie einander nähern. Es bedarf sorgfältigster Aufmerksamkeit bei Wahl der Länge von Schelleisen und Gegenhalter, um die Endflächen der letzteren in dem Augenblicke, in welchem der Schliesskopf fertig ist, zu einander genau gleichlaufend zu haben.

Bei einer derartigen Hebelnietmaschine von F. W. Breuer, Schumacher & Co. in Kalk, Fig. 1194, sind die Zugstangen, welche den Hebel

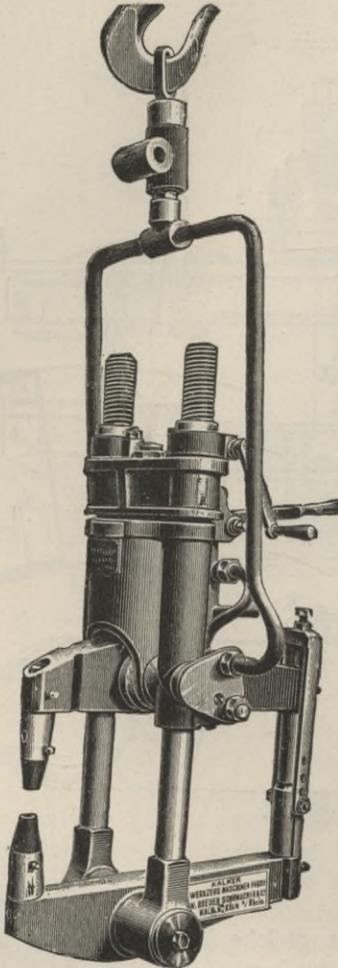


Fig. 1194.

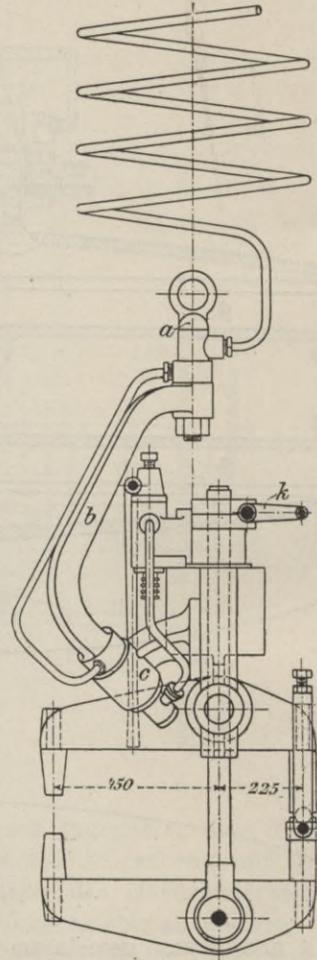


Fig. 1195.

des einen Werkzeugs mit dem am andern Hebel angebrachten Kolben verbinden, in ihrer Länge verstellbar, und die durch Druck beanspruchten, das Gelenk der beiden Hebel darstellenden Bolzen auswechselbar, um jenen Fehler möglichst wenig fühlbar zu machen.

Fig. 1195 stellt eine ähnlich eingerichtete, von der Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vormals Breitfeld, Daněk & Co. in Prag gebaute Hebelnietmaschine dar. Man sieht aus dieser Figur die Ausbildung des rechtsseitig belegenen Gelenks der Hebel deutlicher. Die Muttern der beiden Zugstangen sind

als Wurmräder ausgebildet, deren Wurme durch die Handkurbel  $k$  gemeinsam gedreht werden, so dass ein genau gleichmässiges Bewegen der Muttern gesichert ist. Eigenartig und sehr bemerkenswerth ist die Art der beweglichen Aufhängung dieses Nieters. Zunächst ist der Aufhängebügel  $b$  um die lothrechte Axe des Aufhängebolzens  $a$  in gewöhnlicher Weise drehbar. Unten ist  $b$  mit einem Zapfen versehen, dessen Axe zur Axe des Aufhängebolzens um  $45^\circ$  geneigt ist. Der Nietler umgreift diesen Zapfen mit der gegen seine Mittelebene um  $45^\circ$  geneigten Hülse und ist damit um den ebenso schräg liegenden Zapfen zu drehen, so dass man seine Mittelebene ausser senkrecht auch wagrecht und in irgend welche geneigte Richtung legen kann. Es dürfte diese Aufhängung viel Beifall finden.

Von den vielen bekannt gegebenen förderbaren Nietmaschinen mögen noch einige genannt werden.

In der unten genannten Quelle<sup>1)</sup> ist das Nieten einer Brücke mittels solcher Nietmaschinen, auch die Einrichtung der letzteren und ihre Versorgung sowie der Bedarf an Druckwasser beschrieben.

Eine bemerkenswerthe Nietmaschine für Gitterträger<sup>2)</sup> weicht von den feststehenden, mit nach oben gerichteter Maulöffnung dadurch ab, dass sie — mittels Wasserdruckes — um einige Meter lothrecht gehoben werden kann.

Fielding & Platt haben<sup>3)</sup> nach Australien eine Nietmaschine geliefert, welche meilenlange, 1800 mm weite Blechröhren beim Verlegen nietet. Sie ruht auf einem Wagen, der auf einem Schienengleis fortbewegt wird.

## V. Biege- und Richtmaschinen.

### A. Arbeitsvorgänge und Widerstände.

Es handelt sich um das Biegen stabförmiger und plattenförmiger Werkstücke.

Sie können entweder bei  $A$ , Fig. 1196, eingespannt sein, während die biegend wirkende Kraft im Abstände  $a$  von der Einspannvorrichtung wirkt, oder auf zwei Stützen  $A$  und  $B$ , Fig. 1197, gelegt und durch einen Stempel  $C$  mit der Kraft  $2P$  durchgebogen werden.

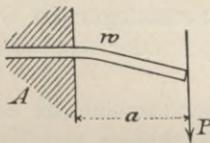


Fig. 1196.

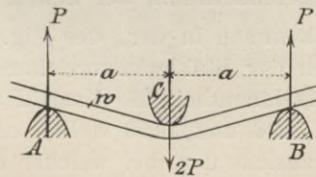


Fig. 1197.

In ersterem Falle findet das Biegen nahe an der Einspannvorrichtung statt, im andern unter dem Stempel  $C$ . An anderen Stellen der Werkstücke

<sup>1)</sup> Revue industrielle, Juni 1895, S. 234, mit Abb.

<sup>2)</sup> American Machinist, 27. Aug. 1896, mit Schaubild.

<sup>3)</sup> Engineering, Mai 1895, S. 604, mit Schaubild. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1895, S. 1374, mit Schaubild.

kann, abgesehen von elastischer Nachgiebigkeit, nur nebensächlich ein Biegen eintreten.

Bezeichnet  $J$  das Trägheitsmoment,  $\sigma_b$  die Biegezugfestigkeit und  $e$  den Abstand der am weitesten nach aussen liegenden Querschnittsstelle von der neutralen Fläche, so gilt als Forderung für das Biegen:

$$\frac{J}{e} \cdot \sigma_b < P \cdot a \quad \dots \quad (151)$$

oder

$$P > \frac{J \cdot \sigma_b}{e \cdot a} \quad \dots \quad (152)$$

Für den rechteckigen Querschnitt ist — bei der Dicke  $\delta$  und Breite  $b$  —  $J = \frac{b \cdot \delta^3}{12}$  und  $e = \frac{\delta}{2}$ , so dass die Beziehung in die andere übergeht:

$$P > \frac{b \cdot \delta^2}{6 a} \cdot \sigma_b \quad \dots \quad (153)$$

Das Biegen und Richten der Metalle findet meistens in unerwärmtem Zustande statt, so dass für  $\sigma_b$  die gewöhnliche Biegezugfestigkeit einzusetzen ist. Zuweilen werden jedoch die Werkstücke erwärmt, ja bis zur hellen Rothgluth erhitzt, theils um  $P$  kleiner werden zu lassen, theils aber auch, um die Geschmeidigkeit, das Fliessungsvermögen der Werkstücke zu steigern, so dass Einreissen der Kanten oder gar Brechen der Werkstücke verhütet wird. Die Festigkeitswerthziffer  $\sigma_b$  ist dann dem beabsichtigten Erwärmungsgrade angemessen zu schätzen.

Auch die Zeit, innerhalb welcher eine Biegung vollzogen wird, bezw. die Geschwindigkeit, mit welcher solches geschieht, hat auf die Grösse  $\sigma_b$  erheblichen Einfluss (vergl. S. 541); rasch durchgeführtes Biegen kann eine mehr als doppelt so grosse Kraft erfordern, als wenn dieselbe Biegung langsam erfolgt. Da nun das langsame Biegen auch schonender für die Werkstücke ist als rasches, letzteres häufiger Brüche oder doch Risse herbeiführt, so wird regelmässig mit sehr geringer Geschwindigkeit gearbeitet. Nur bei dünnen Gegenständen und solchen, welche behufs der Bearbeitung stärker erhitzt werden, kommen grössere Geschwindigkeiten vor.

### B. Biegemaschinen, bei denen das Werkstück eingeklemmt wird.

Sie kommen in der, der Fig. 1196 sich anschmiegenden Gestalt vor, dass neben der Einklemmvorrichtung ein Stempel oder ein sonstiger bewegter Maschinenteil die Kraft  $P$  ausübt.<sup>1)</sup>

Fig. 1198 und 1199 stellen eine solche Biegemaschine im Schnitt und in Vorderansicht dar, bei welcher das thätige Werkzeug an einem Druckwasserkolben sitzt;<sup>2)</sup> sie ist in den Werkstätten der französischen Ostbahn zu Romilly-sur-Seine im Gebrauch.

Ein bügelförmiges Gestell  $A$  ist unten mit Aufspann-Nuthen versehen, welche zum Befestigen des Bocks  $F$  dienen. 4 Schrauben halten  $F$  fest, 2 Schrauben dienen zum genauen Ausrichten. Auf  $F$  liegt das Werk-

<sup>1)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1873, Bd. 208, S. 3; 1882, Bd. 246, S. 361; 1883, Bd. 248, S. 60; 1888, Bd. 269, S. 436; S. 437, sämmtl. mit Abb.

<sup>2)</sup> Portefeuille des Machines outils, Dec. 1895, mit Abb.

stück *w*; es erhält seine richtige Lage durch den Anschlag *J* und wird durch den Bügel *G* und Bolzen *L* festgehalten. In dem oberen Ende des Ge-

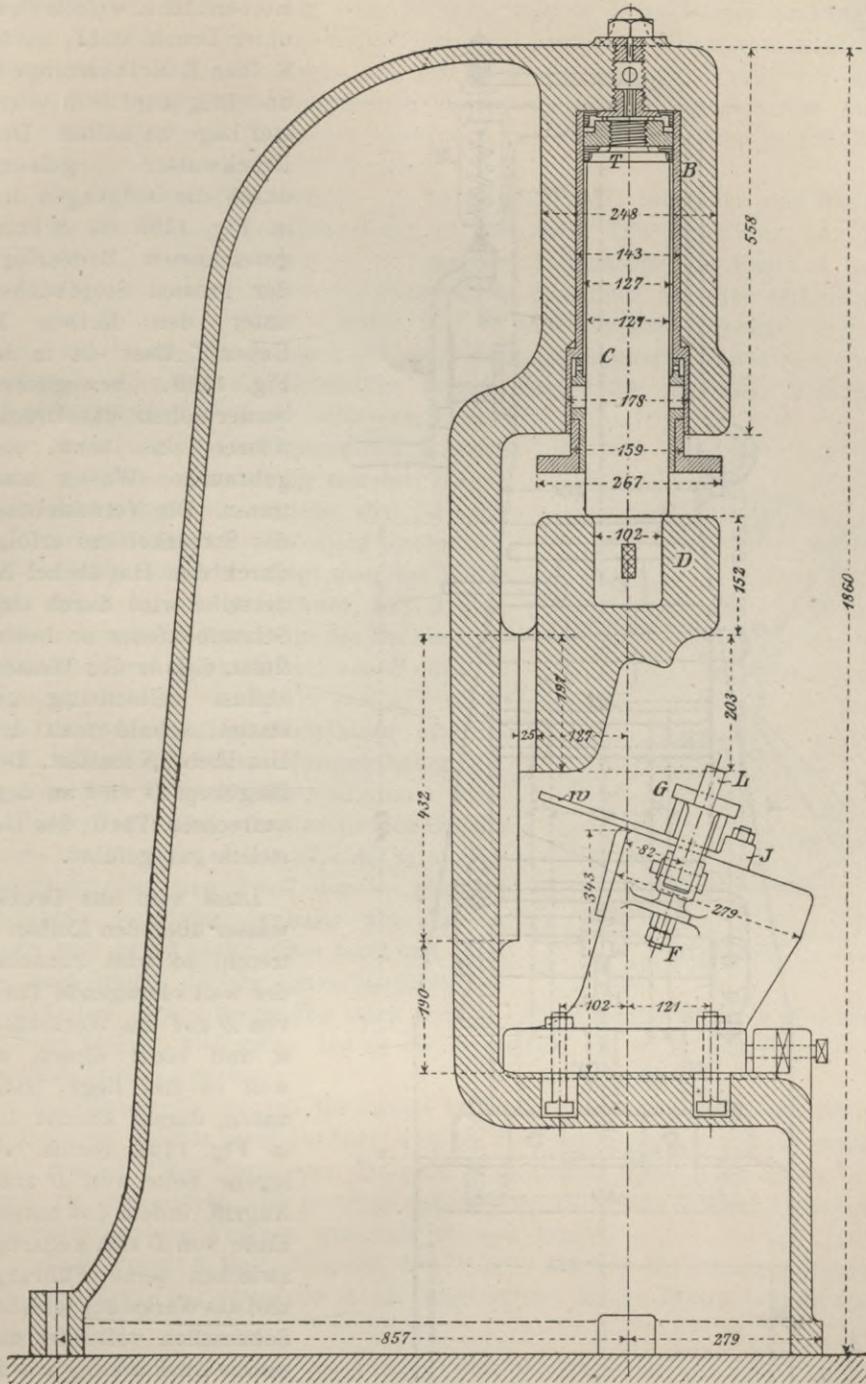


Fig. 1198.

stells *A* steckt ein Stiefel *B*. Er ist gegen den Boden der betreffenden Bohrung durch einen Stulp abgedichtet (vergl. Fig. 1106, S. 623). Der in

*B* spielende Kolben *T* hat 127 mm Durchmesser, die zugehörige Kolbenstange *C* 121 mm Durchmesser und die hieraus sich ergebende ringförmige

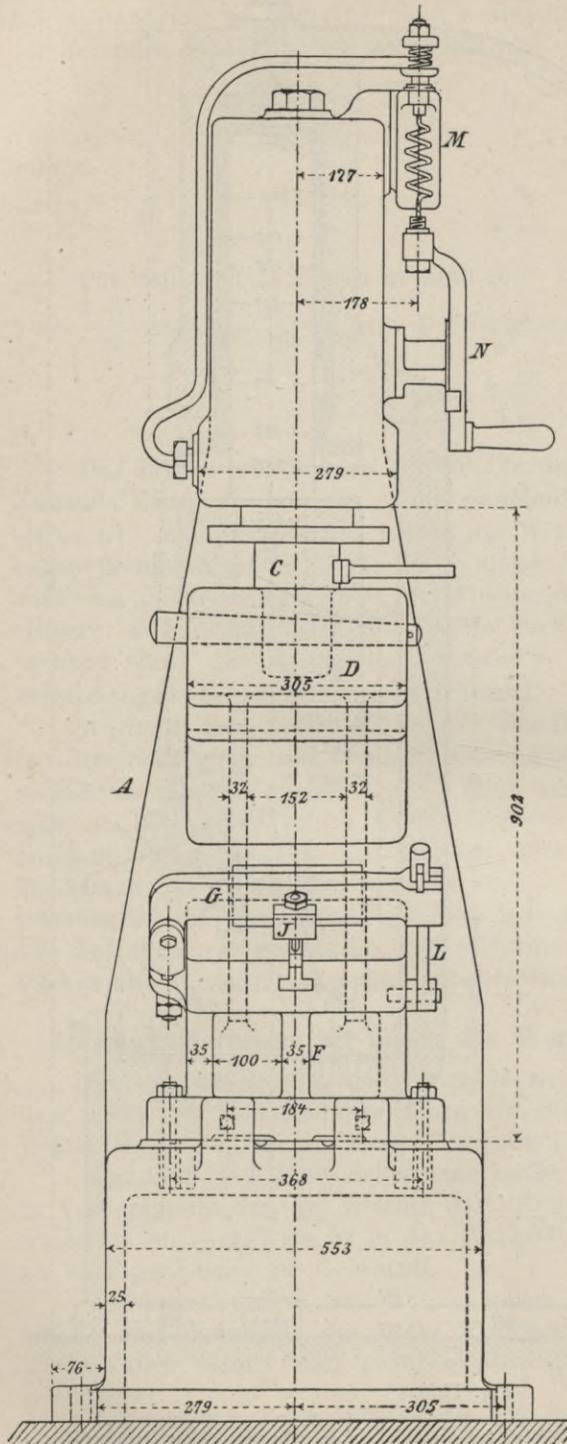


Fig. 1199.

Kolbenfläche, welche stets unter Druck steht, sucht Kolben *T*, Kolbenstange *C* und Biegekopf *D* in oberster Lage zu halten. Das Druckwasser gelangt durch die Oeffnungen des in Fig. 1198 im Schnitt gezeichneten Bodenrings der grossen Stopfbüchse unter den Kolben *T*. Ueber *T* lässt ein in *M*, Fig. 1199, beweglicher Steuerkolben das Druckwasser ein-, bzw. das gebrauchte Wasser aus-treten. Die Verschiebung des Steuerkolbens erfolgt durch den Handhebel *N*; derselbe wird durch eine Schraubenfeder so beeinflusst, dass er den Wasser-abfluss selbstthätig gestattet, sobald man den Handhebel *N* loslässt. Der Biegekopf *D* wird an dem aufrechten Theil des Gestelles gut geführt.

Lässt man nun Druckwasser über den Kolben *T* treten, so trifft zunächst der weit vorragende Theil von *D* auf das Werkstück *w* und biegt dieses, so weit es frei liegt, nach unten, darauf kommt die in Fig. 1198 rechts belegene Seite von *D* zum Angriff, indem das untere Ende von *D* sich keilartig zwischen seine Führung und das Werkstück schiebt. Schliesslich vollendet die untere Ausklinkung von *D* die Biegung von *w*, so dass sich dieses fest an den Bock *F* legt.

Um andere Biegungen vorzunehmen, wechselt man *D* und *F* aus.

Häufig wird das Werkstück, statt es durch einen Bügel und dergl. zu befestigen, durch einen oder mehrere mittels Druckwasser bethätigte Kolben festgehalten<sup>1)</sup>; eine weiter unten abgebildete Kumpelmaschine ist hiermit nahe verwandt. Diese Art des Festhaltens zeichnet sich vor der in Fig. 1198 und 1199 angegebenen durch erhebliche Zeitersparnis aus, und wird deshalb da allgemein bevorzugt, wo die Werkstücke in glühendem Zustande gebogen werden sollen.

Die Biegemaschine, welche Fig. 1200 andeutet,<sup>2)</sup> bezweckt, das Werkstück an der Biegestelle gleichzeitig zu stauchen. Die Abbildung ist ein Grundriss. Auf einem Bock ist in bequemer Arbeitshöhe die Platte *A* fest angebracht, während eine zweite Platte *B* an dem Bock um eine lothrechte Axe gedreht werden kann. Auf *A* und *B* sind Backen befestigt, gegen welche das Werkstück gelegt wird, und ihnen gegenüber befinden sich zum Festhalten dienende Klemmklinken (vergl. Fig. 1129, S. 634). Das zu biegende Werkstück habe die gezeichnete Lage; dreht man dann *B* gegenüber *A* rechts herum, so findet gleichzeitig mit dem Biegen eine Verkürzung statt, welche sich, da nur die Biegestelle erhitzt ist, auf diese beschränkt, also das Knie verstärkt. Legt man das Werkstück auf *A*, so wie gezeichnet, auf *B* aber an die entgegengesetzte Seite des Backens, so biegt man durch Linksdrehen von *B* ohne zu stauchen.

Die sogenannten Kielplatten eiserner Schiffe sollen einen ebenen Flansch haben, der mit dem Kiel durch Nieten verbunden wird, im übrigen sich aber der Gestalt des Schiffbauchs anschliessen, also windschief sein. Howaldt<sup>3)</sup> klemmt den Theil der — glühend gemachten — Platte, welcher als Flansch dienen soll, in ein senkrechtcs Maul und lässt eine Zahl Hebel, die der einen Maulseite angelenkt sind, sich verschieden stark neigen, wobei sie das Blech in gleichen Winkeln biegen, und zwar, indem sie dieses auf ein z. B. aus Gyps hergestelltes Modell drücken.

Bennie<sup>4)</sup> befestigt den Blechrand in einem liegenden Maul und führt vor ihm eine Walze nach unten, welche das herausragende Blech nach unten drückt. Man kann nun das eine Walzenende mehr nach unten bewegen als das andere und gewinnt dadurch verschiedene Winkel zwischen dem festgehaltenen Flansch und dem übrigen Blech.

Hugh Smith & Co.<sup>5)</sup> spannen den Rand, welcher als Flansch dienen soll, nach Fig. 1201 ebenfalls in ein wagerechtes Maul. Dieses besteht aus

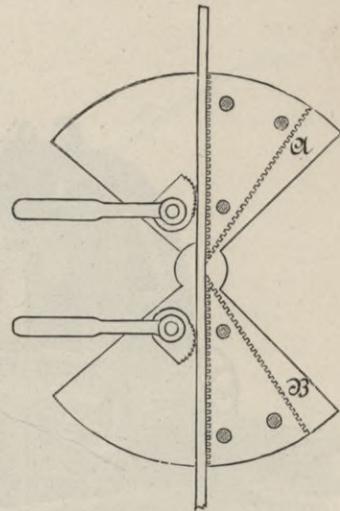


Fig. 1200.

<sup>1)</sup> Fielding & Platt, Dingl. polyt. Journ. 1882, Bd. 246, S. 361, mit Abb.

<sup>2)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1885, S. 810, mit Abb. Dingl. polyt. Journ. 1886, Bd. 262, S. 254, mit Abb.

<sup>3)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1883, Bd. 249, S. 247, mit Abb.

<sup>4)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1878, Bd. 229, S. 419, mit Abb.

<sup>5)</sup> Le Génie Civil, 26. Sept. 1891, S. 349, mit Schaubild.

einem oben liegenden kräftigen Balken, der durch starke Böcke mit der Grundplatte der Maschine verbunden ist, und aus dem darunter liegenden beweglichen Theil. Letzterer legt sich mit 4 Keilflächen auf eben solche Flächen des Maschinengestells und wird durch Wasserdruck — an der linken Seite des Bildes sieht man den betreffenden Stiefel — verschoben. Eine starke, im Vordergrund des Bildes erkennbare Walze ruht in Armen, welche einerseits von Lenkern geführt werden, anderseits in den hohlen Nonnen zweier Druckwasserpumpen sich stützen, die unterhalb des Fussbodens dem Maschinengestell angeschlossen sind. Die Bolzen, um welche sich die erwähnten Lenker drehen, können eingestellt werden, so dass die Walze in angemessener Entfernung vom Maulrande bleibt. Lässt man nun Druckwasser unter die Nonnen der versenkt liegenden Stiefel treten, so bewegt sich die Walze nach oben und biegt dabei den über ihr befind-

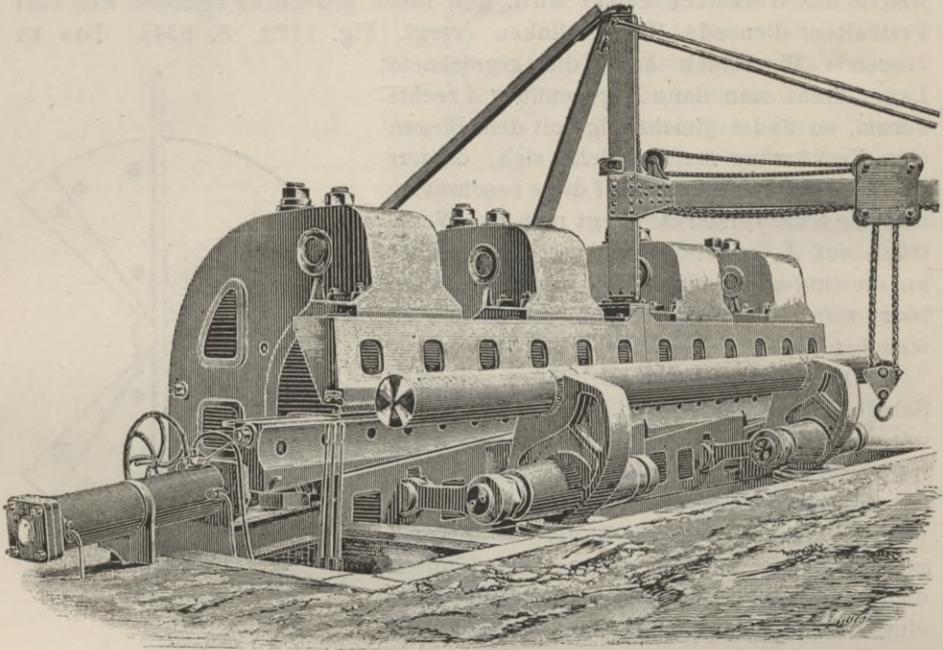


Fig. 1201.

lichen Blechtheil nach oben. Jede dieser Pressen ist für sich steuerbar, so dass man die Walze an ihrem einen Ende mehr emporsteigen lassen kann, als am anderen Ende, also verschiedene Biegungswinkel erzielt. Die grösste auf dieser Maschine zu biegende Blechlänge ist zu 9,45 m angegeben.

Bei einer neueren derartigen Maschine von Fielding & Platt<sup>1)</sup> sind zwei kürzere solcher Biegewalzen angewendet, welche je durch zwei Druckwasserpumpen gehoben werden. Das gewährt eine freiere Wahl in der Verschiedenheit der Abbiegungswinkel.

A. Bachmann<sup>2)</sup> benutzt das Einspannen des einen Blechrandes, um Bleche in kegelförmige Gestalt zu biegen, wie solche z. B. für die sogenannten Galloway-Dampfkessel gebraucht werden. Fig. 1202 ist ein loth-

<sup>1)</sup> Revue industrielle, Febr. 1897, S. 76, mit Abb.

<sup>2)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1880, Bd. 237, S. 183, mit Abb.

rechter Schnitt, Fig. 1203 ein Grundriss der Maschine. In der Grundplatte *A* steckt eine nach oben verjüngte Stange *B* fest. Es ist um *B* der Bock *H* drehbar, indem dessen Fussplatte *B* nahe über *A* umgreift; *H* ist auf *A* an irgend einer geeigneten Stelle festzuschrauben. Im Kopfe des Bockes *H* befindet sich die Mutter der Schraube *K*; letztere soll den Balken *M* gegen das an *B* gelehnte Werkstück drücken. Um letzteren je nach Umständen einen andern Krümmungshalbmesser und eine andere Verjüngung zu geben, ist über *B* eine auswechselbare, kegelförmige Röhre *C* gestülpt. Es ist ferner um *B* einerseits der Arm *D* mit der in ihm festen Spindel *E*, sowie

Fig. 1202.

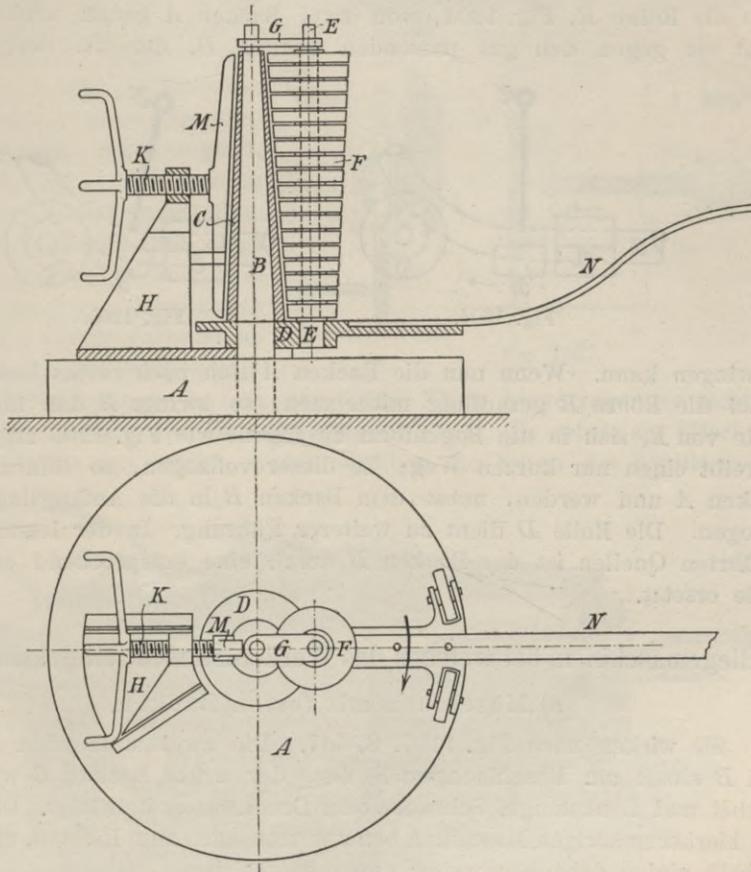


Fig. 1203.

der Arm *G*, welcher das obere Ende der Spindel *E* stützt, frei drehbar. Auf *E* sind zahlreiche Rollen frei drehbar gesteckt, welche zusammen den Kegel *F* bilden. Hat man nun das entsprechend zugeschnittene und erhitzte Blech zwischen *F* und *C* hindurch geschoben — wobei *F* möglichst nahe an *M* geschoben ist — und den Blechrand mittels des Balkens *M* festgeklemmt, so bewegt man die kegelförmige Walze *F* mit Hilfe des Handgriffes *N*, bezw. des Armes *D* um die Axe von *B*, und biegt somit das Blech. Der Bock *H* und die an ihm sitzende Einspannvorrichtung lassen eine ganze Drehung des Armes *D* nicht zu; man löst daher die

Klemme, dreht  $H$  so weit als erforderlich ist, um die Drehung des Kegels  $F$  zu vollenden, und befestigt dann  $H$  wieder auf der Platte  $A$ , sowie das Werkstück durch Anziehen der Schraube  $K$ .

Auch das Biegen von Röhren ist in der Weise ausgeführt, dass man sie an einer Stelle einspannt und das über die Einspannvorrichtung hinausragende Ende dieser gegenüber verbiegt. Bekanntlich werden die Röhren, wenn man sie zu biegen versucht, leicht platt. Dem tritt man vielfach durch Ausfüllen der Röhren mit Harz und Asphalt entgegen, welche Füllung nach dem Biegen durch Schmelzen beseitigt wird. Es wird das Zusammenklappen der Röhrenwände mit einiger Sicherheit auch dadurch verhütet, dass man das seitliche Ausweichen derselben hindert. Fowler<sup>1)</sup> lässt die Röhre  $R$ , Fig. 1204, von zwei Backen  $A$  genau umfassen, und lehnt sie gegen den gut passenden Backen  $B$ , der um den Bolzen  $C$

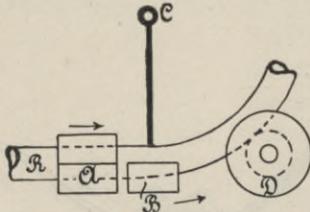


Fig. 1204.

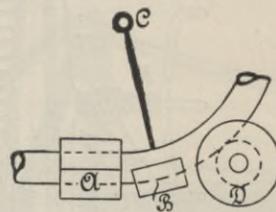


Fig. 1205.

schwingen kann. Wenn nun die Backen  $A$  sich nach rechts bewegen und dabei die Röhre  $R$  geradlinig mitnehmen, so zwingt  $B$  das überragende Ende von  $R$ , sich in die Bogenform zu fügen, wie Fig. 1205 zeigt.  $A$  beschreibt einen nur kurzen Weg; ist dieser vollzogen, so öffnen sich die Backen  $A$  und werden, nebst dem Backen  $B$  in die Anfangslage zurückgezogen. Die Rolle  $D$  dient zu weiterer Führung. In der letzten der angeführten Quellen ist der Backen  $B$  durch eine entsprechend ausgehöhlte Rolle ersetzt.

### C. Biegemaschinen, bei welchen das Werkstück nicht eingeklemmt wird.

#### a) Maschinen mit festen Backen.

Sie wirken nach Fig. 1197, S. 667. Die zwei stützenden Backen  $A$  und  $B$  sitzen am Maschinengestell fest, der dritte Backen  $C$  wird durch Kurbel und Lenkstange, Schraube oder Druckwasser bethätigt. Die meisten der hierher gehörigen Maschinen benutzt man auch zum Richten, und werden deshalb einige derselben weiter unten beschrieben.

Fig. 1206 und 1207 stellen eine solche, in erster Linie zum Biegen leichter Stäbe und Röhren bestimmte Maschine im Schnitt, bzw. Grundriss dar.<sup>2)</sup> Es wird der Schlitten des mittleren Backens in einem Schlitz des Tisches gut geführt. Unter dem Tisch liegt eine Schraube  $l$ , welche in ein Muttergewinde des Schlittens greift und in der Axenrichtung gegen den im Bügel  $m$  steckenden Zapfen  $o$  sich stützt. Für den Arbeitsweg wird das Schwungrad  $w$  durch den Stift  $s$  mit dem sich frei um  $l$  dreh-

<sup>1)</sup> Industries, 6. Nov. 1891, S. 433, mit Schaub. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1892, S. 1038, mit Abb. Revue industrielle, Sept. 1892, S. 361, mit Abb.

<sup>2)</sup> E. M. Eckardt, Dingl. polyt. Journ. 1885, Bd. 256, S. 210, mit Abb. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1886, S. 570, mit Abb.

baren Rädchen *u* gekuppelt; *u* betreibt ein Stirnradvorgelege, welches das auf *l* feste Rad *k* und damit die Schraube langsam dreht. Mit Hilfe desselben Stiftes kann man das Schwungrad mit dem auf *l* festsitzenden Kuppelstück *v* verbinden, so dass sich *l* für den Rückweg des verschiebbaren Backens rascher drehen lässt. Der mittlere Backen ist seinem Schlitten gelenkig angeschlossen; ebenso die beiden äusseren Backen ihren Stützen, so dass sie sich dem Werkstück anzuschmiegen vermögen. Die Stützen der beiden äusseren Backen sind mit Zähnen versehen, die in eine am Tisch der Maschine feste Zahnstange greifen. Hierdurch wird möglich, den Abstand der beiden äusseren Backen nach Bedarf einzustellen.

Das Schaubild 1208 zeigt eine Biegemaschine mit zwei mittleren Backen.<sup>1)</sup> Zwei durch gemeinsame Stange verbundene Kolben dienen zur Bethätigung.

Mit der Kolbenstange ist ein über den Tisch hervorragender Schlitten verbunden, in den die Backen gesteckt sind. Er wird am Tisch gut geführt. Es ist der Schlitz, durch welchen die Nasen des Schlittens her-

Fig. 1206.

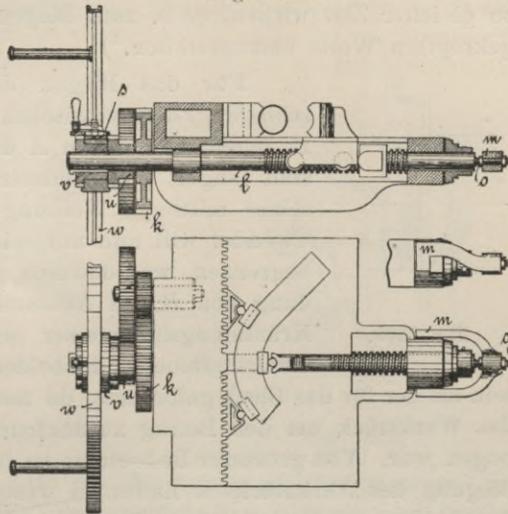


Fig. 1207.

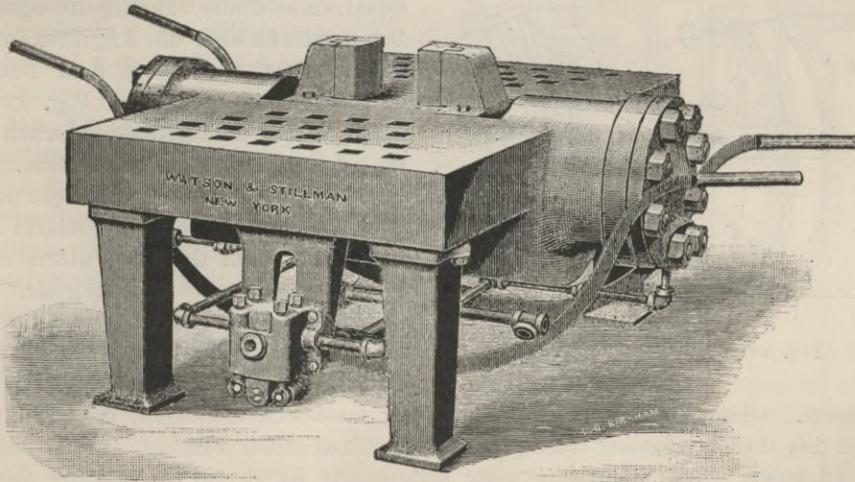


Fig. 1208.

vorragen, überdeckt, um das Hindurchfallen von Schmutz auf die unter ihm befindlichen Maschinenteile zu verhüten. Die Kolben haben 200 mm Durchmesser und 100 mm Hub. Es beträgt der Wasserdruck 105 Atmosphären, also der verfügbare Druck rund 74 t. Die äusseren Backen werden

<sup>1)</sup> Iron, April 1891, S. 310, mit Schaubild.

mit Hilfe der 50 mm weiten, in dem Bilde sichtbaren Löcher auf dem 900 mm breiten und 1350 mm langen Tisch befestigt. Die Steuerungshebel ragen seitwärts hervor.

Um bestimmte Gestalten hervorzubringen, versieht man zuweilen die Biegemaschine mit mehreren beweglichen Backen, die nacheinander oder zu gleicher Zeit wirken, z. B. zum Biegen von Rundeisen, um es zu einer gekröpften Welle umzugestalten.<sup>1)</sup>

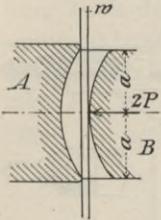


Fig. 1209.

Für das Biegen der Bleche hat Tweddel vorge schlagen,<sup>2)</sup> dieses zwischen zwei Backen A und B, Fig. 1209, zu legen, von denen A die zwei äusseren Stützen, in Gestalt langer, abgerundeter Kanten enthält, während B mit seiner mittleren Wölbung gegen das Werkstück sich legt. Tweddel will nun mit seiner Maschine die Biegung genau begrenzen, was dadurch geschehen kann, dass die Abrundung von B und Ausrundung von A dem zu erzielenden Krümmungshalbmesser entspricht. Es müssen die Krümmungshalbmesser der beiden soeben genannten Flächen kleiner sein als der für das Blech geforderte, da nach dem Rückzuge der Werkzeuge das Werkstück um den Betrag zurückfedert, um welchen es elastisch gebogen war. Von grösserer Bedeutung ist folgender Umstand: Die bleibende Biegung des Werkstücks  $w$  findet im wesentlichen nur in der Mitte zwischen den beiden stützenden Rändern von A statt, an der Stelle, wo die am meisten hervorragende Fläche von B die Kraft an  $w$  überträgt. Es bleiben die diesseits und jenseits dieser Stelle befindlichen Theile des Werkstückes ungebogen. Sie legen sich daher bald an Stellen von B, welche seitlich

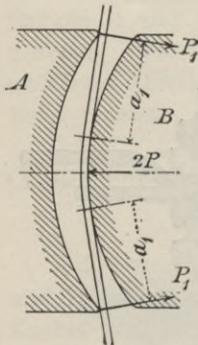


Fig. 1210.

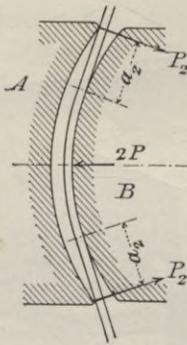


Fig. 1211.

von der Mitte liegen, Fig. 1210, so dass nunmehr hier das Biegen beginnt. Dann wirken aber die Angriffskanten von A nicht mehr mit dem Druck  $P$  an dem Hebelarm  $a$ , Fig. 1209, sondern mit dem grösseren Druck  $P_1$  an dem kleineren Hebelarm  $a_1$ , Fig. 1210, und weiter mit dem noch grösseren  $P_2$  an dem Hebelarm  $a_2$ , Fig. 1211, d. h. da das Widerstandsmoment des Bleches überall gleich ist, so wächst die erforderliche Kraft  $P$  um so mehr, je mehr die beabsichtigte Biegung sich dem gesteckten Ziele

nähert. Ohne Vornahme einer Rechnung lässt sich erkennen, dass unmöglich ist, das Werkstück völlig an die cylindrischen Flächen von A bzw. B zu legen, wenn nicht eine sehr bedeutende Kraft zur Verfügung steht, die nicht mehr eigentlich biegend, sondern zum Theil unmittelbar umgestaltend wirkt. Das kann z. B. in Frage kommen, wenn der Krümmungs-

<sup>1)</sup> The Engineer, Juni 1878, S. 438, mit Abb. Dingl. polyt. Journ. 1878, Bd. 229, S. 316, mit Abb.

<sup>2)</sup> American Machinist, 21. Juni 1894, S. 3, mit Schaub. Engineering, Okt. 1894, S. 477, mit Schaubild. Specht, Massenfabrikation im Maschinenbau. Revue industr. 20. Febr. 1897, S. 75, mit Abb. Engineering, Mai 1898, S. 659, mit Abb.

halbmesser der drückenden Flächen nach Fig. 1212 im Verhältniss zu deren Breite klein ist, also  $A$  auf das Werkstück  $w$  als Hohlkeil wirkt.

In der Regel beschränkt sich die bleibende Biegung bei dem Nähern von  $A$  und  $B$  auf einen schmalen Streifen; links und rechts davon bleibt das in der Maschine steckende Blech auf irgend eine Breite  $a_2$ , Fig. 1211, ungebogen, die um so grösser ausfällt, je kleiner das verfügbare  $P$  ist.

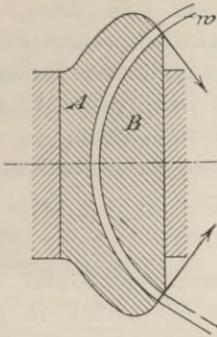


Fig. 1212.

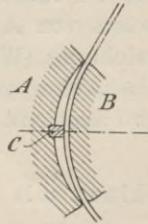


Fig. 1213.

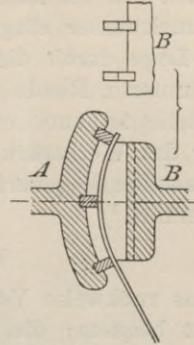


Fig. 1214.

Daraus folgt, dass eine grössere Zahl von Biegungen stattfinden muss, um das Blech in ganzer Länge in die Trommelform zu bringen und ferner, dass an jedem Ende des Werkstücks die Länge  $a_2$  ungebogen bleibt.

Um jede einzelne Biegung für verschiedene Werkstücke zu begrenzen, genügt das Einlegen, bezw. Auswechseln einer Mittelschiene  $C$ , Fig. 1213, in  $A$ . Es lassen sich auch die beiden Körper  $A$  und  $B$  mit ebenen Endflächen versehen und an diesen auswechselbare Backen befestigen. Nach Fig. 1214 bestehen diese z. B. an der einen Seite aus einer Platte, in welche bogenförmige Querschienen gelegt sind, an der andern Seite aus Längsschienen. Fig. 1215 ist theilweise ein lothrechter Schnitt, theilweise eine Seitenansicht der Maschine. Eine gute Abbildung der Maschine steht mir nicht zur Verfügung, weshalb die vorliegende, schematisch gehaltene genügen muss. Es ist die Maschine zum Biegen von Blechen bestimmt. Demgemäss sind die Körper  $A$  und  $B$ , welche die zum Biegen dienenden Backen aufzunehmen haben, balkenartig gestaltet.  $B$  bildet mit dem mit

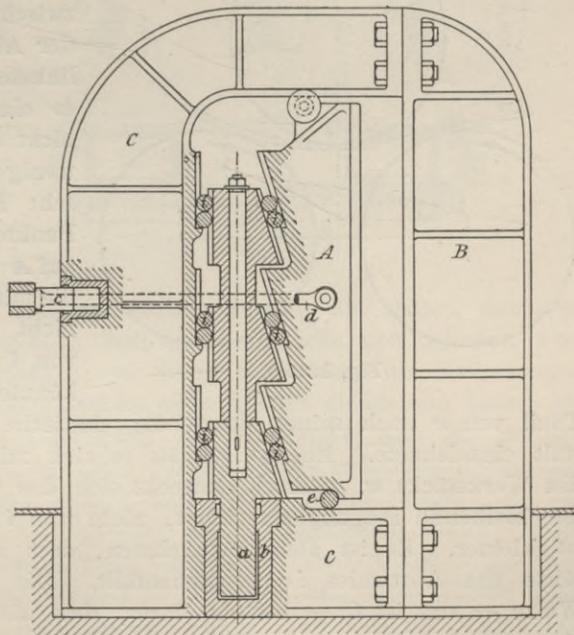


Fig. 1215.

mir nicht zur Verfügung, weshalb die vorliegende, schematisch gehaltene genügen muss. Es ist die Maschine zum Biegen von Blechen bestimmt. Demgemäss sind die Körper  $A$  und  $B$ , welche die zum Biegen dienenden Backen aufzunehmen haben, balkenartig gestaltet.  $B$  bildet mit dem mit

ihm verschraubten Bügel *C* das Gestell der Maschine, während *A* in diesem Gestell verschiebbar ist. Diese Verschiebung soll in ganzer Länge von *A* genau in gleichem Grade stattfinden, weshalb sie durch drei an *A* ausgebildete und drei mit dem Mönch *a* verbundene Keile und zwischengelegte Walzen *i* einerseits, und anderseits dem stets unter dem Druck des Wasserspeichers stehenden Mönch *c*, der durch Stangen *d* mit *A* verbunden ist, stattfindet. In die zum Mönch *a* gehörige Nonne *b* wird durch eine Steuerung Druckwasser eingelassen, wenn *A* sich *B* nähern soll. Das in aufrechter Lage durch die Maschine zu führende Werkstück stützt sich mit seinem unteren Rande auf seitwärts von *A* und *B* angebrachte Rollen. An einer Stelle ist auch einer Vorrichtung (Winde mit Seil) gedacht, mittels welcher das Werkstück ruckweise weiter geführt werden kann.

Dasselbe Biegeverfahren wird auch mit liegend angeordneten Maschinen durchgeführt.<sup>1)</sup>

#### b) Maschinen mit Walzen.

Das ruckweise Verschieben des Werkstücks nach jeder Einzelbiegung ist nicht bequem; die Arbeit verläuft, sobald das Werkstück in ganzer Länge gleichförmig gebogen werden soll, rascher, wenn man das zu biegender Werkstück, nach Fig. 1216, zwischen drei Walzen *A*, *B* und *C* bringt, diese dreht und durch die Reibung, welche zwischen Walzenumfang und

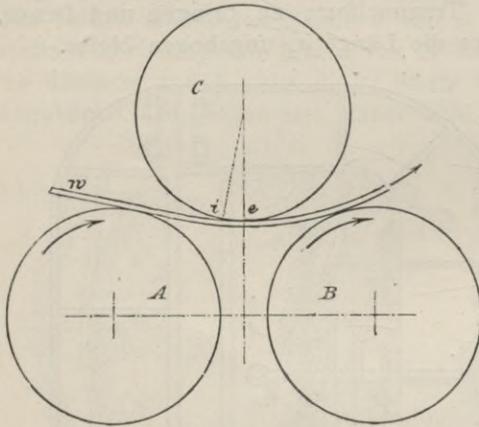


Fig. 1216.

Werkstück auftritt, das letztere zwischen den Walzen hindurchführt. Es erfolgt die Biegung zwischen den Punkten *i* und *e*. In der Abbildung ist das Werkstück linksseitig gerade gezeichnet, weil es eine bleibende Biegung noch nicht erfahren hat; es sollte ein wenig gekrümmt sein, da die elastische Biegung sich bis zu dem Punkte erstreckt, in welchem *w* auf *A* liegt. Demgemäss berührt *w* die mittlere Walze im Punkt *i* noch nicht, sondern erst in einem rechts von *i* belegenden, den man finden könnte, wenn man den linksseitigen

Teil von *w* nach seiner durch die elastische Biegung gewonnenen Gestalt einzeichnete. Ebenso verhält es sich mit dem rechtsseitigen Teil des Werkstücks *w*. Sonach erstreckt sich das Gebiet, innerhalb welchem die bleibende Biegung stattfindet, nicht von *i* bis *e*, Fig. 1216, sondern ist kleiner. Es ist aber anzunehmen, dass seine Mitte etwa mit der Mitte des Abstandes *ie* zusammenfällt. Die Thätigkeit der biegender Walze — das ist *C* — besteht darin, dass sie das Werkstück nach Art eines Kniehebels von der Höhe, in welcher *w* mit *C* in Berührung tritt, bis zu der Höhe, in welcher diese Berührung aufhört, hinabdrückt. Es steht hierfür — und für Nebenwiderstände — nur die Reibung zwischen den angetriebenen Walzen zur Verfügung, weshalb fast immer eine Zahl

<sup>1)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1887, Bd. 265, S. 481, mit Abb.

von Durchgängen des Werkstücks erforderlich ist, um die verlangte bleibende Biegung zu erzielen. Zu diesem Zwecke wird die Maschine mit einem Kehrgetriebe ausgestattet, so dass nach jedem Durchgang nur die Walzen einander zu nähern sind, und der Antrieb umzusteuern ist.

In der Regel macht man nur die mittlere Walze *C* verstellbar und treibt die beiden andern an. Es fehlt jedoch nicht an Vorschlägen, nach denen auch die mittlere Walze *C* angetrieben werden soll.<sup>1)</sup> Die Niles Tool Works in Hamilton, O., legen, nach Fig. 1217,<sup>2)</sup> unter die mittlere Biege walze, welche fest gelagert ist und angetrieben wird, eine zweite Walze, drücken sie von unten gegen das Werkstück und treiben sie ebenfalls an, während die seitlichen Walzen verstellbar werden und sich mit ihren Zapfen in den verschiebbaren Lagern lose drehen. Die vorliegende Blechbiege maschine ist von ungewöhnlicher Grösse, indem die Walzenlänge zwischen den Lagern 6,82 m beträgt.

Bei dem ersten Durchgang ist das Werkstück zwischen *A* und *C*, Fig. 1216, gerade, da die Biegung erst zwischen *i* und *o* stattfindet. Zwischen *C* und *B* ist das Werkstück gekrümmt. Diese Krümmung ergibt sich aus den einzelnen, eng neben einander liegenden Biegungen, welche unter *C* stattfinden. Zu Beginn der Arbeit liegt der vordere Rand des Bleches auf *B*; es wird letzteres auf die Länge *a* nicht gebogen, so dass

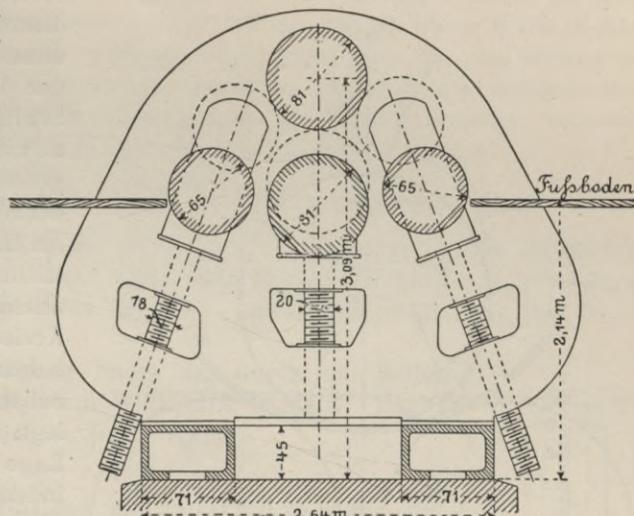


Fig. 1217.

die unter *C* stattfindende Biegung stärker ausfällt als später, nachdem zwischen *C* und *B* ein gebogener Theil des Werkstücks sich befindet. Verfolgt man diesen Umstand weiter, so findet man, dass der Krümmungshalbmesser des gebogenen Werkstücks nicht überall gleich sein kann. Da jedoch bei jedem einzelnen Durchgang das Werkstück eine nur geringe Biegung erleidet, so hat der erwähnte Umstand keine praktische Bedeutung.

Wichtig ist dagegen der andere, nach welchem das vordere wie das hintere Werkstückende auf eine gewisse Länge ungebogen bleibt (vergl. S. 667, 676). Die Länge dieser gerade bleibenden Strecken nimmt mit dem Abstand der beiden äusseren Walzen ab, weshalb man diese Walzen möglichst nahe an einander zu legen sucht. Mit der Näherung der Mitten von *A* und *B* steigert sich aber der für das Biegen erforderliche Druck und

<sup>1)</sup> The Iron Age, März 1891, S. 433, mit Schaubild; März 1895, S. 539, mit Abb. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1895, S. 1374, mit Abb. The Iron Age, 1895, S. 1231, mit Schaubild.

<sup>2)</sup> The Iron Age, März 1890, S. 420, mit Abb. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1890, S. 1348, mit Abb.

demgemäss der nöthige Walzendurchmesser, so dass sich von selbst die unterste Grenze für die Länge der gerade bleibenden Strecken ergibt. Es ist nicht zu bestreiten, dass in dieser Richtung die weiter oben beschriebenen Tweddel'sche Maschine (S. 676) der mittels Walzen arbeitenden überlegen ist. Sie ermöglicht, die Länge der ungebogen bleibenden Enden klein zu machen.

Für die Biegemaschinen mit drei Walzen kann man die massgebenden Kräfte auf folgendem Wege gewinnen.

Aus einer grösseren Zahl guter Maschinen, welche zum Biegen unerwärmter Bleche bestimmt sind, habe ich die Beziehung entnommen:

$$r^2 = b \cdot \delta, \dots \dots \dots (154)$$

worin  $r$  den Walzenhalbmesser,  $b$  die grösste Blechbreite und  $\delta$  die grösste Blechdicke bezeichnet. Mit Hilfe dieses Ausdrucks lässt sich der Walzenhalbmesser vorläufig gewinnen; später ist zu untersuchen, ob nicht eine grössere oder kleinere Dicke der Walzen zweckmässiger ist. An Hand dieses vorläufig bestimmten Walzenhalbmessers zeichnet man die beiden Kreise  $A$  und  $B$ , Fig. 1218, indem man zwischen sie nach Schätzung einen Spielraum legt. Man gewinnt die höchste Lage der Biegewalzenmitte  $o$ , indem man über  $A$  und  $B$  das gerade Werkstück zeichnet und es durch den Biegewalzenkreis von oben berühren lässt, und die unterste Lage  $u$  durch Einzeichnen des Werkstücks  $w$  mit seinem kleinsten Krümmungshalbmesser  $\rho$ .

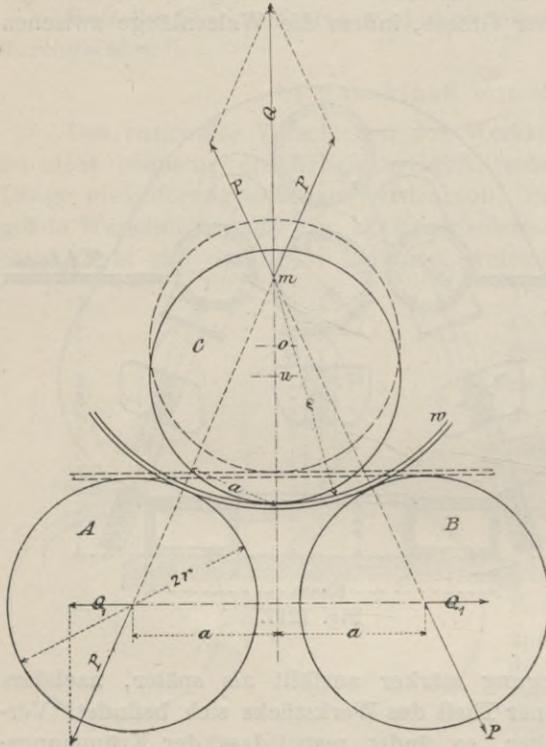


Fig. 1218.

Die Richtung der biegend wirkenden Kraft geht durch den Mittelpunkt  $m$  des Werkstücks  $w$  und die Mitte von  $A$ , bzw.  $B$ . Mit Hilfe der Fig. 1216 war festgestellt, dass das Biegebereich ein wenig seitlich von der Mitte der Biegewalze  $C$  liege. Diese seitliche Abweichung befindet sich jedesmal an der Seite, von welcher das Werkstück eintritt. Theils wegen dieses Wechsels der Lage, theils weil sie nur wenig von der Mitte abweicht, kann man für praktische Zwecke genügend genau die Lage der Biegestelle als mitten unter  $C$  befindlich annehmen, so dass  $a$ , Fig. 1218, der Hebelarm ist, an dem die Kraft  $P$  wirkt.

Nach der Ungleichung 152, S. 668, ist:

$$P > \frac{J}{e a} \cdot \sigma_b,$$

also für rechteckigen Querschnitt:

$$P > \frac{b \cdot \delta^2}{6 a} \cdot \sigma_b$$

zu machen, wenn  $b$  die Breite,  $\delta$  die Dicke des Werkstücks und  $\sigma_b$  seine Biegezugfestigkeit bedeutet. Es ist nun für  $\sigma_b$  ein höherer Werth zu setzen, als für gewöhnlich mit Biegezugfestigkeit bezeichnet wird, da die Biegung rascher verläuft als bei den Versuchen, welche dem Feststellen von  $\sigma_b$  dienen (vergl. S. 541); es liegt die Geschwindigkeit, mit welcher das Werkstück die Maschine durchschreitet, zwischen 10 und 50 mm in der Sekunde. Indem man nun die Kraft  $P$  nach irgend einem Maassstabe von  $m$  aus in ihren beiden Richtungen aufträgt, gewinnt man in bekannter Weise die Belastung  $Q$  der oberen Walze, sowie die nach aussen gerichtete Belastung  $Q_1$ , der Walzen  $A$  und  $B$ .

Die obere Walze  $C$  wird hiernach erheblich stärker belastet als jede der beiden unteren. Man findet deshalb nicht selten die obere Walze dicker ausgeführt als die anderen. Häufiger aber macht man die drei Walzen im Durchmesser gleich und giebt der mittleren dadurch die entsprechend grössere Widerstandsfähigkeit, dass man sie aus Stahl schmiedet, während die äusseren Walzen vielleicht aus Gusseisen gemacht werden.

Die Zapfen der Walzen haben  $\frac{Q}{2}$ , bezw.  $\frac{P}{2}$  zu tragen. Wenn — wie fast immer — der Antrieb durch die Zapfen der äusseren Walzen stattfindet, so müssen diese Zapfen auch dem betreffenden Drehmoment gewachsen sein, so dass ihre Dicke etwa so gross auszufallen pflegt, wie die Dicke der Zapfen von  $C$ .

Die Arbeitsübertragung findet nur durch die Reibung der Walzen  $A$  und  $B$  an dem Werkstück  $w$  statt. Das betreffende Moment ist also an jeder Walze:

$$= r \cdot P \cdot f,$$

wenn  $f$  die Reibungswertzhiffer, die zu etwa 0,25 angenommen werden kann, bezeichnet. Dieses Moment kann nur überschritten werden, wenn etwa  $f$  einen grösseren als den in Rechnung gestellten Werth hat. Da gleichzeitig keinerlei Massenwirkungen in Frage kommen, auch die Geschwindigkeiten klein sind, so darf eine hohe Beanspruchung der Radzähne der Rechnung zu Grunde gelegt werden. Das ist wichtig, weil andernfalls die Räder sehr plump ausfallen; es werden aus gleichen Gründen meistens auch die auf den Walzenzapfen sitzenden und die in diese greifenden Räder aus Stahl gemacht.

In Fig. 1219 ist die Walze  $C$  fortgenommen gedacht; demnach sind  $A$  und  $B$  voll zu sehen. Das Antriebsrad der Walze  $A$  sitzt auf der einen, dasjenige der Walze  $B$  auf der andern Maschinenseite. So kann man den Rädern fast beliebig grosse Durchmesser geben. Wenn aber die Werkstücke so zusammengebogen werden, dass sie in der Längsrichtung der Walze  $C$  von dieser abgezogen werden müssen, so sind die Räder derartig im Wege, dass dieses Abziehen des Werkstücks erst möglich wird, nachdem  $C$  aus der Maschine gehoben ist.

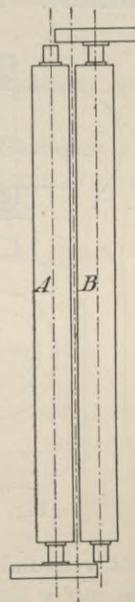


Fig. 1219.

Verlegt man beide Räder an dieselbe Maschinenseite, so fällt dieser Uebelstand hinweg. Das kann nach Fig. 1220 geschehen. Man bemerkt sofort, dass der Durchmesser des einen, und somit auch der des andern Rades beschränkt ist, und dass der betreffende Zapfen von *B* weit über sein Lager hervorragend muss. Deshalb zieht man jetzt meistens vor, beide Antriebsräder nach Fig. 1221 auf dieselbe Maschinenseite zu legen, obgleich die Räder wegen ihres geringen Durchmessers sehr breit ausfallen. Es ist auch der Antrieb durch zwei Wurmräder möglich, indem, nach Fig. 1222,

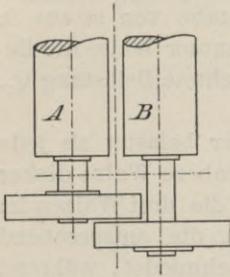


Fig. 1220.

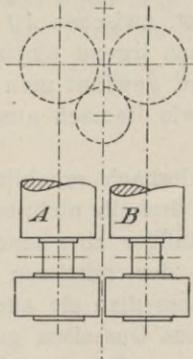


Fig. 1221.

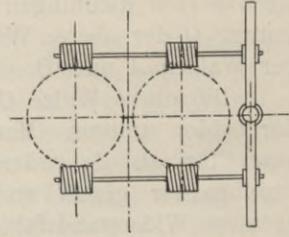


Fig. 1222.

in jedes der Wurmräder zwei Wurm greifen. Jede Welle dieser Wurm ist mit einem Wurmrad versehen, in die ein gemeinsamer Wurm greift, an dessen Welle die Antriebsriemenrollen sitzen.

Wie mehrfach erwähnt, ist die mittlere Walze in der Regel die verstellbare. Ihre Lager sind zu diesem Zweck verschiebbar, z. B. nach

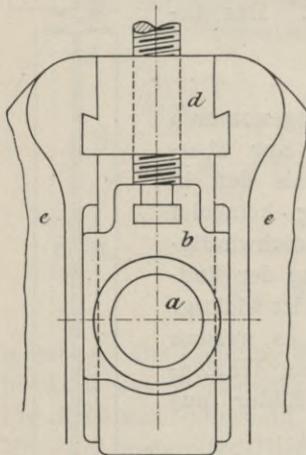


Fig. 1223.

Fig. 1223. Es bezeichnet hier *a* den Zapfen, *b* ein möglichst leicht gehaltenes Lager, welches in einem Schlitz des Gestells *e* gut geführt ist und mittels einer Schraube auf und nieder geschoben werden kann. Die Mutter *d* der Schraube wird durch zwei Leisten in dem Gestell *e* festgehalten, so dass man Mutter und Schraube nach aussen ziehen und dann die Walze mit ihren Lagern nach oben wegnehmen kann, sobald ein gebogenes Werkstück in der Längenrichtung der Walze abgezogen werden muss. Will man beide Schrauben gemeinschaftlich antreiben, so muss über der Walze irgend eine Verbindung der Schrauben hergestellt werden, die lästig ist.

Es werden deshalb regelmässig die Verstellerschrauben nach unten gerichtet, z. B. nach Fig. 1224. Hier ist die Schraube mit dem Lager *b*

fest verbunden, ihre Mutter befindet sich in dem Wurmrad *f*, in welches ein auf *g* sitzender Wurm greift. Dieselbe Welle enthält in dem zweiten Gestell einen eben solchen Wurm, welcher das andere Wurmrad ebenso bethätigt. Es kann die obere Walze ausgehoben werden, nachdem die Deckel der Lager *b* abgenommen sind. Man bringt wohl in jedem Zapfen *a* eine mit Gewinde versehene Bohrung an, um das Anlegen des Krahnhakens erleichternde Oesen einschrauben zu können.

Die Walzen *A* und *B* sind in Bohrungen der hohl gegossenen Gestelle oder Schilder *e* gelagert und diese auf gemeinsamen Grundrahmen *i* befestigt. Bei der vorliegenden Maschine ist der Antrieb nach Fig. 1219

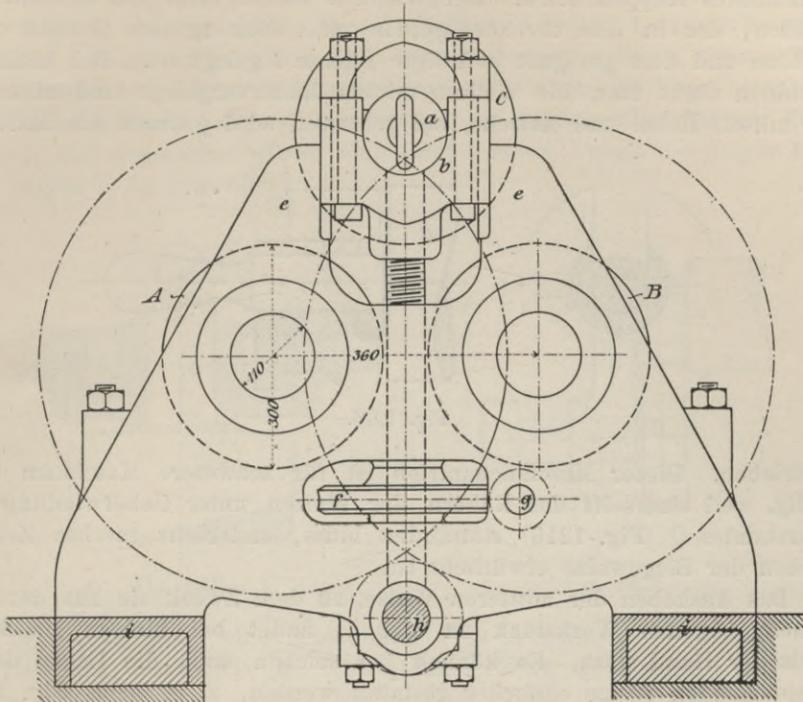


Fig. 1224.

ausgeführt; die gemeinsame Antriebswelle *h* ist unter den Schildern gelagert.

Will man mit der Maschine auch schwach kegelförmige Gestalten erzeugen, so muss der eine Zapfen der mittleren Walze den anderen Walzen

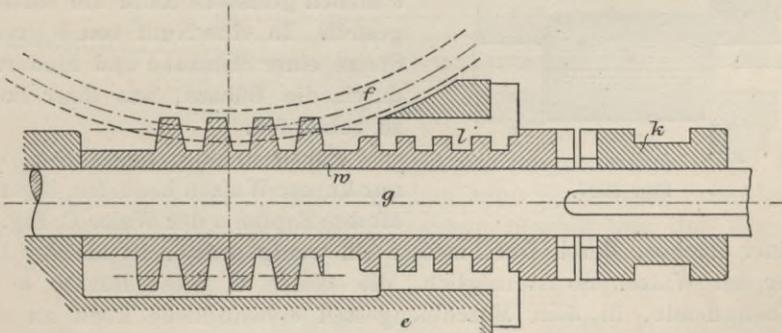


Fig. 1225.

etwas näher liegen als der zweite Zapfen. Zu diesem Zweck sind die zugehörigen Lager entsprechend nachgiebig einzurichten; zugleich aber muss die Mutter der einen Schraube (Fig. 1224) mehr gedreht werden als die andere, d. h. es dürfen die beiden zugehörigen Würme nicht auf gemeinsamer Welle (*g*, Fig. 1224) festsitzen. Man giebt dann jedem Wurm seine

eigene Welle, und verbindet diese mittels Räder und lösbarer Kupplung, oder man steckt beide Würme auf ein und dieselbe Welle *g*, Fig. 1225, aber frei drehbar, und verbindet jeden Wurm mit der Welle durch je ein ausrückbares Kuppelstück *k*. Der Wurm *w* ist mit einer Art Kammzapfen versehen, der in eine zweitheilige, in eine Bohrung des Gestells eingeschobene und dort geeignet befestigte Büchse *l* gelegt ist. Bei kleineren Maschinen dreht man die Welle *g* mittels Rädervorgelege und Handrad, oder mittels Hebel und Ratsche, bei grösseren wird *g* durch die Maschine

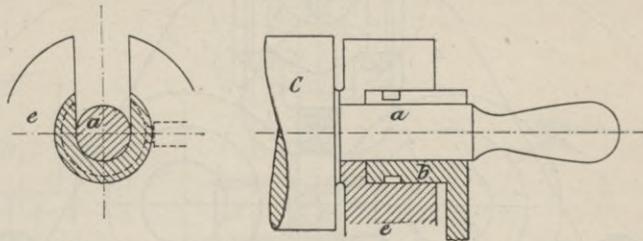


Fig. 1226.

angetrieben. Dieser Maschinenantrieb ist für schwerere Maschinen notwendig, weil einerseits das Nähern der Walzen unter Ueberwindung des Widerstandes *Q* (Fig. 1218) stattfinden muss, anderseits rasches Zurückschieben der Biegewalze erwünscht ist.

Das Ausheben der mittleren Walze, zu dem Zweck sie aus dem zusammengebogenen Werkstück zu ziehen, findet bei kleinen Maschinen mittels der Hand statt. Es können bei solchen auch die Lager der in Rede stehenden Walze einfacher gestaltet werden, z. B. nach Fig. 1226. Es liegt der Zapfen *a* in einer Büchse *b*, welche einseitig offen ist und sich in einer Bohrung des Maschinengestells *e* drehen lässt. In der gezeichneten Lage befindet sich die Oeffnung der Büchse *b* oben, und es ist Zapfen *a* und Walze *C* frei auszuheben oder einzulegen. Nachdem *b* um 180° gedreht ist, stützt sie den Zapfen *a* nach oben. Das Herabfallen der Walze

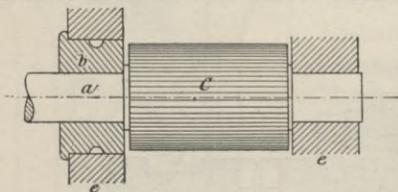


Fig. 1227.

hindert der am Ende der Bohrung für *b* stehen gelassene Rand am Maschinengestell. In eine Nuth von *b* greift die Spitze einer Schraube und hindert hierdurch die Büchse, aus ihrer Bohrung zu schlüpfen.

Für Reifenbiegemaschinen, welche nur kurzer Walzen bedürfen, lagert man oft den Zapfen *a* der Walze *C*, Fig. 1227,

in einer Büchse, deren Durchmesser ein wenig grösser ist als der Durchmesser der Walze. So ist möglich, die Walze *C* nebst Büchse *b* durch das betreffende, in dem Maschinengestell *e* befindliche Loch zu ziehen. Ein Einsteckstift, welcher in eine in *b* gedrehte Nuth greift, hindert die Büchse eigenmächtig nach aussen zu treten. Im vorliegenden Falle ist *C* die angetriebene Walze, weshalb man den Mantel von *C* gerieft hat.

Nahe verwandt mit der letztern ist die Einrichtung, welche Fig. 1228 darstellt. Die Walzen dieser Maschine stehen lothrecht. Die aufrechte Aufstellungsweise der Biegemaschinen hat — was hier eingeschaltet werden mag — manche Vorzüge gegenüber der liegenden, insbesondere wenn die

zu bearbeitenden Bleche so schwer sind, dass man Krähne zu ihrer Handhabung verwenden muss.<sup>1)</sup> Es lässt sich überdem die stehende Mittelwalze viel leichter ausheben als die liegende. Die Walze *C*, Fig. 1228, wird unten durch ein Spurlager gestützt. An ihrem oberen Ende sitzt ein gewöhnlicher Zapfen, welcher sich in dem Augenlager *b* dreht. Letzteres ist aussen kreisrund und steckt in einem Loch des Maschinengestelles *e*, dessen Weite etwas grösser ist, als der Walzendurchmesser beträgt. Es kann hiernach *C* ohne weiteres durch den an eine Oese des Zapfens *a* greifenden Krahn gehoben und demnächst wieder eingesetzt werden, indem das Lager *b* auf dem Zapfen *a* stecken bleibt.

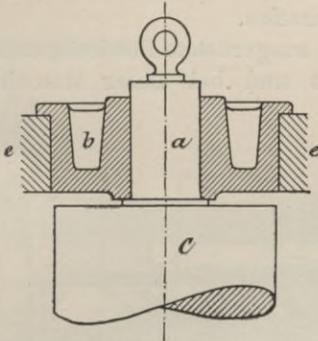


Fig. 1225.

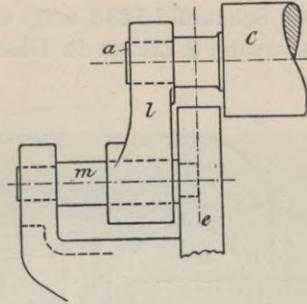


Fig. 1229.

Fig. 1229 stellt eine Anordnung zum Abnehmen des Lagers *l* von dem Zapfen *a* der Mittelwalze *C* dar, bei welcher das Lager *l* auf einem Bolzen *m* verschiebbar steckt. Sie bedingt, dass die Zapfen der Walze um die Breite der Gestelle *e* nach aussen verlegt werden, so dass die Länge der Walze zwischen ihren Stützpunkten sich vergrössert.

Weiter oben wurde erwähnt, dass die Lagerung der Mittelwalze nachgiebig gemacht werde, wenn die Absicht vorliege, gelegentlich die Bleche

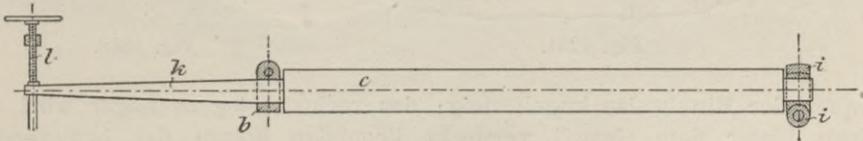


Fig. 1230.

ein wenig kegelförmig zu biegen. Sind die Lager entsprechend nachgiebig, so lässt sich ohne Schwierigkeiten eine Einrichtung anschliessen, welche das Abziehen des zusammengebogenen Bleches von der liegenden Mittelwalze wesentlich erleichtert. Nach Fig. 1230<sup>2)</sup> ist das Lager *b* der Walze *C* um einen Bolzen drehbar; das andere Lager ist in der Bildfläche bogenförmig, so dass sein Gehäuse *i* um einen Bolzen nach aussen geschwenkt und dadurch der zugehörige Walzenzapfen frei gemacht werden kann. Indem nun die Walze *C* mit einem Schwanz *k* versehen ist, kann

<sup>1)</sup> The Engineer, Juli 1881, S. 83, mit Abb. Engineering, Aug. 1881, S. 135, mit Abb. The Engineer, Febr. 1882, S. 115, mit Schaub. The Iron Age, Febr. 1896, S. 409, mit Schaubild.

<sup>2)</sup> Iron, Juli 1890, S. 27, mit Schaubild.

man mittels einer Schraube *l* nach Beseitigen des rechtsseitigen Lagers die Walze *C* frei schweben lassen, also das zusammengebogene Werkstück von *C* abziehen.

Fig. 1231 und 1232 stellen eine derartige Lagerung in etwas anderer Ausführungsform dar. *C* bezeichnet die Mittelwalze, *a* einen Zapfen derselben. Die Lagerbüchse *b* ruht in einer Schnalle *c*, die mittels runden Bolzens der Schraubenspindel *d* angeschlossen ist. Es kann sonach die Lagerbüchse *b* um den Bolzen schwingen, und es ist nach dem Herausziehen des Bolzens das Lager bequem fortzunehmen.

Die Schraubenspindel *d* ist in dem Gestell *e* gut geführt und das Lager des Zapfens *f* einer der Seitenwalzen ist nur mit einem Staubdeckel versehen, um möglichst freien Raum zu schaffen.

Das Schaubild 1233 zeigt eine ähnlich ausgerüstete Blechbiegemaschine von Habersang & Zinzen in Düsseldorf. Es sind bei dieser Maschine die

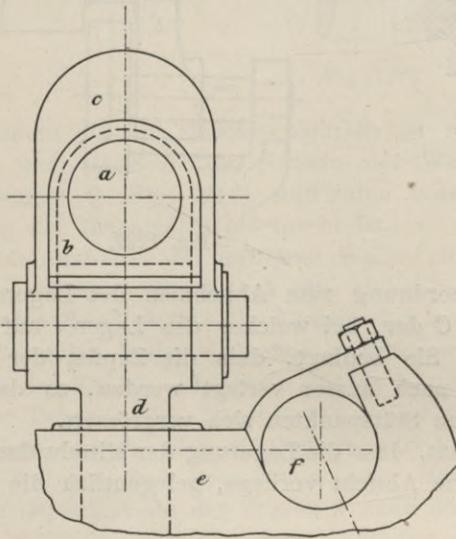


Fig. 1231.

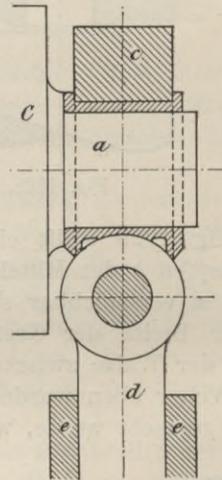


Fig. 1232.

Zapfen der Mittelwalze kugelförmig; das rechts belegene Lager wird um einen hinter dem Gestell versteckt liegenden Bolzen der betreffenden Schraubenspindel ausgeschwenkt. Das Kehrgetriebe besteht in Riemenrollen, auf welchen ein offener und ein gekreuzter Riemen verschoben werden (S. 172). Das Heben und Senken der Mittelwalze vermittelt eine im Vordergrund des Bildes sichtbare, besonders angetriebene Riemenrolle und ein grösstentheils verdeckt liegendes Kehrgetriebe. Ein Rahmen nimmt zunächst die beiden Hauptlagerböcke auf und dient ferner zur Stütze der kleineren Lager, des Bockes, in welchem die zum Niederdrücken des Walzenschwanzes dienende Schraube steckt, und des Riemenführers. Letzterer wird durch ein links im Vordergrund sichtbares Handkreuz betätigt, indem die Welle des letzteren ein in die Verzahnung der Riemenführerstange greifendes Rädchen trägt.

Die Fig. 1234, 1235 und 1236 zeigen genauer eine von Ernst Schiess in Düsseldorf gebaute Maschine, welche im Stande ist, unerwärmte Bleche von 5000 mm Breite bei 12 mm Dicke zu biegen. Die Mittelwalze *C* ist

mit ihrem in Bezug auf Fig. 1234 rechtsseitigen Zapfen in einem Gehäuse *a* gelagert, welches ein Gelenk mit der Schraubenspindel *d*, Fig. 1235, verbindet. *a* ist am Bock *D* senkrecht geführt; nimmt man aber die Querschiene *b* fort, so lässt sich *a* niederklappen. Das andere Lager von *C* ist in dem oberen Ende des Bockes *D* lothrecht verschiebbar und findet dort sichere Führung. Die Lagerbüchse ist aussen kugelförmig. Auf den Schwanz *k* kann mittels der Schraube *l*, Fig. 1234, bezw. *b*, Fig. 1236, ein Klötzchen niedergedrückt werden, um *C* nach niedergeklappten *a* in seiner Höhe zu erhalten. Der Antrieb erfolgt durch offenen und geschränkten Riemen mittels der Riemenrolle *f*; es wird die Riemenführerstange *g* durch das Handkreuz *h* bethätigt. Mit der Welle von *f* ist das Stirnrädchen *i* verbunden;

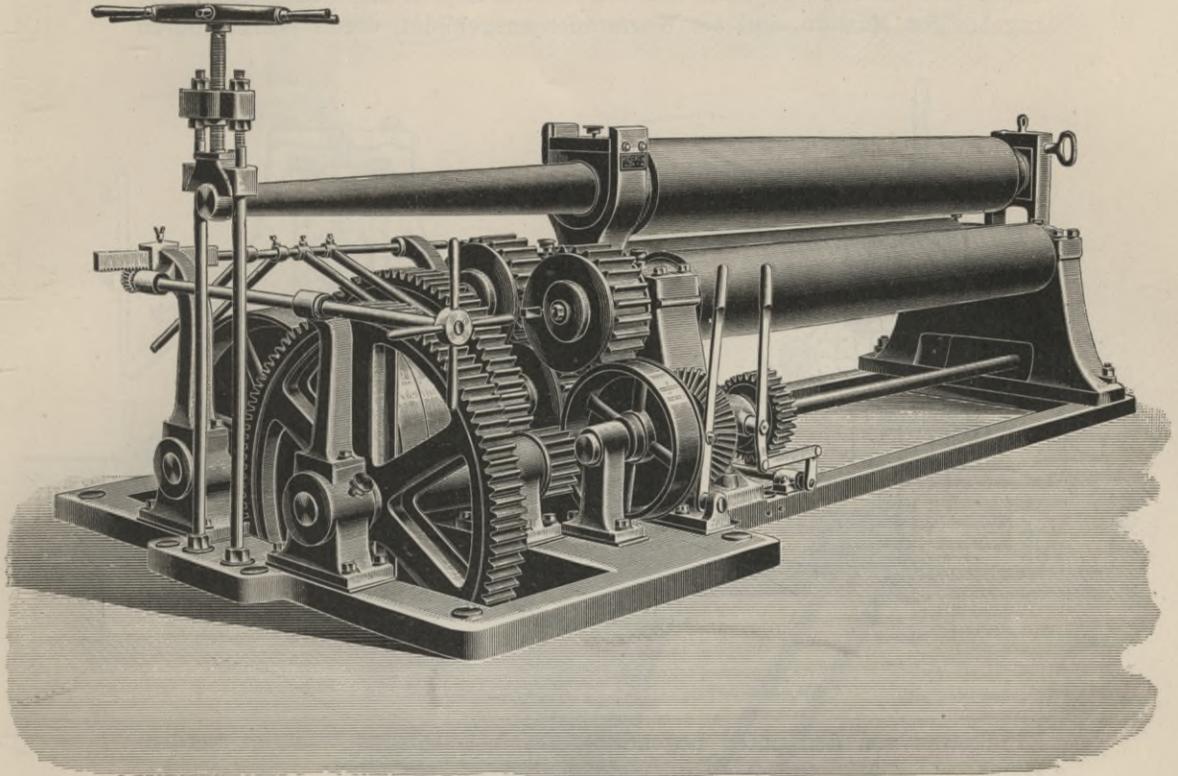


Fig. 1233.

es greift in *m*, Fig. 1234 und 1236, das mit *m* verbundene Rad *n* in *o*, *s* in *q*, und auf der Welle des letzteren Rades sitzt *r*, welches in die beiden an den äusseren Walzen befestigten Zahnräder greift. Die beiden unteren Walzen werden durch Rollen *e*, Fig. 1234 und 1235, gestützt. Dadurch wird die elastische Durchbiegung dieser Walzen und auch die Zapfenreibung gemindert, jedoch nur mit Erfolg, wenn — wie hier der Fall — das Bett *E* sehr kräftig gemacht ist. Die Muttern der beiden zum Verstellen der Mittelwalze *C* dienenden Schraubenspindeln sind Wurmräder. Es stecken die zugehörigen Wurme lose auf ihrer gemeinsamen Welle *v* und werden durch Klauenkupplungen mit ihr verbunden, was aus Fig. 1234 erkannt werden kann. Die Welle *v* wird entweder mittels der Ratsche *u* oder von

der gemeinsamen Antriebsrolle  $f$  aus bethätigt. Mit der Welle dieser Riemenrolle ist ein Zahnrad  $s$  zu kuppeln, welches das auf  $v$  festsetzende Rad  $t$  dreht.

Fig. 1237 endlich ist das Schaubild einer von L. W. Breuer, Schumacher & Co. in Kalk gebauten Blechbiegemaschine. Sie biegt 4000 mm breite Bleche bei 25 mm Dicke derselben. Die äusseren Walzen sind 400 mm, die mittlere ist 500 mm dick. Die Maschine wird durch eigene Dampfmaschine angetrieben, deren Kolbendurchmesser 300 mm und Kolbenhub 400 mm beträgt. Es ist der Räderantrieb für die Walzen sowohl, als auch derjenige für das Heben und Senken der Mittelwalze auszuruhen und mit Kehrgetriebe versehen. Das Heben und Senken der Mittelwalze bewirken Schraubenspindeln, die über den betreffenden Zapfen angebracht sind. Die zugehörigen Muttern sind als Wurmräder ausgebildet, deren Wurme durch

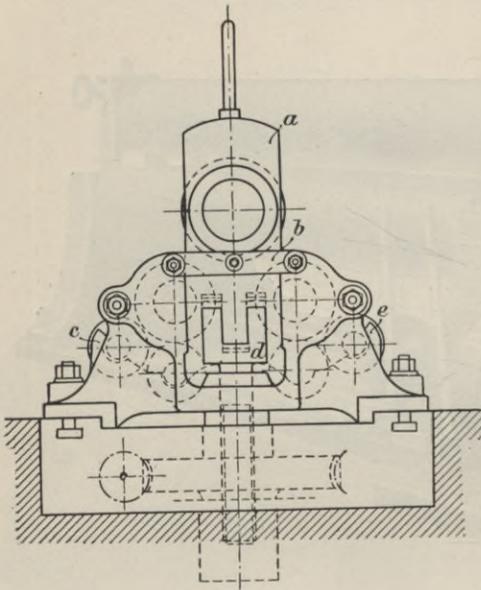


Fig. 1235.

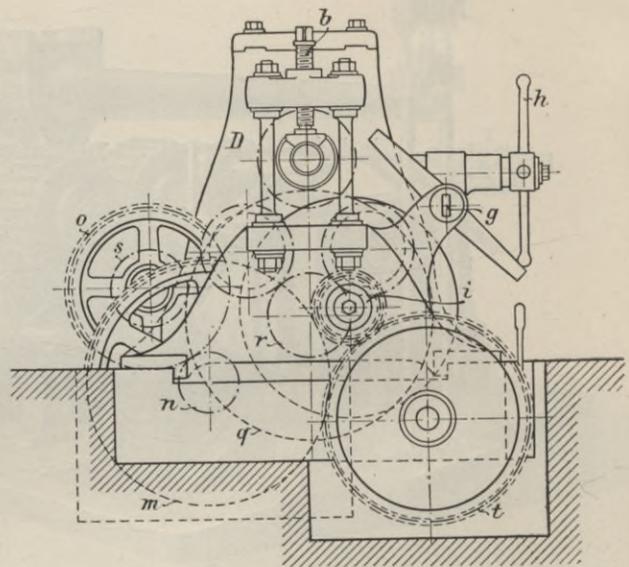


Fig. 1236.

Bandketten von den unten liegenden Antriebswellen aus bethätigt werden. Behufs Abziehens zusammengebogener Bleche wird, wie mehrfach beschrieben, der Schwanz der Mittelwalze niedergedrückt und der rechtsseitige Lagerbock der mittleren Walze ganz niedergeklappt. Die äusseren Walzen werden durch Rollen gestützt.

Es ist in zwei Beispielen, Fig. 1234 und 1237, angegeben, dass die äusseren Walzen durch Rollen gestützt werden. Es kommt nun auch vor, dass der Mittelwalze eine ebensolche Stützung zu Theil wird,<sup>1)</sup> zu welchem Zweck ein schwerer Balken über der Mittelwalze anzubringen ist. Solche Maschinen eignen sich nun nicht für das Zusammenbiegen von Blechen (z. B. für Flammröhren), da der Querbalken im Wege ist.

Sollen röhrenartige Gebilde mit kleinem Krümmungshalbmesser erzeugt werden, so kann das mittels der Tweddel'schen Maschine, Fig. 1215,

<sup>1)</sup> Engineering, April 1897, S. 538, mit Schaubild.

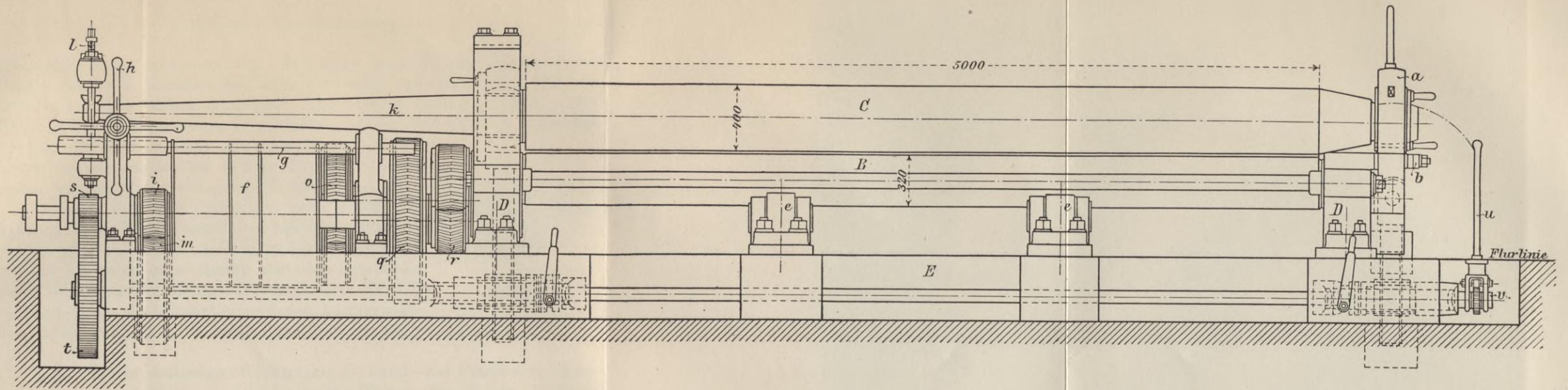


Fig. 1234.

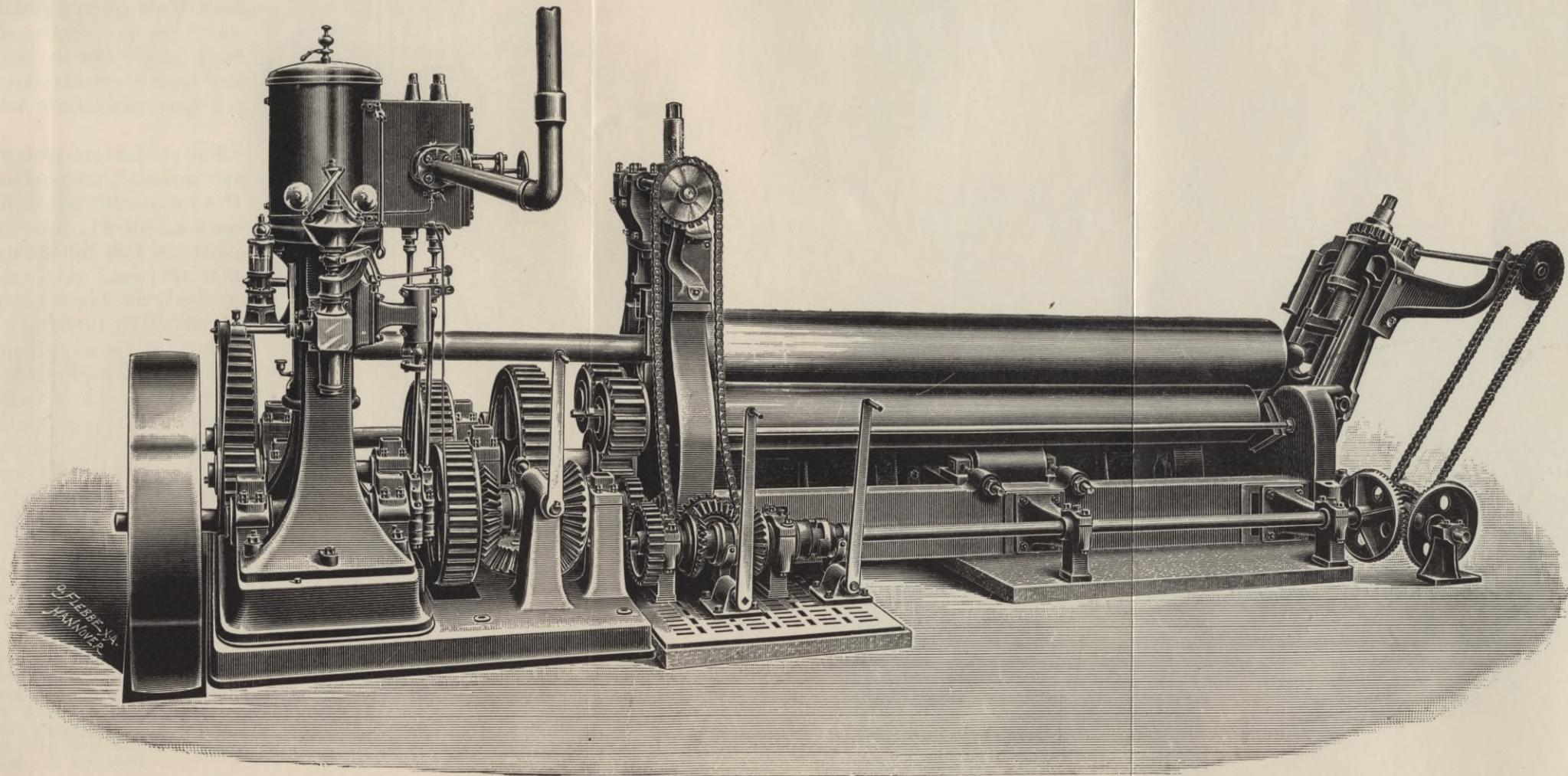


Fig. 1237.



geschehen, indem man nach Fig. 1238 einen Dorn  $d$  einlegt, oder diesen Dorn  $d$  als Walze ausbildet und nach Fig. 1239, linke Hälfte, mit vier entsprechend dicken Walzen  $A$  umgibt, oder endlich, nach Fig. 1239, rechte Hälfte, vier kleinere Walzen  $B$  anwendet, welche durch Rollen  $R$  gestützt werden. Es muss alsdann die erste Biegung durch Nähern zweier der Walzen  $A$  oder  $B$  gegen  $d$  stattfinden, während die beiden andern Walzen nur stützen.

Es sind Vorschläge gemacht, nach denen das Aendern des Walzenabstandes rascher vollzogen werden soll, als bei den hier beschriebenen Maschinen möglich ist, indem man hierfür statt der Schrauben durch Druckwasser bethätigte Kolben<sup>1)</sup> oder Hebel<sup>2)</sup> verwendet; die mir bekannt gewordenen Ausführungsformen scheinen, um zu befriedigen, noch weiterer Ausbildung zu bedürfen.

Zum Biegen stabartiger Werkstücke — Rund- und Flacheisen, Eisenbahnschienen und dergl. — genügen kurze Walzen; im übrigen kommen die bisher erörterten Gesichtspunkte in Frage.<sup>3)</sup> Um den Druck der Walzen unter möglicher Schonung der Werkstücke auf diese zu übertragen, passt man den Längsschnitt der Walzen dem Querschnitt der Werkstücke möglichst genau an.

Fig. 1240 stellt eine einfache förderbare Biegemaschine für Schienen dar, welche von L.W. Breuer, Schumacher & Co. in Kalk gebaut wird. Die beiden äusseren Walzen oder Rollen sind mit festen Lagern versehen, die Lager der mittleren sind durch Schraube zu verstellen. Der Betrieb erfolgt durch ein Handkreuz.

Wenn die Halbmesser der Walzen oder Rollen infolge Anpassens der letzteren an die Querschnitte der zu biegenden Werkstücke sehr verschieden werden, so stellen sich erhebliche Reibungsverluste ein, indem zwischen Werkstücken und Rollenflächen starkes Gleiten stattfinden muss. Man zerlegt in solchen Fällen diejenigen Rollen, welche nicht angetrieben werden — selten auch die angetriebenen —, so, dass die einzelnen Theile

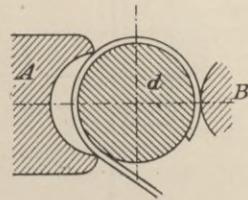


Fig. 1238.

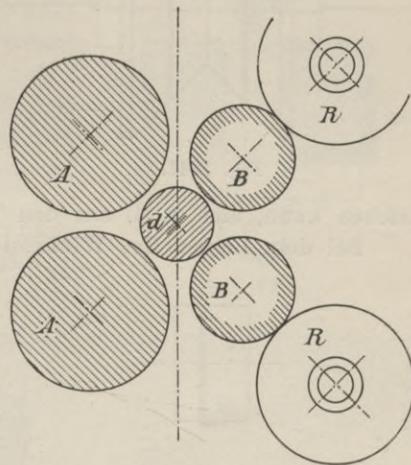


Fig. 1239.

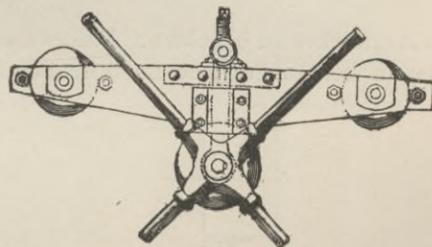


Fig. 1240.

<sup>1)</sup> The Iron Age, März 1895, S. 538, mit Abb. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1895, S. 1374, mit Abb.

<sup>2)</sup> The Iron Age, März 1891, S. 433, mit Schaubild; 1895, S. 1231, mit Schaubild. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1896, S. 550, mit Abb.

<sup>3)</sup> Reifen: Dingl. polyt. Journ. 1832, Bd. 44, S. 272, mit Abb.; 1882, Bd. 243, S. 372, mit Abb. The Engineer, Mai 1882, S. 344, mit Abb. Schienen: Engineering, März 1887, S. 251, mit Schaubild.

sich unabhängig von einander drehen können (vergl. S. 673). Fig. 1241 stellt ein derartiges Beispiel dar für den Fall, dass Winkeleisen in ihrer Mittelebene gebogen werden sollen.

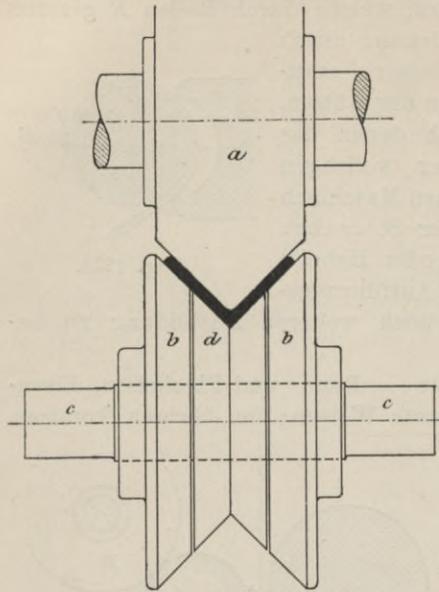


Fig. 1241.

Bei dem Biegen des Winkeleisens in der Ebene eines seiner Schenkel

Gegenüber der mittleren Rolle findet das Biegen statt; deshalb muss an dieser Stelle eine Aenderung der Querschnittsgestalt des Werkstücks verhütet werden. Das ergibt sich bei dem Biegen von Winkeleisen in seiner Mittelebene von selbst, wenn der Rücken des Winkeleisens von der Mittelwalze getroffen wird. Dagegen ist ein Aufklappen des Winkeleisens zu befürchten, wenn nach Fig. 1241 die mittlere Rolle gegen die Höhlung des Winkeleisens drückt. Es ist dann wenigstens zweckmässig, der Mittelwalze gegenüber eine Stützrolle anzubringen, welche den Seitenrollen gleichen kann, also z. B. aus den Theilen *b* und *d* besteht.

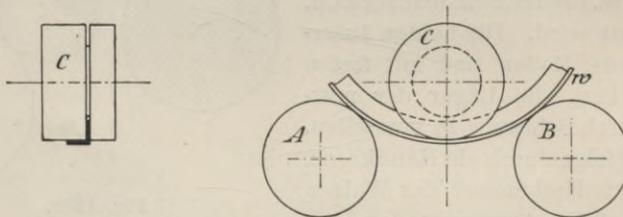


Fig. 1242.

ist Aehnliches zu beachten. Findet das Biegen so statt, dass die Mittelrolle *C* den in der Biegungsebene fallenden Schenkel des Werkstücks *w*, Fig. 1242,

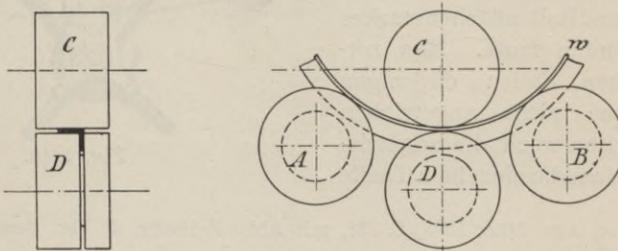


Fig. 1243.

zu stützen vermag, so genügen die drei Rollen *A*, *B* und *C*; die entgegengesetzte Biegung erfordert aber eine vierte Rolle *D*, Fig. 1243, um das

Auf- oder Zusammenklappen des Winkels zu verhüten.<sup>1)</sup> Bei T, I und anderen Formeisen liegen ähnliche Umstände vor.

Es sollen die in den Walzenfurchen steckenden Schenkel hier möglichst keinen Spielraum haben, so dass beträchtliche Reibungsverluste, auch wohl Betriebsstörungen eintreten. Um das zu vermeiden, verwendet man für den vorliegenden Zweck wohl seitlich liegende Rollen, z. B. nach Fig. 1244. Andere Beispiele finden sich an unten verzeichneter Stelle.<sup>2)</sup> Es werden die zur Stützung der Werkstückschenkel bestimmten Walzenfurchen auch nachstellbar gemacht. Fig. 1245 stellt z. B. eine Walze einer Winkeleisenbiegemaschine dar.<sup>3)</sup>

*a* ist die Spindel der Walze oder Rolle *c*; diese kann man auf der Spindel *a* verschieben, so dass der Spalt für den Schenkel des Werkstücks *w* genau eingestellt werden kann. Wegen der Kürze der Walze ist zulässig, die Spindel *a* fliegend zu lagern, so dass nicht allein das Abheben zusammengebogener Ringe rasch erfolgen kann, sondern auch, nach Bedarf, das Auswechseln der Rolle *c* mit Bügel *b*.

Für Reifenbiegemaschinen ist die lothrechte Lage der Walzenachsen beliebt, und zwar in Verbindung mit einem Tisch, auf den sich der in Bildung begriffene Reifen stützt.

Fig. 1246 ist beispielsweise ein Lichtbild einer solchen Biegemaschine, wie sie von L. W. Breuer, Schumacher & Co. in Kalk gebaut

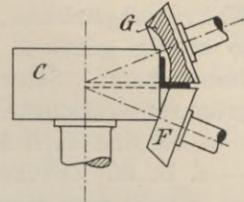


Fig. 1244.

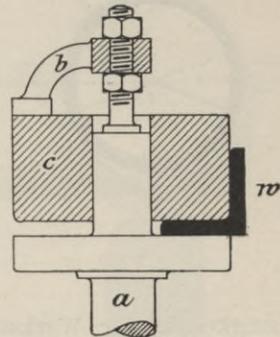


Fig. 1245.

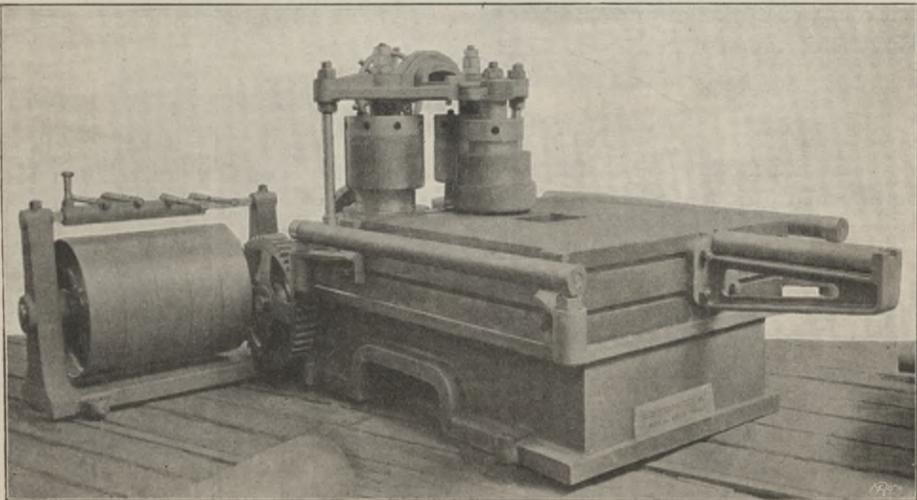


Fig. 1246.

<sup>1)</sup> Vergl. auch Froriep, D. R.-P. Nr. 83045. Dingl. polyt. Journ. 1897, Bd. 303, S. 37, mit Abb.

<sup>2)</sup> Prakt. Masch.-Konstr. 1898, S. 163, mit Abb. Breuer, Schumacher & Co., D. R.-P. Nr. 60549.

<sup>3)</sup> The Engineer, Aug. 1885, S. 103, mit Schaubild. Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen. 1886, S. 453, mit Abb.

wird. Links sieht man in dem Bilde die Antriebsrollen; ein offener und ein gekreuzter Riemen vermitteln den Kehrbetrieb. Es sind die Walzen zweiseitig gelagert; das obere Lager der Mittelwalze ist aufklappbar, um zusammengebogene Ringe wegnehmen zu können. Es werden die beiden äusseren Walzen angetrieben, während die mittlere verstellbar ist. Der Tisch ist so kräftig gehalten, dass etwa erforderliches Nachrichten auf ihm stattfinden kann. Seitwärts vom Tisch sind lange Rollen gelagert, welche grössere Werkstücke während des Biegens stützen.

Es sind auch Maschinen gebaut, welche den Winkel der Winkeleisen — z. B. für Zwecke des Schiffbaues — in bestimmtem Grade ändern.<sup>1)</sup>

Auch zum Biegen der Röhren benutzt man Walzen. Die betreffenden Maschinen unterscheiden sich von den bisher beschriebenen nur durch die Mittel, welche eine Querschnittsänderung der Röhren zu hindern haben.

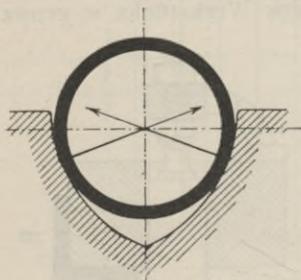


Fig. 1247.

Für manche Fälle sichert man sich gegen ein Zusammenklappen der Röhrenwandung durch Ausfüllen der Röhren, oder durch Einschieben biegsamer Dorne;<sup>2)</sup> das regelmässige und für dickwandige Röhren ausreichende Schutzmittel besteht in geeigneter Stützung der Röhren an ihrer Aussenseite (vergl. S. 674). Die in Biegung begriffene Röhre versucht quer zur Druckrichtung breiter zu werden. Demnach sollte in der Richtung des quer zum Druck liegenden Durchmessers von aussen ein entsprechender Seitendruck ausgeübt werden. Das ist wegen Ungenauigkeiten der Werkstücke nicht gut durchzuführen, weshalb man den Rillen der Walzen nicht halbrunden, sondern nach Fig. 1247 spitzbogenartigen Querschnitt giebt. Es weichen dann die Richtungen der von aussen wirkenden Drücke zwar vom Durchmesser etwas ab, dagegen stören kleine Ungenauigkeiten der Röhren nicht.

#### D. Richtmaschinen.

Es ist zunächst zu unterscheiden zwischen den Richtmaschinen für stabförmige Werkstücke und solchen für Bleche.

##### a) Richtmaschinen für Walzeisen.

Das Richten dieser stabförmigen Werkstücke besteht lediglich im Beseitigen von Biegungen durch Biegen in entgegengesetzter Richtung; dazu dienen Maschinen, welche ebenso wirken, wie S. 667 angegeben ist. Insbesondere ist die durch Fig. 1197 angegebene Wirkungsweise die gebräuchliche. Die mittlere Angriffsfläche ist thätig, während die beiden äusseren stützen; der Antrieb für die thätige Fläche ist mit den stützenden Flächen durch ein hügelartiges oder thorartiges Gestell verbunden.

Da diese Maschinen nur biegend wirken, so gilt von ihnen im allgemeinen das weiter oben von den Biegemaschinen Gesagte. Es ist die erforderliche Kraft ebenso zu berechnen, und es sind gleiche Massnahmen

<sup>1)</sup> Iron, Okt. 1885, S. 391; The Engineer, Nov. 1885, S. 393; Zeitschr. des Vereins deutscher Ingen. 1886, S. 453, sämmtl. mit Abb.

<sup>2)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1876, Bd. 221, S. 202, mit Abb.; 1886, Bd. 262, S. 252.

zu treffen, um eigenmächtige Querschnittsänderungen der Werkstücke zu hindern (S. 690—692). Die Gestelle sind denen der Durchschnitte und Scheeren (S. 519 und folgende) nahe verwandt.

Die Arbeitsweisen sind folgende: Man lässt den Schlitten, welcher die thätige Fläche, den Stempel enthält, eine grössere Hubzahl (20 bis 30 minutlich) machen und benutzt von diesen Hübten nur einen Theil (vergl. S. 510 u. 511), oder man lässt den Schlitten eine erheblich kleinere Zahl von regelmässig aufeinander folgenden Spielen machen und benutzt jedes Spiel, oder endlich, man bethätigt den Schlitten je für die einzelne Biegung.

Die beiden ersteren Verfahren eignen sich für Kurbelantrieb. Es beträgt der Kurbelhub 20 bis 30 mm. Der mit dem Schlitten verbundene Stempel ist einstellbar, oder man regelt den Grad des Biegens durch Zwischenlegen verschieden dicker Flacheisenstücke. Wenn der Schlitten

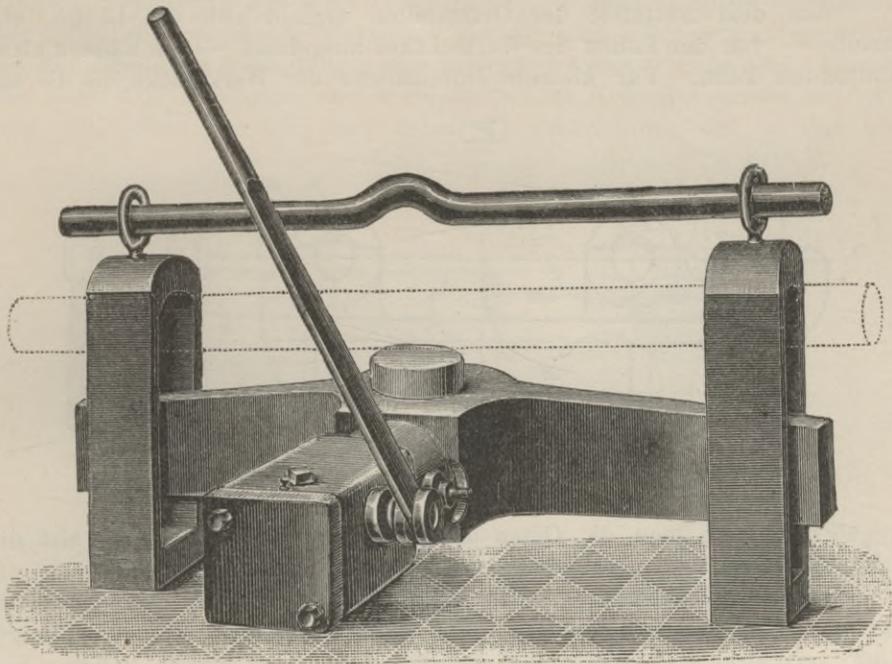


Fig. 1248.

rasch bewegt wird, so ist eine Ausrückvorrichtung nöthig, um den Stempel sofort in Stillstand bringen zu können (vergl. S. 510 bis 515).

Fig. 978 und 979, S. 529, stellen eine solche zum Richten von Schienen, aber auch als Durchschnitt verwendbare Maschine, welche von Ernst Schiess in Düsseldorf gebaut ist, in zwei Ansichten dar. Es dienen die Aufspann-Nuthen der Schlitten zum Befestigen der Druckstempel, die am Gestell befindlichen zum Anbringen der Stützflächen. Hiermit verwandte Richtmaschinen findet man in den Quellen.<sup>1)</sup> Bei der dritten Gruppe der vorliegenden Maschinen findet die Bethätigung des Biegestempels durch eine

<sup>1)</sup> Für Schienen: Prakt. Masch.-Konstr. 1883, S. 146, mit Abb. Für schwere Werkstücke: Dingl. polyt. Journ. 1878, Bd. 230, S. 19, mit Abb. Für Wellen, bezw. Rundeisen: Zeitschrift für Werkzeugmaschinen, Nov. 1899, S. 67, mit Schaub.

Schraube<sup>1)</sup> oder Wasserdruck<sup>2)</sup> statt. Fig. 1248 stellt beispielsweise eine tragbare, für das Richten von Wellen bestimmte Maschine dar, welche von L. W. Breuer, Schumacher & Co. in Kalk gebaut wird. Ein aus Stahl geschmiedeter Balken enthält in seiner Mitte eine Druckwasserpresse, deren Kolben den Biegestempel darstellt, auf seine Enden sind Oesen geschoben, in die sich das — punktirt gezeichnete — Werkstück legt. Seitwärts, im Vordergrund des Bildes sichtbar, ist an den Balken eine Handpresspumpe geschraubt. Mit Hilfe einer Stange, welche die Oesen und damit den Balken trägt, kann die Maschine an einen Krahn gehängt werden. Es werden folgende Verhältnisse angegeben:

Grösster Durchmesser der Wellen	75 mm	100 mm	125 mm
Durchmesser des Mönchs	90 „	125 „	165 „
Grösster Abstand der Oesenmitten	710 „	710 „	710 „

Aus dem Abstände der Oesenmitten ergibt sich die Länge, auf welche — von den Enden des Werkstückes ausgehend — ein Richten nicht stattfinden kann. Für kleinere Durchmesser der Werkstücke als die an-

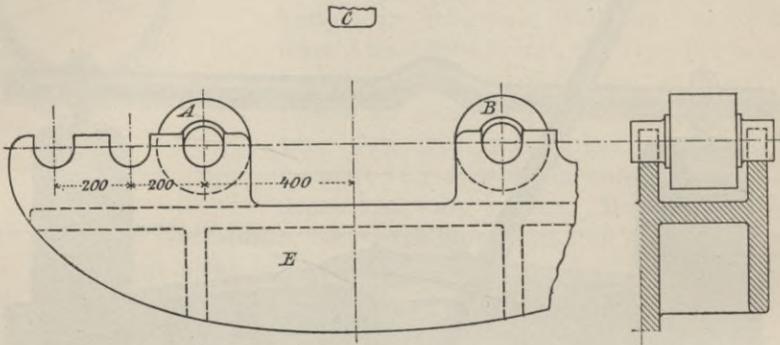


Fig. 1249.

gegebenen kann man die Oesen der Balkenmitte näher bringen, also die Längen, welche nicht gerichtet werden können, kleiner machen.

Um die Biegestellen bequem vorrücken zu können, setzt man die Richtmaschine zuweilen auf Räder und fährt sie dem Werkstück entlang<sup>3)</sup> oder verschiebt das Werkstück auf geeignet angebrachten Rollen. Für stehende Richtmaschinen sind diese Rollen gleichzeitig die Biege-Stützrollen. Wie aus Fig. 1249 zu ersehen ist, liegen die Stützrollen *A* und *B* mit ihren Zapfen in offenen Lagern des Balkens *E*, so dass man sie verschieden weit von der Mitte der Maschine, in welcher der Stempel *C* spielt, einlegen kann.

Das Richten längerer Stangen erfordert eine grosse Zahl von Biegungen. Der hiermit verknüpfte Zeitaufwand macht sich besonders bei dem Richten von Wellen, welche nach allen Seiten gerade sein sollen, geltend. Es ist

<sup>1)</sup> Liegend mit Handbetrieb: Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1867, S. 81, mit Abb.; 1886, S. 570, mit Abb. Liegend für schwere Eisen: Dingl. polyt. Journ. 1873, Bd. 210, S. 92, mit Abb.; 1877, Bd. 224, S. 368, mit Abb.

<sup>2)</sup> Für Wellen mit der Ankörnmaschine verbunden: Dingl. polyt. Journ. 1886, Bd. 262, S. 110, mit Abb.; 1887, Bd. 266, S. 266, mit Abb.

<sup>3)</sup> Letzte Quellen.

daher stetiges Arbeiten in folgender Weise vorgeschlagen.<sup>1)</sup> Das Werkstück  $w$ , Fig. 1250/51, wird durch zwei Rollenpaare  $r$  gestützt, welchen gegenüber ein drittes Rollenpaar  $o$  angebracht ist. Diese drei Rollenpaare sind gegensätzlich so einzustellen, dass ein gerades Werkstück  $w$  nur elastisch gebogen wird, ein krummes aber, sobald die Rollen  $oo$  gegen den Rücken der Krümmung sich legen, bleibende Biegung erfährt und zwar der geraden Gestalt entgegen geführt wird.  $w$  wird gegenüber den Rollenpaaren gedreht, und da die Axen der Rollen  $r$  und  $o$  windschief zur Längsaxe des Werkstücks liegen, also die Rollen bestrebt sind, auf dem Werkstück  $w$  Schraubenlinien zu beschreiben, gegensätzlich zu den Rollen  $o$  und  $r$  verschoben. Die in den Abständen  $a$  angreifenden Kräfte  $P$  und  $2P$  treffen daher in der Halbmesserrichtung etwa auf jede Stelle des Werkstücks bis auf die Länge  $a$  an den Enden des letzteren. Sie biegen dabei jede vorhandene Krümmung des Werkstücks zurück, so dass in einem Durchgang das irgendwie gekrümmte Werkstück gerade wird. Es gelingt nicht oft, die Rollenpaare so einzustellen, dass dieses Ziel sofort erreicht wird. Finden sich nach dem Durchgang des Werkstücks noch Krümmungsreste, so stellt man die Rollen neu ein, und kehrt die Drehrichtung um, so dass ein

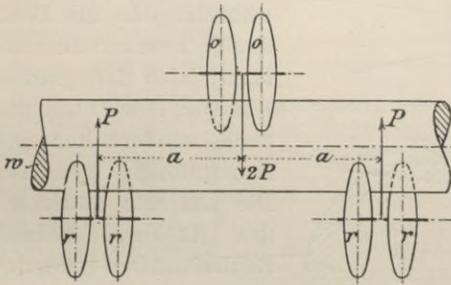


Fig. 1250.

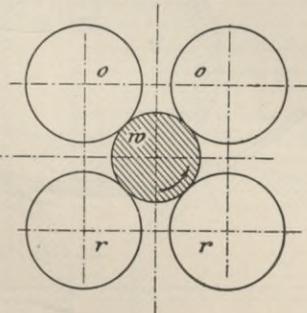


Fig. 1251.

zweiter Durchgang, nach Umständen ein dritter die Arbeit vollendet. Die Geschwindigkeit des gegensätzlichen Fortschreitens wird durch Aenderung der Schräglagen der Rollenpaare gegenüber der Werkstückaxe geregelt. Man kann nun das Werkstück antreiben, während die auf einem Wagen angebrachten Rollen sich an ihm entlang bewegen, oder den Ort der Rollen unverändert lassen, so dass das Werkstück sich verschiebt. Manche geben den Rollen schweinsrückenartigen Querschnitt, damit diese den am Werkstück befindlichen Zunder zerbröckeln. Manche machen die Rollen einfach walzenförmig, um die Aussenfläche des Werkstücks zu schonen.

#### b) Richtmaschinen für Bleche

nennt man häufig Blechspannmaschinen, besser Blechentspannmaschinen, weil sie ungleiche Spannungen der Bleche ausgleichen sollen.<sup>2)</sup> Wenn durch ungleichmässiges Abkühlen oder infolge anderer Vorgänge in dünneren Blechen Spannungen zurückbleiben, so bringen dieselben flache

<sup>1)</sup> Iron, Febr. 1887, S. 116, mit Schaub. American Machinist, 2. Okt. 1890, mit Schaub. Zeitschrift des Ver. deutscher Ingen. 1891, S. 1241, mit Abb. Zeitschrift für Werkzeugmaschinen, Nov. 1899, S. 67, mit Schaubild.

<sup>2)</sup> Herm. Fischer, Allgem. Grundsätze und Mittel des mechanischen Aufbereitens, Leipzig 1888, S. 308.

Buckel oder seichte Mulden hervor. Man muss, um das Blech in eine Ebene zu legen, die zu kurzen Stellen strecken oder die zu langen stauchen oder beides gleichzeitig vornehmen. Das geschieht mittels Treibhammers, rascher aber mit Hilfe der vorliegenden Maschinen, und zwar auf folgende Weise:

In Fig. 1252 bezeichnen *A*, *B* und *C* die drei Walzen einer gewöhnlichen Blechbiegemaschine, *w* das zwischen ihnen liegende Werkstück. Es befindet sich im Blech eine nach oben gerichtete Beule, welche, nach der Figur zur Zeit unter *C* gekommen ist. Man sieht nun, dass der gesammte, von *C* nach unten gerichtete Druck auf der Beule ruht, so dass versucht wird, das Blech stärker durchzubringen, als die gegensätzliche Lage der Walzen *A*, *B* und *C* an sich verlangt. Man erkennt ferner aus dem Bilde, dass die durch das Biegen im Blech hervorgerufene Druckspannung zum grossen Theil von dem die Beule bildenden Blech aufgenommen werden muss, während fast die ganze Dicke des unter der Mitte von *C* liegenden,

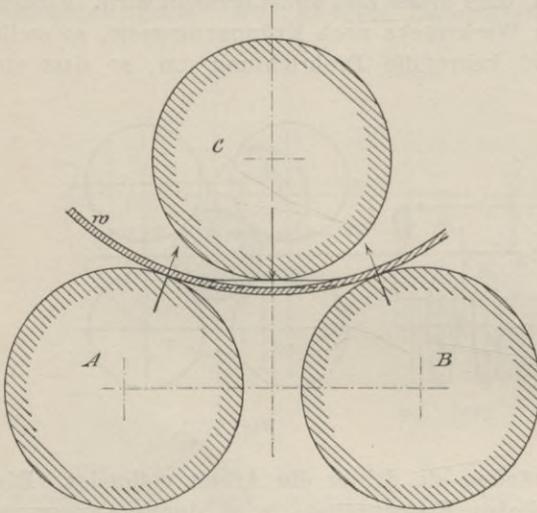


Fig. 1252.

ausserhalb der Beule befindlichen Bleches auf Zug beansprucht wird. Letzteres wird demgemäss gestreckt, während das die Beule bildende Blech Stauchung erfährt, also im ganzen die Höhe der Beule abnimmt, und nach wiederholter gleicher Behandlung verschwindet. Die auf der anderen Seite des Bleches befindlichen Beulen müssen natürlich entgegengesetzt gebogen werden, so dass, wenn man eine gewöhnliche Blechbiegemaschine für die vorliegende Arbeit verwendet, wiederholtes Umstecken des Werk-

stücks nothwendig ist. Man kommt rascher zum Ziele, wenn man eine grössere Walzenzahl verwendet, um bei jedem Durchgange des Werkstückes sowohl nach unten als auch nach oben gerichtete Biegungen zu erzielen und die Zahl der Biegungen zu vergrössern.<sup>1)</sup> Fig. 1253, 1254 und 1255 stellen eine Ausführungsform solcher Maschinen dar, nach welcher L. W. Breuer, Schumacher & Co. in Kalk b. Köln bauen. Auf einem kräftigen Grundrahmen *a* sind zwei niedrige Böcke *b* befestigt, in welchen sich die Lager von vier Walzen *c* befinden; zwischen diesen Böcken *b* befindet sich noch der Bock *d*, Fig. 1253, der vier Tragrollen für die Walzen *c* enthält. Ueber diesem Walzenfelde sind drei Walzen *h* in dem Rahmen *e* gelagert; der Querbalken *f* dieses Rahmens enthält Stützrollen für die Walzen *h*. Der Rahmen *e* sitzt fest an vier Bolzen *g*, welche in *b* genau geführt werden, unten Gewinde enthalten und durch, mit Muttergewinde versehene Wurm-

<sup>1)</sup> Mittheilungen des Gewerbevereins für Hannover 1864, S. 132, mit Abb. Dingl. polyt. Journ. 1880, Bd. 236, S. 460, mit Abb. Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen. 1882, S. 94, mit Abb. Prakt. Masch.-Konstr. 1882, S. 61, mit Abb.; 1883, S. 266, mit Abb.

räder nach oben oder unten verschoben werden können. Die zugehörigen Wurm sitzen paarweise auf Wellen *i*, die mittels des Spillrades *k* gemein-

Fig. 1253.

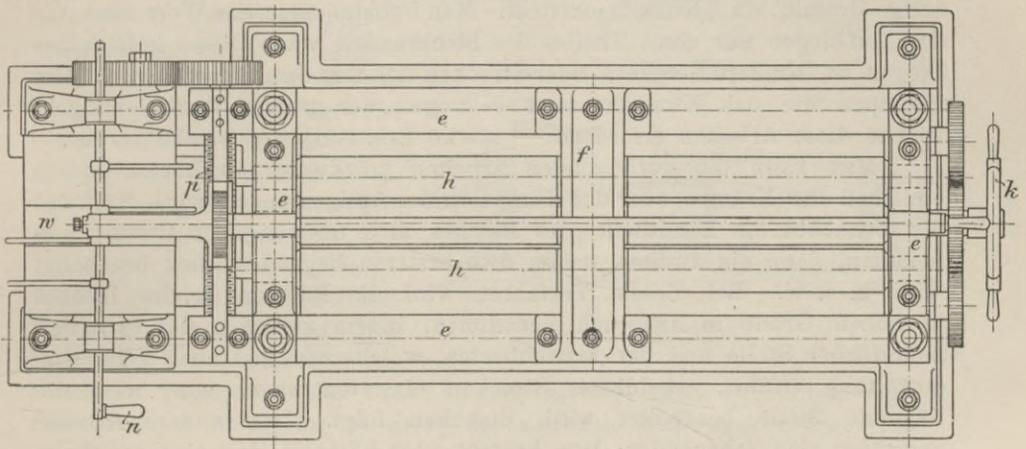
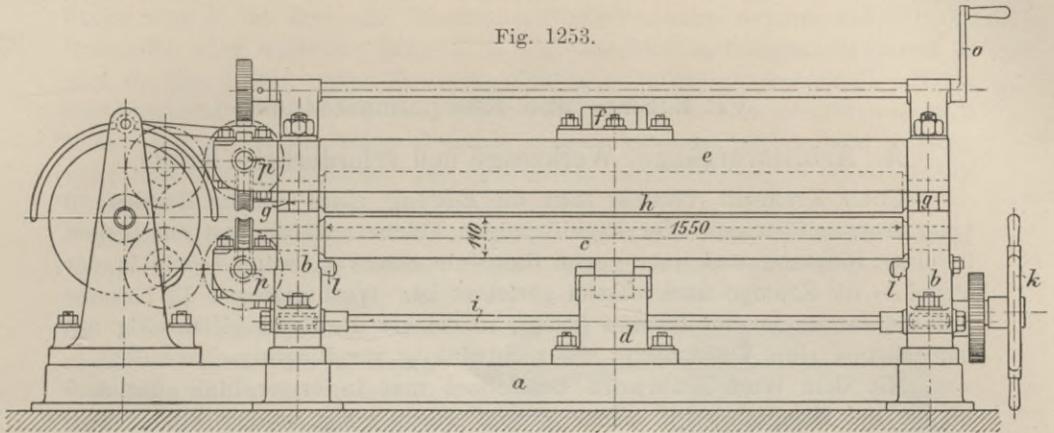


Fig. 1254.

sam gedreht werden, so dass der Rahmen *e* mit den oberen Walzen *h* sich genau gleichförmig hebt, bzw. senkt. Die Lagerschalen der unteren Walzen *c* sind mit Hilfe der Keile *l* in lothrechter Richtung ein wenig zu verstellen.

Der Antrieb der Maschine erfolgt von der mit ihrer Welle fest verbundenen Riemenrolle *w* aus durch offenen und gekreuzten Riemen. Neben *w* befinden sich doppelt breite lose Rollen, und der gemeinsame Riemenführer wird entweder durch die Handhabe *n*, Fig. 1254, oder — unter Vermittlung einer Zahnstange, in welche ein Rad greift, und der Welle des letzteren — durch die Handkurbel *o* bethätigt. Von der Welle der Riemenrolle *w* aus werden durch Zahn-

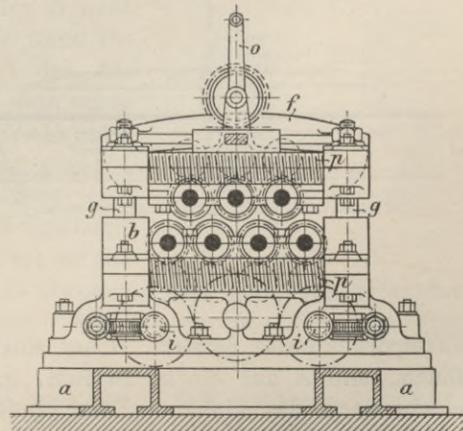


Fig. 1255.

räder die beiden Schrauben  $p$  bethätigt, und diese greifen in an den Zapfen von  $c$  und  $h$  fest sitzende Wurmräder.

## VI. Krämp- und Kümpelmaschinen.

### A. Arbeitsvorgänge, Werkzeuge und erforderliche Kräfte.

Unter Krämpfen versteht man die Bildung eines ebenen Randes an einer trommelförmigen oder kegelförmigen Fläche. Es umfasst ein Biegen in einer Richtung und quer gegen diese ein Strecken, wenn — wie in der Regel — die Krämpe nach aussen gerichtet ist. Wird dagegen die Krämpe auf die Innenseite des Bleches gelegt, so erfährt der Rand gleichzeitig mit dem Biegen eine Verkürzung, die rechtwinklig zur Biegungsebene liegt.

Mit dem Wort Kümpeln bezeichnet man in erster Linie das Aufbiegen des Blechrandes in seiner ganzen Ausdehnung, so dass eine gefässartige Gestalt, ein „Kump“, entsteht. Man benutzt aber das Wort auch für das Aufbiegen nur eines Theiles des Blechrandes, wenn dieses kein reines Biegen ist, sondern Stauchen oder Strecken sich mit dem Biegen paart. Das Krämpfen wie das Kümpeln setzt — wegen der grossen Verschiebungen, welche diese Arbeiten erfordern — starke Erhitzung der Bleche voraus.

Man kann die vorliegenden Arbeiten stückweise ausführen, indem ein Theil der Krämpe oder des Kümpelrandes fertig gemacht wird, während die benachbarten Randtheile des Bleches ihre ursprüngliche Gestalt beibehalten, dann ein zweites, neben dem ersteren liegendes Stück bearbeitet wird u. s. w. Bei diesem Verfahren wird die Bildsamkeit des Bleches in hohem Grade in Anspruch genommen, indem zwischen der in Arbeit befindlichen Stelle und der benachbarten, welche zunächst noch keine Umgestaltung erfährt, erhebliches Strecken eintreten muss, dem, wenn die folgende Stelle bearbeitet wird, Stauchen folgt. Zwei andere Arbeitsverfahren sind schonender: Man krämpt oder kümpelt jede einzelne Stelle der Reihe nach nur wenig, dann in einem zweiten Gange mehr und so fort, bis die Umgestaltung vollzogen ist, oder man bringt die neue Gestalt im ganzen Umfange gleichzeitig hervor.

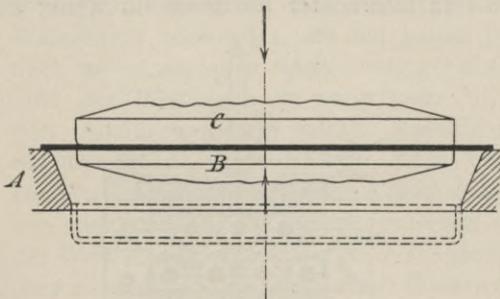


Fig. 1256.

Das letztgenannte Verfahren wird, soweit mir bekannt, nur zum Kümpeln verwendet. Nach Fig. 1256 wird das zu kümpelnde Blech zwischen zwei Platten  $B$  und  $C$  gespannt und dann durch den Ring  $A$  geschoben; die gestrichelt gezeichneten Linien stellen das fertige Werkstück dar. Die betreffende Maschine kann so eingerichtet sein, dass  $C$  am Kopf einer

Wasserdruckpresse fest sitzt,  $B$  auf einem durch Wasserdruck zu hebenden Mönch, und  $A$  auf einem zweiten, grösseren Mönch befestigt ist. Man schiebt dann das glühende Blech zwischen  $B$  und  $C$ , lässt  $B$  und darauf  $A$  sich heben. Werden dann  $A$  und  $B$  rasch genug zurückgezogen, so

gelingt, das gekümpelte Blech von *C* abzuziehen; eine gegensätzliche Verschiebung zwischen *A* und *B* bringt darauf ersteren Ring unter die Oberfläche von *B*, so dass das Werkstück fortgenommen werden kann.<sup>1)</sup> Es lässt sich aber auch der Ring *A* an der Maschine befestigen, während *B* und *C*, Fig. 1256, durch Wasserdruckkolben bethätigt werden.<sup>2)</sup> Wenn die Blechplatte innerhalb des gekümpelten Randes eine gewölbte Gestalt haben soll, so ist nur nötig, *C* und *B* entsprechend zu wölben und so stark gegeneinander zu drücken, dass das Blech durch Stanzen in diese Gestalt übergeführt wird.

Die Kumpelmaschine wird weniger einfach, wenn innerhalb des zu kumpelnden äusseren Randes Ränder von Löchern gekümpelt werden sollen.

In Fig. 1257 links hat der Ring *A* dazu gedient, das zwischen *B* und *C* mit Wölbung versehene und weiter festgehaltene Blech am äusseren Rande zu kumpeln. In *C* sind Stempel *D* verschiebbar, und diesen gegenüber befinden sich in *B* Oeffnungen, so dass nach Fig. 1257 rechts durch Heben von *D* die Ränder der vorher angebrachten Löcher gekümpelt werden. Fig. 1258 stellt dasselbe Verfahren dar, wenn beide Kumpelungen auf der gleichen Blechseite sich befinden sollen. Man bemerkt aber noch eine Abweichung gegenüber Fig. 1257, indem in Fig. 1258 gegenüber von *D*

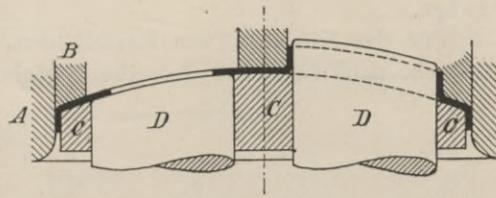


Fig. 1257.

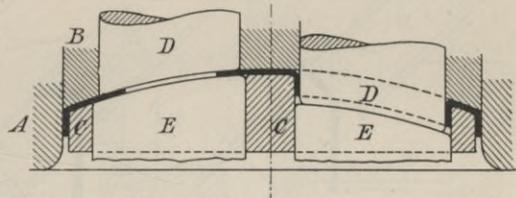


Fig. 1258.

Gegenstempel *E* angebracht sind, die nur mit Widerstreben ausweichen, sobald *D* vordringt, so dass *D* und *E* die kumpelnden Innenränder nachgiebig festhalten. Diese Einrichtung wird ebenso für die vorige wie für die durch Fig. 1258 dargestellte Kumpelung verwendet.

Das Abstreifen der Kumpelung von den Stempeln *D* gelingt ohne weiteres, wenn man letztere früh genug durch die Oeffnungen von *C* bezw. *B* zurückzieht, bezw. *C* nach oben oder *B* nach unten schiebt, während die Stempel *D* ihren Ort beibehalten. Weniger sicher gelingt das Abstreifen der äusseren Kumpelung von dem scheibenförmigen Stempel *C*, indem der durch Abkühlen kleiner werdende Rand sich sehr fest gegen *C* legt. Man macht deshalb wohl den Stempel *C* äusserlich kegelförmig, Fig. 1259, und umkleidet ihn mit Ringstücken *C*<sub>1</sub>, welche durch schwalbenschwanzförmige Leisten oder dergl. an *C* verschieblich festgehalten werden. Durch das Zurückziehen des Körpers *c* wird, nach Fig. 1260, den Ring-

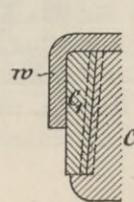


Fig. 1259.

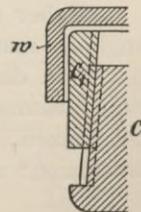


Fig. 1260.

<sup>1)</sup> Vergl. Tweddel, Revue industrielle, Sept. 1881, S. 353, mit Abb.

<sup>2)</sup> The Engineer, März 1880, S. 173, mit Abb. Dingt. polyt. Journ. 1880, Bd. 237 S. 267, mit Abb.

stücken  $C_1$  Gelegenheit gegeben, sich so weit nach innen zu bewegen, dass ihre Ablösung vom Werkstück  $w$  anstandslos stattfindet.

Das andere weiter oben angedeutete Verfahren, nämlich die allmähliche Umgestaltung, wird für das Krämpfen in folgender Weise angewendet. Gegen das sich drehende trommelförmige Werkstück  $w$ , Fig. 1261, legt sich einerseits die Stützrolle  $A$ , andererseits die Rolle  $B$ , welche nach jeder Drehung des Werkstücks gegen dieses etwas vorgeschoben wird, bis schliesslich die durch Fig. 1262 dargestellte gegensätzliche Lage der Rollen  $A$  und  $B$  eintritt und in diesen die Krüpfung vollendet wird.<sup>1)</sup> Dieses Verfahren dürfte nur für geschweisste Kesselröhren brauchbar sein, weshalb ich mich hinsichtlich der Maschinen mit der Anziehung von Quellen begnüge.

Für das Kämpeln von Kesselböden, die im übrigen eben bleiben, lässt sich, nach Fig. 1263 dasselbe Verfahren anwenden. Das Werkstück  $w$

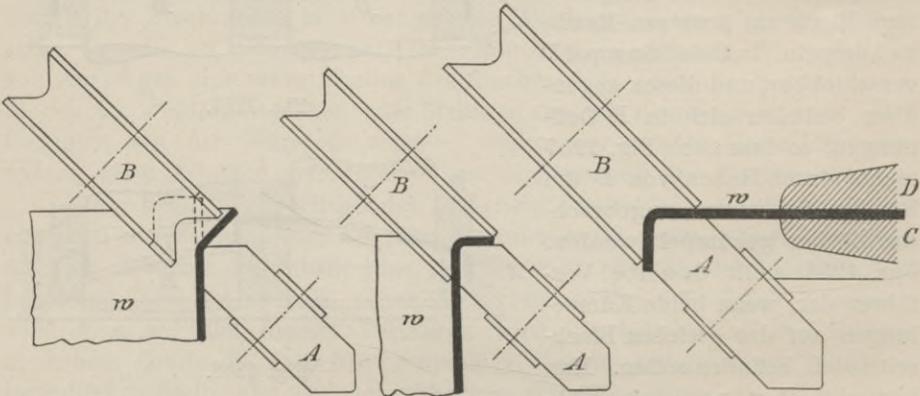


Fig. 1261.

Fig. 1262.

Fig. 1263.

ist zwischen zwei ebene Platten  $C$  und  $D$  geklemmt und wird durch diese umgedreht; die Rolle  $A$  stützt das Blech und die Rolle  $B$  rückt nach jeder Drehung von  $w$  um einen gewissen Betrag vor, bis die in Fig. 1263 gezeichnete Lage erreicht ist. Man kann auch die Stützrolle  $A$  dadurch entbehrlich machen, dass man  $C$  den Durchmesser giebt, den die innere Fläche der Kämpelung haben soll (s. weiter unten).

Ueber die für das Krämpfen erforderlichen Kräfte kann ich keinerlei Angaben machen. Ueber die Kräfte, welche das Kämpeln nach Fig. 1256 u. s. w. in der Druckrichtung der Stempel erfordert, habe ich einige Zahlenwerthe sammeln können, nach welchen man „bisher mit 7—12 kg für 1 qcm der ganzen, die Durchbrechungen einschliessenden Stempelprojektion auskommen“ sei.

## B. Maschinen für stückweises Krämpfen und Kämpeln.

Sie bestehen einerseits aus einer Vorrichtung, welche das Werkstück festhält und gleichzeitig die Unterlage für die zu schaffende Gestalt bietet, andererseits aus einem oder mehreren thätigen Backen.

<sup>1)</sup> Hanson, Dingl. polyt. Journ. 1871, Bd. 202, S. 19, mit Abb. Adamson, Dingl. polyt. Journ. 1872, Bd. 203, S. 169, mit Abb.

Fig. 1264 und 1265 sind Schnitt und Ansicht einer solchen Maschine, „Patent Nevole“, welche die Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vormals Breitfeld, Daněk & Co. in Prag baut. Das Werkstück wird auf den aus-

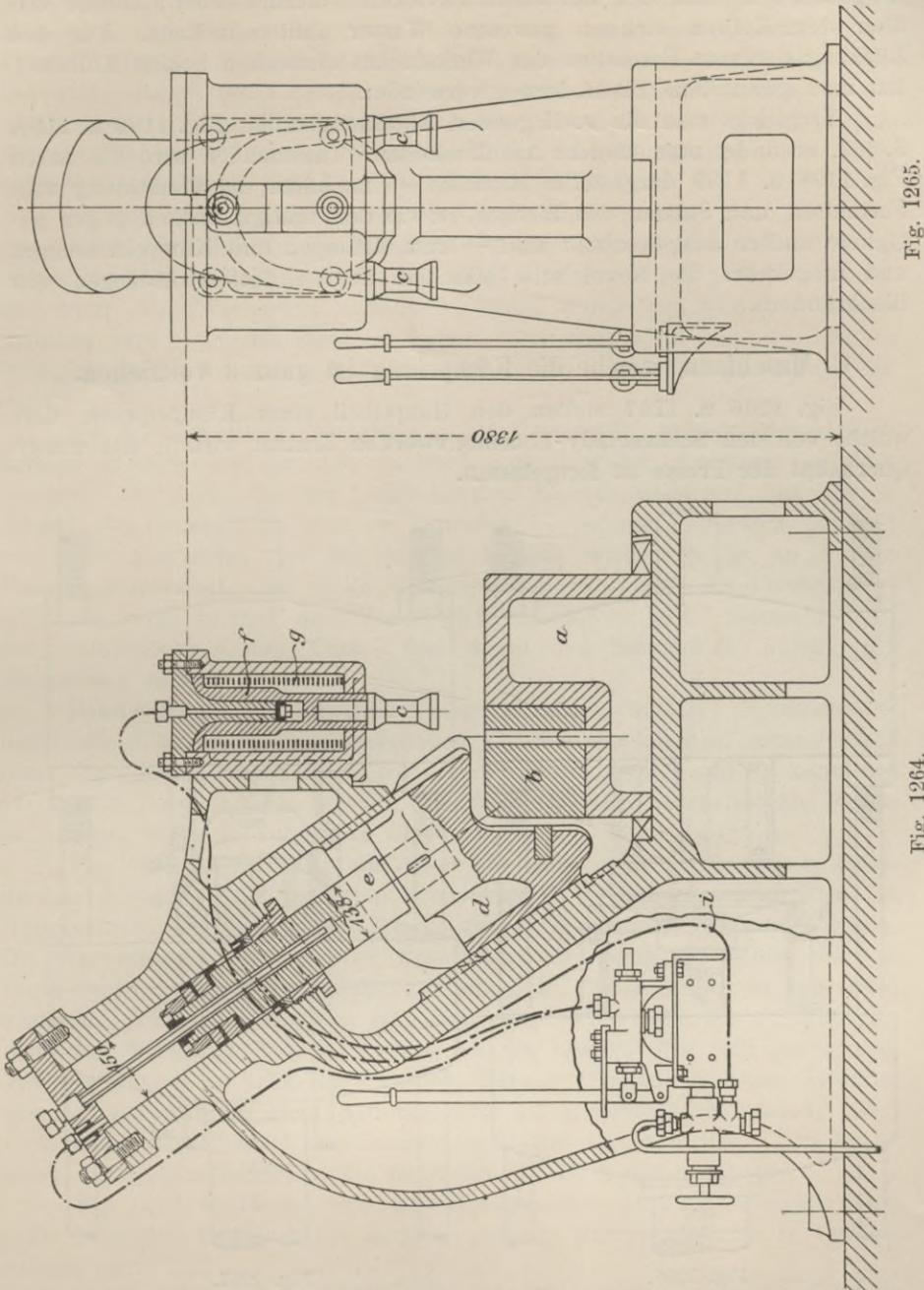


Fig. 1265.

Fig. 1264.

wechselbaren Block *a b* gelegt, die beiden Stempel *c*, welche durch Druckwasser nach unten geschoben werden, halten es fest, und der auswechselbare Backen *d* drückt den Blechrand zunächst nach unten, und ferner mit grösserer Kraft gegen die aufrechte Fläche des auswechselbaren

Blockes *b*. Es ist die Kolbenstange *e*, an welcher der Backen *d* sitzt, ein wenig dünner, als der Kolbendurchmesser beträgt, und es wirkt das Druckwasser unter Vermittlung der Röhre *i* stets auf die hierdurch geschaffene Ringfläche, so dass sich Kolben und Backen *d* zurückziehen, sobald das über dem Kolben wirksam gewesene Wasser abfließen kann. Für den Rückzug der zum Festhalten des Werkstückes dienenden hohlen Kolben *f* hat man gewundene Blattfedern *g* verwendet.

Vergleicht man die vorliegenden Abbildungen mit Fig. 1198 u. 1199, S. 669, so findet man manche Aehnlichkeiten. Thatsächlich wird die durch Fig. 1198 u. 1199 dargestellte Maschine — nachdem die Einrichtung zum Festhalten und Stützen des Bleches, sowie der thätige Backen gegen geeignete andere ausgewechselt sind — zum Krämpfen und Kumpeln benutzt und umgekehrt die Nevole'sche Maschine zum einfachen Abbiegen von Blechrändern.

### C. Maschinen, welche die Kumpelung im ganzen vollziehen.

Fig. 1266 u. 1267 stellen den Haupttheil einer Kumpelpresse dar, welche von den Schenectady-Locomotivwerken benutzt wird<sup>1)</sup>; das untere Querhaupt der Presse ist fortgelassen.

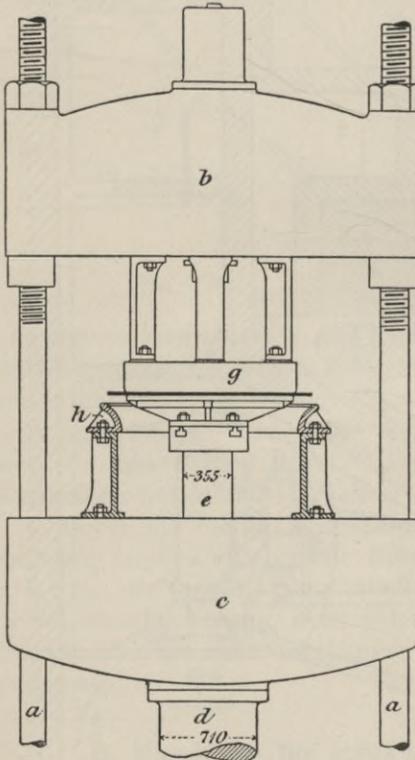


Fig. 1266.

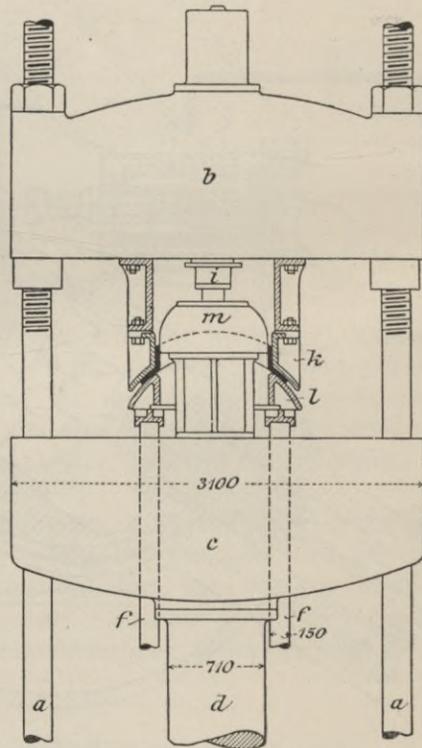


Fig. 1267.

Es sind die vier Säulen *a* 8260 mm lang, der bewegliche Tisch *c*, wie das obere Querhaupt *b* sind 3100 mm breit und 4270 mm lang.

<sup>1)</sup> American Machinist, Juni 1897, S. 427, mit Abb.

Der bewegliche Tisch *c* wird durch den Mönch *d* gehoben; seine Rückkehr erfolgt durch das Eigengewicht. In der Mitte von *c* befindet sich eine Nonne mit dem Mönch *e*, der auch durch das eigene Gewicht zurückbewegt wird. Auf gleiche Weise findet die Rückbewegung der vier Mönche *f*, Fig. 1267, statt, deren Nonnen sich im unteren Querhaupt der Presse befinden. Endlich ist im oberen Querhaupt noch ein Kolben *i* angebracht, dessen Durchmesser 280 mm beträgt. Die Kolbenstange ist ein wenig dünner (vergl. Fig. 1094, S. 616) und unter die so entstehende ringförmige Fläche drückt das Wasser stets, so dass der Kolben *i* sich hebt, sobald das über ihm befindliche Wasser abfließen kann.

Es sind demnach im ganzen vier Steuerhebel nöthig.

Nach Fig. 1266 ist die Maschine für das Kämpeln einfacher Platten vorgerichtet (vergl. Fig. 1256). Am Kopf *b* ist die Platte *g* fest, während die unter dem Werkstück befindliche Platte durch den Mönch *e* emporgehoben wird, um das Blech zu halten. Der Ring *h* ist auf dem Tisch *c* befestigt und wird mit diesem emporgehoben, um die Kämpelung zu vollziehen.

Mit der Zustellung, welche Fig. 1267 darstellt, soll ein Mantelblech krumm gebogen und an ihm ein Bord zum Anrieten des Doms gebildet werden. Das Loch des zu bearbeitenden Bleches passt auf den oberen Ansatz des Stempels *m*, welcher zunächst in tieferer Lage sich befindet und zum Ausrichten des Werkstücks benutzt wird. Es ist an *b* eine Form *k* geschraubt. Mit Hilfe der vier Mönche *f* wird die Formplatte *l* gehoben, biegt hierbei das Werkstück und hält es fest. Nunmehr hebt der Hauptmönch *d* den Tisch *c* und damit den Stempel *m*, welcher die Kämpelung bewirkt.

Dann wird das Wasser unter *d* abgelassen und mittels *i* der Stempel *m* durch die Kämpelung zurückgeschoben. Nachdem auch dem unter *f* wirksam gewesenen Wasser freier Austritt gewährt ist, sinkt *l* und es kann das Werkstück fortgenommen werden. Nach der Quelle bearbeitet die Presse auf diesem Wege 25 mm dicke Bleche.

Fig. 1268 ist das Lichtbild einer ähnlichen, von L. M. Breuer, Schumacher & Co. in Kalk gebauten Kämpelmaschine. Es trägt auch hier der Hauptmönch einen beweglichen Tisch, und in ihm spielt ein zweiter Mönch. Die Wasserzufuhr für letzteren vermittelt eine gelenkige Röhre, die im Bilde rechts unter dem Tische zu sehen ist. Der Tisch ist mit zwei kleineren, seitwärts belegenen Mönchen versehen, welche ihn bis zum Angriff der Werkzeuge heben, sodass der oft weitere Weg mit geringerem Wasseraufwand zurückgelegt werden kann. Manche leichtere Arbeiten können auch durch diese Seitenmönche allein ausgeführt werden, auch dienen sie nach Bedarf zur Unterstützung des Hauptmönchs. Den Rückgang der Kolben bewirken die Gewichte der beweglichen Theile.

Fig. 1269 stellt eine von der Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vormals Breitfeld, Daněk & Co. in Prag gebaute Kämpelmaschine in Vorderansicht dar.

Es sind hier die Stiefel *b* und *c* der beiden Hauptmönche in dem oberen Querhaupt angebracht, während ein dritter Stiefel *h* im unteren Querhaupt *p* sich befindet. Mit den Hauptmönchen sind einerseits Rückzugskolben verbunden, die in den Stiefeln *d* und *e* spielen, andererseits hängen an ihnen die Plattenhälften *f*, welche, wenn miteinander verbunden,

eine gemeinsame Platte bilden, die an dem starken Zapfen *g* geführt wird. Die Hauptkolben haben 1000 mm Hub, und üben zusammen 300 t Druck aus.

Wie mit Hilfe dieser Presse die vorhin beschriebenen Kumpelarbeiten auszuführen sind, bedarf einer Erläuterung nicht.

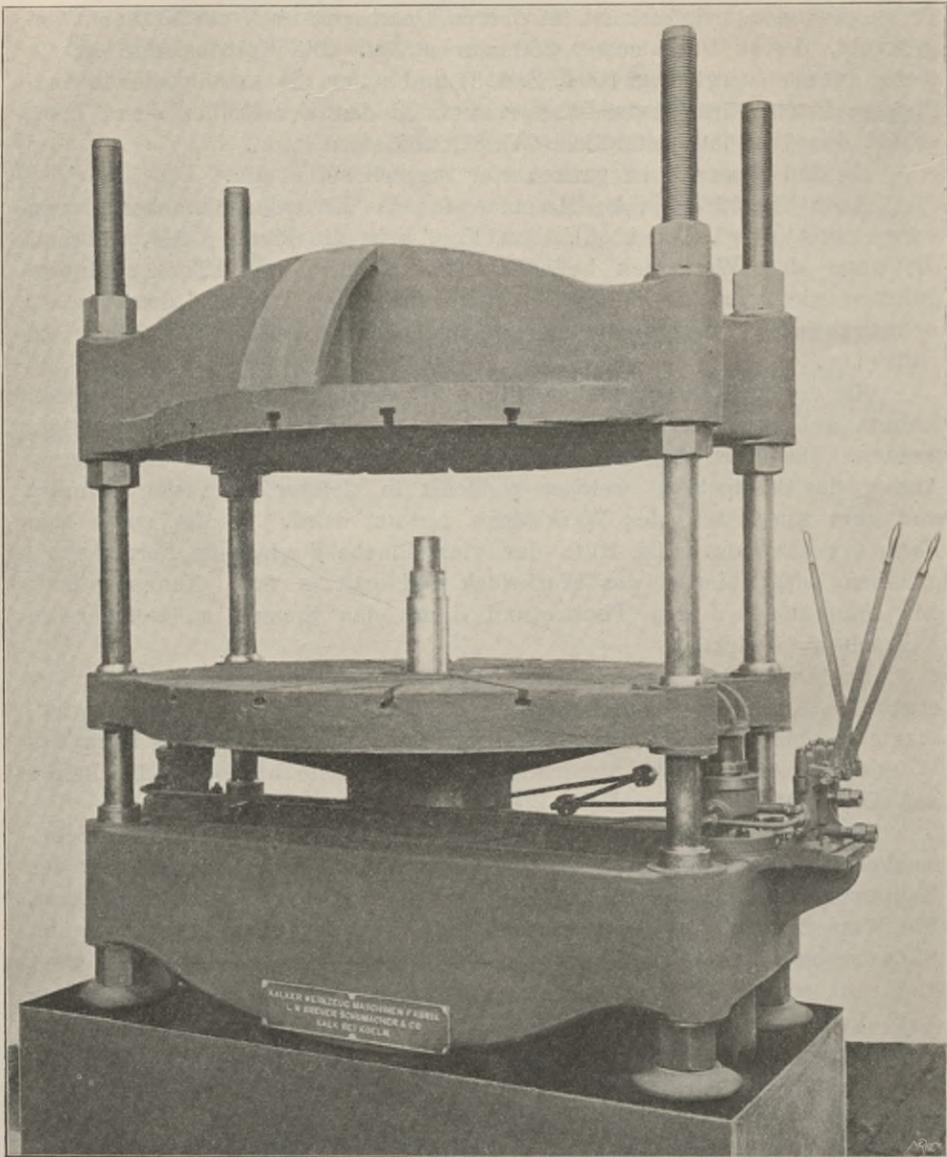


Fig. 1268.

Es sind ferner die Hauptmönche unabhängig voneinander zu benutzen, wofür als Beispiel die Gestaltung einer sogenannten Sattelplatte angegeben werden soll.

Der Gesenkklötz *k* ist auf dem unteren Querhaupt *p* der Presse, der Gesenkklötz *l* auf dem zur Nonne *h* gehörenden Kolben befestigt. Auf diese beiden Klötze ist das entsprechend erhitzte Blech *w* gelegt; Nasen *a* dienen

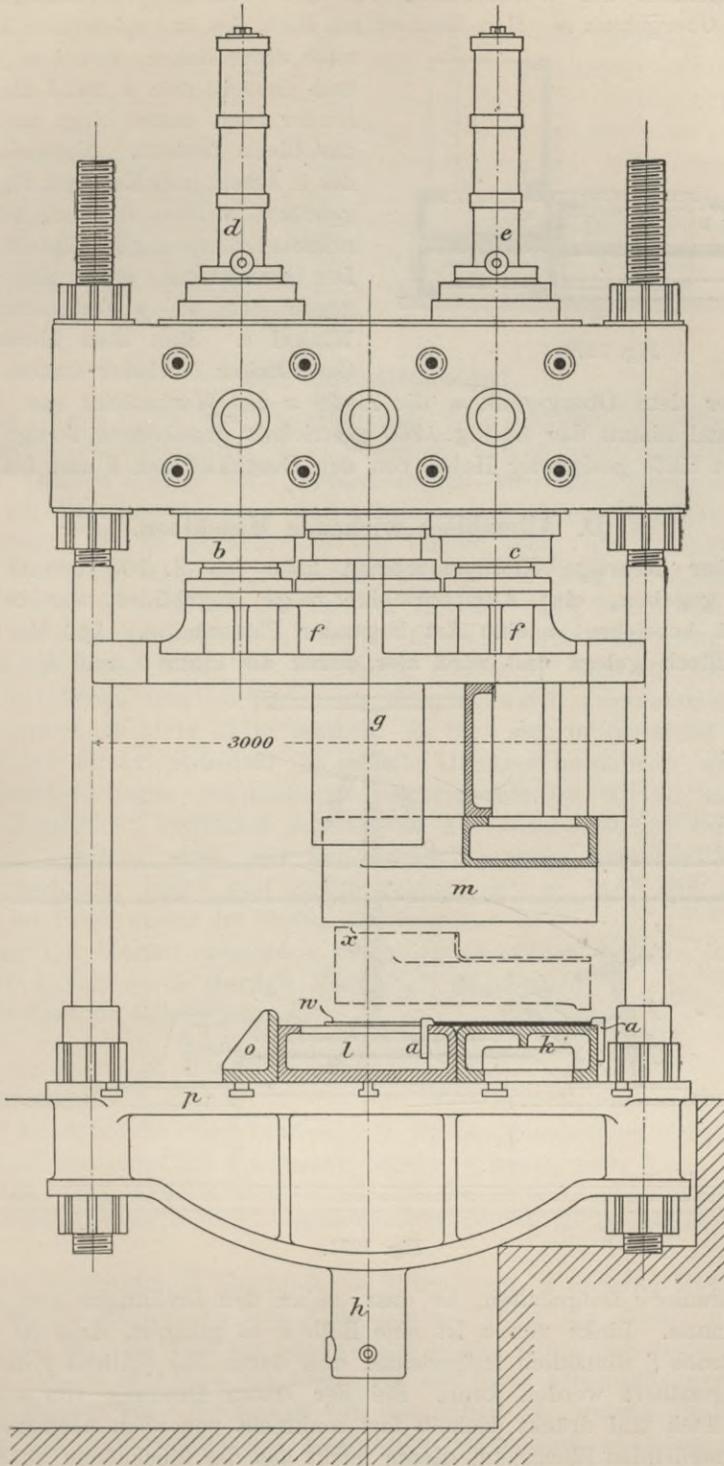


Fig. 1269.

zum Ausrichten des Werkstückes. An der rechtsseitigen Plattenhälfte *f* sitzt das Obergesenk *m*. Man lässt es

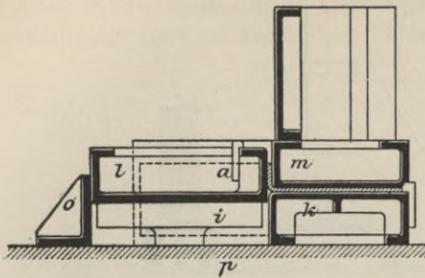


Fig. 1270.

mit Hilfe des in *c* spielenden Kolbens nach unten sinken, wobei es jenseits und diesseits von *k* und *l* die Blechränder nach unten biegt und dann das Blech festhält. Nunmehr wird der in *h* steckende Kolben *i*, Fig. 1270, gehoben, welcher die nach oben gerichtete Krämpe der Sattelplatte bildet. Der Gesenkklotz *l* stützt sich hierbei gegen den an *p* festgeschraubten Winkel *o*. Man lässt hierauf den Gesenkklotz *l* wieder sinken, bildet gegenüber dem Obergesenk *m* die Zipfel *x* des Werkstückes aus, lässt *m* steigen und nimmt das in Fig. 1269 gestrichelt gezeichnete fertige Werkstück mit Hilfe geeigneter Hebel von den Gesenkklotzen *k* und *l* ab.

#### D. Allmählich wirkende Maschinen.

Ueber derartige Krämpmaschinen habe ich S. 700 bereits einige Quellen gegeben, eine Kämpmaschine möge abgebildet werden<sup>1)</sup>. In Fig. 1271 bezeichnet *a* eine Art liegender Planscheibe. Auf sie ist das erhitzte Blech gelegt und wird hier durch die Platte *b* und die kräftige

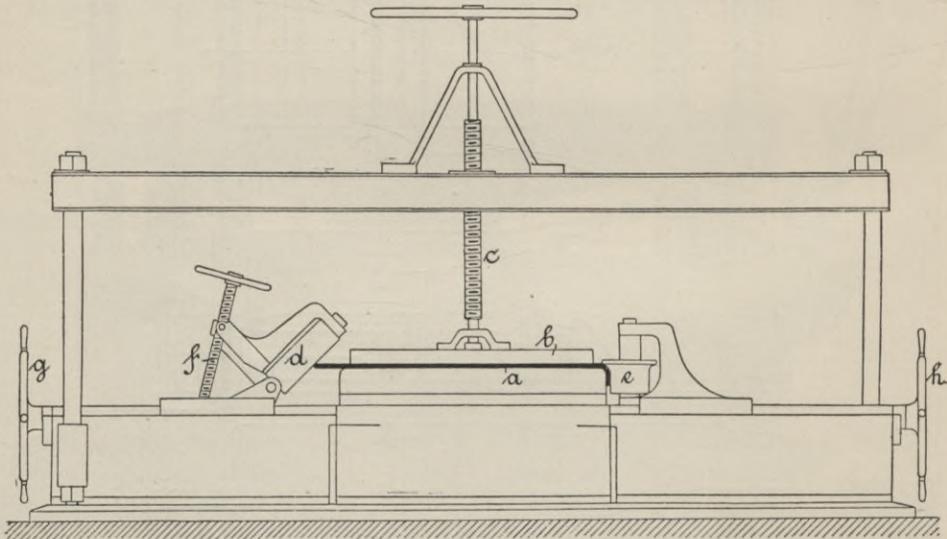


Fig. 1271.

Druckschraube *c* festgehalten, so dass es an den Drehungen von *a* theilnehmen muss. Links von *a* ist eine Rolle *d* so gelagert, dass sie mittels der Schraube *f* allmählich aufgerichtet und durch das Spillrad *g* der Planscheibe genähert werden kann. Bei der ersten Drehung von *a* liegt *d* ziemlich flach und drückt deshalb fast senkrecht von oben nach unten auf den überstehenden Blechrand, diesen leicht aus der Blechebene abbiegend.

<sup>1)</sup> American Machinist, 27. Febr. 1890, S. 1, mit Schaubild. Zeitschr. d. Vereins deutscher Ingen. 1890, S. 1347, mit Abb.

Man rückt nun nach jeder Drehung der Planscheibe *a* die Rolle *d* näher heran und richtet letztere mehr auf, bis der gekümpelte Rand sich an *a* legt. Dann wird die Rolle *e* mittels des Spillrades *h* angedrückt und mit dieser die Arbeit vollendet. Diese von Davis gebaute Maschine ist von A. B. Boman, 811 North second street, St. Louis, etwas verbessert gebaut<sup>1)</sup>; sie wird in der Quelle Shepard's Kesselboden-Kümpelmaschine genannt. Die Verbesserungen bestehen in Folgendem: statt der Schraube *c*, Fig. 1271, ist eine Druckwasserpresse angebracht, es findet sich eine Vorrichtung für rasches Ausrichten der Werkstücke, und die kümpelnden Walzen werden besonders angetrieben. Im übrigen zeichnet sich die Maschine durch ungemein kräftigen Bau des Gestells aus.

### VII. Arbeitsbedarf.

Es liegen über den Arbeitsbedarf der Hämmer, Schmiedepressen, Niet- und Stauchmaschinen, Richtmaschinen, Krämp- und Kümpelmaschinen nahezu keine Angaben vor. Voraussichtlich wird man kurze zutreffende Wege zur Vorausbestimmung des Arbeitsbedarfs dieser Maschinen sobald nicht finden, da es zunächst an der Einheit fehlt, auf welcher sich die Werthe aufbauen können. Will man hierfür den Grad der Umgestaltung wählen? Das ist vielleicht möglich für Hämmer- und Schmiedemaschinen, soweit es sich um einfache Arbeiten handelt. Bei Nietmaschinen kann man vielleicht die Dicke der Nietbolzen einsetzen. Was für Krämp- und Kümpelmaschinen möglicherweise als Ausgangswerth angenommen werden wird, vermag ich nicht zu vermuthen. Es lässt sich indessen auf umständliche Weise der Arbeitsbedarf für manche Hämmer bestimmen, wenn diese im Entwurf vorliegen und bestimmt ausgesprochen ist, wieviel Schläge sie in der Zeiteinheit ausführen sollen, und auf welche Endgeschwindigkeit Anspruch gemacht wird. Bei den Schmiedepressen, manchen Niet- und Stauchmaschinen, Biege- und Richtmaschinen u. s. w. lässt sich der Verbrauch an Druckwasser im voraus bestimmen.

Für mit Walzen arbeitende Blechbiegemaschinen dagegen ist ein bestimmter Anhalt durch Hartig's Versuche<sup>2)</sup> gegeben.

Sie sind in der Gleichung;

$$N = 0,55 + \frac{n \cdot A}{270000} \dots \dots \dots (154)$$

worin *N* die Arbeit in Pferdekräften, 0,55 die Leergangsarbeit (vergl. S. 485), *n* die Zahl der stündlich gebogenen Bleche bedeutet, und:

$$A = \alpha \cdot \frac{h}{\rho} \cdot V \dots \dots \dots (155)$$

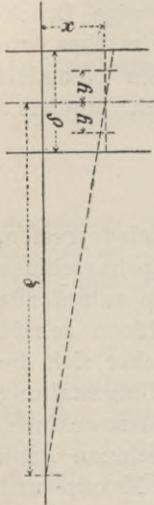
mit  $\alpha$  als Werthziffer, *h* Blechdicke in Millimetern,  $\rho$  erzielter Krümmungshalbmesser in Millimetern und *V* Rauminhalt eines der Bleche in Kubikmillimetern ist. Es wird für unerwärmte Bleche  $\alpha = 0,075$  angegeben.

Es drückt sonach *A* die reine, für ein Blech erforderliche Arbeit in Meterkilogramm aus. Sieht man von der Arbeit ab, welche die elastische Biegung bis zum Eintritt der bleibenden verbraucht, so kann man die

<sup>1)</sup> The Iron Age, 22. April 1897, S. 9, mit Schaubild.

<sup>2)</sup> Versuche über Leistung und Arbeitsverbrauch der Werkzeugmaschinen, Leipzig 1873, S. 224.

Form der Gl. 155 auf rechnerischem Wege gewinnen. In Fig. 1272 sei  $x$  ein kleines Stück eines  $b$  mm breiten und  $\delta$  mm dicken Bleches; es werde im Halbmesser  $\rho$  gebogen. Dann erfolgt im Abstand  $y$  von der neutralen Schicht ein Strecken bzw. Stauchen der  $dy$  dicken Schicht im Betrage  $dx$ . Heisst die Festigkeit bezogen auf 1 qmm  $\sigma$ , so entspricht dieses Strecken über und Stauchen unter der neutralen Schicht der Arbeit:



$$dA = 2 \cdot \sigma \cdot b \cdot dy \cdot dx.$$

Es verhält sich aber  $\frac{dx}{y}$  wie  $\frac{x}{\rho}$ , d. h. es ist:

$$dx = y \frac{x}{\rho},$$

sonach:

$$A_{mmkg} = 2 \sigma \cdot b \cdot \frac{x}{\rho} \int_{y=0}^{y=\frac{\delta}{2}} y dy$$

$$A_{mmkg} = \sigma \cdot b \cdot \frac{x}{\rho} \cdot \frac{\delta^2}{4}.$$

Setzt man  $b \cdot d \cdot x$ , d. h. den Rauminhalt des gebogenen Blechtheils =  $V_{cbmm}$  und statt  $A_{mmkg}$ :  $A_{mkg}$ , so entsteht:

$$A_{mkg} = \frac{\sigma \cdot \delta / \rho \cdot J}{4000} \dots \dots \dots (156).$$

Man wird nun in Rücksicht auf die Geschwindigkeit des Vorganges für  $\sigma$  einen grösseren Werth einsetzen müssen, als bei den Zerreißversuchen gewonnen wird (vergl. S. 540); aber selbst wenn  $\sigma$  zu 80 angenommen wird, so liefert Gl. 156 nur

$$A_{mkg} = 0,02 \cdot J \cdot \frac{\delta}{\rho} \dots \dots \dots (157)$$

statt: 
$$A_{mkg} = 0,075 \cdot J \cdot \frac{\delta}{\rho} \dots \dots \dots (158)$$

wie die Hartig'schen Versuche ergeben haben.

Nun werden bei der vorliegenden Maschine die Reibungsverluste etwa mit dem Biegungsdruck ( $P$  bzw.  $Q$ , Fig. 1216, S. 679) wachsen, und bei der grossen Dicke der Zapfen fallen diese Reibungsverluste zweifellos sehr gross aus. Ausserdem verbraucht die vorübergehende elastische Biegung eine gewisse Arbeit. Immerhin überrascht, dass diese zusätzlichen Arbeitsmengen fast das Dreifache der eigentlichen Nutzarbeit betragen. Weitere Versuche sind mir nicht bekannt geworden.

## IV. Theil.

# Maschinen zum Herstellen der Gussformen.

### A. Einleitung, Formverfahren, erforderliche Kräfte.

Es war die uralte Töpferscheibe vorbildlich für die Einrichtung zum Einformen von Gestalten, welche von Drehflächen umschlossen sind. Es ist das Formen in Lehm mittels drehbarer Lehren bezw. gegenüber festliegenden Lehren drehbarer Formstücke bereits 1550 durch Abbildungen dargestellt<sup>1)</sup>.

Für das Einformen in Sand haben sich Verfahren, die sich in einigem Umfange mechanischer Mittel bedienen, erst im gegenwärtigen Jahrhundert entwickelt.

Als erster Ausgangspunkt für die Formmaschinen der Kastenformen ist die Modellplatte zu betrachten<sup>2)</sup>, die im Jahre 1827 in der Rothen Hütte im Harz (vom Oberfaktor Frankenfeld, Modellmeister Heyder, Formermeister Flentje) erfunden wurde. Sie erleichtert eine bessere Ausnutzung des Kastenraums, ermöglicht, dass beide Formkasten gegen feste Flächen gestampft werden können und begünstigt das genaue Ausziehen der Modelle.

Der erstere Vorzug beruht auf dem Umstande, dass man die Modelle für eine grössere Zahl von Formen auf der Modellplatte befestigt, so dass es sich lohnt, auf die Anordnung der Modelle grössere Sorgfalt zu verwenden. Es werden auch Modelle für die Zuflusskanäle des Metalles und für Windpfeifen an der Platte befestigt, und zwar mit grösserer Umsicht als gewöhnlich, was eine weitere Raumersparniss herbeiführt.

Der zweite Vortheil der Modellplatte versteht sich von selbst.

Der dritte ergibt sich aus der Nothwendigkeit, die Lage der Kasten gegenüber den zugehörigen Modellplatten durch besondere Marken zu sichern, als welche z. B. die an den Kasten befindlichen Stifte und Oesen dienen können, indem die zum Unterkasten gehörende Modellplatte mit Stiften und diejenige des Oberkastens mit geeigneten Bohrungen versehen ist. Beim Abheben der Modellplatte bezw. Ausziehen der Modelle erfährt erstere Führung durch die an ihr festen Stifte bezw. an den Stiften des Formkastens.

Das Netzen der Sandränder ist bei dem Gebrauch der Modellplatte nicht möglich. Das ist einerseits ein Vortheil, andererseits zwingt es zu

<sup>1)</sup> Birincuccio, *Pirotechnia*, Padua MDL, S. 88, mit Abb.

<sup>2)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1882, Bd. 246, S. 8, mit Abb.; S. 544.

besonderen, das Verreißen der Form beim Ausheben der Modelle verhütenden Maassregeln. Die Modelle werden ein wenig erwärmt oder vor dem Benutzen eingestäubt; sie werden insbesondere mit glatten Oberflächen versehen.

Aus den angeführten Umständen folgt, dass die Modellplattenformerei grössere Vorbereitungen verlangt als die gewöhnliche Handformerei, deshalb nur dann sich lohnt, wenn diese Vorbereitungen für eine grössere Zahl von Formen ausgenutzt werden können. Mit den sonstigen Eigenschaften der Modellplatten geht auch diese Bedingung auf die betreffende Formmaschine über.

Man nennt die ausschliesslich auf der Anwendung der Modellplatte beruhenden Formmaschinen Abhebemaschinen. Es kann die ihnen gestellte Aufgabe entweder nach Fig. 1273 durch Abziehen der Modellplatte  $p$  vom Formkasten  $k$  oder nach Fig. 1274 durch Abheben des Formkastens  $k$  von der Modellplatte  $p$  gelöst werden.

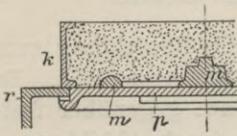


Fig. 1273.

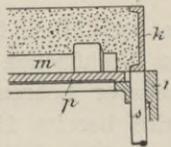


Fig. 1274.

Bei ersterem Verfahren umschliesst z. B. ein feststehender Rahmen  $r$  die Modellplatte  $p$ . Die Modellplatte ist genau rechtwinklig zu ihrer Oberfläche in Führungen verschiebbar (in geeigneten Fällen statt dessen um Gelenkbolzen zu schwingen). Der Formkasten  $k$

deckt die Fuge zwischen Rahmen und Modellplatte. Ist das Aufstampfen des Sandes vollzogen, so senkt man die Modellplatte  $p$ , worauf der Kasten mittels der Hand oder unter Zuhilfenahme eines Kranes abgehoben werden kann.

Bei dem zweiten Verfahren, Fig. 1274, ist die Modellplatte  $p$  dem Rahmen  $r$  fest eingefügt. Drei oder vier Stifte  $s$  werden nach dem Einformen des Kastens  $k$  gleichmässig emporgeschoben und heben den letzteren hoch genug über die Modellplatte, dass der Kasten anstandslos weggenommen werden kann.

M. A. Muir und J. M'Ilwham<sup>1)</sup> schufen die Wendeplatte, d. h. sie rüsteten die Modellplatte mit zwei Zapfen aus, mit denen sie in Lagern gedreht werden kann. Man formt, während die auf der Platte befestigten Modelle nach oben gerichtet sind, wendet dann die Platte, an welcher der Formkasten festgehalten wird um  $180^\circ$ , senkt die beiden Lager, bis der Rücken des Formkastens auf einer festen Fläche ruht, und hebt — nachdem die Verbindung zwischen Wendeplatte und Kasten gelöst ist — die Lager genau lothrecht nach oben, so dass die Modelle genau aus dem Sande gezogen werden. Fairbairn und Hetherington<sup>2)</sup> befestigten die Modelle für den Unterkasten an der anderen Seite der Modellplatte.

Wenn die Abhänge der Modelle nicht steil sind, so sichert das genaue Abziehen der Modelle vor Beschädigungen der Form, vorausgesetzt, dass — wie schon erwähnt — die Modelle tadellos ausgeführt, vor dem Einformen mit feinem Kohlenstaub oder einem andern geeigneten Stoff bestäubt oder ein wenig erwärmt sind. Sehr steile oder gar lothrechte Ab-

<sup>1)</sup> Engl. Patent vom 15. Jan. 1857.

<sup>2)</sup> Engl. Patent v. 10. Febr. 1851; Mechanics Magazine, Aug. 1851, S. 139, mit Abb.

hänge der Modelle lassen sich so nicht ausziehen. Das Ausklopfen der Modelle, welches derartige Modelle ausziehbar macht, ist für Formmaschinen vorgeschlagen,<sup>1)</sup> hat sich aber nicht eingeführt.

Im Jahre 1854/55 nahm der Amerikaner Brown ein Patent auf das Durchziehen genannte Verfahren, nach welchem — nach stattgefundenem Aufstampfen des Sandes — das Modell durch eine Oeffnung der Modellplatte zurückgezogen und dann erst der Formkasten abgehoben wird. Das Modell *m*, Fig. 1275, füllt die Oeffnung der Modellplatte *p* genau aus, letztere stützt daher die Sandränder und schützt sie damit vor Beschädigungen. Zu gleichem Zweck zieht man auch einzelne Modelltheile durch den Hauptkörper des Modelles zurück.<sup>2)</sup> Fig. 1276 zeigt als Beispiel das Modell *mo* einer Stufenrolle. Nach dem Aufstampfen des Sandes wird zunächst der mittlere Modelltheil *o* nach unten gezogen, wobei die Sandränder sich auf den zweiten Modelltheil *m* stützen, hierauf zieht man *m* nach unten und hebt endlich den Formkasten *k* von der Modellplatte *p* ab<sup>3)</sup>.

Die hierher gehörigen Maschinen führen den Namen Durchziehmaschinen.

Man hat schon vor vielen Jahren<sup>4)</sup> versucht, dem Arbeiter das Einstampfen oder Dichten des Sandes zu erleichtern.

Von den in dieser Richtung gemachten Vorschlägen nenne ich einige: Stewart<sup>5)</sup> will die Mantelform der Röhren auf folgende Weise herstellen: Eine Blechröhre, welche gleichaxig mit einem kurzen walzenförmigen Modell in den aufrechten Formkasten ragt, ist unten mit schraubenförmig gestalteten Flügeln versehen. Indem man diese Röhre dreht, während von oben Sand eingeworfen wird, steigen die Flügel auf den Sand, drücken ihn nach unten und heben die Röhre, an welcher sie befestigt sind, sowie das Modell, um welches sie sich dreht, in dem Maasse, wie das Füllen mit Sand fortschreitet, allmählich nach oben. Fast genau dasselbe ist neuerdings wieder patentirt worden.<sup>6)</sup> Der diesem Formverfahren zu Grunde liegende Gedanke ist in verschiedener Weise anderweitig (für Röhrenformerei) verwerthet worden. Da die bisher hiernach gebauten Maschinen keine nennenswerthe Einführung gefunden haben, so erledige ich sie durch Anziehen einiger Quellen.<sup>7)</sup>

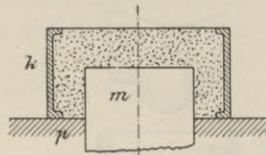


Fig. 1275.

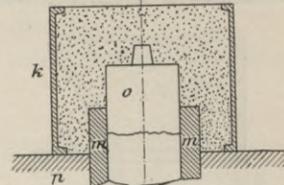


Fig. 1276.

<sup>1)</sup> D. R.-P. Nr. 3454.

<sup>2)</sup> Vergl. Verhandl. d. Vereins zur Beförderung des Gewerbeleisses 1880, S. 191 mit Abb.

<sup>3)</sup> Vergl. Jobson, Dingt. polyt. Journ. 1857, Bd. 143, S. 92, mit Abb.

<sup>4)</sup> Vergl. Precht, Technologische Encyclopädie, 1838, Bd. 9, S. 595.

<sup>5)</sup> Engl. Patent vom 14. Juli 1846.

<sup>6)</sup> D. R.-P. Nr. 80692.

<sup>7)</sup> Sheriff, Practical Mechanics' Journal, April 1855, S. 31, mit Abb. Etwas anders in: Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1864, S. 681, mit Abb. Elder, Civil-Engineer and Architect's Journal, Decbr. 1855, S. 427; Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1863, S. 171. E. de Limon, Verhandl. d. Vereins z. Beförderung d. Gewerbeleisses in Preussen 1880, S. 490, mit Abb. Riemer, D. R.-P. Nr. 71830. Shepherd, D. R.-P. Nr. 77640. Seidemann, D. R.-P. Nr. 83665.

Erfolgreicher sind die Vorschläge gewesen, nach denen der Sand zunächst in den Kasten gebracht und dann durch Druck verdichtet wird.

A. Newton<sup>1)</sup> schiebt den auf einer Art Schlitten ruhenden Formkasten *A*, Fig. 1277, nachdem ein sogenannter Aufsetzrahmen *B* angebracht ist, unter den Sandtrichter *C*. Es ist hierbei der Verschlusschieber *D* in die gezeichnete Lage gebracht, so dass der Sand in den Formkasten fallen kann. Beim Zurückziehen des letzteren wird *D* geschlossen, gleichzeitig überflüssiger Sand abgestreift, so dass der im Formkasten befindliche Sand ziemlich genau bis zum oberen Rande des Aufsetzrahmens *B* reicht. Es kommt nun der Kasten unter den Stempel *E*, Fig. 1278, an dessen unterer Fläche gewissermassen wie an einer Modellplatte das Modell sitzt. Dieser Stempel senkt sich soweit in den Sand, dass seine ebene Endfläche in die Höhe der Formkastenränder kommt, und dichtet damit den Sand.<sup>2)</sup> Es wird hiernach der ursprüngliche Raum des Sandes auf einen bestimmten kleineren Raum zusammengedrückt, gleichgiltig wie fest er hier-

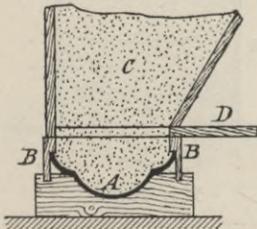


Fig. 1277.

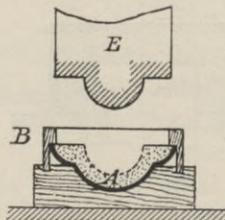


Fig. 1278.

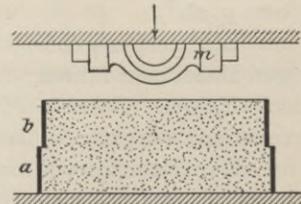


Fig. 1279.

durch wird. Da jedoch die Menge des einfallenden Sandes bzw. seine Lockerheit verschieden ist, so wird man auf diesem Wege zuweilen zu wenig feste, zeitweise zu feste Formen erhalten, wenn nicht gar ein Bruch des Kastens oder der Maschine eintritt.

Man hat diesen Uebelständen durch verschiedene Mittel entgegen zu treten gesucht, z. B. durch vorläufig mässiges Dichten des Sandes, Ausschneiden der Form und darauffolgendes Einpressen des Modells,<sup>3)</sup> durch Freilassen von Austrittsöffnungen für den Sand,<sup>4)</sup> jedoch ohne nennenswerthen Erfolg.

Eine brauchbare Lösung der vorliegenden Aufgabe scheint in der Anordnung, welche Fig. 1279 darstellt, zu liegen.<sup>5)</sup> Der eigentliche Formkasten *b* ist in dem Rahmen *a* verschiebbar. Beide sind in der gezeichneten Lage mit Sand gefüllt, und es wird dann nicht allein das Modell *m* eingepresst, sondern weiter *b* in *a* gedrückt, so lange, bis der Widerstand eine gewisse Grösse erreicht hat, d. h. die zutreffende Sanddichte hervorgebracht ist. Man erzielt so in erster Linie eine Verdichtung des Sandes an der Stelle, wo er dem einflussenden Metall widerstehen muss, sodann auch eine angemessene Festigung des übrigen Sandes. Ob von diesem Verfahren Ge-

<sup>1)</sup> Engl. Patent vom 5. Okt. 1849.

<sup>2)</sup> Vergl. auch White, Dingl. polyt. Journ. 1859, Bd. 152, S. 9, mit Abb.; Waltjen, Prechtl's technolog. Encyclopädie, Ergänzungsband 2, S. 629, mit Abb. Rice, Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1887, S. 776, mit Abb.

<sup>3)</sup> J. Page und Robertson, Practical Mechanics' Journal, April 1856, S. 5, mit Abb.

<sup>4)</sup> Jobson, Mechanics' Magazine, April 1859, S. 218, mit Abb. W. Aikin und W. Drummond, D. R.-P. Nr. 5217 und 6479.

<sup>5)</sup> F. Hahn, D. R.-P. Nr. 32500.

brauch gemacht wird, vermag ich nicht anzugeben. Jedenfalls besteht das vorherrschende Verfahren des Sanddichtens darin, dass man auf die Modellplatte *p*, Fig. 1280, den Formkasten *k* setzt, über diesem den Aufsetzrahmen *a* anbringt, das Ganze mit Sand füllt und nun entweder den Presskolben *b* nach unten, oder die Modellplatte *p* mit daraufstehendem Formkasten, nach oben bewegt, also den Druck auf den Rücken der Sandform wirken lässt.<sup>1)</sup>

Es ist hierbei unmöglich, eine gleichförmige Festigkeit der eigentlichen Formwand zu sichern, indem der Druck auf den Rücken der Form zum Theil durch Reibungswiderstände an den Formkastenwänden und an dem Modell aufgehoben wird, also an denjenigen Stellen, an welchen solche Widerstände auftreten, der Druck und die Sandverdichtung auf der Modellplatte und dem Modell selbst geringer ausfällt als an den Stellen, über welchen solche Reibungswiderstände fehlen. Bei flachen Modellen und niedrigen Kasten ist dieser Umstand kaum fühlbar, mit der Zunahme der Modellhöhe macht er sich aber mehr und mehr geltend.

Zur Milderung der Druckverschiedenheiten sind mehrere Vorschläge gemacht.

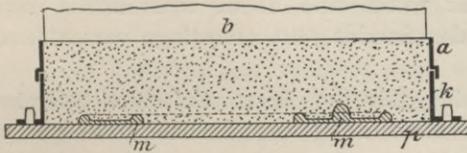


Fig. 1280.

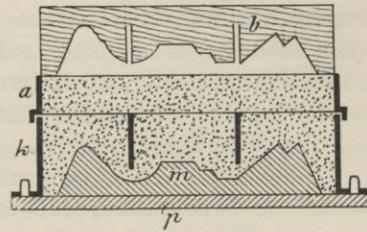


Fig. 1281.

Wertheim<sup>2)</sup> bildet in dem Druckklotz *b*, Fig. 1281, eine Höhlung aus, die möglichst genau an die Gestalt und Grösse des Modells *m* sich anschliesst. Ist nun Kasten *k* und Aufsetzrahmen *a* bis zum oberen Rande des letzteren mit Sand gefüllt und wird der Druckklotz *b* nach unten geschoben, so werden zunächst diejenigen Sandtheile getroffen, unter denen überhaupt keine Modelltheile sich befinden, und demnächst solche, welche über den weniger hohen Modelltheilen sich befinden; u. s. w. Zunächst ist der Sand locker, die Verschiebung der Sandtheile leicht durchzuführen. Wertheim nimmt scheinbar an, dass diese Verschiebung wenigstens vorwiegend rechtwinklig zur Modellplatte stattfindet. In Wirklichkeit dürfte der Vorgang wie folgt verlaufen: Der Sand weicht von der Stelle, an welcher der Druck mehr beträgt als die sich ihm bietenden Reibungswider-

<sup>1)</sup> Wertheim, D. R.-P. Nr. 2733. Sebold & Neff, D. R.-P. Nr. 8390 und 9089. Gallas und Auferheide, Glaser's Annalen, Febr. 1882, S. 95, mit Abb. Laissle, D. R.-P. Nr. 18734. Hermann Reusch, D. R.-P. Nr. 15222. W. Ugé, D. R.-P. Nr. 15570. Bienenstein, D. R.-P. Nr. 31444. Reuss, D. R.-P. Nr. 31910. Sack, D. R.-P. Nr. 33518. Leeder, D. R.-P. Nr. 50223. Reuther, D. R.-P. Nr. 59727. Sebold & Neff, D. R.-P. Nr. 6026. Dalifol, D. R.-P. Nr. 64628. Reuther, D. R.-P. Nr. 73514. Hillerscheidt & Kassbaum, D. R.-P. Nr. 78513. Murray, D. R.-P. Nr. 82683. Wasseralfingen, D. R.-P. Nr. 84541. Glöckler, D. R.-P. Nr. 93561. Sebold & Neff, D. R.-P. Nr. 94226. S. Oppenheim & Co., D. R.-P. Nr. 94382. Schnee, D. R.-P. Nr. 95958. Saillot und Vignerot, D. R.-P. Nr. 97606. Reuther, D. R.-P. Nr. 102223. Guldenstein & Co., D. R.-P. Nr. 12925.

<sup>2)</sup> D. R.-P. Nr. 2733 vom 9. April 1878

stände und der Druck an einer anderen Stelle zusammengenommen, nach dieser Stelle aus, und zwar so lange, bis der Druckunterschied zwischen den beiden Stellen den Reibungswiderständen gleich geworden ist. Wenn nun die am meisten hervorragenden Flächentheile des Druckklotzes  $b$ , Fig. 1281, auf den Sandrücken treffen, so verschiebt sich der zunächst noch lockere Sand zur Seite, um die Hohlräume von  $b$  zu füllen, gleichzeitig aber zum Theil nach unten, entsprechend dem Widerstande, welche der seitlich ausweichende Sand erfährt. Mit dem Steigen dieses Widerstandes nimmt das Verschieben z. B. längs der Kastenwände zu, ebenso die Dichtung des Sandes, so dass die Reibungswiderstände an der Kastenwand wachsen. Dann hat sich aber die betreffende Druckfläche der Modellplatte schon in einigem Grade genähert, so dass der Unterschied des Druckes an  $b$  gegenüber dem an  $p$  weniger gross ausfällt, als wenn das vorherige seitliche Ausweichen des Sandes nicht stattgefunden hätte. Ueber den höheren Theilen des Modelles ist der Sand zunächst lockerer, weil das Herüberfliessen des Sandes nach hier nur durch geringeren Druck an dieser Stelle möglich wurde, es treten hier dem Sande bei seiner Bewegung nach unten weniger Widerstände entgegen, als in der Nähe der Kastenwände und der, Schoren genannten Querstücke des Kastens, so dass der Druckunterschied zwischen Druckfläche und Modellfläche kleiner ausfällt als an den vorhin bezeichneten Stellen. Es ist daher auf der Modellseite eine grössere Gleichmässigkeit der Sanddichte zu erwarten, als wenn eine ebene Druckfläche verwendet worden wäre. Der Rücken des Sandes fällt allerdings verschieden fest aus, was wenig schadet.

Sebold & Neff<sup>1)</sup> verwenden eine mit der Wertheim'schen übereinstimmende Druckplatte, füllen aber nicht allein den auf die Modellplatte gesetzten Formkasten und Aufsetzrahmen mit Sand, sondern auch die Höhlungen der Druckplatte. Letzteres geschieht in umgekehrter Lage der letzteren; es wird dann ein Blech aufgelegt, der Druckklotz geschwenkt und an seinen Ort gebracht und hierauf das Blech fortgezogen. Demgemäss ist — im Gegensatz zu Fig. 1281 — schon bei Beginn des Pressens der ganze Raum zwischen Druckklotzfläche und Modell bzw. Modellplatte mit Sand gefüllt. Dieses Verfahren setzt voraus, dass der Sand im wesentlichen gewissermassen in lothrechten Schichten verschoben wird, was in Wirklichkeit nicht der Fall ist.

Man hat den Druck auf den Rücken des Sandes durch mit Pressluft gefüllte Kissen gleichförmig zu machen gesucht,<sup>2)</sup> oder durch Zerlegen der Druckplatte in einzelne Stücke, welche den von ihnen ausgeübten Druck gegenseitig ausgleichen,<sup>3)</sup> kann hierdurch aber nur eine gleichmässige Dichte des Sandrückens, nicht der eigentlichen Formfläche herbeiführen.

Gewissermassen als Erweiterung des Wertheim'schen Verfahrens ist eine Arbeitsweise zu betrachten, welcher man bei hohen Modellen zuweilen begegnet: es wird, nachdem der Sand eingefüllt ist, dort eine gewisse Sandmenge fortgenommen, wo man das Eintreten zu hohen Druckes befürchtet. Geschickte Hände sollen auf diesem Wege sehr befriedigende Ergebnisse liefern.

<sup>1)</sup> D. R.-P. Nr. 8390 vom 26. Juli 1879 und Nr. 9089 vom 15. Aug. 1879.

<sup>2)</sup> Pneumatic Comp. in Indiapolis, Indien. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1887, S. 777, mit Abb. Moore, Dingl. polyt. Journ. 1885, Bd. 255, S. 319, mit Abb.

<sup>3)</sup> Tabor, Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1891, S. 1192, mit Abb.

Es ist endlich noch des Verfahrens zu gedenken, nach dem man die schwierigeren Stellen des Modells mit der Hand einformt, dann den Kasten füllt und mittels einer Presse oder Walze<sup>1)</sup> den Sandrücken dichtet.

Die Schoren der Formkästen verursachen, wenn sie mit den Kastenwänden fest verbunden sind, ähnliche Schwierigkeit beim Dichten des Sandes wie die Kastenwände. Man legt deshalb, wenn möglich, die Schoren lose ein, je nach Umständen als Einzelstäbe, Gitter oder sonstige für die Sandstützung geeignete Gestalten.

Bei dem Pressen des Sandrückens ist die entstehende Rückenfläche eine unbestimmte, weil man das Pressen unterbricht, sobald der erforderliche Druck erzielt ist. Man pflegt, um die Rückenfläche mit dem Kastenrande abschneiden zu lassen, den überflüssigen Sand mittels eines Richtscheits abzuschleifen.

Wenn mit ebenen Druckflächen gearbeitet wird, so spart man sich oft dieses Abstreichen des über den Kastenrand hervorragenden Sandes und ist dann im Stande das Eingussloch durch Eindrücken zu erzeugen, indem man an der Druckfläche eine geeignete Erhöhung anbringt (siehe weiter unten). Ein anderes Mittel für diesen Zweck stellt Fig. 1282 dar.<sup>2)</sup> Der Körper *a* ist in *b* verschiebbar; eine Feder *c*, welche sich gegen den dichten Deckel von *b* stützt, sucht die gezeichnete gegensätzliche Lage beider Theile zu erhalten. Man setzt nun *a* vor dem Einwerfen des Sandes mit Hilfe des vorspringenden Zapfens auf die betreffende Stelle des Modelles und verfährt dann wie immer.

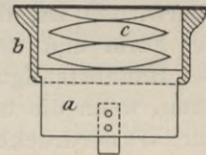


Fig. 1282.

Bei dem Pressen wird die Feder *c* zusammengedrückt, bei dem Rückgang des Druckklotzes hebt *c* die Tasche *b* aus dem Sande, so dass das Ganze leicht fortgenommen werden kann.

Man nennt die mechanischen Einrichtungen, welche dazu dienen, die Druckplatte gegen den Sand zu verschieben, allgemein Formpressen.

Es ist nun die Frage: Wie gross muss der von diesen Pressen auszuübende Druck sein? zu beantworten.

Wenn die Formfläche nur dem hydrostatischen Druck des flüssigen Metalles zu widerstehen hätte, so würde der zum Dichten der Formfläche erforderliche Druck leicht genau bestimmt werden können. Es würde dieser Druck bezogen auf 1 qcm grösser oder mindestens gleich sein müssen dem Gewicht einer, aus dem betreffenden Metall bestehenden Flüssigkeitssäule, deren Querschnitt 1 qcm und deren Höhe gleich dem Abstände der in Frage kommenden Formfläche von dem oberen Rande des Eingusstrichters ist. Für die grösste Zahl der mittels Formpressen erzeugten Formen dürfte die genannte Druckhöhe 120 mm nicht übersteigen, so dass — für Eisen — der Druck auf 1 qcm nur 0,09 kg betragen würde. Selbst bei 0,4 m Druckhöhe — die ich bei gepressten Formen noch nicht gefunden habe — würde die Rechnung diesen Druck zu nur 0,3 kg für 1 qcm ergeben. In Wirklichkeit findet man bei der auf den Sandrücken wirkenden Pressen mindestens 1 kg, häufiger gegen 2,5 kg, zuweilen bis 5 kg für 1 qcm angewendet!

<sup>1)</sup> Gebr. Körting, D. R.-P. Nr. 29840. Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen. 1885, S. 335, mit Abb.

<sup>2)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1890, S. 106, mit Abb.

Dieser bedeutende Mehrbetrag ist zum Theil dem Umstande zuzuschreiben, dass die Formwände auch den von dem einflussenden Metall versuchten Abwaschungen widerstehen müssen, theils dem Bewusstsein, dass die Festigung keine gleichmässige ist, also durch den Mehrbetrag die hinreichende Festigung der am wenigsten getroffenen Stellen gesichert werden soll. Ein nicht geringer Theil des Ueberschusses an Druck gegenüber dem auf Grund des hydrostatischen Druckes des flüssigen Metalles berechneten, dürfte aber auf Rechnung des Verfahrens, den Sandrücken und nicht die Formfläche zu pressen, entfallen. Es ist, wie weiter oben schon angedeutet, zu dem an der Modellplatte bezw. dem Modell erforderlichen Druck noch der gesammte Reibungswiderstand des an den Kastenwänden und nach Umständen der Schoren gleitenden Sandes hinzuzuzählen, um den erforderlichen Druck des Druckklotzes zu bestimmen.

Für das Ausziehen der Modelle, bei welchem nur Reibungswiderstände zu überwinden sind, ist die Bestimmung der erforderlichen Kraft noch unsicherer, indem die in die Rechnung einzusetzende Reibungswertzahl von einer Zahl von Umständen abhängt. Es ist das hauptsächlich für das Ausziehen der Modelle bezw. Abheben der Kästen durch Wasserdruck von Bedeutung, indem nur zu Anfang des Vorganges der volle Widerstand zu überwinden ist, dann aber nur noch die Reibung zwischen den Flächen der Form und dem Modell, welche noch miteinander in Föhlung sind. Bei Handbethätigung lässt sich für sehr kurze Zeit eine grosse Kraft ausüben, wenn die übrige Arbeit nur ein wenig Widerstand findet, während der Wasserdruckbetrieb für den ersten, grossen Widerstand eingerichtet werden muss und dann dieselbe Wassermenge verbraucht wird, welche auch diesen grossen Widerstand auf dem ganzen Wege überwinden könnte.

Das Formen auf der Modellplatte verlangt, dass die Modelle in der Theilfläche der Form gegenüber den Merkstiften bezw. Oesen des einen Kastens genau so liegen wie gegenüber dem anderen Kasten, damit die zusammengelegten Formhälften zu einander genau passen. Bei gewöhnlicher Handformerei genügt hierfür die Uebereinstimmung in den Stiften bezw. Oesen jedes einzelnen Kastenpaares, während bei der Modellplattenformerei jeder Oberkasten wie jeder Unterkasten zu der betreffenden Modellplatte passen muss. Es erfordern daher die Kasten der Modellplattenformerei — und ebenso die aus dieser hervorgegangenen Maschinenformerei — sorgfältige Herstellung. Da man gleichzeitig mittels Maschine eine grössere Kastenzahl herstellt als mittels gewöhnlichen Handformens, so verlangt die Beschaffung der Formkasten für die Formmaschine weit grössere Summen, als man sonst für Formkasten auszugeben pflegt.

Man weicht deshalb in manchen Giessereien von dem Verfahren, nach welchem täglich nur ein oder zwei Stunden gegossen wird, ab, giesst vielmehr während der ganzen Arbeitszeit, so dass die Form sofort nach ihrer Herstellung ausgegossen und der Formkasten sehr bald für das Einformen wieder frei wird.

Häufiger kommen sogenannte Abschlagsformkasten zur Verwendung. Wenn die Gussstücke flach sind, also kein grosser Druck innerhalb der Form auftritt, so ist zulässig, die Formkasten nach dem Zusammenlegen der beiden Formhälften zu entfernen, also dem Zusammenhänge des Sandes die Aufnahme des im Innern der Form vorkommenden Druckes zu überlassen. Man stützt solche Formen, von welchen die Formkasten hin-

weggenommen sind, auch wohl durch Eindämmen mit Sand. Um die Formkasten bequem von der zusammengelegten Form ablösen zu können, werden sie zerlegbar hergestellt<sup>1)</sup> oder pyramidenförmig gemacht,<sup>2)</sup> so dass man sie unzerlegt von dem Sandblock abheben kann. Will man der Form trotz Wegnahme der Formkasten grössere Festigkeit geben, als der einfache Sandzusammenhang gewährt, so verwendet man Schoren, die nicht an den Formkasten festsitzen, also beim Beseitigen der letzteren im Sande zurückbleiben. Weitergehend werden besondere, roh gearbeitete Formkasten in Rahmen, welche mit den erforderlichen Merkstiften versehen sind, eingeklemmt.<sup>3)</sup> Diese genau gearbeiteten Rahmen dienen also nur dazu, die billigen, ungenauen Formkasten in die richtige Lage gegenüber der Modellplatte zu bringen und dann je zwei Kasten zusammenzulegen. Es genügen zwei Paar solcher theueren Formrahmen.

Noch schärfer tritt der Gedanke, genaue Kasten nur für das Formen und Zusammenlegen der Formhälften, bei weiter unten beschriebenen Formpressen hervor, die nur ein Paar Formkasten enthalten.

Eingangs wurde bereits des Formens in Lehm mittels drehbarer Lehren gedacht. Es sind die mechanischen Einrichtungen, welche diesem Formverfahren dienen, wohl ein wenig verbessert, jedoch noch so einfacher Art, dass sie kaum in die Reihe von Maschinen gehören. Es könnten etwa die Kerndrehbänke als Formmaschinen angesehen werden. Sie bestehen aus zwei Lagern für die Kernspindel, einer oder mehrerer einstellbaren Lehren und einer Vorrichtung zum Umdrehen der Spindel. Das, was mir davon zu Gesicht gekommen ist, reizt mich nicht zur ausführlichen Wiedergabe in diesem Buche.

Man verwendet die Lehrenformerei auch zum Erzeugen von Formen in Sand. Auch da kommen eigentliche Maschinen nicht in Frage; es sollen aber einige Quellen mit kurzer Erläuterung angegeben werden.

Drehflächen werden mittels Lehren, welche um eine feste Spindel drehbar sind, durch Ausscheiden vorher aufgestampften Sandes gebildet. Um z. B. eine Riemenrolle oder ein Schwungrad zu formen, wird auf diesem Wege die Mantel- und Deckelform hergestellt, und der Hohlraum mit Kernen ausgefüllt, die nur das von ihm frei lassen, was von dem Gussmantel eingenommen werden soll, um Kranz, Arme und Nabe zu bilden. Die Kerne werden in einem hölzernen, oder auch in einem eisernen, einstellbaren<sup>4)</sup> Kernkasten hergestellt. Um die Formen zweier demnächst zusammenzupassender Riemenrollenhälften auszuschneiden, kann man die Lehre um zwei verschiedene Axen sich drehen lassen.<sup>5)</sup> Schraubenförmige Formflächen lassen sich durch eine an ihrer Spindel verschiebbare Lehre erzeugen, entweder, indem man sie dem Rande eines dreieckigen, geeignet gebogenen und geeignet aufgestellten Bleches entlang schiebt, oder indem sie durch Räder und Zahnstangen gehoben wird.<sup>6)</sup> Für Riemenrollen will ein Erfinder den vom Kranz einzunehmenden Hohlraum durch ein im

<sup>1)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1880, Bd. 235, S. 21, mit Abb.

<sup>2)</sup> D. R.-P. Nr. 100 und Nr. 2486. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1878, S. 33, mit Abb. Verhandl. d. Ver. zur Beförderung d. Gewerbeleisses. 1880, S. 193, mit Abb.

<sup>3)</sup> D. R.-P. Nr. 4814. Verhandl. d. Ver. zur Beförderung d. Gewerbeleisses 1880, S. 192, mit Abb. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1891, S. 1192, mit Abb.

<sup>4)</sup> D. R.-P. Nr. 92970.

<sup>5)</sup> D. R.-P. Nr. 93181.

<sup>6)</sup> D. R.-P. Nr. 81691.

Kreise herumgeführtes Messer ausschneiden<sup>1)</sup> und ein Anderer schlägt vor, Röhrenformen durch Ausbohren aufgestampften Sandes zu erzeugen.<sup>2)</sup>

Andere Verfahren sind in unten verzeichneten Quellen<sup>3)</sup> beschrieben.

Ein sich hier anschliessendes Verfahren bedarf eingehendere Behandlung, nämlich das Formen der Zahnräder. Nachdem schon Versuche gemacht waren,<sup>4)</sup> den Misslichkeiten aus dem Wege zu gehen, die mit dem Formen der Zahnräder nach gewöhnlichen Modellen auftreten, gelang es J. G. Hofmann,<sup>5)</sup> ein Verfahren hierfür zu erfinden, welches das allein herrschende geworden ist. Hofmann stellt in der Mitte der herzustellenden Form eine starke Spindel auf, welche zunächst zur Führung der Lehre dient, die den äusseren Umfang des Rades in aufgestampftem Sand ausschneidet. Er verwendet ferner das Modell einer Zahnücke, um mittels der Hand den Sand für je eine Zahnücke aufzustampfen. Dieses Zahnückenmodell ist in einer Führung genau lothrecht zu verschieben und mit der Führung um jene Spindel zu drehen. Es sitzt an der Spindel eine Theilscheibe mit Löchern fest; dem Arm, welcher die Führung des Modelles enthält, ist ein kleiner Arm so angelenkt, dass ein an ihm einstellbarer Stift in jedes Loch der Theilscheibe gesteckt werden kann. So ist leicht, nach dem Einstampfen einer Zahnücke das Modell emporzuziehen, um genau eine Zahntheilung fortzurücken und behufs Einstampfens der folgenden Zahnücke wieder in die Form hinabzuschieben.

Der Sand, den man behufs Ausfüllens der Zahnücken einstampft, haftet nur unvollkommen an der durch Ausschneiden gebildeten Sandfläche. Um gelegentliches Umfallen der die Zahnücken ausfüllenden Sandkörper zu verhüten, erzeugt man mittels der Lehre einen weiteren Raum, als der äussere Durchmesser des Rades erfordert, und stampft nach Fig. 1283 diesen gleichzeitig mit den Zahnücken aus. Damit der Sand verhindert wird, durch den Spalt zwischen Zahnkopf und ausgeschnittener Fläche auszutreten, schraubt man an das Modell *m* ein Brettchen *a*, welches vor dem Füllen der letzten Zahnücke fortgenommen wird.

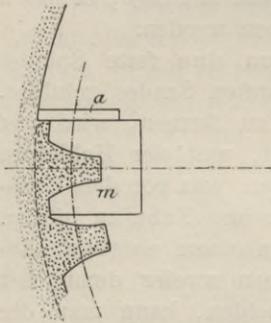


Fig. 1283.

Das Ausziehen der gewöhnlichen Kegelaradzähne erfordert besondere Vorsicht nicht; bei dem Ausziehen der Stirnradzähne legt der Arbeiter in die Zahnücke ein genau passendes Brettchen und hält es dort mit einer Hand so lange fest, bis das Modell vom Sande frei ist. Es gleicht dem weiter oben (S. 711) angegebenen Durchziehen des Modelles.

Bei dem Einformen von Wurmrad- und von sogenannten Pfeil- oder Winkelzähnen, verwendet man ebenfalls das Modell einer Zahnücke. Dieses wird in die ausgeschnittene Form an die richtige Stelle gebracht, die Zahnücke ausgefüllt und dann das Modell *m*, Fig. 1284 in der Richtung des Halbmessers nach Innen gezogen, und um eine Zahntheilung weiter gerückt.

<sup>1)</sup> D. R.-P. Nr. 65565.

<sup>2)</sup> D. R.-P. Nr. 93918.

<sup>3)</sup> Prakt. Masch.-Konstr. 1878, S. 334; 1880, S. 11, mit Abb.

<sup>4)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1882, Bd. 246, S. 167.

<sup>5)</sup> Preussisches Patent vom 11. Okt. 1839.

Das kann z. B. geschehen, indem  $m$  an einem Winkel  $a$  befestigt ist der am Fusse des lothrecht verschiebbaren Schlittens, der sonst das Modell unmittelbar aufnimmt, in Führungen wagerecht verschoben werden kann.

Manche füllen das Zahnlückenmodell  $m$ , während es sich über der Form befindet, indem sie nach Fig. 1285 ein Brettchen  $a$  unter die Zahnücke halten, stecken einige Drahtstifte in den Sand, senken  $m$  und schieben es dann nach aussen, so dass der die Zahnücke ausfüllende Sand an der ausgeschnittenen Form  $b$  festgenagelt wird.

Die Löcher für Holzzähne lassen sich durch Einlegen von Kernen erzeugen. Das ist jedoch ein mangelhaftes Verfahren, indem mehrere Fehlerquellen damit verbunden sind. Diese werden vermieden, wenn man die betreffenden Sandkörper mittels der Formmaschine in der Form selbst erzeugt. Für Stirnräder mit nur einer Reihe Holzzahnlöcher stellen Fig. 1286 und 1287 die betreffende Hilfsvorrichtung dar.  $e$  ist mit dem lothrecht

Fig. 1284.

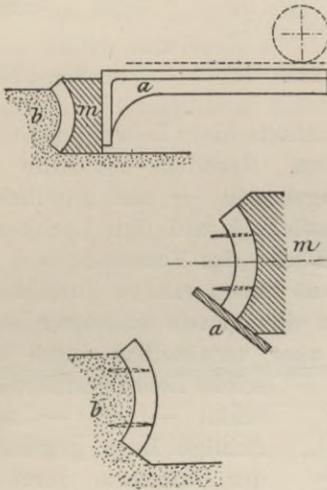


Fig. 1285.

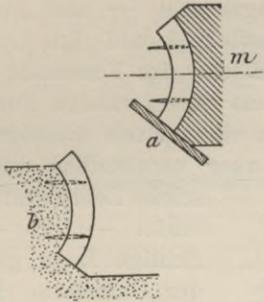


Fig. 1286.

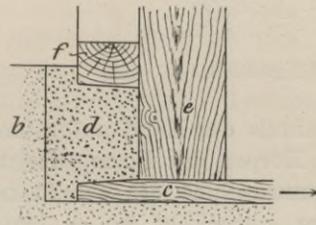
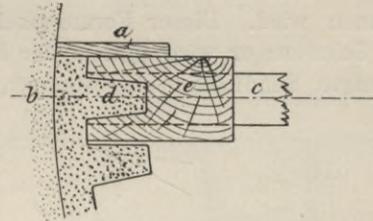


Fig. 1287.



verschiebbaren Schlitten der Formmaschine fest verbunden, an welchem sonst das Zahnlückenmodell sitzt. Es ist  $e$  mit einer Furche versehen, deren Querschnitt dem Holzzahnloch entspricht und an seinem unteren Ende ein in Nuthen verschiebbares Brettchen  $c$  angebracht. Man senkt  $e$  mit  $c$  in die durch Ausschneiden des Sandes gebildete Form  $b$  und stampft dann  $d$  mit Sand auf die erforderliche Höhe voll. Diese Höhe bezeichnet ein Klötzchen  $f$ , welches sich auf, an den Seitenwänden von  $e$  sich findende Schultern stützen kann und versuchsweise eingelegt wird. Ist die erforderliche Sandhöhe zwischen den Wänden  $d$  erreicht, so legt man  $f$  endgültig ein und füllt den Raum zwischen  $f$  und  $b$ . Hierauf wird  $c$  zurückgezogen und  $e$  emporgewegt. Das Einformen der Sandkörper zum Aussparen der Löcher für Holzzähne ist weniger einfach, wenn zwei Lochreifen verlangt werden. Es soll mit Hilfe der Figuren 1288 bis 1290 für ein Kegelrad beschrieben werden.  $b$  bezeichnet wieder den vorher festgestampften und dann mittels einer Lehre ausgeschnittenen Sand,  $e$  das Modell und  $c$  den in diesem geführten Schieber. Zunächst wird der untere Sandkörper  $d$  hergestellt; zu

seiner oberen Begrenzung benutzt man den Stampfer *i*, Fig. 1290, der sich mit seinen Schultern gegen die linksseitige Endfläche von *e* legt. Dann wird das Stück *g*, Fig. 1289, eingelegt und der Sandkörper *d* ähnlich wie vorhin beschrieben eingestampft. Nach dem Ausziehen des Schiebers *c* lässt sich nunmehr *e* abheben und *g* entfernen.

Arme und Nabe der Zahnräder formt man selten mit Hilfe eigentlicher Modelle ein; regelmässig werden die betreffenden Hohlräume durch Einlegen von Kernen erzeugt (vergl. S. 717). Fig. 1291 ist der theilweise Schnitt einer solchen Form für ein Kegelrad. Es bezeichnet wie bisher

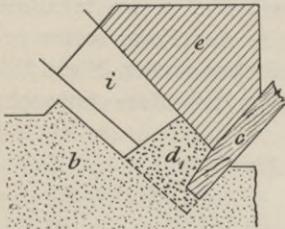


Fig. 1288.

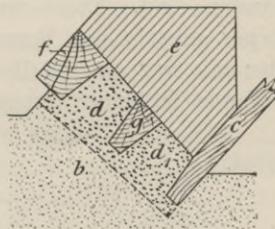


Fig. 1289.

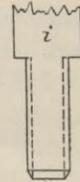


Fig. 1290.

*b* den mittels der Hand aufgestampften und mittels einer Lehre gestalteten unteren Körper der Form, das Bett derselben. Nachdem mit Hilfe der Räderformmaschine die Zahnlückenkörper angebracht — und gewöhnlich die Form getrocknet ist — legt man Kernstücke *k* und den Lochkern *l* ein, so dass der Abschluss durch eine Drehfläche des Formdeckels *m* gewonnen wird. Dieser Formdeckel besteht aus einem runden Formkasten mit Schoren; er wird mittels der Hand gegen eine mittels drehbarer Lehre erzeugte Sandfläche eingestampft, häufiger aber unmittelbar durch eine

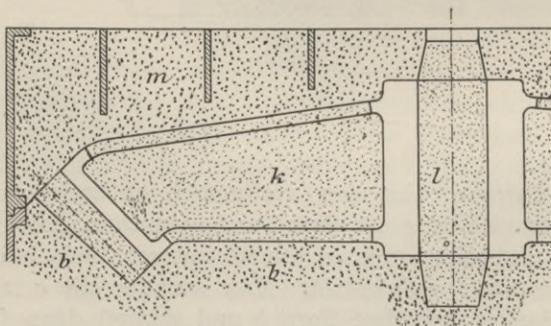


Fig. 1291.

solche Lehre gestaltet und erhält — oft — seine richtige Lage gegenüber der Unterform durch ineinander greifende, kreisrunde Falze des oberen und unteren Formkastens.

Ueber die bei den Räderformmaschinen auftretenden Kräfte lassen sich nur wenige Angaben machen. Es kommt der Druck in Frage, welcher

während des Einstampfens der Zahnlücken zwischen Sand und Modell auftritt und das letztere zurückzudrängen versucht. Dieser Druck wird, bezogen auf die Flächeneinheit, etwa dem bei Formpressen angewendeten (S. 715) gleichzusetzen sein. Eine zweite beachtungswerthe und rechnerisch verfolgbare Kraft besteht in dem Eigengewicht der überhängenden Maschinentheile. Beide Kraftquellen sind der elastischen Nachgiebigkeit der Maschine gegenüber zu stellen, und als Massstab für die zulässige Nachgiebigkeit ist der Genauigkeitsgrad der zu erzeugenden Räder einzu setzen. So viel mir bekannt, wird von einer solchen rechnerischen Be-

handlung sehr selten Gebrauch gemacht, was verständlich ist, wenn man bedenkt, dass nicht wenige zufällige Beanspruchungen neben den hier genannten regelmässigen auftreten.

Es fehlt nicht an Vorschlägen zu anderweiter Verbilligung des Formens und Giessens durch mehr oder weniger maschinenartige Einrichtungen. Dahin gehören insbesondere diejenigen, welche die Arbeitsfolge regeln und die Arbeitstheilung erleichtern. Sie gehören zu den Fabrikeinrichtungen, sind demnach genau genommen hier nicht zu erörtern. Da sie aber in das Gebiet der Formmaschinen hinübergreifen, so sollen einige derselben kurz erwähnt werden.

Es sind solche Einrichtungen zum Theil schon alt.<sup>1)</sup> An der zuletzt angezogenen Stelle ist im besondern das Formen der Röhren besprochen, bei welchem die Formkasten an den einzelnen Arbeitsplätzen — Formen, Trocknen, Kerneinhängen, Giessen, Kernaushängen, Rohrausziehen, Sandausschlagen — vorüber geführt werden. Verwandt hiermit sind drehbare Röhren-Formgerüste, welche die Hannoversche Eisengiesserei verwendet.<sup>2)</sup> Das Eisenwerk Lauchhammer benutzt Aehnliches<sup>3)</sup> für andere Formen. Noch weiter entwickelt ist eine Maschine der Godin'schen Giesserei in Guise in Frankreich.<sup>4)</sup> In der Quelle wird angegeben, dass mit dieser 43 Männer ebenso viel Gusswaren liefern wie 300 bei gewöhnlicher Handarbeit.

### B. Abhebemaschinen.

Eine einfache aber für flache Gegenstände sehr brauchbare Abhebemaschine stellen die Fig. 1292 bis 1294 in zwei Schnitten und einem Grundriss dar, sie wird von Fritz Haeflerle in Hannover gebaut. Es ist

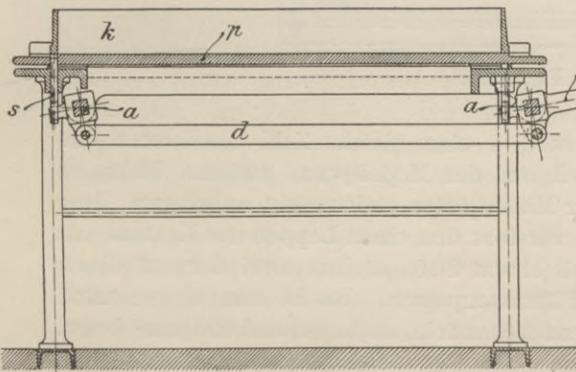


Fig. 1292.

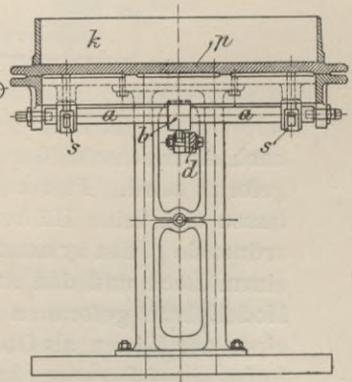


Fig. 1293.

die vorliegende Maschine insbesondere für im Lichten 1170 mm lange, 735 weite Formkasten bestimmt. Auf zwei Böcken ist ein Rahmen befestigt, auf welchem die auswechselbare Modellplatte *p* ruht. An dem Formkasten *k* sind Lappen ausgebildet, die entweder mit ihren Löchern über an *p* feste —

<sup>1)</sup> Stentz, Zeitschr. f. d. Berg-, Hütten- und Salinenwesen im preussischen Staat, 1864, S. 344 und S. 353, mit Abb.

<sup>2)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1882, Bd. 246, S. 58, mit Abb.

<sup>3)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1879, Bd. 231, S. 412, mit Abb. Verhandl. d. Vereins zur Beförderung des Gewerbefleisses 1880, S. 190, mit Abb.

<sup>4)</sup> Industries, Juni 1889, S. 553, mit Abb. Zeitschr. d. Vereins deutscher Ingen. 1890, S. 106.

in der Zeichnung nicht angegebene — Stifte greifen oder ihrerseits mit Stiften versehen sind, die in Löcher der Modellplatte genau passen.

In der Modellplatte  $p$  sind ferner 4 Löcher gebohrt, welche sich mit gleichen Löchern des Gestellrahmens decken. In diesen Löchern sind 4 Stifte  $s$  genau passend verschiebbar. In unten ausgebildete Oesen dieser Stifte greifen die Hebel  $c$ , welche auf den beiden vierkantigen Wellen  $a$  festsitzen; beide Wellen sind durch Hebel und die Zugstange  $d$  so miteinander gekuppelt, dass sie sich nur um gleiche Beträge drehen können. Die Bethätigung findet durch den Handhebel  $b$  statt. So heben bzw. senken sich die Stifte  $s$  in genau gleichem Grade und eignen sich demnach zum Abheben des Kastens  $k$ . Die Hubhöhe der Stifte beträgt 30 mm.

Für gewöhnlich gehören zu jedem Kastenpaare zwei Modellplatten und zwei Maschinen, so dass auf einer der Maschinen nur Unterkasten, auf der anderen nur Oberkasten geformt werden. Man kann aber auch mit nur einer Maschine arbeiten, indem zunächst eine Anzahl Unterkasten und —

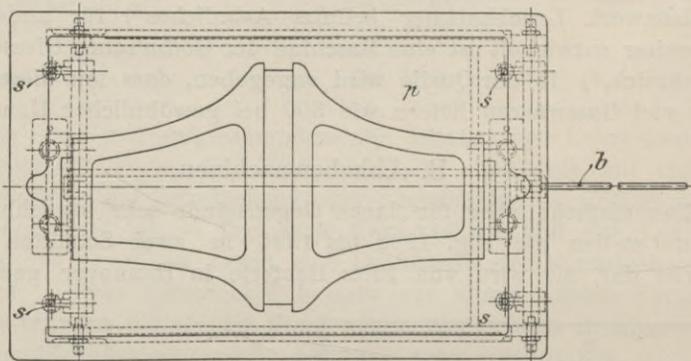


Fig. 1294.

nach Auswecheln der Modellplatte — eine gleiche Zahl Oberkasten eingeformt wird. Findet das Modell auf der Modellplatte zweimal Platz, so lassen sich seine Hälften auf der Modellplatte gleichzeitig anbringen. Man ordnet sie genau symmetrisch an, versieht den einen Lappen des Kastens mit einem Loch und den anderen mit einem Stift, so dass zwei der auf dieser Modellplatte geformten Kasten zusammenpassen. Es ist nun abwechselnd einer der Kasten als Oberkasten zu behandeln, d. h. es sind Einguss- bzw. Luftauslassöffnungen anzubringen. In Fig. 1294 ist beispielsweise ein Maschinenböckchen so gezeichnet, wie seine Hälften für den vorliegenden Zweck auf der Modellplatte befestigt werden können. Die Kernmarken des Fusses gehen in einander über.

Fig. 1295 und 1296 zeigen eine Abhebemaschine für flache Gegenstände, welche von der Vereinigten Schmirgel- und Maschinen-Fabrik A.-G. (vorm. S. Oppenheim & Co. und Schlesinger & Co.) in Hannover-Hainholz gebaut wird. Es sitzt die Modellplatte  $p$  fest auf dem Gestell der Maschine; auf ihr werden die Modelle mit Hilfe eines Rahmens  $r$  befestigt und zwar durch Umgiessen mit Gips. Es können auch die Modelle aus Gips gebildet werden, indem man den Rahmen  $r$  auf eine Fläche legt, in der die Spiegelbilder der Modelle ausgespart sind und das Ganze mit Gips ausfüllt. Ebenso häufig befestigt man die Modelle auf die Modellplatte durch Schrauben

Der Formkasten *k* wird mit Hilfe an ihm angebrachter Oesen und zweier an *r* fester Stifte ausgerichtet. Nachdem das Einstampfen stattgefunden hat, wird die Welle *b* mit Hilfe eines Handhebels, Fig. 1296, um  $180^\circ$  — in Bezug auf Fig. 1295 rechts herum — gedreht, wobei zwei auf *b* festsitzende Kurbeln die Lenkstangen *c* und damit den Schlitten *a* um 90 mm heben. Der Schlitten *a* wird, was insbesondere aus Fig. 1297 erkannt werden kann, am Gestell der Maschine gut geführt; er ist mittels zwei über Rollen gelegte Ketten den Gegengewichten *q*, Fig. 1295 und 1297, angegeschlossen. Mit dem Schlitten *a* sind zwei ausserhalb des Gestells befindliche

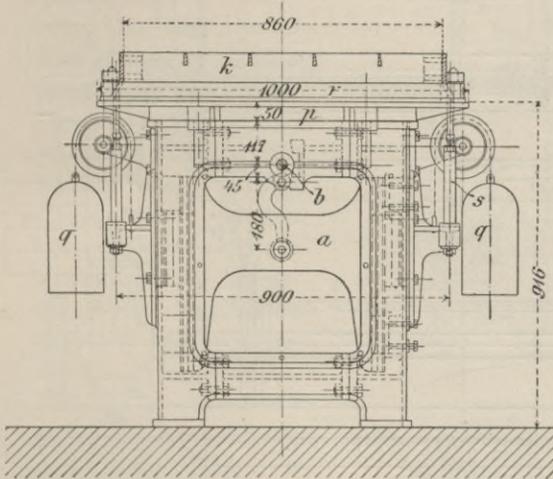


Fig. 1295.

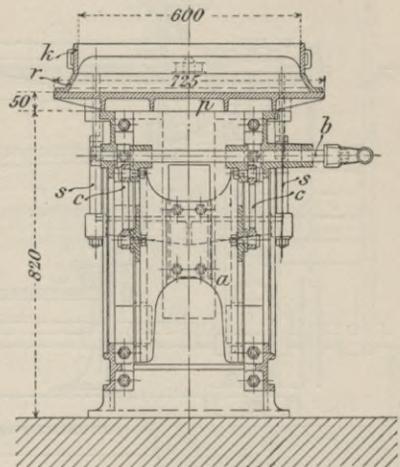


Fig. 1296.

Doppelarmlen verbunden, die vier Stifte *s* tragen. Mit *s* sind weiter oben dünnere Stifte einstellbar verbunden, die in Löchern von *p* und *r* stecken und unter am Formkasten sitzende Nasen greifen, so dass durch Heben des Schlittens *a* der Formkasten genau gleichförmig gehoben, von den Modellen und gleichzeitig von den Ausrichtstiften frei gemacht wird.

Zuweilen werden beide zusammengehörige Kästen mit Oesen versehen. Dann enthalten beide Modellplatten Stifte. Es ist in diesem Falle nöthig, beim Zusammenlegen der Kästen sich besonderer Ausrichtstifte zu bedienen. Sonst versieht man nur den einen Kasten mit Oesen und seine Modellplatte mit Stiften, während der andere Kasten Stifte enthält und damit in genau passende Löcher der Modellplatte *p r* greift.

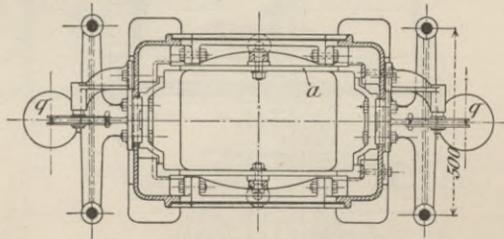


Fig. 1297.

Die Durchbrechungen des Maschinengestelles sind nach Möglichkeit verschlossen, um die Bestäubung der beweglichen Theile zu mindern.

Fig. 1298 und 1299 stellen eine Abhebemaschine mit Wendplatte dar, welche von derselben Firma gebaut wird. Es beträgt die lichte Weite bezw. Länge der Kästen 750 bezw. 1400 mm; sonach gehört diese Maschine zu den grössten ihrer Art. Mit der Platte *p* sind zwei Rahmen *r* nebst den

Modellen für den Ober- beziehungsweise Unterkasten verbunden. Die Formkästen *k* werden durch Zapfen *s* und in diese geschobene Keile an der

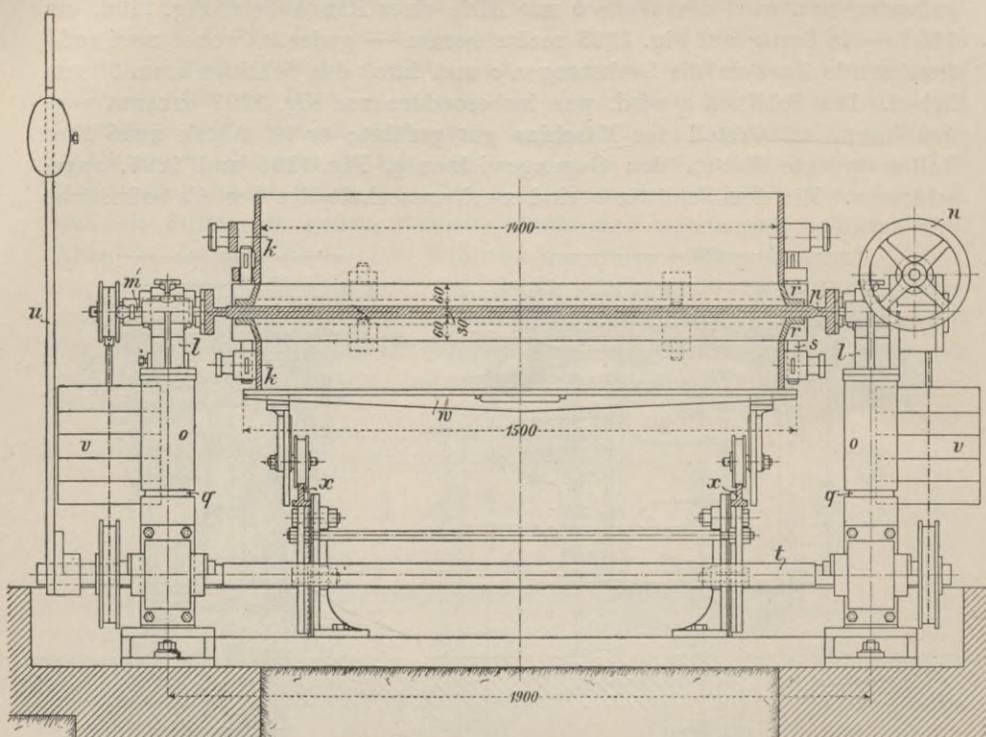


Fig. 1298.

Platte *p* festgehalten; zum Ausrichten derselben dienen Stifte und Löcher. Die Platte *p* ruht mit ihren beiden Zapfen in den Lagern *l* und wird durch Stifte *m*, welche in an diesen Lagern festen Augen stecken, an eigen-

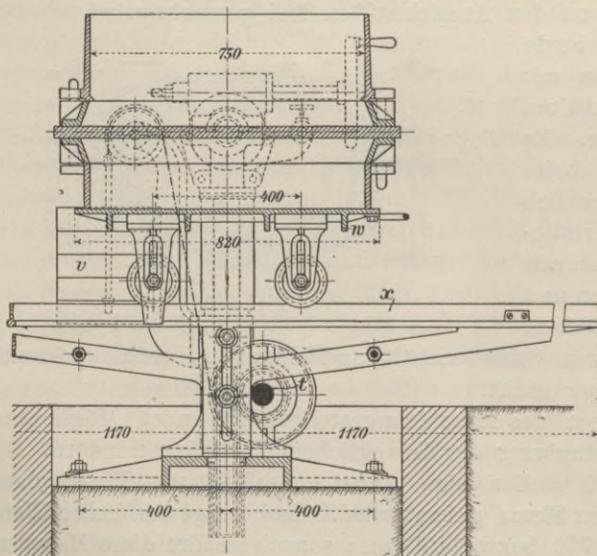


Fig. 1299.

mächtigem Drehen gehindert. Zieht man diese Stifte zurück, so kann man unter Vermittelung eines auf einem der Zapfen sitzenden Wurmrad, eines zugehörigen Wurmtes und des auf dessen Welle sitzenden Handrades *n* die Platte *p* drehen. Es sitzen die Lager *l* an Stangen, die in den hohlen Säulen *q* mittels zweier auf der gemeinsamen Welle *t* sitzenden Zahnräder lothrecht gehoben oder gesenkt werden können; röhrenartige, an *l* feste

Kragen *o* sind über die oberen Enden der Säulen *q* geschoben, um das Eindringen von Schmutz zu verhüten. An den unteren Enden der Stangen ist Schraubengewinde ausgebildet, in welches die soeben genannten Zahnräder greifen. Die Welle *t* bewegt man mittels des Handhebels *u*, und an Ketten hängende Gegengewichte *v* erleichtern das Heben und Senken der Lager *l* bzw. der Platte *p* mit daran hängenden Formkasten.

Zwischen den Säulen *q* sind zwei Schienen *x* einstellbar befestigt, auf denen der leichte Wagen *w*, dessen Räder verschieden hoch eingestellt werden können, um etwas mehr, als die Kastenbreite beträgt verschoben werden kann. Man benutzt die Maschinen wie folgt: der oben befindliche Kasten *k* wird wie gewöhnlich eingestampft, dann die Wendepalte *p* gehoben, um  $180^{\circ}$  gedreht, der Wagen *w* untergeschoben und die Platte *p* so viel gesenkt, dass der nunmehr unten liegende Kasten sich mit seinem Rücken auf den Wagen legt. Man stampft dann den nunmehr oben befindlichen Kasten ein, löst den unten befindlichen Kasten durch Ausziehen der in den Bolzen *s* steckenden Keile, hebt die Wendepalte, so dass der Kasten von den Modellen und den Ausrichtstiften frei wird,

und führt den Kasten in Bezug auf Fig. 1299 mit dem Wagen *w* nach rechts, wo er mittels eines Krahanes abgehoben werden kann. Auf einen zweiten links von der Mitte der Fig. 1299 stehenden Wagen ist ein leerer Kasten gelegt; er wird unter die Wendepalte gefahren und diese soweit gesenkt, dass er mittels der erwähnten Keile der Wendepalte *p* angeschlossen werden kann u. s. w. Diese Maschine liefert also je einen Unter- und einen Oberkasten, die man sofort auf einander zu legen pflegt.

Als zweites Beispiel einer Abhebemaschine mit Wendepalte führe ich

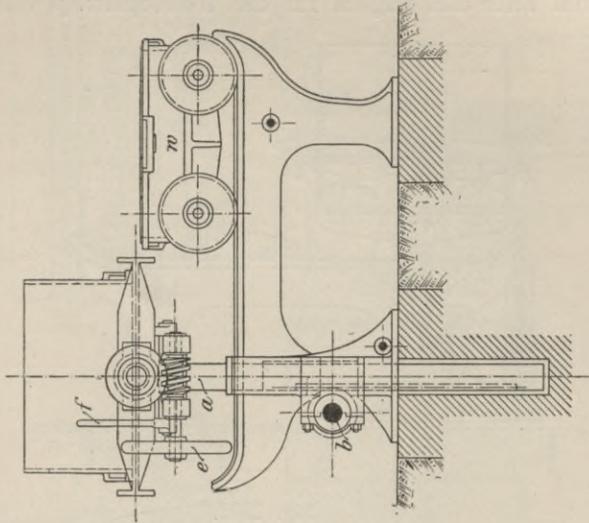


Fig. 1301.

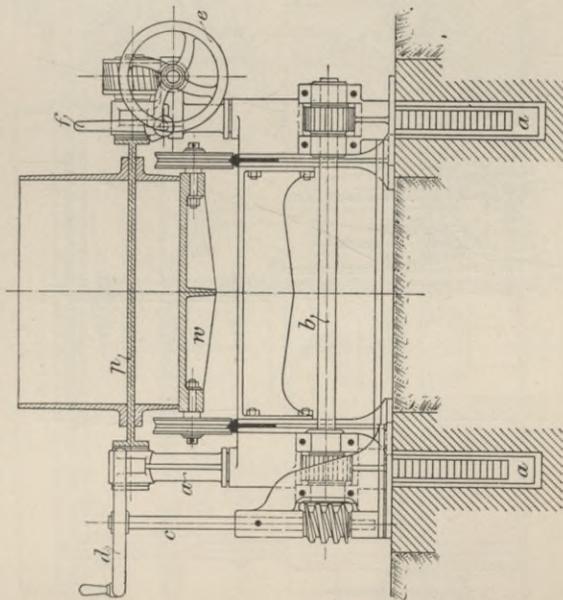


Fig. 1300.

eine von der Badischen Maschinenfabrik und Eisengiesserei vorm. G. Sebold und Sebold & Neff in Durlach gebaute an. Sie ist für Kasten von 500 bei 600 mm lichter Weite und 120 bis 300 mm Höhe bestimmt. Fig. 1300 ist ein Querschnitt, Fig. 1301 eine Seitenansicht, Fig. 1302 ein Längenschnitt und Fig. 1303 ein Grundriss der Maschine. Es sind die an ihrem oberen Ende mit Lagern für die Wendepatte  $p$  versehenen Stangen  $a$  ver-

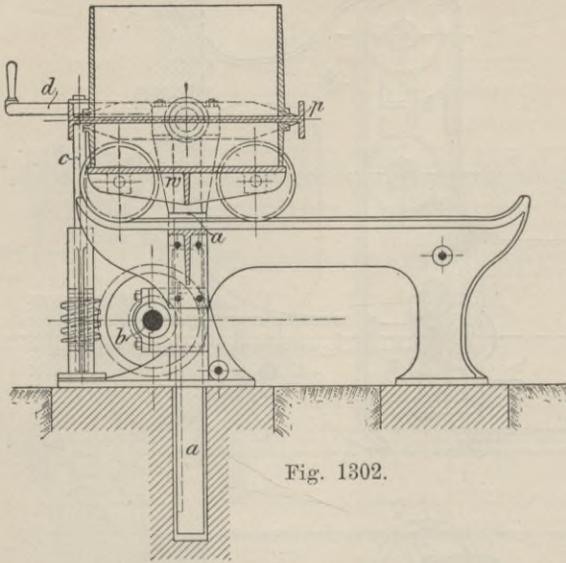


Fig. 1302.

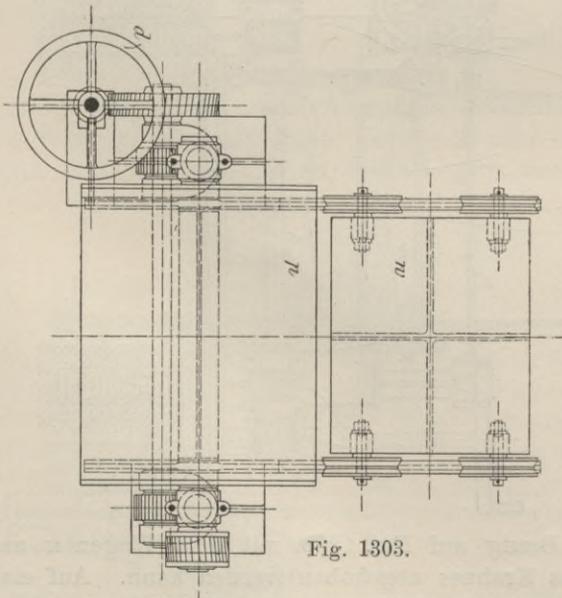


Fig. 1303.

hältnissmässig länger als bei der vorhin beschriebenen Maschine, so dass die Verstellbarkeit der für den Wagen  $w$  bestimmten Laufschienen, sowie der Wagenräder entbehrt werden kann. Die Stangen  $a$  werden in Bohrungen des Maschinengestells lothrecht geführt und sind mit Zahnstangen versehen, in welche auf der gemeinsamen Welle  $b$  festsetzende Zahnräder greifen. Die Welle  $b$  wird durch Wurmrad und an der Welle  $c$  sitzenden Wurm von dem Handrad  $d$  aus gedreht; eine Gewichtsausgleichung durch Gegengewichte ist nicht vorgesehen. Eigenmächtiges Drehen der Wendepatte  $p$  wird durch zwei Daumen verhindert, die man durch den Handhebel  $f$ , Fig. 1300 und 1301, unter die Versteifungsrippen der Wendepatte schiebt. Es werden die Modelle unmittelbar auf der Wendepatte befestigt. Die Benutzungsweise der vorliegenden

Maschine unterscheidet sich von der durch Fig. 1298 u. 1299 dargestellten nur dadurch, dass man mit einem Wagen  $w$  statt mit zweien derselben arbeitet.

Eine zweite, grössere, von der Badischen Maschinenfabrik und Eisengiesserei gebaute Abhebemaschine mit Wendepatte zeigen die Fig. 1304

und 1305 in zwei lothrechten Schnitten. Die Maschine ist für 1900 mm lichte Kastenlänge und 1400 mm Kastenweite bestimmt. Bei dieser Maschine drehen sich die Zapfen *a* der Wendeplatte *p* in Lagern, welche an den Ständern *b* festsitzen. Einer der Zapfen *a* ist mit einem Wurmrad *c* versehen, mittels dessen das Drehen der Platte vom Handrade *d* aus stattfindet. Mittels des Handhebels *e* ist das Wurmrad *c* zu verriegeln, sobald die Modellplatte wagerecht liegt. Der Wagen *w* läuft auf Schienen *i*, die in Fussbodenhöhe angebracht sind und auf mit der Platte *g* zusammengesetzten Schienen. Die letztgenannte Platte sitzt auf dem Mönch einer Druckwasserpresse fest, und das erforderliche Druckwasser liefert ein Speicher unter Vermittelung der Steuerung *f*. Nachdem ein Kasten eingeformt und durch Wenden der Platte unter diese gekommen ist, wird der Wagen *w* untergeschoben und soweit gehoben, dass der Kasten auf ihm ruht. Hierauf wird die Verbindung des Kastens und der Wendeplatte gelöst und Wagen *w* nebst dem Kasten nach unten gesenkt, ausgefahren, der fertige Kasten forgenommen, ein leerer auf den Wagen gestellt und durch Einfahren und Heben des Wagens

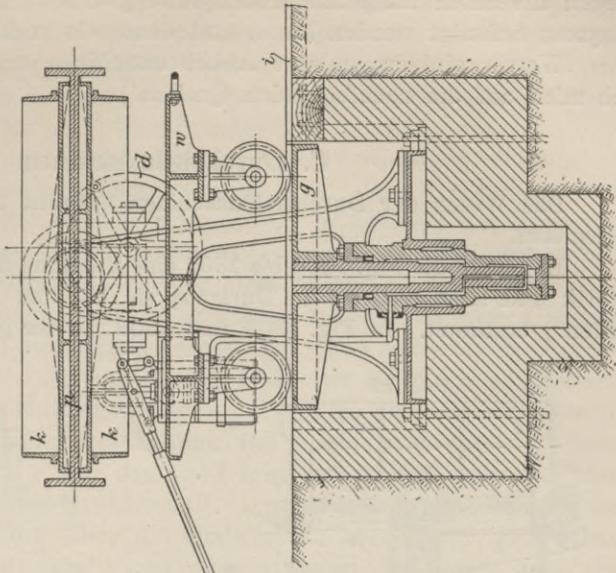


Fig. 1305.

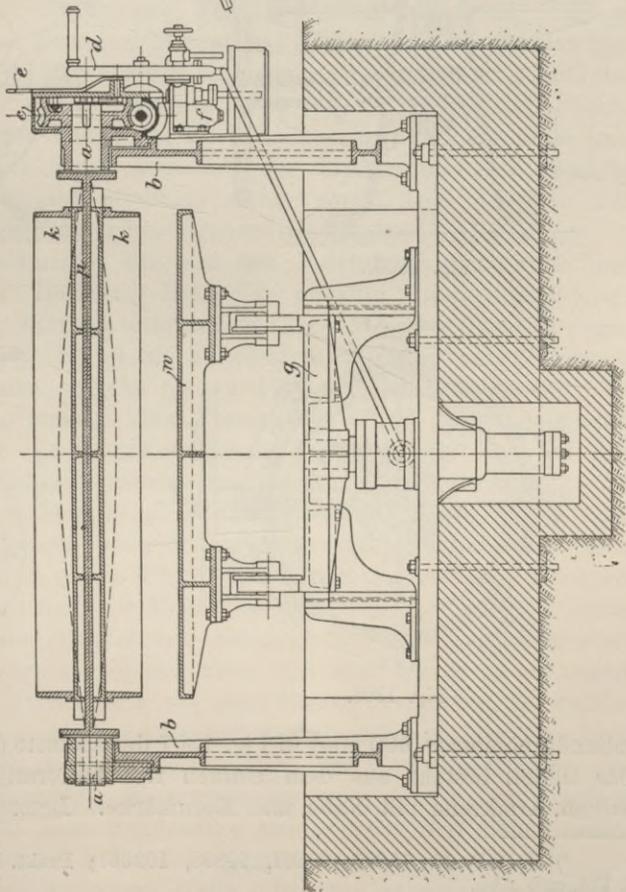


Fig. 1304.

unten gesenkt, ausgefahren, der fertige Kasten forgenommen, ein leerer auf den Wagen gestellt und durch Einfahren und Heben des Wagens

gegen die unten hängende Modellplatte gedrückt, so dass der Kasten hier bequem befestigt werden kann, und dann wie vorhin verfahren.

Wegen einiger anderer Abhebemaschinen mit Wendepalte beziehe ich mich auf die nachfolgenden Quellen<sup>1)</sup>.

### C. Durchziehmaschinen.

Das Wesen der Durchziehmaschinen erkennt man gut aus folgenden Beispielen.

Es zeigen die Fig. 1306 bis 1309 eine Maschine der Badischen Maschinenfabrik und Eisengiesserei in Durlach; sie ist zum Einformen von Riemenrollen<sup>2)</sup> bestimmt. In Fig. 1306 und 1308 ist der grösste zulässige Riemen-

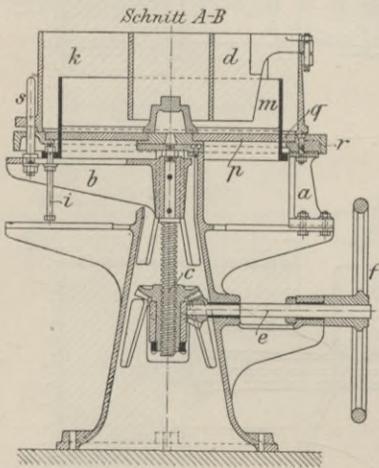


Fig. 1306.

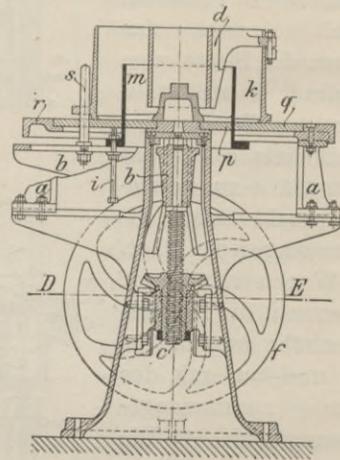


Fig. 1307.

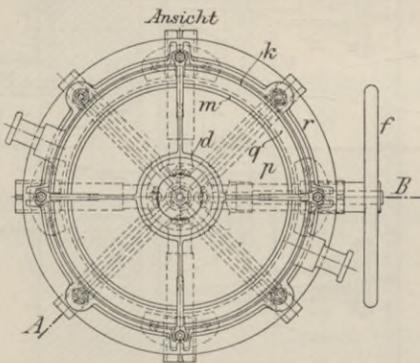


Fig. 1308.

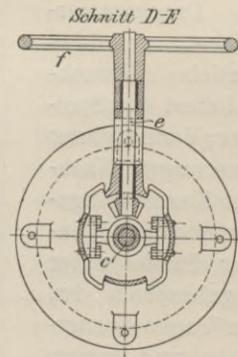


Fig. 1309.

rollendurchmesser (600 mm) in Fig. 1307 der kleinste (300 mm) angenommen. Das Modell besteht aus dem einfach trommelförmigen Kranz *m* und dem halben Armkreuz mit Nabe und Kernmarke. Letzteres ist auf der Modell-

<sup>1)</sup> D. R.-P. Nr. 70696, 90897, 90898, 102667; Prakt. Masch.-Konstr. Okt. 1895, S. 171, mit Abb.

<sup>2)</sup> Hertzog, D. R.-P. Nr. 25250. Wurmbach, D. R.-P. Nr. 29457. Anton & Söhne, D. R.-P. Nr. 43347. Wetzig, D. R.-P. Nr. 73731. Donovan, D. R.-P. Nr. 87307. Sperlin, D. R.-P. Nr. 91678.

platte  $p$  befestigt, ersterer ragt durch einen Spalt der Modellplatte nach unten und ist hier auf dem Armkreuz  $b$  festgeschraubt. Der ringförmige Spalt, in dem das Modell  $m$  verschoben werden soll, bedingt, dass man den inneren Theil  $p$  und den äusseren  $q$  der Modellplatte je für sich befestigt.  $p$  sitzt deshalb unmittelbar auf dem Ständer der Maschine, während  $q$  in einen Falz des Ringes  $r$  gelegt ist, der sich unter Vermittlung von Böcken  $a$  auf vier Arme des Maschinenständers stützt. An dem Armkreuz  $b$  sind vier Stifte  $s$  befestigt. Sie stecken verschiebbar in Löchern des Ringes  $r$ , Fig. 1306, oder in solchen des Modellplattentheils  $q$ , Fig. 1307, und dienen zum Ausrichten des Formkastens  $k$ . Um dem Sande in dem Formkasten die nöthige Haftfläche zu bieten, ist ein Ring mit vier Armen  $d$  in den Formkasten gehängt und mit diesem verschraubt. Das Armkreuz  $b$ , welches das Kranzmodell  $m$  trägt, ist am oberen Ende der Schraube  $c$  befestigt; es ist das zu  $c$  gehörige Muttergewinde in die Nabe eines im Maschinenständer gelagerten Kegelrades geschnitten, und dieses wird durch ein kleineres Kegelrad, die Welle  $e$  und das Rad  $f$  mittels der Hand gedreht. Man kann hiernach zunächst das Kranzmodell so weit emporheben, dass es um die halbe Riemenrollenbreite über die Modellplatte hervorragte. Schrauben  $i$  werden entsprechend eingestellt und stossen gegen die untere Seite des Ringes  $r$ , Fig. 1306, oder des Ringes  $q$ , Fig. 1307, sobald die richtige Höhenlage für  $m$  gewonnen ist. Nachdem hierauf das Einformen stattgefunden hat, wird das Handrad in der, der vorigen entgegengesetzten Richtung gedreht, um  $m$  nach unten durch die Modellplatte zu ziehen. Es ziehen sich gleichzeitig die Stifte  $s$  aus den Oesen des Formkastens zurück. Es muss nun die Form noch von dem Armkreuzmodell der Riemenrolle frei gemacht werden, was bei vorliegender Maschine durch vorsichtiges Abheben des Kastens mittels der Hand oder eines Krahnens stattfindet.

Diese Schwäche vermeidet die von den Vereinigten Schmirgel- und Maschinen-Fabriken in Hannover-Hainholz gebaute Riemenrollenformmaschinen,<sup>1)</sup> welche Fig. 1310 in lothrechttem, Fig. 1311 zum Theil in wage-rechtem Schnitt darstellen. Es ist die abgebildete Maschine zum Einformen von Riemenrollen bestimmt, welche bis zu 1700 mm im Durchmesser, bis zu 500 mm in der Breite messen. Der Formkasten  $k$  und das eingehängte, die Schoren ersetzende Armkreuz unterscheiden sich von der bei der vorigen Maschine beschriebenen nicht nennenswerth. Auch die Modellplatte ist ebenso wie vorhin, in zwei Ringe  $p$  und  $q$  getheilt, sowie das Kranzmodell  $m$  an einem lothrecht verschiebbaren Armkreuz  $b$  befestigt. Der Modellplattentheil  $q$  ruht in einem Ring  $r$ , der von im Querschnitt  $u$ -förmigen Pfeilern  $a$  getragen wird, und der Modellplattentheil  $p$  in dem Falz einer Platte, die auf der hohlen Mittelsäule  $o$  befestigt ist. Das Armkreuz wird an dieser Mittelsäule lothrecht geführt, kann sich aber um diese ein wenig drehen. Unten ist das Armkreuz  $b$  mit einer Mutter verbunden, in welche die lothrechte Schraube  $c$  greift.  $c$  ist auf der Grundplatte der Maschine so gelagert, dass sie sich in ihrer Axenrichtung nicht zu verschieben vermag; unter Vermittlung zweier Kegelradpaare und der Wellen  $e$  und  $f$  wird die Schraube  $c$  von dem Handrade  $g$  aus gedreht und hebt, bezw. senkt damit das Armkreuz  $b$  nebst dem Kranzmodell  $m$ .

Gleichaxig mit der lothrechten Welle  $f$  ist eine röhrenartige Welle

<sup>1)</sup> D. R.-G.-M. Nr. 102923.

Fig. 1310.

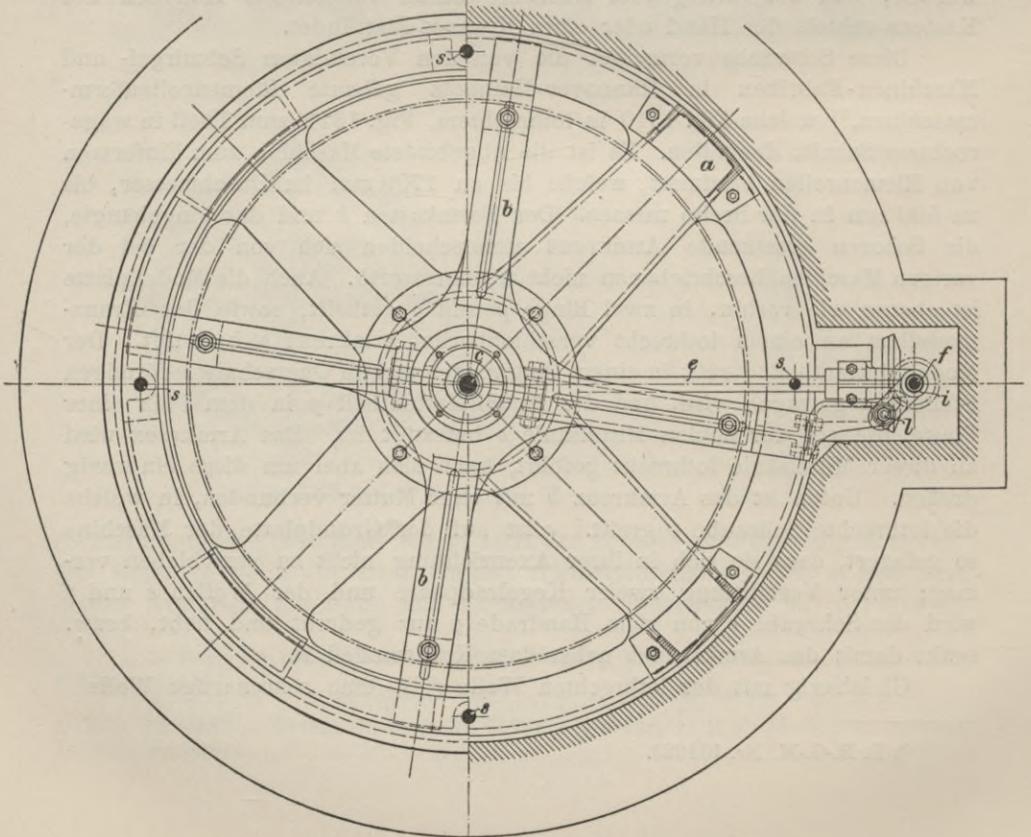
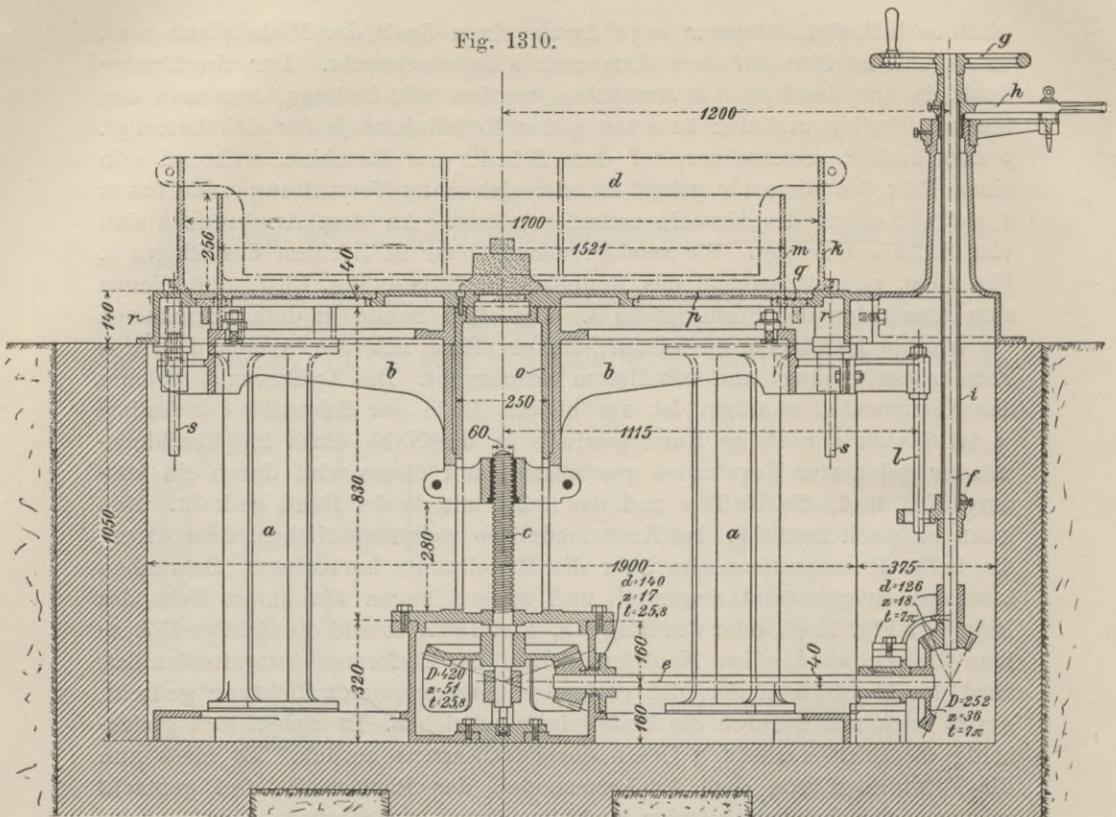


Fig. 1311.

angebracht; sie kann mittels des Handhebels *h* gedreht werden. Am unteren Ende von *i* sitzt ein geschlitzter Hebel, welcher den am Armkreuz *b* festen, langen Stift *l* umfasst. Dreht man *i*, so wird durch die angegebene Einrichtung auch das Armkreuz *b*, und zwar um die Säule *o* gedreht. Das benutzt man wie folgt: nachdem durch Senken von *b* das Kranzmodell *m* völlig aus dem aufgestampften Sande gezogen ist, wird *b* in der soeben angegebenen Weise unter die im Ring *r* lothrecht verschiebbaren Stifte *s* gedreht. Diese Stifte befinden sich so unter dem Formkasten *k*, dass, wenn man nunmehr das Armkreuz *b* wieder hebt, die von *b* nach oben bewegten Stifte *s* den Formkasten, und zwar genau gleichförmig von den auf der Platte *p* festsitzenden Modelltheilen abhebt, und nunmehr der fertige Formkasten ohne Umstände weggenommen werden kann.

In grösserem Umfange hat sich die Durchziehmaschine von Fritz Kaerle,<sup>1)</sup> Eisengiesserei und Maschinenfabrik in Hannover, Eingang verschafft. Sie ist für das Einformen der mit Querrippen versehenen Röhren bestimmt.

Fig. 1312.

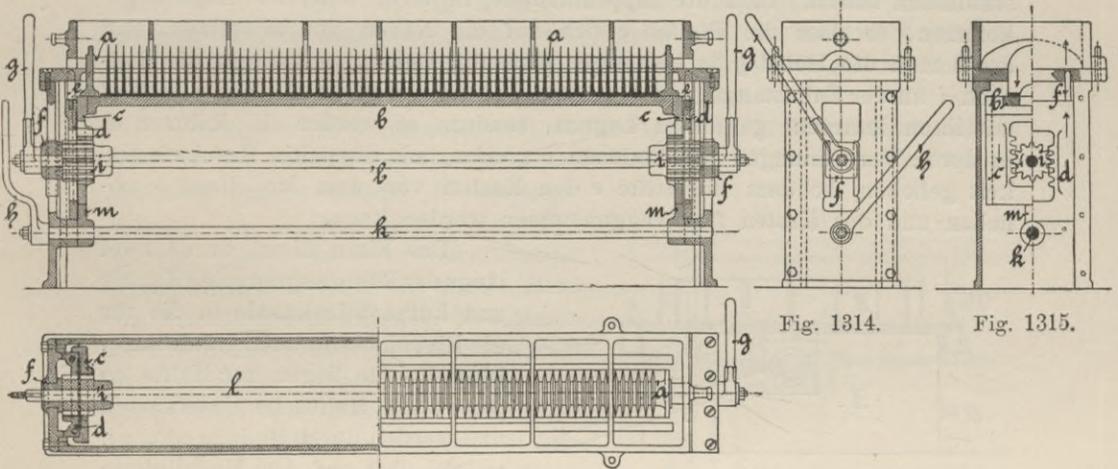


Fig. 1313.

Fig. 1314.

Fig. 1315.

Fig. 1312 ist ein Längenschnitt, Fig. 1313 zur Hälfte ein wagerechter Schnitt, zur anderen Hälfte ein Grundriss der Maschine nebst Formkasten. Fig. 1314 stellt sie von einer Schmalseite aus gesehen dar, und Fig. 1315 ist linksseitig ein voller Querschnitt zwischen den Platten *c* und *d*, rechtsseitig ein theilweiser, etwas weiter nach aussen belegener Querschnitt. Die einzuformenden Röhren haben regelmässig 2000 mm ganze Länge. Der Formkasten bietet nichts Erwähnenswerthes; er wird auf der Modellplatte mittels Stifte und Oesen ausgerichtet, und zwar enthält der Kasten zwei Stifte und zwei Oesen in der Anordnung, dass Ober- und Unterkasten, die auf derselben Maschine geformt werden, ohne weiteres zusammen zu legen sind. Auf der Modellplatte liegt das halbe Röhrenmodell *a* fest. Es sind dagegen die Rippen als dünne, und die beiden Flanschen als dickere, über der Modellplatte halbrund begrenzte Platten auf der langen, liegenden Platte *b* befestigt und mit Hilfe dieser durch gut anschliessende Spalte der

<sup>1)</sup> Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1886, S. 449, mit Abb.

Modellplatte, bezw. des Modelles *a* lothrecht zu verschieben. Die Platte *b* ist mit den beiden lothrechten Platten *c* verschraubt, welche an zwei lothrecht verschiebbaren Rahmen *d* (vergl. insbesondere Fig. 1313 links) sich führen. Die beiden Rahmen *d* enthalten an ihrem oberen Rande je zwei Stifte *e*, Fig. 1312, welche durch Löcher der Modellplatte ragen und bestimmt sind, den Formkasten abzuheben. Das Einformen findet, während die Rippen- und Flanschenmodelle in höchster Lage sich befinden, in gewöhnlicher Weise statt. Die Platten *c* stützen sich, so lange diese Arbeit währt, auf die mit der Welle *k* fest verbundenen Daumen *m*. Die Rahmen *d* befinden sich in tiefster Lage und ruhen mit dem unteren Rande auf den Naben von *m*. Schwenkt man nun mit Hilfe des Handhebels *h* die Daumen *m* zur Seite, so könnten die Platten *c* nebst *b* und den auf dieser befestigten Rippenmodellen plötzlich nach unten fallen, wenn sie nicht durch an der Welle *l* festsitzende Rädchen, welche in Zahnstangen von *c* (Fig. 1315, links) greifen, weiter gestützt würden. Dreht man aber die Welle *l* mit Hilfe der Hebel *g* in Bezug auf Fig. 1315 nach links, so senken sich die Platten *c* und die Rippenmodelle; man kann dieses Durchziehen der Modelle beliebig langsam stattfinden lassen. Sind die Rippenmodelle in ihrer untersten Lage angekommen, so dass die Platten *c* sich auf die Naben von *m* stützen, und dreht man die Hebel *g* in bisheriger Richtung weiter, so klettern die Rädchen *i* an der Zahnstange von *c* empor, es hebt sich nicht allein die Welle *l* mit ihren lothrecht geführten Lagern, sondern es werden die Rahmen *d*, in deren Verzahnungen die Rädchen *i* greifen, mit doppelter Geschwindigkeit gehoben, so dass die Stifte *e* den Kasten von dem Modellrest *a* abheben und der Kasten frei weggenommen werden kann.

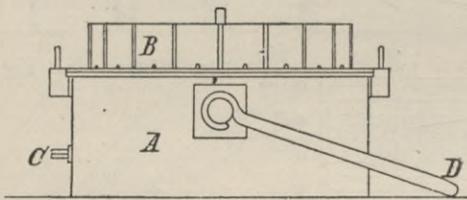


Fig. 1316.

Das Eisen fließt durch zwei längs der Röhre angebrachte Kanäle und kurze Stichkanäle in die für die Rippen bestimmten Hohlräume. Diese Kanäle liegen zur Hälfte im Ober-, zur Hälfte im Unterkasten und werden durch Modelle erzeugt, welche fest auf der Modellplatte sitzen (vergl. Fig. 1313, rechts).

Es möge noch einer Durchzieh-Formmaschine ihrer Eigenart halber besonders gedacht werden, nämlich einer solchen, welche zum Einformen der 276 mm breiten, 867 im Durchmesser messenden Treibräder der Mähmaschinen dient.<sup>1)</sup> Diese Treibräder sind an ihrer Aussenfläche mit Leiste versehen, damit sie beim Arbeiten nicht gleiten, und enthalten ein Armkreuz ähnlich den Riemenrollen. In Fig. 1316 bezeichnet *A* eine Art kreisrunden Gefäßes, welches die beweglichen Theile der Maschine umschliesst und dessen Deckel die Modellplatte bildet, *B* das halbe, über die Modellplatte hervorragende Modell und *D* einen, Schildzapfen von *A* umgreifenden Bügel, welcher die ganze Maschine an einen Krahn zu hängen gestattet. Der kreisrunde Formkasten wird in gewöhnlicher Weise mit Formsand ausgestampft, seine obere Fläche geebnet, hier ein Brett aufgelegt und mit der Maschine *A* verklammert, worauf man den Bügel *D* auf den Krahn-

<sup>1)</sup> American Machinist, 11. Juli 1895, mit Schaubild. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1896, S. 549, mit Abb.

haken legt, die Maschine heben lässt und sie so dreht, dass der Formkasten unten hängt und mit Hilfe des Krahnens das Ganze dahin schafft, wo der Guss stattfinden soll. Nachdem es hier niedergesetzt ist, zieht man das Modell *B* durch die Modellplatte zurück, und zwar mittels der Welle *C*, auf deren Vierkant ein Schlüssel gesteckt wird, und hebt die Maschine *A* nebst dem Armkreuzmodell von dem stehen bleibenden Formkasten ab. Es ist dieses der Unterkasten. Der zugehörige Oberkasten wird auf einer ähnlichen, aber feststehenden Maschine geformt und, nachdem das Kranzmodell zurückgezogen ist, mittels des Krahnens abgehoben und auf den Unterkasten gesetzt.

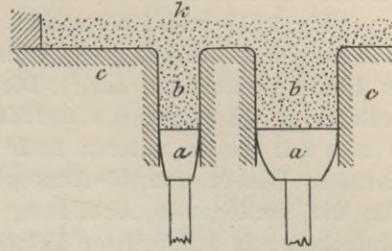


Fig. 1317.

Das Wesen der Durchziehmaschinen findet auch beim Formen von steilwandigen Kernen Verwendung, wofür hier zwei Beispiele folgen. Ueber der Platte *c*, Fig. 1317, ist ein Kern *k* mit zwei zapfenartigen Ansätzen *b* geformt. Die Böden *a* der Hohlräume, in denen die Ansätze *b* stecken, sind gemeinsam zu heben, so dass die Ansätze, ohne Schaden zu nehmen, mit dem Kern *k* nach oben hinausgeschoben werden.

Hertzog's Kernformmaschine<sup>1)</sup> stellt Fig. 1318 in lothrechttem Schnitt dar. In der runden gusseisernen Platte *B* ist eine Zahl verschieden weiter, inwendig glatter Röhren *D* befestigt, welche als Kernbüchsen für eine Gruppe gewöhnlicher, walzenförmiger Kerne dienen sollen. Die Platte *B* ist um den Zapfen *A* auf dem Maschinengestell drehbar und durch einen Stift so feststellbar, dass je eine Röhre *D* genau über der Mitte der Stange *H* sich befindet. *H* ist an seinem oberen Ende mit einem in die betreffende Röhre *D* gut passenden, selbstverständlich auswechselbaren Kolben versehen und unten als Schraubbolzen ausgebildet. In eine Längsnuth dieses Bolzens greift ein vorstehender fester Finger und hindert dadurch die Schraube sich zu drehen, während die am Maschinengestell unverschieblich gelagerte Mutter durch ein Kegelpaar gedreht werden kann. Man schiebt den Kolben so weit in die betreffende Röhre *D*, dass über ihm die verlangte Kernlänge frei bleibt, füllt die Röhre in gebräuchlicher Weise mit Kernsand, und schiebt dann den Kern nach oben hinaus. Theils um die Formröhren *D* an ihren oberen Enden seitlich zu stützen, theils zur Bequemlichkeit des Kernmachers ist der runde Teller *C* angebracht, der den Sandvorrath aufnimmt.

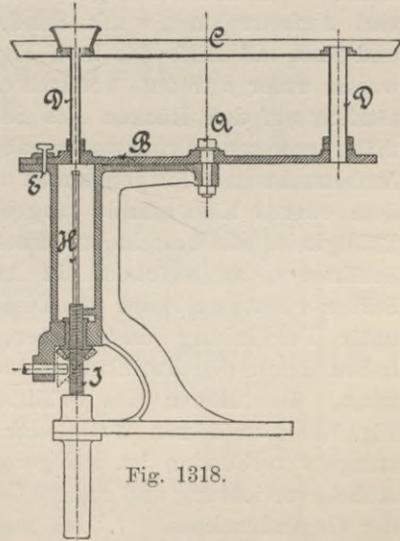


Fig. 1318.

<sup>1)</sup> D. R.-P. Nr. 26 772. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1886, S. 449, mit Abb.

Bollmann's Kernformmaschine<sup>1)</sup> unterscheidet sich nur unwesentlich von der beschriebenen.

#### D. Formpressen.

Seite 712 u. 713 sind bereits zahlreiche Quellen über Formpressen genannt. Ich kann mich daher hier auf die Darstellung einer Auswahl solcher Maschinen beschränken.

Fig. 1319 und 1320 stellen eine Formpresse der Vereinigten Schmirgel- und Maschinenfabriken A.-G., vorm. S. Oppenheim & Co. und Schlesinger & Co. in Hannover-Hainholz dar.<sup>2)</sup> Die Modellplatte *p* sitzt fest an dem Schaft *a*, welcher in Querstücken *b* des Maschinengestelles lothrechte Führung findet. *a* ruht mit seinem unteren Ende auf dem Mönch *c*, dem zum Zweck des Pressens Wasser von 50 Atmosphären Spannung zugeführt wird. Es ist für die vorliegende Abbildung angenommen, der Formkasten *k* sei ein einfacher, roh bearbeiteter Rahmen (S. 717). Man hat daher *k* gegenüber der Modellplatte mittels eines Rahmens *r* ausgerichtet, in dem der Kasten *k* durch vier Schrauben festgeklemmt ist und der anderseits Oesen enthält, die über Stifte der Modellplatte greifen. Behufs Einformens ist der Aufsatzrahmen *e* angebracht, dessen Höhe etwa so viel betragen soll, wie der Sand zusammengedrückt wird. Die hölzerne Gegenplatte *f* sitzt unter Vermittlung eines kräftigen Querstücks an zwei Stangen, die um die dicken Zapfen *g* zu schwingen vermögen. Fig. 1320 zeigt die Gegenplatte *f* in ausgeschwenkter Lage, Fig. 1319 in der Lage, in welcher sie ihrem Zweck dient. Während die Gegenplatte ausgeschwenkt ist, füllt man Formkasten und Aufsatzrahmen *e* mit Sand, schwenkt dann *f* über den Formkasten und lässt mit Hilfe des in *d*, Fig. 1319, befindlichen Steuerschiebers Druckwasser unter *c* treten, wodurch *c*, *a* u. s. w. gehoben, also die Platte *f* gegensätzlich auf den Rücken des Sandes gepresst wird. Nachdem man das thätig gewesene Druckwasser abgelassen, die Platte *f* ausgeschwenkt, den Aufsatzrahmen *e* fortgenommen und gegebenen Falles den Sandrücken mit dem oberen Kastenrande eingeebnet hat, tritt die Abhebevorrichtung in Thätigkeit. Sie besteht aus einem am Maschinengestell lothrecht geführten Schlitten *l*, an welchem ein Armkreuz *n* mit vier besonders geführten Stiften *o* festgeschraubt ist. Diese Stifte wirken, wenn sie gehoben werden, unter Vermittlung einstellbarer, dünnerer Stifte auf den Rahmen *r* und heben damit den Formkasten *k* empor, so dass er fortgenommen werden kann. Das Heben des Schlittens *l* geschieht durch den Handhebel *h*, Fig. 1320, an dessen Welle eine Kurbel sitzt, die mit *l* durch die Lenkstange *i* verbunden ist. Gegengewichte *m* erleichtern das Bethätigen der Abhebevorrichtung und andere Gegengewichte *q* das Ein- und Ausschwenken der Gegendruckplatte *f*. Ich mache darauf aufmerksam, dass man bemüht gewesen ist, die beweglichen Theile nach Möglichkeit von dem Staub der Giesserei abzusperren.

Fig. 1321 u. 1322 zeigen eine doppelte Formpresse derselben Fabrik. Diese Presse hat mit der vorigen manches gemeinsam, unterscheidet sich aber von ihr in vielen Dingen und verdient deshalb hier angeführt zu werden. Die beiden Druckwasserpressen und deren Zubehör gleichen sich.

<sup>1)</sup> D. R.-P. Nr. 57649.

<sup>2)</sup> D. R.-P. Nr. 94382.



tigen Querbalken *g* befestigt, und wird mit diesem durch auf Schienen *q* laufende Rollen getragen, um nach Bedarf über die eine oder die andere

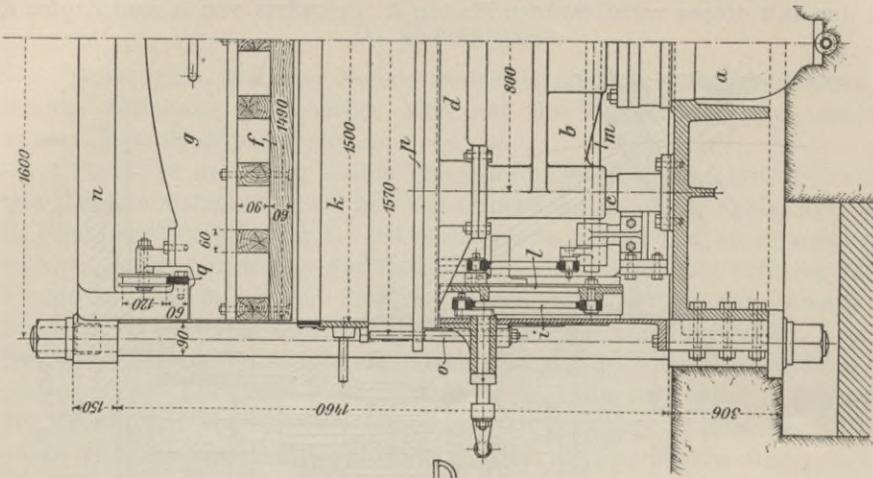


Fig. 1322.

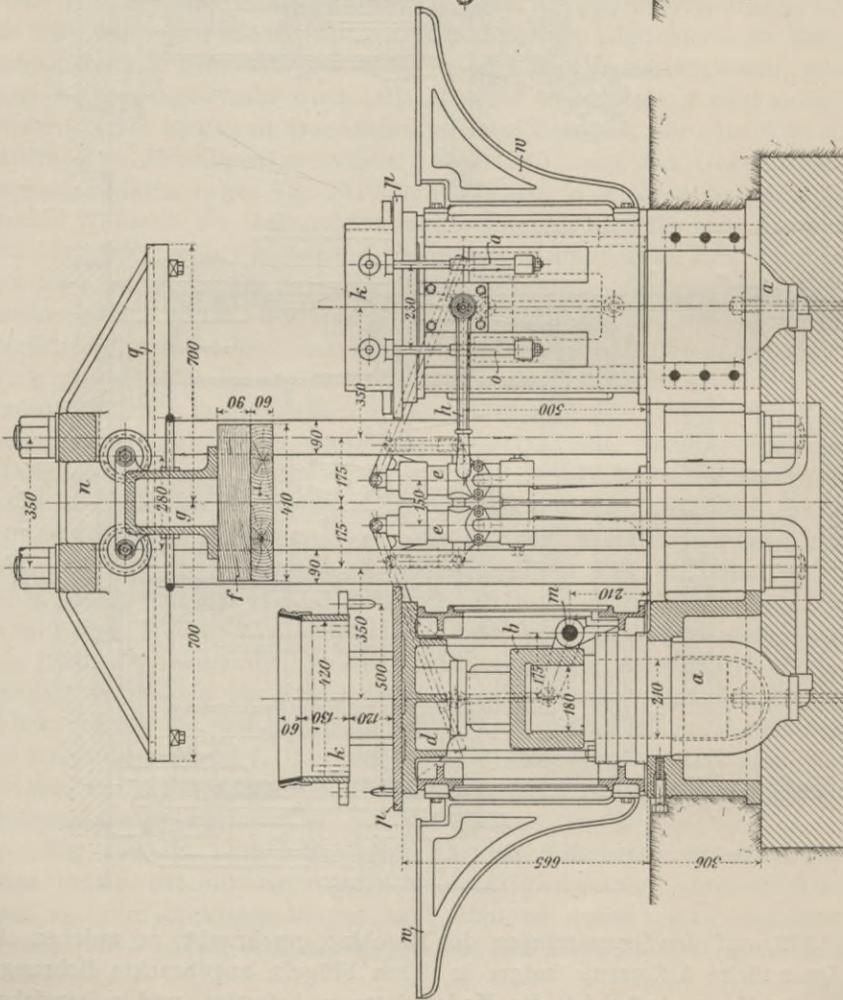


Fig. 1321.

Presse gefahren werden zu können. Die Schienen *q* sind an das kräftige Querhaupt *n* geschraubt. Dieses Querhaupt *n* hat nun den gegen *f* wirken-

den, von der einen oder anderen Presse herrührenden Druck aufzunehmen, zu welchem Zweck sich die Enden des Balkens  $g$  unter die Ausläufer des Querhauptes legen. Zum Abheben der eingeformten Kästen ist bei jeder der beiden Pressen ein Handhebel  $h$  angebracht, welcher durch eine Kurbel und die Lenkstange  $i$  den lothrecht geführten Schlitten  $l$  bethätigt. Wegen der Breite der Maschine (die lichte Weite des Formkastens beträgt 1500 bei 420 mm) ist auf der von  $h$  abgerundeten Seite der Maschine ein zweiter, dem  $l$  gleichender Schlitten angebracht, und beide Schlitten sind durch Lenkstangen und die Welle  $m$  mit zwei Hebeln so verbunden, dass ihre Verschiebungen genau gleiche sein müssen. Jeder der zwei zu einer Presse gehörenden Schlitten  $l$  enthält zwei Stifte  $o$ , die zum Abheben des Formkastens dienen. Auf der linksseitigen Hälfte der Fig. 1321 ist der Formkasten abgehoben dargestellt. Die Winkelpaare  $w$ , Fig. 1321, dienen zum Auflegen der Formkasten, wenn diese nach dem Pressen des Sandes nochmals eingestaubt und gepresst werden sollen.

Im Gegensatz zu der soeben besprochenen Formpresse hat man die von der Badischen Maschinenfabrik und Eisengiesserei in Durlach gebaute doppelte Formpresse, welche die Fig. 1323 u. 1324 darstellen, mit nur einer eigentlichen Formpresse, dagegen mit zwei Abhebevorrichtungen versehen. Ich wende mich zunächst der Fig. 1324 zu. Sie ist in ihrem unteren Theil zur Mitte der Hauptnonne  $a$  symmetrisch, weshalb der rechte Flügel der Figur fortgelassen werden konnte. Theilweise auf den  $u$ -förmigen Querbalken  $b$ , mit denen die Nonne  $a$  verschraubt ist, theilweise auf besonderen Stützen — vergl. die linke Seite der Figur — ruhen Schienen  $c$ , auf welchen zwei Wagen  $w$  verschoben werden können. Jeder dieser Wagen ist mit einer Art Wendeplatte  $d$  versehen, die mit Hilfe des zugehörigen Handrades  $e$  gedreht und geeignet festgestellt werden kann. Auf einer der Platten  $d$  ist die Modellplatte  $p$  für den Oberkasten, auf der anderen diejenige für den Unterkasten befestigt. Die Kästen  $k$  haben 500 mm lichte Weite und 600 mm lichte Länge. Mitten über der Nonne  $a$  befindet sich ein aus zwei  $u$ -Eisen gebildetes Querhaupt; es trägt die Gegendruckplatte  $f$  und ist mit den unten liegenden Querstücken  $b$  durch zwei kräftige Säulen verbunden. Während einer der Wagen ausserhalb des Mittelgerüsts sich befindet, werden Kasten und Aufsetzrahmen aufgesetzt, beide mit Sand gefüllt und in die Presse geführt. Nachdem die Pressung vollzogen ist, lässt man das gebrauchte Druckwasser abfließen und zieht den Wagen zurück, so dass er über die seitlich belegene Abhebevorrichtung kommt. Man wendet die Platte  $d$ , der an der Modellplatte  $p$  befestigte Kasten hängt nach unten, und eine am Mönch einer kleineren Druckwasserpresse feste Platte  $g$  legt sich unter den Kasten, so dass die Splinte, welche ihn bisher an der Modellplatte festhielten, ausgezogen werden können. Infolge Ablassens des betreffenden Druckwassers senkt sich die Platte  $g$  und die Form wird langsam von den Modellen abgezogen. Der Wagen  $w$  wird dann noch weiter nach aussen geschoben, die Platte  $d$  gewendet, ein neuer Kasten aufgesetzt und der angegebene Arbeitsgang wiederholt. Gerade so wird der zweite Wagen von der anderen Maschinenseite aus benutzt. Die Fig. 1323 dürfte hiernach ohne weiteres verständlich sein. Es sei nur noch darauf aufmerksam gemacht, dass eine der Säulen des Maschinengestelles, nämlich die mit  $h$  bezeichnete dicker gemacht ist als die andere, um einen Drehkrahnen aufnehmen zu können. Dieser Drehkrahnen wird auch durch Druck-

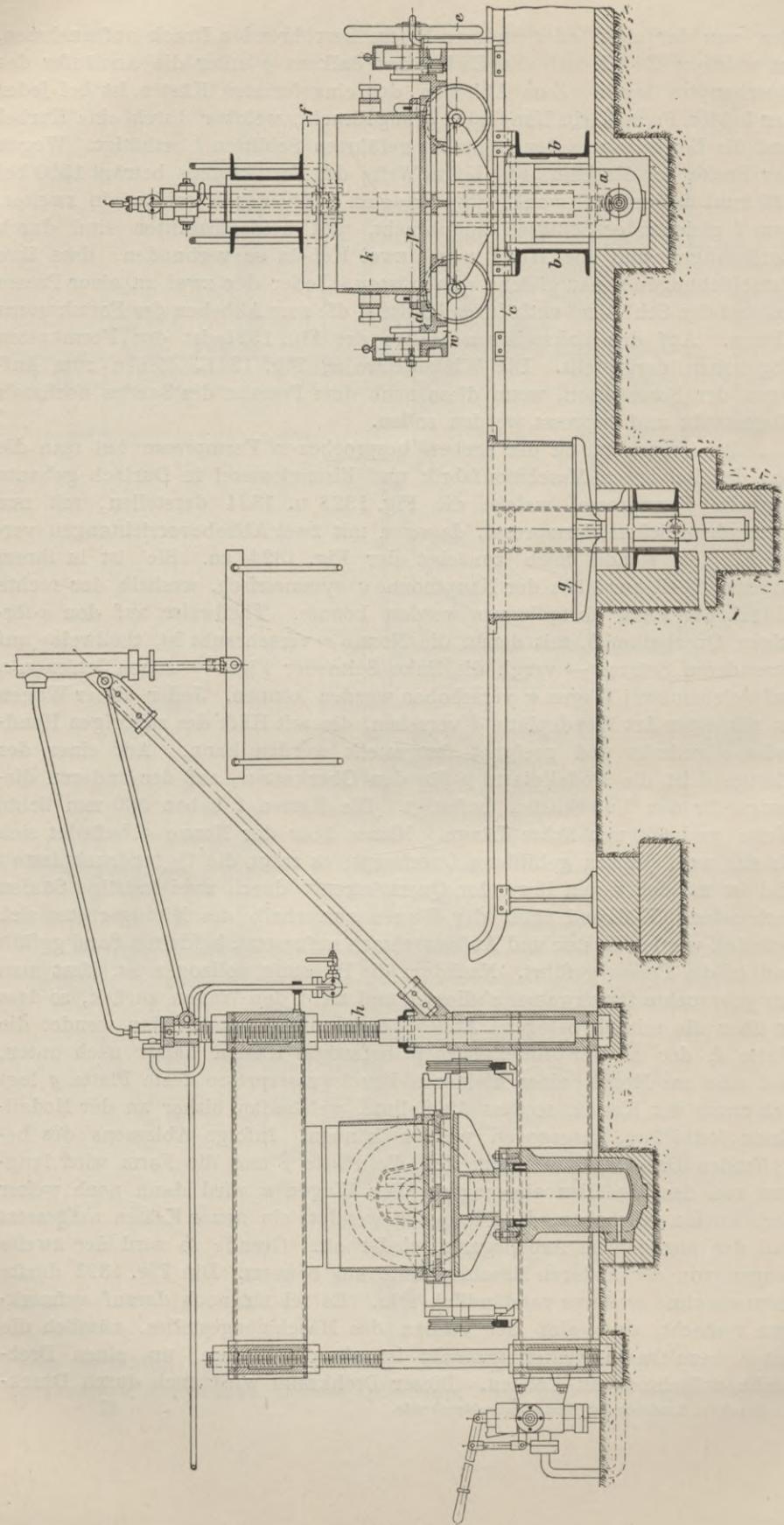


Fig. 1324.

Fig. 1323.

wasser bethätigt. Er vereinigt sich so in recht hübscher Weise mit der Maschine.

Dieselbe Durlacher Fabrik baut eine, Bockmaschine genannte Form-

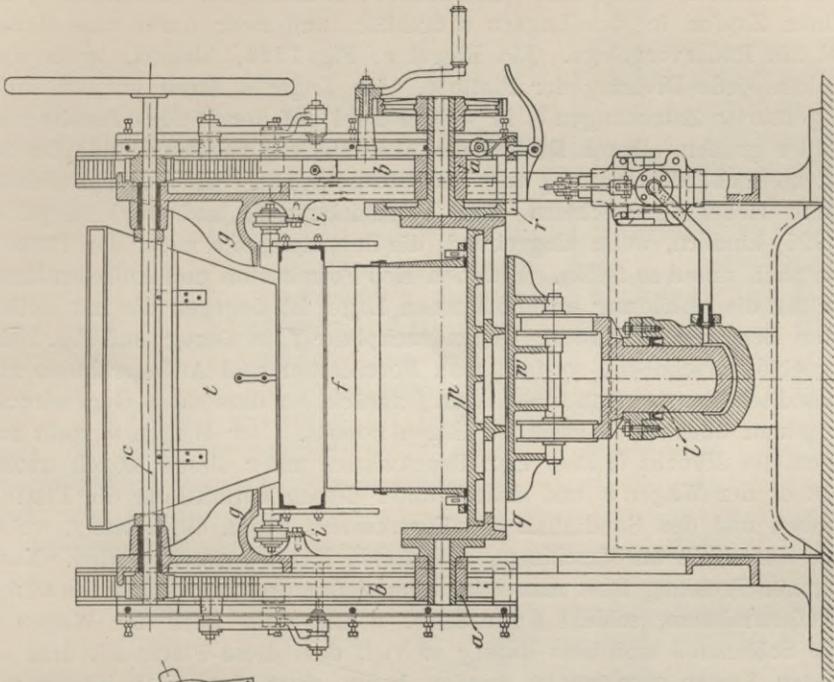


Fig. 1326.

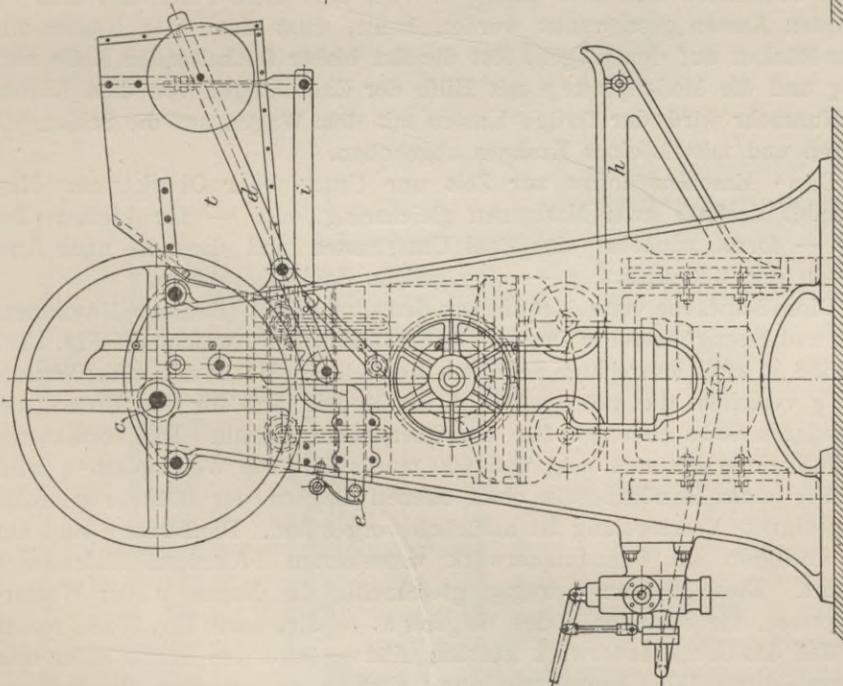


Fig. 1325.

presse, bei welcher das Pressen entweder durch eine sehr kräftige Kurbel oder durch Druckwasser stattfindet, während sonstige Unterschiede in der Bauart nicht vorhanden sind. Ich wähle zur Darstellung des Wesens dieser

Maschine, die mit Druckwasser arbeitende, Fig. 1325 u. 1326. Es ist eine ähnliche Wendeplatte *q* wie bei der vorigen Maschine vorhanden. Auf ihr sitzt die Modellplatte *p*, mit welcher der im Lichten 600 mm lange, 500 mm weite Formkasten durch Stifte und Keile verbunden ist. Die Platte *q* ist mit ihren Zapfen in den Lagern *a* drehbar, und zwar durch eine Handkurbel mit Rädervorgelege. Ein Riegel *r*, Fig. 1326, hindert, wenn vorgeschoben, jede Drehung der Platte *q*. Die Lager *a* sitzen an den lothrecht geführten Zahnstangen *b*, in welche zwei auf der Welle *c* festsitzende Zahnräder greifen. Durch Drehen des ebenfalls auf *c* festen Handrades ist sonach möglich, die Platte *q* auf- und abzuschieben. Mit Gegengewichten behaftete Hebel *d* erleichtern diese Verschiebungen, und zwei Riegel *e*, Fig. 1325, hindern, wenn eingreifend, die Zahnstangen *b* nebst der Platte *q* u. s. w. nach unten zu fallen. Befinden sich Formkasten und Aufsetzrahmen in der für die Abbildung angenommenen Lage, ist dagegen die mit Rollen auf den Schienen *i* fahrbare Gegendruckplatte *f* in Bezug auf Fig. 1325 nach rechts verschoben, so füllt man Formkasten und Aufsetzrahmen aus dem Sandbehälter *t*. Man zieht dann *f* zurück, so dass diese Gegendruckplatte genau über den Kasten zu liegen kommt. Der Wagen *w* steht auf Schienen des Mönchs *l*; lässt man Druckwasser unter diesen Mönch treten, so hebt er den Wagen *w* und drückt unter dessen Vermittlung die Platte *q* nach oben und den Sandinhalt des Formkastens gegen die Platte *f*, wobei letztere durch die am Maschinengestell festen Nasen *g* gestützt wird. Nach vollzogener Pressung lässt man *l* in seine tiefste Stellung sinken, beseitigt den Aufsetzrahmen, schiebt *f* zur Seite, nöthigenfalls auch den Wagen *w* auf die Schienen *h* und hebt dann *q* so viel, dass diese Platte mit dem an ihr festen Kasten geschwenkt werden kann, setzt dann den Kasten mit seinem Rücken auf den Wagen, löst die ihn bisher festhaltenden Keile und hebt *q* und die Modellplatte *p* mit Hilfe der Zahnstangen von dem Kasten ab. Nunmehr wird der fertige Kasten mit dem Wagen auf die Schienen *h* gefahren und mittels eines Krahnens abgehoben.

Diese Maschine formt zur Zeit nur Unter- oder Oberkasten. Man verwendet deshalb zwei Maschinen gleichzeitig, oder — für kleinere Betriebe — formt zunächst eine Zahl Unterkasten und dann — nach Auswechseln der Modellplatte *p* — eine gleiche Zahl Oberkasten.

Diese Schwäche vermeidet die von derselben Firma (Badische Maschinenfabrik und Eisengiesserei in Durlach) gebaute Maschine, welche die Fig. 1327 und 1328 in zwei lothrechten Schnitten darstellen. Sie ist mit einer Wendeplatte *q* versehen, die auf einer Seite die Modellplatte für den Unter-, auf der anderen Seite diejenige für den Oberkasten enthält. Die Formkasten sind im Lichten 800 mm lang und 600 mm weit. Die Wendeplatte *q* wird mit Hilfe eines Handrades in oben offenen Lagern der Böcke *e* gedreht; eine geeignete Verriegelung ist natürlich vorgesehen. Die Böcke *e* sind auf zwei kräftigen am Grundmauerwerk verankerten I-förmigen Walzeisen *c* befestigt. Diese Balken *c* tragen gleichzeitig die Nonne *a* der Wasserdruknpresse, die Schienen *d* des Wagens *w* — die, nach Fig. 1328, rechts noch auf das Grundmauerwerk gestützt sind — und den Stiefel *s* für den Steuerschieber. Die Gegendruckplatte *f* sitzt an zwei starken Eisenbalken, die mit lothrechten *U*-Eisen *h* vernietet sind und unter Vermittlung von Rädern auf Schienen *g* verschoben werden können. Man füllt den nach oben gerichteten Kasten nebst Aufsatzrahmen mit Formsand, verschiebt die

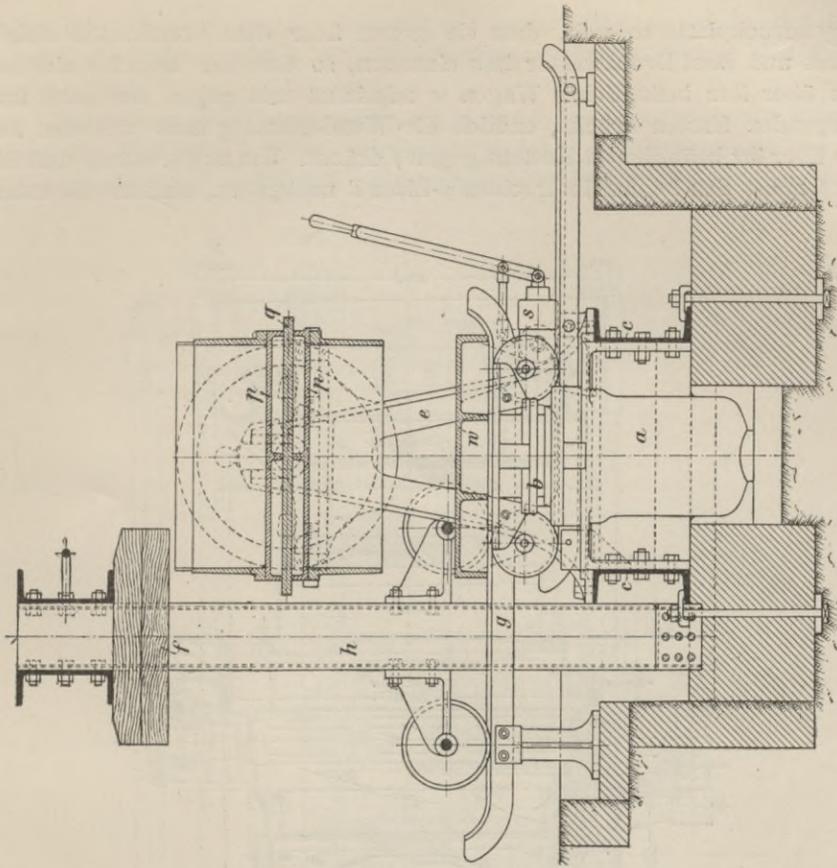


Fig. 1328.

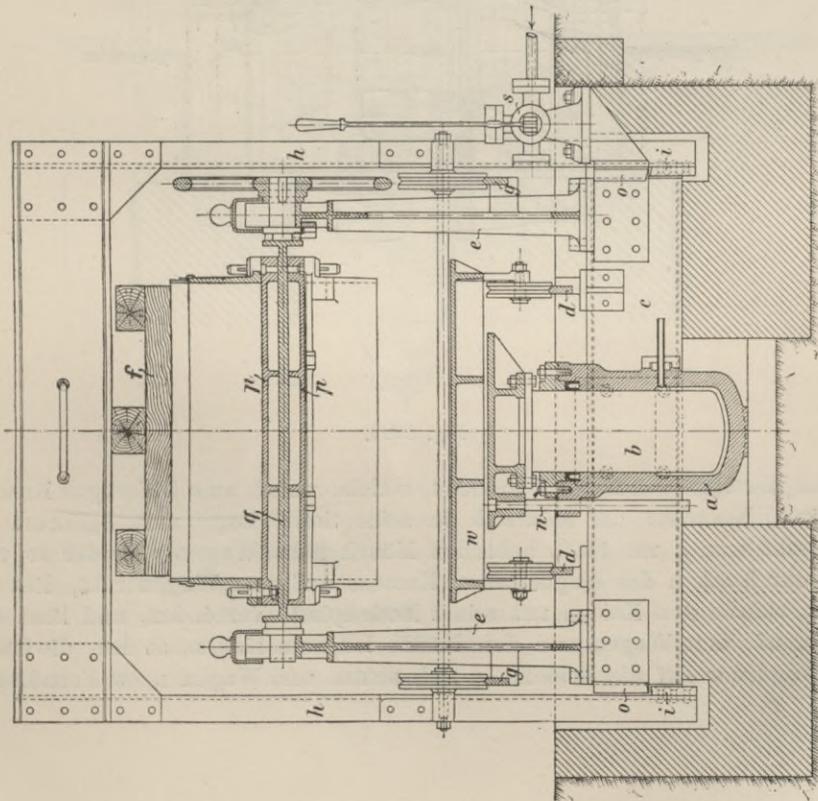


Fig. 1327.

Gegendruckplatte so weit, dass sie genau über dem Formkasten sich befindet und lässt Druckwasser in *a* eintreten, so dass der Mönch *b* sich hebt, den über ihm befindlichen Wagen *w* mitnimmt und gegen den nach unten hängenden Kasten drückt, endlich die Wendeplatte *q* hebt und den Sand des über ihr befindlichen Kastens gegen *f* drückt. Um zu verhüten, dass hierbei *f* nebst den beiden lothrechten *u*-Eisen *h* nachgeben, sind an die unteren

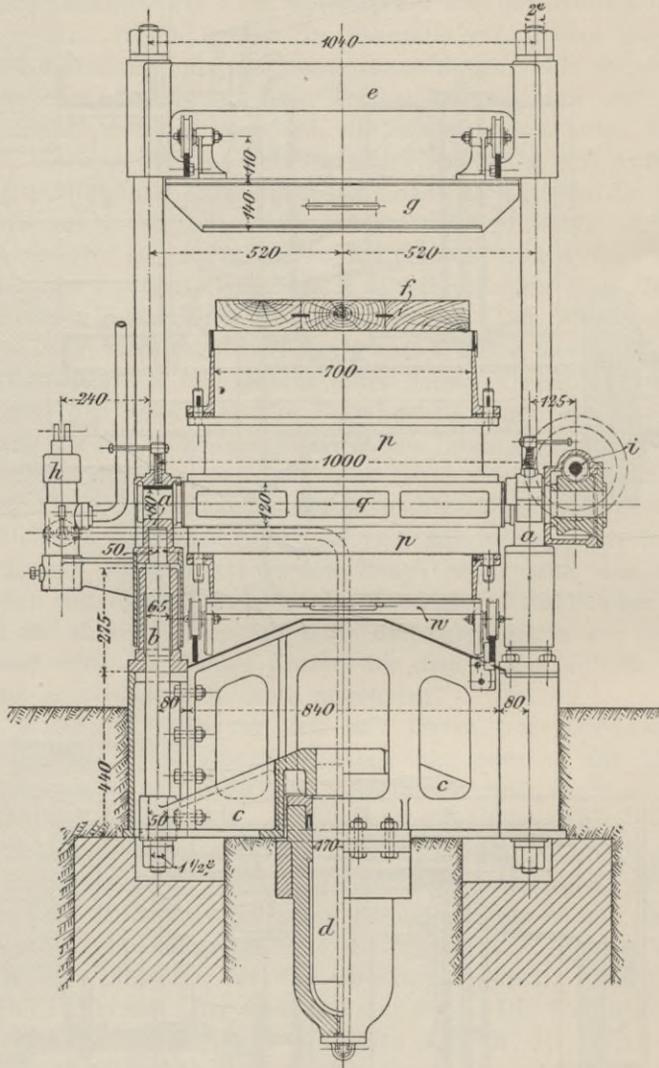


Fig. 1329.

Enden der letzteren Nasen *i* genietet, welche unter, an *c* befestigte Nasen *o* greifen. Nachdem der Mönch *b* in seine tiefste Lage zurückgekehrt ist, schwenkt man *q* um  $180^{\circ}$ , hebt den Mönch nebst Wagen *w* wieder so viel, dass der Rücken des eingeförmten Kastens auf dem Wagen ruht, löst die Keile, welche den Kasten mit seiner Modellplatte verbinden, und lässt den Kasten mit dem Wagen und dem Mönch langsam sinken, so dass die Räder des Wagens *w* auf die Schienen *d* sich setzen und Wagen nebst Formkasten

ausgeföhren werden kann. Es sei noch bemerkt, dass der an der Platte des Mönchs *b* feste Stift *n*, Fig. 1327, eigenmächtiges Drehen des Mönchs verhüten soll.

Beachtenswerthe Abweichungen von der soeben beschriebenen Maschine lassen die Fig. 1329 u. 1330 erkennen, welche eine Formpresse der Vereinigten Schmirgel- und Maschinenfabriken in Hannover-Hainholz darstellen.

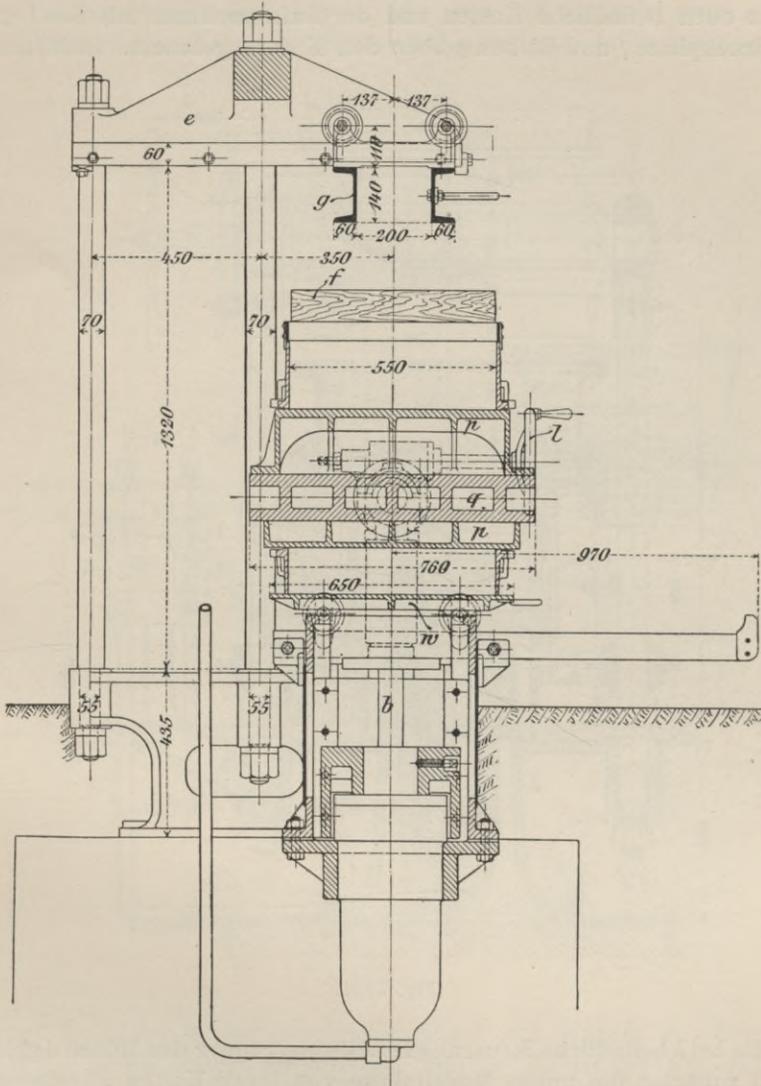


Fig. 1330.

Hier sitzen ebenfalls an beiden Seiten der Wendeplatte *q* Modellplatten *p*; die Zapfen der Wendeplatte *q* drehen sich aber in geschlossenen Lagern, die mittels der gut geföhrenen Stangen *b* mit dem Querhaupt *c* des Mönchs *d* in fester Verbindung stehen, so dass der auf den Mönch *d* ausgeübte Druck über *c*, *b* und *a* auf die Wendeplatte *q* übertragen wird. Hierdurch ändert sich die Arbeitsweise gegenüber der vorhin angegebenen erheblich. Der Balken *g* für die Gegendruckplatte *f* ist auf Schienen fahrbar, welche an



mit ihren Zapfen in, durch Stangen *a* dem Grundstock der Maschine fest angeschlossenen Lagern zu drehen ist.<sup>1)</sup> Das Drehen der Wendeplatte erfolgt mittels eines Handkreuzes; ein mit Gegengewicht versehener Klinkhebel *i* hält die Wendeplatte *q* in den beiden zu benutzenden Lagen fest. Grade unter der Wendeplatte ist in den Fuss der Maschine eine Nonne *b* gesetzt, in welcher ein Mönch *c* sich lothrecht verschieben kann. Er trägt ein Querhaupt, an dem einerseits an den Stangen *a* sich führende-Arme *d*, anderseits ein Aufsatz geschraubt ist, der zum Heben des Wagens *w* dient. In diesem Wagen befindet sich die Druckplatte *f*; sie ruht in ihrer untersten

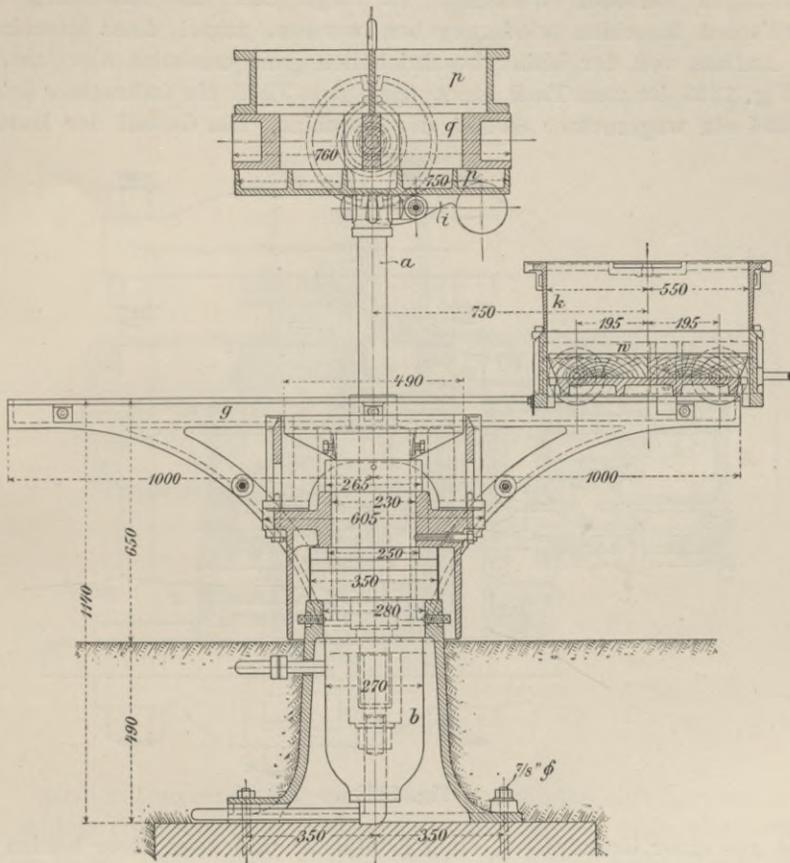


Fig. 1332.

Lage auf nach innen vorspringenden Nasen des Wagens *w*. Das obere Ende von *c* ist als Nonne ausgebildet, und in ihr ist der Kolben *e* lothrecht verschiebbar, welcher, wenn Druckwasser unter ihn gelangt, die Druckplatte *f* hebt.

Um einzuformen zieht man den Wagen *w* nach aussen, setzt den Formkasten mit seinem Rücken auf, und füllt ihn mit Sand. Der Aufsetzrahmen fällt hier hinweg, weil die Druckplatte *f* entsprechend tiefer liegt als der obere Rand des Wagens *w*. Man schiebt nun den Wagen nebst Formkasten in die Presse, lässt mit Hilfe des Steuerschiebers *l* Druckwasser

<sup>1)</sup> D. R.-P. Nr. 50223.

unter den Mönch *c* treten, welcher den Formkasten fest gegen die Wendplatte *q*, bezw. die nach unten gerichtete Modellplatte *p* drückt. Nunmehr öffnet man mittels des in *h* befindlichen Steuerschiebers dem Druckwasser den Weg unter den Kolben *e*, so dass der Sand gepresst wird. Wird alsdann dem gebrauchten Druckwasser freier Abfluss gewährt, so wird die Form von den Modellen abgezogen.

Bei den vorstehend beschriebenen Formpressen findet nach dem Pressen des Sandes nur ein Abheben der erzeugten Form statt. Es sei deshalb ausdrücklich hervorgehoben, dass die Formpressen auch mit Durchziehvorrichtungen versehen werden.<sup>1)</sup> Es möge hier die Abbildung einer Richard'schen Maschine wiedergegeben werden, zumal diese Maschine in ihrem Aufbau von der bisher beschriebenen ganz erheblich abweicht.

Fig. 1333 ist zum Theil ein Aufriss, zum Theil ein lothrechter Schnitt. Fig. 1334 ein wagerechter Schnitt der Maschine. Das Gestell der Maschine

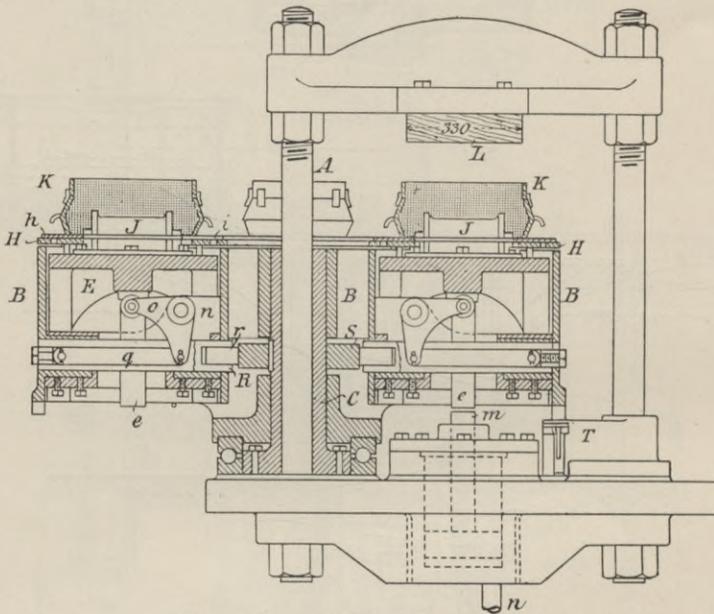


Fig. 1333.

besteht aus einer Grundplatte, einer Kopfplatte und zwei diese beiden verbindenden kräftigen Bolzen. Einer der letzteren, *A*, ist von einer hohlen Säule *C* umgeben, um welche der kastenartige Körper *B* gedreht werden kann. Auf die vier Flügel des letzteren werden die Formkasten *K* gesetzt. In jedem der vier Flügel ist ein an den Ecken gut geführter viereckiger Kolben *E* lothrecht verschiebbar; er trägt das Modell *J*, welches durch die Abstreif- oder Durchziehplatte *i* nach unten ragt. Die Durchziehplatte *i* liegt auf der rechteckigen Platte *H*, welche auf Stiften *h* ruht. Der Kolben *E* wird in seiner gewöhnlichen Lage durch zwei, an den Winkelheben *O* an-

<sup>1)</sup> J. Howard, The prakt. mech. Journal, Aug. 1857, S. 124, mit Abb. Aikin u. Drummond, Verhandl. d. Vereins z. Beförderung d. Gewerbflusses 1880, S. 188, mit Abb. Richards, The Iron Age, 17. Febr. 1895, mit Abb. Prakt. Masch.-Konstr. 1895, Tafel 54. Rice, Der Techniker, Decbr. 1886, mit Abb. The Iron Age, 5. Aug. 1886, mit Schaubild.

gebrachte Rollen getragen. Es sind diese Winkelhebel um einen Bolzen oder mit diesem drehbar, welcher in  $n$ , einer an  $B$  festen Doppelplatte, steckt. Ein Schlitten  $R$  ist in  $B$  wagerecht verschiebbar; er ist geschlitzt, damit ein an  $E$  sitzender Zapfen  $e$  hindurch ragen kann. Dieser Schlitten  $R$  ist den herabhängenden Schenkeln der Winkelhebel  $O$  durch Stangen  $q$  einstellbar, indem die Stangen an einen Klotz greifen, welcher die Mutter für die Schraube  $b$  (vergl. Fig. 1334) enthält. Durch das Gewicht von  $E$  wird die Spitze der Schraube  $b$  mit dem Schlitten  $R$  stets in Fühlung gehalten. In jedem der Schlitten  $R$  ist nun eine Rolle  $r$  gelagert, die sich gegen die an  $C$  feste Daumenscheibe  $S$  legt. Dreht man  $B$  um  $C$ , so nehmen diejenigen Kolben  $E$ , deren Rollen  $r$  sich gegen die grösseren Halbmesser von  $S$  legen, ihre gewöhnliche Höhenlage ein, diejenigen aber, deren Rollen kleinere Halbmesser von  $S$  berühren, sind nach unten gesenkt.

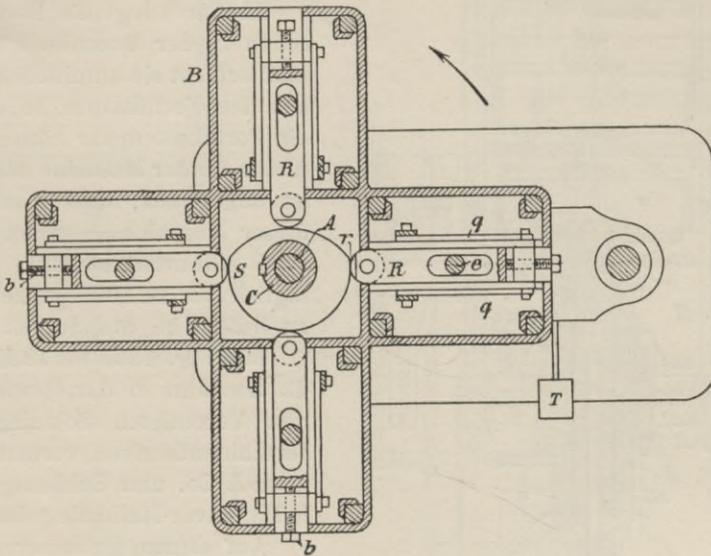


Fig. 1334.

An der Unterseite der vier Flügel  $B$  befinden sich Kerben, in welche ein mittels Trethebels  $T$  zu bethätigender Keil greift, wenn einer der Flügel genau in der Gestellmitte sich befindet. In dieser Mitte enthält der Fuss der Maschine einen Stiefel, unter dessen Kolben mittels der Röhre  $n$  Dampf oder Druckluft gelassen werden kann; die Stange  $m$  des Kolbens ist in Fig. 1333 deutlich zu sehen.

Man arbeitet mittels dieser Maschine wie folgt: Auf den Flügel von  $B$ , welcher mitten vor dem Bolzen  $A$  sich befindet, wird ein Formkasten mit Aufsetzrahmen gesetzt. Der Kolben  $E$  befindet sich hier in gewöhnlicher Höhe, d. h. das eigentliche Modell  $J$  ragt über die Durchziehplatte  $i$  hervor. Man füllt Kasten und Aufsetzrahmen mit Sand und dreht  $B$  um  $90^\circ$ , so dass der Formkasten mitten über die Kolbenstange  $m$  bzw. mitten unter die am Kopf des Maschinengestells befestigte Druckplatte  $L$  gelangt.

Nummehr wird Dampf oder Druckluft unter den Kolben von  $m$  gelassen;  $m$  hebt  $e$ , den Kolben  $E$  und weiter den Formkasten, so dass die Pressplatte  $L$  zur Wirkung kommt. Nach vollzogener Pressung dreht man  $B$

abermals um  $90^{\circ}$ , wobei sich *E* unter seine gewöhnliche Lage senkt, also das auf *E* feste Modell *J* durch die Durchziehplatte *i* nach unten gezogen wird u. s. w. In der Quelle<sup>1)</sup> ist angegeben, dass diese Maschine täglich 265 Unter- oder Oberkasten liefere.

Auch bei der Formpresse von Bryant<sup>2)</sup> steht der Formkasten auf einem um seine lothrechte Axe sich ruckweise drehenden Körper, der hier plattenförmig ist, und wird so durch die einzelnen Bearbeitungsstufen geführt.

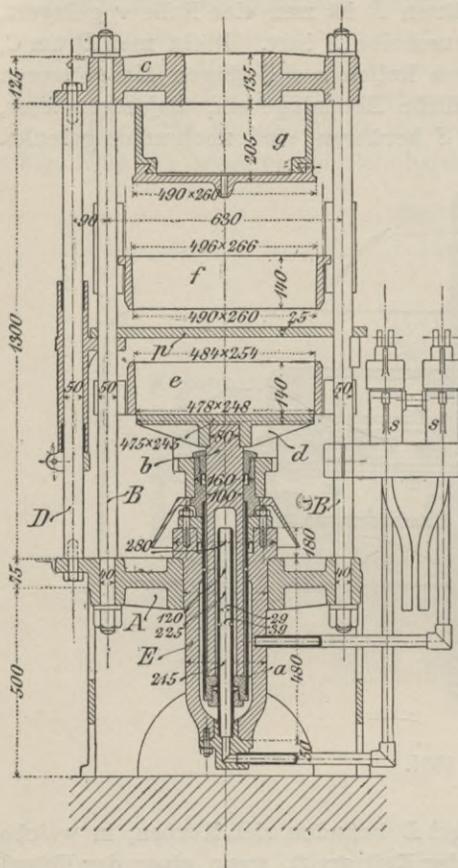


Fig. 1335.

Wasser von 50 Atmosphären Spannung gespeist wird. Unmittelbar in *E* ist der hohle Mönch *a* verschieblich. Er trägt den Unterkasten *e* in einer Weise, die aus Fig. 1336 und 1337 gut erkannt werden kann. In dem Mönch *a*, Fig. 1335, steckt ein zweiter Mönch *b*, auf welchem die Platte *d* festsetzt. Die Modellplatte *p* enthält auf ihrer Unterseite die — nicht gezeichneten — Modelle für den Unterkasten, auf ihrer oberen Seite

Weiter oben (S. 716) war von Abschlagformkasten die Rede, d. h. von solchen Formkasten, die man von der Form trennt, nachdem die Formhälften zusammengelegt sind.

Leeder<sup>3)</sup> legt die Formhälften schon in der Maschine zusammen und schiebt sie unmittelbar darauf aus den Formkasten, so dass nur ein Formkastenpaar nöthig ist und dieses in der Maschine bleibt. Es ist angegeben, dass man mittels dieser Maschine — wenn sie von zwei Männern bedient wird — täglich bis zu 1000 ganze Formen zu liefern im Stande sei!

Die Fig. 1335 bis 1338 stellen die Maschine so dar,<sup>4)</sup> wie sie von den Vereinigten Schmirgel- und Maschinenfabriken, vormals Oppenheim & Co. und Schlesinger & Co. in Hannover-Hainholz gebaut wird.

Auf einem gusseisernen Fuss ruht die Platte *A*; in dieser sind zwei Bolzen *B* befestigt, welche die Kopfplatte *C* tragen. Ein dritter Bolzen *D* dient nur der Führung der Modellplatte *p*. Mitten in *A* steckt die Nonne *E*, die mit

<sup>1)</sup> The Iron Age, Febr. 1895, S. 272.

<sup>2)</sup> The Iron Age, Nov. 1896, S. 905, mit Abb. Engineering News, 18. Febr. 1897, mit Abb.

<sup>3)</sup> Iron, Okt. 1890, S. 334, mit Schaubild. Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1891 S. 1192, mit Abb. Revue industrielle, Jan. 1892, S. 1, mit Abb.

<sup>4)</sup> D. R.-P. Nr. 50223.

die Modelle für den Oberkasten; sie ist um den Bolzen *D* drehbar — die Grundrissfigur 1338 zeigt sie in ausgeschwenktem Zustande — und längs dieses Bolzens verschiebbar. Ein auf *D* festgeklemmter Ring begrenzt ihre

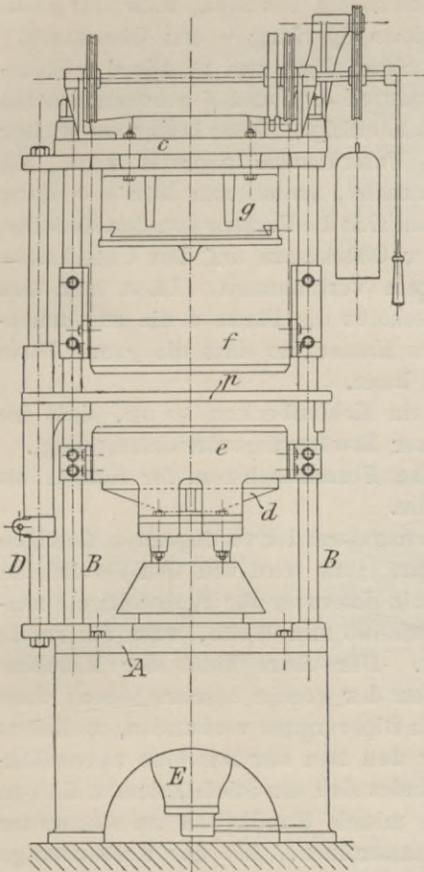


Fig. 1336.

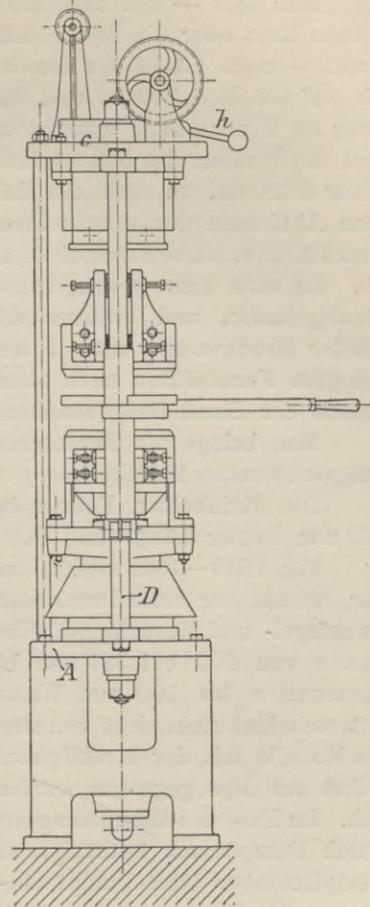


Fig. 1337.

tiefste Lage. *f* bezeichnet den Oberkasten. Er wird wie der Unterkasten (vergl. Fig. 1337 u. 1338) an den Bolzen *B* genau geführt und hängt an zwei Ketten, die an Rollen einer über der Kopfplatte *C* gelagerten Welle

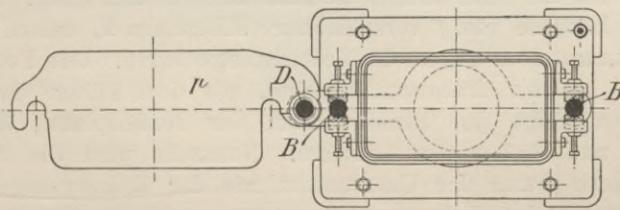


Fig. 1338.

befestigt sind. An einer dritten Rolle dieser Welle ist eine Kette befestigt, an der ein Gegengewicht hängt. Auf derselben Welle sitzt eine vierte Rolle, welche durch den Handhebel *h* festgeklemmt wird, wenn eigen-

mächtiges Verschieben des Formkastens  $f$  gehindert werden soll. Der am Kopfstück  $C$  feste Körper  $g$  trägt an seiner unteren Seite die Druckplatte; an dieser ragt ein warzenartiger Körper hervor, welcher den Eingusstrichter ausbildet.

Man legt — bei ausgeschwenkter Modellplatte  $p$  — auf  $d$  einen hölzernen Rost oder ein Brett, füllt den Unterkasten mit Sand, schwenkt  $p$  ein, senkt — nach Lösen der durch  $h$  bewirkten Sperrung — den Oberkasten  $f$  bis auf die Modellplatte und füllt  $f$  mit Sand, lässt nun mittels der Steuerung  $ss$  Druckwasser unter  $a$  treten, wodurch  $e$ ,  $p$  und  $f$  gehoben werden und das Pressen des Sandes im Oberkasten erfolgt. Dann lässt man Wasser unter  $b$  treten, so dass der Inhalt des Unterkastens gepresst wird. Mit dem Abfließen des gebrauchten Druckwassers, zuerst vom Mönch  $b$ , dann vom Mönch  $a$ , senken sich diese und es lösen sich die Formen von den Modellen ab. Es wird dann  $p$  ausgeschwenkt, der Oberkasten auf den Unterkasten hinabgelassen, und ersterer mit letzterem verklammert. Lässt man nun wieder Druckwasser unter  $b$  treten, so schiebt die Platte  $d$  die zusammengelegten Formhälften nach oben aus den Kasten, so dass die ganze Form mittels der Hand fortgenommen werden kann.

Man bringt oft Gasflammen oder ein Kohlenbecken so an, dass die ausgeschwenkte Modellplatte  $p$  über dieser Erwärmungsvorrichtung liegt.

Die Hainholzer Fabrik baut solche Formmaschinen für Kasten bis 860 mm lichter Länge und 600 mm Weite.

Fig. 1339—1342 stellen eine Ausführungsform der vorliegenden Maschine dar, welche nur eines Druckkolbens bedarf<sup>1)</sup>; sie wird von den Vereinigten Schmirgel- und Maschinenfabriken Hainholz-Hannover für rechteckige Formkasten von 200 bei 380 mm bis 400 bei 660 mm Weite, oder für runde Formkasten bis 500 mm Weite gebaut. Der obere Theil der Maschine unterscheidet sich nicht nennenswerth von der vorhin beschriebenen; dass die Modelle mit der Modellplatte  $p$  durch Gipsverguss verbunden, vielleicht selbst aus Gips gegossen werden, ist für den Bau der Maschine nebensächlich. Im Fuss des Maschinengestelles befindet sich ein Stiefel, dessen Kolben durch Dampfdruck bethätigt wird. Ein mittels Handhebels zu steuernder Dampfschieber lässt Dampf ein- bzw. ausströmen. Mit der Kolbenstange ist nur die Platte  $a$  fest verbunden. Die Platte  $f$ , mit welcher der Unterkasten verschraubt ist, wird nur nach Bedarf an der Kolbenstange festgeklemmt. Hierzu dienen zwei in Bohrungen der Platte  $f$  frei verschiebliche Stangen  $s$ , welche durch die Querstücke  $t$  mit einander verbunden sind, eine Schraube  $i$ , deren Muttergewinde in einem der Querstücke  $t$  ausgebildet ist und die man mittels Handkreuzes drehen kann, und zwei in rechteckigen Löchern von  $f$  verschiebbare Klötzchen  $n$ , deren ausgehöhlte Enden sich unmittelbar gegen die Kolbenstange legen. Das Formverfahren beginnt, wie bei der früheren Maschine, mit dem Füllen des untersten Kastens. Dem folgt das Einschwenken der Modellplatte, Senken des Oberkastens und Füllen des letzteren. Nunmehr wird die Klemme angezogen, welche  $f$  und den Unterkasten mit der Kolbenstange verbindet, und Dampf unter den Kolben gelassen, so dass beide Kasten nebst der dazwischen liegenden Modellplatte nach oben geschoben werden, und das Pressen des im oberen Kasten befindlichen Sandes stattfindet. Ist das ge-

<sup>1)</sup> D. R.-P. Nr. 82683.

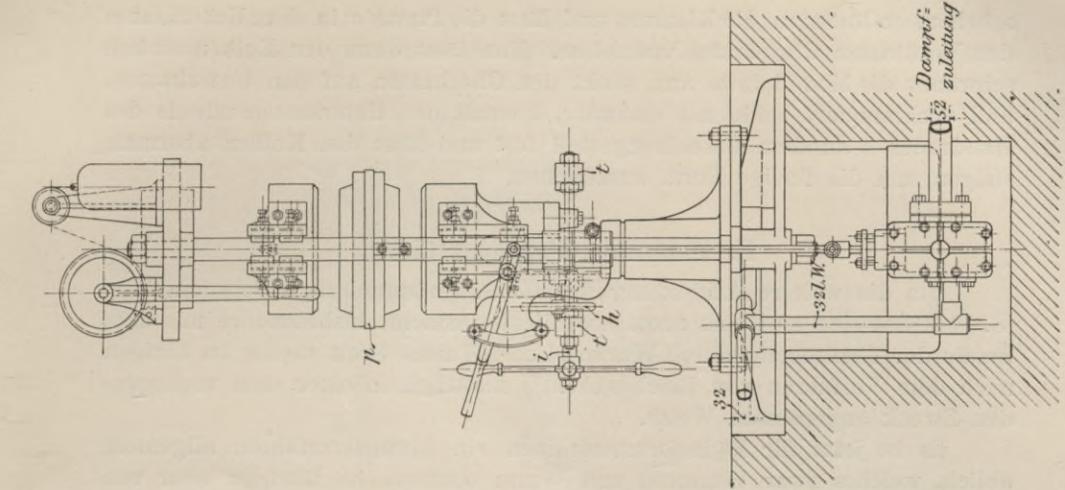


Fig. 1341.

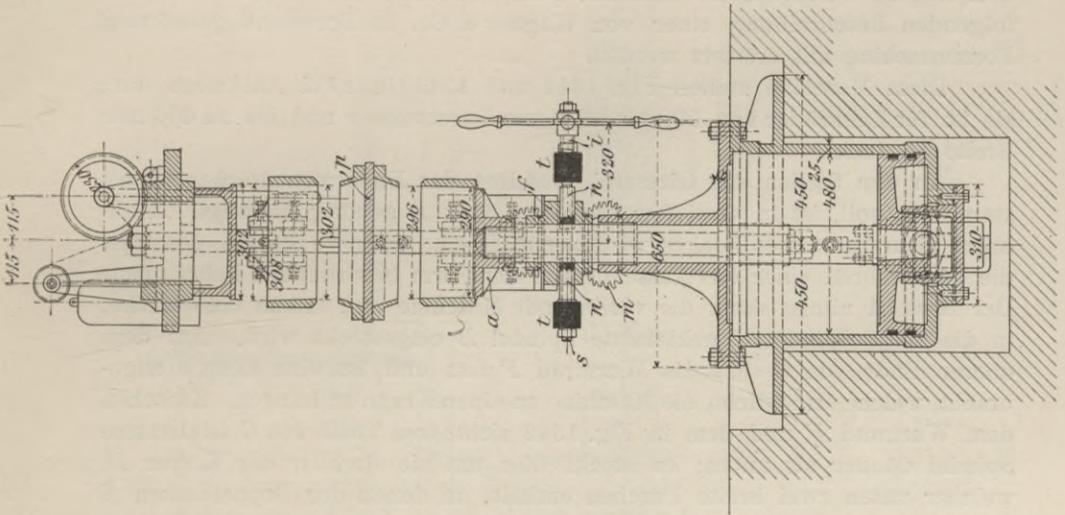


Fig. 1342.

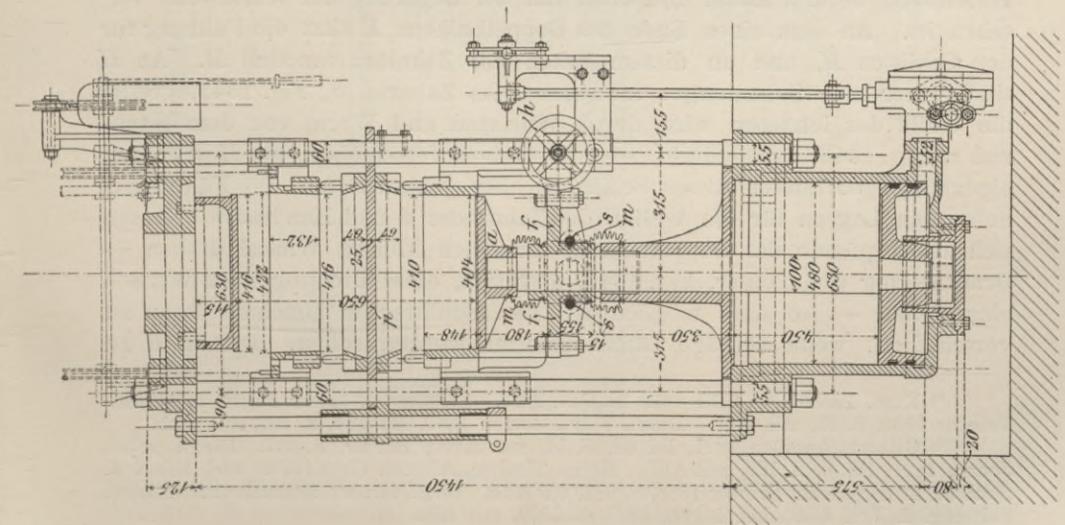


Fig. 1339.

schehen, so löst man die Klemme und lässt die Platte *a* in dem Unterkasten das Verdichten des Sandes vollziehen. Man lässt dann den Kolben sinken schwenkt die Modellplatte aus, senkt den Oberkasten auf den Unterkasten, und verklammert beide mit einander, klemmt den Unterkasten mittels des Handrades *h* an dem Maschinengestell fest und lässt den Kolben abermals steigen, um die fertige Form auszuheben.

### E. Zahnräder-Formmaschinen.

Um die weitere Ausbildung der J. G. Hofmann'schen Formmaschine (S. 718) hat sich zunächst Scott<sup>1)</sup> verdient gemacht, insbesondere mit dem Ersatz der Theilscheibe durch Wurmrad und Wurm. Scott theilte im übrigen nach dem Verfahren von Reichenbach,<sup>2)</sup> natürlich in einer dem vorliegenden Zweck angepassten Weise.

Es ist jetzt für Räderformmaschinen ein Eintheilverfahren allgemein üblich, welches zwar Wurmrad und Wurm benutzt, im übrigen aber von demjenigen, welches Scott benutzte, ganz abweicht. Es soll bei der hier folgenden Beschreibung einer von Wagner & Co. in Dortmund gelieferten Formmaschine mit erörtert werden.

Diese Maschine stellen Fig. 1342 und 1343 in zwei Ansichten dar; sie ist für Zahnräder von 500 bis 3600 mm Durchmesser und bis zu 450 mm Breite bestimmt.

An den Stellen der Giesserei, woselbst das Einformen solcher Räder stattfinden soll, ist in vertiefter Lage ein Bock *A* gehörig befestigt. In die obere Bohrung dieses Bockes wird zunächst eine dünnere Spindel gesteckt, die zum Führen einer das Ausschneiden der Form bewirkenden Lehre dient. Der Bock *A* nimmt dann die vorliegende Maschine auf, indem eine starke, in die hohle Spindel *C* geklemmte Spindel *B* eingesteckt wird. Auf dem oberen Ende von *C* sitzt das Wurmrad *F* fest und ist eine Oese *o* angebracht, welche ermöglicht, die Maschine an einen Krahn zu hängen. Zwischen dem Wurmrad *F* und dem in Fig. 1342 sichtbaren Theil von *C* ist letztere Spindel dünner als unten; es steckt hier um sie drehbar der Körper *D*, welcher unten zwei breite Furchen enthält, in denen der Doppelbalken *E* verschoben werden kann, und oben mit der Lagerung der Wurmwelle versehen ist. An dem einen Ende des Doppelbalkens *E* sitzt die Führung für den Schlitten *H*, und an diesem unten das Zahnlückenmodell *M*. An *H* sitzt ferner eine Zahnstange, in welche das Zahnrad *d*, Fig. 1342, greift; die Welle des letzteren wird durch Wurmrad und Wurm von dem Handrad *e*, Fig. 1343, aus gedreht, so dass ruhiges Verschieben von *H* gesichert, eigenmächtiges Sinken dieses Schlittens aber gehindert ist. Die Führung *G* nebst den Lagern für die Wellen des Zahnrades *d* und Handrades *e* lassen sich am Kopfe des Doppelbalkens um einen kleinen Winkel drehen — Gradtheilung und Zeiger, Fig. 1343, gestatten, diese Drehung nach Wunsch einzustellen —, so dass möglich ist, den Schlitten in geneigter Bahn zu verschieben, wenn schräge Zähne geformt werden sollen. Ein an *H* zu

<sup>1)</sup> Engl. Patent Nr. 2751 vom 25. Okt. 1865. Zeitschr. d. österr. Ingen. u. Archit.-Vereins 1869, S. 93, mit Abb. Dingl. polyt. Journ. 1869, Bd. 194, S. 292, mit Abb.

<sup>2)</sup> Gilbert, Annalen 1821, Bd. 68, S. 54, mit Abb.; Bd. 69, S. 307. Dingl. polyt. Journ. 1821, Bd. 6, S. 129, mit Abb. Herm. Fischer, Allgem. Grundsätze und Mittel d. mechan. Aufbereitens, Leipzig 1888, S. 682, mit Abb. Vergl. ferner: Rädertheilmaschinen, Zeitschr. d. Ver. deutscher Ingen. 1895, S. 1500, mit Abb.

befestigender Ring *a* wird so eingestellt, dass er sich auf den oberen Rand der Führung *G* legt, sobald das untere Ende des Modelles auf der Sohle

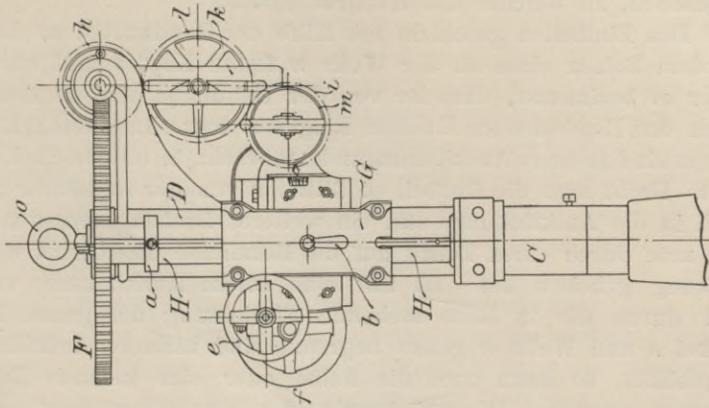


Fig. 1343.

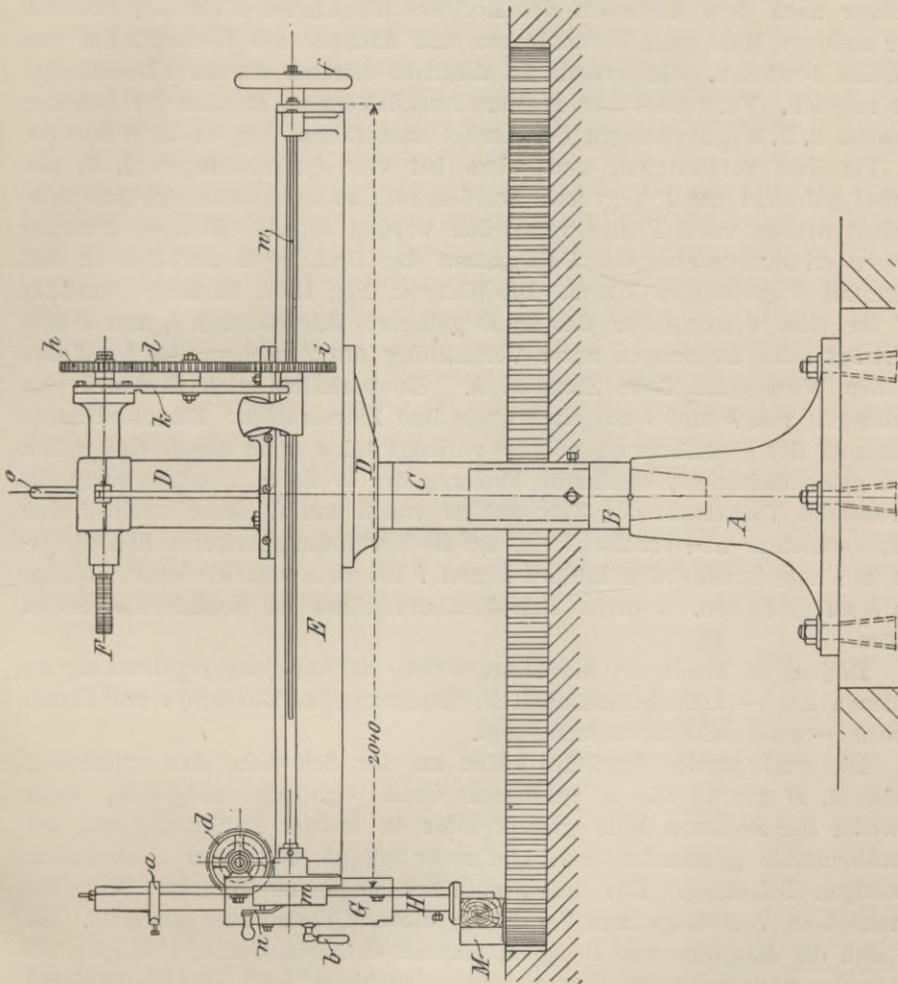


Fig. 1342.

der Form ankommt. Eine Druckschraube mit Handhabe *b* gestattet den Schlitten *H* festzustellen, so dass etwaiger Spielraum in der Führung beim

Einstampfen der Zahnücke sich nicht fühlbar machen kann. Der Doppelbalken *E* wird in den Nuthen des Körpers *D* mittels einer langen Schraube verschoben, an welcher das Handrad *f* sitzt.

Das Eintheilen geschieht mit Hilfe der Handkurbel *n*. Dieselbe steckt auf dem Bolzen eines an der Welle *w* festen Kopfes und wird durch eine Feder so beeinflusst, dass ihr von der Handhabe abgewendetes Ende sich gegen den Rand des an *E* festen Ringes *m* legt. In diesem Rande ist eine oder es sind mehrere Ausklinkungen angebracht, in welche die Kurbel *n* genau passt. Dreht man die Kurbel, so fällt ihr von der Handhabe abgewendeter Theil in die Ausklinkung, und ein weiteres Drehen ist erst möglich, nachdem man durch einen Druck auf die Handhabe die Kurbel *n* aus der Ausklinkung gehoben hat. Ist nur eine solche Ausklinkung vorhanden, so wird durch die in Rede stehende Einrichtung die ganze Drehung der Kurbel *n* und Welle *w* genau begrenzt, sind mehrere Ausklinkungen an *m* ausgebildet, so kann auch die halbe oder eine kleinere Drehung genau begrenzt werden. Hierauf beruht das Eintheilverfahren. Es soll der Arbeiter nach dem Ausheben des Modelles die Kurbel *n* einmal, zweimal oder mehrere Male ganz herumdrehen und dadurch das Weiterrücken des Modelles bewirken. Ein Irrthum ist demnach nur bei stärkerer Nachlässigkeit möglich. Verwendet man mehrere Ausklinkungen, so dass der Arbeiter jedesmal z. B.  $3\frac{1}{2}$  Drehungen der Kurbel auszuführen hat, so kann leichter ein Versehen vorkommen, und wenn bei vier Ausklinkungen z. B. die Kurbel jedesmal um  $1\frac{3}{4}$  gedreht werden soll, so ist schon einige Aufmerksamkeit nöthig, wenn Fehler vermieden werden sollen. Mehrere Ausklinkungen erleichtern aber das Uebersetzen der Drehungen auf den in das Wurmrad *F* greifenden Wurm. Die Welle *w*, Fig. 1342, ist lang genuthet; auf ihr sitzt verschiebbar das an *D* gelagerte Stirnrädchen *i*, und dieses überträgt seine Drehungen unter Vermittlung des Zwischenrades *l* auf das an der Wurmwelle feste Zahnrad *h*. Es verhalten sich demnach die Drehungen von *h* und *i* umgekehrt wie ihre Zähnezahlen. Eine bestimmte Zähnezahl des einzuformenden Rades verlangt daher nicht allein eine weiter oben gekennzeichnete, bestimmte Drehung der Welle *w*, sondern auch ein zutreffendes Verhältniss der Zähnezahlen von *h* und *i*. Man macht daher *h* auswechselbar und schaltet *l* ein, um die Verbindung zwischen den eigentlich in Frage kommenden Rädern *h* und *i* bei den verschiedenen Grössen von *h* zu gewinnen. *l* dreht sich lose um einen im Stelleisen *k* festen Bolzen.

Diejenigen Theile der Maschine, welche der Arbeiter regelmässig zu bedienen hat — Zahnückenmodell *M*, Handkurbel *n*, Handrad *e* und Handhabe *b* — sind nahe zusammengelegt.

Die vorliegende Maschine leidet an der Schwäche der stützenden Theile *A*, *B* und *C*, die in fühlbarem Grade elastisch nachgeben, wenn entweder der Schlitten *H* in grosser oder in kleiner Entfernung von der Maschinenmitte gebraucht wird, und zwar infolge der dann eintretenden einseitigen Belastung. Das liefert natürlich ungenaue Formen. Man hat verschiedene Vorschläge zur Verhütung dieses Uebelstandes gemacht. Es hat sich die Maschine von Briegleb, Hansen & Co. in Gotha,<sup>1)</sup> welche als Stütze des verschiebbaren Balkens einen kräftigen Bock enthält, vielfach

<sup>1)</sup> D. R.-P. Nr. 28591.

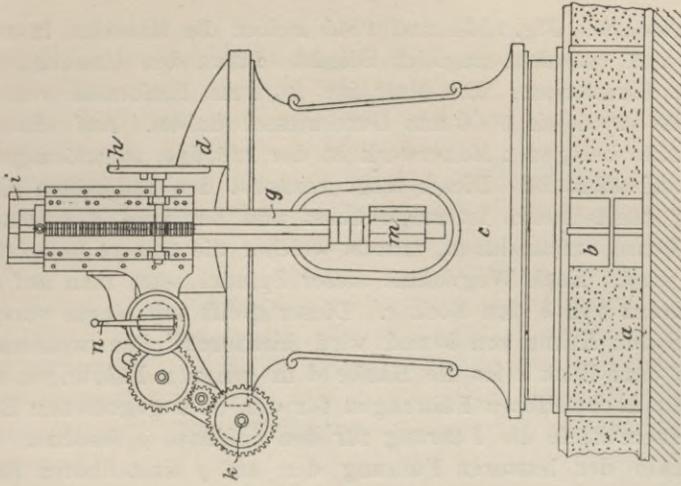


Fig. 1345.

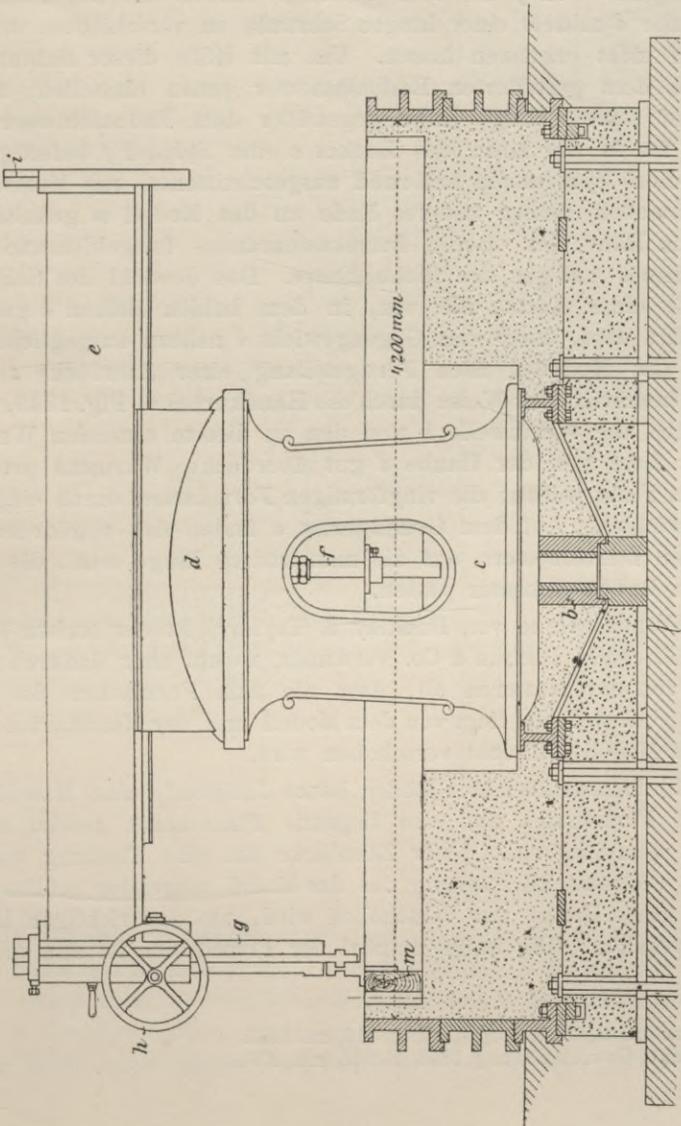


Fig. 1344.

Eingang verschafft. Fig. 1344 und 1345 stellen die Maschine in zwei Ansichten dar und enthalten zugleich Schnitte durch den Unterbau und die ringförmigen Formkasten. Die Maschine ist zum Einformen von Rädern bestimmt, die 2000 bis 6000 mm Durchmesser haben. Auf einem unter der Hüttensohle belegenen Mauerwerk ist der kräftige, sternförmige Grundrahmen *a* festgeschraubt. Dieser trägt zunächst den radartigen Körper *b*. Die Bohrung des letzteren ist ausgebüchst und bestimmt, die Spindel und zugehörige Lehre aufzunehmen, mittels welcher die äussere Radgestalt ausgeschnitten wird. Nach Wegnahme dieser Spindel setzt man auf den abgedrehten Kranz von *b* den Bock *c*. Dieser greift mit einem vorspringenden Rand in den Kranz von *b* und wird hierdurch ohne weiteres ausgerichtet. Auf dem Bock *c* ist die Haube *d* in genauen Führungen drehbar, und *d* enthält nachstellbare Führungen für den hohl gegossenen Balken *e*, an dessen einem Ende die Führung für den Schlitten *g* festsetzt. Man erkennt oberhalb der letzteren Führung den auf *g* einstellbaren Ring und am unteren Ende von *g* das hier befestigte Modell *m*. Der Balken *e* ist auf der Haube *d* mittels einer langen Schraube zu verschieben, welche die Abbildungen nicht erkennen lassen. Um mit Hilfe dieser Schraube das Modell nach dem geforderten Radhalbmesser genau einstellen, und das Modell *m* auf seine richtige Lage gegenüber dem Radhalbmesser prüfen zu können, ist in der Mitte des Bockes *c* eine Spindel *f* befestigt. Man legt gegen diese Spindel ein halbrund ausgeschnittenes, mit Massstab versehenes Richtscheit, dessen anderes Ende an das Modell *m* gehalten wird. Eine auf *f* in Höhe des oberen Formkastenrandes festgeklemmte Scheibe erleichtert dieses Anlegen des Richtscheites. Das Gewicht des Schlittens *g* ist mit Hilfe einer Kette, die von, in dem hohlen Balken *e* gelagerten Rollen geführt wird, durch das Gegengewicht *i* nahezu ausgeglichen. Das Fortrücken des Modelles nach Fertigstellung einer Zahnücke erfolgt in weiter oben beschriebener Weise durch die Handkurbel *n*, Fig. 1345, mehrere Zwischenräder, die Wurmwelle *k* und den an diesem sitzenden Wurm, der in das an *c* feste, von der Haube *d* gut überdeckte Wurmrad greift. Im vorliegenden Falle werden die ringförmigen Formkasten durch eingedrehte Falze ausgerichtet. Auf dem Grundgerüst *a* finden sich abgedrehte Ringe verschiedenen Durchmessers, auf die man andere Ringe setzt, die zu dem betreffenden Raddurchmesser passen.

Eine Formmaschine von Buckley & Taylor<sup>1)</sup> ist der soeben beschriebenen von Briegleb, Hansen & Co. verwandt, weicht aber dadurch zu ihren Ungunsten von der letzteren ab, dass die zum Fortrücken des Modells dienende Kurbel weit ab liegt von dem Modell und der Handkurbel, mittels welcher das Modell lothrecht verschoben wird.

Zum Einformen kleinerer Räder baute Jackson<sup>2)</sup> eine Maschine, bei welcher der Formkasten auf eine liegende Planscheibe gesetzt und mit dieser nach dem Einformen jeder Zahnücke um eine Theilung weiter gedreht wird, während die Führung des das Modell tragenden Schlittens, und zwar längs eines Bettes, nur verschoben wird, um den richtigen Radhalbmesser zu erhalten. Die lange Spindel der Planscheibe ist nun unbequem

<sup>1)</sup> Revue industrielle, Aug. 1884, S. 315, mit Abb.

<sup>2)</sup> Wieck's Gewerbezeitung 1856, S. 346, mit Abb.

zu lagern; man hat an ihre Stelle die Führung durch kurzen, breiten Kegel (S. 81) oder auch durch ebene und walzenförmige Flächen gesetzt.

Eine solche, von Briegleb, Hansen & Co. gebaute Maschine stellen die Fig. 1346 bis 1348 dar. Das Bett *a* der Maschine ist im Grundriss

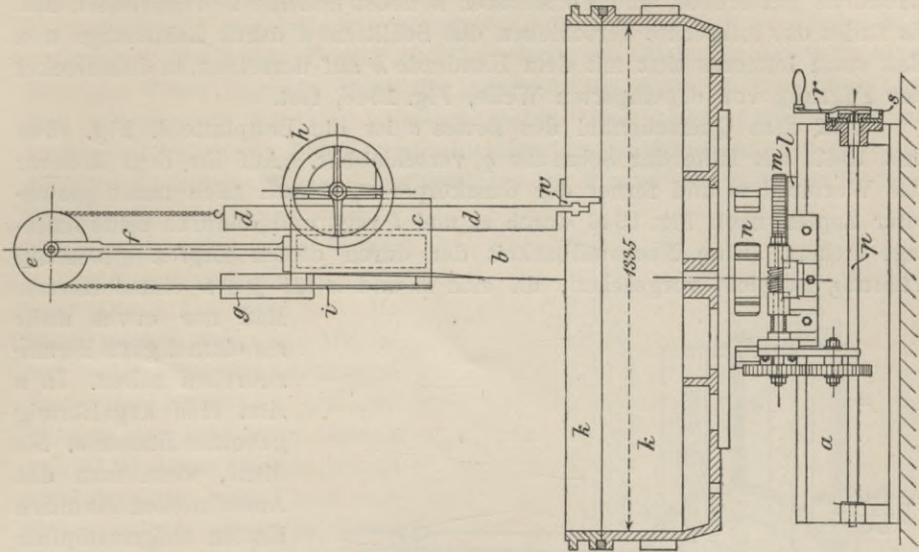


Fig. 1347.

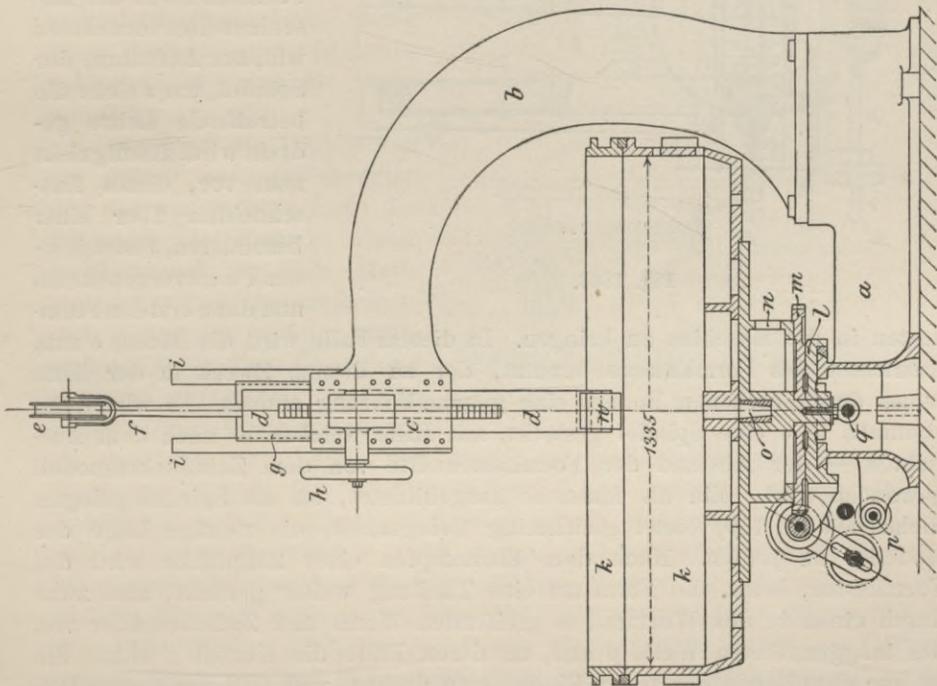


Fig. 1346.

Fig. 1348 einseitig T-förmig. Auf dem einen Schenkel desselben ist der Bock *b* befestigt, in dessen Kopf *c* der Schlitten *d* genaue Führung findet. An das untere Ende des Schlittens *d* ist der das Zahnlückenmodell tragende Winkel *w* festzuschrauben, und dem oberen Ende ist eine über die Rolle *e* geführte Kette angeschlossen, an welcher das Gegengewicht *g* hängt. Zum

Tragen der Rolle *e* dient der Ständer *f*, Fig. 1346 und 1347, und die am Kopf *c* befestigten Flacheisenschienen *i* führen das Gegengewicht. In Bezug auf Fig. 1348 muss bemerkt werden, dass man Kopf *c* und Schlitten *d*, auch die Schienen *i* geschnitten, die Rolle *e* nebst Ständer trotzdem im Grundriss gezeichnet, und Formkasten *k* nebst Scheibe *n* weggelassen hat. Es findet das lothrechte Verschieben des Schlittens *d* durch Zahnstange und Rad statt; letzteres sitzt mit dem Handrade *h* auf derselben, in dem Deckel der Führung von *d* gelagerten Welle, Fig. 1348, fest.

Auf dem Querschenkel des Bettes *a* ist die Bettplatte *l*, Fig. 1346 und 1347, mit Hilfe der Schraube *q* verschiebbar. Auf ihr liegt drehbar das Wurmrad *m* und ferner der Gusskörper *n*, dessen nach unten gerichteter Zapfen nach Fig. 1346 durch *m* und *l* ragt und dadurch seine Axenlage sichert. Eine Nachstellbarkeit der durch diesen Zapfen gebotenen Führung ist nicht vorgesehen, da sich *m* und *n* für jedes einzuförmende

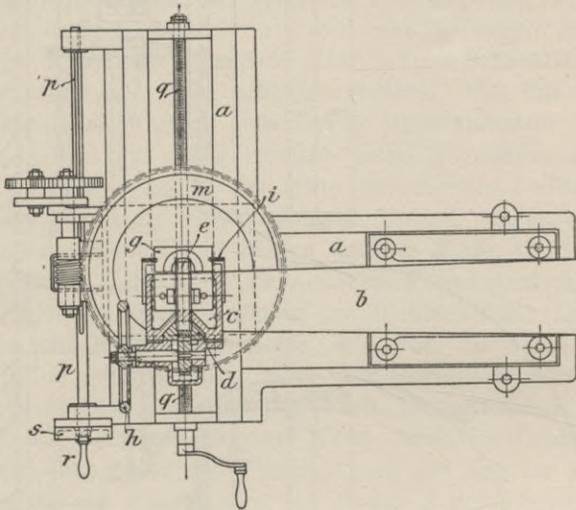


Fig. 1348.

Rad nur etwas mehr als einmal ganz herumzudrehen haben. In *n* sitzt eine kegelförmig gebohrte Büchse *o*. Sie dient, wenn man das Ausschneiden des in den Kasten aufgestampften Formsandes in der Maschine selbst vornehmen will, zur Aufnahme der Spindel, um welche die betreffende Lehre gedreht wird. Häufig zieht man vor, dieses Ausschneiden über einer besonderen, feststehenden Platte vorzunehmen und dann erst den Form-

kasten in die Maschine zu bringen. In diesem Falle wird die Büchse *o* zum Ausrichten des Formkastens benutzt, der zu diesem Zweck in der Mitte seines durchbrochenen Bodens eine genaue Bohrung enthält. Es wird dann ebenfalls in *o* eine Spindel gesteckt, mit Hilfe welcher — nach dem Ausrichten — der Abstand der Formkastenmitte von dem Zahnlückenmodell gewonnen wird. Ein als Massstab ausgebildetes, an die Spindel gelegtes Richtscheit (S. 759) bietet gleichzeitig Gelegenheit, die richtige Lage des Modelles zu prüfen. Nach dem Einstampfen einer Zahnücke wird der Formkasten, bezw. die Form um eine Theilung weiter gerückt, und zwar durch einen in das Wurmrad *m* greifenden Wurm und Zwischenräder von der langgenutheten Welle *p* aus, an deren Ende die Kurbel *r* sitzt. Sie ist vor dem Rande des festen Ringes *s* zu drehen, und fällt nach zutreffender Drehung in eine Ausklinkung von *s*, wie S. 754 beschrieben wurde.

Fig. 1349 zeigt eine andere von Briegleb, Hansen & Co. gebaute Ausführungsform derselben Maschine. Abgesehen von der etwas anderen Gestalt des Maschinenbockes ist hier die Verschiebung des das Zahnlückenmodell tragenden Schlittens anders. Es fehlt nämlich das Gegengewicht,

weshalb auf der Welle, auf welcher das in die Zahnstange des Schlittens greifende Zahnrad sitzt, ein (in dem Ausleger verdeckt liegendes) Wurmrad befestigt ist, das ein Wurm mit lothrechter Welle bethätigt.

Heintzmann & Dreyer in Bochum<sup>1)</sup> haben die vorliegende Aufgabe wie folgt gelöst: Auf dem Bett *F*, Fig. 1350 u. 1351, der Maschine sind zwei Planscheiben *A* angeordnet. Sie greifen mit walzenförmigen Zapfen *M* in Bohrungen des Bettes *F* und sind in lothrechter Richtung durch in kreisförmigen Rillen liegende Stahlbälle gestützt. Es ist auf *F* eine nach oben sich verjüngende Säule *C* befestigt, welche eine ausgebohrte Röhre umschliesst. An dieser Röhre sitzt einerseits ein Ausleger mit der Schlittenführung *B*, andererseits ein Gegengewicht. In *B* wird der Schlitten *D* durch Zahnstange und Rad, kurze Welle, Wurmrad und Wurm mittels eines Handrades verschoben. Die Röhre wird um die Säule mittels Wurm und Wurmrad — letzteres sitzt am unteren Ende der Röhre — gedreht. Wegen der schlanken Gestalt von *C* ist dieses Drehen jedoch nur möglich, wenn man die Röhre mittels einer in ihrem Kopfe steckenden Schraube und einem Handkreuz ein wenig hebt. Bewegt man die Schraube rückwärts, so sitzt die Röhre auf *C* fest.

Es wird die Drehbarkeit der Röhre zunächst benutzt, um das am unteren Ende des Schlittens *D* sitzende Zahnlückenmodell für den Halbmesser des über *A* einzuformenden Zahnrades richtig einzustellen. Es ist diese Einstellung weniger einfach als bei den bisher beschriebenen Maschinen,

da sich mit der Länge des fraglichen Halbmessers gleichzeitig seine Lage gegenüber dem Modell ändert. Aus letzterem Anlass ist das Zahnlückenmodell *b* nicht unmittelbar mit *D* verbunden, sondern ein um den Zapfen *a*, Fig. 1350 u. 1352, drehbares Zwischenstück *E* eingeschaltet. Man steckt in eine kegelförmig gebohrte Büchse der Planscheibe *A* eine Spindel *G*, auf welcher ein als Massstab ausgebildetes Richtscheit *op*, Fig. 1350, 1352 u. 1353, steckt. Dieses Richtscheit ist durch eine Oeffnung von *E* geschoben und liegt unmittelbar auf dem Zahnlückenmodell, so dass an Hand desselben die zutreffende Einstellung leicht geschehen kann. In früher beschriebener Weise wird die betreffende Planscheibe nebst Form-

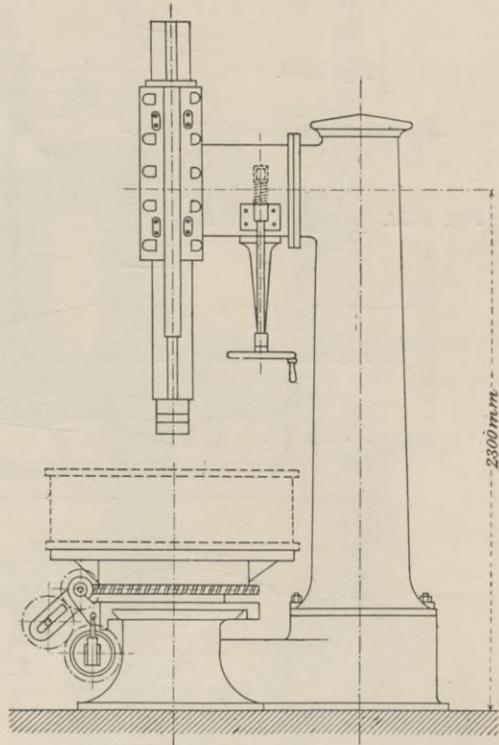


Fig. 1349.

<sup>1)</sup> Zeitschr. des Ver. deutscher Ingen. 1887, S. 824, mit Abb.

kasten nach dem Einformen einer Zahnücke um eine Zahntheilung weiter gerückt.

Es sind nun zwei Planscheiben *A* angebracht, um auf der einen den Formkasten vorzubereiten, während auf der anderen das Einformen der Zähne stattfindet. Man benutzt zum Ausschneiden der äusseren Radgestalt

Fig. 1350.

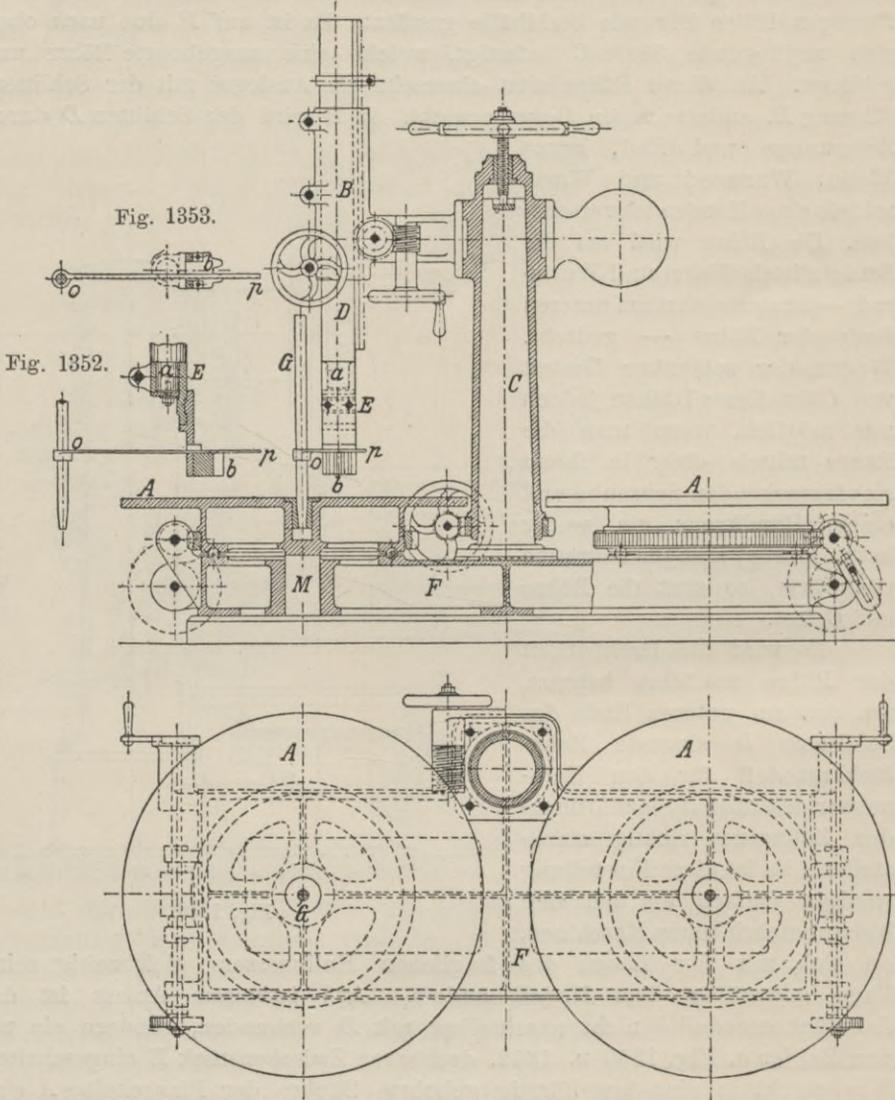


Fig. 1351.

eine mittels der Hand bewegte Lehre, die sich um die zu diesem Zweck eingesteckte Spindel *G* oder eine dieser ähnlichen dreht. Es ist dann nur der Schlitten *D* über die vorbereitete Form zu schwenken, um diese zu vollenden.

Im Jahre 1871<sup>1)</sup> sah ich zufällig in der Giesserei von O. Gruson in

<sup>1)</sup> Dingl. polyt. Journ. 1882, Bd. 246, S. 170.

Magdeburg Formmaschinen, welche an den Langwänden der Giesserei befestigt, über den Formkasten sich befanden. Die Formkasten standen auf dem Fussboden bezw. auf niedrigen Gerüsten. Diese Aufstellungsweise hat mit der durch Fig. 1342 bis 1345 dargestellten gemein, dass sämtliche bewegliche Theile der Maschine über der zu erzeugenden Form liegen, also vor dem Auffallen von Formsand geschützt sind; sie vereinigen damit den wesentlichen Vortheil der folgenden Maschinen, dass die Formmitte von raumerfordernden Stützungstheilen frei ist. Abbildungen solcher Maschinen habe ich nicht gesehen.

Neuerdings<sup>1)</sup> ist eine von Urquhart, Lindsay & Co. in Dundee gebaute Maschine bekannt gegeben, bei welcher die wesentlichsten Eigenschaften der Gruson'schen Maschine sich vorfinden, ausserdem aber erhebliche Vervollkommnungen zu erkennen sind. Fig. 1354 ist ein Schaubild dieser Maschine. Eine kräftige hohle feststehende Säule ist an ihrem oberen Theil abgedreht und trägt hier das eigentliche Maschinengestell; dieses kann um die Säule frei gedreht werden, so lange man es nicht in seiner Lage verriegelt. Ueber dem Maschinengestell ist an der Säule ein Rad mit keilförmigen Zähnen befestigt, und links neben diesem Rade ist auf dem Maschinengestell ein durch Schraube und Handrad verschiebbarer Riegel angebracht, welcher mit seinem hohlkeilförmigen

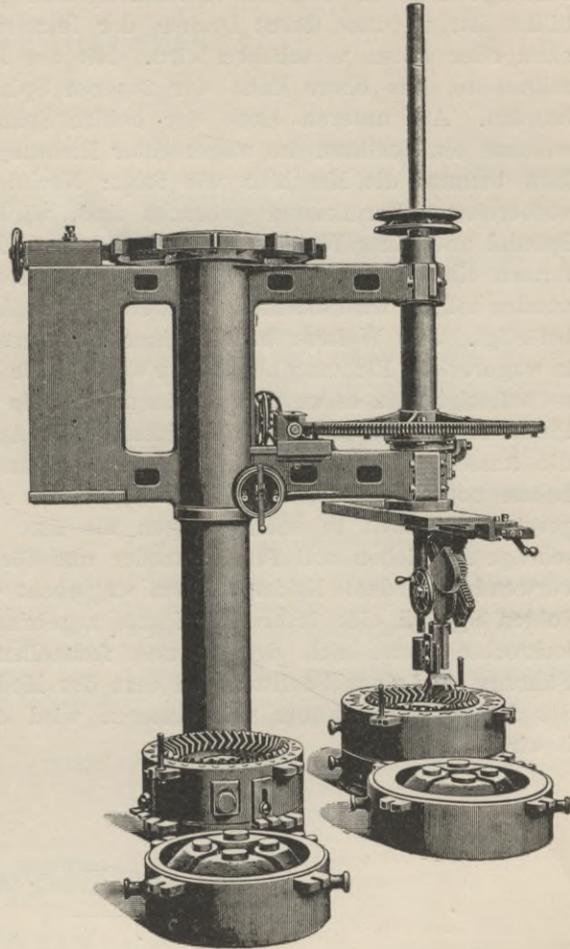


Fig. 1354.

Ende über einen der keilförmigen Zähne des festen Rades geschoben werden kann, um das Maschinengestell fest zu legen. Hierdurch ist ermöglicht, eine grössere Zahl im Kreise rings um die Säule aufgestellte Formkasten nach einander zu behandeln. In den rechtsseitigen Armen des Maschinengestells ist eine hohle Spindel gelagert, auf der das 180 Zähne enthaltende, zum Eintheilen dienende Wurmrad festsetzt. Der Wurm wird unter Vermittelung auswechselbarer Räder durch eine Kurbel gedreht, welche etwa in der Mitte

<sup>1)</sup> Engineering, März 1897, S. 396, mit Schaubild.

des Bildes erkannt werden kann. Das Verfahren gleicht dem S. 754 beschriebenen. Man hat aber den Ring, in dessen Rand die Ausklinkung sich befindet, um seine Axe drehbar bzw. einstellbar gemacht, um die Lage der Zahnücke in dem sonst ausgerichteten Kasten etwaigen besonderen Anforderungen genau anpassen zu können. In der hohlen Spindel steckt eine volle, und zwar so, dass Letztere die Drehungen der ersteren mitmachen muss, aber in ihrer Axenrichtung frei verschoben werden kann. Die innere Spindel ist an ihrem oberen Ende mit Gewinde versehen, dessen Muttergewinde in einer am Maschinengestell gelagerten Kettenrolle ausgebildet ist, so dass durch Drehen der letzteren die innere Spindel nach oben oder unten verschoben wird. Mit der Kettenrolle ist eine oben geschlossene, das obere Ende der inneren Spindel umhüllende Röhre verbunden. Am unteren Ende der hohlen Spindel sitzt eine Platte, längs welcher ein Schlitten in wagerechter Richtung verschoben werden kann. Man benutzt die Maschine wie folgt: Nachdem die Spindeln über einen vorbereiteten Formkasten gebracht sind, wird dieser mittels der inneren Spindel und einer Wasserwaage ausgerichtet. Handelt es sich um das Einformen eines Rades, bei welchem das Modell lothrecht nach oben abgezogen werden soll, so wird das Modell mit Hilfe eines Armes an der inneren Spindel befestigt. Das Weitere bedarf einer Erläuterung nicht. Soll das Modell in wagerechter Richtung abgezogen werden (für Wurmräder u. dergl. S. 719), so befestigt man es an dem Schlitten, den die an der hohlen Spindel feste Platte führt. Es ist hier ein einstellbarer Anschlag vorgesehen, welcher die äussere Lage des Modells genau begrenzt. Urquhart, Linsay & Co. haben noch eine dritte Möglichkeit für das Ausziehen des Modelles vorgesehen, nämlich in schräg gegen die Axe liegender Richtung. Dieses schräge Ausziehen soll für Stirnräder und für Kegelräder mit Pfeilzähnen verwendet werden. Es ist an dem wagerecht verschiebbaren Schlitten der hohlen Spindel eine lothrechte Platte angebracht, auf welcher eine zweite lothrechte Platte sich drehen und feststellen lässt. Diese enthält die Führung für einen Schlitten, an dem das Modell sitzt. Die Verschiebung des letzteren gegenüber der ersteren wird durch Zahnstange und Rad bewirkt.



## Sachregister.

- A**bdrehen der Kurbelwarzen 355.  
Abdrehen der Kurbelwellen 356.  
Abdrehen walzenförmiger, kegelförmiger, kugelförmiger, ebener, hyperboloidischer, globoidischer Flächen 39.  
Abhebemaschinen 710.  
Ablehren 94.  
Abmessungen des Drehbankbettes 284.  
Abscheeren 488.  
Abschlagsformkasten 716.  
Abstreifer 507.  
Albree's Nietmaschine 652.  
Allen's Nietmaschine 648, 649.  
Allgemeine Fräsmaschine 418.  
Amboss 599.  
Ambossbahn 543.  
Ambossstock 602.  
Ankörnmaschinen 365, 397—400.  
Ankörnmaschine von Droop & Rein 399.  
Ankörn- und Abstechmaschine 400.  
Ansatzfräsmaschine 439.  
Ansatzwinkel 10.  
Anschläge für den Stahlwechsel 314—320.  
Anschliff, rechter und verkehrter 24.  
Antriebsarbeit der spanabhebenden Maschinen 483—486.  
Antrieb der Maschinen 5.  
Antrieb der Walzen-Biegemaschine 679, 681.  
Arbeitsbedarf 483—486, 538, 707.  
Arbeitsgeschwindigkeiten 22.  
Arbeiterschutz 4.  
Arns' Luftfederhammer 597.  
Aufsetzrahmen 712.  
Aufspannen 112.  
Aufspannblöcke 139.  
Aufspann-Nuth 114.  
Aufspannplatte 113, 115.  
Aufspannstützen 116, 120.  
Aufspanntisch 113.  
Aufspannvorrichtung 118, 120.  
Aufspannwinkel 139.  
Aufstellungsweise der Nietmaschinen 657.  
Ausbohren von Höhlungen 351.  
Ausbohren krummer Löcher 353.  
Ausbohrmaschinen 335—353.  
Ausleger der Krahnbohrmaschine 375.  
Ausrichten der Drehaxen 83.  
Ausrücken des Betriebes 177—185.  
Ausrückvorrichtungen 161—163, 510—515.  
Ausrückvorrichtungen (selbstthätige) 192 bis 196.  
Axschenkel-Drehbänke 303.  
Axschenkdrehbank von Ernst Schiess 320.  
**B**ackenfutter 124.  
Bandbetrieb 187.  
Bauart der Führungen 48, 74.  
Bearbeitung mittels Einzelstichels 32.  
Bedienung der Maschine 2.  
Befestigung auf Dornen 137.  
Befestigen des Einzelstichels 95.  
Befestigung der Lochstempel 502, 507.  
Befestigen der Planscheiben 124, 125.  
Befestigung der Scheerblätter 500.  
Befestigen der Werkzeuge 94.  
Begrenzen der Wegeslängen 187—192.  
Beilagen 117, 118.  
Beobachten der arbeitenden Werkzeuge 3.  
Berechnen eines Stichelhauses 98.  
Berechnen des Drehbankbettes 278.  
Berechnung der Gleichhämmer 566.  
Bestimmung der Kräfte bei Walzenbiegemaschinen 680.  
Bethätigen der Schmiedepressen 607.  
Bethätigen der Schaltwerke 212—218.  
Betriebe für gegensätzlich verschiebbare Wellen 144—150.  
Bewegen der Scheerblätter und Lochstempel 509—519.  
Bewegen durch gespannte Flüssigkeiten 187.  
Bewegliche Nietmaschinen 658.  
Bewegliche Scheere 535.  
Biegen der Bleche zu engen Röhren 688.  
Biegen der Formeisen 690, 691.  
Biege- und Richtmaschinen 667.  
Biegen der Röhren 674, 675.  
Biegen stabartiger Werkstücke 689.  
Biegemaschinen für eingeklemmte Werkstücke 668.  
Biegemaschinen für nicht eingeklemmte Werkstücke 674.  
Biegemaschinen mit Walzen 678.  
Blattfederhämmer 590.  
Blechbiegemaschine von Bachmann 672.  
Blechbiegemaschine von Breuer, Schumacher & Co. 688.  
Blechbiegemaschine von Habersang & Zinzen 686.  
Blechbiegemaschine von Ernst Schiess 686.  
Blechbiegemaschine von Tweddel 676.  
Blechkantenhobelmaschine 245, 252, 253.  
Blechkantenhobelmaschine von Breuer, Schumacher & Co. 249.

- Blechkantenhobelmaschine von Ernst Schiess 253.  
 Blechrichtmaschine von Breuer, Schumacher & Co. 696.  
 Blechschlussring 637.  
 Bogenhobelmaschine 275, 276.  
 Bohrfutter 109.  
 Bohrköpfe 109.  
 Bohrmaschine amerikanischer Bauart 369.  
 Bohrmaschine zum Ebren der Schienenenden, von Ernst Schiess 401.  
 Bohr- und Fräsmaschine von Droop & Rein 345, 347.  
 Bohr- und Fräsmaschine von Ernst Schiess 349, 350.  
 Bohrmaschine von Droop & Rein 365.  
 Bohrmaschine von H. Hessenmüller 363.  
 Bohrmaschinen für lange Löcher 402.  
 Bohrmaschinen und Schwärmer 334—404.  
 Bohrschleifmaschine 480.  
 Bohrtisch 363.  
 Bohrvorrichtung für kegelförmige Löcher 352.  
 Bolzengewindeschneidmaschine 407.  
 Box tool 133.  
 Bradleyhammer 590.  
 Brille 131—134.  
 Brustwinkel 10.  
**Chabotte** 602.  
**Daelen's** Dampfhammer 575.  
 Dampfhammer 569.  
 Dampfhammer von Breuer, Schumacher & Co. 585.  
 Dampfhammer v. Gustav Brinkmann & Co. 584.  
 Dampfhammer der Latrobe-Stahlwerke 571.  
 Dampfhammer mit Oberdampf 575, 576.  
 Dampfhammer von Schultz & Göbel 580.  
 Daumenhämmer 549.  
 Deckenbohrmaschinen 380.  
 Deckenvorgelege 185.  
 Doppelte Feilmaschine von Ernst Schiess 241.  
 Dorne 124.  
 Drehbank 276.  
 Drehbankbett 277, 282—289.  
 Dreh- und Bohrbank 329—333.  
 Drehbänke von Droop & Rein 289.  
 Drehbänke von Ernst Schiess 295, 297, 298.  
 Drehbank mit liegender Planscheibe von Ernst Schiess 331, 332.  
 Drehbank von H. Wohlenberg 292.  
 Drehherz 135.  
 Drehstichel, Höhenlage desselben 102.  
 Drehstuhl 126.  
 Druckflüssigkeiten 622.  
 Druckübersetzer von Breuer, Schumacher & Co. 612.  
 Druckwasserspeicher 617—622.  
 Durchschnitt 497.  
 Durchschnitt von Ernst Schiess 530.  
 Durchschnitt für glühendes Eisen 499.  
 Durchziehen 711.  
 Durchziehmaschinen 712.  
 Durchziehmaschine f. Mähmaschinenräder 732.  
**Einfach** wirkender Dampfhammer 569.  
 Einpressen der Dorne 138, 139.  
 Einrücken des Betriebes 177—185.  
 Einspannen 112.  
 Einständer-Hobelmaschine v. Billeter & Klunz 263.  
 Einständer-Hobelmaschine v. E. Schiess 264.  
 Einstellbarkeiten der Bohrspindel 378.  
 Eintheil-Verfahren 144, 425, 446, 448.  
 Eintheilvorrichtung f. Räder-Formmaschinen 754.  
 Erhalten der Werkzeuge 20.  
 Erdhämmer 586.  
 Erweitern von Höhlungen 351.  
**Fahrbare** Bohrmaschinen 380.  
 Faullenzer 300.  
 Federhämmer 588.  
 Feilmaschine 226, 231.  
 Feilmaschinen v. Breuer, Schumacher & Co. 244.  
 Feilmaschine von Droop & Rein 240.  
 Feststehende Nietmaschinen 653.  
 Flacheisenscheere 495.  
 Förderbare Nietmaschinen 658.  
 Formkasten für Maschinenformerei 716.  
 Formmaschinen d. Badischen Maschinenfabrik u. Eisengiesserei in Durlach 726, 728, 737.  
 Formmaschinen von Fritz Kaeferle in Hannover 721, 731.  
 Formmaschinen d. Verein. Schmirgel u. Maschinenfabrik, A.-G. in Hannover 722, 729, 734, 743, 748.  
 Formen der Zahnräder 718, 752.  
 Formpressen 715.  
 Formpresse von Leeder 748.  
 Formpresse von Richard 746.  
 Formstichel 27, 41.  
 Formverfahren 709.  
 Führungen 47.  
 Führungen, Bestimmen ihrer Abmessung 66.  
 Führungen, Erhalten ihrer Genauigkeit 58, 82.  
 Führungen für gerade Wege 48.  
 Führungen für kreisförmige Wege 74.  
 Führungen für unregelmässig gekrümmte Wege 90.  
 Führungen, zusammengesetzte 87.  
 Fräser 43.  
 Fräser, Befestigen derselben 108.  
 Fräsköpfe 111.  
 Fräsmaschinen 418—457.  
 Fräsmaschine von Droop & Rein 424, 425.  
 Fräsmaschine für Weichenzungen-Wurzeln von Droop & Rein 442.  
 Fräsmaschine von Frister & Rossmann 421.  
 Fräsmaschinen mit Lehre 440.  
 Fräsmaschine mit Lehre von E. Schiess 440.  
 Fräsen der Pfeilzähne 450.  
 Fräsmaschine von Ernst Schiess 421.  
 Frösche zum Aufspannen 120, 121.  
 Führung des Bärs 571.  
 Futter 123.  
**Gashämmer** 586.  
 Gegenhalter 636.  
 Gekröpfte Wellen 130, 298, 333.  
 Gerade Kaltsägen 456.  
 Gesamtanordnung d. Schmiedepressen 625.  
 Gesenke 544.  
 Geschützdrehbank von Ernst Schiess 297.  
 Geschwindigkeitsänderung 150.  
 Gestell der Hämmer 599.  
 Gestelle der Scheeren u. Durchschnitte 519.  
 Gestelltheile der Tischhobelmaschinen 257.  
 Gleichhämmer 549.  
 Gewindeschneiden, Stichel für das 42.  
 Gewinde für blinde Löcher 414.  
 Gewindeschneiden auf der Drehbank 404.  
 Gewindeschneidmaschinen 404—417.

- Gewindeschneidmaschine v. Droop & Rein 412.  
 Gewinde-Sträler 406.  
 Globoid-Flächen 40.  
 Grubenhobelmaschine von Ernst Schiess 246.  
**H**aken (das) 10.  
 Hämmer 543.  
 Hammerbahn 543.  
 Hammergestelle 604  
 Handhabung der Schmiedestücke 545.  
 Haubitze 141, 142.  
 Hauptweg 32.  
 Hebevorrichtungen für die Werkstücke 142.  
 Helmhämmer 548.  
 Hertzog's Kernformmaschine 733.  
 Hessenmüller's Luftfederhammer 593.  
 Hin- und hergehende Bewegung 185—192.  
 Hinterdrehen 304.  
 Hobelmaschinen 219, 244—276.  
 Hobeln hyperboloidischer Flächen 39.  
 Hobelstichel, Ausweichen desselben 103.  
 Hohldocke 134.  
 Hohlschleifmaschine von J. E. Reinecker 468.  
 Horizontal-Bohrmaschinen 343.  
 Hubrollen der Reibhämmer 560, 561.  
 Hubstange der Reibhämmer 560.  
**K**alkkreissäge von Breuer, Schumacher & Co. 453, 455.  
 Kalkkreissäge von H. Ehrhardt 453, 455.  
 Kaltsägen 452.  
 Kegelförmigbiegen 672.  
 Kegelförmighobeln 38.  
 Kehrgetriebe 168—177.  
 Keilnuthenfräsmaschine 436.  
 Keilnuthenhobelmaschinen 265—274.  
 Keilnuthen-Räummaschinen 221.  
 Kerndrehbank 717.  
 Kernformmaschinen 733.  
 Kesselmantelbohrmaschinen 388—397.  
 Kielplatten-Biegemaschinen 671.  
 Kippen der Werkstücke 493, 500, 522, 525, 532, 534, 536.  
 Kittscheibe 113.  
 Kopfbank 277.  
 Kopfdrehbank 306.  
 Kopfsetzer 636.  
 Kräfte, welche beim Abscheeren auftreten 488.  
 Kräfte für das Einformen 715.  
 Kräfte, welche zwischen dem Stichel und den Drehbankspitzen wirken 278—285.  
 Kräfte, welche zwischen Stichel und Hobelmaschinenbett wirken 257.  
 Krahnbohrmaschine 371.  
 Krahnbohrmaschine der Drill & Tool Co. 373.  
 Krahnbohrmaschine v. Ernst Schiess 371, 375.  
 Krämp- und Kumpelmaschinen 698.  
 Kreisscheere 496.  
 Kreisscheere v. Breuer, Schumacher & Co. 537.  
 Kreuzgelenk 147—148.  
 Kühlen der Nietstempel 638.  
 Kühlen der Werkzeuge 21.  
 Kumpeln 698.  
 Kumpelmaschine Nevole 701.  
 Kumpelpresse v. Breuer, Schumacher & Co. 704.  
 Kumpelpresse d. Maschinenfabrik A.-G. vorm. Breitfeld, Danek & Co. 703.  
 Kumpelmaschine von Davis 706.  
 Kumpelpresse der Shenectady-Lokomotivwerke 702.  
 Kurbelbetrieb 188—189.  
 Kurbelwellendrehbank mit lothrechter Spindel 333.  
 Kurbelwellendrehbank v. Ernst Schiess 298.  
**L**agerung der Bohrspindeln 358.  
 Lagerung der Walzen 682—686.  
 Langbein's Bohrmaschinen von Breuer, Schumacher & Co. 380.  
 Langfräsmaschinen 430—440.  
 Langfräsmaschine von J. E. Reinecker 430.  
 Langhobelmaschinen mit freier Arbeitsseite 244.  
 Langloch-Fräsmaschine 433.  
 Langlochfräsmaschine v. Droop & Rein 435.  
 Laufende Brillen 132.  
 Lebende Spitze 127.  
 Leitspindel 286, 287.  
 Lehrenformerei 717.  
 Liderungen 623.  
 Liegende Ausbohrmaschine v. E. Schiess 336.  
 Liegende Ausbohrmaschine v. H. Wohlenberg 338—342.  
 Liegende Bohrmaschinen 343.  
 Liegender Durchschnitt 536.  
 Liegende Stossmaschine v. Ernst Schiess 236.  
 Lochbohrer, Befestigen derselben 107.  
 Lochbohrmaschinen 357.  
 Lochringe 488, 497, 503.  
 Lochstempel 502.  
 Lose Riemenrollen 183.  
 Lünette 131—134.  
 Luftfederhämmer 591.  
 Lyra 256.  
**M**aschinen zum Herstellen d. Gussformen 708.  
 Mehrspindlige Bohrmaschinen 381—386.  
 Mitnehmer 126, 135—137.  
 Mitnehmerscheibe 126.  
 Mitnehmerstift 126.  
 Modellplatte 709.  
 Muttergewindeschneidmaschinen 414—417.  
 Mutterschlösser 190—192.  
**N**achgiebigkeit des Drehbankbettes 283, 284.  
 Nietlochbohrmaschinen 382—397.  
 Nietmaschinen 636.  
 Nietmaschinen von Anderson & Gallway 641.  
 Nietmaschinen von Breuer, Schumacher & Co. 653, 662, 666.  
 Nietmaschinen mit Dampf- oder Druckluft-Antrieb 649, 653.  
 Nietmaschinen mit hammerartiger Wirkung 648.  
 Nietmaschinen mit Kurbel- oder Schraubenantrieb 648.  
 Nietmaschinen der Maschinenbau A.-G. in Prag 655, 659, 663, 666.  
 Nietmaschinen für Schiffsmasten 644.  
 Nietmaschine v. W. Sellers in Philadelphia 665.  
 Niet- und Stauchmaschinen 633.  
 Nietmaschine von Tweddel 642.  
 Nietmaschine von V. Schönbach 645.  
 Nuthen-Fräsmaschine 433.  
**O**berdampf 575.  
**P**anzerplatten-Stossmaschinen von E. Schiess 238.  
 Parallelfräsmaschinen 430.  
 Parallelfräsmaschine von J. E. Reinecker 437.  
 Pferdekopf 164.  
 Petroleumhammer 586.  
 v. Pittler's Drehbank mit Stahlwechsel 321 bis 325.

- Planscheibe 113, 123.  
 Plandrehbank 277, 306.  
 Plandrehbank von Ernst Schiess 328.  
 Planscheibendrehbank von Droop & Rein 327.  
 Pflege der Maschine 3.  
 Pressluftwerkzeuge 586.  
 Räummaschinen 220—226.  
 Räumnadel 219.  
 Radsterndrehbank von Ernst Schiess 325.  
 Räderdrehbank 298, 301.  
 Räderdrehbank von Breuer, Schumacher & Co. 300.  
 Räderdrehbank von Ernst Schiess 301.  
 Räderformmaschine 718.  
 Räderformmaschine von Briegleb, Hansen & Co. 754, 757, 758.  
 Räderformmaschine v. Heintzmann & Dreyer 759.  
 Räderformmaschine von Urquhardt, Linsey & Co. 761.  
 Räderformmaschine von Wagner & Co. 752.  
 Räderfräsmaschinen 443.  
 Räderfräsmaschine von Droop & Rein 446.  
 Räderfräsmaschine von H. Wohlenberg 444.  
 Rascher Rückgang d. Tischhobelmasch. 257.  
 Regelung der Dampfhämmer 578.  
 Regelung des Pressendruckes 607—917.  
 Reibhammer der Billings & Spencer Co. 565.  
 Reibhammer v. Breuer, Schumacher & Co. 565.  
 Reibhammer von Koch & Co. 553.  
 Reibhammer von Max Hasse 561.  
 Reibräder 150—153.  
 Reinecker's Dampfhämmer 576.  
 Reinecker's topfartiger Schleifstein 476.  
 Reitnagel 128.  
 Reitstock 127, 129.  
 Richtlinie 32.  
 Richtmaschine für Bleche 695.  
 Richtmaschinen f. stabförmige Werkstücke 692.  
 Richtmaschinen für Wellen 694.  
 Riffelmaschinen 265.  
 Riemenführung 182.  
 Riemenführer für Kehrgetriebe 171—176.  
 Riemenreibhämmer 552.  
 Riemenrollendrehbank v. H. Hessenmüller 302.  
 Riemenrollen-Formmaschinen 728, 729.  
 Röhrenabschneidemaschine von Breuer, Schumacher & Co. 355.  
 Röhrenbiegmaschinen 692.  
 Röhrengewindeschneidmaschinen 412.  
 Röhrenwerk für Druckflüssigkeiten 622.  
 Rückbewegen der Presskolben 614.  
 Rückgang (rascher) 203.  
 Runden von Wellen und Kolbenstangen 357.  
 Rundhobeln 35.  
 Rundhobelvorrichtung 138.  
 Rundscheere 497.  
 Rundschleifmaschinen 460.  
 Rundschleifmaschine v. J. E. Reinecker 470.  
 Sanddichten 711.  
 Schaltdose 209.  
 Schaltung für Langlochbohrer 436.  
 Schaltweg 32.  
 Schaltwerke, welche eine Bewegung zulassen 210, 215.  
 Schaltwerke für thätiges Bewegen 206.  
 Schawatte 602.  
 Schelleisen 636.  
 Scheerblätter 488.  
 Scheere mit Druckwasserbetrieb von Breuer, Schumacher & Co. 521, 522.  
 Scheere mit Druckwasserbetrieb der Homestead Steel Works 524.  
 Scheeren und Durchschnitte 488—538.  
 Schleifen der Kaltsägen 28.  
 Schleifen walzenförmiger, kegelförmiger und ebener Flächen 44—47.  
 Schleiffläche 12.  
 Schleifmaschinen 457.  
 Schleifmaschine von Collet & Engelhardt 461.  
 Schleifmaschine für Dreh- u. Hobelstichel 474.  
 Schleifmaschine für ebene Flächen 460.  
 Schleifmaschine für Fräser u. Reibahlen 476.  
 Schleifmaschine für Lochbohrer 480.  
 Schleifmaschine für lange Messer 476.  
 Schleifmaschine für Spitzen von J. E. Reinecker 482.  
 Schleifmaschinen für Werkzeuge 474.  
 Schleifsteine 28, 459.  
 Schleifsteinspindel 457.  
 Scheeren für Formeisen 498.  
 Scheere von F. X. Honer 535.  
 Scheere mit Kurbelbetrieb von Erdmann Kircheis 425.  
 Scheere für I-Eisen v. Breuer, Schumacher & Co. 525.  
 Scheeren, schwere, von Breuer, Schumacher & Co. 530—533.  
 Scheeren, schwere, von Otto Froriep 534.  
 Scheerfestigkeit 499.  
 Schienenbohrmaschine von Ernst Schiess 382.  
 Schiffplattenbohrmaschine 387.  
 Schlagzahl d. Hämmer 567, 575, 586, 596, 598.  
 Schleifen der Drehbankspitzen 87.  
 Schleifen der Einzelstichel 26.  
 Schleifen der Fräser 24.  
 Schleifen der Lochbohrer 27.  
 Schlichtstähle 12.  
 Schmid'scher Luftfederhammer 592.  
 Schmiedemaschinen 539.  
 Schmiedepressen 605, 625.  
 Schmierer der Führungen 64.  
 Schneidwinkel 10.  
 Schnellhämmer 579.  
 Schraube und Mutter 186.  
 Schraubstücke 122.  
 Schrumpfstähle 12.  
 Schwärmer 353—357.  
 Schwartzkopf'scher Schnellhammer 580.  
 Schweissmaschinen 636.  
 Schwungrad d. Scheeren u. Durchschnitte 515.  
 Selbstausrichtende Einspannvorrichtung 398.  
 Selbstausrichtende Dorne 138.  
 Selbstausrichtende Futter 124.  
 Selbstausgleichende Mitnehmer 137.  
 Selbstausrichtende Planscheiben 123.  
 Selbstthätige Bohrstanze 337.  
 Selbststeuerung der Dampfhämmer 576.  
 Selbststeuerung eines Reibhammers 566.  
 Seitenhobelmaschine 34, 244, 246.  
 Senkrecht- u. Wagerecht-Hobelmaschine 244.  
 Shapingmaschinen 226.  
 Spanabheben 8.  
 Spandicken 22.  
 Spannbacken 122, 123.  
 Spanneisen 113.  
 Spanneisen-Stützen 118, 119.  
 Spindellagerung 76.

- Spindelpressen 599.  
 Spitze 80, 125.  
 Spitzendrehbank 277.  
 Spitzendrehbank von Droop & Rein 289.  
 Spitzendrehbank von Ernst Schiess 295.  
 Spitzendrehbank von H. Wohlenberg 292.  
 Spitzenschleifmaschine v. J. E. Reinecker 482.  
 Stahlwechsel 306—320.  
 Stahlwechsel-Drehbank von Breuer, Schumacher & Co. 325.  
 Stahlwechsel-Drehbank von v. Pittler 321.  
 Standhaftigkeit der Maschine 4.  
 Stangenreibhämmer 558.  
 Stauchmaschinen 633.  
 Stehende Ausbohrmaschine 342.  
 Stehende Brillen 132.  
 Stehende Drehbank 304.  
 Stelleisen 164.  
 Stempel 488, 497.  
 Stetiges Drehen 143.  
 Stiefelknecht 197.  
 Stiftennietung 640, 647.  
 Stößel 226.  
 Stossmaschinen 36, 37, 226.  
 Stossmaschine von Droop & Rein 234.  
 Stossmaschine von Gildemeister & Co. 231.  
 Stossmaschine von Ernst Schiess 234.  
 Stützung zwischen Spitzen 125.  
 Stützung des Drehbankbettes 288, 289.  
 Stufenräder 164—166.  
 Stufenrollen 153—157.  
 Stufenrollen mit Vorgelege 157—162.  
**T**heilkopf 142.  
 Tischhobelmaschinen 254.  
 Tischhobelmaschine v. Ernst Schiess 259, 261.  
 Tischhobelmaschine von Droop & Rein 258.  
 „Todter Gang“ der Schrauben u. Zahnräder; Ausgleichen desselben 92.  
 Todte Spitze 127.  
 Tragbare Ausbohrmaschine 338.  
 Tragbare Bohrmaschinen 381.  
 Tragbare Kesselmantelbohrmaschine von A. Reinshagen 397.  
 Tweddel's Biegemaschine 676.  
**U**ebersetzungen, starke 167.  
 Umfaller 199.  
 Umkehr (selbstthätige) 196—203.  
 Universal-Bohr- u. Fräsmaschine 343.  
 Universal-Fräsmaschine 418.  
 Unteramboss 602.  
 Unrunddrehen 33.  
 Unrund-Drehbänke 304, 305.  
 „Verkehrte Drehrichtung“ b. Drehbänken 277.  
 Verriegelung d. Stahlwechselkopfes 312—314.  
 Verspannen 112.  
**W**alzenfurchmaschinen 265.  
 Wandern des Widerstandes bei Scheeren 493.  
 Wechselläder 164.  
 Wellendrehbänke 303.  
 Wendegetriebe 168—177.  
 Wendeherz 177.  
 Wendeplatte 710.  
 Wegelänge des Schelleisens 640.  
 Wegestalten zwischen Werkstück und Werkzeug 29.  
 Werkzeugbüchse 133.  
 Werkzeughalter 21.  
 Werkzeugschleifmaschine von J. E. Reinecker 477.  
 Wickelhämmer 551.  
 Widerstände beim Biegen und Richten 667.  
 Widerstände beim Lochbohren 357.  
 Widerstände der Nietmaschinen 639.  
 Widerstände beim Spanabheben 13.  
 Widerstände, welche beim Schmieden überwunden werden müssen 540—542, 546.  
 Widerstände der Schmiedepressen 606.  
 Windschiefe Flächen 39.  
 Winkeleisen-Biegemaschine 690.  
 Winkeleisenscheere 496.  
 Wipphämmer 548.  
 Wurmfräsmaschinen von J. E. Reinecker 424, 428, 451.  
 Wurmradfräser 43.  
 Wurmradfräsmaschine v. Droop & Rein 449.  
**Z**ahnräder-Formmaschinen 718.  
 Zahnräderhobelmaschinen 265.  
 Zahnstange und Schraube 186.  
 Zahnstange und Rad 186.  
 Ziehmaschinen 265.  
 Zuschieben und Zurückziehen des Bohrers 358—363.  
 Zuschlagshämmer 549.  
 Zweispindlige Fräsmaschinen 436—438.

Druck von Oscar Brandstetter in Leipzig.







WYDZIAŁY POLITECHNICZNE KRAKÓW

BIBLIOTEKA GŁÓWNA

III 16919  
L. inw.

Drak. U. 2. am. 256. 10.000.

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000300359