



Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000294810

LEITFADEN DES MASCHINENBAUES

FÜR
VORTRÄGE SOWIE ZUM SELBSTSTUDIUM
FÜR ANGEHENDE TECHNIKER,
MASCHINENZEICHNER, CONSTRUCTEURS
UND
TECHNISCHE BEAMTE INDUSTRIELLER ETABLISSEMENTS.

VON

JOSEF PECHAN,

MASCHINEN-INGENIEUR, PROFESSOR FÜR MASCHINENBAU, MASCHINENZEICHNEN UND MECHANISCHE
TECHNOLOGIE, FACHVORSTAND DER MECHANISCH-TECHNISCHEN ABTHEILUNG AN DER K. K. STAATS-
GEWERBESCHULE IN REICHENBERG,
VORMALS CHEF-INGENIEUR DER OTTAKRINGER EISENGIESSEREI UND MASCHINENFABRIK IN WIEN
ETC. ETC.

VIII E.B.

ERSTE ABTHEILUNG.

MASCHINEN ZUR ORTSVERÄNDERUNG.

MIT 78 IN DEN TEXT GEDRUCKTEN HOLZSCHNITTEN
UND 24 LITHOGRAPHIRTEN TAFELN.

15991



REICHENBERG.

VERLAG VON A. SCHÖPFER.

1883.

Nachtrag

476

151



II- 351674

ALLE RECHTE VORBEHALTEN.

- II ~~5346~~



Akc. Nr.

~~49850~~

B PK- B- 8/12018

VORWORT.

Zweck dieses „Leitfadens“ ist es, gedrängt und in möglichst kurzer Fassung Alles das *zusammenzustellen und zu erläutern*, dessen Kenntniss und handliche Zusammenstellung für *ausübende technische Beamte industrieller Etablissements, Maschinenzeichner und Constructeure* nothwendig erscheint, um sie bei ihren Arbeiten im Dienste der Praxis zu leiten, insoweit es die hier abgehandelten, in der gewerblichen und Fabriks-Industrie angewendeten Maschinen des sogenannten *allgemeinen Maschinenbaues* betrifft; vor Allem aber bezweckte der Verfasser hiermit, *seinen Schülern* für den Unterricht im Maschinenbau und Maschinen-Constructiionszeichnen ein geeignetes Hilfsbuch zu bieten.

Es war sonach bei der Ausarbeitung dieses „Leitfadens“, welchem der Verfasser in seinem Unterrichte folgte und diesem angemessen zusammenstellte, zweierlei im Auge zu behalten, erstens die Kenntniss und das Verständniss der behandelten Maschinen zu schaffen und den *Leitfaden für die Handhabung und den Betrieb* derselben zu bieten, und zweitens den *Leitfaden* zu bieten für *die constructive Darstellung* von Maschinen und deren einzelnen Theilen, sowohl behufs Herstellung von cotirten Arbeitszeichnungen beziehungsweise Detailzeichnungen in Naturgröße, für die Ausführung der Maschinen, als auch behufs Anfertigung zusammengestellter Zeichnungen, sogenannter „Zusammenstellungen“ in kleinem Maßstabe für die Zwecke der Montirung und der Offertstellung auf neu zu erbauende Maschinen.

Es erscheinen deshalb sowohl cotirte Detailzeichnungen, als auch nur in den Hauptmaßen cotirte Zusammenstellungen und endlich gar nicht cotirte Ansichtsfiguren im „Leitfaden.“

Bei der *Schraffirung der Querschnitte* ist darauf Rücksicht genommen, dass solche auch im Vortragsunterrichte an der Tafel und bei freien Skizzen und Aufnahmen ebenfalls auszuführen ist. Es wurde deshalb *die einfachste Schraffirungsart, dünne, ziemlich weit abstehende Linien für das am häufigsten vorkommende Material, d. i. Gußeisen*, gewählt; für Schmiedeeisen etwas näher gerückte dünne Linien; für das seltener vorkommende Metall, d. i. Rothguß, abwechselnd voll und gestrichelt gezogene dünne Linien; endlich für das am seltensten vorkommende Material, d. i. Stahl, abwechselnd dünne und dicke Linien.

Gleichartige Maschinen sind stets gruppenweise zusammengefasst so behandelt, dass zuerst *der Zweck und die Arten* einer Gruppe erläutert, sodann *die Haupttheile* jeder einzelnen Maschine festgestellt und deren *Dimensionen* bestimmt werden und endlich die *Herstellung* besprochen wird. *Letztere* kommt jedoch nur insoweit in Betracht, als es jeweilig, mit Rücksicht auf die *vorausgesetzte Kenntnis der Maschinenelemente und ihrer Herstellung*, unbedingt erforderlich erscheint. Diese aber ist durch das ausgezeichnete Werk „Die Maschinenfabrication“ von H. v. Reiche, sowie durch das wohl schon zum Gemeingut der Constructeure gewordene Handbuch „Der Constructeur“ von F. Reuleaux in weitgehendem Maße geboten.

Detailconstructionen von Maschinenbestandtheilen sind wegen ihres Zusammenhanges mit der Maschine, je nach Erfordernis wohl überall dort, aber auch nur dort aufgenommen, wo dies der Zweck dieses „Leitfadens“ bedingt.

Die theoretische Aufstellung und Ableitung von Formeln ist Gegenstand der *Mechanik* und *theoretischen Maschinenlehre*. Der *Maschinenbau* dagegen hat die Aufgabe, theoretisch aufgestellte und empirische Formeln bei Lösung praktischer Fragen zur Anwendung zu bringen, um mit Hilfe derselben, unter stetiger Berücksichtigung vorliegender Erfahrungen, rationell zu dimensioniren und zu construiren. Solche Formeln sind überall eingestellt, wo deren Anwendung angezeigt ist; hinsichtlich ihrer Aufstellung und Ableitung aber ist nur dort etwas beigefügt, wo es das Verständnis des Gegenstandes unbedingt fordert. Längere Erläuterungen in letzterer Beziehung sind in besonderen Noten mit kleinerem Text gedruckt, um die Übersichtlichkeit nicht zu stören.

Die bei den Berechnungen und zur Dimensionirung benützten Formeln sind, — den Erfahrungen des Verfassers entsprechend, welcher selbst acht Jahre in verantwortlicher Stellung in der Praxis des Maschinenbaues thätig war, und seither, als Professor des Maschinenbaues an der k. k. Staatsgewerbeschule in Reichenberg mit der Praxis in innigem Contact geblieben, — mit Rücksicht auf den Zusammenhang der Maschinenbestandtheile, möglichst specialisirt und so für die unmittelbare Anwendung vorbereitet. Die der Specialisirung zu Grunde liegenden Voraussetzungen sind guten Ausführungen entsprechend, gleich den Formeln selbst beigefügt. Längere Entwicklungen, die sich hierbei ergeben, sind ebenfalls aus dem Text herausgehoben und in besonderen Noten mit kleinerem Drucke abgehandelt. Die Beanspruchungen des Constructionsmaterials *S in Kilogramm auf einen Quadratmillimeter Querschnitt* sind mehrfach den eigenen vielfachen Erfahrungen des Verfassers entnommen und zeigen einige Abweichungen von den bezüglichen Angaben in v. Reiche's „Maschinenfabrication“ und Reuleaux's „Constructeur“. Übrigens liegt es selbstverständlich nicht in der Aufgabe dieses „Leitfadens“ *selbständig Neues* zu bieten, sondern es genügt völlig, dass nur bewährte Constructions und Ausführungen der Praxis in das Bereich der Behandlung gezogen erscheinen.

In Fällen, wo der Bezug auf die maßgebende Autorität Erfordernis war, sind die Autoren zur Stelle benannt. Im allgemeinen sei jedoch hiermit auf den am Schluss beigefügten *Literaturnachweis* hingewiesen, welcher die vom Verfasser benützten Werke enthält und dem strebsamen Leser auch zu eingehenderem Studium dienlich sein dürfte.

In vielen Fällen hat sich der Verfasser an die Vorträge seines hochgeschätzten Lehrers, des Herrn Professors Rudolf Grimus Ritter von Grimburg, gehalten, welche ihn auch in erster Linie bei seinen Ausführungen in der Praxis leiteten.

Die Figuren sind, wo es erforderlich schien, selbst mit den in den Formeln benützten Buchstaben cotirt.

Die Benennungen der einzelnen mit Buchstaben bezeichneten Theile sind den Figuren selbst beigesetzt, weil hierdurch Form und Benennung gleichzeitig und unmittelbar die Vorstellung fördern und überdies weitläufige Beschreibungen erspart werden.

Im Hinblick auf den hohen praktischen Wert der Kenntnis von gebräuchlichen Constructionen und Constructionsdetails, welche durch die Zeichnung dargestellt, sich selbst zur Vorstellung bringen, und sohin mit ganz kurzen Erläuterungen verständlich werden, wurde denselben große Sorgfalt zugewendet, sowohl hinsichtlich ihrer, dem Zwecke dieses „Leitfaden des Maschinenbaues“ und dem heutigen hohen Stande des Maschinenbaues und der Maschinenverwendung entsprechenden Vollständigkeit in engem Rahmen und zweckmäßiger Auswahl, als auch hinsichtlich der erforderlichen Dimensionsbestimmung.

Bei den ziffermäßigen Ausrechnungen der Zahnräderdimensionen ist durchwegs die, mit Rücksicht auf die Ausführungen in der Praxis so sehr empfehlenswerte Festsetzung der Theilungen nach ganzen Stichzahlen $\left(\frac{t}{\pi}\right)$ durchgeführt, welche ganze Zahlen für die Durchmesser ergibt und für die Achsenentfernungen höchstens halbe Millimeter aufweist, die noch stets sicher am Maßstab abzustecken sind. Ferner sind die Schrauben nach Whitworth's Scala und die Durchmesser der Wellen, Achsen und Bolzen auf Kalibermaße, nach der vom *österreichischen Ingenieur- und Architekten-Verein* aufgestellten Scala abgerundet. Das Zeichen \sim für die Abrundung ist aus *Reuleaux's „Constructeur“* entnommen. Die zahlreichen durchgerechneten Beispiele lassen leicht eben so viele ähnliche Aufgaben zur Lösung aufstellen und dürften deshalb auch anderwärts bei Benützung dieses „Leitfadens“ als Hilfsbuch beim Unterrichte im Maschinenbau, sich als sehr zweckmäßig erweisen. Dieselben sind durchwegs praktischen Ausführungen entsprechend und die bezüglichen Figuren nach der Berechnung construiert.

Möchte es gelungen sein, mit diesem *Leitfaden* das Richtige zu treffen und dem thatsächlich vorhandenen Bedürfnisse eines solchen, beim Unterrichte im Maschinenbau an technischen Lehranstalten und in der Maschinenpraxis, zu entsprechen und möchte er sohin *freundliche Aufnahme und nachsichtige Beurtheilung* finden.

REICHENBERG, im Mai 1882.

DER VERFASSER.

INHALT.

Seite

Einleitung	1
----------------------	---

ERSTE ABTHEILUNG.

MASCHINEN ZUR ORTSVERÄNDERUNG.

Vorbemerkung	7
------------------------	---

I. Die Sperrwerke.

1. Zweck und Arten der Sperrwerke	7
2. Haupttheile der Sperrwerke	8
3. Dimensionsbestimmung	9
Beispiele	18
4. Herstellung der Sperrwerke	22

II. Die Bremswerke.

1. Zweck und Arten der Bremswerke	24
2. Haupttheile der Bremswerke	26
3. Dimensionsbestimmung	26
Beispiele	31
4. Herstellung der Bremswerke	34

III. Die Flaschenzüge.

1. Zweck und Arten der Flaschenzüge	35
2. Haupttheile der Flaschenzüge	36
3. Dimensionsbestimmung	39
Beispiele	50
4. Herstellung der Flaschenzüge	51

IV. Die Winden.

1. Zweck und Arten der Winden	52
2. Haupttheile der Winden	57
3. Dimensionsbestimmung	74
Beispiele über die einfache Schraubenwinde	77
Beispiele über die Schraubenwinde mit Keilrädernantrieb	84

Die hier eingehaltenen Maßbezeichnungen sind folgende:

- 1 Meter = 1^m ; 1 Decimeter = 1^{dm} ; 1 Centimeter = 1^{cm} ; 1 Millimeter = 1^{mm} ; $1^m = 10^{dm} = 100^{cm} = 1000^{mm}$.
- 1 Kilometer = 1^{km} ; $1^{km} = 1000^m$.
- 1 Quadratmeter = 1^{qm} ; 1 Quadratdecimeter = 1^{qdm} ; 1 Quadratcentimeter = 1^{qcm} ; 1 Quadratmillimeter = 1^{qmm} ; $1^{qm} = 100^{qdm} = 10000^{qcm} = 1000000^{qmm}$.
- 1 Kubikmeter = 1^{k^m} ; 1 Kubikdecimeter = $1^{k^{dm}}$; 1 Kubikcentimeter = $1^{k^{cm}}$; 1 Kubikmillimeter = $1^{k^{mm}}$; $1^{k^m} = 1000^{k^{dm}} = 1000000^{k^{cm}} = 1000000000^{k^{mm}}$.
- 1 Liter = 1^l ; $1^l = 1^{k^{dm}}$; 1 Hektoliter = 1^{hl} ; $1^{hl} = 100^l$.
- 1 Kilogramm = 1^{kg} ; 1 Tonne = 1^t ; $1^t = 1000^{kg}$;
- 1 Pferdekraft = 1^e ; 1 Meterkilogramm = 1^{mk} ; 1 Calorie = 1^c .
- 1 Kilogramm Druck oder Zug auf 1 Quadratcentimeter = $1^{kg/qcm}$; 1 Atmosphäre = 1^{at} ; $1^{at} = 1^{kg/qcm}$.
- 1 Kilogramm Druck oder Zug auf 1 Quadratmillimeter = $1^{kg/qmm}$; $1^{at} = 0,01^{kg/qmm}$.

Bei der *Dimensionsbestimmung hinsichtlich der Festigkeit* sind die *Dimensionen in Millimeter* zu Grunde gelegt, nach welchen auch die Zeichnung cotirt wird. Es sind sonach die mit *S* bezeichneten *Beanspruchungen des Materials in Kilogramm auf einen Quadratmillimeter* in Rechnung gestellt.

Bei der *Berechnung von Flächendrücken* werden die *Dimensionen in Millimeter oder Centimeter* zu Grunde gelegt und die *Drücke pro Flächeneinheit in Kilogramm auf einen Quadratcentimeter*, d. i. Atmosphären oder in Kilogramm auf einen Quadratmillimeter ausgedrückt.*)

Bei der *Berechnung von Flächen hinsichtlich der Arbeitsberechnung*, z. B. der Hobelararbeit, Dreherarbeit etc. behufs Accordirung der Arbeitslöhne wird am zweckmäßigsten der *Grundpreis pro 1^{qdm}* festgestellt und werden sonach die *Dimensionen in Decimeter* ausgedrückt.

*) Der Druck von einer *Atmosphäre* gleich $1^{kg/qcm}$ entspricht einem Barometerstand von 735,5^{mm}, wogegen der Druck einer nunmehr sogenannten *alten Atmosphäre* gleich 760^{mm} Barometerstand, gleich ist $1,033^{kg/qcm} = 1,033^{at}$. Gegenwärtig ist in Österreich die Atmosphäre gleich $1^{kg/qcm} = 1^{at}$ gesetzlich als Maß der Dampfspannung bei Dampfkesseln zu Grunde gelegt.

Bei der *Gewichtsberechnung* wird das Volumen am zweckmässigsten in *Kubikdecimetern* berechnet, weil das Gewicht von 1^{kbdm} in Kilogramm durch die Zahl des spezifischen Gewichtes*) dargestellt ist, indem das Gewicht von 1^{kbdm} Wasser eben die Gewichtseinheit gleich 1^{kg} darstellt.

1. *Beispiel.* Eine auf Zug beanspruchte Rundeisenstange von 25^{mm} Durchmesser hat 2500^{kg} Zug auszuhalten, wie groß ist die Beanspruchung des Materials pro 1^{qmm} des Querschnittes?

Für den Durchmesser $d = 25$ mm beträgt die Kreisfläche

$$F = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 = 490,87 \sim 491 \text{ qmm}$$

und ergibt sich hiermit aus dem totalen Zug $P = 2500$ kg die Beanspruchung des Materials

$$S = \frac{P}{F} = \frac{2500}{491} = 5,09 \sim 5,1 \text{ kg/qmm.}$$

2. *Beispiel.* Der Plungerkolben einer hydraulischen Presse hat 320^{mm} Durchmesser und der Wasserdruck im Presscylinder beträgt 250^{at}, wie groß ist der totale Wasserdruck auf den Presskolben?

Für den Durchmesser $d = 32$ cm beträgt die Kreisfläche

$$F = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 = 804,25 \text{ qcm}$$

*) In folgender Tabelle sind die durchschnittlichen spezifischen Gewichte der wichtigsten Maschinenbau-Materialien zusammengestellt.

Tabelle der spezifischen Gewichte.

(Wasser bei 4° C. = 1.)

Buchenholz, trocken	0,75.
Eichenholz, „	0,69.
Lerchenholz, „	0,52.
Tannenholz, „	0,56.
Holz mit Wasser angesaugt, bei Wasserrädern . .	1,00.
Guß Eisen	7,3.
Schmiedeeisen	7,7.
Stahl	7,8.
Bronze, Rothguß, Metall.	8,8.
Messingguß	8,44.
Kupferblech	8,88.
Sandstein, Fundamentstein.	2,35.
Ziegelmauerwerk, trocken	1,50.

Bei der Gewichtsberechnung wird mit Rücksicht auf die praktische Ausführung gewöhnlich eine Toleranz von 5%₀ bedungen, d. h. ein mit 100^{kg} berechnetes Stück darf im fertigen Zustande 95 bis 105^{kg} wiegen.

und weil der Wasserdruck $p = 250 \text{ at} = 250 \text{ kg/qcm}$ beträgt, so ergibt sich der totale Wasserdruck auf den Presskolben $P = F \cdot p = 201062,5 \text{ kg} \sim 201 \text{ t}$ oder: für den Durchmesser $d = 320 \text{ mm}$ beträgt die Kreisfläche

$$F = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 = 80425 \text{ qmm}$$

und weil der Wasserdruck $p = 250 \text{ at} = 2,5 \text{ kg/qmm}$ beträgt, so ergibt sich der totale Wasserdruck auf den Presskolben $P = F \cdot p = 201062,5 \text{ kg} \sim 201 \text{ t}$.

3. *Beispiel.* Für das Abdrehen einer Riemenscheibe von 500 mm Durchmesser und 100 mm Kranzbreite erhält der Dreher im Accord 12 Kreuzer pro 1 qdm der abzdrehenden Fläche, wie hoch stellt sich der Accordpreis für die Riemenscheibe?

Für den Durchmesser $D = 5 \text{ dm}$ beträgt der Kreisumfang

$$U = \pi \cdot D = 15,71 \text{ dm}$$

und bei der Breite $B = 1 \text{ dm}$ die abzudrehende Fläche

$$F = U \cdot B = \pi \cdot D \cdot B = 15,71 \text{ qdm}$$

somit für den Einheitspreis $p = 12$ Kreuzer pro 1 qdm der Accordpreis

$$P = F \cdot p = 15,71 \cdot 12 = 188,52 \text{ Kreuzer} \sim \text{fl. } 1,90.$$

Ist der Einheitspreis $p = 20$ Pfennige pro 1 qdm, so ist der Accordpreis

$$P = F \cdot p = 15,71 \cdot 20 = 314,2 \text{ Pfennige} \sim \text{M. } 3,10.$$

4. *Beispiel.* Ein gußeiserner Würfel von 300 mm Seitenlänge im fertigen Zustande, soll auf allen sechs Flächen winkelrecht gehobelt werden; wie viel beträgt der Accordpreis, wenn der Hobler für 1 qdm gehobelter Fläche 6 Kreuzer erhält?

Für die Seitenlänge $a = 3 \text{ dm}$ beträgt die Oberfläche eines Würfels $F = 6 \cdot a^2 = 54 \text{ qdm}$ und für den Grundpreis $p = 6$ Kreuzer pro 1 qdm der Accordpreis

$$P = F \cdot p = 54 \cdot 6 = 324 \text{ kr.} \sim \text{fl. } 3,25.$$

Ist der Einheitspreis $p = 10$ Pfennige pro 1 qdm, so ist der Accordpreis

$$P = F \cdot p = 54 \cdot 10 = 540 \text{ Pf.} = \text{M. } 5,40.$$

5. *Beispiel.* Wie schwer ist ein gußeiserner Würfel von 300 mm Seitenlänge, wenn das spezifische Gewicht des Gußeisens mit 7,3 in Rechnung genommen wird?

Für die Seitenlänge $a = 3 \text{ dm}$ beträgt das Volumen des Würfels

$$V = a^3 = 27 \text{ kbdm}$$

und weil das Gewicht von 1 kbdm Gußeisen $p = 7,3 \text{ kg}$, so ist das Totalgewicht des Würfels

$$G = V \cdot p = 27 \cdot 7,3 = 197,1 \sim 200 \text{ kg.}$$

ERSTE ABTHEILUNG.

MASCHINEN ZUR ORTSVERÄNDERUNG.

VORBEMERKUNG.

Maschinen zur Ortsveränderung sind solche Maschinen, welche dazu dienen, feste Körper oder Flüssigkeiten zu heben oder zu heben und überdies seitlich oder überhaupt weiter zu bewegen.

Es gehören sonach hierher die sogenannten Aufzugsmaschinen, d. i. Maschinen zum Heben von Lasten, die Pumpen, d. i. Maschinen zum Heben oder Fortschaffen von Flüssigkeiten, insbesondere zum Heben und Fortschaffen des Wassers und endlich die hydraulischen Pressen und Accumulatoren, obwohl bei den hydraulischen Pressen außer dem Heben zumeist auch die Formveränderung eines Gegenstandes bezweckt wird. Die vorangestellten Capitel Sperr- und Bremswerke behandeln allgemeine Mechanismen.

I. DIE SPERRWERKE.

1. Zweck und Arten der Sperrwerke. Die Sperrwerke dienen, insoweit sie hier in Betracht kommen, zur Verhinderung einer relativen Bewegung, beziehungsweise zur gegenseitigen Feststellung einer Anzahl von Maschinenbestandtheilen, nach einer Richtung hin, während zugleich die Bewegung nach der entgegengesetzten Richtung ungehindert stattfinden kann. Sie finden Anwendung bei Winden und Krahnen und bewirken daselbst die absolute Feststellung des Räderwerkes nach einer Richtung derart, dass bei eingerücktem Sperrwerk die gehobene Last schwebend erhalten wird. Ferner kommen dieselben bei bestimmten Arten der Kupplungen an Transmissionen vor, insbesondere bei den sogenannten Motoren- oder Kraftmaschinenkupplungen, welche die Bewegung des einen Motors auf die Transmissionswelle übertragen, gleichzeitig aber das Vorlaufen der Transmissionswelle unter der

Einwirkung des andern, auf dieselbe treibenden Motors, gestatten sollen. Eine solche Kupplung erhält insbesondere das Wasserrad, wenn dieses mit einer Dampfmaschine zusammenarbeitet, und insbesondere die Dampfmaschine, wenn diese mit einer Turbine zusammenarbeitet. Am zweckmäßigsten möchte es wohl erscheinen, jeden der zusammenarbeitenden Motoren mit einer solchen Kupplung zu versehen, indes erhält letztere für die Übertragung großer Kräfte bei mäßiger Umdrehungszahl so große Dimensionen, dass oft jeder der zusammenarbeitenden Motoren mit der gemeinsamen Haupttransmissionswelle durch eine gewöhnliche Kupplung fest oder ausrückbar verbunden wird. Die Sperrwerke finden endlich Anwendung bei den Schaltmechanismen der Werkzeugmaschinen zur Bearbeitung des Holzes und der Metalle, sowie bei Hilfsmaschinen der Textilindustrie und erhalten dort, den jeweiligen Anforderungen entsprechende Anordnungen.

Die in Fig. 1 bis 10, Taf. I und 1 bis 6, Taf. II gezeichneten Sperrwerke kommen namentlich bei Winden und Krahnern vor; in den Fig. 7 bis 17, Taf. II, sind Schaltmechanismen der Werkzeugmaschinen zur Metallbearbeitung dargestellt; die Fig. 1 und 2, Taf. III zeigen die Uhlhorn'sche Motorenkupplung und die Fig. 3 bis 5, Taf. III die Pouyer'sche Motorenkupplung. Die Fig. 6 bis 8, Taf. III und 8, 9 Taf. VII endlich zeigen eigenartige Sperrwerke der Schaltmechanismen von Gattersägen. Die nicht cotirten Theile dieser Figuren sind genau im Maßstab gezeichnet, so dass daraus die Verhältnisse direct entnommen werden können.

2. Haupttheile der Sperrwerke. Die Haupttheile eines Sperrwerkes oder einer Sperrvorrichtung bilden *das Sperrrad* und *der Sperrkegel* oder *die Klinke*. Das Sperrrad ist am Umfange gezahnt; wie auf Taf. I oder genuthet, wie in Fig. 6 bis 8, Taf. III, oder endlich am Kranze außen und innen flach abgedreht, wie wie in Fig. 8 und 9, Taf. VII.

Am Häufigsten kommt das Sperrrad mit äußerer Verzahnung vor. (Fig. 1 bis 4 Taf. I.)

Das Sperrrad ist auf der zugehörigen Welle aufgekeilt, der Sperrkegel aber ist auf dem zugehörigen Zapfen lose drehbar und nur gegen seitliche Verschiebung durch Bunde, Bundringe oder Scheiben mit Steckstiften, oder endlich durch Scheiben und Muttern gesichert.

Je nach seiner Lage fällt der Sperrkegel durch sein Eigengewicht von Lücke zu Lücke, wie in Fig. 1 bis 4, Taf. I oder es ist ein Gegengewicht damit in Verbindung, wie in Fig. 7, Taf. I. Bei den Schaltmechanismen der Werkzeugmaschinen sowie bei den Ratschen für Handvorschub (Fig. 11, 12, Taf. II) kommen zum Eindrücken des Sperrkegels gewöhnlich Spiralfedern zur Anwendung wie in den Fig. 7 bis 17 Taf. II. Bei der Uhlhorn'schen Kupplung (Fig. 1, 2, Taf. III) wird der eigenthümlich geformte Sperrkegel durch eine flache Feder eingelegt, welche er bei zurückbleibendem Sperrade wegdrückt, indem er darunter durchgleitet. Bei der Pouyer'schen Kupplung (Fig. 3 bis 5, Taf. III) endlich werden die Sperrkegel durch Frictionsringe mit Schlitzhebeln bewegt, in deren Schlitz die Stirnzapfen kleiner Kurbeln eingreifen, die mit den Sperrkegeln auf gemeinschaftlichem Bolzen befestigt sind. Bei den Schaltmechanismen der Gattersägen (Fig. 6 bis 8, Taf. III, 8 und 9, Taf. VII) klemmen sich die Sperrbacken durch ihr eigenes Gewicht.

Bei den Windwerken ist der Sperrkegeldrehbolzen in den Ständern oder Windenschilden befestigt und stillstehend; bei den Motorenkupplungen ist derselbe an der Kupplungsscheibe und bei den Schaltmechanismen endlich am Schalthebel oder Steuerhebel angebracht, sohin gezwungen, die Bewegungen dieses Maschinenbestandtheiles mitzumachen.

3. Dimensionsbestimmung. Im Folgenden ist die, für die constructive Darstellung erforderliche Dimensionsbestimmung für die Sperrwerke mit außen verzahntem Sperrad durchgeführt. Die übrigen Sperrwerke, bei welchen die beanspruchenden Kräfte meist nicht genau bestimmbar, werden nach jeweilig vorliegenden besonderen Erfahrungen dimensionirt.

Bezeichnet man unter Berücksichtigung der Cotirung in Fig. 1 und 2, Taf. I, mit

z die Zähnezahl des Sperrades,

D den äußeren Durchmesser des Sperrades in Millimeter,

R den äußeren Halbmesser oder Radius des Sperrades in Millimeter,

t die Theilung des Sperrades im Bogenmaße am äußeren Radumfang gemessen, in Millimeter,

$\pi = 3,1416 \sim 3,142$ die Ludolf'sche Zahl,

$\left(\frac{t}{\pi}\right)$ die Stichzahl,

λ die Zahnlänge in Millimeter,

b die Zahnbreite in Millimeter,

h die Höhe des Zahnfußes in Millimeter,

S die Beanspruchung des Zahnfußes in der stärkst gespannten Faser in Kilogramm auf einen Quadratmillimeter Querschnitt.

W das Trägheitsmoment des Zahnfußquerschnittes,

e die Entfernung der stärkst gespannten von der neutralen Faser,

$Z = \frac{W}{e} = \frac{bh^2}{6}$ den Querschnittsmodul des Zahnfußquerschnittes,

α den Winkel, welchen die Normale zur Stützlinie mit der Richtungslinie der Zahnflanke einschließt,

β den Winkel, welchen die Richtungslinie der Zahnflanke mit dem nach dem Angriffspunkt des Sperrkegels am äußeren Radumfang gezogenen Radius des Sperrades einschließt,

$\varphi = 0,2$ den Reibungscoefficient zwischen dem Sperrkegel und dem Sperrad,

$K = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \alpha}$ eine gewählte Verhältniszahl,

r den Halbmesser des von der Richtungslinie der Zahnflanke berührten mit dem Sperrad concentrischen Hilfskreises,

s die Länge der mit r zusammenfallenden, zwischen den Schenkeln des Winkels α eingeschlossenen Geraden,

L die Länge der Stützlinie,

P die an der Zahnschneidkante angreifende, in die Richtung der Stützlinie fallende Kraft in Kilogramm, entsprechend der Voraussetzung, dass der Sperrkegel nur an der Zahnschneidkante angreift, so erhält man folgende Gleichungen:

$$P \cdot \lambda = S \cdot Z = S \cdot \frac{bh^2}{6} \dots \dots \dots (1^*)$$

*) Der Zahn ist auf Biegung beansprucht. Die Beanspruchung auf Abscherung durch die Kraft P , welche eintritt, wenn der Sperrkegel nur am Grunde der Zahnflanke angreift, ergibt unter Voraussetzung der Beanspruchung mit $S \text{ kg/qmm}$ des abzuscherenden Querschnittes

$$P = S \cdot b \cdot h.$$

Es liegt sohin, mit Rücksicht auf die im Folgenden eingehaltenen Verhältnisse, die Gefahr des Abscherens nicht vor, wenn der Gl. (1) genügt ist.

$$D = 2R = z \cdot \left(\frac{t}{\pi} \right) \dots \dots \dots (2)$$

$$r = R \cdot \frac{K \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\sqrt{1 + (K \operatorname{tg} \alpha)^2}} \dots \dots \dots (3^*)$$

$$s = \frac{1}{K} \cdot r \dots \dots \dots (4^{**})$$

zu deren Specialisirung man nehmen kann:

$$z = 11 \text{ bis } 25$$

$$\lambda = 0,25 t \text{ bis } 0,5 t$$

$$b = 0,5 t \text{ bis } t$$

$$h = 0,7 t$$

$S = 1$ bis 3 kg/qmm für Windwerksräder von Gußeisen, ersteres für kleinere, letzteres für größere Theilungen,

*) Aus Fig. 1, Taf. I ergibt sich, da der Winkel $OEB = 90^\circ$

$$OE = OB \cdot \sin \beta$$

und weil $OE = r$ und $OB = R$.

$$r = R \sin \beta,$$

nun ist aber bekanntlich

$$\sin \beta = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta}}$$

und mithin

$$r = R \cdot \frac{\operatorname{tg} \beta}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta}}.$$

Hieraus ergibt sich endlich durch Einführung des Wertes

$$\operatorname{tg} \beta = K \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

die Gleichung

$$r = R \cdot \frac{K \operatorname{tg} \alpha}{\sqrt{1 + (K \operatorname{tg} \alpha)^2}}.$$

***) Aus Fig. 1, Taf. I ergibt sich ferner

$$OE = EB \cdot \operatorname{tg} \beta$$

$$EF = EB \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

und hieraus

$$\frac{OE}{OF} = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} \alpha} = K,$$

und weil

$$OE = r; OF = s$$

$$\frac{r}{s} = K,$$

woraus endlich folgt

$$s = \frac{1}{K} \cdot r.$$

$S = 0,25$ bis $0,75 \text{ kg/qmm}$ für Kupplungsräder von Gußeisen.

$\text{tg } \alpha = 1,2 \varphi$ bis 2φ . *)

$K = 0,8$ bis 1 . **)

Setzt man als Mittelwerte in die Gl. (1

$$\lambda = 0,35 t; b = 0,8 t; h = 0,7 t$$

so erhält man durch Entwicklung

$$P = 0,187 \cdot S \cdot t^2 \dots \dots \dots (5)$$

und hieraus

$$t^2 = \frac{1}{0,187} \cdot \frac{P}{S} \dots \dots \dots (6)$$

und endlich

$$t = 2,31 \cdot \sqrt{\frac{P}{S}} \dots \dots \dots (7)$$

Die Gl. (5) dient dazu, für bestimmte Werte von t die zugehörigen Werte von P zu berechnen, um eine Tabelle hierfür anzulegen.

Die Gl. (7) gibt direct die Größe der Theilung für einen beliebigen Wert von P und dient daher zur Dimensionsbestimmung, sobald P bekannt ist.

In den meisten Fällen ist nun zunächst das Torsionsmoment (PR) der Sperradwelle bekannt und man muss R annehmen, wenn man P kennen will.

Es erscheint jedoch zweckmäßiger z zu wählen und darnach t und R zu bestimmen. Man erhält hierfür unter den Voraussetzungen der Gl. (5) bis (7

*) Damit der Sperrkegel beim Einklinken nicht an der Zahnspitze hängen bleibt, muss die zur Anlage kommende Zahnflanke des Sperrades eine bestimmte Neigung gegen die Stützlinie des Sperrkegels aufweisen, derart, dass der Winkel α größer ausfällt als der dem Reibungscoefficienten φ entsprechende Reibungswinkel. Da nun φ die trigonometrische Tangente des Reibungswinkels vorstellt, so ist dieser Bedingung genügt, wenn

$$\text{tg } \alpha > \varphi$$

genommen wird.

**) Die Stützlinie AB (Fig. 1, Taf. I) kann entweder den Umfangskreis des Sperrades schneiden, oder denselben tangiren. Im ersten Falle wird $\alpha > \beta$ und somit $K < 1$, im zweiten Falle wird $\alpha = \beta$ und $K = 1$. Der erste Fall gibt weniger unterschrittene Zähne als der zweite.

$$t = 3,23 \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{S}} \cdot \sqrt[3]{\frac{PR}{z}} \dots \dots \dots (8^*)$$

Den nach Gl. (7 oder (8 erhaltenen Wert kann man im Allgemeinen nach einer beliebigen Scala abrunden. Zweckmäßig ist es, denselben nach ganzen Stichzahlen abzurunden, wonach man nach Gl. (2 stets eine ganze Zahl für den Durchmesser *D* erhält und kann man sich hierzu folgender Tabelle bedienen.

Tabelle für Sperräder.

$$t = 2,31 \cdot \sqrt{P} = 3,23 \cdot \sqrt[3]{\frac{PR}{z}}; S = 1 \text{ kg/qmm.}$$

$\left(\frac{t}{\pi}\right)$	<i>t</i>	<i>P</i>	$\left(\frac{PR}{z}\right)$	$\left(\frac{t}{\pi}\right)$	<i>t</i>	<i>P</i>	$\left(\frac{PR}{z}\right)$
2	6,283	7,4	7,4	12	37,699	266	1584
3	9,425	16,6	25,0	14	43,982	362	2538
4	12,566	29,5	59,0	16	50,265	472	3779
5	15,708	46,1	115,3	18	56,549	598	5390
6	18,850	66,4	199,2	20	62,832	738	7380
7	21,991	90,5	317,3	22	69,115	895	9920
8	25,133	118,0	472,4	24	75,398	1062	12670
9	28,274	149,4	673,7	26	81,681	1248	16240
10	31,416	184,4	922,6	28	87,965	1448	20300
11	34,558	223,8	1240,0	30	94,248	1660	24900

*) Aus Gl. (2 folgt

$$t = \frac{2 R \pi}{z}$$

Verbindet man diese Gl. mit jener (6 durch beiderseitige Multiplication, so erhält man

$$t^3 = \frac{1}{0,187} \cdot \frac{P}{S} \cdot \frac{2 R \pi}{z} = \frac{2 \pi}{0,187} \cdot \frac{1}{S} \cdot \frac{PR}{z}$$

und hieraus

$$t = \sqrt[3]{\frac{2 \pi}{0,187}} \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{S}} \cdot \sqrt[3]{\frac{PR}{z}} = 3,23 \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{S}} \cdot \sqrt[3]{\frac{PR}{z}}$$

Durch Umkehrung ergibt sich hieraus noch die folgende, zur Anlegung einer Tabelle dienliche Gl.:

$$\frac{PR}{z} = \frac{0,187}{2 \pi} \cdot S \cdot t^3 = 0,0298 \cdot S \cdot t^3;$$

für die tabellarische Ausrechnung hat man auch

$$\left(\frac{PR}{z}\right) = P \cdot \left(\frac{t}{2 \pi}\right).$$

Die Gl. (3 und (4 ergeben specialisirt und nach oben abgerundet

für $\operatorname{tg} \alpha = 0,3$ und $K = 0,8$ (die Stützlinie schneidet den Sperrkreis, wie in Fig. 1, Taf. I, gezeichnet)

$$\left. \begin{array}{l} r = 0,25 R \\ s = 1,25 r \end{array} \right\} \dots \dots \dots (9)$$

für $\operatorname{tg} \alpha = 0,3$ und $K = 1$ (die Stützlinie tangirt den Sperrkreis, wie in Fig. 4, Taf. I, gezeichnet)

$$\left. \begin{array}{l} r = 0,3 R \\ s = r \end{array} \right\} \dots \dots \dots (10)$$

Die Länge des Sperrkegels variirt innerhalb weiter Grenzen und findet man

$$L = 0,5 R \text{ bis } 2 R$$

Bei Windwerken liegt die Aufgabe gewöhnlich so, dass man mit der Achse des Sperrkegeldrehbolzens an einen bestimmten Platz treffen soll. Will man in solchem Falle die Zahnflanken nach Gl. (9 ausführen, so wählt man sich zunächst B beliebig, und construirt dortselbst mit r und s die Winkel α und β und erhält hiermit die entsprechende Richtung der Stützlinie, wie in Fig. 3, Taf. I, durchgeführt. Hierauf schneidet man die Stützlinie durch einen aus O beschriebenen, durch den vorgeschriebenen Sperrkegeldrehpunkt A_1 gehenden Kreis und erhält hiermit die Länge des Sperrkegels und hat nun B nach B_1 , mit A nach A_1 zu drehen, wie durch den Pfeil angedeutet, um in $A_1 B_1$ die richtige Lage der Stützlinie zu erhalten. Dieselbe Construction ist in beiden Fällen durchzuführen, wenn bei bestimmter Länge des Sperrkegels der Drehpunkt desselben in eine bestimmte Gerade fallen soll. Der Drehungskreis wird dann, nachdem die Länge des Sperrkegels BA aufgetragen ist, durch A gezogen und ergibt im Schnittpunkt mit der vorgezeichneten Geraden die Lage des gesuchten Drehpunktes A_1 . In Fig. 4, Taf. I, ist die letztere Aufgabe unter Voraussetzung der Gl. (10 gelöst. Es lässt sich übrigens im letzteren Falle mit Hilfe des an beliebiger Stelle zu zeichnenden Dreieckes OAB (Fig. 5, Taf. I) direct die Entfernung a des Sperrkegeldrehbolzens vom Radmittelpunkt bestimmen, sobald L gegeben ist und umgekehrt.

Bezeichnet man ferner, unter Berücksichtigung der Cotirung in Fig. 2, Taf. I, mit

d den Durchmesser des Sperrkegeldrehzapfens,
 l die Länge desselben,
 S die Beanspruchung desselben in der stärkst gespannten Faser
in Kilogramm auf einen Quadratmillimeter Querschnitt,
 d' den Durchmesser der Sperrradwelle,
 S' die Beanspruchung derselben durch Torsion in der stärkst ge-
spannten Faser in Kilogramm auf einen Quadratmillimeter
Querschnitt, unter Rücksichtnahme auf die nicht weiter in
Rechnung gezogene Biegung,
so erhält man nach den bekannten Regeln der Festigkeitslehre
die Gleichungen

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot S} \cdot P \cdot l} \dots \dots \dots (11)$$

$$d' = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot S'} \cdot P \cdot R} \dots \dots \dots (12)$$

zu deren Specialisirung man nehmen kann

$$l = b$$

$S = 7,5 \text{ kg/qmm}$ für Schmiedeeisen,

$S' = 2$ bis 4 kg/qmm für schmiedeeiserne Wellen der Winden und
Krahne, ersteres für dünnere, letzteres für dickere,

$S' = 1$ bis 2 kg/qmm für schmiedeeiserne Transmissionswellen.*)

*) Hier gilt der kleinere Wert für dünnere Transmissionswellen und
solche, welche durch größere Entfernung der Lagerung eine größere Bean-
spruchung auf Biegung erfahren, weil die rechnermäßige Verfolgung der
letzteren zu umständlich ist.

Man kann jedoch auch der Beanspruchung auf Biegung dadurch Rech-
nung tragen, dass man den nach Gl. (12, (14 oder (16 für $S = 2 \text{ kg/qmm}$ be-
rechneten oder der zugehörigen Tabelle entnommenen Durchmesser entspre-
chend größer annimmt u. zw. um

15 mm	bei gewöhnlichen Transmissionswellen	bis 60 mm	Durchm.
10 mm	„ „ „ „	von 60 „	90 mm „
5 mm	„ „ „ „	„ 90 „	110 mm „
20—15 mm	„ besonders kräftig zu dimensionirenden Wellen.		

Nach *Redtenbacher* nehme man für lange Transmissionswellen aus Schmied-
eisen unter Berücksichtigung der Verdrehung

$$d = 120 \sqrt[4]{\frac{N}{n}}$$

Man erhält nach dieser Formel für $\frac{N}{n} < 1$ größere Werte als nach
obiger Gl. (16).

Setzt man als Mittelwerte in die Gl. (11 resp. (12

$$S = 7,5 \text{ kg/qmm},$$

$$S' = 2 \text{ kg/qmm},$$

so erhält man nach Ausrechnung der constanten Coefficienten

$$d = 0,879 \cdot \sqrt[3]{P \cdot l} \dots \dots \dots (13)$$

$$d' = 1,366 \cdot \sqrt[3]{P \cdot R} \dots \dots \dots (14^*)$$

Bei den Motorenkuppungen ist (PR) nicht direct gegeben, dafür aber ist die Anzahl der zu übertragenden Pferdekkräfte N und die minutliche Umdrehungszahl der Welle n bekannt und man erhält hieraus

$$PR = 716200 \cdot \frac{N}{n} \dots \dots \dots (15^{**})$$

Substituirt man den Wert von (PR) aus Gl. (15 in (14, so

*) Will man statt dem dieser Gl. zu Grunde liegenden Wert von $S' = 2 \text{ kg/qmm}$ einen grösseren oder kleineren S'' anwenden, so hat man den aus Gl. (14 berechneten Wert mit $\sqrt[3]{\frac{S'}{S''}}$ zu multipliciren, denn es ist sodann nach Gl. (12, wenn der S'' entsprechende Wellendurchmesser mit d'' bezeichnet wird

$$d' = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi S'} \cdot PR}$$

$$d'' = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi S''} \cdot PR}$$

und man erhält durch Division dieser beiden Gl. •

$$\frac{d''}{d'} = \sqrt[3]{\frac{S'}{S''}}$$

und somit

$$d'' = d' \cdot \sqrt[3]{\frac{S'}{S''}}$$

**) Es ist nämlich, da hier R in Millimetern erscheint, und 75 Meterkilogramm gleich einer Pferdekraft sind ($75 \text{ mk} = 1 \text{ e}$):

$$N = \frac{2 \cdot \left(\frac{R}{1000}\right) \pi \cdot n \cdot P}{60 \cdot 75}$$

und daraus folgt

$$P \cdot R = \frac{60 \cdot 75 \cdot 1000}{2 \pi} \cdot \frac{N}{n}$$

oder abgerundet

$$PR = 716200 \cdot \frac{N}{n}$$

erhält man zu directer Berechnung von d' aus $\left(\frac{N}{n}\right)$ wieder unter Voraussetzung von $S' = 2 \text{ kg/qmm}$

$$d' = 122 \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \sim 120 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \dots \dots \dots (16)$$

Die Durchmesser d und d' werden passend abzurunden sein und ist bei den Abrundungen im folgenden die Scala der vom *österr. Ingenieur- und Architekten-Verein* festgesetzten Kalibermaße mit Hinweglassung des Kalibers 72 mm zu Grunde gelegt, für welche die folgende Tabelle der Wellendurchmesser nach Gl. (14 und (16 berechnet ist. Die Durchmesser über 100 mm sind nach Zehnern abgerundet.*)

Tabelle für schmiedeeiserne Wellen.

$$d' = 1,366 \cdot \sqrt[3]{PR} = 122 \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{n}}; S' = 2 \text{ kg/qmm}^{**})$$

d'	PR	$\frac{N}{n}$	d'	PR	$\frac{N}{n}$
26	6859	0,0096	65	107845	0,150
30	10603	0,015	70	134696	0,188
32	12868	0,018	75	165670	0,231
33	14112	0,019	80	201062	0,280
35	16837	0,023	85	241167	0,337
36	18322	0,024	90	286278	0,398
40	25133	0,035	95	336691	0,470
42	29094	0,040	100	392700	0,548
45	35785	0,050	110	522684	0,730
48	43429	0,060	120	678586	0,946
50	49088	0,068	130	862762	1,204
52	55217	0,077	140	1077569	1,503
55	65335	0,091	150	1325363	1,850
60	84823	0,117	160	1608496	2,240

*) Die Kalibermaße unter 30 mm sind:

5, 7, 8, 10, 12, 13, 14, 15, 16, 18, 20, 23, 25, 26, 28 (Zeitschrift des österr. Ing.- und Arch.-Vereins 1874 Jhg. XXVI. S. 60).

Kaliber dieser-Scala werden in ganzen Sätzen für den Werkstättegebrauch zusammengestellt, in exacter Ausführung, von der Ottakringer Eisengießerei und Maschinenfabrik in Wien geliefert. In Figur 6, Taf. I, ist ein Kaliberbolzen mit dem zugehörigen Kaliberring gezeichnet.

**) Soll die Beanspruchung S'' statt $S' = 2 \text{ kg/qmm}$ betragen, so hat man

Der Sperrkegel ist entweder auf Druck beansprucht, wie in Fig. 1, Taf. I, oder auf Zug, wie in Fig. 8, Taf. I, und wird nach dem Gefühle gezeichnet.

Lässt sich der Sperrkegel nicht ohne weiters mit der Hand anfassen, so wird er mit Handgriffen versehen, wie in Fig. 9 und 10, Taf. I, oder er wird durch eine Zugstange bewegt, wie in Fig. 1 bis 3, Taf. II. Diese Theile werden ebenfalls nach dem Gefühle gezeichnet.

Sperräder für ausnahmsweise hohe Beanspruchung erhalten Seitenscheiben zur Verstärkung der Zähne, wie in Fig. 4, Taf. II, gezeichnet, oder sie werden, wie auch solche mit sehr feiner Theilung, aus Schmiedeisen hergestellt und erfahrungsgemäß dimensionirt.

1. Beispiel. Das Sperrad vom Halbmesser R sitzt auf der Trommelwelle eines Windwerkes. Die Last $Q = 550 \text{ kg}$ hängt am Trommelhalbmessers $\varrho = 90 \text{ mm}$ (Fig. 5, Taf. II). Es sind die Hauptdimensionen des Sperrwerkes zu bestimmen, welches in der Detailconstruction nach Fig. 2 und 3, Taf. I, ausgeführt werden soll. Die Beanspruchung des Sperrades soll betragen $S = 1,5 \text{ kg/qmm}$, jene der Trommelwelle $S' = 3 \text{ kg/qmm}$. Das Sperrad soll 13 Zähne erhalten.

Nach Fig. 4, Taf. II, ergibt sich für den Gleichgewichtszustand

$$PR = Q\varrho = 49500 \text{ und hiermit } \frac{PR}{z} = \frac{49500}{13} = 3807$$

und wenn man die Tabelle S. 13 für die Sperradtheilung benützt, so hat man darin in der Rubrik $\left(\frac{PR}{z}\right)$ die Zahl $3807 : 1,5 = 2538$ zu suchen, weil hier $S = 1,5 \text{ kg/qmm}$, und man erhält

$$\frac{t}{\pi} = 14; t = 43,982 \sim 44 \text{ mm.}$$

Mit Benützung der Tabelle S. 17 für den Wellendurchmesser ergibt sich, indem man darin in der Rubrik (PR) die Zahl $49500 : 1,5 = 33000$ aufsucht, weil hier $S' = 3 \text{ kg/qmm}$, in der Tabelle aber $S' = 2 \text{ kg/qmm}$ und $\frac{3}{2} = 1,5$ sich ergibt, für den zunächst liegenden Wert $PR = 35785$

$$d' = 45 \text{ mm.}$$

Ohne Benützung der Tabellen erhält man nach Gl. (8)

die in Berechnung stehenden Torsionsmomente mit $\frac{S'}{S''} = \frac{2}{S''}$ zu multipliciren oder durch $\left(\frac{S''}{2}\right)$ zu dividiren, und die so reducirten Momente in der Tabelle aufzusuchen.

$$t = 3,23 \sqrt[3]{\frac{1}{S}} \cdot \sqrt[3]{\frac{PR}{z}} = 3,23 \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{1,5}} \cdot \sqrt[3]{3807} = 3,23 \cdot \sqrt[3]{\frac{3807}{1,5}} = 43,928$$

und hiermit, bei Abrundung auf eine ganze Stichzahl der Scala nach Tabelle S. 13 wie zuvor $\frac{t}{\pi} = 14$; $t = 43,982 \sim 44$ mm.

Ferner ergibt die Gl. (12 für den Wellendurchmesser

$$d' = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot S'}} \cdot PR = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot 3}} \cdot 49500 = 1,366 \cdot \sqrt[3]{\frac{2}{3}} \cdot 49500 = 43,8$$

und somit, bei Abrundung auf ein Kalibermaß nach der Scala der Tabelle S. 17 wie zuvor $d' = 45$ mm.

Man erhält nun ferner nach Gl. (2 den Durchmesser des Sperrades

$$D = z \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 13 \cdot 14 = 182 \text{ mm}$$

und den Halbmesser des Sperrades

$$R = \frac{1}{2} D = 91 \text{ mm};$$

ferner

$$\lambda = 0,35 t = 15,4 \sim 15 \text{ mm}; h = 0,8 t = 35,2 \sim 35 \text{ mm};$$

$$h = 0,7 t = 30,8 \sim 31 \text{ mm}.$$

Endlich wird nach Gl. (9 für die Zeichnung der Zahnflanken bei schneidender Stützlinie

$$r = 0,25 R = 22,75 \sim 23 \text{ mm}; s = 1,25 r = 28,75 \sim 29 \text{ mm}$$

und die Länge des Sperrkegels L ergibt sich aus der Zeichnung nach Fig. 3, Taf. I.

$$\text{Nun wird der Stützendruck } P = \frac{Qg}{R} = \frac{49500}{91} = 544 \text{ kg und hiermit}$$

erhält man nach Gl. (13 für den Sperrkegeldrehzapfen von der Länge

$$l = h = 35 \text{ mm}; d = 0,879 \cdot \sqrt[3]{Pl} = 0,879 \sqrt[3]{544 \cdot 35} = 23,47 \sim 23 \text{ mm}$$

nach Kalibermaß abgerundet. Zur Befestigung kommt nach der Whitworth'schen Scala die Schraube Nr. 6, gleich $\frac{6}{8}$ oder $\frac{3}{4}$ Zoll englisch in Anwendung.*)

*) In der folgenden Tabelle der Schrauben nach der Whitworth'schen Scala bezeichnet die *Nummer der Schraube* die Anzahl der *Achtelzolle* englisch, welche der Durchmesser misst, bis Nr. 16 und von hier ab steigt selbe nach *Viertelzollen*.

Das *Gewinde* ist mit *englischem Schneidzeug* nach englischem Maße hergestellt und erfordert bloß nummerirte Lehren zur Messung. Der *Durchmesser des glatten Bolzens* d_2 wird zweckmäßig etwas größer als jener des Gewindes, damit letzteres bei eingepassten Schrauben leicht durch das Bolzenloch hindurchgehe, und ist nach Kalibermaß abgerundet. Die *Schraubenkopfhöhe* wird bei *Kopfschrauben* gleich der *Mutterhöhe* h , d. i. gleich dem äußeren Gewindedurchmesser d und bei *Mutterschrauben* gleich $0,7 d$. Die in der Tabelle angeetzten Werte der Tragfähigkeit P sind für die Zugbeanspruchung $S = 2,8 \text{ kg/qmm}$

2. *Beispiel.* Das Sperrad vom Halbmesser R sitzt auf der zweiten Vorgelegewelle eines Windwerkes mit doppelter Räderübersetzung (Fig. 6, Taf. II). Die Last $Q = 1250$ kg hängt am Trommelhalbmesser $\rho = 120$ mm. Es sind die Hauptdimensionen des Sperrwerkes zu bestimmen, welches nach Fig. 9 und 10, Taf. I, an der Innenseite des Windenständers angebracht ist, derart, dass

(nach Morin) im Querschnitt des Gewindekernes berechnet, nach der Formel

$$P = \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \cdot S, \text{ woraus sich bei gegebener Belastung } P \text{ der Kerndurchmesser}$$

d_1 der entsprechenden Schraube ergibt: $d_1 = 0,67 \sqrt{P}$. Die *Unterlegscheiben* werden am besten cylindrisch, mit gerundeter Kante, abgedreht und im Durchmesser gleich $\frac{4}{3}$, in der Höhe gleich $\frac{1}{10}$ der Schlüsselweite D ausgeführt.

Die Schrauben von $\frac{1}{4}$ bis $1\frac{1}{2}$ Zoll sind übereinstimmend mit der vom österr. *Ingenieur- und Architekten-Verein* festgestellten Scala, welcher auch die zugehörigen Schlüsselweiten entnommen sind (*Zeitschrift des österr. Ing.- und Arch.-Vereins* 1874 Jhg. XXVI. S. 64); die übrigen sind dem Gebrauche in der Praxis entnommen. In der Tabelle bezeichnen noch n_1 die Anzahl der Gewindgänge auf 1 Zoll englisch, n_2 die Anzahl der Gewindgänge auf 127 mm. In der Zeichnung ist nur zu cotiren: die Schraubenummer, d_2 und die Schraubenlänge.

Tabelle der Schrauben nach Whitworth's Scala.

No.	Zoll engl. d	d mm	d_1 mm	D mm	n_1	n_2	d_2 mm	Für die Zeichnung abgerundet		P kg
								$h = d$ mm	D mm	
2	$\frac{1}{4}$	6,35	4,723	13,49	20	100	7	6,4	13,5	49
3	$\frac{3}{8}$	9,525	7,492	17,859	16	80	10	9,5	18	124
4	$\frac{1}{2}$	12,7	9,990	23,217	12	60	13	12,7	23	220
5	$\frac{5}{8}$	15,875	12,918	27,979	11	55	16	15,9	28	372
6	$\frac{3}{4}$	19,05	15,797	32,94	10	50	20	19	33	549
7	$\frac{7}{8}$	22,225	18,611	37,703	9	45	23	22,2	38	753
8	1	25,4	21,334	42,465	8	40	26	25,4	42,5	1008
9	$1\frac{1}{8}$	28,575	23,929	47,228	7	35	30	28,6	47	1267
10	$1\frac{1}{4}$	31,75	27,104	51,99	7	35	32	31,8	52	1628
11	$1\frac{3}{8}$	34,925	29,503	56,356	6	30	36	34,9	56	1941
12	$1\frac{1}{2}$	38,1	32,678	61,515	6	30	40	38,1	61,5	2352
13	$1\frac{5}{8}$	41,275	35,280	66,53	5	25	42	42,3	66,5	2695
14	$1\frac{3}{4}$	44,45	37,840	71,75	5	25	45	44,5	72	3177
15	$1\frac{7}{8}$	47,625	40,380	76,95	$4\frac{1}{2}$	$22\frac{1}{2}$	50	47,6	77	3698
16	2	50,8	43,430	82,5	$4\frac{1}{2}$	$22\frac{1}{2}$	52	50,8	82,5	4259
17	$2\frac{1}{4}$	57,15	49,020	88,0	4	20	60	57,2	88	5282
18	$2\frac{1}{2}$	63,5	55,370	95,0	4	20	65	63,5	95	6777
19	$2\frac{3}{4}$	69,85	60,450	103,0	$3\frac{1}{2}$	$17\frac{1}{2}$	70	69,9	103	8053
20	3	76,2	66,800	112,0	$3\frac{1}{2}$	$17\frac{1}{2}$	80	76,2	112	9876

der Sperrkegel sich auf die obere Ständerverbindung stützt. Die Beanspruchung des Sperrades soll betragen $S = 1 \text{ kg/qmm}$, jene der Sperradwelle (zweite Vorlegewelle) $S' = 2 \text{ kg/qmm}$. Das Sperrad soll 13 Zähne erhalten. Die Zahnräder des Windwerkes erhalten die Zähnezahlen $z_1 = 13$; $z_2 = 49$; $z_3 = 13$; $z_4 = 78$. Der Halbmesser der Windenkurbeln beträgt $a = 400 \text{ mm}$ und die Kraft K am Kurbelhalbmesser werde mit 20 % Zuschlag für die Reibungswiderstände berechnet, also nach Fig. 6, Taf. II, aus der Gleichung:

$$K = 1,2 \cdot \frac{\varrho}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{R_3}{R_4} \cdot Q = 1,2 \cdot \frac{\varrho}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot Q = 20 \text{ kg.}$$

Das Sperrad hat das Torsionsmoment von Seite der Last auszuhalten, nämlich: $PR = \frac{R_3}{R_4} \cdot Q \cdot \varrho = \frac{z_3}{z_4} \cdot Q \cdot \varrho = 25000$; demnach wird für $z = 13$; $\left(\frac{PR}{z}\right) = 1923$ und dem entspricht nach der eben für $S = 1 \text{ kg/qmm}$ berechneten Tabelle S. 13:

$$\left(\frac{t}{\pi}\right) = 14; t = 43,982 \sim 44 \text{ mm}$$

Hiermit wird nach Gl. (2):

$$D = z \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 13 \cdot 14 = 182 \text{ mm};$$

$$R = \frac{1}{2} D = 91 \text{ mm}$$

und somit

$$P = \frac{25000}{91} = 274,7 \sim 275 \text{ kg,}$$

d. i. der Druck des Sperrkegels auf die Ständerverbindung, welche schon aus anderen Gründen stärker wird.

Die Sperradwelle wird beim Aufwinden der Last Q beansprucht annähernd durch das Torsionsmoment seitens der Handkurbeln:

$$PR = \frac{R_3}{R_1} \cdot K \cdot a = \frac{z_3}{z_1} \cdot K \cdot a = 30154$$

und dem entspricht nach der eben für $S' = 2 \text{ kg/qmm}$ berechneten Tabelle S. 17 der zunächstliegende Wellendurchmesser $d' = 42 \text{ mm}$.

Die Sperrkegellänge bestimmt sich wie im vorhergehenden Beispiele durch die, vermöge der Disposition der Ständerverbindung, gegebene Lage seiner Drehungsachse.

3. *Beispiel.* Es sind die Dimensionen des Sperrwerkes der Poyer'schen Kupplung allgemein zu bestimmen, für die Übertragung von N Pferdekraften bei n Umdrehungen in der Minute, unter der Voraussetzung, dass die Beanspruchung der Sperradzähne $S = 0,75 \text{ kg/qmm}$; und jene der zugehörigen Transmissionswelle $S' = 2 \text{ kg/qmm}$ betrage. Das Sperrad soll 13 Zähne erhalten.

Nach Gl. (8) erhält man für das Sperrad die Theilung unter obiger Voraussetzung:

$$t = 3,23 \sqrt[3]{\frac{1}{S}} \cdot \sqrt[3]{\frac{PR}{z}} = 3,23 \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{0,75 \cdot 13}} \cdot \sqrt[3]{PR} = 1,51 \sqrt[3]{PR}$$

und nach Gl. (14 für den Wellendurchmesser $d' = 1,366 \sqrt[3]{PR}$, somit durch Substitution:

$$t = \frac{1,51}{1,366} \cdot d' = 1,105 d'$$

und ferner nach Gl. (2 für den Durchmesser des Sperrades

$$D = z \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{13 \cdot 1,05}{3,142} d' = 4,5 d';$$

endlich für die Zahnbreite des Sperrades

$$b = 0,8 t = 0,8 \cdot 1,105 d' = 0,884 d' \approx 0,9 d'$$

übereinstimmend mit der Cotirung in Fig. 3, 4, Taf. III. Hierbei sind die fernerer Zahndimensionen: $\lambda = 0,35 t$; $h = 0,7 t$. Macht man die Stützlinie wie in Fig 4, Taf. I, tangirend an den Sperradkreis, so wird das Dreieck AOB (Fig. 5, Taf. I) rechtwinklig und man erhält: $a^2 = R^2 + L^2$, woraus $a = \sqrt{R^2 + L^2}$ und wenn man wählt $L = 0,9 R$, so wird ferner $a = \sqrt{1,81 R^2} = 1,35 R$; durch Substitution von $R = \frac{1}{2} D = 2,25 d'$ erhält man hiemit abgerundet $L = 2 d'$ und $a = 3 d'$, ebenfalls übereinstimmend mit der Cotirung in Fig. 3 und 4, Taf. III.

4. Herstellung der Sperrwerke. Das Modell des Sperrades wird zum Guße wie das eines gewöhnlichen Zahnrades eingeformt. Gewöhnlich werden nur die Sperrwerke der Kraftmaschinen mit besonderer Genauigkeit hergestellt, derart, dass Sperrkegel und Flanke auf Minium aufgepasst mit Meißel und Feile bearbeitet werden. Die Sperrwerke der Schaltmechanismen zeigen wohl ebenfalls fast durchwegs bearbeitete Flächen, wobei jedoch in der Regel nicht Zahn um Zahn des Sperrades vom Schlosser in gleicher Weise exact regulirt ist.

Die Sperräder der Windwerke und Kupplungen werden gewöhnlich aus Gußeisen hergestellt, mit im Guß ausgesparten Zahnlücken und Nabelöchern, und erfolgt die Bearbeitung nur an der Nabe; jene der Schaltmechanismen bei größeren Theilungen ebenso; dagegen letztere bei kleineren Theilungen aus Schmiedeseisen oder Schmiedeseisen, mit vollem Kranze gegossen oder geschmiedet und, nach vollständiger Ausführung der Dreharbeit, auf der *Räderfräsmaschine* gezahnt, durch Einfräsen der Zahnlücken. Namentlich scharf gezahnte Sperräder letzterer Art (Fig. 7 und 17, Taf. II) werden aus Schmiedeseisen hergestellt und, zur Erzielung harter Oberflächen, *nach vollständiger Bearbeitung im Einsetze gehärtet*.

Der Sperrkegel wird gewöhnlich aus Schmiedeseisen hergestellt,

voll geschmiedet und entweder nur an der Nabe auf der *Verticalbohrmaschine* und *Drehbank* bearbeitet und übrigens vom Schlosser *katzgrau gefeilt*, oder er wird auf der *Shapingmaschine* und *Nuthstoßmaschine* auch allseitig bearbeitet; letzteres ist bei den Schaltmechanismen der Werkzeugmaschinen der Fall, bei welchen auch der Sperrkegel sammt dem zugehörigen Drehzapfen nach vollständiger Bearbeitung *im Einsatze gehärtet* wird.

Nach beiden Seiten wirkende Sperrkegel der Schaltmechanismen erhalten zweckmäßig gewöhnliche Zahnräder mit Cycloidenverzahnung als Sperräder (Fig. 15, Taf. II).

Der Bearbeitung des Sperrkegels geht das *Anreißen* desselben am *Anreibtisch* voran. Für das Anreißen des Stückes, in welchem die Welle gelagert und der Sperrkegeldrehzapfen befestigt ist, ist allein die Achsenentfernung a maßgebend (Fig. 5, Taf. I). Liegt die Stirnfläche des Wellenlagers mit jener des Angußes für das Zapfenloch nicht in derselben Ebene, so bedient man sich zum Anreißen eines Stangenzirkels mit senkrecht zur Stange verschiebbaren Nadelspitzen.

Ist der Platz neben dem Sperrrad auf der Welle desselben auf einer Seite desselben entsprechend weit frei, wie in Fig. 10, Taf. I, so wird zur Befestigung ein *Nasenkeil* angewendet, *flach oder versenkt* (Fig. 3, Taf. IV), welcher in der Höhendimension schwach conisch ausläuft; anderenfalls wird ein *eingelassener Keil* angewendet, über welchen das Sperrrad aufgeschoben wird (Fig. 4, Taf. IV).*)

Bei Anwendung eines flachen Keiles wird die Keilfläche an der Welle vom Schlosser angefeilt, bei versenktem und eingelassenem Keil wird die Keilnuth am besten mittelst der *Langlochbohrmaschine* oder *Nuthenfräsmaschine* hergestellt. Die Keilnuth in der Sperradnabe wird selten eingemeißelt, gewöhnlich auf der *Nuthstoßmaschine* eingestoßen und dann vom Schlosser beim *Keileinpassen* ausgefeilt.

*) Passende Keildimensionen ergeben für den Wellendurchmesser d' nach der Cotirung in Fig. 3, 4, Taf. IV, die Formeln:

$$\xi = 3 \text{ mm} + 0,25 d'; \quad \zeta = 3 \text{ mm} + 0,15 d'.$$

II. DIE BREMSWERKE.

1. Zweck und Arten der Bremswerke. Die Bremswerke dienen, insoweit sie hier in Betracht kommen, dazu, die Geschwindigkeit einer, unter dem Einflusse einer constanten Kraft, rotirenden Maschinenwelle möglichst constant zu erhalten oder zu vermindern, eventuell bis auf Null zu reduciren.

Sie finden Anwendung bei Winden und Krahnen, als sogenannte *Bandbremsen*, und bewirken daselbst die Verhinderung eines beschleunigten Abwärtsganges der Last, eventuell das Schweben derselben; ferner kommen dieselben zu gleichem Zwecke als *Backenbremsen* bei Mühlenaufzügen und Fördermaschinen vor. Band- und Backenbremsen finden auch Anwendung bei lösbaren Kupplungen, sogenannten *Frictionskupplungen*, an Transmissionen und Windwerkswellen, bei welchen zeitweilig relative Bewegungen der beiden, durch die Kupplung zu verbindenden Wellenenden in Betracht kommen.*)

Zur Regulirung der Bewegung rotirender Wellen kommen endlich Bremswerke in verschiedener, den jeweiligen Anforderungen entsprechender Anordnung auch bei den Hilfsmaschinen der Textilindustrie vor.

Die Fig. 3, Taf. IV, bis Fig. 7, Taf. V, zeigen Bandbremsen, wie sie bei Winden und Krahnen vorkommen; in Fig. 8, Taf. V, ist eine Bandbremse mit Holzbelag und in Fig. 9, Taf. V, eine Backenbremse in der bei Aufzügen und Fördermaschinen gebräuchlichen Anordnung dargestellt.

Hinsichtlich ihrer Wirkungsweise unterscheidet man zwei Arten von Bremsen, nämlich: *Schließungsbremsen* (Fig. 3, Taf. IV, bis Fig. 6, Taf. V) und *Lösungsbremsen* (Fig. 7, Taf. V); bei ersteren muss das Bremsband angezogen werden, um zu bremsen; bei letzteren ist die Bremse im gewöhnlichen Zustande festgezogen und die gewünschte Bewegung kann erst nach Lösung der Bremse eintreten. Letztere sind bei bedeutenden Kräften den ersteren der größeren Sicherheit wegen vorzuziehen. Die Spannung des

*) Siehe hierüber: *Reuleaux*, „*der Constructeur*“, S. 269; des Verfassers Brochüre „*Über die rotirende Differenzialbremse*“; *Dingler's Polytechn. Journal*, 1880. Bd. 235, S. 10.

Bremsbandes erfolgt hierbei durch das Eigengewicht des Hebels oder durch ein entsprechendes Aufsteckgewicht (Fig. 7, Taf. V).

Hinsichtlich der Spannungsweise des Bremsbandes unterscheidet man drei Arten der Bandbremsen, nämlich: *Einseitig gespannte Bremsen* (Fig. 3, Taf. IV, Fig. 10, Taf. IV, bis Fig. 1, Taf. V), bei welchen nur ein Bremsbandende angezogen wird; *zweiseitig gespannte Bremsen* (Fig. 2 und 6 bis 8, Taf. V), bei welchen gleichzeitig beide Bremsbandenden angezogen werden; endlich *Differenzialbremsen* (Fig. 7, Taf. IV, und Fig. 7, Taf. V), bei welchen das eine Bremsbandende am längeren Hebelarm angezogen, das zweite am kürzeren Hebelarm nachgelassen wird. Die Differenzialbremsen ermöglichen die Bremsung mit dem geringsten äußeren Kraftaufwand am Bremshebel und kommen deshalb insbesondere zur Abbremsung größerer Kräfte in Anwendung.

Eine besondere Art der Backenbremsen ist auch der Prony'sche Zaum (Fig. 1 bis 4, Taf. VI) nämlich diejenige Bremsvorrichtung, welche angewendet wird, um den von einem Motor an die bezügliche Welle abgegebenen Nutzeffekt direct zu messen.*)

*) Siehe hierüber: Die Untersuchungen an Dampfmaschinen und Dampfkesseln etc. auf der Gewerbe-Ausstellung in Düsseldorf 1880. Herausgegeben von H. v. Reiche. Aachen 1881.

In Fig. 1 bis 4, Taf. VI, ist der größere der beiden auf der Gewerbe-Ausstellung in Düsseldorf angewendeten, von Prof. Radinger angegebenen Bremszäume vorgenannter Quelle entnommen, welcher dazu verwendet wurde, den Nutzeffekt der Dampfmaschinen von 30 bis 100 Pferdekräften (30 bis 100 ^e) zu ermitteln. Die Bremsscheibe ist zweitheilig durch Zersprengen des Kranzes nach dem Guß. In die schwach conische Bohrung wurde eine gußeiserne Büchse eingepasst, die mit ihrer Bohrung auf die Schwungradwelle der zu bremsenden Maschine aufgepasst war. Die Bremsklötze bestanden aus Eichenholz, welches mit der Stirnseite die Scheibe berührte. Der Bremshebel drückte mit einem an ihm befestigten Stifte, dessen unteres Ende mit der Wellenachse in gleicher Höhe lag, auf die Brücke einer Decimalwage. Der am Bremshebel angebrachte Katarakt wurde nur beim ersten Versuch benützt, da hierdurch Klemmungen und Reibungen zu erwarten waren und das Anhalten der zu lebhaft spielenden Zunge der Brückenwage mittels der Finger des Beobachters leicht zu erzielen war.

Das Kühlwasser wurde sowohl durch den Trichter am Bremshebel als auch auf den freien Stellen zwischen den Bremsbacken auf die Bremsscheibe geleitet und durch tiefe breite Nuthen in den Laufflächen der Bremsbacken vertheilt.

2. Haupttheile der Bremswerke. Die Haupttheile der *Bandbremsen* bilden die *Bremsscheibe*, das *Bremspannband* und der *Bremshebel*; jene der *Backenbremsen*, die *Bremsscheibe*, der *Bremshebel mit dem Bremsbacken* und die *Zugvorrichtung* zum Anziehen der Bremse. Bei den in Fig. 1 und 5, Taf. V, gezeichneten Bandbremsen ist statt des Bremshebels ebenfalls eine besondere Zugvorrichtung mit Handrad und flachgängiger Schraubenspindel angewendet.

Die Bremsscheibe ist mit Rändern versehen, um das Herabfallen des Bremsbandes zu verhindern, wie in Fig. 2, Taf. IV, oft aber auch glatt cylinderisch wie in Fig. 1, Taf. IV. Dieselbe wird aus Gußeisen hergestellt und besitzt wie ein Zahnrad Arme zur Verbindung des Kranzes mit der Nabe, wie in Fig. 1 und 3, Taf. IV, oder eine Armscheibe. Die Bremsscheibe ist auf der zugehörigen Welle aufgekeilt oder mit einem nebenanschließenden Zahnrad verschraubt, oder in einem Stück gegossen wie in Fig. 23, Text, S. 67; der Bremshebel ist auf dem zugehörigen Zapfen lose drehbar und nur gegen seitliche Verschiebung durch Bunde, Bundringe oder Scheiben mit Steckstiften, oder endlich durch Scheiben und Muttern gesichert.

Das aus Federstahl oder weichem, gehämmertem Schmiedeeisen hergestellte Bremsband ist lose über den abgedrehten Kranz der Bremsscheibe gelegt und mit seinen beiden Enden entsprechend der jeweiligen Anordnung befestigt. Die bezügliche Detailconstruction ist in den Fig. 3 bis 9, Taf. IV, dargestellt.

Wenn bedeutende Kräfte abgebremst werden sollen, so wird das Bremsband mit Eichenholzklötzchen armirt (Fig. 8, Taf. V), um den Reibungswiderstand zu erhöhen. Bei den Backenbremsen, Fig. 9, Taf. V, kommen Bremsklötze von Eichenholz zur Anwendung.

3. Dimensionsbestimmung. Im Folgenden ist die, für die constructive Darstellung erforderliche Dimensionsbestimmung für die

Bezeichnet nach der Cotirung in Fig. 1, Taf. VI, G den während des Versuches vom Bremshebel auf die Wage ausgeübten Druck abzüglich des durch das Eigengewicht veranlassten, in Kilogramm; L die Hebellänge; n die Umdrehungszahl der gebremsten Welle pro Minute; N_n den abgebremsten Nutzeffekt in Pferdekraften à 75 ^{mk}, so ist

$$N_n = \frac{2 \cdot L \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 75} \cdot G.$$

vorgenannten drei Arten der Bandbremsen und für die Backenbremse mit einem Bremsbacken durchgeführt.

Bezeichnet man bei der *Bandbremse* unter Berücksichtigung der Cotirung in den bezüglichen Figuren auf Taf. IV und V, mit

T die größere der beiden Bremsbandspannungen, in Kilogramm,
 t die kleinere desgleichen, in Kilogramm,

α den vom Bremsband umspannten Bogen für den Halbmesser gleich der Einheit, oder anders ausgedrückt, das Verhältniß des umspannten Bogens zum Radius der Bremsscheibe,

φ den Reibungscoëfficient zwischen Bremsband und Bremsscheibe,

$\tau = \frac{T}{t}$ das Verhältniß der beiden Bremsbandspannungen,

$e = 2,7183$ die Basis der natürlichen Logarithmen,

K die für das Gleichgewicht am Bremshebel erforderliche äußere Kraft, ohne Rücksicht auf die Steifigkeit des Bremsbandes und das Eigengewicht des Bremshebels, in Kilogramm,

a, b, L , die zu T, t und K gehörigen Hebellängen in Millimeter,
 R den Halbmesser der Bremsscheibe in Millimeter,

P die Bremskraft am Halbmesser R , d. i. die Reibung am Scheibenumfange,*)

β die Breite des Bremsbandes in Millimeter,

δ die Dicke " " " "

S die Beanspruchung des Bremsbandes auf Zug in Kilogramm auf einen Quadratmillimeter Querschnitt,

so erhält man nach den bekannten Regeln über die Reibung folgende Gleichungen:

$$\tau = e^{\varphi \alpha} \dots \dots \dots (17)$$

$$T = \tau \cdot t \dots \dots \dots (18)$$

$$P = T - t = (\tau - 1) t \dots \dots \dots (19)$$

durch Verbindung der beiden letzteren Gleichungen ergibt sich

$$T = \frac{\tau}{\tau - 1} \cdot P \dots \dots \dots (20)$$

und mit Rücksicht auf die Beanspruchung des Bremsbandes

$$T = \beta \delta S \dots \dots \dots (21)$$

*) Ist nach der Cotirung in Fig. 1 bis 9, Taf. V, Q die zu bremsende Last am Halbmesser ρ , so ist $PR = Q\rho$.

Zu diesen Gleichungen treten noch jene für das Gleichgewicht am Hebel u. zw.:

a) für die einseitig gespannten Bremsen (Fig. 3, 10 und 11, Taf. IV)

$$K \cdot L = t \cdot b \dots \dots \dots (22)$$

b) für die zweiseitig gespannten Bremsen (Fig. 2 bis 4, Taf. V)

$$K \cdot L = tb + Ta \dots \dots \dots (23^*)$$

c) für die Differenzialbremsen als Schließungsbremsen (Fig. 7, Taf. IV)

$$\left. \begin{array}{l} KL = tb - Ta \\ \frac{b}{a} \begin{array}{l} = \\ > \end{array} \tau \end{array} \right\} \dots \dots \dots (24)$$

d) für die Differenzialbremsen als Lösungsbremsen (Fig. 7, Taf. V)

$$\left. \begin{array}{l} K_1 L_1 = KL + Ta - tb \\ \frac{b}{a} < \tau \end{array} \right\} \dots \dots \dots (25^{**})$$

Bei der Bandbremse in Fig. 1, Taf. V, wird die Zugspannung t direct von der flachgängigen Schraubenspindel aufgenommen; bei jener in Fig. 5 ergibt sich als Zug der flachgängigen Schraubenspindel die Resultirende der Spannungen T und t und die Schraubenspindel hat die Richtung dieser Resultirenden zu erhalten, welche sich bei passend gewähltem Winkel w graphisch bestimmen lässt, wie in Fig. 6, Taf. V, gezeichnet.

Bezeichnet man bei der *Backenbremse*, unter Berücksichtigung der Cotirung in Fig. 9, Taf. V, mit

*) Zur richtigen Einstellung des Bremshebels bei gespannter Bremse ist es zweckmäßig, insbesondere bei Differenzialbremsen, eine Spannvorrichtung anzubringen (Fig. 10 und 11, Taf. IV).

***) Hierbei hat das Aufsteckgewicht K nur die Steifigkeit des Bremsbandes zu überwinden, um dieses an die Bremscheibe anliegend zu erhalten, derart, dass zwischen beiden Theilen Reibung entsteht. Diese Bremse besitzt die Eigenschaft, sich selbst bis zum Bruche des Bremsbandes selbstthätig zu spannen. (Siehe hierüber des Verfassers Brochüre „Über die rotirende Differenzialbremse.“) Die Kraft K_1 am Hebelarme L_1 ist die zur Lösung der Bremse erforderliche und muss von Hand oder, wie in Fig. 7, Taf. V, vorausgesetzt, durch Fußtritt ausgeübt werden, wenn die Last niedergelassen werden soll.

a den Hebelarm der Bremskraft P am Halbmesser R der Bremscheibe,

K den Zug der Schraubenspindel am Hebelarm L ,

\mathfrak{N} den Normaldruck zwischen Bremsbacken und Bremscheibe am Hebelarm b ,

φ den Reibungscoefficient zwischen Bremsbacken und Bremscheibe,

d' den Wellendurchmesser,

β' die achsiale Breite der Bremsbacken,

so gelten die Gleichungen:

$$P = \varphi \cdot \mathfrak{N} \dots \dots \dots (26)$$

$$KL = \mathfrak{N} \cdot b - P \cdot a \dots \dots \dots (27)$$

Zur Specialisirung der Gleichungen (17 bis (27 kann man nehmen

$\varphi = 0,18$ für Schmiedeisen oder weichen Stahl auf Gußeisen ohne Schmiere,

$\varphi = 0,4$ für Eichenholz auf Gußeisen ohne Schmiere,

$\varphi = 0,22$ für Eichenholz auf Gußeisen mit Wasser,

$\alpha = 0,7 \cdot 2\pi = 1,4\pi = 4,398$ für gewöhnliche Verhältnisse der Bandbremsen (252° Winkelmaß in Graden),

$\tau = e^{\varphi\alpha} = 2,2$ für ein Eisen- oder Stahlband auf gußeiserner Scheibe.

$\tau = e^{\varphi\alpha} = 5,8$ für ein mit Holzklötzchen armirtes Bremsband auf gußeiserner Scheibe,

$K = 10$ bis 20^{kg} ,

$\beta = 40$ bis 80^{mm} ,

$\delta = 2$ bis 4^{mm} ,

$\beta' = 1,5 d'^{*}$

$S = 4,5^{\text{kg/qmm}}$ für ein schmiedeeisernes Bremsband,

$S = 6$ bis $8^{\text{kg/qmm}}$ für ein Stahlband.

*) Die Breite der Bremsbacken und die Projection der von denselben berührten Bogenlänge werden unter gegebenen Umständen nicht zu klein ausfallen dürfen, damit der Flächendruck nicht zu groß wird. Beim Prony'schen Zaum insbesondere, welcher unter bestimmter bedeutender Umfangsgeschwindigkeit zu wirken hat, ist dieser Umstand zu beachten und dürfte hierbei durch die Zugschrauben höchstens ein Flächendruck von $0,9^{\text{at}}$ zulässig sein, bei reichlicher Zufuhr von Seifenwasser oder gewöhnlichem Wasser zur Kühlung.

$R \geq 3 d'$ bis $4 d'$ für Bandbremsen,

$R \geq 4 d'$ bis $5 d'$ für Backenbremsen.

Der schmiedeeiserne Bremshebel erhält gute Verhältnisse, wenn man mit M_b das Biegemoment für den Querschnitt $b_1 h_1$ bezeichnet und mit Rücksicht auf die Cotirung in Fig. 3 und 4, Taf. IV, setzt:

$$\left. \begin{aligned} M_b &= \frac{1}{6} b_1 h_1^2 \cdot S_1 \\ S_1 &= 5 \text{ kg/qmm} \\ h_1 &= 2,65 b_1 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (28)$$

$$\left. \begin{aligned} h_2 &= \frac{1}{2} h_1 \\ b_2 &= b_1 \end{aligned} \right\} \text{ oder } \left. \begin{aligned} h_2 &= \frac{2}{3} h_1 \\ b_2 &= \frac{2}{3} b_1 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (29)$$

Für den hölzernen Bremshebel nehme man in Gl. (28)

$$S_1 = 0,7 \text{ kg/qmm} \text{ und } h_1 = 1,5 b_1 \text{ bis } 2 b_1.$$

Der als Stirnzapfen ausgeführte Hebelrehzapfen und die Charnierbolzen für die Einhängung des Bremsbandes werden für die Beanspruchung $S = 7,5 \text{ kg/qmm}$ dimensionirt.

Für den Stirnzapfen vom Durchmesser d und der Länge l gilt sonach wieder die Gl. (11 resp. (13, wenn unter P die entsprechende Belastung verstanden wird.

Der Charnierbolzen vom Durchmesser d_3 und der Länge l_3 bestimmt sich aus dem gleichwertigen Stirnzapfen (d, l) nach der Formel

$$\frac{d_3}{d} = 0,63 \sqrt[3]{\frac{l_3}{l}} \dots \dots \dots (30^*)$$

*) Hierbei ist der Bolzen vom Durchmesser d_3 (Fig. 6, Taf. IV) als auf die Länge l_3 gleichförmig vertheilt belastet und an den Enden von l_3 freiliegend vorausgesetzt. Demnach gilt hierfür die bekannte Festigkeitsgleichung

$$\frac{Pl_3}{8} = S \cdot \frac{\pi}{32} \cdot d_3^3$$

welche mit jener für den gleichwertigen Stirnzapfen

$$\frac{Pl}{2} = S \cdot \frac{\pi}{32} d^3$$

durch Division auf die Gl. (30 führt, indem sich ergibt

$$\frac{1}{4} \cdot \frac{l_3}{l} = \frac{d_3^3}{d^3}$$

wobei l und l_3 aus der Zeichnung (Fig. 4, Taf. IV) zu entnehmen oder passend zu wählen sind und die Charnieraugen erhalten radial $\left(\frac{1}{2} d\right)$ und achsial $\left(\frac{3}{8} d\right)$ als Querschnittsdimensionen. Bezeichnet d_0 den äußeren Durchmesser des Hebelauges, l die Länge und d die Bohrung desselben an der Stelle des Querschnittes $b_1 h_1$, so muss sein,

$$(d_0^2 - d^2) l = b_1 h_1^2$$

woraus

$$d_0 = \sqrt{d^2 + \frac{b_1 h_1^2}{l}} \dots \dots \dots (31)$$

Es erscheint am zweckmäßigsten die Hebelarme der Bandbremsen gleich in die Richtung senkrecht zu den Bremsbandenden der gespannten Bremse zu legen wie gezeichnet und eventuell zur genauen Adjustirung eine Spannvorrichtung (Fig. 5 bis 9, Taf. IV) anzuwenden.

1. *Beispiel.* Die Brems Scheibe vom Halbmesser R sitzt auf der Trommelwelle eines Windwerkes. Die Last $Q = 470 \text{ kg}$ hängt am Halbmesser $q = 85 \text{ mm}$ (Fig. 5, Taf. II). Es sind die Dimensionen der nach Fig. 1 und 3 bis 4, Taf. IV, auszuführenden einseitig gespannten Bandbremse zu bestimmen. Die Beanspruchung der Trommelwelle auf Torsion berechnet, soll $S' = 3 \text{ kg/qmm}$ betragen.

Nach Fig. 5, Taf. II ergibt sich für die Bremskraft P am Halbmesser R die Gleichung

$$PR = Qq = 39950 \sim 40000.$$

Um hiefür mittels der Tabelle S. 17 den Wellendurchmesser d' zu bestimmen, hat man zu suchen $40000 : 1,5 = 26670$ und findet hiermit

$$d' = 42 \text{ mm.}$$

Wählt man nun den Halbmesser der Brems Scheibe

$$R = 3,5 d' = 147 \sim 150 \text{ mm,}$$

so wird

$$P = 40000 : 150 = 267 \text{ kg.}$$

Nach Gl. (20 und (18 wird nun für $\tau = 2,2$; $T = 489,5 \sim 490 \text{ kg}$ und

$$t = \frac{T}{\tau} = 223 \sim 220 \text{ kg.}$$

Bringt man ein schmiedeisernes Bremsband zur

oder

$$\frac{d_3}{d} = \sqrt[3]{\frac{1}{4}} \cdot \sqrt[3]{\frac{l_3}{l}} = 0,63 \sqrt[3]{\frac{l_3}{l}}.$$

Diese Beziehung ist darum zweckmäßiger als die directe Berechnung von d_3 aus P , weil man bei Dimensionsabrundungen immer den gleichwertigen Stirnzapfen vor Augen hat.

Anwendung und wählt $\delta = 2 \text{ mm}$; $S = 4,5 \text{ kg/qmm}$; so erhält man aus Gl. (21) die Breite des Bremsbandes $\beta = 54,4 \sim 55 \text{ mm}$, also einen passenden Wert.

Nimmt man nun annähernd die Belastung des Hebel Drehzapfens gleich

$$\sqrt{T^2 + t^2} = \sqrt{490^2 + 220^2} = 540 \text{ kg}$$

und wählt die Länge desselben der Zeichnung entsprechend $l = 0,75 \beta \sim 40 \text{ mm}$ so erhält er nach Gl. (13) den Durchmesser

$$d = 0,879 \sqrt[3]{P \cdot l} = 0,879 \sqrt[3]{540 \cdot 40} = 24,6 \sim 25 \text{ mm.}$$

Für die gleiche Länge $l = 40 \text{ mm}$ erhält der dem Zug t entsprechende Stirnzapfen den Durchmesser

$$d = 0,879 \sqrt[3]{220 \cdot 40} = 18 \text{ mm};$$

sonach erhält der Charnierbolzen für die schätzungsweise angenommene Länge $l_3 = 15 \text{ mm}$ den Durchmesser nach Gl. (30)

$$d_3 = 0,63 \cdot 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{15}{40}} = 8,19 \sim 10 \text{ mm.}$$

Setzt man nun die Eisendicke des Charnierauges bei t gleich $\frac{1}{2} d = 9 \text{ mm}$

und jene desselben bei T wieder gleich $\frac{1}{2} d = 12,5 \text{ mm}$, so erhält man den Charnieraugen entsprechend mit 5 mm Zwischenraum die kleinste Hebellänge

$$b = 25 + 14 + 5 = 44 \sim 45 \text{ mm.}$$

Nun gibt die Gl. (22) wenn man $K = 20 \text{ kg}$ wählt,

$$L = \frac{tb}{K} = \frac{223 \cdot 45}{20} = 501,2 \sim 500 \text{ mm}$$

also eine passende Hebellänge, die beibehalten werden kann. Das Biegemoment für den Querschnitt ($b_1 h_1$) wird nun annähernd

$$M_b = KL = 20 \cdot 500 = 10000;$$

hiermit gibt die Gl. (28), wenn man $S_1 = 5 \text{ kg/qmm}$ und $h_1 = 2,65 b_1$ setzt:

$$b_1 = 12 \text{ mm}; h_1 = 31,8 \sim 32 \text{ mm.}$$

Es kann somit auch $l_3 = 15 \text{ mm}$ beibehalten werden, wie angenommen wurde.

Wird der Hebel durchaus gleich dick gemacht, um beim Handgriff nicht zu dünn auszufallen, so wird

$$h_2 = b_1 = 12 \text{ mm}; h_2 = \frac{1}{2} h_1 = 16 \text{ mm},$$

wie in Fig. 1, Taf. IV, strichelirt, oder es wird der Hebel dem Gefühle nach geformt und sonach stärker ausgeführt, wie in Fig. 1, Taf. IV, vollzogen.

Wird das Bremsbandende durch 3 Nieten mit dem Charnier verbunden und nimmt man die Beanspruchung der Nieten auf Abscherung $S = 4,5 \text{ kg/qmm}$

so erhält man, wenn d den Nietbolzendurchmesser bezeichnet: $3 \cdot d^2 \frac{\pi}{4} S = T$

woraus $d = 0,68 \sim 7 \text{ mm}$.

2. *Beispiel.* Die Bremsscheibe vom Halbmesser R sitzt auf der zweiten Vorgelegewelle eines Windwerkes mit doppelter Räderübersetzung (Fig. 6, Taf II). Die Last $Q = 1250 \text{ kg}$ hängt am Trommelhalbmesser $\rho = 120 \text{ mm}$. Es sind

die Hauptdimensionen der nach Fig. 2 und 7, Taf. IV, auszuführenden Differenzialbremse zu bestimmen. Die Beanspruchung der Vorgelegewelle auf Torsion soll $S' = 2 \text{ kg/qmm}$ betragen. Die Zahnräder des Windwerkes erhalten die Zähnezahlen $z_1 = 13$; $z_2 = 49$; $z_3 = 13$; $z_4 = 78$; wie im 2. Beispiel S. 20 und man erhält wie dort $d' = 42 \text{ mm}$ als Durchmesser der Vorgelegewelle.

Nach Fig. 6, Taf. II, ergibt sich für die Bremskraft P am Halbmesser R die Gleichung

$$PR = \frac{R_3}{R_4} \cdot Q \varrho = \frac{z_3}{z_4} \cdot Q \varrho = 25000.$$

Wählt man wieder den Halbmesser der Bremsscheibe

$$R = 3,5 d' = 147 \sim 150 \text{ mm},$$

so wird $P \cdot R = 25000 : 150 = 167 \text{ kg}$ und nach Gl. (20 für

$$\tau = 2,2; T = 306 \text{ kg}.$$

Wendet man ein schmiedeisernes Bremsband an von $1,8 \text{ mm}$ Dicke für $S = 4,5 \text{ kg/qmm}$, so erhält man aus Gl. (21 die Breite des Bremsbandes

$$\beta = 38 \sim 40 \text{ mm}.$$

Wählt man nach Gl. (24 $\frac{b}{a} = \tau = 2,2$, so wird $K = 0$, das heißt, man

wird mit einer sehr geringen Kraft ausreichen, die Bremse anzuziehen. Die übrige Dimensionsbestimmung erfolgt analog dem vorhergehenden Beispiele, wobei das Biegemoment $M_b = T \cdot a$ für den Hebelquerschnitt ($b_1 h_1$) in Rechnung kommt, und der Hebelarm L nach passendem Aussehen gezeichnet wird. Wird bei dieser Bremse eine Spannvorrichtung zur genauen Adjustirung des Bremsbandes angewendet, so ist sie bei dem mit

$$t = \frac{306}{2,2} = 140 \text{ kg}$$

gespannten Ende anzubringen, und die Schraube erhält nach der Whitworth'schen Scala (S. 20) für $P = 140 \text{ kg}$ entsprechend dem nächst größeren Tabellenwert $\frac{1}{2}$ Zoll englisch Durchmesser, also die Nr. 4.

3. *Beispiel.* Eine Backenbremse nach Fig. 9, Taf. V, dient zur Bremsung der Last $Q = 550 \text{ kg}$ am Trommelhalbmesser $\varrho = 90 \text{ mm}$. Die Bremsscheibe sitzt auf der Trommelwelle. Es sind die Hauptdimensionen der Bremse zu bestimmen.

Die Trommelwelle erhält nach der Tabelle S. 17 für $S' = 2 \text{ kg/qmm}$ und $PR = Q \varrho = 49500$ den Durchmesser $d' = 52 \text{ mm}$.

Wählt man den Halbmesser der Bremsscheibe

$$R = 5 \cdot d' = 260 \text{ mm},$$

ferner die am Hebel wirkende Zugkraft

$$K = 60 \text{ kg}$$

und vernachlässigt a , so erhält man nach Gl. (27 annähernd

$$KL = \mathfrak{R} b, \text{ woraus } \frac{L}{b} = \frac{\mathfrak{R}}{K}.$$

Nun wird

$$P = 49500 : 260 = 190 \text{ kg}; \mathfrak{R} = \frac{P}{\varphi} = \frac{190}{0,4} = 475 \text{ kg}; \frac{L}{b} = 7,92 \sim 8;$$

wählt man

$$b = 150 \text{ mm,}$$

so ergibt sich

$$L = 1200 \text{ mm.}$$

Das Biegemoment für den Hebelquerschnitt (b_1, h_1) ist

$$M_b = K \cdot (L - b) = 60 \cdot 1050 = 63000,$$

somit wird nach Gl. (28, wenn man für den aus Eichenholz hergestellten Hebel

$$h_1 = 2b_1 \text{ und } S_1 = 0,7 \text{ kg/qmm}$$

setzt:

$$b_1 = 51,3 \sim 55 \text{ mm; } h_1 = 110 \text{ mm.}$$

Hiermit wird die Bremse gezeichnet, es ergibt sich aus der Zeichnung a und nun wird nach Gl. (27) L genau bestimmt.

Die Breite der Bremsbacken wird

$$\beta' = 1,5 d' = 78 \sim 80 \text{ mm.}$$

4. Herstellung der Bremswerke. Das Modell der glatten Bremscheibe wird zum Guße ingeformt wie das einer gewöhnlichen Riemenscheibe, jenes mit Rändern muss entweder im Mittel senkrecht zur Achse geteilt sein oder einen Rand lose aufgesteckt besitzen. Die Bearbeitung des Gußstückes erfolgt auf der *Drehbank* sowohl an der Nabe als auch an der Auflagefläche des Bremsbandes. Die Bremscheibe wird zuerst auf die *Planscheibe* gespannt, centriert und ausgebohrt, sodann wird der beiderseits mit vertieft eingebohrten Körnerlöchern versehene *Drehdorn* eingeschlagen oder mittels der *hydraulischen Dornpresse* eingepresst, letzteres in größeren Fabriketablissemments gebräuchlich, und nun erfolgt das Abdrehen auf dem Dorn. Die Auflagefläche des Bremsbandes soll nicht polirt werden.

Das Bremsband wird, aus Schmiedeseisen oder Federstahl, soweit gehämmert, dass es sich der Form der Bremscheibe annähernd anschließt.

Der Bremshebel der Bandbremsen wird aus Schmiedeseisen hergestellt, voll geschmiedet, auf der *Verticalbohrmaschine* gebohrt und sodann vom Schlosser *katzgrau gefeilt*. Der Handgriff wird gewöhnlich flach, mit abgerundeten Kanten ausgeführt.

Die Charnierstücke werden voll geschmiedet, nach dem Anreißen gebohrt, sodann gemeißelt und ausgefeilt oder auf der *Nuthstoßmaschine* ausgestoßen oder endlich auf der Fräsmaschine ausgefräst und nach vollendeter Bearbeitung an das Bremsband von abgepaßter Länge angenietet; ist eine Spannvorrichtung vorhanden, so erfolgt bei der Montirung die genaue Adjustirung der

Länge des Bremsbandes. Die Aufkeilung erfolgt wie beim Sperrrad (S. 23). Für das Anreiben des Stückes, in welchem die Welle gelagert und der Hebeldrehzapfen befestigt ist, ist allein die Achsenentfernung maßgebend.

III. DIE FLASCHENZÜGE.

1. Zweck und Arten der Flaschenzüge. Die Flaschenzüge dienen zum Heben von Lasten auf geringe oder größere Höhen unter Anwendung von Kette und Kettenrollen oder Seil und Seilrollen.

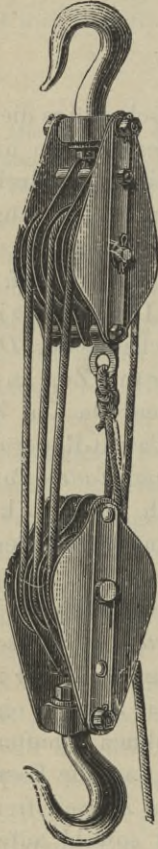
Man unterscheidet hauptsächlich 3 Arten von Flaschenzügen, nämlich: Gewöhnliche Flaschenzüge mit Hanfseil oder Kette also *Seilflaschenzüge* (Fig. 1, Text, und Fig. 5, 6, Taf. VI) und *Kettenflaschenzüge* (Fig. 7 bis 10, Taf. VI); Differenzialflaschenzüge,* von welchen am gebräuchlichsten der *Differenzialflaschenzug nach Weston's Patent* und zwar mit Zug an der Lastkette (Fig. 2, Text) oder mit besonderer Kettenrolle und Zugkette (Fig. 3, Text) oder endlich mit Tangye's Patent-Räderübersetzung, Kettenrolle und Zugkette (Fig. 4, Text), und *Eade's Patent-Epicycloidal-Flaschenzug* (Fig. 5, Text); endlich Schneckenflaschenzüge mit Antrieb durch Schnecke und Schneckenrad (Fig. 6, Text).

Die *gewöhnlichen Flaschenzüge* kommen gewöhnlich in Verbindung mit Windwerken vor, die *anderen Arten der Flaschenzüge* zum Heben von Lasten durch directen Zug eines oder mehrerer Männer an der Zugkette oder dem Zugseil und sie eignen sich hierzu insbesondere, weil sie vermöge der ihnen anhaftenden Reibungswiderstände sich selbst sperren derart, dass die Last frei schwebend bleibt, sobald die Zugkette oder das Zugseil freigelassen wird und somit die Bewegung der Last sowohl aufwärts als abwärts nur durch entsprechend starken Zug an der Zugkette oder dem Zugseil bewerkstelligt werden kann.

*) Hierher gehören noch: *Moor's Patent-Flaschenzug* (Moor's Patent-Pulley Block) und der *Flaschenzug von Pickering*. Eine lehrreiche Abhandlung über die Flaschenzüge dieser Gruppe, von *Moritz Ritter von Pichler*, enthält die Zeitschrift des österr. Ingenieur- und Architektenvereins, Jhg. XXVII, 1875, S. 340.

2. Haupttheile der Flasenzüge. Sämmtliche vorgenannten Flasenzüge, mit alleiniger Ausnahme jenes von Eade, haben als Haupttheile die beiden Flaschen oder Rollengehäuse, nämlich die

Fig. 1.



Seilflasenzug nach Ausführung der Mannheimer Maschinenfabrik Mohr & Federhaff in Mannheim.

obere mit dem Traghaken und die untere mit dem Lasthaken; jener von Eade aber hat nur ein Rollengehäuse mit Traghaken und den Lasthaken direct an der frei herabhängenden Lastkette.

Bei den *gewöhnlichen Flasenzügen* befinden sich zumeist drei Rollen in jeder Flasche, über welche das Seil oder die Kette wechselweise geschlungen ist. Ein Seil- oder Kettenende ist an der oberen Flasche mittels eines Öhrs befestigt und das zweite Ende dient als Zugorgan. Die Rollen drehen sich lose auf ihren Achsen und die Haken sind drehbar in den die Außenbleche und Laschen verbindenden Traversen befestigt, wie die Figuren 11 bis 13, Taf. VI, zeigen. Zum Schutze gegen das Herabfallen des Seiles oder der Kette sind auch zwischen je zwei Rollen Bleche eingelegt und diese sammt den Außenblechen zur Absteifung durch Stehbolzen verbunden, wie in Fig. 5 bis 10, Taf. VI, ersichtlich.

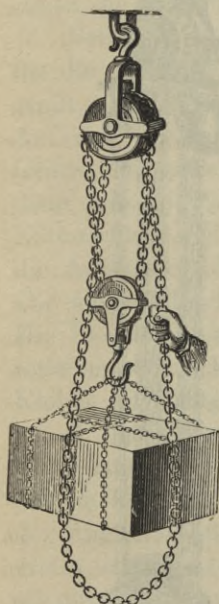
Bei dem *Differenzialflasenzug nach Weston's Patent*, dessen Detailconstruction die Figuren 14 bis 16, Taf. VI, zeigen, enthält die obere Flasche zwei in einem Stück gegossene Kettenrollen, von verschiedenen Durchmesser (Fig. 14, 15, Taf. VI), welche an den Spurkränzen gezahnt sind, um das Ablaufen der Kette zu verhindern. Die untere Flasche (Fig. 16, Taf. VI) enthält nur eine am Spurkranz glatte Kettenrolle

lose drehbar am zugehörigen Bolzen. Über diese drei Rollen ist eine Kette ohne Ende geschlungen, derart, dass die tragenden Kettenstücke nach entgegengesetzter Richtung von den beiden

Rollen der oberen Flasche ablaufen, wie in Fig. 2, Text, zu sehen. Der Haken und die Rollenachse sind in der ein einziges Stück bildenden Flasche oder dem Kloben befestigt.

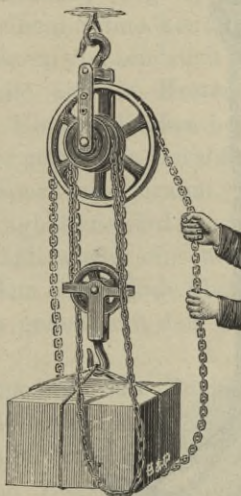
Bei *Eade's Patent Epicycloidal-Flaschenzug*, dessen Detailconstruction die Figuren 1 bis 3, Taf. VII, zeigen, enthält der Kloben auf dem feststehenden Rollenbolzen lose drehbar eine Rolle für die Lastkette und eine zweite, größere, für die schwächere Zugkette. Beide Rollen sind an den Spurkränzen gezahnt. Erstere ist

Fig. 2.



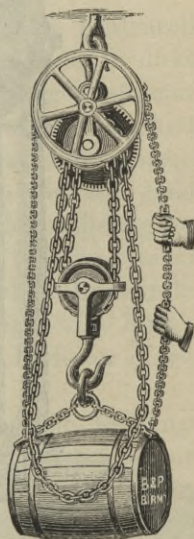
mit Zug an der Lastkette.

Fig. 3.



mit Seilrolle.

Fig. 4.

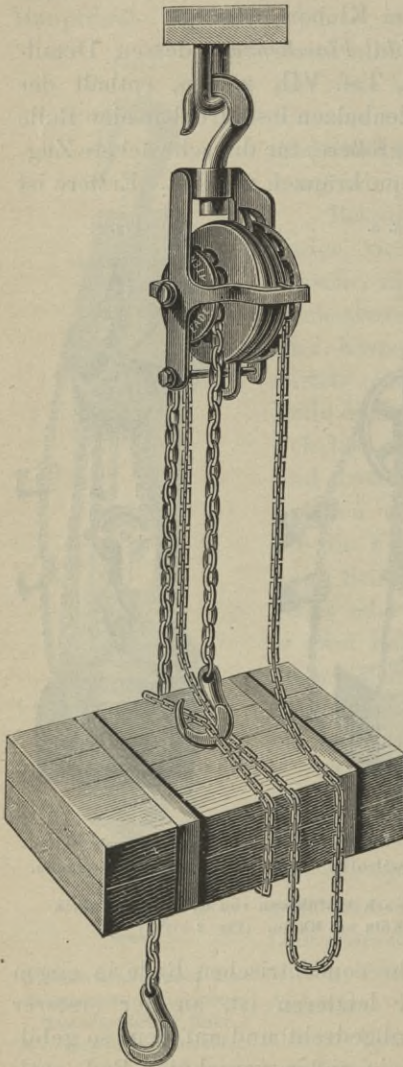


mit Tangye's Patent-Räderübersetzung.

Weston's Patent-Differenzialflaschenzug nach Ausführung von G. Kieffer, Fabrik von Hebzeugen und Ketten in Köln am Rhein. (Fig. 2 bis 4.)

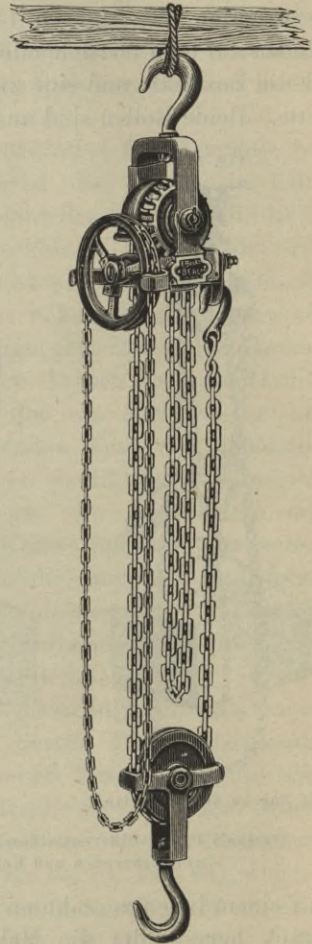
mit einem innen verzahnten mit ihr concentrischen Rade in einem Stück hergestellt; die Nabe der letzteren ist, an der ersterer zugewendeten Seite, excentrisch abgedreht und auf dem so gebildeten Excenter ist lose drehbar ein außen verzahntes Rad, welches in das früher genannte innen verzahnte eingreift, jedoch um einen Zahn weniger hat als dieses und durch angegossene Lappen an der Drehung gehindert und durch die Drehung des Excenters

Fig. 5.



Eade's Patent-Epicycloidalflaschenzug
nach Ausführung von Schäffer & Budenberg
in Buckau-Magdeburg.

Fig. 6.



Schneckenflaschenzug
nach Ausführung von E. Becker,
Maschinenfabrik in Berlin.

nur nach zwei zu einander senkrechten Richtungen verschoben werden kann. Die beiden in Fig. 2, Taf. VII, gestrichelt gezeichneten Lappen *mm* des außen gezahnten Rades r_2 greifen nämlich in den horizontalen Schlitz der Kreuzschleife *s* ein, die im verticalen Schlitz unten am Stehbolzen und oben an einem Ansätze des Klobens geführt, vertical verschiebbar ist. Oben ist wieder der Traghaken in dem, ein einziges Stück bildenden Kloben befestigt. Die über die zugehörige Rolle gelegte Lastkette trägt an jedem der beiden frei herabhängenden Enden einen Lasthaken, an deren einem die zu hebende Last angehängt wird.

Beim *Schneckenflaschenzug* (Fig. 6, Text) ist die Kettenrolle für die Lastkette mit einem Schneckenrade verbunden; in dieses greift eine Schnecke, deren Achsendruck ein Stützlager aufnimmt. Auf der Schneckenwelle ist die Kettenrolle für die Zugkette freitragend aufgekeilt. Ein am Kloben befestigtes Führungsstück dient dazu, die Zugkette gegen das Herabfallen zu schützen. Beide Kettenrollen sind am Spurkranz gezahnt. Die Klobenbildung und die Anbringung des Traghakens sind aus Fig. 6, Text, zu ersehen. Die untere Flasche enthält wieder eine nicht gezahnte Kettenrolle. Die Lastkette ist mit dem einen Ende über die zugehörige Kettenrolle im oberen Kloben gelegt, mit dem zweiten Ende an diesem Kloben angehängt.

3. Dimensionsbestimmung. Mit Rücksicht auf die Reibungswiderstände und die Widerstände der Steifigkeit des Seiles wird die am freien Kettenende der gewöhnlichen Flaschenzüge oder an der Zugkette oder dem Zugseil der übrigen Flaschenzüge *zum Heben einer Last Q wirklich erforderliche Zugkraft K* größer sein, als die sich nach den Übersetzungsverhältnissen allein, *ohne Rücksicht auf Widerstände ergebende theoretische Kraft K_0* und man nennt das Verhältnis

$$\eta = \frac{K_0}{K} \dots \dots \dots (32)$$

den Wirkungsgrad des Flaschenzuges.

Hieraus ergibt sich

$$K = \frac{1}{\eta} \cdot K_0 \dots \dots \dots (33)$$

Beim *Seilflaschenzug* wird der Wirkungsgrad um so kleiner, je größer der Seildurchmesser ist, beim *Kettenflaschenzug* hin-

gegen ist er, wenn Rollen- und Zapfenhalbmesser dem Ketten-eisendurchmesser proportional sind, von diesem Durchmesser unabhängig.

Nachstehende Tabelle enthält den Wirkungsgrad für folgende Verhältnisse und Bezeichnungen:*)

δ = Durchmesser des Ketteneisens oder Hanfseiles in Millimeter,
 d = Durchmesser der Rollenachse oder des Rollenbolzens, in Millimeter.

r = Rollenhalbmesser bis Seil- oder Kettenmittel in Millimeter.

$d = 3\delta$
 $r = 10\delta$ } für Kettenrollen (34)

$d = \delta$
 $r = 4\delta$ } für Seilrollen (35)

n = Anzahl der Rollen beider Flaschen zusammengenommen (in jeder Flasche gewöhnlich 3 Rollen).

$\varphi = 0,08$ = Coëfficient der Zapfenreibung,

$\varphi_1 = 0,2$ = Coëfficient der Kettenreibung.

Tabelle des Wirkungsgrades für die gewöhnlichen Flaschenzüge.

Anzahl der Rollen n	Hanfseildurchmesser δ mm				Kette
	20	30	40	50	
Wirkungsgrad η					
4	0,776	0,706	0,647	0,597	0,900
5	0,739	0,663	0,598	0,544	0,880
6	0,706	0,624	0,555	0,496	0,863
8	0,645	0,552	0,479	0,422	0,827

*) Nach Weisbach-Herrmann, Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinenmechanik, zweite Auflage, 3. Theil, 2. Abth., S. 52.

Die allgemeine Formel, nach welcher diese Tabelle berechnet ist, die man in speciellen Fällen zur Ausrechnung des Wirkungsgrades anzuwenden hat, lautet:

$$\eta = \frac{k^n - 1}{n (k - 1) k^n}, \text{ wobei } k = 1 + 2\sigma + 2\varphi \frac{d}{2r}$$

und

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma = \varphi_1 \frac{\delta}{2r} \text{ für Ketten} \\ \sigma = 0,009 \frac{\delta^2}{r} \text{ für Seile.} \end{array} \right.$$

Mit Berücksichtigung der Cotirung in Fig. 5 bis 13, Taf. VI, kann man nehmen:

a) für Seilflaschenzüge:*)

Anzahl der Rollen in jeder Flasche	$\frac{n}{2} = 2$	3	4	} (36**)
Durchmesser des Seiles in Millimeter	$\delta = \delta$	δ	δ	
Halbmesser der Rollen bis Seilmittel	$r = 3,5\delta; 3,5\delta; 3,5\delta$			
Durchmesser der Zapfen an der Traverse des Hakens, und Durchmesser der Achse, auf welcher sich die Rollen drehen . . .	$d = 0,9\delta; 1,1\delta; 1,2\delta$			

Es ergibt sich hiernach ein etwas kleinerer Wirkungsgrad als in vorstehender Tabelle auf Grund der Gl. (35) berechnet.

Der Seildurchmesser δ in Millimetern ergibt sich, wenn S die zulässige Spannung pro 1^{qmm} in Kilogramm und $K = P$ den Zug am freien Seilende in Kilogramm bezeichnet, aus der Gleichung

$$\delta^2 \frac{\pi}{4} S = P \dots \dots \dots (37)$$

woraus

$$\delta = \sqrt{\frac{4}{\pi S}} \cdot \sqrt{P} \dots \dots \dots (38)$$

*) Seilflaschenzüge nach Fig. 1, Text, werden von der Mannheimer Maschinenfabrik Mohr & Federhaff nach den in folgender Tabelle angegebenen Hauptdimensionen geliefert:

Num- mer	Seil- stärke mm	Aeusserer Rollendurch- messer mm	Ungefähre Tragkraft pro Rollenpaar Kilogramm
0	15	92	200
1	18	115	400
2	25	165	900
3	30	195	1400
4	35	225	1800

**) Nach Redtenbacher-Grashof, Resultate für den Maschinenbau, sechste Auflage S. 94.

Unter gewöhnlichen Verhältnissen kann man $S = 1 \text{ kg/qmm}$ nehmen und erhält dann

$$\delta = 1,13 \sqrt{P} \quad \dots \dots \dots (39)$$

Die Werte dieser Formel sind in der folgenden Tabelle enthalten.

Tabelle für Hanfseile.

$$\delta = 1,13 \sqrt{P}; S = 1 \text{ kg/qmm.}$$

δ mm	P kg	δ mm	P kg
20	314	38	1134
23	415	40	1256
25	490	42	1385
28	616	45	1590
30	707	48	1810
33	855	50	1960
35	1072	52	2124

b) für Kettenflasenzüge:

Anzahl der Rollen in jeder Flasche	$\frac{n}{2} = 2$	3	4	} (40*)
Durchmesser des Ketteneisens in Millimetern	$\delta = \delta$	δ	δ	
Halbmesser der Rollen bis Kettenmittel	$r = 10,5\delta$	$10,5\delta$	$10,5\delta$	
Durchmesser der Zapfen an der Traverse des Hakens, u. Durchmesser der Achse, auf welcher sich die Rollen drehen	$d = 3,5\delta$	4δ	$4,3\delta$	

Es ergibt sich hiernach ebenfalls ein etwas kleinerer Wirkungsgrad, als in der auf Grund der Gl. (34) berechneten Tabelle.

Der Durchmesser des Ketteneisens δ in Millimetern ergibt sich, wenn S die zulässige Zugbeanspruchung in Kilogramm auf 1 qmm des Kettenquerschnittes, welche mit Rücksicht auf die nicht weiter in Rechnung zu ziehende Biegebungsbeanspruchung, erfahrungsgemäß nur halb so groß zu nehmen ist, als die zulässige

*) Nach Redtenbacher-Grashof, Resultate für den Maschinenbau, sechste Auflage S. 94.

Zugbeanspruchung des Ketteneisens, und $K = P$ den Zug am freien Kettenende in Kilogramm bezeichnet, aus der Gleichung:

$$2 \cdot \delta^2 \frac{\pi}{4} \cdot S = P \dots \dots \dots (41)$$

woraus

$$\delta = \sqrt{\frac{2}{\pi S}} \cdot \sqrt{P} \dots \dots \dots (42)$$

wobei $S = 5$ bis 7 kg/qmm für neue Ketten.

Unter gewöhnlichen Verhältnissen kann man $S = 6 \text{ kg/qmm}$ nehmen und erhält dann

$$\delta = 0,326 \sqrt{P} \dots \dots \dots (43)$$

Die Werte dieser Formel sind in nachfolgender Tabelle enthalten und sind die übrigen Dimensionen der *deutschen oder langgliedrigen Kette*: $l = 5,5 \delta$; $b = 3,5 \delta$ und jene der *englischen oder kurzgliedrigen Kette*: $l = 4,6 \delta$; $b = 3,5 \delta$, wobei l und b die äußere Länge und Breite eines Kettengliedes bezeichnet, wie in Fig. 3, Taf. VII, cotirt.

Tabelle für Ketten.*)

$$\delta = 0,326 \sqrt{P}; S = 6 \text{ kg/qmm.}$$

δ mm	P kg	δ mm	P kg
5	235	15	2121
6	339	16	2413
7	462	18	3054
8	603	20	3770
10	942	23	4986
12	1357	25	5891
13	1593	28	7389
14	1847	30	8483

*) Von G. Kieffer, Fabrik von Hebzeugen und Ketten in Köln am Rhein, werden probirte englische (kurzgliedrige) Ketten, sogenannte Krahenketten, nach folgender Tabelle geliefert:

Eisendicke δ Zoll engl. . .	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{9}{16}$
dto. δ Millimeter. . .	4	6	$7\frac{1}{2}$	9	$10\frac{1}{2}$	12	$13\frac{1}{2}$	$15\frac{1}{2}$
Gewicht pro lauf. Met. in kg.	0,6	0,9	1,2	1,8	2,5	3,5	4,6	6
Probirte Tragkraft in kg. (2 P)	250	500	750	1100	1600	2250	3000	3750

Bei dem *gewöhnlichen Flaschenzug* ist, da bei n Rollen in beiden Flaschen, die Last Q auf n Seilstücke vertheilt wird, die theoretische Kraft

$$K_0 = \frac{Q}{n} \dots \dots \dots (44)$$

und der Weg x der Last Q ist gleich $\frac{1}{n}$ des Weges s der Kraft K_0 , also

$$x = \frac{1}{n} s \dots \dots \dots (45)$$

Bezeichnet noch k die für die Umschlingung der Kettenrollen bei zusammengedrückten Flaschen erforderliche Kettenlänge, so ist die für die Hubhöhe x erforderliche totale Kettenlänge

$$L = k + nx \dots \dots \dots (46)$$

Bei dem *Differenzialflaschenzug nach Weston's Patent* wirkt die Kraft K beim Heben der Last am Halbmesser R der größeren Rolle und wenn diese eine volle Umdrehung macht, so wird die Tragkette, an welcher die lose Rolle der unteren Flasche hängt, über diese Rolle um die Länge $2R\pi$ aufgezogen, dagegen gleichzeitig um die Länge $2r\pi$ des Umfanges der kleineren Rolle vom Halbmesser r niedergelassen und es beträgt somit der gleichzeitige Weg x der Last Q

$$x = \frac{1}{2} (2R\pi - 2r\pi) = (R - r)\pi \dots \dots \dots (47)$$

während jener s der theoretischen Kraft K_0 beträgt

$$s = 2R\pi \dots \dots \dots (48)$$

Da nun die von der Kraft K_0 geleistete Arbeit (Produkt aus Kraft mal dem Wege) gleich sein muss jener von der Last Q aufgezehrten, so ergibt sich

Eisendicke δ Zoll engl.	$\frac{5}{8}$	$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{13}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{15}{16}$	1
dto. δ Millimeter	17	$18\frac{1}{2}$	20	$21\frac{1}{2}$	23	$24\frac{1}{2}$	26
Gewicht pro lauf. Meter in kg.	7	8	9,5	11	13	15	17
Probirte Tragkraft in kg. (2 P)	4600	5600	6750	8000	9000	10500	12000

Die Ketten fallen nach Millimeter gewöhnlich so aus, wenn auch die Umrechnung von englisch Zoll nicht genau stimmt. Die probirte Tragkraft ist gleich der doppelten, mit Rücksicht auf Sicherheit und Abnützung zulässigen.

$$K_0 \cdot 2R\pi = Q(R - r)\pi \dots \dots \dots (49)$$

und hieraus

$$K_0 = \frac{R - r}{2R} \cdot Q = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{r}{R}\right) \cdot Q \dots \dots \dots (50)$$

Da nun die Kettenrollen vom Halbmesser R und r gezahnt sind, und somit jede derselben eine ganze gerade Anzahl Theilungen gleich der innern Länge eines Kettengliedes ($2,6\delta$ bei der englischen Kette) im Umfange enthalten muss, weil zwei Gliedlängen gleich der Zahntheilung t sind ($t = 2 \cdot 2,6\delta = 5,2\delta$, englische Kette), so macht man, damit der Flaschenzug mit Rücksicht auf die Reibungswiderstände selbstsperrend wirkt und mit Rücksicht auf das Verhältniss $\left(\frac{r}{\delta}\right)$ die Zähnezahl des kleinen Rades

$$z_1 = 9 \text{ bis } 14$$

und jene des großen Rades

$$z_2 = 10 \text{ bis } 15$$

wonach, da die Kettenglieder gerade liegen, annähernd*)

$$r = \frac{9 \cdot 5,2\delta}{2\pi} = 7,45\delta \dots \dots \dots (51)$$

bis

$$r = \frac{14 \cdot 5,2\delta}{2\pi} = 11,6\delta \dots \dots \dots (52)$$

und

$$R = \frac{z_2}{z_1} \cdot r = \frac{10}{9} r \text{ bis } \frac{15}{14} r \dots \dots \dots (53)$$

Hiernach ist

$$\frac{r}{R} = \frac{9}{10} \text{ bis } \frac{14}{15} \dots \dots \dots (54)$$

*) Bezeichnet man mit t_0 die innere Länge eines Kettengliedes ($t_0 = 2,6\delta$) und mit z_0 die Anzahl der am Rollenumfange aufwickelbaren Kettenglieder ($z_0 = 2z_1$ für die kleinere Rolle vom Halbmesser r_0), so erfolgt die genaue Berechnung des Halbmessers r_0 nach der Donkin'schen Formel

$$\frac{r_0}{t_0} = \frac{1}{2 \sin \left(\frac{180^\circ}{z_0}\right)}$$

welche den Halbmesser r_0 jenes Kreises liefert, der ein regelmäßiges Vieleck von z_0 Seiten von der Länge t_0 umschrieben ist.

und im Mittel

$$\left. \begin{array}{l} r = 12 \\ R = 13 \\ z_1 = 12 \\ z_2 = 13 \\ r = 9,93 \delta \\ R = 10,694 \delta \end{array} \right\} \dots \dots \dots (55)$$

Setzt man noch den Durchmesser d der Achse, auf welcher sich die Doppelrolle dreht,

$$d = 3 \delta$$

so erhält man als Wirkungsgrad η dieses Flaschenzuges für die beiden Grenzwerte von $\frac{r}{R}$ Gl. (54

$$\left. \begin{array}{l} \frac{r}{R} = \frac{9}{10} \text{ und } \frac{14}{15} \\ \eta = 0,46 \text{ und } 0,34 \end{array} \right\} \dots \dots \dots (56^*)$$

Nachstehende Tabelle enthält die Ketteneisendurchmesser δ und die Maximallast Q der Differenzialflaschenzüge nach Weston's Patent, entsprechend den Anordnungen nach Fig. 2 bis 4, Text.

Tabelle für die Flaschenzüge nach Weston's Patent.)**

	Mit Lastkette allein					Mit Seilrolle und Zugseil				Mit Tangye's Patent Räderübersetzung			
$Q \text{ kg} =$	250	500	1000	1500	2000	2000	3000	4000	4000	5000	6000	8000	10000
$\delta \text{ mm} =$	6	6	7	8	10	10	12	13	13	14	16	18	20

Bei *Eade's Patent-Epicycloidal-Flaschenzug* wird das innen verzahnte Rad um einen Zahn weiter gedreht, wenn das Excenter eine Umdrehung vollführt hat, weil das vom Excenter verschobene außen verzahnte Rad um einen Zahn weniger hat.

*) Nach Weisbach-Herrmann, Lehrb. d. Ing.- und Masch.-Mech. Zweite Aufl. 3. Th. 2. Abh. S. 61.

**) Die folgende Tabelle enthält die genauen Theilungen und Gliederdimensionen adjustirter oder kalibrirter Flaschenzugketten und gezahnten Kettenrollen dazu, wie solche von Georg Kieffer, Fabrik von Hebzeugen und Ketten in Köln am Rhein, in vorzüglicher Qualität geliefert und nach den fett gedruckten Maßen stets vorrätbig gehalten werden:

Bezeichnet nun z_1 die Zähnezahle des innen verzahnten Rades, z_2 jene des außen verzahnten Rades, r_1 und r_2 die zugehörigen Theilkreishalbmesser, b_2 die Zahnbreite, t_2 die Theilung des außen verzahnten Rades, $\frac{1}{2} t$ die innere Gliedlänge der Lastkette ($t = 2 \cdot 3,5 \delta = 7 \delta$ deutsche Kette), z die Zähnezahle der Lastrolle, d den Durchmesser des Rollenbolzens, r den Halbmesser der Lastrolle, R jenen der Zugrolle, so ist der Weg s der Kraft K_0

$$s = 2 R \pi \dots \dots \dots (57)$$

Drahtdicke	4,5	5	5	5	5	5	5	5	5	5,5	6
Ketten-Theilung . .	17,2	16	16	16	16	17	17	18,5	18,5	17	17
„ Gliedlänge . . .	27	26	26	26	26	27	27	28,5	28,5	28	29
„ Gliedbreite . . .	16	17	17	17	17	17	17	18	18	18	18
Rollen-Durchmesser	125	100	150	210	314	173	200	102	114	90	98
„ Randbreite . . .	24	30	30	38	40	30	30	30	30	30	36
„ Zähnezahle . . .	10	7	12	18	28	15	17	7	8	7	7
Drahtdicke	6	6	6	6	6	6	6	6,5	6,5	6,5	7
Ketten-Theilung . .	17	18	18	18	18	18,5	18,5	18	18	18	22,5
„ Gliedlänge . . .	29	30	30	30	30	30,5	30,5	31	31	31	36,5
„ Gliedbreite . . .	18	18	18	19	19	19	19	22,5	22,5	22,5	23
Rollen-Durchmesser	430	100	232	145	156	230	285	170	230	282	190
„ Randbreite . . .	38	35	35	34	34	35	40	44	36	40	36
„ Zähnezahle . . .	7	7	17	11	12	18	23	11	17	21	12
Drahtdicke	7	7	7,5	8	8	8	8	8	8	9	9,5
Ketten-Theilung . .	22,5	22,5	21	20	20	20	20	22,5	22,5	25	30,5
„ Gliedlänge . . .	36,5	36,5	36	36	36	36	36	38,5	38,5	43	50
„ Gliedbreite . . .	23	23	25	27,5	27,5	27,5	27,5	26	26	28	31
Rollen-Durchmesser	206	435	95	186	285	320	880	260	276	112	345
„ Randbreite . . .	36	45	35	41	43	52	50	42	42	45	50
„ Zähnezahle . . .	13	54	5	12	21	22	66	17	18	5	16
Drahtdicke	9,5	10	10	10	10	10	10	10	10	11	11
Ketten-Theilung . .	30,5	31	27	24	24	24	24	24	24	33,5	30
„ Gliedlänge . . .	50	51	47	44	44	44	44	44	44	55,5	52
„ Gliedbreite . . .	31	31	33	33	33	33	33	33	33	36	36
Rollen-Durchmesser	360	142	120	120	190	262	350	468	610	160	306
„ Randbreite . . .	50	46	50	52	53	59	53	53	53	58	56
„ Zähnezahle . . .	17	5	5	6	10	15	20	27	36	5	14

und jener x der Last Q

$$x = \frac{2 r \pi}{z_1} \dots \dots \dots (58)$$

und mithin ergibt die Arbeitsgleichung

$$K_0 \cdot 2 R \pi = Q \cdot \frac{2 r \pi}{z_1} \dots \dots \dots (59)$$

Drahtdicke	11,5	11,5	11,5	13	13	13	13	13	13	13	13	13
Ketten-Theilung . .	28	28	28	35	35	35	34	35	35	35	35	35
„ Gliedlänge . . .	51	51	51	61	61	61	60	61	61	61	61	61
„ Gliedbreite . . .	38	38	38	43	43	43	43	43	43	43	43	43
Rollen-Durchmesser	140	200	540	170	238	261	370	370	386	890	1120	2000
„ Randbreite . . .	62	65	75	70	75	75	80	70	70	80	90	90
„ Zähnezah	5	8	27	5	8	9	12	15	15	36	42	45
Drahtdicke	13	13	14,5	14,5	14,5	14,5	16	16	16	16	16	16
Ketten-Theilung . .	36	36	41	41	39	41	45	45	45	45	45	48
„ Gliedlänge . . .	62	62	70	70	67	70	77	77	77	77	77	80
„ Gliedbreite . . .	40	40	45	45	43	45	54	54	54	54	54	49
Rollen-Durchmesser	353	380	250	800	190	203	215	280	390	520	230	
„ Randbreite . . .	63	60	68	68	65	70	94	94	94	94	90	
„ Zähnezah	14	15	10	32	5	6	5	7	11	16	6	
Drahtdicke	17,5	18	18	18	20	20	20	21	21	21	21	23
Ketten-Theilung . .	54	50	50	50	55	55	55	60	60	55,5	55,5	65
„ Gliedlänge . . .	89	86	86	86	95	95	95	102	102	102	102	111
„ Gliedbreite . . .	55	60	60	60	65	65	65	70	70	70	70	75
Rollen-Durchmesser	260	250	330	350	330	365	400	380	628	360	628	340
„ Randbreite . . .	94	96	106	110	120	120	120	132	123	130	123	130
„ Zähnezah	6	6	8	9	7	8	9	8	15	8	15	6
Drahtdicke	23	23	23	23	23	24,5	26	26	30	30	30	33
Ketten-Theilung . .	65	65	65	65	65	70	75	75	80	80	80	85
„ Gliedlänge . . .	111	111	111	111	111	115	127	127	140	140	140	151
„ Gliedbreite . . .	75	75	75	75	75	80	85	85	96	96	96	107
Rollen-Durchmesser	380	420	460	580	920	445	430	480	470	520	2650	510
„ Randbreite . . .	130	130	130	130	130	140	145	145	160	160	160	160
„ Zähnezah	7	8	9	12	20	8	7	8	7	8	48	7

Nur Rollen mit gleicher Theilung können als Gegenrollen zur Übertragung von Bewegungen zusammengestellt werden.

woraus die theoretische Kraft

$$K_0 = \frac{r}{z_1 R} \cdot Q \dots \dots \dots (60)$$

Praktischen Ausführungen entsprechend kann man nehmen, wenn wieder δ den Durchmesser des Ketteneisens bezeichnet:

$$\left. \begin{aligned} z &= 5 \text{ bis } 7 \\ t &= 2 \cdot 3,5 \delta = 7 \delta \\ r &= \frac{z \cdot t}{2\pi} = 5,57 \delta \text{ bis } 7,8 \delta \\ z_1 &= 28 \text{ bis } 31 \\ z_2 &= 27 \text{ bis } 30 \\ r_1 &= 1,82 r \\ r_2 &= 0,92 r_1 \\ b_2 &= t_2 \\ R &= 1,78 r \\ d &= 3 \delta \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (61)$$

Der Wirkungsgrad η dieses Flaschenzuges kann annähernd gesetzt werden

$$\eta = 0,45 \text{ bis } 0,50 \dots \dots \dots (62)$$

Bei dem *Schneckenflaschenzug* ergibt sich die theoretische Zugkraft K_0 , wenn z die Zähnezahle des Schneckenrades für eine Schnecke mit einfachem Gewinde, r den Halbmesser der Lastrolle und R jenen der Zugrolle bezeichnen, weil bei einer Umdrehung der Zugrolle der Weg der Kraft K_0

$$s = 2 R \pi \dots \dots \dots (63)$$

jener der Last Q

$$x = \frac{1}{2} \cdot \frac{2 r \pi}{z} \dots \dots \dots (64)$$

aus der Arbeitsgleichung

$$K_0 \cdot 2 R \pi = Q \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{2 r \pi}{z} \dots \dots \dots (65)$$

woraus

$$K_0 = \frac{r}{2 \cdot z \cdot R} \cdot Q \dots \dots \dots (66)$$

Hiefür kann man nehmen

$$\left. \begin{aligned} R &= 2,5 r \\ z &= 15 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (67)$$

Der Wirkungsgrad η dieses Flaschenzuges setzt sich zusammen aus jenem des Kettengetriebes η_1 und dem des Schneckengetriebes η_2 und beträgt

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \dots \dots \dots (68)$$

Im Mittel kann man setzen

$$\eta = 0,35 \dots \dots \dots (69)$$

1. *Beispiel.* Es liegt ein Seilflaschenzug gewöhnlicher Verhältnisse vor mit 3 Rollen in jeder Flasche und mit einem Seil von 40 mm Durchmesser. Es ist anzugeben, welche maximale Last Q damit zu heben sein wird.

Man hat hier $\delta = 40$ mm; $n = 6$ und somit nach der Tabelle S. 40: $\eta = 0,555$.

Nach der Tabelle S. 42 kann man für $\delta = 40$ mm setzen $P = K = 1256$ kg und wird hiermit nach Gl. (33)

$$K_0 = \eta \cdot K = 0,555 \cdot 1256 = 697 \sim 700 \text{ kg.}$$

Nach Gl. (44 wird nun

$$Q = n K_0 = 6 \cdot 700 = 4200 \text{ kg.}$$

2. *Beispiel.* Es soll ein Seilflaschenzug nach Fig. 5 und 6, Taf. VI, für eine maximale Last $Q = 2000$ kg ausgeführt werden; es sind die Hauptdimensionen desselben zu bestimmen und ist zu berechnen, wie groß die hierzu am freien Seilende auszuübende Zugkraft sein muss.

Es ergibt sich nach Gl. (44 die theoretische Zugkraft $K_0 = \frac{Q}{n}$ und weil hier drei Rollen in jeder Flasche, also $n = 6$:

$$K_0 = \frac{2000}{6} = 333,3 \text{ kg.}$$

Schätzt man nun $\eta = 0,60$ (mit Hilfe der Tabellen S. 40 und 42), so wird nach Gl. (33):

$$K = \frac{1}{\eta} K_0 = \frac{1}{0,60} \cdot 333,3 = 555,5 \text{ kg}$$

und dem entspricht nach Tabelle S. 42 der Seildurchmesser $\delta = 28$ mm und kann somit $\eta = 0,60$ nach Tabelle S. 40 als passend abgerundet beibehalten werden und bleibt sonach die erforderliche Zugkraft am freien Seilende wie berechnet, nämlich

$$K = 555,5 \sim 560 \text{ kg.}$$

Rollen- und Achsendurchmesser ergeben sich nun durch einfache Substitution aus den Formeln (36 u. z.:

$$r = 3,5 \delta = 98 \sim 100 \text{ mm}; \quad d = 1,1 \delta = 30,8 \sim 30 \text{ mm.}$$

Die übrigen Dimensionen der Haken und Traversen sind nach der Cotirung in Fig. 5 und 6, Taf. VI, auf den Kerndurchmesser d_1 der Schraube bezogen, welche den Haken trägt, und dieser ist nach der Tabelle S. 20 für $P = Q = 2000$ kg; $d_1 = 29,5$ entsprechend der Schraube Nr. 11 oder $1\frac{3}{8}$ Zoll engl. mit dem Bolzendurchmesser $d_2 = 36$ mm. Der Bolzen d_3 l_3 (Fig. 5, Taf. VI) ist auf den gleichwertigen Stirnzapfen bezogen ($l_3 = d_2 = 36$ mm) und dieser erhält nach Gl. (13 für die Länge $l = l_3 = 36$ mm den Durchmesser

$d = 0,897 \sqrt[3]{2000 \cdot 36} = 37,3 \text{ mm};$
mithin wird nach Gl. (30)

$$d_3 = 0,63 d = 0,63 \cdot 37,3 = 23,5 \approx 23 \text{ mm.}$$

Die beiden Laschen, welche die Traverse und Rollenachse verbinden, sind auf Zug beansprucht, haben aber auch hinreichende Steifigkeit gegen Biegung zu besitzen, um beim Umtransportieren des Flaschenzuges nicht Schaden zu leiden. Setzt man die Querschnittsdimensionen $0,8 d_1$ und $0,5 d_1$ so wird die Querschnittsfläche derselben $= 2 \cdot 0,8 d_1 \cdot 0,5 d_1 = 0,8 d_1^2$ gleich dem Querschnitt des Gewindekernes und sonach hinreichend fest; desgleichen für die Querschnittsdimensionen $1,3 d_1$ und $0,32 d_1$, welche den Gesamtquerschnitt $= 2 \cdot 1,3 \cdot 0,32 d_1^2 = 0,83 d_1^2$ ergeben.

3. *Beispiel.* Ein vorliegender Differenzialflaschenzug nach Weston's Patent (Fig. 2, Text) für 1000 kg Tragfähigkeit besitzt in der gezahnten Doppelrolle die Zähnezahlen 12 und 13; es ist die zum Heben der Last erforderliche Zugkraft K zu berechnen.

Man hat $z_1 = 12$; $z_2 = 13$; und somit

$$\frac{r}{R} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{12}{13}$$

also nach Gl. (50 die theoretische Kraft

$$K_0 = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{12}{13}\right) \cdot 1000 = \frac{1000}{26} = 38,5 \text{ kg}$$

und wenn man nach Gl. (56 $\eta = 0,45$ annimmt, wird weiter nach Gl. (33

$$K = \frac{1}{0,45} \cdot 38,5 = 85,5 \text{ kg.}$$

4. **Herstellung der Flaschenzüge.** Die Seil- und Kettenrollen werden gewöhnlich aus Gußeisen hergestellt, gebohrt und an der Nabe eben gedreht. Die Spurkränze der Seilrollen werden ausgedreht, um das Seil gegen übermäßige Abnützung zu schützen. Das Gußmodell der Rolle ist, senkrecht zur Achse, im Mittel des Spurkranzes geteilt und die Seil- oder Kettenspur wird in der Form durch einen Sandkern gebildet. Die Außen- und Zwischenbleche werden aus Blechtafeln ausgehauen, mehrere Stücke zusammengespannt, nach dem durch die Zeichnung vorgeschriebenen Profil angerissen und mittels Feile bestoßen. An den flachen Seiten werden wenigstens die Außenbleche katzgrau gefeilt oder am Schleifstein abgeschliffen. Laschen, Traversen und Haken werden aus Schmiedeisen hergestellt und insbesondere letztere in Gesenken geschmiedet. Die Rollenbolzen werden abgedreht und leicht eingepasst; die Stehbolzen dagegen bleiben, abgesehen vom Gewindschneiden, gewöhnlich unbearbeitet. Die Stehbolzenrohre werden bei der Montirung der Flaschen so ein-

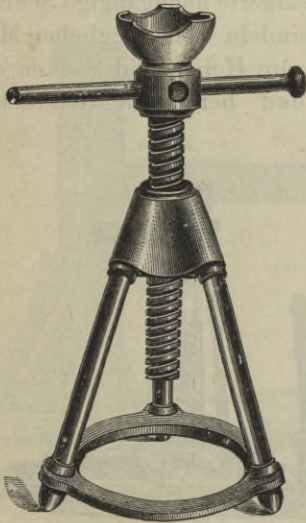
gepasst, dass die Rollennaben in achsialer Richtung Spielraum zwischen den Blechen haben. Die Hakenbefestigung erfolgt entweder durch eine, mittels Unterlegscheibe am Bolzen festsitzende, durch Vernietung des Bolzens arretirte Mutter (Fig. 11, Taf. VI) oder durch eine ebenso angebrachte, mittels Stift oder Splint arretirte Mutter (Fig. 12, Taf. VI) oder endlich durch Vernietung des schwächeren Bolzenendes über einem am stärkeren Stück des Bolzens aufsitzenden Reibungsring derart, dass sich der Haken leicht in der Traverse drehen lässt. Die Form der Außenbleche oder Schildbleche ist nach dem Geschmack des Zeichners verschieden; am gebräuchlichsten sind die in Fig. 1, Text, und Fig. 5 bis 10, Taf. VI, dargestellten Formen. Bei den Differenzial- und Schnecken-Flaschenzügen können die Kloben entweder aus Eisen geschmiedet oder aus Tiegelstahl gegossen werden. Bei Eade's Flaschenzug kann auch die Lastrolle mit dem Zahnkranz aus Gußstahl hergestellt sein. In Fig. 1 bis 3, Taf. VII, ist derselbe durch ein warm aufgezogenes Stahlband gegen das Springen gesichert. Zum Aufhängen des Flaschenzuges erhält die obere Flasche entweder einen offenen Haken (Fig. 1, Text) oder einen Öhrhaken (Fig. 5, 6 und 7, 8, Taf. VI).

IV. DIE WINDEN.

1. Zweck und Arten der Winden. Die Winden dienen zum Heben von Lasten in den Maschinenwerkstätten, auf Werkplätzen etc. Die einfachste Art derselben ist die, durch eine flachgängige Schraube und den, die zugehörige Mutter enthaltenden Ständer, gebildete, die sogenannte *einfache Schraubenwinde* (Fig. 7, Text, und constructive Details in Fig. 5 bis 7, Taf. VII), bei welcher die Drehung der Schraube durch einen Steckschlüssel erfolgt. Für größere Lasten wird die Mutter im Ständer drehbar gelagert und außen verzahnt, so dass die Drehung derselben mittels Räderübersetzung und Handkurbel erfolgt. Bei Anwendung von Kegelrädern entsteht so die *Schraubenwinde mit Kegelradantrieb* (Fig. 8, Text, und constructive Details in Fig. 4, Taf. VII und Fig. 1, 2, Taf. VIII). In Fig. 3 und 4, Taf. VIII, ist

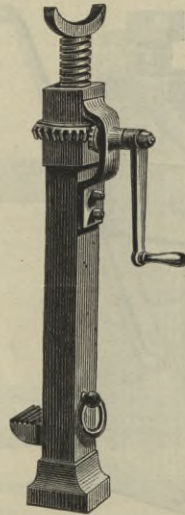
eine solche, mittels Rollen auf Schienen bewegliche, *hängende Schraubenwinde mit Kegelräder und Seilscheibe* nach Uhland's Skizzenbuch dargestellt. Bei Anwendung einer Schnecke und Handkurbel entsteht die *Schraubenwinde mit Schneckenantrieb oder englische Schraubenwinde* (Fig. 9, Text, und constructive Details in Fig. 5 und 6—8, Taf. VIII). Wird eine zweifache Kegelräderübersetzung angewendet, so dass gleichzeitig die Schraube und die Mutter mit verschiedener Winkelgeschwindigkeit nach derselben Richtung gedreht werden, so entsteht die *Differenzial-*

Fig. 7.



Einfache Schraubenwinde

Fig. 8.



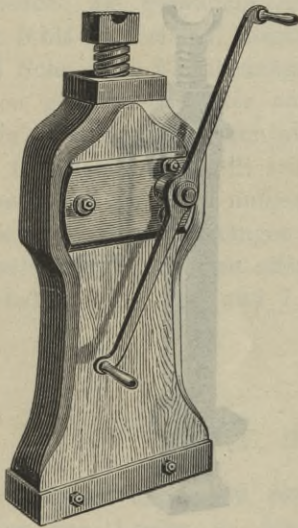
Schraubenwinde mit Kegelradantrieb

nach Ausführung von J. Körösi in Andritz bei Graz.

Schraubenwinde, bei welcher die relative Drehung der Schraubenspindel gegen die Schraubenmutter gleich ist der Differenz der absoluten Drehungen dieser beiden Theile. In Fig. 9 bis 11, Taf. VIII, ist eine solche nach Zobel's Patent, nach Uhland's Skizzenbuch dargestellt. Dieselbe bietet ein compendiöses, außerordentlich handliches Werkzeug zum Heben bedeutender Lasten. Der Niedergang der Schraubenspindel kann auch rasch erfolgen, durch ein einziges Paar Kegelräder unter alleiniger Drehung der Schraube.

Besondere Constructionen der Schraubenwinden kommen als sogenannte *Lokomotivwinde* (Fig. 10, Text) und *Locomotivhebeböcke* oder *Locomotivhebevorrichtung* (Fig. 11, Text) zur Ausführung. Bei ersteren befindet sich der Windenständer auf einer gehobelten Platte und ist auf dieser durch eine darin gelagerte, ebenfalls flachgängige Schraubenspindel verschiebbar. Die Drehung der Schraubenspindeln erfolgt durch Ratschenhebel. Sie findet hauptsächlich zum Einrücken entgleister Locomotiven Anwendung und daher ihr Name. Bei der *Locomotivhebevorrichtung* dienen

Fig. 9.

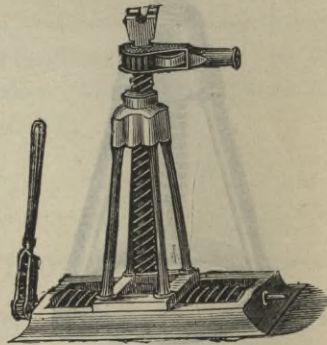


Schraubenwinde mit Schneckenantrieb

nach Ausführung von J. Körösi in Andritz bei Graz.

zwei, in Ständern (Böcken) vertikal gelagerte flachgängige Schraubenspindeln mit beweglichen Muttern zum Heben und Senken des auf den beiden Mutterstücken

Fig. 10.



Locomotivwinde

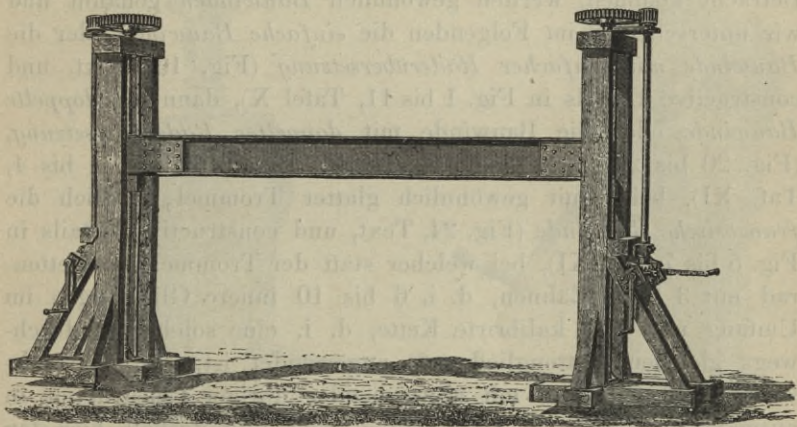
aufliegenden Querbalkens. Der Antrieb jeder Spindel erfolgt unabhängig von der anderen durch ein Paar Stirnräder, ein Paar Kegelräder und zwei Handkurbeln. Sie findet hauptsächlich in den Locomotiv-Reparaturwerkstätten Anwendung. Die Böcke ruhen auf Rollen, deren federnde Lager zurückweichen, sobald eine Last gehoben wird, wonach der Holzrahmen des Bockes selbst am Boden zur Auflage kommt.

Als Mechanismen zu bestimmten Hebungen und Senkungen finden Schraubenwinden verschiedene Anwendung, so z. B. als

Zugvorrichtung für Schleußen und, wohl selten, auch der Schützen; mit drehbarer Mutter, geradlinig bewegter Spindel und Antrieb durch Kegelräder, Schnecke und Schneckenrad vermittelt Handkurbel oder Handrad oder nur mit Kegelräder und Handkurbel, wie in Fig. 14, Taf. VIII, in ihrer Wirkungsweise principiell übereinstimmend mit der Schraubenwinde Fig. 1 und 2, Taf. VIII.

An Stelle der Schraubenwinde und insbesondere der Locomotivwinde kommt in neuerer Zeit zum Heben größerer Lasten *Tangye's hydraulische Winde* zur Verwendung, welche in das Gebiet der hydraulischen Pressen gehört und bei diesen behandelt wird.

Fig. 11.



Locomotiv-Hebebock mit Holzgestelle nach Ausführung von J. Körösi
in Andritz bei Graz.

Als sogenannte *Wagenwinden* kommen *Zahnstangenwinden* zur Anwendung. Hierbei unterscheidet man *Stockwinden*, bei welchen die Zahnstange nur an der Krone angreift (Fig. 12, Text, mit Räderschema Fig. 15, Taf. VIII); *Pratzenwinden*, bei welchen die Zahnstange seitlich aus dem Windenstock mit einer Prätze vorsteht und sowohl an der Krone als auch von unten mittels der Prätze angreifen kann (Fig. 13, Text, mit Räderschema Fig. 15 oder 16, Taf. VIII, und constructive Details in Fig. 1 bis 6, Tafel IX); *Bockwinden* (Fig. 14, Text); *Schubwinden* (Fig. 12 und 13, Taf. VIII); *Zugwinden* (Fig. 15, Text).

Zahnstangenwinden kommen als Zugwinden specieller Art

vorzüglich als *Zugvorrichtung für Schleußen und Schützen* zur Anwendung (Fig. 16 bis 18, Text). Zahnstangenwinden mit einfacher Räderübersetzung heißen *einfache*, solche mit doppelter Räderübersetzung *doppelte Winden*, z. B. einfache Prätzenwinde, doppelte Prätzenwinde. Die Stockwinden sind gewöhnlich einfache Winden.

Die Schraubenwinden sowohl als die hydraulischen und Zahnstangenwinden kommen nur zum Heben von Lasten auf geringe Höhen zur Anwendung. Zum Heben von Lasten auf größere Höhen bedient man sich der *Trommelwinden* und neustens der *Kettenradwinden*. Diese Winden, insoweit selbe hier in Betracht kommen, werden gewöhnlich *Bauwinden* genannt und wir unterscheiden im Folgenden die *einfache Bauwinde* oder die *Bauwinde mit einfacher Räderübersetzung* (Fig. 19, Text, und constructive Details in Fig. 1 bis 11, Tafel X), dann die *doppelte Bauwinde* oder die *Bauwinde mit doppelter Räderübersetzung*, (Fig. 20 bis 23, Text, und constructive Details in Fig. 1 bis 4, Taf. XI), beide mit gewöhnlich glatter Trommel, endlich die *französische Bauwinde* (Fig. 24, Text, und constructive Details in Fig. 5 bis 7, Taf. XI), bei welcher statt der Trommel ein Kettenrad mit 3 bis 5 Zähnen, d. i. 6 bis 10 innere Gliedlängen im Umfang und eine kalibrierte Kette, d. i. eine solche mit durchwegs gleichen Kettengliedern*) angewendet ist, die in Frankreich zu Bauzwecken mit abweichender übriger Construction in ausgedehntem Maße in Verwendung steht und deshalb hier den Namen französische Winde erhielt. Die Winde in Fig. 24, Text, ist von Mégy-Echeverria-Bazan in Paris mit einer eigenartigen sogenannten Sicherheitsbremse ausgestattet, die in der an das Getriebe anschließenden Trommel eingeschlossen,***) übrigens ein nebensächliches Constructionsdetail ist.

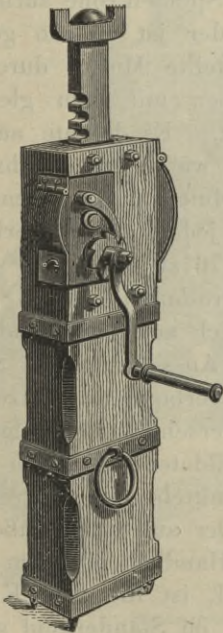
*) Die Dimensionen kalibrirter Ketten von Georg Kieffer in Ehrenfeld-Köln sind in der Tabelle *Note zu Seite 46* enthalten.

**) Detailzeichnungen dieser, bei unseren Constructionen nicht gebräuchlichen und deshalb vom Verfasser in den, ebenfalls den Ausführungen von Mégy-Echeverria-Bazan entnommenen, constructiven Figuren 5 bis 7, Taf. XI, gar nicht zur Anwendung gebrachten complicirten Bremsvorrichtung sind enthalten in *Riedler*, Personen- und Lastenaufzüge, und *Uhland*, prakt. Maschinen-Constructeur.

Einfache Trommelwinden, nach Art der einfachen Bauwinde, jedoch mit abweichender Ständerconstruction kommen als sogenannte *Wandaufzugmaschinen* zur Anwendung (Fig. 25 und 26, Text).

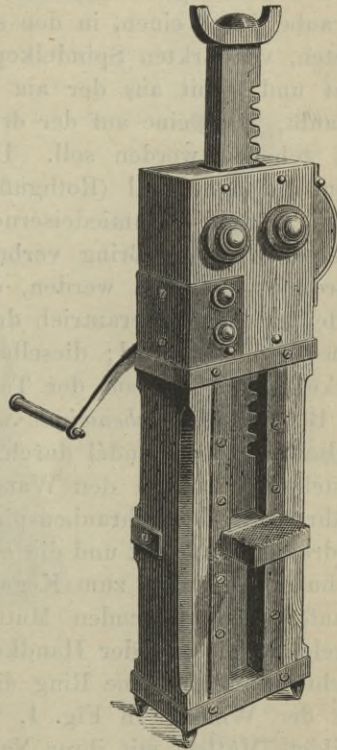
In besonderen Fällen sind Trommelwinden oder Kettenradwinden direct mit einer Antriebsdampfmaschine versehen und führen dann den Namen *Dampfwinden*. Eine solche mit Windentrommel und Antrieb durch eine unter 90° gekuppelte Zwillingsmaschine ist

Fig. 12.



Stockwinde

Fig. 13.



Pratzenwinde

nach Ausführung von J. Körösi in Andritz bei Graz.

in Fig. 27, Text, und eine mit Kettenrad und Antrieb durch eine ein cylindrige Dampfmaschine in Fig. 28, Text, dargestellt.

2. Haupttheile der Winden. Der wesentliche Bestandtheil jeder der genannten vier Arten von Winden, welcher als unterscheidendes Merkmal dient, ist schon durch die Benennung gekenn-

zeichnet. Er ist bei der *Schraubenwinde* die flachgängige Schraube, bei der *Zahnstangenwinde* die Zahnstange, bei der *Trommelwinde* die Trommel und endlich bei der *Kettenradwinde* das Kettenrad. Zu diesen Theilen kommen nun jene Maschinenelemente, welche bei beiden ersten Windenarten die geradlinige, bei den beiden letzteren die Drehbewegung bewirken.

Bei der *einfachen Schraubenwinde* (Fig. 7, Text) wird die Schraube durch einen, in den senkrecht zur Spindelachse durchbohrten, verstärkten Spindelkopf geschobenen Steckschlüssel gedreht und somit aus der am Ständer festen Mutter herausgeschraubt, wenn eine auf der drehbaren Spindelkrone aufliegende Last gehoben werden soll. Der Ständer ist einfach gebildet, indem die aus Metall (Rothguß) hergestellte Mutter durch drei schief gestellte schmiedeiserne Säulchen mit dem gleichfalls schmiedeisernen Fußring verbunden ist. Es könnte auch die Anordnung getroffen werden, dass die wie bei der Schraubenwinde mit Kegelrädern antrieb drehbare Mutter durch einen Steckschlüssel bewegt wird; dieselbe liefert jedoch einen geringeren Wirkungsgrad, wie aus der Tabelle S. 76 zu ersehen.

Bei der *Schraubenwinde mit Kegelradantrieb* (Fig. 8, Text) ist die Schraubenspindel durch die seitlich aus dem Ständer hervorstehende und an den Wangen des Ausschnittes im Ständer geführte, mit der Schraubenspindel fest verbundene Pratze gegen Verdrehung gesichert und die achsiale Verschiebung erfolgt durch Drehung der außen zum Kegelrad gebildeten, zwischen Lageranläufen sich drehenden Mutter, vermittels des eingreifenden Kegelgetriebes und der Handkurbel. Der am Ständerfuße angebrachte schmiedeiserne Ring dient als Handhabe für den Transport der Winde. In Fig. 1, Taf. VIII, ist die zum Kegelrad gebildete Mutter, mit ihrer Nabenhülse im Ständerkopf gelagert und durch einen, in die Ringnuth eingreifenden Schraubenstift, gegen achsiale Verschiebung gesichert; die Spindel wird durch die mit ihr in einem Stück hergestellte, mit Einkerbungen versehene Krone an der Drehung gehindert, indem sich diese gegen die zu hebende Last stemmt.

Bei der *hängenden Schraubenwinde mit Kegelrädern und Seilscheibe* ist die Schraubenspindel in dem aus Flacheisen und Eisenblech angefertigten Gehänge unverschiebbar gelagert. An

der im Gehänge gerade geführten Mutter hängt ein langer Kloben, der unten einen Haken trägt, wie bei einem Flasenzug. Das Gehänge ist oben mit vier Laufrollen versehen, welche auf zwei Flacheisenschienen laufen. Letztere sind mittels in der Zeichnung fortgelassener Hängearme an die Decke des Arbeitsraumes befestigt, in welchem die Winde zur Verwendung kommen soll und diese bestreicht somit den ganzen Raum den Lauf-

Fig. 14.

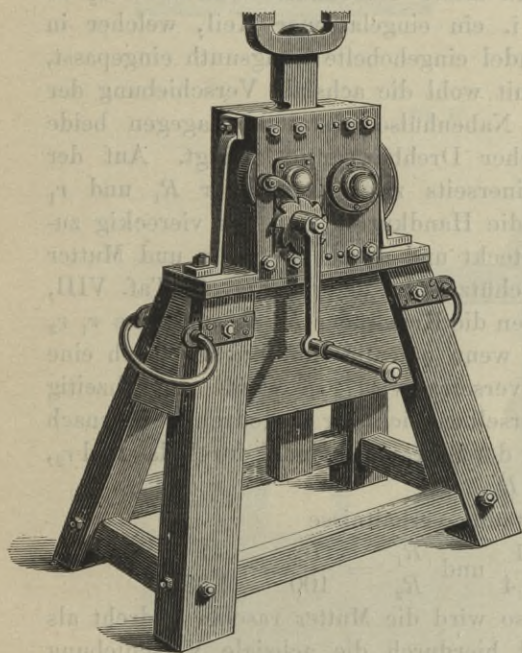
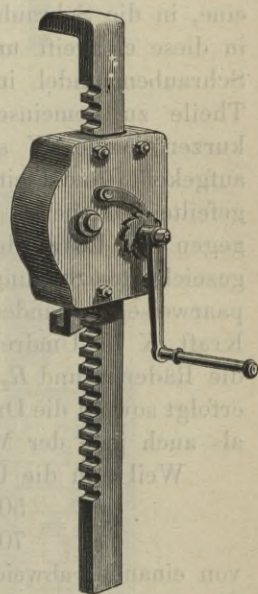


Fig. 15.



Bockwinde

Zugwinde

nach Ausführung von J. Körösi in Andritz bei Graz.

schiene entlang. Über die Seilscheibe wird ein endloses Hanfseil gehängt, und durch Ziehen an diesem das Heben oder Senken der Last bewerkstelligt.

Bei der *Schraubenwinde mit Schneckenantrieb* (Fig. 9, Text) ist die im Windenstock drehbar gelagerte Schraubenmutter außen zum Schneckenrad gebildet, in welches eine mittels Doppelkurbel drehbare Schnecke eingreift; die Schraubenspindel aber ist nur

geradlinig im Windenstock verschiebbar, indem sie durch die mit ihr fest verbundene Krone, welche sich gegen die zu hebende Last stemmt, an der Drehung gehindert wird.

Bei der *Differenzial-Schraubenwinde* (Fig. 9 bis 11, Taf. VIII) ist die außen zum Kegelrad R_2 gebildete Mutter im Ständer drehbar gelagert und durch die über die Spindel geschobene, glatt ausgebohrte gemeinsame Nabenhülse der beiden gleichen Kegelräder r_2 einerseits und ihren Lageranlauf andererseits gegen achsiale Verschiebung gesichert. In dieser Nabenhülse der Räder z_2 ist eine Feder befestigt, d. i. ein eingelassener Keil, welcher in eine, in die Schraubenspindel eingehobelte Längsnuth eingepasst, in diese eingreift und somit wohl die achsiale Verschiebung der Schraubenspindel in der Nabenhülse gestattet, dagegen beide Theile zu gemeinschaftlicher Drehbewegung zwingt. Auf der kurzen Welle W sind einerseits zwei Kegelräder R_1 und r_1 aufgekelt, andererseits ist die Handkurbel auf das viereckig zugefeilte Wellenende aufgesteckt und durch Schraube und Mutter gegen das Loswerden geschützt. In der in Fig. 9, Taf. VIII, gezeichneten Stellung greifen die Kegelräder $R_1 R_2$ und jene $r_1 r_2$ paarweise ineinander und wenn nun die Handkurbel durch eine Kraft K in Umdrehung versetzt wird, so werden gleichzeitig die Räder r_2 und R_2 in derselben Richtung umgedreht. Hiernach erfolgt sowohl die Drehung der Schraubenspindel durch das Rad r_2 , als auch jene der Mutter R_2 .

Weil nun die Übersetzungsverhältnisse

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{50}{70} = \frac{1}{1,4} \text{ und } \frac{R_1}{R_2} = \frac{75}{100} = \frac{1}{1,33}$$

von einander abweichen, so wird die Mutter rascher gedreht als die Schraubenspindel und hierdurch die achsiale Verschiebung der letzteren, entsprechend der Differenz der Winkelgeschwindigkeiten, bewirkt, also die Last Q gehoben oder gesenkt, je nach der Drehungsrichtung der Handkurbel. Es verhalten sich aber die Umdrehungszahlen der Räder $R_1 R_2$, beziehungsweise $r_1 r_2$ umgekehrt wie ihre Halbmesser und demnach erhält man, wenn n_1 die Umdrehungszahl der Handkurbelwelle, N_2 jene des Rades R_2 , n_2 jene des Rades r_2 bezeichnen,

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{r_1}{r_2} \text{ und } \frac{N_2}{n_1} = \frac{R_1}{R_2}.$$

Fig. 16.

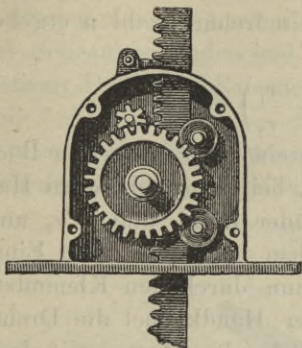


Fig. 17.

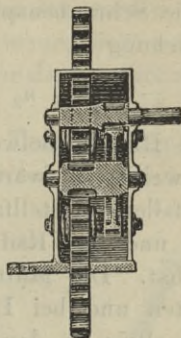
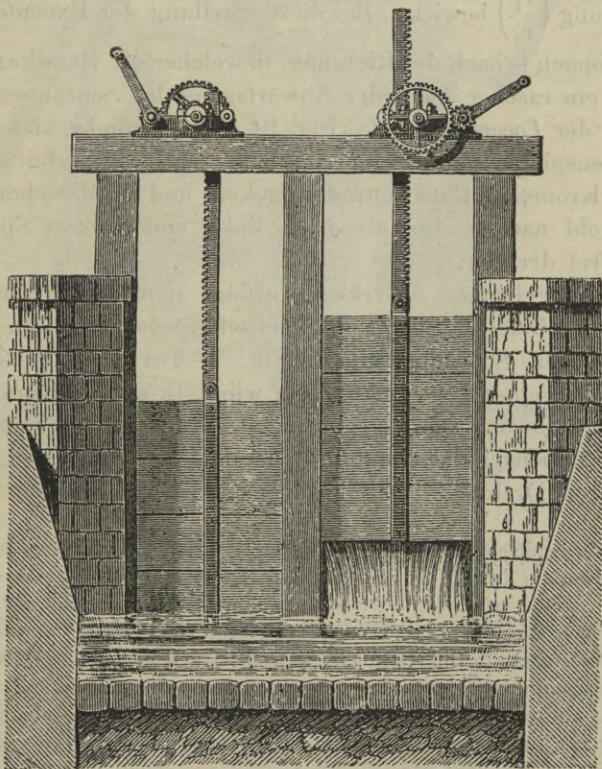


Fig. 18.



Zugvorrichtung für Schleußen und Schützen nach Ausführung von A. Piat in Paris.
(Fig. 16 bis 18.)

Somit wird die entsprechende relative Drehung der Mutter gegen die Schraubenspindel die Umdrehungszahl n ergeben nach der Gleichung

$$n = N_2 - n_2 = \left(\frac{R_1}{R_2} - \frac{r_1}{r_2} \right) n_1 \dots \dots \dots (70)$$

Die Handkurbelwelle ist in einer excentrischen Büchse gelagert, welche, aufwärts gedreht, bei oben stehendem Handhebel und einfallender Stellfalle die Räder R_1 R_2 und r_1 r_2 unten ausgerückt und das Rad r_1 mit dem oberen r_2 zum Eingriff gebracht hat. Die Mutter wird nun durch den Klemmbacken B angehalten und bei Drehung der Handkurbel die Drehung der Spindel allein in der nun feststehenden Mutter mit der Räderübersetzung $\left(\frac{r_1}{r_2} \right)$ bewirkt. Bei dieser Stellung der Excenterbüchse erfolgt sonach je nach der Richtung, in welcher die Handkurbel sich bewegt, ein rascher Auf- oder Abwärtsgang der Schraubenspindel.

Bei der *Locomotivwinde* (Fig. 10, Text) befindet sich auf der Schraubenspindel, unter der drehbaren mit Einkerbungen versehenen Krone, ein Ratschenrad aufgekeilt und ein Ratschenhebel*) mit sowohl nach rechts als nach links einlegbarem Sperrkegel darauf frei drehbar.

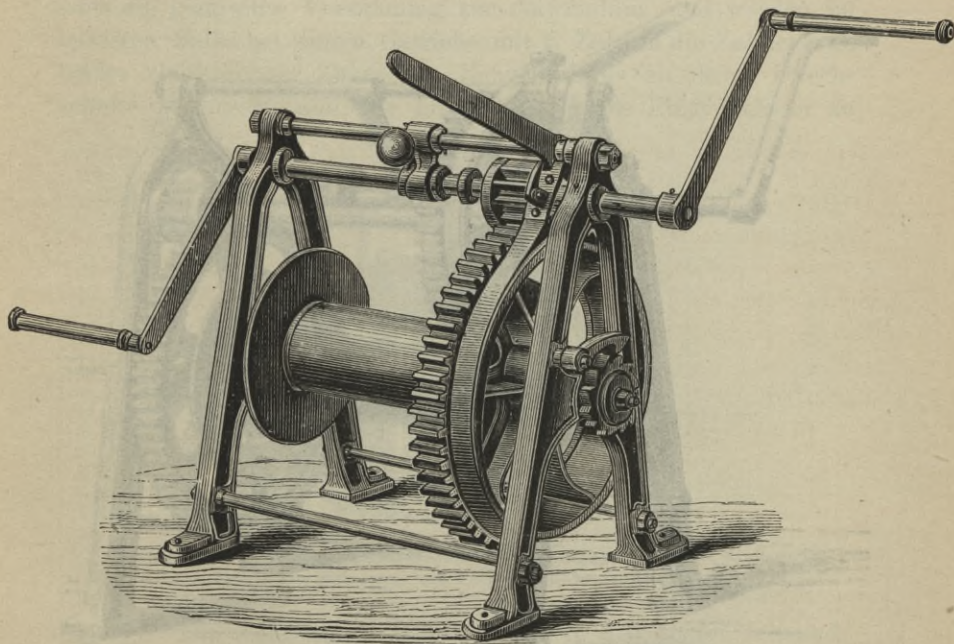
Bei eingelegtem Sperrkegel erfolgt nun die Drehung der Schraubenspindel mittels des Steckschlüssels genau so, wie bei der einfachen Schraubenwinde (Fig. 7, Text). Zum seitlichen Verschieben einer gehobenen Last, wie z. B. zum Einrücken einer entgleisten Locomotive, ist nun auf der unten im Rahmen liegenden Schraubenspindel ebenfalls eine Ratsche angebracht, und es wird durch Drehung der Schraubenspindel die mit dem Ständer-

*) Eine einfache Construction solcher Ratschen für Handvorschub ist bei den Sperrwerken in Fig. 11 und 12, Taf. II, zur Darstellung gebracht. Der Handhebel c ist hierbei über oder unter dem Sperrrad auf der Spindel frei drehbar, wogegen der in Fig. 10, Text, ersichtliche Hebelansatz, in welchen erst ein Steckschlüssel als Hebelarm einzusetzen ist, ein gegabeltes Hebelauge besitzt, zwischen dessen beide Lagerlappen sowohl das Sperrrad als auch der ∇ förmige, mit den beiden Schenkelspitzen angreifende Sperrkegel eingeschoben und letzterer im Charnirbolzen drehbar ist. Diese Hebelform ist auch an der in Fig. 10, Text, auf der unteren Spindel gezeichneten, in gleicher Weise ausgeführten Ratsche zu ersehen, welche für den Transport abziehbar ist und deshalb das Sperrrad auf einer im Hebel gelagerten Hülse aufgekeilt enthält.

fuß verbundene Mutter auf dem Rahmen verschoben. Die ganze Locomotivwinde ist somit principiell eine Zusammenstellung zweier einfacher Schraubenwinden und eine Abweichung liegt nur in dem constructiven Detail der Ratsche, gegenüber dem einfachen Steckschlüssel.

Die *Locomotivhebevorrichtung* (Fig. 11, Text) wird gewöhnlich mit hölzernen Böcken ausgeführt, an welche die Eisenbestand-

Fig. 19.



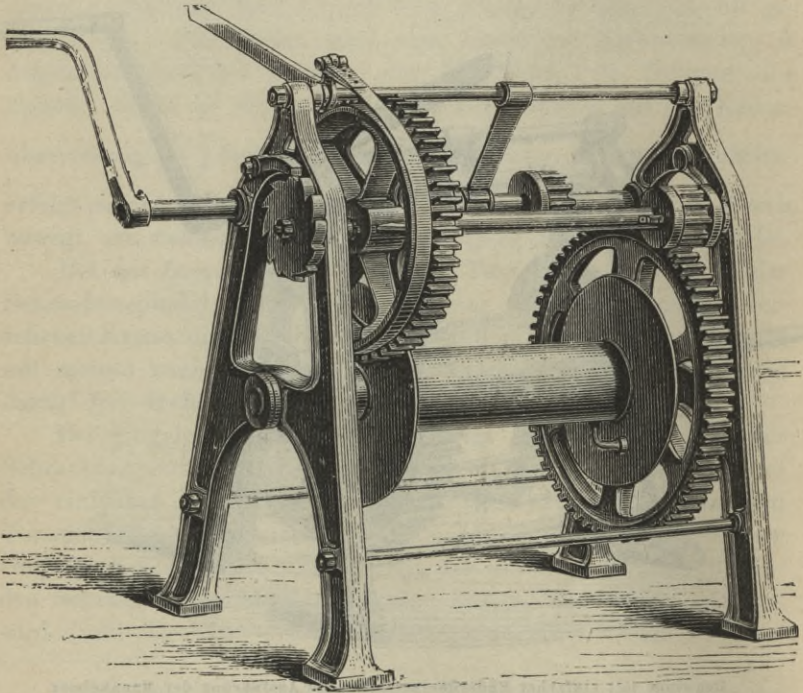
Bauwinde mit einfacher Räderübersetzung nach Ausführung der Mannheimer Maschinenfabrik Mohr & Federhaff in Mannheim.

theile in entsprechender Lage angeschraubt werden. Um die Aufstellung der Böcke jederzeit leicht so bewerkstelligen zu können, dass sich die Schraubenspindeln in verticaler Lage befinden, bedient man sich des Senkels und findet deshalb ein solches mit fixer Marke für das Einspielen der Senkelspitze bei verticaler Spindellage an jedem Bocke angebracht. Jeder Hebebock für sich betrachtet, repräsentirt eine Schraubenwinde mit

Antrieb durch doppelte Räderübersetzung und Handkurbeln. Das Mutterstück ist an verticalen Quadratischeisenschienen zwischen den aufrechten Wangen des Bockes gerade geführt.

Die Zugvorrichtung für Schleußen mit flachgängiger Schraubenspindel und Kegelrädern (Fig. 14, Taf. VIII) ist mit ihrer, die beiden Lager vereinigenden Lagerfußplatte auf dem Kopfbalken der Schleußenumrahmung aufgeschraubt.

Fig. 20.

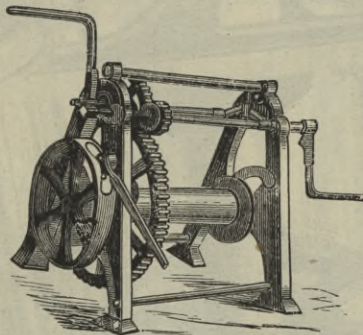


Bauwinde mit doppelter Räderübersetzung nach Ausführung der Mannheimer Maschinenfabrik Mohr & Federhaff in Mannheim.

Die Zahnstangenwinden enthalten als Hauptbestandtheile die, bei Stockwinden nur oben mit drehbarer Krone und bei den sogenannten Prätzenwinden überdies mit seitlich abgebogener Prätze versehene Zahnstange und das eingreifende Getriebe, ferner eine einfache oder doppelte Räderübersetzung durch Stirnräder nebst Handkurbel und den diese Theile vereinigenden Windenstock.

Die allgemeine Anordnung der Räderübersetzung ist im Räder-schema (Fig. 15 und 16, Taf. VIII) ersichtlich. Die wesentlichen Constructionsdetails sind aus den Fig. 1 bis 6, Taf. IX, einer Pratzwinde zu entnehmen. Der leichten Transportfähigkeit wegen ist der Stock gewöhnlich aus Eichenholz oder überhaupt aus hartem Holz und die übrigen Theile sind aus Schmiedeisen, möglichst leicht gehalten. Wegen der kleinen Zähnezahlen der Getriebe (3 bis 5) kommt hierbei die doppelte Punktverzahnung oder die gemischte Verzahnung zur Anwendung und werden im letzteren Falle bei einem Getriebe mit 3 Zähnen die Zahncurven beider eingreifender Zähne am Zahnkopf bis zu ihrem Durchmesser verlängert, um eine hinreichend große Eingriffsdauer zu

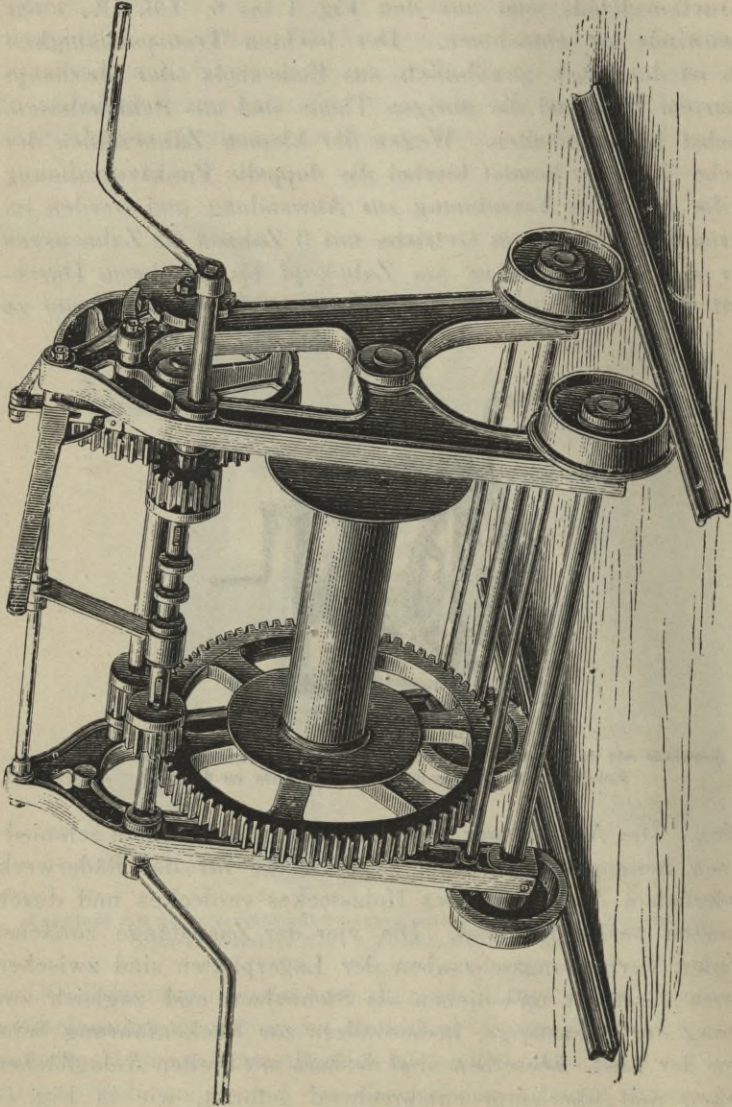
Fig. 21.



**Bauwinde mit doppelter Räderübersetzung nach Ausführung von G. Kieffer,
Fabrik von Hebzeugen und Ketten in Köln am Rhein.**

erzielen. Die Achsenlager befinden sich in den beiden schmiedeisernen Seitenplatten, welche zugleich die für das Räderwerk erforderlichen Ausschnitte des Holzstockes verdecken und durch Schrauben verbunden sind. Die vier der Zahnstange zunächst liegenden Verbindungsschrauben der Lagerplatten sind zwischen letzteren verstärkt und dienen als Stehbolzen und zugleich zur Führung der Zahnstange, insbesondere zur Rückenführung beim Heben der Last. Dieselben sind deshalb mit breiten Anlagflächen versehen und überhaupt entsprechend geformt, wie in Fig. 5, Taf. IX, zu ersehen. Der Holzstock ist unterhalb der Lagerplatten durch Bandeisenstreifen armirt, zum Schutze gegen das

Fig. 22.



Auf Rollen laufende Trommelwinde mit doppelter Räderübersetzung, nach Ausführung der Mannheimer Maschinenfabrik
Mohr & Federhaff in Mannheim.

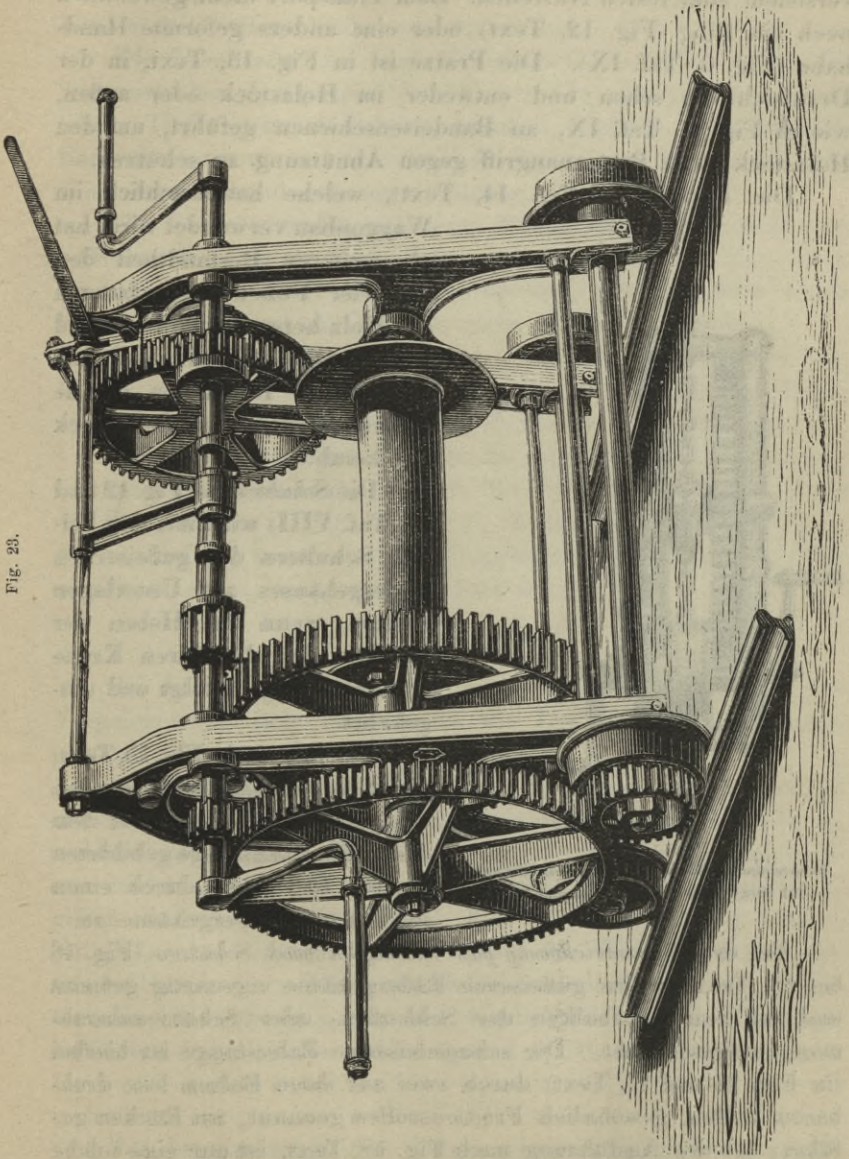


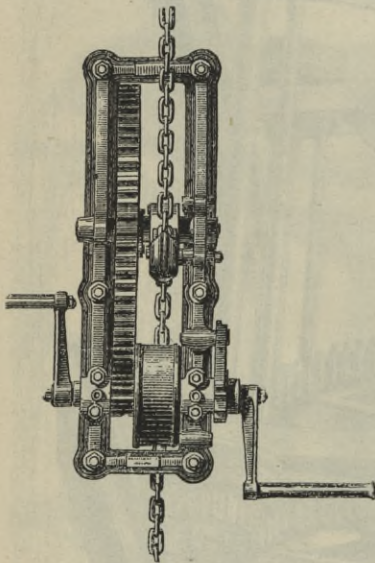
Fig. 23.

Durch Handkarbel und Zahnräderantrieb fahrbare Trommelwinde mit doppelter Räderübersetzung, nach Ausführung der Mannheimer Maschinenfabrik Mohr & Federhaff in Mannheim.

Abschlagen des Holzes und am Fuße mit schmiedeisernen Stollen versehen, zum festen Anstellen. Zum Transport dient gewöhnlich noch ein Ring (Fig. 12, Text) oder eine anders geformte Handhabe (Fig. 6, Taf. IX). Die Pratze ist in Fig. 13, Text, in der Draufsicht zu sehen und entweder im Holzstock oder außen, wie in Fig. 2, Taf. IX, an Bandeisenschienen geführt, um den Holzstock beim Pratzenangriff gegen Abnützung zu schützen.

Die *Bockwinde* (Fig. 14, Text), welche hauptsächlich im

Fig. 24.



Französische Bauwinde nach Ausführung von Megy-Echeverria-Bazan in Paris.

Waggonbau verwendet wird, hat als weiteren Bestandtheil den mit vier Füßen ausgestatteten Bock und zwei seitliche Handhaben zum Transport. Die unten gerade Zahnstange reicht aus dem Stock frei herab.

Die *Schubwinde* (Fig. 12 und 13, Taf. VIII) wird mit den beiden Schultern des gußeisernen Rädergehäuses auf Unterlagen gesetzt, wenn das Heben der Last an der drehbaren Krone der Zahnstange erfolgt und umgekehrt.

Die *Zugwinde* (Fig. 15, Text) greift die einander zu nähernden Gegenstände einerseits mit dem durch die Zahnstange gebildeten Haken, andererseits durch einen solchen am Rädergehäuse an.

Bei der *Zugvorrichtung für Schleußen und Schützen* (Fig. 16 bis 18, Text) ist das gußeiserne Rädergehäuse eigenartig geformt und auf dem Kopfbalken der Schleußen- oder Schützenumrahmung aufgeschraubt. Die schmiedeiserne Zahnstange ist hierbei (in Fig. 16 und 17, Text) durch zwei auf ihren Bolzen lose drehbaren Rollen, gewöhnlich Frictionsrollen genannt, am Rücken geführt; bei der Ausführung nach Fig. 18, Text, ist nur eine solche Führungsrolle vorhanden. Bei den gewöhnlichen Schützenauf-

zügen der Wasserräder und Turbinen kommen gußeiserne Zahnstangen und gußeiserne Getriebe mit 11 bis 15 (gewöhnlich 13) Zähnen mit Seitenscheiben zur Anwendung.

Die *Trommelwinden* und *Kettenradwinden* haben außer der Trommel, beziehungsweise dem Kettenrade alle übrigen wesentlichen Theile gemeinschaftlich, nämlich einfache oder doppelte Räderübersetzung und Handkurbel, Sperr- und Bremswerk und einen entsprechend geformten Ständer.

Die Vorgelegewelle, auf deren Enden die Handkurbeln aufgesteckt sind, ist in ihren Lagern verschiebbar, so dass beim Niederlassen der Last mittels der Bremse, die Zahnräder außer Eingriff stehen und die Kurbeln nicht mitbewegt werden.

Bei den Winden mit doppelter Räderübersetzung sind drei Einstellungen der die Kurbeln tragenden oder ersten Vorgelegewelle durch achsiale Verschiebung derselben erforderlich.

Bei der ersten Einstellung ist die doppelte Räderübersetzung eingerückt und es beträgt sonach die Räderübersetzung i , wenn die Zähnezahlen in Fig. 20 bis 23, Text, wie im Räderschema Fig. 6, Taf. II, von der ersten Vorgelegewelle zur Trommelwelle schreitend mit z_1 z_2 z_3 z_4 bezeichnet werden

$$i = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4}.$$

Bei der zweiten Einstellung ist z_1 ausgerückt und die erste Vorgelegewelle steht still, wenn die Last mittels der Bremse abwärts gelassen wird.

Bei der dritten Einstellung bleibt z_1 ausgerückt, dagegen ist ein zweites, auf der ersten Vorgelegewelle sitzendes Getriebe z_3 , welches mit jenem z_3 auf der zweiten Vorgelegewelle gleich dimensionirt ist (Fig. 20, 22 und 23, Text) oder das selbst mit z_3 gleich dimensionirte Getriebe z_1 (Fig. 21, Text, und Fig. 1 bis 4, Taf. XI) in z_4 eingerückt worden und die Winde befindet sich nun im Stande einer Winde mit einfacher Räderübersetzung, indem nun die Übersetzung i_1 von der Kurbelwelle auf die Trommelwelle nur mehr die der Räder z_3 und z_4 ist, nämlich:

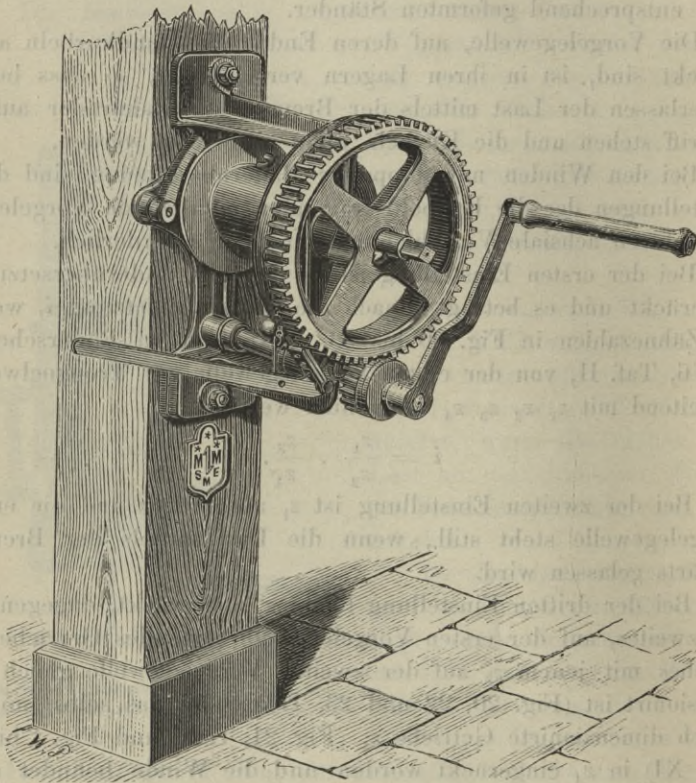
$$i_1 = \frac{z_3}{z_4}.$$

Man benützt sohin zum Heben schwerer Lasten die doppelte Räderübersetzung, dagegen zum Heben geringerer Lasten nur die

einfache Räderübersetzung, weil bei letzterer die Bewegung der Last rascher bewerkstelligt wird.

Um die Vorgelegewelle in ihren zwei Stellungen bei einfacher Räderübersetzung und in ihren drei Stellungen bei doppelter Räderübersetzung gegen achsiale Verschiebung zu sichern, ist

Fig. 25.



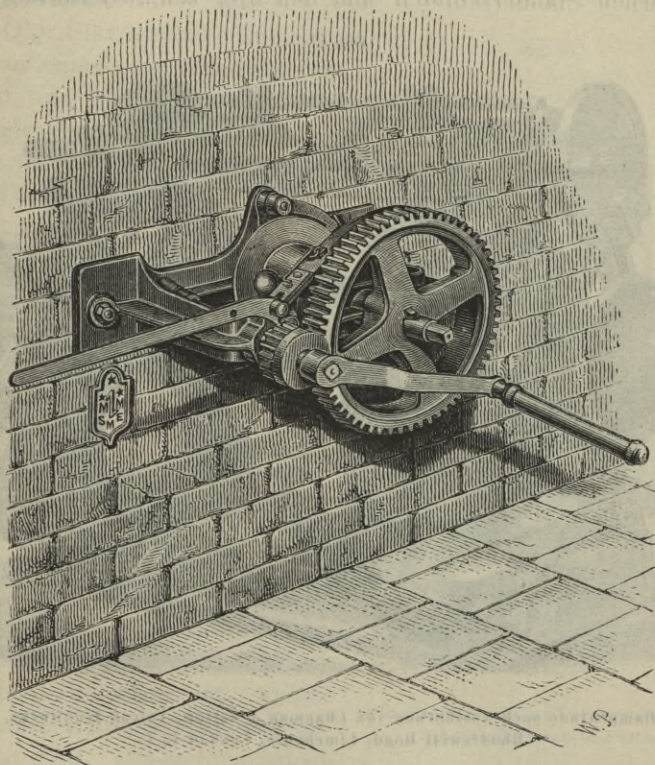
Wandaufzugmaschine an einer Säule befestigt, nach Ausführung der Mannheimer Maschinenfabrik Mohr & Federhaff in Mannheim.

dieselbe mit Eindrehungen oder mit Bunden oder Stellingungen versehen, in oder zwischen welche eine Falle eingelegt wird, welche auf der oberen Verbindungsstange drehbar ist wie in Fig. 19, 20, 22 und 23, Text, oder über einem Ansatz verschiebbar vertical

aufgehoben werden kann, wie in Fig. 1, Taf. X, Fig. 21, Text, und Fig. 1 bis 4, Taf. XI.

Bei den Winden mit einfacher Räderübersetzung sitzen Sperrrad und Bremsseiche auf der Trommelwelle, entweder wie in Fig. 19, Text, oder wie in Fig. 1 bis 3, Taf. X, angeordnet,

Fig. 26.



Wandaufzugmaschine an der Wand befestigt, nach Ausführung der Mannheimer Maschinenfabrik Mohr & Federhaff in Mannheim.

oder es befindet sich sowohl das Sperrrad als auch die Bremsseiche innerhalb der beiden Ständerschilde, beiderseits an die Trommel anschließend.

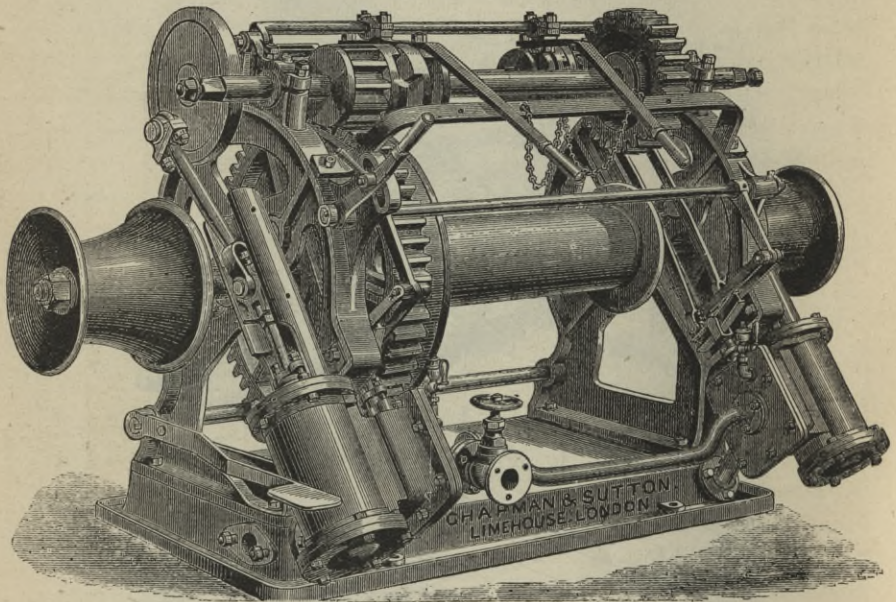
Bei den Winden mit doppelter Räderübersetzung sitzen Sperrrad

und Bremsseibe entweder auf der zweiten Vorgelegewelle, wie in Fig. 20, 22 und 23, Text, oder auch auf der Trommelwelle, wie in Fig. 21, Text, und Fig. 1 bis 4, Taf. XI.

In Fig. 19, 20, 22 und 23, Text, ist die Bremsseibe mit dem anschließenden Zahnrad in einem Stück, mit gemeinsamem Armkreuze gegossen.

Der Windenständer der *Bauwinden* wird aus den beiden gußeisernen Ständerschilden und den drei schmiedeisernen Ver-

Fig. 27.



Dampfwinde nach Ausführung von Chapman & Sutton, Vulcan Ironworks,
Rhodeswell Road, Limehouse, London E. C.

bindungsstangen durch Verschraubung gebildet. Die namentlich von französischen Fabrikanten versuchte Anwendung schmiedeiserner Seitenschilder, aus gebogenem Winkeleisen hergestellt, hat sich der hohen Herstellungskosten wegen nicht allgemeineren Eingang verschafft.

Die Fig. 19, 20 bis 23, Text, Fig. 1 bis 11, Taf. X, und Fig. 1 bis 4, Taf. XI, zeigen die gebräuchlichen Formen der

Ständerschilde, deren Querschnitt U oder T förmig wie in Fig. 7 und 8, Taf. X, gezeichnet, oder auch doppelt T förmig wie bei der Winde in Fig. 19, Text, ausgeführt.

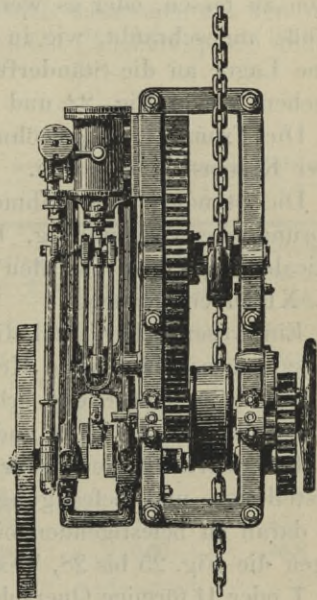
Die beiden Ständerschilde werden gewöhnlich zur Mittellinie symmetrisch angeordnet, also auch die beiden Vorgelegewellen der doppelten Winden in gleicher Höhe symmetrisch zur Ständermittellinie, um nicht zwei Gußmodelle zu deren Abformung zu erfordern.

Die Ständerfüße sind mit Schraubenlöchern versehen, um die Winde nöthigenfalls auf eine Unterlage (gewöhnlich Holzunterlage) festschrauben zu können.

Die Handkurbeln erhalten zweckmäßig eine am Kurbelstift drehbare Hülse als Handgriff, um die Hände des Mannes an der Kurbel vor Schwülen zu schützen. Diese Hülsen werden entweder aus Holz hergestellt wie in Fig. 5, Taf. X, und an beiden Enden mit Eisen- oder Messingringen armirt, oder sie werden, namentlich wenn die Winden im Freien verwendet werden sollen, aus einem Stück Gasrohr hergestellt, wie in Fig. 6, Taf. X, wobei der Kurbelstift an seinen Enden mit Ansätzen versehen ist, welche dem inneren Rohrdurchmesser angepasst sind. Oft werden jedoch auch die Handkurbeln der größeren Einfachheit wegen ohne Hülse, aus einem mit Nabe versehenen Rundeisenstück oder besonders geformten Schmiedestück hergestellt, wie in den Fig. 21 und 22, Text.

Die Befestigung der Kurbeln auf den Wellenenden erfolgt entweder durch Aufkeilung auf die rund abgedrehten Enden oder durch Aufstecken auf die angefeilten Vierecke und Feststellung

Fig. 28.



Dampfwinde nach Ausführung von Megy-Echeverria-Bazan in Paris.

durch einen conischen Stift wie in Fig. 1 und 4, Taf. X, oder durch eine vorgeschraubte Mutter wie in Fig. 6, Taf. XI.

Die beiden Kurbeln werden so befestigt, dass die Kurbelarme einen Winkel von 120° einschließen, um möglichst gleichförmige Anstrengung der an beiden Kurbeln drehenden Männer zu erzielen. Soll die Winde fahrbar sein, so wird sie auf Rollen (Fig. 11, Taf. X) gestellt und es werden die Lager für die Rollachsen entweder vertical verstellbar angeordnet, wie in Fig. 9, Taf. X, um die Winde an Ort und Stelle am Ständerfüße aufstehen zu lassen, oder es werden geschlossene Lager an die Ständerfüße angeschraubt, wie in Fig. 10, Taf. X, oder endlich unten offene Lager an die Ständerfüße angegossen und mit Lagerdeckel versehen wie in Fig. 22 und 23, Text.

Die Trommel ist gewöhnlich glatt, selten mit schraubenförmiger Kettenspur versehen.

Die Ständer- oder Rahmenform der *französischen Bauwinde* ursprünglicher Ausführung, bestimmt zur Befestigung an eine verticale Wand, ist aus den Fig. 24, Text, und Fig. 5 bis 7, Taf. XI zu entnehmen.

Ein wesentlicher Theil dieser Kettenradwinden ist das Führungsgehäuse, welches die Kette in das Kettenrad in entsprechend langem Bogen eingreifend erhält. Die Form desselben ist gleichfalls aus den Fig. 24, Text, und Fig. 5 bis 7, Taf. XI, zu entnehmen.

Besondere Ständer- oder Rahmenformen entsprechend ihrer Aufstellungs- und Befestigungsart, und nach den Anforderungen der daran zu befestigenden oder zu montirenden Maschinentheile, zeigen die Fig. 25 bis 28, Text. Auch bei diesen ist gewöhnlich der T oder U förmige Querschnitt für die Ständer- oder Rahmentheile angewendet.

3. Dimensionsbestimmung. Mit Rücksicht auf die Reibungswiderstände wird die am Hebelarm a der einfachen Schraubenwinde beziehungsweise am Kurbelhalbmesser a der übrigen Winden *zum Heben einer Last Q wirklich erforderliche Kraft K^**) größer

*) Hinsichtlich der *Leistung des Menschen und der Thiere* kann man im Durchschnitt nehmen, wenn K die mittlere Kraft in kg, c die mittlere Geschwindigkeit ihres Angriffspunktes in Metern pro Secunde und L die Leistung in Meterkilogramm pro Secunde bezeichnen:

sein als die sich nach dem Übersetzungsverhältnisse allein, ohne Rücksicht auf Widerstände ergebende *theoretische Kraft* K_0 und es bezeichnet wieder wie in Gl. (32) das Verhältniß

$$\eta = \frac{K_0}{K} \dots \dots \dots (32)$$

den Wirkungsgrad der Winde. Hieraus ergibt sich wieder wie in Gl. (33)

$$K = \frac{1}{\eta} \cdot K_0 \dots \dots \dots (33)$$

Der Wirkungsgrad η aber setzt sich zusammen aus den Wirkungsgraden der die Maschine bildenden Elementenpaare und ist gleich dem Produkte derselben.

a) *Leistung bei einer mittleren Arbeitszeit von 8 Stunden* (nach Weisbach's Ingenieur, S. 569):

Geschöpf	Gewicht kg	Maschine	Mittlere Kraft K kg	Mittlere Geschwindigkeit c^m pro Secunde	Leistung pro Secunde in mk
Mensch	70	ohne Maschine	14	0,78	10,9
„		am Hebel	6	0,75	4,5
„		an der Kurbel	8	0,75	6,0
„		am Göppel	12	0,62	7,4
Pferd	375	ohne Maschine	56	1,25	70
„		am Göppel	45	0,90	40,5
Ochse	300	ohne Maschine	56	0,78	43,7
„		am Göppel	60	0,60	36,0

b) *Kraft eines Arbeiters an Werkzeugen durch kurze Zeit* (nach „Technische Brieftasche für Maschinen-Ingenieure“):

Am Schraubenschlüssel	34 kg
„ Schraubstockschlüssel	30 „
An der Kurbel	27 „
Am Handhobel	20 „
An der Handsäge	15 „

c) *Kraft eines Arbeiters durch kurze Zeit* (entsprechend der gleichen Angriffsweise nach b):

Am vertical bewegten Pumpenhebel . . .	30 kg
„ Steckschlüssel der Schraubenwinde .	34 „

Nachstehende Tabelle enthält den Wirkungsgrad η für die einfache Schraubenwinde für folgende Verhältnisse und Bezeichnungen:*)

r = mittlerer Halbmesser des Gewindes in Millimeter,
 s = Steigung des Gewindes oder Ganghöhe bei einer Windung, in Millimeter,

$\left(\frac{s}{2r\pi}\right)$ = Steigungsverhältnis des Gewindes,

r_1 = Halbmesser der Spurzapfenreibung in Millimeter,

r_2 = Halbmesser der Halszapfenreibung in Millimeter,

$\mu = 0,1$ = Coëfficient der gleitenden Reibung an den Gewindgängen,

$\varphi = 0,08$ = Coëfficient der Zapfenreibung,

$a = 8r$ = Hebelarm der Kraft K .

Tabelle des Wirkungsgrades der einfachen Schraubenwinde.

Einrichtung der Winde	Steigungsverhältnis $\left(\frac{s}{2r\pi}\right)$						
	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,10	0,125
	Wirkungsgrad η						
Die Spindel wird gedreht $r_1 = 0,5 r$; $r_2 = r$; $a = 8 r$	0,219	0,259	0,296	0,328	0,357	0,408	0,463
Die Mutter wird gedreht $r_1 = 1,5 r$; $r_2 = 2 r$; $a = 8 r$	0,151	0,183	0,210	0,236	0,260	0,304	0,352

Diese Tabelle kann man auch für wenig abweichende Verhältnisse mit hinreichender Genauigkeit zur Schätzung des Wirkungsgrades benutzen.

*) Nach Weisbach-Herrmann, Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinenmechanik. Zweite Aufl. 3. Th. 2. Abth. S. 29.

Die allgemeine Formel, nach welcher diese Tabelle berechnet ist, die man in speciellen Fällen zur Ausrechnung des Wirkungsgrades anzuwenden hat, lautet:

$$\eta = \frac{a - \varphi r_2}{a} \cdot \frac{\frac{s}{2r\pi} \left(1 - \mu \frac{s}{2r\pi}\right)}{\frac{s}{2r\pi} + \mu + \left(1 - \mu \frac{s}{2r\pi}\right) \varphi \frac{r_1}{r}}$$

Mit denselben Bezeichnungen wird die erforderliche theoretische Kraft K_0 bei der *einfachen Schraubenwinde*, entsprechend der Arbeitsgleichung:

$$K_0 \cdot 2a\pi = Q \cdot s \dots \dots \dots (71)$$

$$K_0 = \frac{s}{2a\pi} \cdot Q \dots \dots \dots (72)$$

Für die Dimensionirung der flachgängigen Schraubenspindel aus Schmiedeisen oder Bessemerstahl kann man, wenn noch d den äußeren und d_1 den inneren Gewindedurchmesser in Millimeter bezeichnet, die Steigung nehmen:

$$s = \frac{d}{5} = \frac{d_1}{4} \dots \dots \dots (73)$$

und den erhaltenen Wert passend, gewöhnlich nach dem englischen Zoll abrunden.*) Die Gewindetiefe wird gleich der halben Steigung also $\left(\frac{s}{2}\right)$ und die Mutterlänge gleich $2d$. Kann die Mutter nicht genug lang gemacht werden, so nimmt man den Spindeldurchmesser d entsprechend größer.

Den Durchmesser d_1 kann man für gewöhnliche Fälle für die gleiche Beanspruchung $S = 2,8 \text{ kg/qmm}$ wie scharfgängige Schrauben berechnen, also für $Q = P$ nach der Gl.

$$d_1 = 0,67 \sqrt{P} \dots \dots \dots (74)$$

deren Werte, soweit sie dort hingehören, in der Tabelle der Schrauben nach Whitworth's Scala (Note zu S. 20) enthalten sind.

1. *Beispiel.* Eine einfache Schraubenwinde nach Fig. 5 bis 7, Taf. VII, hat folgende Dimensionen:

$$d = 65 \text{ mm}; s = \frac{1}{2} \text{ Zoll engl.} = 12,7 \text{ mm};$$

$$d_1 = d - s = 52,3 \text{ mm}; r = \frac{1}{2} \left(d_1 + \frac{s}{2} \right) = 29,325 \text{ mm}.$$

Es ist zu berechnen, welche Last Q mit derselben gehoben werden kann und wie groß hierbei die Beanspruchung des Kernquerschnittes der Schraubenspindel wird, wenn am Hebelarm $a = 550 \text{ mm}$ zwei Männer mit je 34 kg wirken.

*) Da die Schraubenspindel auf der Drehbank geschnitten wird und diese gewöhnlich eine Leitspindel mit englischem Gewinde hat (2 bis 4 Gänge auf einen Zoll englisch), so wird man auch die Steigung s nach dem englischen Zoll abrunden und in der Zeichnung cotiren, da anderenfalls besondere Wechselräder erforderlich sind, um mittels englischer Leitspindel ein metrisches Gewinde zu schneiden. Für die Aufsuchung des betreffenden englischen Maßes kann die Schraubentabelle (Note S. 20) dienen.

Es ist

$$\left(\frac{s}{2r\pi}\right) = \frac{12,7}{2 \cdot 29,325 \cdot 3,142} = 0,068 \sim 0,07$$

und somit nach der Tabelle S. 76 der Wirkungsgrad (die Spindel wird gedreht)

$$\eta = 0,328.$$

Nach Gl. (33 wird wegen

$$K = 2 \cdot 34 = 68 \text{ kg}$$

die theoretische Kraft

$$K_0 = \eta \cdot K = 0,328 \cdot 68 = 22,304 \sim 22,3 \text{ kg}$$

und somit nach Gl. (72

$$Q = \frac{2a\pi}{s} \cdot K_0 = \frac{2 \cdot 5503,142}{12,7} \cdot 22,3 = 6067,8 \sim 6000 \text{ kg.}$$

Nun ist der Kernquerschnitt der Schraubenspindel

$$F = d_1^2 \frac{\pi}{4} = 52,3^2 \cdot \frac{\pi}{4} = 2148,3 \text{ qmm}$$

und somit die Beanspruchung

$$S = \frac{Q}{F} = \frac{6000}{2148,3} = 2,79 \sim 2,8 \text{ kg/qmm.}$$

2. *Beispiel.* Es soll eine einfache Schraubenwinde nach Fig. 5 bis 7, Taf. VII, ausgeführt werden für die Last $Q = 6000 \text{ kg}$ und wird vorausgesetzt, dass zu ihrer Bewältigung zwei Männer mit je 34 kg am Hebelarme a wirken. Es sind die Dimensionen der Spindel und die Länge a des Hebelarmes des Steckschlüssels und endlich der Durchmesser des letzteren zu bestimmen.

Nach Gl. (74 ergibt sich für $P = Q = 6000 \text{ kg}$ der Kerndurchmesser der Schraubenspindel

$$d_1 = 0,67 \sqrt{P} = 0,67 \cdot \sqrt{6000} = 0,67 \cdot 77,46 = 51,898 \sim 52 \text{ mm}$$

und folglich nach Gl. (73) die Steigung

$$s = \frac{d_1}{4} = \frac{52}{4} = 13,$$

welche nach dem englischen Zoll abgerundet ergibt $s = \frac{1}{2}$ Zoll engl. = $12,7 \text{ mm}$, d. i. 2 Gänge auf 1 Zoll englisch oder 10 Gänge auf 127 mm . Hiermit ergibt sich der äußere Gewindedurchmesser

$$d = d_1 + s = 52 + 12,7 = 64,7 \sim 65 \text{ mm}$$

und für diese Abrundung

$$d_1 = d - s = 52,3 \text{ mm}$$

und der mittlere Halbmesser des Gewindes

$$r = \frac{1}{2} \left(d_1 + \frac{s}{2} \right) = 29,325 \text{ mm.}$$

Demnach wird das Steigungsverhältnis

$$\left(\frac{s}{2r\pi}\right) = \frac{12,7}{2 \cdot 29,325 \cdot 3,142} = 0,068 \sim 0,07$$

und nach der Tabelle S. 76 der Wirkungsgrad (die Spindel wird gedreht)

$$\eta = 0,328.$$

Die Gl. (33 ergibt hiermit wegen

$$K = 2 \cdot 34 = 68 \text{ kg}$$

die theoretische Kraft

$$K_0 = \eta K = 0,328 \cdot 68 = 22,304 \approx 22,3 \text{ kg}$$

und endlich die Gl. (72) den Hebelarm

$$a = \frac{s}{2\pi} \cdot \frac{Q}{K_0} = \frac{12,7 \cdot 6000}{2 \cdot \pi \cdot 22,3} = \frac{76200}{140,1} = 544 \approx 550 \text{ mm.}$$

Der Steckschlüssel ist auf Biegung beansprucht, durch die Kraft $K = 68 \text{ kg}$ am Hebelarme $a = 550 \text{ mm}$ und dessen Durchmesser d ergibt sich aus der Festigkeitsgleichung:

$$K \cdot a = S \cdot Z = S \cdot \frac{\pi}{32} d^3$$

wenn man um d möglichst klein zu erhalten, setzt $S = 10 \text{ kg/qmm}$ mit

$$d = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi S} \cdot K \cdot a} = \sqrt[3]{38090} = 33,7 \approx 33 \text{ mm.}$$

Anmerkung. Nach Ausrechnung einer Aufgabe wie die des 2. Beispiels ist es angezeigt, die *Proberechnung* vorzunehmen und kann das 1. Beispiel als Muster dieser Proberechnung für das 2. Beispiel dienen.

Bei der *Schraubenwinde mit Kegelhüderantrieb* wird die Mutter gedreht und es ergibt sich der Wirkungsgrad gleich dem Produkte des Wirkungsgrades der einfachen Schraubenwinde, bei der die Mutter gedreht wird (Tabelle S. 76), und dem Wirkungsgrad der Zahnräder und der zugehörigen Vorgelegewelle, welche letztere getrennt den folgenden beiden Tabellen zu entnehmen sind,*) entsprechend folgenden Bezeichnungen und Verhältnissen:

$$\begin{aligned} z_1 &= \text{Zähnezahl des Getriebes; } R_1 \text{ dessen Halbmesser in Millim.} \\ z_2 &= \text{„ „ Rades; } R_2 \text{ „ „ „ „} \end{aligned}$$

*) Nach Weisbach-Herrmann, Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinenmechanik, zweite Aufl. 3. Th. 2. Abth. S. 14 und 17. Die Tabelle für den Wirkungsgrad der Zahnräder ist für Stirnräder berechnet, angenähert aber auch für Kegelhüder gültig.

Die allgemeine Formel, nach welcher die Tabelle des Wirkungsgrades der Zahnräder berechnet ist, die man in speciellen Fällen zur Ausrechnung des Wirkungsgrades anzuwenden hat, lautet:

$$\eta = \frac{z_1}{z_1 + 0,33 \left(1 + \frac{z_1}{z_2}\right)}$$

Die allgemeine Formel, nach welcher die Tabelle des Wirkungsgrades der Vorgelegewelle berechnet ist, die man ebenfalls in speciellen Fällen zur Ausrechnung des Wirkungsgrades anzuwenden hat, lautet:

$$\eta = 1 - \left(1 + \frac{R_1}{a}\right) \varphi \frac{r}{R_1}$$

$i = \frac{z_1}{z_2} =$ Übersetzungsverhältnis,

$r =$ Zapfenhalbmesser der Vorgelegewelle in Millimeter,

$a =$ Kurbelhalbmesser in Millim. = Hebelarm der Kraft K ,

$\varphi = 0,08 =$ Coëfficient der Zapfenreibung.

Tabelle des Wirkungsgrades der Zahnräder.

Zähnezahl der Getriebes z_1	Übersetzungsverhältnis $i = \frac{z_1}{z_2}$							Zahn- stange
	1	0,75	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	
	Wirkungsgrad η							
5	0,883	0,897	0,909	0,916	0,921	0,927	0,932	0,938
6	0,901	0,912	0,923	0,929	0,933	0,938	0,943	0,948
7	0,914	0,923	0,934	0,938	0,942	0,946	0,951	0,955
8	0,924	0,932	0,941	0,946	0,949	0,953	0,957	0,960
10	0,938	0,945	0,952	0,956	0,959	0,962	0,965	0,968
12	0,948	0,954	0,960	0,963	0,965	0,968	0,971	0,973
15	0,957	0,963	0,968	0,970	0,972	0,975	0,977	0,978
20	0,968	0,972	0,975	0,978	0,979	0,981	0,983	0,983

Tabelle des Wirkungsgrades der Vorgelegewelle.

Zapfen- verhältnis $\left(\frac{r}{R_1}\right)$	Hebelverhältnis $\left(\frac{R_1}{a}\right)$				
	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{8}$
	Wirkungsgrad η				
0,5	0,940	0,947	0,950	0,953	0,955
0,4	0,952	0,957	0,960	0,963	0,964
0,3	0,964	0,968	0,970	0,972	0,973
0,2	0,976	0,979	0,980	0,981	0,982
0,1	0,988	0,989	0,990	0,991	0,991

Bezeichnet nun η_1 den Wirkungsgrad der Schraubenspindel mit ihrer Mutter, η_2 den Wirkungsgrad der Zahnräder, η_3 den Wirkungsgrad der Vorgelegewelle, so ergibt sich der Wirkungsgrad η ihrer Verbindung, also jener der Winde

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \dots \cdot \dots \quad (75)$$

Mit denselben Bezeichnungen wird die erforderliche theoretische Kraft K_0 bei der *Schraubenwinde mit Kegelhäderantrieb*, entsprechend der Arbeitsgleichung

$$K_0 \cdot 2 a \pi = Q \cdot s \cdot \frac{z_1}{z_2} \dots \dots \dots (76)$$

$$K_0 = \frac{s}{2 a \pi} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot Q \dots \dots \dots (77)$$

Die Schraubenspindel wird wie bei der einfachen Schraubenwinde für die Last Q dimensionirt (Gl. 73 und 74), und die Auflagfläche der die Mutter bildenden Radnabe, die Spurlagerfläche auf dem Lagerkranze so groß, dass der Abnützungsdruck $100 \text{ at} = 100 \text{ kg/qcm}$ oder 1 kg/qmm nicht überschreitet. Zur Ausgleichung der Abnützung wird eine Metallbüchse mit Borde oder ein Armirungsring wie in Fig. 1, Taf. VIII, angewendet.

Die Zahntheilung ist für Kegelhäder wie für Stirnräder bestimmt durch den Zahndruck, welcher bei Kegelhädern für die Festigkeitsberechnung streng genommen am mittleren Radius wirkend angenommen werden sollte, annähernd aber der Einfachheit wegen am äußeren Theilkreisradius R_1 des Getriebes concentrirt angenommen werden kann.

Bezeichnet nach der Cotirung in Fig. 4, Taf. VII, allgemein P den Zahndruck im Theilkreise in Kilogramm, hier an der Zahnspitze angreifend gedacht,

z die Zähnezahl,

t die Theilung in Millimeter,

$\left(\frac{t}{\pi}\right)$ die Stichzahl,

$\lambda = 0,7 t$ die Zahnlänge,

$k = 0,3 t$ die Zahnkopflänge,

$f = 0,4 t$ die Zahnfußlänge,

b die Zahnbreite in Millimeter,

$h = 0,5 t$ die Höhe des Zahnfußes in Millimeter,

$\frac{b}{t} = \psi$ das Verhältnis der Zahnbreite zur Theilung,

S die Beanspruchung des Zahnes in der stärkst gespannten Faser in Kilogramm auf einen Quadratmillimeter Querschnitt,

$Z = \frac{bh^2}{6}$ den Querschnittsmodul des Zahnfußquerschnittes,

R den Theilkreishalbmesser in Millimeter,
 $D = 2R$ den Theilkreisdurchmesser in Millimeter,
 so ergibt sich für den Kraftangriff an der Zahns Spitze nach Gl. (1

$$P\lambda = S \cdot Z = S \cdot \frac{bh^2}{6} \dots \dots \dots (1)$$

und nach Gl. (2

$$D = 2R = z \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) \dots \dots \dots (2)$$

Durch Einführung vorstehender Verhältnisse in Gl. (1 ergibt sich ferner

$$P \cdot 0,7t = S \cdot \frac{b \cdot 0,5^2 \cdot t^2}{6}$$

und hieraus

$$b \cdot t = 16,8 \cdot \frac{P}{S} \dots \dots \dots (78)$$

Durch Substitution von $\psi = \frac{b}{t}$ also $b = \psi t$ ergibt sich weiter

$$\psi t^2 = 16,8 \cdot \frac{P}{S} \dots \dots \dots (79)$$

und hieraus

$$t = \sqrt{\frac{16,8}{\psi S}} \cdot \sqrt{P} \dots \dots \dots (80)$$

Durch Einführung des Verhältnisses $\left(\frac{PR}{z}\right)^*$ erhält man ferner

$$t = \sqrt[3]{\frac{16,8 \cdot 2\pi}{\psi \cdot S}} \cdot \sqrt[3]{\frac{PR}{z}} \dots \dots \dots (81)$$

*) Aus Gl. (2 folgt:

$$t = \frac{2R\pi}{z}$$

Verbindet man diese Gl. mit jener (79 durch Multiplication, so erhält man

$$\psi \cdot t^3 = 16,8 \cdot \frac{P}{S} \cdot \frac{2R\pi}{z}$$

und hieraus

$$t = \sqrt[3]{\frac{16,8 \cdot 2\pi}{\psi \cdot S}} \cdot \sqrt[3]{\frac{PR}{z}}$$

Für die tabellarische Ausrechnung hat man auch

$$\left(\frac{PR}{z}\right) = P \cdot \left(\frac{t}{2\pi}\right).$$

Nimmt man für gewöhnliche Verhältnisse für die aus Gußeisen hergestellten Zahnräder der Windwerke

$$\left. \begin{aligned} \psi &= \frac{b}{t} = 2 \\ S &= 2,5 \text{ kg/qmm} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (82)$$

so ergibt sich

$$\psi S = 5 \dots \dots \dots (83)$$

und man erhält hiermit aus den Gl. (80 und (81 die folgenden:*)

$$t = 1,833 \sqrt{P} \dots \dots \dots (84)$$

$$t = 2,763 \sqrt[3]{\frac{PR}{z}} \dots \dots \dots (85)$$

Die aus Gl. (84 und (85 sich ergebenden Theilungen können im Allgemeinen nach einer beliebigen Scala abgerundet werden. Zweckmäßig ist es, dieselben nach ganzen Stichzahlen abzurunden, wonach man nach Gl. (2 stets eine ganze Zahl für den Durchmesser D erhält und kann man sich hierzu folgender Tabelle bedienen.

Tabelle für gußeiserne Zahnräder.

$$t = 1,833 \sqrt{P} = 2,763 \sqrt[3]{\frac{PR}{z}}; \psi \cdot S = 5.$$

$\left(\frac{t}{\pi}\right)$	t	P	$\left(\frac{PR}{z}\right)$	$\left(\frac{t}{\pi}\right)$	t	P	$\left(\frac{PR}{z}\right)$
2	6,283	11,6	11,6	12	37,699	421	2526
3	9,425	26,3	39,5	14	43,982	575	4025
4	12,566	46,4	92,8	16	50,265	742	5936
5	15,708	73,2	183,0	18	56,549	947	8523
6	18,850	105,2	305,6	20	62,832	1171	11710
7	21,991	143,7	503,0	22	69,115	1422	15642
8	25,133	185,6	742,4	24	75,398	1684	20208
9	28,274	236,7	1065,2	26	81,681	1985	25805
10	31,416	292,8	1464,0	28	87,965	2300	32200
11	34,558	355,4	1954,7	30	94,248	2630	39450

*) Hat man hiernach t und aus $\psi = \frac{b}{t}$ auch b berechnet und will dann t oder b ändern, so hat man im Hinblick auf Gl. (78 für die geänderten Werte $b_1 t_1 = b t$ zu nehmen.

Die Kurbel erhält folgende Dimensionen:

$a = 260 \text{ mm} =$ Kurbelhalbmesser,
 $l = 220 \text{ mm} =$ Länge des Kurbelgriffes,
 $d = 25 \text{ bis } 30 \text{ mm} =$ Durchmesser des eisernen Kurbelgriffes
 und kann man die Kraft eines Mannes an der Kurbel mit 27 kg annehmen (vergl. Note zu S. 75). Der Durchmesser d' der Vorgelegewelle kann der Tabelle S. 17 entnommen werden.

1. *Beispiel.* Eine Schraubenwinde mit Kegelräderantrieb nach Fig. 1, Taf. VIII, weist folgende Dimensionen auf:

$d = 65 \text{ mm}$; $s = \frac{1}{2} \text{ Zoll engl.} = 12,7 \text{ mm}$; $d_1 = d - s = 52,3 \text{ mm}$;
 $r = \frac{1}{2} \left(d_1 + \frac{s}{2} \right) = 29,325 \text{ mm}$; $z_1 = 6$; $z_2 = 25$; $\left(\frac{t}{\pi} \right) = 12$; $t = 37,699 \text{ mm}$;
 $b = 70 \text{ mm}$; $R_1 = 36 \text{ mm}$; $R_2 = 150 \text{ mm}$; $r = 16,5 \text{ mm}$; $a = 260 \text{ mm}$.

Es ist zu berechnen, welche Last Q mit derselben gehoben werden kann, und wie groß hierbei die Beanspruchung der Zahnräder wird, wenn an der Kurbel zwei Männer mit je 27 kg wirken.

Es ist das Steigungsverhältnis

$$\left(\frac{s}{2r\pi} \right) = \frac{12,7}{2 \cdot 29,325 \cdot \pi} = 0,068 \sim 0,07$$

und somit nach der Tabelle S. 76 der Wirkungsgrad (die Mutter wird gedreht) der Schraubenspindel und Mutter hinreichend genau

$$\eta_1 = 0,236;$$

ferner ist das Übersetzungsverhältnis

$$i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{6}{25} = 0,24$$

und somit nach der Tabelle S. 80 der Wirkungsgrad der Zahnräder, zwischen $i = 0,3$ und $0,2$ für $z_1 = 6$ geschätzt

$$\eta_2 = 0,935;$$

endlich ist das Hebelverhältnis

$$\left(\frac{R_1}{a} \right) = \frac{36}{260} = \frac{1}{7,22}$$

und das Zapfenverhältnis

$$\left(\frac{r}{R_1} \right) = \frac{16,5}{36} = 0,458$$

und somit nach der Tabelle S. 80 der Wirkungsgrad der Vorgelegewelle zwischen

$$\frac{R_1}{a} = \frac{1}{6} \text{ und } \frac{1}{8} \text{ und } \left(\frac{r}{R_1} \right) = 0,5 \text{ und } 0,4$$

geschätzt, hinreichend genau

$$\eta_3 = 0,960.$$

Es ergibt sich hiermit der Wirkungsgrad der Winde

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 0,236 \cdot 0,935 \cdot 0,960 = 0,212.$$

Weil nun

$$K = 2 \cdot 27 = 54 \text{ kg}$$

so ergibt die Gl. (33) die theoretische Kraft

$$K_0 = \eta \cdot K = 0,212 \cdot 54 = 11,448 \sim 11,5 \text{ kg},$$

womit sich nach Gl. (77) die zu hebende maximale Last Q ergibt, nämlich

$$Q = \frac{2a \cdot \pi}{s} \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot K_0 = \frac{2 \cdot 260 \cdot \pi \cdot 25 \cdot 11,5}{12,7 \cdot 6} = 6165 \text{ kg} \sim 6000 \text{ kg}.$$

Für die Beanspruchung der Zahnräder gilt die Gl. (78), für welche der Zahndruck P bestimmt ist durch die Momentengleichung

$$PR_1 = K \cdot a \text{ mit } P = \frac{K \cdot a}{R_1} = \frac{54 \cdot 260}{36} = 390 \text{ kg}.$$

Hiermit wird aus Gl. (78) die Beanspruchung

$$S = \frac{16,8 \cdot P}{b \cdot t} = \frac{16,8 \cdot 390}{70 \cdot 37,7} = 2,48 \sim 2,5 \text{ kg/qmm}.$$

2. *Beispiel.* Es ist eine Schraubenwinde mit Kegelhäderantrieb nach Fig. 1, Taf. VIII, zu construiren und sollen hiefür die Dimensionen der Schraubenspindel, Zahnräder und Vorgelegewelle bestimmt werden. Die maximale zu hebende Last soll 6000 kg betragen unter der Voraussetzung, dass an der Handkurbel zwei Männer mit je 27 kg wirken.

Nach Gl. (74) ergibt sich für

$$P = Q = 6000 \text{ kg}$$

der Kerndurchmesser der Schraubenspindel

$$d_1 = 0,67 \sqrt{P} = 0,67 \sqrt{6000} = 51,898 \sim 52 \text{ mm}$$

und folglich nach Gl. (73) die Steigung

$$s = \frac{d_1}{4} = \frac{52}{4} = 13$$

welche nach dem englischen Zoll abgerundet ergibt

$$s = \frac{1}{2} \text{ Zoll engl.} = 12,7 \text{ mm}$$

d. i. 2 Gänge auf 1 Zoll engl. oder 10 Gänge auf 127 mm. Hiermit ergibt sich der äußere Gewindedurchmesser

$$d = d_1 + s = 52 + 12,7 = 64,7 \sim 65 \text{ mm}$$

und für diese Abrundung

$$d_1 = d - s = 52,3 \text{ mm}$$

und der mittlere Halbmesser des Gewindes

$$r = \frac{1}{2} \left(d_1 + \frac{s}{2} \right) = 29,325 \text{ mm}.$$

Demnach wird das Steigungsverhältnis

$$\left(\frac{s}{2r\pi} \right) = \frac{12,7}{2 \cdot 29,325 \cdot 3,142} = 0,068 \sim 0,07$$

und nach der Tabelle S. 76 der Wirkungsgrad der Spindel und Mutter (die Mutter wird gedreht) hinreichend genau

$$\eta_1 = 0,236.$$

Wählt man nun den Kurbelhalbmesser $a = 260 \text{ mm}$ und die Zähnezahldes aus Schmiedeeisen hergestellten und mit seiner Achse im Ganzen geschmiedeten Getriebes $z_1 = 6$, so erhält man nach Gl. (85) die Zahntheilung

$$t = 2,763 \sqrt[3]{\frac{PR}{z}}$$

und wegen $PR = Ka$ und $K = 54$; $z = 6$ auch

$$t = 2,763 \cdot \sqrt[3]{\frac{54 \cdot 260}{6}} = 36,75$$

und nach der Tabelle S. 83 für die nächstliegende Stichzahl

$$\left(\frac{t}{\pi}\right) = 12; t = 37,699.$$

Man hätte übrigens auch für

$$\left(\frac{PR}{z}\right) = \frac{Ka}{z_1} = 2340$$

mit Hilfe dieser Tabelle unmittelbar den nächstliegenden Wert

$$t = 37,699; \left(\frac{t}{\pi}\right) = 12$$

entnehmen können.

Hiernach ergibt sich der Durchmesser des Getriebes

$$D_1 = z_1 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 6 \cdot 12 = 72 \text{ mm}$$

und der Halbmesser

$$R_1 = \frac{1}{2} D_1 = 36 \text{ mm.}$$

Um nun den Zapfenhalbmesser r zu finden, muss der Wellendurchmesser d' der Vorgelege berechnet werden und dieser ergibt sich aus der Gl. (12 mit

$$d' = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi S'} \cdot P \cdot R}$$

und wenn man setzt

$$S' = 2 \text{ kg/qmm}; PR = Ka = 54 \cdot 260 = 14040$$

so ergibt sich nach der hierfür berechneten Tabelle S. 17 nach Kalibermaß abgerundet $d' = 33 \text{ mm}$ und mithin

$$r = \frac{d'}{2} = 16,5 \text{ mm.}$$

Nun kann der Wirkungsgrad η_3 der Vorgelegewelle mit Hilfe der Tabelle S. 80 hinreichend genau geschätzt werden.

Es ist hierfür

$$\frac{R_1}{a} = \frac{36}{260} = \frac{1}{7,22} \text{ und } \frac{r}{R_1} = \frac{16,5}{36} = 0,458$$

und somit der Wert von η_3 zwischen 0,953 und 0,964 hinreichend genau geschätzt

$$\eta_3 = 0,960.$$

Es erübrigt nun noch die Bestimmung des Übersetzungsverhältnisses

$$i = \frac{z_1}{z_2}$$

und hierzu dienen die Gleichungen (33) und (77, nämlich

$$K = \frac{1}{\eta} K_0$$

und

$$K_0 = \frac{s}{2a\pi} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot Q$$

welche verbunden ergeben

$$K = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{s}{2a\pi} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot Q.$$

Um aber diese Gl. benützen zu können, muss vorher η bekannt sein. Nach Gl. (75) $\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3$ fehlt aber hiefür noch η_2 , d. i. der Wirkungsgrad der Zahnräder. Man wird nun zuerst für letzteren mit $z_1 = 6$ aus der Tabelle S. 80 schätzungsweise einen Wert annehmen, z. B. $\eta_2 = 0,933$ und erhält hiermit annähernd

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 0,236 \cdot 0,933 \cdot 0,960 = 0,211$$

und nun ergibt sich, weil $z_1 = 6$ schon gewählt ist, aus vorstehender Gleichung

$$z_2 = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{s}{2a\pi} \cdot z_1 \cdot \frac{Q}{K} = \frac{12,7 \cdot 6 \cdot 6000}{0,211 \cdot 2 \cdot 260 \cdot \pi \cdot 54} = 24,55 \sim 25.$$

Demnach wird

$$i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{6}{25} = 0,24$$

und dem entsprechend nach Tabelle S. 80 wird sich η_2 zwischen 0,933 und 0,938 ergeben annähernd $\eta_2 = 0,935$, womit $z_2 = 25$ ohne weiters beibehalten werden kann.

Es wird nun der Durchmesser

$$D_2 = z_2 \left(\frac{t}{\pi} \right) = 25 \cdot 12 = 300 \text{ mm}$$

und der Halbmesser

$$R_2 = \frac{1}{2} D_2 = 150 \text{ mm.}$$

Die Zahnbreite wird $b = 2t$ und weil $t = 37,699$ nach oben abgerundet wurde, so kann b nach unten abgerundet werden, also

$$b = 2t = 2 \cdot 36,75 = 73,50 \sim 70 \text{ mm.}$$

Nimmt man den äußeren Durchmesser der Mutterhülse im Lager mit 100 mm an, so wird der innere Durchmesser d_i der Spurlagerfläche eben so groß und der äußere Durchmesser d_a ergibt sich, wenn $p = 1 \text{ kg/qmm}$ den Abnützungsdruck bezeichnet, aus der Gleichung

$$(d_a^2 - d_i^2) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot p = Q$$

$$\left(d_a^2 \cdot \frac{\pi}{4} \right) = \frac{Q}{p} + \left(d_i^2 \cdot \frac{\pi}{4} \right) = \frac{6000}{1} + \left(100^2 \cdot \frac{\pi}{4} \right) = 6000 + 7854 = 13854$$

$$d_a = 133 \sim 135 \text{ mm.}$$

Bei der *Schraubenwinde mit Schneckenantrieb* ist der Rechnungsgang genau derselbe wie im vorhergehenden Falle, nur kommt hier statt der Kegelräderübersetzung die Schneckenradübersetzung und für η_2 der Wirkungsgrad des Schneckenrades mit der Schnecke in Rechnung; η_3 aber ist hier schon in η_2 eingeschlossen.

Der Wirkungsgrad der Schnecke ist nun übereinstimmend mit jenem der durch selbe gebildeten Schraubenspinde und somit der Tabelle S. 76 (die Spindel wird gedreht) zu entnehmen.

Für die Schneckenradübersetzung ergibt sich, wenn noch z_2 die Zähnezahl des Schneckenrades bei einfacher Schnecke bezeichnet, die theoretische Kraft K_0 aus der Arbeitsgleichung

$$K_0 \cdot 2a\pi = Q \cdot s \cdot \frac{1}{z_2} \dots \dots \dots (86)$$

$$K_0 = \frac{s}{2a\pi} \cdot \frac{1}{z_2} \cdot Q \dots \dots \dots (87)$$

Bezüglich die Dimensionirung der Bestandtheile dieser Winde ist noch zu bemerken, dass die Zahntheilung t des Schneckenrades, welche nach dem englischen Zoll abzurunden ist, als Steigung der Schnecke, und der zugehörige Zahndruck P_2 durch die Arbeitsgleichung unter Berücksichtigung der Reibungswiderstände der Schnecke, entsprechend ihrem Wirkungsgrade η_2 , verbunden sind:

$$\eta_2 \cdot K \cdot 2a\pi = P_2 \cdot t \dots \dots \dots (88)$$

woraus folgt

$$P_2 \left(\frac{t}{2\pi} \right) = \eta_2 \cdot K \cdot a \dots \dots \dots (89)$$

Hierbei ist gewöhnlich $a = 200^{\text{mm}}$ und im Maximum $K = 27^{\text{kg}}$ für einen Mann.

Bezeichnet nun noch R_1 den Theilkreishalbmesser der Schnecke und R_2 jenen des Schneckenrades, und D_1 D_2 deren Durchmesser, so ist

$$D_1 = 2R_1 \dots \dots \dots (90)$$

$$D_2 = 2R_2 = z_2 \cdot \left(\frac{t}{\pi} \right) \dots \dots \dots (91)$$

Die Gl. (90) lässt das Verhältnis zwischen R_1 und t unbestimmt und man kann dies frei wählen und setzt erfahrungsgemäß das Steigungsverhältnis (Zahnschräge des Schneckenrades)

$$\frac{t}{2R_1\pi} = \frac{1}{7} \text{ bis } \frac{1}{10} \dots \dots \dots (92)$$

im Mittel

$$\frac{t}{2R_1\pi} = \frac{1}{8} = 0,125 \dots \dots \dots (93)$$

woraus im Mittel

$$D_1 = 2R_1 = 8 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) \dots \dots \dots (94)$$

Durch Substitution von $\left(\frac{t}{2\pi}\right)$ aus Gl. (91 in Gl. (89) erhält man unmittelbar

$$\left(\frac{P_2 R_2}{z_2}\right) = \eta_2 \cdot K \cdot a \dots \dots \dots (95)$$

womit für $\left(\frac{PR}{z}\right) = \left(\frac{P_2 R_2}{z_2}\right)$ nach Gl. (85 oder nach der zugehörigen Tabelle S. 83 auch die Theilung t und Zahnbreite b bestimmt ist.

1. *Beispiel.* Eine Schraubenwinde mit Schneckenantrieb weist folgende Dimensionen auf:

$$d = 65 \text{ mm}; s = 12,7 \text{ mm}; r = 29,325 \text{ mm}; \frac{s}{2r\pi} = 0,068 \sim 0,07;$$

$$z_2 = 20; \frac{t}{2R_1\pi} = \frac{1}{8} = 0,125.$$

Mit welcher Kraft muss man an der Kurbel vom Halbmesser $a = 200 \text{ mm}$ wirken, um mittels dieser Winde die Last $Q = 6000 \text{ kg}$ zu heben?

Es ist nach Gl. (87) die theoretische Kraft

$$K_0 = \frac{s}{2a\pi} \cdot \frac{1}{z_2} \cdot Q = \frac{12,7}{2 \cdot 200 \cdot 3,142} \cdot \frac{1}{20} \cdot 6000 = 3,03 \text{ kg}$$

ferner nach Gl. (33)

$$K = \frac{1}{\eta} \cdot K_0$$

wobei für

$$\frac{s}{2r\pi} = 0,07$$

nach der Tabelle S. 76 (die Mutter wird gedreht) der Wirkungsgrad der Schraubenspindel $\eta_1 = 0,236$ und nach derselben Tabelle für

$$\frac{t}{2R_1\pi} = 0,125$$

als Steigungsverhältnis (die Spindel wird gedreht) der Wirkungsgrad der Schnecke $\eta_2 = 0,463$, demnach der Wirkungsgrad der Winde

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 = 0,236 \cdot 0,463 = 0,1093$$

und somit die wirkliche Kraft an der Kurbel

$$K = \frac{1}{0,1093} \cdot 3,03 = 27,7 \text{ kg.}$$

2. *Beispiel.* Für eine Schraubenwinde mit Schneckenantrieb sind bereits berechnet:

$$d = 65 \text{ mm}; s = 12,7 \text{ mm}; r = 29,325 \text{ mm}; \frac{s}{2r\pi} = 0,068 \sim 0,07.$$

Es sind die Dimensionen der Schnecke und des Schneckenrades so zu bestimmen, dass ein Mann, bei der maximalen Kraftleistung von 27 kg am Halbmesser der Kurbel $a = 200$ mm die Last von 6000 kg heben kann.

Nimmt man für die Schnecke nach Gl. (93)

$$\frac{t}{2 R_1 \pi} = \frac{1}{8} = 0,125$$

so ist der Wirkungsgrad derselben nach der Tabelle S. 76 (die Spindel wird gedreht) $\eta_2 = 0,463$ und für

$$\frac{s}{2 r \pi} = 0,07$$

ist der Wirkungsgrad der Schraubenspindel nach derselben Tabelle (die Mutter wird gedreht) $\eta_1 = 0,236$, mithin der Wirkungsgrad der Winde

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 = 0,236 \cdot 0,463 = 0,1093.$$

Die Gl. (33) ergibt nun für $K = 27$ kg die theoretische Kraft

$$K_0 = \eta \cdot K = 0,1093 \cdot 27 = 2,95 \text{ kg.}$$

Nun ergibt sich aus Gl. (87) die Zähnezahzahl des Schneckenrades

$$z_2 = \frac{s}{2 a \pi} \cdot \frac{Q}{K_0} = \frac{12,7}{2 \cdot 200 \cdot 3,142} \cdot \frac{6000}{2,95} = 20,5 \sim 20$$

und die Gl. (95) das Verhältnis

$$\left(\frac{P_2 R_2}{z_2} \right) = \eta_2 \cdot K \cdot a = 0,463 \cdot 27 \cdot 200 = 2354,4.$$

Hiermit ergibt endlich Gl. (85) oder die zugehörige Tabelle S. 83 die Theilung

$$t = 2,763 \sqrt[3]{\frac{P R}{z}} = 2,763 \sqrt[3]{2354,4} = 36,75 \sim 37,699$$

für die Stichzahl $\left(\frac{t}{\pi} \right) = 12$. Allein die Abrundung muss hier mit Rücksicht auf die Herstellung der Schnecke nach dem englischen Zoll erfolgen und die Tabelle Note S. 20 lässt hierfür $17/16$ Zoll engl. = 36,5 mm als zunächst gelegenen Wert erkennen und man hat demnach die Steigung der Schnecke

$$t = 17/16 \text{ Zoll engl.} = 23/16 \text{ Zoll engl.}$$

und die Anzahl der Gewindgänge n_2 auf einen Zoll englisch

$$n_2 = \frac{1}{t} = \frac{16}{23} \text{ *)}$$

Die *Schraubenwinden* erfordern wegen ihres geringen Wirkungsgrades viel größere Übersetzungsverhältnisse als die folgenden *Zahnstangenwinden* und bewirken deshalb das Heben der Last langsamer als letztere; sie sind jedoch der großen Sicherheit wegen,

*) Hierbei beachte man das Bezügliche S. 107 über das Aufsuchen der zum Gewindschneiden erforderlichen Wechselräder, in deren Zähnezahzahl jedenfalls die Factoren des Nenners von n_2 enthalten sein müssen; da im vorliegenden Falle dieser Nenner eine Primzahl, so muss diese selbst in den Zähnezahlen vorkommen, es gehört also hierzu ein Wechselrad mit 23, 46, 69, 92, 115, wovon letzteres wohl gewöhnlich im Rädersatz enthalten ist.

die sie gegen das Zurückweichen unter der Last bieten, in vielen Fällen den Zahnstangenwinden vorgezogen.

Angenähert kann man für gewöhnliche Verhältnisse durchschnittlich den Wirkungsgrad der *Zahnstangenwinde mit einfacher Räderübersetzung*

$$\eta = 0,75 \text{ also } \frac{1}{\eta} = 1,33 \dots \dots \dots (96)$$

und jenen der *Zahnstangenwinde mit doppelter Räderübersetzung*

$$\eta = 0,68 \text{ also } \frac{1}{\eta} = 1,47 \dots \dots \dots (97)$$

annehmen. *)

Die theoretische Kraft K_0 an der Kurbel ergibt sich, wenn nach dem Räderschema Fig. 15 und 16, Taf. VIII, r den Theilkreis-halbmesser des Zahnstangengetriebes, z dessen Zähnezahl, $R_1 R_2$ die Halbmesser, $z_1 z_2$ die Zähnezahlen der ersten Räderübersetzung und $R_3 R_4$ die Halbmesser, $z_3 z_4$ die Zähnezahlen der zweiten Räderübersetzung bezeichnen, und der Kurbelhalbmesser a ist, für die Zahnstangenwinde mit einfacher Räderübersetzung

$$K_0 = \frac{r}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot Q = \frac{r}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot Q \dots \dots \dots (98^{**})$$

*) Der Wirkungsgrad η der Zahnstangenwinde setzt sich zusammen aus jenem der Zahnstangenbewegung η_1 , der Zahnstange mit dem Getriebe η_2 , der Zahnräder η_3 und der Vorgelegewelle η_4 bei einfacher Übersetzung. Bei doppelter Räderübersetzung wiederholt sich η_3 und η_4 ($\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4$). Diese Wirkungsgrade sind mit Ausnahme von η_1 aus den Tabellen S. 80 zu entnehmen oder nach den betreffenden Formeln leicht zu berechnen; η_1 aber ergibt sich aus der Formel (nach Weisbach-Herrmann, Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinenmechanik, zweite Aufl. 3. Th. 2. Abth. S. 20):

$$\eta_1 = \frac{1}{1 + 2\varphi \left(\frac{e}{l - \varphi c} \right)}$$

worin e = horizontaler Abstand der Lastauflage auf der Pratze vom Zahnstangentheilriss,

l = verticaler Abstand der beiden gegenseitigen Rückenstützen der Zahnstange,

c = horizontaler Abstand der letzteren,

$\varphi = 0,15$ = Reibungscoëfficient.

**) Bezeichnet nach Fig. 15, Taf. VIII, P_1 den Zahndruck am Theilkreis-halbmesser R_1 beziehungsweise R_2 , so ergibt die Gleichstellung der Drehmomente

und für die Zahnstangenwinde mit doppelter Räderübersetzung

$$K_0 = \frac{r}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot Q = \frac{r}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{R_3}{R_4} \cdot Q \dots (99^*)$$

Durch Verbindung dieser Gleichungen mit jener (33)

$$K = \frac{1}{\eta} \cdot K_0 \dots \dots \dots (33)$$

und Substitution der Werte für $\frac{1}{\eta}$ aus (96 und (97 erhält man die wirklich erforderliche Kraft K an der Kurbel für die Zahnstangenwinde mit einfacher Räderübersetzung

$$\begin{aligned} K_0 \cdot a &= P_1 \cdot R_1 \\ P_1 \cdot R_2 &= Q \cdot r \end{aligned}$$

woraus durch Multiplication beider Gleichungen

$$K_0 \cdot a \cdot P_1 \cdot R_2 = P_1 \cdot R_1 \cdot Q \cdot r$$

und hieraus ergibt sich

$$K_0 = \frac{r}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot Q$$

Nun ist auch für die Theilung t der beiden Zahnräder

$$\begin{aligned} 2 R_1 \pi &= z_1 t \\ 2 R_2 \pi &= z_2 t \end{aligned}$$

woraus durch Division beider Gleichungen

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{z_1}{z_2}$$

und durch Substitution in die Gl. für K_0 ergibt sich endlich obige Gl. (98)

$$K_0 = \frac{r}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot Q = \frac{r}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot Q$$

*) Bezeichnet nach Fig. 16, Taf. VIII, P_1 den Zahndruck im Theilkreise von R_1 und R_2 ; P_3 den Zahndruck im Theilkreise von R_3 und R_4 , so ergibt die Gleichstellung der Drehungsmomente

$$\begin{aligned} K_0 \cdot a &= P_1 \cdot R_1 \\ P_1 \cdot R_2 &= P_3 \cdot R_3 \\ P_3 \cdot R_4 &= Q \cdot r \end{aligned}$$

woraus durch Multiplication aller drei Gleichungen

$$K_0 \cdot a \cdot P_1 \cdot R_2 \cdot P_3 \cdot R_4 = P_1 \cdot R_1 \cdot P_3 \cdot R_3 \cdot Q \cdot r$$

und hieraus ergibt sich

$$K_0 = \frac{r}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{R_3}{R_4} \cdot Q$$

und weil wie bei der einfachen Räderübersetzung

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{z_1}{z_2} \quad \text{und} \quad \frac{R_3}{R_4} = \frac{z_3}{z_4}$$

so folgt sofort obige Gl. (99).

$$K = 1,33 \cdot \frac{r}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot Q = 1,33 \cdot \frac{r}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot Q \quad (100)$$

und für die Zahnstangenwinde mit doppelter Räderübersetzung

$$K = 1,47 \cdot \frac{r}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot Q = 1,47 \cdot \frac{r}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{R_3}{R_4} \cdot Q \quad (101)$$

Für die Dimensionierung der Zahnräder und der Zahnstange, welche Theile des geringeren Gewichtes wegen bei den Wagenwinden aus Schmiedeeisen hergestellt werden, gilt wieder mit den zugehörigen Voraussetzungen die Gl. (78)

$$bt = 16,8 \cdot \frac{P}{S} \quad (78)$$

und für

$$\psi = \frac{b}{t}$$

die Gl. (79)

$$\psi \cdot t^2 = 16,8 \cdot \frac{P}{S} \quad (79)$$

Man wendet hierbei wegen der minder genauen Lagerung kleine Zahnbreite an und geht mit der Beanspruchung S sehr hoch, macht deshalb für Schmiedeeisen*)

$$\psi = \frac{b}{t} = 1 \text{ bis } 1,2$$

$$S = 8 \text{ bis } 10 \text{ kg/qmm}$$

für die mittleren Werte

$$\left. \begin{aligned} \psi &= \frac{b}{t} = 1,1 \\ S &= 9 \text{ kg/qmm} \end{aligned} \right\} \quad (102)$$

ergibt die Gl. (79) oder jene (80)

*) Für die gußeiserne Zahnstange des gewöhnlichen Schützenaufzuges bei Wasserrädern und Turbinen kann man nehmen

$$\psi = \frac{b}{t} = 2$$

$$S = 2,5 \text{ kg/qmm.}$$

Hiermit wird

$$\psi S = 5$$

und demnach sind die Formeln (84) und (85) sowie die zugehörige Tabelle S. 83 unmittelbar zu deren Dimensionierung anwendbar.

Das Zahnstangengetriebe erhält hierbei 11 bis 15 (gewöhnlich 13) Zähne.

$$t = 1,31 \sqrt{P} \dots \dots \dots (103^*)$$

und für die Zähnezahl z und den Theilkreishalbmesser R auch aus Gl. (81)

$$t = 2,21 \sqrt[3]{\frac{PR}{z}} \dots \dots \dots (104)$$

Um möglichst kleine Dimensionen zu erhalten, nimmt man gewöhnlich

$$z_1 = z_3 = z = 3 \text{ bis } 5$$

$$z_2 = 16 \text{ bis } 18$$

$$z_4 = 18 \text{ bis } 22$$

$$a = 200 \text{ mm}$$

$$K = 6 \text{ bis } 8 \text{ kg}$$

und versieht die Getriebe zur Verstärkung mit Seitenscheiben.

1. *Beispiel.* Es liegt eine Prätzenwinde mit doppelter Räderübersetzung vor, an welcher folgende Dimensionen abgenommen wurden:

Theilung der Zahnstange $t = 43,982 \text{ mm}$; $\left(\frac{t}{\pi}\right) = 14$; $b = 45$; $z = 4$;

$$r = 28 \text{ mm}; z_1 = 4; z_2 = 18; z_3 = 4; z_4 = 22; a = 200 \text{ mm}.$$

Es ist zu berechnen, mit welcher Kraft man mittels derselben die Last $Q = 1000 \text{ kg}$ heben kann und welche Beanspruchung hierbei die Zahnstange erfährt.

Es ist nach Gl. (101) die an der Kurbel wirklich erforderliche Kraft

$$K = 1,47 \cdot \frac{r}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot Q = 1,47 \cdot \frac{28}{200} \cdot \frac{4}{18} \cdot \frac{4}{22} \cdot 1000 = 8,3 \text{ kg}$$

und aus Gl. (78) erhält man für die Beanspruchung der Zahnstange wegen $P = Q = 1000 \text{ kg}$

$$S = \frac{16,8 \cdot P}{b \cdot t} = \frac{16,8 \cdot 1000}{45 \cdot 44} = 8,5 \text{ kg/qmm}.$$

2. *Beispiel.* Es ist die Zahntheilung und Breite für die Räder z_1 und z_2 der im vorstehenden Beispiele angeführten Winde zu bestimmen.

Man hat für das Moment

$$PR = K \cdot a = 8 \cdot 200 = 1600$$

und die Zähnezahl

$$z = z_1 = 4$$

*) Der Vergleich der Gl. (103) mit jener (84) ergibt, dass man die Werte der Theilungen der Tabelle S. 83 mit

$$\frac{1,31}{1,833} = 0,715$$

zu multipliciren hat, um für denselben Zahndruck P die Theilung t für schmiedeiserne Windenräder zu erhalten.

das Verhältnis

$$\left(\frac{PR}{z}\right) = \frac{1600}{4} = 400$$

und hiefür nach Gl. (104)

$$t = 2,21 \sqrt[3]{\frac{PR}{z}} = 2,21 \cdot \sqrt[3]{400} = 2,21 \cdot 7,37 = 16,28$$

oder durch Multiplication des Tabellenwertes mit 0,715 und Abrundung für eine ganze Stichzahl nach der Tabelle S. 83 abgerundet

$$t = 18,85$$

$$\left(\frac{t}{\pi}\right) = 6.$$

Nun wird die Zahnbreite

$$b = 1,1t = 1,1 \cdot 16,28 = 18 \text{ mm}$$

und weiter ergeben sich die Theilkreisdurchmesser

$$D_1 = 2R_1 = z_1 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 4 \cdot 6 = 24 \text{ mm}$$

$$D_2 = 2R_2 = z_2 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 18 \cdot 6 = 108 \text{ mm.}$$

3. *Beispiel.* Wie groß ist die erforderliche Räderübersetzung für eine einfache Pratzwinde, wenn hiermit die Last $Q = 250 \text{ kg}$, bei einer Kraftäußerung von 6 kg an der Kurbel, gehoben werden soll?

Es ist nach Gl. (100)

$$K = 1,33 \cdot \frac{r}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot Q$$

und hieraus

$$\frac{z_2}{z_1} = 1,33 \cdot \frac{r}{a} \cdot \frac{Q}{K}$$

zu deren Auflösung nun noch r bekannt sein muss. Es ist sonach noch die Zähnezahzahl des Zahnstangengetriebes z und dessen Theilung zu bestimmen.

Nach Gl. (103) ergibt sich die Theilung der Zahnstange für $P = Q = 250 \text{ kg}$ mit

$$t = 1,31 \cdot \sqrt{250} = 1,31 \cdot 15,8 = 20,698$$

und für eine ganze Stichzahl nach der Tabelle S. 83, wenn man in der Rubrik P den nächst gelegenen Wert aufsucht und t mit 0,715 multiplicirt

$$t = 21,991$$

$$\frac{t}{\pi} = 7.$$

Wählt man nun die Zähnezahzahl des Zahnstangengetriebes $z = 4$, so wird dessen Radius

$$r = \frac{1}{2} \cdot z \left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{1}{2} \cdot 4 \cdot 7 = 14 \text{ mm}$$

und nun erhält man nach vorgenannter Gleichung

$$\frac{z_2}{z_1} = 1,33 \cdot \frac{14}{200} \cdot \frac{250}{6} = 3,88 \sim 4.$$

Nimmt man also $z_1 = 4$, so erhält man

$$z_2 = 4 \cdot 4 = 16.$$

Bei den *Trommelwinden* kann man unter gewöhnlichen Verhältnissen den Wirkungsgrad*) durchschnittlich setzen, wenn einfache Räderübersetzung vorhanden:

$$\eta = 0,90, \text{ also } \frac{1}{\eta} = 1,10 \dots \dots \dots (105)$$

wenn doppelte Räderübersetzung vorhanden:

$$\eta = 0,83, \text{ also } \frac{1}{\eta} = 1,20 \dots \dots \dots (106)$$

Bezeichnet man den Halbmesser der Windentrommel bis Seil- oder Kettenmittel mit ϱ , die Zähnezahlen von der Kurbelwelle weg der Reihe nach mit $z_1 z_2 z_3 z_4$ und die zugehörigen Theilkreishalbmesser mit $R_1 R_2 R_3 R_4$, endlich den Kurbelhalbmesser mit a , so ist die zum Heben der Last Q erforderliche theoretische Kraft K_0 an der Kurbel für die Trommelwinde mit einfacher Räderübersetzung

$$K_0 = \frac{\varrho}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot Q = \frac{\varrho}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot Q \dots \dots \dots (107)$$

*) Bezeichnet ϱ den Halbmesser der Trommel bis zum Seil oder Kettenmittel; R den Theilkreishalbmesser des auf der Trommelwelle aufgekeilten Zahnrades; $\left(\frac{r}{\varrho}\right)$ das Verhältniß des Zapfenhalbmessers zum Trommelhalbmesser; $\varphi = 0,08$ den Reibungscoefficient; σ die Werte Note S. 40 mit ϱ statt r , so ist (nach Weisbach-Herrmann, Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinenmechanik, zweite Aufl. 3. Th. 2. Abth. S. 78) der *Wirkungsgrad der Windentrommel*

$$\eta = \frac{1 - \varphi \cdot \frac{r}{R}}{1 + \sigma + \varphi \cdot \frac{r}{\varrho}}$$

und für $\frac{r}{\varrho} = 0,2$; $\frac{\varrho}{R} = 0,25$ ergibt sich hiefür folgende Tabelle:

Seilstärke $\delta =$	10 mm	20 mm	30 mm	40 mm	50 mm	Kette
$\eta =$	0,959	0,939	0,920	0,901	0,883	0,972

Für die genaue Bestimmung des Wirkungsgrades η der ganzen Winde hat man bei Benützung der Tabellen oder zugehörigen Formeln die Wirkungsgrade für die Zahnräder und die Vorgelegewelle (Tabellen S. 80) und für die Trommel zu bestimmen und deren Product zu bilden.

und für die Trommelwinde mit doppelter Räderübersetzung

$$K_0 = \frac{\varrho}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot Q = \frac{\varrho}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{R_3}{R_4} \cdot Q \quad (108)$$

und demnach aus Gl. (33 mit Rücksicht auf (105 und (106 die wirklich erforderliche Kraft K an der Kurbel, für die Trommelwinde mit einfacher Räderübersetzung

$$K = 1,1 \cdot \frac{\varrho}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot Q = 1,1 \cdot \frac{\varrho}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot Q \quad (109)$$

und für die Trommelwinde mit doppelter Räderübersetzung

$$K = 1,2 \cdot \frac{\varrho}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot Q = 1,2 \cdot \frac{\varrho}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{R_3}{R_4} \cdot Q \quad (110)$$

Für die Dimensionirung des Hanfseiles gilt wieder die Gl. (39 S. 42 oder die zugehörige Tabelle S. 42; für die Dimensionirung der Ketten die Gl. (43 S. 43 oder die zugehörige Tabelle S. 43.

Den Trommelhalbmesser nehme man, wenn wieder δ den Durchmesser des Hanfseiles, beziehungsweise des Ketteneisens bezeichnet, für Hanfseile

$$\varrho = 3,5 \delta \text{ bis } 4 \delta \quad \dots \dots \dots (111)$$

für Ketten

$$\varrho = 10 \delta \text{ bis } 12 \delta \quad \dots \dots \dots (111 a)$$

Die Trommellänge macht man, wenn keine bestimmte Aufwindelänge vorgeschrieben ist, gleich dem 3- bis 3,5fachen Trommeldurchmesser.

Für die Dimensionirung der gußeisernen Zahnräder gilt wieder die Gl. (78, worin man praktischen Ausführungen entsprechend setzen kann

$$\psi = \frac{b}{t} = 2 \text{ bis } 2,5$$

$$S = 2 \text{ bis } 2,5 \text{ bis } 3 \text{ kg/qmm},$$

wobei die Beanspruchung S bei dem an der Handkurbelwelle aufgekeilten Rade am kleinsten genommen werden soll und Räder von mehr als 80 Zähnen mit $\psi = 2,5$ und $S = 2 \text{ kg/qmm}$ ausgeführt werden können.

Setzt man für Räder unter 80 Zähnen

$$\left. \begin{aligned} \psi &= \frac{b}{t} = 2 \\ S &= 2,5 \text{ kg/qmm} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (112)$$

und für Räder mit mehr als 80 Zähnen

$$\left. \begin{aligned} \psi &= \frac{b}{t} = 2,5 \\ S &= 2^{kg/qmm} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (113)$$

so wird in beiden Fällen übereinstimmend mit Gl. (82)

$$\psi \cdot S = 5 \dots \dots \dots (82)$$

und man erhält die Theilung nach den Formeln (84 und (85 S. 83 oder nach der zugehörigen Tabelle S. 83. Die Getriebe erhalten Seitenscheiben zur Verstärkung, wo es thunlich ist, und macht man unter gewöhnlichen Verhältnissen bei den Bauwinden t nicht gern kleiner als 25^{mm}.

Hierbei sind folgende Zähnezahlen und Übersetzungsverhältnisse gebräuchlich*) und zwar für einfache Räderübersetzung

$$z_1 = 11 \text{ bis } 15$$

$$z_2 = 65 \text{ bis } 75 \text{ bis } 92$$

$$i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{5} \text{ bis } \frac{1}{6} \text{ bis } \frac{1}{7}$$

für doppelte Räderübersetzung

$$z_1 = 11 \text{ bis } 15$$

$$z_2 = 32 \text{ bis } 46$$

$$z_3 = 11 \text{ bis } 15$$

$$z_4 = 65 \text{ bis } 85$$

und für das erste Vorgelege von der Handkurbel ausgehend

$$i_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{2} \text{ bis } \frac{1}{3} \text{ bis } \frac{1}{5}$$

für das zweite Vorgelege

$$i_2 = \frac{z_3}{z_4} = \frac{1}{5} \text{ bis } \frac{1}{6} \text{ bis } \frac{1}{7}$$

Für die Bestimmung der Wellendurchmesser d' gilt die Gl. (12 S. 15, worin man, ohne weitere Berücksichtigung der Biegung, setzen kann:

für die Vorgelegewellen

$$S' = 2^{kg/qmm}$$

für die Trommelwelle

$$S' = 3 \text{ bis } 4^{kg/qmm}$$

*) Siehe für besondere, den Ausführungen von Mohr & Federhaff in Mannheim entsprechende Übersetzungsverhältnisse die Tabellen in der Note S. 100.

und kann man sich sonach unter Berücksichtigung der zugehörigen Voraussetzungen zur Bestimmung des Wellendurchmessers wieder der Tabelle S. 17 bedienen, welche die Wellendurchmesser für $S' = 2 \text{ kg/qmm}$ direct entnehmen lässt.

Für die an den beiden Kurbeln vom Halbmesser a zusammen genommen wirkende Kraft K können zweierlei Annahmen gemacht werden. Wird K größer angenommen, so fällt die Räderübersetzung kleiner aus und die Zahnräder werden stärker, und umgekehrt. Man kann sonach praktischen Ausführungen entsprechend setzen: für leichte Winden

$$\left. \begin{array}{l} K = 20 \text{ kg} \\ a = 360 \text{ bis } 400 \text{ mm} \end{array} \right\} \dots \dots \dots (114)$$

für schwere Winden

$$\left. \begin{array}{l} K = 32 \text{ kg} \\ a = 450 \text{ mm} \end{array} \right\} \dots \dots \dots (115)$$

Hierbei wirkt ein Mann an der Kurbel mit 10 bis 16^{kg}. Man findet jedoch auch zwischen liegende Werte angewendet und K bis 64^{kg} bei besonders schweren Winden, in welchem Falle 4 Mann mit je 16^{kg} an den beiden Kurbeln (2 Mann an jeder) wirkend vorausgesetzt sind.

Die Länge l des Kurbelgriffes nehme man:

für einen Mann an der Kurbel

$$l = 250 \text{ bis } 300 \text{ mm}$$

für zwei Männer an jeder Kurbel

$$l = 400 \text{ bis } 450 \text{ mm}$$

und den Durchmesser d des hölzernen oder eisernen am Kurbelstift drehbaren Kurbelgriffes

$$d = 40 \text{ bis } 45 \text{ mm.}$$

Die beiden Kurbeln werden am zweckmäßigsten unter 120° gegen einander gestellt.

Die Fußhöhe h der Bauwinden kann man nehmen, bis zum Trommelmittel, für einfache Winden

$$h = 350 \text{ bis } 400 \text{ mm}$$

für Winden mit doppelter Räderübersetzung

$$h = 400 \text{ bis } 500 \text{ mm.}$$

Die Aufstellung der Trommelwinden erfolge so, dass die Höhe H der Kurbelwelle über dem Fußboden betrage

$$H = 900 \text{ bis } 1100 \text{ mm.}$$

Die Ständerdimensionen ergeben sich nach der Disposition der Wellen und Verbindungsstangen dem Gefühle nach in der Zeichnung selbst, und die Querverbindungen erhalten 18 bis 25^{mm} Durchmesser bei einfachen und 25 bis 30^{mm} bei doppelten Winden.

In Hinsicht der Größe der zu hebenden Last Q kann man unter gewöhnlichen Verhältnissen einfache Räderübersetzung anwenden für

$$Q = 400 \text{ bis } 1000 \text{ kg}$$

und doppelte Räderübersetzung für

$$Q = 750 \text{ bis } 3000 \text{ kg}$$

directe Last am Trommelhalbmesser ρ . *)

1. *Beispiel.* Es liegt eine Trommelwinde mit einfacher Räderübersetzung nach Fig. 1 bis 3, Taf. X, vor, welche folgende Dimensionen aufweist:

Trommelhalbmesser bis Seilmittel geschätzt $\rho = 80 \text{ mm}$

$$\text{Übersetzungsverhältnis } i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{5}$$

Kurbelhalbmesser $a = 360 \text{ mm}$.

Wie groß ist der Durchmesser δ des zu verwendenden Hanfseiles zu nehmen, welche Last Q kann hiermit direct gehoben werden, und mit welcher Kraft K muss hierbei an den Kurbeln gewirkt werden?

*) Nachstehende Tabelle enthält die Tragfähigkeit und die Gewichte der Trommelwinden Fig. 19, 20, 22 und 23, Text, nach Ausführung der *Mannheimer Maschinenfabrik Mohr & Federhaff in Mannheim*.

Gewichte der Aufzugmaschinen.

Nr.	Directe Tragkraft kg	Räder- über- setzung	Gewichte			
			mit gewöhnlicher Bremse			mit selbstthätiger Bremse und Riemenantrieb
			ohne Laufrollen	mit Laufrollen	mit Laufrollen- antrieb	
Fig. 19, Text.	1	einfach	105	—	—	200
	2	„	180	—	—	292
	3	„	270	—	—	373
	4	„	430	—	—	560
Fig. 20, 22 und 23, Text.	5	doppelt	320	420	—	450
	6	„	500	640	725	650
	7	„	730	890	990	880

Die angegebene Tragkraft ist die directe. Durch Verwendung von Flaschenzügen kann dieselbe mehrfach erhöht werden.

Wählt man nach Gl. (111) den Trommelhalbmesser im Verhältnisse zum Seildurchmesser

$$e = 3,5 \delta$$

so ergibt sich hieraus durch Umkehrung der Seildurchmesser

$$\delta = \frac{1}{3,5} \cdot e = \frac{1}{3,5} \cdot 80 = 23,1 \sim 23 \text{ mm}$$

und diesem entspricht nach der Tabelle S. 42 die Last

$$Q = 415 \text{ kg} \sim 400 \text{ kg}$$

und hiermit ergibt die Gl. (109)

$$K = 1,1 \cdot \frac{e}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot Q = 1,1 \cdot \frac{80}{360} \cdot \frac{1}{5} \cdot 400 = 19,6 \sim 20 \text{ kg}$$

also muss an jeder Kurbel ein Mann mit 10 kg wirken (leichte Winde).

Die folgende Tabelle enthält die den Nummern der vorstehenden Tabelle entsprechenden dabei angewendeten Räderübersetzungen.

Räderübersetzung der Aufzugmaschinen.

Benennung	Nr.1	Nr.2	Nr.3	Nr.4	Nr. 5	Nr. 6	Nr. 7
Anzahl der Zähne des Getriebes	14	13	13	12	13 u. 11	10 u. 11	13 u. 9
„ „ „ „ Rades	76	92	95	94	33 „ 60	53 „ 68	70 „ 64
Theilung der Zähne in mm	17,6	21,6	25,14	30	25,14 „ 32,02	33 „ 34,54	29 „ 42,95
Breite „ „ „ „	45	50	60	65	60 „ 65	55 „ 65	65 „ 95
Länge der Trommel „ „	375	425	500	660	512	690	840
Durchmesser der Trommel in mm	125	155	150	180	155	180	205
Länge der Kurbel . . .	350	380	400	420	400	450	450

Nachfolgende Verhältnisse und Erklärungen gelten für die Wandaufzugmaschinen Fig. 25 und 26, Text, von Mohr & Federhaff in Mannheim.

Benennung	Nr. 0. 150 kg	Nr. 1. 300 kg	Nr. 2. 600 kg
	directe Trgkft.	directe Trgkft.	directe Trgkft.
Anzahl der Zähne des Getriebes .	15	14	13
„ „ „ „ Rades . . .	60	76	83
Theilung der Zähne in mm . . .	15	17,6	21,6
Breite „ „ „ „ . . .	35	45	50
Länge der Trommel „ „ . . .	195	230	230
Durchmesser der Trommel in mm	105	125	125
Länge der Kurbel „ „	300	350	380
Ungefähres Gewicht d. Maschine i. kg	44	90	115

2. *Beispiel.* Es sind die Zahnräder und Wellen für die im vorstehenden Beispiele behandelte Winde zu dimensioniren.

Wählt man die Zähnezahzahl des Getriebes

$$z_1 = 13$$

so ergibt sich jene des Stirnrades wegen

$$i = \frac{z_1}{z_2} = 5$$

$$z_2 = 5 \cdot z_1 = 5 \cdot 13 = 65.$$

Bezeichnet man mit P_1 den Zahndruck am Halbmesser R_1 des Getriebes, so wird das Moment

$$P_1 \cdot R_1 = K \cdot a = 20 \cdot 360 = 7200$$

und mithin der Quotient

$$\frac{P_1 R_1}{z_1} = \frac{7200}{13} = 554$$

und bei Benützung der Tabelle S. 83 für

$$\psi = \frac{b}{t} = 2$$

$$S = 2,5 \text{ kg/qmm}$$

entsprechend dem nächstliegenden Werte von

$$\left(\frac{P R_1}{z} \right) = 554$$

die Stichzahl und Zahntheilung nach oben abgerundet, weil man wegen Zuverlässigkeiten bei solchen Winden t nicht gerne unter 25 mm nimmt

$$\frac{t}{\pi} = 8$$

$$t = 25,133 \text{ mm}$$

und somit werden die Theilkreisdurchmesser

$$D_1 = 2 R_1 = z_1 \left(\frac{t}{\pi} \right) = 13 \cdot 8 = 104 \text{ mm}$$

Diese Wandaufzugmaschinen werden in drei Größen gefertigt und zwar von 150, 300 und 600 Kilogramm Tragkraft mit Sperrad, Bremse und ausrückbarer Kurbelwelle, oder ohne Bremse; sie sollen dem Zweck entsprechen, leichtere Waaren rasch in eine oder die andere Etage heben oder senken zu können, bei compendiöser Anordnung der Maschine.

Dieselben können horizontal an jede Wand angebracht werden oder vertical an betreffende Holzsäulen; bei ersterer Montirung ist der Bremshebel heraus zu nehmen und umgedreht wieder einzusetzen, wodurch er sich in die geeignete horizontale Lage stellt.

Die Maschinen besitzen einfache Räderübersetzung; es kann die Kurbel jedoch auch auf die Trommelachse gesetzt werden, um kleine Lasten oder das leere Seil direct heben zu können. Die Bremsen werden als Bandbremsen auf gewöhnliche Art ausgeführt oder selbstthätig wirkend; in letzterem Fall hält die Bremse die Last in jeder Lage fest und kann diese nur durch Lösen der Bremse niedergelassen werden.

und

$$D_2 = 2R_2 = z_2 \left(\frac{t}{\pi} \right) = 65 \cdot 8 = 520 \text{ mm}$$

und

$$b = 2t = 2 \cdot 22 = 44 \sim 45 \text{ mm.}$$

Nach Gl. (14 S. 16 erhält man für den Durchmesser der Vorgelegewelle für $S' = 2 \text{ kg/qmm}$

$$d' = 1,366 \sqrt[3]{PR} = 1,366 \sqrt[3]{7200} = 1,366 \cdot 19,3 = 26,36 \sim 26 \text{ mm}$$

nach Kalibermaß abgerundet oder auch für $PR = 7200$ direct der Tabelle S. 17 entnommen, dann den Durchmesser der Trommelwelle für das Moment

$$PR = Q\varrho = 400 \cdot 80 = 32000$$

wenn man sich der Tabelle S. 17 bedient und hier $S' = 3 \text{ kg}$ setzt, also für

$$(PR) = 32000 \cdot \frac{2}{3} = 21300$$

den nächsten Wellendurchmesser sucht

$$d' = 40 \text{ mm}$$

wie auch direct für $S' = 3 \text{ kg/qmm}$ aus der zugehörigen Gl. (12 S. 15

$$d' = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi S'} \cdot P \cdot R}$$

nach Kalibermaß abgerundet sich ergibt.

3. *Beispiel.* Es sind die Hauptdimensionen einer einfachen Bauwinde, d. i. einer Trommelwinde mit einfacher Räderübersetzung nach Fig. 1 bis 3, Taf. X, zu bestimmen, für die mittels Hanfseil direct zu hebende Last von 750 kg unter der Voraussetzung, dass die Kraft an beiden Kurbeln 32 kg betrage (schwere Winde).

Es ist nach diesen Angaben

$$Q = 750 \text{ kg}$$

$$K = 32 \text{ kg}$$

und der Last Q entsprechend der Seildurchmesser δ nach der Tabelle S. 42 angenähert

$$\delta = 30 \text{ mm.}$$

Wählt man den Trommelhalbmesser nach Gl. (111)

$$\varrho = 3,5 \delta = 3,5 \cdot 30 = 105 \text{ mm}$$

und den Kurbelhalbmesser nach Gl. (115)

$$a = 450 \text{ mm}$$

so ergibt sich nach Gl. (109) das Übersetzungsverhältnis

$$\frac{z_2}{z_1} = 1,10 \cdot \frac{\varrho}{a} \cdot \frac{Q}{K} = 1,10 \cdot \frac{105}{450} \cdot \frac{750}{32} = 6,01 \sim 6.$$

Wählt man ferner die Zähnezahl des Getriebes

$$z_1 = 13$$

so ergibt sich hiermit jene des Stirnrades

$$z_2 = 6 \cdot z_1 = 6 \cdot 13 = 78.$$

Bezeichnet nun wieder P_1 den Zahndruck am Halbmesser R_1 des Getriebes, so wird das Moment

$$P_1 R_1 = K \cdot a = 32 \cdot 450 = 14400$$

und somit der Quotient $\left(\frac{PR}{z}\right)$ für die Zähnezah z_1

$$\frac{PR}{z} = \left(\frac{P_1 R_1}{z_1}\right) = \frac{14400}{13} = 1108$$

wonach die Tabelle S. 83 nach unten abgerundet die Stichzahl und Theilung ergibt

$$\left(\frac{t}{\pi}\right) = 9$$

$$t = 28,274$$

und hiermit werden die Theilkreisdurchmesser

$$D_1 = 2R_1 = z_1 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 13 \cdot 9 = 117 \text{ mm}$$

$$D_2 = 2R_2 = z_2 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 78 \cdot 9 = 702 \text{ mm};$$

die Zahnbreite wird nach oben abgerundet

$$b = 2t = 56,5 \sim 60 \text{ mm.}$$

Wählt man für die Vorgelegewelle $S' = 2 \text{ kg/qmm}$ für das Moment

$$PR = 14400$$

so ergibt die Tabelle S. 17 den Durchmesser derselben

$$d' = 33 \text{ mm}$$

und für $S' = 3 \text{ kg/qmm}$ wird der Durchmesser der Trommelwelle nach derselben Tabelle für das Moment

$$PR = Q\varrho = 750 \cdot 105 = 78750$$

beziehungsweise für

$$PR = 78750 \cdot \frac{2}{3} = 52600$$

weil die Tabelle für $S' = 2 \text{ kg/qmm}$ berechnet ist

$$d' = 52 \text{ mm.}$$

Wählt man die Länge L der Trommel gleich dem 3,5fachen Durchmesser derselben, so erhält man, da der Durchmesser D der glatten Trommel

$$D = 2\varrho - \delta = 2 \cdot 105 - 30 = 180 \text{ mm}$$

$$L = 3,5 \cdot 180 = 630 \text{ mm.}$$

Sperrad und Bremse werden nach den in den betreffenden Kapiteln angegebenen Regeln dimensionirt, und die übrigen Dimensionen ergeben sich am besten in der Zeichnung selbst.

4. Beispiel. Es soll eine leichte doppelte Bauwinde, d. i. eine Trommelwinde mit doppelter Räderübersetzung nach Fig. 1 bis 4, Taf. XI, ausgeführt werden für eine mittels Kette direct zu hebende Last von 1250 kg; es sind die Zahnräder und Wellendimensionen hiefür zu bestimmen.

Es ist nach diesen Angaben

$$Q = 1250 \text{ kg}$$

$$K = 20 \text{ kg}$$

und nach der Tabelle S. 43 der Durchmesser des Ketteneisens

$$\delta = 12 \text{ mm}$$

und nach Gl. (111 a der Trommelhalbmesser bis Kettenmittel

$$\varrho = 10 \delta = 120 \text{ mm}$$

und nach Gl. (114 der Kurbelhalbmesser

$$a = 400 \text{ mm.}$$

Hiermit ergibt die Gl. (110 das totale Übersetzungsverhältnis

$$\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = 1,20 \cdot \frac{\varrho}{a} \cdot \frac{Q}{K} = 1,20 \cdot \frac{120}{400} \cdot \frac{1250}{20} = 22,5$$

und wenn man wählt

$$i_2 = \frac{z_3}{z_4} = \frac{1}{7}$$

so ergibt sich hieraus

$$i_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{3,21}$$

und man kann nehmen

$$z_1 = 13$$

$$z_2 = 3,21 \cdot 13 = 41,73 \sim 42$$

$$z_3 = 11$$

$$z_4 = 7 \cdot 11 = 77.$$

Für das Getriebe z_1 auf der ersten Vorgelegewelle erhält man nun

$$\left(\frac{PR}{z}\right) = \frac{K \cdot a}{z_1} = \frac{20 \cdot 400}{13} = 615$$

und dazu nach der Tabelle S. 83 die Stichzahl und Theilung

$$\left(\frac{t}{\pi}\right) = 8$$

$$t = 25,133 \text{ mm}$$

und somit werden die Theilkreisdurchmesser

$$D_1 = 2R_1 = z_1 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 13 \cdot 8 = 104 \text{ mm}$$

$$D_2 = 2R_2 = z_2 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 42 \cdot 8 = 336 \text{ mm}$$

endlich die Zahnbreite

$$b = 2t = 50 \text{ mm.}$$

Für das Stirnrad z_4 auf der Trommelwelle erhält man

$$\left(\frac{PR}{z}\right) = \frac{Q\varrho}{z_4} = \frac{1250 \cdot 120}{77} = 1935$$

und dazu nach der Tabelle S. 83 Stichzahl und Theilung

$$\left(\frac{t}{\pi}\right) = 11$$

$$t = 34,558 \text{ mm}$$

und somit werden die Theilkreisdurchmesser

$$D_3 = 2R_3 = z_3 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 11 \cdot 11 = 121 \text{ mm}$$

$$D_4 = 2R_4 = z_4 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 77 \cdot 11 = 847 \text{ mm}$$

endlich die Zahnbreite

$$b = 2t = 2 \cdot 34,558 = 69,1 \sim 70 \text{ mm.}$$

Die Wellendurchmesser erhält man nach der Tabelle S. 17 für die zugehörigen Torsionsmomente u. zw. den Durchmesser der ersten Vorgelegewelle für $S' = 2 \text{ kg/qmm}$ zu

$$(PR) = K \cdot a = 20 \cdot 400 = 8000 \\ d' = 30 \text{ mm}$$

den Durchmesser für die zweite Vorgelegewelle für $S' = 2 \text{ kg/qmm}$ zu

$$(PR) = \frac{R_2}{R_1} \cdot K \cdot a = \frac{z_2}{z_1} \cdot K \cdot a = \frac{42}{13} \cdot 20 \cdot 400 = 25846 \\ d' = 42 \text{ mm}$$

endlich den Durchmesser der Trommelwelle für $S' = 3 \text{ kg/qmm}$ zu

$$(PR) = Q \cdot \varrho \cdot \frac{2}{3} = 1250 \cdot 120 \cdot \frac{2}{3} = 100000 \\ d' = 65 \text{ mm.}$$

5. *Beispiel.* Es sind die Zähnezahlen der Vorgelegeräder einer schweren Trommelwinde zu bestimmen, mittels deren auf die Trommel auflaufender Kette die Last $Q = 2000 \text{ kg}$ direct, d. i. ohne Anwendung eines Flaschenzuges, gehoben werden kann.

Es wird nach der Tabelle S. 43 der Durchmesser des Ketteneisens

$$d = 15 \text{ mm}$$

nach Gl. (111 a) der Trommelhalbmesser bis Kettenmittel

$$\varrho = 10 d = 150 \text{ mm}$$

nach Gl. (115)

$$K = 32 \text{ kg} \\ a = 450 \text{ mm}$$

und somit nach Gl. (110) die totale Räderübersetzung

$$\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = 1,20 \cdot \frac{\varrho}{a} \cdot \frac{Q}{K} = 1,20 \cdot \frac{150}{450} \cdot \frac{2000}{32} = 25$$

und wenn man wählt

$$i_2 = \frac{z_3}{z_4} = \frac{1}{7}$$

so ergibt sich hieraus

$$i_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{3,57}$$

und man kann nehmen

$$z_1 = 13 \\ z_2 = 3,57 \cdot 13 = 46,41 \sim 46 \\ z_3 = 11 \\ z_4 = 7 \cdot 11 = 77.$$

Für die *französische Bauwinde oder Kettenradwinde* gelten alle vorstehend für Trommelwinden angegebenen Regeln mit dem einzigen Unterschiede, dass statt der Trommel das Kettenrad von viel kleinerem Durchmesser zur Anwendung kommt und somit die Räderübersetzung kleiner und die ganze Winde compendiöser ausfällt. Die hierzu verwendeten Ketten müssen in allen Gliedern

gleiche Theilung haben, nach welcher das Kettenrad zu dimensioniren ist. *)

4. Herstellung der Winden. Die Spindel und Mutter der Schraubenwinden wird auf der Drehbank geschnitten und da diese gewöhnlich mit englischer Leitspindel versehen ist, so wird das Gewinde ebenfalls ein englisches. Die Auffindung der erforderlichen Wechslräder erfolgt am einfachsten auf Grund der Anzahl der Gewindgänge auf die Länge gleich einem Zoll englisch oder auf 127^{mm} gleich 5 Zoll englisch.

• Bezeichnet man mit

n_1 = Anzahl der Gewindgänge auf 1 Zoll englisch oder auf 127^{mm} der Leitspindel,

n_2 = desgleichen des zu schneidenden Gewindes,
und mit

$z_1 z_2 z_3 z_4$ der Reihe nach die Zähnezahlen der erforderlichen Wechslräder nach Fig. 8, Taf. XI, angeordnet,

so ist, da n_1 und n_2 auch gleichzeitig ausgeführte Umdrehungszahlen sind,

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4}$$

und man wählt nun nach den im Rädersatz vorhandenen Zähnezahlen die diesem Übersetzungsverhältnisse entsprechenden aus.

Für die gewöhnlich vorkommenden Gewinde der Whitworth'schen Scala werden den Drehbänken gewöhnlich sogenannte Wechslrädertabellen beigegeben. Diese Tabellen enthalten besonders angeführt die Egalisirräder, d. i. jene für das Glatt-drehen, und die Wechslräder zum Gewindschneiden für rechtes und für linkes Gewinde. **) Die Anfertigung einer solchen Tabelle erfolgt am besten für jede Drehbank mit Rücksicht auf ihre Eigenthümlichkeiten, da die der Übersetzungszahl entsprechenden Räder

*) Dimensionen solcher Ketten sind in der Tabelle Note S. 46 angegeben.

**) Nachstehende Tabellen enthalten als Beispiel die Wechslräder zum Schneiden der häufigst vorkommenden Gewinde für eine Supportdrehbank zum Schraubenschneiden mit 265^{mm} Spitzenhöhe, nach Ausführung der Ottakringer Eisengießerei und Maschinenfabrik von Reinhard Fernau & Co. in Wien. Die Leitspindel hat $\frac{1}{2}$ Zoll englisch Steigung, also 2 Gänge auf 1 Zoll englisch. Der vollständige Rädersatz mit 10 $\frac{1}{2}$ ^{mm} Theilung hat die Zähnezahlen 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 60, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 115, 120.

auch noch hinsichtlich ihrer Durchmesser den Verhältnissen der Drehbank angepasst sein müssen.

Die Schnecken werden gewöhnlich aus Schmiedeisen oder Stahl, aber auch aus Gußeisen, hergestellt und erhalten des einfachen Profils wegen mit dem Schneckenrad entweder *reine Evolventen-Verzahnung* mit der Eingriffslinie unter 75° oder die sogenannte *Geradflanken-Zahnstangen-Verzahnung*, wobei das Fußprofil der Zahnstange sowohl als des Getriebes durch eine Gerade gebildet ist, der Zahnkopf der Zahnstange aber durch eine gemeine Cycloide und jener des Getriebes durch eine Evolvente. Größere, aus Gußeisen hergestellte Schnecken erhalten gewöhnlich letzteres Profil. Kleine Schnecken werden mit der Achse in einem Stück geschmiedet, größere auf der zugehörigen Welle aufgekeilt. Die Schnecken werden wie andere Schrauben auf der *Drehbank* geschnitten. Schmiedeiserne Schnecken werden zweckmäßig im Einsatze gehärtet, um der Abnützung besser zu widerstehen.

Das 60 Zähne-Rad ist doppelt beigegeben zum Aufstecken auf den Zwischenbolzen ($Z_2 = Z_3$ nach Fig. 8, Taf. XI) wenn zwei Räder schon das Verhältnis ($n_2 : n_1$) ergeben, falls das Rad auf der Leitspindel nicht achsial verschoben werden kann, und um mit $Z_1 = Z_4$ das Leitspindelgewinde zu schneiden. Die Bezeichnung der Zähnezahlen entspricht der Cotirung in Fig. 8, Taf. XI.

Rechtes Gewinde.

Steigung in Zoll engl.	Anzahl der Gänge auf 1 Zoll engl.	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Steigung in Zoll engl.	Anzahl der Gänge auf 1 Zoll engl.	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4
$\frac{1}{24}$	24	120	40	100	25	$\frac{1}{5}$	5	120	60	50	40
$\frac{1}{20}$	20	120	40	100	30	$\frac{2}{9}$	$4\frac{1}{2}$	90	60		40
$\frac{1}{18}$	18	120	40	90	30	$\frac{1}{4}$	4	100	60		50
$\frac{1}{16}$	16	120	50	100	30	$\frac{2}{7}$	$3\frac{1}{2}$	70	90		40
$\frac{1}{14}$	14	120	40	70	30	$\frac{1}{3}$	3	60	90		40
$\frac{1}{12}$	12	120	50	100	40	$\frac{2}{5}$	$2\frac{1}{2}$	50	90		40
$\frac{1}{11}$	11	120	60	110	40	$\frac{1}{2}$	2	60	70		60
$\frac{1}{10}$	10	120	60	100	40	$\frac{2}{3}$	$1\frac{1}{2}$	90	40		120
$\frac{1}{9}$	9	120	60	90	40	1	1	50	60		100
$\frac{1}{8}$	8	120	60	30		$\frac{4}{3}$	$\frac{3}{4}$	45	60		120
$\frac{1}{7}$	7	120	60	70	40	2	$\frac{1}{2}$	50	100	60	120
$\frac{1}{6}$	6	120	60	40		4	$\frac{1}{4}$	30	90	45	120

Kleinere Schneckenräder erhalten prismatische, nach der Zahnschräge $\left(\frac{t}{2R_1\pi}\right)$ zur Schneckenradachse schrägstehende Zähne, größere solche nach dem Schraubengang gebildet, mit hohlem Zahngrunde und hohler Kopffläche, entsprechend der Krümmung der Schnecke. Dieselben werden gewöhnlich aus Gußeisen hergestellt, entweder mit den Zähnen gegossen oder voll gegossen und auf der *Räderfräsmaschine* gefräst.

Die schmiedeisernen Zahnstangen und Zahnräder werden voll geschmiedet und kalt ausgemeißelt oder ausgefräst. Die kleinen Getriebe werden mit ihren Achsen in einem Stück voll geschmiedet und ausgemeißelt, wobei zur Zahnverstärkung Seitenscheiben stehen bleiben. Die Verzahnung ist hierbei, wegen der kleinen Zähnezahl des Getriebes (3 bis 5), mit Rücksicht auf die Eingriffs-

Linkes Gewinde.

Steigung in Zoll engl.	Anzahl der Gänge auf 1 Zoll engl.	Z_1	Zwischen- rad	Z_2	Z_3	Z_4	Steigung in Zoll engl.	Anzahl der Gänge auf 1 Zoll engl.	Z_1	Zwischen- rad	Z_2	Z_3	Z_4
$\frac{1}{24}$	24	120	45	40	100	25	$\frac{1}{5}$	5	120	45	40	50	60
$\frac{1}{20}$	20	120	45	40	100	30	$\frac{2}{9}$	$4\frac{1}{2}$	90	45		50	40
$\frac{1}{18}$	18	120	45	40	90	30	$\frac{1}{4}$	4	100	40		45	50
$\frac{1}{16}$	16	120	40	50	100	30	$\frac{2}{7}$	$3\frac{1}{2}$	70	45		50	40
$\frac{1}{14}$	14	120	45	40	70	30	$\frac{1}{3}$	3	60	50		60	40
$\frac{1}{12}$	12	120	40	50	100	40	$\frac{2}{5}$	$2\frac{1}{2}$	50	60		70	40
$\frac{1}{11}$	11	120	45	40	110	60	$\frac{1}{2}$	2	60	50		70	60
$\frac{1}{10}$	10	120	45	40	100	60	$\frac{2}{3}$	$1\frac{1}{2}$	90	45		50	120
$\frac{1}{9}$	9	120	45	40	90	60	1	1	50	60		70	100
$\frac{1}{8}$	8	120	40		50	30	$\frac{4}{3}$	$\frac{3}{4}$	45	60		70	120
$\frac{1}{7}$	7	120	45	40	70	60	2	$\frac{1}{2}$	50	45	100	60	120
$\frac{1}{6}$	6	120	30		50	40	4	$\frac{1}{4}$	30	60	90	45	120

Egalisirräder.

Steigung in Millimetern	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4
$\frac{53}{100}$	120	25	100	20
$\frac{79}{100}$	120	30	100	25

dauer, wie schon S. 65 angeführt, *die doppelte Punktverzahnung oder die gemischte Verzahnung*, letztere bei 3 Zähnen des Getriebes, mit bis zum Durchschnitt verlängerten Zahncurven am Zahnkopf.

Bei den gußeisernen Getrieben mit 11 bis 15 Zähnen und Zahnstangen der Schützenaufzüge (Note S. 93) kommt wegen der kleinen Zähnezah, mit Rücksicht auf die Eingriffsdauer gewöhnlich die *Cycloidenverzahnung* zur Anwendung. Aus dem gleichen Grunde erhalten die Zahnräder der Trommelwinden die *Cycloidenverzahnung* und zwar als Satzräder mit dem Wälzkreisdurchmesser gleich dem Theilkreishalbmesser des Rades mit 11 Zähnen, *) weil das kleinste zur Verwendung gelangende Rad 11 Zähne hat. Das Getriebe mit 11 Zähnen erhält hierbei gerade, radiale Fußflanken.

Die gußeisernen Zahnräder der Winden werden gewöhnlich nur ausgebohrt und an der Nabe eben abgedreht, im übrigen aber unbearbeitet belassen. Dasselbe gilt bezüglich der aus Gußeisen hergestellten Windentrommel.

Die Herstellung der Sperr- und Bremswerke ist bereits früher behandelt (S. 22 und 34).

Das Kettenrad oder die Kettennuss der französischen Bauwinde wird bei kleiner Zähnezah mit der Achse in einem Stück voll geschmiedet aus Bessemerstahl hergestellt und nachträglich gezahnt; bei größerer Zähnezah wird es aus Gußeisen oder Gußstahl hergestellt und viereckig auf die Achse aufgepasst oder ausgebohrt und aufgekeilt. Die Verzahnung entspricht der Form und Gliedlänge der angewendeten Kette.

*) Für die Stichzahl $\left(\frac{t}{\pi}\right)$ oder Theilung t des Getriebes mit $z = 11$ Zähnen ist der zugehörige Theilkreishalbmesser R bestimmt durch die Gleichung

$$2R = z \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right)$$

woraus

$$R = \frac{z}{2} \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = \frac{11}{2} \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 5,5 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 1,75 \cdot t.$$

Der Halbmesser r des Wälzkreises für Satzräder, bei welchen das Rad von 11 Zähnen als kleinstes, gerade Fußflanke erhält, ist somit

$$r = \frac{1}{2} R = 2,75 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 0,875 \cdot t.$$

V. DIE KRAHNE.

1. Zweck und Arten der Krahne. Krahne sind Maschinen, vermittels welcher größere Lasten auf mittlere Höhen gehoben, hierauf in horizontaler Richtung innerhalb des Bereiches der Maschine bewegt und endlich wieder herabgelassen werden können. Man bedient sich derselben mit Handbetrieb in *Magazinen* und *Gießereien*, oben und unten drehbar gelagert und gestützt; oder *freistehend* nur auf dem Fundamente oder in demselben drehbar gelagert und gestützt, in Fabrikräumen, Höfen, Eisenbahnstationen und Quai's; oder auf einem Wagengestelle *fahrbar*, auf Eisenbahnstationen, von einer zur anderen transportabel, um gelegentlich schwere Güter ein- und auszuladen (löschen); endlich auf feststehenden Schienen geradlinig den Schienen entlang *laufend* und unterscheidet demnach folgende, für die gewerbliche und industrielle Praxis im Allgemeinen wichtige Krahne:*)

Magazinkrahne,
Gießereikrahne,
Freistehende Krahne oder Quaikrahne,
Fahrbare Krahne oder Eisenbahnkrahne,
Laufkrahne,
Bockkrahne oder Gerüstkrahne.

*) Andere Arten von Krahnern specieller Verwendung sind die Uferkrahne der Fluss- und Seedampfschiffahrt zum Umladen (Löschen) der Güter, stabil als sogenannte Scherenkrahne oder drehbar als besonders construirte schwere Quaikrahne oder, mit Rücksicht auf das Constructionsmaterial, sogenannte Blechkrahne; ferner die hydraulischen Krahne der Bessemeranlagen; die Dampfkrahne, letztere fahrbar oder stabil und drehbar gelagert.

Nach ihrer Antriebsart theilt man auch die Krahne in solche mit Handbetrieb oder *gewöhnliche Krahne*; solche mit Transmissionsbetrieb oder *Transmissionskrahne*; solche mit Betrieb durch Druckwasser, vermittels Pumpen und Accumulatoren oder *hydraulische Krahne*; endlich solche mit Dampftrieb oder *Dampfkrahne*.

In den Rahmen dieses Leitfadens sind, dem Zweck desselben entsprechend, nur die gewöhnlichen Krahne einbezogen, bezüglich der übrigen Krahne sei hier verwiesen auf: *Rühlmann*, Allgemeine Maschinenlehre; *Weisbach-Herrmann*, Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinenmechanik; *Uhland*, Praktischer Maschinenconstructeur; *Riedler*, Bericht über die wissenschaftlichen Excursionen der Hörer der Maschinenbauschule an der k. k. technischen Hochschule

2. Haupttheile der Krabue. Jeder Krahn besteht im Allgemeinen aus dem Krahngerüste und dem Windwerk.

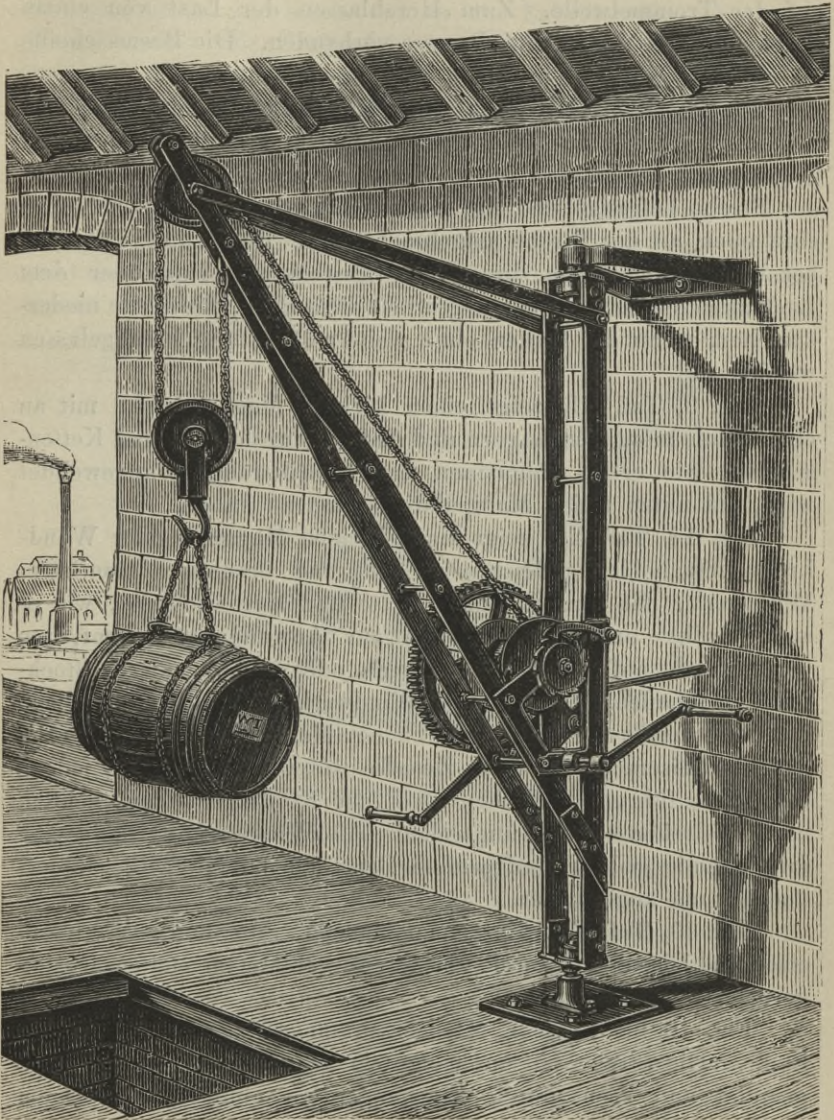
Beim *Magazinkrahn* ist das Krahngerüste gebildet durch die um eine verticale Achse drehbare Krahnsäule, Strebe- und Zugstangen. Die Fig. 5 bis 16, Taf. XII, zeigen einen Magazinkrahn mit hölzerner Säule und Strebe (Lerchenholz, wenn der Krahn im Freien steht), welche mit gußeisernen Armierungsstücken versehen sind. Das Spurlager zur Stützung der Krahnsäule ist auf das Fundament geschraubt und das Kopflager an eine Gebäudemauer. Die beiden Zugstangen bestehen aus Rundeisen, die für die Einhängung mit entsprechenden Augen versehen sind. Das Windwerk mit doppelter Räderübersetzung ist an der Krahnsäule befestigt, wie Fig. 5 und 6, Taf. XII, erkennen lassen. Die Vorgelegewelle mit den Handkurbeln ist achsial verschiebbar, um ein auf derselben sitzendes mit z_3 gleiches Getriebe in z_4 einzurücken und somit auch mit einfacher Räderübersetzung $\left(\frac{z_3}{z_4}\right)$ arbeiten zu können, um kleinere Lasten rascher zu heben. Die Kette ist mit einem Ende am oberen Armierungsstück der Strebe (Fig. 5, Taf. XII) angehängt und läuft um die den Haken tragende lose Rolle, sodann über eine fixe Rolle am Strebenkopfe, eine solche oben an der Säule und von dieser auf die mit Kettenspur versehene Kettentrommel. Das Gußstück, welches die lose Rolle umschließt, dient dazu, die Kette niederzuziehen, wenn der Haken ohne weitere Belastung herabgelassen werden soll. Das Sperrad sitzt auf der zweiten Vorgelegewelle. Eine Bremse ist hierbei gewöhnlich nicht vorhanden.

Die Last kann mittels des Magazinkrahnes gehoben, gesenkt und im Kreise vom Halbmesser gleich der Ausladung in horizontaler Richtung bewegt werden.

Fig. 29, Text, zeigt einen Magazinkrahn mit aus Flacheisen und gußeisernen Verbindungsstücken für die Drehzapfen gebildetem Krahngerüste. Das Windwerk mit einfacher Räderüber-

in Wien 1873—1875; und auf die Fabrikate der rühmlich bekannten Etablissements von *J. Körösi*, k. k. priv. Maschinenfabrik und Eisengießerei in Andritz bei Graz und der Mannheimer Maschinenfabrik *Mohr & Federhaff*, vormals Mannheimer Maschinenfabrik Schenk, Mohr & Elsaesser in Mannheim, endlich *Stuckenholz* in Wetter an der Ruhr.

Fig. 29.



Magazinkrahn nach Ausführung der Mannheimer Maschinenfabrik Mohr & Federhaff
in Mannheim.

setzung ist an der Säule und Strebe befestigt. Das Sperrrad sitzt auf der Trommelwelle. Zum Herablassen der Last von einem Stockwerk ist hierbei eine Bremse vorhanden. Die Bremscheibe ist mit dem Stirnrad in einem Stück gegossen.

Fig. 15, Taf. XIII, zeigt einen Magazinkrahn mit Säule aus Rundeisen, Strebe aus Winkeleisen, oben und in der Mitte durch Zugstangen angehängt. Das Windwerk mit Kettenrad ist auf der Strebe befestigt und die Kette läuft von der Trommel über eine oben an der Strebe angebrachte fixe Rolle und trägt am herabhängenden Ende direct den Lashaken. Das über dem Lashaken angebrachte Kugelgewicht dient dazu, die Kette niederzuziehen, wenn der Haken ohne weitere Belastung herabgelassen werden soll.

Fig. 9, Taf. XI, zeigt einen kleinen Magazinkrahn mit an einer Säule montirten Lagern und Antrieb durch Kette und Kettenscheibe, wie er in Magazinen und Fabrikräumen angewendet wird, um unten freien Manipulationsraum zu haben.

Fig. 14, Taf. XI, zeigt einen kleinen Magazin- oder Wandkrahn mit hohler gußeiserner Säule und besonders montirtem Windwerk, mit Antrieb durch Kette und Kettenscheibe, wie er auf Fabriks- und Magazinshöfen zur Anwendung kommt, um Gegenstände auf ein höheres Niveau oder in ein höheres Stockwerk zu schaffen, dabei aber das Windwerk von unten anzutreiben.

Man macht ebenfalls einen kleinen Magazin- oder Wandkrahn aus Flacheisen, zu gleichem Zwecke wie vorhergehender, jedoch mit Kettenführung zwischen zwei am Kopflager angebrachten, vertical drehbaren Führungsrollen. Als Windwerk ist dann eine im Gebäude gedeckt aufgestellte Bauwinde mit einfacher Räderübersetzung angewendet.

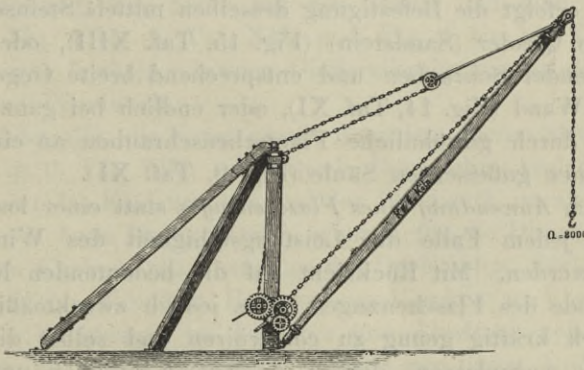
Fig. 13, Taf. XI, zeigt einen Magazinkrahn mit aus Winkeleisen und Eisenblech durch Vernietung gebildetem steifem Krahngerüste.

Fig. 10 bis 12, Taf. XI, zeigen einen Magazinkrahn ohne Säule. Die Strebe ist unten mittels Kugelzapfen im Spurlager gestützt und oben mittels Zugstangen an einen im Kopflager drehbaren Zapfen gehängt, dessen verlängerte Drehungsachse durch den Kugelmittelpunkt des Spurlagers geht. Das Windwerk ist an der hölzernen Strebe befestigt.

Fig. 30, Text, zeigt einen freistehenden Magazinkrahn mit hölzerner Säule und Strebe, wie er auf Fabrikshöfen zur Anwendung kommt. Die Krahsäule ist unten im Spurlager gestützt und der Kopfzapfen dreht sich in einem durch hölzerne, mit schmiedeisernen Armierungsstücken an besondere Fundamente befestigte Streben getragenen Lager.

Der hier abgebildete Krahn weist noch die Eigenthümlichkeit auf, dass die Strebe nicht direct mittels Zugstange an die Säule befestigt ist, sondern durch eine Kette in ihrer Lage erhalten wird und mittels derselben herabgelassen oder aufgezogen werden kann. Diese Kette ist mit einem Ende am Kopf der Krahnstrebe

Fig. 30.



Derrickkrahn oder Dreifußkrahn nach Ausführung von G. Kieffer, Fabrik von Hebezeugen und Ketten in Köln am Rhein.

befestigt, über die an den Zugstangenenden auf ihrem Bolzen lose drehbare Kettenrolle geführt und läuft von hier über eine oben an der Säule angebrachte fixe Rolle auf eine conische Kettentrommel. Der Antrieb dieser Kettentrommel erfolgt durch ein Windwerk mit Räderübersetzung, welches die Schilde gemeinsam hat mit dem übrigens unabhängigen Windwerk zum Heben und Senken der Last, mit cylindrischer Trommel.

Das Windwerk ist an der Säule fest und die Lastkette läuft von der fixen Rolle im Strebenkopfe direct auf die Trommel, um beim Heben und Senken der Strebe keine bedeutende Verkürzung und Verlängerung zu erfahren, indem sich die Strebe um den tiefer als das Windwerk liegenden Bolzen dreht.

Die Windentrommel zum Herablassen und Aufziehen der Strebe ist deshalb conisch und die Kette hängt bei herabgelassener Strebe an dem kleineren Trommelradius, weil die Zugkraft in den Zugstangen in dieser Lage größer ist als bei aufgezogener Strebe, wie sich leicht auf graphischem Wege, durch Aufzeichnung der Strebe in ihren verschiedenen Lagen, ergibt, die Kraft an der Kurbel des Windwerkes aber constant bleiben möchte.

Dieser Krahn stellt somit einen *Magazinkrahn mit variabler Ausladung* vor und wird *Derrickkrahn* oder *Dreifußkrahn* genannt.

Bei schweren Krahnern steht das Spurlager auf gemauertem Fundament und ist mit demselben durch entsprechend lange Fundamentschrauben verbunden (Fig. 5, Taf. XII); bei leichteren Krahnern erfolgt die Befestigung desselben mittels Steinschrauben auf einem Quader (Sandstein) (Fig. 15, Taf. XIII), oder mittels durchgehender Schrauben und entsprechend breite Gegenplatten an einer Wand (Fig. 14, Taf. XI), oder endlich bei ganz leichten Krahnern durch gewöhnliche Flantschenschrauben an einer eben vorhandenen gußeisernen Säule (Fig. 9, Taf. XI).

Durch *Anwendung eines Flaschenzuges* statt einer losen Rolle kann in jedem Falle die Leistungsfähigkeit des Windwerkes ergänzt werden. Mit Rücksicht auf die bedeutenden Reibungswiderstände des Flaschenzuges ist es jedoch zweckmäßiger, das Windwerk kräftig genug zu construiren und selbst die untere lose Rolle wegzulassen, derart, dass der Lashaken unmittelbar an das Kettenende sich anschließt (Fig. 9 und 13, Taf. XI, Fig. 15, Taf. XIII, und Fig. 30, Text).

Die Zahnräder des Windwerkes sitzen gewöhnlich außerhalb der Windenschilde (Fig. 6, Taf. XII), bei den Windwerken von Megy, Echeverria & Bazan auch innerhalb des in einem Stück hergestellten gußeisernen Windenrahmens (Fig. 9, Taf. XI, und Fig. 15, Taf. XIII). Das Sperrrad ist bei doppelter Räderübersetzung gewöhnlich auf der zweiten Vorgelegewelle (Fig. 6, Taf. XII), bei einfacher Räderübersetzung auf der Trommelwelle (Fig. 29, Text), oder auf der Vorgelegewelle (Fig. 15, Taf. XIII) angebracht.

Bremswerke kommen bei den Magazinkrahnern nur ausnahmsweise zur Anwendung (Fig. 29, Text).

Das Windwerk selbst ist entweder an der Krahnensäule (Fig. 5, Taf. XII), oder an der Strebe (Fig. 15, Taf. XIII), oder an beiden

zugleich befestigt (Fig. 29, Text), was bei der Dimensionsbestimmung zu berücksichtigen sein wird.

Die *Gießereikrahne* besitzen die Einrichtung zum Heben und Senken der Last und zur Bewegung derselben in horizontaler Richtung im Kreise vom Halbmesser gleich der Entfernung der Last von der Drehungsachse der Krahnssäule und radial hin und zurück. Dieselben haben zwei verticale Drehzapfen gleicher Anordnung wie die Magazinkrahne, von welchen sie sich dadurch constructiv unterscheiden, dass statt der Zugstangen der sogenannte Ausleger oder Schnabel vorhanden ist, auf welchem der Krahnwagen oder die sogenannte Katze fährt.

Das Krahngerüste ist hier gebildet durch feste Verbindung (Verschraubung) der Säule mit der Strebe und dem Ausleger.

Die Fig. 1 bis 4, Taf. XII, und Fig. 1 bis 14, Taf. XIII, zeigen einen leichten eisernen Gießereikrahn mit an der Strebe befestigtem Windwerk.

Befindet sich die Katze gerade über dem oberen Strebenende, wie in Fig. 6, Taf. XIV, schematisch dargestellt (Ausladung A_1), so erscheint das Krahngerüste und das Windwerk genau so beansprucht, wie beim Magazinkrahn, wonach für die Dimensionirung des ganzen Krahnes mit Ausnahme der Drehzapfen, des Auslegers und der Katze dieselben Bestimmungen gelten wie bei jenem, jedoch die Zugstangen im Ausleger zum Ausdruck gelangen.

Steht die Katze am äußersten Ende der freien Ausladung A auf dem Ausleger, wie in Fig. 7, Taf. XIV, so erfolgt die stärkste Beanspruchung der Drehzapfen auf Biegung und hiernach deren Dimensionsbestimmung. In dieser Stellung der Katze und in jener im Mittel zwischen der Strebe und Säule ist der Ausleger am stärksten auf Biegung beansprucht und darnach seine Dimensionirung.

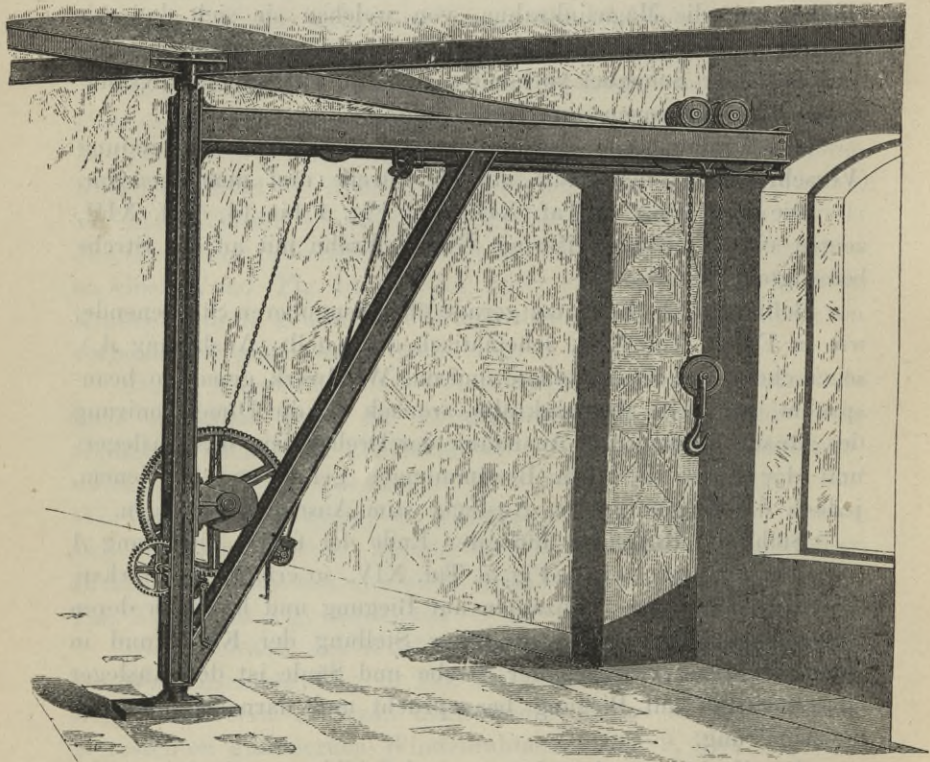
Die Krahnkatze besteht aus zwei Schilden aus Gußeisen oder Schmiedeisen, welche die Lager der Achsen für die Laufrollen und jene für die Kettenrollen enthalten und in geeigneter Weise mit einander verbunden sind.

Die Laufrollen laufen bei leichten Krahnern auf Flacheisenschienen oder auf dem eisernen Ausleger selbst, und bei schweren Krahnern auf Eisenbahnschienen, welche auf den Wangen des Auslegers befestigt sind.

In Fig. 3, Taf. XII, und Fig. 14, Taf. XIII, ist eine Katze einfachster Form dargestellt, bei welcher als Schilde schmiedeeiserne Laschen vorhanden sind und die Kettenrollen auf den Achsen der Laufrollen sich drehen.

Die Verschiebung der Krahnkatze erfolgt gewöhnlich durch

Fig. 31.



Gießereikrahn für 5000 kg Tragfähigkeit, nach Ausführung von J. Körösi
in Andritz bei Graz.

eine Kette, welche beiderseits mit ihren Enden an die Katze befestigt und über zwei an den Enden des Auslegers gelagerte Kettenrollen geschlungen ist, wie in Fig. 1, Taf. XII. Die eine dieser Kettenrollen, jene in der Nähe der Krahnsäule, ist im Spurkranze gezahnt (Fig. 3 bis 6, Taf. XIII), auf ihrer Achse

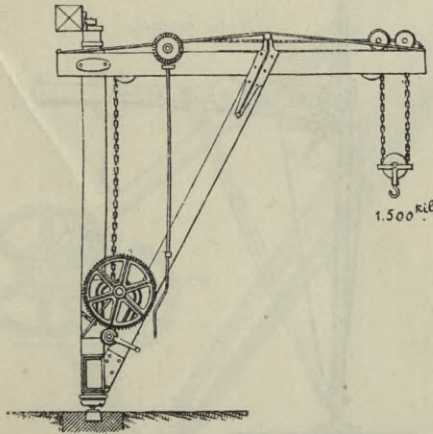
aufgekeilt und vermittelt den Antrieb für die Verschiebung der Katze; die zweite dient bloß als Leitrolle für die Kette.

Die Drehung der Achse mit der gezahnten Kettenrolle kann auf verschiedene Weise erfolgen.

In Fig. 1, Taf. XII, dient hierzu die Schnecke mit dem Schneckenrad, mit Bewegungseinleitung durch Kettenscheibe und herabhängende Kette. Das Detail dieser Anordnung zeigen die Fig. 5 bis 6, Taf. XIII, in Ansicht und Draufsicht.

In Fig. 1 bis 3, Taf. XIV, erfolgt der Antrieb der gezahnten Rolle für die Verschiebung der Katze durch eine schief vom

Fig. 32.



Gießereikrahn mit durch Zugstange armiertem Ausleger, nach Ausführung von Chaligny & Guyot-Sionnest in Paris.

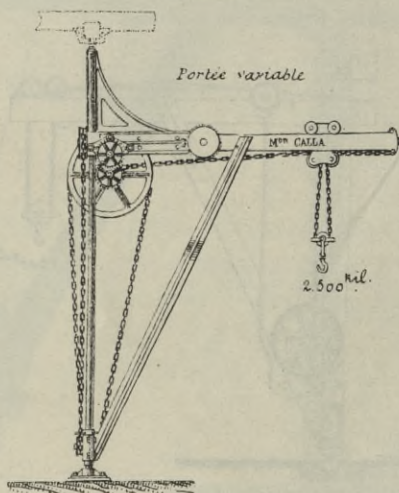
Ausleger zum Säulenfuß herabgehende Zwischenwelle und zwei Paar Kegelräder mittels Handkurbel; in Fig. 32, Text, in ähnlicher Weise, jedoch mit verticaler Zwischenwelle und nur ein Paar Kegelräder. In Fig. 31, Text, erfolgt die Verschiebung der Katze mittels flachgängiger Schraubenspindel, zwei Paar Kegelräder mit schief herabreichender Zwischenwelle, durch Handkurbel.

Den Zug in der Kette zur Verschiebung der Krahnkatze kann man unter gewöhnlichen Verhältnissen gleich setzen $\frac{1}{4}$ der am Lsthaken angehängten Last.

Fig. 31, Text, zeigt einen schweren eisernen Gießereikrahn und lässt zugleich die Befestigung des Kopflagers mittels Diagonalstreben an den Gebäudemauern erkennen, welche entweder, wie hier dargestellt, eiserne Träger, oder wie nach der Form des Kopflagers bei dem früher besprochenen leichteren Krahn, Holzbalken sind. Das Windwerk ist hier an der Säule befestigt.

Die Fig. 1 bis 3, Taf. XIV, zeigen einen Gießereikrahn mittlerer Tragfähigkeit, mit hölzernen Constructionstheilen und eisernen Verbindungsstücken im Krahngerüste. Das Windwerk ist hierbei ebenfalls an der Säule befestigt.

Fig. 33.



Gießereikrahn mit Antrieb durch Kette und Kettenrad, nach Ausführung von Chaligny & Guyot-Sionnest in Paris.

Fig. 32, Text, zeigt die Armirung des hölzernen Auslegers durch Zugstangen aus Rundeisen, ebenfalls mit unten angeordnetem Windwerk; in Fig. 33, Text, hingegen ist das Windwerk oben angebracht und der Antrieb desselben zum Heben und Senken der Last erfolgt durch Kettenrolle und herabhängende Kette, in gleicher Weise wie jener für die Bewegung der Krahnkatze.

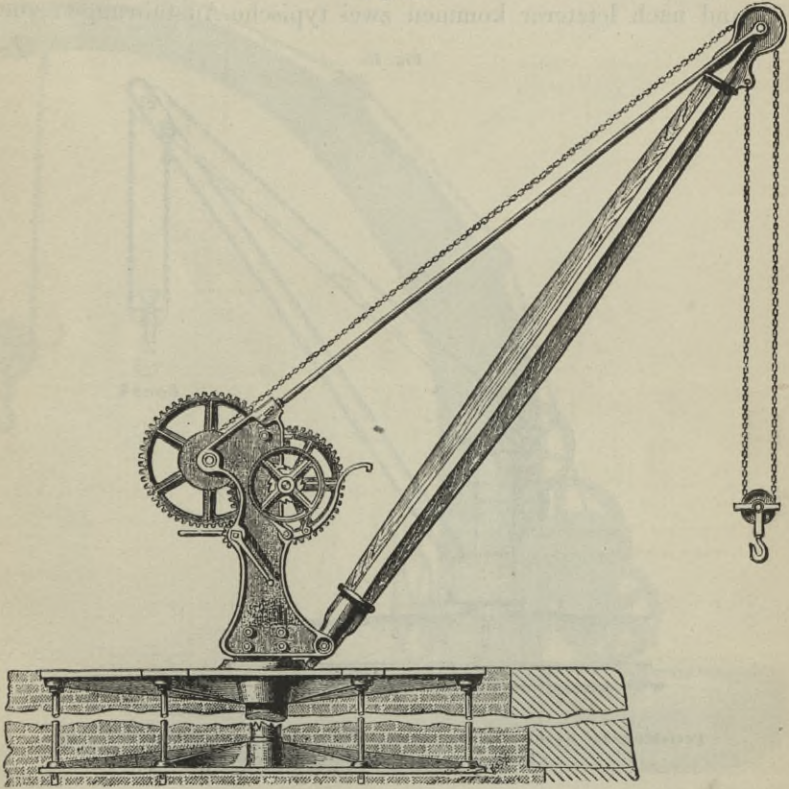
Hinsichtlich der Detailconstruction des Windwerkes gilt alles wie beim Magazinkrahn.

Durch Anwendung eines Flaschenzuges kann auch hier die

Leistungsfähigkeit des Windwerkes ergänzt werden. Gewöhnlich aber befinden sich in der Katze nur zwei Führungsrollen und die Last hängt an einer losen Rolle, wie in Fig. 1 bis 4, Taf. XII, und Fig. 1 bis 14, Taf. XIII.

Die Kette wird am zweckmäßigsten, wie in Fig. 1, Taf. XII, und Fig. 1, Taf. XIV, ersichtlich, am freien Ende des Auslegers

Fig. 34.



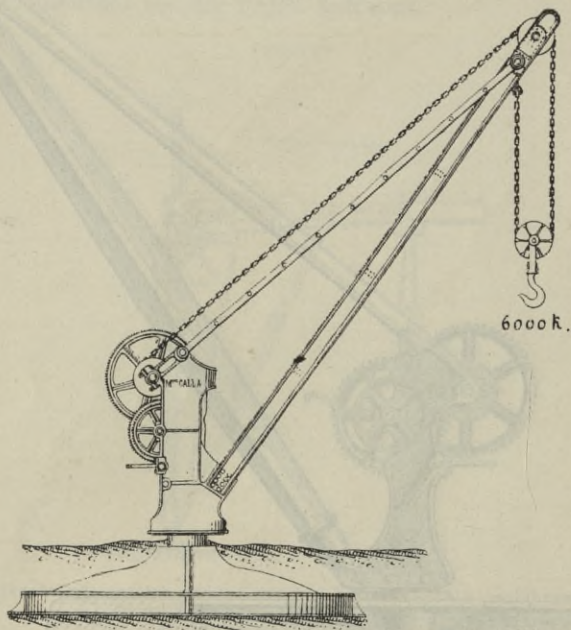
Freistehender Krahn nach Ausführung von Selig, Sonnenthal & Co. in London.

befestigt und von dort über die erste Rolle der Katze herab, um die lose Rolle und über die zweite Rolle der Katze hinauf, endlich über eine fixe Rolle am zweiten Ende des Auslegers auf die Windentrommel herabgeführt, weil hierdurch vermieden ist, dass die Verschiebung der Krahnkatze gleichzeitig eine Hebung oder

Senkung der Last im Gefolge hat. Letzteres tritt ein, wenn das zweite Kettenende an der Krahnkatze selbst befestigt ist, oder die Kette von der Katze gleich auf die Windentrommel herabläuft.

Freistehende Krahne oder Quaikrahne haben im allgemeinen dieselbe Einrichtung wie die Magazinkrahne, und unterscheiden sich von diesen wesentlich nur durch die Form des drehbaren Krahngerüsts, welche durch die abweichende Aufstellung bedingt ist, und nach letzterer kommen zwei typische Ausführungen vor.

Fig. 35.



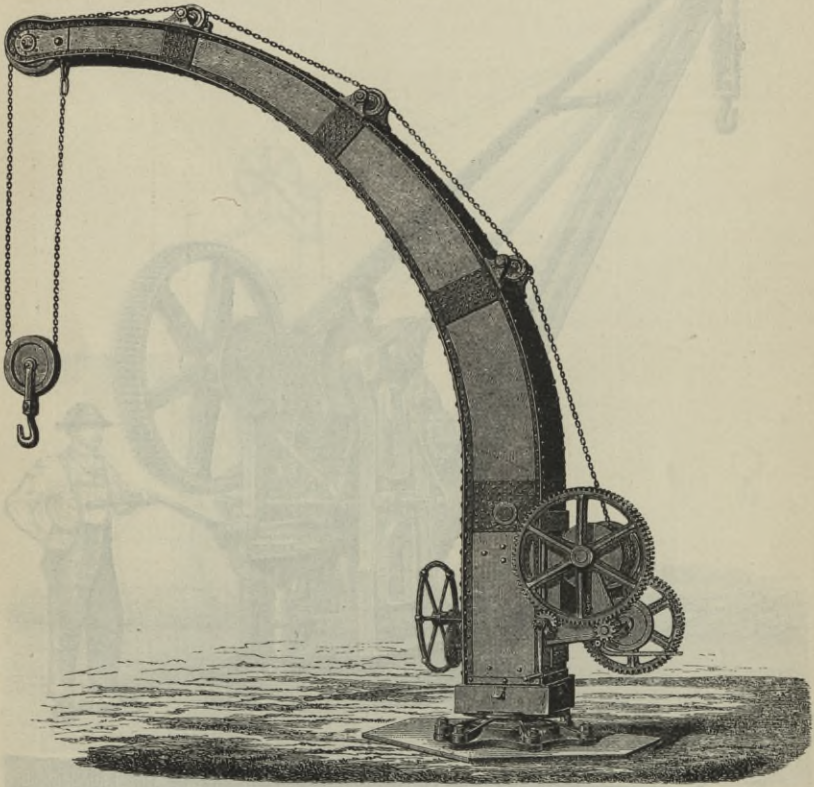
Freistehender Krahn ohne Fundament-Mauerwerk, nach Ausführung von Chaligny & Guyot-Sionnest in Paris.

Das Krahngerüste ist nach dem ersten Typus von der Krahn säule unabhängig hergestellt und auf dieser drehbar montirt; die Krahn säule aber ist in der gußeisernen Fundamentplatte fest und ragt über das Fundament empor. Beispiele dieser Aufstellung zeigen die Krahne in Fig. 4 und 5, Taf. XIV, Fig. 1 bis 3, Taf. XV, und Fig. 34 bis 37, Text, und die Details der Lagerung die Fig. 4 bis 6, Taf. XV, und Fig. 1 bis 8, Taf. XVI, oben

mit Spurzapfen, unten mit Frictionsrollen, wie insbesondere in Fig. 4, 7 und 8, Taf. XVI, zu ersehen.

Nach dem zweiten Typus ist das Krahngerüste mit der Krahnssäule in einem Stück hergestellt, letztere reicht in das Fundament herab (Schacht, daher auch Schachtkrahn) und ist unten im Spur-

Fig. 36.

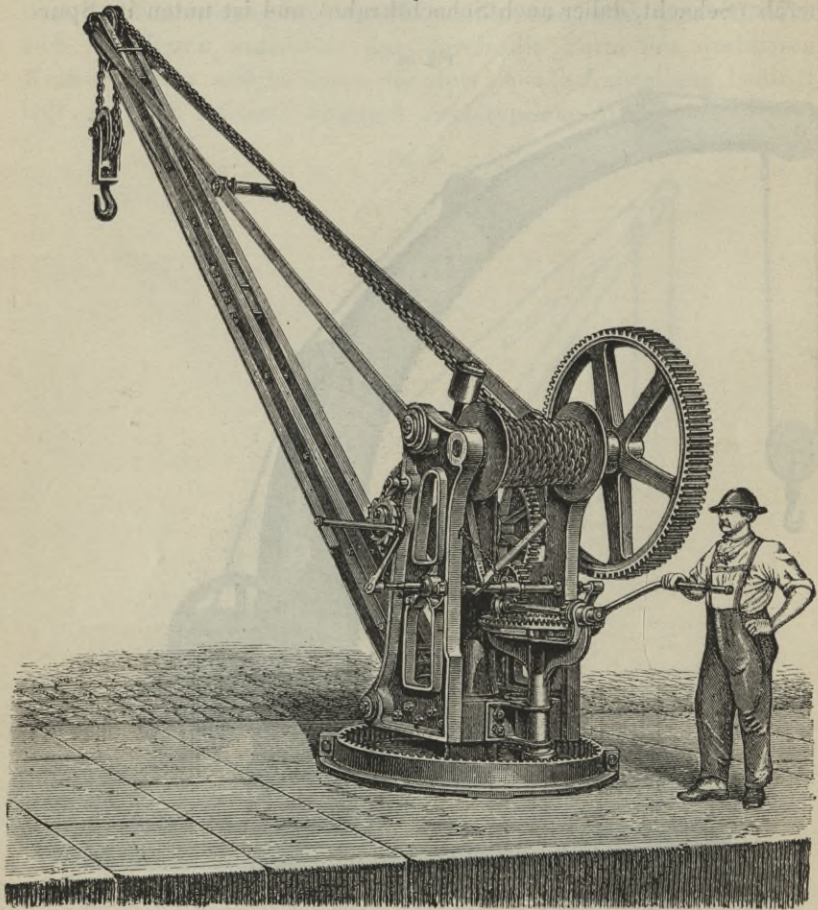


Eiserner Drehkrahn (Blechkrahn) nach Ausführung von J. Körösi in Andritz bei Graz.

lager und in der Höhe des äußeren Arbeitsniveaus bei kleineren Krahnen (Fig. 38, Text) in einem ausgebohrten Halslager, bei größeren Krahnen (Fig. 39, Text) dagegen mittels Frictionsrollen in dem Fundamentkranze gelagert.

Die Fig. 39, Text, gibt zugleich ein Bild eines Dampfkrahnes, bei dem das Windwerk nicht von Hand, sondern durch eine kleine, am Krahngerüste montirte Dampfmaschine angetrieben wird.

Fig. 37.

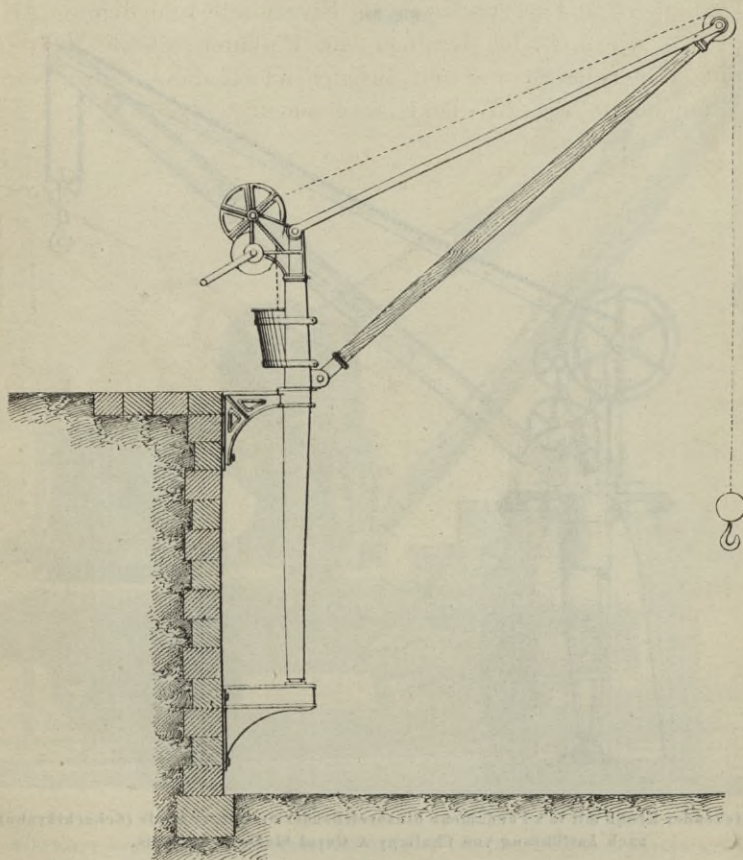


Freistehender Krahn mit Drehung durch Zahnkranzgetriebe, nach Ausführung der Mannheimer Maschinenfabrik Mohr & Federhaff in Mannheim.

Die Krahne mit auf der Fundamentplatte fester, aufwärtsstehender Krahnsäule werden entweder mit ihrer Fundamentplatte auf ein gemauertes Fundament aus Ziegeln und Quadern auf-

geschraubt, wie insbesondere in Fig. 34, Text, zu ersehen und in diesem Falle erscheint das Gewicht des Fundamentes bei der Stabilitätsberechnung mit in Betracht, oder die Fundamentplatte ist recht breit ausgebildet und frei auf eine Anschotterung gestellt,

Fig. 38.



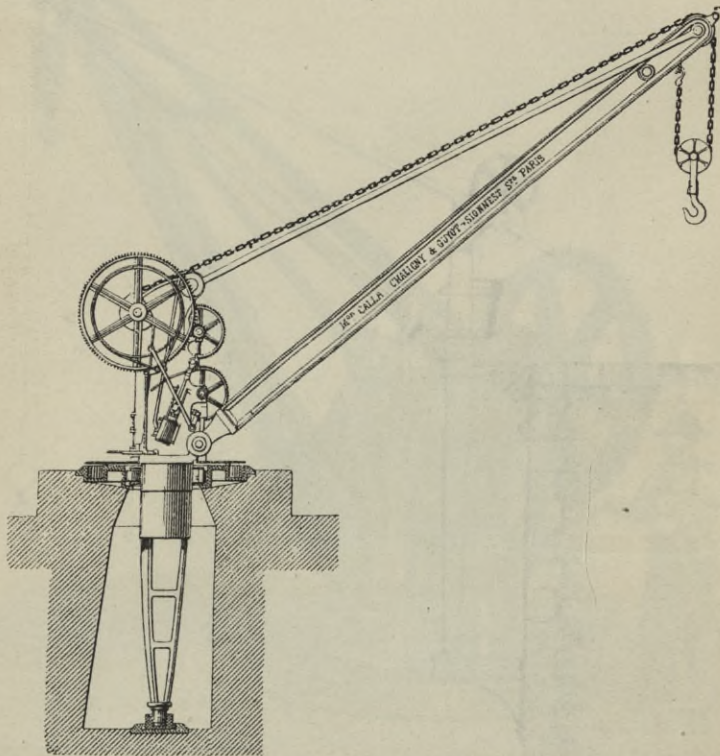
Quaikrahn nach Ausführung von Megy-Echeverria-Bazan in Paris.

wie in Fig. 35, Text, zu ersehen und in diesem Falle erscheint nur das Gewicht der gußeisernen Fundamentplatte und ihrer Schotterfüllung bei der Stabilitätsberechnung in Betracht gezogen.

Die Drehung des Krahngerüsts erfolgt in gewöhnlichen

Fällen wie beim Magazin- und Gießereikrahn durch Ziehen am Lasthaken, und bei vorhandenen Niveauunterschieden am Arbeitsplatze, wie z. B. bei Kränen am Flußufer, durch Handkurbel und Räderübersetzung mit feststehendem Zahnkranze, wie insbesondere in Fig. 37, Text, zu ersehen.

Fig. 39.



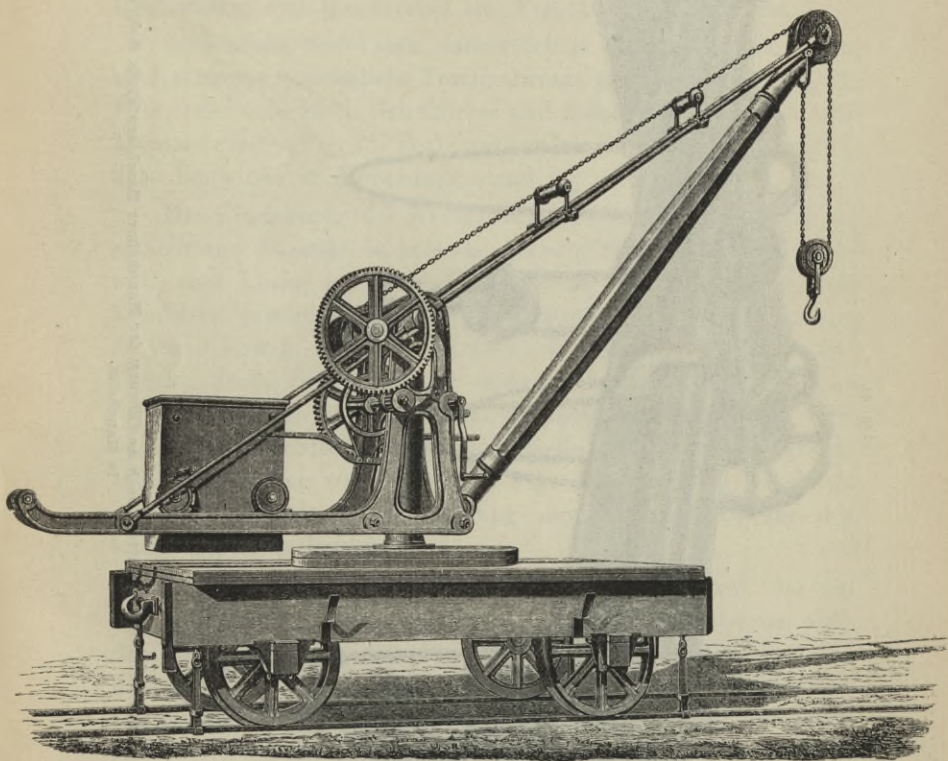
Freistehender Krahn mit in's Fundament hinabreichender drehbarer Säule (Schachtkrahn), nach Ausführung von Chaligny & Guyot-Siennest in Paris.

Der *fahrbare Krahn* oder Eisenbahnkrahn stimmt principiell mit dem freistehenden Krahn mit Fundamentplatte überein, nur befindet sich hier letztere auf einem Wagengestelle und ist der Stabilität wegen der Strebe gegenüber ein verstellbares Gegengewicht vorhanden. Zum Schutze gegen das Umkippen wird der Wagen durch Zangen an die Eisenbahnschienen angehängt

und letztere werden durch übergelegte Eisenbahnschienen gegen das Aufreißen geschützt. Fig. 40, Text, zeigt einen solchen Krahn einfachster Art für die meist gebräuchliche Tragfähigkeit von 3000 kg.

Um im Eisenbahnzuge mit dem Krahn durch das Normal-

Fig. 40.

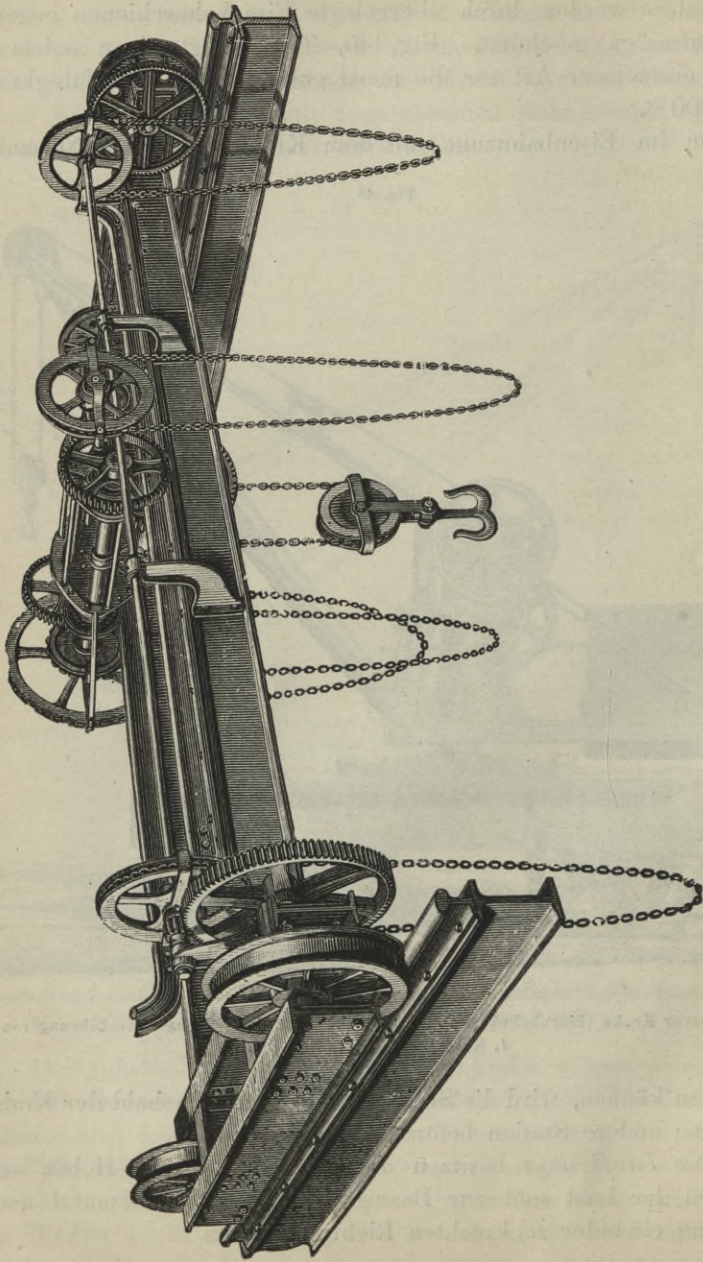


Fahrbarer Krahn (Eisenbahnkrah) für 3000 kg Tragfähigkeit, nach Ausführung von J. Körösi in Andritz bei Graz.

profil zu können, wird die Strebe herabgelassen, sobald der Krahn auf eine andere Station befördert werden soll.

Die *Laufkrahne* besitzen die Einrichtung zum Heben und Senken der Last und zur Bewegung derselben horizontal nach zwei zu einander senkrechten Richtungen.

Fig. 41.



Laufkrahm mit Antrieb von unten durch Ketten, nach Ausführung der Mannheimer Maschinenfabrik Mohr & Federhaff in Mannheim.

Die Krahnkatze läuft auf der Krahnbrücke auf Schienen und letztere auf Eisenbahnschienen, welche durch Säulen oder Gebäude-mauern gestützt, entsprechend hoch liegen.

Gewöhnlich befindet sich an der Katze ein Windwerk mit entsprechender Räderübersetzung und Handkurbeln zum Heben und Senken der Last, ferner ein Räderwerk mit entsprechender Übersetzung und Handkurbel zur Verschiebung der Katze.

Sehr häufig findet man, namentlich in kleineren Werkstätten, als Katze eine gewöhnliche Trommelwinde mit Laufrollen (Fig. 22, Text) oder eine durch Handkurbel und Zahnradantrieb fahrbare Trommelwinde (Fig. 23, Text) verwendet, die früher als gewöhnliche Bauwinde in Anwendung stand.

Die Einrichtung der Krahnbrücke ist aus Fig. 41, Text, zu entnehmen. Dieselbe ist hier aus eisernen Trägern gebildet, sonst wohl auch häufig aus Holzbalken, welche durch Zugstangen aus Rundeisen armirt sind. Die Verbindungsstücke dieser Träger, an ihren Enden, enthalten die Lager für die vier Laufrollen der Brücke, deren zwei gegenüber stehende entweder durch eine an der Krahnbrücke hingeführte Achse direct verbunden sind oder durch eine durchlaufende Vorgelegewelle und Zahnräder gleichzeitig angetrieben werden, wie in Fig. 41, Text, um die gleichmäßige beiderseitige Verschiebung der Krahnbrücke auf den Laufschienen zu bewirken.

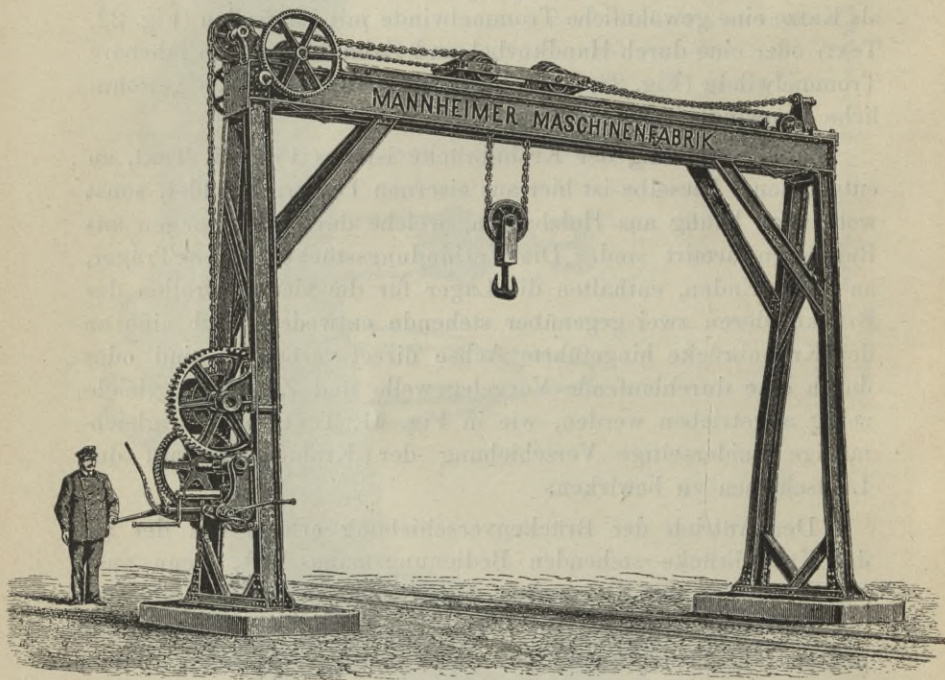
Der Antrieb der Brückenverschiebung erfolgt von der auf der Krahnbrücke stehenden Bedienungsmannschaft, wenn auch das Windwerk der Katze oben angetrieben wird. Weil nun aber das Auf- und Absteigen der Bedienungsmannschaft umständlich und zeitraubend ist, kommt in neuerer Zeit gewöhnlich der Kettenantrieb von unten zur Anwendung, oder, namentlich bei schweren Krahnern, der Transmissionsantrieb.

Einen Laufkrahnen, bei welchem sämtliche Bewegungen mittels Kettenrollen und herabhängende Ketten von unten ausgeführt werden und daher das Aufsteigen auf die Krahnbrücke nur behufs Ölung der Lager und überhaupt behufs Instandhaltung der Maschine erforderlich ist, zeigt die Fig. 41, Text, im perspectivischen Bilde. Die einzelnen Bewegungsmechanismen sind darin leicht in ihrem Zusammenhange zu verfolgen.

Bei Laufkrahnen mit oben beschäftigter Bedienungsmannschaft muss zum Schutze der letzteren ein entsprechend breiter, den Trägern entlang laufender Fußboden mit Schutzgeländer vorhanden sein, und das Herablassen der Last mittels der Bremse bei still stehenden Handkurbeln erfolgen.

Die Laufkrahne kommen hauptsächlich in den Montirungswerkstätten der Maschinenfabriken und Eisenbahn-Reparatur-

Fig. 42.



**Bockkrahne oder Gerüstkrahne nach Ausführung der Mannheimer Maschinenfabrik
Mohr & Federhaff in Mannheim.**

werkstätten zur Anwendung, weil sie, nach vorgenannter Einrichtung, die ganze Grundfläche beherrschen, welche sich innerhalb der Laufschiene befindet.

Die *Bockkrahne* oder Gerüstkrahne haben eine Krahnekatze wie die Laufkrahne, welche auf der Krahnebrücke verschoben werden kann; letztere ruht aber auf einem auf dem Erdboden

gestützten Gerüste, welches entweder auf festem Fundamente unverrückbar oder mittels Rollen auf Eisenbahnschienen verschiebbar ist. In Fig. 42, Text, ist ein auf dem Fundamente feststehender eiserner Bockkrahne mit Antrieb von unten (wie beim Gießereikrahne) dargestellt, welcher, abgesehen von der eigenartigen Construction des Krahngerüsts, dieselbe Einrichtung zeigt, wie sie beim Gießereikrahne vorkommt.

Bei schweren Krahnen kommt statt der gewöhnlichen Kette die Gall'sche Gelenkkette zur Anwendung.

3. Dimensionsbestimmung. Der Zusammensetzung des Krahnes aus dem Krahngerüste und dem Windwerke folgend, zerfällt die Dimensionsbestimmung desselben in zwei Theile und hieran schließt sich jene des Fundamentes und der Befestigungsstücke.

Die Dimensionirung des Windwerkes erfolgt bei allen vorgeführten Krahnen nach denselben Grundsätzen wie bei den Trommelwinden und Kettenradwinden und gelten hier auch die dort aufgestellten Gleichungen.

Zu diesen kommen nur noch die Wirkungsgrade der jeweilig vorhandenen fixen oder losen Rollen, eventuell eines Flaschenzuges, in Betracht, welche mit jenem der Trommelwinde multiplicirt, den Wirkungsgrad des Krahnewindwerkes ergeben. Hiefür kann man den Wirkungsgrad η_r einer fixen oder losen Rolle für die bei den Krahnen fast ausschließlich zur Anwendung kommende Kette durchschnittlich mit

$$\eta_r = 0,96 \dots \dots \dots (116)$$

in Rechnung stellen.

Bezeichnet nun nach der Cotirung in Fig. 8 bis 10, Taf. XIV:

Q die zu hebende Last in Kilogramm,

T den Kettenzug des auf die Trommel auflaufenden Kettenendes in Kilogramm,

ρ den Trommelhalbmesser bis zum Kettenmittel in Millimeter,

$z_1 z_2 z_3 z_4$ die Zähnezahlen der Übersetzungsräder,

$R_1 R_2 R_3 R_4$ deren Theilkreishalbmesser in Millimeter,

a den Kurbelhalbmesser in Millimeter,

K die wirklich erforderliche Kraft an beiden Kurbeln,

so ergibt sich für einfache Räderübersetzung nach Gl. (109):

$$K = 1,1 \cdot \frac{\rho}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot T = 1,1 \cdot \frac{\rho}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot T \quad (117)$$

und für doppelte Räderübersetzung nach Gl. (110):

$$K = 1,2 \cdot \frac{\rho}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot T = 1,2 \cdot \frac{\rho}{a} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot \frac{R_3}{R_4} \cdot T \quad (118)$$

Ist nur eine Leitrolle vorhanden, wie z. B. bei dem in Fig. 15, Taf. XIII, dargestellten Krahn, so ist

$$T = \frac{1}{\eta_r} \cdot Q = \frac{1}{0,96} \cdot Q \approx 1,04 \cdot Q \dots \dots \dots (119)$$

Sind zwei Rollen vorhanden, eine feste und eine lose, wie in Fig. 29, Text, und in der schematischen Fig. 8, Taf. XIV, so ist:

$$T = \frac{1}{\eta_r} \cdot \frac{1}{\eta_r} \cdot \frac{Q}{2} = 1,04^2 \cdot Q \approx 1,08 \cdot \frac{Q}{2} \quad (120)$$

Sind zwei feste und eine lose Rolle vorhanden, wie z. B. bei dem in Fig. 5, Taf. XII, und im Schema in Fig. 10, Taf. XIV, dargestellten Krahn, so ist:

$$T = \left(\frac{1}{\eta_r}\right)^3 \cdot \frac{Q}{2} = 1,04^3 \cdot \frac{Q}{2} \approx 1,12 \cdot \frac{Q}{2} \dots \dots (121)$$

Ist ein Flaschenzug mit n Rollen und dem Wirkungsgrad η , überdies aber eine feste Rolle vorhanden, so ist:

$$T = \frac{1}{\eta_r} \cdot \frac{1}{\eta} \cdot \frac{Q}{n} \dots \dots \dots (122)$$

Hinsichtlich der Zähnezahlen gilt dasselbe wie bei den Trommelwinden (S. 98), nur kommen hier für z_2 bei einfacher und für z_4 bei doppelter Räderübersetzung auch noch größere Zähnezahlen in Anwendung, weil diese Räder durch andere Constructionstheile in ihrer Größe nicht so eingeschränkt sind wie bei den Bauwinden.

Die Kettentrommel wird mit Kettenspur ausgeführt und die Trommellänge nach der, der Aufwindelänge entsprechenden Anzahl der Kettenwindungen bestimmt. Um nicht zu lange Trommeln zu erhalten, wählt man den Trommelhalbmesser auch größer als nach Gl. (111 a).

Unter Voraussetzung von 4 Männern an beiden Kurbeln mit je 16^{kg} Kraftäußerung (vergl. die nach Gl. (114 und (115 folgende Bemerkung), also für $K = 64$ ^{kg} geht man mit einfacher Räderübersetzung bis zu

$$T = 800 \text{ bis } 1250 \text{ kg.}$$

Darüber hinaus aber kommt doppelte Räderübersetzung zur Anwendung und wird gewöhnlich die Kraft an den Kurbeln $K = 32 \text{ kg}$, beziehungsweise $K = 20 \text{ kg}$ und noch kleiner angenommen (vergl. Gl. (114) und (115)).

1. *Beispiel.* An einem freistehenden Krahn für 3000 kg Tragfähigkeit nach Fig. 4 und 5, Taf. XIV, werden folgende Angaben abgenommen:

$\delta = 13 \text{ mm} =$ Durchmesser des Ketteneisens,

$D = 300 \text{ mm} =$ äußerer Trommeldurchmesser,

$a = 400 \text{ mm} =$ Kurbelhalbmesser,

$z_1 = 14 =$ Zähnezahl des Getriebes auf der Kurbelwelle,

$z_2 = 70 =$ „ „ eingreifenden Stirnrades,

$z_3 = 14 =$ „ „ Getriebes auf der zweiten Vorgelegewelle,

$z_4 = 91 =$ „ „ eingreifenden Stirnrades auf der Trommelwelle.

Wie groß ist die am Kurbelhalbmesser wirklich erforderliche Kraft K zum Heben der maximalen Last von 3000 kg ?

Da hier die Last an einer losen Rolle hängt und im Strebenkopfe eine Leitrolle (fixe Rolle) vorhanden ist, so ergibt sich der Kettenzug nach Gl. (120)

$$T = 1,08 \cdot \frac{Q}{2} = 1,08 \cdot \frac{3000}{2} = 1620 \text{ kg.}$$

In Gl. (118) ist ϱ der Trommelhalbmesser bis zum Kettenmittel also

$$\varrho = \frac{1}{2} \cdot D + \frac{1}{2} \cdot \delta = \frac{300}{2} + \frac{13}{2} = 156,5$$

und hiermit wird die Kraft an den Kurbeln

$$K = 1,2 \cdot \frac{\varrho}{a} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot T = 1,2 \cdot \frac{156,5}{400} \cdot \frac{14}{70} \cdot \frac{14}{91} \cdot 1620 = 23,4 \sim 24 \text{ kg.}$$

2. *Beispiel.* Wie lang müsste bei dem im vorhergehenden Beispiele behandelten Krahn der Kurbelhalbmesser a werden, wenn die Kraft an den Kurbeln nur $K = 20 \text{ kg}$ betragen soll?

Die Gl. (118) ergibt die Länge des Kurbelhalbmessers

$$a = 1,2 \cdot \varrho \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{T}{K}$$

und mit dem zuvor berechneten Wert

$$T = 1620 \text{ kg}$$

ergibt sich hiermit

$$a = 1,2 \cdot 156,5 \cdot \frac{14}{70} \cdot \frac{14}{91} \cdot \frac{1620}{20} = 467 \sim 470 \text{ mm.}$$

Da im vorhergehenden Beispiele bereits

$$K = 23,4 \text{ kg für } a = 400 \text{ mm}$$

berechnet ist, so wäre der zu $K_1 = 20$ gehörige Kurbelhalbmesser a_1 auch, wegen sonst gleich bleibender Verhältnisse einfacher erhalten worden nach der Gl.

$$a_1 = \frac{K \cdot a}{K_1} = \frac{23,4 \cdot 400}{20} = 468 \sim 470 \text{ mm.}$$

3. *Beispiel.* Ein Magazinkrahn nach Fig. 15, Taf. XIII, erhält für die Last $Q = 500 \text{ kg}$ nach der Tabelle S. 43 als Durchmesser des Ketteneisens $\delta = 7 \text{ mm}$

und wird nach der Tabelle für kalibrierte Ketten (Note S. 46) mit dem Ketten-eisendurchmesser $d = 7,5 \text{ mm}$ ausgeführt, entsprechend dem Kettenrad von 5 Zähnen.

Wie groß muss die Räderübersetzung werden, wenn man mit der Kraft $K = 20 \text{ kg}$ am Kurbelhalbmesser $a = 380 \text{ mm}$ die vorgeschriebene maximale Last $Q = 500 \text{ kg}$ heben soll, und welche Dimensionen müssen die Zahnräder erhalten?

Da hier nur eine feste Rolle am Strebenkopfe vorhanden ist, so ergibt sich der Kettenzug T nach der Gl. (119 mit

$$T = 1,04 \cdot Q = 1,04 \cdot 500 = 520 \text{ kg.}$$

Nach vorgenannter Tabelle für kalibrierte Ketten ist der Durchmesser des Kettenrades mit 5 Zähnen gleich 95 mm und mithin

$$\varrho = 47,5 \text{ mm.}$$

Da hier nur einfache Räderübersetzung angewendet erscheint, so kommt die Gl. (117 zur Anwendung und diese ergibt

$$\frac{z_2}{z_1} = 1,1 \cdot \frac{\varrho}{a} \cdot \frac{T}{K} = 1,1 \cdot \frac{47,5}{380} \cdot \frac{520}{20} = 3,57 \sim 3,6.$$

Wählt man nun die Zähnezahzahl des Getriebes

$$z_1 = 14$$

so ergibt sich jene des Stirnrades

$$z_2 = 3,6 \cdot 14 = 50,4 \sim 50.$$

Nimmt man für Gußeisen entsprechend der Gl. (82

$$\psi = \frac{b}{t} = 2$$

$$S = 2,5 \text{ kg/qmm}$$

so erhält man mit

$$\left(\frac{PR}{z}\right) = \frac{K \cdot a}{z_1} = \frac{20 \cdot 380}{14} = 543$$

nach der Gl. (85 oder nach der zugehörigen Tabelle S. 83 nach der Stichzahl abgerundet die Theilung

$$\left(\frac{t}{\pi}\right) = 8; t = 25,133 \text{ mm}$$

und somit die Zahnbreite

$$b = \psi t = 2 t = 2 \cdot 25,133 \sim 50 \text{ mm.}$$

Die Kettenradwelle erhält für $S = 2 \text{ kg/qmm}$ nach der Tabelle S. 17 wegen

$$(PR) = T \cdot \varrho = 520 \cdot 47,5 = 24700$$

den nach Kalibermaß abgerundeten Durchmesser

$$d' = 40 \text{ mm}$$

und die Vorgelegewelle nach derselben Tabelle für

$$(PR) = K \cdot a = 20 \cdot 380 = 7600$$

den nach Kalibermaß abgerundeten Durchmesser

$$d' = 30 \text{ mm}$$

wonach auch die Bohrungen der fraglichen Zahnräder bestimmt sind.

4. *Beispiel.* Es sind die Hauptdimensionen des Windwerkes und die Befestigungsschrauben hierzu für einen nach den Skizzen in Fig. 5 bis 16,

Taf. XII, auszuführenden Magazinkrahn, für $Q = 4000$ kg Tragfähigkeit und 3^m Hubhöhe des Lasthakens zu bestimmen.

Hier kommen zwei Leitrollen und eine lose Rolle vor und es ist somit der Kettenzug nach Gl. (121)

$$T = 1,12 \cdot \frac{Q}{2} = 1,12 \cdot \frac{4000}{2} = 2240 \text{ kg}$$

hiefür ergibt sich nach der Tabelle S. 43 der Durchmesser des Ketteneisens

$$\delta = 16 \text{ mm}$$

und nach Gl. (111 a) der Trommelhalbmesser bis Kettenmittel

$$\varrho = 10 \delta \text{ bis } 12 \delta,$$

welcher mit Rücksicht auf die Trommellänge L auch größer genommen werden kann und soll hier gleich diese Bestimmungsart vorgenommen werden. Es werde nun vorausgesetzt, dass letztere 420 mm innerhalb der Trommelränder nicht überschreiten soll und dass eine englische oder kurzgliedrige Kette angewendet werde, welche nach S. 43 die Dimensionen

$$l = 4,6 \delta = 4,6 \cdot 16 = 73,6 \sim 74 \text{ mm}$$

$$b = 3,5 \delta = 3,5 \cdot 16 = 56 \text{ mm}$$

erhält. Die Steigung s (Fig. 6, Taf. XII) der Kettenwindung wird sonach, wenn man 5 mm Zwischenraum zwischen den Gliedern zweier aufeinanderfolgender Windungen lässt

$$s = b + 5 \text{ mm} = 56 + 5 = 61 \text{ mm} \sim 60 \text{ mm}$$

und die Anzahl der Windungen n auf die Länge L der Kettentrommel, wenn eine Windung (s) mehr als erforderlich bleiben soll, und für den beiderseitigen Zwischenraum zwischen Kettenmittel und Trommelrand ebenfalls s in Abzug gebracht wird,

$$n = \frac{L - 2s}{s} = \frac{420 - 120}{60} = 5.$$

Weil hier der Lasthaken an einer losen Rolle angehängt erscheint, so ist die Aufwindelänge L_a der Kette gleich der doppelten Hubhöhe des Lasthakens also

$$L_a = 2 \cdot 3000 = 6000 \text{ mm}$$

und demnach die Länge einer Kettenwindung am Trommelumfang vom Halbmesser ϱ

$$2 \varrho \pi = \frac{L_a}{n} = \frac{6000}{5} = 1200 \text{ mm}$$

woraus der Trommelhalbmesser bis Kettenmittel

$$\varrho = \frac{1200}{2\pi} \doteq 196 \sim 200 \text{ mm.}$$

Demnach wird das Verhältnis

$$\frac{\varrho}{\delta} = \frac{200}{16} = 12,5$$

oder

$$\varrho = 12,5 \delta$$

was beibehalten werden kann.

Da hier $T > 1250$ kg, so wenden wir jedenfalls doppelte Räderübersetzung an und setzen die Kraft an den Kurbeln $K = 32$ kg und den Kurbelhalbmesser $a = 450$ mm (Gl. 115).

Hiermit ergibt die Gl. (118) die Räderübersetzung

$$\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = 1,2 \cdot \frac{\varrho}{a} \cdot \frac{T}{K} = 1,2 \cdot \frac{200}{450} \cdot \frac{2240}{32} = 37,33$$

und wenn man wählt (vergl. S. 98 und S. 132)

$$z_1 = 13$$

$$z_2 = 70$$

$$z_3 = 13$$

so erhält man hieraus

$$z_4 = \frac{37,33 \cdot 13 \cdot 13}{70} = 90,12 \sim 90$$

was als passend beibehalten werden kann.

Zur Berechnung der Zahntheilung nehmen wir für die Räder z_1 und z_2 , weil $z_2 < 80$ ist nach Gl. (112)

$$\psi = \frac{b}{t} = 2$$

$$S = 2,5 \text{ kg/qmm}$$

$$\psi \cdot S = 5$$

und für die Räder z_3 und z_4 weil $z_3 > 80$ nach Gl. (113)

$$\psi = \frac{b}{t} = 2,5$$

$$S = 2 \text{ kg/qmm}$$

$$\psi \cdot S = 5$$

und erhalten somit nach Gl. (85) oder nach der zugehörigen Tabelle S. 83 abgerundet, die Stichzahl, Teilung und Zahnbreite für die Räder z_1 z_2 wegen

$$\left(\frac{PR}{z}\right) = \frac{K \cdot a}{z_1} = \frac{32 \cdot 450}{13} = 1108$$

$$\frac{t}{\pi} = 9$$

$$t = 28,274 \text{ mm}$$

$$b = 2t = 56,5 \sim 55 \text{ mm}$$

und für die Räder z_3 z_4 wegen

$$\left(\frac{PR}{z}\right) = \frac{T \cdot \varrho}{z_4} = \frac{2240 \cdot 200}{90} = 4978$$

$$\frac{t}{\pi} = 14$$

$$t = 43,982$$

$$b = 2,5 \cdot t = 2,5 \cdot 44 = 110 \text{ mm}$$

die zugehörigen Teilkreisdurchmesser ergeben sich nun der Reihe nach mit

$$D_1 = z_1 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 13 \cdot 9 = 117 \text{ mm}$$

$$D_2 = z_2 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 70 \cdot 9 = 630 \text{ mm}$$

$$D_3 = z_3 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 13 \cdot 14 = 182 \text{ mm}$$

$$D_4 = z_4 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 90 \cdot 14 = 1260 \text{ mm.}$$

Die erste Vorgelegewelle erhält für $S' = 2 \text{ kg/qmm}$ nach der Gl. (14) oder der zugehörigen Tabelle S. 17 für

$$(PR) = K \cdot a = 32 \cdot 450 = 14400$$

den Durchmesser

$$d' = 33 \text{ mm.}$$

Die zweite Vorgelegewelle erhält für $S' = 2 \text{ kg/qmm}$, ebenso für

$$(PR) = K \cdot a \cdot \frac{R_2}{R_1} = K \cdot a \cdot \frac{z_2}{z_1} = \frac{32 \cdot 450 \cdot 70}{13} = 77540$$

den Durchmesser

$$d' = 60 \text{ mm.}$$

Die Trommelwelle erhält für $S' = 3 \text{ kg/qmm}$ dem Torsionsmomente

$$(P \cdot R) = T \cdot \varrho = 2240 \cdot 200 = 448000$$

entsprechend, nach derselben Tabelle, wenn dieses Moment mit dem Reducionsfactor für $S' = 2$ gegen $S' = 3$, also mit $\left(\frac{2}{3}\right)$ multiplicirt oder durch

$\left(\frac{3}{2}\right)$ dividirt und sonach in der (PR) Rubrik die Zahl

$$448000 \cdot \frac{2}{3} = 298670$$

aufsucht, den Durchmesser

$$d' = 95 \text{ mm}$$

oder bei directer Berechnung ohne Benützung der Tabelle nach Gl. (12 für $S' = 3 \text{ kg/qmm}$

$$\begin{aligned} d' &= \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \cdot S'} \cdot P \cdot R} = \sqrt[3]{\frac{16}{3,1416 \cdot 3} \cdot 448000} = \\ &= \sqrt[3]{760500} = 91,3 \sim 95 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Sperrad und Sperrkegel werden nach den im Capitel „Sperrwerke“ gegebenen Regeln dimensionirt und gezeichnet.

Die lose Rolle und die beiden fixen Rollen oder Leitrollen erhalten alle gleichen Rollenhalmesser r und zwar nach Gl. (40

$$r = 10,5 \delta = 10,5 \cdot 16 = 168 \sim 170 \text{ mm.}$$

Die zugehörigen Rollennachsen erhalten nach Gl. (34) den Durchmesser

$$d = 3 \delta = 3 \cdot 16 = 48 \sim 50 \text{ mm}$$

können übrigens nach Ausführung der Zeichnung nochmals nachgerechnet werden.

Ist in solcher Weise die Dimensionsbestimmung durchgeführt, so ergibt sich die Form und Dimensionirung der Windenschilde dem Gefühle nach in der Zeichnung.

Die Schrauben zur Befestigung der Windenschilde, im vorliegenden Falle an die Krahnssäule, werden so fest angezogen, dass die zwischen Win-

denschild und Krahnssäule entstehende Reibung zur gegenseitigen Feststellung ausreicht. Man erhält sonach, wenn man vom Eigengewichte des Windwerkes absieht, als auf Verschiebung wirkende Kraft

$$T = 2240 \text{ kg}$$

und wenn man 6 Schrauben, wie in Fig. 5, Taf. XII, gezeichnet, anwendet und den Zug einer Schraube mit P bezeichnet und hier den Reibungscoefficient zwischen Holz und Gußeisen

$$\varphi = 0,5$$

in Rechnung setzt (vergl. S. 29) die Gl.

$$6 \cdot P \cdot \varphi = T$$

woraus

$$P = \frac{T}{6 \cdot \varphi} = \frac{2240}{6 \cdot 0,5} = 746,7 \text{ kg}$$

und dem entspricht nach der Tabelle der Schrauben nach Whitworth's Scala (Note S. 20) die Schraube Nr. 7 oder $\frac{7}{8}$ Zoll engl.

Die Dimensionirung des Krahngerüstes erfolgt nach seiner jeweiligen Form mit Rücksicht auf die Stabilität und Festigkeit.

Bei dem in Fig. 8, Taf. XIV, in schematischer Darstellung gezeichneten *Magazinkrahn*, mit an der Strebe befestigtem Windwerk erhält man*) mit den der Cotirung in Fig. 8 bis 10, Taf. XIV, entsprechenden Bezeichnungen:

*) Für die Stabilität des Krahnes ergibt sich, wenn man einmal den Drehpunkt im Spurlager annimmt und statt des Kopflagers eine Kraft \mathfrak{R}_2 substituirt, die den Krahn gegen das Umfallen stützt, die Momentengleichung

$$\mathfrak{R}_2 \cdot H = Q \cdot A + G \cdot x$$

wenn man sodann den Drehpunkt in das obere Lager verlegt und statt des Spurlagers eine Kraft \mathfrak{R}_1 substituirt, die den Krahn gegen das Ausweichen stützt

$$\mathfrak{R}_1 \cdot H = Q A + G x$$

und aus diesen beiden Gleichungen ergibt sich obige Gl. (123, während Gl. (124 sich aus der Erwägung ergibt, dass das Spurlager den Krahn selbst und die daran hängende Last zu stützen habe.

Ist das Windwerk an der Strebe befestigt, so müssen die Kräfte T_1 und Q ihre Resultirende in der Richtung der Strebenkraft \mathfrak{R} haben und somit müssen sich ihre hierzu senkrechten Componenten gegenseitig aufheben und demnach ist, nach Fig. 9, Taf. XIV,

$$T_1 \sin \alpha = Q \sin \gamma$$

woraus sich obige Gl. (125 ergibt

Ist das Windwerk an der Krahnssäule befestigt, so tritt auch T in Hinsicht der Aufrechterhaltung der Strebe in Wirksamkeit und es ergibt sich für das Gleichgewicht der zur Strebe senkrechten Componenten nach Fig. 9, Taf. XIV,

$$T_1 \sin \alpha + T \cdot \sin \beta = Q \cdot \sin \gamma$$

woraus obige Gl. (126 folgt.

- Q = zu hebende Last in Kilogramm,
 \mathfrak{N}_1 = Normaldruck senkrecht zur Achse des Spurlagers im Zapfenmittel,
 \mathfrak{N}_2 = Normaldruck senkrecht zur Achse des Kopflagers im Zapfenmittel,
 \mathfrak{N}_3 = Verticaler Achsendruck auf den Spurzapfen,
 \mathfrak{N} = Druck in die Krahnstrebe,
 T = Kettenzug,
 T_1 = von den Zugstangen auszuhaltender Zug,
 G = Eigengewicht des Krahnes in Kilogramm,
 x = Entfernung des Krahnschwerpunktes O , in welchem das Eigengewicht concentrirt gedacht werde, von der Drehungsachse der Säule in Millimeter,
 A = Ausladung des Krahnes bis zum Lasthaken in Millimeter,
 A_1 = Ausladung der Strebe in Millimeter,
 H = Säulenhöhe d. i. Entfernung der beiden Zapfenmittel in Millimeter,
 h_1 = untere Schenkellänge der Krahnsäule in Millimeter,
 h_2 = obere Schenkellänge der Krahnsäule in Millimeter,
 q = Länge der Normalen vom Strebendrehpunkt C auf die Richtung des Kettenzuges T ,
 q_1 = Länge der Normalen vom Strebendrehpunkt C auf die Richtung der Zugstange T_1 ,
 L = Länge der Strebe in Millimeter

$$\mathfrak{N}_1 = \mathfrak{N}_2 = \frac{Q \cdot A + G \cdot x}{H} \dots \dots \dots (123)$$

$$\mathfrak{N}_3 = Q + G \dots \dots \dots (124)$$

Für den Fall, als das Windwerk an der Strebe befestigt ist (Fig. 8, Taf. XIV), ergibt sich für die Zugstangen der Zug

$$T_1 = \frac{Q \cdot \sin \gamma}{\sin \alpha} \dots \dots \dots (125)$$

In beiden Fällen wird die Strebe durch die in ihre Richtung fallenden Componenten von T , T_1 und Q auf Zerknickung beansprucht, da das Windwerk doch ziemlich nahe dem Strebenfuße angebracht ist und dieser Erwägung entspricht die obige Gl. (127).

Die Gl. (128) ergeben sich aus den rechtwinkligen Dreiecken in Fig. 8, Taf. XIV; ebenso die Gl. (129) durch Auflösung des schiefwinkligen Dreieckes ABC in Fig. 11, Taf. XIV.

Ist das Windwerk an der Krahnssäule befestigt (Fig. 10, Taf. XIV), so ergibt sich für die Zugstangen der Zug

$$T_1 = \frac{Q \cdot \sin \gamma - T \cdot \sin \beta}{\sin \alpha} \dots \dots \dots (126)$$

In beiden Fällen ist ferner der Druck in die Strebe

$$\mathfrak{N} = T_1 \cdot \cos \alpha + T \cdot \cos \beta + Q \cdot \cos \gamma \dots \dots (127)$$

und für die Bestimmung der Winkel

$$\left. \begin{aligned} q_1 &= L \cdot \sin \alpha \\ q &= r + L \cdot \sin \beta \\ A_1 &= L \cdot \sin \gamma \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (128)$$

Für annähernde Rechnung kann man setzen

für Magazinkrahn . . $G = 0,8 Q$,

für Gießereikrahn . . $G = 1,1 Q$,

und für beide $x = \frac{1}{4} A$.

Beim freistehenden Krahn bezeichnet G das Gewicht der drehbaren Theile desselben und man kann annähernd setzen:

für gewöhnliche Krahn $G = 0,5 Q$,

für Blechkrahn . . . $G = 0,25 Q$,

oder falls nach Fig. 11, Taf. XIV, übereinstimmend mit Fig. 10, Taf. XIV, die Seitenlängen a und b des Dreieckes ABC gegeben sind und γ aus der letzten Gleichung in Gl. (128) berechnet ist, auch

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha &= \frac{a \cdot \sin \gamma}{b - a \cdot \cos \gamma} \\ a &= H - h_1 - h_2 - h_3 \\ b &= L \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (129)$$

Für die Normaldrücke $\mathfrak{N}_1 = \mathfrak{N}_2$ werden die beiden Drehzapfen der Krahnssäule als Stirnzapfen berechnet. Sind dieselben, wie gewöhnlich, aus Schmiedeisen hergestellt und bezeichnet d den Zapfendurchmesser und l die Zapfenlänge, $P = \mathfrak{N}_1 = \mathfrak{N}_2$ den Zapfendruck, so ist nach der Festigkeitslehre

$$d = \sqrt{\frac{16}{\pi S} \cdot \frac{l}{d} \cdot P} \dots \dots \dots (130)$$

und man kann nehmen

$$\left. \begin{aligned} S &= 6 \text{ kg/qmm} \\ l &= 1,5 d \\ d &= 1,125 \sqrt{P} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (131)$$

Für den Normaldruck \mathfrak{N}_3 wird der Spurzapfen berechnet. Ist derselbe, wie gewöhnlich, mittels Stahlplatte armirt und bezeichnet d den Durchmesser der Lauffläche, p den Flächendruck in Kilogramm auf einen Quadratmillimeter und $P = \mathfrak{N}$ den Normaldruck auf die Lauffläche, so ist für den vollen Zapfen

$$d^2 \frac{\pi}{4} \cdot p = P. \dots \dots \dots (132)$$

und man kann nehmen

$$\left. \begin{array}{l} p \leq 1 \text{ kg/qmm} \\ d = \sqrt{\frac{4}{\pi p} \cdot P} \end{array} \right\} \dots \dots \dots (133)$$

und speciell für $p = 1 \text{ kg/qmm}$

$$d = 1,13 \sqrt{P} \dots \dots \dots (134)$$

Für einen hohlen Zapfen auf Metallunterlage kann man den Durchmesser der Höhlung gleich dem halben äußeren Durchmesser der Lauffläche setzen und erhält dann

$$\frac{3}{4} \cdot d^2 \frac{\pi}{4} \cdot p = P \dots \dots \dots (132 a)$$

woraus

$$d = \sqrt{\frac{4}{3} \cdot \frac{4}{\pi} \cdot \frac{1}{p} \cdot P} \dots \dots \dots (133 a)$$

Hierbei kann man nehmen für einen Zapfen aus Stahl

$$p = 0,75 \text{ kg/qmm}$$

$$d = 1,5 \sqrt{P} \dots \dots \dots (134 a)$$

für einen Zapfen aus Schmiedeisen

$$p = 0,5 \text{ kg/qmm}$$

$$d = 1,84 \sqrt{P} \dots \dots \dots (134 b)$$

Für den Zug T_1 werden die Zugstangen berechnet. Sind deren, wie gewöhnlich, zwei aus Rundeisen vorhanden und bezeichnet d ihren Durchmesser und S die zulässige Beanspruchung in Kilogramm auf einen Quadratmillimeter, $P = T_1$ den auf sie entfallenden Zug, so ist

$$2 \cdot d^2 \frac{\pi}{4} \cdot S = P \dots \dots \dots (135)$$

Weil nun die Zugstangen ihrer Länge nach gewöhnlich roh bleiben, so ist es angezeigt, der Sicherheit wegen S klein anzunehmen und kann man nehmen

$$\left. \begin{aligned} S &= 2 \text{ bis } 4 \text{ kg/qmm} \\ d &= \sqrt{\frac{2}{\pi S} \cdot P} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (136)$$

und speciell für $S = 2 \text{ kg/qmm}$

$$d = 0,56 \sqrt{P} \dots \dots \dots (137)$$

Die Strebe wird auf Zerknickungsfestigkeit durch den Druck \mathcal{N} beansprucht und ist als *an beiden Enden frei drehbar* zu betrachten. Bezeichnet W das Trägheitsmoment des mittleren Strebenquerschnittes, E den Elasticitätsmodul des Strebenmaterials, L die Länge der Strebe wie vorher und $m = 20$ den Sicherheitscoëfficienten, $P = m \cdot \mathcal{N}$ den der Sicherheit wegen größer in Rechnung gestellten Druck in die Strebe, so ist nach der Festigkeitslehre

$$P = \pi^2 \cdot \frac{W \cdot E}{L^2} \dots \dots \dots (138)$$

und hieraus ergibt sich

$$W = \frac{P \cdot L^2}{\pi^2 \cdot E} \dots \dots \dots (139)$$

Den Elasticitätsmodul kann man setzen für Schmiedeisen

$$E = 20000,$$

für Gußeisen

$$E = 10000,$$

für Holz

$$E = 1000.$$

Erhält die hölzerne Strebe in der Mitte ihrer Länge einen Kreisquerschnitt (Fig. 16, Taf. XII) vom Durchmesser d , so ist

$$W = \frac{\pi}{64} \cdot d^4 \dots \dots \dots (140)$$

und hieraus

$$d = \sqrt[4]{\frac{64}{\pi} \cdot W} = 2,13 \sqrt[4]{W} \dots \dots \dots (141)$$

Erhält die hölzerne Strebe in der Mitte ihrer Länge einen quadratischen Querschnitt von der Seitenlänge b , so wird

$$W = \frac{b^4}{12} \dots \dots \dots (142)$$

und hieraus

$$b = \sqrt[4]{12 W} \dots \dots \dots (143)$$

Für den sehr häufig ausgeführten achteckigen Querschnitt der hölzernen Strebe, dessen umschriebener Kreis den Durchmesser d hat, ist

$$W = 0,04 d^4 \dots \dots \dots (144)$$

und hieraus

$$d = \sqrt[4]{\frac{W}{0,04}} = 2,24 \sqrt[4]{W} \dots \dots \dots (144 a)$$

Wird die Strebe aus Gußeisen hergestellt, so erhält sie den Kreuzquerschnitt Fig. 12, Taf. XIV, von der Schenkellänge h und Dicke b und hierfür ist das Trägheitsmoment

$$W = \frac{bh^3 + b_1 h_1^3}{12} \dots \dots \dots (142 a)$$

Die Strebe aus Holz oder Gußeisen wird gegen die Enden zu schwächer gehalten, so dass der dem Querschnitt umschriebene Kreis 0,7 bis 0,8 vom Durchmesser des mittleren Kreises erhält.

Wird die Strebe aus Profileisen*) hergestellt, mit dem Querschnitt nach Fig. 13, Taf. XIV, so ist übereinstimmend mit Fig. 14, Taf. XIV, das Trägheitsmoment

*) Nachfolgende Tabellen enthalten die vom österreichischen Ingenieur- und Architekten-Verein aufgestellten Typen für gewalzte T und Doppel T Träger, I Eisen und L Eisen mit den Bezeichnungen in Fig. 12 bis 16, Taf. XVI, nach der Zeitschrift des österreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereins, XXXIV. Jahrg. 1882. S. 7.

Tabelle der T-Profile.

Nr. des Profils	Breite b	Höhe h	Dicke d	Querschnitt in Quadrat-Millimeter f	Gewicht per Meter in Kilogramm	Entfernung des Schwerpunktes von der Basis in Millimeter	$W =$ Trägheitsmoment bezogen auf die Schwerpunkts-Achse	
							parallel zur Basis	senkrecht zur Basis
3	30	23	4	196	1,5	6,5	8600	9100
4	40	31	5	330	2,6	8,6	26700	26900
5	50	39	6	498	3,9	10,8	63700	63100
6	60	46	7	693	5,4	12,6	123200	127100
7	70	54	8	928	7,2	14,7	231600	230600
8	80	62	9	1197	9,3	16,9	390400	387200
10	100	77	11	1826	14,2	20,8	923400	924000
12	120	92	13	2587	20,2	24,8	1861600	1886500
15	150	116	16	4000	31,2	31,2	4614000	4534100

$$W = \frac{bh^3 - (b - b_1) h_1^3}{12} \dots \dots \dots (142b)$$

In beiden letzteren Fällen ist der einfachere Vorgang bei der Dimensionsbestimmung der Strebe in der Regel der, dass man sich den Verhältnissen der Zeichnung entsprechend, dem Gefühle nach oder der Erfahrung angepasst, die Dimensionen des Querschnittes wählt, hiefür nach Gl. (142 a beziehungsweise (142 b das Trägheitsmoment berechnet und probirt, ob hiermit der Gl. (138 entsprochen ist. Ist dies nicht gleich nach den ersten Annahmen der Fall, so wird man leicht die nöthige Dimensionsänderung erkennen, um der Gl. (138 zu entsprechen. Sehr bequem ist hiefür die Benützung der Tabellen (Note S. 143).

Die Krahsäule ist auf Biegung beansprucht, und sind für die gefährlichen Querschnitte die Biegemomente ($\mathcal{R}_1 \cdot h_1$) und ($\mathcal{R}_2 \cdot h_2$) und die anzuwendende Festigkeitsformel lautet, wenn P statt \mathcal{R}_1 und \mathcal{R}_2 und l statt h_1 und h_2 gesetzt wird und $Z = \frac{W}{e}$ den Querschnittsmodul vorstellt, übereinstimmend mit Gl. (1

$$Pl = S \cdot \frac{W}{e} = S \cdot Z \dots \dots \dots (1a)$$

Tabelle der **L**-Profile.

Nr. des Profils	Höhe h	Breite der Flant- schen b	Steg- dicke δ	Flant- schen- dicke d	Querschnitt in Quadrat- Millimeter f	Gewicht per Meter in Kilogramm	Trägheits- Moment W	Quer- schnitts- Modul $Z = \frac{2W}{h}$
6	60	40	5,5	8,0	882	6,9	475100	15840
8	80	45	6,0	9,0	1182	9,2	1145400	28640
10	100	50	6,5	9,5	1477	11,5	2240200	44800
12	120	55	7,0	10,5	1848	14,4	4038800	67310
14	140	60	7,5	11,0	2205	17,2	6531700	93310
16	160	65	8,0	12,0	2648	20,7	10238300	127980
18	180	70	8,5	12,5	3068	23,9	14935100	165950
20	200	75	9,0	13,5	3582	27,9	21522600	215230
22	220	80	9,5	14,0	4064	31,7	29404100	267310
24	240	85	10,0	15,0	4650	36,3	40038800	333660
26	260	90	10,5	15,5	5195	40,5	52260400	402000
28	280	95	11,0	16,5	5852	45,6	68302100	487870
30	300	100	11,5	17,0	6459	50,4	86194400	574630

Hiefür wird auch die bekannte graphische Darstellung des Momentendiagrammes zur Förderung der Vorstellung dienen. Ist das Windwerk an der Krahnsäule fest, so wird hierbei unter Umständen auch der Kettenzug T in Betracht zu ziehen sein.

Für $h_1 = h_2 = 0$ erhält man den *Magazinkrahn ohne Säule*, welcher in Fig. 10 bis 12, Taf. XI, dargestellt ist.

Die Beanspruchung S in der stärkst gespannten Faser der auf Biegung beanspruchten Säule kann man unter gewöhnlichen Verhältnissen setzen

für Schmiedeisen

$$S = 5 \text{ bis } 7 \text{ kg/qmm}$$

für Gußeisen

$$S = 2 \text{ bis } 3 \text{ kg/qmm}$$

für Holz

$$S = 0,5 \text{ bis } 0,7 \text{ kg/qmm.}$$

Beim *Gießereikrahn* gelten für die Stellung der Katze über dem Strebenkopfe (Fig. 6, Taf. XIV) alle vorstehenden Gleichungen,

Tabelle der **I**-Profile.

Nr. des Profils	Höhe h	Breite der Flant- schen b	Steg- dicke δ	Flant- schen- dicke d	Querschnitt in Quadrat- Millimeter f	Gewicht per Meter in Kilogramm	Trägheits- Moment W	Quer- schnitts- Modul $Z = \frac{2W}{h}$
	in Millimeter							
8	80	52	4,0	6,0	900	7,0	961000	24000
10	100	60	4,5	7,0	1230	9,6	2058000	41200
13	130	72	5,5	8,5	1850	14,4	5186000	79900
16	160	84	6,5	9,5	2510	19,6	10568000	132100
18	180	90	7,0	11,0	3090	24,1	16459000	182900
20	200	96	8,0	12,0	3710	28,9	24020000	240200
22	220	102	9,0	13,0	4400	34,3	33922000	308400
24	240	108	9,5	14,5	5140	40,1	47307000	394200
24a	240	135	9,5	14,5	5920	46,2	57275000	477300
26	260	114	10,5	15,5	5940	46,3	63394000	487600
28	280	120	11,0	17,0	6790	52,9	84297000	602100
28a	280	150	11,0	17,0	7810	60,9	101960000	728300
30	300	126	12,0	18,0	7700	60,1	108702000	724700
32	320	132	13,0	19,0	8680	67,7	138059000	862900
35	350	141	14,0	21,0	10230	79,8	194556000	1111800
40	400	156	16,0	24,0	13120	102,3	323168000	1615800

wobei der Ausleger an die Stelle der Zugstangen tritt und besondere Stützen und Nebenstreben, die zur Verhinderung der Durchbiegung der Strebe angebracht werden, außer Betracht bleiben. Die Stirnzapfen aber werden für die Ausladung A , (Fig. 7, Taf. XIV) und der Ausleger auf Biegung berechnet und ist hierbei die bekannte graphische Darstellung des Momentendiagrammes für die besonderen Stellungen der Krahnkatze, der Vorstellung bezüglich dieser Beanspruchung recht förderlich.

Beim *freistehenden* und beim *fahrbaren Krahn* hat man nur noch zu beachten, dass H die Höhe der Krahnsäule vom Mittel des Spurzapfens als Stirnzapfen, bis zum Mittel des Halszapfens bezeichnet, wie in den schematischen Darstellungen in Fig 9 und 10, Taf. XVI, cotirt.

Die Drücke P_1 und P_2 auf die Frictionsrollen werden wie in Fig. 11, Taf. XVI, für den betreffenden Normaldruck \mathcal{N}_1 graphisch bestimmt.

Tabelle für die Profile der gleichschenkeligen Winkel.

Schenkel-		Querschnitt in Quadrat- Millimeter	Gewicht per Meter in Kilogramm	Schenkel-		Querschnitt in Quadrat- Millimeter	Gewicht per Meter in Kilogramm
Länge L	Dicke d			Länge L	Dicke d		
in Millimeter		f		in Millimeter		f	
20	3	111	0,9	60	8	896	7,0
20	4	144	1,1	70	7	931	7,3
25	3	141	1,1	70	8	1056	8,2
25	4	184	1,4	70	10	1300	10,1
30	4	224	1,8	80	8	1216	9,5
30	5	275	2,1	80	10	1500	11,7
35	4	264	2,1	80	12	1776	13,8
35	5	325	2,5	90	9	1539	12,0
40	5	375	2,9	90	11	1859	14,5
40	6	444	3,5	90	13	2171	16,9
45	5	425	3,3	100	10	1900	14,8
45	6	504	3,9	100	12	2256	17,6
50	6	564	4,4	100	14	2604	20,3
50	7	651	5,1	120	11	2519	19,6
60	6	684	5,3	120	13	2951	23,0
60	7	791	6,2	120	15	3375	26,3

Bei dem *Laufkrahne* und *Bockkrahne* ist die Krahnbrücke auf Biegung beansprucht und darnach in bekannter Weise zu dimensionieren.

1. *Beispiel.* Bei einem Magazinkrahne nach Fig. 5, Taf. XII, für 4000 kg Tragfähigkeit, mit runder hölzerner Strebe wurden folgende in Fig. 10 und 11, Taf. XIV, cotirte Dimensionen abgenommen:

Länge der Strebe $L = 5200$ mm

Länge des Zwischenstückes der Säule $H - h_1 - h_2 - h_3 = 3130$ mm

Ausladung der Strebe $A_1 = 3330$ mm

Es ist der Durchmesser jeder der beiden Zugstangen und der mittlere und Enddurchmesser der Strebe zu bestimmen.

Weil die Kettenrollen am Kopf der Krahnstrebe und an der Krahnsäule gleiche Durchmesser erhalten, so ist die über beide laufende Kette parallel zur Zugstange und somit ist

$$\sphericalangle \beta = \alpha$$

und beide Winkel können aus dem Dreieck ABC Fig. 11, Taf. XIV, bestimmt werden, sobald $\sphericalangle \gamma$ bekannt ist. Letzterer ergibt sich aus der Gl. (128)

$$\sin \gamma = \frac{A_1}{L} = \frac{3330}{5200} = 0,6404$$

wonach mit Hilfe der trigonometrischen Tabelle abgerundet

$$\gamma = 39^\circ 50'.$$

Tabelle der Ω -Profile.

Nr. des Profils	Breite B	Innerer Durch- messer D	Höhe h	Fuss- breite b	Kopf- breite b_1	Fuss- dicke d	Kopf- dicke d_1	Bogen- dicke δ
	in Millimeter							
16	160	100	55	30	45	6	5	4
21	210	135	75	37,5	60	8,5	7,5	5
24	240	156	87	42	69	10	9	5,5
26	260	170	95	45	75	11	10	6

Nr. des Profils	Entfernung des Schwerpunktes von der Basis e in Millimeter	Querschnitt in Quadrat- Millimeter	Gewicht per Meter in Kilogramm	Trägheits- Moment W	Querschnitts- Modul $Z = W : e$ oder $Z = W : (h - e)$
	16	26,6	1086	8,5	456900
21	37,0	1934	15,1	1515200	39900
24	43,0	2524	19,7	2696200	61300
26	47,3	3023	23,6	3826200	80300

Nun sind für das Dreieck ABC Fig. 11, Taf. XIV, zwei Seiten und der von ihnen eingeschlossene Winkel bekannt, nämlich

$$a = H - h_1 - h_2 - h_3 = 3130 \text{ mm}$$

$$b = L = 5200 \text{ mm}$$

$$\sphericalangle C = \gamma = 39^\circ 50'$$

und ergibt sich somit der Winkel α aus der Gl. (129)

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha &= \frac{a \cdot \sin \gamma}{b - a \cdot \cos \gamma} = \frac{3130 \cdot \sin 39^\circ 50'}{5200 - 3130 \cdot \cos 39^\circ 50'} = \\ &= \frac{3130 \cdot 0,6404}{5200 - 3130 \cdot 0,7679} = \frac{2004,5}{2796,5} = 0,7168 \end{aligned}$$

sonach abgerundet

$$\alpha = \beta = 35^\circ 40'$$

Der Kettenzug kann hier ohne Rücksicht auf Reibungswiderstände angenommen werden

$$T = \frac{1}{2} \cdot Q = 2000 \text{ kg}$$

und man erhält nun den Zug T_1 den die Zugstangen auszuhalten haben nach Gl. (126)

$$\begin{aligned} T_1 &= \frac{Q \sin \gamma - T \sin \beta}{\sin \alpha} = \frac{4000 \cdot \sin 39^\circ 50' - 2000 \sin 35^\circ 40'}{\sin 35^\circ 40'} = \\ &= \frac{4000 \cdot 0,6404 - 2000 \cdot 0,5830}{0,5830} = \frac{1395,6}{0,5830} = 2393 \sim 2400 \text{ kg} \end{aligned}$$

womit für $S = 2 \text{ kg/qmm}$ nach Gl. (137 der Durchmesser jeder der beiden Zugstangen für $P = T_1 = 2400 \text{ kg}$

$$d = 0,56 \sqrt{P} = 0,56 \cdot \sqrt{2400} = 27,4 \sim 30 \text{ mm.}$$

Der Druck in die Strebe N ergibt sich nun nach Gl. (127)

$$\begin{aligned} \mathfrak{N} &= T_1 \cos \alpha + T \cos \beta + Q \cos \gamma = 2400 \cdot \cos 35^\circ 40' + \\ &+ 2000 \cdot \cos 35^\circ 40' + 4000 \cdot \cos 39^\circ 50' = \\ &= 4400 \cdot 0,8124 + 4000 \cdot 0,7679 = 6646 \sim 6650 \text{ kg.} \end{aligned}$$

Setzt man nun der Sicherheit wegen

$$P = 20 \cdot \mathfrak{N} = 20 \cdot 6650 = 133000 \text{ kg}$$

so ergibt die Gleichung (139 das Trägheitsmoment W des mittleren Strebenquerschnittes, wenn für Holz der Elasticitätsmodul E gesetzt wird

$$E = 1000$$

$$W = \frac{PL^2}{\pi^2 \cdot E} = \frac{133000 \cdot 5200^2}{9,8696 \cdot 1000} = 364383500 \sim 364400000$$

und weil hier die Strebe einen Kreisquerschnitt erhält, so ergibt sich dessen Durchmesser d aus Gl. (141)

$$d = 2,13 \sqrt[3]{W} = 2,13 \cdot \sqrt[3]{364400000} = \sim 300 \text{ mm}$$

und die Strebenenden erhalten den Durchmesser

$$d_0 = 0,7 d \text{ bis } 0,8 d = 210 \text{ mm bis } 240 \text{ mm}$$

wovon hier

$$d_0 = 210 \text{ mm}$$

beibehalten werden mag, um etwas leichtere Armierungsstücke zu erhalten.

2. *Beispiel.* Es sind die Dimensionen der Drehzapfen für die Krahn-
säule eines Magazinkrahnes für 4000 kg Tragfähigkeit nach Fig. 5, Taf. XII,
zu bestimmen, wenn nach der Cotirung in Fig. 10, Taf. XIV, gegeben sind:

$$\text{Ausladung des Krahnes} \cdot A = 3600 \text{ mm}$$

$$\text{Höhe der Krahnssäule} \cdot H = 4100 \text{ mm.}$$

Schätzt man das Eigengewicht G des Krahnes

$$G = 0,7 Q = 0,7 \cdot 4000 = 2800 \text{ kg}$$

und die Schwerpunktsentfernung

$$x = \frac{1}{4} A = \frac{1}{4} \cdot 3600 = 900 \text{ mm}$$

so erhält man nach Gl. (123) die Zapfendücke

$$\begin{aligned} \mathfrak{R}_1 = \mathfrak{R}_2 &= \frac{Q \cdot A + G \cdot x}{H} = \frac{4000 \cdot 3600 + 2800 \cdot 900}{4100} = \\ &= 4126,8 \sim 4130 \text{ kg} \end{aligned}$$

und hierfür wird der Durchmesser des Stirnzapfens nach Gl. (131) wenn $P = \mathfrak{R}_1 = \mathfrak{R}_2 = 4130 \text{ kg}$ gesetzt wird

$$d = 1,125 \sqrt{4130} = 72 \sim 75 \text{ mm}$$

und die Zapfenlänge

$$l = 1,5 d = 1,5 \cdot 75 = 112,5 \sim 110 \text{ mm.}$$

Der Zapfendruck für den Spurzapfen wird nach Gl. (124)

$$\mathfrak{R}_3 = Q + G = 4000 + 2800 = 6800 \text{ kg}$$

und bei Anwendung eines vollen Spurzapfens, welcher hier wegen langsamer
Drehung der Krahnssäule angewendet werden kann, mit Stahlarmirung, für
den Abnützungsdruk

$$p = 1 \text{ kg/qmm}$$

nach Gl. (134) der Zapfendurchmesser,

$$d = 1,13 \sqrt{P} = 1,13 \sqrt{6800} = 93,2 \sim 95 \text{ mm.}$$

3. *Beispiel.* Es sind die Dimensionen des Gabelzapfens zur Verbindung
der Strebe mit dem Säulenarmirungsstück zu bestimmen für den im vor-
stehenden 1. Beispiel behandelten Krahn.

Bezeichnet, wie in Fig. 8, Taf. XII, cotirt d_3 den Durchmesser und l_3
die Länge des Gabelzapfens, d und l die Dimensionen des gleichwertigen
Stirnzapfens, $P = \mathfrak{R} = 6650 \text{ kg}$ die Belastung, so erhält man für $S = 7,5 \text{ kg/qmm}$
nach Gl. (13)

$$d = 0,879 \sqrt[3]{P \cdot l}$$

und wenn man der soweit ausgeführten Zeichnung in Fig. 8, Taf. XII,

$$l_3 = l = 150 \text{ mm}$$

entnimmt, so ergibt sich

$$d = 0,879 \cdot \sqrt[3]{6650 \cdot 150} = 87,8 \sim 90 \text{ mm}$$

und nach Gl. (30)

$$\frac{d_3}{d} = 0,63 \cdot \sqrt[3]{\frac{l_3}{l}} = 0,63$$

$$d_3 = 0,63 \cdot d = 0,63 \cdot 90 = 56,7 \sim 60 \text{ mm}$$

was beibehalten werden kann.

4. *Beispiel.* Ein eiserner Gießereikrahn nach Fig. 1 bis 4, Taf. XII, und Fig. 1 bis 14, Taf. XIII, für 2000 kg Tragfähigkeit erhält mit den Bezeichnungen nach Fig. 6 und 7, Taf. XIV, folgende Dimensionen:

Ausladung der Strebe $A_1 = 3300$ mm

Größte Ausladung des Lasthakens . $A = 4200$ mm

Höhe der Krahnsäule $H = 5800$ mm

Untere Schenkellänge $h_1 = 120$ mm

Obere Schenkellänge $h_2 = 200$ mm.

Es sind die Dimensionen des oberen Drehzapfens der Krahnsäule und der Querschnitte der Strebe und des Auslegers zu bestimmen.

Nach Gl. (123) ist der Zapfendruck

$$R_2 = \frac{Q \cdot A + G \cdot x}{H}$$

und wenn man schätzt

$$G = 1,1 \quad Q = 2200 \text{ kg}$$

$$x = \frac{1}{4} \cdot A = \frac{1}{4} \cdot 4200 = 1050 \text{ mm.}$$

$$R_2 = \frac{2000 \cdot 4200 + 2200 \cdot 1050}{5800} = 1847 \sim 1850 \text{ kg}$$

hiermit wird nach Gl. (131) der Zapfendurchmesser

$$d = 1,125 \sqrt{P} = 1,125 \sqrt{1850} = 48,2 \sim 50 \text{ mm}$$

und die Zapfenlänge

$$l = 1,5 d = 1,5 \cdot 50 = 75 \text{ mm.}$$

Steht die Krahnkatze in der äußersten Stellung, wie in Fig. 7, Taf. XIV, so ist

$$A_2 = A - A_1 = 900 \text{ mm}$$

und wenn $\frac{W}{e} = Z$ der Querschnittsmodul und S die Beanspruchung pro 1 qmm des Auslegers bezeichnet, so gilt die Festigkeitsgleichung

$$Q \cdot A_2 = S \cdot \frac{W}{e} = S \cdot Z$$

woraus für $S = 7 \text{ kg/qmm}$

$$Z = \frac{Q \cdot A_2}{S} = \frac{2000 \cdot 900}{7} = \sim 257000.$$

Da nun der Ausleger aus zwei gleich liegenden \square -Trägern besteht, wie in Fig. 9, Taf. XIII, ersichtlich, so entfällt auf einen die Hälfte, nämlich

$$Z_1 = \frac{Z}{2} = 128500$$

und diesem entspricht nach der Tabelle der \square -Profile (Note S. 143, Tabelle S. 144) das Profil Nr. 16, mit ($Z_1 = 127980$)

Profilhöhe $h = 160$ mm

Flantschenbreite $b = 65$ mm

Stegdicke $\delta = 8$ mm

Flantschendicke $d = 12$ mm

welches als passend beibehalten werden kann.

Steht die Krahnkatze im Mittel der Strebenausladung A_1 so ist das Biegemoment

$$\frac{Q \cdot A_1}{4} = S \cdot Z$$

und somit die dort herrschende Beanspruchung wegen nunmehr beibehaltenem

$$Z = 2 \cdot 127980 = 255960 \sim 256000$$

$$S = \frac{Q \cdot A_1}{4 \cdot Z} = \frac{2000 \cdot 3300}{4 \cdot 256000} = 6,44 \sim 6,5 \text{ kg/qmm}$$

also kleiner als bei der äußersten Stellung der Katze somit zulässig und das gewählte Profil kann beibehalten werden.

Für den Druck in die Strebe gilt die Gl. (127, wobei der Zug T_1 durch den Ausleger auszuhalten kommt.

Nun ist nach Fig. 1, Taf. XII, und Fig. 6, Taf. XIV, mit den früheren Bezeichnungen

$$\sphericalangle \alpha = \beta$$

und

$$\alpha + \gamma = 90^\circ$$

somit aus dem rechtwinklichen Dreieck

$$H - h_1 - h_2 = A_1 \operatorname{tg} \alpha$$

und hieraus

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{H - h_1 - h_2}{A_1} = \frac{5800 - 120 - 200}{3300} = \frac{5480}{3300} = 1,6606.$$

Demnach ergibt sich abgerundet

$$\alpha = \beta = 59^\circ$$

$$\gamma = 90 - \alpha = 31^\circ$$

und hiermit aus Gl. (126, wenn annähernd $T = \frac{1}{2} Q = 1000 \text{ kg}$ genommen wird

$$\begin{aligned} T_1 &= \frac{Q \sin \gamma - T \sin \beta}{\sin \alpha} = \frac{2000 \cdot \sin 31^\circ - 1000 \cdot \sin 59^\circ}{\sin 59^\circ} = \\ &= \frac{2000 \cdot 0,5150 - 1000 \cdot 0,8572}{0,8572} = 202 \text{ kg} \end{aligned}$$

und nach Gl. (127 der Druck in die Strebe

$\mathfrak{N} = T_1 \cdot \cos \alpha + T \cdot \cos \beta + Q \cdot \cos \gamma = 202 \cdot \cos 59^\circ + 1000 \cdot \cos 59^\circ +$
 $+ 2000 \cdot \cos 31^\circ = 1202 \cdot 0,5150 + 2000 \cdot 0,8572 = 2333,4 \sim 2340 \text{ kg}$
 und für

$$P = 20 \cdot \mathfrak{N} = 46800 \text{ kg}$$

$$E = 20000$$

nach Gl. (139 das Trägheitsmoment des Strebenquerschnittes, mit

$$\begin{aligned} L &= \sqrt{5480^2 + 3300^2} = 6400 \text{ mm} \\ W &= \frac{P \cdot L^2}{\pi^2 \cdot E} = \frac{46800 \cdot 6400^2}{9,8696 \cdot 20000} \sim 9710000. \end{aligned}$$

In der äußersten Stellung der Katze wird der Verticaldruck auf die Strebe um den Gegendruck in der Krahnssäule

$$Q_1 = Q \cdot \frac{A_2}{A_1} = Q \cdot \frac{900}{3300} = 0,273 Q$$

vermehrt und beträgt sonach

$$Q_2 = 1,273 Q$$

und dem trägt man annähernd Rechnung, wenn man W in demselben Verhältnis vergrößert und setzt

$$W = 1,273 \cdot 9710000 = 12360000.$$

Weil aber zwei gleich gestellte \square Eisen in der Strebe sind, so entfällt auf eines

$$W_1 = \frac{1}{2} W = 6180000$$

und dem entspricht (Tabelle S. 144) das Profil Nr. 14 mit dem Trägheitsmomente

$$W = 6531700$$

mit den Dimensionen

Profilhöhe $h = 140$ mm

Flantschenbreite $b = 60$ mm

Stegdicke $\delta = 7,5$ mm

Flantschendicke $d = 11$ mm.

Mit Rücksicht darauf, dass hier das Windwerk an der Strebe befestigt ist, und diese sonach durch den Kettenzug eine Durchbiegung erfährt, ist für die Strebe ein etwas stärkeres Profil angezeigt und wird obiges Nr. 16 für den Ausleger beibehalten.

Die *Dimensionierung des Fundamentes* erfolgt mit Rücksicht auf die Stabilität, wobei im Allgemeinen der Druck des anschließenden Erdbodens außer Betracht bleiben kann.

Bezeichnet bei dem in Fig. 17, Taf. XVI, schematisch dargestellten Fundament eines Magazinkrahnes

G_1 das Gewicht des Fundamentmauerwerkes in Kilogramm,*)

h die Fundamenttiefe bis zu den Ankerplatten der Fundamentschrauben in Millimeter,

b die halbe Fundamentbreite, wenn das Fundament als prismatischer Körper von quadratischer Grundfläche gedacht wird, in Millimeter,

\mathcal{N}_3 = Verticaldruck auf den Spurzapfen in Kilogramm,

\mathcal{N}_1 = horizontaler Schub, welcher das Fundament umkippen will, in Kilogramm,

H_1 = Höhe ihres Angriffspunktes über der Fundamentsohle in Millimeter,

so erhält man für die Stabilität

$$\mathcal{N}_1 \cdot H_1 = (\mathcal{N}_3 + G_1) b \dots \dots \dots (145)$$

*) Siehe hierüber Note S. 3.

und hieraus

$$G_1 \approx \frac{g_1 \cdot H_1}{b} - g_3 \dots \dots \dots (146)$$

Gewöhnlich nimmt man hierfür

$$H_1 = 2 \cdot b \dots \dots \dots (147)$$

Aus G_1 ergeben sich dann bei bekanntem spezifischen Gewichte des Mauerwerkes die Dimensionen b und h desselben und darnach wird das Fundament mit entsprechenden Absätzen von $\frac{1}{2}$ oder 1 Ziegelbreite vom Mittel der Höhe h nach unten breiter, nach oben schmärer als b oder von oben mit b beginnend für die Ausführung gezeichnet, wie in Fig. 18, Taf. XVI, dargestellt. Die Ankerkanäle erhalten quadratischen Querschnitt mit 240^{mm} Seitenlänge.

Die Größe der Auflagfläche der Spurlagerplatte auf dem Fundament und die Größe der Anlagfläche der Ankerplatten der Fundamentschrauben sowie der Gegenplatten von Mauerschrauben ist mit Rücksicht auf den Flächendruck zu berechnen.

Bezeichnet

- P den Normaldruck auf die ganze Fläche in Kilogramm,
 - p den Druck pro 1^{qmm} in Kilogramm,
 - F die Druckfläche in Quadratmillimeter,
- so ist

$$P = Fp \dots \dots \dots (148)$$

und hieraus

$$F = \frac{P}{p} \dots \dots \dots (149)$$

und man kann nehmen

für Gußeisen auf Ziegelmauerwerk

$$p \leq 0,02 \text{ kg/qmm,}$$

für Gußeisen auf Quadern

$$p \leq 0,08 \text{ kg/qmm.}$$

Bezeichnet für den *freistehenden Krahn* ohne gemauertes Fundament (Fig. 36, Text, und Fig. 19, Taf. XVI),

- G_1 das Gewicht der Fundamentplatte sammt der darauf festen Krahnsäule und der Schotterfüllung der Platte in Kilogramm,
- b die halbe Fundamentbreite, wenn wieder das Fundament als prismatischer Körper von quadratischer Grundfläche gedacht wird, in Millimeter,

G das Gewicht der drehbaren Theile des Krahnens in die Entfernung x von der Drehungsachse in Kilogramm,

Q die Last in Kilogramm,

A die Ausladung des Lasthakens in Millimeter,

so erhält man für die Stabilität

$$Q \cdot (A - b) = G_1 \cdot b + G (b - x) \dots \dots \dots (150)$$

woraus

$$G_1 \geq \frac{Q (A - b) - G (b - x)}{b} \dots \dots \dots (151)$$

Dieselben Gleichungen (148 und (149 gelten auch für den freistehenden Krahn mit auf das Fundament geschraubter Platte, wenn in G_1 auch das Gewicht des Fundamentmauerwerkes eingeschlossen ist.

Die Fundamentschrauben werden in jedem Falle so stark angezogen gedacht, dass schon durch die entstehende Reibung zwischen Fundament und Platte, keine Verschiebung eintreten kann. Der auf die Fundamentschrauben oder Wandschrauben zur Befestigung des Kopflagers ausgeübte Zug lässt sich in jedem Falle leicht durch die Gleichstellung der statischen Momente ermitteln und hiefür ergeben sich die Schraubendimensionen nach der Whitworth'schen Scala mit Hilfe der zugehörigen Tabelle (Note S. 20).

1. Beispiel. Es sind die Dimensionen des aus Ziegelmauerwerk herzustellenden Fundamentes eines Magazinkrahnens für 4000 kg Tragfähigkeit nach Fig. 5, Taf. XII, zu bestimmen, für welchen bereits bekannt ist (2. Beispiel, S 149):

$$H = 4100 \text{ mm}$$

$$\mathfrak{R}_1 = 4130 \text{ kg}$$

$$\mathfrak{R}_3 = 6800 \text{ kg.}$$

Zunächst ergibt die Gl. (147 die Höhe

$$H_1 = 2 b$$

und hiermit wird aus Gl. (146 das Gewicht des Fundamentes

$$G_1 = 2 \cdot \mathfrak{R}_1 - \mathfrak{R}_3 = 2 \cdot 4130 - 6800 = 1460 \text{ kg.}$$

Schätzt man nun die Höhe des Fundamentes

$$h = 0,9 H_1 = 0,9 \cdot 2 \cdot b = 1,80 b$$

rechnet h und b in Decimetern und nimmt (Note S. 3) das Gewicht von 1 kubdm Ziegelmauerwerk

$$p = 1,5 \text{ kg}$$

so wird

$$G_1 = 2 \cdot b \cdot 2 \cdot b \cdot 1,8 \cdot b \cdot p = 7,2 b^3 \cdot 1,5$$

oder

$$b^3 = \frac{G_1}{10,8} = \frac{1460}{10,8} = 135$$

$$b = 5,13 \text{ dm} \sim 5,2 \text{ dm}$$

oder

$$b \approx 520 \text{ mm}$$

und hiermit

$$h = 1,8 b = 1,8 \cdot 520 = 936 \text{ mm} \sim 940 \text{ mm}$$

und die ganze Höhe

$$H_1 = 2 b = 1040 \text{ mm.}$$

Nun wird die Zeichnung ausgeführt und das Fundament stufenförmig nach unten verbreitert. Bei der Ausführung in Fig. 18, Taf. XVI, ist entsprechend der Bedingung $b = 520 \text{ mm}$ die obere Breite des Fundamentmauerwerkes $b = 520 \text{ mm}$ gesetzt.

2. *Beispiel.* Wie stark müssen die Fundamentschrauben für den Fall des vorhergehenden 1. Beispiels, und wie groß muss die Auflagsfläche der Spurlagerplatte sein, wenn dieselbe auf Quadern zu liegen kommt?

Setzt man den Reibungscoefficienten zwischen der Lagerplatte und dem Fundament

$$q = 0,3$$

und bezeichnet den auf eine der angewendeten vier Fundamentschrauben entfallenden Zug mit P , so ergibt sich

$$\mathfrak{R}_1 = (\mathfrak{R}_3 + 4 \cdot P) \cdot q$$

woraus

$$P = \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{\mathfrak{R}_1}{q} - \mathfrak{R}_3 \right) = \frac{1}{4} \left(\frac{4130}{0,3} - 6800 \right) \sim 1740 \text{ kg}$$

entsprechend der nächstliegenden Schraube No. 11 oder $1\frac{3}{8}$ Zoll engl. (S. 20).

Nimmt man den zulässigen Flächendruck zwischen der Lagerplatte und dem Fundament

$$p = 0,05 \text{ kg/qmm}$$

und bezeichnet mit s die Seite der Quadratischen Grundfläche der Lagerplatte in Millimeter, so ergibt die Gleichung

$$s^2 \cdot p = \mathfrak{R}_3 + 4 P$$

$$s = \sqrt{\frac{\mathfrak{R}_3 + 4 P}{p}} = \sqrt{\frac{6800 + 6960}{0,05}} \sim 530 \text{ mm.}$$

Nun wird man s dementsprechend in der Zeichnung ausführen. In Fig. 18, Taf. XVI, ist $s = 700 \text{ mm}$ ausgeführt.

3. *Beispiel.* Wie stark müssen die drei Schrauben zur Befestigung des Kopflagers an die Wand bei dem nach Fig. 5, Taf. XII, ausgeführten Magazinkrahn für 4000 kg Tragfähigkeit werden, wenn der Lagerdruck

$$\mathfrak{R}_2 = 4130 \text{ kg}$$

bereits bestimmt wurde und wie groß muss die Druckfläche der Gegenplatten hierzu werden?

Steht die Mittelebene der Krahnssäule und Strebe senkrecht zur Wandfläche, wie in Fig. 5, Taf. XII, gezeichnet, so haben die fraglichen drei Schrauben den Zug \mathfrak{N}_2 auszuhalten und es entfällt auf jede derselben der Zug

$$P = \frac{\mathfrak{N}_2}{3} = \frac{4130}{3} = 1377 \text{ kg}$$

und dem entspricht die Schraube No. 10 oder $1\frac{1}{4}$ Zoll englisch.

Wird der Krahn soweit seitlich gedreht, dass die genannte Mittelebene parallel zur Wandfläche zu stehen kommt, so muss eine Verschiebung des Lagers durch die Reibung zwischen der Lagerplatte und dem Mauerwerk hintangehalten werden und wenn wieder der Reibungscoefficient

$$\varphi = 0,3$$

gesetzt und mit P der Zug einer Schraube bezeichnet wird, so ergibt die Gleichung

$$\mathfrak{N}_2 = 3 P \cdot \varphi$$

$$P = \frac{\mathfrak{N}_2}{3 \cdot \varphi} = \frac{4130}{0,9} = 4590 \text{ kg.}$$

Dieser Zug erfordert mindestens Schrauben No. 16, d. i. solche von 2 Zoll engl. Durchmesser, die man als zu stark nicht ausführen wird. Hierdurch wird man darauf hingewiesen, dass man das Kopflager nicht allein durch Wandlagerschrauben gegen seitliche Verschiebung sichern darf, sondern sich hiefür anderer Mittel bedienen muss, nämlich der seitlichen Verstrebung des Kopflagers. Eine solche vorausgesetzt kann man übereinstimmend mit den Fundamentschrauben No. 11 d. i. $1\frac{3}{8}$ Zoll engl. anwenden.

Die Gegenplatte muss nach Gl. (149 wenn $p = 0,02 \text{ kg/qmm}$ gesetzt wird, eine Anlagfläche erhalten von

$$F = \frac{\mathfrak{N}_2}{p} = \frac{4130}{0,02} = 206500 \text{ qmm.}$$

4. Beispiel. Ein freistehender Krahn für 3000 kg Tragfähigkeit mit feststehender Säule und auf das Fundament geschraubter Platte, welche zusammen 800 kg Gewicht aufweisen, erhält 6 Fundamentschrauben, so dass stets deren zwei in der Entfernung b_1 vom Säulenmittel und zwei im Säulenmittel wirkend gedacht werden können, wie in Fig. 10, Taf. XVI, cotirt. Die Ausladung beträgt

$$A = 3600 \text{ mm}$$

und die Entfernung der Fundamentschrauben

$$b_1 = 650 \text{ mm.}$$

Wie stark sind die Fundamentschrauben zu machen?

Schätzt man das Eigengewicht der drehbaren Theile und seinen Hebelarm

$$G = 0,5 Q = 1500 \text{ kg}$$

$$x = \frac{1}{4} A = 900 \text{ mm}$$

setzt ferner

$$G_2 = 800 \text{ kg}$$

und bezeichnet mit P den Zug einer der stärkst gespannten Schrauben, indem man voraussetzt, dass jene im Säulenmittel nur halb so stark gespannt werden

als die äußeren; setzt man ferner der Einfachheit wegen voraus, dass die Krahnplatte um eine durch das Mittel der äußeren Schrauben gehende Gerade kippen will, so erhält man für die Stabilität die Gleichung:

$$Q \cdot (A - b_1) + G(x - b_1) = G_2 \cdot b_1 + P \cdot b_1 + 2 P \cdot 2 b_1$$

woraus

$$P = \frac{Q(A - b_1) + G(x - b_1) - G_2 b_1}{5 b_1} =$$

$$= \frac{3000 \cdot 2950 + 1500 \cdot 250 - 800 \cdot 650}{5 \cdot 650} = 2740$$

und dem entspricht die Schraube No. 13 oder $1\frac{5}{8}$ Zoll englisch.

5. *Beispiel.* Für den freistehenden Krahn des vorhergehenden 4. Beispiels sind die Dimensionen des Fundamentes zu bestimmen, welches oben und unten aus Quadern, dazwischen aus Ziegelmauerwerk besteht.

Es ist nach Gl. (151 wenn $G_1 + G_2$ statt G_1 gesetzt wird

$$G_1 = \frac{Q(A - b) - G(b - x)}{b} - G_2$$

und wenn man schätzungsweise annimmt

$$b = 0,25 A = 0,25 \cdot 3600 = 900 \text{ mm}$$

auch

$$G_1 = \frac{3000 \cdot 2700}{900} - 800 = 8200 \text{ kg.}$$

Rechnet man nun b und h in Decimetern und nimmt für das Fundament pro 1 k^{bdm} das mittlere Gewicht (Note S. 3)

$$p = \frac{1,5 + 2,35}{2} = 1,9 \text{ kg}$$

so ist

$$4 b^2 \cdot h \cdot p = G_1$$

und hieraus die Fundamenthöhe

$$h = \frac{G_1}{4 b^2 \cdot p} = \frac{8200}{4 \cdot 9^2 \cdot 1,9} = 13,3 \text{ dm} \sim 14 \text{ dm}$$

oder in Millimetern ausgedrückt

$$h = 1400 \text{ mm}$$

was beibehalten oder auch zu Gunsten der Breite b etwas vergrößert werden kann.

4. Herstellung der Krahne. Bezüglich des Krahnwindwerkes gilt im Wesentlichen dasselbe, wie bei den Trommelwinden, nur wird hier gewöhnlich die Kette angewendet und die Trommel mit schraubenförmiger Kettenspur gegossen und in ihrer Länge der Aufwindelänge der Kette angepasst, um möglichst eine Verwicklung der Kettenglieder und sohin für den Bestand der Kette nachtheilige Stöße zu vermeiden. Bezüglich der festen und losen Rollen und des Hakens gilt alles wie bei den Flaschenzügen,

desgleichen bezüglich der gezahnten Kettenrollen der Gießereikrahne. Bei der Montirung des Windwerkes ist auf möglichst leichte Beweglichkeit aller beweglichen Theile zu sehen. Die Windschilde werden hierzu der Sicherheit wegen passend gleichzeitig gebohrt.

Gußeiserne Armierungsstücke des Krahngerüstes werden am Besten nur durch *gleichgerichtete* Schrauben an das anschließende Stück angeschraubt, um ein Verziehen durch das aufeinander folgende Anziehen der einzelnen Schrauben zu vermeiden.

Bei der Aufstellung feststehender Krahne mit drehbarer Säule ist durch Benützung des Senkels und der Wasserwage für möglichst genaue Verticalstellung der Drehungsachse zu sorgen, bei den Laufkrahnen und Bockkrahnen müssen die Laufschinen mit Hilfe der Wasserwage horizontal und beiderseits gleich hoch montirt und gehörig befestigt werden, um auch gegen seitliches Ausweichen geschützt zu sein.

Wird das Krahngerüste aus Holz hergestellt, so ist rechtzeitig dafür vorzusorgen, um möglichst trockenes Holz hiefür zu beschaffen. Für die Auswahl der Profile gewalzter Träger bedient man sich am besten der vom österreichischen Ingenieur- und Architekten-Verein aufgestellten Typen (Note S. 143), eventuell der besonderen Verzeichnisse jener Eisenwerke, welche man für die Lieferung in Aussicht genommen hat. Für die Gewichtsrechnung bei Kostenvoranschlägen dienen die dort ausgerechneten Gewichte pro laufenden Meter als Grundlage.

Hinsichtlich der Ketten sei noch bemerkt, dass nur *probirte* Ketten in Verwendung genommen werden sollen.

Das Fundamentmauerwerk wird der Solidität wegen mit Cement ausgeführt und die Fundamentplatte, nachdem sie mit Hilfe der Wasserwage gehörig horizontal gestellt ist, mit Cement untergossen, um solide Auflage zu erhalten. Die Löcher für die Fundamentschrauben werden in die Quadern vor deren Versetzung mittels Stoßbohrer rund gebohrt und im Mauerwerk beim Mauern viereckig ausgespart, wozu man sich am besten eines übergelegten Lattenrahmens mit eingebohrten Löchern bedient.

VI. DIE PUMPEN.

1. Zweck und Arten der Pumpen. In der gewerblichen und industriellen Praxis finden die Pumpen Anwendung zur Speisung der Dampfkessel, zur Wasserhebung im Allgemeinen und insbesondere zur Förderung des Wassers aus dem Brunnen in ein Reservoir, zur Erhaltung des Vacuums im Condensator durch Fortschaffung des warmen Wassers, des Dampfes und der Luft, als Gemisch aus dem Condensationsraum der Condensationsdampfmaschinen; endlich in besonderer Ausführung, zur Beschaffung des Druckwassers beim Betrieb der hydraulischen Pressen.

Ihrem Zwecke nach werden die Pumpen besonders benannt, u. zw. *Speisepumpen*, *Pumpen zur Wasserhebung*, *Luftpumpen*, *Presspumpen*.

In Hinsicht der Construction unterscheidet man *Kolbenpumpen*, *Dampfstrahlpumpen* oder *Injectoren*, *Centrifugalpumpen* und *Rotationspumpen* oder *rotirende Pumpen*.

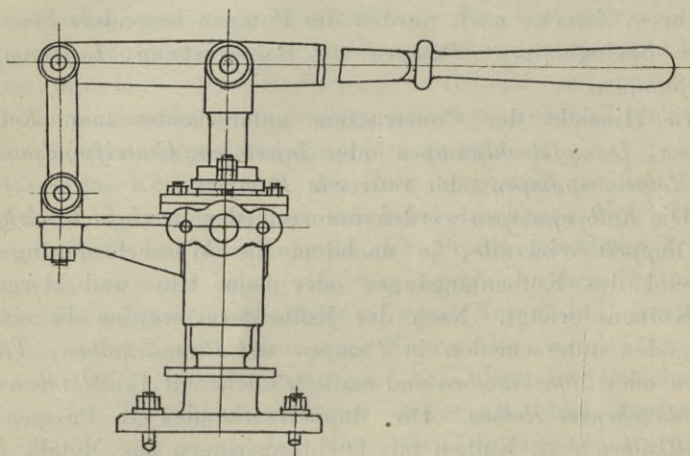
Die *Kolbenpumpen* werden unterschieden in *einfach wirkende* und *doppelt wirkende*, je nachdem die Wasserförderung nur während des Kolbenhinganges oder beim Hin- und Hergange des Kolbens erfolgt. Nach der Kolbenform werden die einfach wirkenden unterschieden in *Pumpen mit Plungerkolben*, *Tauchkolben* oder *Mönchskolben* und endlich solche mit *Ventilkolben* oder *durchbrochenem Kolben*. Die doppelwirkenden in *Pumpen mit Metallkolben* d. i. Kolben mit Dichtungsringen aus Metall, *Pumpen mit Lederkolben* endlich *Pumpen mit Hanfkolben*, d. i. solche mit Hanfliederung zur Abdichtung des Kolbens.

Mit Rücksicht auf den Antrieb der Kolbenpumpen unterscheidet man *Handpumpen*, d. i. solche mit Antrieb durch Handhebel oder Handkurbel, Schwungrad und Räderübersetzung; *Transmissionspumpen*, d. i. solche, welche mittels Excenter von der Schwungradwelle einer Dampfmaschine oder von einer Transmissionswelle direct angetrieben werden und *Pumpen mit Excenterantrieb* heißen, ferner solche, welche mittels Excenter oder Kurbel und Riemenscheibe von der Transmission betrieben werden und *Pumpen mit Riemenantrieb* heißen, endlich solche mit Antrieb durch Riemen und Räderübersetzung; *Dampfpumpen*, d. i. solche, bei welchen die Bewegung des Pumpenkolbens vermittels

der gemeinsamen Kolbenstange und eines Dampfkolbens durch Dampfdruck erfolgt. Eine besondere Art der Dampfpumpen sind die zur Abhaltung des Wassers von den Arbeitsräumen der Bergwerke dienenden Pumpen, die sogenannten *Wasserhaltungsmaschinen*.*)

2. Haupttheile der Pumpen und Wirkungsart derselben. Bei Betrachtung der Haupttheile der Pumpen ist es am zweckmäßigsten, der Eintheilung in Hinsicht der Construction zu folgen und darnach sind selbe nachfolgend aneinander gereiht.

Fig. 43. Ansicht.



Handpumpe. (Fig. 43 und 44.)

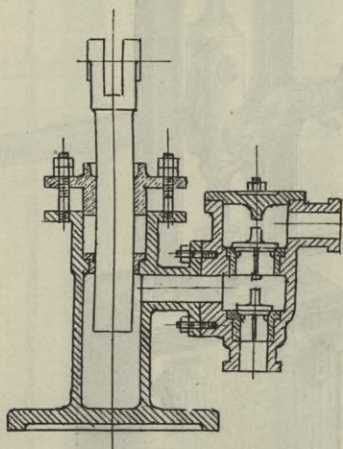
Eine als Kesselspeisepumpe zu verwendende *Handpumpe* zeigen die Fig. 43 und 44, Text, in Ansicht und Durchschnitt. Sie besteht aus dem Pumpencylinder mit der Stopfbüchse, dem Plungerkolben mit dem zu seiner Bewegung dienenden Handhebel, der wegen der geradlinigen Bewegung des Kolbens erforderlichen Lenkstange und dem an den Pumpencylinder angeschraubten Ventilgehäuse, in welchem sich das Saugventil und

*) Die Wasserhaltungsmaschinen sind ausführlich behandelt in: *Weisbach-Herrmann*, Ingenieur- und Maschinenmechanik, und *A. Riedler*, Indicator-Versuche an Pumpen und Wasserhaltungsmaschinen.

das Druckventil befindet; jedes Ventil ist durch einen Anschlag im Hub begrenzt. Die aus Metall hergestellten Ventile sind conisch auf ihre ebenfalls aus Metall hergestellten Ventilsitze aufgeschliffen. An das Ventilgehäuse wird unter dem Saugventil das Saugrohr, über dem Druckventil das Druckrohr angeschraubt.

Die Stopfbüchse erhält gewöhnlich Hanfpackung zur Dichtung (Hanfstopfbüchse). Die conisch eingeschliffenen Kegelventile sind der leichteren Instandhaltung wegen den Kugelventilen vorzuziehen.

Fig. 44. Durchschnitt.

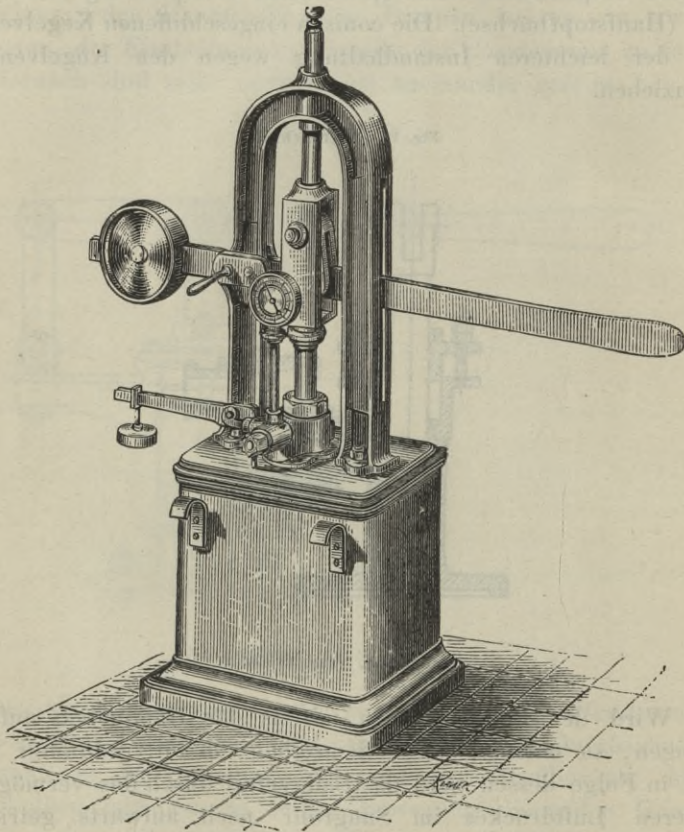


Handpumpe. (Fig. 43 und 44.)

Wird der Pumpenkolben mittels des Handhebels aufwärts gezogen, so entsteht unter demselben ein luftverdünnter Raum und in Folge dessen wird das Saugventil durch das vermöge des äußeren Luftdruckes im Saugrohr nach aufwärts getriebene Wasser geöffnet und der Pumpencylinder mit Wasser gefüllt. Beim darauf folgenden Abwärtsgang des Kolbens fällt zuerst das Saugventil auf seinen Sitz zurück, wobei ein gewisser Wasserverlust eintritt, welcher um so größer ist, je größer der Ventilhub, daher dieser nur so groß sein soll, als unbedingt nothwendig; hierauf öffnet sich das Druckventil und das Wasser tritt aus dem Cylinder in das Druckrohr und durch dieses in

den zu speisenden Dampfkessel. Bei ganz eingeschobenem Kolben bleibt noch Wasser im Pumpencylinder im sogenannten schädlichen Raum, welcher mit Rücksicht auf den Luftgehalt des Wassers möglichst klein gemacht werden soll.

Fig. 45.



Presspumpe nach Ausführung von Wm. Knaust in Wien.

Handpumpen werden gewöhnlich nur bei kleineren Dampfkesseln als Speisepumpen verwendet, bei größeren Kesseln finden sie nur als Nothpumpen Anwendung oder dazu, um den Kessel nach dem Kesselputzen frisch zu füllen.

Der Pumpencylinder ist entweder unten oder seitlich mit

Fig. 46.

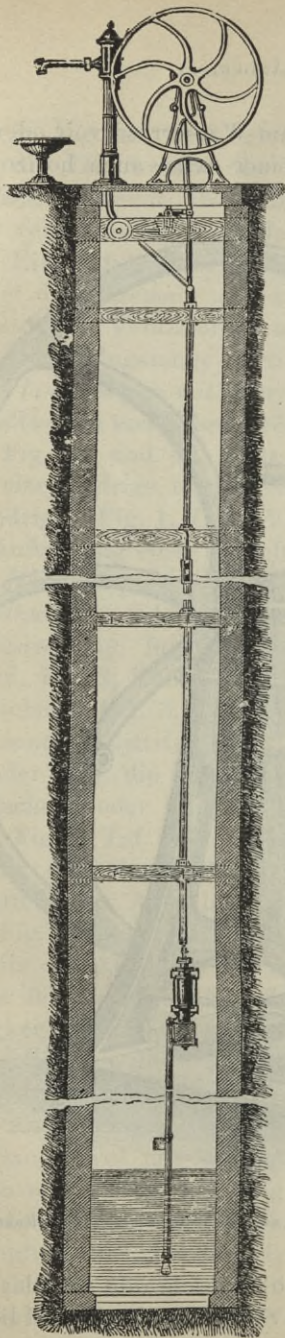
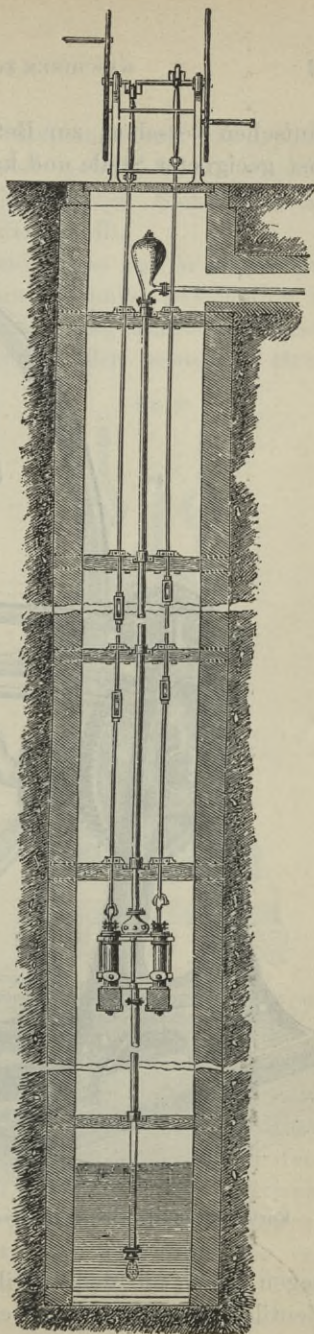


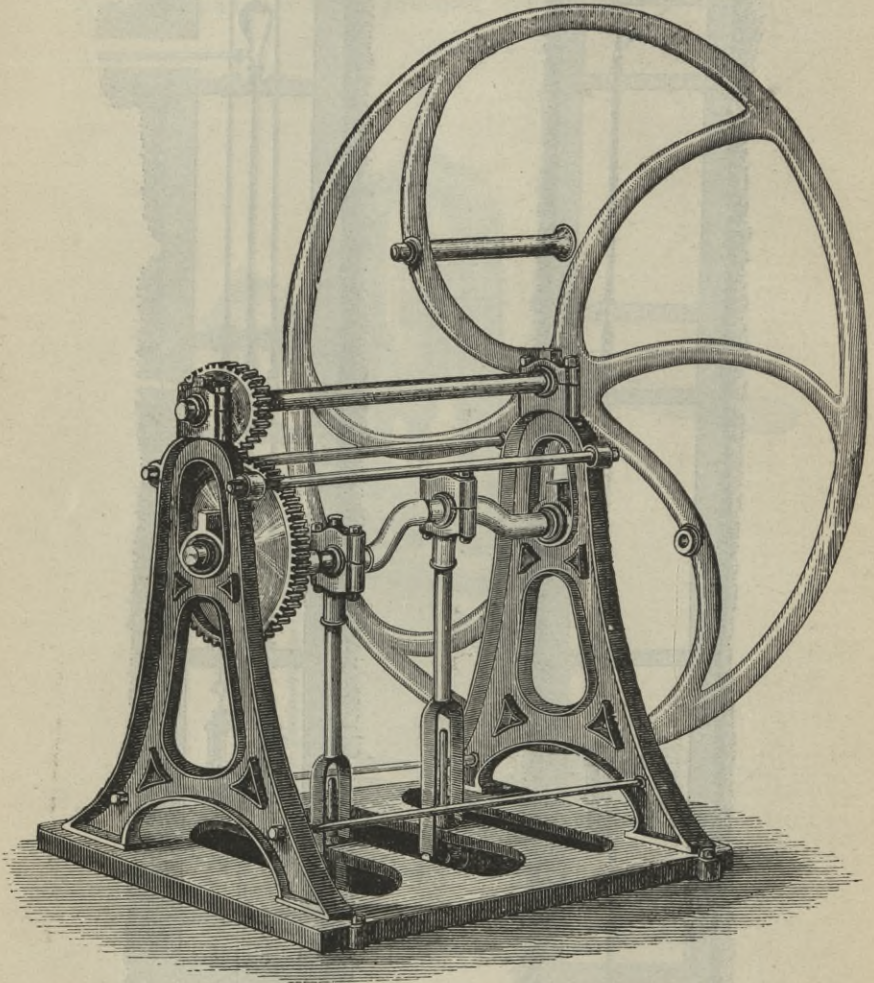
Fig. 47.



Handpumpen mit Antrieb durch Handkurbeln und Schwungrad, nach Ausführung von Wm. Knaust in Wien.

Flantschen versehen, zur Befestigung am Wasserreservoir oder an sonst geeigneter Stelle und kann mit seiner Achse auch horizontal

Fig. 48.



Kurbelantrieb für eine zweicylindrige Pumpe, nach Ausführung von Wm. Knaust in Wien.

liegen, wenn nur das Ventilgehäuse so angeschraubt ist, dass die Ventile sich vertical bewegen und ihre Sitzflächen horizontal liegen.

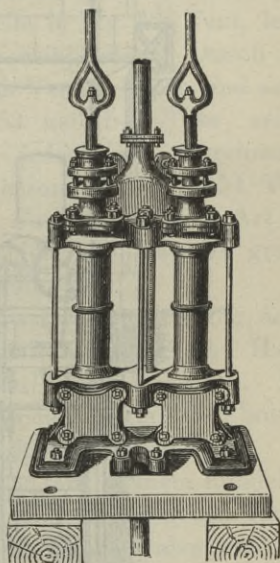
In Fig. 45, Text, ist eine als Presspumpe und Probirpumpe für die Druckprobe der Dampfkessel gebräuchliche ebenfalls einfach wirkende Handpumpe mit Monometer, Sicherheitsventil und verstellbarem Hebeldrehbolzen dargestellt.

Ein einfaches Beispiel einer Handpumpe zur Wasserhebung bildet die allgemein angewendete Brunnenpumpe, gewöhnlich mit Holzhöhren, Ventilkolben mit Lederabdichtung und mittels herabhängender Zugstange vertical auf und nieder bewegtem Hebel.

Handpumpen mit Antrieb durch Handkurbeln und Schwungrad zeigen die Fig. 46 und 47, Text, erstere eine eincylindrige, letztere eine zweicylindrige. Fig. 1, Taf. XVII, zeigt die Aufstellung einer doppelwirkenden *Handpumpe mit Antrieb durch Handkurbeln, Schwungrad und Räderübersetzung* für große Förderhöhen, Fig. 2, Taf. XVII, den Verticalschnitt, Fig. 3, Taf. XVII, den Horizontalschnitt durch den Pumpencylinder und die Ventilkästen mit Kautschuk- oder Lederklappenventilen, Fig. 4, Taf. XVII, den Durchschnitt des Saugkorbes mit dem selbstthätigen Abschlussventil und die Fig. 1 bis 3, Taf. XVIII, die Details des Antriebes für zwei Cylinder mit zwei Stirnkurbeln. Der Saugkorb dient zur Abhaltung der

Unreinigkeiten des Wassers und das selbstthätige Abschluss- oder Saugventil im Saugkorbe ist erforderlich, um die Pumpe nach ihrer Aufstellung in Gang setzen zu können, da hierzu die Füllung des Saugrohres mit Wasser zur Verdrängung der Luft aus demselben nothwendig ist. Fig. 48, Text, zeigt die perspectivische Ansicht des Antriebes für eine zweicylindrige Pumpe mit doppelt gekröpfter Kurbelwelle. Fig. 49, Text, zeigt das Detail der von W^m. Knaust in Wien mit dem Antrieb nach Fig. 48, Text, combinirten gekuppelten Wiener Patentpumpen zur Beschaffung

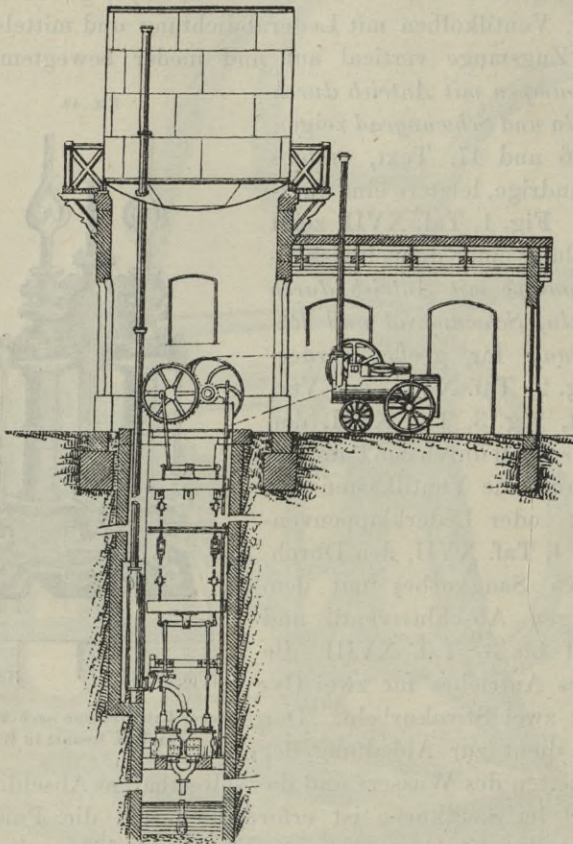
Fig. 49.



Wiener Patentpumpe nach Ausführung von Wm. Knaust in Wien.

größerer Wasserquantitäten aus tieferen Schächten, vorwiegend zur Wasserhaltung beim Abteufen von Bergwerks- und Tunnel-schächten verwendet. Das Vorgelege wird entweder mit Hand-schwungrad oder mit Riemenscheibenbetrieb eingerichtet.

Fig. 50.



Pumpe zur Wasserhebung auf große Förderhöhen, nach Ausführung von Chaligny & Guyot-Sionnest in Paris.

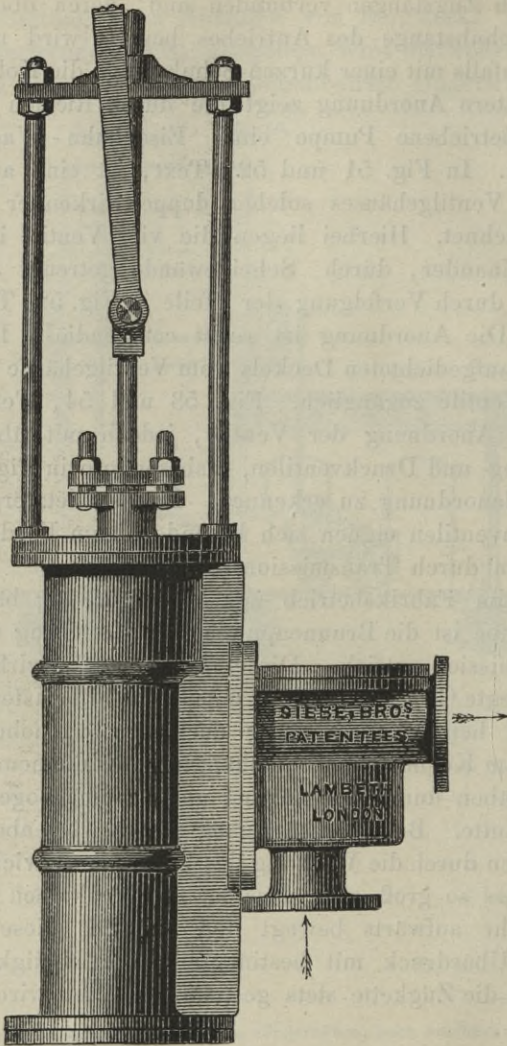
Die lange Kolbenstange (Fig. 1, Taf. XVII) ist aus Gasrohr hergestellt und zwischen paarweise in verschiedener Höhe angeordneten Leitrollen gerade geführt. Es können jedoch statt einer so langen Kolbenstange auch horizontale doppelarmige Hebel

angewendet werden, welche an ihren gleichliegenden Enden unter einander durch Zugstangen verbunden sind, deren oberster von der kurzen Schubstange des Antriebes bewegt wird und deren unterster ebenfalls mit einer kurzen Schubstange die Kolbenstange bewegt. Letztere Anordnung zeigt die durch Riemen von einer Locomobile betriebene Pumpe einer Eisenbahn - Wasserstation Fig. 50, Text. In Fig. 51 und 52, Text, ist eine andere Anordnung des Ventilgehäuses solcher doppeltwirkender Brunnenpumpen gezeichnet. Hierbei liegen die vier Ventile in gleicher Höhe nebeneinander, durch Scheidewände getrennt im Ventilgehäuse, wie durch Verfolgung der Pfeile in Fig. 52, Text, leicht vorstellbar. Die Anordnung ist recht compendiös. Durch Abnehmen des aufgedichteten Deckels vom Ventilgehäuse sind sofort sämtliche Ventile zugänglich. Fig. 53 und 54, Text, zeigen eine ähnliche Anordnung der Ventile, jedoch mit übereinander liegenden Saug- und Druckventilen, insbesondere in Fig. 54, Text, ist die Ventilanordnung zu erkennen. Pumpen letzterer Art mit Lederklappenventilen eignen sich besonders zum Fördern großer Wassermassen durch Transmissionsbetrieb.

Eine beim Fabriksbetrieb zur Wasserhebung häufig angewendete Pumpe ist die Brunnenpumpe mit Kettenzug und Hand- oder Transmissionsantrieb. Dieselbe ist einfachwirkend. Der durch aufgelegte Gußeisenscheiben entsprechend belastete Plungerkolben wird beim Aufwärtsgang der Kurbel gehoben, u. zw. mittels der am Kurbelzapfen angehängten, aus dünnem Rundeisen in langen Stäben durch Verhängung an den eingebogenen Enden gebildeten Kette. Beim Abwärtsgang der Kurbel aber geht der Plungerkolben durch die Wirkung des Belastungsgewichtes nieder. Letzteres muss so groß sein, dass der Pumpenkolben das Wasser im Druckrohr aufwärts bewegt und überdies diese Bewegung durch den Überdruck mit bestimmter Geschwindigkeit erfolgt, derart, dass die Zugkette stets gespannt erhalten wird und nicht schlängert.

Eine eigene Art der von Hand betriebenen Kolbenpumpen sind die sogenannten *Kettenpumpen*. Eine solche ist in Fig. 5, Taf. XVII, dargestellt. An einer Kette sind in gleichen Entfernungen, zwischen Eisenplatten eingespannte Lederscheiben angebracht, welche als Lederkolben durch die Kette im Rohr

Fig. 51.



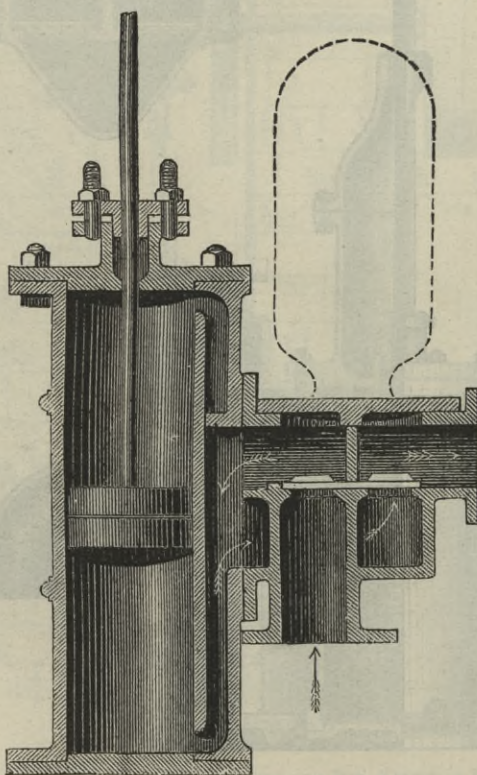
Doppeltwirkende Kolbenpumpe mit Kautschuk- oder Lederklappenventilen,
 Siebe Brothers Patent. (Fig. 51 und 52.)

nach aufwärts gezogen werden und das darüber befindliche Wasser zur Rohrmündung emporheben. Diese Pumpe hat keine

Ventile und ist deshalb besonders für dicke Flüssigkeiten geeignet. Sie ist insbesondere dort empfehlenswert, wo die Reparatur anderer Pumpen mit Schwierigkeiten verbunden ist.

Eine *Transmissionspumpe*, und zwar eine verticale einfachwirkende Speisepumpe, mit Antrieb durch ein auf der Schwungradwelle der Dampfmaschine aufgekeiltes Excenter und am Pumpencylinder angegossenem Ventilgehäuse ist in Fig. 6, 7, Taf. XVII, und 4, 5, Taf. XVIII, dargestellt, welche außer den schon früher

Fig. 52.



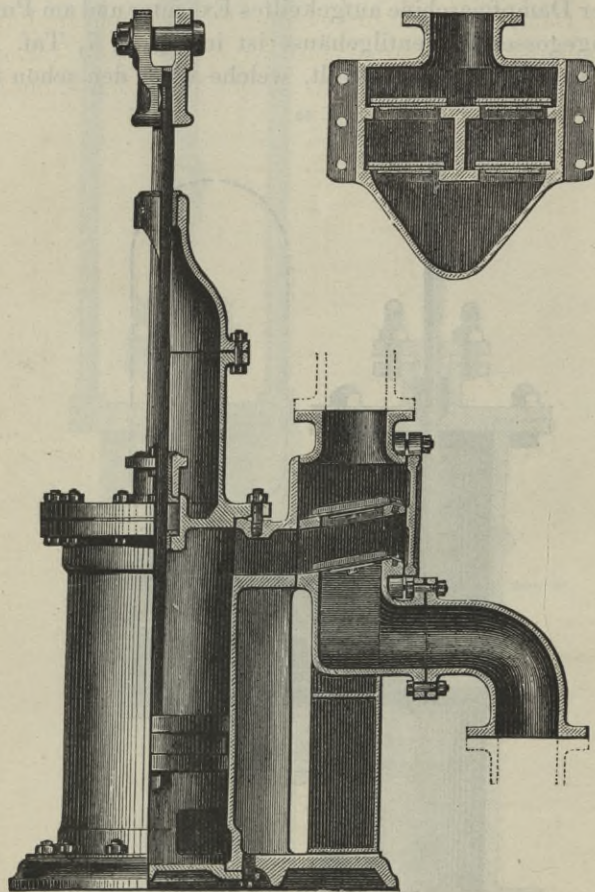
Doppeltwirkende Kolbenpumpe mit Kautschuk- oder Lederklappenventilen,
Siehe Brothers Patent. (Fig. 51 und 52.)

angeführten Haupttheilen noch einen Windkessel besitzt, welcher in Fig. 7, Taf. XVII, im Durchschnitt gezeichnet ist. Dieser

Windkessel ist hier in das Druckrohr eingeschaltet (Druckwindkessel) und bei langer Rohrleitung zur Verhütung von Stößen und Rohrbrüchen erforderlich. Seine Wirkung besteht darin, das aus dem Pumpencylinder durch das sich öffnende Druck-

Fig. 53.

Fig. 54.



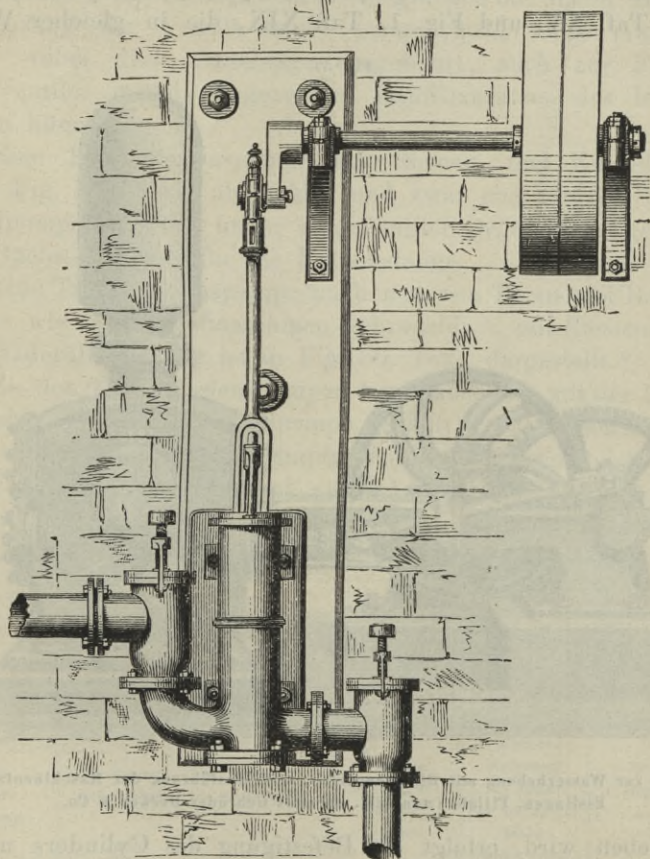
Doppeltwirkende Pumpe mit Lederklappenventilen ($D = 262 \text{ mm}$; $s = 366 \text{ mm}$; $D_1 = 116 \text{ mm}$; $n = 45$; $Q = 95 \text{ kbm}$) nach Ausführung von C. W. Julius Blancke & Co. in Merseburg.

ventil in das Druckrohr tretende Wasser augenblicklich aufzunehmen, bis, vermöge des sich steigenden Luftdruckes im Windkessel, die Bewegung des Wassers im Druckrohr und der

Ausfluss aus diesem erfolgt, sohin das Bewegungsgesetz des Wassers im Druckrohr unabhängig zu machen von jenem des Pumpenkolbens.

Es wird deshalb auch der Druckwindkessel unmittelbar an

Fig. 55.

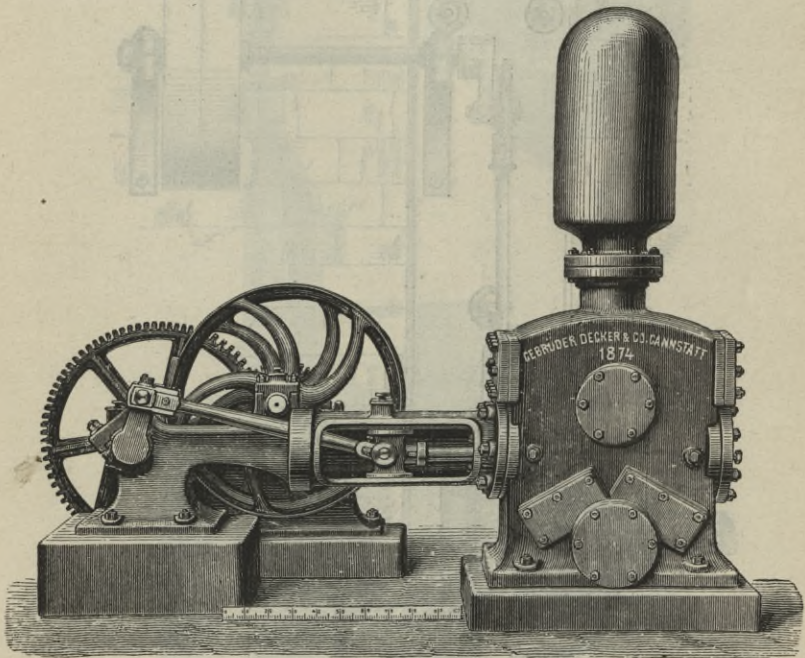


Transmissionspumpe nach Ausführung von Wm. Knaust in Wien.

das Ventilgehäuse anschliessend, wie in Fig. 7, Taf. XVII, oder statt des Deckels auf das Ventilgehäuse aufgeschraubt, wie bei der in Fig. 20 bis 22, Taf. XVI, und Fig. 6, Taf. XVII, in der Zusammenstellung und ihren Details dargestellten horizontalen, ebenfalls

mittels Excenter von der Schwungradwelle der Dampfmaschine betriebenen Speisepumpe. Bei der Pumpe Fig. 7, Taf. XVII, und Fig. 4 und 5, Taf. XVIII, ist der Cylinder unten mit seiner Fußplatte auf das Fundament aufgeschraubt; bei jener Fig. 20 bis 22, Taf. XVI, und Fig. 6, Taf. XVII, mit seitlichem Fuße an einem in der Wand angebrachten Quader; bei jener Fig. 7 und 8, Taf. XV, und Fig. 1, Taf. XIX, die in gleicher Weise

Fig. 56.



Pumpe zur Wasserhebung mit Riemenantrieb, nach Ausführung der Maschinenfabrik Esslingen, Filiale Cannstatt, vormals Gebrüder Decker & Co.

angetrieben wird, erfolgt die Befestigung des Cylinders mittels des an die Stopfbüchsenflansche angegossenen Fußes an das Dampfmaschinenbett.

Die Anordnung der Speiseventile ist hierbei entweder so getroffen, dass das Druckventil unmittelbar über dem Saugventil liegt und letzteres durch den Metallsitz des ersteren hindurch gesteckt wird, wie in Fig. 22, Taf. XVI, Fig. 7, Taf. XVII,

und Fig. 4, Taf. XVIII, oder es liegen die Ventile in getrennten Kammern, deren jede durch einen Deckel mit Bügel und Schraube oder durch eine im Durchmesser entsprechend große mit feinem Gewinde versehene Deckelschraube geschlossen wird, wie in Fig. 7 und 8, Taf. XV. Letzteres Detail wird namentlich bei kleinen Pumpen angewendet. In jedem Falle findet die Hubbegrenzung der Ventile durch entsprechend lange Anschläge statt, wobei diese Anschläge ausgebohrt, auch zur Führung des Ventiles mittels eingepassten Zapfenansatzes des letzteren dienen können.

Eine Transmissionspumpe mit Riemen- und Kurbelantrieb ist in Fig. 55, Text, abgebildet und zwar eine einfachwirkende Wandpumpe mit tief unten eingehängter gegabelter Leitstange und Büchsenführung für die Kolbenstange.

Eine Transmissionspumpe nach neuerem Typus mit Bajonettbalken wie bei Dampfmaschinen gebräuchlich, mit Riemenantrieb und Räderübersetzung ist in Fig. 56, Text, dargestellt. *)

Zu den Transmissionspumpen kann auch die mit der Dampfmaschine verbundene Speisepumpe gezählt werden, deren Kolben am Kreuzkopfbolzen der Dampfmaschine angekuppelt ist.

Von *Dampfpumpen* sind zwei Arten hinsichtlich der Einrichtung der Dampfsteuerung zu unterscheiden, nämlich solche mit rotirender Steuerwelle, die zugleich Schwungradwelle ist und

*) In folgender Tabelle sind die Hauptdimensionen enthalten, in welchen solche Pumpen nach Fig. 56, Text, von der Maschinenfabrik Esslingen, Filiale Cannstatt, vormalis Gebrüder Decker & Co. in Cannstatt ausgeführt werden.

Nr. der Pumpe	Cylinderdurchmesser	Kolbenhub	Normale Tourenzahl in der Minute	Wasserlieferung pro Minute bei normalem Gang	Bruttogewicht in kg circa
	mm			Liter circa	
5	100	250	54	170	700
6	115	250	54	230	850
7	135	270	50	315	1300
8	150	270	50	390	1800
9	175	400	34	535	2200
10	200	450	30	700	3700
11	250	450	30	1100	4300

solche mit geradliniger Bewegung der Steuerungstheile vermittelst stellbarer Anschläge.*)

Eine stehende Dampfpumpe mit rotirender Steuerrolle neuerer Anordnung, ist in den Fig. 1 bis 6, Taf. XIX, dargestellt. Fig. 57, Text, zeigt die Ansicht einer Wandpumpe ähnlicher Art.**) Beide Ausführungen sind nur dadurch verschieden, dass im ersten Falle die Theile der Pumpe an einem freistehenden Ständer, im letzteren Falle an einer Wandplatte montirt sind.

Der Pumpencylinder und das Ventilgehäuse zeigen dieselbe Einrichtung wie bei den früher besprochenen einfachwirkenden Transmissionspumpen und der Pumpencylinder ist mit Fußflanschen gegen Passleisten an den Ständer oder die Wandplatte geschraubt. In Fig. 1, 4 und 5, Taf. XIX, ist die offen durchlaufende Anordnung solcher Passleisten beim Pumpencylinder, wie bei dem darüber ebenso am Ständer angeschraubten Dampfcylinder zu ersehen, welche mit Rücksicht auf die Bearbeitung unter allen Umständen der sonst noch häufig angewendeten geschlossenen Anordnung der Passleisten vorzuziehen ist. Zur Sicherung der beiden Cylinder in ihrer Lage, werden selbe bei der Herstellung nach vollendeter Montirung mit je zwei Prisonstiften versehen, welche conisch eingepasst, auch nach erfolgter Demontirung genau den Platz für die Cylinder feststellen.

*) Hierüber ist ausführliches enthalten in: *F. Mannlicher, Pumpen und Feuerlöschapparate*. Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia 1876 (Wien 1877).

**) Dimensionen der Speisepumpe nach Fig. 57, Text, ausgeführt von der Eisengießerei und Maschinenfabrik Friedrich Wannieck in Brünn:

Nr.	Dampfcylinder		Pumpencylinder		Für Kessel von Pferdekraft
	Diameter	Hub	Diameter	Hub	
	Millimeter				
1	80	105	40	105	10—15
2	105	130	50	130	20—30
3	120	160	65	160	40—60
4	135	210	80	210	60—80
5	170	265	105	265	120—150

Soll heißes Wasser gepumpt werden, so muss die Pumpe tiefer als das Heißwasser-Reservoir placirt werden.

Zur Dampfsteuerung, d. h. um zu bewirken, dass der Dampf in regelmäßiger Folge einmal unter und einmal über dem Kolben in den Dampfeylinder trete, ist hier die einfache Schiebersteuerung angewendet, deren Anordnung insbesondere in Fig. 1, 2, 4 und 5, Taf. XIX, zu ersehen. Als inneres Steuerungsorgan befindet sich in dem, mittels aufgeschraubtem Deckel verschlossenen Schieberkasten, der gewöhnliche einfache Schieber (auch Muschelschieber genannt), an der durch die Stopfbüchse aus dem Schieberkasten nach abwärts hervortretenden Schieberstange durch Muttern verstellbar und durch Gegenmuttern oder Splinte beweglich eingehängt. Die Bewegung des Schiebers erfolgt durch das äußere Steuerungsorgan, nämlich durch das auf der Schwungradwelle aufgekeilte, zur Kurbelscheibe geformte Excenter und die Excenterstange.

Die Gesetze der Dampfvertheilung durch diese Steuerung sind dieselben, wie bei den Dampfmaschinen mit einfacher Schiebersteuerung.

Fig. 57.

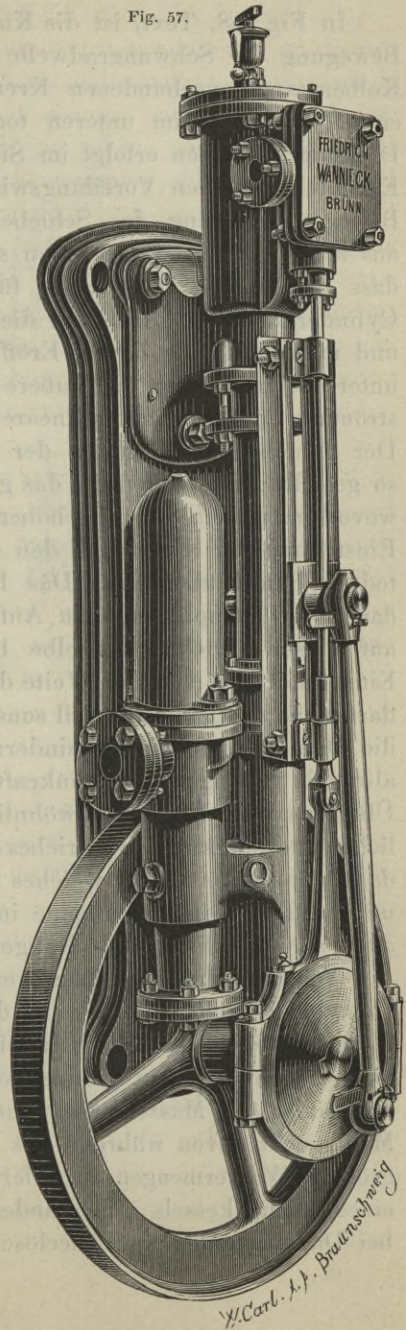


Fig. 57.

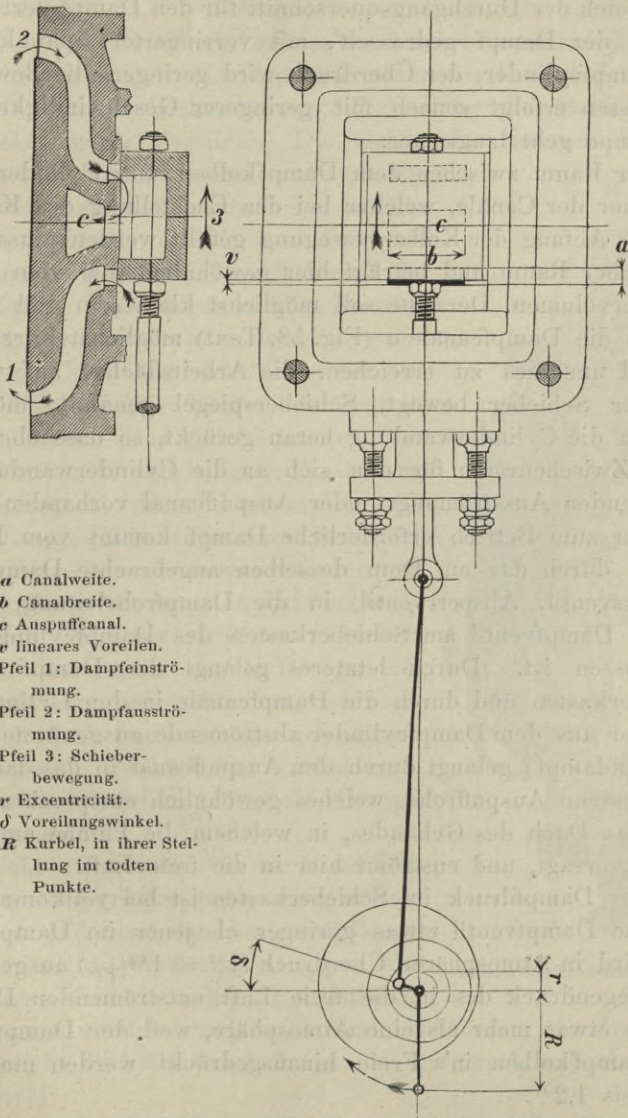
Dampfmaschine nach Ausführung von
Friedrich Wannack in Brünn.

W. Carl. A. P. Braunschweig

In Fig. 58, Text, ist die Kurbel, durch welche die rotirende Bewegung der Schwungradwelle von dem mit der gemeinsamen Kolbenstange verbundenen Kreuzkopfbolzen mittels Leitstange eingeleitet wird, im unteren todten Punkte gezeichnet und die Drehung derselben erfolgt im Sinne des Pfeiles. Hierbei ist das Excenter um den Voreilungswinkel δ gegen die Normale zur Bewegungsrichtung des Schiebers vorgekeilt. Der Schieber ist aus seiner Mittelstellung schon so weit nach aufwärts geschoben, dass der untere Dampfcanal für die Dampfeinströmung in den Cylinder und der obere für die Dampfausströmung geöffnet ist und man nennt die lineare Eröffnung v das lineare Voreilen und unterscheidet sonach das äußere lineare Voreilen v für die Einströmung und das innere lineare Voreilen v_1 für die Ausströmung. Der Schieber wird mittels der Muttern an der Schieberstange so gestellt, dass beiderseits das gleiche lineare Voreilen stattfindet, wovon man sich bei abgehobenem Schieberkastendeckel durch Einstellung der Kurbel auf den einen und dann auf den anderen todten Punkt überzeugt. Das lineare Voreilen ist erforderlich, damit der Dampf gleich zu Anfang der Bewegung des Kolbens auf diesen drückt. Dasselbe beträgt bei guten Ausführungen Einneuntel ($\frac{1}{9}$) von der Weite des Einlasscanals (2 bis 6^{mm}) und darf nicht zu klein sein, weil sonst zu Anfang der Kolbenbewegung die Dampfeinströmung behindert ist und der Dampf gedrosselt, also mit verringerter Spannkraft in den Dampfzylinder gelangt. Übrigens wird bei den gewöhnlichen Dampfpumpen des gewerblichen und industriellen Betriebes die Drosselung des Dampfes durch das Dampfeinlassventil, welches am Schieberkasten aufgeschraubt ist und dazu dient, die Pumpe in Gang zu setzen und abzustellen, auch zur Regulirung des Ganges der Pumpe benützt.

Wird nämlich das Dampfventil weit aufgemacht, so tritt der Dampf mit vollem Druck in den Dampfzylinder und bewirkt dortselbst einen bedeutenden Überdruck seitens des Dampfkolbens gegenüber dem Pumpenkolben und mithin eine raschere Bewegung der Massen, also einen schnelleren Gang der Pumpe. Man macht davon während des Betriebes Gebrauch, wenn rasch größere Wassermengen zu liefern sind, wie z. B. beim Speisen eines Dampfkessels zur Minderung der Dampfspannung oder bei Dampfpumpen als Feuerlösch-Requisiten.

Fig. 58.



Einfache Schiebersteuerung.

Wird hingegen das Dampfventil nach und nach zuge dreht, so dass sich der Durchgangsquerschnitt für den Dampf verringert, so tritt der Dampf gedrosselt, mit verringerter Spannkraft in den Dampfzylinder, der Überdruck wird geringer, die Bewegung der Massen erfolgt sonach mit geringerer Geschwindigkeit und die Pumpe geht langsamer.

Der Raum zwischen dem Dampfkolben und Zylinderdeckel und jener der Canäle, welcher bei der Endstellung des Kolbens, also vor Anfang der Kolbenbewegung gefüllt werden muss, heißt schädlicher Raum und beträgt hier gewöhnlich 5 % vom ganzen Zylindervolumen. Derselbe soll möglichst klein sein und werden deshalb die Dampfcanäle *a* (Fig. 58, Text) möglichst kurz gehalten und um dies zu erreichen, die Arbeitsfläche, auf welcher sich der Schieber bewegt, Schieberspiegel genannt, möglichst nahe an die Zylinderwandung heran gerückt, so dass eben noch genug Zwischenraum für den sich an die Zylinderwandung anschließenden Ausströmungs- oder Auspuffcanal vorhanden ist.

Der zum Betrieb erforderliche Dampf kommt vom Dampfkessel, durch das am Dom desselben angebrachte Dampfventil (Auslassventil, Absperrventil) in die Dampfrohrlleitung, welche an das Dampfventil am Schieberkasten des Dampfzylinders angeschlossen ist. Durch letzteres gelangt der Dampf in den Schieberkasten und durch die Dampfcanäle in den Zylinder.

Der aus dem Dampfzylinder abströmende ausgenützte Dampf (Auspuffdampf) gelangt durch den Auspuffcanal in das daran angeschlossene Auspuffrohr, welches gewöhnlich entsprechend hoch über das Dach des Gebäudes, in welchem die Pumpe aufgestellt ist, hervorragt, und enströmt hier in die freie Luft.

Der Dampfdruck im Schieberkasten ist bei vollkommen geöffnetem Dampfventil etwas geringer als jener im Dampfkessel und wird in Atmosphären Überdruck ($1^{at} = 1 \text{ kg/qcm}$) ausgedrückt. Der Gegendruck des in die freie Luft entströmenden Dampfes beträgt etwas mehr als eine Atmosphäre, weil der Dampf durch den Dampfkolben in's Freie hinausgedrückt werden muss und zwar bis $1,2^{at}$.

Um das beim Anlassen der Pumpe sich im Dampfzylinder bildende, wenn im Zylinder eingeschlossene, gefährliche Condensationswasser abfließen zu lassen, sind an den Zylinder-

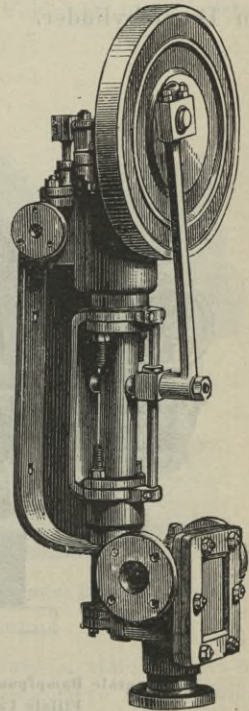
enden Abflusshähne (Condensationswasserhähne, Zischhähne) eingeschraubt.

Die Schieberstellung soll so ausgeführt werden, dass, wie schon erwähnt, in beiden todtten Punkten der Kurbel das gleiche lineare Voreilen vorhanden ist (Einstellung des Schiebers auf gleiches lineares Voreilen). Die Größe des linearen Voreilens ergibt sich im Allgemeinen durch die Aufkeilung der Excenterscheibe auf der Schwungradwelle und insbesondere bei den Pumpen nach Fig. 1 bis 6, Taf. XIX, und Fig. 57, Text, durch richtige relative Stellung des Kurbelzapfens zum Excentermittel, die hier sehr leicht schon am Anreibtisch vor dem Bohren festgestellt werden kann. Das gleiche lineare Voreilen aber wird erzielt durch Einstellung des Schiebers, durch Drehen der mit Schraubengewinde versehenen Schieberstange oder Excenterstange, entsprechend der jeweiligen Construction und überzeugt man sich von der richtigen Schieberstellung am besten durch Drehen des Schwungrades bei geöffnetem Schieberkasten und Beobachtung der sich in den beiden todtten Punkten der Kurbel ergebenden Canaleröffnung für die Dampfeinströmung.

Steht der Schieber in der Mitte zwischen seinem größten beiderseitigen Ausschub, so sind durch die an seiner Höhlung beiderseits anschließenden Lappen die Dampfeinlasscanäle nicht nur vollständig geschlossen, sondern nach innen und nach außen überdeckt und man spricht deshalb von äußerer und innerer Überdeckung des Schiebers.

Die äußere Überdeckung bestimmt den Abschluss des Dampfeinlasscanals bevor der Kolben in seinem Laufe am Hubende angelangt ist, und somit die Expansion des Dampfes, indem

Fig. 59.

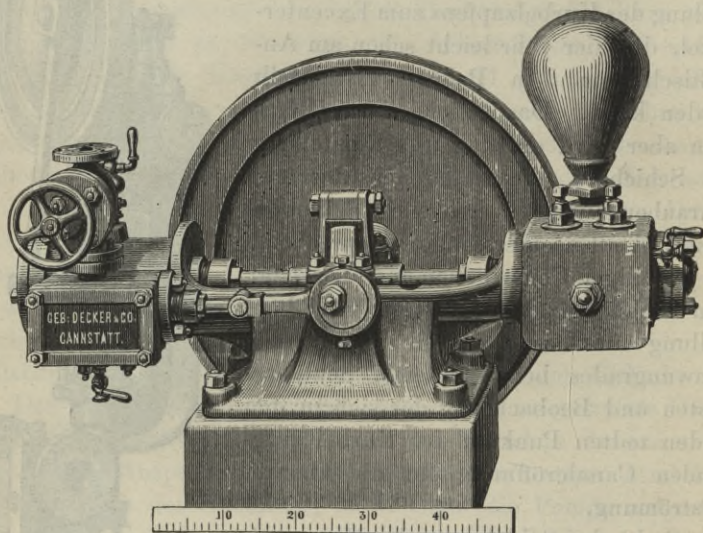


Wilson's Patent-Dampfpumpe.

nach Abschluss des Canals kein Dampf mehr in den Cylinder nachströmen kann und mithin der darin enthaltene sich ausdehnen muss. Bei der hier angewendeten einfachen Schiebersteuerung erfolgt gewöhnlich die Dampf einströmung auf 0,9 oder 0,7 des Kolbenhubes, ersteres bei kleinen Pumpen.

Die innere Überdeckung dagegen bestimmt den Abschluss des Dampfauslasscanals, bevor der Kolben in seinem Laufe am Hubende angelangt ist und somit die Compression des Dampfes im Dampfeylinder.

Fig. 60.



Horizontale Dampfmaschine, nach Ausführung der Maschinenfabrik Esslingen,
Filiale Cannstatt, vormals Gebrüder Decker & Co.

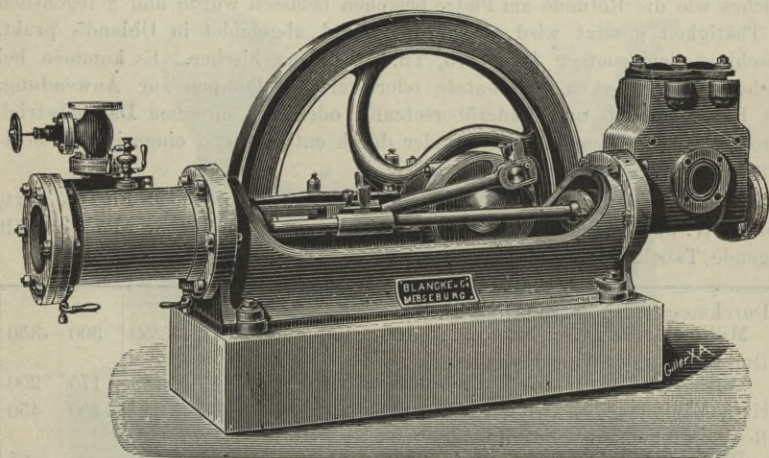
Die Eröffnung der Ein- und Ausströmung des Dampfes vor dem Anlangen des Kolbens am jeweiligen Hubende in Folge der äußeren und inneren Überdeckung und der Nothwendigkeit des linearen Voreilens ergibt die Voreinströmung des Dampfes in den Cylinder und die Vorausströmung und demnach hat man folgende sechs Perioden der Dampfvertheilung: Voreinströmung, Einströmung (Füllung, Admission), Expansion, Vorausströmung,

Ausströmung, Compression, welche sich auch im Indicator-diagramm *) erkennen lassen.

In Fig. 59, Text, ist Wilson's Patent-Dampfpumpe mit auf dem Dampfeylinder liegender Schwungradwelle und Schieberantrieb durch einen Excenterzapfen und Schleife in der Schieberstange, abgebildet. **)

In Fig. 60, Text, ist die Decker'sche Pumpe mit Kurbelschleife und einfacher Schiebersteuerung durch Excenter abgebildet, welche den modernen Typus der Montirung durch Verschraubung mittels abgefräster Flantschen zeigt.

Fig. 61.



Horizontale Dampfpumpe, nach Ausführung von C. W. Julius Blancke & Co. in Merseburg.

*) Es ist hier auf das Indicator-diagramm hingewiesen, obwohl dieses bis nun zumeist und hauptsächlich nur bei den Dampfmaschinen zum Fabriksbetrieb zur Discussion gelangt, während dessen Anwendung auch bei Pumpen wertvoll erscheint, wie die mit vielen Diagrammen ausgestattete Fachschrift: „Indicator-Versuche an Pumpen und Wasserhaltungsmaschinen“ von A. Riedler (München 1881) erweist.

**) Große Pumpen zur Wasserhebung erhalten eine besondere Dampfmaschine zu ihrem Antrieb. Als solche seien angeführt die Pumpen für Wasserleitungen zur Wasserversorgung großer Städte, z. B. das Pumpwerk der Kaiser-Ferdinands-Wasserleitung in Wien, welches Wien früher mit Wasser versorgte und das Pöschacher Wasserwerk der Wiener Hochquellenleitung; auch das Dampfpumpwerk auf der Wiener Weltausstellung 1873,

In neuester Zeit wird mit Vorliebe die Anordnung der doppeltwirkenden liegenden Dampfmaschinen mit rotirender Steuerwelle so zur Ausführung gebracht, dass die rotirende Welle durch Leitstange und Kurbelscheibe vom gerade geführten Kreuzkopf angetrieben, zwischen dem Dampfzylinder und Pumpenzylinder, im Maschinenbett gelagert ist, an welches diese beiden Cylinder freitragend montirt sind. Eine elegante Ausführung dieser Art von C. W. Julius Blancke & Co. in Merseburg zeigt Fig. 61, Text.*) Das Steuerungsexcenter sitzt hierbei neben dem Kurbelager auf der Schwungradwelle.**)

welches wie die Rotunde am Platze bestehen belassen wurde und gelegentlich in Thätigkeit gesetzt wird, beschrieben und abgebildet in Uhländ's prakt. Maschinen-Constructeur Jhg. 1875, Tfl. 50, gehört hierher. Es kommen bei solchen Wasserwerken horizontale oder verticale Pumpen zur Anwendung, mit Riemenantrieb und Räderübersetzung oder mit directem Dampftrieb durch Balancier-Dampfmaschinen oder durch entsprechend eingerichtete horizontale Dampfmaschinen.

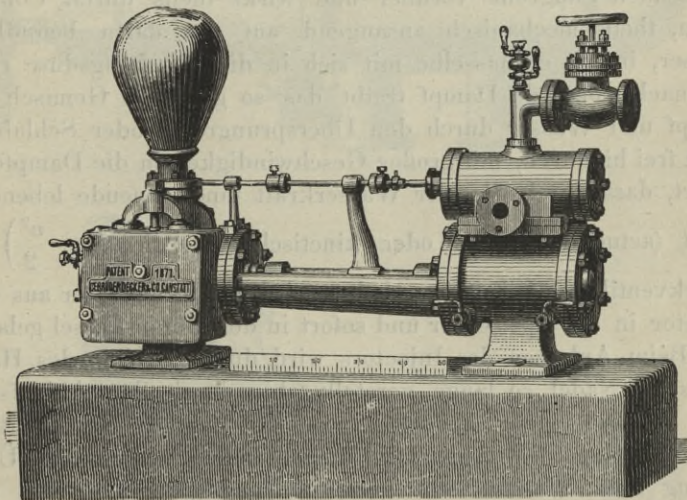
*) Die Hauptdimensionen, nach welchen diese Pumpen nach Fig. 61, Text, von C. W. Julius Blancke & Co. in Merseburg ausgeführt werden, enthält folgende Tabelle:

Durchmesser des Dampfzylinders, Millimeter	100	130	180	210	250	300	350
Durchmesser des Wassercylinders, Millimeter	50	75	100	125	150	175	200
Hub, Millimeter	110	160	230	260	350	400	450
Rohr-Durchmesser für directen Dampf, Millimeter	20	26	33	40	50	60	65
Rohr-Durchmesser für verbrauchten Dampf, Millimeter	26	33	40	50	60	75	80
Saug- und Druck-Rohr-Durchmesser, Millimeter	35	50	65	80	100	120	140
Touren pro Minute	75	75	60	60	45	40	35
Leistung pro Stunde in Kubikmeter	2,00	4,50	9,00	18,00	27,00	40,00	50,00
Gesamnte Saug- und Druck-Höhe bei $3\frac{1}{2}$ Atm. Dampfdruck, Meter	45	40	40	30	30	35	32
Ungefähres Gewicht der Pumpe, Kilogramm	250	300	750	980	1800	2600	3450

**) Eine recht sinnreiche Anordnung des Excenters auf der am Lagerhals laufenden verlängerten Schwungradnabe, bei einer Dampfmaschine von Gebrüder Sulzer in Winterthur, ist in den Technischen Mittheilungen von der Weltausstellung in Paris 1878, in Dingler's polyt. Journal abgebildet.

In Fig. 62, Text, ist Decker's Patent directwirkende Dampf-
pumpe mit Anschlagsteuerung abgebildet, mit über dem Dampf-
cylinder liegendem cylindrisch ausgebohrtem Schiebergehäuse und
rundem entsprechend geformtem Kolbenschieber. Die Anschläge
auf der Schieberstange sind zur Veränderung des Kolbenhubes
bei anderer zu liefernder Wassermenge verstellbar und durch
Stellschrauben festgestellt. Um harte Stöße der Anschläge zu
verhindern, sind Kautschuk- oder Lederscheiben beigelegt. Der
durch den Anschlag in Bewegung gesetzte Kolbenschieber voll-
führt die weitere Bewegung unter Dampfdruck.*)

Fig. 62.



Allg. u. s. v. d. St. f. g. v. b.

Directwirkende Dampfmaschine, nach Ausführung der Maschinenfabrik Esslingen,
Filiale Cannstatt, vormals Gebrüder Decker & Co.

Die *Injectoren* oder *Dampfstrahlpumpen* fördern das Wasser
vermittels eines durchströmenden Dampfstrahles. Die gegenwärtig
gebräuchlichsten Constructions beruhen auf dem von Giffard
eingeführten Principe, zeigen jedoch Abweichungen in der De-
tailconstruction und man unterscheidet demnach saugende und

*) Durchschnittszeichnungen, aus welchen die innere Einrichtung zu
ersehen ist, sind in Uhländ's „Praktischem Maschinen-Constructeur“ enthalten.

nichtsaugende Injectoren. Die im Fabriksbetrieb als Kessel-speisepumpen gebräuchlichsten Injectoren der ersteren Art sind: der *Injector von Schäffer & Budenberg* und der *Universalinjector von Körting*, solche der letzteren Art der *Injector von Schau* und jener von *Friedmann*.

Der *Injector von Schäffer & Budenberg* ist in den Fig. 63 und 64, Text, in der Ansicht und im Durchschnitt in liegender Anordnung dargestellt.

Die Wirkungsweise desselben ist folgende: Ein durch den Einlasshahn in die Dampfkammer und die Dampfdüse hindurch geleiteter Dampfstrahl streicht an dem in die Wasserkammer mündenden Saugrohr vorüber und wirkt theils durch Condensation, theils mechanisch ansaugend auf das darin befindliche Wasser, indem er dasselbe mit sich in die Mischungsdüse reißt. Der nachströmende Dampf treibt das so gebildete Gemisch von Dampf und Wasser durch den Übersprungraum oder Schlabberraum frei hindurch, mit großer Geschwindigkeit in die Dampfdüse derart, dass durch die, der Wasserkraft innewohnende lebendige Kraft (actuelle Energie oder kinetische Energie, $M \cdot \frac{v^2}{2}$) das

Druckventil des Injectors gehoben wird und das Wasser aus dem Injector in das Speiserohr und sofort in den Dampfkessel gelangt.

Beim Anlassen des Injectors wird durch Drehen des Handrades die Nadel so lange verstellt, bis durch das Ablaufsrohr kein Wasser mehr abfließt, was als Zeichen der richtigen Functionirung des Apparates dient, indem sodann im Übersprung kein Wasser mehr verspritzt und umgekehrt das dort verspritzte Wasser durch die seitlichen kleinen Durchbohrungen der Wandung des Übersprungraumes in das Ablaufsrohr gelangt und durch dieses abfließt. Hierbei sei noch bemerkt, dass die Nadel mit einer feinen Kreuzbohrung versehen ist, durch welche der Dampf schon bei eingeschraubter Nadel in den Condensations- oder Wasserraum strömt, um das Ansaugen zu bewirken.

Der zur Speisung des Injectors dienende Dampf soll trocken und deshalb wie jener zum Betrieb der Dampfpumpe, von der höchsten Stelle des Kessels entnommen sein.

Um Unreinigkeiten des dem Injector zugeführten Wassers, welche leicht die Düsen verstopfen, abzuhalten, wird an der

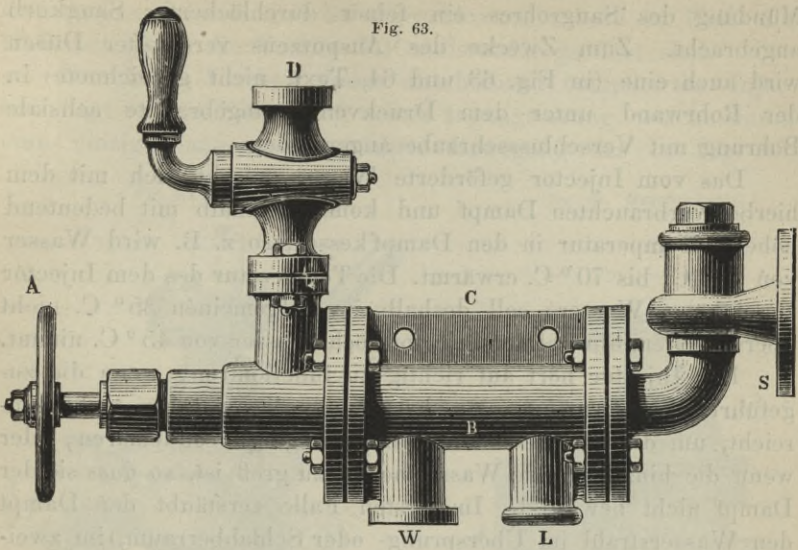


Fig. 63.

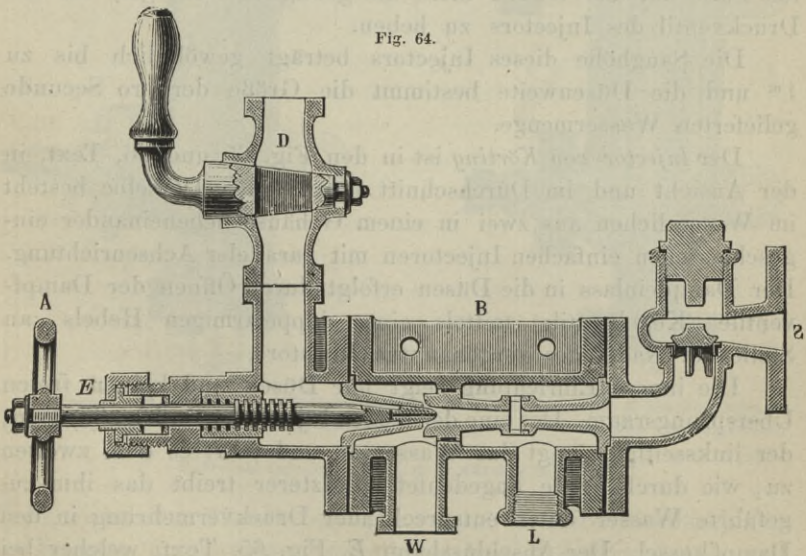


Fig. 64.

A Handrad. B Gehäuse. C Flansche. D Dampfahh. E Nadel. S Druckventil.
 W Saugrohr. L Ablaufrohr.

Injector von Schäffer & Budenberg in Buckau-Magdeburg.

Mündung des Saugrohres ein feiner durchlöcherter Saugkorb angebracht. Zum Zwecke des Ausputzens verstopfter Düsen wird auch eine (in Fig. 63 und 64, Text, nicht gezeichnete) in der Rohrwand unter dem Druckventil angebrachte achsiale Bohrung mit Verschlusschraube angewendet.

Das vom Injector geförderte Wasser mischt sich mit dem hierbei verbrauchten Dampf und kommt deshalb mit bedeutend höherer Temperatur in den Dampfkessel, so z. B. wird Wasser von 30° C. bis 70° C. erwärmt. Die Temperatur des dem Injector zugeführten Wassers soll deshalb im Allgemeinen 35° C. nicht überschreiten, obwohl der Injector noch Wasser von 45° C. nimmt.

Der Injector hört auf richtig zu functioniren, wenn die zugeführte Wassermenge von bestimmter Temperatur nicht hinreicht, um die entsprechende Dampfmenge zu condensiren, oder wenn die hinzutretende Wassermenge zu groß ist, so dass sie der Dampf nicht bewältigt. Im ersten Falle zerstäubt der Dampf den Wasserstrahl im Übersprungs- oder Schlabberraum, im zweiten Falle hat das Wasser nicht die genügende Energie, um das Druckventil des Injectors zu heben.

Die Saughöhe dieses Injectors beträgt gewöhnlich bis zu 1^m und die Düsenweite bestimmt die Größe der pro Secunde gelieferten Wassermenge.

Der *Injector von Körting* ist in den Fig. 65 und 66, Text, in der Ansicht und im Durchschnitt dargestellt. Derselbe besteht im Wesentlichen aus zwei in einem Gehäuse nebeneinander eingeschlossenen einfachen Injectoren mit paralleler Achsenrichtung. Der Dampf einlass in die Düsen erfolgt durch Öffnen der Dampfventile (Kegelventile) mittels eines doppelarmigen Hebels, an Stelle der Nadel des vorgenannten Injectors.

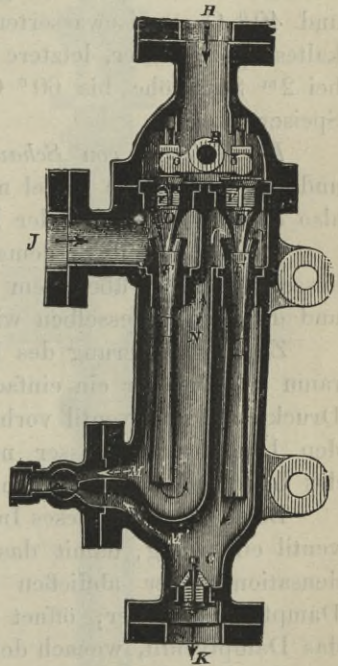
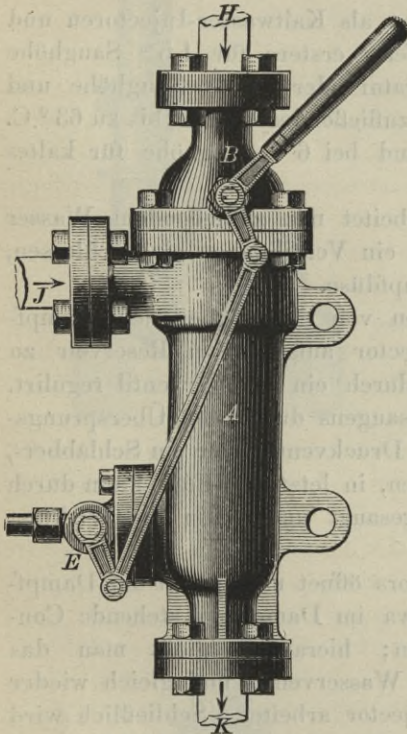
Die innere Einrichtung zeigt nur Düsen und keinen freien Übersprungsraum. Der eine der beiden Injectoren, in Fig. 66, Text, der linksseitige, saugt das Wasser an und führt es dem zweiten zu, wie durch Pfeile angedeutet. Letzterer treibt das ihm zugeführte Wasser unter entsprechender Druckvermehrung in den Dampfkessel. Der Abschlussahn *E*, Fig. 65, Text, welcher bei der Öffnung der Ventile durch eine Zugstange ebenfalls mitbewegt wird, lässt bei Ingangsetzung des Injectors freie Ausströmung zu und zwar, zuerst aus dem saugenden Injector, sodann aus dem

drückenden Injector und ist abgeschlossen, sobald zu Ende der Hebelbewegung die Ventile *VV* vollständig geöffnet sind.

Der große Vortheil dieses anscheinend complicirten Injectors liegt in der Einfachheit seiner Ingangsetzung, welche durch eine einzige langsam ausgeführte Bewegung des in Fig. 65,

Fig. 65. Ansicht.

Fig. 66. Durchschnitt.



A Gehäuse. *B* Handhebel. *VV* Dampfventile. *MM* Ablaufscanäle. *E* Abschlusshahn.
FF Düsen. *C* Druckventil. *N* Zwischenraum. *J* Saugrohr. *K* Druckrohr. *H* Dampfrohr.

Universal-Injector von B. & E. Körting in Wien.

Text, sichtbaren Handhebels *B* erfolgt. Es wird hierdurch der im Injector angebrachte Doppelhebel bewegt derart, dass zuerst das Ventil des linksseitigen Injectors geöffnet wird und das von diesem gelieferte Wasser durch den gleichzeitig bewegten Abflusshahn abfließt, darnach auch das Ventil des zweiten Injectors

sich hebt und endlich der Abflusshahn geschlossen wird und sohin die Speisung beginnt, indem nunmehr das Wasser vom zweiten Injector durch das sich öffnende Druckventil in das Speiserohr zu gehen gezwungen ist.

Das sich hier nach unten öffnende Druckventil *C* (Fig. 66, Text) wird bei Abstellung des Injectors durch den Wasserdruck im Druckrohr geschlossen.

Injectoren dieser Art werden als Kaltwasser-Injectoren und als Heißwasser-Injectoren geliefert; erstere für 1,5^m Saughöhe und 40° C. Speisewassertemperatur oder für 3^m Saughöhe und kaltes Speisewasser, letztere für zufließendes Wasser bis zu 63° C. bei 2^m Saughöhe bis 60° C. und bei 6^m Saughöhe für kaltes Speisewasser.

Der Injector von Schau arbeitet mit zufließendem Wasser und hat weder eine Nadel noch ein Ventil innen eingeschlossen, also constante Öffnung der Dampfdüse.

Das Wasser fließt demselben von einem über dem Dampfkessel 1 bis 2^m über dem Injector aufgestellten Reservoir zu und die Menge desselben wird durch ein Absperrventil regulirt.

Zur Verhinderung des Luftsaugens durch den Übersprungsraum ist entweder ein einfaches Druckventil oder ein Schlabber-, Druck- und Saugventil vorhanden, in letzterem Falle kann durch den Übersprung Wasser nachgesaugt und sohin die Wirkung des Injectors erhöht werden.

Beim Anlassen dieses Injectors öffnet man zuerst das Dampfventil ein wenig, damit das etwa im Dampfrohr stehende Condensationswasser abfließen kann; hierauf schließt man das Dampfventil wieder, öffnet das Wasserventil und gleich wieder das Dampfventil, wonach der Injector arbeitet. Schließlich wird der Wasserzufluss so lange regulirt, bis beim Schlabberventil kein Wasser mehr abläuft. Beim Abstellen dieses Injectors wird zuerst das Dampfventil und dann das Wasserventil geschlossen.

Bei Anwendung eines einfachen Druckventils zum Schlabberraum speist der Injector Wasser bis 30° C. und bei Anwendung eines Saug- und Druckventil solches bis 60° C. Temperatur.

Der Injector von Friedmann hat unveränderliche Dampf-
düsenöffnung wie der vorhergehende, aber zwei hintereinander
angebrachte Wasserdüsen zur Erhöhung der Leistungsfähigkeit.

Fig. 67.

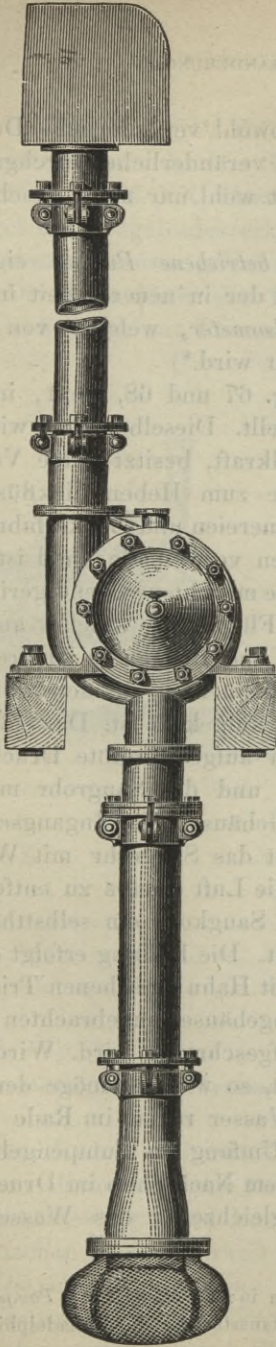
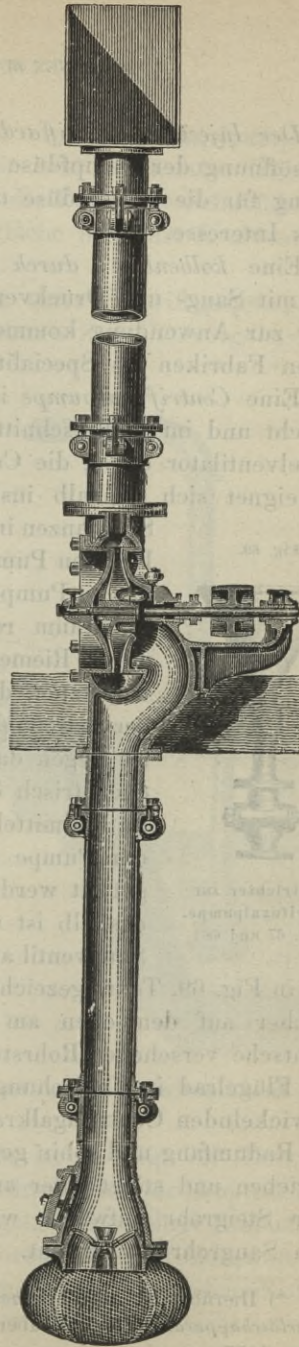


Fig. 68.



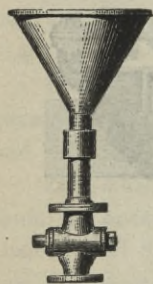
Centrifugalpumpe nach Ausführung von Wm. Knaust in Wien.

Der *Injector von Giffard* hatte sowohl veränderliche Durchgangsöffnung der Dampfdüse als auch veränderliche Durchgangsöffnung für die Wasserdüse und bietet wohl nur mehr geschichtliches Interesse.

Eine *kolbenlose, durch Dampf betriebene Pumpe* eigener Art, mit Saug- und Druckventilen, ist der in neuerer Zeit immer mehr zur Anwendung kommende *Pulsometer*, welcher von einzelnen Fabriken als Specialität gebaut wird.*)

Eine *Centrifugalpumpe* ist in Fig. 67 und 68, Text, in der Ansicht und im Durchschnitt dargestellt. Dieselbe wirkt wie ein Flügelventilator durch die Centrifugalkraft, besitzt keine Ventile und eignet sich deshalb insbesondere zum Heben dickflüssiger Substanzen in Bierbrauereien und Zuckerfabriken. Der den Pumpenkolben vertretende Theil ist hier das im Pumpengehäuse mit entsprechend geringem Spielraum rotirende Flügelrad, welches auf der durch Riemenscheibe und Riemen in Umdrehung versetzten, durch Stopfbüchsen aus dem Gehäuse hervortretenden Welle aufgekeilt ist. Das Gehäuse ist gegen das seitlich aufgeschraubte Druckrohr excentrisch erweitert und das Saugrohr mündet im Radmittel in das Gehäuse. Vor Ingangsetzung der Pumpe muss erst das Saugrohr mit Wasser gefüllt werden, um die Luft daraus zu entfernen, deshalb ist unten im Saugkorb ein selbstthätiges Saugventil angebracht. Die Füllung erfolgt durch

Fig. 69.



Fülltrichter zur
Centrifugalpumpe.
(Fig. 67 und 68.)

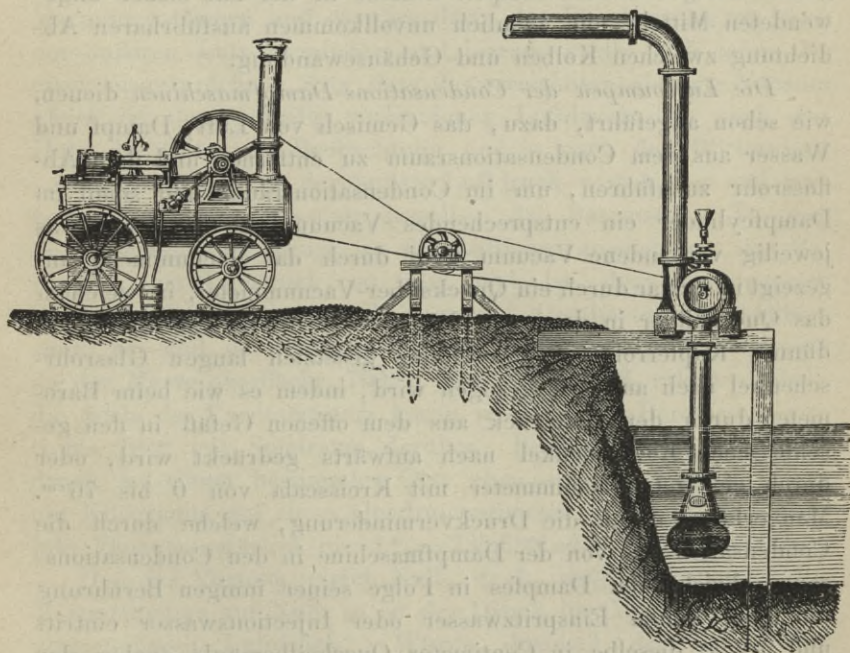
den in Fig. 69, Text, gezeichneten, mit Hahn versehenen Trichter, welcher auf den oben am Pumpengehäuse angebrachten, mit Flantsche versehenen Rohrstützen aufgeschraubt wird. Wird nun das Flügelrad in Umdrehung versetzt, so wird vermöge der sich entwickelnden Centrifugalkraft das Wasser radial im Rade gegen den Radumfang und sohin gegen den Umfang des Pumpengehäuses getrieben und steigt unter andauerndem Nachschub im Druckrohr oder Steigrohr aufwärts, während gleichzeitig das Wasser aus dem Saugrohr nachströmt.

*) Hierüber ist Ausführliches enthalten in: *F. Mannlicher, Pumpen und Feuerlöschapparate*. Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia 1876 (Wien 1877).

In Fig. 1 und 2, Taf. XX, ist eine Centrifugalpumpe mit zweiseitig einmündendem Saugrohr in beiden Schnitten dargestellt und Fig. 1, Taf. XX, lässt zugleich die Form der Schaufeln oder Flügel des Flügelrades erkennen, welche nach der Evolvente des Flügelansatzkreises gekrümmt sind.

Die Einfachheit der Montirung einer Centrifugalpumpe zur Wasserhebung, mit Riemenantrieb durch Zwischenvorgelege und

Fig. 70.



Centrifugalpumpe mit Locomobilbetrieb, nach Ausführung von Wm. Knaust
in Wien.

eine auf Rädern ruhende Locomobile ist in Fig. 70, Text, zu ersehen. Es ist dies eine Pumpenanordnung, wie sie hauptsächlich für Bewässerungs- und Entwässerungs-Arbeiten ihrer Einfachheit und raschen Herstellbarkeit wegen, vorzüglich empfehlenswert ist.

Die *Rotationspumpen*, auch Pumpen mit rotirendem Kolben oder kurzweg rotirende Pumpen genannt, wurden bisher nur in ziemlich unvollkommener Weise construirt. Sie bestehen zumeist

aus zwei in einander greifenden Kolbenrädern, ähnlich wie beim Root'schen Ventilator, welche das anfangs größere Volumen zwischen ihren Kolben und der Gehäusewandung nach und nach bis auf Null verkleinern und wieder wachsen lassen und sohin drückend und saugend wirken. Eine andere Art dieser Pumpen besitzt einen excentrisch gelagerten cylindrischen Kolben, welcher rotirt und hierdurch die radiale Verschiebung durchgeführter, am Gehäuse dicht anschließender Schieberplatten bewirkt.*) Der größte Mangel dieser Pumpen besteht in der mit bisher angewendeten Mitteln nur ziemlich unvollkommen ausführbaren Abdichtung zwischen Kolben und Gehäusewandung.

Die *Luftpumpen der Condensations-Dampfmaschinen* dienen, wie schon angeführt, dazu, das Gemisch von Luft, Dampf und Wasser aus dem Condensationsraum zu entfernen und dem Abflussrohr zuzuführen, um im Condensationsraum und somit im Dampfcylinder ein entsprechendes Vacuum zu erhalten. Das jeweilig vorhandene Vacuum wird durch das Vacuummeter angezeigt und zwar durch ein Quecksilber-Vacuummeter, in welchem das Quecksilber in dem mit dem Condensationsraum durch ein dünnes Kupferrohr in Verbindung gesetzten langen Glasrohrschenkel nach aufwärts gezogen wird, indem es wie beim Barometer durch den Luftdruck aus dem offenen Gefäß in den geschlossenen Rohrschenkel nach aufwärts gedrückt wird, oder durch ein Metallvacuummeter mit Kreisscala von 0 bis 76^{cm}. Man erkennt daran die Druckverminderung, welche durch die Condensation des von der Dampfmaschine in den Condensationsraum abziehenden Dampfes in Folge seiner innigen Berührung mit dem kalten Einspritzwasser oder Injectionswasser eintritt und drückt dieselbe in Centimeter-Quecksilbersäule analog der Angabe des Barometers aus, wobei in's Auge gefasst werden mag, dass 1^{at} = 1^{kg}/_{qem} = 735,5^{mm} Quecksilbersäule. Das Vacuummeter soll sich jedenfalls im Maschinenhause, für den Maschinenwärter deutlich sichtbar, befinden und muss sicher als zweckmäßig erkannt werden, zur Orientirung des Maschinenwärters

*) Hierüber ist Ausführliches enthalten in: *F. Mannlicher, Pumpen und Feuerlöschapparate*. Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia 1876 (Wien 1877).

daneben ein Barometer anzubringen, indem das erreichbare absolute Vacuum eben gleich ist dem jeweilig vorhandenen Luftdruck.

Der äußere Luftdruck beträgt bei mittlerer Höhe über dem Meeresspiegel eine Atmosphäre, d. i. ein Kilogramm auf einen Quadratcentimeter der Druckfläche. Saugt man nun aus einem luftdicht geschlossenen Raum, wie es der Condensationsraum des Condensators ist, mittels einer Luftpumpe, so entsteht darin eine Luftleere oder ein Vacuum. Würde die Luft völlig ausgepumpt, so würde im Condensator eine absolute Luftleere, ein absolutes Vacuum entstehen und es wäre darin der Druck genau um jenen der äußeren Luft vermindert und hieraus ergibt sich sofort der oben ausgesprochene Satz, dass das erreichbare absolute Vacuum gleich ist dem jeweilig vorhandenen Luftdruck. Je nach der Höhe des Ortes der Beobachtung und je nach den Witterungsverhältnissen ist nun der äußere Luftdruck verschieden und man bedient sich zur Messung desselben des Barometers. Da nun das Vacuummeter genau so die Luftleere anzeigt wie das Barometer den Luftdruck, so zeigt auch bei dem Vacuummeter die Scala die Druckverminderung nach Centimeter Quecksilbersäule an und es beträgt somit im Mittel das absolute Vacuum an der Meeresoberfläche 760^{mm} oder 76^{cm} und reicht deshalb die Scala des Vacuummeters genau wie jene des Barometers von 0 bis 76^{cm} mit Spielraum darüber. Beträgt der äußere Luftdruck an einem bestimmten Orte eben eine Atmosphäre gleich ein Kilogramm auf einen Quadratcentimeter, so kann das absolute Vacuum natürlich nur $1^{\text{at}} = 735,5^{\text{mm}}$ oder $73,55^{\text{cm}}$ betragen.

Ist das Vacuum gleich Null, d. h. zeigt der Zeiger des Vacuummeters auf Null, so ist der Druck im Condensator gleich dem äußeren Luftdruck. Würde demnach der Zeiger des Vacuummeters bei abgestelltem Condensator, beziehungsweise bei abgestellter Luftpumpe nicht mehr auf Null zurückgehen, so wäre das ein Zeichen einer Mangelhaftigkeit.

Das beste erzielbare Vacuum beträgt 72^{cm} , gewöhnlich aber findet man nur 65 bis höchstens 70^{cm} bei gut gebauten und gut gewarteten Maschinen, was darunter ist, muss ohne weiters als schlecht bezeichnet werden, sei es in Folge Undichtheit von Flantschenverbindungen oder Stopfbüchsen, durch welche Luft in den Condensator gelangt, Undichtheit des Luftpumpenkolbens

oder in Folge nicht richtiger oder nicht zutreffender Regulirung der Einspritzwassermenge. Die Erhaltung eines möglichst hohen Vacuums ist aber wichtig, indem eben die Condensation bei Dampfmaschinen angewendet wird um den Gegendruck auf den Dampfkolben um eine volle Atmosphäre zu vermindern.

Die *Luftpumpen* sind sonach mit dem luftdicht geschlossenen *Condensationsraum*, in welchen der vom Dampfeylinder abziehende Dampf und das kalte Einspritzwasser treten, zusammengehörig und beide bilden im Verein den *Condensator* und die Haupttheile des Condensators sind: der Condensationsraum, der Einspritzhahn oder Injectionshahn mit dem Einspritz- oder Injectionsrohr, die Luftpumpe mit ihren Ventilen und dem Abflussrohr für das von ihr geförderte Warmwasser und endlich das Vacuummeter mit seinem zum Condensationsraum reichenden Verbindungsrohr.

Nach der Lage des Luftpumpencylinders unterscheidet man den Condensator mit horizontaler Luftpumpe und jenen mit verticaler Luftpumpe. Die horizontale Luftpumpe ist gewöhnlich doppeltwirkend, mit geschlossenem Kolben und Metalldichtung; die verticale einfachwirkend mit Ventilkolben und Metalldichtung oder, namentlich bei älteren Ausführungen mit Handdichtung.

In Fig. 3 bis 10, Taf. XX, und Fig. 1 bis 8, Taf. XXI, ist ein Condensator mit horizontaler Luftpumpe und Aufstellung über dem Fundament mit gemeinsamer Kolbenstange für den Dampf- und Pumpenkolben dargestellt.

Der zur Dichtung mit selbstspannenden Metallringen versehene Pumpenkolben bewirkt beim Rechtsgang die Eröffnung des linksseitigen Saugventiles und des rechtsseitigen Druckventiles und umgekehrt. Die Ventile sind durch rechteckige Kautschukplatten gebildet und klappen durch ihre eigene Elasticität zu. Der Condensationsraum und der Luftpumpencylinder sammt den Ventilkammern sind in einem Gußstücke vereinigt. Ein in Fig. 5 und 8, Taf. XX, ersichtlicher Zeiger am Gehäuse des Einspritzhahnes zeigt auf der zugehörigen Scala die Größe der Eröffnung des Einspritzhahnes an, welche durch Drehen des Handrades eingestellt wird.

So oder ähnlich eingerichtete Condensatoren werden auch im Fundament aufgestellt, wobei dann der Antrieb der Luftpumpe durch Hebelübersetzung und Lenkstange entweder vom Kurbel-

zapfen der Dampfmaschine oder vom Kreuzkopfbolzen der Dampfmaschine oder endlich bei rückwärts durchgehender Kolbenstange und Schienenführung vom zugehörigen Führungsstück in gleicher Weise erfolgt.

In Fig. 1 bis 6, Taf. XXII, ist ein Condensator mit verticaler Luftpumpe und Aufstellung im Fundament dargestellt.

Der Condensationsraum, ein zum Dampfcylinder parallel liegendes gußeisernes Rohr, in welches der Einspritzhahn das Einspritzwasser leitet, ist hier besonders hergestellt und mit dem vertical stehenden Luftpumpencylinder durch Verschraubung verbunden.

Die Luftpumpe ist einfachwirkend und der mit zwei selbstspannenden Metalldichtungsringen versehene Ventilkolben wird mittels Lenkstange und Winkelhebel vom rückwärtigen Ende der beiderseits durchgehenden Kolbenstange der Dampfmaschine betrieben. Die Ventile sind durch Kautschukringplatten gebildet, wovon die untere frei aufliegt und durch ihre Elasticität sich schließt, die obere an einen gußeisernen Ring befestigt ist, welcher mit Armen und Nabe an der Kolbenstange gerade geführt, auf- und niedergeht.

Beim Aufwärtsgang des Luftpumpenkolbens öffnet sich das Saugventil und das Gemisch von Luft, Dampf, und Wasser tritt aus dem Condensationsraum in den Luftpumpencylinder und gleichzeitig fließt das über dem Kolben befindliche Wasser durch das Abflussrohr ab. Beim Niedergang des Kolbens wird dies Gemisch zuerst gepresst, bis die Spannung der äußeren Luft überwunden wird, wonach sich das Druckventil im Kolben öffnet und der Inhalt des Cylinders über den Kolben entweicht.

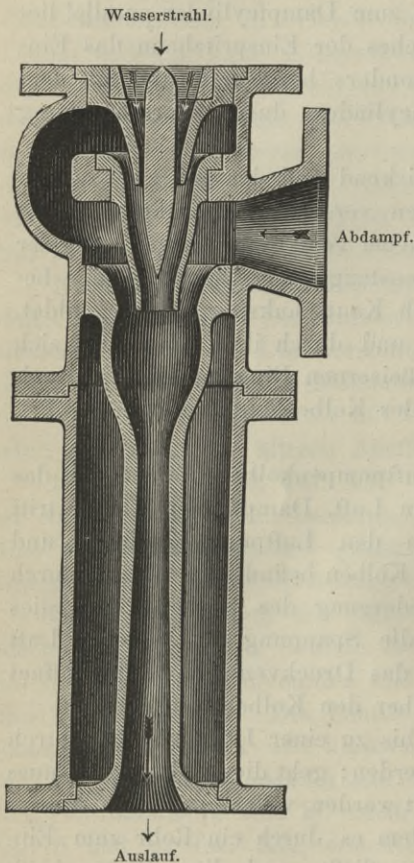
Das *Einspritzwasser* kann bis zu einer Höhe von 5^m durch das Vacuum selbst angesaugt werden; geht dies nicht an, so muss eine besondere Pumpe aufgestellt werden, welche das kalte Wasser in ein Reservoir schafft, aus dem es durch ein Rohr zum Einspritzhahn in den Condensator fließt, und diese Pumpe heißt *Kaltwasserpumpe*.

Neuestens kommt auch *Körting's Wasserstrahl-Condensator* zur Erhaltung des Vacuums bei Condensationsdampfmaschinen in Anwendung, bei welchem der Wasserstrahlapparat statt der Luftpumpe vorhanden ist und selbstthätige Ventile nicht vorkommen.

Derselbe ist in Fig. 71, Text, im Durchschnitt gezeichnet und das für den Wasserstrahl erforderliche Wasser fließt von einem höher gestellten Reservoir zu.

Die *Einspritzwassermenge* von 12° C. Temperatur ist unter gewöhnlichen Verhältnissen gleich dem 25fachen Gewichte des

Fig. 71.



Wasserstrahl-Condensator von
B. & E. Körting in Wien.

zu condensirenden Dampfes und die Temperatur des Condensationswassers beträgt rund 35° C. Eine dieses Maß übersteigende Einspritzwassermenge ist nicht mehr vortheilhaft, und bei übermäßiger Zuleitung von Einspritzwasser kann dieses selbst die zum Dampfeylinder führende Rohrleitung füllen und in diesen gelangen, in welchem Falle Brüche unvermeidlich sind.

In Fällen, wo die erforderliche Einspritzwassermenge nicht immer vorhanden ist, oder deshalb zeitweilig ohne Condensation gearbeitet wird, weil der Auspuffdampf zu Heizzwecken verwendet wird, muss die Maschine mit einem besonderen Absperrventil oder Doppel-Absperrventil, wie in Fig. 3, Taf. XXII, gezeichnet, versehen sein, welches solche Einstellung gestattet, dass die Maschine mit Condensation und auch ohne Condensation arbeiten kann, also als Condensationsmaschine und auch als Auspuffmaschine.

3. Dimensionsbestimmung. Weil das Aufsteigen des Wassers im Saugrohr durch den Überdruck der äußeren Luft erfolgt und dieser im Mittel gleich einer Athmosphäre ($1^{\text{at}} = 1^{\text{kg}}/\text{qem} = 10^{\text{m}}$

Wassersäule) ist, so kann theoretisch die Größe der Saughöhe höchstens 10^m betragen; in Wirklichkeit aber kommen die hydraulischen Widerstände und die Bewegung des Wassers sowie dessen Luftgehalt, die Hebung des Saugventiles in Betracht und es muss demnach die Saughöhe kleiner angenommen werden. Dieselbe kann sonach noch 6 bis 7^m betragen und ist die Anwendung eines Saugwindkessels bei so großer Saughöhe zur Vermeidung von Stößen angezeigt. Brunnenpumpen werden gewöhnlich nur für 2 bis 3^m Saughöhe eingebaut, wenn nicht die Nothwendigkeit zu höherer Aufstellung zwingt.

Die Saughöhe und Druckhöhe bilden zusammen die totale Förderhöhe, welche allein auf die Dimensionsbestimmung der Pumpe von Einfluss ist.

Bezeichnet

H die totale Förderhöhe bei *Pumpen zur Wasserhebung* in Meter,

p den Wasserdruck (Überdruck) in Atmosphären, $1^{at} = 1^{kg/qem}$,

bei *Speisepumpen* der Dampfkessel oder bei *Presspumpen*,
so gelten die Gleichungen

$$p = \frac{H}{10} \dots \dots \dots (152)$$

$$H = 10 \cdot p \dots \dots \dots (153)$$

Bezeichnet ferner für *Kolbenpumpen**)

*) Die *Stopfbüchsen* erhalten nach H. v. Reiche folgende Dimensionen, wenn d den Durchmesser der Kolbenstange, δ die Dicke der Hanfpackung (radial gemessen), h die Höhe der Hanfpackung, also die Länge des Kopfbüchsenhalses bezeichnet

a) Stopfbüchsen für tropfbare Flüssigkeiten oder wenn auf ihre Dichtheit und ihren leichten Gang nicht viel ankommt

$$\delta = 10 \text{ mm} + 0,02 d \text{ bis } 10 \text{ mm} + 0,05 d$$

$$h = 25 \text{ mm} + 0,15 d \text{ bis } 50 \text{ mm} + 0,33 d.$$

b) Stopfbüchsen für Dampf oder Luft und wenn das Verhältnis des Hubes zum Stangendurchmesser groß, oder wenn auf Dichtheit und leichten Gang viel ankommt

$$\delta = 10 \text{ mm} + 0,12 d \text{ bis } 10 \text{ mm} + 0,35 d$$

$$h = 25 \text{ mm} + 1,3 d \text{ bis } 50 \text{ mm} + 2 d.$$

Die Anzahl der Stopfbüchschrauben ist gewöhnlich gleich zwei und bei sorgfältiger Dichtung gleich drei.

Die Wandstärke des Halses, die Flantschenstärke der Brille und die Schraubenummer wird am besten in der Zeichnung dem Gefühle nach dimensionirt.

- D den Durchmesser des Pumpenkolbens in Meter,
 s den Kolbenhub in Meter,
 s' den Hebelausschlag am Kraftangriffspunkte bei Handhebel in Meter,
 K die wirklich erforderliche Kraft in Kilogramm am Hebelarm l' ,
 $\frac{s}{s'} = \frac{l}{l'}$ das Hebelverhältnis des Handhebels,
 c' die mittlere Geschwindigkeit am Kraftangriffspunkte am Hebelarme l' ,
 n die Anzahl der Kolbenspiele (Doppelhübe) in der Minute,
 $c = \frac{2sn}{60}$ die mittlere Kolbengeschwindigkeit in Meter pro Secunde,
 μ das Verhältnis der von der Pumpe wirklich gelieferten Wassermenge zur theoretischen,
 Q die wirklich gelieferte Wassermenge in Kubikmeter pro Secunde,
 Q_1 die theoretische Wassermenge in Kubikmeter pro Secunde,
 $\gamma = 1000$ das Gewicht von 1^{kbm} Wasser in Kilogramm,
 η den Wirkungsgrad der Pumpe,
 N_a den absoluten Effekt in Pferdekraften ($1^e = 75^{\text{mk}}$ pro Secunde), welcher zum Betrieb der Pumpe erforderlich ist,
 N_n den Nutzeffekt der Pumpe in Pferdekraften,
 P den zur Bewegung des Kolbens wirklich erforderlichen äußeren Druck in Kilogramm,
 D_1 den Durchmesser des Saugrohres (Fig. 7, Taf. XVII) und des Saugventiles in Meter,
 D_2 den Durchmesser des Ventilkopfes,
 D_3 den Durchmesser des Ventilgehäuses,
 δ die Wandstärke des Pumpencylinders beziehungsweise Ventilgehäuses für den allgemeinen mit D bezeichneten lichten Durchmesser desselben,
 δ_1 die Wandstärke des Metallsitzes in Millimetern,
 σ die Horizontalprojection der Ventilsitzbreite in Millimeter,
 h die Hubhöhe des Ventiles,
 so ergibt sich

a) die gelieferte Wassermenge für einfachwirkende Pumpen

$$Q_1 = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \cdot \frac{n}{60};$$

$$Q = \mu \cdot Q_1 = \mu \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \cdot \frac{n}{60} = \mu \cdot D^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \frac{c}{2} \quad (154)$$

und für doppeltwirkende Pumpen

$$Q_1 = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot \frac{2 \cdot s \cdot n}{60};$$

$$Q = \mu \cdot Q_1 = \mu \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot \frac{2 \cdot s \cdot n}{60} = \mu \cdot D^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot c \quad (155)$$

und man kann setzen

$$\mu = 0,8 \text{ bis } 0,9,$$

ferner für Handpumpen mit Hebelübersetzung

$$s' \leq 0,75^m$$

$$\frac{s}{s'} = \frac{l}{l'} \leq \frac{1}{10}^{**})$$

$$l = 2s$$

für Pumpen mit Excenterantrieb

$$\frac{s}{D} = 1 \text{ bis } 2$$

für Pumpen mit Kurbelantrieb

$$\frac{s}{D} = 2 \text{ bis } 4.^{**})$$

Für Pumpen, welche vom Kreuzkopf der Dampfmaschine betrieben werden, ist s gleich dem Kolbenhub der Dampfmaschine.

*) Spezieller kann man setzen

für Presspumpen

$$\frac{s}{s'} = \frac{1}{10}$$

für Speisepumpen

$$\frac{s}{s'} = \frac{1}{8}$$

für Brunnenpumpen

$$\frac{s}{s'} = \frac{1}{6}$$

**) Diese Formeln ergeben für den Excenterantrieb einen verhältnismäßig kleineren Hub als für den Kurbelantrieb. Im Allgemeinen soll der Kolbenhub mit Rücksicht auf die Wasserverluste durch das zufallende Ventil möglichst groß sein; um jedoch bei Excenterantrieb nicht übermäßig große Dimensionen für das Excenter zu erhalten, wird dieser nur für Pumpen mit kleinem Hub, der Kurbelantrieb aber für solche mit größerem Hub zur Anwendung gebracht, und dem entsprechen die hier angegebenen Verhältnisse.

Ferner für Handpumpen

$$c' \leq 0,75^m \text{ pro Secunde,}$$

$$c = \frac{l}{l'} \cdot c'$$

für Transmissionspumpen

$$c = 0,15^m \text{ bis } 0,75^m \text{ pro Secunde}$$

und bei sonst freier Wahl

$$c = 0,2^m \text{ bis } 0,3^m \text{ pro Secunde}$$

oder man wählt eine passende Zahl für die Kolbenspiele, bei sonst freier Wahl

$$n \leq 70,$$

b) die zum Betrieb erforderliche Arbeit in Pferdekraften

$$N_a = \frac{1}{\eta} \cdot N_n \dots \dots \dots (156)$$

und weil hier der Nutzeffekt der Arbeit der wirklich gelieferten Wassermenge Q entspricht

$$N_a = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{75} \dots \dots \dots (157)$$

wofür man setzen kann

$$\eta = 0,66 \text{ bis } 0,8; \text{ im Mittel } \eta = 0,75$$

$$\frac{1}{\eta} = 1,50 \text{ bis } 1,25; \text{ im Mittel } \frac{1}{\eta} = 1,33,$$

c) der am Kolben erforderliche äußere Druck für mittlere Verhältnisse und annähernde Rechnung:

$$P = 1,33 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot 10000 \cdot p = 13300 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot p \quad (158^*)$$

und für Handpumpen mit Hebel überdies

$$K = \frac{l}{l'} \cdot P \dots \dots \dots (159)$$

wobei für Dampfkesselspeisepumpen p gleich der Kesseldampfspannung (Überdruck)

*) Es ist, weil hier D in Meter ausgedrückt erscheint, die Kolbenfläche $\left(\frac{\pi}{4} \cdot D^2\right)$ in Quadratmeter eingesetzt und weil der Druck p in Atmosphären, also in Kilogramm auf einen Quadratcentimeter angegeben ist, so beträgt der Druck auf einen Quadratmeter, welcher 10000^{qm} enthält 10000 p .

$$p = 5 \text{ bis } 7^{\text{at}}$$

$$K = 6^{\text{kg}} \text{ für einen Mann;}$$

für die Pumpen hydraulischer Pressen

$$p = 200 \text{ bis } 300^{\text{at}}$$

$$K = 60^{\text{kg}} \text{ für zwei Männer, zu Ende der Pressung}$$

dagegen für Handpumpen mit Kurbel und Handschwungrad

$$K = 8^{\text{kg}} \text{ für einen Mann,}$$

$$c' = 0,75^{\text{m}} \text{ pro Secunde} = \text{Umfangsgeschwindigkeit der Handkurbel.}$$

Den *Durchmesser des Saugrohres* nimmt man gewöhnlich gleich jenem des Druckrohres und kann im Mittel setzen

$$D_1 = 0,7 D \dots \dots \dots (160^*)$$

Die conisch (unter 45 bis 55°) eingeschliffenen *Ventile* erhalten als horizontale Projection der Sitzbreite**)

$$\sigma = 4^{\text{mm}} + 0,01 D_1 \dots \dots \dots (161)$$

*) Die *Geschwindigkeit des Wassers in der Rohrleitung* (Saug- und Druckrohr) wird im allgemeinen größer genommen als die mittlere Kolbengeschwindigkeit, und ist gewöhnlich gleich oder kleiner als 0,7^m und nur in äußersten Fällen bis 1,25^m zulässig. Im allgemeinen ist, wenn c_1 diese Geschwindigkeit bezeichnet, weil in der Secunde die gleiche Wassermenge durch jeden Querschnitt geht

$$\frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot c = \frac{\pi}{4} \cdot D_1^2 \cdot c_1$$

woraus

$$\frac{c_1}{c} = \left(\frac{D}{D_1}\right)^2$$

für den Wert nach obiger Gl. (160 ergibt sich sonach

$$\frac{c_1}{c} = \left(\frac{1}{0,7}\right)^2 = \frac{1}{0,49} \approx 2$$

oder

$$c_1 = 2 c.$$

Demnach wird Gl. (160 für alle Kolbenpumpen, mit Ausnahme der vom Kreuzkopf der Dampfmaschinen betriebenen, gelten können; für letztere ist c die mittlere Kolbengeschwindigkeit des Dampfkolbens und da diese wohl stets größer als 1^m ist, so würde Gl. (160 einen Wert $c_1 > 1,25^{\text{m}}$ ergeben, was unzulässig ist.

**) Für größere conische Metallventile kann man nehmen

$$\sigma = 2^{\text{mm}} + 0,5 \sqrt{D_1}$$

und für Lederklappenventile

$$\sigma = 5^{\text{mm}} + \sqrt{D_1}.$$

und der lichte *Durchmesser des Ventilgehäuses* ergibt sich aus der Gleichung für gleichen Durchgangsquerschnitt

$$\frac{\pi}{4} \cdot D_1^2 = \frac{\pi}{4} \cdot (D_3^2 - D_2^2) \dots \dots \dots (162)$$

mit

$$D_3 = \sqrt{D_1^2 + D_2^2} \dots \dots \dots (163)$$

Die *Hubhöhe h des Ventiles* soll möglichst klein sein, um μ möglichst groß zu erhalten. Für gleichen Durchgangsquerschnitt ergibt sich

$$\pi \cdot D_1 \cdot h = \frac{\pi}{4} \cdot D_1^2 \dots \dots \dots (164)$$

woraus

$$h = \frac{1}{4} \cdot D_1 \dots \dots \dots (165)$$

Die *Wandstärke des Pumpencylinders* wird, wenn $p \leq 7^{\text{at}}$ für nicht durchaus ausgebohrte Cylinder

$$\delta = 12^{\text{mm}} + 0,02 D \dots \dots \dots (166)$$

für durchaus ausgebohrte Cylinder

$$\delta = 20^{\text{mm}} + 0,01 D \dots \dots \dots (167^*)$$

Die *Wandstärke des Ventilgehäuses* und der gußeisernen Röhren kann man für $p \leq 7^{\text{at}}$ nehmen

$$\delta = 12^{\text{mm}} + 0,02 \mathfrak{D} \dots \dots \dots (168^{**})$$

wenn \mathfrak{D} den bezüglichen lichten Durchmesser vorstellt.

*) Ist der Pumpencylinder durchaus ausgebohrt, und der Kolben der ganzen Cylinderlänge nach eingepasst, wie in Fig. 22, Taf. XVI, so muss der Canal vom Ventilgehäuse am Hubende des Kolbens einmünden, um den Wasserzutritt bei eingeschobenem Kolben zu gestatten. Ist hingegen der Cylinder nicht durchaus ausgebohrt, sondern unter der Stopfbüchse erweitert, wie in Fig. 4, Taf. XVIII, so kann dieser Canal höher einmünden, jedoch muss in diesem Falle der Ringquerschnitt zwischen dem Kolben und dem Ventilgehäuse gleich sein dem Querschnitt des Saugrohres $\left(\frac{\pi}{4} \cdot D_1^2\right)$.

***) Für die *Wandstärke δ dünnwandiger Rohre vom inneren Durchmesser D* gilt allgemein die Festigkeitsformel (nach: Des Ingenieur's Taschenbuch „Hütte“ S. 217):

$$\delta = \frac{1}{2} D \cdot \frac{p}{S} + c$$

wobei p der innere Druck und S die zulässige Beanspruchung des Röhrenmaterials, beide in Kilogramm pro 1^{qmm} , c eine Constante in Millimetern,

Die *mittlere Wandstärke des schwach conisch eingepassten Ventilsitzes* kann man nehmen

$$\delta_1 = 2^{\text{mm}} + 0,7 \sqrt{D_1} \dots \dots \dots (169)$$

und die daran schließende ausgebohrte Wandstärke des Ventilgehäuses wegen der Bearbeitung etwas größer, als die Formel (168) ergibt.

Kolben von mehr als 100^{mm} Durchmesser werden aus Gußeisen hohl gegossen sonach als *Mönchskolben* oder *Tauchkolben* mit am Kolbenboden festgeschraubtem Charnierlager und in dessen Bolzen eingehängter Schubstange und erhalten dann die gleiche Wandstärke wie der ausgebohrte Pumpencylinder.

welche in folgender Tabelle enthaltene Werte erhält und δ und D in Millimetern ausgedrückt sind.

Material	c	Material	c	Material	c
Eisenblech .	3	Kupfer . . .	5	Holz	13—26
Gußeisen . .	6—10	Blei	5,5	Sandstein . .	30
Messing . . .	4	Zink geg. . .	5	Gebr. Thon .	13—40

Die *Flantschendicke* wird allgemein gleich $1,5 \delta$, die *Flantschenschenkel-länge* gleich $10^{\text{mm}} + 3 \delta$ und der äußere *Gewindedurchmesser* der Flantschenschrauben $d = 3^{\text{mm}} + \delta$ nach der Whitworth'schen Scala abgerundet, endlich die Entfernung der Schraubenmittel von einander $5 d$ bis $6 d$.

Die *Wandstärke δ* für *dickwandige Röhren und Cylinder mit hohem innerem Druck* vom inneren Durchmesser D erhält man:

a) nach der *Festigkeitsformel von Grashof*

$$\delta = \frac{1}{2} D \left(-1 + \sqrt{\frac{m \cdot S + (m-1)p}{m \cdot S - (m+1)p}} \right)$$

wobei vorausgesetzt ist

$$p < \frac{m}{m+1} \cdot S$$

m eine vom Material abhängige Constante, die für Metalle gleich 4 gesetzt wird und die Beanspruchung S und der Druck p in Kilogramm pro 1^{qmm} ausgedrückt sind.

S kann hierbei ziemlich hoch genommen werden, für Gußeisen bis $S = 6 \text{ kg/qmm}$.

b) Nach der *Festigkeitsformel von Lamé*

$$\delta = \frac{1}{2} D \left(-1 + \sqrt{\frac{S+p}{S-p}} \right)$$

wobei bezüglich S und p dasselbe gilt wie unter a) und $p < S$ sein muss.

Das *Volumen V des Druckwindkessels**) nehme man bei gewöhnlicher Länge der Rohrleitung

$$V = 3 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \dots \dots \dots (170)$$

bei langer Rohrleitung

$$V \cong 5 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \dots \dots \dots (171)$$

Das *Volumen des Saugwindkessels*, welcher nur bei langer Saugrohrleitung vorkommt, kann man ebenso groß nehmen, wie den nach Gl. (171) wirkenden Druckwindkessel.

Die Summe der Querschnitte aller Sauglöcher des *Saugkorbes* nehme man gleich dem zwei- bis dreifachen Querschnitt des Saugrohres.

Für die Dimensionsbestimmung der Antriebsteile kann man nehmen:

- a) für die Handpumpen mit Hebelantrieb, die Hebeldimensionen und Bolzen nach den bei den Handhebeln der Bremsen angegebenen Formeln,
- b) für Handpumpen mit Kurbelantrieb den Kurbelhalbmesser der Handkurbel

$$a = 350 \text{ bis } 450 \text{ mm} \dots \dots \dots (172)$$

*) Der Windkessel wird gewöhnlich entweder conisch nach oben erweitert und annähernd mit einer Halbkugel abgeschlossen wie in Fig. 22 Taf. XVI, oder cylindrisch oben von einer Halbkugel geschlossen und unten der Flantsche wegen nach einer Halbkugel eingeschnürt.

Bezeichnet für den conischen Windkessel d_0 den unteren, D_0 den oberen lichten Durchmesser des Kegelstuzes, und h_0 die Höhe desselben, so ist das Volumen des Windkessels

$$V = \frac{\pi}{12} \cdot D_0^3 + \frac{D_0^2 + d_0 D_0 + d_0^2}{12} \cdot \pi \cdot h_0$$

wobei d_0 durch die Weite des Ventilgehäuses oder des Druckrohres bestimmt ist und $D_0 = 1,6 D$ gesetzt werden kann.

Bezeichnet für den cylindrischen Windkessel D_0 den lichten Durchmesser und h_0 die Höhe des cylindrischen Theiles, so ist annähernd das Volumen des Windkessels

$$V = \frac{\pi}{6} \cdot D_0^3 + \frac{\pi}{4} \cdot D_0^2 \cdot h_0.$$

die Räderübersetzung

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{2,5} \text{ bis } \frac{1}{5} \dots \dots \dots (173)$$

den Halbmesser der Pumpenkurbel

$$r = \frac{1}{2} s \dots \dots \dots (174)$$

c) für Pumpen mit Kurbelantrieb im allgemeinen den Durchmesser des Kreuzkopfbolzens (Charnierbolzen), wenn P nach Gl. (158 bestimmt wird

$$d_3 = 1,125 \sqrt{P} \dots \dots \dots (175)$$

und dessen Länge

$$l_3 = 1,5 d_3 \dots \dots \dots (176)$$

den Durchmesser des Kurbelzapfens (Stirnzapfen)

$$d = 1,5 d_3 \dots \dots \dots (177)$$

und dessen Länge

$$l = 1,2 d_3 \dots \dots \dots (178)$$

Den Durchmesser der Schubstange am Ende bei der Kurbel $1,2 d$; in der Mitte $2 d_3$; am Ende beim Kolben $1,5 d_3$,

d) für den Excenterantrieb, wenn wieder P nach Gl. (158 bestimmt wird,

den Durchmesser des Kreuzkopfbolzens

$$d_3 = 1,125 \sqrt{P} \dots \dots \dots (179)$$

dessen Länge

$$l_3 = 1,5 d_3 \dots \dots \dots (180)$$

die Breite der Excentering

$$b = 2,5 d_3 \dots \dots \dots (181)$$

den Durchmesser der Excenterstange am Ende beim Excenter gleich $2 d_3$; am Ende beim Kolben gleich $1,5 d_3$,

die Excentricität

$$r = \frac{1}{2} s \dots \dots \dots (182)$$

e) für den Riemenantrieb, wenn bezeichnet

R den Halbmesser der Riemenscheibe in Millimeter,

β die Riemenbreite in Millimeter,

δ die Riemendicke in Millimeter,

S die Zugbeanspruchung des Riemens in Kilogramm auf 1 qmm ,

$r = \frac{1}{2} s$ den Kurbelhalbmesser der Pumpe,

P_1 die vom Riemen am Halbmesser R übertragene Kraft zum Pumpenantrieb,

T den Riemenzug im ziehenden Riemenstück

und die Kraft P am Kurbelhalbmesser gleich jener am Kolben gesetzt wird, also nach Gl. (158 bestimmt wird, ergibt die Gleichheit der Momente

$$Pr = P_1 R (183)$$

woraus die vom Riemen übertragene Kraft

$$P_1 = \frac{r}{R} \cdot P (184)$$

und der Riemenzug annähernd

$$T = 2,4 P_1 = \beta \cdot \delta \cdot S (185)$$

woraus bei gegebener oder angenommener Riemendicke δ die Riemenbreite

$$\beta = \frac{T}{\delta \cdot S} (186^*)$$

*) Schmalere Riemen sind gewöhnlich aus schwächerem Leder hergestellt als breitere und man kann deshalb für letztere S größer nehmen als für erstere. Setzt man *einfache Riemen* bis 290 mm Breite voraus, so kann man annähernd setzen:

$$\delta = 3,5 \text{ mm} + 0,01 \cdot \beta (1)$$

$$\delta \cdot S = 0,0075 \cdot \beta (2)$$

und wenn allgemein P die vom Riemen übertragene Umfangskraft bezeichnet, hat man auch nach obigem für $\alpha = 0,8 \pi$

$$T = \beta \cdot \delta \cdot S = 2,4 P (3)$$

und durch Verbindung der Gl. (2) und (3)

$$\beta = 17,89 \sqrt{P} \approx 18 \sqrt{P} (4)$$

Für *Doppelriemen* kann man setzen:

$$\delta = 7 \text{ mm} + 0,02 \beta (1a)$$

$$\delta \cdot S = 0,015 \beta (2a)$$

und erhält hiefür durch Verbindung der Gl. (2a) und (3)

$$\beta = 12,7 \sqrt{P} (4a)$$

Nach Gl. (1) bis (4) erhält man für den einfachen Riemen von 133 mm Breite

$$\beta = 133 \text{ mm}; \delta = 4,83 \text{ mm};$$

und hiermit

$$\delta \cdot S = 1 (5)$$

und man wendet vielfach bei überschlägiger Rechnung diesen Wert nach Gl. (5) allgemein für beliebige Riemenbreiten an, welcher sich dahin definieren lässt, dass je 1 mm Riemenbreite 1 kg Riemenzug gestattet.

f) für den Riemenantrieb mit Räderübersetzung, mit den unter e) gebrauchten Bezeichnungen und der Räderübersetzung $i = \frac{R_2}{R_1} = \frac{z_2}{z_1}$, wobei z_1 mit der Riemenscheibe auf der Vorgelegewelle aufgekeilt ist, wenn R_1 , R_2 die Halbmesser und

Erfahrungsgemäß legt man gewöhnlich sehr breite Riemen nicht auf sehr kleine Scheiben und kann man als Anhalt nehmen, wenn β die Riemenbreite und R den Halbmesser der kleineren Riemenscheibe in Millimeter bezeichnen:

$$\beta = 25 \text{ mm} + 0,26 \cdot R \dots \dots \dots (6)$$

und annähernd für größere Halbmesser

$$\beta = 0,26 \cdot R \dots \dots \dots (6a)$$

wobei schon von 80 mm Breite aufwärts einfache oder Doppelriemen angewendet werden und die einfache Riemenübersetzung gewöhnlich höchstens $i \leq 3$ ist.

Von Prof. Radinger wurde (Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia 1876, Motoren) die Roper'sche Formel für die Berechnung der Riemenbreite am passendsten befunden, welche lautet:

$$\beta = 0,236 \cdot \frac{N}{v \cdot l} \dots \dots \dots (7)$$

wobei N der zu übertragende Effekt in Pferdekraften, β die Riemenbreite in Meter, v die Umfangsgeschwindigkeit in Meter pro Secunde und l die Aufwölbungslänge des Riemens an der kleineren Scheibe in Meter, bezeichnen.

Wird wieder R , β und l in Millimetern ausgedrückt und die Umfangskraft P am Halbmesser R eingeführt, so erhält man hieraus für $l = 0,8 \cdot \pi \cdot R$

$$\beta = 1250 \cdot \frac{P}{R} \dots \dots \dots (8)$$

und durch Verbindung der Gl. (8) mit (6a) abgerundet genau wie nach Gl. (4) berechnet

$$\beta = 18 \sqrt{P} \dots \dots \dots (4)$$

Es ist sonach das Ergebnis der Roper'schen Formel Gl. (7) für größere Scheibenhöhen mit jenem der theoretischen Formel Gl. (3) übereinstimmend. Für kleinere Halbmesser hingegen ergibt die Roper'sche Formel kleinere Werte für die bei gleicher Riemenbreite zulässige Umfangskraft, als der Gl. (4) entspricht. Letztere, Gl. (4), stimmt jedoch mit unseren Ausführungen im Zusammenhalt mit Gl. (6) besser überein und sind deren Ergebnisse für den praktischen Gebrauch bei Dimensionierung der Riementriebe im folgenden tabellarisch mit abgerundeten Werten zusammengestellt.

In der folgenden Tabelle bezeichnet

R den Halbmesser der kleineren Riemenscheibe in Millimeter,

β die Riemenbreite in Millimeter,

P die vom einfachen Riemen übertragene Umfangskraft in Kilogramm,

N die vom einfachen Riemen übertragene Arbeit in Pferdekraften ($1^e = 75 \text{ mk pro Sec.}$),

n die minutliche Umdrehungszahl der Riemenscheibe vom Halbmesser R .

$z_1 z_2$ die Zähnezahlen der Zahnräder bezeichnen, die vom Riemen übertragene Kraft

$$P_1 = \frac{r}{R} \cdot \frac{R_1}{R_2} \cdot P = \frac{r}{R} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot P. \dots \dots \dots (187)$$

und die Riemendimensionen wie unter e).

Tabelle der Riemenscheiben und Riemen.

$$\beta = 18 \cdot \sqrt{P} = 25 \text{ mm} + 0,26 R; PR = 716200 \cdot \frac{N}{n}; \beta \text{ max.} = 290 \text{ mm.}$$

R	β	P	PR	$\frac{N}{n}$	R	β	P	PR	$\frac{N}{n}$
75	45	6,3	470	0,0006	450	140	61	27225	0,038
100	50	7,7	770	0,0011	475	150	69	32775	0,046
115	55	9,3	1070	0,0015	500	160	79	39500	0,055
125	60	11,1	1388	0,0019	550	170	89	48950	0,068
150	65	13,0	1950	0,0027	600	180	100	60000	0,084
175	70	15,1	2643	0,0037	635	190	111	70480	0,098
190	75	17,3	3287	0,0046	650	200	123	79950	0,111
200	80	19,8	3960	0,0055	700	210	136	95200	0,13
225	85	22,3	5018	0,0070	750	220	149	111750	0,16
250	90	25,0	6250	0,0087	785	230	163	127950	0,18
275	95	27,8	7645	0,0106	800	240	177	141600	0,20
300	100	30,9	9270	0,013	850	250	193	164050	0,23
310	105	34,0	10540	0,015	900	260	209	188100	0,26
325	110	37,3	12123	0,017	950	270	225	213750	0,30
350	120	44,4	15540	0,022	980	280	242	237160	0,33
400	130	52,2	20880	0,029	1000	290	260	260000	0,36

Anmerkung. Für den Doppelriemen am gleichen Riemenscheibenhalbmesser sind die Tabellenwerte von P , PR und $\frac{N}{n}$ mit 2 zu multipliciren.

Nach *Keller* nehme man für den Halbmesser R der größeren Riemenscheibe, bei dem Übersetzungsverhältnisse $i \geq 1$ und dem Wellendurchmesser

$$d' = 120 \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

$$R = (8 + 0,2 \cdot i) \cdot d'.$$

Nach *Radinger* sollen Riemen mit der dichteren glatteren Haarseite auf der Scheibe aufliegen.

Die Breite der Riemenscheibe B wird größer gemacht, als die Riemenscheibenbreite β und findet man

$$B = 1,1 \beta \text{ bis } 1,25 \beta.$$

Ferner wird die Nabdicke gleich dem halben Wellendurchmesser d' und die Nabelnänge gleich $1,5 d'$ oder gleich B .

Die *Theilung t der Zahnräder Eisen in Eisen* wird wieder nach Gl. 78 berechnet, wobei man, weil die hier in Betracht stehenden Räder bedeutender Abnützung unterliegen, Cycloidenverzahnung anwendet und das Verhältnis ψ der Zahnbreite b zur Theilung t

$$\psi = \frac{b}{t} = 3. \dots \dots \dots (188)$$

ferner die Beanspruchung in der stärkst gespannten Faser setzen kann

$$S = 1,67 \text{ kg/qmm.} \dots \dots \dots (189)$$

Hiermit wird das Produkt

$$\psi \cdot S = 5 \dots \dots \dots (190)$$

und es können zur Bestimmung der Theilung wieder die Gl. (84) und (85 beziehungsweise die hierfür berechnete Tabelle S. 83 benützt werden*)

*) Nach *Keller* nehme man bei Transmissionsrädern für den Halbmesser R des größeren Rades, also für $i \geq 1$

$$a) \text{ für Stirnräder } R = (5 + i) d'$$

$$b) \text{ für Kegelräder } R = (4 + i) d'$$

wobei

$$d' = 120 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

und N die vom Rade R bei n Umdrehungen desselben übertragene Arbeitsleistung in Pferdekraften bezeichnen.

Die *Theilung t_1 der Zahnräder Holz in Eisen* ergibt sich aus jener t für Eisen in Eisen mit

$$t_1 = 1,25 t$$

wobei übrigens für den Eisenzahn (wie bei Eisen in Eisen S. 81)

$$\frac{b}{t} = \psi; k = 0,3 t; f = 0,4 t; \lambda = 0,7 t; \text{Zahndicke im Theilkreis} = \frac{10}{21} t$$

und für den Holzzahn die Zahndicke im Theilkreis gleich 1,5 von jener des Eisenzahnes, endlich der Spielraum zwischen den Zähnen

$$\sigma = \frac{1}{20} t_1.$$

Jedenfalls soll man mit Rücksicht auf den ruhigen Gang mit der Zahnzahl des kleineren Rades nicht unter 18 heruntergehen, also setzen

$$z_1 > 18.$$

Wird dies eingehalten, so kann man einen weiteren Unterschied machen zwischen diesen Transmissions- und den für $\psi = \frac{b}{t} = 2$ sich ergebenden

Die *Wellen* werden in allen hier in Betracht stehenden Fällen als kurze Wellen auf Torsion berechnet für $S' = 2^{kg/q_{mm}}$, also nach Gl. (14 oder der zugehörigen Tabelle S. 17 entnommen und mit Rücksicht auf die Biegemomente etwas stärker dimensionirt.

g) Für Speisepumpen der Dampfkessel:

Bezeichnet \mathfrak{F} die Heizfläche des zu speisenden Dampfkessels in Quadratmeter, und \mathfrak{S} die auf der ganzen Heizfläche verdampfte Wassermenge in Kilogramm pro Stunde, so kann man nehmen, je nachdem ein mäßiger oder forcirter Betrieb vorhanden

$$\mathfrak{S} = 15 \mathfrak{F} \text{ bis } 20 \mathfrak{F} \text{ bis } 30 \mathfrak{F} (191)$$

im Mittel

$$\mathfrak{S} = 20 \mathfrak{F} (192)$$

bei sehr mäßigem Betrieb

$$\mathfrak{S} = 12 \mathfrak{F} (193)$$

wobei bemerkt sei, dass mäßiger Betrieb mehr öconomisch ist, als forcirter Betrieb, indem bei letzterem die Heizgase mit viel höherer Temperatur in den Schornstein entweichen und dass die Speisepumpe gewöhnlich so groß gemacht wird, dass sie bei continuirlichem Betrieb die dreifache im Mittel erforderliche Wassermenge zu liefern im Stande ist, also für die Wassermenge in Kubikmeter pro Secunde

$$Q = \frac{3 \cdot \mathfrak{S}}{1000 \cdot 60 \cdot 60} = \frac{3 \cdot 20 \cdot \mathfrak{F}}{1000 \cdot 60 \cdot 60} = \frac{\mathfrak{F}}{60000} . (194)$$

Für das *Sicherheitsventil*, welches bei *Presspumpen* stets angewendet wird, kann man im Mittel nehmen

Krahnzahnradern, bei welchen die kleinste Zähnezah $z_1 = 11$ angenommen wurde, indem man für Satzräder den Halbmesser r des Wälzungskreises gleich dem halben Theilkreisradius des 11 Zähne-Rades bei Krahnradern mit $\psi = \frac{b}{t} = 2$ und gleich dem halben Theilkreisradius des 18 Zähne-Rades für Transmissionsräder mit $\psi \frac{b}{t} = 3$ anwendet. Man erhält sonach für Krahnräder

$$r = 2,75 \cdot \left(\frac{t}{\pi} \right) = 0,875 t$$

und für Transmissionsräder

$$r = 4,5 \cdot \left(\frac{t}{\pi} \right) = 1,432 t$$

das Hebelverhältnis des Belastungshebels

$$\frac{b}{a} = 8 \dots \dots \dots (195)$$

den inneren Ventildurchmesser

$$d = 8 \text{ bis } 10^{\text{mm}} \dots \dots \dots (196)$$

Bezeichnet noch p den Wasserdruck in Kilogramm pro 1^{qmm}, G_1 das Eigengewicht des Hebels, gewogen am Aufhängepunkte des Belastungsgewichtes G_2 , so erhält man unter Vernachlässigung des geringen Ventilgewichtes und seiner Reibung, die Größe des Belastungsgewichtes am Hebelende

$$G_2 = \frac{a}{b} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot p - G_1 \dots \dots \dots (197)$$

1. *Beispiel.* Eine doppeltwirkende Brunnenpumpe nach Fig. 1 bis 4, Taf. XVII, und Fig. 1 bis 3, Taf. XVIII, mit Antrieb durch Handschwungrad und Räderübersetzung hat 80^{mm} Kolbendurchmesser und 210^{mm} Hub; die Räder haben die Zähnezahlen $z_1 = 20$ und $z_2 = 45$, der Radius der Handkurbel beträgt $a = 400^{\text{mm}}$. Für welche totale Förderhöhe ist die Räderübersetzung ausreichend, wenn ein Mann am Handschwungrad mit normaler Anstrengung wirken soll, und welche Wassermenge liefert diese Pumpe in Liter pro Minute?

Da hier ein Handschwungrad vorhanden, so ist die Kraft für einen Mann an der Kurbel

$$K = 8 \text{ kg}$$

und die Umfangsgeschwindigkeit der Handkurbel

$$c' = 0,75 \text{ m pro Sec.},$$

mithin die absolute Arbeitsleistung in Pferdekraften ausgedrückt

$$N_a = \frac{K \cdot c'}{75} = \frac{8 \cdot 0,75}{75} = 0,08^e$$

und hiermit ergibt die Gl. (157 für $\frac{1}{\eta} = 1,33$

$$N_a = 1,33 \cdot \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{75}$$

$$0,08 = \frac{1,33 \cdot 1000}{75} \cdot Q \cdot H = 17,73 \cdot Q \cdot H$$

woraus

$$H = \frac{0,08}{17,73 \cdot Q}.$$

Um mit Gl. (155 die Wassermenge Q zu bestimmen, ist erforderlich die Umdrehungszahl n der Pumpenkurbel zu kennen und diese ergibt sich mit Hilfe der bekannten Umfangsgeschwindigkeit c' der Handkurbel. Es ist die Umdrehungszahl der Handkurbel, wenn $a = 0,4^{\text{m}}$ gesetzt wird

$$n' = \frac{60 \cdot c'}{2 a \pi} = \frac{60 \cdot 0,75}{2 \cdot 0,4 \cdot 3,142} = 17,86$$

und somit jene der Pumpenkurbel

$$n = \frac{z_1}{z_2} \cdot n' = \frac{20}{45} \cdot 17,86 = 7,93$$

und hiermit ergibt die Gl. (155), in welcher alle Dimensionen in Meter einzusetzen sind, mit $\mu = 0,8$ die Wassermenge

$$Q = 0,8 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot \frac{2 \cdot s \cdot n}{60} =$$

$$= 0,8 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,08^2 \cdot \frac{2 \cdot 0,21 \cdot 7,93}{60} = 0,000223 \text{ kbm pro Sec.}$$

durch Substitution dieses Wertes in die Gleichung für H ergibt sich nun die gesuchte Förderhöhe

$$H = \frac{0,08}{17,73 \cdot 0,000223} = 20,23 \sim 20 \text{ m.}$$

Die Wassermenge, welche die Pumpe liefert, beträgt in Liter pro Minute

$$Q = 60 \cdot 1000 \cdot 0,000223 = 13,38 \sim 13,5 \text{ l.}$$

2. *Beispiel.* Eine doppeltwirkende Brunnenpumpe nach Fig. 1 bis 4, Taf. XVII, und Fig. 1 bis 3, Taf. XVIII, mit Antrieb durch Handschwungrad und Räderübersetzung, welche 80 mm Kolbendurchmesser und 210 mm Hub hat, soll durch einen Mann bei normaler Anstrengung am Kurbelhalbmesser $a = 400$ mm betrieben werden und Wasser auf die Höhe $H = 20$ m pumpen.

Es sind die Dimensionen der erforderlichen Übersetzungsräder zu bestimmen und anzugeben, welche Wassermenge die Pumpe in Liter pro Minute liefert.

Es ist wie im vorhergehenden 1. Beispiele

$$K = 8 \text{ kg}$$

$$c' = 0,75 \text{ m pro Secunde}$$

$$n' = \frac{60 \cdot c'}{2 a \pi} = 17,86$$

$$n = \frac{z_1}{z_2} \cdot n' = 17,86 \cdot \frac{z_1}{z_2}$$

$$Q = 0,8 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot \frac{2 \cdot s \cdot n}{60} = 0,8 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,08^2 \cdot \frac{2 \cdot 0,21}{60} \cdot 17,86 \cdot \frac{z_1}{z_2} =$$

$$= 0,0005027 \cdot \frac{z_1}{z_2}$$

$$N_a = \frac{K c'}{75} = 0,08$$

$$N_a = 1,33 \cdot \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{75}$$

somit auch

$$0,08 = 1,33 \cdot \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{75}$$

und durch Substitution von Q und H

$$0,08 = 1,33 \cdot 1000 \cdot 0,0005027 \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{20}{75}$$

woraus

$$\frac{z_2}{z_1} = \frac{1,33 \cdot 1000 \cdot 0,0005027 \cdot 20}{75 \cdot 0,08} = 2,23.$$

Wählt man nun, um nicht zu kleine Zähnezahlen zu erhalten

$$z_1 = 20$$

so wird

$$z_2 = 2,23 \cdot 20 = 44,6 \sim 45$$

und es ergibt sich für das Getriebe

$$\left(\frac{PR}{z}\right) = \frac{K \cdot a}{z_1}.$$

Weil nun aber aus irgend welchen Gründen ein augenblicklicher größerer Widerstand vorkommen kann, so wird man hierin K doppelt so groß als für den normalen Betrieb einsetzen, also

$$K = 16 \text{ kg}$$

und hiermit ergibt sich

$$\left(\frac{PR}{z}\right) = \frac{16 \cdot 400}{20} = 320$$

wonach die Gl. (85 oder die zugehörige Tabelle S. 83 nach der Stichzahl ergibt

$$\frac{t}{\pi} = 7$$

$$t = 21,991.$$

Nun wird

$$b = 3 t = 3 \cdot 22 = 66 \sim 65 \text{ mm}$$

und der Theilkreisdurchmesser des Getriebes

$$D_1 = z_1 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 20 \cdot 7 = 140 \text{ mm}$$

jener des Rades

$$D_2 = z_2 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 45 \cdot 7 = 315 \text{ mm}.$$

Durch Substitution des Wertes

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{20}{45}$$

in die Gl. für Q ergibt sich

$$Q = 0,0005027 \cdot \frac{20}{45} = 0,000223 \text{ kbm pro Sekunde}$$

und sonach wieder die Wassermenge in Liter pro Minute

$$Q = 60 \cdot 1000 \cdot 0,000223 = 13,38 \sim 13,5 \text{ l.}$$

3. *Beispiel.* Es ist der Kolbendurchmesser und Kolbenhub zu bestimmen für eine doppelwirkende Brunnenpumpe nach Fig. 1 bis 4, Taf. XVII, und Fig. 1 bis 3, Taf. XVIII, mit Antrieb durch Handschwungrad und Räderübersetzung $\frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{2,25}$ mit welcher ein Mann am Kurbelhalbmesser $a = 400 \text{ mm}$ pro Minute $13,5 \text{ l}$ Wasser auf die Höhe $H = 20 \text{ m}$ fördern soll.

Es ist wie im vorhergehenden ersten Beispiele

$$n = \frac{z_1}{z_2} \cdot n' = \frac{1}{2,25} \cdot 17,86 = 7,93$$

und wenn man für den Kurbelantrieb nach der Voraussetzung

$$\frac{s}{D} = 2 \text{ bis } 4$$

wählt

$$\frac{s}{D} = 2,625; \text{ also } s = 2,625 D$$

so ergibt die Gl. (155 mit $\mu = 0,8$)

$$Q = 0,8 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot \frac{2 \cdot 2,625 \cdot D \cdot 7,93}{60}$$

und weil hier die Wassermenge in Kubikmetern pro Secunde ausgedrückt erscheint, so ist auch

$$Q = \frac{13,5}{60 \cdot 1000} = 0,000225,$$

somit ist

$$0,8 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \frac{2 \cdot 2,625 \cdot 7,93}{60} \cdot D^3 = 0,000225$$

woraus

$$D = \sqrt[3]{\frac{0,000225 \cdot 4 \cdot 60}{0,8 \cdot \pi \cdot 2 \cdot 2,625 \cdot 7,93}} = 0,08 \text{ m}$$

also

$$D = 80 \text{ mm}$$

und hiermit

$$s = 2,625 D = 210 \text{ mm.}$$

4. *Beispiel.* Eine einfachwirkende verticale Speisepumpe mit Excenterantrieb nach Fig. 4—5, Taf. XVIII, erhält 85 mm Kolbendurchmesser und 150 mm Kolbenhub; die Schwungradwelle der Dampfmaschine, auf welcher das Pumpenexcenter aufgekeilt ist, macht 65 Umdrehungen in der Minute. Es ist anzugeben, wie viel Wasser die Pumpe bei continuirlichem Betrieb in Liter pro Stunde liefert und wie groß der Dampfkessel sein kann, für welchen diese Pumpe als Speisepumpe hinreichend Wasser liefert.

Es ist hier

$$D = 0,085 \text{ m; } s = 0,150 \text{ m; } n = 65$$

und wenn man $\mu = 0,8$ setzt, nach Gl. (154) die Wassermenge

$$Q = 0,8 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s \cdot \frac{n}{60} = 0,8 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,085^2 \cdot 0,15 \cdot \frac{65}{60} = 0,0007378 \sim 0,00074 \text{ kbm pro Sec.,}$$

also in Liter pro Stunde

$$Q = 1000 \cdot 60 \cdot 60 \cdot 0,00074 = 2664 \text{ l.}$$

Soll nun dies die dreifache im Mittel verdampfte Wassermenge sein, so ist die einfache, \mathcal{S} in Kilogramm pro Stunde

$$\mathcal{S} = \frac{2664}{3} = 888 \text{ kg}$$

und wenn pro 1 qm Heizfläche 20 kg Wasser verdampft werden, aus Gl. (192) die Heizfläche

$$\bar{\gamma} = \frac{\mathcal{E}}{20} = \frac{888}{20} = 44,4 \sim 44,5 \text{ qm.}$$

5. *Beispiel.* Es sind die Hauptdimensionen der Bestandtheile der Speisepumpe des vorhergehenden 4. Beispiels zu bestimmen, wenn der Dampfüberdruck in dem zu speisenden Kessel $p = 6,5 \text{ at}$ beträgt.

Es ist die mittlere Kolbengeschwindigkeit

$$c = \frac{2sn}{60} = \frac{2 \cdot 0,15 \cdot 65}{60} = 0,325 \text{ m pro Sec.}$$

sonach kann man den Durchmesser des Saug- und Druckrohres nach Gl. (160) nehmen

$$D_1 = 0,7 D = 0,7 \cdot 0,085 = 0,0595 \text{ m} = 59,5 \text{ mm} \sim 60 \text{ mm.}$$

Die horizontale Projection der Ventilsitzbreite wird nun nach Gl. (161)

$$\sigma = 4 \text{ mm} + 0,01 D_1 = 4 \text{ mm} + 0,01 \cdot 60 = 4,6 \sim 4,5 \text{ mm}$$

und der Durchmesser des Ventilkopfes

$$D_2 = 60 + 9 = 69 \text{ mm}$$

somit nach Gl. (163) der Durchmesser des Ventilgehäuses über dem Saugventil

$$D_3 = \sqrt{D_1^2 + D_2^2} = \sqrt{60^2 + 69^2} = 92 \sim 95 \text{ mm.}$$

Weil nun das Saugventil durch den Ventilsitz des Druckventils hindurch gehen muss, wird letzterer etwas größer gebohrt als D_2 , also der Durchmesser des Druckventiles

$$D'_1 = 70 \text{ mm}$$

und hiernach wieder der Ventilkopf

$$D'_2 = 79 \text{ mm}$$

und wieder der Durchmesser des Ventilgehäuses über dem Druckventil

$$D_3' = \sqrt{70^2 + 79^2} = 106 \sim 110 \text{ mm.}$$

Die Hubhöhe des Saugventiles wird

$$h = \frac{1}{4} D_1 = \frac{1}{4} \cdot 60 = 15 \text{ mm.}$$

Die Hubhöhe des Druckventiles könnte für den gleichen Durchgangsquerschnitt, weil es einen größeren Durchmesser hat, noch etwas kleiner als 15 mm genommen werden.

Der Pumpencylinder ist unter der Stopfbüchse nicht ausgebohrt, sondern erweitert gegossen und der Durchmesser der Erweiterung bestimmt durch die Gleichung

$$D_3'' = \sqrt{D^2 + D_1^2} = \sqrt{85^2 + 60^2} = 104 \sim 105 \text{ mm.}$$

Die Stopfbüchse erhält die Dimensionen (Note S. 197; $d = 85 \text{ mm}$) innerhalb der Grenzen

$$\begin{cases} \delta = 10 \text{ mm} + 0,02 d = 10 + 0,02 \cdot 85 = 11,7 \sim 12 \text{ mm} \\ \delta = 10 \text{ mm} + 0,05 d = 10 + 0,05 \cdot 85 = 14,25 \sim 14 \text{ mm} \\ h = 25 \text{ mm} + 0,15 d = 25 + 0,15 \cdot 85 = 37,75 \sim 38 \text{ mm} \\ h = 50 \text{ mm} + 1,33 d = 50 + 0,33 \cdot 85 = 78,05 \sim 78 \text{ mm} \end{cases}$$

da nun eine dicke hohe Packung weniger oft erneuert werden muss, sei hier diese beibehalten und abgerundet

$$\begin{aligned} d &= 14 \text{ mm} \\ h &= 75 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Der Pumpencylinder erhält nach Gl. (166 die Wandstärke

$$\delta = 12 \text{ mm} + 0,02 D = 12 + 0,02 \cdot 85 = 13,7 \sim 14 \text{ mm.}$$

Das Ventilgehäuse erhält die Wandstärken nach derselben Formel für die verschiedenen lichten Durchmesser, z. B. für $D_1 = 60 \text{ mm}$

$$\delta = 12 \text{ mm} + 0,02 \cdot 60 = 13,2 \sim 13 \text{ mm.}$$

Die zugehörige Flantsche erhält (Note S. 203) die Flantschendicke gleich $1,5 \delta = 19,5 \sim 20 \text{ mm}$; die Flantschenschenkellänge gleich $10 \text{ mm} + 3 \delta = 49 \sim 50 \text{ mm}$; die Schraube $d = 3 \text{ mm} + \delta = 16 \text{ mm}$, somit nach der Whitworth'schen Scala (Note S. 19) die Nr. 5 oder $\frac{5}{8}$ Zoll englisch Gewinde.

Die mittlere Wandstärke des Metallventilsitzes wird nach Gl. (169

$$d_1 = 2 \text{ mm} + 0,7 \sqrt{D_1} = 2 + 0,7 \sqrt{60} = 7,4 \sim 8 \text{ mm.}$$

Der Windkessel erhält bei gewöhnlicher Länge der Rohrleitung nach Gl. (170 das Volumen in Liter ausgedrückt, also D in Decimeter eingesetzt

$$V = 3 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s = 3 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,85^2 \cdot 1,5 = 2,554 \sim 2,6 \text{ l.}$$

Wählt man nun für den conischen Windkessel nach der Zeichnung (Fig. 7, Taf. XVII) (Note ** S. 204)

$$d_0 = D_1 = 60 \text{ mm} = 0,6 \text{ dm}$$

$$D_0 = 1,6 \cdot D = 1,6 \cdot 85 = 136 \sim 135 \text{ mm} = 1,35 \text{ dm}$$

so ergibt sich die Höhe des Kegelstutzes in Decimeter

$$\begin{aligned} h_0 &= \frac{12}{\pi \cdot (D_0^2 + D_0 d_0 + d_0^2)} \left(V - \frac{\pi}{12} D_0^3 \right) = \\ &= \frac{12}{\pi (1,35^2 + 1,35 \cdot 0,6 + 0,6^2)} \left(2,6 - \frac{\pi}{12} \cdot 1,35^3 \right) = \\ &= 2,495 \sim 2,5 \text{ dm} = 250 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Der am Kolben erforderliche äußere Druck wird nach Gl. (158 mit D in Meter p in Atmosphären

$$P = 13300 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot p$$

und wegen

$$p = 6,5 \text{ at}$$

$$P = 13300 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,085^2 \cdot 6,5 = 490 \text{ kg}$$

und somit nach Gl. (179 der Kreuzkopfbolzen oder Charnierbolzen

$$d_3 = 1,125 \sqrt{P} = 1,125 \cdot \sqrt{490} = 24,9 \sim 25 \text{ mm}$$

$$l_3 = 1,5 d_3 = 37,5 \sim 38 \text{ mm.}$$

Die Breite der Excenterringe nach Gl. (181

$$b = 2,5 d_3 = 62,5 \sim 62 \text{ mm.}$$

Der Durchmesser der Excenterstange am Ende beim Excenter gleich $2 d_3 = 50 \text{ mm}$; am Ende beim Kolben gleich $1,5 d_3 = 37,5 \sim 38 \text{ mm}$.

Die Excentricität

$$r = \frac{1}{2} s = \frac{1}{2} \cdot 150 = 75 \text{ mm.}$$

6. *Beispiel.* Es soll eine doppeltwirkende Pumpe mit 300 mm Kolbenhub, welche bei einer mittleren secundlichen Kolbengeschwindigkeit $c = 0,25^m$ zu ihrem Betriebe 1,33^e erfordert, mit Antrieb durch Riemen und Räderübersetzung versehen werden; die den Antrieb vermittelnde Transmissionswelle macht $n = 100$ Umdrehungen in der Minute. Welche Dimensionen sind den Riemenscheiben und dem Riemen zu geben und wie groß ist die Räderübersetzung zu machen?

Es ist hier für die kleinere Scheibe, weil diese passend auf die Transmissionswelle kommen wird, $N = 1,33$; $n = 100$ und $\frac{N}{n} = 0,0133$ und mit Benützung der Tabelle (Note S. 208), weil dieser Wert von $\frac{N}{n}$ zwischen den bezüglichen Tabellenwerten 0,013 und 0,015 liegt, entspricht annähernd

$$R = 300 \text{ mm}; \beta = 105 \text{ mm.}$$

Wenn mit Rücksicht auf ein zunächst passendes Modell für die zusammen arbeitende Riemenscheibe auf der Antriebswelle des Pumpenantriebes eine solche mit dem Halbmesser

$$R_1 = 400 \text{ mm}$$

gewählt wird, so ergibt sich die Umdrehungszahl der Riemenscheibe auf der Antriebswelle des Pumpenantriebes

$$n_1 = \frac{R}{R_1} \cdot n = \frac{300}{400} \cdot 100 = 75.$$

Weil nun die Pumpe die Hubzahl pro Minute

$$n_2 = \frac{30 \cdot c}{s} = \frac{30 \cdot 0,25}{0,3} = 25$$

erfordert, so ergibt sich die Räderübersetzung

$$i = n_1 : n_2 = 75 : 25 = 3.$$

Wählt man nun für den Durchmesser des größeren Rades nach der Note S. 209 unter Voraussetzung von Stirnrädern

$$R = (5 + i) d'$$

und nach der Tabelle S. 17 den Wellendurchmesser für die Welle des größeren Rades, für $N = 1,33$; $n = 25$; $(N : n) = 1,33 : 25 = 0,0532$

$$d' = 45 \text{ mm,}$$

so erhält man den Halbmesser des größeren Rades

$$R = (5 + 3) \cdot 45 = 360 \text{ mm}$$

und aus der bekannten Gleichung

$$PR = 716200 \cdot \frac{N}{n}$$

auch weiter den Zahndruck ($N = 1,33$; $n = 25$; $R = 360$)

$$P = \frac{716200 \cdot 1,33}{360 \cdot 25} = 106 \text{ kg}$$

und hiermit für $\psi = \frac{b}{t} = 3$; $S = 1,67 \text{ kg/qmm}$; $\psi \cdot S = 5$; mit Benützung der Tabelle S. 83 nach ganzer Stizzahl abgerundet

$$\left(\frac{t}{\pi}\right) = 7; t = 21,991$$

und dem Radius $R = 360 \text{ mm}$ entsprechende Zähnezahl

$$z_2 = \frac{2R}{\left(\frac{t}{\pi}\right)} = \frac{720}{7} = 103 \sim 100$$

somit der genaue Raddurchmesser dazu

$$D_2 = z_2 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 700 \text{ mm}$$

und es erhält das zugehörige Getriebe

$$z_1 = \frac{n_2}{n_1} \cdot z_2 = \frac{1}{3} 100 = 33,33 \sim 33$$

$$D_1 = z_1 \cdot \left(\frac{t}{\pi}\right) = 33 \cdot 7 = 231 \text{ mm.}$$

Die Zahnbreite wird

$$b = 3t = 66 \sim 65 \text{ mm.}$$

Schließlich werden die Wellendurchmesser noch mit Rücksicht auf Biegung verstärkt.

Bezeichnet für Dampfpumpen

F die Kolbenfläche des Pumpenkolbens in qcm ,

F_1 die Kolbenfläche des Dampfkolbens in qcm ,

p den Dampfdruck in dem zu speisenden Dampfkessel in Atmosphären Überdruck,

p_1 die Admissionsdampfspannung im Dampfzylinder in Atmosphären Überdruck,

so muss mit Rücksicht auf die erwünschte Bewegung ein Überdruck von Seite des Dampfkolbens vorhanden sein, also

$$F_1 \cdot p_1 > Fp$$

oder wenn $K > 1$ eine Constante bezeichnet

$$F_1 \cdot p_1 = K \cdot F \cdot p \dots \dots \dots (198)$$

woraus

$$\frac{F_1}{F} = K \cdot \frac{p}{p_1}$$

und weil p_1 von p abhängig ist, und für gewöhnliche Pumpen gesetzt werden kann

$$p_1 = 0,75p$$

so ist auch, wenn K_1 wieder eine Constante, $K_1 > 1$

$$\frac{F_1}{F} = \frac{K}{0,75} = 1,33 K = K_1 \dots \dots \dots (199)$$

und man kann nach guten Ausführungen nehmen

$$\frac{F_1}{F} = 2 \text{ bis } 4 \dots \dots \dots (200)$$

Die mittlere Kolbengeschwindigkeit wird hierbei leicht durch Handhabung des Dampfleinlassventiles nach Bedarf regulirt.*)

Den Querschnitt des Dampfzuleitungsrohres f_1 nehme man so groß, dass die Geschwindigkeit des Dampfes in demselben 25 bis 30^m pro Secunde nicht übersteigt. Wenn O die nutzbare Kolbenfläche in Quadratmeter und f_1 ebenfalls in Quadratmeter ausgedrückt ist, kann man setzen

$$f_1 = \frac{1}{18} \cdot O$$

ferner den Querschnitt des Auspuffrohres f_2 für möglichst freien Auspuff

$$f_2 = \frac{1}{10} \cdot O$$

ferner den Canalquerschnitt ($a \cdot b$) (Fig. 58, Text) für die Dampfeinströmung in den Dampfzylinder

*) Nachstehende Tabelle enthält die Hauptdimensionen nach welchen die Pumpen in Fig. 60 und 62, Text, von der *Maschinenfabrik Esslingen, Filiale Cannstatt, vormals Gebrüder Decker & Co in Cannstatt* ausgeführt werden.

Dampf- pumpe Nr.	Pumpen- Cylinder-		Dampfzylinder- Durchmesser			Wasser- lieferung pro Minute je nach Grösse der Saug- und Druckhöhe Liter circa	Construction A dient als Dampfkessel- speisepumpe für folgende Pferdekräfte	Dieser Wasser- lieferung entsprechende Zahl der Doppelhübe (Tourenzahl) pro Minute
	Durch- messer	Kolben- hub	mm					
			A	B	C			
2	50	125	90	—	—	36— 50	10— 50	95—125
3	70	180	120	—	—	75— 100	50—100	72— 96
4	85	180	150	90	200	120— 160	100—160	72— 96
5	100	250	175	100	200	210— 280	160—280	63— 84
6	115	250	200	120	250	270— 360	280—360	63— 84
7	135	350	250	150	300	360— 480	360—480	45— 60
8	150	400	275	160	350	450— 600	480—600	45— 60
9	175	400	300	175	400	600— 800	600—800	39— 52
10	200	450	350	200	400	800—1100	—	36— 48
11	250	450	400	250	550	1300—1700	—	36— 48
12	300	900	550	300	650	1800—2400	—	18— 24
13	350	900	600	—	—	2400—3200	—	18— 24
14	400	900	650	400	700	3000—4000	—	18— 24

$$a \cdot b = \frac{1}{20} \cdot O$$

und das Verhältnis $\left(\frac{a}{b}\right)$ der Canalweite zur Canalbreite,
für kleinere Maschinen

$$\frac{a}{b} = \frac{1}{4} \text{ bis } \frac{1}{6}$$

für größere Maschinen

$$\frac{a}{b} \approx \frac{1}{7}$$

so dass, wenn D den Durchmesser des Dampfkolbens in Meter bezeichnet, im Allgemeinen

$$b = 0,5 D \text{ bis } 0,6 D$$

$$a \approx 12 \text{ mm}$$

nicht überschritten wird.

Hierbei ist für einfachwirkende Dampfpumpen

$$O = \frac{\pi}{4} \cdot D^2$$

Dampf- pumpe Nr.	Lichtweite der Röhren in Zoll engl.								Brutto-Gewicht in kg. circa	
	Dampf- Zuleitungsrohr			Abdampf- rohr			Saug- rohr	Druck- rohr	Dampf- pumpe Fig. 62	Dampf- pumpe Fig. 60
	A	B	C	A	B	C	A, B und C			
2	$\frac{3}{4}$	—	—	1	—	—	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$	150	225
3	1	—	—	$1\frac{1}{4}$	—	—	2	2	350	500
4	1	$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	1	2	$2\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{4}$	400	600
5	$1\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	2	2	1	$2\frac{1}{2}$	3	$2\frac{1}{2}$	650	950
6	$1\frac{1}{2}$	1	2	2	$1\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{2}$	$3\frac{1}{2}$	3	800	1150
7	2	1	$2\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	3	4	$3\frac{1}{2}$	1300	1850
8	2	$1\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{2}$	2	3	5	$4\frac{1}{2}$	1800	—
9	$2\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	3	3	2	$3\frac{1}{2}$	6	5	2200	—
10	$2\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	$3\frac{1}{2}$	3	2	$4\frac{1}{2}$	7	6	3800	—
11	3	2	4	4	$2\frac{1}{2}$	5	8	7	4800	—
12	$3\frac{1}{2}$	2	5	$4\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{2}$	6	10	8	11500	—
13	$4\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{2}$	6	$5\frac{1}{2}$	3	7	12	10	14000	—
14	5	$2\frac{1}{2}$	7	$6\frac{1}{2}$	3	8	14	12	16000	—

Als Wasserhebmachine benützt, hebt je eine Atmosphäre Dampfdruck das Wasser bei Construction A circa 20 Meter hoch, bei Construction B circa 5 Meter hoch, bei Construction C circa 30 Meter hoch.

für doppeltwirkende Dampfpumpen mit einseitig durchgehender Kolbenstange vom Durchmesser d

$$O = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 - \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi}{4} d^2$$

wobei

$$d = \frac{1}{5} \text{ bis } \frac{1}{7} D.$$

Bezeichnet noch, wie in Fig. 4 und 5, Taf. XIX, beziehungsweise Fig. 58, Text cotirt, in Millimeter

a_0 die Weite des Auspuffcanals,

a_1 die Stegbreite,

a_2 die Breite der Passleiste des Schieberspiegels,

r die Excentricität des Steuerungsexcenters,

δ den Voreilungswinkel desselben,

v das lineare Voreilen

e die äußere Überdeckung der Schieberlappen in der Mittelstellung des Schiebers,

i die innere desgleichen,

$\frac{s_1}{s}$ das Füllungsverhältnis, d. i. das Verhältnis des Kolbenweges

s_1 während welchem die Dampfeinströmung in den Dampfcylinder stattfindet, zum ganzen Kolbenhub s

so kann man für gewöhnliche Verhältnisse setzen: *)

*) Nach *H. L. Oelking* (Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Jhg. 1882, S. 213) soll der *Befestigungskeil* (Längskeil) bei Kurbeln, Balanciers und Kunstkreuzen nicht im belasteten Felde liegen, wie nach der allgemein gebräuchlichen Anordnung in Fig. 3, Taf. XIX, voll gezeichnet, sondern diesem gegenüber angeordnet sein, wie in Fig. 3, Taf. XIX, bei *K* gestrichelt gezeichnet, so dass der äußere Druck auf die Kurbel nicht den Keil zerdrückt, und sohin das Loswerden veranlasst; soll ferner der *Querkeil* bei Leitstangenköpfen und Stangenverbindungen mit Keil und Muffe nur zweitheilig, (Zugkeil und Nasenkeil) mit der Theilungsfuge in der Mitte ausgeführt und auf Biegung und Flächendruck berechnet sein nach den Formeln

$$P l = \frac{7}{6} \cdot b h^2 \cdot S \dots \text{ auf Durchbiegung}$$

$$f = \frac{P}{S} \dots \text{ auf Flächendruck}$$

wobei P die Zugkraft oder Druckkraft, l die Keillänge von Mitte bis Mitte Auflager im Lagerbügel oder Muffenauge, h die ganze Höhe des Keiles,

- a) für kleine Maschinen, sogenannte Volldruckmaschinen, mit einfacher Schiebersteuerung

$$\frac{s_1}{s} = 0,91$$

$$v = \frac{1}{7} a$$

$$e = \frac{1}{3} a$$

$$r = e + a$$

$$\delta = 20^\circ 55' \sim 21^\circ$$

$$i = \frac{1}{10} a.$$

- b) Für größere Maschinen, sogenannte Expansionsmaschinen, mit einfacher Schiebersteuerung

$$\frac{s_1}{s} = 0,7$$

$$v = \frac{1}{9} a$$

$$e = a$$

$$r = e + a$$

$$\delta = 33^\circ 45' \sim 34^\circ$$

$$i = \frac{1}{20} a$$

und ferner für beide Fälle

$$a_1 = 10^{\text{mm}} + \frac{1}{2} a$$

$$a_0 = 1,5 a + r + i - a_1$$

Die jeweilig vorhandene Eröffnung E des Einströmungscanales und jene E_a des Ausströmungscanales für den durch ein Excenter bewegten Schieber lässt sich mit statthafter Vernachlässigung der endlichen Länge der Excenterstange in graphi-

$b = \frac{1}{3} h$ die Breite des Keiles, f die Auflagfläche des Keiles, $S = 6 \text{ kg/qmm}$

die zulässige Beanspruchung des Keiles auf Biegung und Flächendruck; denn der nach der gebräuchlichen Anordnung in Fig. 3, Taf. XIX, gezeichnete dreitheilige Keil begünstigt die Durchbiegung, indem die Theilfugen näher den äußeren Faserschichten liegen, und die bloße Berücksichtigung der Abscherung wie bisher allgemein üblich, ergibt zu schwache Keilverbindungen.

scher Darstellung in 2- bis 4-facher Naturgröße im *Müller'schen* sowohl als im *Zeuner'schen Schiebersteuerungsdiagramm* ersehen, wovon ersteres der Vorstellung näher liegt, letzteres aber in der Praxis gebräuchlicher ist.

1. *Beispiel.* In Fig. 1, Taf. XXIII, ist das *Müller'sche Schiebersteuerungsdiagramm* für die einfach wirkende Dampfmaschine Fig. 1, Taf. XIX, gezeichnet für die Dimensionen: $D = 0,180 \text{ m}$; $O = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 = 0,0254 \text{ qm}$;

$$a \cdot b = \frac{1}{20} \cdot O = 0,00127 \text{ qm} = 1270 \text{ qmm}; \quad \frac{a}{b} = \frac{1}{5}; \quad a = 16 \text{ mm};$$

$$b = 80 \text{ mm}; \quad e = \frac{1}{3} a = 5,33 \sim 6 \text{ mm}; \quad r = a + e = 22 \text{ mm}; \quad \delta = 21^\circ;$$

mit welchen Abrundungen v schon durch das Diagramm bestimmt annähernd

$$\text{der Bedingung } v = \frac{1}{7} a \text{ entspricht}; \quad i = \frac{a}{10} = 1,5 \text{ mm}; \quad a_1 = 10 \text{ mm} + \frac{1}{2} a = 18 \text{ mm};$$

$$a_0 = 1,5 a + r + i - a_1 = 29 \sim 30 \text{ mm}.$$

Es ist hierin O der Mittelpunkt des Kurbelkreises, OK der Kurbelhalbmesser im verjüngten Maßstab, $OI = r$ die Excentricität des die Schieberbewegung bewirkenden Excenters, δ der Voreilungswinkel gegen die zur Schieberbewegungsrichtung CC senkrechte Gerade SS . Sobald von der endlichen Länge der Excenterstange abgesehen wird, steht der Schieber in seiner Mittelstellung wenn die Excenterkurbel in die Richtung OS fällt, und der Schieberweg beträgt $\xi_1 = e + v$ sobald die Maschinenkurbel am toten Punkte, also die Excentricität in OI angekommen ist, weil der Schieber hierbei um die äußere Überdeckung e und um das lineare Voreilen aus seiner Mittelstellung nach rechts vorgeschoben ist. Aus dem rechtwinkligen Dreieck FIO ergibt sich hiefür, weil $FI = \xi_1$ und $OI = r$ (Schieberweg nach rechts positiv) $\xi_1 = r \sin \delta$ und demnach ist $r \cdot \sin \delta = e + v$ und für gegebene oder abgerundete Werte von e und v schon δ durch das Diagramm bestimmt, indem

$$\sin \delta = \frac{e + v}{r}$$

andererseits aber auch schon v bestimmt, wenn δ , e und r angenommen wurden. Macht man nämlich $OB = e$; $BA = v$; $AI \perp OA$ und $OI = r$ so ist $\sphericalangle SOI = \delta$.

Dreht man die Kurbel aus ihrer Stellung OK im toten Punkte um den Winkel ω nach aufwärts, im Sinne des Pfeiles d. i. nach der Richtung, nach welcher die Maschine läuft, wenn das Excenter so aufgekeilt ist, dass sich die Excenterkurbel in OI befindet wenn die Maschinenkurbel im toten Punkte in K steht, so geht die Excenterkurbel ebenfalls um den Winkel ω im Kreise weiter nach OM und es ist der Schieberweg aus der Mittelstellung nach rechts (positiv) $\xi = PM$ und aus dem rechtwinkligen Dreieck PMO auch

$$\xi = r \cdot \sin (\omega + \delta).$$

Die durch B zu SS parallele Gerade schneidet von MP das Stück

MN ab, und zwar ist $MN = \xi - e$ und es stellt somit die Gerade MN die dem Schieberweg ξ entsprechende Canaleröffnung

$$E = \xi - e$$

graphisch dar. Die Weiterdrehung der Kurbel ergibt in der horizontal schraffirten Fläche die den aufeinanderfolgenden Kurbelwinkeln ω entsprechenden Canaleröffnungen für die Dampfeinströmung. Wird nun die Excentricität r gerade so groß gemacht, dass bei der äußersten Rechtsstellung des Schiebers der Dampfeinströmungscanal vollständig geöffnet ist, so ist $BC = a$ die Canalweite und

$$r = a + e$$

und es veranschaulichen die beiden durch B und C stark gezogenen zu SS parallelen Geraden den Einströmungscanal in der Ansicht und die obere stark gezogene Abgrenzungslinie den Schieberspiegel, auf welchem der mit diesem Canal zusammenarbeitende Schieberlappen in der Schiebermittelstellung gestrichelt, in der Stellung auf lineares Voreilen voll gezogen und im Querschnitt schraffirt gezeichnet ist. In der Stellung der Excenterkurbel in OII ist der Einströmungscanal wieder abgeschlossen.

In gleicher Weise ist links von SS die Canaleröffnung für die Ausströmung dargestellt. Ist die Maschinenkurbel von K um 180° weiter gedreht also im zweiten todtten Punkte angelangt, so hat dieselbe die Stellung $OIII$ überschritten, in welcher bei der Linksbewegung des Schiebers aus seiner Mittelstellung der Canal für die Dampfausströmung geöffnet wurde, weil hierbei der Schieber eben um die innere Überdeckung $i = OB_1$ aus seiner Mittelstellung nach links geschoben erscheint (Negativer Schieberweg). Bei der Stellung der Excenterkurbel in OIV unter dem Winkel δ ist die Maschinenkurbel im zweiten todtten Punkte angelangt und v_1 das innere lineare Voreilen und der negative Schieberweg $\xi_1 = i + v_1$. In der Kurbelstellung OM_1 ist der Schieberweg ξ und die Canaleröffnung für die Ausströmung

$$E = \xi - i.$$

Bei der Weiterdrehung der Kurbel kommt die Excenterkurbel in die Stellung OV in welcher wieder der Abschluss des Ausströmungscanales erfolgt. Bei der Weiterdrehung der Kurbel gelangt die Excenterkurbel in die Stellung OVI in welcher wieder die Canaleröffnung für die Dampfeinströmung erfolgt. Die beiden durch B_1 und C_1 (wobei $B_1 C_1 = a$) stark gezogenen zu SS parallelen Geraden veranschaulichen den Ausströmungscanal, auf welchem unten links der zugehörige Schieberlappen in der Mittelstellung gestrichelt, in der Stellung auf inneres lineares Voreilen voll gezogen und im Querschnitt schraffirt gezeichnet ist.

Die Punkte I bis VI bezeichnen die sechs Perioden der Dampfvertheilung und zwar:

- I. Kurbelstellung im todtten Punkte, Beginn der Kolbenbewegung nach rechts, Einströmungsperiode bis II. (Füllungsperiode, Admissionsperiode).
- II. Ende der Einströmungsperiode, Beginn der Expansion, Expansionsperiode bis III.
- III. Ende der Expansion, Beginn der Vorausströmung, Vorausströmungsperiode bis IV.

- IV. Kurbelstellung im zweiten todtten Punkte, Beginn der Kolbenbewegung nach links, Ausströmungsperiode bis V.
 V. Ende der Ausströmungsperiode, Beginn der Compression, Compressionsperiode bis VI.
 VI. Ende der Compression, Beginn der Voreinströmung, Voreinströmungsperiode bis *O I*.

Bei Vernachlässigung der endlichen Länge der Leitstange ist der Kolbenweg angenähert und der Größe nach graphisch bestimmt für die Kurbelstellung unter dem Winkel ω durch das Stück $I Q_2$, wenn $M Q \perp I, IV$, und es ist I, IV die Kolbenweglinie, wobei der Kolben von I nach IV schreitend gedacht wird, wenn er in Wirklichkeit von links nach rechts schreitet und umgekehrt. $OIV = s$ ist der ganze Kolbenhub in verjüngtem Maßstab. $I Q_2 = s_1$ ist der Kolbenweg während der Füllungsperiode und $\frac{s_1}{s}$ das Füllungsverhältnis.

Unter Berücksichtigung der endlichen Länge der Leitstange und auch sonst genau wird die einer bestimmten Kurbelstellung zukommende Kolbenstellung durch das *Müller'sche Kolbenwegdiagramm* bestimmt, welches in Fig. 2, Taf. XXIII, dargestellt ist und gewöhnlich in beliebigem verjüngtem Maßstab unter alleiniger Einhaltung des obwaltenden Verhältnisses $\frac{R}{L}$ gezeichnet wird, welches bei dieser Pumpe $\frac{1}{6,5}$ beträgt.

Für die Drehung der Kurbel von K nach K_1 im Sinne des Pfeiles 1 um den Winkel ω_1 ergibt sich der Kolbenweg von links nach rechts $s_1 = Q_0 Q_1$ und denselben erhält man auch als Abschnitt $q_0 q_1$ auf der Radialen $O q_1$ zwischen den Kreisen vom Radius $(L - R)$ und L wenn ω_1 im Sinne des Pfeiles 2 aufgetragen wird, weil die Dreiecke $OK_1 Q_1$ und $OK_1 q_1$ kongruent sind.

2. *Beispiel.* In Fig. 3, Taf. XXIII, ist das *Zeuner'sche Schiebersteuerungsdiagramm* für die Dimensionen der Dampfpumpe wie im vorhergehenden 1. Beispiel gezeichnet. Es ist hierbei OK der Kurbelhalbmesser im verjüngten Maßstab, O der Mittelpunkt des Kurbelkreises, $OD = r$ die Excentricität in ihrer, der Kurbelstellung im todtten Punkte K entsprechenden Lage, um den Voreilungswinkel δ gegen die zur Schieberbewegungsrichtung KI senkrechte Gerade SS vorgekeilt. Sobald von der endlichen Länge der Excenterstange abgesehen und wieder der Schieberweg aus der Mittelstellung nach rechts positiv für den Kurbelwinkel ω mit ξ bezeichnet wird, so ist wie vorher

$$\xi = r \cdot \sin(\omega + \delta)$$

und im Diagramm ist diese Länge durch die Sehne des Schieberkreises OM ausgedrückt, wobei der Winkel ω wieder im Diagramme im Sinne des Pfeiles 2 aufgetragen ist, während sich in Wirklichkeit die Kurbel im Sinne des Pfeiles 1 dreht. Es ist nämlich das Dreieck OMD ein solches im Halbkreise also bei M rechtwinklig und somit $OM = OD \cdot \sin(\omega + \delta) = r \cdot \sin(\omega + \delta)$. Die Canaleröffnung ist wieder

$$E = \xi - e$$

und gleich MN wenn $ON = OB = e$ der Radius des e -Kreises. Es ist ferner $BC = a$ die Canalweite und es stellen die durch B und C stark gezogenen Kreisbogen die Kanten des Dampfströmungscanal vor, dessen Eröffnung entsprechend der Kurbeldrehung im Sinne des Pfeiles 2 durch die Schraffirung im Schieberkreise angezeichnet ist. In gleicher Weise ist mit dem links unten liegenden negativen Schieberkreis der Ausströmungscanal durch die durch B_1 und C_1 ($OB = i$; $B_1C_1 = a$) stark gezogenen Kreisbogen in Betracht gezogen und die Schraffirung stellt die Eröffnung für die Ausströmung

$$E = \xi - i$$

entsprechend der Weiterdrehung der Kurbel im Sinne des Pfeiles 2 dar.

Wegen $r = a + e$ wird wieder der Einströmungscanal bei der durch D gehenden Kurbelstellung eben vollständig geöffnet, der Ausströmungscanal hingegen einige Zeit offen gehalten, indem der Schieber seine Kante überschiebt.

Kommt nun allein die Kurbeldrehung im Diagramm im Sinne des Pfeiles 2 in Betracht, so steht die Kurbel bei I im toten Punkt und es ist $BA = v$ das lineare Voreilen. In der Kurbelstellung II , durch den Schnittpunkt des Schieber- und e -Kreises gezogen, ist das Ende der Dampfströmung und der Beginn der Expansion. In der Kurbelstellung III , durch den Schnittpunkt des Schieber- und i -Kreises gezogen, ist der Beginn der Vorausströmung. In der Kurbelstellung IV befindet sich die Kurbel im zweiten toten Punkt und es ist $B_1A_1 = v_1$ das innere lineare Voreilen. In der Kurbelstellung V durch den Schnittpunkt des Schieber- mit dem i -Kreise gezogen, ist der Beginn der Compression und endlich in jener VI , durch den Schnittpunkt des Schieber- mit dem e -Kreise gezogen, der Beginn der Voreinströmung, womit wie im vorhergehenden ersten Beispiele die sechs Perioden der Dampfvertheilung festgestellt erscheinen. Die Grössen e, v, r und δ hängen wieder durch das rechtwinklige Dreieck OAD zusammen und es ist wieder $r \cdot \sin \delta = e + v$.

Für den Kolbenhub s ist in Fig. 3, Taf. XXIII, unten die schematische Darstellung der Kolbenbewegung beigefügt, wobei die Kolbenstellungen entweder als Projection der Kurbelstellungen, wie hier geschehen, oder genau mittels des Müller'schen Kolbendiagramms eingetragen werden können. Es sind hieraus durch die Schraffirung wieder die sechs Perioden der Dampfvertheilung ersichtlich.

3. Beispiel. In Fig. 4, Taf. XXIII, ist das *Zeuner'sche Schiebersteuerungsdiagramm* für eine doppelwirkende Pumpe mit einfacher Schiebersteuerung für das Füllungsverhältnis $\frac{s_1}{s} = 0.7$ dargestellt, für die nutzbare Kolbenfläche $O = 0,0254 \text{ qm}$ und die Dimensionen $a = 16 \text{ mm}$; $b = 80 \text{ mm}$; $e = a = 16 \text{ mm}$; $r = e + a = 32 \text{ mm}$; $\delta = 34^\circ$; $i = \frac{1}{20} \cdot a = 0,8 \text{ mm}$.

Man erkennt im Vergleich zu Fig. 3, Taf. XXIII, die kleinere Füllung, den früheren Beginn der Vorausströmung und den früheren Beginn der Compression. Die Bezeichnungen in Fig. 4, Taf. XXIII, sind die gleichen, wie in Fig. 3, Taf. XXIII, übereinstimmend mit dem vorhergehenden 2. Beispiele.

Die von einem *Injector* gelieferte Wassermenge kann man nach *Jenny* setzen

$$Q = 35 \cdot d^2 \sqrt{p} \dots \dots \dots (201)$$

wobei

Q die Maximale gelieferte Wassermenge in Liter pro Stunde,

p die Dampfspannung in Atmosphären Überdruck,

d der kleinste Durchmesser der Fangdüse in Millimeter.

Im Mittel kann man unter gewöhnlichen Umständen $\frac{2}{3}$ hiervon als wirklich gelieferte Wassermenge annehmen.

Die Lieferanten solcher Apparate geben die bezüglichlichen Zahlen in besonderen Tabellen an, welche auch die Druckhöhen enthalten, für welche die Injectoren zur Wasserhebung benützt werden können, wenn auch die Wasserhebung mittels der Dampfstrahlpumpe, des Wärmeverlustes wegen, nicht ökonomisch vortheilhaft ist, während andererseits ihre Verwendung als Speisepumpe ganz zweckmäßig erscheint.

1. *Beispiel.* Wie groß ist die Wassermenge, welche ein *Injector* von 2 mm Düsenweite bei 4^{at} Dampfüberdruck zu liefern vermag?

Es ist

$$d = 2 \text{ mm}$$

$$p = 4 \text{ at}$$

somit nach Gl. (201)

$$Q = 35 \cdot d^2 \sqrt{p} = 35 \cdot 4 \cdot 2 = 280^l \text{ pro Stunde}$$

und normal

$$\frac{2}{3} Q = \frac{2}{3} \cdot 280 = 186,7 \sim 190^l \text{ pro Stunde.}$$

2. *Beispiel.* Wie groß muss die Düsenweite eines *Injectors* sein, wenn er normal bei 4^{at} Überdruck 750^l Wasser pro Stunde liefern soll?

Es ist

$$p = 4 \text{ at}$$

$$\frac{2}{3} Q = 750$$

$$Q = \frac{3}{2} \cdot 750 = 1125^l \text{ pro Stunde}$$

und somit nach Gl. (201)

$$Q = 35 \cdot d^2 \sqrt{p}$$

$$1125 = 35 \cdot d^2 \cdot \sqrt{4}$$

$$d^2 = \frac{1125}{35 \cdot 2} = 16,07 \sim 16$$

$$d = \sqrt{16} = 4 \text{ mm.}$$

Die *Centrifugalpumpen* erhalten als vorteilhafteste Umfangsgeschwindigkeit v in Meter pro Secunde für $g = 9,81$ und das Gefälle H in Meter

$$v = 1,5 \cdot \sqrt{2gH} \dots \dots \dots (202)$$

und die Geschwindigkeit des Wassers in den Röhren

$$c_1 = 1 \text{ bis } 1,6^m \text{ pro Secunde für } H \leq 8^m \dots \dots (203)$$

$$c_1 = 1,6 \text{ bis } 2,35^m \text{ pro Secunde für } H = 8 \text{ bis } 15^m (204)$$

Die Wassermenge Q in Kubikmeter pro Secunde beträgt für den Durchmesser D_1 des Saugrohres in Meter

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot D_1^2 \cdot c_1 \dots \dots \dots (205)$$

Wird der Wirkungsgrad wieder mit η bezeichnet, so ist der zum Betrieb der Centrifugalpumpe erforderliche absolute Arbeitsaufwand in Pferdekraften

$$N_a = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{75} \dots \dots \dots (206)$$

wobei

$$\eta = 0,50 \text{ bis } 0,70 \dots \dots \dots (207)$$

und im Allgemeinen der Wirkungsgrad desto geringer wird, je größer die totale Förderhöhe.

Ferner kann man nehmen

- den inneren Durchmesser des Flügelrades $\dots = D_1$,
- den äußeren Durchmesser des Flügelrades $D \dots = 2,5 D_1$,
- die innere Radweite $\dots \dots \dots = 0,25 D_1$,
- die äußere Radweite $\dots \dots \dots = 0,1 D_1$,
- die Anzahl der Schaufeln $\dots \dots \dots = 5 \text{ bis } 12$.

1. *Beispiel.* Eine vorliegende Centrifugalpumpe, welche Wasser auf die totale Förderhöhe $H = 10^m$ fördern soll, hat folgende Dimensionen:

$$D_1 = 160 \text{ mm}$$

$$D = 400 \text{ mm.}$$

Wie viel Umdrehungen soll das Flügelrad pro Minute machen und wie viel Wasser wird die Pumpe in Kubikmeter pro Stunde liefern?

Nach Gl. (202) ist die Umfangsgeschwindigkeit des Flügelrades

$$v = 1,5 \sqrt{2gH} = 1,5 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 10} = 21^m \text{ pro Sec.}$$

und somit die Umdrehungszahl desselben pro Minute

$$n = \frac{60 \cdot v}{D \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 21}{0,4 \cdot \pi} = 1000.$$

Die Geschwindigkeit des Wassers in den Röhren werde nach Gl. (204) angenommen

$$c_1 = 1,75^m \text{ pro Sec.,}$$

dann wird die Wassermenge nach Gl. (205 in Kubikmeter pro Secunde

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot D_1^2 \cdot c_1 = \frac{\pi}{4} \cdot 0,16^2 \cdot 1,75 = 0,035 \text{ kbm}$$

und pro Stunde

$$Q = 60 \cdot 60 \cdot 0,035 = 126 \text{ kbm.}$$

2. *Beispiel.* Wie viel Pferdekkräfte erfordert die Centrifugalpumpe des vorhergehenden 1. Beispiels zu ihrem Betrieb?

Es ist nach Gl. (206 der erforderliche absolute Effekt

$$N_a = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{75}$$

und wenn man schätzt

$$\eta = 0,60$$

$$N_a = \frac{1}{0,60} \cdot \frac{1000 \cdot 0,035 \cdot 10}{75} = 7,78 \approx 8 \text{ e.}$$

Die *Luftpumpen* der Condensationsdampfmaschinen werden erfahrungsgemäß nach dem Volumen des Dampfzylinders V_1 dimensionirt und kann man das vom Pumpenkolben pro Hub durchlaufene Volumen V_2 setzen für einfachwirkende Luftpumpen

$$V_2 = \frac{1}{4} V_1 \text{ bis } \frac{1}{5} V_1 \dots \dots \dots (208)$$

für doppelwirkende Luftpumpen

$$V_2 = \frac{1}{8} V_1 \text{ bis } \frac{1}{10} V_1 \dots \dots \dots (209)$$

Der Condensationsraum erhält ein größeres Volumen V_3 und kann man nehmen

$$V_3 \geq 2 V_2 \dots \dots \dots (210)$$

1. *Beispiel.* Eine horizontale Condensations-Dampfmaschine von 450 mm Kolbendurchmesser und 900 mm Kolbenhub erhält einen Condensator nach Fig. 3 bis 10, Taf. XX und Fig. 1 bis 8, Taf. XXI, mit horizontaler doppelwirkender Luftpumpe, betrieben von der verlängerten Kolbenstange des Dampfkolbens. (Luftpumpe hinter dem Cylinder über dem Fundament).

Es sind die Dimensionen der Luftpumpe zu bestimmen.

Es ist für den Dampfkolben

$$D = 450 \text{ mm} = \text{Kolbendurchmesser}$$

$$s = 900 \text{ mm} = \text{Kolbenhub}$$

ferner für den Pumpenkolben

$$D_1 = ? = \text{Kolbendurchmesser.}$$

$$s_1 = 900 \text{ mm} = \text{Kolbenhub}$$

somit nach Gl. (209 für den größeren Wert

$$D_1^2 \frac{\pi}{4} \cdot s_1 = \frac{1}{8} \cdot D^2 \frac{\pi}{4} \cdot s$$

$$D_1^2 = \frac{1}{8} D^2$$

$$D_1 = \frac{D}{\sqrt{8}} = \frac{450}{2,83} = 159 \sim 160 \text{ mm.}$$

2. *Beispiel.* Eine horizontale Condensations-Dampfmaschine erhält einen im Fundament liegenden Condensator mit Hebelantrieb für die einfachwirkende Luftpumpe nach Fig. 1 bis 6, Taf. XXII. Die Dampfmaschine hat $D = 480$ mm Kolbendurchmesser und $s = 950$ mm Kolbenhub; die Luftpumpe erhält, vermöge der Hebelübersetzung, den Kolbenhub $s_1 = 300$ mm. Wie groß soll der Kolbendurchmesser D_1 der Luftpumpe sein?

Es ist nach Gl. (208 für den größeren Wert

$$V_2 = \frac{1}{4} V_1$$

$$D_1^2 \frac{\pi}{4} s_1 = \frac{1}{4} D^2 \frac{\pi}{4} \cdot s$$

$$D_1^2 \cdot 300 = \frac{1}{4} \cdot 480^2 \cdot 950$$

$$D_1 = 480 \cdot \sqrt{\frac{950}{4 \cdot 300}} = 427,2 \sim 450 \text{ mm.}$$

4. **Herstellung der Pumpen.** Der Pumpencylinder wird gewöhnlich aus Gußeisen und nur bei kleinen Pumpen aus Rothguß oder Messing hergestellt. In manchen Fällen wird der gußeiserne Cylinder innen mit einem Messingfutter versehen. Die Modelle werden wie gewöhnlich im Schwindmaß ausgeführt, mit Zugabe für die Bearbeitung an den betreffenden Stellen. Bei ausgebohrtem Pumpencylinder muss in der ganzen Länge der Bohrung zum Bearbeiten zugegeben werden, bei nicht ausgebohrtem dagegen nur im Stopfbüchsenhalse. Das Anreißen der Theile zur Bearbeitung mit Hilfe der entsprechenden Werkzeuge am Anreißtisch geht wie immer, der Bearbeitung durch Werkzeugmaschinen voraus.

Das Ausbohren des Pumpencylinders und des Dampfcyllinders bei Dampfmaschinen erfolgt entweder auf der *Egalisirdrehbank* mit achsial unverschiebbarer Bohrstange und auf dem Schlitten aufgespanntem Cylinder, oder auf der *Horizontalbohrmaschine* in gleicher Weise oder bei auf der Bohrplatte festgeschraubtem Cylinder und achsial gesteuerter Bohrspindel. Nur sehr große Cylinder erfordern die Anwendung einer *Cylinderbohrmaschine* mit auf der Bohrspindel achsial durch Schraube und Mutter gesteuertem Messerkopf.

Bei Wilson's Patent-Dampfpumpe (Fig. 59, Text) erfolgt das Ausbohren der beiden mit dem Bett in einem Stück gegossenen Cylinder bei einmaligem Aufspannen mittels durch beide Cylinder hindurch gehender Bohrstange und ist deshalb der Pumpencylinder auch unten offen gegossen und bei der Montirung mit einem Deckel verschraubt. In letzterem Falle ist die richtige gegenseitige Lage beider Cylinder derart, dass die Cylinderachsen in eine einzige gerade Linie zusammenfallen, schon durch die Bohrarbeit bedingt; bei besonders hergestellten Cylindern muss dieser Bedingung durch die Montirung entsprochen werden und bedient man sich zur Feststellung der gemeinschaftlichen Achse einer, durch feine centrale Bohrungen der in die Cylinder an den Enden der Bohrung eingeschlagenen *Mittelbleche*, straff gespannten dünnen Schnur. Der Schieberspiegel am Dampfeylinder und der Schieber werden, die einfache Schiebersteuerung vorausgesetzt, nach dem Anreißen gehobelt und sodann vom Schlosser von Hand mittels *Feile* und *Schaber* vollendet. Zum Auffinden der mittels des Schabers abzuarbeitenden kleinen Erhöhungen dienen die *Richtplatten* und die Flächen sind correct hergestellt, sobald die ganz dünn mit Minium bestrichene Richtplatte an möglichst vielen Punkten berührt; alles nachfolgende, der Verzierung wegen namentlich bei außen sichtbaren bearbeiteten Flächen übliche *Mustern*, kann für die Genauigkeit der Arbeit nur abträglich sein.

Das *Aufschleifen* des Schiebers mit feinem Schmirgel ist verwerflich, indem der sich in den feinen Poren festsetzende Schmirgel später raschen Verschleiß des Schieberspiegels zur Folge hat.

Um die Schrauben und Muttern gegen das Abdrücken ihrer Kanten widerstandsfähiger zu machen, werden selbe gewöhnlich aus Schmiedeisen hergestellt und *im Einsatz gehärtet*. Auch die kleineren Drehbolzen und Stifte werden in gleicher Weise behandelt und erstere nach Erfordernis im gehärteten Zustande *rund geschliffen*, zu welchem Zwecke entweder *Schleifvorrichtungen auf gewöhnlichen Drehbänken* oder auch besondere *Schleifapparate* in Anwendung kommen. Das *Einschleifen der Ventile* erfolgt am besten mit fein gestoßenem Glaspulver oder Staubschmirgel.

Die gewöhnlich bei Dampfpumpen von solchen Dimensionen wie sie hier in Betracht stehen, angewendeten Dampfkolben sind

solche mit selbstspannenden gußeisernen Dichtungsringen und letztere bleiben innen roh und werden außen nach dem *Schlitzen* und *Zusammenspannen* auf den richtigen Durchmesser abgedreht oder sie werden auch innen ausgedreht und gehämmert, um Spannung zu erhalten. Auch die selbstspannenden metallenen Dichtungsringe der Luftpumpen werden innen gehämmert, falls sie nicht des speciellen Profiles wegen auch innen ausgedreht oder auch roh belassen werden.

5. Anforderungen des Betriebes der Kolbenpumpen. Zum Anlassen der Pumpe ist ein Lufthahn am Pumpencylinder oder am Ventilgehäuse zwischen dem Saug- und Druckventil anzubringen. Beim Einwärtsgang des Kolbens wird der Hahn geöffnet, um der Luft den Austritt zu gestatten und beim Auswärtsgang des Kolbens geschlossen, um das Ansaugen des Wassers zu bewirken. Dieses Spiel wird tempomäßig fortgesetzt, bis beim Hahn Wasser herausspritzt, was als Zeichen für den richtigen Gang der Pumpe gilt. Bei langer Saugrohrleitung, wie z. B. wenn das Wasser aus einer tief liegenden Cisterne angesaugt wird, ist am Ende des Saugrohres ein selbstthätiges Ventil anzubringen, um den Wasserabfluss zu verhindern.

Die Abstellung der Pumpe nach hinreichender Wasserlieferung*) kann erfolgen:

*) Die *Messung* der von einer Pumpe gelieferten Wassermenge kann in verschiedener Weise erfolgen, *am bequemsten* durch einen in die Druckrohrleitung eingeschalteten *Wassermesser* mit Zählwerk und Zifferblatt, mit einem mittleren Fehler von 2 bis 4%; *am genauesten* durch Anwendung eines geeichten Reservoirs und genaue Messung der jeweiligen Wasserstandshöhe mittels eines Apparates, — wie er von Gebrüder Decker & Co. in Cannstatt zu den im August 1880 im großen Maßstabe ausgeführten *Versuchen zur Ermittlung der Wasserverdampfung und des Dampfverbrauches der Kessel- und Maschinenanlagen* in der Spinnerei von Josef Riedel in Wurzeltsdorf (Böhmen), bei welchen der Verfasser als Sachverständiger fungirte, und über welche derselbe einen ausführlichen Bericht in der „Zeitschrift der Dampfkesseluntersuchungs- und Versicherungs-Gesellschaft a. G.“ in Wien, Jhg. 1881, No. 5, veröffentlichte, geliefert wurde, — welcher durch eine Schraubenspindel mit 2^{mm} Ganghöhe und Räderübersetzung die Ablesung auf Zehntel Millimeter *genau* auszuführen gestattet; *endlich annähernd* durch Beobachtung der Hubzahl der Pumpe mittels eines *Hubzählers* oder der Umdrehungszahl der Pumpenantriebswelle mittels eines *Tourenzählers* und darauf gegründete Berechnung nach den bei der Dimensionsbestimmung Seite 198 angegebenen Gleichungen.

1. durch Öffnen des Lufthahnes am Pumpencylinder oder Ventilgehäuse;
2. durch ein dünnes Verbindungsrohr zwischen dem Raum unter und über dem Saugventil und einen eingeschalteten Hahn; sobald dieser geöffnet ist, fließt das angesaugte Wasser ab;
3. durch Ausheben des Saugventiles mittels eines kleinen, durch Stopfbüchse abgedichteten Excenters oder mittels eines durch Hebel bewegten durch das Saugrohr emporreichendes verticales Stängelchen bei kurzem Saugrohr;*)
4. durch Abkuppelung des Pumpenkolbens, indem der Keil, welcher die Kolbenstange mit dem zugehörigen Mitnehmer oder Kreuzkopf verbindet, herausgezogen wird;
5. durch Abstellung des Pumpenantriebes, so z. B. durch Verschiebung des Riemens von der festen auf die lose Riemenscheibe bei Speisepumpen mit Riemenantrieb, oder durch Schließung des Dampflassventiles bei Dampfmaschinen.

Da die *Speisepumpe* stets größere Dimensionen aufweist, als bei ununterbrochenem Gange zur Bedienung des zugehörigen Dampfkessels erforderlich ist, so muss hierbei eine Regulirung bezüglich der dem Dampfkessel zuzuführenden Wassermenge vorgenommen werden und diese kann erfolgen:

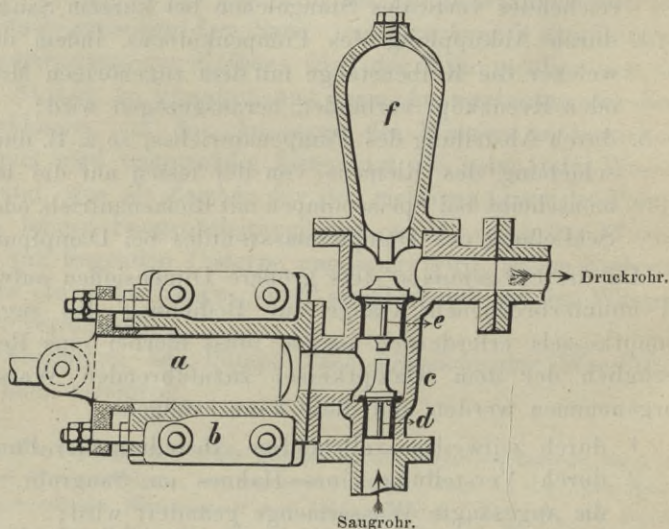
1. durch zeitweilige vollständige Abstellung der Pumpe;
2. durch Verstellung eines Hahnes im Saugrohr, wodurch die angesaugte Wassermenge geändert wird;
3. durch Verstellung eines Hahnes im Druckrohr, vor welchem ein wie ein Sicherheitsventil eines Dampfkessels eingerichtetes, mit Ablaufrohr versehenes Überlaufventil eingeschaltet ist, durch welches das von der Pumpe zuviel gelieferte Wasser abfließt;

*) Bei Presspumpen mit mehreren Kolben ist die Einrichtung so getroffen, dass zuerst alle Kolben arbeiten und bei gesteigertem Drucke einer nach dem anderen von Hand oder selbstthätig abgestellt wird und zuletzt nur mehr einer, der kleinste in Thätigkeit bleibt, bis der Druck vollends die maximale Höhe erreicht hat. Die selbstthätige Abstellung der einzelnen Saugventile erfolgt durch kleine, mit Leder gedichtete Ventilkolben und wie bei Sicherheitsventilen belastete Hebel.

4. durch Hubveränderung mittels verstellbarem Kurbelzapfen, veränderlicher Excentricität des Antriebsexcenters oder mittels Coulissenhebel und Gleitbacken;
5. durch Veränderung der Hubzahl mittelst der Stellung des Einlassventiles bei Dampfpumpen.

Continuirliche Speisung, mit mehr oder weniger Wasserlieferung je nach Bedarf, entsprechend der Wasserverdampfung im Dampfkessel, ist der unterbrochenen Speisung mit zeitweiliger

Fig. 72.



a Pumpenkolben. *b* Pumpencylinder. *c* Ventilgehäuse. *d* Saugventil. *e* Druckventil.
f Windkessel.

Horizontale Speisepumpe.

vollständiger Abstellung der Speisepumpe vorzuziehen, weil hierdurch einerseits der Wasserstand im Kessel thunlichst in dem gleichen Niveau erhalten werden kann und der Kessel stets mit lufthältigem Wasser versehen ist, wodurch in wirksamer Weise der gefährliche Siedeverzug oder das explosive Sieden hintangehalten wird.

Für die gehörige Wirksamkeit der Pumpe ist zu beachten, dass, wie in Fig. 72, Text zu ersehen, die Ventilsitze tiefer liegen als die zugehörigen seitlichen Canäle. Ist der Pumpenkolben

ganz eingeschoben, wie in Fig. 72, Text, gezeichnet und beginnt er eben seinen Rücklauf, so soll das Wasser aus dem Druckrohr unter dem zufallenden Druckventil nicht vorlaufen können, sondern gezwungen sein auf dasselbe zu reagiren und es sohin zum raschen Schluss zu beschleunigen und den Wasserrücklauf beim Hubwechsel möglichst zu verringern. Dasselbe gilt vom Saugventil beim Hubwechsel am zweiten Hubende des Kolbens. Aus demselben Grunde ist auch die richtige Hubhöhe einzuhalten und durch entsprechend lange Anschläge zu begrenzen, deren einen in Fig. 72, Text, das Druckventil unten angegossen trägt, und deren zweiter in derselben Figur mit dem Windkessel durch ein Rippenkreuz zusammengegossen ist, übrigens auch getrennt vom Windkessel durch das Rippenkreuz mit einem, zwischen den Windkessel und das Ventilgehäuse eingepassten Ring, zusammengegossen sein kann. Von der Dichtheit der Ventile überzeugt man sich am besten durch Aufgießen von Wasser auf dieselben bei geöffnetem Ventilgehäuse.

Für die zur Dichtung in den Stopfbüchsen gewöhnlich angewendete Hanfpackung sollen die Hanfzöpfe nicht zu fest, sondern elastisch geflochten sein und auch das Einlegen derselben soll nicht zu stramm erfolgen, so dass ein elastischer Schluss derselben bei leicht angezogenen Stopfbüchschenschrauben erzielt wird.

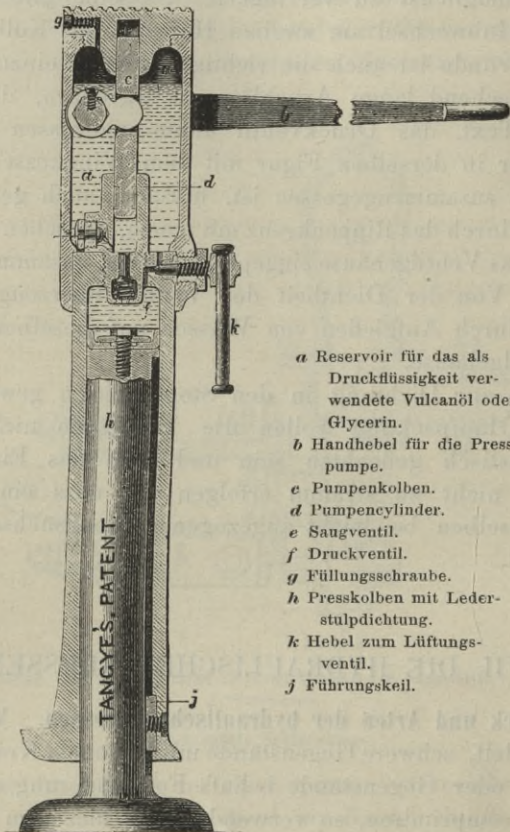
VII. DIE HYDRAULISCHEN PRESSEN.

1. Zweck und Arten der hydraulischen Pressen. Wenn es sich darum handelt, schwere Gegenstände mit geringem Kraufaufwande zu heben, oder Gegenstände behufs Formänderung unter hohem Druck zu comprimiren, so verwendet man hiezu im allgemeinen hydraulische Pressen.*)

*) Für specielle Fabrikationszweige mit geringerer Anforderung hinsichtlich der Druckhöhe kommen als Pressen gewöhnlich *Spindelpressen* mit Hand- oder Transmissionsbetrieb, *Excenterpressen* mit Transmissionsbetrieb oder endlich *Hebelpressen* mit Handbetrieb zur Anwendung, weil hierbei die Pressung, dem jeweilig angewendeten Übersetzungsmechanismus entsprechend, verhältnismäßig viel rascher erfolgt als bei der hydraulischen Presse.

Eine in neuerer Zeit vielfach in der gewerblichen und Fabriks-Praxis zum Heben von Lasten angewendete hydraulische Presse ist *Tangye's hydraulische Winde*. (Fig. 73, Text.) Die in der Maschinenfabrication am häufigsten vorkommende hydraulische

Fig. 73.



- a** Reservoir für das als Druckflüssigkeit verwendete Vulcanöl oder Glycerin.
- b** Handhebel für die Presspumpe.
- c** Pumpenkolben.
- d** Pumpencylinder.
- e** Saugventil.
- f** Druckventil.
- g** Füllungsschraube.
- h** Presskolben mit Lederstulpdichtung.
- k** Hebel zum Lüftungsventil.
- j** Führungskeil.

Hydraulische Winde (Tangye's Patent).

Presse ist die zum Aufpressen der Waggon- und Locomotiv-Räder auf ihre Achsen und zum Abziehen derselben, die sogenannte *hydraulische Räderpresse* (Fig. 74, 75, Text, und 5, 6, Taf. XXIII). Von den, anderen Zwecken dienenden hydraulischen Pressen ist eine der einfachsten die zur Appretur des Tuches in der Textil-

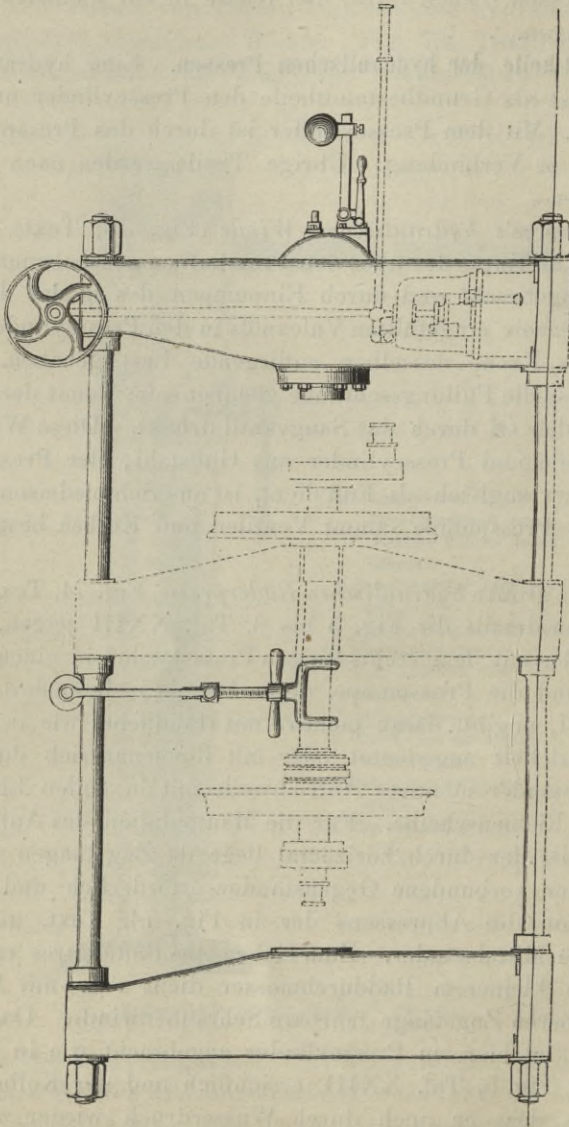
industrie verwendete *Tuchpresse* (Fig. 1 bis 7, Taf. XXIV). Ähnliche Pressen dienen dazu, die Waare in ein kleineres Volumen zu bringen.

2. Haupttheile der hydraulischen Pressen. Eine hydraulische Presse besitzt als Grundbestandtheile den Presscylinder und den Presskolben. Mit dem Presscylinder ist durch das Pressrohr die Presspumpe in Verbindung. Übrige Theile werden nach Bedarf angeschlossen.

Bei *Tangye's hydraulischer Winde* (Fig. 73, Text) ist die Presspumpe im Kopfe des über den Presskolben geschobenen Presscylinders angebracht und durch Einpumpen des in das dort gebildete Reservoir eingefüllten Vulcanöls in den Presscylinder wird die auf der Krone desselben aufliegende Last gehoben. Beim Pumpen muss die Füllungsschraube geöffnet sein, damit der äußere Luftdruck das Öl durch das Saugventil drückt. Diese Winde ist im Obertheile und Presscylinder aus Gußstahl, der Presskolben aber, welcher zugleich als Fuß dient, ist aus Schmiedeeisen hergestellt. Die Presspumpe sammt Ventilen und Kolben besteht aus Rothguß.

Bei der großen *hydraulischen Räderpresse*, Fig. 74, Text, deren Constructionsdetails die Fig. 5 bis 6, Taf. XXIII zeigen, ist der Presscylinder mit dem rechtsseitigen Pressständer in einem Stück gegossen und die Presspumpe, deren Details insbesondere Fig. 6, Taf. XXIII, angibt, daran montirt mit Handhebel wie in Fig. 74, Text, gestrichelt angedeutet oder mit Riemenantrieb durch die oben am Ständer montirte Antriebswelle mit in vollen Linien gezeichneter Riemenscheibe. Für die Manipulation des Aufpressens der Räder ist der durch horizontal liegende Zugstangen mit dem Pressständer verbundene Gegenstände erforderlich und für die Manipulation des Abpressens der in Fig. 74, Text, gestrichelt gezeichnete Mittelständer. Zum Heben des Räderpares mit seiner Achse bei kleinerem Raddurchmesser dient eine mit Laufrolle auf der oberen Zugstange fahrbare Schraubenwinde. Das Sicherheitsventil ist hier am Presscylinder angebracht wie in Fig. 74, Text, und Fig. 5, Taf. XXIII, ersichtlich und der Kolben ist so construirt, dass er auch durch Wasserdruck wieder zurückgezogen wird. Der vorn durch die mit Lederringen abdichtende Stopfbüchse hervortretende Kolben ist im Cylinder verstärkt und

Fig. 74.

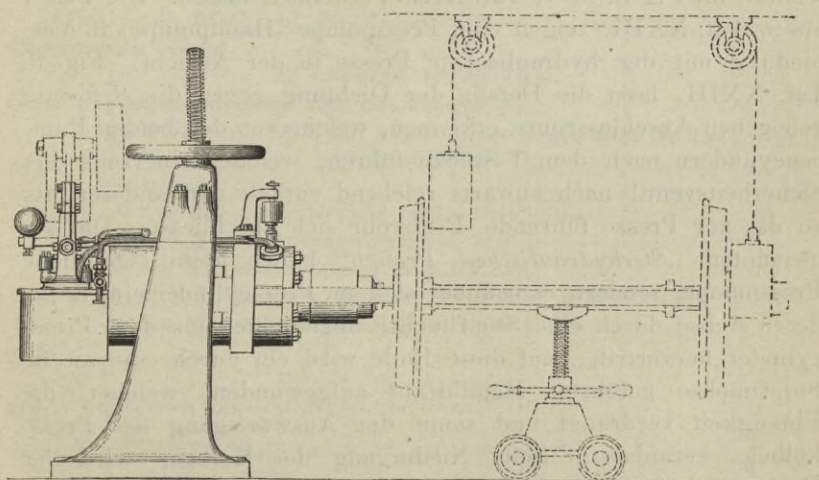


Hydraulische Räderpresse, nach Ausführung der Chemnitzer Werkzeugmaschinen-Fabrik,
vormals Joh. Zimmermann in Chemnitz.

mit in Nuthen eingeschlagenen Lederstreifen zur Dichtung vorgerichtet.

Bei der in Fig. 75, Text, dargestellten kleineren *hydraulischen Räderpresse* ist der Presscylinder im Ständer vertical verschiebbar und durch Handrad und flachgängige Schraube (Schraubenwinde mit drehbarer Mutter) zum Heben und Senken eingerichtet und die Pumpe rückwärts am Cylinder montirt. Die Einspannung der Räderpaare mittels im Cylinder eingelegter Zugstangen und aufgehängten Querstückes an Stelle des Mittel- und Gegenständers, ist in Fig. 75, Text, gestrichelt gezeichnet.

Fig. 75.



Hydraulische Räderpresse, nach Ausführung der Chemnitzer Werkzeugmaschinen-Fabrik, vormals Joh. Zimmermann in Chemnitz.

Die Pumpe dieser beiden Pressen ist, wie in Fig. 6, Taf. XXIII, ersichtlich, mit zwei ineinander geschobenen Kolben versehen, welche beide verkuppelt wirken, so lange der Wasserdruck noch ein geringer ist, um Zeit zu gewinnen; bei entsprechend hoch gesteigertem Wasserdruck arbeitet nur der innere, dünnere Kolben.

Bei der in Fig. 1 bis 8, Taf. XXIV, dargestellten *hydraulischen Presse* allgemeinerer Verwendung ist der gußeiserne Presscylinder in den Fundamentrahmen eingehängt und letzterer durch vier Säulen mit dem darüber liegenden Kopfstück verbunden.

Auf dem hohlen gußeisernen Presskolben liegt der Presstisch. Der Fundamentrahmen ruht auf dem Fundament und dient der ganzen Presse als Basis. Die Abdichtung des Kolbens erfolgt durch eine Ledermanschette mit mehrtheiligem Tragring und darunter liegendem, ebenfalls mehrtheiligem, nach dem Tragring zur Raumauffüllung eingelegten Füllungsring (Fig. 4, Taf. XXIV). Dieses Detail mit dem Füllungsring ist für die Montirung bequemer als das sonst gewöhnliche Detail ohne solchen. Fig. 2, Taf. XXIV, zeigt das Detail des Rohranschlusses an den Presscylinder, mit hart aufgelöthetem Metallflantschenring. Kopfstück, Fundamentrahmen und Tischplatte sind durch Rippen versteift, wie insbesondere die Fig 3, 6, 7, Taf. XXIV, erkennen lassen. Die Fig. 7 bis 9, Taf. XXIII, zeigen eine Presspumpe (Handpumpe) in Verbindung mit der hydraulischen Presse in der Ansicht. Fig. 9, Taf. XXIII, lässt die Details der Dichtung gegen die S förmig gebogenen Anschlussrohre erkennen, welche von den beiden Pumpencylindern nach dem T Stücke führen, welches einerseits das Sicherheitsventil nach abwärts reichend enthält und andererseits an das zur Presse führende Pressrohr sich anschliesst. Die sogenannten „Sterhydraulischen Pressen“ haben keine eigentliche Presspumpe, sondern es befindet sich im Presscylinder eine Rolle, deren Achse durch eine Stopfbüchse abgedichtet aus dem Presscylinder hervortritt; auf diese Rolle wird ein durch eine zweite Stopfbüchse geführter Metalldraht aufgewunden, welcher die Flüssigkeit verdrängt und somit den Auswärtsgang des Presskolbens veranlasst. Beim Niedergang des Kolbens wird der Draht wieder auf eine außen befindliche Rolle zurückgewunden.

3. Dimensionsbestimmung. Die Dimensionen der hydraulischen Presse richten sich nach dem totalen Druck P_1 auf das Presspaket, und dieser setzt sich zusammen aus der Druckfläche F_1 des Presspaketes und der Pressung p_1 pro 1^{qcm} derselben nach der Gl.

$$P_1 = F_1 p_1 \dots \dots \dots (211^*)$$

*) Der Druck auf das Presspaket beträgt annähernd
bei Ölpresen $p_1 = 200$ bis 300 at
bei Hadernpresen $p_1 = 20$ bis 30 at
bei Tuchpresen $p_1 = 30$ at (?)

Schätzt man die Reibungswiderstände, welche sich der Bewegung des Presskolbens entgegensetzen und je nach der Manschettenhöhe und dem Kolbendurchmesser 10 bis 20% betragen, im Mittel auf 15% des äußeren Druckes*), so ergibt sich der totale Wasserdruck P auf den Presskolben

$$P = 1,15 P_1 \dots \dots \dots (212)$$

Bezeichnet nun d_1 den Durchmesser des Presskolbens in Millimeter und p den Wasserdruck in Kilogramm pro 1^{qmm} so ergibt sich auch

$$P = \frac{\pi}{4} d_1^2 \cdot p \dots \dots \dots (213^{**})$$

Der totale Druck auf die Radachse beim Abpressen der Räder bei Räderpressen beträgt

$$P_1 = 175000 \text{ bis } 200000 \text{ kg}$$

beim Aufpressen der Räder aber viel weniger.

Tangye's hydraulische Winde gewöhnlicher Größe trägt die Last

$$P_1 = 10000 \text{ kg.}$$

*) Bezeichnet

R den Reibungswiderstand in der Stopfbüchse,

$\varphi = 0,25$ den Reibungscoefficient,

d_1 den Kolbendurchmesser in Millimeter,

$h_1 = \frac{1}{5} d_1$ bis $\frac{1}{10} d_1$ die Manschettenhöhe in Millimeter,

p den Wasserdruck in Kilogramm pro 1^{qmm},

so ist

$$R = \pi \cdot d_1 \cdot h_1 \cdot p \cdot \varphi$$

und es ergibt sich mit dem Werte von P nach Gl. (213)

$$P_1 = P - R = \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \cdot p - \pi \cdot d_1 \cdot h_1 \cdot p \cdot \varphi = \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \cdot p \left(1 - 4 \cdot \frac{h_1}{d_1} \cdot \varphi \right)$$

und somit

$$P_1 = \left(1 - 4 \cdot \frac{h_1}{d_1} \cdot \varphi \right) \cdot P$$

woraus endlich

$$P = \frac{P_1}{\left(1 - 4 \cdot \frac{h_1}{d_1} \cdot \varphi \right)}$$

und hieraus ergibt sich für

$$\frac{h_1}{d_1} = 0,13$$

obige Gl. (212)

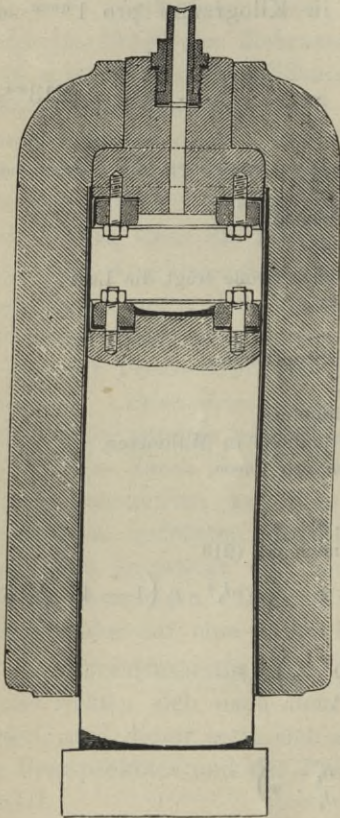
$$P = 1,15 P_1.$$

**) Der Wasserdruck p wird gewöhnlich innerhalb gewisser Grenzen angenommen, einerseits mit Rücksicht auf die Festigkeit und Dichtheit des

Um den gußeisernen Presscylinder unter dem Stopfbüchsenhals nicht ausbohren zu müssen, wird er dort erweitert gegossen und kann man den lichten Durchmesser d der Erweiterung annähernd nehmen

$$d = 1,05 d_1 \dots \dots \dots (214^*)$$

Fig. 76.



Cylinder der hydraulischen Räderpresse,
nach Ausführung von Wm. Sellers & Co.
in Philadelphia.

Cylindermaterials und die Ausführbarkeit seiner Dimensionen, andererseits mit Rücksicht auf die Erhaltung der Lederdichtung und man findet deshalb bei gußeisernen Presscylindern gewöhnlich 200 bis 300 at Wasserdruck, also im Mittel

$$p = 2,5 \text{ kg/qmm.}$$

Sellers füttert den gußeisernen Presscylinder seiner hydraulischen Räderpresse mit einem dünnwandigen Kupfercylinder, wie in Fig. 76, Text, nach dem Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia 1876, von Franz Wencelides „Hilfsmaschinen und Werkzeuge zur Eisen- und Metall-Bearbeitung“ gezeichnet.

Von *G. Sigl in Wien* wurden hydraulische Ölpresen mit beiderseits offenem durchaus ausgebohrtem Gußstahlcylinder ausgeführt, welche mit warm aufgezogenem gußeisernen Bodestück und oberem Armierungsstück zum Säulenanschluss versehen, für 500 at Wasserdruck zur Anwendung kamen. Bei einer solchen vom Verfasser besichtigten Presse betrug der Durchmesser des Presskolbens 400 mm; die Wandstärke des Presscylinders 80 mm; die ganze Länge des glatten Cylinders 880 mm und der totale Druck auf das Presspaket (Ölkuchen) 560000 kg.

*) Die Wandstärke des Presscylinders wird nach den in der Note S. 203 angegebenen Festigkeitsformeln von

Grashof oder Lamé berechnet, wobei man für Gußeisen äußerst bis $S = 6 \text{ kg/qmm}$ nehmen kann.

Die Wandstärke d_1 des hohlen gußeisernen Presskolbens vom äußeren

Durch den Druck P_1 wird der Fundamentrahmen, das Kopfstück und die Tischplatte auf Biegung beansprucht und die Dimensionierung erfolgt am einfachsten derart, dass man sich auf Grund vorliegender Erfahrung oder einer Schätzung den Querschnitt frei dimensioniert und nachher aus der Festigkeitsformel die sich ergebende Beanspruchung S der stärkst gespannten Faser rechnet, welche für Gußeisen bis zu $S = 4,5 \text{ kg/qmm}$ betragen darf. Fällt letztere zu groß oder zu klein aus, so nimmt man entsprechende Veränderungen des gewählten Querschnittes vor.

Die Säulen einer stehenden Presse haben während des Stillstandes der Presse das Kopfstück zu tragen und sind während der Pressung auf Zug beansprucht, wobei wieder mit Rücksicht auf das vorhandene Sicherheitsventil für Schmiedeeisen im kleinsten Querschnitt die Beanspruchung $S = 6$ bis 8 kg/qmm betragen kann.

Diese Säulen sind entweder mit Auflagbunden aus Schmiedeeisen hergestellt, an den Enden mit flachem Gewinde*) versehen, in die geschlossenen Bohrungen des Rahmens und Kopfstückes eingeschoben oder sie sind mit angeschweißten Doppelbunden

Durchmesser d_1 wird nach der Festigkeitsformel von Grashof, für hohen äußeren Druck

$$d_1 = \frac{1}{2} d_1 \left(1 - \sqrt{1 - \frac{2p}{S}} \right)$$

berechnet, wobei $\frac{p}{S} < \frac{1}{2}$ vorausgesetzt ist.

*) Das flache Gewinde dieser Zugstangen erhält gewöhnlich nicht mehr als 2 Gänge auf 1 Zoll englisch oder 10 Gänge auf 127 mm Gewindelänge und die gußeisernen Muttern erhalten die Höhe gleich 1,5 des äußeren Gewindedurchmessers.

Nach *Reuleaux* kann man für *flachgängige Befestigungsschrauben* die Steigung s für den äußeren Gewindedurchmesser d nehmen

$$s = 2 \text{ mm} + 0,09 d$$

und die Mutterhöhe

$$h = 1,5 d$$

und erhält hiernach den Durchmesser d_1 des Gewindekernes

$$d_1 = d - s = 0,91 d - 2 \text{ mm}$$

womit für $S = 2,8 \text{ kg/qmm}$ die für eine Schraube zulässige totale Belastung

$$P = 2,2 d_1^2 \text{ und hieraus } d_1 = 0,67 \sqrt{P}$$

wie für scharfgängige Befestigungsschrauben.

versehen und von der Seite her in Schlitze eingelegt, welche nachträglich durch Deckel, ähnlich jenen der Lagerdeckel, geschlossen werden.

Die architektonische Ausschmückung, welche in vergangener Zeit oft und mitunter intensiv die Constructionen des Maschinenbaues beeinflusste, kann hier nicht unerwähnt bleiben, da gerade die stehende hydraulische Presse ein häufig architektonisch verziertes Maschinenstück repräsentirt. Um die dünnen schmiedeisernen Säulen zu maskiren, werden der Architektur wegen gußeiserne hohle Tragsäulen zwischen Fundamentrahmen und Kopfstück eingeschaltet, durch welche die den Pressdruck aushaltenden, also unverhältnismäßig viel stärker beanspruchten schmiedeisernen Zugstangen hindurchgehen. Die Architektur im Maschinenbau in solcher Weise, und in besonderen Verzierungen zur Anwendung zu bringen, ist wohl, wenn von dem Bemahlen und Bronziren der Nähmaschinen und ähnlicher wirklicher Ausstattungsstücke des gesellschaftlichen Wohnraumes abgesehen wird, als ein überwundener Standpunkt zu bezeichnen. Hier gilt der Grundsatz, dass schön ist, was in einfachster Form unumwunden der gestellten Aufgabe zweckentsprechende Lösung gibt.

1. Beispiel. Es ist der Kolbendurchmesser und die Wandstärke des Presscylinders und Presskolbens einer hydraulischen Presse nach Fig. 1 bis 8, Taf. XXIV, für den maximalen Druck auf das Presspaket gleich $120000 \text{ kg} = 120 \text{ t}$ zu berechnen.

Es ist

$$P_1 = 120000 \text{ kg}$$

und mit 15% Reibungswiderständen nach Gl. (212) der totale Wasserdruck auf den Kolben

$$P = 1,15 P_1 = 1,15 \cdot 120000 = 138000 \text{ kg.}$$

Durch Substitution dieses Wertes in die Gl. (213), wenn man den von der Presspumpe erzeugten Wasserdruck gleich 250 at setzt, also

$$p = 2,5 \text{ kg/qmm}$$

erhält man die Kolbenfläche

$$\frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 = \frac{P}{p} = \frac{138000}{2,5} = 55200 \text{ qmm}$$

und hieraus den Kolbendurchmesser

$$d_1 = 266 \sim 265 \text{ mm}$$

somit wird nach Gl. (214) der lichte Cylinderdurchmesser

$$d = 1,05 d_1 = 1,05 \cdot 265 = 278,25 \sim 280 \text{ mm}$$

und hiermit die Wandstärke δ des Cylinders

a) nach der Festigkeitsformel von Grashof (Note S. 202) für

$$\begin{aligned} m &= 4 \\ S &= 6 \text{ kg/qmm} \\ p &= 2,5 \text{ kg/qmm} \\ D &= 280 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\delta = \frac{1}{2} D \left(-1 + \sqrt{\frac{m S + (m-1) p}{m S - (m+1) p}} \right) = 91,7 \text{ mm}$$

b) nach der Festigkeitsformel von Lamé für

$$\begin{aligned} S &= 6 \text{ kg/qmm} \\ p &= 2,5 \text{ kg/qmm} \\ D &= 280 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\delta = \frac{1}{2} D \left(-1 + \sqrt{\frac{S+p}{S-p}} \right) = 77,8 \text{ mm}$$

und wenn man einen Mittelwert nimmt

$$\delta = 85 \text{ mm.}$$

Die Wandstärke des Presskolbens ergibt für den äußeren Durchmesser desselben

$$d_1 = 265 \text{ mm.}$$

und

$$\begin{aligned} p &= 2,5 \text{ at} \\ S &= 7 \text{ kg/qmm (Druck)} \end{aligned}$$

nach der Festigkeitsformel (Note S. 243)

$$d_1 = \frac{1}{2} d_1 \left(1 - \sqrt{1 - \frac{2p}{S}} \right) = 61,75 \sim 60 \text{ mm.}$$

2. Beispiel. Es sind die Dimensionen der 4 schmiedeisernen Säulen der Presse des vorstehenden 1. Beispiels zu bestimmen.

Schätzt man das Gewicht des Kopfstückes gleich $\frac{1}{100} \cdot P_1 = 1200 \text{ kg}$, so entfällt auf jede Zugstange der Zug

$$P = \frac{1}{4} (120000 - 1200) = \frac{118800}{4} = 29700 \text{ kg}$$

und hieraus folgt der kleinste Querschnitt der Säule, d. i. der Durchmesser d_1 des Gewindekernes für $S = 7 \text{ kg/qmm}$

$$\left(\frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \right) = \frac{P}{S} = \frac{29700}{7} = 4243 \text{ qmm}$$

$$d_1 = 73,5 \text{ mm.}$$

Aus der Gleichung (Note S. 243)

$$d_1 = 0,91 d - 2 \text{ mm}$$

ergibt sich hiermit der äußere Gewindedurchmesser

$$d = \frac{d_1 + 2 \text{ mm}}{0,91} = \frac{73,5 + 2}{0,91} = 82,9 \sim 85 \text{ mm}$$

welcher auch als Säulendurchmesser beizubehalten ist. Es ergibt sich nun die Steigung des flachen Gewindes

$$s = 2 \text{ mm} + 0,09 d = 2 + 0,09 \cdot 85 = 9,65 \text{ mm}$$

welche auf das nächste englische Maß abgerundet

$$s = \frac{3}{8} \text{ Zoll englisch}$$

ergibt, wonach die Anzahl der Gewindgänge auf 1 Zoll englisch

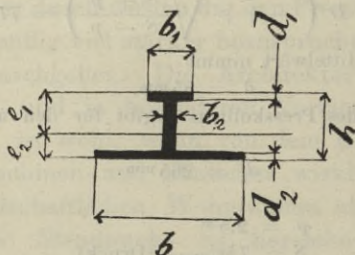
$$n = \frac{1}{s} = \frac{8}{3}.$$

Die Höhe der Mutter wird

$$h = 1,5 d = 1,5 \cdot 85 = 127,5 \sim 125 \text{ mm}.$$

3. *Beispiel.* Es ist zu untersuchen, ob das Kopfstück zur hydraulischen Presse des vorstehenden 1. Beispiels nach den gewählten, in Fig. 1, 5 und 6, Taf. XXIV, cotirten Dimensionen hinreichend fest ist.

Fig. 77.



Schematische Darstellung des Kopfstück-Querschnittes.

Der gewählte Querschnitt entspricht jenem der Fig. 77, Text, wenn die beiden verticalen Rippen in die Mitte zusammengedrückt werden und die kleinen Deckenversteifungsrippen außer Betracht bleiben. Hiefür ist das Trägheitsmoment

$$W = \frac{1}{8} \cdot [b_1 \cdot e_1^3 - (b_1 - b_2) \cdot (e_1 - d_1)^3 + b \cdot e_2^3 - (b - b_2) \cdot (e_2 - d_2)^3]$$

und die Entfernung der stärksten gespannten Faser von der Schwerpunktsachse

$$e_1 = \frac{b \cdot d_2 (2h - d_2) + b_1 d_1^2 + b_2 [(h + d_2)^2 - d_1^2]}{2 \cdot [b d_2 + b_1 d_1 + b_2 (h - d_1 - d_2)]}$$

$$e_2 = h - e_1$$

durch Substitution der Werte nach der Cotirung in der Zeichnung und zwar:

$$b = 630 \text{ mm}; b_1 = 320 \text{ mm}; b_2 = 100 \text{ mm};$$

$$h = 420 \text{ mm}; d_1 = 50 \text{ mm}; d_2 = 50 \text{ mm}$$

erhält man hieraus

$$e_1 = 299,8 \sim 300 \text{ mm}$$

$$e_2 = h - e_1 = 120 \text{ mm}$$

$$W = 2036550000$$

$$Z = \frac{W}{e_1} = 6788500.$$

Wird nun das Presspaket nicht als auf seiner ganzen Fläche an das Kopfstück anliegend vorausgesetzt, sondern der ungünstigere Fall des Kraft-

angriffes in der Mitte der Länge $l = 1160$ zwischen den Schraubenmitteln, so gilt die Festigkeitsgleichung für die Last $P = 120000 \text{ kg}$

$$\frac{P \cdot l}{4} = S \cdot Z = S \cdot \frac{W}{e_1}$$

$$\text{woraus } S = \frac{120000 \cdot 1160}{4 \cdot 6788500} = 5,12 \text{ kg/qmm.}$$

Da nun bei dieser Rechnung die Deckenversteifungsrippen außer Betracht blieben, welche den Wert der Beanspruchung S reduciren und der ungünstigste Fall der Belastung ins Auge gefasst wurde, so kann der Querschnitt als hinreichend fest beibehalten werden.

4. Herstellung der hydraulischen Pressen. Als Gußstück specieller Art erscheint bei der hydraulischen Presse der Presscylinder, dessen Herstellung die größte Sorgfalt verlangt und durch häufig vorkommende Ausschusstücke oft beträchtlich vertheuert wird derart, dass man gußeiserne Presscylinder, welche eine gewisse Größe überschreiten, nur aus bestimmten, im Guß solcher Cylinder renommirten Eisenwerken beziehen kann.

Mit Rücksicht auf die in erster Linie verlangte Dichtheit des Presscylinders, soll daran an den vom Druckwasser direct bespülten Flächen die Gußhaut möglichst gewahrt bleiben und die Bearbeitung nur soweit vorgenommen werden, als sie zur Führung des Plungerkolbens im Cylinder unbedingt erforderlich ist und ist ferner an den zu bearbeitenden Stellen ein möglichst dichtes Gußmaterial anzustreben. Um letzteres zu erreichen, wird der Presscylinder mit dem Stopfbüchsenhalse nach unten geformt und ein möglichst hoher Anguß (verlorener Kopf, Maßlotte) auf dem Cylinderboden aufgegossen und die Kühlung nach dem Guße mit Vorsicht vorgenommen, um falsche Spannungen zu vermeiden. Durch das Abhauen des Angußes entsteht der in Fig. 1, Taf. XXIV, am Cylinderboden ersichtliche Ansatz.

Durch besondere Kühlvorrichtungen kann man den Cylinder nach dem Guße innen rascher abkühlen, wodurch an der Innenwandung das Material sich früher zusammenzieht und durch das später erkaltende äußere Material gepresst wird derart, dass es schon einen ziemlichen inneren Druck aushält, bis die Pressung aufgehoben wird, wonach erst Spannung eintritt. Solches Material verträgt deshalb auch einen höheren Wasserdruck in Atmosphären; die zulässige Höhe desselben aber hängt wohl zu meist vom Zufall ab und es ist deshalb im allgemeinen der an-

gegebene Druck von 200 bis 300^{at} nicht zu überschreiten und des reinen dichten Gußes wegen besser einen etwas niedrigeren Druck und größeren Kolbendurchmesser anzuwenden und das gewöhnliche Gußverfahren einzuhalten.

Die Sellers'sche Ausführung mit Kupferausfütterung (Fig. 76, Text) und die Anwendung des Gußstahleylinders für höheren Druck, wurde schon besprochen (Note S. 242).

Bei gußeisernen Cylindern sind hinsichtlich der Formgebung, wie auch stets anderwärts, scharfe Querschnittsübergänge zu vermeiden und ist namentlich der runde Bodenansatz, wie in Fig. 1, Taf. XXIV, gezeichnet, zu empfehlen.

Das Ausbohren des mit Ansätzen versehenen Presscylinders im Stopfbüchsenhals erfolgt am besten auf der *Horizontal-Bohrmaschine*, das Abdrehen glatter Cylinder, das Ausbohren derselben und das Abdrehen und Einpassen des Presskolbens auf der *Egalisirdrehbank*. Die Tischplatte wird oben auf der *Hobelmaschine* gehobelt und unten auf der *Plandrehbank* abgedreht und auf den Presskolben aufgespasst.

Die Gußmodelle werden, wie immer, im Schwindmaß angefertigt und zum Bearbeiten wird nur an den zu bearbeitenden Stellen zugegeben.

Die Säulen werden gewöhnlich und insbesondere bei verticalen hydraulischen Pressen durchaus blank gedreht. Oft ist daran der Tisch geführt, wie in Fig. 3, Taf. XXIV, gezeichnet.

Die Ledermanschetten zur Dichtung werden aus eingeweichtem Leder in entsprechenden eisernen Formen gepresst.

Die Aufstellung der Presse erfolgt entweder unmittelbar auf dem Quaderfundament, mit Cement untergossen, oder auf Holzbalken über gemauertem Fundament, wie in Fig. 1, 4 und 8, Taf. XXIV, gezeichnet. Um zum Rohranschluss gelangen zu können, wird im Fundament ein Zugang ausgespart, falls nicht das Rohr von oben eingeführt wird.

Bei der Montirung einer Presse nach Fig. 1 bis 8, Taf. XXIV, ist eine genau regulirte Wasserwage zu verwenden und der Cylinder mit aller Sorgfalt so aufzustellen, dass seine Achse vertical, also die deshalb zur Achse senkrecht angedrehte Stirnfläche horizontal steht.

VIII. DIE ACCUMULATOREN.

1. Zweck und Arten der Accumulatoren. Zum Betrieb hydraulischer Pressen für besondere Zwecke und von Werkzeugmaschinen, welche mit hydraulischem Druck arbeiten, sowie endlich für den Betrieb der hydraulischen Krähne in den Bessemerhütten ist es nöthig, einen Vorrath von Druckwasser anzusammeln, um im Augenblicke des Bedarfes mehr zur Verfügung zu haben, als die Pumpe bei continuirlichem Gange in der gleichen Zeit zu liefern vermöchte, aber auch um Druckwasser unter constantem Drucke zu haben. Zur Ansammlung solchen Druckwassers dienen die Accumulatoren, welche alle auf dem gleichen Principe der hydraulischen Presse beruhen, indem aus dem feststehenden Cylinder der Kolben unter entsprechender Belastung vertical aufwärts geschoben wird oder über dem feststehenden Kolben der Cylinder, um dem von der Pumpe gelieferten Druckwasser Platz zu gewähren. Ist hierbei ein gewöhnlicher Plungerkolben vorhanden, so hat man einen *gewöhnlichen Accumulator*; geht hingegen die feststehende Kolbenstange, welche unten in ihrer Verstärkung den Kolben repräsentirt, oben als Führungsstange durch den beiderseits offenen und durch Stopfbüchsen mit Ledermanschetten abgedichteten Kolben hindurch, so hat man einen *Differenzial-Accumulator*.

2. Haupttheile der Accumulatoren. Nach dem Vorstehenden besteht der Accumulator der Hauptsache nach aus drei Theilen, dem Accumulatorcylinder, dem Kolben und dem Belastungsgewicht.

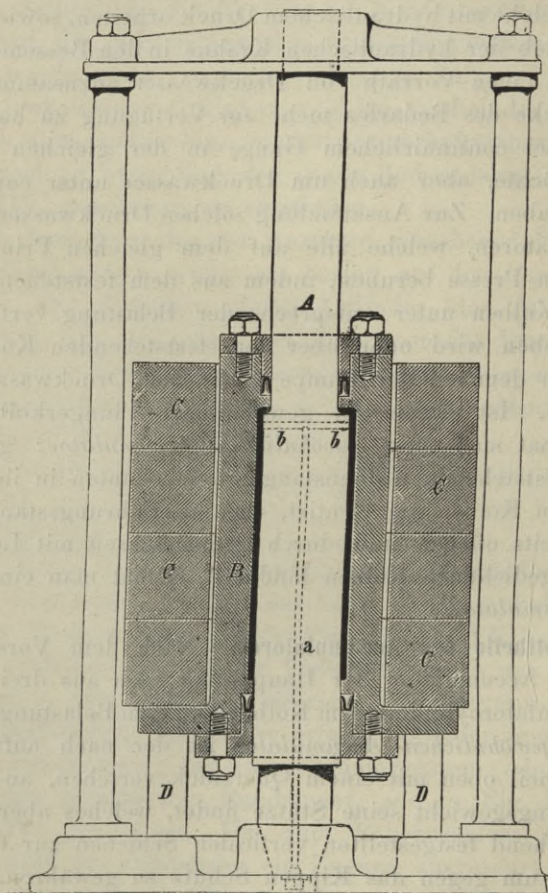
Beim *gewöhnlichen Accumulator* ist der nach aufwärts bewegliche Theil oben mit einem Querstück versehen, an welchem das Belastungsgewicht seine Stütze findet, welches aber zugleich an entsprechend festgestellten verticalen Schienen zur Geradföhrung dient, um gegen das Kippen Schutz zu gewähren.

Ein *Differenzial-Accumulator* ist in Fig. 78, Text, dargestellt.*) Der Differenzialkolben ist in der Fundamentplatte und im oberen Querstück vertical gelagert und letzteres ruht auf zwei

*) Nach dem Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia 1876: „Hilfsmaschinen und Werkzeuge zur Eisen- und Metall-Bearbeitung“ von Franz Wencelides, Wien 1877.

Säulen, die unten in der Fundamentplatte befestigt sind. Der über die Säule geschobene Accumulator-Cylinder, oben und unten

Fig. 78.



A Differenzialkolben. *B* Accumulator-Cylinder. *C* Belastungsgewicht. *D* hölzerne Stützen.
a Verticaler Zu- und Abflusscanal des Druckwassers. *b* Quercanäle für den Durchgang des Druckwassers.

Differenzial-Accumulator von Tweddell.

durch Stopfbüchsen mit angeschraubter Brille und Ledermanschette gedichtet, trägt auf breiter angegossener Flantsche das

Belastungsgewicht. Letzteres besteht hier aus mehreren zweitheiligen gußeisernen Ringen. Außer Gebrauch ruht der Accumulator-Cylinder auf hölzernen Stützen, welche auch für den Fall eine elastische Unterlage bilden, als das Druckwasser dem Cylinder rasch entnommen würde und dieser somit rasch abwärts ginge.

Das Druckwasser steigt hierbei durch den in der Kolbenstange vorhandenen verticalen Canal nach aufwärts und tritt durch die oben vorhandenen Quercanäle in den Accumulator-Cylinder, um diesen zu heben, wenn die Pumpe Wasser zuführt und fließt entgegengesetzt ab, um aus dem Accumulator in die zur Verbrauchsstelle führende Rohrleitung zu gelangen.

3. Dimensionsbestimmung. Der maximale Wasserdruck P auf den Kolben, vermindert um die Reibungswiderstände, bedingt die Größe des Belastungsgewichtes in Hinsicht der Hebung des letzteren und umgekehrt.

Bezeichnet

p den Wasserdruck in Kilogramm pro 1 qmm,

F die nutzbare Kolbenfläche in Quadratmillimeter,

P den totalen Wasserdruck auf den Kolben in Kilogramm,

P_1 den vom Accumulator zu überwindenden äußeren Druck oder das Belastungsgewicht in Kilogramm,

so ist

$$P = F \cdot p \dots \dots \dots (215)$$

und allgemein

$$P_1 = k \cdot P \dots \dots \dots (216)$$

wobei im Mittel geschätzt

für gewöhnliche Accumulatoren

$$k = \frac{1}{1,15} = 0,87 \dots \dots \dots (217)$$

für Differenzial-Accumulatoren

$$k = \frac{1}{1,25} = 0,80 \dots \dots \dots (218)$$

Die genaue, in Wirklichkeit erforderliche Größe des Belastungsgewichtes wird beim Betrieb selbst festgestellt und nach Erfordernis regulirt.

Im Übrigen gelten für die Dimensionsbestimmung dieselben Grundsätze wie bei den hydraulischen Pressen.

4. Herstellung der Accumulatoren. Hiefür gilt unter Voraussetzung eines einseitig geschlossenen Accumulator-Cylinders alles wie bezüglich der hydraulischen Pressen. Beim Differenzial-Accumulator ändert sich nur das Gußverfahren, indem nur Dichtheit des Gußes an beiden offenen und zur Bearbeitung gelangenden Cylinderenden erforderlich ist. Im Allgemeinen werden jedoch Accumulatoren nicht für sehr hohen Wasserdruck angewendet, wodurch die Gefahr des Ausschusses etwas vermindert wird. Es beträgt z. B. der Wasserdruck im Accumulator zum Betrieb von Tweddell's hydraulischer Nietmaschine nur 140^{at} im Maximum.

Bei der Montirung ist von der größten Wichtigkeit, dass die Achse des Cylinders, beziehungsweise jene des feststehenden Kolbens, genau vertical steht und das Belastungsgewicht möglichst gleichförmig vertheilt ist.

Die Belastungsgewichte des Differenzial-Accumulators werden in Ringstücken gegossen und bleiben unbearbeitet. Die Accumulatoren zum Betrieb der hydraulischen Krahe in den Bessemerhütten erhalten am beweglichen Querstück angeschraubt einen aus Eisenblech hergestellten, genieteten, doppelwandigen Cylinder mit unten abschließendem ringförmigem Boden, welcher der Belastung entsprechend mit passenden Materialien ausgefüllt wird. Die verticalen Führungsschienen hiefür werden zweckmäßig mit Passleisten versehen und auf der *Hobelmaschine* ausgehobelt.

Die, wie in Fig. 78, Text, angewendeten Stopfbüchsenrauben sind gewöhnlich Stiftschrauben (Stockschrauben) und die Stopfbüchsenbrille wird mit dem Cylinder fest verschraubt.

LITERATURNACHWEIS.

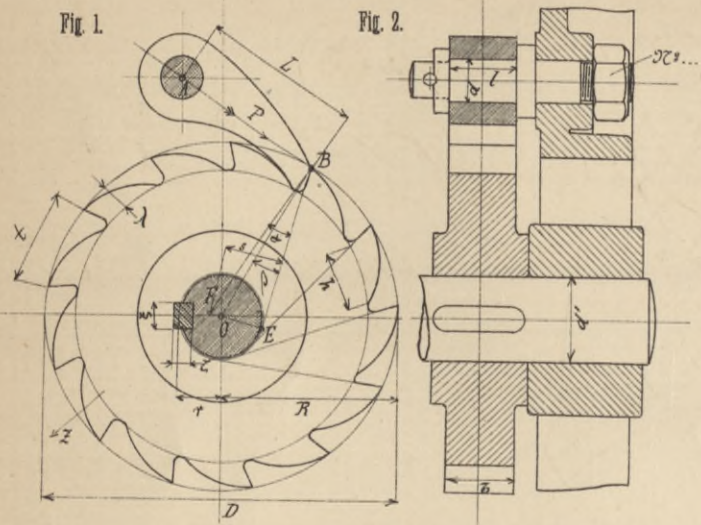
- Bach**, Die Maschinenelemente, Stuttgart 1881.
- Bernoulli's** Vademecum des Mechanikers von F. Antenheimer, Stuttgart 1874.
- Blaha**, Die Steuerungen der Dampfmaschinen, Berlin 1878.
- Dingler's** Polytechnisches Journal, Stuttgart und Augsburg.
- Engineering**, Deutsche Ausgabe, Wien 1874.
- Fink**, Theorie und Construction der Brunnen-Anlagen, Kolben- und Centrifugal-pumpen etc., Berlin 1878.
- Fliegner**, Die Umsteuerungen der Locomotiven, Zürich 1881.
- Grashof**, Theorie der Elasticität und Festigkeit, Berlin 1878.
- Grashof**, Theoretische Maschinenlehre, Leipzig 1881.
- v. Hauer**, Die Fördermaschinen der Bergwerke, Leipzig 1874.
- Hrabák**, Die Dampfmaschinenberechnung, Prag 1877.
- „**Mitte**“, Des Ingenieurs Taschenbuch, Berlin 1877.
- Jenny**, Motoren auf der Weltausstellung in Paris 1867. Officieller Bericht, Wien 1868.
- Keller**, Die Berechnung und Construction der Triebwerke, Heidelberg 1881.
- Mannlicher**, Pumpen und Feuerlöschapparate. Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia 1876, Wien 1877.
- Marin-Böck**, Elemente der Maschinenlehre, Brünn 1876.
- Pechan**, Über die rotirende Differenzialbremse, Wien 1878.
- Pechan**, Leitfaden für Dampfkesselheizler und Wärter stationärer Dampfmaschinen, sowie für Fabriksbeamte und Industrielle, hinsichtlich des Dampfbetriebes, Reichenberg 1882.
- Redtenbacher**, Der Maschinenbau, Mannheim-Heidelberg 1862—65.
- Redtenbacher-Grashof**, Resultate für den Maschinenbau, Heidelberg 1875.
- v. Reiche**, Die Maschinenfabrication, Leipzig 1876.
- v. Reiche**, Der Dampfmaschinen-Constructeur, Aachen 1880.
- v. Reiche**, Versuche auf der Gewerbeausstellung in Düsseldorf 1881.
- Reuleaux**, Der Constructeur, Braunschweig 1872 und 1882.
- Riedler**, Personen- und Lastenaufzüge und Fördermaschinen. Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia 1876, Wien 1877.
- Riedler**, Indicator-Versuche an Pumpen und Wasserhaltungs-Maschinen, München 1881.
- Rühlmann**, Allgemeine Maschinenlehre, Braunschweig 1875.
- Schaltenbrand**, Der Pulsometer, Berlin 1877.
- Technische Briefftasche** für Maschinen-Ingenieure, Wien.

- Technische Mittheilungen** von der Weltausstellung in Paris 1878. Sonderabdruck aus Dingler's Polytechn. Journal, Stuttgart und Augsburg 1879.
- Uhland**, Der praktische Maschinen-Constructeur, Leipzig.
- Uhland**, Skizzenbuch für den praktischen Maschinen-Constructeur, Leipzig.
- Uhland**, Kalender für Maschinen-Ingenieure, Leipzig 1882.
- Weisbach-Herrmann**, Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinen-Mechanik, Braunschweig 1880.
- Weisbach-Reuleaux-Querfurth**, Weisbach's Ingenieur, Braunschweig 1874 bis 1877.
- Wencelides**, Hilfsmaschinen und Werkzeuge zur Bearbeitung der Metalle. Officieller Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia 1876. Wien 1877.
- Werner**, Theorie der Turbinen, Kreiselpumpen und Ventilatoren, Berlin 1869.
- Zeitschrift** der Dampfkessel-Untersuchungs- und Versicherungs-Gesellschaft a. G., Wien.
- Zeitschrift** des österreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereins, Wien.
- Zeitschrift** des Vereins deutscher Ingenieure.



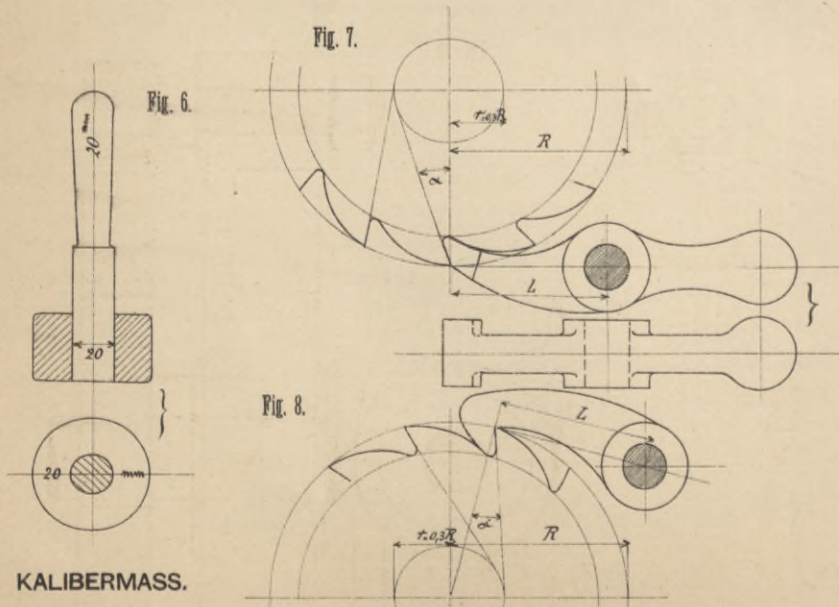
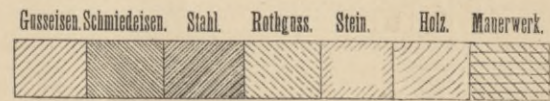
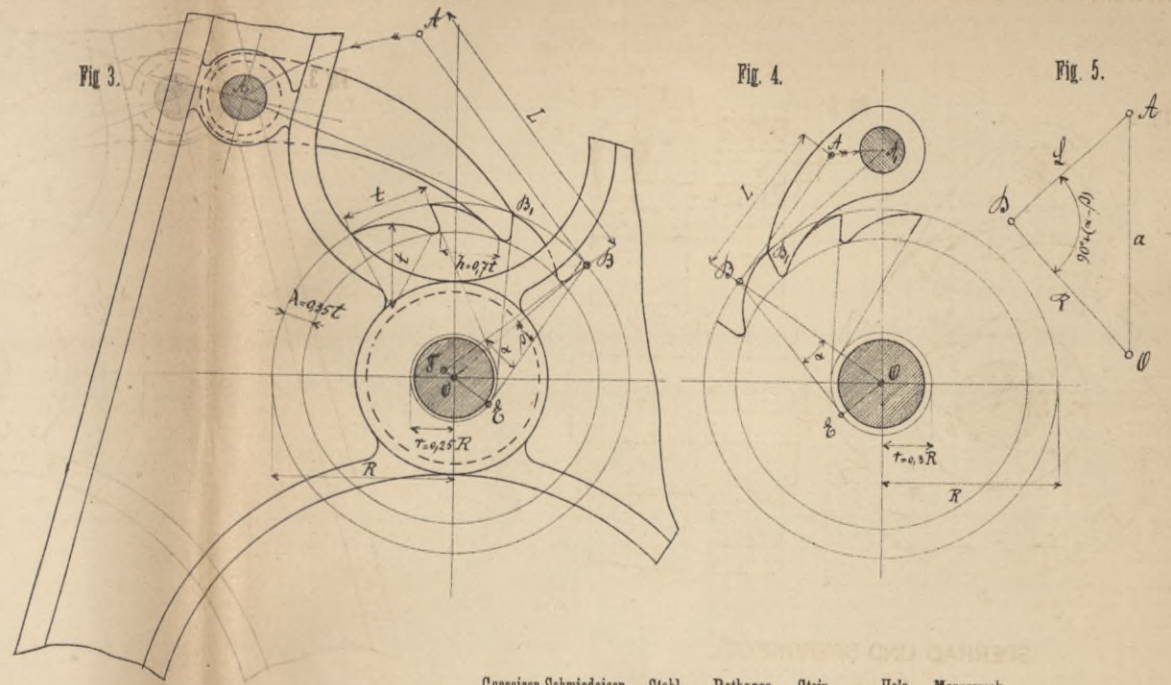
DRUCK VON GEBRÜDER STIEPEL IN REICHENBERG.

S



SPERRRAD UND SPERRKEGEL.

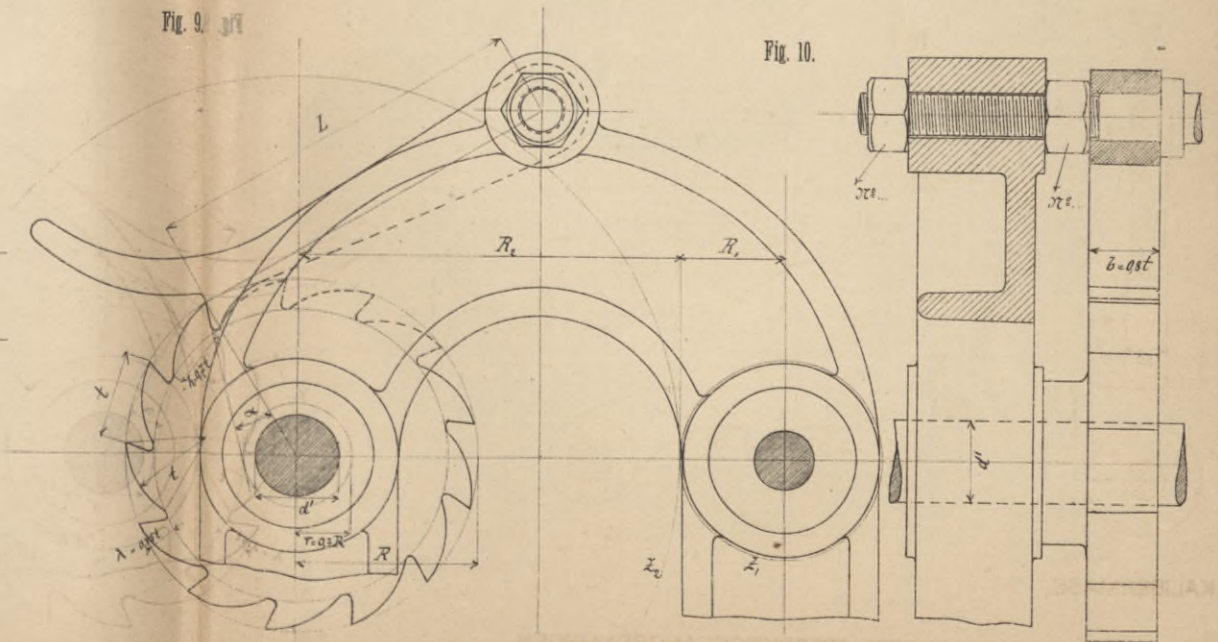
(Fig. 1 bis 5.)



KALIBERMASS.

BESONDERE SPERRKEGELANORDNUNGEN.

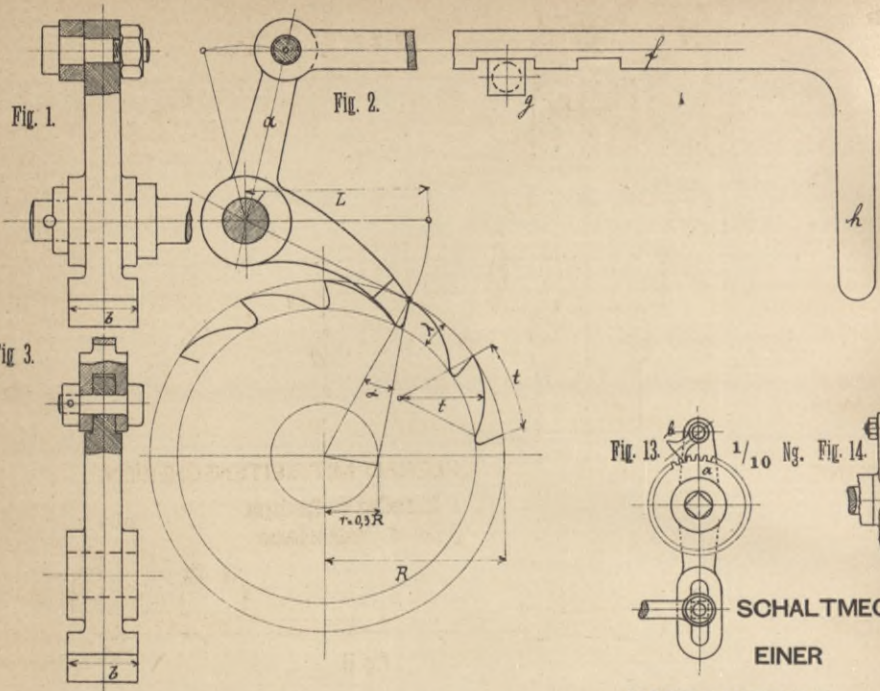
(Fig. 7 und 8.)



SPERRWERK einer Bauwinde mit doppelter Räderübersetzung.

(Fig. 9 und 10.)





SPERRKEGEL MIT AUSRÜCKVORRICHTUNG.
(Fig. 1 bis 3.)

- a Hebelarm des Sperrkegels.
- f Ausrückschiene.
- g Anschlag zur Feststellung der letzteren.
- h Handgriff dazu.

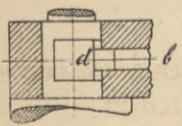


Fig. 10.

- a Sperrrad.
- b Sperrkegel.
- c Klemmstift.
- d Drehzapfen des Sperrkegels.
- e Spiralfeder.
- f Steuerungsexcenter.
- g Bohrspindel.
- h Steuerhebel oder Schlitzhebel.
- i Handhebel oder Ratschehebel.

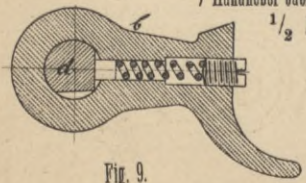


Fig. 9.

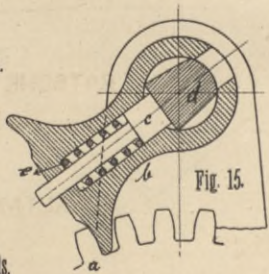


Fig. 15.

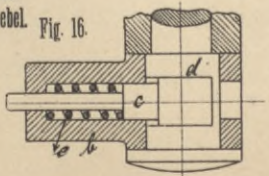
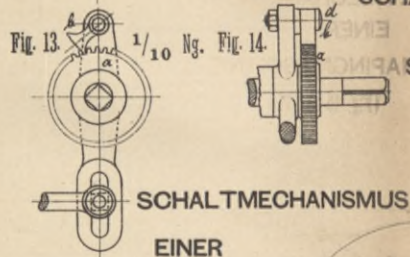


Fig. 16.



SCHALTMECHANISMUS
EINER
HOBELMASCHINE.

(Fig. 13 bis 16.)

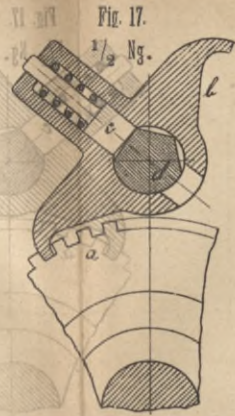


Fig. 17.

SCHALTMECHANISMUS
EINER
SHAPINGMASCHINE.

(Fig. 16 und 17.)

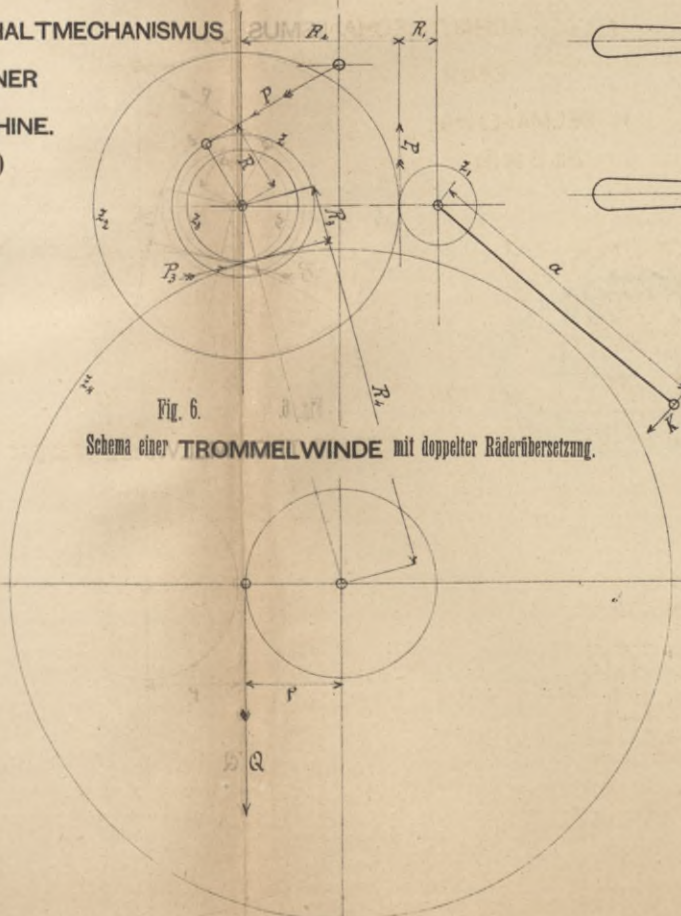


Fig. 6.
Schema einer TROMMELWINDE mit doppelter Räderübersetzung.

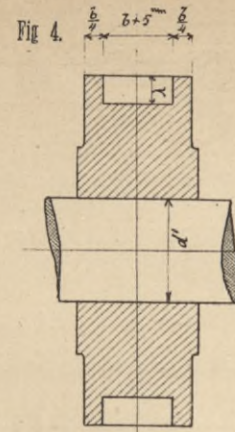


Fig. 4.

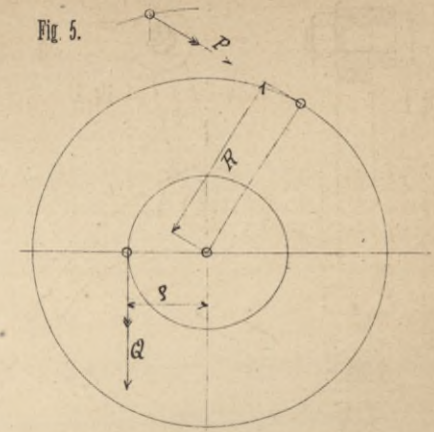


Fig. 5.

SPERRAD MIT SEITENSCHLEIBEN.

- P Stützendruck des Sperrkegels.
- Q Last am Trommelhalbmesser.

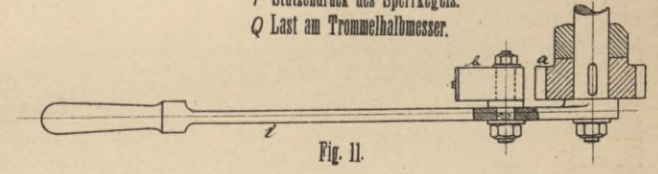


Fig. 11.

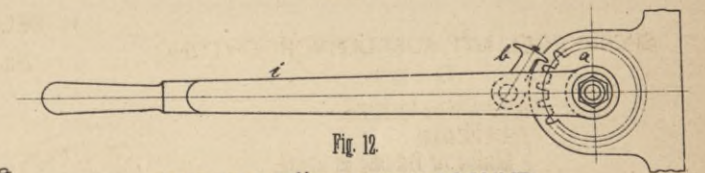


Fig. 12.

RATSCHEN FÜR HANDVORSCHUB.

(Fig. 11 und 12.) 1/10 Ng.

SCHALTMECHANISMUS EINER BOHRMASCHINE.

(Fig. 7 bis 10.)

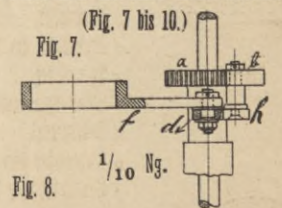
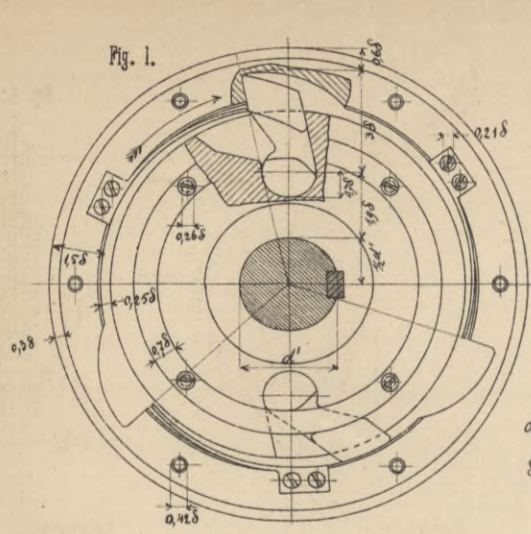


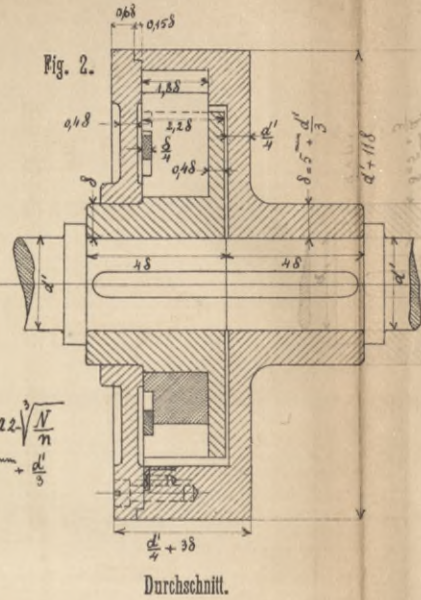
Fig. 7.

Fig. 8.





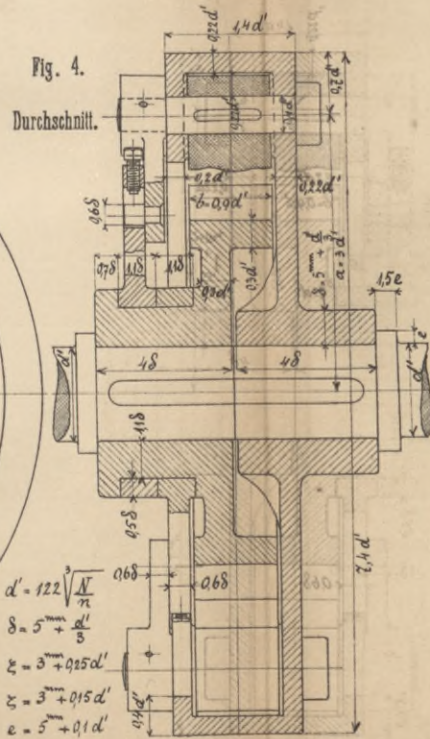
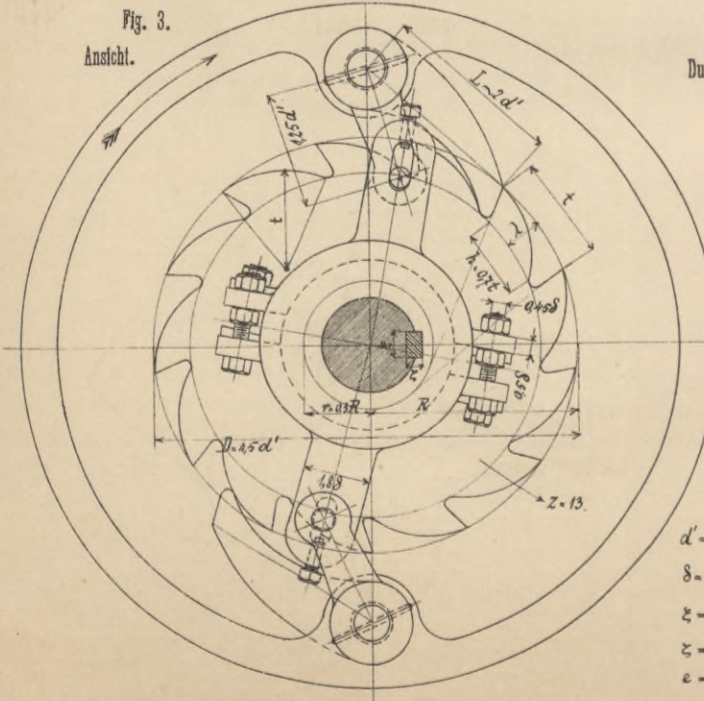
UHLHORN'SCHE MOTORENKUPPLUNG.
(Fig. 1 und 2.)



$$d' = 122 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

$$s = 5 + \frac{d'}{3}$$

POUYER'SCHE MOTORENKUPPLUNG.
(Fig. 3 bis 5.)



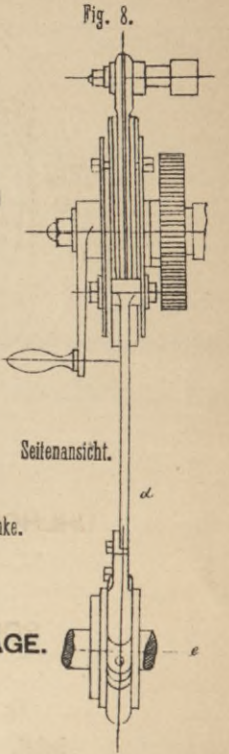
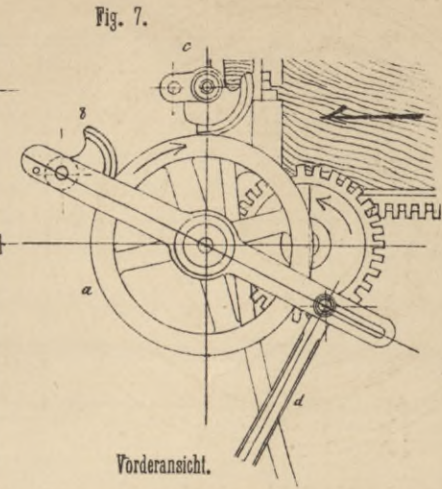
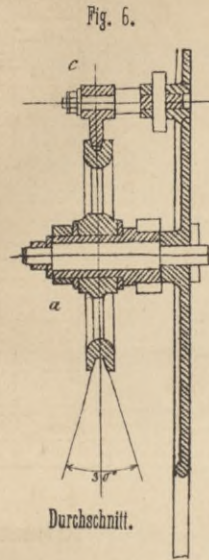
$$d' = 122 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

$$s = 5 + \frac{d'}{3}$$

$$z = 5 + 0.25 d'$$

$$r = 3 + 0.15 d'$$

$$e = 5 + 0.1 d'$$



SCHALTMECHANISMUS EINER GATTERSÄGE.
(Fig. 6 bis 8.)
(Worssam's Brettsäge.)

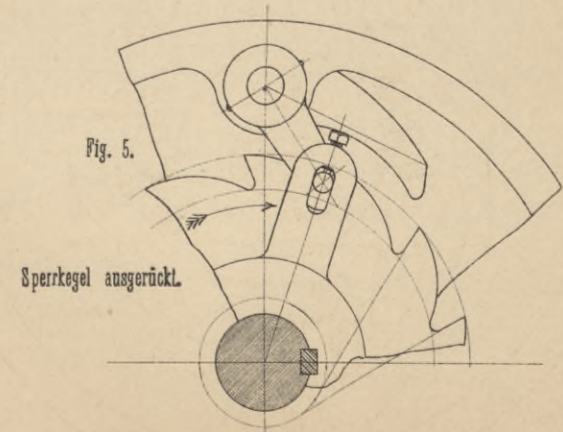
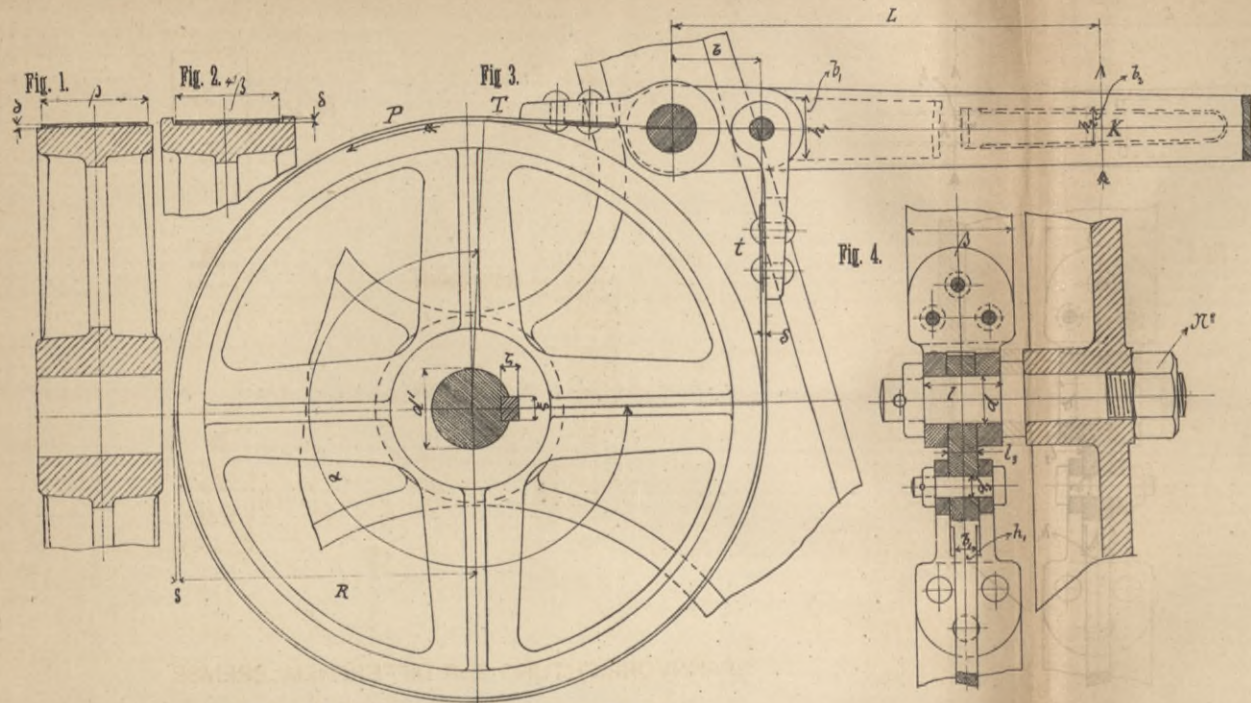


Fig. 5.

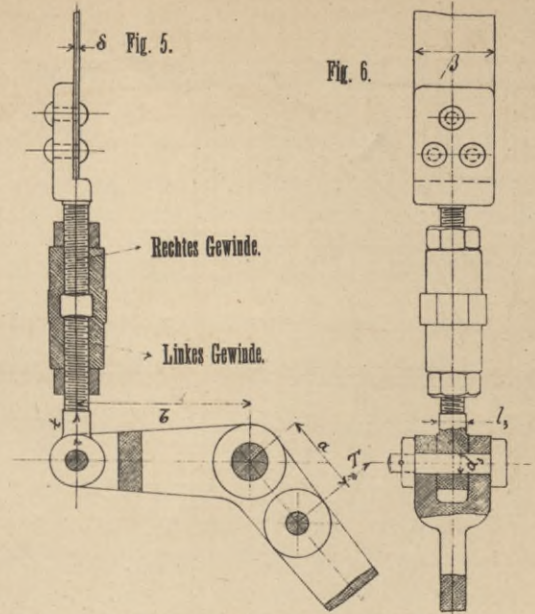
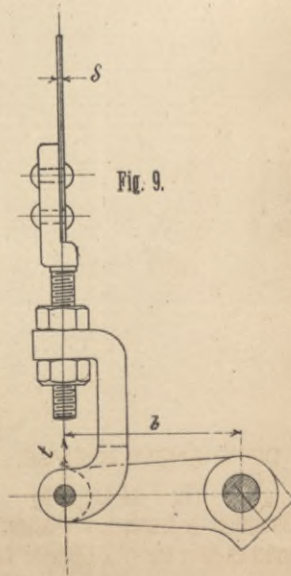
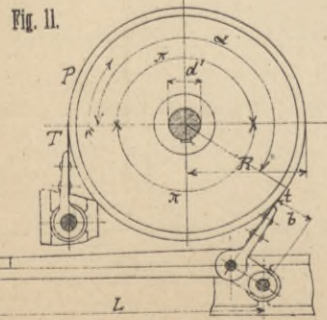
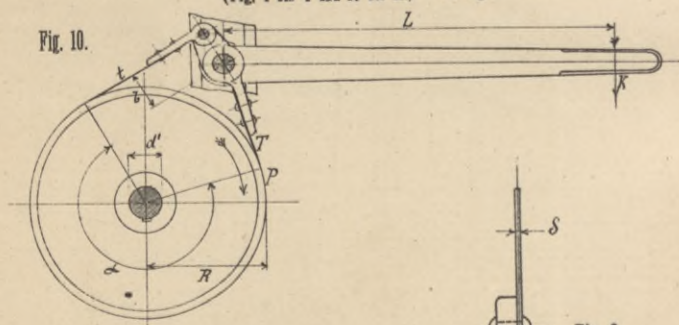
Sperrkegel ausgerückt.

- a Schaltrad.
- b Schaltklinke.
- c Hemmklinke.
- d Excenterstange.
- e Antriebwelle.



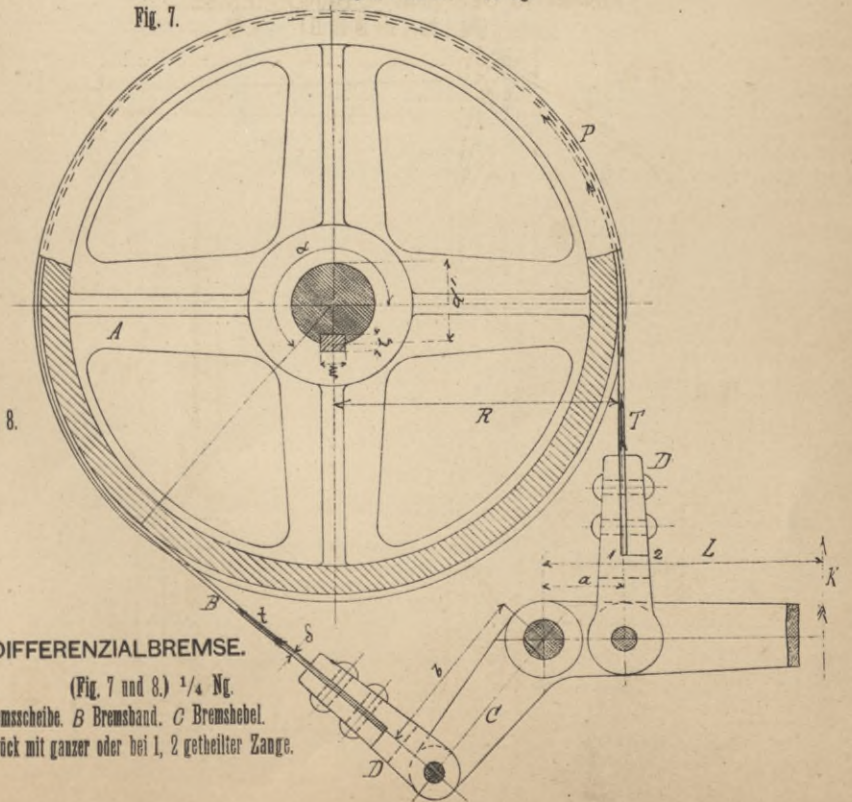


EINSEITIG GESPANNE BANDBREMSE.
(Fig. 1 bis 4 und 10 bis 11.) 1/4 Ng.



SPANNVORRICHTUNG ZUR DIFFERENZIALBREMSE.

(Fig. 5, 6 und 9.) 1/4 Ng.



DIFFERENZIALBREMSE.

(Fig. 7 und 8.) 1/4 Ng.

A Bremscheibe. B Bremsband. C Bremshebel.
D Charnierstück mit ganzer oder bei 1, 2 geteilter Zange.



BIBLIOTEKA

KRAKÓW

Politechniki 5308

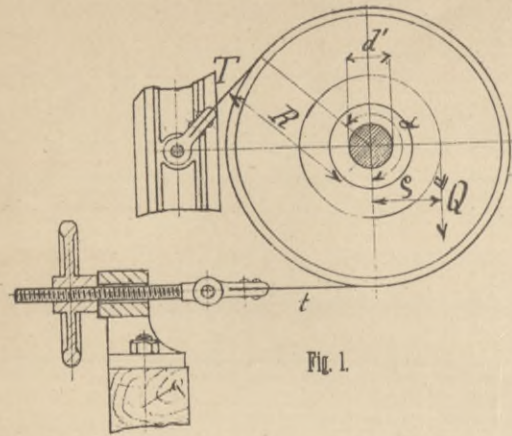


Fig. 1.

EINSEITIG GESpanNTE BANDBREMSE. Fig. 3.

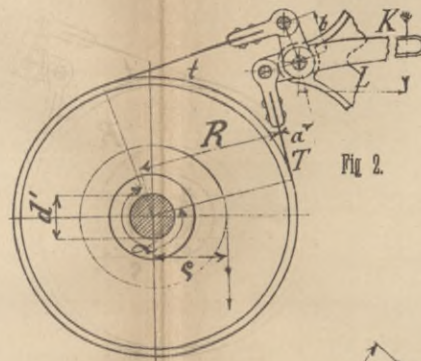
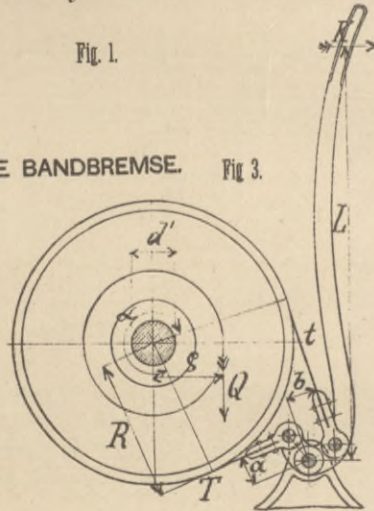


Fig. 2.

ZWEISEITIG GESpanNTE BANDBREMSE.

(Fig. 2 bis 6.)

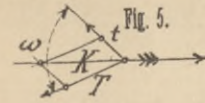


Fig. 5.

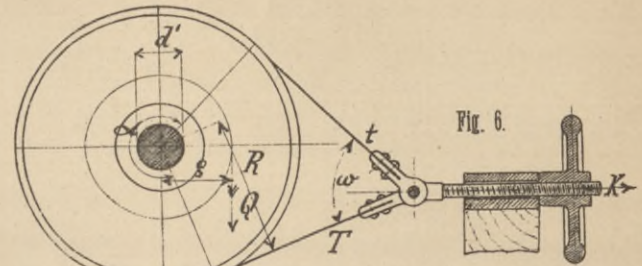


Fig. 6.

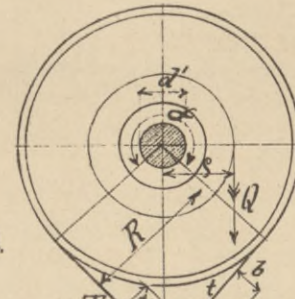
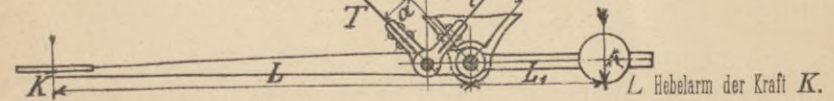


Fig. 4.



L Hebelarm der Kraft K.

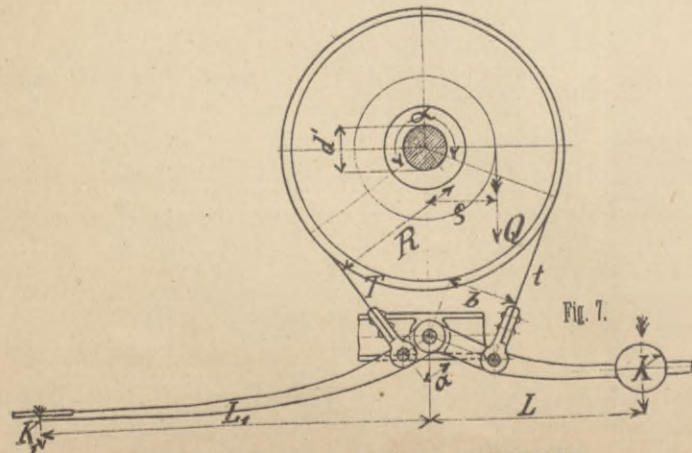


Fig. 7.

DIFFERENZIALBREMSE ALS LÖSUNGSBREMSE.

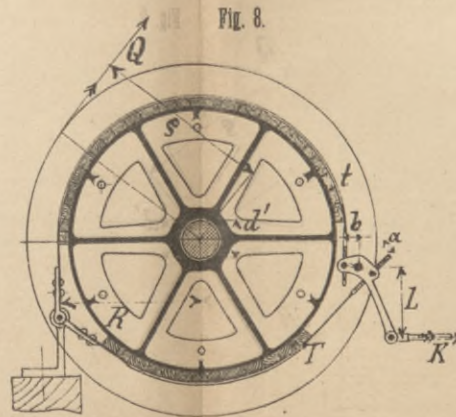


Fig. 8.

BANDBREMSE MIT HOLZBACKEN.

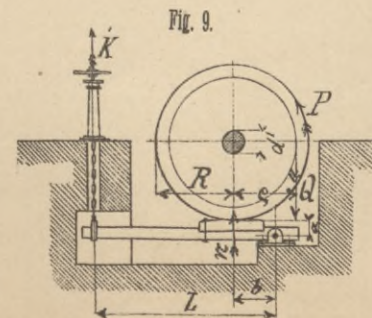


Fig. 9.

BACKENBREMSE.

T grössere Spannung des Bremsbandes.

t kleinere Spannung des Bremsbandes.

ab Hebelarm der Bremsbandspannungen.

R Halbmesser der Bremscheibe.

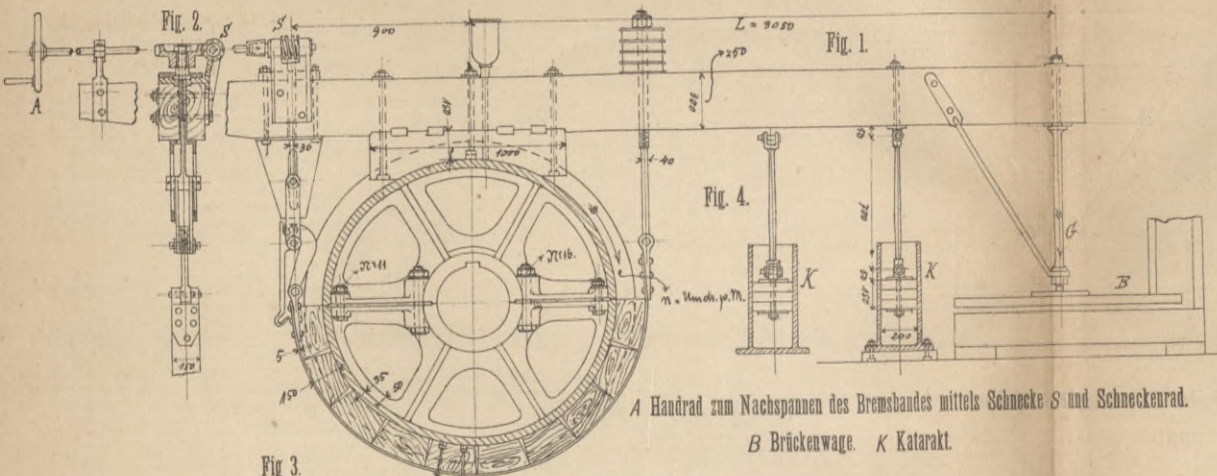
alpha vom Bremsband umspannter Bogen für den

Halbmesser gleich der Einheit.

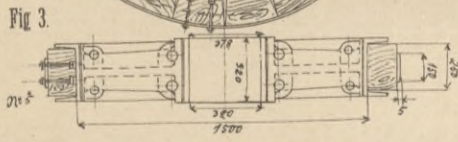
Q Last am Trommelhalbmesser.

d' Wellendurchmesser.





A Handrad zum Nachspannen des Bremsbandes mittels Schnecke S und Schneckenrad.
B Brückenswaige. **K** Katarakt.



PRONY'SCHER ZAUM.

(Fig. 1 bis 4.)
1/40 Ng.

Fig. 14.

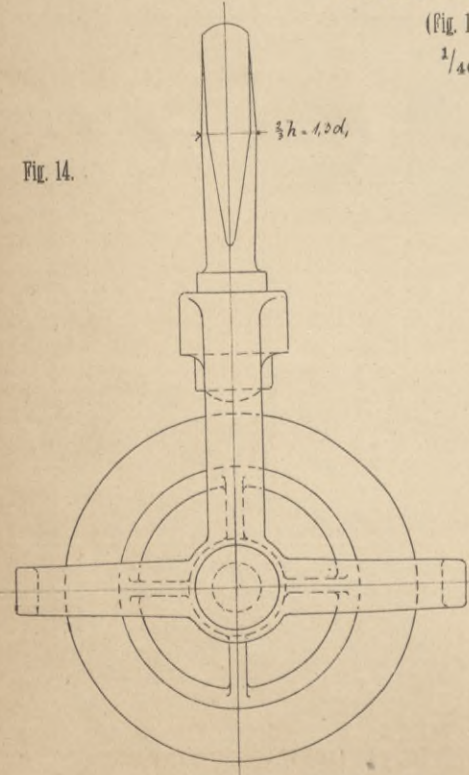
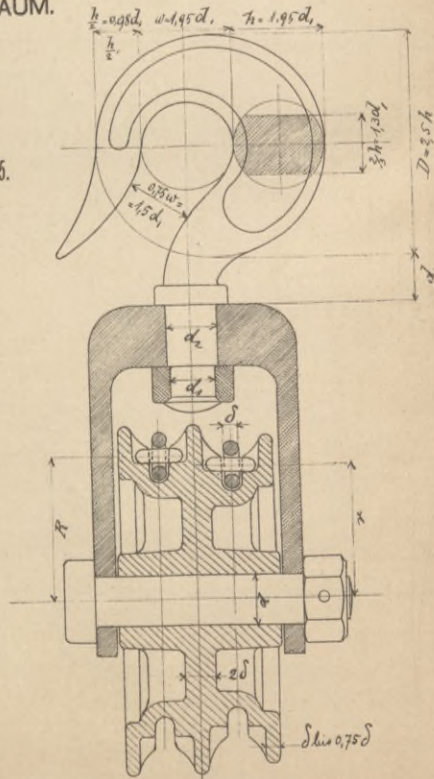


Fig. 15.



DIFFERENZIALFLASCHENZUG NACH WESTON'S PATENT.

(Fig. 14 bis 16.) 1/4 Ng.

SEILFLASCHENZUG.

(Fig. 5 und 6.) 1/10 Ng.

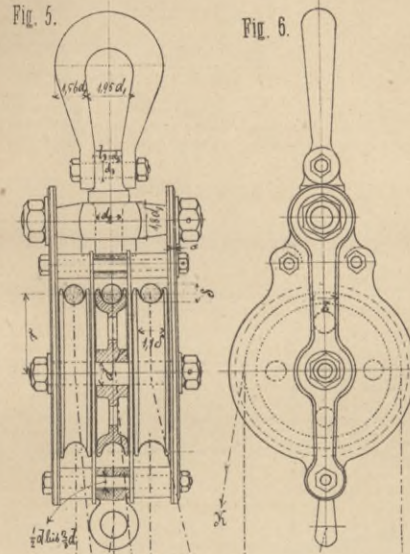


Fig. 16.

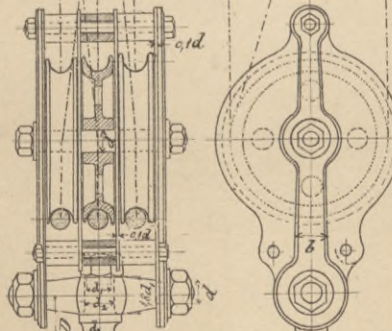
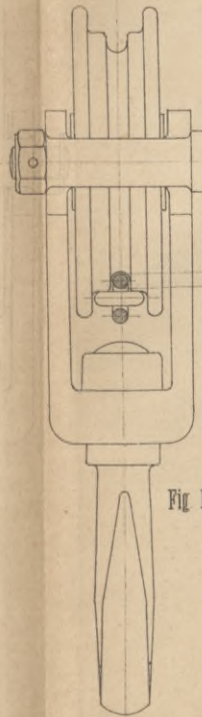


Fig. 11.

Fig. 12.

KETTENFLASCHENZUG.

(Fig. 7 bis 10.)

1/10 Ng.

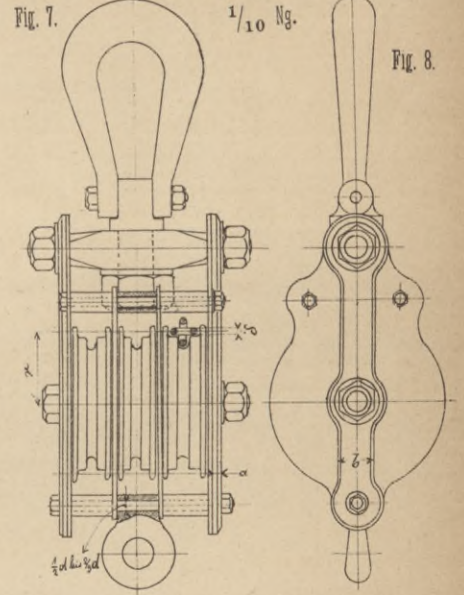
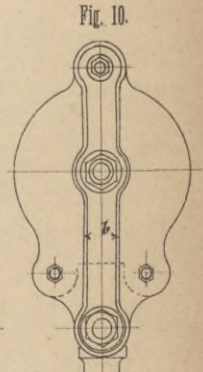
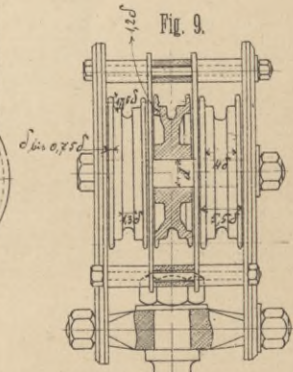
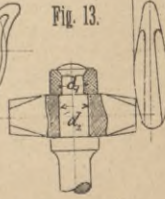
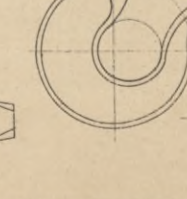
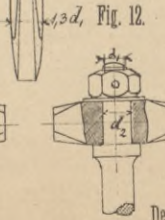
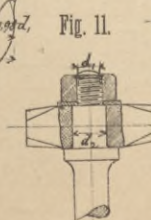


Fig. 9.



Details der **HAKENBEFESTIGUNG.**

(Fig. 11 bis 13.)





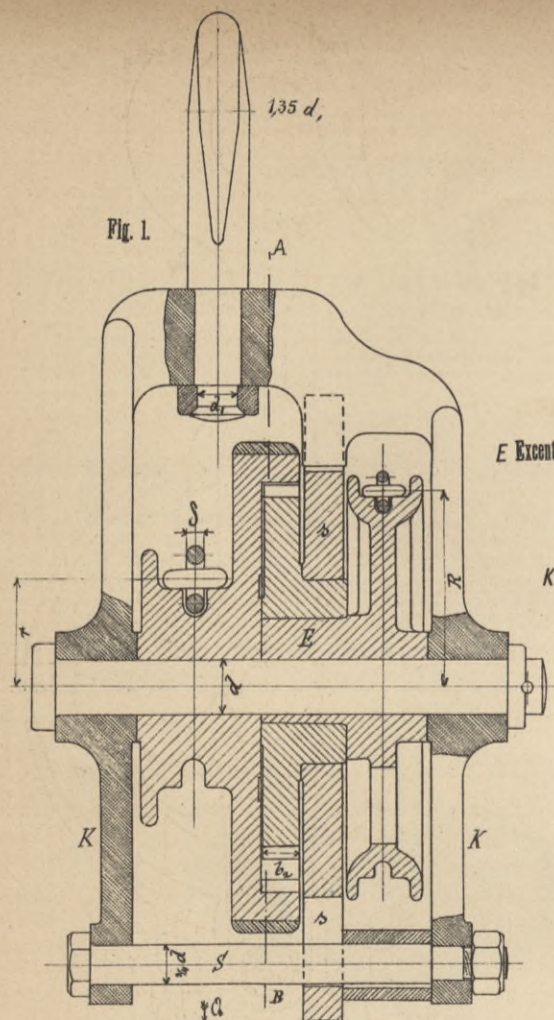
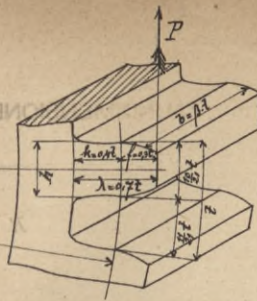


Fig. 1.

ZAHNDIMENSIONEN.

Fig. 4.



EPICYCLOIDALFLASCHENZUG

NACH EADE'S PATENT.

(Fig. 1 bis 3.) 1/4 Ng.

E Excenter an der Nabe der Zugrolle angegossen.

ss Kreuzschleife.

K Querschnitt des Klobens.

Fig. 2.

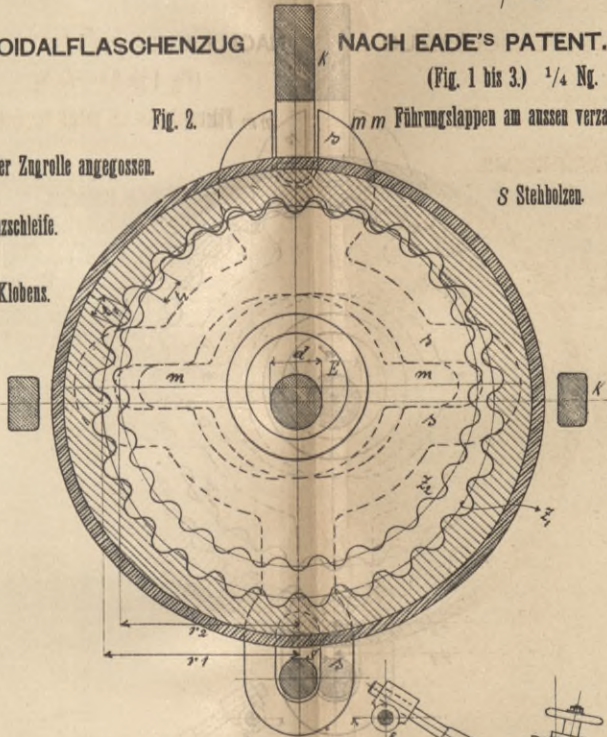


Fig. 3.

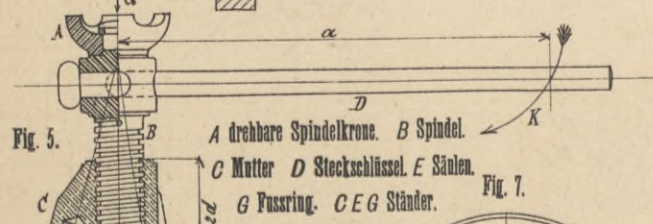
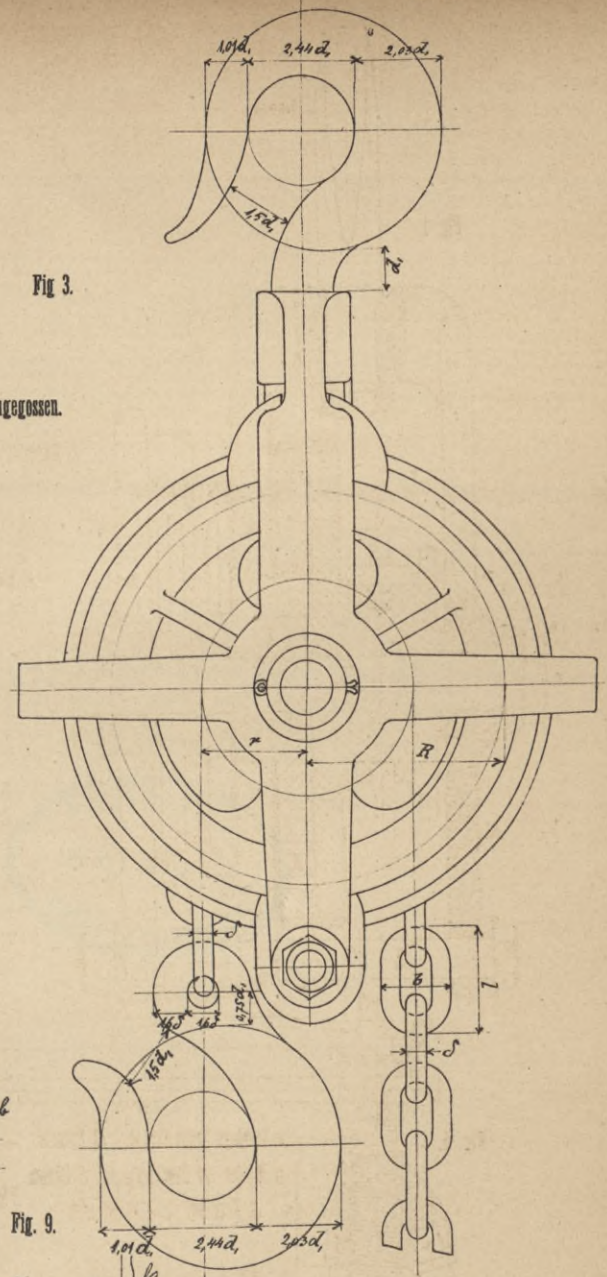


Fig. 5.

A drehbare Spindelkrone. B Spindel. C Mutter D Steckschlüssel E Säulen. G Fussring. CEG Ständer.

Fig. 7.

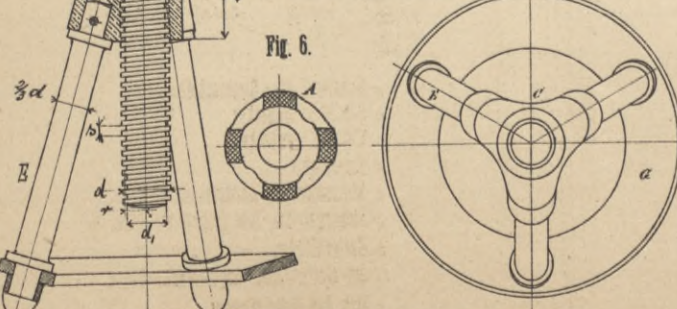


Fig. 6.

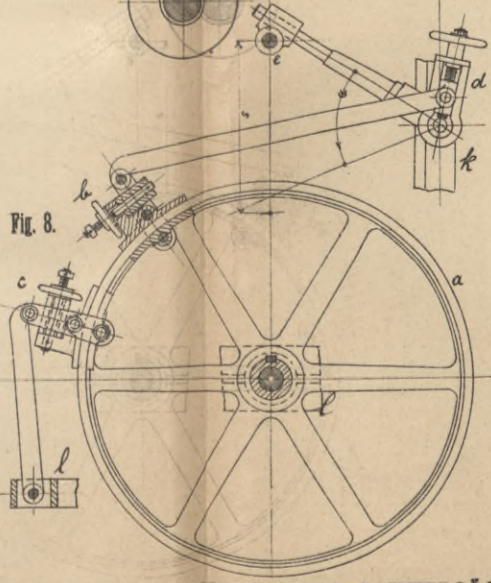


Fig. 8.

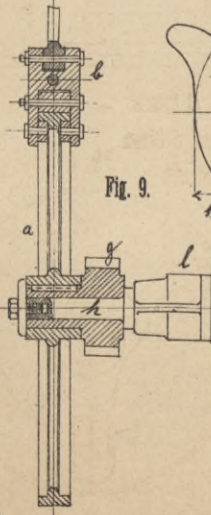


Fig. 9.

a Schaltrad oder Steuerscheibe.
b Schalt-Klemmbacken.
c Hemm-Klemmbacken.
d Steuerhebel.
e Stirnreifen am Gatterrahmen.
g Steuergetriebe, lose drehbar am Bolzen h.
k Gatterständer.
// am Gatterständer angeschraubte Lager.
s Hub des Gatterrahmens.

EINFACHE SCHRAUBENWINDE.

(Fig. 5 bis 7.) 1/10 Ng.

SCHALTMECHANISMUS EINER GATTERSÄGE

nach Ausführung der Ottakringer Eisengießerei und Maschinenfabrik in Wien.

(Fig. 8 und 9.) 1/20 Ng.



SCHRAUBENWINDE MIT KEGELRÄDERANTRIEB.
(Fig. 1 und 2.)

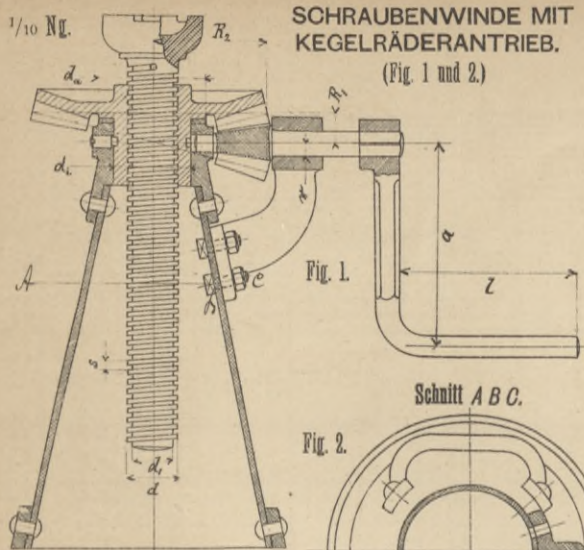


Fig. 5. Ansicht.

Fig. 6. Verticalschnitt.

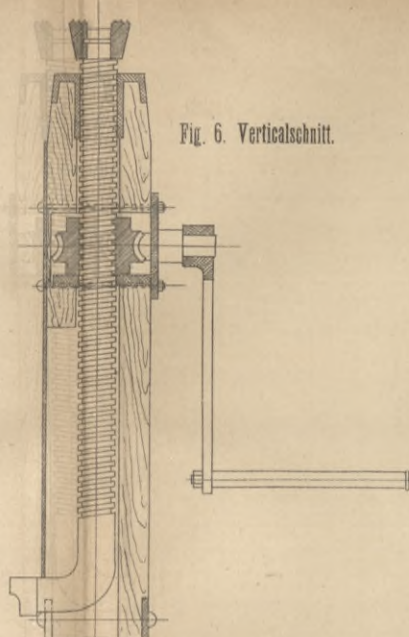
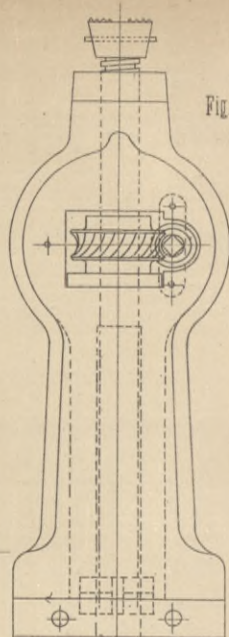


Fig. 2.

Schnitt A B C.

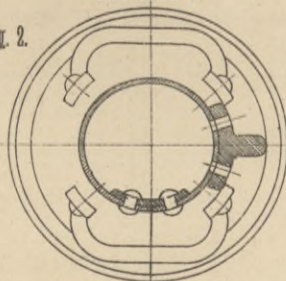
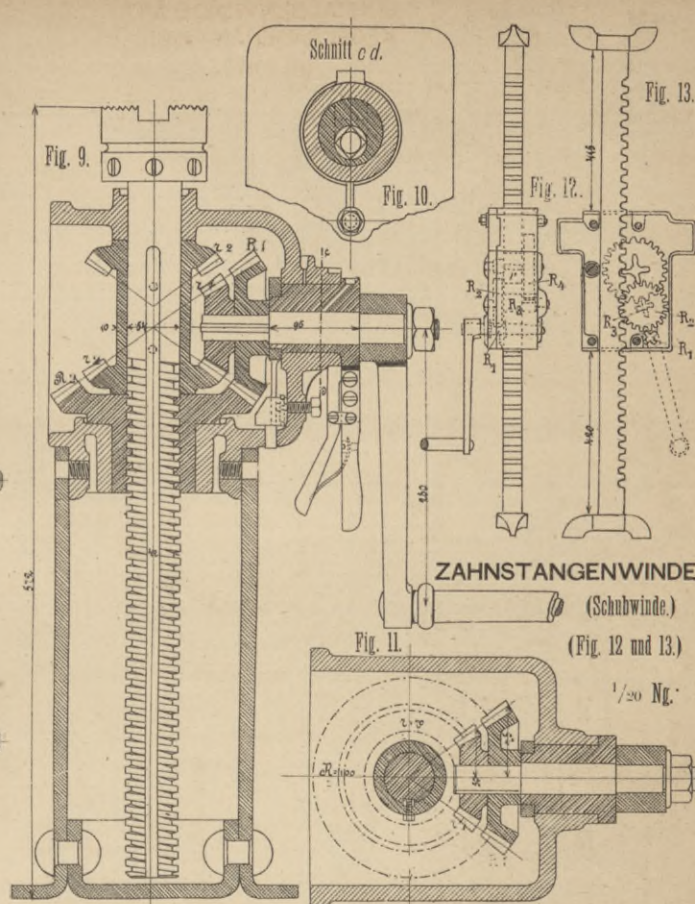
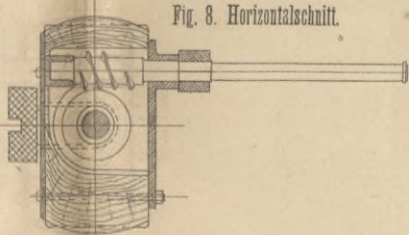
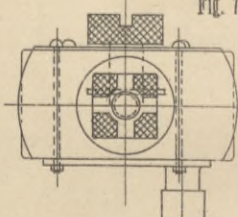


Fig. 7. Draufsicht.

Fig. 8. Horizontalschnitt.



ZAHNSTANGENWINDE
(Schubwinde.)
(Fig. 12 und 13.)

DIFFERENTIAL-SCHRAUBENWINDE.

(Fig. 9 bis 11.) $1/8$ Ng.

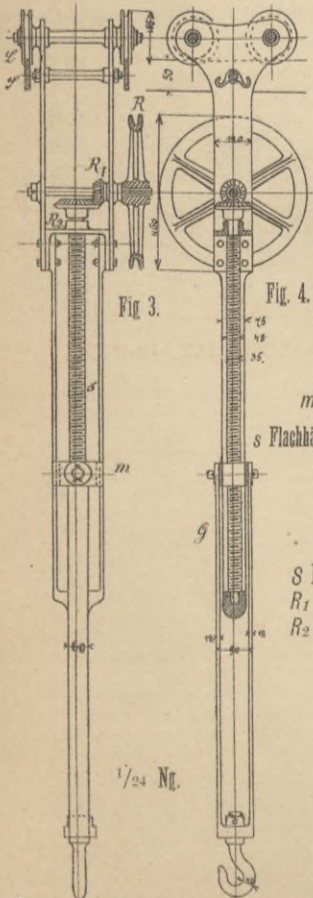


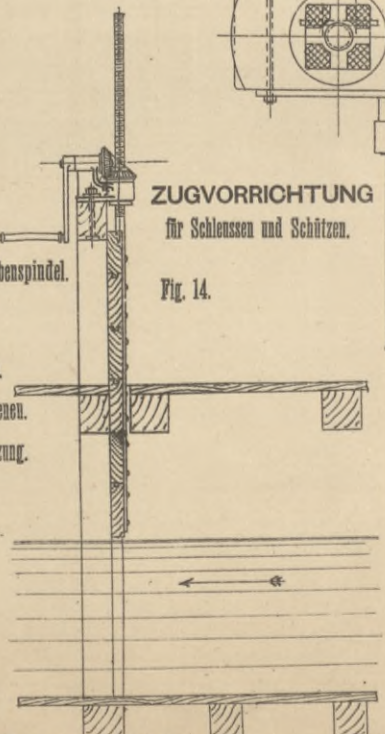
Fig. 3.

Fig. 4.

- m* Mutter.
- s* Flachhängige Schraubenspindel.
- G* Gebänge.
- L* Laufrolle.
- R* Seilscheibe.
- S* Flacheisenschienen.
- R₁* Räderübersetzung.
- R₂* Räderübersetzung.

ZUGVORRICHTUNG
für Schleissen und Schützen.

Fig. 14.



SCHRAUBENWINDE MIT SCHNECKENANTRIEB.

(Fig. 5 bis 8.) $1/10$ Ng.

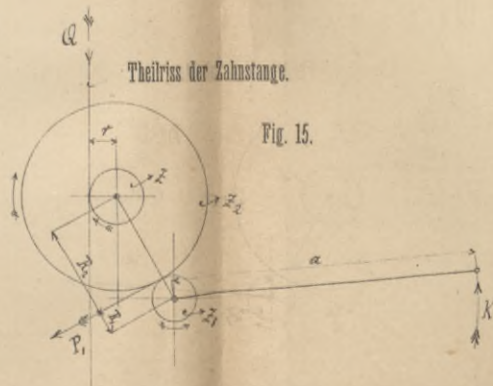


Fig. 15.

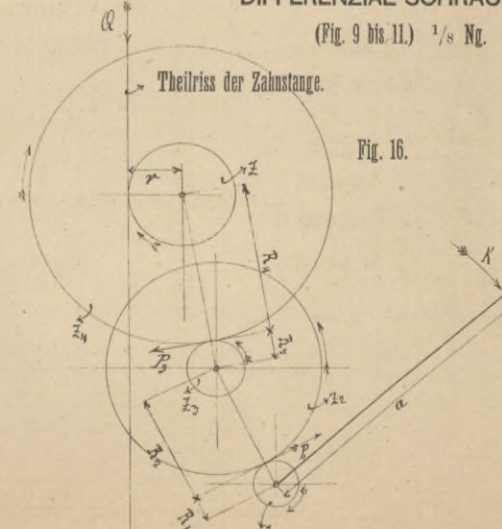


Fig. 16.

HÄNGENDE SCHRAUBENWINDE mit Kegelräder und Seilscheibe.

(Fig. 3 und 4.)

Räderschema zur ZAHNSTANGENWINDE mit einfacher Räderübersetzung.

Räderschema zur ZAHNSTANGENWINDE mit doppelter Räderübersetzung.



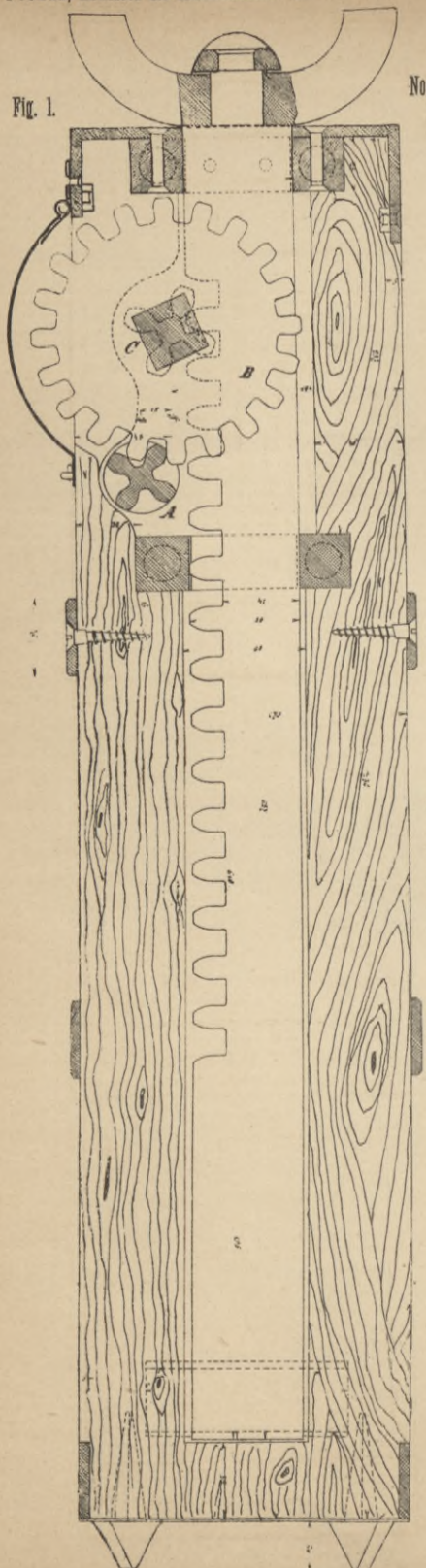


Fig. 1. Normalschnitt.

Zahnrädertabelle.

Benennung Zählerzahl	Zählerzahl	Teilung	Zahnbreite	Teilkreis		Bohrung	Anmerkung
				Kopfkreis	Fußkreis		
A	4	21,991	23-26	28	41	10	Geschmiedet
B	20	21,991	23	140	153	122	Viereck
C	4	28,274	33-39	36	52	14	"

Gemischte Verzahnung.

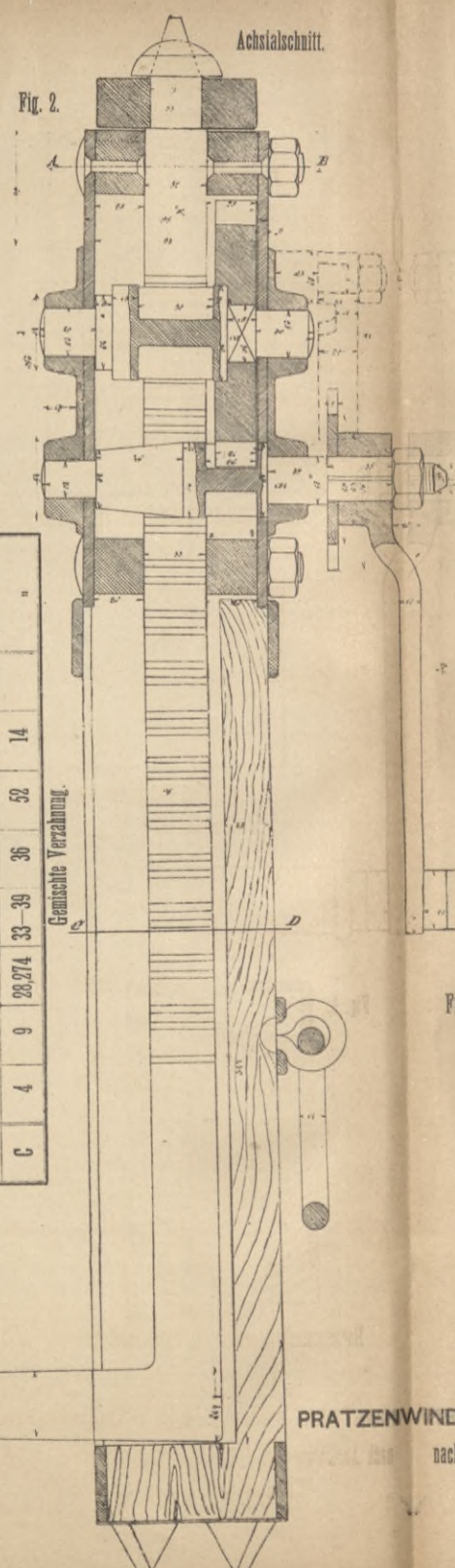


Fig. 2. Achsalschnitt.

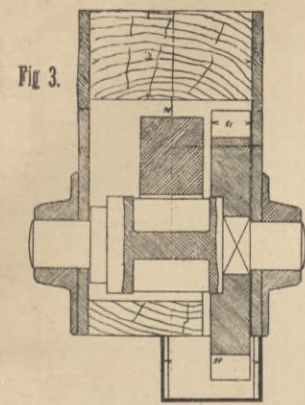


Fig. 3. Horizontalschnitt durch das Zahnstangengetriebe.

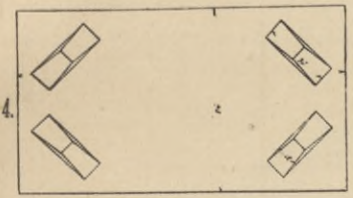


Fig. 4. Draufersicht des Fußes.

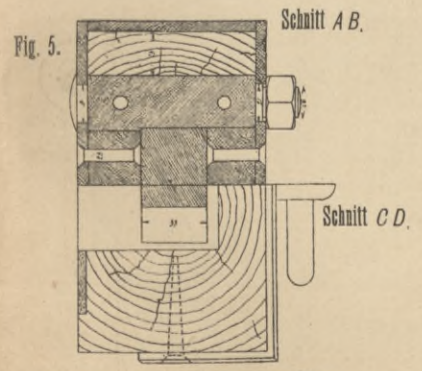
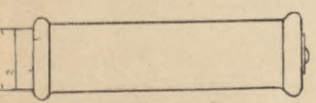


Fig. 5. Horizontalschnitt durch die Zahnstangenführung.

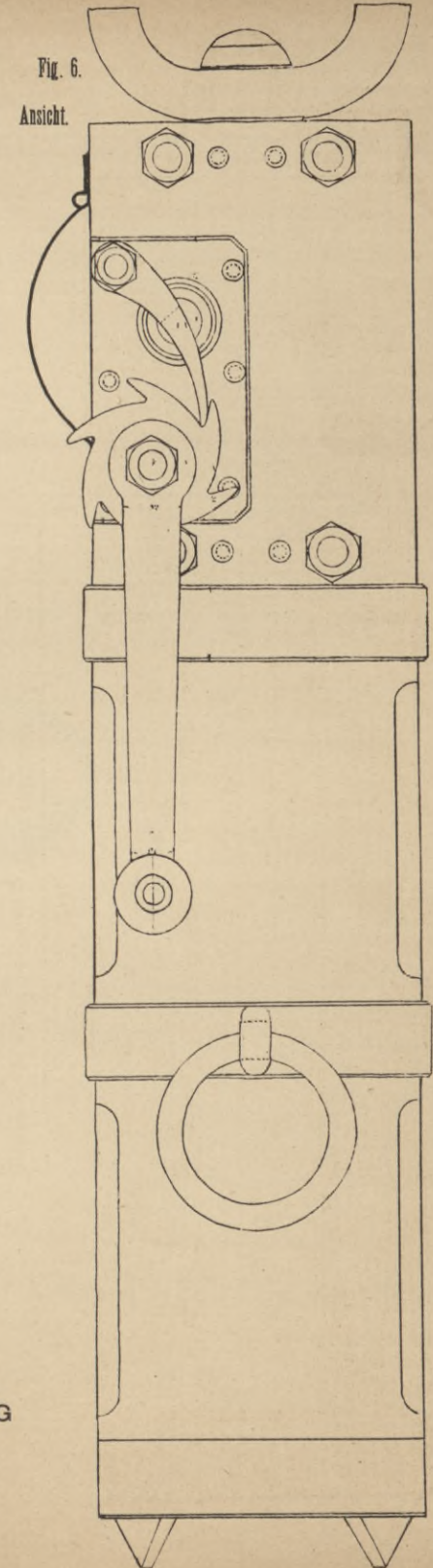


Fig. 6. Ansicht.

PRATZENWINDE MIT EINFACHER RÄDERÜBERSETZUNG
 nach Ausführung von J. Körösi in Andritz bei Graz.
 (Fig. 1 bis 6.) 1/4 Ng.



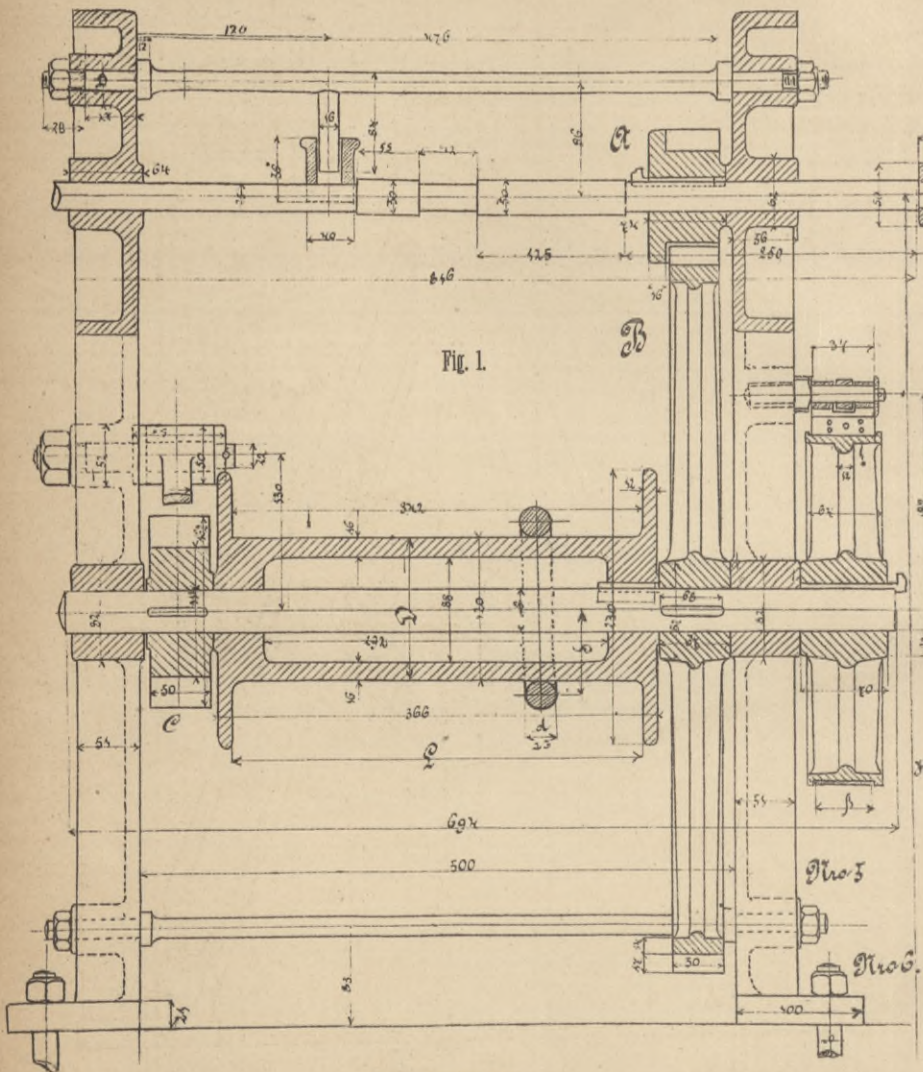


Fig. 1.

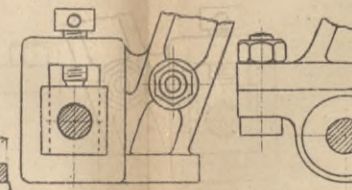


Fig. 9. Fig. 10.

Laufrollenlager.
(Fig. 9 und 10.)

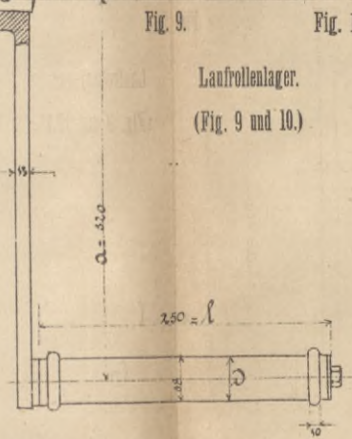


Fig. 4.



Fig. 5.

Kurbelstift mit Hülse.

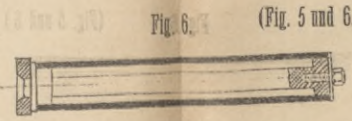


Fig. 6.

(Fig. 5 und 6.)

BAUWINDE mit einfacher Räderübersetzung.
(Fig. 1 bis 11.)

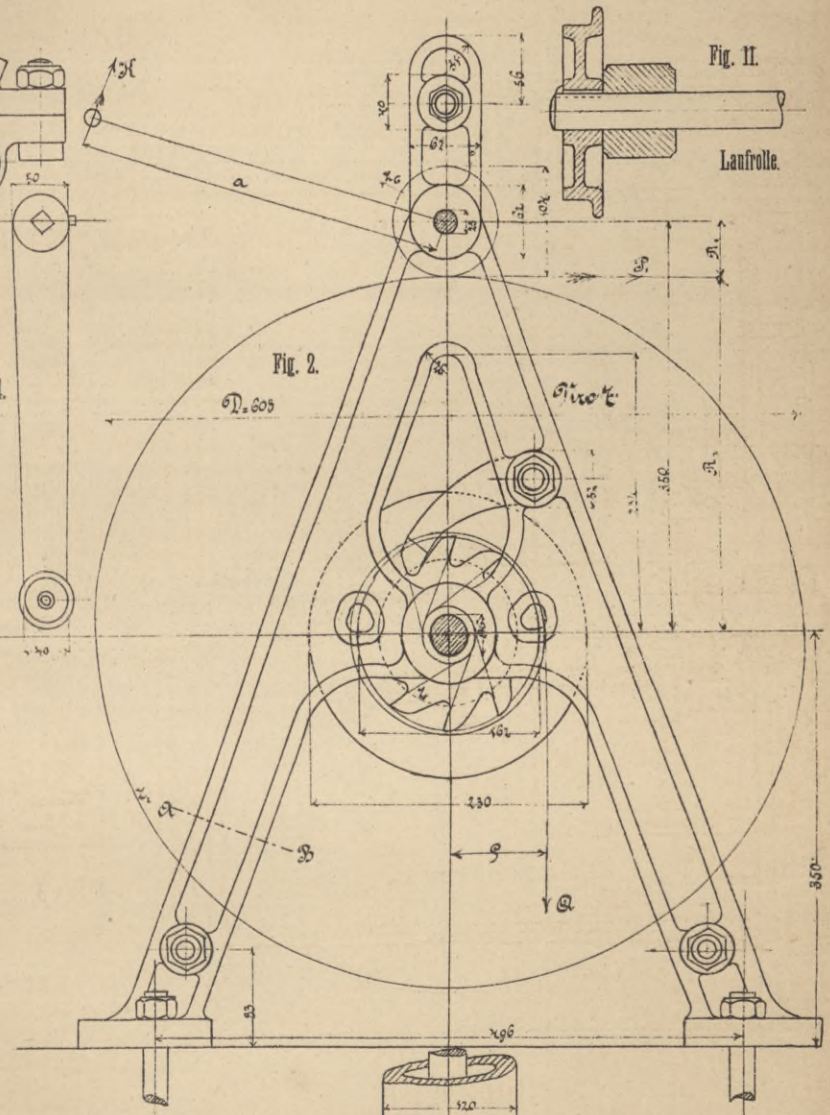


Fig. 2.

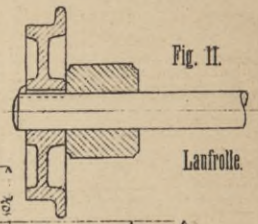


Fig. 11.

Laufrolle.

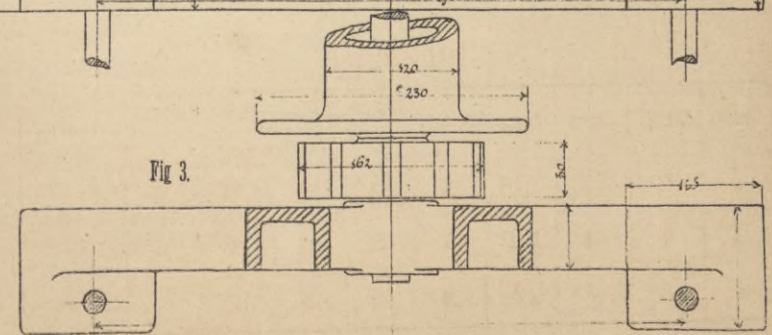


Fig. 3.

Fig. 7.

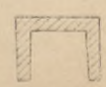
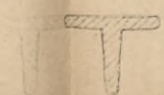


Fig. 8.



Zahnradertabelle.

Benennung	Zähnezahl	Stichzahl	Theilung	Zahnbreite	Theilkreis	Kopfkreis	Fusskreis	Bohrung	Anmerkung
					Durchmesser				
A	13	8	25,133	50	104	119	84	28	
B	76	8	25,133	50	608	623	588	36	
C	11	16	50,265	50	176	176	140	36	Sperrrad

A und B mit Cycloidenverzahnung.



BAUWINDE mit doppelter Räderübersetzung.

(Fig. 1 bis 4.)

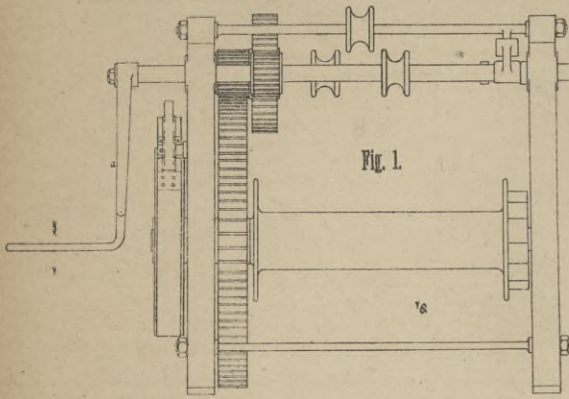


Fig. 1.

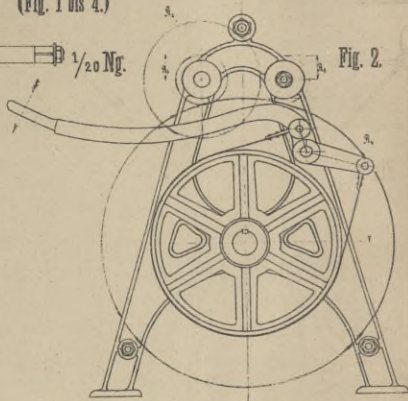


Fig. 2.

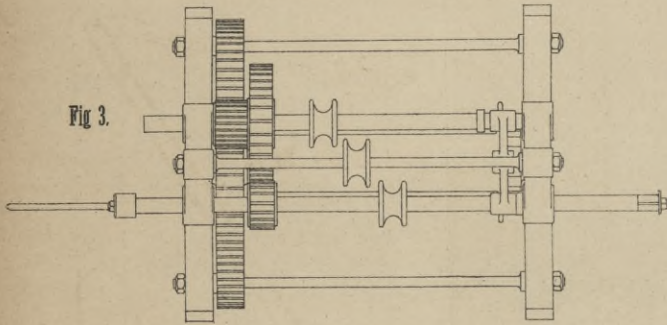


Fig. 3.

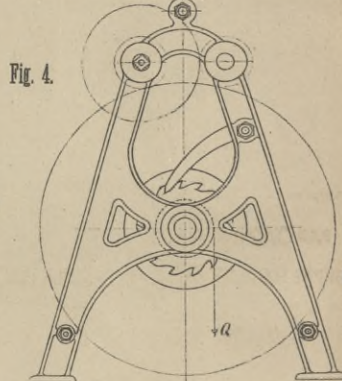


Fig. 4.

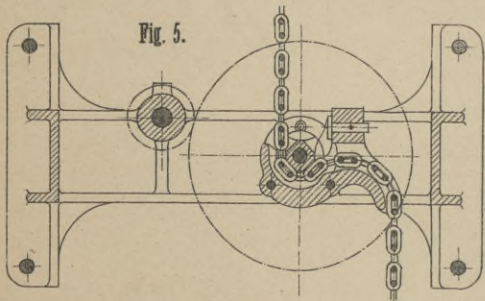


Fig. 5.

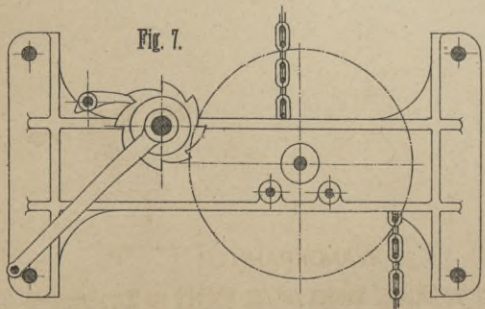


Fig. 7.

FRANZÖSISCHE BAUWINDE.

(Fig. 5 bis 7.) $\frac{1}{10}$ Ng.

$\frac{1}{20}$ Ng.

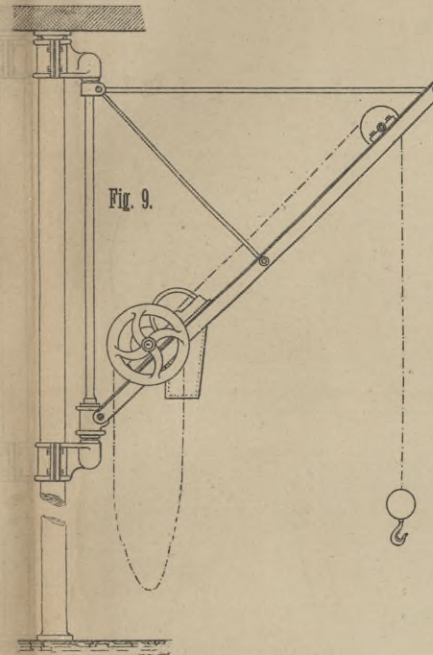


Fig. 9.

MAGAZINKRAHN

mit an einer Säule montirten Lagern von Megy-Echeverria-Bazan in Paris.

$\frac{1}{40}$ Ng.

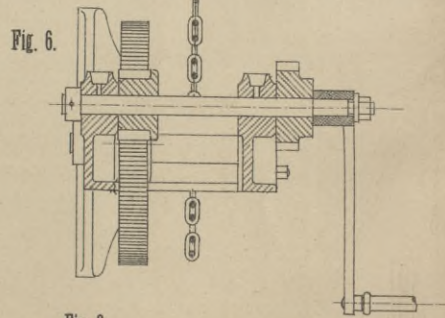


Fig. 6.

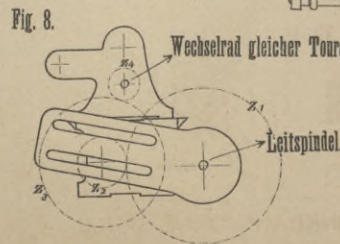


Fig. 8.

Wechselrad gleicher Tourenzahl mit der Drehbankspindel.

Leitspindel.

Anordnung der Wechselräder zum Schraubenschneiden.

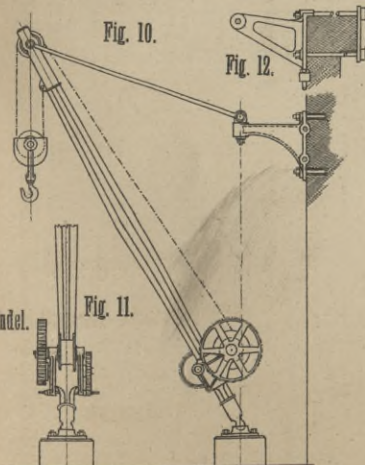


Fig. 10.

Fig. 12.

Fig. 11.

MAGAZINKRAHN OHNE SÄULE

nach Ausführung der österreichischen Nordwestbahn in Wien.

(Fig. 10 bis 12.) $\frac{1}{50}$ Ng.

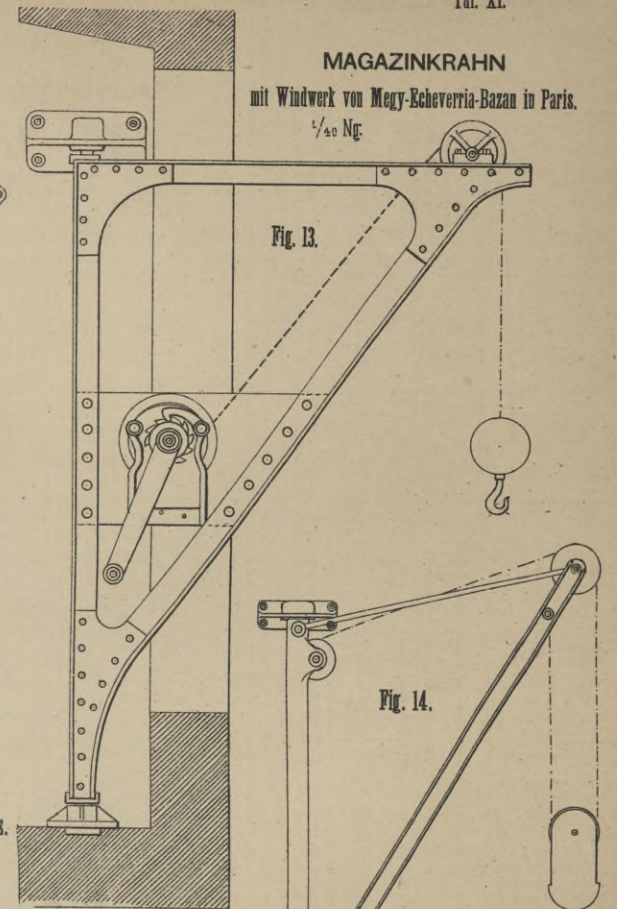


Fig. 13.

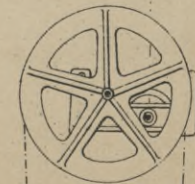
Fig. 14.

MAGAZINKRAHN

mit Windwerk von Megy-Echeverria-Bazan in Paris.

$\frac{1}{40}$ Ng.

$\frac{1}{50}$ Ng.

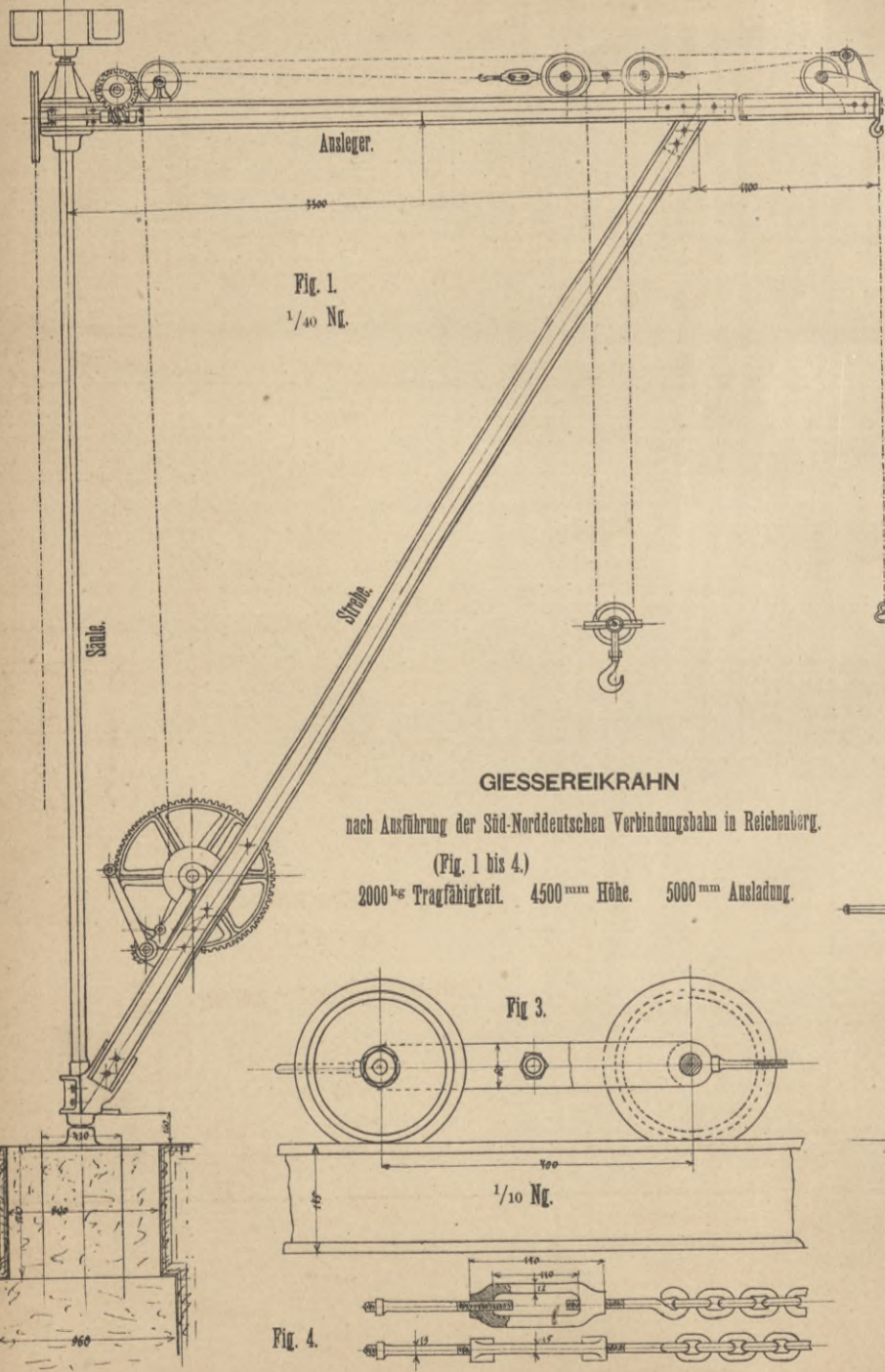


WANDKRAHN

mit hohler gusseiserner Säule und besonders montirtem Windwerk von Megy-Echeverria-

Bazan in Paris.

Oberes Niveau.



GIESSEREIKRAHN
nach Ausführung der Süd-Norddeutschen Verbindungsbahn in Reichenberg.
(Fig. 1 bis 4.)
2000 kg Tragfähigkeit. 4500 mm Höhe. 5000 mm Ausladung.

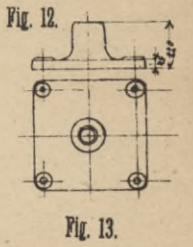
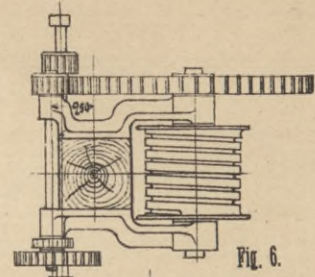
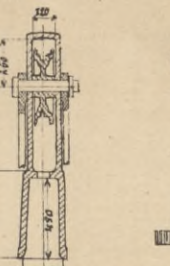
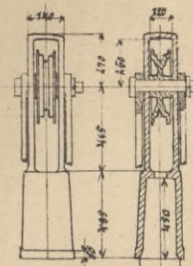
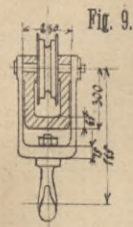
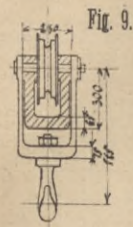
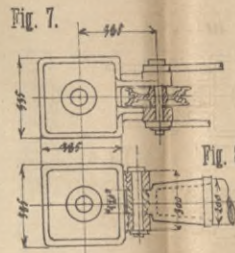
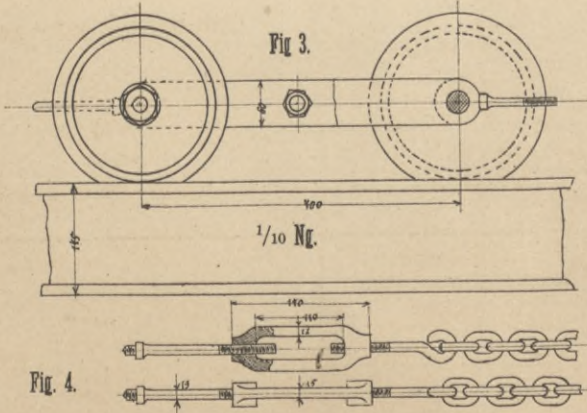
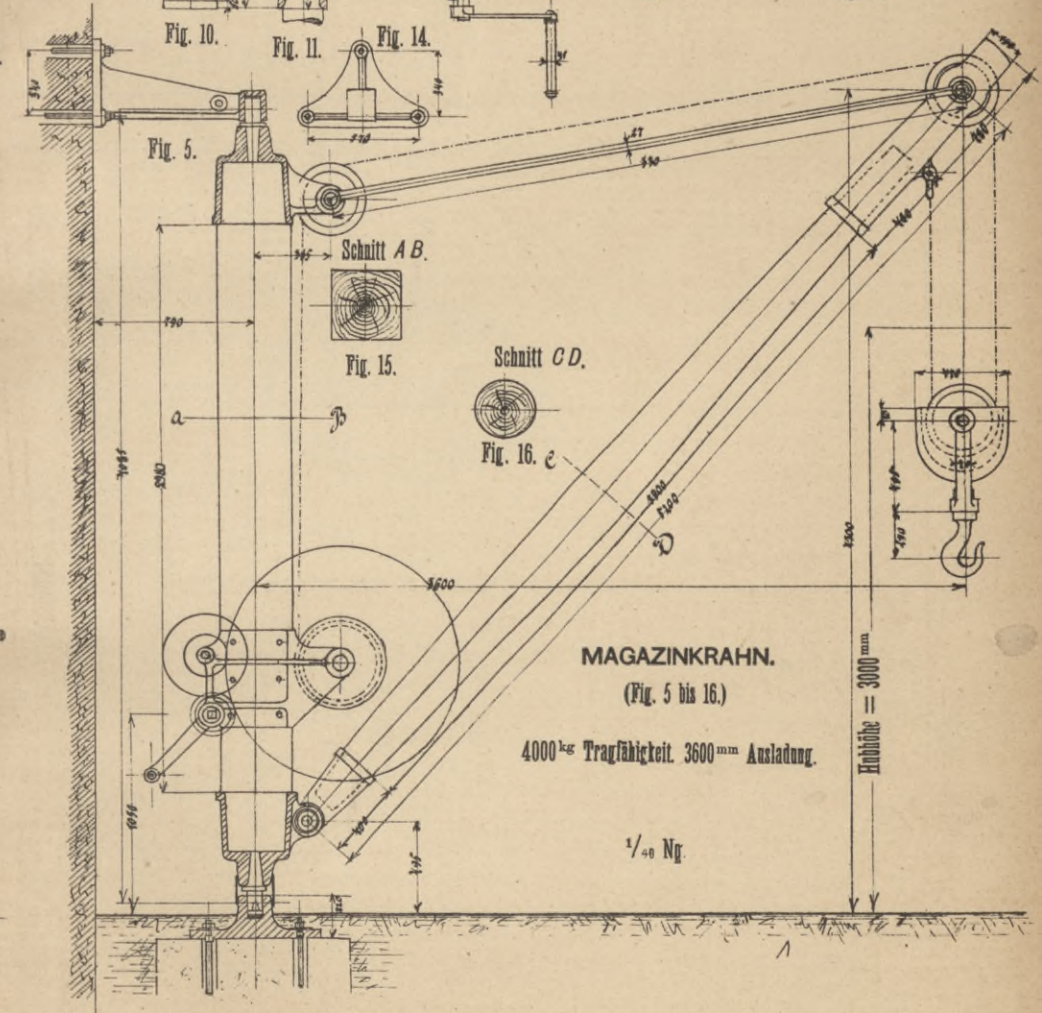
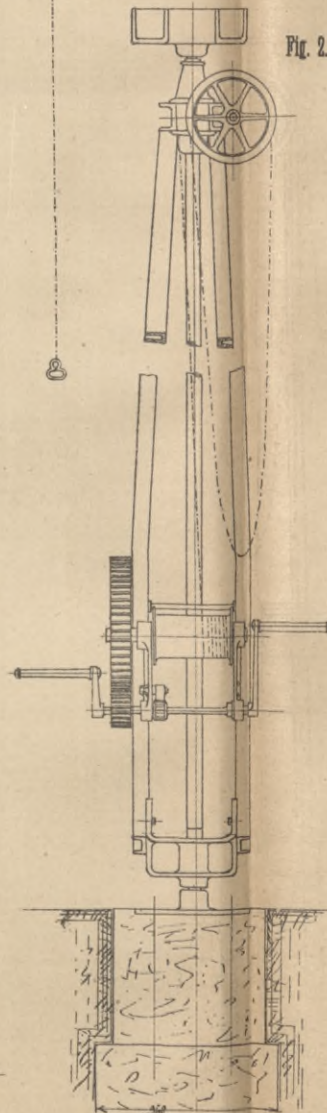


Fig. 13.





1/4 Ng.
(Fig. 1 bis 4 und 7.)

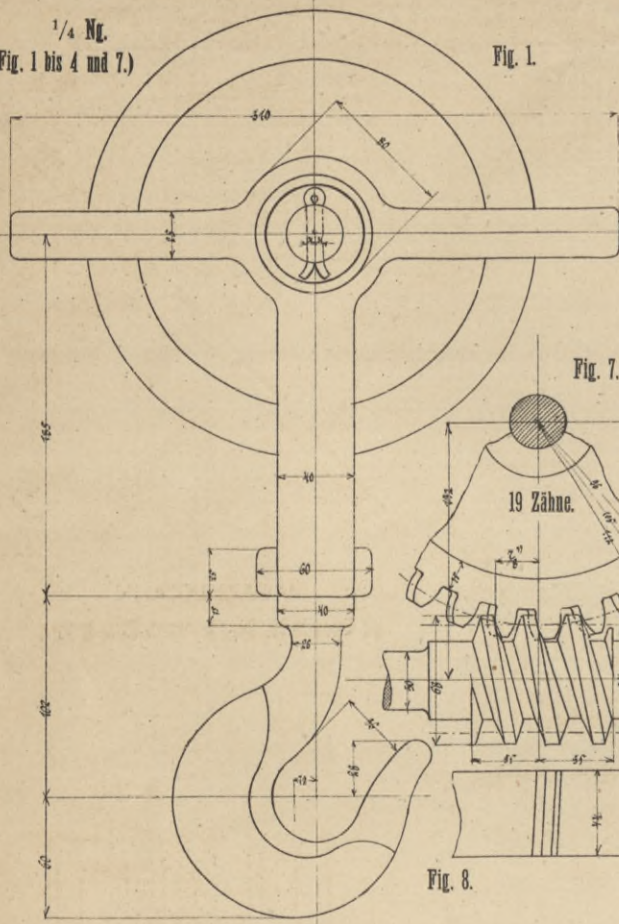


Fig. 1.

(Fig. 1 bis 14.)

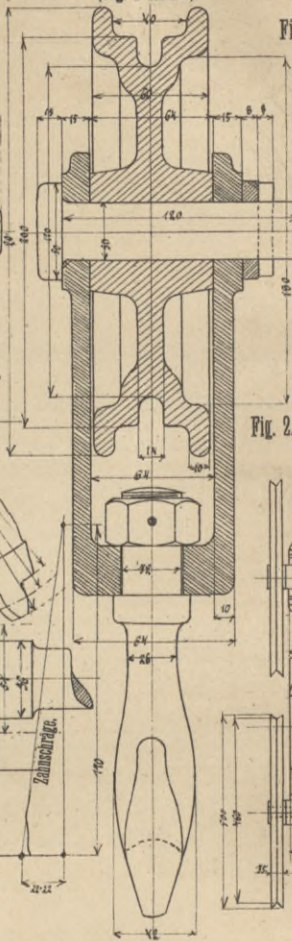


Fig. 2.

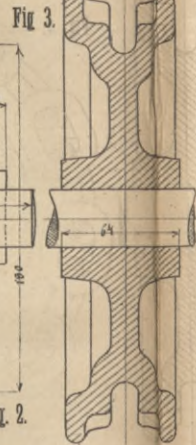


Fig. 3.

Fig. 4.

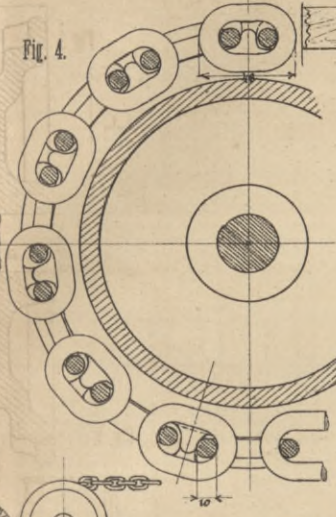


Fig. 5.

11 Zähne. (Fig. 5 und 6.)

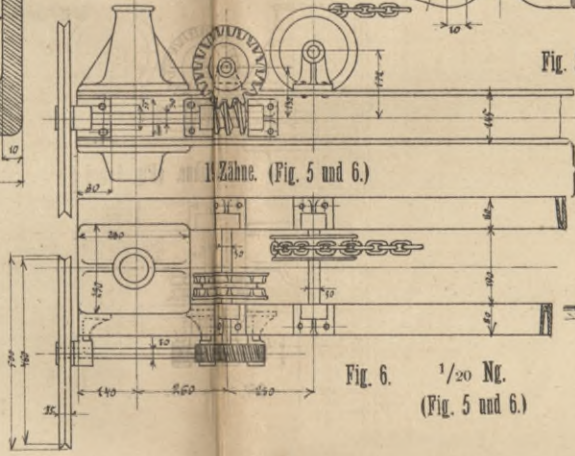


Fig. 6. 1/20 Ng.
(Fig. 5 und 6.)

Fig. 7.

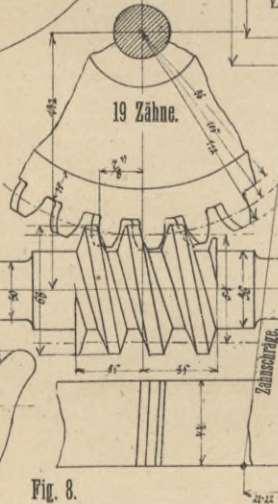
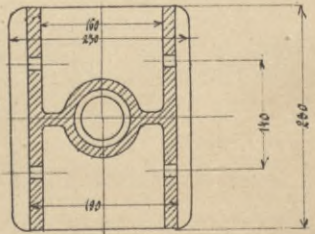


Fig. 8.

Fig. 10.



(Fig. 9)

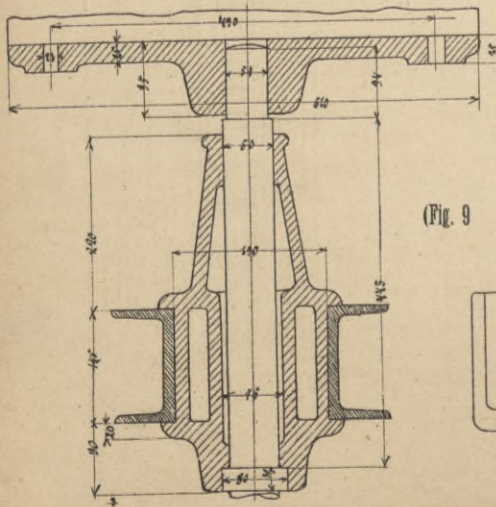
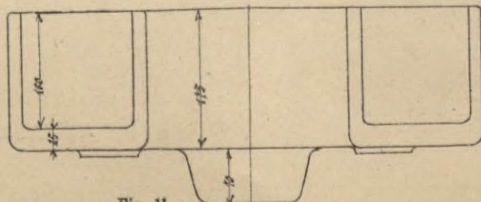


Fig. 11.



1/10 Ng.
(Fig. 9 bis 14.)

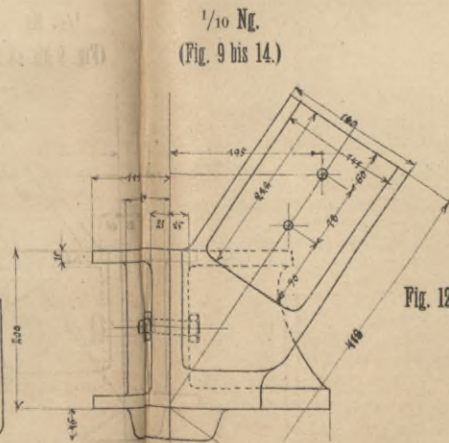


Fig. 12.

Fig. 13.

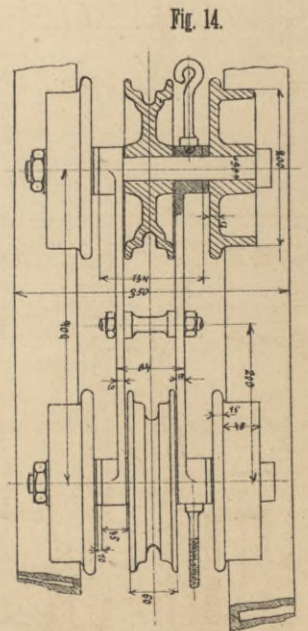
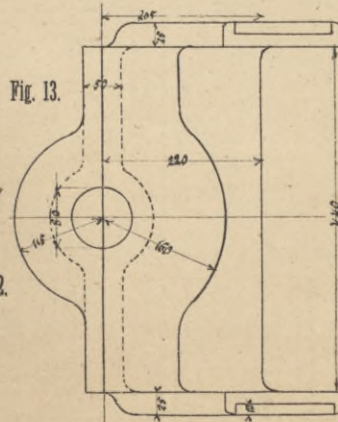
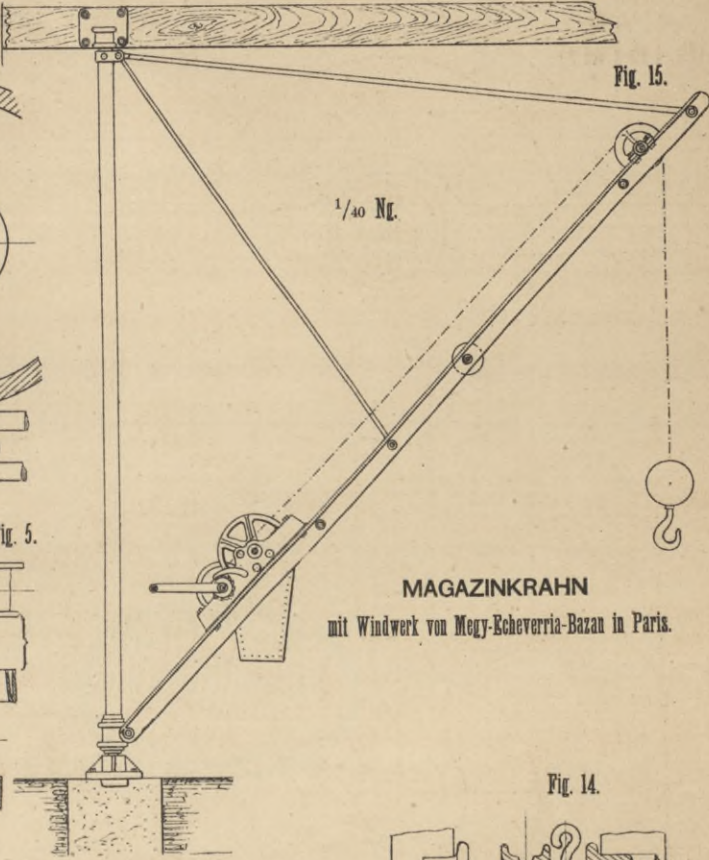


Fig. 14.



MAGAZINKRAHN
mit Windwerk von Megy-Echeverria-Bazan in Paris.



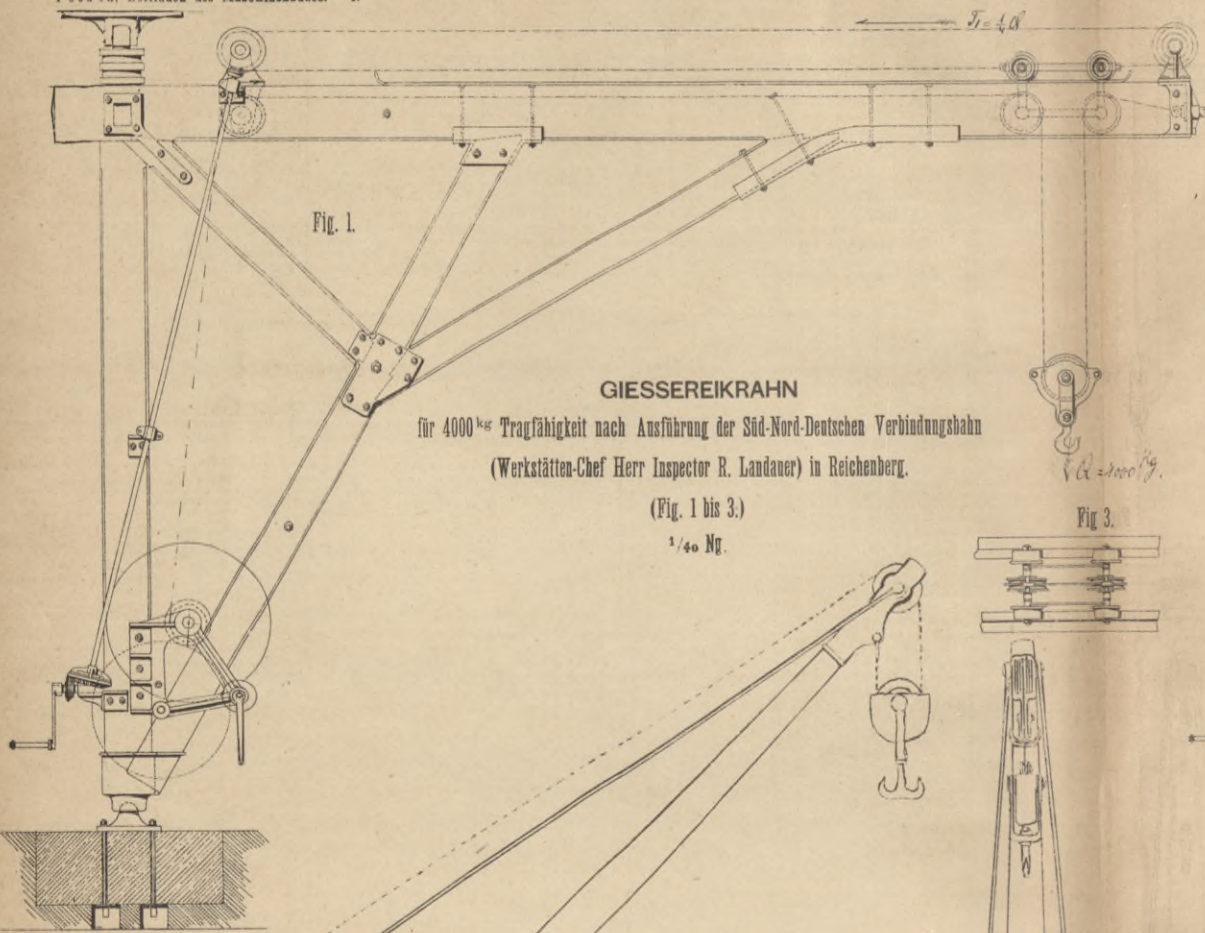


Fig. 1.

GIESSEREIKRAHN

für 4000^{kg} Tragfähigkeit nach Ausführung der Süd-Nord-Deutschen Verbindungsbahn
(Werkstätten-Chef Herr Inspector R. Landauer) in Reichenberg.

(Fig. 1 bis 3.)

1/40 Ng.

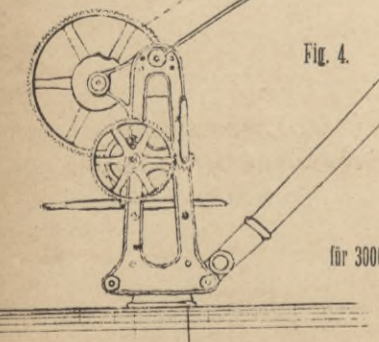


Fig. 4.

FREISTEHENDER KRAHN

für 3000^{kg} Tragfähigkeit nach Ausführung der Ottakringer Eisengießerei und Maschinen-
Fabrik Reinhard Fernau & Co. in Wien.

(Fig. 4 und 5.) 1/40 Nz.

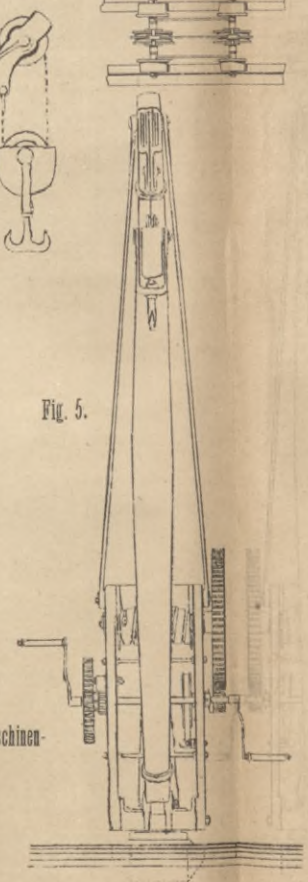


Fig. 5.

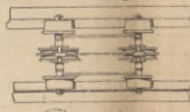


Fig. 3.

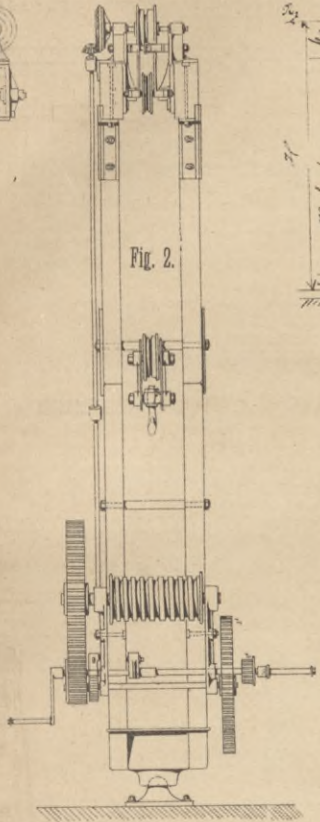


Fig. 2.

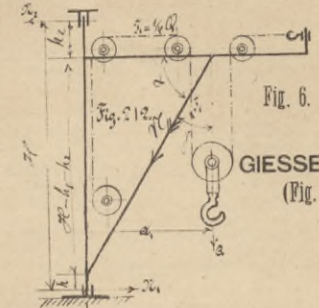


Fig. 6.

GIESSEREIKRAHN
(Fig. 6 und 7.)

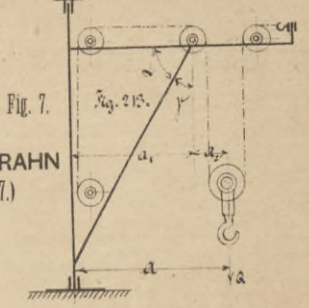


Fig. 7.

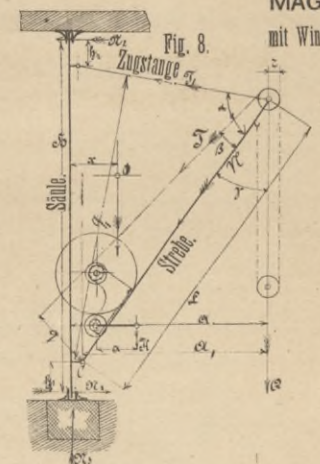


Fig. 8.

MAGAZINKRAHN
mit Windwerk an der Strebe.

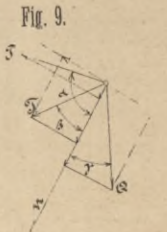


Fig. 9.

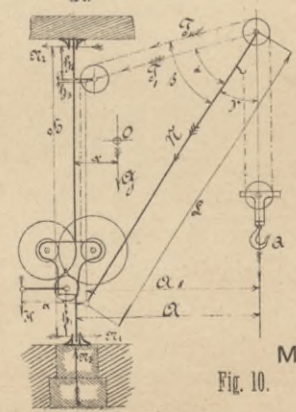


Fig. 10.

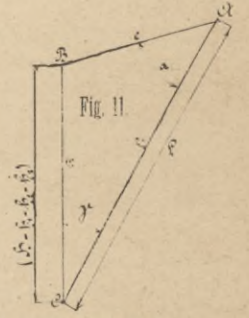


Fig. 11.

MAGAZINKRAHN
MIT WINDWERK AN DER SÄULE.

(Fig. 10 und 11.)



Fig. 12.

Strebenguerschnitte.
(Fig. 12 bis 14.)

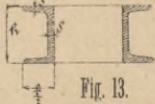


Fig. 13.

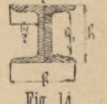


Fig. 14.



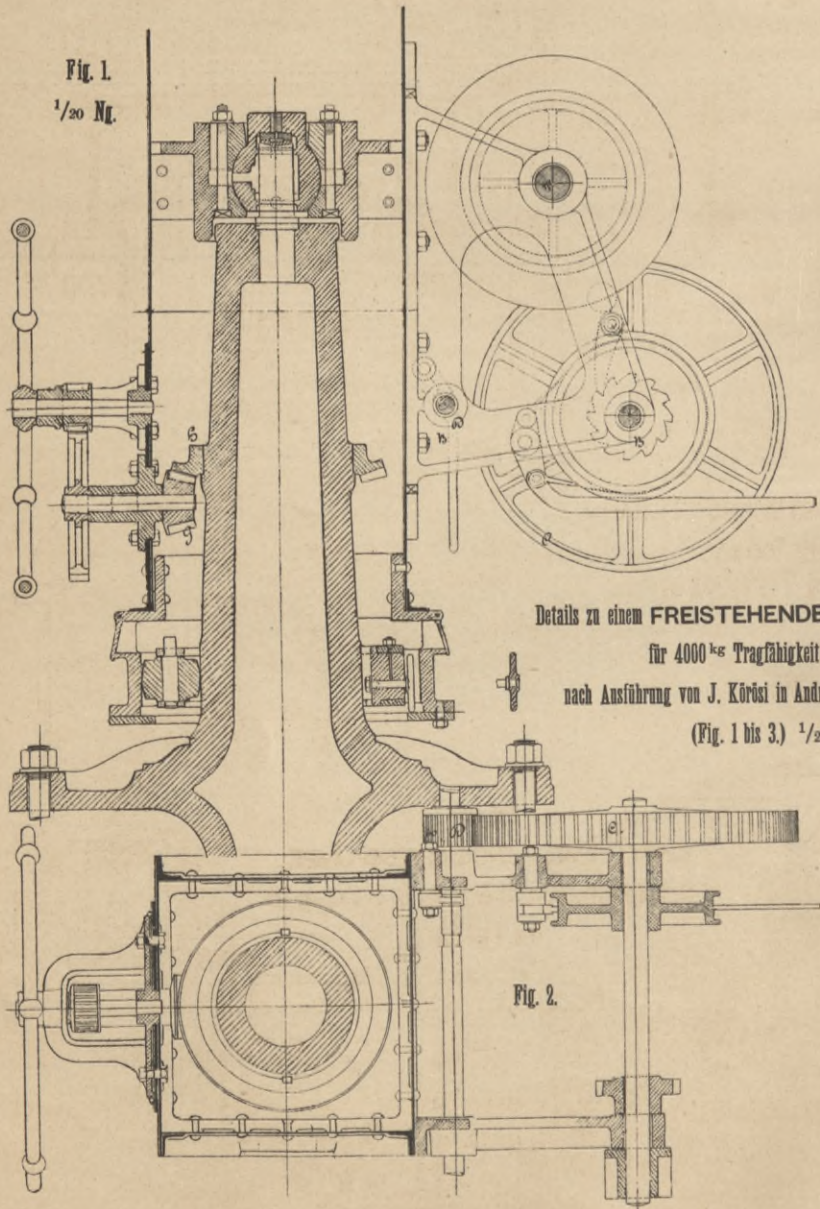


Fig. 1.
1/20 Ng.

Details zu einem FREISTEHENDEN KRAHN
für 4000^{kg} Tragfähigkeit
nach Ausführung von J. Körösi in Andritz bei Graz.
(Fig. 1 bis 3.) 1/20 Ng.

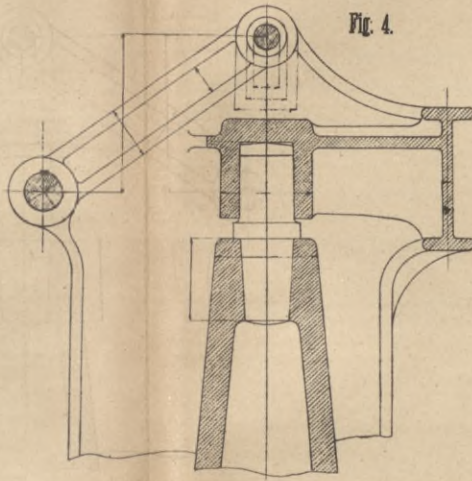


Fig. 4.

Details zu einem FREISTEHENDEN KRAHN
für 6000^{kg} Tragfähigkeit.
(Fig. 4 bis 6.) 1/20 Ng.

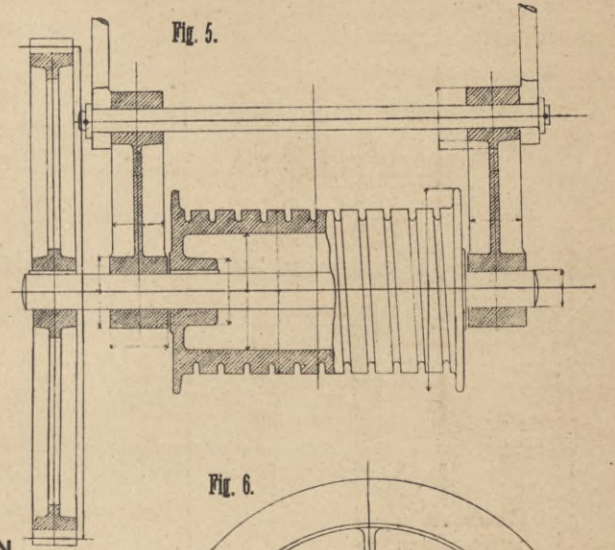


Fig. 5.

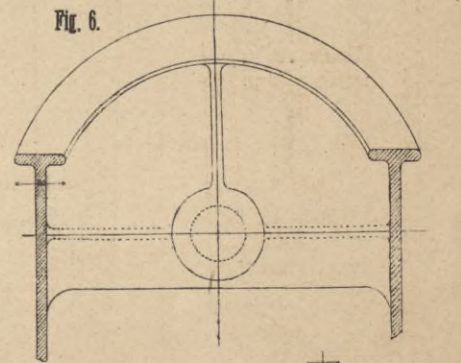


Fig. 6.

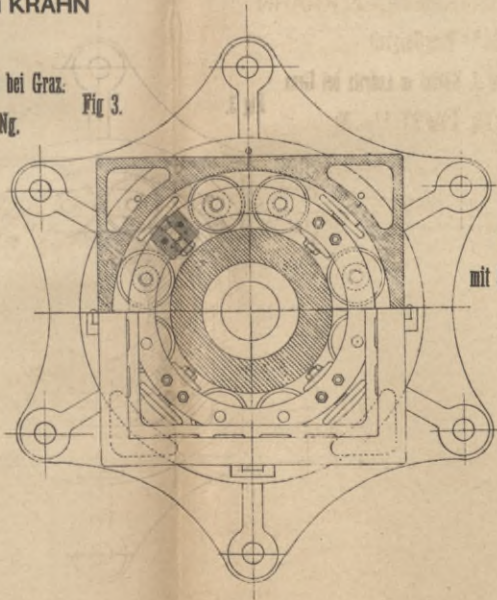


Fig. 3.

Horizontale
EINFACH WIRKENDE SPEISEPUMPE
mit 58^{mm} Kolbendurchmesser und 60^{mm} Hub für 65 minütliche Hübe.
(Fig. 7 und 8.)

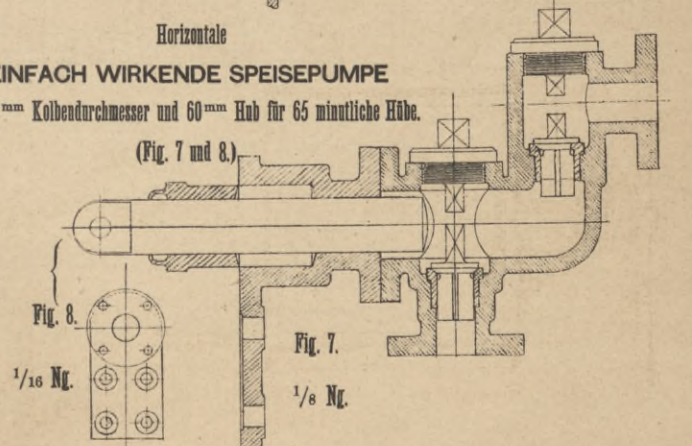


Fig. 8.

1/16 Ng.

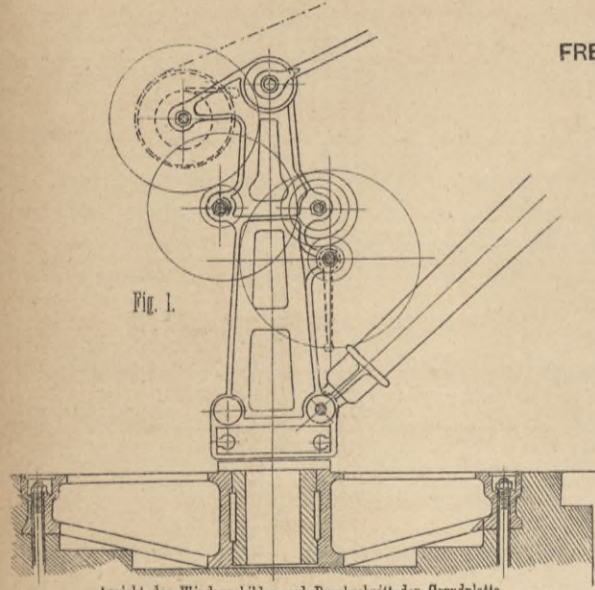
Fig. 7.

1/8 Ng.



FREISTEHENDER KRAHN.

Constructive Details.
(Fig. 1 bis 8.)



Ansicht des Windschildes und Durchschnitt der Grundplatte.

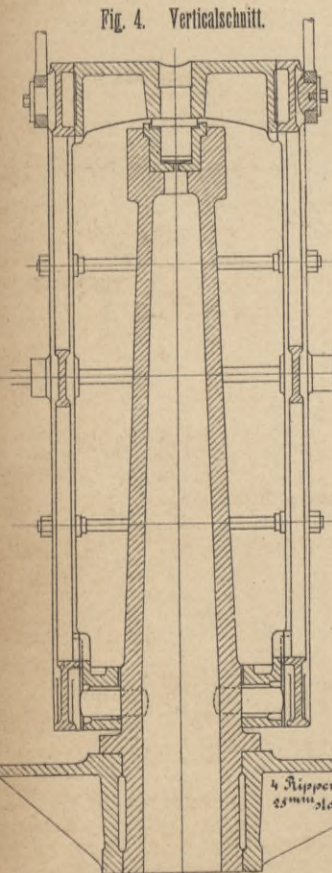
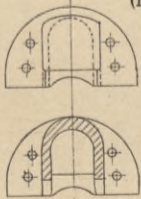


Fig. 4. Verticalschnitt.

Fig. 5. Constructive Details.
(Fig. 1 bis 8.)



Oberes Querstück.
(Fig. 5 und 6.)

Fig. 6.

Fig. 7.

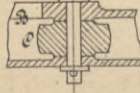
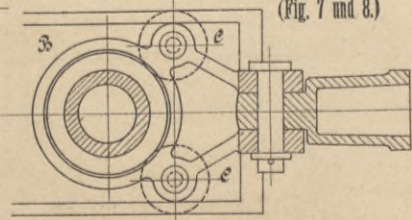


Fig. 8.

Rollenlagerung.
(Fig. 7 und 8.)



4 Rippen
25mm stark

Ansicht des Windwerkes und Säulendurchschnitt.

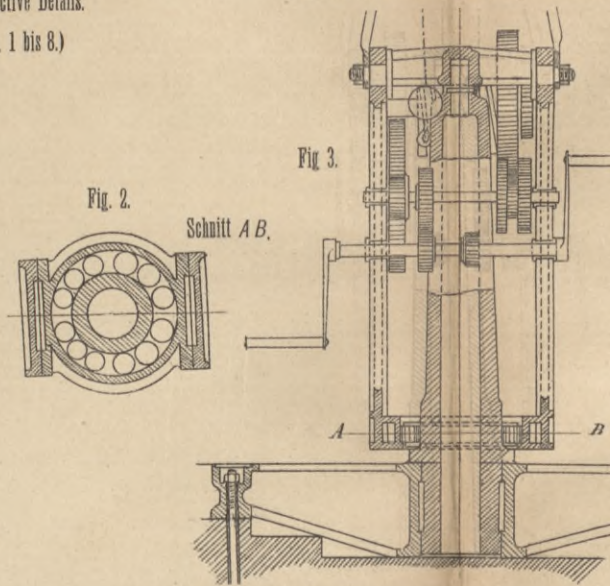


Fig. 3.

Fig. 2.

Schnitt A B.

Fig. 9.

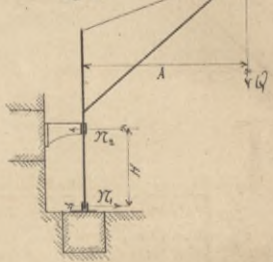
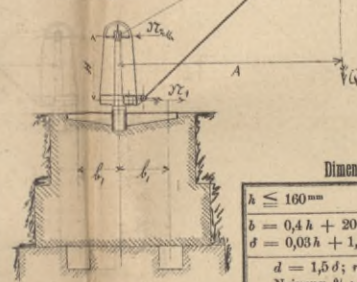
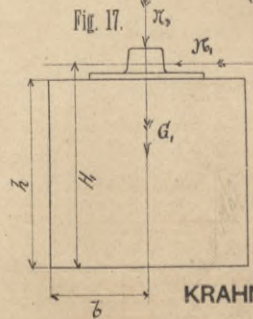


Fig. 10.



KRAHN-AUFSTELLUNG.

(Fig. 9, 10 und 19.)



KRAHN-FUNDAMENT.

(Fig. 17 und 18.)

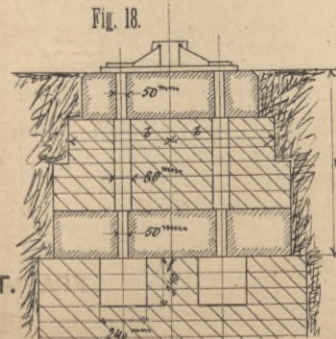


Fig. 18.

Einfachwirkende SPEISEPUMPE.

(Fig. 20 bis 22.)

1/10 Ng

Fig. 20



Fig. 21.

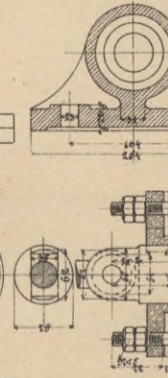
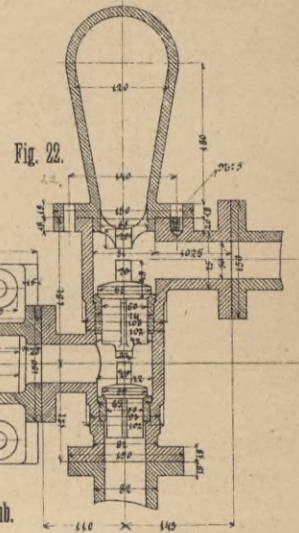


Fig. 22.



75mm Kolbendurchmesser. 150mm Hub.

Dimensionen zu Fig. 14.
 $d = 0,1b + 1mm$
 $h = 0,77b$
 $r = 0,8d$
 $q = 0,4d$
 $q_1 = 0,2d$
 Neigung der Seitenfläche des Stoges: $p = 4^\circ$.

Stützung des drehbaren Krahngestelles.

Fig. 11.

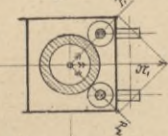
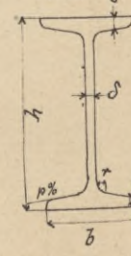


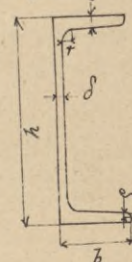
Fig. 12.



Dimensionen zu Fig. 12.

$h \leq 160mm$	$h \geq 160mm$
$b = 0,4h + 20mm$	$b = 0,3h + 36mm$
$d = 0,03h + 1,6mm$	$d = 0,04h$
$d = 1,5d; r = 1,2d; q = 0,6d;$	
Neigung $1/10$: $p = 0,02h + 7$.	

Fig. 13.



Dimensionen zu Fig. 13.

$b = 0,25h + 25mm$
 $d = 0,025h + 4mm$
 $d = 1,5d$
 $r = 1,5d$
 $q = 0,6d$
 Neigung $1/10$: $p = 0,01h + 7$.

Fig. 14.

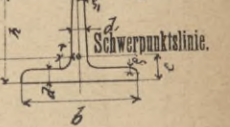
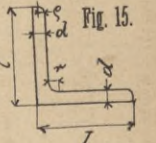


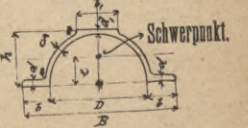
Fig. 15.



Dimensionen zu Fig. 15.

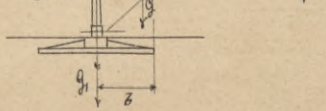
$r = d$
 $q = 0,5d$
 l und b nach der Tabelle.

Fig. 16.



Abrundung der Ecken. (Fig. 16.)
 $r = d$

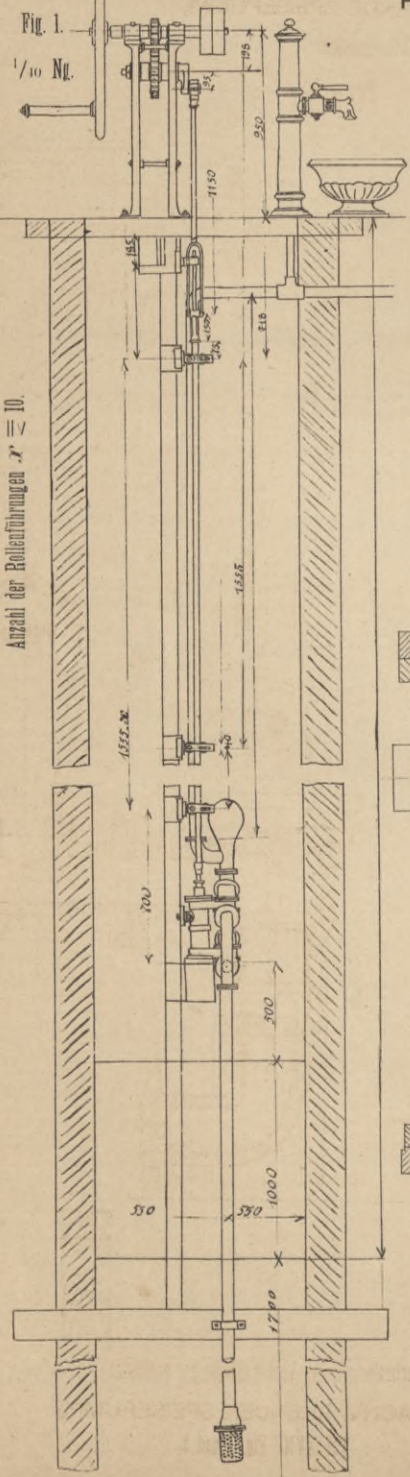
Fig. 19.



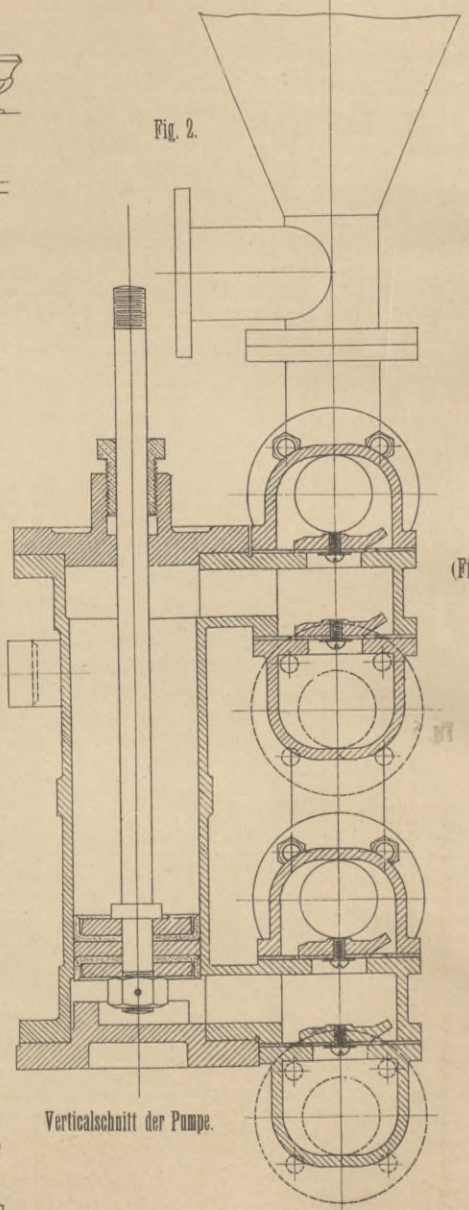


Pechan, Leitfaden des Maschinenbaues. I.

HANDPUMPE mit Antrieb durch Handschwungrad und Räderübersetzung nach Ausführung von Colmar Schreck in Reichenberg.

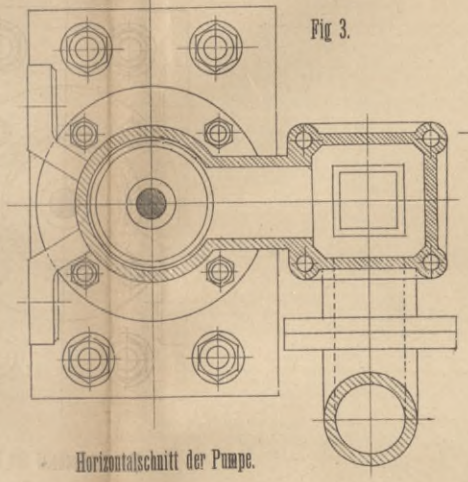


(Fig. 1 bis 4.)

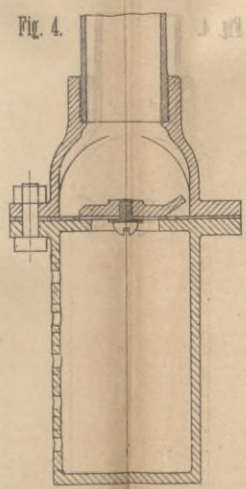


Verticalschnitt der Pumpe.

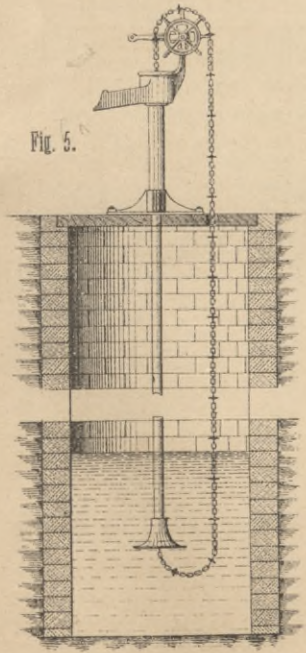
1/5 Ng.
(Fig. 2 bis 4.)



Horizontalschnitt der Pumpe.



Sangkorb mit Sangventil.



KETTENPUMPE.

Horizontale EINFACHWIRKENDE SPEISEPUMPE mit Excenterantrieb.

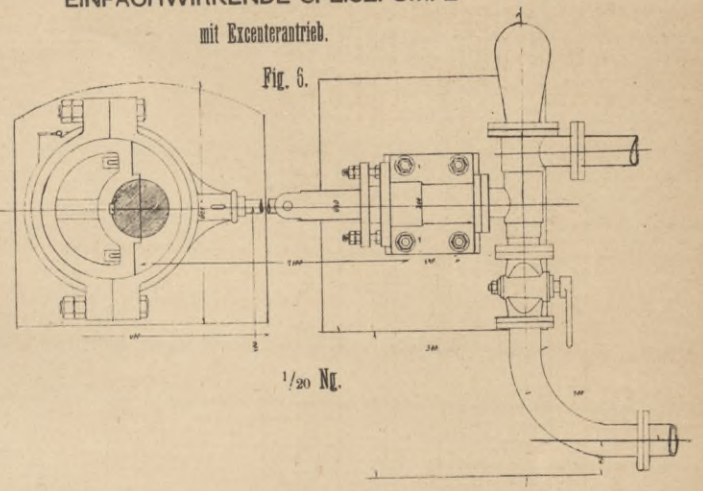


Fig. 6.

1/20 Ng.

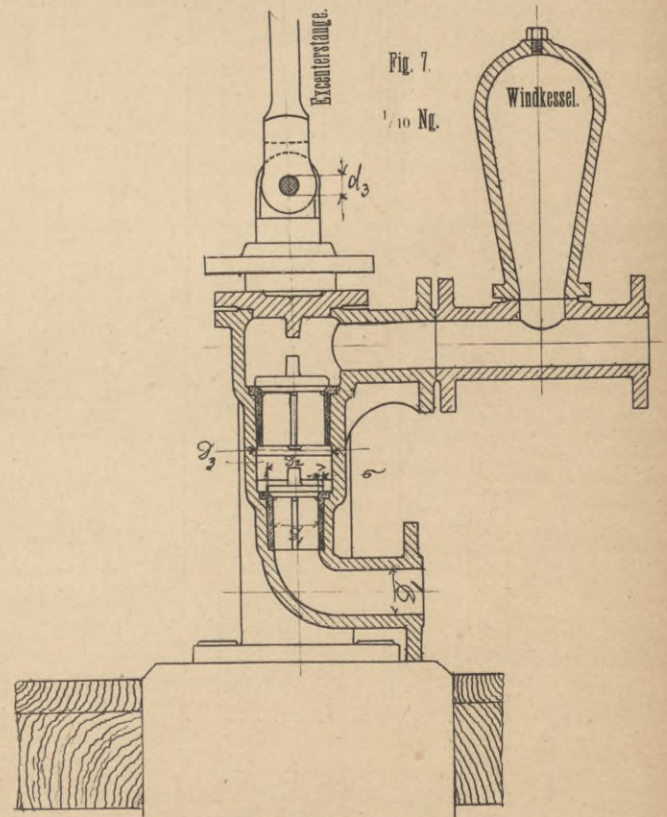


Fig. 7.

1/10 Ng.

Verticalschnitt des Ventilgehäuses zur verticalen EINFACHWIRKENDEN SPEISEPUMPE

Taf. XVIII, Fig. 4 und 5.



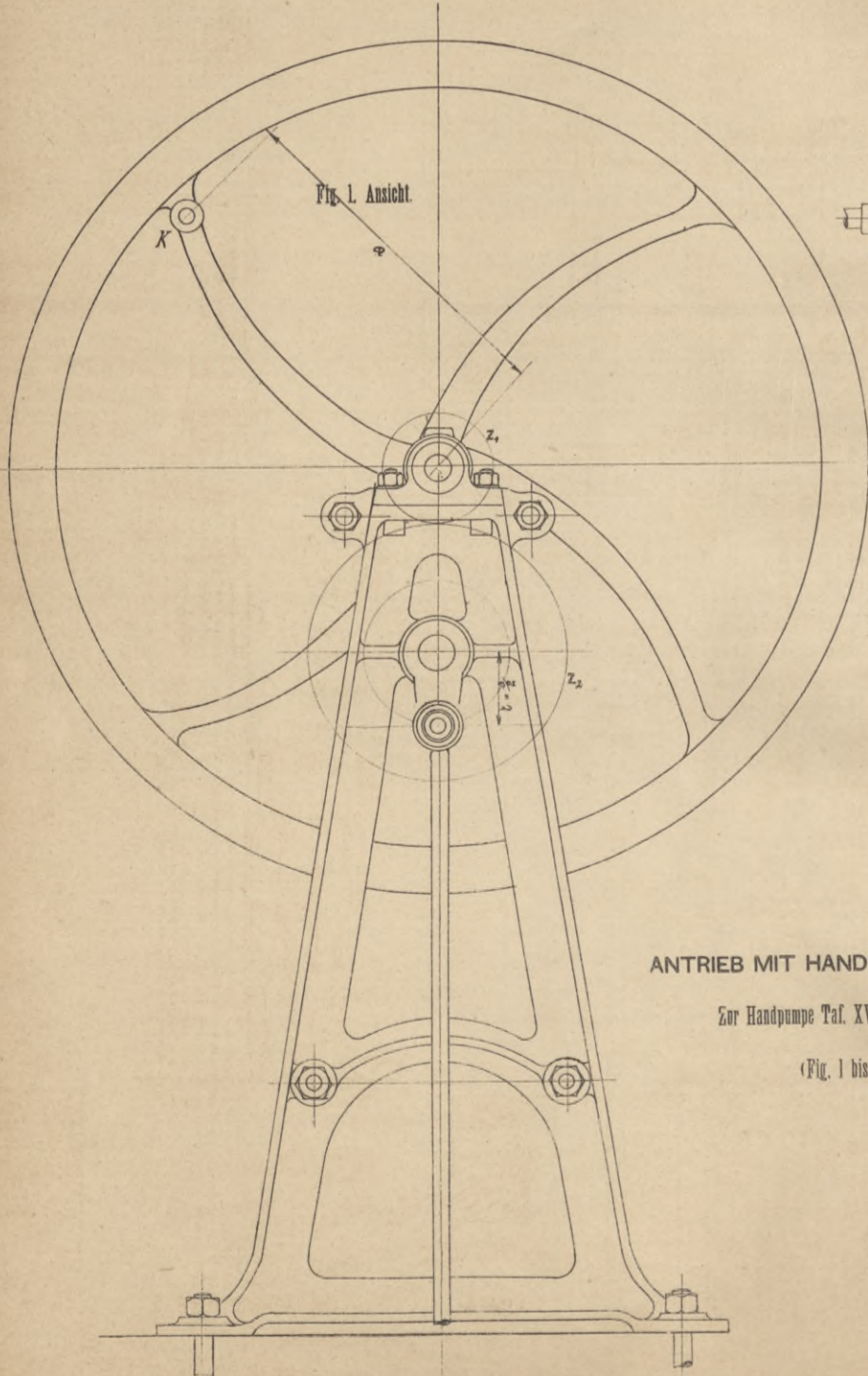


Fig. 1. Ansicht.

ANTRIEB MIT HANDSCHWUNGRAD.

Zur Handpumpe Taf. XVII, Fig. 1 bis 4.

(Fig. 1 bis 3.)

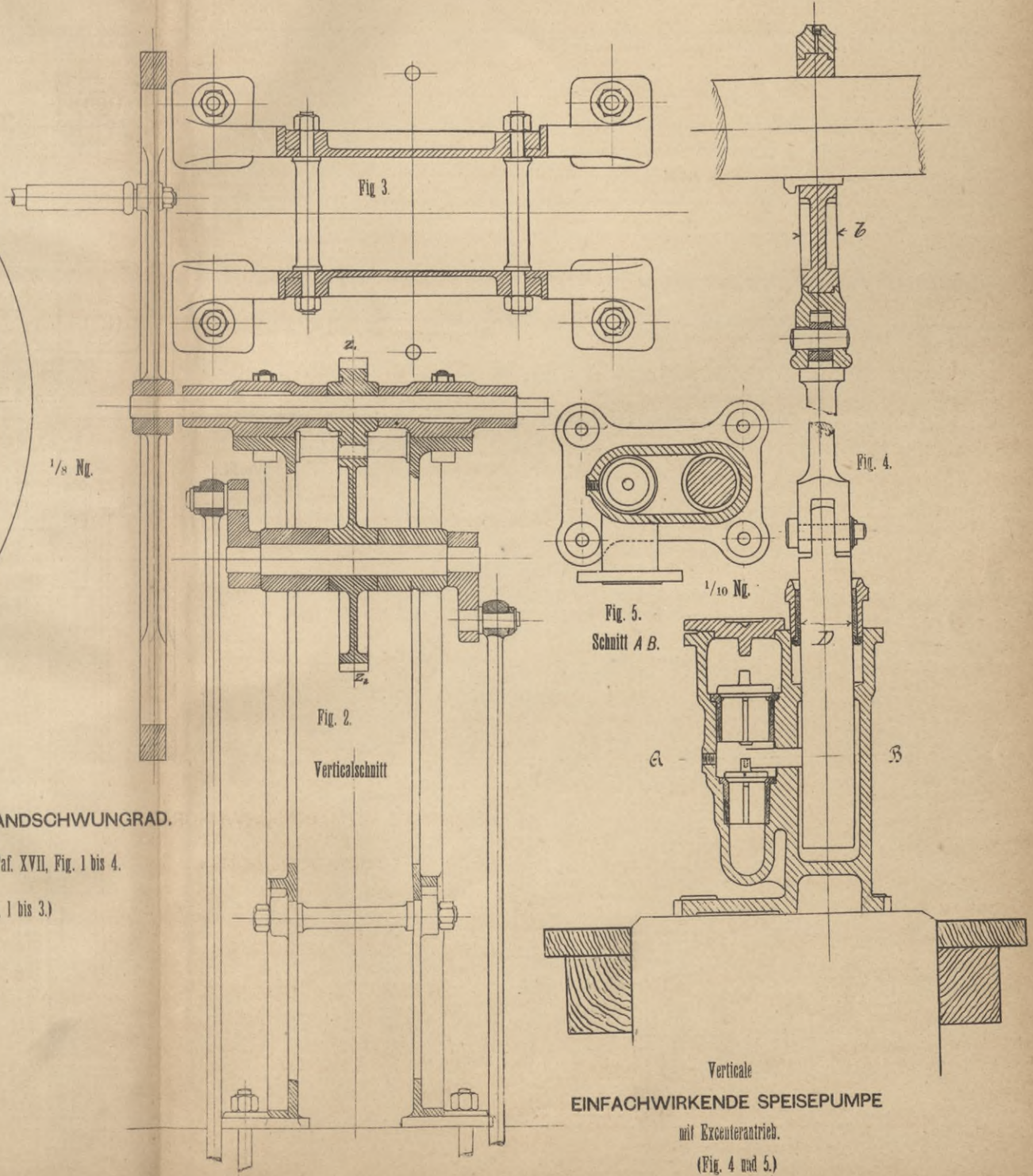


Fig. 3.

Fig. 2.

Verticallschnitt

Fig. 5.
Schnitt A B.

Fig. 4.

Verticale
EINFACHWIRKENDE SPEISEPUMPE
mit Excenterantrieb.
(Fig. 4 und 5.)



Fig. 2. Verticale freistehende DAMPFpumpe
Seitenansicht.
mit 105 mm Kolbendurchmesser, 270 mm Hub.

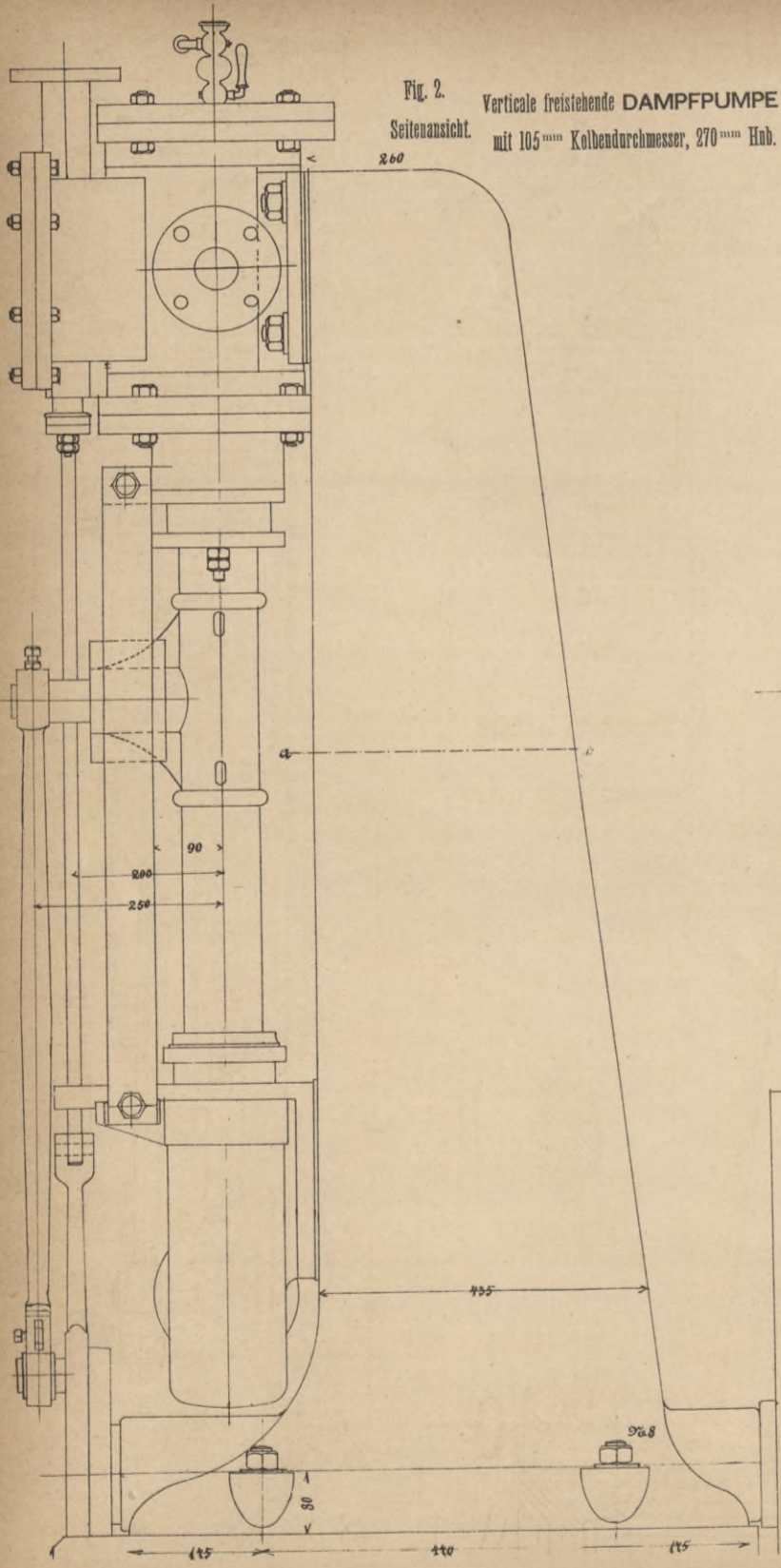


Fig. 1. Verticalschnitt.

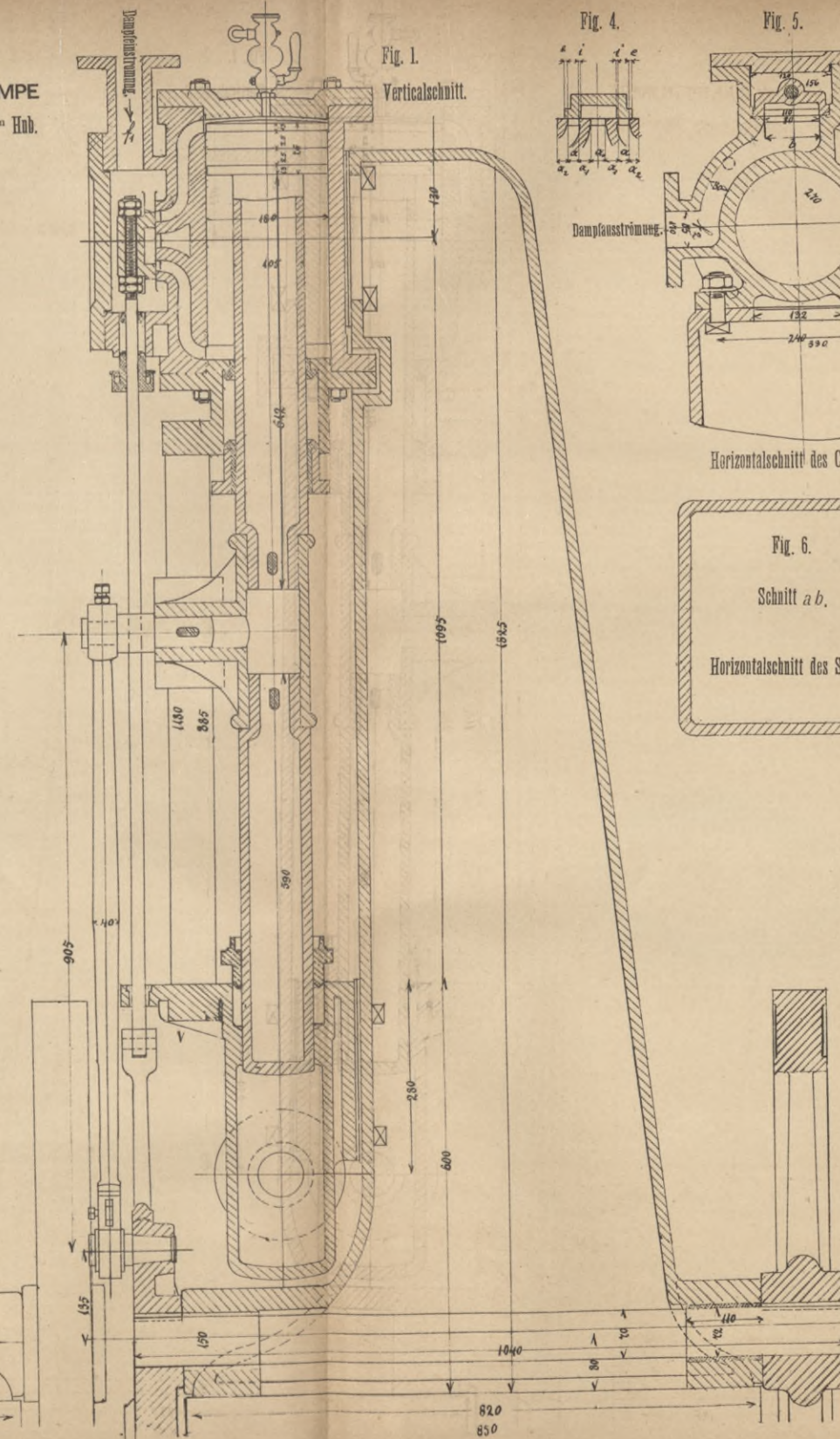
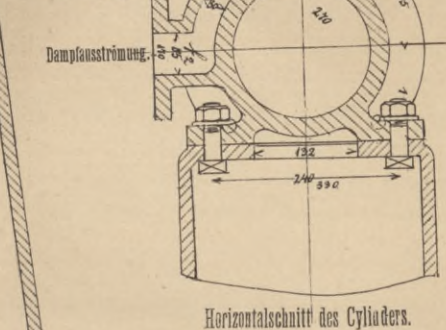


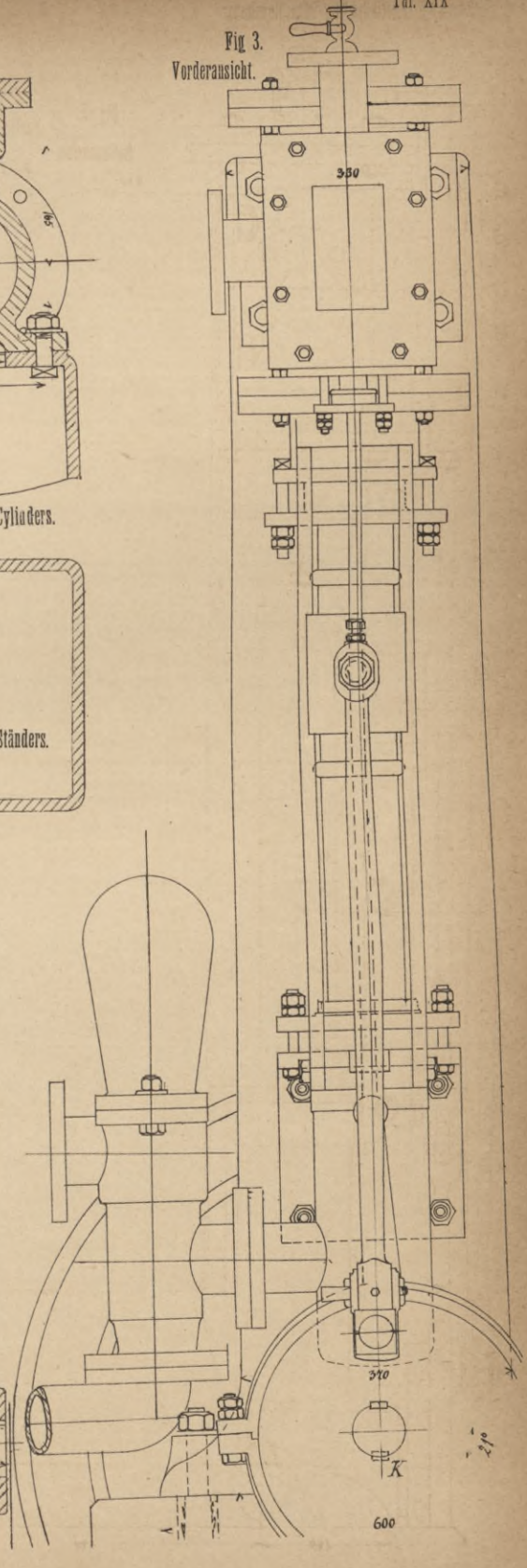
Fig. 4. Dampfauströmung.

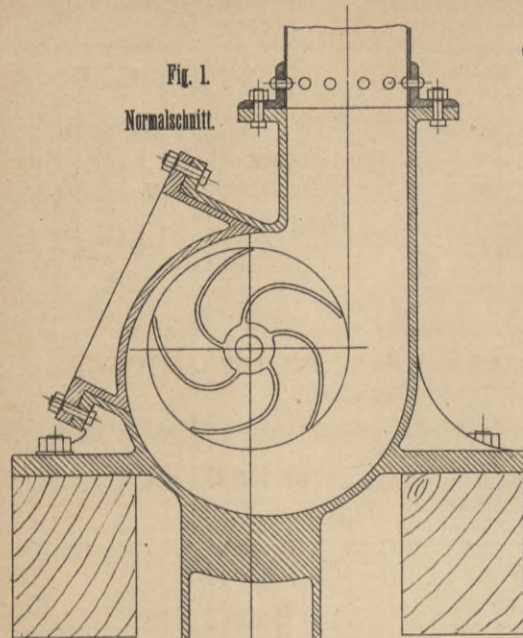


Horizontalschnitt des Cylinders.

Fig. 6. Schnitt ab.
Horizontalschnitt des Ständers.

Fig. 3. Vorderansicht.





CENTRIFUGALPUMPE.

(Fig. 1 und 2.)

$\frac{1}{10}$ Ng.

Fig. 2.
Achsischnitt.

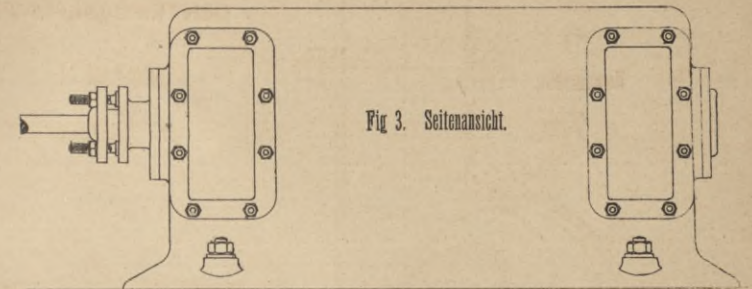
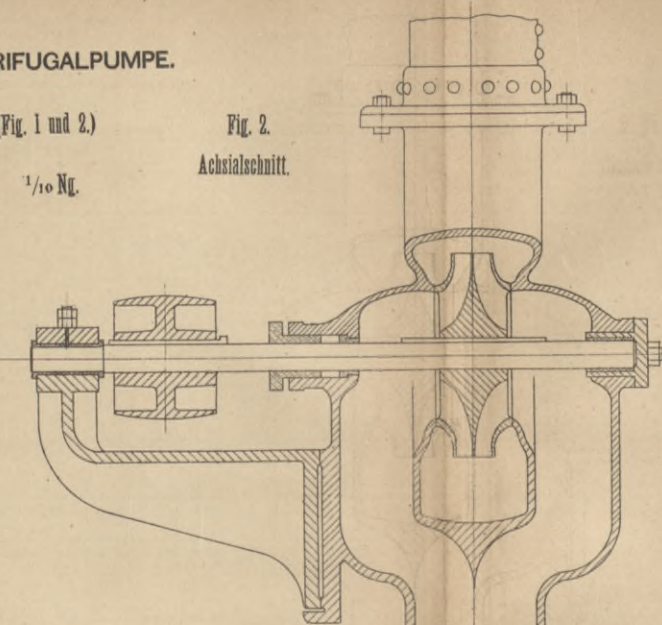


Fig. 3. Seitenansicht.

CONDENSATOR MIT HORIZONTALER LUFTPUMPE.

(Fig. 3 bis 10.)

CONDENSATOR MIT HORIZONTALER LUFTPUMPE.

(Fig. 3 bis 10.)

- a* Abfluss des Gemisches zum Condensationsraum.
- b* Dampfzuzuss aus dem Dampfzylinder.
- c* Zufluss des Injectionswassers (Einspritzwassers).
- d* Einspritzventil.
- e* Zeiger zur Scala für die Stellung des Einspritzhahnes.

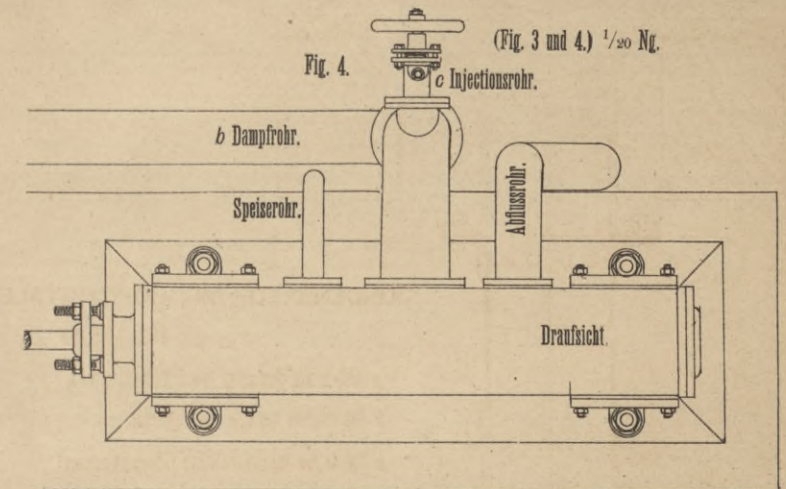


Fig. 4.

(Fig. 3 und 4.) $\frac{1}{20}$ Ng.

c Injectionsrohr.

b Dampfrohr.

Speiserrohr.

Abflussrohr.

Draufsicht.

Dampfzuführungsrohr und Einspritzventil.

(Fig. 5 bis 10.)

(Fig. 7 bis 10.)

$\frac{1}{5}$ Ng.

Flanschenverbindung.

Fig. 7.

Spindelführung.
Fig. 9.

Hahnführung.
Fig. 10.

(Fig. 5 und 6.)
 $\frac{1}{10}$ Ng.

Fig. 6. Stirnansicht

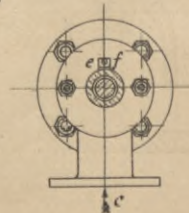
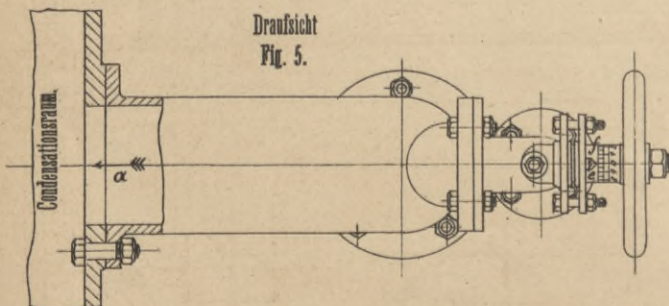
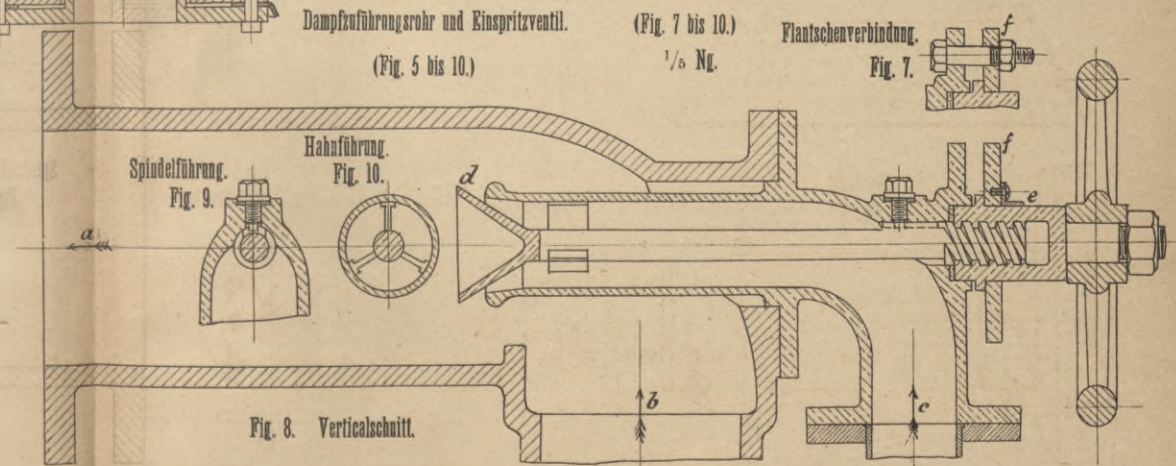
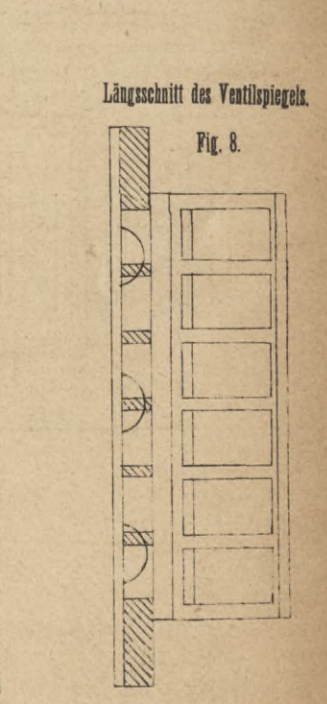
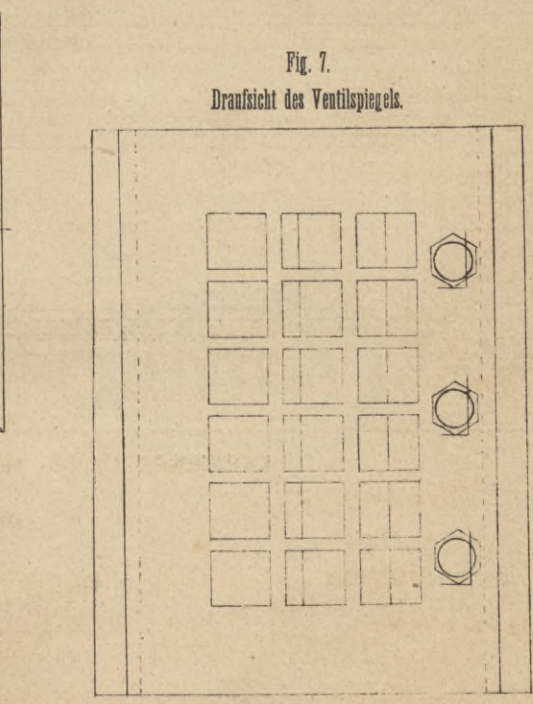
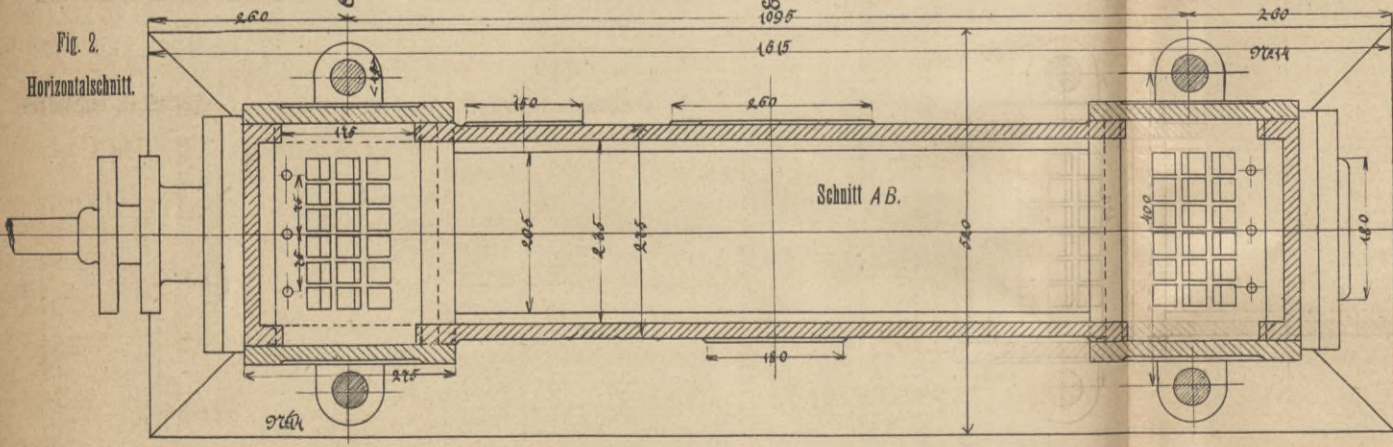
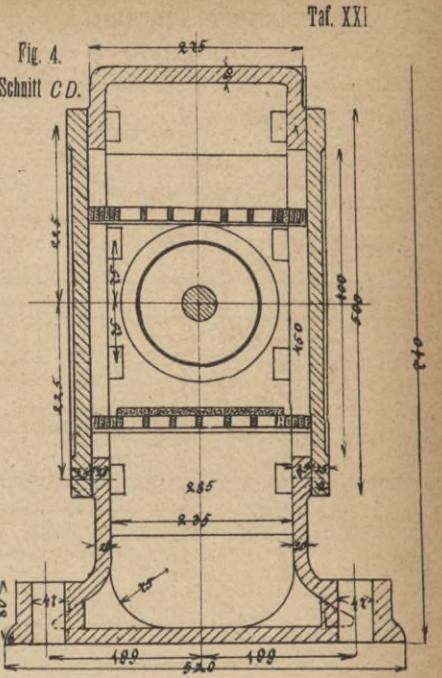
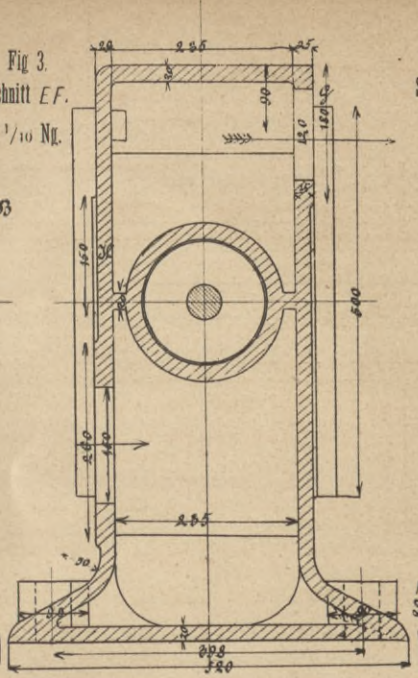
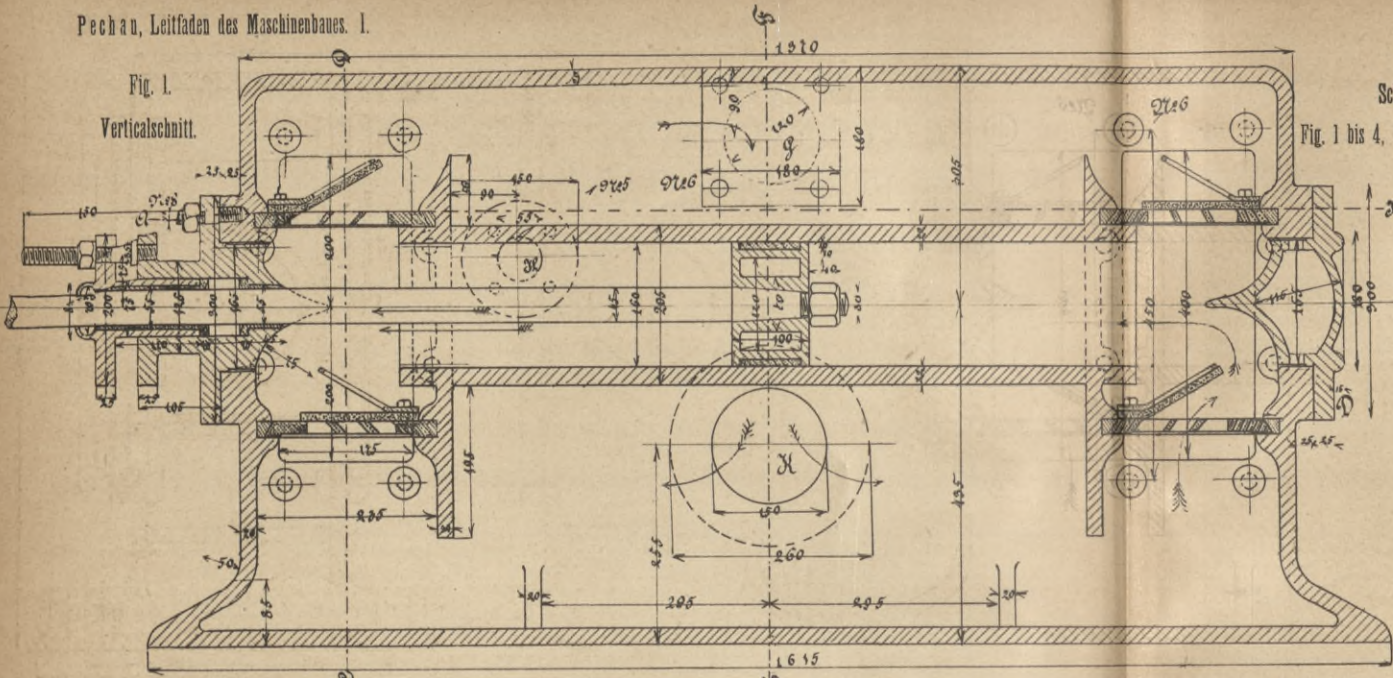


Fig. 8. Verticalschnitt.

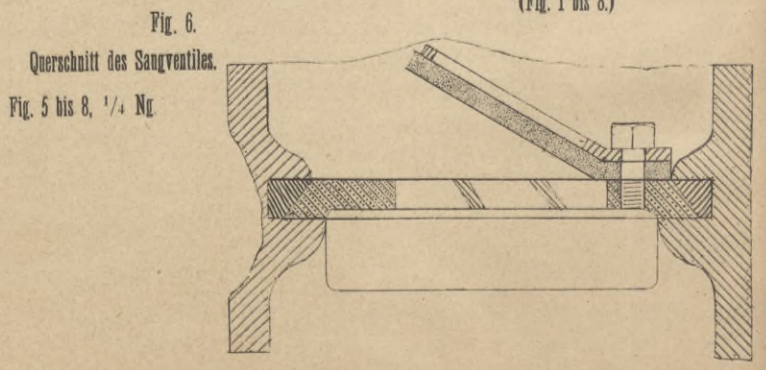
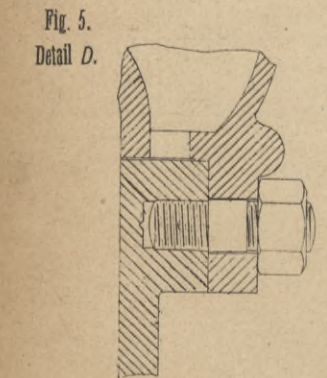


Draufsicht
Fig. 5.



CONDENSATOR MIT HORIZONTALER LUFTPUMPE.

(Fig. 1 bis 8.)





CONDENSATOR MIT VERTICALER LUFTPUMPE

nach Ausführung der Görlitzer Maschinenbauanstalt in Görlitz.

(Fig. 1 bis 6.) $\frac{1}{10}$ Ng.

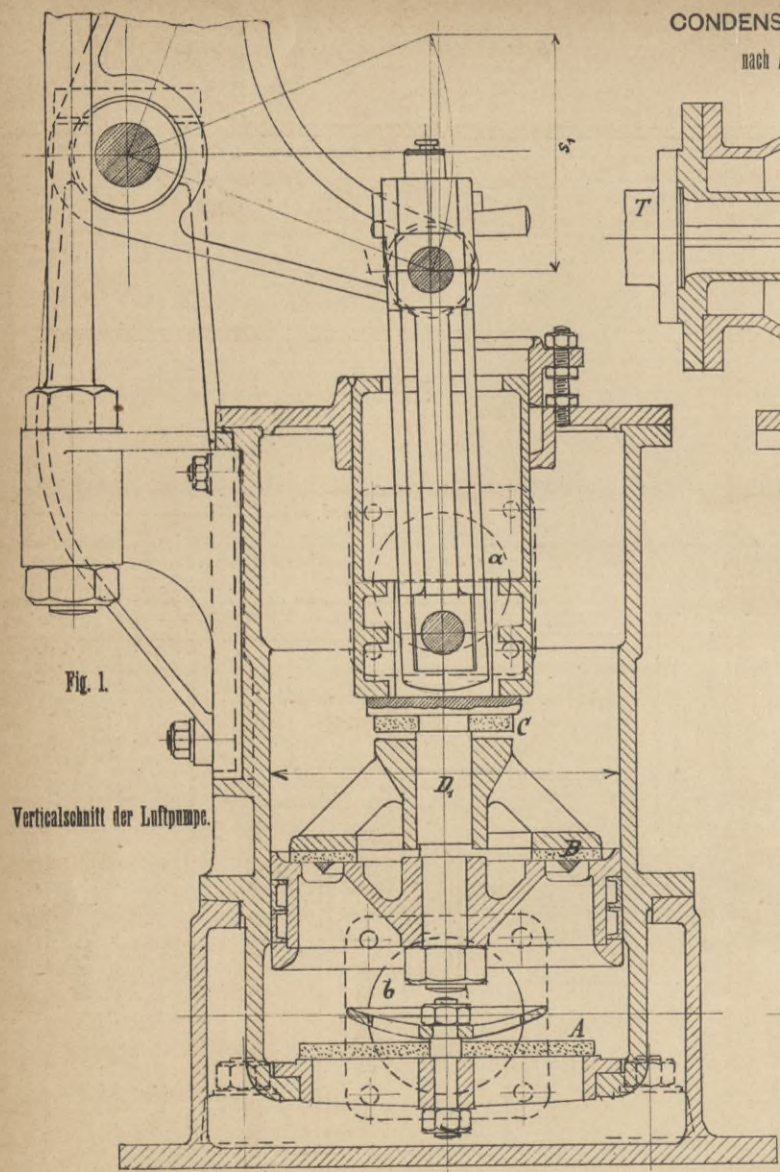


Fig. 1.

Verticalschnitt der Luftpumpe.

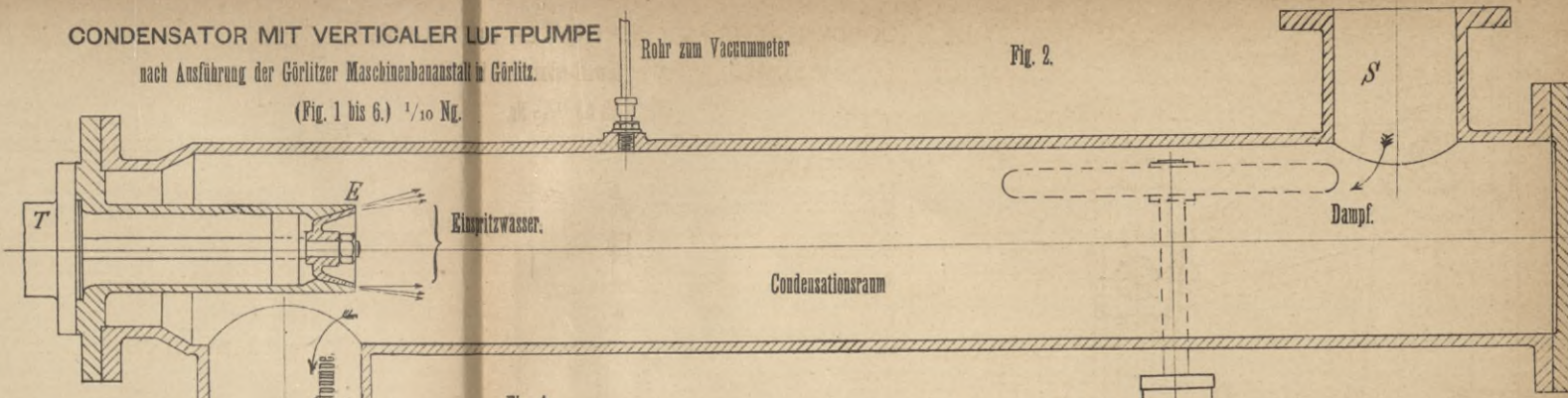


Fig. 2.

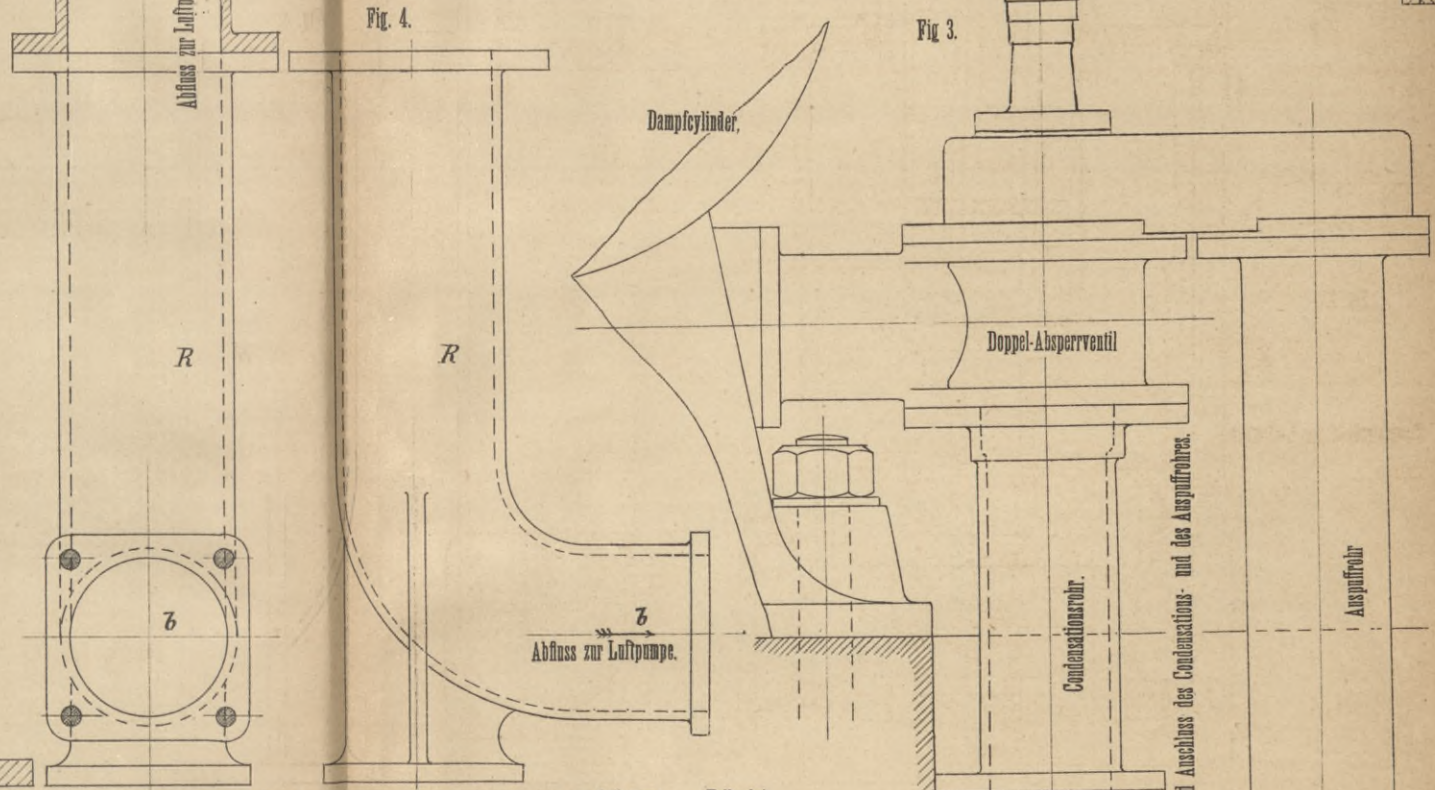
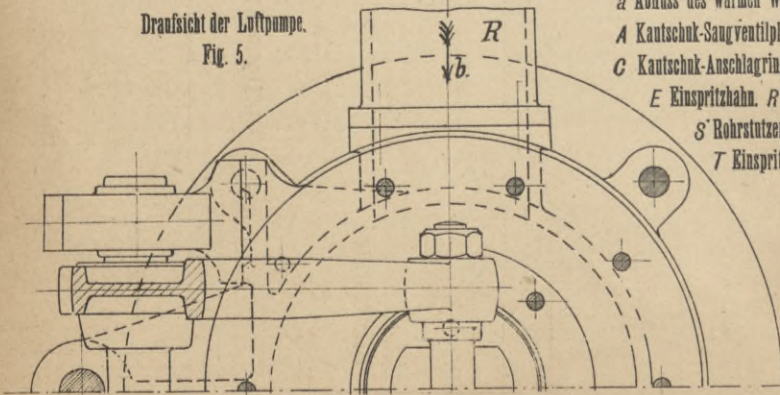


Fig. 4.

Fig. 3.

Draufsicht der Luftpumpe.

Fig. 5.



a Abfluss des warmen Wassers von der Luftpumpe. *b* Zufluss des Gemisches aus dem Condensationsraum zur Luftpumpe. *s*₁ Kolbenhub.

A Kautschuk-Saugventilplatte. *B* Kautschuk-Kolbenventilplatte.

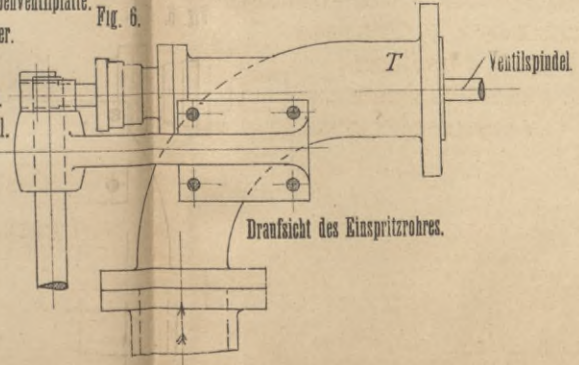
C Kautschuk-Anschlagring. *D*₁ Kolbendurchmesser.

E Einspritzzahn. *R* Verbindungsrohr.

S Rohrstützen zum Condensationsraum.

T Einspritzrohr und Einspritzventil.

Fig. 6.



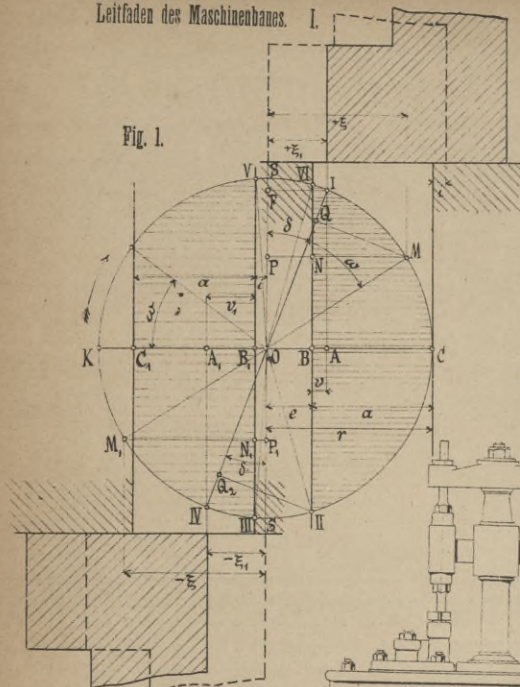
Draufsicht des Einspritzrohres.

Doppel-Absperrventil und Anschluss des Condensations- und des Auspuffrohres.

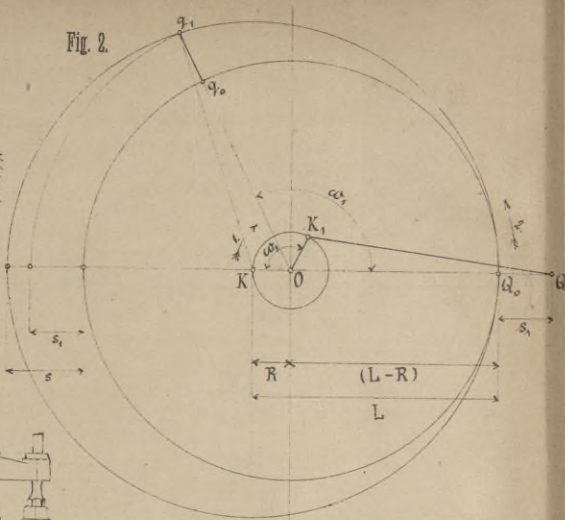
Condensationsrohr.

Auspuffrohr





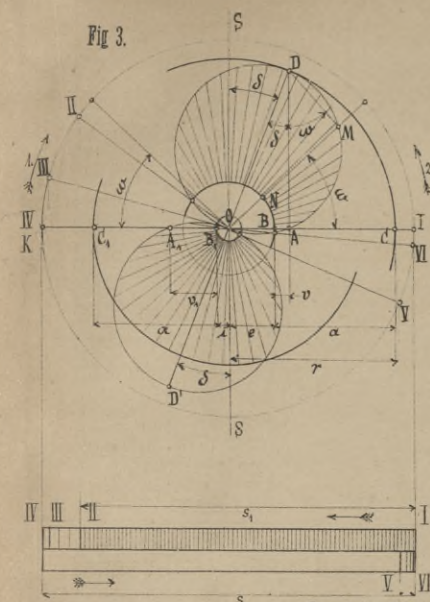
Müller'sches Schiebersteuerungs-Diagramm



Müller'sches Kolbenweg-Diagramm.

HYDRAULISCHE RÄDERPRESSE.

(Fig. 5 und 6.)



Zenner'sches Schiebersteuerungs-Diagramm.

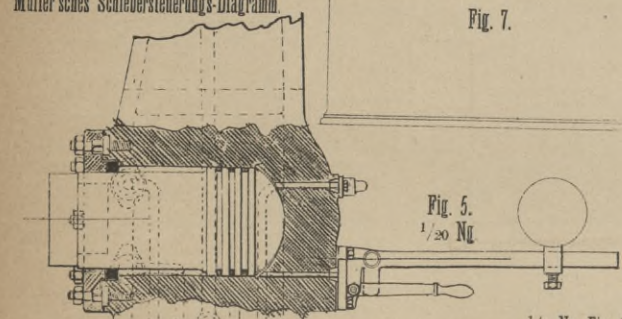
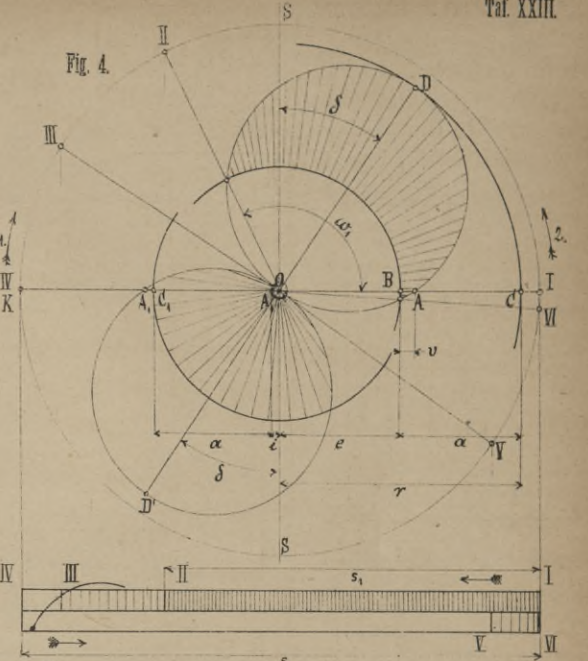


Fig. 5.
1/20 Ng.

1/5 Ng. Fig. 6.

- Verticalschnitt der Presspumpe mit Doppelkolben.
- A kleiner Kolben, Keile bei D.
- B grosser Kolben, Keile bei E.
- C Lederringe zur Dichtung.
- D, E Keillöcher zur Kolbenfeststellung.
- F Kolbenstange, G Führungsbüchse.
- H Führungsständer, J Reservoir.
- K Saugrohr, L Ventilgehäuse.
- M Verbindungschanal zum Ventilgehäuse.

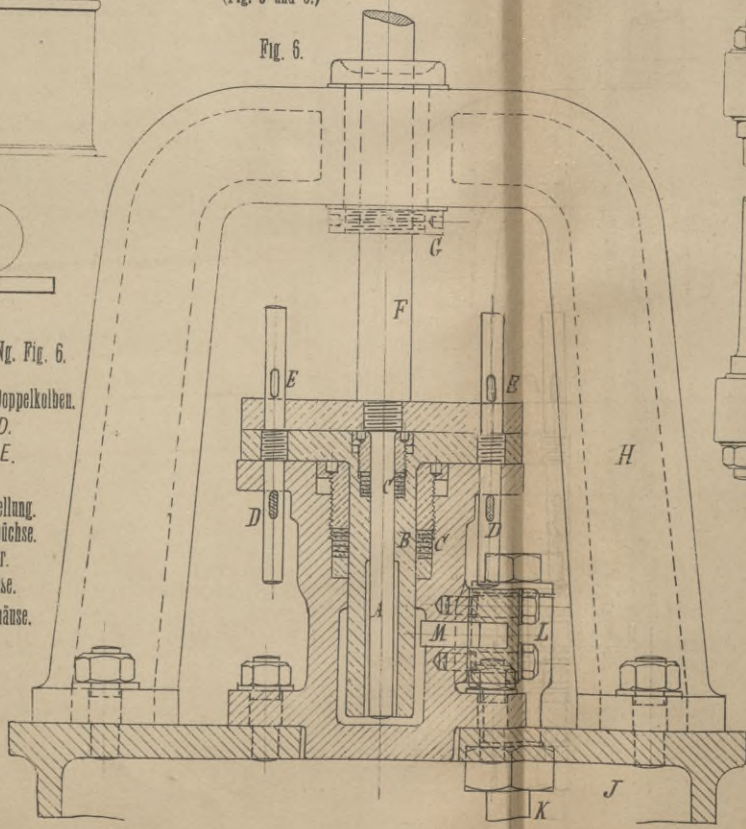


Fig. 6.

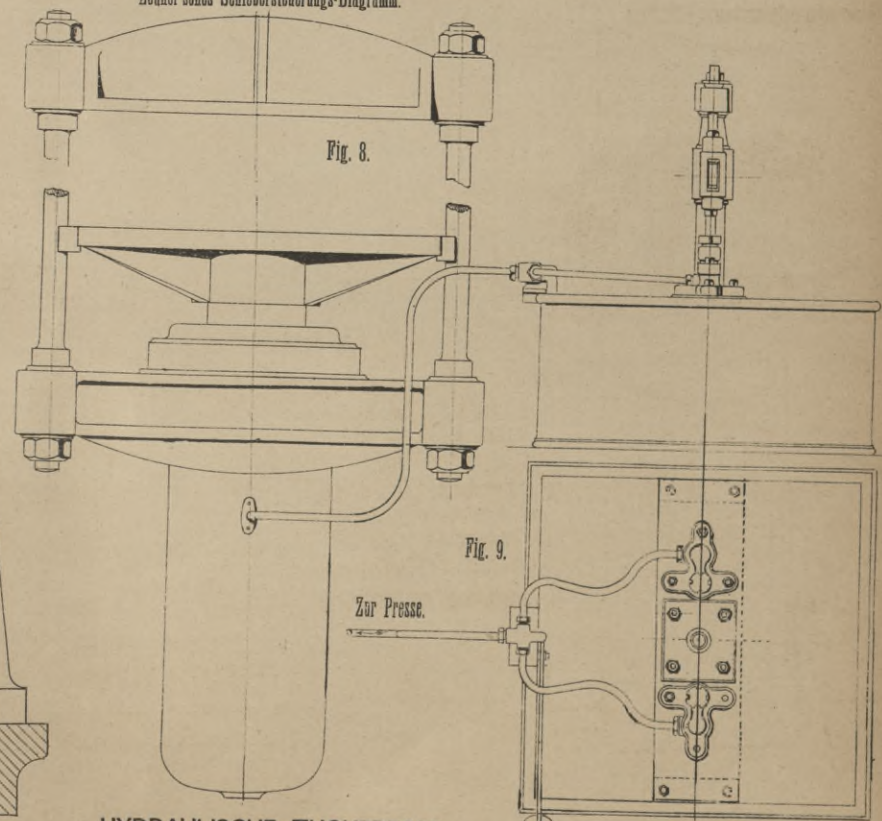


Fig. 8.

Fig. 9.

Zur Presse.

HYDRAULISCHE TUCHPRESSE

mit Handpumpe. (Fig. 7 bis 9.)

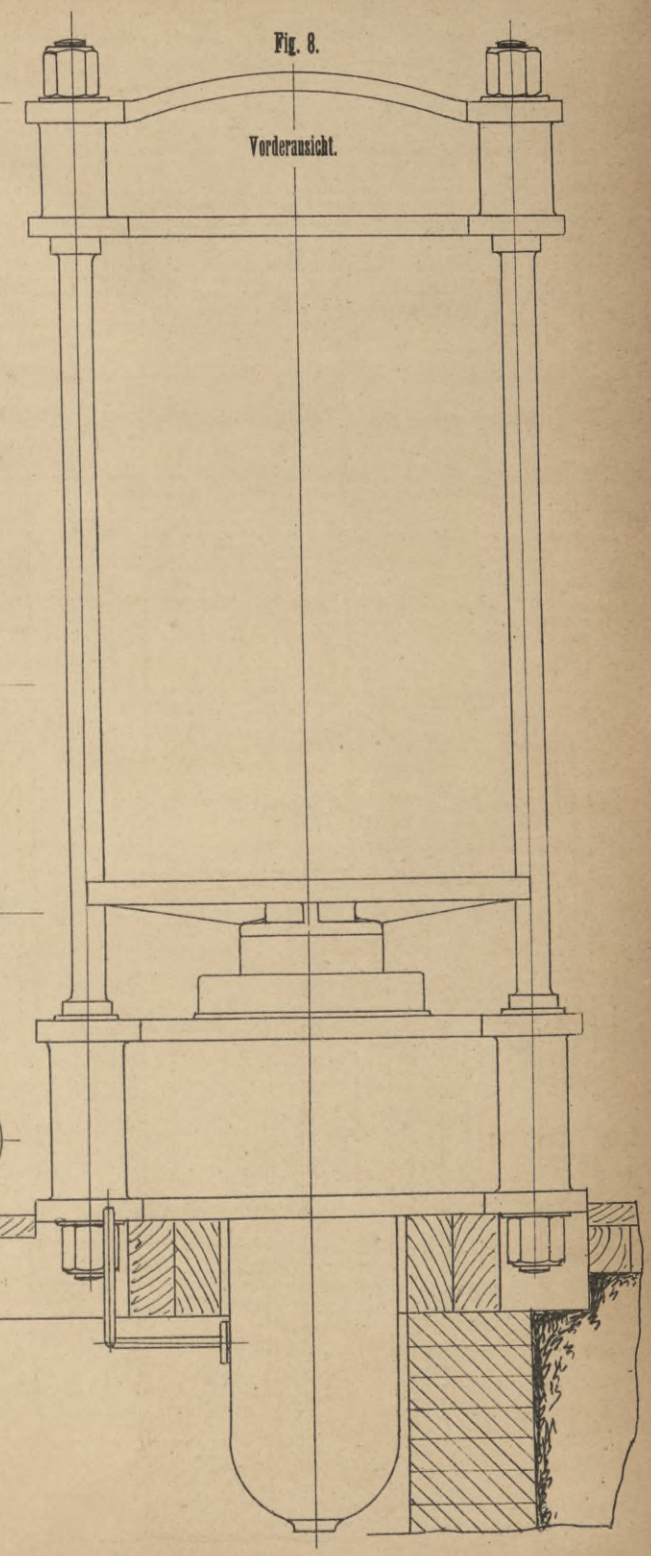
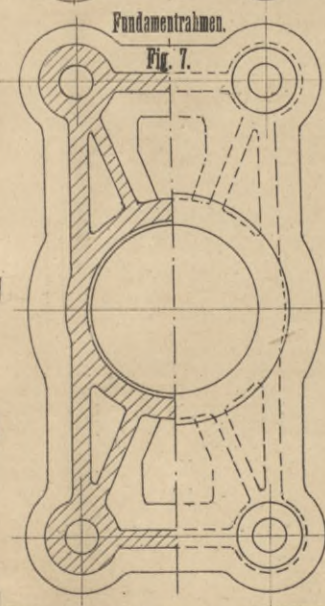
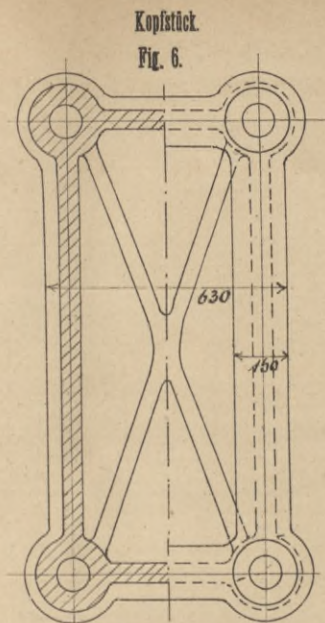
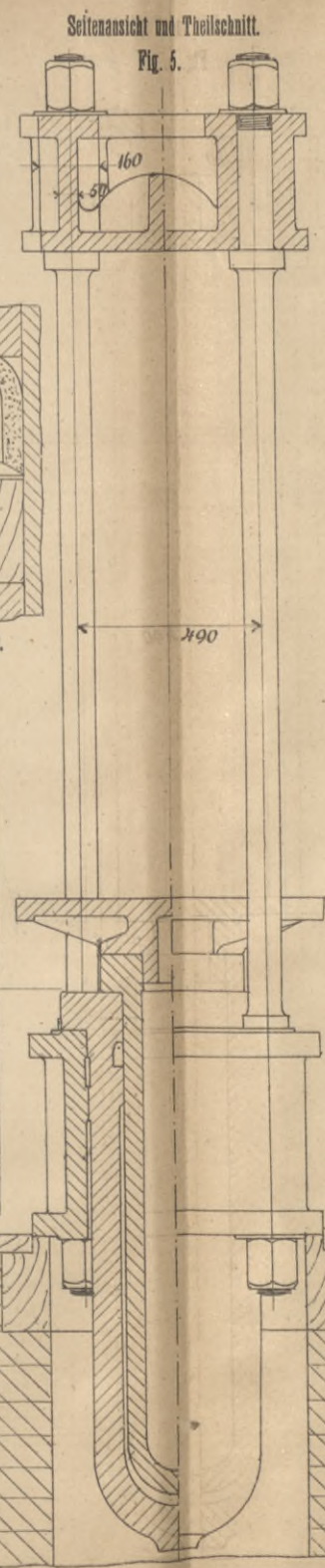
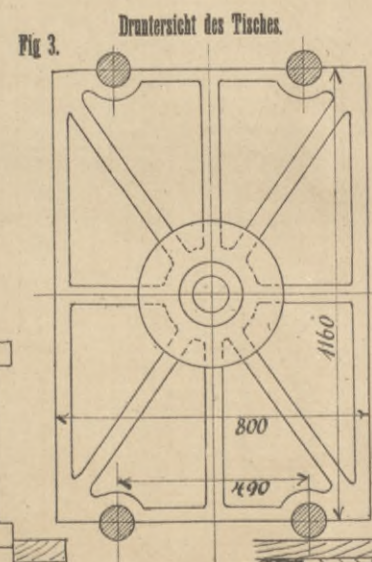
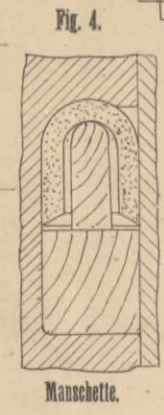
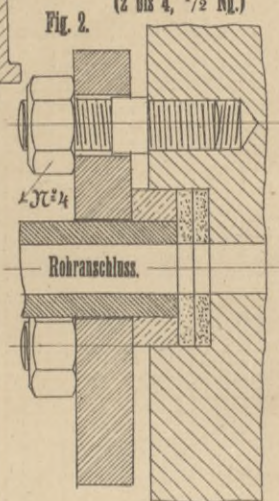
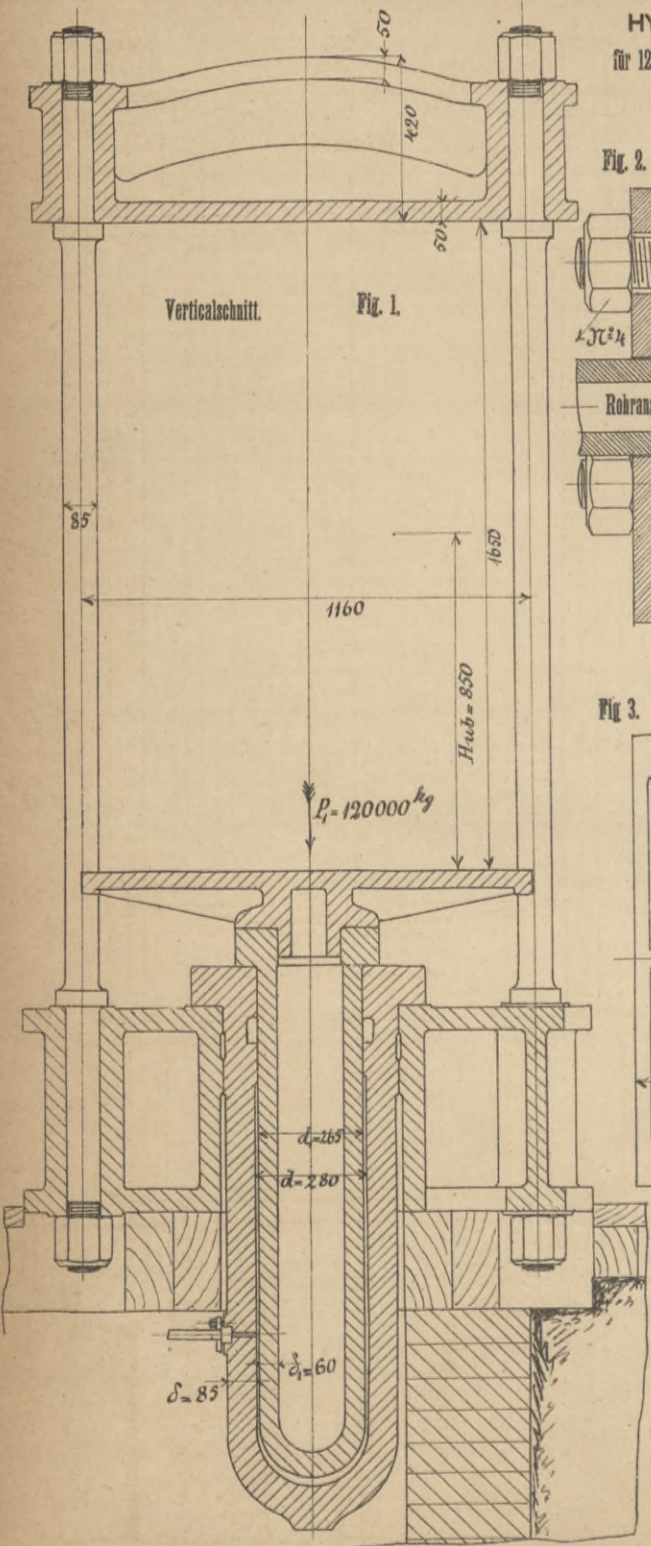
1/20 Ng.



HYDRAULISCHE PRESSE
für 120000 kg Totaldruck auf das Presspaket.
(Fig. 1 bis 8.)

(2 bis 4, 1/2 Ng.)

1/20 Ng.





3900

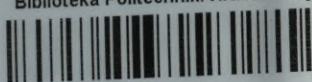
S. 61

S - 98

WYDZIAŁY POLITECHNICZNE KRAKÓW

BIBLIOTEKA

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



II-351674

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



10000294810