

WYDZIAŁY POLITECHNICZNE KRAKÓW

BIBLIOTEKA GŁÓWNA

L. inw. ~~124~~

Handwritten in gold:
Konstruieren

8. Auflage

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000295853

Ergänzungen

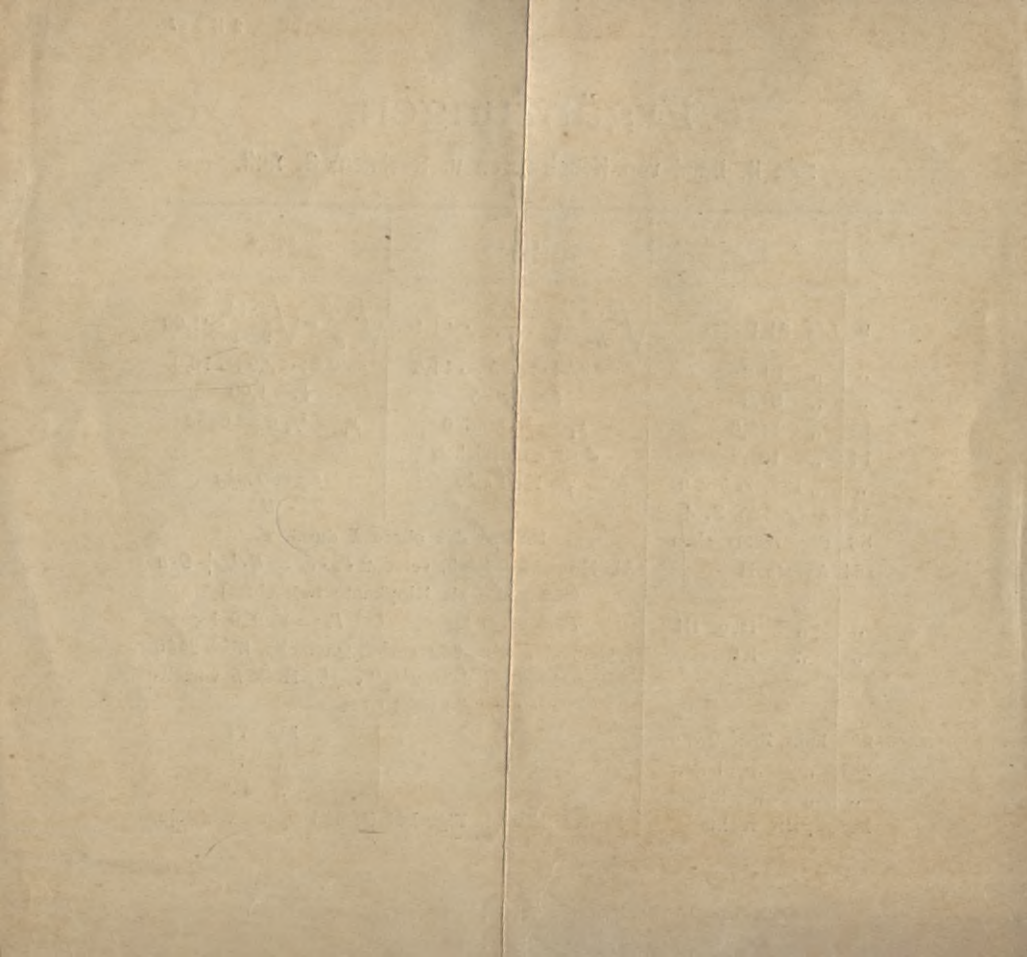
zum I. Band von Konstruieren u. Rechnen, 3. Aufl.

I. Band		
Seite	zu §	
90—91	3 d—f	Ergänzung hierzu in Aufg. 20—37
161	19 c	„ „ „ „ 251—253
257	40 g	„ „ „ „ 465 u. f.
277	41 a—e	„ „ „ „ 510—528
307	43 n	„ „ Fussnote zu Aufg. 596
317	44 b	„ „ in Aufg. 578
337	50 e	„ „ „ „ 612
404	62	„ „ in Aufg. 715
658	187	Entwicklung der Gleich. 4 in Aufg. 963

Ergänzungen

zum II. Band von Konstruieren u. Rechnen, 3. Aufl.

Seite		statt	setze
9	Lös. 81,1	$\sqrt{\frac{2 \cdot g}{h}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81}{14}} \sim 1,185$	$\sqrt{\frac{2 \cdot h}{g}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 14}{9,81}} \sim 1,69$
„	„ 81,2	$= 9,81 \cdot 1,185 \sim 11,6$	$= 9,81 \cdot 1,69 \sim 16,6$
„	„ 81,3	$t = 1,185$	$t = 1,69$
13	„ 115,6	$x_1 = \frac{1}{4} W 6880$	$x_1 = \frac{1}{4} W = 6880$
14	„ 121,2	J ist zu streichen	
„	„ 121, Z. 5 v. u.	$= 1520 \text{ mkg}$	$= 800 \text{ mkg}$
15	Aufg. 125, Z. 4	u	U
83	Fig. rechts oben	Ersetze das obere E durch K .	
164	Absatz II	Als Momentengleich. setze $2 P_s \cdot a_1 = Q \cdot L + G \cdot a$ (Kranmitte als Kippkante betrachtet)	
„	„ II u. III	$P_s = 2100 \text{ kg}$	$P_s = 11\,930 \text{ kg}$
„	„ III	T Querschn. $W = 682 \text{ cm}^3$, I Querschn. $W = 2400$ Ankerschrauben dann $2\frac{1}{2}$ “ engl., Höhe h vorteilhaft 40 cm.	
259	links, Zeile 2 v. o.	II	Fig. VI
261	„ „ 1 „ „	I	„ II
„	„ „ 9 unten	II	„ IV
263	Spalte rechts	In der 3. u. 4. Fig. Pol O_3 und O_4 verwechseln.	



$$\frac{\pi^2 \cdot 8 \cdot 4}{l^2 \cdot 50}$$

25

$$52 = \frac{8 \cdot 4^2}{10,8}$$

Lehrbuch

Beispiel

Konstruieren
und
Rechnen.

I. BAND.

Nachdruck sowie Abdruck von einzelnen Abschnitten oder Tabellen ist ohne Einwilligung des Verfassers nicht gestattet. Ebenfalls wird das Recht der Übersetzung in fremde Sprachen vorbehalten.

Konstruieren und Rechnen.

Für Praxis und Schule

bearbeitet von

HERM. HAEDER

Zivil-Ingenieur in Duisburg.

Dritte, neubearbeitete Auflage.

2 Bände.

I. BAND.

3800 Abbildungen und 340 Tabellen.



Duisburg 1907.

Selbstverlag.

Vertreter für Buchhändler. L. Schwann in Düsseldorf.



I- 301745

Ratschläge aus den Kreisen der Fachgenossen betreffend Mitteilung von Unrichtigkeiten und Abänderungsvorschläge für Neuauflagen werden vom Verfasser stets dankbar entgegen-
genommen.

BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW

~~I 134~~

Akc. Nr. _____

~~460~~ / 49

BPK-15-284/2017

Vorwort zur ersten Auflage (1899).

Als Grundlage der meisten im Maschinenbau vorkommenden Konstruktionen dient eine sachgemässe Berechnung. Ohne letztere wird man selten Betriebssicherheit bei wohlfeiler Herstellung erreichen können.

Die notwendigen Berechnungen sind so mannigfacher Art, die zu denselben zu benützendenden Erfahrungswerte der Praxis je nach dem Zweck des zu konstruierenden Gegenstandes so verschieden, dass man z. B. die Festigkeitslehre für die verschiedenen Arten von Maschinen spezialisieren müsste. Beim Berechnen der Maschinenteile muss man sein Hauptaugenmerk auf die praktischen Erfahrungen richten. Gegen Rechnungsergebnisse, welche eine Übereinstimmung mit praktischen Ausführungen nicht erkennen lassen, soll man Misstrauen hegen.

Beim Zusammenstellen des vorliegenden Buches habe ich als Hauptgrundlage **praktische Erfahrungen** und die **in der Praxis üblichen Rechnungsweisen** zugrunde gelegt.

Würden sich die im Lehrfach tätigen Herren Fachgenossen bereit finden, in den oberen Semestern wöchentlich 1–2 Stunden mit praktischem Maschinenrechnen und sachgemässer Ausführung von Werkstattzeichnungen einfachster Teile auszufüllen, so dürfte dieses im Interesse der Praxis, besonders der Leiter technischer Bureaus sein.

Vorwort zur dritten Auflage.

Die gute Aufnahme, welche die erste und zweite Auflage gefunden, veranlasste mich, den Inhalt wiederum ganz bedeutend zu erweitern. Dem besonderen Zweck des Buches entsprechend musste die Einteilung des Lehrstoffes eigenartig gestaltet werden.

Auch führte die Erweiterung zur Teilung des Buches in 2 Bände.

Der I. Band enthält diejenigen Regeln, welche im Maschinenbau am häufigsten vorkommen, ferner Normalien und Konstruktionsregeln. Dazu musste eine entsprechende eigenartige Einteilung des Buches gewählt werden.

Im II. Band fand eine grosse Anzahl von Rechnungsbeispielen aus allen Zweigen des Maschinenbaues Aufnahme. Ferner wurden diesem Band 160 Tafeln angegliedert, welche Werkstattzeichnungen ausgeführter und bewährter Maschinenteile verschiedenster Art und Verwendung darstellen und gleichzeitig

zeigen sollen, in welcher Weise Werkstattzeichnungen auszuführen sind.

Leiter technischer Bureaus und im Lehrfach tätige Herren machen häufiger die Erfahrung, dass die jungen Ingenieure bei etwas grösseren zusammengesetzten Aufgaben zu leicht nach Schema F arbeiten, also die Aufgabe nach irgend einer Vorlage bezw. einem vorhandenen Rechnungsbeispiele einfach nachschreiben und so die Aufgabe (auch manchmal richtig) lösen; greift man aber aus der langen Berechnung einen Teil heraus, so bleibt der Gefragte die Antwort schuldig, d. h. er hat den Sinn der ganzen Rechnung nicht erfasst. Aus diesem Grunde sind auch derartige Übungsbeispiele für den Studierenden nicht zweckentsprechend.

Auch ist der junge Mann bei grösseren Aufgaben in den meisten Fällen im unklaren, an welcher Stelle er zuerst anfangen soll und welche Grössen der Aufgabe zuerst ermittelt werden müssen; er sitzt fest, ist unzufrieden, bemängelt die gestellte Aufgabe als unlösbar und die Unlust zur Arbeit ist erweckt.

Ich habe deshalb die Hauptaufgaben in *U n t e r f r a g e n* geteilt. Der Studierende soll lernen, in welcher Weise er eine Rechnung aufbaut, dabei werden ihm die Zwischenaufgaben klar, und er wird nach beendeter Berechnung imstande sein, jede Zwischenfrage zu beantworten.

Dieses Verfahren soll ihn zunächst veranlassen, die Beispiele **mit Handskizzen** so zu Papier zu bringen, dass er oder ein anderer noch nach Jahren dem Gang der Rechnung folgen kann. Dazu ist es notwendig, bei allen Einzelberechnungen die benutzten Quellen anzugeben, ebenso wie ich bei der Lösung der Aufgaben das betreffende Buch und die Seitenzahl, welche Näheres über die Entwicklung der benutzten Gleichung enthält, angegeben habe. Durch diese Einrichtung konnte ich auch die sonst bei verschiedenen Aufgaben nötigen Wiederholungen ersparen, anderenfalls wäre das Buch auch viel zu umfangreich und unübersichtlich geworden.

Ausschlaggebend für die gewählte Art der Einteilung und des Stoffes war auch der Umstand, dass eine grosse Anzahl (selbst ältere) Konstrukteure bei den einfachsten Aufgaben nach Formeln suchen. Den Anfänger von dieser Gewohnheit abzuhalten soll die schon erwähnte

Einteilung der Aufgaben in *U n t e r f r a g e n* dienen helfen.

Das Buch unterscheidet sich wesentlich von sog. Hilfsbüchern. Die eigenartige Anordnung der vorliegenden Auflage entspringt den Bedürfnissen der Praxis, indem zuerst mit Hilfe mir befreundeter Leiter technischer Bureaus Tausende von praktischen Aufgaben gesammelt und darauf der Inhalt des Buches aufgebaut wurde. Damit war aber die Aufnahme der Abschnitte „Festigkeitslehre“ und „Mechanik für Maschinenbau“ erforderlich.

Um in den Normalien und Berechnungen mustergiltige Vorlagen zu schaffen, wurden die sämtlichen Maschinenteile in den verschiedensten Grössen dem neuesten Stand des Maschinenbaues entsprechend durchkonstruiert.

Für die mir zu Teil gewordenen Unterstützungen bei der Verarbeitung des Stoffes sage ich hiermit allen Fachgenossen besten Dank. Für Mitteilung von Unrichtigkeiten, Erweiterungsvorschlägen, praktischen Rechnungsbeispielen und dergl. würde ich mich besonders erkenntlich zeigen.

Haeder.

Inhaltsverzeichnis nach Abschnitten.

	I. Band		II. Band
	Seite	Hilfswerte (steht oben rechts)	Auf- gaben- nummer
Abschnitt I. Zeichnen u. Skizzieren	1-36	§	—
„ II. Regeln für Konstrukteure	37-80	—	—
„ III. Praktisches Rechnen	81-112	1-6	1-63
„ IV. Mechanik für Maschinenbau	113-228	7-36	70-429
„ V. Festigkeitslehre	229-286	37-42	430-536
„ VI. Maschinenelemente	287-578	43-128	540-879
„ VII. Transmissionen	579-698	129-213	881-1009
„ VIII. Röhren, Absperrvorrichtungen, Stopfbüchsen	699-759	214-249	1010-1065
„ IX. Gefässe, Behälter, Deckel, Zylinder	761-776	250-264	1070-1086
„ X. Teile zu Lasthebevorrichtungen	777-801	265-290	1090-1164
„ XI. Bremsvorrichtungen, Sperrwerke	802-815	292-303	1170-1184
„ XII. Säulen, Ausleger, Träger	816-822	306-313	1190-1206
„ XIII. Baukonstruktionen	823-828	314-317	—
„ XIV. Wärmedurchgang durch Gefässwände	829-837	320-325	1210-1222
„ XV. Elektrizität	838-860	330-348	1225-1258

Alphabetisches Sachregister.

Die eigenartige Anordnung der beiden Bände gestattet ein leichtes Auffinden des Gegenstandes, das alphabetische Sachregister konnte deshalb kurz gehalten werden.

	I. Band	II. Band
		Aufgabe
A bsperrvorrichtungen	§ 226—237	1035—1042
Achsen	„ 58—60	670—690
Arbeit, mechanische	„ 11	145—155
Ausleger	„ 310—312	1195—1197
B aukonstruktionen	„ 314—317	—
Behälter	„ 250—256	1070—1078
Bewegungslehre	„ 7—9	70—104
Böden für Behälter	„ 257—260	1075—1078
Bremsvorrichtungen	„ 292—300	1170—1180
D achkonstruktionen	„ 315—316	—
Dampfzylinder	„ 262	—
Drahtseile zum Lastheben	„ 267—269	1092—1095
Drahtseilscheiben	„ 212—213	1008—1009
Drahtseiltrieb	„ 209—213	1000—1007
E lektrizität	„ 330—348	1225—1258
Exzenter mit Stange	„ 81	745—747
F ederberechnung	„ 41	510—528
Festigkeitslehre	„ 37—40, 42	{ 430—506 530—536
G ase	„ 25	290—300
Gefäße	„ 250—256	1070—1078
Gelenke	„ 95	783
Gelenkgeradföhrung	„ 92	—
Geradföhrung	„ 87—88	—
H aken	„ 282—283	1118
Hanföfurt zum Lastheben	„ 265	1090
Hanfseile „ „	„ 266	1091
Hanfseilscheiben	„ 208	—
Hanfseiltrieb	„ 201—208	986—998
Hebel	„ 93—94	770—783
Hebezeuge, einfache	„ 285—290	1121—1157
Hubventile	„ 238—243	1045—1065
Hydrodynamik	„ 18—24	235—287
Hydrostatik	„ 15—17	195—233
K ammzapfen	„ 55	661
Keilverbindung	„ 46—49	581—600
Ketten	„ 274—277	1100—1103

	I. Band	II. Band
		Aufgabe
Stopfbüchsen	§ 246—249	—
Stoss	" 12—14	160—193
Stufenscheiben	" 199—200	976—985
Schleppkurbel	" 78	—
Schneckengetriebe	" 119—123	875—879
Schrauben	" 43—44	540—578
Schraubenräder	" 118	865—871
Schrumpfmittel	" 51	625—636
Träger	" 310—312	1200—1202
Treibstange	" 82—86	750—753
Trigonometrie	" 4	40—47
Wärme	" 29	340—346
Wärmeübertragung durch Gefäßwände	" 320—326	1215—1222
Wasserdampf	" 30—32	365—394
Wellen	" 58—60	670—690
„ für Transmissionen	" 130—134	881—897
Zahnräder	" 102—117	810—859
Zapfen	" 52	640—653
Zeichnen	Seite 1—33	—
Zylinder	§ 261—264	1080—1086

Vorbemerkung.

Beim Konstruieren von Maschinen hat man in der Hauptsache zu achten auf:

die dem jeweiligen Zweck entsprechende Konstruktion,
sachgemässe Berechnung der Teile zur Erzielung grösster
Betriebssicherheit,
wohlfeile Herstellung,
gefällige Formen.

Der Konstrukteur hat bei Anfertigung der Konstruktionszeichnungen für eine Maschine, Geräte oder dergleichen den zukünftigen Zweck derselben besonders im Auge zu halten. So z. B. muss er bei Herstellung irgend einer Maschine oder einer Fabrikeinrichtung für die chemische Industrie Kenntnisse der Chemie besitzen, bei Maschinen für Ziegeleien, Tonwarenfabriken, Zerkleinerungsmaschinen die chemische Technologie, bei Maschinen für den Hüttenbetrieb in Hüttenkunde Bescheid wissen.

Gute Kenntnis der Algebra, Trigonometrie, Physik, Mechanik und Hydraulik sind ebenfalls unerlässlich, denn mit diesen Wissenschaften hat der Konstrukteur täglich zu arbeiten, ganz gleich in welchem Zweige des Maschinenbaues er tätig ist. Von besonderem Vorteil sind aber die gesammelten Erfahrungswerte und die Übung im praktischen Rechnen (Schnellrechnen), um schon bei der Aufstellung der Aufgabe erkennen zu können, in welcher Weise bei der Lösung verfahren werden muss.

Der Absolvent einer höheren Schule soll nicht glauben, er sei durch das vollendete Studium ohne weiteres in der Lage, einen leitenden Posten in der Industrie bekleiden zu können. Er tritt Stellung an auf irgend einem technischen Bureau und muss sich nun zuerst zum Konstrukteur ausbilden. Seine Arbeiten bestehen vorerst meist in der Anfertigung einfachster Bureauarbeiten. Er muss jetzt lernen, einfache Werkstattzeichnungen sachgemäss anzufertigen in bezug auf richtige Stärke der Linien, schraffieren, Maasse einschreiben usw.; er muss lernen, jeden Maschinenteil, welchen er zeichnet, sich körperlich vorstellen zu können. Dieses und die in der Praxis übliche Berechnung von Maschinenteilen, Anfertigung

von Tabellen, Gewichtsberechnungen und dergl., Benutzung des Rechenschiebers (Schnellrechnen) sind seine ersten Arbeiten. Dann hat er sich Kenntnisse der Preise von Materialien und Maschinen anzueignen, auch auf Lieferungsbedingungen und Bezugsquellen sein Augenmerk zu richten. Jahre werden nötig sein, bevor ihn dann seine Leistungen befähigen, selbständige Konstruktionen auszuführen, also bevor man ihn mit „Konstrukteur“ bezeichnet.

Diese Übergangszeit ist für viele eine Zeit der Enttäuschung. Der junge Ingenieur fühlt sich nicht beachtet genug, er glaubt, sein Bildungsgang habe ihn zu etwas Höherem bestimmt, als zu Arbeiten, die auch Zeichner und Techniker mit niedriger Schulbildung verrichten. Und doch wird es keinem erspart bleiben, diese „Lehrjahre“ durchzumachen. (Einjährige Bureaupraxis vor dem Besuch der technischen Schule dürfte sich empfehlen, da weder die Realschulen noch weniger die Gymnasien dem Unterricht im Zeichnen genügende Beachtung schenken. Die technische Schule könnte eine gewisse Fertigkeit im Zeichnen und Skizzieren schon voraussetzen, denn sie dient anderen Zwecken, als den Schülern erst Handfertigkeit im Zeichnen beizubringen. Allerdings kann auch der Anfangsunterricht sachlich und nutzbringend sich gestalten, wenn jede unnütze Malerei fortfällt und besonders auf **Form**vorstellung Wert gelegt wird.)

Auf manchen Schulen werden beim Unterricht nach Möglichkeit die Gepflogenheiten der **Praxis** berücksichtigt, indem die Literatur in Form von praktischen Handbüchern den Vermittler spielt.

Von diesem Gesichtspunkte aus ist das Werk

Konstruieren und Rechnen

entstanden.

Das Buch soll nicht nur ein Verbindungsglied zwischen Schule und Praxis sein, es soll auch dem jungen Ingenieur seine **erste Bureautätigkeit nutzbringender** und freudiger gestalten helfen, man wird ihn dann frühzeitiger zu selbständigen Arbeiten heranziehen können, und dieser Umstand dürfte Einfluss auf sein Einkommen und seine gesellschaftliche Stellung ausüben. Dem **älteren Konstrukteur** soll es ein

zeitersparender Ratgeber

bei Entwürfen und Detailkonstruktionen sein.

Sehr schlecht würde es um den Maschinenbau stehen, wenn der Ingenieur bei seinen Konstruktionen sich nicht an **bewährte Ausführungen** anlehnen und die angenommenen Abmessungen der Teile nicht durch **Nachrechnen auf Festigkeit** prüfen wollte, der Fabrikant müsste immer und immer wieder dasselbe Lehrgeld bezahlen und würde doch nur kranke Maschinen herstellen.

Nur der Ingenieur, der sich die Erfahrungen anderer zunutze macht und dabei die kaufmännische Seite nicht ausser acht lässt, wird schnell vorankommen.

Die **Einrichtung des Buches** ist so getroffen, dass links oben auf jeder Seite in einer Überschrift der Inhalt der Seite gekennzeichnet ist, um ein leichteres Auffinden des gesuchten Gegenstandes zu ermöglichen. Die mit dem Maschinenbau noch eng verknüpften Hilfswissenschaften, wie Bewegungslehre, Hydrodynamik, Hydrostatik, Wärme, Mechanik der Gase und Dämpfe, sowie die Festigkeitslehre wurden eingehend bearbeitet und dem Zweck des Buches besonders angepasst. So findet man z. B. unter „Hydrostatik“ die Berechnung von Akkumulatoren, unter „Hydrodynamik“ Ausfluss und Messen von Flüssigkeiten, unter „Festigkeitslehre“ Eigenschaften der Materialien, Festigkeitsarten und Festigkeitsrechnen.

Den in den weiteren Abschnitten aufgenommenen Normalien liegen mustergiltige Konstruktionen zugrunde, die nicht nur dem Anfänger, sondern auch dem erfahrenen Konstrukteur als wertvolle Unterlagen dienen können.

Vor dem Gebrauch

wolle man folgende Berichtigungen eintragen.

Seite	Zeile	statt	setze
90	Reihe 4	$+ (q - 1) + q =$	$+ (q - 1) + q =$
95	5 von oben		$= \cos \alpha \cdot \cos \beta \mp \sin \alpha \cdot \cos \beta$
127	6 „ „	$= \sqrt{2} \varphi - s$ in Mtr/Sek.	$= \sqrt{2} \varphi \cdot s$ in Mtr/Sek.
132	Gleich. 1		$C = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{G}{g} \cdot \frac{u^2}{R}$ in kg
141	„ 14	$(v_1 - v_2)^2$	$v_1^2 - v_2^2$
144	„ 29		$= (1 - \eta) \frac{G_1}{g} \cdot \frac{v^2}{2} +$
148	7 von unten	$A = P \cdot u \cdot \eta_0$	$A = P \cdot u$
165	17 „ „	Setze das Beispiel vor 20 f, auch v statt c .	
185	In Figur	V' und $V = 52$ mm	V und $V_0 = 52$ mm
222	11 von oben	0,15 0,18	0,05 —
247	Tab. 6, vorletzte Spalte	840	80
266 u. 267 in 401		Fig. 2, Seite 266, und Fig. 6, Seite 267, gegeneinander vertauschen	
269	3 u. 16 von oben	XY	XZ
271	10 von unten	$= P \cdot \cos \alpha$	$= P \cdot \sin \alpha$
281	Gleich. 17	$\cdot (r_1^2 + r^2)$	$\frac{(r_1^2 + r^2)}{r}$
286	„ 17	$\sqrt{b : kb}$ in cm	$\sqrt{P : kb}$ in cm
312	15 von unten	nach Tab. 4	nach Tab. 3 in 43 b
315	Tab. 6 Steigung s_2 von oben	6,1	5,1
316	Gleich. 3	$= \frac{\text{tg } \varrho}{\text{tg}^2 \varrho}$	$= \frac{\text{tg } \varrho}{\text{tg } 2 \varrho}$
320	„ 1	$K \cdot l$	$K \cdot e$
320	9 von oben	und l Eintreibtiefe	und e Eintreibtiefe
325	Tab. 4 letzte Spalte	c	t
352	Gleich. 5	$\sigma_b = M_b \cdot W$	$\sigma_b = M_b : W$
389	„ 3	$R \cdot u$	$R \cdot n$
403	über „ 19	Radinger zu:	Radinger für Hingang zu
404	Fig. unten	vgl. Band II, Aufgabe 715—717	

Seite	Zeile	statt	setze
S. 417, 418, 421, 423		$\frac{5}{8} \cdot P$	$0,7 \cdot P$
Gl. 122, 134, 156, 170		Sätze zu diesen Gleichungen (betr. $\frac{5}{8}$) streichen.	
426	2. Figurenreihe oben	Die äusseren Figuren rechts und links gegeneinander vertauschen.	
429	10 von oben	zul. 0,015 cm	zul. 0,005 cm
538	Gleich. 7	$(b : t) \cdot R \cdot U$	$(b : t) \cdot k \cdot U$
542	4 von oben	§ 106 und § 107	§ 107 und § 108
568	4 v. unten u. Gleich. 10	t^2	t^2 angenähert = St^2
571	3 von oben	$P : \cos \alpha$	$P_2 : \cos \alpha$
730	Fig. 2 von oben	L	$L - \bar{l}$ (L ist die ganze Länge.)

Abtrennen und zwischen Seite 846 und 847 des I. Bandes einkleben.

Nachtrag bezw. Ergänzung zu § 338 und 339.

338. Kraftbedarf und Leistung der Wechselstrommaschinen.

Es bezeichne:

J die am Schaltbrett abgelesene Stromstärke in Ampère,

E " " " " Spannung in Volt,)

W_s die scheinbare, W_e die effektive elektr. Leistung in Watt, dann ist für einphasigen Wechselstrom $W_s = E \cdot J$.

Da aber bei Wechselstrom die sinusoidisch verlaufende Spannungskurve gegen die Stromkurve um den Winkel φ verschoben sein kann, so ist $W_e = E \cdot J \cdot \cos \varphi$, worin $\cos \varphi$ der Leistungsfaktor. Bei Vollbelastung $\cos \varphi \sim 0,9$, bei Teilbelastung sinkend bis 0,7 und darunter.

Bezeichnet ferner

η den Wirkungsgrad der Kraftmaschine ($\eta = 0,8 - 0,92$),

η' " " " Dynamo ($\eta' = 0,85 - 0,92$),

so wird:

I. Für einphasigen Wechselstrom.

Abgegebene elektrische Leistung der Dynamo

$$W_e = E \cdot J \cdot \cos \varphi \text{ in Watt.}$$

angenähert
für Vollbel.

Indiz. PS der Kraftmaschine $N_i = \frac{E \cdot J \cdot \cos \varphi}{736 \cdot \eta' \cdot \eta}$

$$N_i = \frac{E \cdot J}{645}$$

Effekt. PS der Kraftmaschine $N_e = \frac{E \cdot J \cdot \cos \varphi}{736 \cdot \eta'}$

$$N_e = \frac{E \cdot J}{750}$$

Scheinbare elektr. Leistung $W_s = \frac{736 \cdot \eta'}{\cos \varphi} N_e$,

$$W_s = 750 N_e$$

welche am Schaltbrett abgelesen wird.

Wirkliche elektrische Leistung $W_e = E \cdot J \cdot \cos \varphi$

$$W_e = 676 N_e$$

II. Für Drehstrom (dreiphasiger Wechselstrom).

Abgegebene elektr. Leistung der Dynamo

$$W_e = E \cdot J \cdot \cos \varphi \cdot \sqrt{3} \text{ in Watt}$$

Indiz. PS der Kraftmasch. $N_i = \frac{E \cdot J \cdot \cos \varphi \cdot 1,732}{736 \cdot \eta' \cdot \eta}$

$$N_i = \frac{E \cdot J}{372}$$

Effekt. PS " " $N_e = \frac{E \cdot J \cdot \cos \varphi \cdot 1,732}{736 \cdot \eta'}$

$$N_e = \frac{E \cdot J}{432}$$

Scheinbare elektr. Leist. $W_s = \frac{736 \cdot \eta'}{\cos \varphi \cdot 1,732} N_e$

$$W_s = 432 N_e$$

welche am Schaltbrett abgelesen wird.

Wirkliche elektr. Leistung

$$W_e = E \cdot J \cdot \cos \varphi \cdot 1,732 = 736 \eta' \cdot N_e$$

$$W_e = 676 N_e$$

Bei Drehstrom (dreiphasiger Wechselstrom) Tab. II bedeutet wieder:

J die in einer Phase am Schaltbrett abgelesene Stromstärke in Ampère (wobei die anderen beiden Phasen ebenfalls jede durch J belastet ist).

E die zwischen zwei Phasen vorhandene Spannung in Volt.

Sind die drei Phasen nicht gleich belastet und kennt man ebenfalls den $\cos \varphi$ nicht, der ja bei jedem Elektromotor und jeder Belastung wechselt und nur bei reiner Glühlichtbeleuchtung $= 1$ ist, so muss man W_e mit Hilfe eines umschaltbaren oder zwei resp. drei Wattmetern ermitteln. Gleichzeitig kann dann der $\cos \varphi$ bestimmt werden, wenn man in jede Phase Volt- und Ampèremeter einbaut.

§ 339 c erhält folgende Form:

c) Stromverbrauch der Drehstrom-Elektromotoren.

Bezeichnet:

N die Leistung des Elektromotors in PS,
 η' den Wirkungsgrad des Elektromotors } nach § 338,
 $\cos \varphi$ den sog. Leistungsfaktor

so wird:

$$\left. \begin{array}{l} \text{scheinbarer Stromverbrauch } W_s = E \cdot J = \frac{736 N}{\cos \varphi \cdot 1,732 \cdot \eta'} \\ \text{angenähert } W_s = 515 N \text{ in Watt} \end{array} \right\} (28)$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{effektiver Stromverbrauch } W_e = E \cdot J \cdot \cos \varphi \cdot 1,732 = \frac{736 N}{\eta'} \\ \text{angenähert } W_e = 800 N_e \text{ in Watt} \end{array} \right\} (28a)$$

Abschnitt I.

Zeichnen und Skizzieren.

Das Maschinenzeichnen.

1. Das Papier.

a) Seitdem das **Lichtpausverfahren** überall eingeführt ist, benutzt man in fast allen Maschinenfabriken für die Konstruktionszeichnungen ein

transparentes und dabei **festes Papier**

Dasselbe ist allerdings nicht so lichtdurchlässig wie Pauspapier, man erzielt jedoch damit ganz gute Lichtpausen. Es zeichnet sich auf diesem transparenten Papier sehr gut, infolge der Glätte nützt sich der Bleistift sehr wenig ab. Zudem ist es viel billiger, als die sonstigen Zeichenpapiere, etwa 15 Pfennig das qm. Die Zeichnung wird also auf diesem Papier entworfen und als **Lichtpausoriginal** hergerichtet.

Vorteilhaft spannt man das Papier mittelst Klebgummi auf, nachdem es vorher angefeuchtet, denn bei feuchter Witterung wird der nicht aufgespannte Bogen leicht wellig.

b) Ein zweites Verfahren, welches man wohl auch noch antrifft, ist das Entwerfen der Zeichnungen auf steifem (dickem) Papier. Alle Maasse werden in Blei eingetragen und dann die Zeichnung auf **Pauspapier** durchgepaust.

Man hat allerdings hierbei den Vorteil, dass später in der Konstruktion vorzunehmende Änderungen auf der Bleizeichnung leicht bewerkstelligt werden können. Doch bietet diese Methode den Nachteil, dass das gewöhnliche Pauspapier sich **nicht so gut hält**, als das oben erwähnte transparente Papier, es vergilbt und wird brüchig. Für ganz genaue Zeichnungen, wie Zahnräder usw., ist jedoch starkes Papier vorzuziehen und dasselbe auf das Zeichenbrett aufzukleben, da auf das transparente Papier die Feuchtigkeit der Luft Einfluss hat und die Lichtpausen bis zu 3% lineare Verschiedenheiten zeigen.

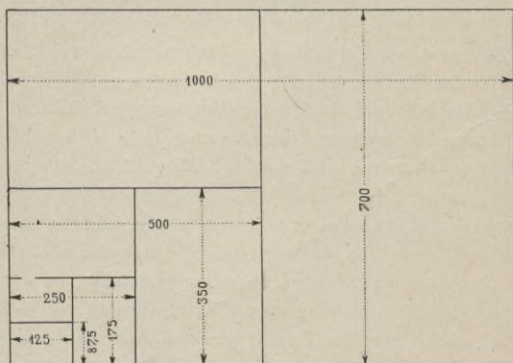
c) Ein drittes Verfahren, die Konstruktionszeichnungen auf Zeichenpapier anzufertigen, mit **Tusche auszuziehen** und die Querschnitte mit Farbe anzulegen, wird seltener ausgeführt, es sei denn für gewisse feststehende Normalien in Spezialfabriken, alsdann wird die Zeichnung zum Zwecke besserer Erhaltung auf der Zeichenseite gefirnisst. Man trifft dieses Verfahren wohl

noch (jedoch selten) beim Schulunterricht, doch wird man auch dort in Zukunft das Schraffieren der Flächen lehren müssen, damit der junge Mann beim Eintritt in die Praxis nicht gleich die erste Zeichnung verdirbt.

d) Viertes Verfahren, in einigen Spezialfabriken eingeführt. Die Zeichnungen werden in klaren Bleistiftlinien ausgeführt und die Maasse und Aufschriften mit Tusche eingeschrieben. Von diesen Zeichnungen fertigt man Lichtpaus-originales auf Pausleinwand an und benutzt letztere zur Herichtung von Lichtpausen, schwarze Linien auf weissem Grund. Die Querschnitte werden dann nach einer ganz bestimmten Farbenschema angelegt; die Materialien auf Lager sind mit denselben Farben bezeichnet.

2. Grösse der Zeichnungen.

Es empfiehlt sich, zwecks besserer Aufbewahrung der Zeichnungen einheitliche Formate zu wählen, z. B. für Einzelteile 500×700 mm, für Zusammenstellungen 1000×700 mm, endlich für massstäbliche Entwürfe nach Bedürfnis ein grösseres, z. B. durch Zusammenkleben einzelner Blätter.



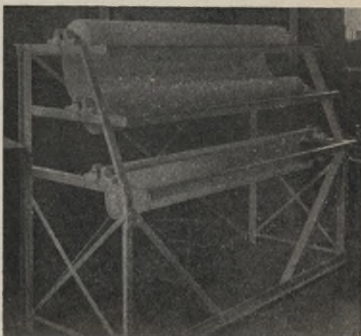
Formate $\frac{1}{1}$, $\frac{1}{2}$, $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{8}$, $\frac{1}{16}$, $\frac{1}{32}$, $\frac{1}{64}$.

Lässt es sich nicht vermeiden, grosse Zeichnungen gefaltet aufzubewahren, so ist schon beim Einschreiben der Maasszahlen darauf zu achten, dass in die Knifflinie (des Originals oder nur der Blaupause) Maasse nicht zu stehen kommen, weil solche nach dem Falten leicht unleserlich werden. — Wenn für Einzelteile kleinere Zeichnungen als das Normalformat

angezeigt erscheinen, so sollen die ersteren immer durch ein- oder mehrmaliges Falten des Normalformates hergestellt werden. Auf diese Weise wird der geringste nutzlose Verschnitt von Lichtpauspapier erzielt, da dieses ohne Abfall aufgebraucht werden kann.

Eine Abhandlung hierüber befindet sich in der Zeitschr. d. V. d. Ing., 1902, Seite 779.

Zum Aufbewahren von Zeichenpapier hat sich nebenstehend abgebildetes eisernes Gestell vorteilhaft bewährt. Das benötigte Zeichenpapier wird an scharfen Winkereisenkanten abgeschnitten.



3. Anordnung von Aufriss, Grundriss, Querschnitten und Ansichten in einer Zeichnung.

Ganz besondere Sorgfalt und Überlegung erfordert die Darstellung der Zeichnungen. Es ist durchaus keine Seltenheit, dass ein Stutzen, eine Arbeitsleiste oder irgend ein Ansatz an dem angefertigten Modell oder dem bereits fertiggestellten Guss- oder Schmiedestück an irgend einer anderen Stelle auftauchen, als beabsichtigt. Sehr häufig erscheint das fragliche Stück mit dem einen Querschnitt oder Ansicht in der Zeichnung übereinstimmend, mit einem anderen wieder nicht. (Nicht selten steht auch der hinzugerufene Konstrukteur ratlos da, die Form des Gegenstandes ist ihm selbst nicht klar.)

Es wäre ein leichtes, tausende derartiger Beispiele zu sammeln, wir wollen hier nur zwei derselben anführen.

1. Beispiel. Für ein Bergwerk wurde eine unterirdische Grubenventilatoranlage mit etwa 2500 mm Flügelraddurchmesser beschafft, angetrieben von einer Zwilling's - Dampfmaschine von 700 Hub. Die Lieferung übernahm ein Zivilingenieur. Derselbe fertigte die Konstruktionszeichnung für den Grubenventilator nach eigenem System selbst an und übergab die Ausführung des Ventilators einer Maschinenfabrik zum Preise von 8000 Mk. Die Antriebsdampfmaschine erhielt von ihm eine andere Maschinenfabrik in Auftrag.

Nachdem die Teile geliefert, wurde die Anlage unter ganz besonders schwierigen Umständen (350 Mtr. unter Tage) montiert. Der Betriebsdampf gelangte von der oberirdischen Kesselanlage durch Rohrleitung nach der Verbrauchsstelle. Die Untersuchung der Anlage ergab zum Schrecken des Lieferanten, dass mit dem Ventilator statt der garantierten Depression von 40 mm Wassersäule kaum 10 mm in den Schächten bzw. Wettergängen

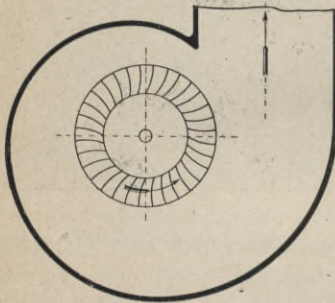


Fig. 1, richtig.

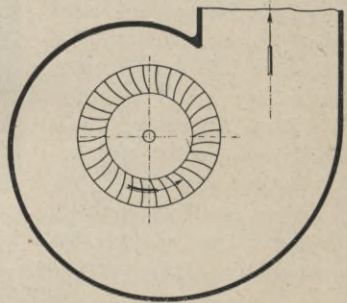


Fig. 2, falsch.

erzielt wurde. Man versuchte alles mögliche, erhöhte auch die Tourenzahl um etwa 30%, doch alles ohne Erfolg. Erst am 4. Versuchstage stellte sich heraus, dass die Flügel im Ventilator **verkehrt** eingenieter waren, anstatt nach Fig. 1 hatten dieselben die entgegengesetzte Krümmung nach Fig. 2.

Eine Umänderung musste erfolgen, doch war dieses eine mühsame Arbeit. Da das Ausbauen des Ventilators zuviel

Schwierigkeiten bot, mussten die Flügel an Ort und Stelle in der Grube im Gehäuse selbst ab- und wieder angeietet werden. Drei Mann hatten hiermit 14 Tage flott zu tun. Die Arbeit fiel auch nicht zur Zufriedenheit aus, so dass die Zechenverwaltung für die minderwertige Ausführung die vereinbarte Lieferungssumme um 3000 Mk. kürzte. Die Kosten der Umarbeitung selbst betragen 2000 Mk.

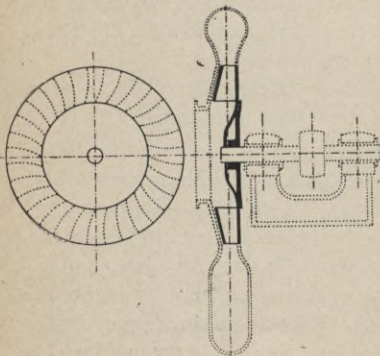


Fig. 3.

Die Frage ist nun, wer trägt diesen Schaden von 5000 Mk.? Die Maschinenfabrik behauptet, genau nach der ihr gelieferten Zeichnung gearbeitet zu haben. Es sei selbstverständlich, dass nach *Fig. 3* die links gezeichnete Ansicht sich auf die linke Stirnseite des Ventilators beziehe, während der Konstrukteur behauptet, die links gezeichnete Ansicht müsse stets die rechte Stirnseite des Ventilators kennzeichnen; man habe sich einfach den Ventilator-Aufriss von rechts nach links geklappt zu denken, wie dies allgemein üblich sei!

2. Beispiel. Eine Apparatebauanstalt benötigte zu ihren Apparaten Fassonstücke, wie in *Fig. 4* dargestellt, und bestellte nach der in *Fig. 5* wiedergegebenen Zeichnung (Aufriss, Grundriss und zwei Seitenrisse) 500 Stück bei einer Bolzen- und Schraubenfabrik aus Stahl sauber bearbeitet. Die Bolzen werden angeliefert, hatten aber zum Schrecken

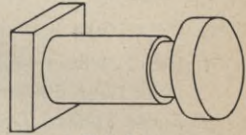


Fig. 4.

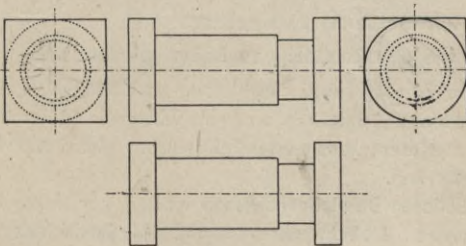


Fig. 5. Bestellzeichnung. (Maasse sind hier fortgelassen.)

des Bestellers die Form nach *Fig. 6* und sind für den Empfänger wertlos. Gegenwärtig ist dieser Rechtsstreit am Gericht anhängig, es soll dort durch Sachverständige festgestellt werden, ob die in *Fig. 5* wiedergegebene Zeichnung eine richtige Darstellung des Körpers gibt. (Die Maasse habe ich bei der Wiedergabe hier fortgelassen.)

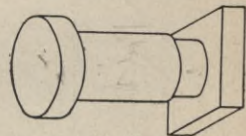


Fig. 6.

Die obigen Fragen wurden den Lesern von Haeder's Zeitschrift in Nr. 11, Jahrg. 1904 zur Beantwortung vorgelegt, und ergaben sich aus der grossen Anzahl Zuschriften die verschiedenartigsten Anschauungen.

Bei Beispiel 1 (Ventilator) gaben 8 Fachgenossen dem Konstrukteur Recht; 2 Zuschriften hielten die Zeichnung für

ungenügend und machten den Konstrukteur für den Schaden verantwortlich. In 2 Zuschriften wurden der Konstrukteur und die Maschinenfabrik je zur Hälfte für den Schaden haftbar gemacht, weil in der Zeichnung der nötige Hinweis fehlt und der Maschinenfabrikant die Zeichnung als unvollständig hätte zurückweisen müssen.

Ähnlich waren die Äusserungen über das zweite Beispiel (Fassonstück).

Die Hauptgesichtspunkte,

welche betreffs der Art der Darstellung bei Anfertigung von Werkstattzeichnungen in Betracht kommen, sind folgende:

1. Der Zeichner selbst muss sich schon während des Zeichnens über die Form des Gegenstandes klar sein.
2. Jeder andere Techniker soll sich leicht zurechtfinden.
3. Werkstattarbeiter: Modellschreiner (bei Lehmguss auch der Kernmacher und der Former), Schmiede, Dreher, Schlosser sollen ohne stundenlanges Überlegen und Herumfragen zurecht kommen.

Es ist deshalb nicht gleichgültig,

wie eine Zeichnung zu Papier gebracht wird.

Von vornherein eine möglichst zweckmässige Verteilung der verschiedenen Ansichten eines zu verzeichnenden Maschinenteiles vorzunehmen, zeugt sogleich von Denken und Erfahrung des Entwerfenden.

Die 3 üblichen Darstellungsweisen wollen wir bezeichnen mit: I. Klappverfahren. II. Schwenkverfahren. III. Gemischtes Verfahren.

I. Klappverfahren. *)

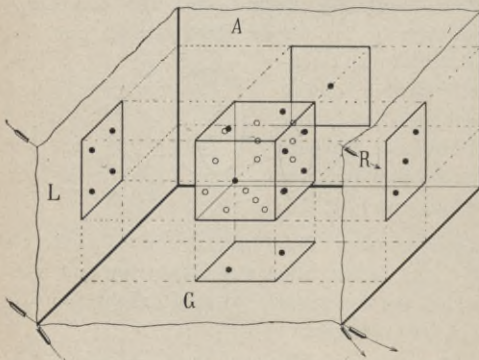


Fig. 7.

Dieses Verfahren entspricht den Regeln der darstellenden Geometrie.

Die durch letztere geschaffenen Grundsätze für die Darstellung eines Körpers macht man sich am besten klar an einem gewöhnlichen Würfel.

*) Die Fig. 7 und 8 verdanke ich Herrn G. Dr. (Haeders Zeitschrift 1904, Seite 117).

Soll z. B. der Würfel *Fig. 7* in verschiedenen Projektionen dargestellt werden, so entsteht, wenn sich das Auge des Betrachters vor der Fläche „•“ befindet

- im Aufriss *A* die Vorderansicht •
 „ Grundriss *G* die Draufsicht :
 „ rechten Seitenriss *R* die linke Seitenfläche :
 „ linken „ „ *L* „ rechte „ ::

Es ist nun allgemein üblich, die rechtwinkligen Projektionen in einer Ebene so zu zeichnen, als wenn *A* in der Zeichenebene liegt, während die Ebenen

- G* durch Drehung nach unten,
R „ „ „ rechts,
L „ „ „ links

in die Zeichenebene geklappt werden.

Auf diese Weise entsteht die Darstellung *Fig. 8*, in der

links vom Aufriss die rechte Seitenfläche,
 rechts vom Aufriss die linke Seitenfläche

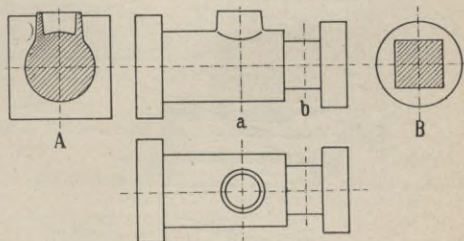
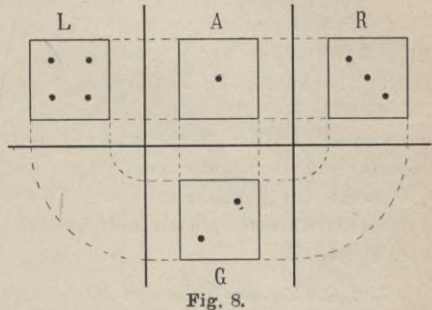
liegt.

Für den Körper *Fig. 9* denken wir uns z. B. den Aufriss bei *a* durchschnitten und den linken Teil des Körpers **umgeklappt** (nach links hochgerichtet),

so erhalten wir den Querschnitt *A*, ebenso für Schnittebene *b* den Querschnitt *B*.

Dieses Verfahren bietet besondere Vorteile insofern, dass die betreffenden Querschnitte in der Zeichnung möglichst nahe an die

Schnittebene, also in *Fig. 9* *A* möglichst nahe an *a* und *B* möglichst nahe an *b*, zu liegen kommen.



Während nun für Grundriss und Aufriss dieses Verfahren ohne weiteres sehr empfehlenswert erscheint, ergeben sich für die **Seitenansichten** Nachteile.

Nach dem beschriebenen Klappverfahren würde **A** die Ansicht des Kopfes **a**, **B** diejenige des Kopfes **b** sein (Fig. 10). Das

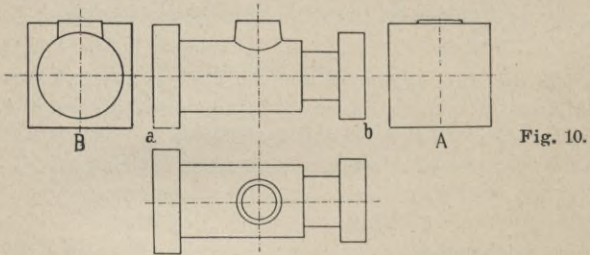


Fig. 10.

erscheint nun recht unvorteilhaft, denn zum Zeichnen der Ansicht **A** benötigen wir die Abmessungen von **a**. Je weiter nun in der Zeichnung die Entfernung **a** bis **A**, desto ungenauer wird die Zeichnung. Bei sehr langen Körpern darf man die Reiss-schiene schliesslich nicht mehr benutzen, sondern muss die Maasse besonders auftragen. Aber auch das Verständnis wird erschwert durch das notwendige Wandern des Auges sowohl des Konstrukteurs, als auch des ausübenden Werkstattarbeiters von **a** nach **A**.

Um die Unterschiede der Klapp-, Schwenk- und gemischten Verfahren besonders zu kennzeichnen, wollen wir jetzt einen bekannten Maschinenteil, z. B. den Rahmen einer Dampfmaschine

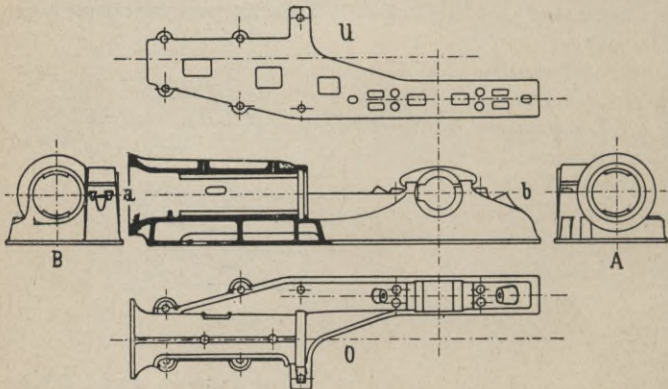


Fig. 11. Klappverfahren.

(nach „Dampfmaschinen“, I. Bd., 7. Aufl., S. 490, für 1200 Hub), nach den drei Verfahren aufzeichnen.

Auf Grund des eben beschriebenen Klappverfahrens würde sich die Art der Zeichnungsweise decken mit *Fig. 10*. *B* wäre die Ansicht von vorn (Kurbelseite) und *A* die Ansicht von hinten (Zylinderseite), *Fig. 11*.

Ist z. B. für den Rahmen eine obere und eine untere Ansicht erforderlich, so würden diese nach dem Klappverfahren wie in *Fig. 11* zu stehen kommen. *O* wäre die obere, *U* die untere Ansicht des Rahmens.

Vorteile: Querschnitte kommen möglichst nahe an die zugehörige Schnittebene (vergl. *Fig. 9*).

Nachteile: Die Stirnansichten sitzen nicht neben den zugehörigen Kopfseiten (vergl. *Fig. 10* und *11*).

II. Schwenkverfahren.

Dieses unterscheidet sich wesentlich von dem Klappverfahren. Man denke sich den zu zeichnenden Gegenstand eingeschlossen von einem durchsichtigen prismatischen Körper und zeichne auf die einzelnen Flächen des letzteren dasjenige, was man von dem Gegenstand sieht. Legt man nun den prismatischen Körper auseinander nach *Fig. 12* und zwar, dass die Fläche, auf

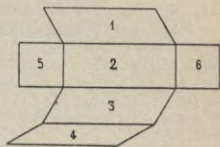


Fig. 12.

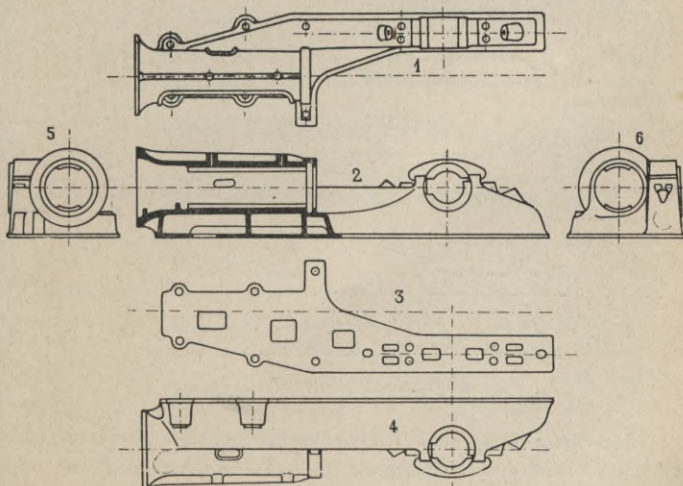


Fig. 13. Schwenkverfahren.

welcher der Aufriss des Gegenstandes gezeichnet ist, als festliegend betrachtet wird, so ergibt sich die in *Fig. 13* dargestellte Anordnung der Ansichten. Gleichartige Ansichten sind in den *Fig. 12* und *13* gleich numeriert.

Vorteile dieses Verfahrens: Die Querschnitte und Ansichten befinden sich nahe an der zugehörigen Schnittebene.

Nachteile: Der Gegenstand erscheint zum Teil als auf dem Kopfe stehend.

Das Verfahren wird in Deutschland selten angewandt, Riedler bezeichnet es in dem Buch „Maschinenzeichnen“ als in Amerika gebräuchlich.

III. Gemischtes Verfahren.

Dieses dürfte die grösste Verbreitung gefunden haben. Man bindet sich an keine bestimmte Regel, doch wird für Schnitte meist das Klappverfahren (vergl. unter I) angewendet.

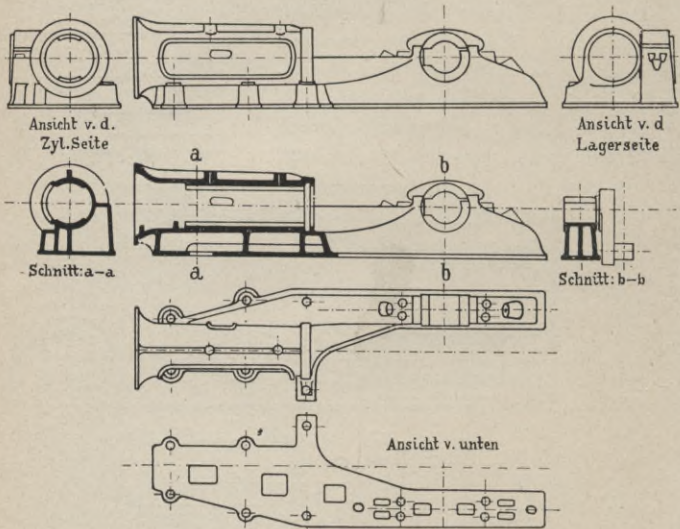
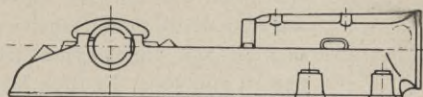


Fig. 14. III. Verfahren.

Man setzt den Fuss (in unserem Beispiel ist damit die untere Fläche des Rahmens gemeint) stets nach unten und horizontal, erhält dann den Gegenstand niemals auf dem Kopfe

stehend dargestellt, wie z. B. in *Fig. 13* unten. Zeigt sich beispielsweise eine Längsansicht des Rahmens von hinten erforderlich, so wird dieselbe nach *Fig. 15* (also das Kurbellager links) aufgezeichnet, damit der Fuss nach unten zu liegen kommt.

Fig. 15. Rahmen von der hinteren Seite gesehen.



Reihenfolge von Aufriss und Grundriss:

Fig. 14.
 Ansicht
 Längsschnitt
 Grundriss
 Ansicht von unten

Fig. 16.
 Längsschnitt
 Grundriss
 Ansicht von unten

Fig. 17.
 Längsschnitt
 Grundriss
 Ansicht
 „ von unten } in kleinerem
 „ „ hinten } Mass-
 state.

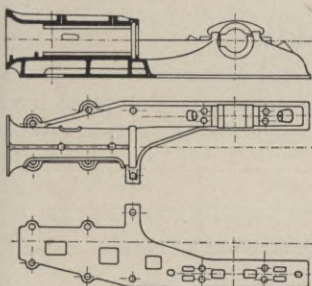


Fig. 16.

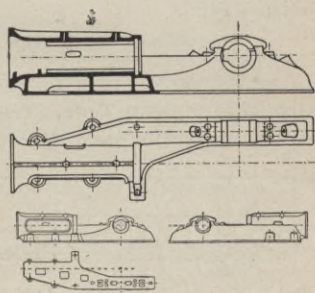


Fig. 17.

Ausreichende Bemerkungen sind bei diesem Verfahren unerlässlich.

Welches der 3 Verfahren ist das beste?

Mag man nun ein Verfahren anwenden, welches man will, man soll immer bedenken, dass man eine Zeichnung **nicht zur Selbstbenutzung** anfertigt. Damit andere Leute daraus klug werden, sind ausreichende **Bemerkungen**, wie in *Fig. 14*, unerlässlich. Durch Einzeichnen von Teilen, wie z. B. in *Fig. 14* durch Schnitt *b—b* die Kurbel angedeutet ist, beugt man auch Missverständnissen vor.

Ebenso können diese Hinweise fortfallen, wenn man sich, wie es für viele Fälle auch genügen dürfte, mit halber Ansicht und halbem Schnitt, um eine Vertikalachse angeordnet, begnügt.

So würde beispielsweise in *Fig. 9*, Seite 7, bei *A* nach links gesehen der halbe Schnitt und die halbe Ansicht, *Fig. 18* bei *B* der halbe Schnitt und die halbe Ansicht nach rechts gesehen,

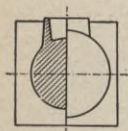


Fig. 18.

Platz finden. Wenn das nicht genügt, so lässt sich noch ein anderer halber Schnitt in bezug auf eine dritte Schnittebene zeichnen, sofern man es nicht mit einem symmetrisch gestalteten Körper zu tun hat. Endlich lässt sich mit den sog. gebrochenen Schnitten recht bequem ein Vorteil erzielen, indem sich hiermit Arbeit, Geld und, was recht häufig wichtiger ist, Zeit ersparen lässt.

In der Tat wird man bei derartigen zeichnerischen Arbeiten eine streng **folgerichtig aufgebaute Grundanschauung***) betätigen, von der man jedoch nicht selten — oder besser gesagt häufig — der Eigenart der gerade vorliegenden Aufgabe gemäss mehr oder minder abzuweichen gezwungen sein kann, und dann soll man mit erklärenden Bemerkungen in der Zeichnung nicht zu sparsam sein.

4. Der Massstab.

Es ist nicht immer möglich, in natürlicher Grösse zu zeichnen; grössere Teile, Zusammenstellungen, Rohrpläne usw. werden in verjüngtem Massstab aufgezeichnet. Der geübte

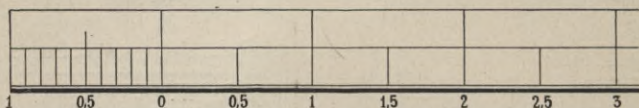


Fig. 1. 1:50, bezogen auf Mtr.

Konstrukteur besorgt die Umrechnung der Maasse während des Zeichnens im Kopfe oder mit dem Rechenschieber. $\frac{1}{2}$, $\frac{1}{5}$, $\frac{1}{10}$, $\frac{1}{20}$, $\frac{1}{50}$, $\frac{1}{100}$ lassen sich ja sehr bequem bestimmen. Man kann

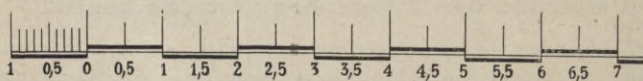


Fig. 2. 1:100, bezogen auf Mtr.

sich aber auch einen Massstab aufzeichnen, eine Umrechnung während des Zeichnens ist dann nicht notwendig. Ein solcher Massstab muss, weil von ihm die spätere Genauigkeit der ganzen Zeichnung abhängt, mit grösstmöglicher Sorgfalt angefertigt werden. — In *Fig. 1–2* sind einige Massstäbe dargestellt

*) Verfahren I (Seite 6–9) ist hierzu zweckdienlich, besonders für Unterrichtszwecke.

Im Maschinenbau gebräuchliche Massstäbe sind:

$$\frac{1}{3}, \frac{1}{5}, \frac{1}{10}, \frac{1}{15}, \frac{1}{20}, \frac{1}{25}, \frac{1}{50}, \frac{1}{100}$$

Bei Massstäben von $\frac{1}{5}$ und kleiner empfiehlt sich der sog. Transversal-Massstab (Fig. 3).

Zuerst zeichnet man auf der unteren Linie (in Fig. 3) den einfachen Massstab im verlangten Verhältnis, errichtet im Endpunkt links eine Senkrechte und trägt auf dieser eine beliebige Strecke, z. B. 2,5 mm 10 mal hintereinander auf. Durch diese auf der Senkrechten erhaltenen Teilpunkte werden Parallele zur Grundlinie gezogen und endlich die schrägen Parallelen (vergl. Fig. 3). Um jetzt beispielsweise 1,59 Mtr. abmessen zu können,

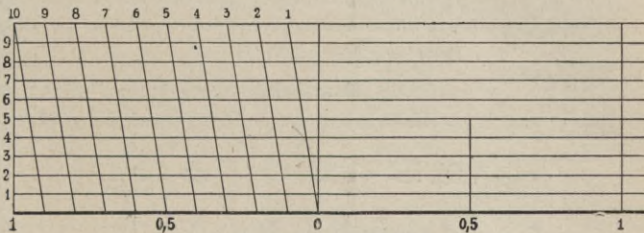


Fig. 3. 1:25, bezogen auf Mtr.

nimmt man vorerst auf der unteren Teillinie 1,5 Mtr. in den Zirkel, geht mit ihm in die 9. horizontale Teillinie nach oben bis zur schrägen Linie 0,5 — 6.

Beim Einschreiben der Maasse in die Zeichnung darf man selbstverständlich nicht nur die Strecke mit dem Massstab messen oder mit der Verjüngungszahl umrechnen, denn man muss den Zusammenhang der einzelnen Maasse beachten (vergl. Seite 28).

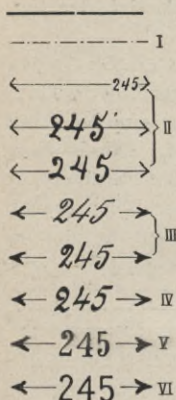
5. Die Linien und Maasse.

Nehmen wir an, die Anfertigung geschieht, wie unter **a** in Seite 1 bemerkt. Man entwirft mit **Bleistift** den Konstruktions- teil, zieht dabei zuerst alle Linien sehr dünn und etwas länger, als sie in Wirklichkeit werden sollen. Wenn nun das ganze Fadennetz fertig ist, werden die Linien auf ihre richtige Länge etwas dicker nachgezogen. Dieses Verfahren kann jedoch nur der geübte Konstrukteur anwenden, weil dem Anfänger durch das Fadennetz die Vorstellung des Gegenstandes verloren geht.

Beim **Ausziehen mit Tusche** hat man zu beachten:

Zuerst verzeichnet man die kleinen Anschlussbögen, so- ann die grösseren Bögen bezw. Kreise, erst zuletzt die

geraden Linien und zwar deshalb, weil man viel leichter diese den Kreisen anpassen und so event. zeichnerische Mängel verdecken kann, als bei anderer Reihenfolge.

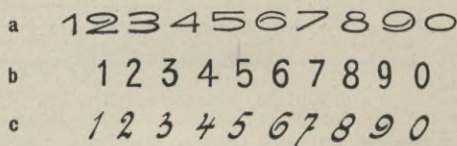


Die Linien für Detailzeichnungen sollen kräftig erscheinen (Fig. 1—3), jedenfalls stärker, als die Maasslinien und die Linien für die Anschlusssteile (Fig. 1).

Die **Mittellinien** sollen durch — · — · — · — (I) oder durch — — — — — gekennzeichnet sein.*)

Die **Maasslinien** sollen als dünne Linien erscheinen, man benutzt dazu dieselbe Tusche wie beim Ausziehen, stellt jedoch die **Reissfeder** enger.

Die **Maasshaken** mache man nicht wie in II angedeutet, sondern nach III—VI.



Maasse müssen deutlich in nicht zu kleinen Ziffern in der Zeichnung hervortreten. In neuerer Zeit wird die Schriftart **a** mit Vorliebe benutzt. Das Schreiben derselben kann mit der Reissfeder geschehen.

Doch soll man die Schrift wählen, welche man am geläufigsten schreibt. Es wäre gewagt, wollte man beim wichtigen Geschäft des Maasse-Einschreibens gleichzeitig Zahlen mit Rundschrift oder Steilschrift schreiben lernen.

Wer nicht soviel moralische Kraft besitzt, in seinen Freistunden die 10 (zehn) Ziffern schön schreiben zu lernen, dem dürfte auch zu anderen Sachen die nötige Energie fehlen.

In nachstehenden Abbildungen sind verschiedenen Werkstattzeichnungen entnommene Ausführungen dargestellt, und zwar in

Fig. 1 Maasse in gewöhnlicher Schrift,

„ 2 „ „ Steilschrift und

„ 3 „ „ Rundschrift.

*) In der Praxis benutzt man hierzu das sog. Punktierrad. Dasselbe kostet ca. 8 Mark.

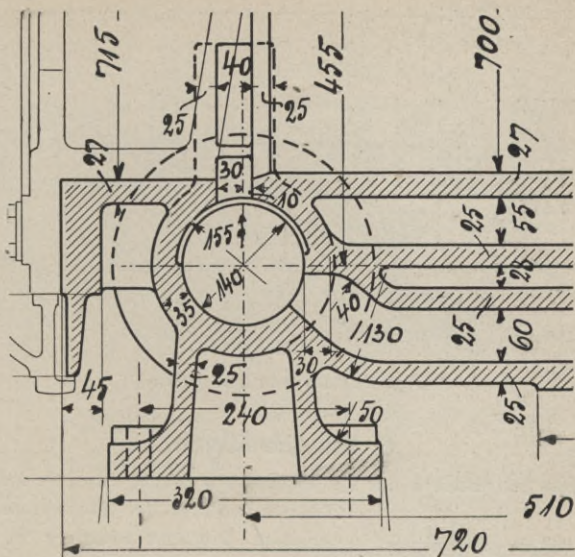


Fig. 1. Maasse in gewöhnlicher Schrift.

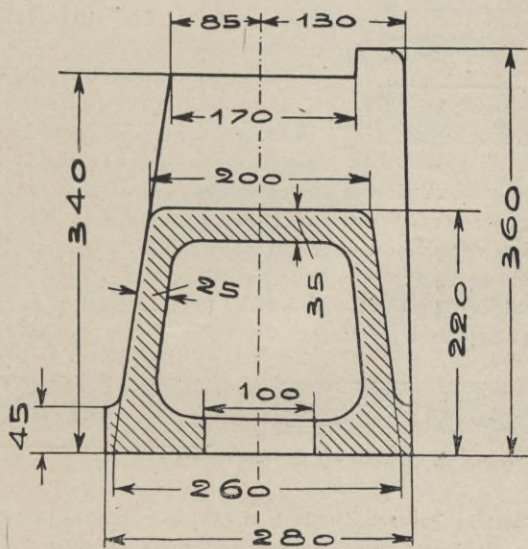


Fig. 2. Maasse in Stellschrift.

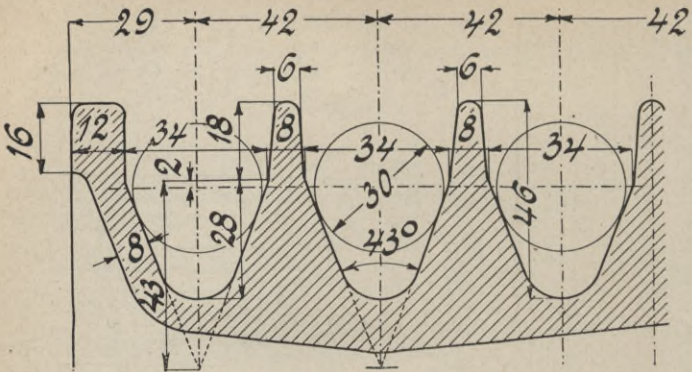
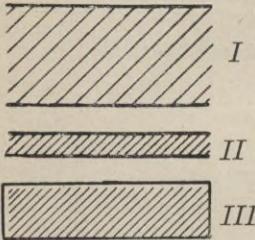


Fig. 3. Maasse in Rundschrift.

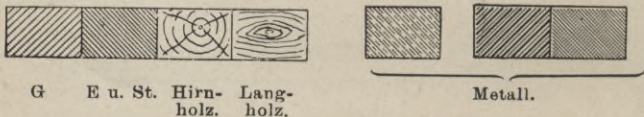
6. Das Schraffieren.

Das Schraffieren der Querschnitte soll mit dünnen, scharfen Linien wie bei den Maasslinien geschehen. Die Entfernung der unter 45° geneigten Linien kann bei Detailzeichnungen im grösseren Massstab 2,5 mm (I u. Taf. 3), bei kleineren Maassstäben 1 mm (II u. Taf. 4) betragen.



Lichtkanten sind vorteilhaft, so dass die Linien der Schraffur nach links und oben nicht an die Grenzlinien anstossen, wie Fig. III zeigt.

Verschiedene Körper, welche nebeneinander liegen, werden entgegengesetzt schraffiert, auch in dem Abstand der Linien bei verschiedenen Materialien ein Unterschied gemacht. Im allgemeinen wird Gusseisen (G) etwas weiter schraffiert als Schmiedeeisen (E) und Stahl (St.). Metall (z. B. Rotguss) wird häufig durch gemischte Schraffur gekennzeichnet. Auch



kann man die Querschnittsflächen (auf der Rückseite des transparenten Papieres) mit blassgrauer Tusche mittelst Pinsel anlegen, das geht etwas schneller als das Schraffieren, muss jedoch

sehr vorsichtig geschehen, sonst wird die Zeichnung verdorben. Nicht zu dunkel auftragen! Doch soll nicht die Art des Schraffierens das Material kennzeichnen, sondern die **Stückliste**. Im übrigen geben die Werkstattzeichnungen im II. Band Dampfmaschinen gebräuchliche Ausführungen.

7. Sonstige Bemerkungen zu der Zeichnung.

Rechts und Links.

Vielfach werden zu einer Maschine 2 Teile benötigt, welche bei sonst genau gleichen Ausführungsmaassen sich nur durch

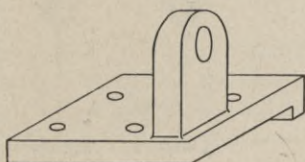


Fig. 1.

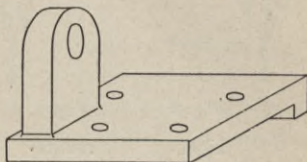


Fig. 2.

die Form unterscheiden. (Ähnlich wie ein Paar Handschuhe, ein Paar Stiefel u. dergl.)

Man nennt dann

die eine Ausführung:	die andere Ausführung:
Rechts-Modell oder	Links-Modell oder
rechts gezeichnet,	links gezeichnet.

(Die Kennzeichnung rechts soll aber nicht etwa daraus hervorgehen, dass, wie in Fig. 1, der Nocken in der Zeichnung nach rechts gezeichnet ist.)

Man zeichnet den Gegenstand meist nur für eine Ausführung und schreibt über die Zeichnung beispielsweise: **Konsol** „rechts gezeichnet“, und in die Stückliste (Seite 19) schreibt man dann:

..... Stück Rechts-Modell,
 „ Links-Modell.

Auch bei ganzen Maschinen ist der Ausdruck rechts- und linksbauend gebräuchlich. Bei Dampfmaschinen beispielsweise gilt folgende Erwägung:

Stellt man sich zwischen die Zylinder einer Zweizylindermaschine Fig. 5 und sieht nach dem Schwungrad zu, so gilt die Maschine rechts als **Rechtsmaschine** und die Maschine links als

Linksmaschine. Man wird deshalb auch den Rahmen der Rechtsmaschine mit **rechtsbauend** und den andern mit **linksbauend** be-

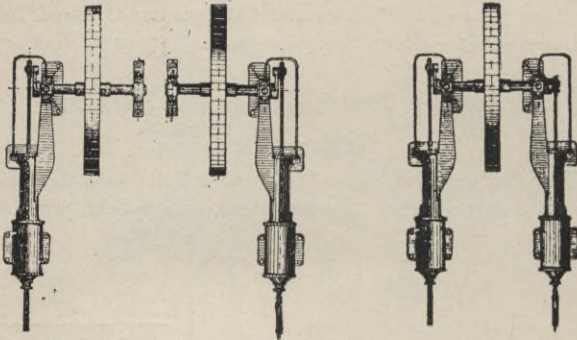


Fig. 3.

Fig. 4.

Fig. 5.

Links-
rechts-
bauend.

Linke *Rechte*
Maschinenseite.

zeichnen. (Man kann jedoch auch anderer Meinung sein, vergleiche den Rechtsstreit in „Haeders Zeitschrift“, Jahrg. 1900, Seite 215 u. f.)

Vorn und hinten.

Diese Bezeichnung findet auch vielfach Anwendung.

Bei Dampfmaschinen beispielsweise nennt man meistens nach *Fig. 7*:

die Kurbelseite die vordere Seite,
„ Zylinderseite „ hintere „

und bezeichnet somit nach *Fig. 6*:

mit *a* den vorderen, *a₁* den hinteren Zylinderdeckel,
mit *b* das vordere, *b₁* das hintere Lager.

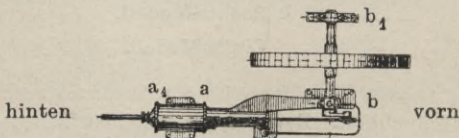


Fig. 6.

Doch ist die Bezeichnung vorn und hinten allein nicht genügend, da hierüber keine Einigkeit oder feste Regel herrscht.

Vorwärts und Rückwärts.

Rechtsherum und Linksherum.

Auch diese Bezeichnung ist an sich ungenügend zur Kennzeichnung der Drehrichtung eines rotierenden Maschinenteiles, es muss stets aus der Zeichnung durch eingezeichneten Pfeil

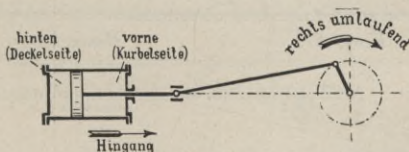


Fig. 7.

unzweifelhaft hervorgehen, was mit rechts- und linksherum, mit Vorwärtsgang und Rückwärtsgang gemeint ist.

Gebäuchlich ist z. B. bei Dampfmaschinen die in Fig. 7 dargestellte Drehrichtung als Vorwärts-Drehrichtung, auch wohl als rechtsumlaufend zu bezeichnen.

Bemerkungen über die Ausführung

sind der Werkstatt stets sehr willkommen. Auch ist es für den Konstrukteur von besonderem Vorteil, wenn er bestrebt ist, sich gute Kenntnisse über die Ausführung anzueignen.

Beispiele für Bemerkungen in der Zeichnung sind folgende: scharfes Gewinde, flaches Gewinde, ... Gang auf 1 Zoll engl., lose einpassen, sauber einschleifen, unter Dampf einschleifen, kann roh eingepasst sein, Höhlung besonders gut von Kernsand reinigen. Nach dem Einschleifen zur härten, katzgrau feilen, alle Teile sauber bearbeiten. Besonders gut spachteln. Bei Montage einpassen. Darf nicht vorstehen. Ecken abrunden.

8. Die Stück- und Kommissionslisten.

Jede Werkstattzeichnung erhält eine **Stückliste**, in welcher jedes in der Zeichnung mit Buchstaben gekennzeichnete Maschinenelement tabellarisch aufgeführt, sowie auch die Anzahl der anzufertigenden Teile und das Material derselben vermerkt wird, z. B.:

Stückliste.

Pos.	Stück	Gegenstand	Material	Mod.-Nr.
a	1	Treibstange	E.	
b	2/2	Lagerschalen zum Kurbelzapfen	Rtg.	712/713

Jede Zeichnung soll eine **Kommissionsliste** erhalten, welche die Kommissions-Nr., d. h. die Nr., unter welcher der Auftrag im Bureau vermerkt wurde, enthält, ferner die Angabe, wie oft die Stückliste für diese Kommission auszuführen ist, z. B.:

Kommissionsliste.

<i>Dat.</i>	<i>Kom.-Nr.</i>	<i>Bemerkung</i>
6. 2. 05	1987	Pos. a—b <u>zweimal</u> ausführen.

9. Zeichnungen-Verzeichnis.

Zweckmässig ist es auch, wenn vom Konstruktionsbureau dem Betriebsbureau ein Zeichnungen-Verzeichnis, d. h. eine Aufstellung übergeben wird, aus welcher der Betrieb ersieht, welche Zeichnungen er für die einzelne Kommission zu erwarten hat, so dass er hiernach einen Überblick über den Umfang der Arbeit erhält und dementsprechend disponieren kann. Dieses Verzeichnis, mit Angabe der Zeichnungs-Nr. und der Überschrift der Zeichnung, ist sobald als möglich, also vor Fertigstellung der einzelnen Zeichnungen, anzufertigen und zu übergeben. Erforderliche, im Verlauf der Arbeit sich ergebende Zusätze werden einfach nachgetragen.

10. Datum.

Es empfiehlt sich, **rechts unten** in der Ecke der Zeichnung den Ort und das Datum zu vermerken, ebenso den Namen des Zeichners durch ein Kennzeichen, z. B. Anfangsbuchstaben des Namens. Dieses ist für spätere nochmalige Benutzung der Zeichnung von Vorteil.

11. Über- und Unterschriften.

In jeder Zeichnung ist durch eine Überschrift die allgemeine Bezeichnung der Maschine zu kennzeichnen, darunter wird mit etwas kleinerer Schrift der gezeichnete Maschinenteil vermerkt.

Welche Art Schrift man wählt, ist gleichgiltig, wenn nur die Form der Schrift einen guten Eindruck macht.

Bei Verwendung der **Rundschrift** in den Überschriften der Zeichnungen wähle man eine der nachstehenden flotten Schriftproben 2 und 3, Probe 1 ist zu steif und unschön.

1. { Dampfmaschine 400 x 700
Freibstange.

2. { Dampfmaschine 400 x 700
Freibstange.

3. { Dampfmaschine 400 x 700
Freibstange.

4. Halbgerundetes Alphabet. *)

A B C D E F G
H I J K L M
N O P Q R S T
U V W X Y Z
a b c d e f g h i j k

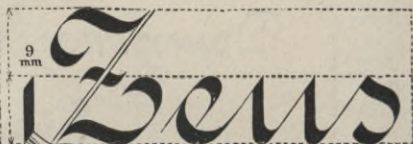
*) Aus „Schreibvorlagen für F. Soenneckens Rundschrift“ mit Vorwort zur 1. und 100. Auflage von Geh. Reg.-Rat Prof. F. Reuleaux.

l m n o p q r s t
u v w x y z

Die Nummer der Feder, d. h. die Breite der Spitze, soll nach der Schriftgröße gewählt werden.



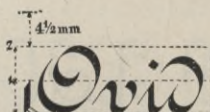
Nr. 1.



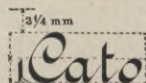
Nr. 2.



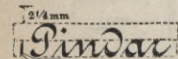
Nr. 2 1/2.



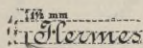
Nr. 3.



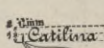
Nr. 3 1/2.



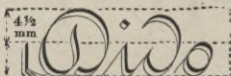
Nr. 4.



Nr. 5.



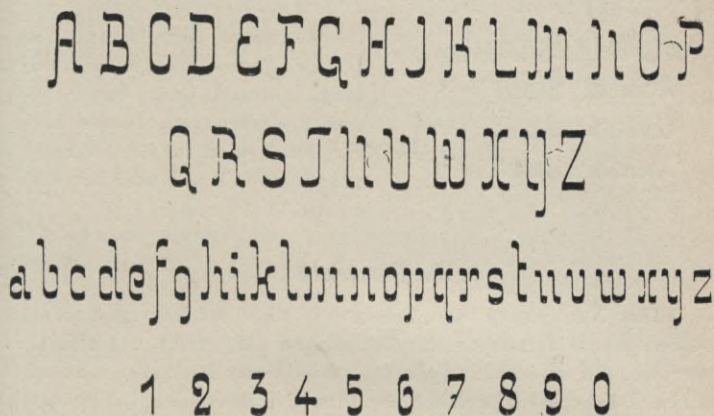
Nr. 6.



Nr. 30.

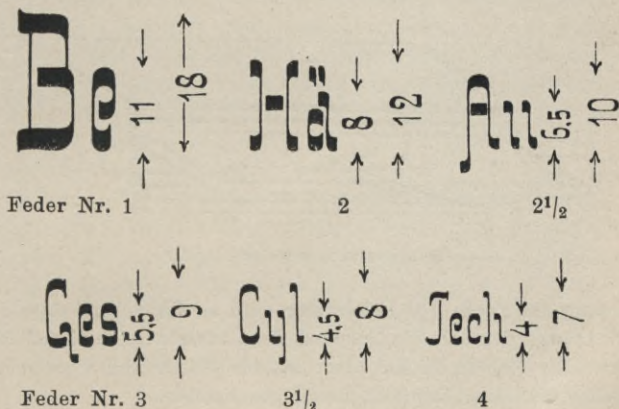
Weitere Nummern in 1 1/2 4 1/2 5 1/2 20 40 50 60 70 80 90.

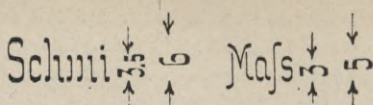
Die Rundschrift hat sich im Laufe der Zeit Feinde erworben. Man hält eine steile Schrift dem Charakter einer technischen Zeichnung angemessener, auch für die Ziffern der Maasszahlen zieht man **Steilschrift** vor.



Auf einigen technischen Lehranstalten findet die Steilschrift besondere Beachtung. Die technische Hochschule Charlottenburg liefert den Studierenden entsprechende Schriftvorlagen.

Zur Steilschrift verwendet man ebenfalls Rundschriftfedern. Nachstehende Schemas sollen Anhaltspunkte geben, welche Feder-
 nummer für eine bestimmte Schriftgröße zu wählen ist.



Feder Nr. 4 $\frac{1}{2}$

5

ANSICHT STAHL } I
 Ansicht Stahl }
 Ansicht Stahl } II
 Ansicht Stahl }

Textliche Bemerkungen in der Zeichnung, welche Bearbeitung, Material oder dergl. betreffen, heben sich besser hervor, wenn man die Steilschrift I und nicht die Rund- oder Schreibschrift II benutzt.

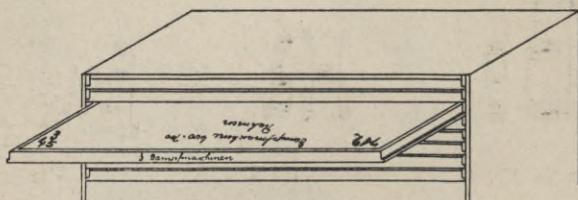
12. Numerieren.

Das Numerieren der Zeichnung und das Eintragen derselben in das **Verzeichnis der Zeichnungen** darf nicht unterlassen werden. In manchen Fabriken erhält die Zeichnung zuerst einen Buchstaben, welcher die Art der Maschine bezeichnet, z. B. **D** Dampfmaschinen, **P** Pumpen usw. und darunter die fortlaufende Nummer.

Sehr übersichtlich besonders für das Auffinden der Zeichnungen gestaltet sich folgende Methode:

Die Fächer im Schrank zum Aufbewahren sind fortlaufend numeriert:

Links oben steht die fortlaufende Nummer im allgemeinen. Rechts steht die Fachnummer und die fortlaufende



Numerieren der Zeichnungen.

Nummer im Fach. Die Zeichnung wird so fortgelegt, dass man beim Öffnen der Schublade zuerst die Überschrift der Zeichnung sieht. Die Zahlen rechts oben in der Zeichnung werden umgekehrt (auf dem Kopfe stehend) geschrieben.

Aus dem Leserkreise ging uns hierüber folgende Zuschrift zu „Die Angabe der Zeichnungs-Nr. und besonders die Fach- und Blatt-Nr. oben in den Ecken anzubringen, kann ich aus langjähriger Erfahrung nicht gutheissen. In mehreren Fällen habe ich mit unsäglicher Mühe das ganze Zeichnungswesen reorganisieren müssen und dabei etwa 5—6000 Blatt Zeichnungen nachträglich zweckmässig einrangiert und gebucht. Ein Vergnügen ist das nicht. Bei der grossen Wichtigkeit des schnellen Ablegens und besonders des Findens der Originalpausen, um jede noch so geringfügig scheinende Aenderung auf den Blaupausen in der Werkstatt auch sofort ohne langes Suchen auf den Originalpausen nachtragen zu können, habe ich gefunden, dass die Methode einiger grosser Fabriken: **Blatt- und Fach-Nr. rechts unten in die Ecke** zu setzen, die zweckmässigste ist. Die laufende Ordnungs-Nr. oder Zeichnungs-Nr. am besten links unten in die Ecke. Die Zeichnungen brauchen dann nicht auf den Kopf stehend in der Mappe zu liegen, sondern sie liegen aufrecht. Die Ueberschrift zu lesen ist meistens (beim Suchen besonders) nicht nötig, weil das Suchen im Register, das eben für diesen Zweck übersichtlich angelegt sein muss, zu erfolgen hat. Uebrigens kennt man doch jede Zeichnung, wenn man nur einen kleinen Zipfel umschlägt.“

Im allgemeinen dürfte es für das Suchen von Zeichnungen ganz gleichgiltig sein, ob die Nr. oben oder unten in den Ecken stehen, wenn sie nur beim Oeffnen des Schrankes bzw. der Mappe sichtbar sind.

13. Das Verständnis beim Zeichnen.

Vom Anfertiger einer Zeichnung darf man ein richtiges Verständnis der Zeichnungen verlangen. Der Konstrukteur soll nicht nur Aufriss, Grundriss und Querschnitt richtig aufzeichnen können, sondern er soll auch vom gezeichneten Gegenstand eine **räumliche Vorstellung** besitzen und in dieser Beziehung stösst man auf die wunderbarsten Erscheinungen.

Eine grosse Anzahl Zeichner bringen es durch jahrelange Übung fertig, an sich richtige Zeichnungen anzufertigen, sind aber nicht imstande, die plastische Form des Gegenstandes mit einer Handskizze darzustellen und doch liegt gerade hierin der Schwerpunkt in dem weiteren Fortkommen des jungen Technikers, es fehlt eine **praktische Vorstellungsgabe**, die erste Vorstufe für den „weiten Blick“, welcher für leitende Stellung unerlässlich ist.

Schon auf den Schulen wird dieser Punkt häufig vernachlässigt, seine Wichtigkeit vielleicht auch von einigen Fachlehrern, welche wenig mit der Praxis in Berührung kommen, unterschätzt bzw. nicht erkannt.

Der Unterricht in der darstellenden Geometrie könnte nach meinem Erachten sowie demjenigen vieler im Unterrichtsdienst und in der ausübenden Praxis befindlicher Ingenieure besonders für den zukünftigen Konstrukteur nutzbringender

gestaltet werden, wenn man statt des Projizierens von Punkten, Linien und den verschiedenen umgeklappten Ebenen eine

einfache Parallelperspektive

besonders bevorzugte; schon bei den ersten Unterrichtsstunden mit der perspektivischen Darstellung von **Maschinenelementen** begänne.

Ferner sollte der Zeichner auf jeder von ihm angefertigten Konstruktionszeichnung den Gegenstand eventl. in kleinerem Masstab (verschiedene Ansichten oder besser in Perspektive) darstellen, erst dann hat man die Gewissheit, dass der gezeichnete Maschinenteil von dem Zeichner auch verstanden wurde, dass er also vom Gegenstand seiner Arbeit die richtige Vorstellung besitzt.

Ein **einfaches** Verfahren*)

Maschinenteile räumlich darzustellen

ist die Haeder-Perspektive:

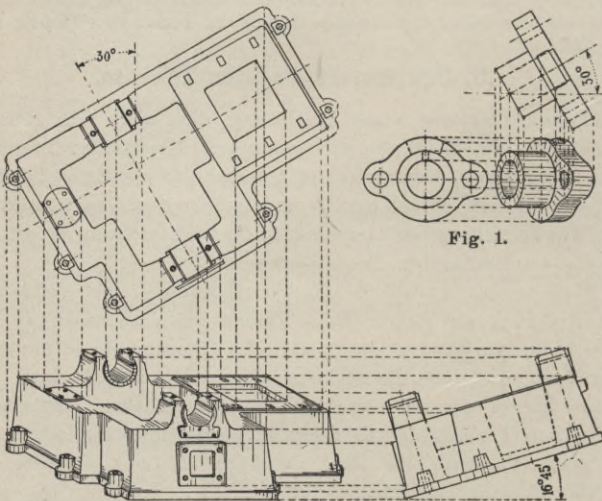


Fig. 2.

Zum Zeichnen dieser Annäherungsperspektive kommt man im allgemeinen mit zwei Figuren zurecht, Grundriss und Seitenriss. Damit nun alle Linien mit **Hilfe des 30 und 90° Winkels** gezeichnet werden können, legt man bei einfachen

*) Das Buch „Einfache Parallelperspektive von Otto Haeder“ gibt ausführliche Anleitung und zahlreiche Beispiele.

Teilen (*Fig. 1*) den Aufriss unter 30° und erhält ohne weiteres die gesuchten Punkte.

Bei Gegenständen mit unregelmässigen Formen (*Fig. 2*) lege man den Grundriss unter einem Winkel von 30° und den Seitenriss unter einem

Winkel von $16^{\circ} 45'$.

Man findet dann durch Projizieren der einzelnen Punkte den gesuchten perspektivischen Aufriss, alle Linien ergeben sich hierbei, senkrecht, horizontal oder unter 30° geneigt.

Alle kreisrunden Formen sollen in dieser Perspektive als **Kreise** oder als **Ellipsen** mit horizontaler oder senkrechter Achse erscheinen. (Man darf also nicht die Ellipse geneigt legen, sonst geht der ganze Vorteil des einfachen schnellen Aufzeichnens verloren.)

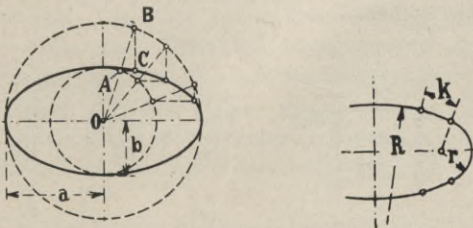
Deshalb muss auch bei einigen Teilen, bei welchen von einem zylindrischen Körper Abzweigungen nach verschiedenen Richtungen erfolgen, ein Fehler in Kauf genommen werden (*Fig. N Tafel 4*). Damit der Fehler nicht so stark ins Auge fällt, mag es gestattet sein, hier die Linien dem Gefühl nach etwas zu verschieben.

Zum **Zeichnen der Ellipse** projiziert man nur die vier Endpunkte der Achsen, aus welcher man in nachstehender Weise die Ellipse konstruiert.

Konstruktion der Ellipse.

Man beschreibe mit a und b (Halbachsen der Ellipse) als Radien Kreise um O .

Punkte der Ellipse finden sich, indem man von O aus z. B. Linie OB zieht. Vom Punkte B aus wird eine Senkrechte zur Halbachse a und vom Punkt A aus eine Senkrechte zur Halbachse b gezogen, deren Schnittpunkt C der gesuchte Ellipsen-



punkt ist. In dieser Weise bestimmt man einige Punkte. Man sucht dann dazu passende Radien R und r und macht die Strecke k mit dem Kurvenlineal.

Zum Aufzeichnen eines Maschinenteils nach diesem äusserst einfachen Verfahren benötigt man **sehr kurze Zeit** und sollte auf der Schule und von unsicheren Konstrukteuren häufig geübt werden.

Die Werkstattzeichnungen (II. Band Dampfmaschinen) können auch die eben erwähnten perspektivischen Darstellungen erhalten. Den Schmieden und Schreibern dürfte dieses das Verständnis der Gegenstände erleichtern.

Die Perspektiven auf **Tafel 27 a**, Dampfmaschinen, sind ebenfalls nach diesem Verfahren durchgezeichnet.

14. Die Richtigkeit der Zeichnungen.

Zeichnen- und Maassfehler.

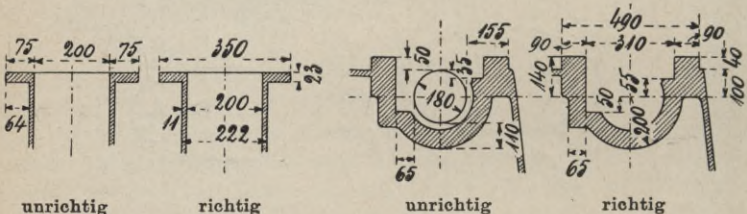
Unrichtig eingeschriebene Maasse haben schon viel Unheil angerichtet.

a) An **welcher Stelle** sollen die Maasse eingeschrieben werden?

b) **Wie** sollen Maasse eingeschrieben werden?

c) **Wie prüft** man die Richtigkeit der Maasse?

Zu a). Demjenigen Zeichner, welcher sich den gezeichneten Gegenstand plastisch vorstellen kann, wird es leicht fallen, die Maasse dort einzuschreiben, wo sie die Werkstatt abzulesen gezwungen ist. Er stellt sich eben an Hand der oben erwähnten Parallel-Perspektive den Körper so vor, als müsse er ihn nach den eingeschriebenen Maassen selbst anfertigen. Richtiges Maasse-Einschreiben erleichtert auch das Verfahren, dass man z. B. bei einem aus mehreren Teilen zusammengesetzten Konstruktionselement die Maasse jedes einzelnen Teiles einträgt, man vermeidet dann Maasse, die in keinem Zusammenhang mit dem Ganzen stehen.



Bei runden Teilen ist stets der Durchmesser einzuschreiben, weil Modellschreiner, Dreher, Schmied usw. mit dem

Taster arbeiten. In der Hauptsache soll man den Mittellinien besondere Beachtung schenken.

Zu b). Man vermeide soviel nur irgend möglich für Hauptmaasse halbe mm. Diese kommen besonders gern in die Zeichnung bei Mittelentfernungen, wenn die zugehörigen Lagerlängen auf 5 mm abgerundet sind. Von Mitte Treibstange bis Mitte Hauptlager = 322,5 mm ist ein unsinniges Maass, nun gar erst gewissenhaft in die Fundamentzeichnung übertragen!

Maurer kennen keine mm, und halbe mm im Fundamentplan macht sie ganz verwirrt. Die Folgen hiervon sind Fehler um 5 bis 10 cm, die tatsächlich nur dem gedankenlosen Maassschreiben zur Last zu legen sind.

Alle Fundamentmaasse möglichst in ganzen cm oder bei Kesseleinmauerungen Mauerstärken in Steinmaass.

Zu c). Beim **Einschreiben der Maasse** muss man ganz bei der Sache sein und stets den Massstab zur Hand haben, auch wenn sich ein Maass durch Addition verschiedener anderer Maasse ergibt, muss man durch Nachmessen die Addition auf ihre Richtigkeit prüfen.

Sind alle Maasse eingeschrieben, so soll der Zeichner dieselben sämtlich **kontrollieren**. Dieses geschieht zweckmässig so, dass er die Zeichnung abdeckt und an einer Stelle beginnend strichweise die Prüfung vornimmt.

In vielen Bureaus hat die **Nachprüfung** einer Zeichnung auf Richtigkeit der Maasse ein zweiter Techniker auszuführen. Letzterem bietet sich hierdurch auch der Vorteil, andere Konstruktionen als diejenige, welche gerade seine eigene Arbeit betrifft, kennen zu lernen. Es hat sich auch herausgestellt, dass dieser zweite Techniker Fehler sicherer findet, als der Anfertiger der Zeichnung. Denn wie häufig kommt es vor, dass jemand zwei, sogar dreimal hintereinander denselben Additionsfehler macht.

Ein sehr bewährtes Verfahren, Zeichnungen zu prüfen auf die notwendigen Maasse und Richtigkeit derselben, ist folgendes:

Ein anderer Techniker zeichnet den Gegenstand in **kleinerem Massstabe** auf, wobei man ihm ans Herz legt, alles genau nur nach den eingeschriebenen Maassen aufzuzeichnen, also keine Linien zu ziehen, welche nicht durch ein Maass angegeben oder begrenzt sind. Hierbei ergibt sich, welche

Maasse in der Zeichnung fehlen und welche unrichtig eingeschrieben sind.

Diese Zeichnung in kleinem Massstab gibt zugleich den Anfang für die sogenannte **Dispositionszeichnung**, wobei schon bei der Wahl der Papiergrösse und bei Beginn des Zeichnens Rücksicht zu nehmen ist.*)

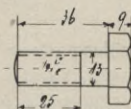
15. Reihenfolge der Zeichnungen.

Die Reihenfolge für die Anfertigung der einzelnen Zeichnungen für eine Maschine richtet sich nach der mehr oder minder schwierigen Herstellung der betr. Teile. Zeichnungen für komplizierte Gussstücke oder für schwere Schmiedestücke welche bei Spezialfirmen bestellt werden müssen, fertigt man zuerst an, damit durch langwierige Former- bzw. Schmiedearbeit keine Verzögerung in der Ablieferung entsteht.

Bei **Dampfmaschinen** würde man ungefähr folgendermassen vorgehen: Zylinder, Rahmen, Treibstange, Kurbelwelle, Kurbel, Schwungrad usw.

16. Das Schraubenheft.

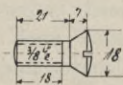
Die Schrauben werden im allgemeinen auf den einzelnen Zeichnungen nicht aufgegeben, sondern in einem besonderen **Schraubenheft** aus Konzeptpapier in blauem Umschlag zusammengestellt.



10 Stück $\frac{1}{2}$ " e Kopfschrauben zum Befestigen der Zellstangen am Hauptlagerbohr

Probe aus

Schraubenheft, $\frac{1}{3}$ verkleinert.



6 Stück $\frac{3}{8}$ " e Kopfschrauben zum Befestigen der Zellstangen an der Pleuellbohrung



2 Stück $\frac{1}{2}$ " e Kopfschrauben zum Regulator-Steuerbohr

Die Schrauben werden hierin skizziert und die Angabe der Stückzahl und desjenigen Maschinenteils, wo sie zur Verwendung kommen sollen (s. **Tafel 27****), vermerkt. Man kann in der

*) So wie man jetzt in vielen Schulen die Prüfung der schriftlichen Arbeiten in Rechnen und Sprachen von einem Nebenschüler ausführen lässt, könnte obengenanntes Verfahren auch auf technischen Schulen zur Anwendung gelangen

**) Dampfmaschinen, II. Band.

Werkstatt auf diese Weise sämtliche Schrauben fertig stellen, ohne den andern Arbeitern die Zeichnung wegzunehmen. Jedoch soll man für das Schraubenheft nur gute Kopiertinte benutzen und Bogen für Bogen kopieren, um jederzeit der Werkstatt und anderen gegenüber ein Original zur Verfügung zu haben.

Auch empfiehlt es sich, das Schraubenheft aus einzelnen Blättern zusammen zu setzen, letztere zu lichtpausen und die Lichtpausen in die Werkstatt zu geben; man hat so für spätere Ausführungen das Original stets zur Verfügung.

17. Die Fundamentzeichnung.

Betreffs der Maasse beachte auch Seite 29 unter b.

Maschinenfundamentzeichnungen mit Kanälen und Aussparungen für Ankerplatten sollen einen deutlichen Grundriss, von jedem störenden Beiwerk frei, erhalten.

Aus der Ansicht von oben (Grundriss) mit eingezeichneter Maschine, einpunktiertem Rohrplan und gestrichelten Kanälen und Aussparungen wird kein Maurerpolier klug. Die Maschine soll nur in blasser Tusche in äusseren Umrissen erscheinen, die Linien des Fundamentes aber recht kräftig ausziehen, wie in Dampfmaschinen, II. Band, Taf. 26 u. 48, angegeben. Ein Fehler im Fundament wird meistens erst dann bemerkt, wenn die Maschine auf den Sockel gebracht wird; dann ist es zu spät. Aber der Zeichner schiebt immer die Schuld auf den Maurer.

Der Vermerk auf der Fundamentzeichnung, dass an allen Stellen, wo Maschinenteile auf das Fundament kommen, dasselbe wegen des Ausrichtens und Untergiessens mit Zement 4—5 cm niedriger gehalten werden muss, sollte nie fehlen. Sonst sind nachher immer die Fundamentanker an diesen Stellen zu kurz, der Monteur muss die oberste Schicht des Fundamentes erst entfernen.

18. Der Verkehr mit der Werkstatt.

Sind alle Zeichnungen zu einem Auftrag bzw. einer Kommissions-Nr. fertig, so wird eine sog. **Werkstattstückliste** aufgestellt, in welcher alle Zeichnungs-Nrn. angegeben, sowie die Erklärung eventl. Änderungen gegen frühere Ausführungen der Zeichnungen und Modelle erläutert werden.

Diese Stückliste enthält alle zu der betr. Maschine gehörenden Teile, z. B.:

Datum 26. 6. 05.

Kom.-Nr. 2516.

19. Werkstattstückliste.

Gegenstand: *Einzylinder-Dampfmaschine 400 Zyl.-Durchm., 700 Hub, mit Riderflachschieber, 7 Atm., 85 Umdrehungen.*

Empfänger: *H. Zieger, Bitterfeld,*

abzuliefern am: *1. November 1905.*

abgeliefert „ :

Zeich. Nr.	Pos.	Mat.	Stück	Gegenstand	Mod.		Gewicht*)	
					Nr.	roh	bearbeitet	
2512	a	G	1	<u>Rahmen, Änderung der Leiste für den Schieberstangenführungsbock (nach rot) sonst wie Kom. 216.</u>				
2512	b	„	1	<u>Lagerdeckel mit Öffnung in der Mitte (mit Gelbstift in der Zeichnung angegeben).</u>				
2520	a	E	1	<u>Treibstangenschaft, ist vorgedreht bestellt bei Grusonwerk, soll angeliefert werden am 3. August 99 usw.</u>				

Für **Modellschreinerei** und **Giesserei** sowie für die **Schmiede** werden meistens aus dieser Stückliste **Auszüge** angefertigt, welche aber nur Guss- bzw. Schmiedeteile enthalten, zweckmässig ist es, auch diese Auszüge für eventl. Verlustfälle zu kopieren.

Die Aufstellung derartiger Listen ist von grosser Wichtigkeit, da die auf den Zeichnungen vermerkten Notizen leicht unleserlich werden durch den Gebrauch der Zeichnungen, die Listen aber z. B. bei **Lieferung von Ersatzteilen** sichern Aufschluss über die frühere Ausführung gewährleisten.

Vielfach verbindet man auch diese Listen mit Schemas für **Kalkulationen**, Angaben der **Akkordsätze** bzw. aufgewendeten Löhnen für das betr. Stück.

*) Die drei letzten Rubriken sind in der Werkstatt auszufüllen. Diese Werkstattstückliste ist für den ganzen Werkstättenbetrieb bestimmt.

Wir wollen auf diese sehr praktische Einrichtung an anderer Stelle eingehen.

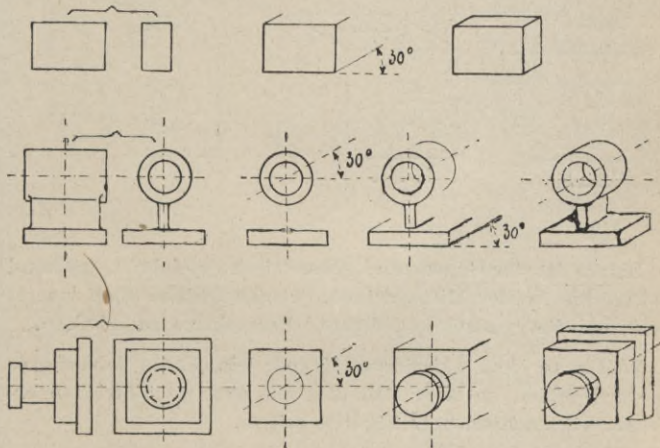
Im übrigen verkehre man mit der Werkstatt nur **schriftlich**, da Anordnungen usw., welche mündlich gemacht, leicht übersehen werden, mache jedoch von allen Änderungen, die man an den bereits in der Werkstatt befindlichen Zeichnungen vornimmt, dem betr. Werkstättenleiter Mitteilung.

Zwecks Erlangung einer Einheitlichkeit erhält in manchen grösseren Fabriken jeder Konstrukteur eine **gedruckte Anweisung**, wie die vorstehend erwähnten Punkte zu handhaben sind, durch diese Einrichtung wird manchen Missverständnissen nach Möglichkeit vorgebeugt.

Häufig tritt auch an jüngere Techniker die Aufnahme (Ausmessen) von Maschinenteilen heran, deshalb wollen wir hier diesem Dienstzweig nicht unerwähnt lassen. Vor allem ist dabei unerlässlich gutes Skizzieren.

Das Skizzieren.

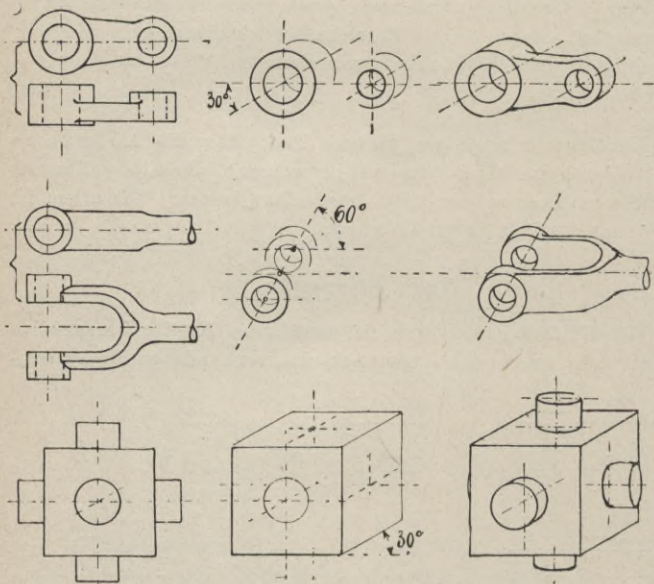
Mit Hilfe der auf Seite 26 erwähnten Haeder-Perspektive kommt man auch beim Ausmessen von vorhandenen Maschinen-



teilen leichter zum Ziele, als wenn man den Körper geometrisch skizziert. Ferner prägt sich durch diese Methode die äussere Form des betr. Maschinenteiles besser ein.

Man behalte beim Skizzieren besonders die Winkel von 30° und 60° im Auge, ziehe stets zuerst die **Mittellinien**, wie in nachstehendem Schema angegeben. Auch hier zeichnet man zylindrische Formen als Kreise oder als Ellipse, jedoch letztere nur mit horizontaler oder senkrechter Achse.

Nachskizzieren der nachstehenden Schemas wird besser als Erklärung dienen, als über dieses Thema viele Worte zu machen.

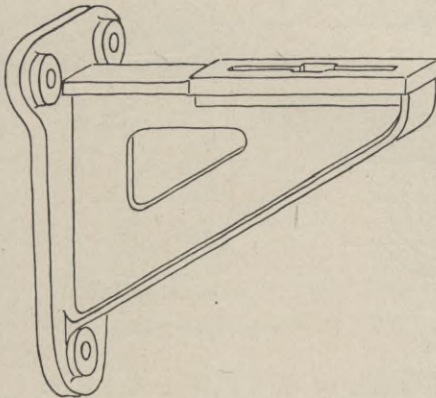
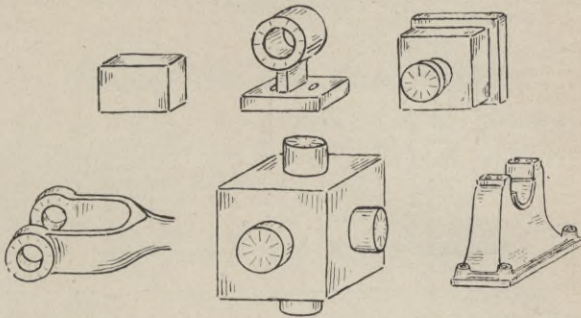


Links ist der Gegenstand geometrisch gezeichnet, während die Figuren in der Mitte zeigen, welche Striche man zuerst macht, um die rechts angedeutete Perspektive zu erhalten.

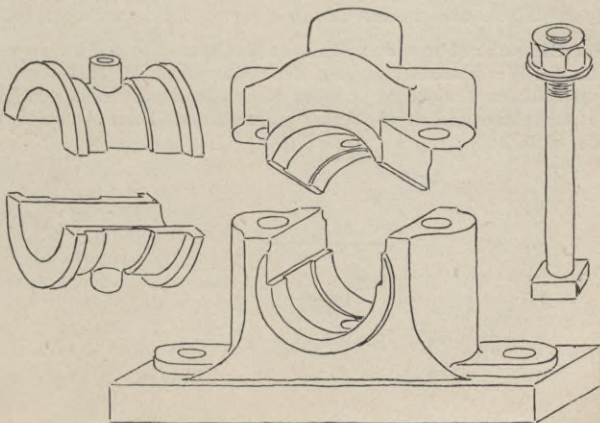
Will man dem skizzierten Körper ein etwas lebhafteres Aussehen geben, so lässt sich dies mit einigen Strichen erreichen, wie nachstehende Figuren zeigen.

Wer seine freien Stunden benützt, nach vorstehender Anleitung sich eine gewisse Fertigkeit anzueignen, wird bald finden, dass das Skizzieren ein angenehmer und nicht anstrengender Zeitvertreib ist. Er wird sich ausserdem mit einer

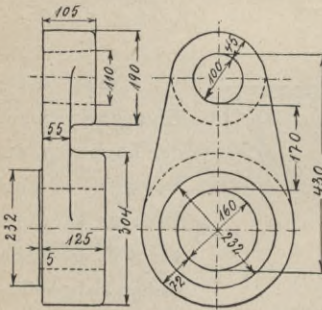
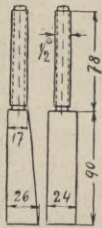
nicht theoretisch gebildeten Person (Schlosser, Monteur) mit Hilfe der Handskizze viel leichter verständigen können.



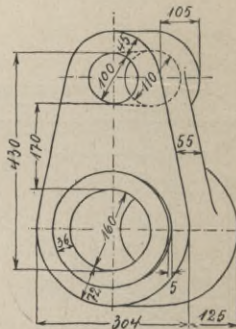
Nach einiger Übung wird man in der Lage sein, auch weniger einfache Teile zu skizzieren, wie z. B. das nebenstehend abgebildete Lagerkonsol und das dazu gehörige Steh-lager.



Bei **Aufnahme** (Ausmessen) von Maschinenteilen leistet uns die eben erwähnte perspektivische Darstellung ebenfalls gute Dienste.



geometrisch



perspektivisch

In vorstehenden Abbildungen ist ein Keil sowie eine Kurbel links geometrisch und rechts daneben perspektivisch dargestellt.

Beim Einschreiben der Maasse hat man hier anders zu verfahren als bei Werkstattzeichnungen, denn man kann die Maasse nicht auf die Mittellinien beziehen. Je mehr Kontrollmaasse, desto richtiger wird die Aufnahme und desto besser kommt man beim Aufzeichnen des Teiles zurecht.

Abschnitt II.

Regeln für den Konstrukteur.

Von Anfängern, d. h. jungen Technikern, werden meist immer dieselben Verstösse gegen die üblichen, durch die Praxis längst festgestellten Regeln des Konstruierens gemacht.

Das A-B-C des Konstruierens

könnte man nachstehende Zusammenstellung nennen.

Bei manchen Abbildungen ist links die **unrichtige** Ausführung, **rechts daneben** die richtige Ausführung vermerkt.

I. Schrauben: Benennungen.



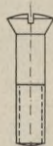
Mutter-
schraube



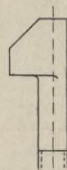
Kopf-
schraube



Stift-
schraube



versenkte
Schraube

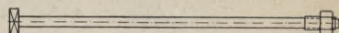


Haken-
schraube

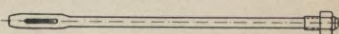


Ösen-
schraube

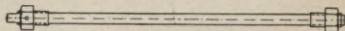
Anker mit Hammerkopt



" " Keil



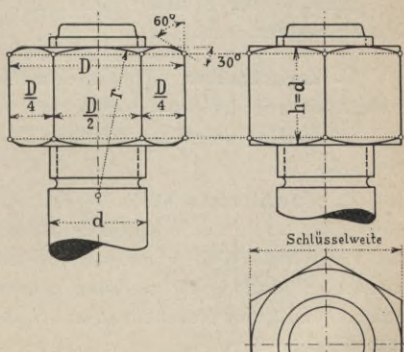
Pfarr'scher Anker



2. Schrauben- mutter.

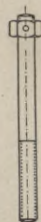
Den Durchmesser des Kreises um das Muttersechseck, also das Maass D , zeichnet man meist $= 2 \cdot d$, genauer und richtiger aber nach der Schraubentabelle. Bei sehr grossen Muttern sind die Maasse für h und die Schlüsselweite in die Zeichnung einzuschreiben.

Radius r mit $= 1,5 \cdot d$ zeichnen.

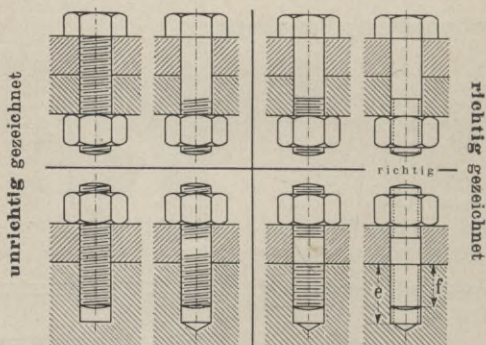


3. Kopfhöhe für geschmiedete Schrauben $0,7 d$, für Handelsschrauben $= d$. Letztere werden bis $1''$ Durchmesser aus dem vollen Sechskant-Walzeisen gedreht, das ist für die Schraubenfabriken billiger als das Anschmieden der Köpfe.

4. Sehr lange Kopfschrauben werden häufig als Stiftschraube aus entsprechendem Rundeisen hergestellt und an dem einen Ende anstelle des Kopfes eine Mutter auf das beiderseitig angedrehte Gewinde geschraubt. Die Mutter kann mit Splint gesichert werden und ersetzt somit den Schraubenkopf. (Vergl. auch Regel 34.)



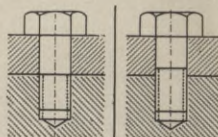
5. Das Gewinde, besonders die Länge des Gewindes zeichnen die meisten Anfänger falsch, wie in den linksstehenden Abbildungen angedeutet.



Figur rechts ist die gebräuchlichste Darstellung des Gewindes.

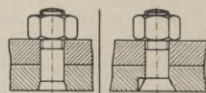
Tabelle für e und f siehe unter „Schrauben“, Abschnitt Maschinenelemente.

6. Kopfschrauben. Auch hier zeichnen Anfänger häufig das Gewinde zu kurz. Rechts zeigt die richtige Darstellung.



richtig

7. Versenkte Köpfe werden angewendet, wenn aus bestimmten Gründen vorstehende Teile vermieden werden müssen. Man gibt alsdann diesen Schraubenköpfen Nasen, um ein Selbstdrehen derselben zu verhindern.



richtig

Die Schräge des Schraubenkopfes soll hierbei möglichst flach ausgeführt werden, vergl. unter „Schrauben“, Abschnitt Maschinenelemente.

8. Den versenkten Köpfen der Schrauben für Blechverkleidungen und zur Befestigung dünnwandiger Gussteile gibt man mit Rücksicht auf schönes Aussehen linsenförmige Gestalt.

9. Stiftschrauben, welche in das Blech von Behältern für Dampf, gepresste Luft oder Gasen eingeschraubt werden, erhalten einen konischen Ansatz behufs besseren Verstemmens wegen Dichthaltens. (Vergl. Regel 22 u. 27.)

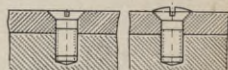
Stiftschrauben soll man nur im Notfall anwenden, sie sind unzuverlässig.

10. Beim Aufgeben von Schrauben in der Zeichnung oder in dem Schraubenheft (Seite 30) schreibt man nur die Maasse a , b und d und allenfalls noch den Gewindedurchmesser in engl. Zollen ein.

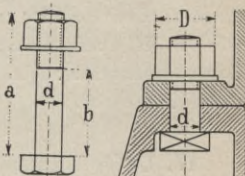
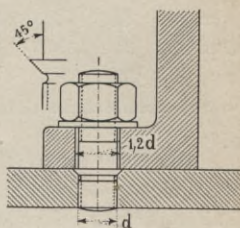
11. Für Zeichnungen in kleinem Masstab, z. B. $\frac{1}{5}$, nimmt man Maass $D = 2d$ nach Regel 2 und lässt die Abrundung der Mutter ganz fort.

12. Bei grossen Muttern, wie z. B. Muttern für die Kolbenstangen, wird die auf der gedrehten Fläche anliegende Seite der Mutter nicht abgerundet. Man hat dann mehr Sicherheit gegen Losdrehen, da der äusserste Punkt für den Reibungsradius massgebend ist. Trotzdem wird man noch eine Sicherung anbringen.

13. Abdrückschrauben, 2 bis 4 Stück $\frac{5}{8} - \frac{7}{8}''$, soll man bei Zylinderdeckeln, Schieberkastendeckeln usw., also überall da anwenden, wo der Deckel öfters gelöst werden muss.

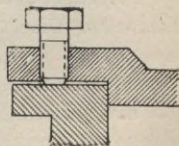
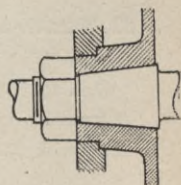


richtig.



Zu 10.

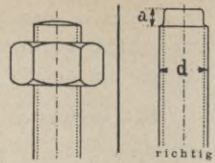
Zu 11.



14. Schraubenende. Für bessere Maschinen ist Andrehung

$$a \sim 0,4 d$$

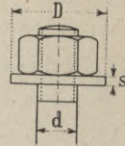
beliebt.



15. Unterlegscheiben unter die Muttern sind auf allen nicht bearbeiteten Flächen anzuordnen.

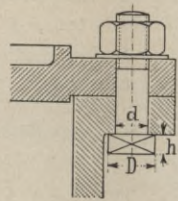
$d = 10$	13	16	20	23	26	30
$D = 25$	32	35	43	50	55	58
$s = 2$	2,5	3	4	4	4	4

vergl. auch Schraubentabelle im Anhang.

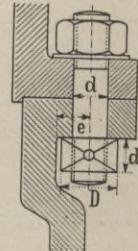


16. Der Kopf der Schraube

wird meist sechseckig, in besonderen Fällen, wenn derselbe verdeckt zu liegen kommt und gleichzeitig ein Drehen des Schafts verhindern soll, wie z. B. bei Dampfzylinder- und Schieberkastendeckeln, **quadratisch**. Tab. unter Regel 18.



17. Unter Umständen wählt man statt des quadratischen Kopfes eine **Vierkantmutter**, welche an einer Kante etwas abgerundet und mit Stift gegen Losdrehen geschützt ist. Maasse nach Regel 18.

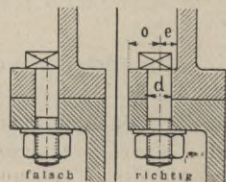


18 Quadratische Schraubenköpfe für 16 u. 17.

$d = \frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$ "
$D = 17$	22	28	33	39	44	50	55	66 mm
$h = 7$	9	12	14	16	18	20	22	26 "
$e = 13$	16	20	22	26	30	33	37	43 "

19. Einseitige Schraubenköpfe ist

man unter Umständen gezwungen anzuwenden. Das Schraubenloch darf dann bei e nicht zu dicht an die Wand gebohrt werden, da bei nicht ganz genauem Gussstück der Bohrer nicht

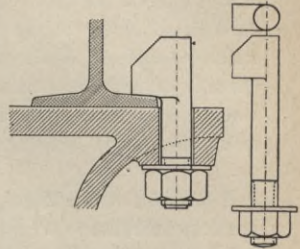


frei durchgehen kann, auch, um Nacharbeiten in der Werkstatt zu vermeiden.

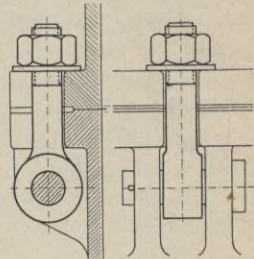
Durchmesser der Schraube	$d =$	10	13	16	20	23	26	30	40
Mindest-Entfernung	$e =$	8	11	13	16	18	20	23	32
	$o =$	12,5	15	20	25	27,5	30	35	45

20. Hakenschrauben sind möglichst zu vermeiden, weil hier eine erhebliche Biegungsbeanspruchung eintritt, die dem Gefühl nach leicht unterschätzt wird.

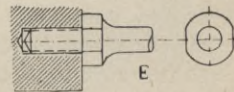
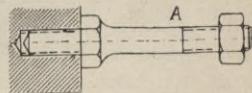
Berechnung unter „Schrauben“, Abschnitt Elemente.



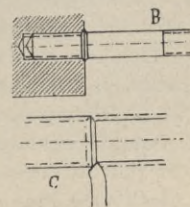
21. Ösenschrauben. In manchen Fällen ist ein **Gelenkbolzen** zweckmässig, so z. B. bei den Stopfbüchsschrauben für den Zylinderdeckel in der Laterne bei Tandemaschinen, wo die Stopfbüchsen nach herausgezogener Metallpackung ganz ineinander geschoben werden können und so das Ausbauen des Kolbens erleichtern. Als Flanschschrauben, welche oft und schnell gelöst werden müssen usw. an Dampffässern, Garndämpfern, Vulkanisiergefässen u. dergl.



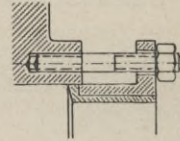
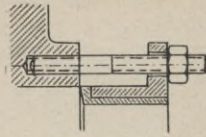
22. Stopfbüchsschrauben mit angeschmiedetem Sechskant (A) unnötig teuer, rund und für Schraubenschlüssel abgeflacht (E) billiger.



Stiftschraube mit schmalen Bund (B) leistet dieselben Dienste. Der Bund entsteht beim Drehen ganz von selbst (C), indem bei der eingedrehten Schraube der letzte Span nicht durchläuft. Gewindeloch wird etwas versenkt, Bund verstemmt, im Schiffmaschinenbau allgemein üblich, weil hierdurch dampfdichtes Schliessen gewonnen wird, am Dampfzylinder unter allen Umständen gut und zweckentsprechend.

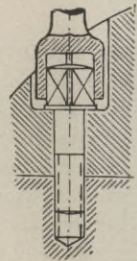
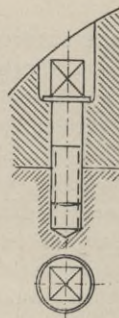


23. Stopfbüchsschrauben werden oft zu lang genommen. Nach dem Anziehen der Büchse stehen dann die Schrauben um $1\frac{1}{2}$ —2 Mutterhöhen vor, was zum mindesten einen unschönen Eindruck macht und das Putzen erschwert. Man zeichnet deshalb die Stopfbüchse gern 6—10 mm eingreifend, gibt aber dieses Maass für das Spiel vom Kreuzkopf besonders zu.



richtig.

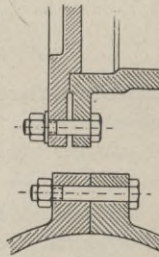
24. Bei vertieft angeordneten Schrauben (für zweiteilige Stellringe, Exzenter und dergl.) ist ganz besonders Rücksicht darauf zu nehmen, dass sie auch angezogen werden können. So ist z. B. bei der links gezeichneten kein Platz für den Steckschlüssel. Kopf in solchen Fällen immer über Eck, und zugehörigen Steckschlüsselkopf wenigstens in Blei hineinzeichnen.



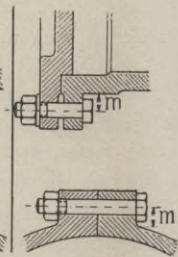
richtig

25. Der Sitz der Schrauben soll nie zu weit von der Verbindungsstelle angeordnet sein. Das Maass m möglichst klein, doch so, dass die Kopfkante nicht auf die abgerundete Ecke des Körpers zu liegen kommt.

$d =$	10	13	16	20	23	26	30	40
$m =$	15	18	20	24	27	30	32	42

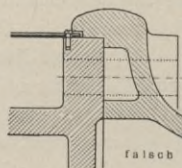


unrichtig

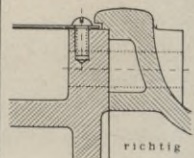


richtig

26. Anfänger zeichnen Schrauben untergeordneter Bedeutung meist zu schwach. Schrauben unter $\frac{3}{8}$ Zoll (10 mm) kennt man im Dampfmaschinenbau nicht (mit Ausnahme der zur Blechbekleidung zu verwendenden $\frac{5}{16}$ " (8 mm) Schrauben).

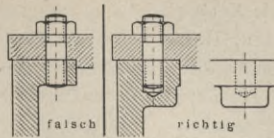


falsch

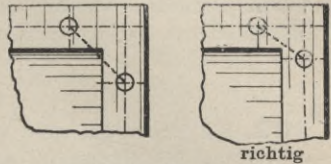


richtig

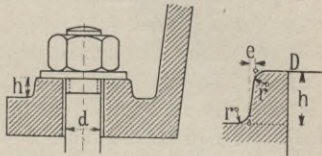
27. In den Dampfraum sollten Stiftschrauben nicht einmünden. Man ordne an den Stellen Warzen an. Sonst nach Regel 9 u. 22.



28. Eckschrauben. Man achte darauf, dass die Verbindungslinie der beiden Eckschraubenmittel innerhalb der Dichtung liegt.



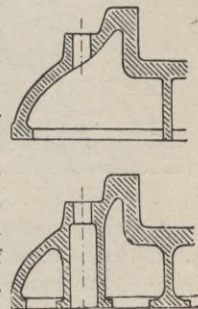
29. Nocken für die Schrauben soll man, wenn eben zugänglich, auf allen Gussteilen anbringen.



Gewinde	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	"
$d = 10$	13	16	20	23	26	30	33	40	mm	
Loch $d'' = 11$	14	17	21	24	27	31	34	41	"	
Nocken $D = 25$	30	35	45	52	60	70	75	90	"	
$h = 5$	8	10	13	16	18	20	23	25	"	
$r = 3$	3	5	5	6	6	7	7	8	"	
$e = 1$	1	1	1,5	1,5	2	2	2,5	2,5	"	

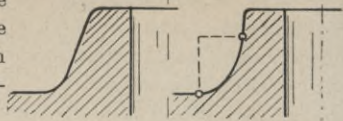
Werden die Löcher nicht eingebohrt, sondern eingegossen, so wählt man den Lochdurchmesser grösser (nach 36).

30. Ankerhaken. Bei Lagerbalken werden die Ankerhaken zweckmässig bis auf das Fundament reichend verlängert, um beim scharfen Anziehen der Ankerschrauben, die sonst leicht auftretenden Bieungsbeanspruchungen der Deckenwandung zu verhüten. Das obere Ende des Durchmessers kann etwas eingezogen werden, damit die Unterlegscheiben nicht zu viel frei liegen. Dieses Anziehen erfolgt ja sehr oft durch 2—3 Mann, die auf den Schraubenschlüssel noch ein $1\frac{1}{2}$ —2 Mtr. langes Gasrohr aufgesteckt haben, und dann daraufloswürgen.

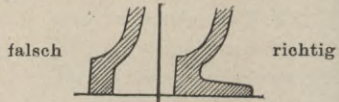


richtig

31. Nocken nicht zu schräge gestalten. Besser das obere Ende senkrecht zur Fläche, unten grosse Hohlkehle, dass Parabelform entsteht.

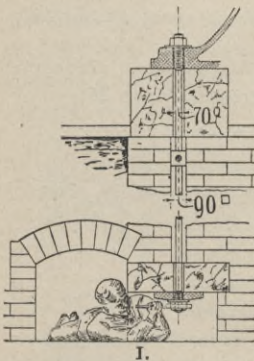


32. Gussteile, welche auf Fundamenten zu liegen kommen, sollen breite Auflageflächen haben.

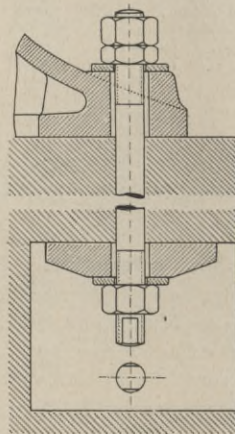


33. Bei grossen und schweren Gussstücken wird man gut tun, die **Nocken** im äusseren Durchmesser noch etwas grösser, als in der Tabelle (u. 36) angegeben, zu machen, da dieselben beim Einformen des Modells leicht einseitig versetzt werden. Nocken von grossem Durchmesser der Sitzfläche sehen nie schlecht aus, dagegen fällt eine auf dem Auge stark einseitig sitzende Mutter auf.

34. Pfarr-Anker. Anstelle der älteren Verbindung mit Fundamentkeil wird statt des Keiles eine Mutter benutzt und am Anker auch unten Gewinde angeschnitten wird, so dass man die untere Mutter im Fundamentkanal anziehen kann (I).



I.



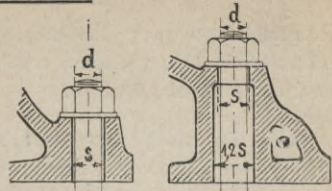
II.

Der Pfarranker hat nun am unteren Ende eine Fläche (nach II), so dass ein Festhalten des Ankers von unten aus möglich und hierdurch ein Sichdrehen des Ankers beim Anziehen vermieden wird.

Mit dieser Einrichtung ist man in der Lage, die Fundamentschrauben alle gleich lang aus der Mutter hervortreten zu lassen.

35. Anker und Ankerlöcher für Fundamentrahmen der Dampfmaschinen.

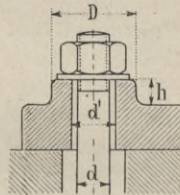
Anker für Gasmotoren werden stärker ausgeführt.



Kolbenhub	400	500	600	700	800	1000	1200	1400	1600	1800	mm
Maschinen leichterer Bauart	$d = 1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{5}{8}$	2	—	—	—	" engl.
	$s = 38$	42	45	50	52	55	65	—	—	—	mm
schwere Maschinen (Tandem- Bauart)	$d =$	—	—	—	2	$2\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{2}$	$2\frac{3}{4}$	3	$3\frac{1}{2}$	" engl.
	$s =$	—	—	—	65	70	80	90	100	115	mm

36. Löcher in Nocken für Anker

zur Befestigung des Stückes auf Fundamenten werden eingegossen (d'), deshalb grösser ausgeführt, als unter 29 angegeben.

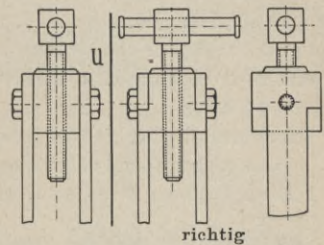


Anker . .	$d =$	20	23	26	30	33	36	40	50	mm
Loch . . .	$d' =$	25	28	30	35	40	45	52	60	"
Nocken .	$D =$	55	60	70	80	90	100	110	120	"
" .	$h =$	10	12	15	20	22	25	30	35	"

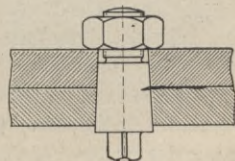
Höhe h muss man häufig grösser machen, wie bei Rahmen und Ständerfüssen usw.

37. Entlastung der Schrauben,

welche verschiedene auf Zug beanspruchte Teile zusammen zu halten haben, soll man immer vorsehen. Die in beistehender Skizze rechts am gusseisernen Spindelkopf befindlichen Vorsprünge werden auf Abscheeren beansprucht und entlasten dadurch die horizontalen Kopf-

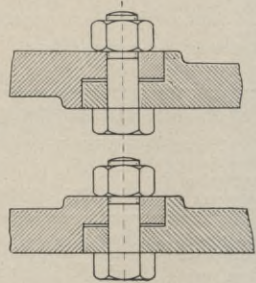


schrauben.
38. Konischer Schraubenbolzen. Für normale Fälle soll die Schraube Kräften widerstehen, die in Richtung ihrer Achse fallen; beabsichtigt man, durch eine Schraubenverbindung Kräfte aufzunehmen, die zur Schraubenachse



senkrecht, also quer gerichtet sind, so eignet sich hierfür als nicht gerade billiges, aber vorzüglich bewährtes Mittel der sogenannte konische Bolzen.

39. Entlastung der Schraube gegen einseitigen Druck. — Ein anderes, ebenfalls gutes Mittel, um Schrauben gegen Abscheerung zu sichern, besteht in der sog. entlasteten Schraubenverbindung; man lässt nämlich bei dieser die beiden zu verbindenden Körper etwas übereinander greifen, so dass an deren jedem ein Entlastungsansatz entsteht.

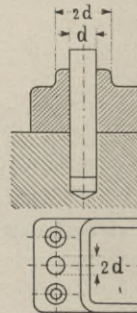


40. Prisonstifte. Wie Tabelle unter 29 zeigt, bohrt man die Löcher etwas grösser, als den Bolzendurchmesser, damit ein Nachhelfen mit Feile nicht notwendig ist. Maschinenteile, welche Erschütterungen ausgesetzt sind oder die genaue Lage des aufgeschraubten Gegenstandes für die Folge gewährleisten sollen (z. B. Rahmenständer stehender Maschinen), erhalten Prisonstifte.

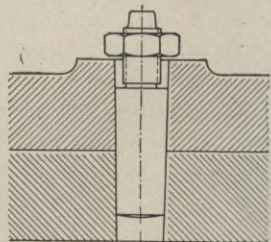
41. Löcher für Prisonstifte werden nach dem Festschrauben eingebohrt, mit Reibahlen aufgerieben und dann der Stahlbolzen eingetrieben. Man gibt hier zu einem Gussstück

mit 2–3 Schrauben 1 Nocken,
 „ 4–6 „ 2 „ an;
 Durchmesser des Stiftes etwa 0,8
 vom Schraubendurchmesser.

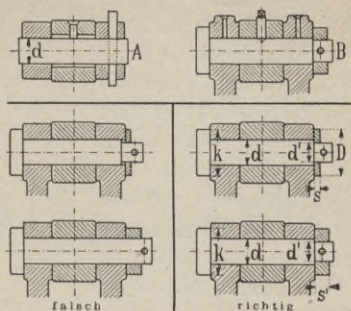
h kann halb so gross sein, als in der Tabelle unter 29.



42. Leichtes Lösen der Prisonstifte, ohne dabei den Konus zu verletzen, gestattet nebenstehend skizzierte Ausführung. Am Kopf ein kurzes Gewinde, auf das eine halbhohe Mutter gesetzt wird. Über dem Gewinde ist die Schraube auf mindestens Kerndurchmesser abgesetzt (Schlagkopf). Neigung der Stifte $\frac{1}{50}$ der Länge.



43. Bolzen für Gelenke macht man ausschliesslich aus Stahl und härtet dieselben. Bei beweglichen Gelenken (A) hindert man die Bolzen am Herausfallen durch einen Stift, während ein Teil des Gelenkes gehärtete Stahlbuchse u. Schmierloch erhält.

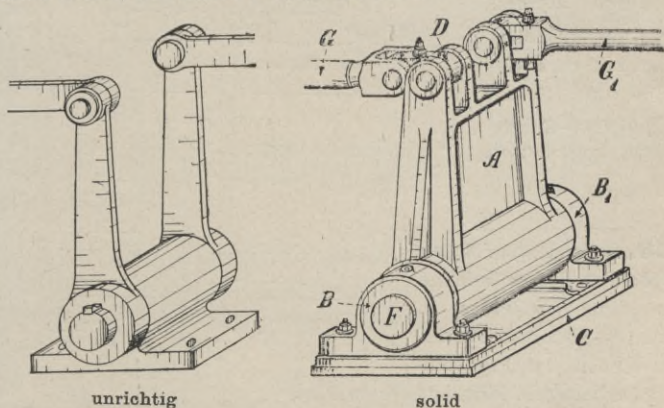


Für feste Stützpunkte lässt man die Bolzen vorteilhaft in der äusseren Gabel drehen nach Fig. B.

Brauchbare Abmessungen der Gelenke.

$d = 10$	13	16	20	23	26	30	33	36	40	mm
$d' = 8$	10	13	16	18	20	25	28	30	35	,,
$D = 16$	22	26	32	36	40	44	48	52	56	,,
$s = 3$	4	4	5	5	6	6	7	7	8	,,
$s' = 10$	11	12	13	15	16	17	18	19	20	,,
$h = 5$	6	7	8	9	10	10	11	11	12	,,
$k = 16$	22	26	32	36	40	44	48	52	56	,,

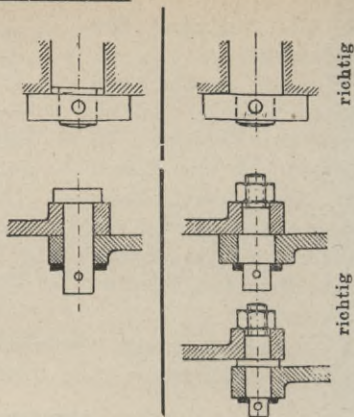
44. Übertragungen, bajonettförmig (zweimal um die Ecke), müssen kräftig konstruiert sein, die Hebel möglichst aus einem Stück, die Achse F nicht zu kurz.



Unrichtige Lagerung solcher Übertragungen haben schon viel Unheil angerichtet, besonders bei Dampfmaschinen und anderen Motoren.

45. Bolzen mit Ring und Splint. Der Ring muss fest gegen den Bund am Bolzen drücken und darf nicht durch den Anzug vom Splint gegen den Gabelkopf gepresst werden.

46. Bei Gelenken oder Hebeln muss der Bolzen in einem Hebel feststehen (verschraubt oder vernietet sein). Die links gezeichneten Figuren zeigen unrichtige Ausführung.

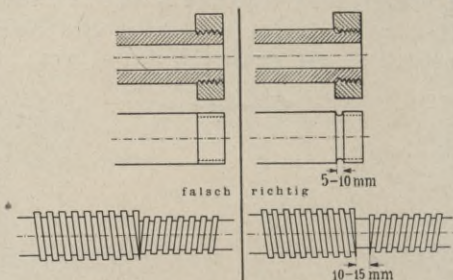


Bearbeitung.

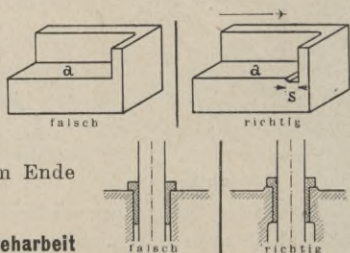
Der Konstrukteur soll sich stets ein Bild über die möglichst bequeme Art der Bearbeitung des Gegenstandes machen. Hierüber erschöpfende Regeln aufzustellen, wäre unmöglich. Nachstehende Angaben sollen als Anregung dienen.

47. Beim Zeichnen der Gewinde soll man auf Herstellung Rücksicht nehmen, der Schneidstahl soll auslaufen können.

Eine Eindrehung zwischen Gewinde und Schaft ist notwendig, wie rechts angedeutet.

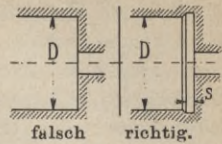


48. Soll z. B. die Fläche a gehobelt werden, so zeichne man eine Vertiefung s, etwa 10—20 mm breit, damit der in der Pfeilrichtung arbeitende Hobelstahl am Ende der Fläche auslaufen kann.

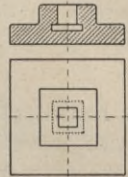


49. Ebenso hat man bei Dreharbeit für Auslaufen des Drehstahles zu sorgen, z. B. bei Grundringen usw.

50. Runde Bohrungen, welche innen ausgedreht werden (z. B. Zylinder für Pumpen und Motoren), erhalten ebenfalls eine Vertiefung s im Gussstück, damit der Drehstahl auslaufen kann.

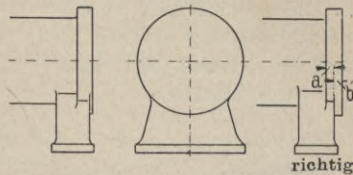


51. Hobeln und Stossen. In ähnlicher Weise wird auch hier im Gussstück eine Aussparung für den auslaufenden Stossstahl gelassen.



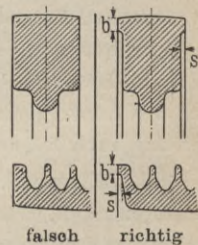
52. Wird bei **Flanschen**, die bearbeitet werden, ein Fuss oder dergl.

mit denselben vereinigt, so soll Innenkante Flansch mit der Innenkante Wandstärke des Fusses abschneiden, damit die Strecke a , die von Hand mit Meissel



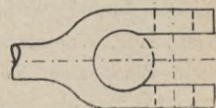
und Feile bearbeitet werden muss, möglichst schmal wird, denn das Stück b wird auf der Drehbank gedreht.

53. Rotierende Teile. Rotierende Scheiben, Schwungräder, Seilscheiben usw. sollen einen Vorsprung ($s = 5$ bis 20 mm je nach Grösse des Rades) erhalten, damit man nur den schmalen Rand (etwa $b = \frac{1}{150} \cdot D$) zu drehen braucht. Räder ohne seitliche Andrehung laufen selten genau, sie „taumeln“ während des Betriebes. Beachte auch Regel 81.

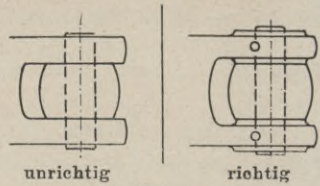


54. Erleichterung der Stossarbeit (und der sauberen Feilarbeit).

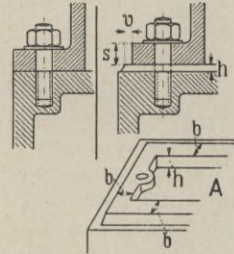
Bei geschmiedeten Gabelköpfen bohrt man gerne das hintere Ende 2–5 mm grösser. Kleine unvermeidliche Ungenauigkeiten beim Ausstossen machen sich dann nicht bemerkbar, und das saubere und genau passende Schlichten mit der Feile wird sehr erleichtert.



55. Bei Gabelköpfen aus Temperguss (Gusseisen usw.) bei denen nicht mehr als eben notwendig bearbeitet werden soll, sind möglichst Arbeitsflächen anzubringen, einerseits um hübsches Aussehen zu erzielen und die Schmutzecken zu vermeiden, andererseits der besseren Bearbeitung wegen.



56. Arbeitsleisten. Zum Befestigen irgend eines Bockes oder dergl. auf einem Gussstücke sind Arbeitsleisten vorzusehen. Diese wird man im allgemeinen je grösser machen, je stärker der Flansch ist. Man kann beiläufig wählen:



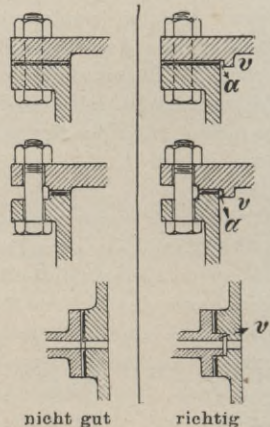
Plattenstärke . . .	$s = 15$	20	25	30	35	40	50	mm
Vorsprung	$v = 5$	8	10	12	13	15	15	„
Breite der Leiste $b = 15$		20	25	30	35	40	45	„
Höhe „ „ $h = 5$		8	10	13	15	20	25	„

ausgespart nach Fig. A.

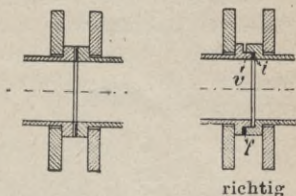
Je nach Umständen, wie z. B. beim Rahmenfuss (Regel 36), kann das Maass h selbstverständlich viel höher gemacht werden. Beachte auch Regeln 9 u. 27.

57. Flansche für Verpackungen, z. B. Schieberkasten- deckel für Drücke über 6 Atm., sollen einen Vorsprung v erhalten, welcher jedoch bei a etwas Spielraum haben darf.

Bei kleinen runden Flanschen, z. B. Wasserstandsköpfen usw., dient der Vorsprung v gleichzeitig als Zentrierung. Die Abbildungen rechts sind besser



58. Auch bei **Rohrleitungen** mit mehr als 7 Atm. Druck werden mit Vorliebe Flanschverbindungen mit Vorsprung v benutzt und die Packung bei i eingelegt. Doch findet man auch schmiedeeiserne Rohrleitungen ohne Vorsprung, wie links gezeichnet, welche bei sauberer Ausführung und gewissenhafter Montage selbst bei 10 Atm. dicht halten.

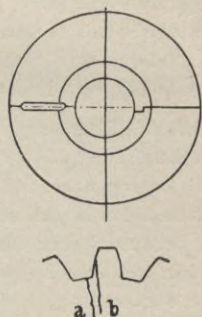


Für hohen Druck sind Flanschverbindungen nach Taf. 24 und 25 aus „Dampfkessel“, IV. Aufl., zu wählen.

Für **Rohre mit hochgespannten Dämpfen** wurden durch eine besondere Kommission für geeignete Flanschverbindungen Normalien ausgearbeitet. Die entsprechenden Zeichnungen und Tabellen sind in Haeder, „Dampfkessel“, IV. Aufl., II. Band, wiedergegeben.

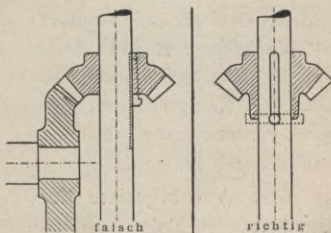
59. Konische Räder

mit bearbeiteten Zähnen (Steueräder bei Ventilmaschinen, Regulatorräder usw.) nicht mit Sprungfläche, geht oft dabei unabsichtlich nicht bei a , sondern bei b durch den Zähnekranz. Werden die Bruchflächen nicht ganz besonders sorgfältig geschont (bei Montage und Transport), so verstreichen sich die kleinen Kristalle der Bruchfläche und passt diese dann nicht ganz. Folge davon unruhiger Gang und Klappern der Räder.



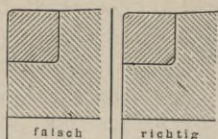
Auch bei schweren zweiteiligen Rädern mit unbearbeiteten Zähnen hat sich das Sprengen nicht bewährt, die Sprengfugen leiden durch die Erschütterungen, und das Rad wird locker.

60. Konische Regulator-
räder verlangen bei der grossen Tourenzahl stets sorgfältigste Bearbeitung, gehobelte unter allen Umständen vorziehen. Nabe lang, dass gute Führung vorhanden ist. Nutenkeil schlecht, **eingelgte Feder** mit Sicherung durch

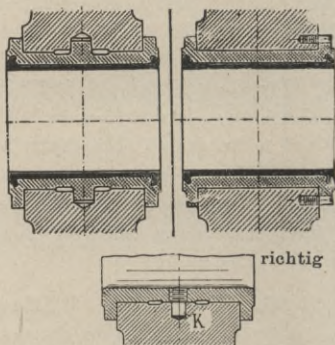


kräftigen konischen Splint entschieden bessere Konstruktion.

61. Die **Eindrehungen** an der Schwungradnabe für **Schrumpfringe** stets mit grosser Hohlkehle. Beim Schrumpfringe Abrundung mit um 1—2 mm grösserem Radius, oder der Einfachheit halber abgeschrägte Ecke. Dasselbe bei Kolbendeckeln.

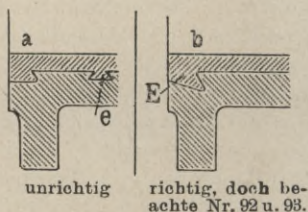


62. Bei **Lagerschalen** lässt man in neuerer Zeit gern den sogenannten Zentrierungszapfen fort, weil er besonders, wo es auf Genauigkeit ankommt, nur schwierig eingepasst werden kann. Die Drehung einer gut eingepassten Schale wird leicht durch ein paar seitlich angebrachte Schrauben oder eine mittlere Schraube (*K*) verhindert.

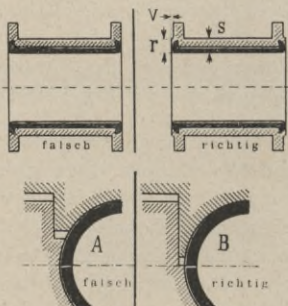


63. Die **Eindrehung** an der **Lagerschale** für das Weissmetall besser nach Skizze *b*, damit sich das Metall seitlich nicht herausdrücken kann.

Man lässt auch wohl die Nuten *e* ganz weg, weil die Eindrehungen *E* nach Skizze *b* an den Enden unter Umständen genügen.

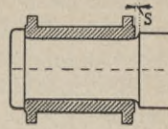


64. Die **Stirnfläche** der Lagerschalen ist nicht in einer Ebene (nach links) durchzubilden, sondern (nach rechts) mit Vorsprung *v*. Man kann sich bei Montage besser helfen durch Nacharbeiten. Vorsprung *r* etwa = *s*. Beachte auch Regel 92.

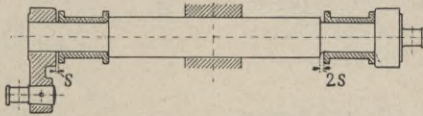


65. Auf **bequemes Herausnehmen** der Teile soll man stets achten, so z. B. kann die obere Lagerschale nach *A* nicht eingebaut werden. *B* ist richtig.

66. Spielraum. Zwischen Lagerschale und Anlauf soll stets etwas Spielraum s gelassen werden, so dass infolge Ausdehnung bei etwaiger Erwärmung des Lagers ein Reiben oder Schaben der Schale gegen den Anlauf des Zapfens nicht stattfinden kann.



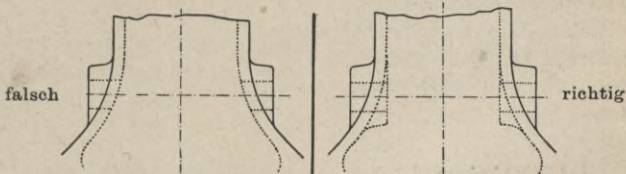
67. Nur ein Lager soll bei Hauptachsen mit 2 oder mehr Lagern die Führung der Achse bewerkstelligen, um einer durch



Zufälligkeiten eintretenden Veränderung der Lager und Achse Rechnung zu tragen. Das eine Lager Spielraum $= s$, das andere Lager mehr Spielraum, etwa $= 2 \cdot s$.

Lagerdurchmesser $d =$	100	200	300	400 mm,
Spielraum . . . $s =$	0,15	0,20	0,25	0,30 mm.

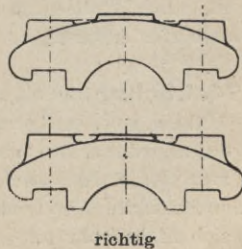
68. Lagerstellen für durchgehende Wellen in geschweiften Rahmen, welche auf der Horizontal-Bohrmaschine mit dem in die Bohrstange eingesetzten Fräsmesser bearbeitet werden,



sollen zur Lochachse senkrechte Eintritt- und Austrittsflächen haben, da sonst das Messer leicht verläuft und das Loch nicht zylindrisch wird.

69. Arbeitsflächen sind so anzubringen, dass der Stahl tunlichst durchlaufen kann.

Nocken für die Schrauben und die Fläche für den Öltopf und Schmierdeckel möglichst in einer Ebene (diese Regel ist nicht bei allen Deckeln durchführbar).



70. Bei Treibstangenkopfbolzen gehört die Keilnase nicht nach innen, sondern nach aussen. Innen lässt sich sehr schlecht mit dem Kreuzmeissel ausbauen, innen ist jedes Millimeter, das gewonnen werden kann, hoch willkommen.

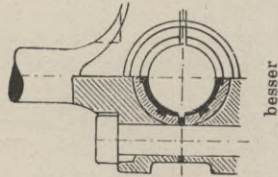
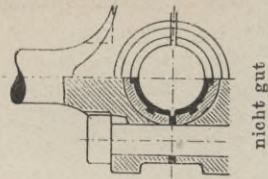
Aussen (oder seitlich) lässt sich die Nute bequem einarbeiten, und das Fleisch ist hier gänzlich wertlos.

**71. Ein Sichselbstdrehen der Lager-
schale** wird verhindert dadurch, dass man den Schraubenbolzen einige Millimeter in die Schale eingreifen lässt.

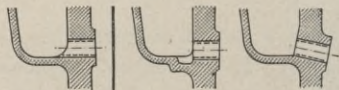
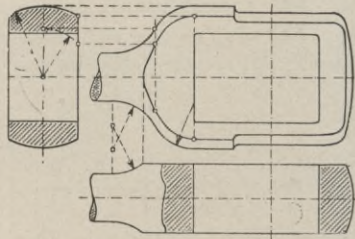
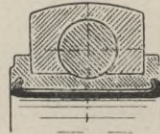
72. Es ist unerlässlich, die sich bei der Bearbeitung ergebende **genaue Form** des Kopfes zeichnerisch zu ermitteln. Wie man hierbei verfährt, ist nebenstehend dargestellt und auch ohne weiteres verständlich.

73. Löcher bohren. Löcher sind stets so anzuordnen, dass dieselben ohne Beschädigung des Bohrers gebohrt werden können. Der Bohrer muss frei auslaufen können.

74. Löcher für Schrauben, Hähne usw. soll man nur da anordnen, wo man auch zum Bohren des Loches beikommen kann. Das Loch z lässt sich nicht bohren.

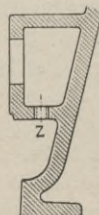


richtig

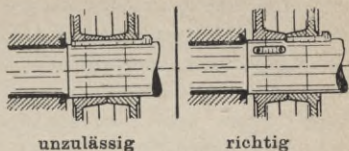


falsch

richtig



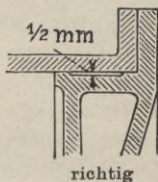
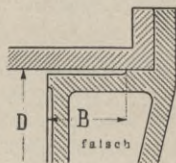
75. 2 Teile darf man nicht mit einem Keil befestigen. So befestigt man bei nebeneinander sitzenden Exzentern den einen Exzenter mit aufgeschraubtem Federkeil, den andern mit Nasenkeil. Naben möglichst lang.



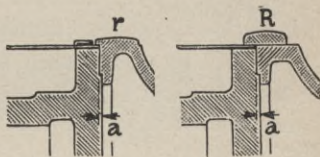
76. Die Zentrierungsleiste am Zylinderdeckel wird vielfach noch, auch bei tiefgehenden Deckeln, nur vorne am Zylinderrand gemacht. In diesem Falle ist die abkühlende Oberfläche des Zylinderdeckels

$$D^2 \frac{\pi}{4} + D \pi B.$$

Man wird daher zwei Arbeits- bzw. Zentrierungsleisten anbringen.

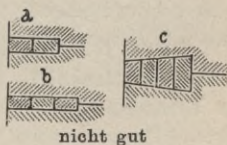
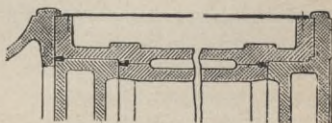


77. Die Anwendung einer Zentrierungsleiste gewährleistet die genaue geometrische Lagerzusammengeschraubten Teile. Beim Anschluss an den **Rahmen** erfolgt die Zentrierung durch Arbeitsleiste *a*.



78. Dampfzylinder. Bei eingestemmtm Zylinderbuchsen ist die Buchse unbedingt sicher gegen Verschiebung zu sichern.

Am besten geschieht dies, indem man die Buchse hinten im Zylinder (Deckelseite) mit einem Bund gegen den Zylinder stossen lässt.



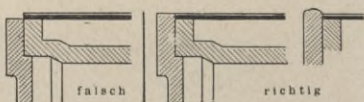
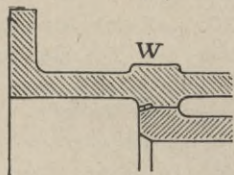
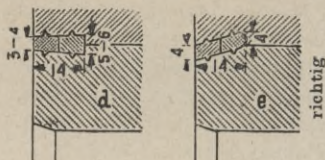
Der vordere Zylinderdeckel wird fest gegen die Buchse gepresst ebenfalls verstemmt, dann mit dem Zylinderflansch in seiner Lage fixiert. Die eingestemmtm Kupferringe sind nicht

nach *a*, *b* und *c*, sondern nach Skizze *d*, noch besser nach *e* zu bemessen. Tiefer als 14 mm (12 mm genügen auch) ist unnötig, weil das Kupfer sonst nicht durchzieht. Auch nicht ein Ring 14 mm hoch, sondern zwei von 7 mm, jeden einzelnen verstemmen. Gleichbleibender Querschnitt (*e*) ist besser.

Die Zylinderkörper müssen aussen mit starkem Wulst *W* versehen werden, um ein Verziehen des Zylinders beim Verstemmen zu verhüten.

79. Blanke Teile

möglichst immer etwas vorspringen, so soll z. B. der Zylinderdeckel grösseren Durchmesser erhalten, als der Zylinderflansch, damit das Blech nicht über den Deckelring vorspringt.



Formgebung.

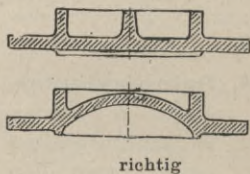
(Vergl. auch Regel 147—149.)

Rücksicht auf bequeme Bearbeitung und Formgebung des Gegenstandes müssen Hand in Hand gehen. Nachstehend einige Beispiele.

80. Schieberkasten- deckel.

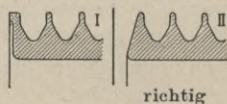
Rippen nach aussen nicht vorteilhaft, weil hier die am stärksten gezogenen Fasern, was für \perp Querschnitt bei Gusseisen zu vermeiden

ist, da die Zugfestigkeit nur $\frac{1}{3}$ so gross, als die Druckfestigkeit. Deckel am besten nach aussen gewölbt.



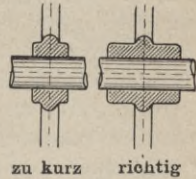
81. Rücksicht auf den Transport

von Maschinenteilen nimmt der vorsichtige Konstrukteur.

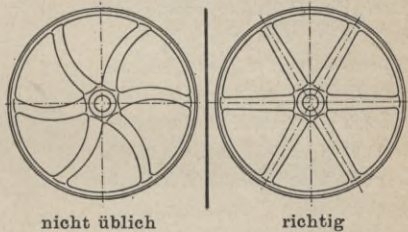


Um beispielsweise die Beschädigung der äusseren Begrenzung einer Seilscheibe zu verhüten, führe man das Kranzprofil nicht nach I, sondern nach II aus.

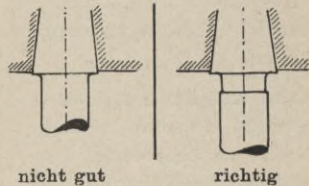
82. Naben für Scheiben, Räder und dergl. dürfen nicht zu kurz gehalten werden. Ein Rad mit langer Nabe wird nämlich, selbst wenn ein Montage- oder sonstiger Fehler (z. B. vom Aufkeilen) vorliegt, viel weniger seitlich schlagen, demnach die Riemen oder Seile, sowie Lager mehr geschont. Bei Zahnrädern werden durch Minderung oder Fortfall des Schiefelaufens Fehler in den Eingriffsverhältnissen ferngehalten.



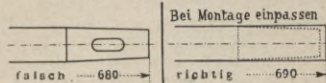
83. Riemenscheiben und dergleichen mit geschwungenen Armen auszuführen, um Gusspannungen zu begegnen, ist als überflüssig vorichtig zu bezeichnen. Man gebe ihnen gerade Arme, halte aber zwecks guter Materialverteilung bei Riemenscheiben den Kranz genügend schwach, ebenso die Nabe.



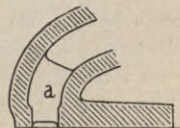
84. Am Kolbenstangenkonus ist die Kolbenstange 1--2 mm im Durchmesser auf 8--10 mm Länge abzusetzen, damit sich nach Abnützung der Stange kein Ansatz durch die Grundbüchse bildet.



85. Teile, deren genaue Länge beim Montieren in der Werkstatt bestimmt wird (wie z. B. Kolbenstangen), sollen in der Zeichnung nur den entsprechenden Vermerk haben.



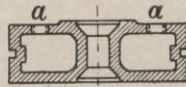
86. Trickschieber müssen am äusseren Rande bei *a* Rippen im Abstände von je 100--150 mm haben, weil die äussere Wand des warmen Schiebers sich gern nach aufwärts krümmt, die Kanten dann allein aufliegen.



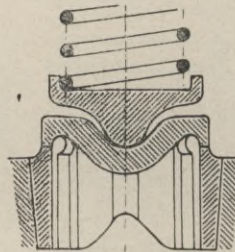
87. Bei hohlen Gussteilen muss dafür gesorgt werden, dass die Kerneisen und der Formsand nach dem Giessen entfernt werden können.

Bei Kolben werden die hierzu nötigen Öffnungen *aa* mit Stopfen von $1\frac{1}{2}$ –2 zölligem Gasgewinde verschlossen.

Für grössere Gussstücke finden auch Verschlussdeckel mit Schrauben Anwendung. Vergl. auch Regel 149 u. 150.

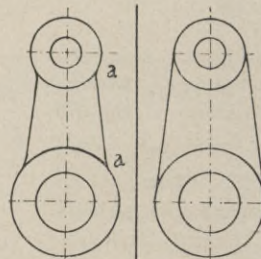


88. Bei Sicherheitsventilen (z. B. am Zylinder) soll die Feder nicht direkt auf das Ventil drücken, da sehr leicht einseitiger Druck entsteht. Das Ventil bläst etwas ab und wird nun vom Maschinenisten scharf angezogen, um das Lecken zu verhüten, der Zweck des Ventiles, das nicht bei 6 oder 8 Atm., sondern schon bei 2 bis 3 Atm. abblasen soll, ist damit völlig vereitelt. Ein Federteller, dessen Spitze in die Sitzebene hineinreicht, beseitigt diesen Übelstand.



richtig

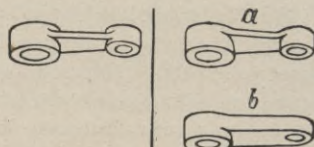
89. Kurbeln mit eingezogenem Schaft sind schlechter zu bearbeiten, als mit einer an den Nabdurchmesser tangierenden Fläche. Die Hohlkehlen bei *a* sind schwer sauber herzustellen. Vergl. unter „Kurbel“, Abschnitt Elemente, u. „Dampfmaschinen“, 7. Auflage.



teuer

richtig

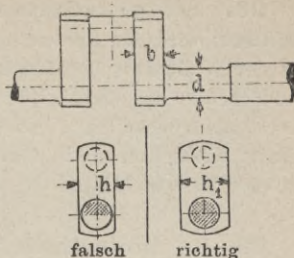
90. Schmiedestücke sollen möglichst einfache Formen haben. So soll man bei Hebeln die Bolzenwarzen nur an einer Seite anordnen nach *a*, oder bei kurzen Hebeln glatt durchführen nach *b*.



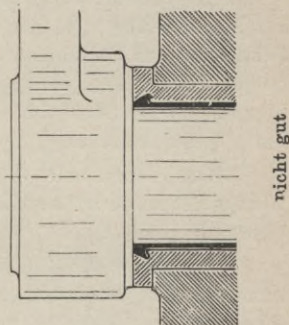
teuer

richtig

91. Bei gekröpften **Kurbelwellen** ist die Schenkelhöhe h breiter zu halten als der Wellendurchmesser a , damit der Schenkel die Welle umfasst, weil bei der Kraftübertragung sonst nur der obere Kreisabschnitt zur Ausnutzung herangezogen wird und infolgedessen leichter ein Bruch herbeigeführt werden kann.



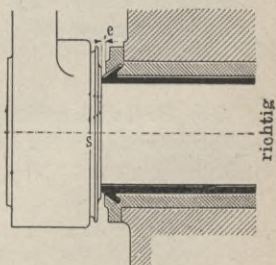
92. Bei **Kurbeln** soll nicht die ganze Fläche anlaufen; je grösser die Flächen, desto schwieriger ist das genaue Einpassen der Schalen, auch kann Warmlaufen oder Fressen leichter eintreten. Der seitliche Anlauf nur am Weissmetall, um das Arbeiten an zweierlei Metall zu verhindern. Wird der Schwalbenschwanzring (der Weissguss) nicht zu klein in der Stärke genommen, so geht das ganz gut, weil die seitlichen Drücke doch nur klein sind.



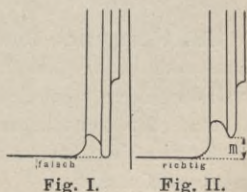
93. Ein sog. **Spritzring** ist an der Nabe der Kurbel anzuordnen.

Bei schnellgehenden Maschinen darf die Eindrehung des Spritzringes nicht unterlassen werden, weil die Kurbel sonst zu viel Öl fortschleudert.

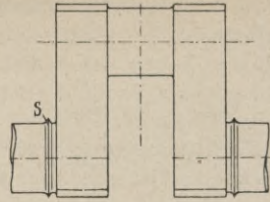
Am besten ordnet man den Spritzring dicht am Lager (etwa 1–2 mm vorstehend) an, weil beim Transport und Montage gegen Beschädigung geschützt.



94. Bei Eindrehung eines **Spritzringes** in Kurbeln nach Fig. I ist ebenfalls eine Beschädigung eher möglich, als nach der Ausführung Fig. II.



95. Bei gekröpften Achsen wird der Spritzring auf der Welle zwischen Lager und Schenkel angebracht (vgl. unter „Kurbelwellen“, Abschnitt Elemente, und „Gasmotoren“, Seite 74).



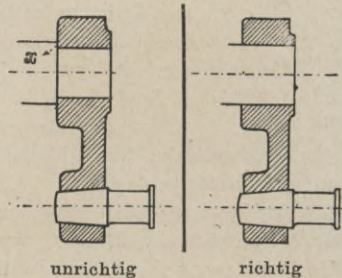
96. Bei Lagerläufen der Kurbeln oder Kurbellager Hohlkehle (nach Radius abgerundet), hierfür dem Dreher Schablone aus Stahlblech gegeben. Normalien der Schablone befinden sich im Anhang dieses Buches.

Bei Achsenanläufen keine Hohlkehle, sondern **Parabelübergang** (nach II).

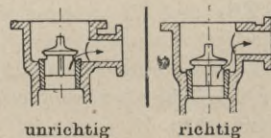
Hohlkehle mit Radius wird immer gar zu leicht zu einer scharfen Eindrehung.

Regel: Scharfe Eindrehungen sind zu vermeiden, denn jede scharfe Eindrehung ist ein beginnender Bruch.

97. Brüche treten z. B. bei Kurbelwellen meist an der Eindrehung x auf. Man soll diesen Übergang stark abrunden oder die Achse glatt durchgehen lassen. Beispiele im Buch „Die kranke Dampfmaschine“, III. Aufl., Seite 101.



98. Pumpen. Der Austrittsstutzen über dem Druckventil darf nicht zu tief sitzen, da sonst das zurückstauende Wasser den Ventilschluss störend beeinflusst.



II

99. Luftsäcke müssen beim Zeichnen der Pumpenkörper **vermieden** werden, weil diese den volumetrischen Wirkungsgrad der Pumpe herabziehen, auch Versagen der Pumpe veranlassen.

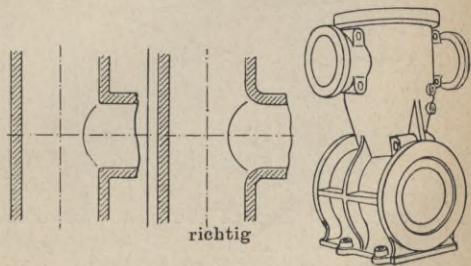
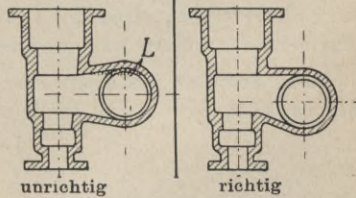
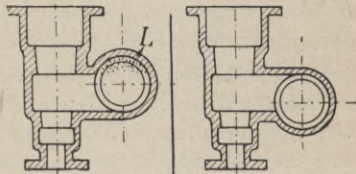
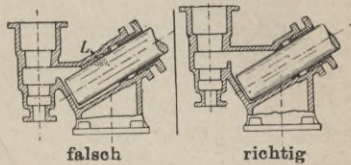
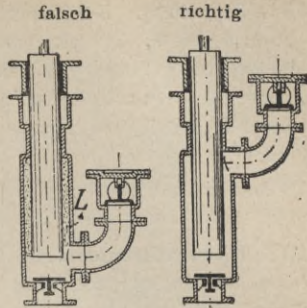
Die Skizzen links zeigen unrichtige Ausführungen.

Der Raum, in welchem sich die schädliche Luft ansammelt, ist in den links gezeichneten Figuren mit *L* bezeichnet.

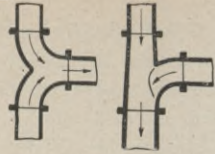
In den Figuren rechts wird etwaige Luft stets mit nach den Ventilen entweichen.

Dieselbe Regel hat man bei Rohrleitungen für Flüssigkeiten zu beachten. Ist das übersehen, so muss nachträglich eine Entlüftungsvorrichtung angebracht werden.

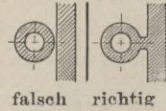
100. Seitliche Abzweigungen an Gusskörpern, besonders solche mit Druck (über 10 Atm.), dürfen nicht scharfkantig ausgeführt werden, sondern möglichst mit **stark abgerundeten** Übergängen. Bei sehr hohem Druck sind Wulst u. Spannanker anzuordnen, wie rechts skizziert.



101. Rohrleitung. Bei Ausführung von Rohrleitungen ist zu beachten, dass die Zusammenführung von Dampf-, Luft- oder Wasserströmen stets tangential erfolgen soll, wie nebenstehend skizziert.



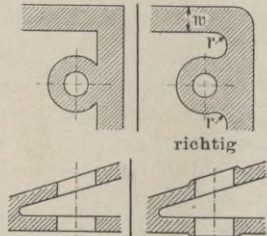
102. Nocken dicht vor einer Wand erfordert Anordnung einer Rippe.



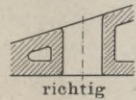
103. Abrundungen. Alle Ecken an Gussteilen sollen möglichst abgerundet werden. Den Abrundungsradius kann man nehmen:

Wandstärke $w = 10 \ 15 \ 20 \ 25 \ 30 \ 40$
 Radius . . . $r = 5 \ 8 \ 10 \ 15 \ 20 \ 25$

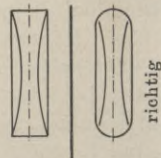
Das Maass für den Abrundungsradius muss in der Zeichnung angegeben sein. Vergl. auch Regel 110.



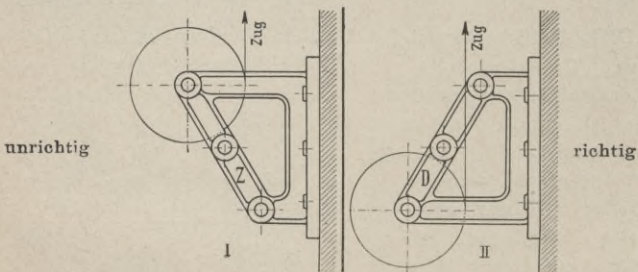
104. Unterbrechungen in der Wandstärke des Gusstückes versteht man vorteilhaft mit einer Wulst.



105. Keil. Unter Berücksichtigung der Empfindlichkeit mancher Materialien, namentlich des Stahles, in bezug auf scharfe Einkerbungen, ist der Keil mit abgerundeten Schmalseiten zu versehen, auch um Gratbildung beim Eintreiben zu vermeiden.



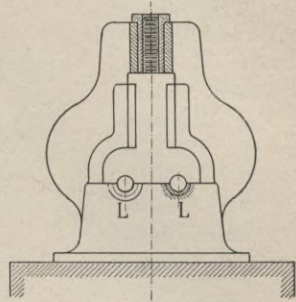
106. Konsole. Die Anordnung von Verstrebungen in gusseisernen Körpern muss so erfolgen, dass in ihnen nur Druck (D)



und nicht Zug (Z) auftritt. Die Festigkeit des Gusseisens auf Druck ist bekanntlich wesentlich grösser, als diejenige auf Zug. Also Ausführung nicht nach I, sondern nach II.

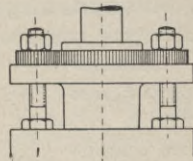
107. Spindelführung. An allen schweren Maschinenstücken, Ständern, Blöcken usw., an denen schwierige Arbeiten, wie Gewindeschneiden, kugelförmige und bogenförmige Andrehungen usw. auszuführen sind, werden die betreffenden Führungen als Buchse besonders hergestellt und durch Schrauben, Keile oder auch durch Einpressen befestigt.

Untergeordnete Lagerungen in Gestellen erhalten auch Lagerschalen oder Buchsen, damit nach etwaigem Verschleiss am Gestell selbst nicht nachzuhelfen ist.



108. Um ein gleichmäßiges Anziehen von Stopfbüchsschrauben zu ermöglichen, ordnet man bei grösseren Maschinen mit Vorteil eine kleine Zahnradübersetzung an. Ein grösserer Zahnkranz umfasst

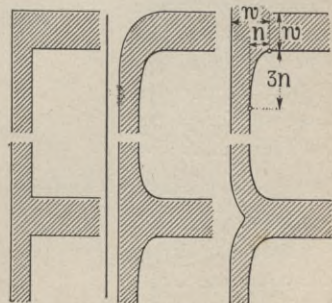
lose die Stopfbüchse; die Muttern der Stopfbüchsschrauben sind mit kleinen Zahnradern fest verbunden. Vergl. unter „Stopfbüchsen“, Abschnitt Elemente, und Buch „Dampfmaschinen“, Seite 227.



Materialverteilung.

Schädliche Gussspannungen (durch ungleichmässige Erkaltung nach dem Gieszen) hat man bei der Formgebung des Körpers durch richtige Materialverteilung zu verhüten.

109. Der Übergang von starker in schwache Wandstärke soll allmählich (nicht plötzlich) erfolgen.



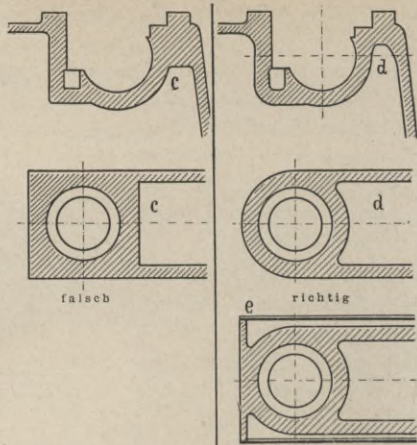
falsch

richtig

Ventilgehäuse der Dampfzylinder zeigen häufig Risse im Gussstück.

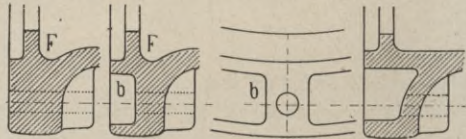
Bei gleichmässiger Verteilung des Materials nach *d* (statt nach *c*) lässt sich der Umstand umgehen.

Für die Befestigung der Schutzbleche kann man Leisten *e* anbringen.



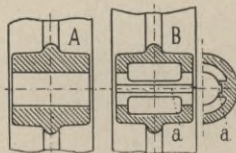
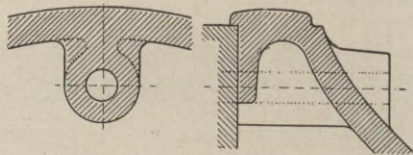
110. Aussparungen kann man zur Vermeidung von Gussansammlung meist ohne Schwierigkeit anordnen, so z. B. bei dem Rahmenflansch nach *F* mit Aussparung *b*.

An den Schraubenlöchern werden die Aussparungen unterbrochen.



110 a. Noch besser dürfte nebenstehende Ausführung sein.

Das Zentrieren des Flansches mit dem Zylinder geschieht durch den äusseren Vorsprung des Flansches.



III. Auch bei der **Nabe** der Räder soll man die Ausführung nicht nach *A*, sondern nach *B* wählen, da sonst die Arme beim Erkalten des Gussstückes Gussspannungen erhalten.

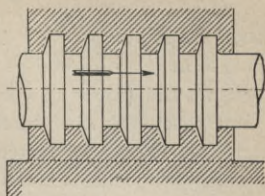
112. Auf **achsiale Verschiebung** und Druck von Wellenleitungen u. dergl. ist besonders zu achten. Bei gewöhnlichen Transmissionswellen genügen hierzu Stellringe. Für Wellen grösserer Kreiselpumpen, Dampfturbinen, sowie Schraubenwellen für Schiffsmaschinen usw. muss ein Kammlager I oder Spurlager II angeordnet werden.

Bessere Erfahrung als mit II hat man gemacht mit einem in das Kopfende der Welle konisch eingesetzten Spurzapfen (II a), z. B. bei den Schneckenwellen der Ziegelpressen, denn die Traverse der Spurplatte ermöglicht mittelst der 2 Schrauben eine Verstellung in der Achsenrichtung. Die Spurplatte **S** verlangt besonders gute Schmierung. Vorteilhaft lässt man die Spur in einem Ölbad laufen.

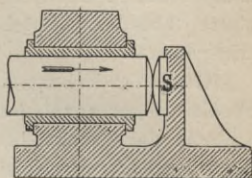
Man findet auch wohl mehrere Spurplatten hintereinander angeordnet, III zeigt die gebräuchliche Ausführung der Tragspurzapfen für Wasserturbinen. Das Laufrad rotiert um die feststehende Welle **S**.

Spurzapfen für Regulatoren s. unter Regel 126.

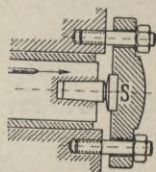
Man soll stets die für ähnliche Zwecke ausgeführten Konstruktionen beachten.



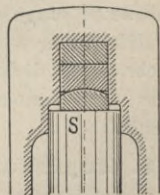
I. Kammlager.



II. Spurlager.



II a. Spurlager.

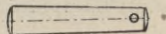


III. Für stehende Wellen.

Sicherungen.

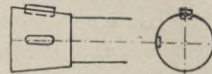
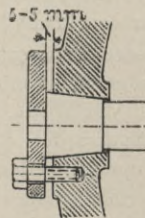
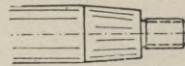
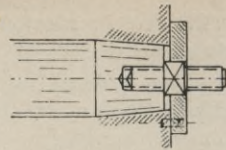
Sicherungen gegen Drehen soll man bei Zapfen und dergl. anordnen (vergl. auch Regel 43, 45, 46 und 55). Verpackungen sind tunlichst gegen Verbrennen zu schützen (Regel 116) usw.

113. Alle **Keile** sind durch Splinte zu sichern.



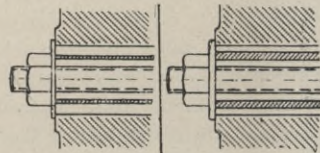
114. Bei grösseren **Kreuzkopfzapfen** wird die Befestigungsschraube besonders angefertigt. Die (nicht zu schwache) Unterlegscheibe wird durch Vierkant oder eingebohrten Stift gegen Verdrehung fixiert. Noch besser ist das Anpressen mittelst schmiedeeiserner Gegenplatte, 3 bis 5 mm Spiel für Anzug geben.


Gegen Verdrehung d. Zapfens ist eine Feder anzulegen. Feder nicht in der Druckrichtung. Im Zapfen eine zweite Nute anbringen (unter 90° versetzt), um bei ausgeschlagenem Zapfen diesen um 90° drehen zu können. Bei unrunder Zapfen ist hierdurch gleich der Schlag beseitigt.



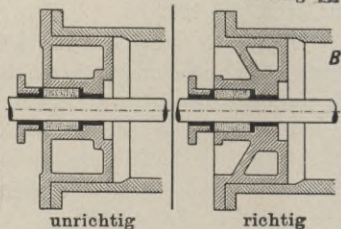
115. Distanzrohr als Einlage für Teile, welche auf einer Stange beweglich sein sollen, wie z. B. beim Schieber für Dampfmaschinen darf nicht dünnwandig sein, weil sonst wirkungslos, sobald die Fläche sich in die Unterlegscheibe eingeschlagen hat.

Starkwandiges sogenanntes **Pressrohr** und dicke Unterlegscheibe sind unbedingtes Erfordernis.



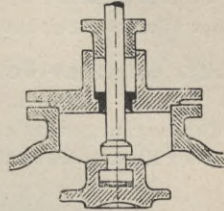
richtig 

116. Stopfbüchsen sollen von aussen nicht mit Dampf in Berührung kommen, da sonst die Verpackung sich schlecht hält bzw. verbrennt. Geheizte Zylinderdeckel deshalb nach **B** ausführen.



117. Hier möge daran erinnert werden, dass die alten Packungsstopfbüchsen mit Hanf, Baumwolle, Asbestschnur usw. verlassen und **Metallpackungen**, zumal bei den immer mehr steigenden Dampfdrücken, als das einzig Richtige angewendet werden.

118. Bei **Ventilspindeln** ist es vorteilhaft, die Stopfbüchsen während des Betriebes frisch verpacken zu können. Sie erhalten zu diesem Zweck einen schrägen Bund, der bei hochzogener Spindel gegen die Unterkante der Grundbüchse abdichtet.



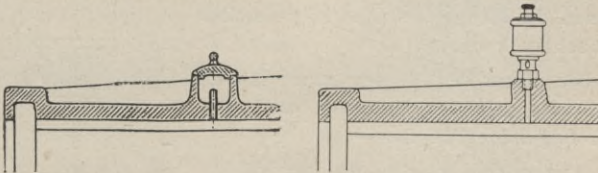
119. **Bewegte Triebwerksteile**, vorstehende Keile, Schraubenmuttern usw., die zur Gefährdung des Personals Veranlassung geben könnten, sind entweder zu vermeiden oder sachgemäss durch Verkapselung ihrer gefährdenden Eigenschaften zu entkleiden.

Schmierung.

Einrichtungen zur Schmierung müssen bei allen sich bewegenden Teilen vorgesehen sein, selbst bei den einfachsten Augenlagern soll man wenigstens einen Nocken, wie unter 121 angedeutet, vorsehen. Wo irgend zugänglich, wie z. B. bei Kurbelzapfen und Hauptlager, sind selbsttätige Schmierungen anzubringen. Das verbrauchte Öl soll aufgefangen werden, damit es nicht an den Maschinenteilen herunterläuft und unter Umständen Treibriemen und Fundament beschädigt.

Ist ein Sammelraum für das verbrauchte Öl (wie in Regel 135 bis 136) nicht vorhanden, so bedarf es der Anbringung zweckentsprechender **Tropfschalen**, z. B. bei Triebwerkslagern, Lagern der Steuerwellen bei Ventilmaschinen, Angüssen an dem Fuss der Hauptlager von Dampfmaschinen u. a. m. (Beispiele Regel 137 u. 138.) Das aufgefangene Öl wird filtriert, um es in geeigneter Weise wieder benutzen zu können.

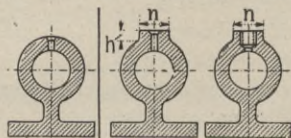
120. **Geradföhrung.** Den grossen eingegossenen Öltopf in der oberen Rippe der Geradföhrung vermeidet man jetzt gern



und bringt der Gleichmässigkeit halber auch hier, wie an allen anderen Stellen, schnell abstellbare und genau einzustellende Tropföler nach Regel 123 an.

Beim Ausbohren von Geradfürungen letzter Span nach dem Zylinder zu, weil durch die Erwärmung vom Zylinder her sich die Rundführung etwas im Durchmesser ausdehnt (Vermerk auf der Werkstattzeichnung machen).

121. Schmierlöcher. Für die Schmierlöcher soll man stets Nocken vorsehen, für ganz untergeordnete Lagerungen und Führungen genügt ein Schmierloch, für bessere Ausführung erhält der Nocken Gewinde zum Aufsetzen eines Schmiergefäßes.

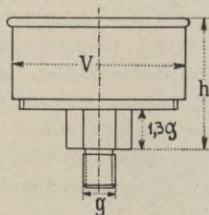


nicht gut

richtig

Bohrung der Führung	$d = 20-30$	40-60	70-100
Nockendurchm.	$n = 20$	30	40
Nockenhöhe	$h = 5$	10	15

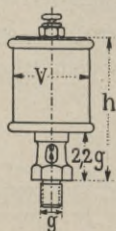
122. Fettschmierung. Lagerstellen, lose Scheiben u. dergl., welche nur zeitweise in Betrieb sind, erhalten vorteilhaft Schmierbüchsen für Fett, da bei Tropföleren ein jedesmaliges Abstellen der Ölung nötig würde. Für die ungefähren Bau- maasse von Staufferbüchsen gibt folgende Tabelle Anhaltspunkte.



Wellendurchm. $d = 30$	45	60	80	100	120	150	180	mm
Vasendurchm. $V = 30$	40	50	60	70	85	100	125	„
Höhe $h = 30$	40	45	50	60	70	80	90	„
Zapfendurchm. $g = 13$	13	13	13	16	16	16	20	„

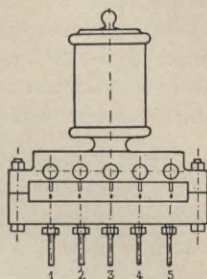
123. Tropföler. Öler mit sichtbarem Tropfenfall sind stets vorzuziehen, da man die Menge des Öles zu jeder Zeit beobachten kann.

Die Tropföler deutet man in der Zeichnung mit den Umrissen an, etwa nach folgender Tabelle.

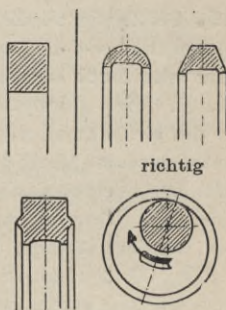


Wellendurchm. $d = 30$	50	70	90	110	130	160	200	mm
Vasendurchm. $V = 40$	45	50	60	70	80	90	100	„
Höhe $h = 80$	90	100	110	120	135	145	160	„
Zapfendurchm. $g = 13$	13	16	16	16	20	20	24	„

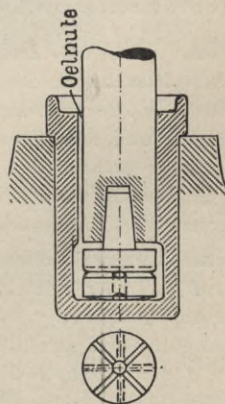
124. Zentralschmierung. Bei vielen Maschinen, besonders auch dann, wenn die einzelnen Teile schlecht zugänglich sind, z. B. bei stehenden Dampfmaschinen, wird vorteilhaft Zentralschmierung angewandt. Von einem gemeinsamen Ölbehälter aus münden die einzelnen Schmierröhrchen nach den Verbrauchsstellen. Die einzelnen Ölungen kann man am Tropfglas erkennen, letzteres ist unbedingt notwendig. Man ist mit dieser Einrichtung in der Lage, mehrere Schmierstellen einer Maschine von einem Punkt aus zu bedienen.



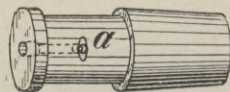
125. Bei Ringschmierlagern darf der Ölring keinen hohen rechteckigen Querschnitt haben, damit seitliches Anhaften (Festkleben) vermieden wird; also halbkreis- oder noch besser trapezförmig. Bei schneller Rotation der Welle schwingt der Ring aus seiner senkrechten Lage. In dieser seitlichen Lage darf er weder am Deckel, noch am Lagerkörper anstreifen, was ein Gleiten des Ringes auf der Welle zur Folge hätte.



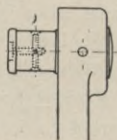
126. Beim Spurzapfen vom Regulator geschieht die Zufuhr von Öl von der Mitte der Pfannen aus, weil von aussen das Öl bis zur Mitte nicht dringen kann, indem es durch die Zentrifugalkraft der verbrauchten Ölteilchen, die nach aussen geschleudert werden, am Eindringen verhindert wird. Die Pfanne erhält unten wie oben mehrere Kerben (Ölnuten), Ölabbzug zum Ausspülen mit Petroleum ist auch möglichst vorzusehen.



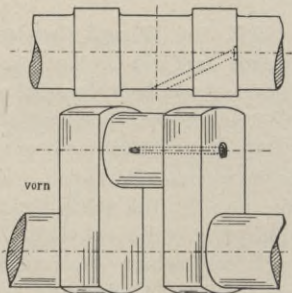
127. Kurbelzapfen. Das Öl soll vom **Schmierloch des Zapfens** bequem in die Lagerschalen gelangen können, deshalb erweiteren man das Schmierloch mit der Rundfeile etwas, wie in nebenstehender Figur angedeutet. Dieses ist besonders für schnellgehende Maschinen äusserst wichtig.



128. Zapfen. Grössere Zapfen erhalten Ö Austrittslöcher nach beiden Seiten. Für Dampfmaschinen und Kompressoren nach beistehender Figur.



129. Bei Zapfen mit Zentralschmierung, welche nur auf **einer Seite Druck** erhalten (wie z. B. die gekröpften Wellen der einfachwirkenden Viertaktgasmotoren) soll der Austritt des Schmierloches nicht in der Totpunktlage erfolgen, sondern seitlich, da sonst dem Öl der Austritt aus der Öffnung erschwert wird (vgl. Gasmotoren, I. Teil).



130. An die **Zentrifugalschmierungen** des Kurbelzapfens der Dampfmaschinen stellt man die Anforderungen, dass jeder Teil für sich abzunehmen ist, ohne die anderen ebenfalls lösen zu müssen, und dass ferner die Ölschale *O* so gross ist und ein Loch von so grossem Durchmesser *d* besitze, dass man nötigenfalls, d. h. wenn etwa der Zapfen warm wird, Öl oder Seifenwasser mittelst Kanne oder Spritze direkt aufgeben kann.

Gute Konstruktionen zeigen *Fig. 2* und *Fig. 3*. In den Halter *H*, welcher mittelst Schraube möglichst auf einer Geländersäule *A* befestigt ist, wird das Röhrchen *r* durch einen aufgelöteten Bund direkt vom Tropföler *T* gehalten. Der Durchmesser *d* der Ölschale *O* ist 3—4 mal so gross, als derjenige des Röhrchens *r*. Das Rohr *R* kann Gasrohr sein, ist in die Schale *O* fest eingeschraubt (Gegenmutter ist bei kleineren Ausführungen überflüssig) und sitzt mit einem aufgelöteten

Flansche *f* und durch zwei Schrauben *a* befestigt im Kurbelzapfen. Bohrungen *c* und *b* führen das Öl auf den Zapfen. Bohrung *b* soll stets nach aussen gerichtet sein. Nach

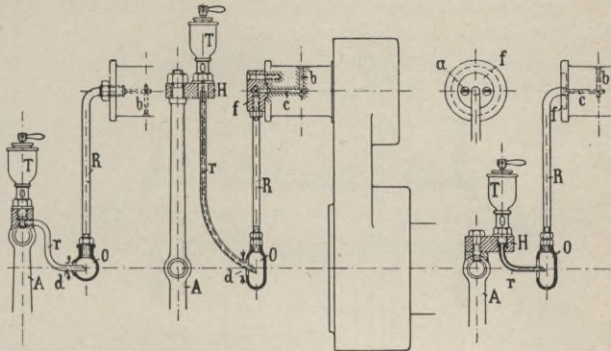
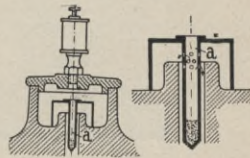


Fig. 1, unrichtig. Fig. 2, richtig.

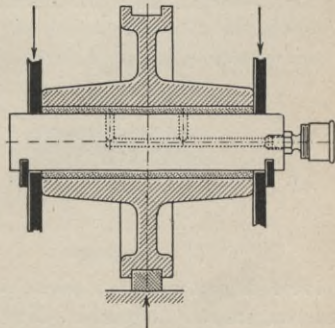
Fig. 3.

innen gerichtet ist die Schmierung je mangelhafter, je langsamer die Maschine geht. Den Tropföler stellt man auf entsprechende Tropfenzahl ein, so dass nicht zu viel Öl verschwendet wird.

131. Lagerschmierung. Eine gute Schmierung für Kurbelwellenlager zeigt nebenstehende Figur. Das eingesetzte Kupferröhrchen *a* besitzt am oberen Ende kleine Löcher, aus denen das Öl nach unten fließen kann, während sich im unteren Teil desselben Unreinlichkeiten absetzen sollen, welche von Zeit zu Zeit entfernt werden müssen.

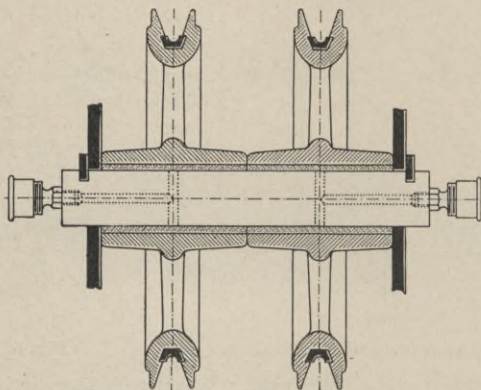


132. Laufräder-Schmierung. Wenn Laufräder, Seilscheiben usw. auf festliegenden Achsen laufen und mit Fett geschmiert werden sollen, so sind die Mündungen der Löcher, die das Fett durchleiten, stets auf der Seite der Achse anzuordnen, die nicht unter Druck steht.

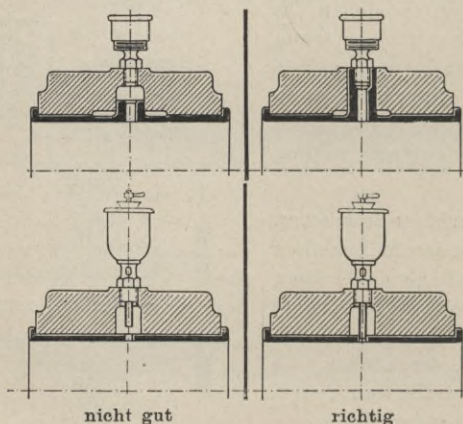


133. Zwei Rollen oder Räder auf einer Achse. Zweckmässig erhält jede Rolle eine besondere Zuführung für das Schmier-

fett. Nur dann ist man beim Nachdrehen der Fettbüchsen sicher, dass beide Rollen geschmiert werden, was nicht der Fall ist, wenn von einer Büchse aus geschmiert wird.



134. Lagerschalen mit Zentrierzapfen. Lager in Maschinen für zeitweisen Betrieb (Hebezeuge, Transportmaschinen u. dergl.) erhalten noch vielfach Fettschmierung. Dann wird die Fett-

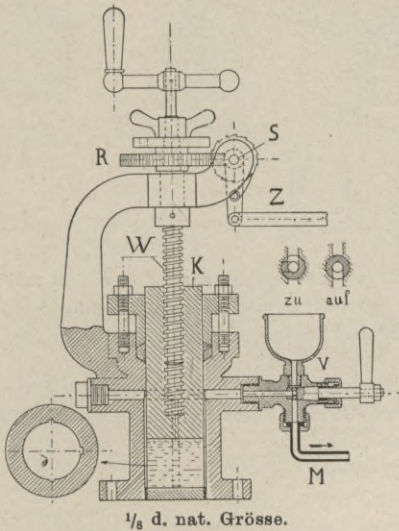


büchse direkt auf den durch den Lagerdeckel geführten Zentrierzapfen aufgesetzt. Nur so ist Gewähr geboten, dass das aus der Fettbüchse gepresste Fett zwischen Welle und Lagerschale und nicht zwischen Lagerschale und Lagerkörper gelangt.

Auch bei Tropfölschmierung muss durch Anordnung eines Einsatzrohres dafür gesorgt werden, dass kein Öl zwischen Lagerschale und Lagerkörper entweicht.

135. Mechanische Schmiervorrichtungen bieten ganz besondere Vorzüge, da das Öl unter Druck zur Schmierstelle gelangen kann. Zurzeit finden Anwendung: Die Schmierpresse, die Hahnpumpe, die Rotationspumpe, die Kolbenpumpe.

136. Schmierpresse. Vermittelt der hin- und hergehenden Zugstange *Z*, der Schneckenwelle *S* und des Schneckenrades *R*



wird die Vertikalspindel *W* in Drehung und der Kolben *K* in Bewegung versetzt. *M* ist das nach der Verbrauchsstelle mündende Schmierrohr. Das Füllen des Apparates geschieht durch den Dreiweghahn *V* mit Vase bei hochstehendem Kolben.

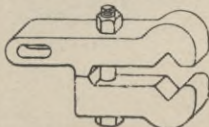


Fig. 2.

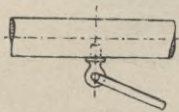
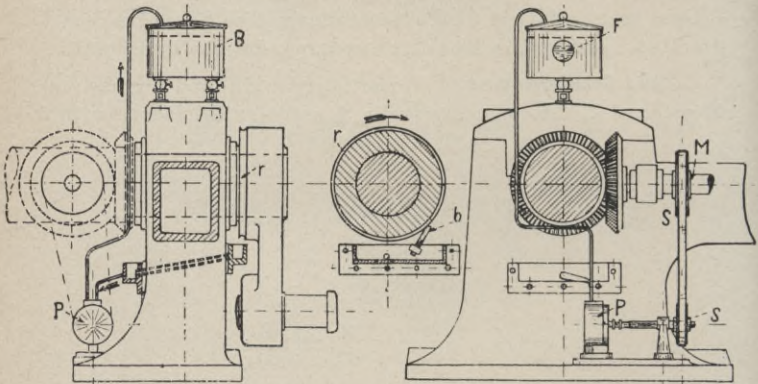


Fig. 3.

Das Hin- und Herbewegen der Zugstange *Z* kann von irgend einem beweglichen Maschinenteil aus erfolgen. Bei Dampfmaschinen beispielsweise von der Schieberstange oder Exzenterstange, oder von der Steuerwelle aus. Auch Rollen und kräf-

tige Schnur können Verwendung finden. Eine Klaue (Fig. 2) oder Mitnehmer (Fig. 3) werden vielfach angewendet.

137. Rotationsölpumpe für Hauptlager. Ein ununterbrochener Kreislauf zwischen Pumpe *P*, Ölbehälter *B* und Lagerlauf. An-

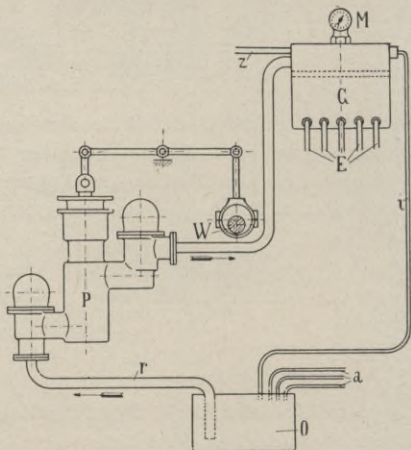


trieb der Ölpumpe von der Steuerwelle *M* aus mittelst Riemenscheibe *SS*, *r* Spritzring nach Regel 92—95, *b* Abstrichbürste, *F* Schauglas zur Erkennung der Ölmengen im Behälter *B*.

138. Kolbenölpumpe,^{*)} in neuerer Zeit für Grossmotoren eingeführt. Das Öl wird den verschiedenen Verbrauchsstellen unter Druck zugeführt.

P Ölpumpe, *W* Welle zum Antrieb der Pumpe, *O* Ölreiniger, aus welchem die Pumpe mittelst des Rohres *r* das Öl ansaugt, *G* Ölbehälter mit einigen Sieben versehen,

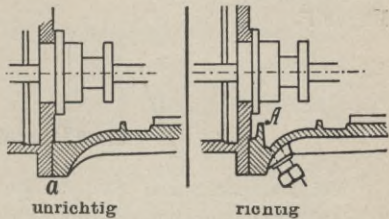
E Schmierröhrchen, die nach den Verbrauchsstellen münden, *a* Röhren, die das benutzte Öl von der Verbrauchsstelle dem Ölreiniger zuführen, *M* Manometer



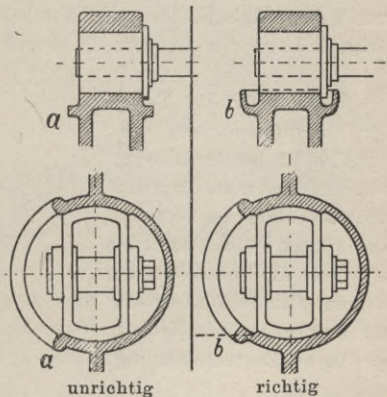
^{*)} Der kleinste Kolbendurchmesser dürfte 30 mm sein bei 60 Umdrehungen in der Minute; bei zu kleiner Ausführung versagen die Ventile;

zur Erkennung der Luftpressung am Ölbehälter, *i* Rohrleitung, welche das zu viel in den Behälter *G* gepumpte Öl nach dem Ölbehälter zurückführt, *z* Rohrleitung, mittelst welcher dem Behälter *G* Pressluft zugeführt wird. Von einer solchen Einrichtung können etwa **10 bis 15 Stellen** mit Öl versorgt werden.

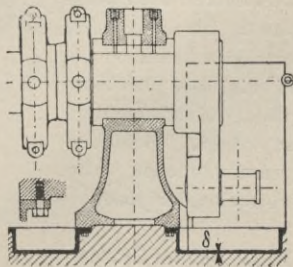
139. Bei allen **Stopfbüchsen** hat man für Auffangen des Wassers (welches aus der Stopfbüchse tropft) zu sorgen. Links ist falsch, das Brüdenwasser tropft zwischen dem Flansch bei *a* heraus.



140. Bei **Schlitten, Gleitbahnen** usw. soll man dafür sorgen, dass bei *a* das Öl nicht seitlich abläuft, also Schmierfänger *b* anordnet.



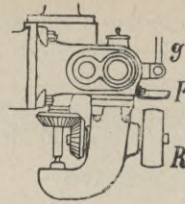
141. Fundamente sollen vor Eindringen von Öl geschützt sein. Man soll aber nicht nur das aus den Lagern ablaufende Öl beachten, sondern auch dafür sorgen, dass die aus den sich bewegenden Teilen (Treibstangenkopf, Exzenter) geschleuderten Öle nicht an das Fundament gelangen. Die nicht mit dem Rahmen abgedichteten Schalen bieten keine genügende Sicherheit. Man kann den Rahmenfuss unten mit einer Arbeitsleiste versehen, die wie die gusseisernen Schalen gehobelt und vor dem Verschrauben mit Mennige bestrichen wird.



Schmierfänger für Kreuzkopfschlitten s. Dampfmaschinen VII. Aufl., Seite 149.

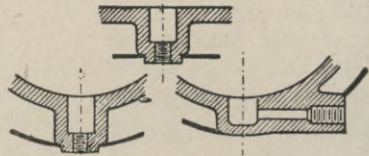
142. Treibriemen

sollen stets gegen Öl geschützt sein, so z. B. die Regulatorscheibe *R* gegen das Tropföl des Zugstangenhebels *g* durch Schmierfänger *F*.

**Entwässerung.**

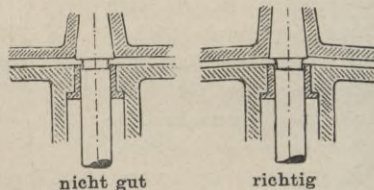
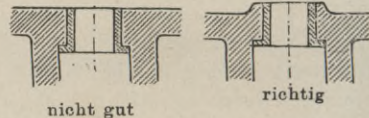
Bei Dampfmaschinen soll für Entwässerung der mit Dampf in Berührung stehenden Räume gesorgt werden. Hierzu ordnet man grosse **Ablasshähne** und **Sicherheitsventile** an und beachte die richtige Lage der in Betracht kommenden Flächen.

143. Für die Teile der Dampfmaschine, die mit Dampf in Berührung kommen, hat man für gute Entwässerung zu sorgen. Vorteilhaft ist das Anordnen von kleinen Wasser-



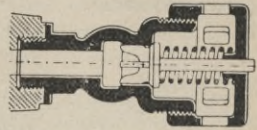
säcken, damit Wasserteile sich ansammeln können und nicht die Bewegung des Kolbens usw. hindern oder gar, wie leider so oft, zu Zertrümmerungen der Zylinderdeckel führen.

144. Untere Grundbühse an stehenden Maschinen müssen so geformt sein, dass das Kondenswasser nicht über denselben steht. Schieberstangenstopfbühse also mit vorstehender Nabe.



145. Bei der **Zylinderstopfbühse** ist der Boden und der Kolbenkörper nach der Mitte zu ansteigend zu konstruieren. Das Niederschlagwasser kann hier sehr bequem abfließen.

146. Sicherheitsventile, welche selbsttätig bei plötzlich eintretender Druckerhöhung abblasen, sollte man stets versehen. Dieselben sind ebenfalls, wie die Entwässerungshähne, an der tiefsten Stelle des Dampfzylinders anzuordnen.



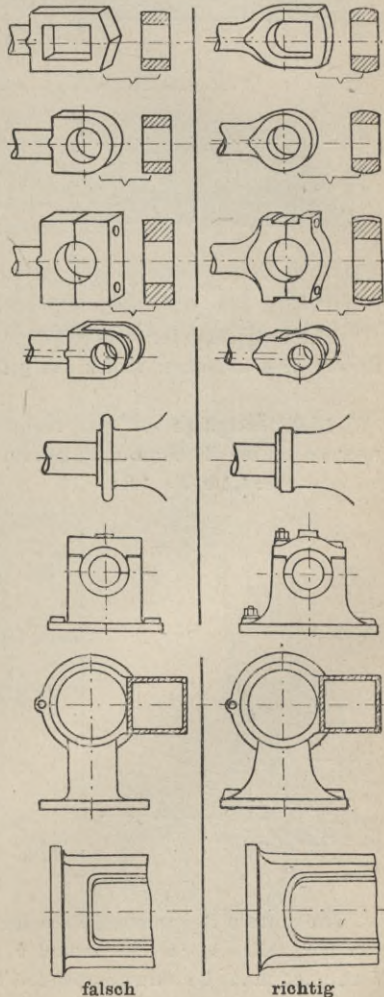
Formgebung. (Vergl. auch Regel 80—112.)

147. Auf gute, geschmackvolle Form hat man bei allen Teilen zu achten, umsomehr, da richtige Abrundungen in den meisten Fällen auch die Festigkeit des Körpers erhöhen.

Steife, geradlinige, rechteckige Begrenzungen soll man tunlichst vermeiden. Mit der guten Formgebung erreicht man auch billigere Herstellungskosten.

So werden die Treibstangenköpfe mit rechteckigen Formen (links oben) in der Herstellung teurer, als die rechts daneben gezeichneten Treibstangenköpfe, denn Dreherarbeit ist stets billiger als Hobelarbeit.

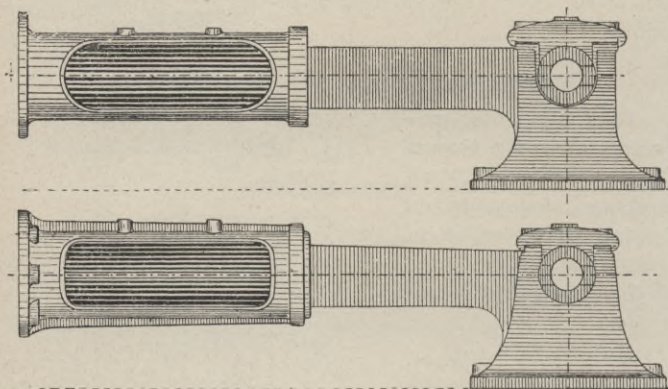
Aus diesen Gründen sollte in unseren Werkstätten der Fräs- und Schleifarbeit ein weit grösserer Raum eingeräumt werden, als dies bisher der Fall war. Amerika ist uns darin weit voraus. Vorzügliche Belehrung über diese Verhältnisse ist in den Werken von Grimshaw u. Noher, übersetzt von A. Elfes, zu finden.



falsch

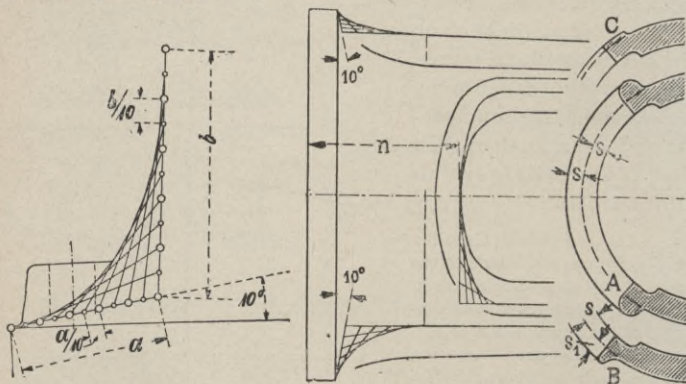
richtig

Auch bei Gelenken, Naben, Lagerfüßen, Ständern, Rahmen für Dampfmaschinen soll man der Formgebung besondere Aufmerksamkeit schenken. Füße sollen nach oben hin stets verjüngt erscheinen.



Ein Vergleich der vorstehenden zwei Abbildungen zeigt den Unterschied zwischen **steifen und gefälligen Formen**.

148. Übergänge soll man nicht durch Kreise, sondern durch **Parabeln** in der Zeichnung angeben. Man wähle möglichst die Strecke $b = 1,1 a$ bis $1,8 a$.



Die untere Begrenzungslinie lege man unter einen Winkel von 10° , teilt die Strecke a und b in (5 bis 10) gleiche Teile. Verbindet man die entsprechenden Teilpunkte miteinander, so

ergibt die Aufeinanderfolge der sich schneidenden Linien die Parabel. Der Modellschreiner zeichnet die Kurven in derselben Weise. Die halbrunde **Wulst A** sieht gefälliger aus, als die gerade Fläche **C**, doch am **vornehmsten** macht sich die Form nach **B**.

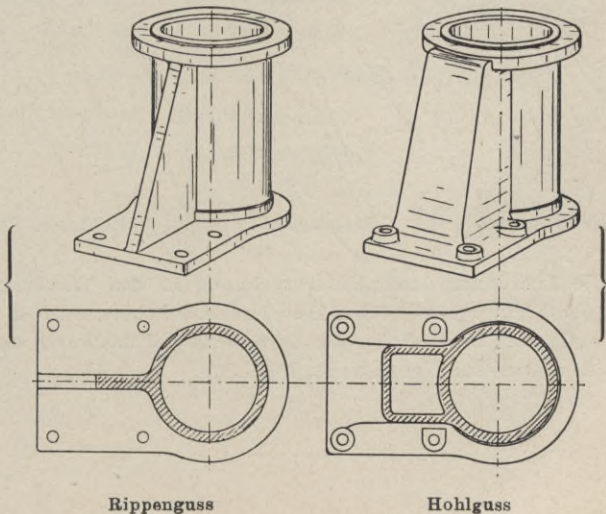
149. Hohl-guss. Rippenguss ist nach Möglichkeit zu vermeiden und überall, wo es angängig erscheint, **Hohl-guss**

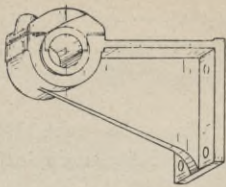


anzuwenden. Durch letzteren wird der betreffende Körper auch widerstandsfähiger und betriebssicherer.

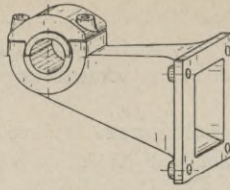
Zum bequemen Herausholen der Kerneisen und des Form-sandes nach dem Giessen versieht man eine der Wandungen mit einer oder mehreren Öffnungen, wie die letzte Figur auf der nächsten Seite zeigt.

150. Nachstehende Beispiele sollen den Unterschied zwischen Rippenguss und Hohl-guss veranschaulichen.

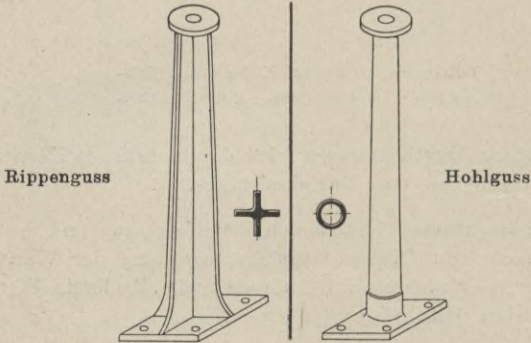




Rippenguss

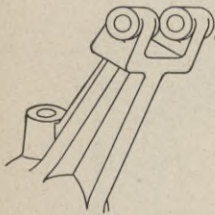


Hohlguss

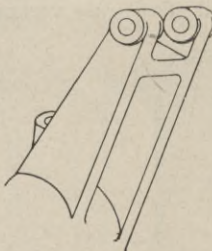


Rippenguss

Hohlguss



Kreuzrippenguss.



C-Rippenguss.



Hohlguss.

Die Anordnung einer Unterbrechung in den Wandungen nach der Figur rechts ist bei Hohlguss statthaft, auch meist notwendig zum Herausholen des Kerneisens und des Formsandes nach dem Giessen. Vergl. auch Regel 87.

Abschnitt III.

Hilfswerte

für

Benutzung der **math. Tabellen** für Potenzen,
Wurzeln, Kreise.

Umformen **algebr. Gleichungen**.

Gleichungen für **Reihen**.

Zinsrechnung.

Abschreibungen.

Trigonometrische Hauptsätze.

Benutzung der **trigonometr. Tabellen**.

Bezeichnungen der **Funktionen der Winkel**.

Rechnen mit **Logarithmen**.

Rechnen mit **Rechenschieber**.

Abschnitt III.

Hilfswerte.

Im praktischen Maschinenrechnen wendet man nicht die algebraischen und geometrischen Regeln zur Bestimmung des Kreisinhaltcs, eines $\sqrt{\quad}$ wertes, eines Quadrates oder Kubus an, sondern benutzt Hilfstabellen,*) welche die im Maschinenbau zulässigen Abrundungen der Zahlenwerte von selbst ergeben. Zum Multiplizieren und Dividieren benutzt man den Rechenschieber.

In der **Technik** sind eben so viele andere Gesichtspunkte zu beachten, dass man den Geist durch Zahlenrechnen nicht zu sehr von der Hauptsache ablenken darf.

A. Benutzung der Mathematischen Tabelle.

Die Werte der Math. Tab. sind dem praktischen Gebrauch im Maschinenrechnen entsprechend **abgerundet**.

I. Einfache Aufgaben, welche ohne Umrechnung unmittelbar aus der Math. Tab. genommen werden können.

I a. Probe der Math. Tabelle.

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	Umfang	Kreisinhalt	n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	Umfang	Kreisinhalt
7,0	49,0	343,0	2,65	1,913	21,99	38,485	62,0	3844	238328	7,87	3,958	194,8	3019,1
1	50,4	357,9	2,66	1,922	22,31	39,592	1	3856	239483	7,88	3,960	195,1	3028,8
2	51,8	373,2	2,68	1,931	22,62	40,715	2	3869	240642	7,89	3,962	195,4	3038,6
3	53,3	389,0	2,70	1,940	22,93	41,854	3	3881	241804	7,89	3,964	195,7	3048,4
4	54,8	405,2	2,72	1,949	23,25	43,008	4	3894	242971	7,90	3,966	196,0	3058,2

I b. Quadrate und Kuben.

Das Quadrat oder den Kubus einer Zahl bezeichnet man durch Hochsetzen derjenigen Zahl, welche angibt, wie oft die Grundzahl als Faktor gesetzt werden soll, z. B. bedeutet $5^2 = 5 \cdot 5$ oder $15^3 = 15 \cdot 15 \cdot 15$.

*) In den Bureaus nennt man diese Tabelle kurz „Mathematische Tabelle“ zum Unterschied von der trigonometrischen Tabelle in § 4 b.

Beispiel: Es sei zu bestimmen das Quadrat von 7,1.

Wir finden in der Math.-Tab. (Probe unter 1 a) das Quadrat von 7,1 mit 50,4 angegeben, also $7,1^2 = 50,4$.

Haben wir den Kubus von 62,2 zu ermitteln, so gibt die Math. Tab. 240 642, also $62,2^3 = 240 642$.

1c. Wurzeln und Kubikwurzeln.

In der Mathematik benutzt man das sog. Wurzelzeichen $\sqrt{\quad}$ und zwar bedeutet z. B. $\sqrt{9}$ die Quadratwurzel aus der Zahl 9 und $\sqrt[3]{1230}$ die 3. oder Kubikwurzel aus der Zahl 1230.

Beispiele: Es sei zu bestimmen $\sqrt{7,4}$ und $\sqrt[3]{62,3}$

Nach Probe 1a erhalten wir: $\sqrt{7,4} = 2,72$

„ „ „ „ „ $\sqrt[3]{62,3} = 3,964$

1d. Kreisumfang und Kreisinhalt.

Umfang und Inhalt eines Kreises berechnen sich aus dem Durchmesser desselben und einer für jeden Kreis konstanten Zahl. Diese Zahl ist 3,14 und setzt man für dieselbe allgemein den griechischen Buchstaben π (sprich pih). Es ist dann, wenn n den Durchmesser eines Kreises bedeutet:

$$\text{der Umfang} = \pi \cdot n, \text{ der Inhalt} = \frac{\pi}{4} \cdot n^2.$$

Die Zahlen für Kreisumfang und Kreisinhalt in den Math. Tabellen sind Werte eines Kreises von dem Durchmesser n (s. Probe in § 1a vorige Seite).

Beispiele: Der Umfang eines Kreises von 7,2 Durchmesser rechnet sich zu $7,2 \cdot \pi = 22,62$. Wir nehmen denselben aber aus der Math. Tab. und finden in der Probe 1a in der Spalte „Umfang“ 22,62.

Den Inhalt desselben Kreises gibt die letzte Spalte zu 40,715.

II. Aufgaben, welche aus den Math. Tab. nicht unmittelbar abgelesen werden können, sondern ein Umstellen der Zahlen bezw. des Kommas erfordern.

2 a. Quadrieren.

Hat man irgend einen Dezimalbruch oder eine Zahl, welche grösser ist, als 99,9 zu quadrieren, so sucht man diese betreffende Zahl (als Hilfszahl) ohne Rücksicht auf das Komma in der 1. Spalte der Tabelle auf. Beim Ver-

gleich mit der ersten Zahl zeigt sich dann, in welchem Verhältnis die gegebene Zahl zur Zahl der Tabelle steht.

Je nachdem die Hilfszahl grösser oder kleiner ist, hat man das Komma nach links *oder rechts* zu verrücken und zwar:

Tab. 1	{	Hilfszahl 10	100	1000 mal grösser ,
		Komma um 2	4	6 Stellen nach links .
Tab. 2	{	Hilfszahl 10	100	1000 mal kleiner ,
		Komma um 2	4	6 Stellen <i>nach rechts</i> .

Beispiele:

Wieviel ist:	0,7 ² *)	0,421 ²	2500 ²
Wähle Hilfszahl:	7	42,1	25
Suche	7 ² = 49	42,1 ² = 1772	25 ² = 625
Hilfszahl ist	10 mal grösser	100 mal grösser	100 mal kleiner
Man benutze	Tab. 1 in 2a	Tab. 1 in 2a	Tab. 2 in 2a
Folglich Komma	2 Stellen nach links	4 Stellen nach links	4 Stellen <i>nach rechts</i>
Gibt	0,7 ² = 0,49	0,421 ² = 0,1772	2500 ² = 6250000

2 b. Kubieren.

Beim Kubieren sucht man die gegebene Zahl ebenso wie beim Quadrieren ohne Rücksicht auf das Komma in der ersten Spalte auf. Je nachdem nun die Hilfszahl grösser oder kleiner ist als die gegebene Zahl, setzt man das Komma dementsprechend nach links *oder rechts*. Nur die Anzahl der abzustreichenden Stellen ist hierbei eine andere wie beim Quadrieren und zwar:

Tab. 1	{	Hilfszahl 10	100	1000 mal grösser
		Komma um 3	6	9 Stellen nach links
Tab. 2	{	Hilfszahl 10	100	1000 mal kleiner
		Komma um 3	6	9 Stellen <i>nach rechts</i> .

Beispiele:

Wieviel ist	0,7 ³ *)	0,039 ³	112 ³
Wähle Hilfszahl	7	3,9	11,2
Suche	7 ³ = 343	3,9 ³ = 59,32	11,2 ³ = 1405
Hilfszahl ist	10 mal grösser	100 mal grösser	10 mal kleiner
Man benutze	Tab. 1 in 2b	Tab. 1 in 2b	Tab. 2 in 2b
Folglich Komma	3 Stellen nach links	6 Stellen nach links	3 Stellen <i>nach rechts</i>
Gibt	0,7 ³ = 0,343	0,039 ³ = 0,000932	112 ³ = 1405000

*) Vergl. Probe der Math. Tab. unter § 1 a.

2 c. Quadratwurzel.

Hat man Dezimalbrüche zu radizieren, so teilt man den Bruch vom Komma aus in Gruppen von je 2 Stellen ein, bis man eine Zahl erhält, die in der ersten Spalte der Math. Tab. vorhanden ist. Je nachdem man nun das Komma um 2, 4 oder 6 Stellen nach rechts bezw. links verschiebt, wird das Komma in der Wurzel um 1, 2 resp. 3 Stellen nach links bezw. *rechts* verschoben. Also:

Tab. 1. Komma $\left\{ \begin{array}{l} \text{in der Hilfszahl 2 4 6 Stellen nach rechts} \\ \text{in der Wurzel 1 2 3 „ „ links.} \end{array} \right.$

Tab. 2. Komma $\left\{ \begin{array}{l} \text{in der Hilfszahl 2 4 6 Stellen nach links} \\ \text{in der Wurzel 1 2 3 „ „ rechts.} \end{array} \right.$

Beispiele:

Wieviel ist	$\sqrt{0,623}$ *)	$\sqrt{1650}$
Suche	$\sqrt{62,3} = 7,89$	$\sqrt{16,5} = 4,06$
Komma in der Hilfszahl	2 Stellen <i>nach rechts</i>	2 Stellen <i>nach links</i>
Man benutze	Tab. 1 in 2 c	Tab. 2 in 2 c
Folglich Komma in der Wurzel	1 Stelle <i>nach links</i>	1 Stelle <i>nach rechts</i>
Ergibt	$\sqrt{0,623} = 0,789$	$\sqrt{1650} = 40,6$

2 d. Annäherungsverfahren. Hat man aber eine Zahl, die *nach* dem Einteilen in Gruppen von je 2 Stellen eine Zahl mit mehreren Dezimalstellen ergibt, z. B. sämtliche dreistellige ganze Zahlen, worin 10 nicht aufgeht, so kürzt man, da die Math. Tab. nur 1 Dezimalstelle angeben, die vom Komma rechtsstehenden Stellen auf eine Dezimale und sucht dann zu dieser Zahl die Wurzel, z. B.:

Beispiele:

Wieviel ist	$\sqrt{718}$ *)	$\sqrt{0,1034}$
Wähle	$\sqrt{7,18}$	$\sqrt{10,34}$
Suche	$\sqrt{7,2} = 2,68$	$\sqrt{10,3} = 3,21$
Komma in der Hilfszahl	2 Stellen <i>nach links</i>	2 Stellen <i>nach rechts</i>
Man benutze	Tab. 2 in 2 c	Tab. 1 in 2 c
Folglich Komma in der Wurzel	1 Stelle <i>nach rechts</i>	1 Stelle <i>nach links</i>
Ergibt	$\sqrt{718} \approx 26,8$	$\sqrt{0,1034} \approx 0,321$

*) Vergl. Probe der Math. Tab. unter § 1 a.

2 e. Genauere Annäherungsverfahren für Quadratwurzel. Da das Verfahren 2 d jedoch zu ungenaue Werte ergibt, verfährt man folgendermassen:

Man suche die gegebene Zahl im vorhergehenden Beispiel 718, oder die derselben nächststehende Zahl in der Rubrik n^2 . Dieser Quadratzahl entsprechend ergibt sich, da $\sqrt{n^2} = n$ in der ersten Spalte $n = 26,8$ also $\sqrt{718} = 26,8$.

Ist die Zahl, aus welcher die Wurzel gesucht werden soll, grösser oder kleiner als die Zahlen in der Rubrik n^2 , so teilt man dieselbe ebenfalls vom Komma aus in Gruppen von je 2 Stellen und verfährt dann unter Benutzung der Math. Tab. wie in 2 c angegeben.

Beispiele:

Wieviel ist	$\sqrt{643}$	$\sqrt{0,3894}$ *)	$\sqrt{13145}$
Suche	$n^2 \approx 643$	$n^2 \approx 3894$	$n^2 \approx 131,45$
Ergibt $\sqrt{n^2} =$	$n \approx 25,4$	$n \approx 62,4$	$n \approx 11,5$
Komma in der Hilfszahl	—	4 Stellen <i>nach rechts</i>	2 Stellen nach links
Man benutze		Tab. 1 in 2 c	Tab. 2 in 2 c
Folglich Komma in der Wurzel	—	2 Stellen nach links	1 Stelle <i>nach rechts</i>
Ergibt demnach	$\sqrt{643} = 25,4$	$\sqrt{0,3894} \approx 0,624$	$\sqrt{13145} \approx 115$

2 f. Kubikwurzel.

Bei der Kubikwurzel ($\sqrt[3]{\quad}$) verfährt man in derselben Weise, nur dass statt wie bei der Quadratwurzel in Gruppen von je 2 Stellen in solche von je 3 Stellen eingeteilt wird, bis man eine Zahl erhält, welche in den Math. Tab. enthalten ist. In der Wurzel werden dann soviel Stellen abgestrichen wie Gruppen in der Kubikzahl enthalten sind und das Komma nach der entgegengesetzten Seite verschoben.

Nach dem zweiten (genaueren) Verfahren ist die betreffende oder die ihr nächstliegende Zahl in der Rubrik n^3 zu suchen. Dann ergibt die Rubrik n die gesuchte Kubikwurzel.

*) Vergl. auch Probe der Math. Tab. unter § 1 a.

Beispiele:

Wieviel ist	$\sqrt[3]{0,2418^*}$	$\sqrt[3]{617687}$
Suche	$n^3 \approx 241800$	$n^3 \approx 617687$
Ergibt $\sqrt[3]{n^3} =$	$n \approx 62,3$	$n \approx 85,2$
Komma in der Hilfszahl	2 Gruppen <i>nach rechts</i>	—
Folglich Komma in der Wurzel	2 Stellen nach links	—
Ergibt demnach	$\sqrt[3]{0,2418} \sim 0,623$	$\sqrt[3]{617687} \sim 85,2$

2 g. Kreisumfang.

Da die Berechnung des Umfanges eine gewöhnliche Multiplikation von $\pi \cdot n$ ist, so ergibt sich der Umfang eines Zwischenwertes von n , indem wir das Komma so verschieben, dass sich eine in den Math. Tab. enthaltene Zahl n ergibt.

Hiernach suche man den Umfang zu dieser Zahl, und verschiebe das Komma in dem Resultat um soviel Stellen und zwar nach der entgegengesetzten Richtung hin wie bei der Grundzahl.

Beispiele:

Umfang von	3,25	0,623 *)	703
Suche $n =$	32,5	62,3	70,3
Umfang $\pi \cdot n =$	102,1	195,7	220,9
Komma in der Hilfszahl	1 St. <i>n. rechts</i>	2 St. <i>n. rechts</i>	1 St. <i>n. links</i>
„ im Resultat	1 St. <i>n. links</i>	2 St. <i>n. links</i>	1 St. <i>n. rechts</i>
Ergibt: Umfang	= 10,21	= 1,957	= 2209

2 h. Kreisinhalt.

Der Inhalt eines Kreises wächst mit dem Quadrat seines Durchmessers. Das Ablesen des Inhaltes eines Kreises, dessen Durchmesser n nicht direkt in den Tabellen zu finden ist, geschieht deshalb in derselben Weise wie das Quadrieren, siehe Seite 84 unter 2 a.

Beispiele:

Kreisinhalt von	3,45	0,785	622 *)
Wähle Hilfszahl $n =$	34,5	78,5	62,2
Ergibt Inhalt	934,82	4839,8	3038,6
Hilfszahl ist	10 mal grösser	100 mal grösser	10 mal kleiner
Man benutze	Tab. 1 in 2 a	Tab. 1 in 2 a	Tab. 2 in 2 a
Folglich Komma	2 St. <i>n. links</i>	4 St. <i>n. links</i>	2 St. <i>n. rechts</i>
Mithin Inhalt	= 9,3482	= 0,48398	= 303860

*) Vergl. auch Probe der Math. Tab. unter § 1 a.

2 i. Ermittlung des Durchmessers. Soll zu einem gegebenen Kreisinhalt der Durchmesser bestimmt werden, so findet man die gegebene Zahl in der Rubrik Kreisinhalt und verfährt unter Benutzung der Tabellen in 2 c auf dieselbe Weise wie beim Quadratwurzelziehen unter 2 e.

Beispiele: Bestimme Durchmesser zum

Kreisinhalt	3058 *)	0,892
Suche Kreisinhalt	≈ 3058	$\approx 89,2$
Ergibt n	62,4	10,7
Komma in der Hilfszahl	—	2 St. n. rechts
Man benutze		Tab. 1 in 2 c
Folglich Komma im Resultat	—	1 St. n. links
Mithin Durchmesser	62,4	1,07

Arithmetik.

Bei der Entwicklung von Gleichungen erscheint oft wünschenswert, zur Erzielung von Vereinfachungen ein Umformen der Werte vorzunehmen. Dieses sollen nachstehende Regeln 3 a bis 3 c erleichtern.

3 a. Umformen von Potenzen.

1. $(+ a)^n = + a^n.$
2. $(- a)^{2 \cdot n} = + a^{2 \cdot n}.$
3. $(- a)^{2 \cdot n - 1} = - a^{2 \cdot n - 1}.$
4. $(a^m)^n = a^{m \cdot n} = (a^n)^m.$
5. $a^m \cdot a^n = a^{m+n}.$
6. $a^m \cdot b^m = (a \cdot b)^m.$
7. $a^m : a^n = a^{m-n}.$
8. $a^m : b^m = (a : b)^m.$
9. $1 : a^m = (1 : a)^m = a^{-m}.$
10. $a^0 = 1; 0^a = \text{Null}; 0^0 = \text{unbestimmt}.$

3 b. Umformen von Quadraten und Kuben.

1. $a^2 - b^2 = (a + b) \cdot (a - b).$
2. $(a \pm b)^2 = a^2 \pm 2 a \cdot b + b^2.$
3. $(a \pm b)^3 = a^3 \pm 3 a^2 \cdot b + 3 a \cdot b^2 \pm b^3.$
4. $a^3 \pm b^3 = (a \pm b) \cdot (a^2 \mp a \cdot b + b^2).$

3 c. Umformen von Wurzeln.

1. $(\sqrt[m]{a})^m = a.$
2. $\sqrt[m]{a : b} = \sqrt[m]{a} : \sqrt[m]{b}.$
3. $\sqrt[m]{a^n} = (\sqrt[m]{a})^n = a^{\frac{n}{m}}.$
4. $\sqrt[m]{a \cdot b} = \sqrt[m]{a} \cdot \sqrt[m]{b}.$
5. $\sqrt[m]{\frac{1}{a}} = \frac{1}{\sqrt[m]{a}} = a^{-\frac{1}{m}}.$
6. $\sqrt[m]{\sqrt[n]{a}} = \sqrt[m \cdot n]{a} = \sqrt[n]{\sqrt[m]{a}}.$

*) Vergl. auch Probe der Math. Tab. unter § 1 a.

3 d. Reihen. n Anzahl der Glieder.

1. Arithmetische Reihe:

$$a + (a + b) + (a + 2b) + \dots + a(n-1) \cdot b$$

$$\text{Summe} = n \left(a + \frac{1}{2} (n-1) \cdot b \right)$$

2. Geometrische Reihe:

$$a + a \cdot b + a \cdot b^2 + \dots + a \cdot b^{n-1}$$

$$\text{Summe} = \frac{a(b^n - 1)}{b - 1}$$

$$3. 1 + 2 + 3 + 4 + 5 + 6 + \dots + (n-1) + n = \frac{n \cdot n + 1}{2}$$

$$4. p + (p+1) + (p+2) + \dots + (q-1) + q = \frac{(q+p) \cdot (q-p+1)}{2}$$

$$5. 2 + 4 + 6 + 8 + 10 + \dots + (2 \cdot n - 2) + 2 \cdot n = n \cdot (n+1)$$

$$6. 1 + 3 + 5 + 7 + 9 + \dots + (2 \cdot n - 3) + (2 \cdot n - 1) = n^2$$

$$7. 1^2 + 2^2 + 3^2 + 4^2 + \dots + (n-1)^2 + n^2 = \frac{n \cdot (n+1) \cdot (2 \cdot n + 1)}{1 \cdot 2 \cdot 3}$$

$$8. 1^3 + 2^3 + 3^3 + 4^3 + \dots + (n-1)^3 + n^3 = \left(\frac{n \cdot (n+1)}{2} \right)^2$$

$$9. 1 + x + x^2 + x^3 + \dots + x^{n-1} = \frac{1 - x^n}{1 - x}$$

3 e. Zinsrechnung.

Bedeutet: K anfängl. Kapital, K_n Kapital nach n Jahren, P Zinsfuß in Prozent, Z Zinsen pro Jahr.

A. Bei **stetigen Zinseszinsen** werden die Zinsen in jedem Augenblicke zum Kapital geschlagen Hier wird

$$K_n = K \cdot e^{\frac{P \cdot n}{100}}$$

worin $e = 2,7183$ die Grundzahl der natürlichen Logarithmen.

Häufiger kommen folgende Rechnungen vor:

B. Jährliche Zinsen.

$$Z = \frac{K \cdot P}{100}$$

$$K_n = K + \frac{K \cdot n \cdot P}{100}$$

$$n = \frac{100 \cdot K_n}{K \cdot P} - \frac{100}{P}$$

$$P = \frac{100 \cdot K_n}{K \cdot n} - \frac{100}{n}$$

C. Jährlicher Zinseszins.

$$K_n = K \cdot \left(\frac{P + 100}{100} \right)^n$$

$$n = \frac{\log K_n - \log K}{\log \frac{P + 100}{100}}$$

$$P = 100 \sqrt[n]{\frac{K_n}{K}} - 100$$

$$K = \frac{K_n}{\left(\frac{P + 100}{100} \right)^n}$$

D. Halbjährlicher Zinseszins.

$$K_n = K \cdot \left(\frac{P + 200}{200} \right)^{2 \cdot n}$$

$$n = \frac{\log K_n - \log K}{2 \cdot \log \frac{P + 200}{200}}$$

$$P = \sqrt[2 \cdot n]{\frac{K_n}{K}} - 200$$

$$K = \frac{K_n}{\left(\frac{P + 200}{200} \right)^{2 \cdot n}}$$

3 f. Abschreibungen (Amortisation), der Betrag, den ein Haus, Maschine usw. innerhalb eines Jahres an Wert verliert. Je grösserer Abnützung z. B. eine Maschine unterworfen ist, ein desto grösserer Prozentsatz wird abgeschrieben. Man kann etwa setzen:

Tabelle für Abschreibungen.

Gebäude		Maschinen für							
Wohnhäuser	Fabrikgebäude	Dampfanlage		Metallbearbeitung, Dreh- u. Hobelbänke usw.	Müllerei Mahlgang, Walzenstuhl usw.	Tonindustrie, Ziegelei, Zement	Papierfabrikation	Brauerei, Holzbearbeitung	Treibriemen, Seile
		Schornstein, Maschinenschhaus	Maschine Kessel						
2 0/10	4 0/10	5 0/10	8 0/10	7 0/10	8 0/10	13 0/10	8 0/10	10 0/10	15 0/10
1 3/4	3 1/2	4	6	5	6	9	6	7	11 0/10

Die oberen Werte gelten für Abschreibungen, bezogen auf den jeweiligen Buchwert.

Die unteren Werte gelten für Abschreibungen, bezogen auf den Anschaffungswert.

Bei Aufstellung von Taxen und Abschätzung von Brandschäden begnügt man sich häufig mit 2/3 der Werte der letzten Zeile der Tabelle.

Für die jährlichen Abschreibungen wird meist der **Anschaffungswert K** zugrunde gelegt, seltener der jeweilige Buchwert. Mit dem Anschaffungswert gerechnet ergibt sich, wenn bezeichnet:

K Anschaffungswert eines Gebäudes, einer Maschine oder dergl.,

K_n Buchwert nach n Jahren,

P Abschreibung in Prozent,

Z Abschreibung pro Jahr.

$$Z = \frac{K \cdot P}{100}; \quad K_n = K - \frac{K \cdot n \cdot P}{100}; \quad K = \frac{100 \cdot Z}{P}; \quad n = \frac{100}{P} - \frac{100 \cdot K_n}{K \cdot P} \quad (1)$$

$$P = \frac{100}{n} - \frac{100 \cdot K_n}{K \cdot n} \dots \dots \dots (2)$$

Beispiel: Welchen Wert hat nach 6 Jahren eine Ziegelei-
maschine, die 6200 Mk. gekostet hat?

Nach 3 f ist $P = 9\%$, also nach Gl. 1

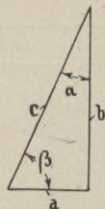
$$K_n = 6200 - \frac{6200 \cdot 6 \cdot 9}{100} = 2608 \text{ Mk.}$$

B. Trigonometrie.

Auch die trigonometrischen Funktionen: Sinus, Cosinus, Tangens und Cotangens sowie das Ablesen der Werte aus den trigon. Tab. müssen dem Konstrukteur geläufig sein.

4 a. Hauptsätze der Trigonometrie.*)

$$\begin{aligned}\sin \alpha &= \frac{\text{Gegenkathete}}{\text{Hypotenuse}} = \frac{a}{c} \\ \cos \alpha &= \frac{\text{anliegende Kathete}}{\text{Hypotenuse}} = \frac{b}{c} \\ \text{tg } \alpha &= \frac{\text{Gegenkathete}}{\text{anliegende Kathete}} = \frac{a}{b} \\ \text{cotg } \alpha &= \frac{\text{anliegende Kathete}}{\text{Gegenkathete}} = \frac{b}{a}\end{aligned}$$



Die trigonometrischen Funktionen eines Winkels hängen nur von der Grösse des letzteren ab, nicht aber von der Grösse des Dreiecks resp. der Länge der Dreiecksseiten.

Benützung der trigonometrischen Tabellen

zur Ermittlung der trigonometrischen Funktionen.

Winkel von 0 bis 90°.

4 b. Die trigonometrischen Tabellen (Anhang) sind so eingerichtet, dass für die Gradzahl links die obere Funktion, für die Gradzahl rechts die untere Funktion gilt, wie nachstehende Probe zeigt.

Grad	Sinus							Grad
	0'	10'	20'	30'	40'	50'	60'	
0	0,000	0,008	0,016	0,024	0,032	0,040	0,047	80
1	0,017	0,020	0,023	0,026	0,029	0,032	0,035	88
2	0,035	0,038	0,041	0,044	0,047	0,049	0,052	87
3	0,052	0,055	0,058	0,061	0,064	0,067	0,070	86
42	0,669	0,671	0,673	0,676	0,678	0,680	0,682	47
43	0,682	0,684	0,686	0,688	0,690	0,693	0,695	46
44	0,695	0,697	0,699	0,701	0,703	0,705	0,707	45
	80'	50'	40'	30'	20'	10'	0'	
	Cosinus							

Die Tabellen geben abgerundete Werte, jedoch genügen dieselben für alle in der Maschinenteknik vorkommenden Berechnungen, wie Bestimmung der Einzel- und Mittelkräfte, für Winkelbelastungen, Druckkraft im Hauptlager, Relativexzentrizität, Voreilwinkel des Exzenters usw.

Beispiel: Sinus $3^{\circ} 40'$ ist = 0,064 (Gradzahl links in Tab.).
Cosinus $46^{\circ} 20'$ ist = 0,690 („ rechts „ „).

*) Im Anhang befindet sich noch eine Tabelle, welche die Ermittlung der Funktionen je nach Lage der Winkel in der Zeichnung erleichtern soll.

Winkel grösser als 90° .

4 c. Bei Winkeln, die grösser als 90° sind, hat man darauf zu achten, dass die Funktion das richtige Vorzeichen erhält.

Nachstehende Tabelle zeigt, wie sich die Vorzeichen mit der Grösse des Winkels für jede Funktion ändern.

4 d. Vorzeichen für Winkelfunktionen.

Grad =	0— 90°	91— 180°	181— 270°	271— 360°
sin	+	+	—	—
cos	+	—	—	+
tg	+	—	+	—
cotg	+	—	+	—

Hat man einen Winkel, der noch grösser ist wie 360° , so erhält seine Funktion dasselbe Vorzeichen wie ein Winkel, dessen Gradzahl gleich der Differenz zwischen dem gegebenen Winkel und 360° ist. Z. B. würde der Cosinus eines Winkels von 435° das Vorzeichen derselben Funktion eines Winkels von $435 - 360 = 75^\circ$ erhalten. Nach 4 d erhält also $\cos 435^\circ$ ein + Vorzeichen.

4 e. Das Vorzeichen der Funktionen von Winkeln $> 90^\circ$ macht man sich auch klar an Hand beistehender Quadranten.



4 f. Hilfstabelle zur Beurteilung der Grösse und Vorzeichen.

Grad	0°	90°	180°	270°	360°	30°	45°	60°
sin =	0	1	0	-1	0	$\frac{1}{2} \cdot \sqrt{1}$	$\frac{1}{2} \cdot \sqrt{2}$	$\frac{1}{2} \cdot \sqrt{3}$
cos =	+1	0	-1	0	+1	$\frac{1}{2} \cdot \sqrt{3}$	$\frac{1}{2} \cdot \sqrt{2}$	$\frac{1}{2} \cdot \sqrt{1}$
tg =	0	$+\infty$	0	$-\infty$	0	$\frac{1}{3} \cdot \sqrt{3}$	1	$\sqrt{3}$
cotg =	$+\infty$	0	$-\infty$	0	$-\infty$	$\sqrt{3}$	1	$\frac{1}{3} \cdot \sqrt{3}$

4 g. Aufsuchen der Funktionen für Winkel $> 90^\circ$. Aber nicht allein durch die Wahl des Vorzeichens wird das Aufsuchen der Funktionen für Winkel, die grösser sind als 90° erschwert, sondern auch durch den Umstand, dass die trigonometrischen Tabellen (Probe unter 4 b) nur Werte für Winkel bis 90° angeben.

Bezeichnen wir in nachstehendem mit:

φ die gegebene Gradzahl eines Winkels,

α die Grösse des Winkels von 0 bis 90° , welcher von einem rechten, gestreckten oder vollen Winkel abgezogen bzw. dazu addiert, den Winkel φ ergibt, so erhalten wir:

	$\varphi = +\alpha$	$90^\circ + \alpha$	$180^\circ + \alpha$	$270^\circ + \alpha$
sin	$\varphi = + \sin \alpha$	$+ \cos \alpha$	$\mp \sin \alpha$	$- \cos \alpha$
cos	$\varphi = + \cos \alpha$	$\mp \sin \alpha$	$- \cos \alpha$	$+ \sin \alpha$
tg	$\varphi = + \operatorname{tg} \alpha$	$\mp \operatorname{cotg} \alpha$	$+ \operatorname{tg} \alpha$	$\mp \operatorname{cotg} \alpha$
cotg	$\varphi = + \operatorname{cotg} \alpha$	$\mp \operatorname{tg} \alpha$	$+ \operatorname{cotg} \alpha$	$\mp \operatorname{tg} \alpha$

(Beispiel siehe unter 4 h.)

4 h. Da hinsichtlich des Vorzeichens für Funktionen der Winkel $> 90^\circ$ nicht selten Irrtümer unterlaufen und dadurch Rechenfehler sich einstellen, benutze man als Vergleich nachstehende Tabelle.

Prüfung der Vorzeichen für Winkel $> 90^\circ$.

$\varphi =$	91 bis 180°	181 bis 270°	271 bis 360°
sin $\varphi =$	$+ \cos$ 1 bis 90°	$- \sin$ 1 bis 90°	$- \cos$ 1 bis 90°
cos $\varphi =$	$- \sin$ 1 bis 90°	$- \cos$ 1 bis 90°	$+ \sin$ 1 bis 90°
tg $\varphi =$	$- \operatorname{cotg}$ 1 bis 90°	$+ \operatorname{tg}$ 1 bis 90°	$- \operatorname{cotg}$ 1 bis 90°
cotg $\varphi =$	$- \operatorname{tg}$ 1 bis 90°	$+ \operatorname{cotg}$ 1 bis 90°	$- \operatorname{tg}$ 1 bis 90°

Beispiel: $\cos 140^\circ = -\cos(180^\circ - 140^\circ) = -\cos 40^\circ = -\sin(140^\circ - 90^\circ) = -\sin 50^\circ$. Das Minuszeichen ist zu beachten!

Beim Entwickeln von Gleichungen ist man häufig gezwungen, die trigonometrischen Funktionen in eine andere Form zu bringen, um eine einfachere Rechnungsweise zu erzielen.

Die hierauf bezüglichen Hauptregeln gibt folgende Tabelle.

4 i. Trigonometrische Formeln (nach Hütte).

a) Beziehungen zwischen den Funktionen desselben Winkels.

1. $\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha = 1.$
2. $\operatorname{tg} \alpha = \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha}.$
3. $\operatorname{cotg} \alpha = \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} = \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha}.$
4. $1 + \operatorname{tg}^2 \alpha = \frac{1}{\cos^2 \alpha}.$
5. $1 + \operatorname{cotg}^2 \alpha = \frac{1}{\sin^2 \alpha}.$

$$6. \sin \alpha = \sqrt{1 - \cos^2 \alpha} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{cotg}^2 \alpha}}.$$

$$7. \cos \alpha = \sqrt{1 - \sin^2 \alpha} = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha}} = \frac{\operatorname{cotg} \alpha}{\sqrt{1 + \operatorname{cotg}^2 \alpha}}.$$

b) Beziehungen zwischen den Funktionen zweier Winkel.

$$1. \sin(\alpha \pm \beta) = \sin \alpha \cdot \cos \beta \pm \cos \alpha \cdot \sin \beta.$$

$$2. \cos(\alpha \pm \beta) = \cos \alpha \cdot \cos \beta \mp \sin \alpha \cdot \sin \beta.$$

$$3. \operatorname{tg}(\alpha \pm \beta) = (\operatorname{tg} \alpha \pm \operatorname{tg} \beta) : (1 \mp \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta).$$

$$4. \operatorname{cotg}(\alpha \pm \beta) = (\operatorname{cotg} \alpha \cdot \operatorname{cotg} \beta \mp 1) : (\operatorname{cotg} \beta \pm \operatorname{cotg} \alpha).$$

$$5. \sin \alpha + \sin \beta = 2 \cdot \sin \frac{1}{2}(\alpha + \beta) \cdot \cos \frac{1}{2}(\alpha - \beta).$$

$$6. \sin \alpha - \sin \beta = 2 \cdot \cos \frac{1}{2}(\alpha + \beta) \cdot \sin \frac{1}{2}(\alpha - \beta).$$

$$7. \cos \alpha + \cos \beta = 2 \cdot \cos \frac{1}{2}(\alpha + \beta) \cdot \cos \frac{1}{2}(\alpha - \beta).$$

$$8. \cos \alpha - \cos \beta = -2 \cdot \sin \frac{1}{2}(\alpha + \beta) \cdot \sin \frac{1}{2}(\alpha - \beta).$$

$$9. \operatorname{tg} \alpha \pm \operatorname{tg} \beta = \frac{\sin(\alpha \pm \beta)}{\cos \alpha \cdot \cos \beta}.$$

$$10. \operatorname{cotg} \alpha \pm \operatorname{cotg} \beta = \frac{\sin(\beta \pm \alpha)}{\sin \alpha \cdot \sin \beta}.$$

$$11. \sin^2 \alpha - \sin^2 \beta = \cos^2 \beta - \cos^2 \alpha = \sin(\alpha + \beta) \cdot \sin(\alpha - \beta).$$

$$12. \cos^2 \alpha - \sin^2 \beta = \cos^2 \beta - \sin^2 \alpha = \cos(\alpha + \beta) \cdot \cos(\alpha - \beta).$$

$$13. \sin \alpha \cdot \sin \beta = \frac{1}{2} \cdot \cos(\alpha - \beta) - \frac{1}{2} \cdot \cos(\alpha + \beta).$$

$$14. \cos \alpha \cdot \cos \beta = \frac{1}{2} \cdot \cos(\alpha - \beta) + \frac{1}{2} \cdot \cos(\alpha + \beta).$$

$$15. \sin \alpha \cdot \cos \beta = \frac{1}{2} \cdot \sin(\alpha + \beta) + \frac{1}{2} \cdot \sin(\alpha - \beta).$$

$$16. \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \beta = \frac{\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta}{\operatorname{cotg} \alpha + \operatorname{cotg} \beta} = -\frac{\operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \beta}{\operatorname{cotg} \alpha - \operatorname{cotg} \beta}.$$

$$17. \operatorname{cotg} \alpha \cdot \operatorname{cotg} \beta = \frac{\operatorname{cotg} \alpha + \operatorname{cotg} \beta}{\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta} = -\frac{\operatorname{cotg} \alpha - \operatorname{cotg} \beta}{\operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \beta}.$$

c) Formeln für die Vielfachen und Teile eines Winkels.

$$1. \sin 2\alpha = 2 \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha; \quad \sin \alpha = 2 \cdot \sin \frac{1}{2} \alpha \cdot \cos \frac{1}{2} \alpha.$$

$$2. \cos 2\alpha = \cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha = 1 - 2 \cdot \sin^2 \alpha = 2 \cdot \cos^2 \alpha - 1.$$

$$3. \sin \frac{1}{2} \alpha = \sqrt{\frac{1 - \cos \alpha}{2}} = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{1 + \sin \alpha} - \frac{1}{2} \cdot \sqrt{1 - \sin \alpha}.$$

$$4. \cos \frac{1}{2} \alpha = \sqrt{\frac{1 + \cos \alpha}{2}} = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{1 + \sin \alpha} + \frac{1}{2} \cdot \sqrt{1 - \sin \alpha}.$$

$$5. \operatorname{tg} \frac{1}{2} \alpha = \frac{\sin \alpha}{1 + \cos \alpha} = \frac{1 - \cos \alpha}{\sin \alpha} = \sqrt{\frac{1 - \cos \alpha}{1 + \cos \alpha}}$$

$$6. \operatorname{cotg} \frac{1}{2} \alpha = \frac{\sin \alpha}{1 - \cos \alpha} = \frac{1 + \cos \alpha}{\sin \alpha} = \sqrt{\frac{1 + \cos \alpha}{1 - \cos \alpha}}$$

$$7. \operatorname{tg} 2 \alpha = \frac{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha}{1 - \operatorname{tg}^2 \alpha} = \frac{2}{\operatorname{cotg} \alpha - \operatorname{tg} \alpha}; \quad \operatorname{tg} \alpha = \frac{2 \cdot \operatorname{tg} \frac{1}{2} \alpha}{1 - \operatorname{tg}^2 \frac{1}{2} \alpha}$$

$$8. \operatorname{cotg} 2 \alpha = \frac{\operatorname{cotg}^2 \alpha - 1}{2 \cdot \operatorname{cotg} \alpha} = \frac{1}{2} \cdot \operatorname{cotg} \alpha - \frac{1}{2} \operatorname{tg} \alpha;$$

$$\operatorname{cotg} \alpha = \frac{\operatorname{cotg}^2 \frac{1}{2} \alpha - 1}{2 \cdot \operatorname{cotg} \frac{1}{2} \alpha}$$

$$9. \sin \alpha = \frac{2 \cdot \operatorname{tg} \frac{1}{2} \alpha}{1 + \operatorname{tg}^2 \frac{1}{2} \alpha} \quad 10. \cos \alpha = \frac{1 - \operatorname{tg}^2 \frac{1}{2} \alpha}{1 + \operatorname{tg}^2 \frac{1}{2} \alpha}$$

$$11. \sin \alpha \pm \cos \alpha = \pm \sqrt{1 \pm \sin 2 \alpha}$$

5. Das Rechnen mit **Logarithmen** ist nicht zu vermeiden beim Potenzieren und Radizieren mit einem Bruch als Exponenten.

Der Logarithmus einer Zahl ist der Exponent, auf den man eine beliebige andere Zahl erheben muss, damit die Potenz dieser Zahl der ersteren gleich ist.

Man unterscheidet in einem Logarithmensystem also Basis (Grundzahl) und Exponent, z. B.

$64 = 2^6$; Basis = 2, Expon. = 6, Log. v. 64 = 6 bei Basis 2.

$64 = 4^3$; „ = 4, „ = 3, „ „ 64 = 3 „ „ 4.

$64 = 8^2$; „ = 8, „ = 2, „ „ 64 = 2 „ „ 8.

Ein Logarithmensystem kann also auf jeder Zahl als Basis aufgebaut werden.

Man hat Briggsche und natürliche Logarithmen, der Unterschied ist folgender:

Briggsche Logarithmen.

Basis = 10

$100 = 10^2$

mithin $\log 100 = 2$.

natürliche Logarithmen.

Basis = 2,7182818

$100 = 2,7182818^{4,6052}$

mithin $\log \text{nat. } 100 = 4,6052$.

5 a. Der Logarithmus einer Zahl besteht aus Kennziffer und Mantisse.

Die **Kennziffer** ist abhängig von der Stellenzahl derjenigen Zahl, zu welcher der Logarithmus gesucht werden soll und

gibt an, wieviel Stellen diese Zahl besitzt. Bei Zahlen mit n Ziffern vor dem Komma ist die Kennziffer $= n - 1$. Bei Dezimalbrüchen mit n_1 Nullen hinter dem Komma bzw. vor den Ziffern ist die Kennziffer $= 0, - (n_1 + 1)$.

Die **Mantisse** wird auf dem Rechenschieber abgelesen, vergl. § 6 m, oder einer Logarithmentabelle entnommen.

Die Mantisse ist für Zahlen mit gleichen Ziffern, unabhängig vom Komma, gleich.

Nachstehende Tabelle soll dies erläutern.

Zahl	Mantisse		Kennziffer	Logarithmus
	nach einer vierstelligen Logarithmentabelle	abgelesen auf dem Rechenschieber, § 6 m.		
14670	1664	166	4	4,1664
1467	"	"	3	3,1664
146,7	"	"	2	2,1664
14,67	"	"	1	1,1664
1,467	"	"	0	0,1664
0,1467	"	"	0, -1	0,1664-1
0,01467	"	"	0, -2	0,1664-2
0,001467	"	"	0, -3	0,1664-3

5b. Probe einer vierstelligen Logarithmentabelle.

N	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
640	8062	8062	8063	8064	8065	8065	8066	8067	8067	8068
641	8069	8069	8070	8071	8071	8072	8073	8073	8074	8075
642	8075	8076	8077	8077	8078	8079	8079	8080	8081	8081
643	8082	8083	8083	8084	8085	8085	8086	8087	8088	8088
644	8089	8090	8090	8091	8092	8092	8093	8094	8094	8095
645	8096	8096	8097	8098	8098	8099	8100	8100	8101	8102
646	8102	8103	8104	8104	8105	8106	8106	8107	8108	8108
647	8109	8110	8110	8111	8112	8112	8113	8114	8114	8115
648	8116	8116	8117	8118	8118	8119	8120	8120	8121	8122

Beispiel: Der Logarithmus der Zahl 6447 sei zu bestimmen.

Wir finden in der Logarithmentabelle (Probe unter 5 b) die Mantisse zu 8094. Die Zahl 6447 hat 4 Stellen, mithin wird nach 5 a die Kennziffer $= 4 - 1 = 3$ also

$$\log 6447 = 3,8094.$$

5 c. Folgende Gesetze wolle man beachten:

$$\log(a \cdot b) = \log a + \log b$$

$$\log \frac{a}{b} = \log a - \log b$$

$$\log a^b = b \cdot \log a$$

$$\log \sqrt[b]{a} = \frac{\log a}{b}.$$

5 d. Beispiele für Division, Potenzieren und Radizieren.

Es sei nun an einigen Beispielen erläutert, wie man beim Rechnen mit Logarithmen verfährt und zwar mit Benutzung einer vierstelligen Logarithmen-Tabelle.

1. Bestimme $\frac{0,248}{0,076}$.

$$\text{Logarithmus von } 0,248 = 0,3945 - 1,$$

$$\text{„ „ } 0,076 = 0,8808 - 2,$$

$$\text{„ „ } \frac{0,248}{0,076} = 0,3945 - 1 - (0,8808 - 2)$$

$$= 0,3945 - 1 + 2 - 0,8808 = 1,5137 - 1 = 0,5137.$$

$$\text{Numerus von Logarithmus } 0,5137 = \mathbf{3,263} = \frac{0,248}{0,076}.$$

(Man denkt sich zweckmässig den zweiten Logarithmus als Klammerwert und verfährt dann wie bei gewöhnlichen Gleichungen.)

2. Bestimme $2^{1,5}$.

$$\text{Logarithmus von } 2 = 0,301,$$

$$\text{„ „ } 2^{1,5} = 1,5 \cdot 0,301 = 0,4515,$$

$$\text{Numerus von Logarithmus } 0,4515 = \mathbf{2,828}.$$

3. Bestimme $91^{0,6}$.

$$\text{Logarithmus von } 91 = 1,9590,$$

$$\text{„ „ } 91^{0,6} = 0,6 \cdot 1,959 = 1,1754.$$

$$\text{Numerus von Logarithmus } 1,1754 = \mathbf{14,98}.$$

4. Bestimme $0,08^{0,05}$.

$$\text{Logarithmus von } 0,08 = 0,9031 - 2,$$

$$\text{„ „ } 0,08^{0,05} = 0,9031 \cdot 0,05 - 2 \cdot 0,05$$

$$= 0,045155 - 0,1.$$

Die Kennziffer ist auf 1 zu ergänzen und um den gleichen Betrag die Mantisse zu erhöhen, mithin

Logarithmus von

$$0,08^{0,05} = 0,0452 + 0,9 - (0,1 + 0,9) = 0,9452 - 1.$$

Die Mantisse 9452 gibt als Numerus 8814. Die Kennziffer ist 0, - 1 mithin Anzahl der Nullen vor den Ziffern (nach 5 a) = 1 - 1 = Null, demnach

$$0,08^{0,05} = \mathbf{0,8814}.$$

5. Bestimme $\sqrt[1,6]{0,76}$.

Logarithmus von $0,76 = 8808 - 1$.

$$,, \quad ,, \quad \sqrt[1,6]{0,75} = \frac{0,8808}{1,6} - \frac{1}{1,6} = 0,5505 - 0,625$$

Die Kennziffer ist auf 1 zu ergänzen und um den gleichen Betrag die Mantisse zu erhöhen, wir erhalten demnach

Logarithmus von

$$\sqrt[1,6]{0,76} = 0,5505 + 0,375 - (0,625 + 0,375) = 0,9255 - 1.$$

Die Mantisse 9255 ergibt als Numerus 8424. Die Kennziffer ist 0, - 1, mithin Anzahl der Nullen vor den Ziffern (nach 5 a) = 1 - 1 = Null, also

$$\sqrt[1,6]{0,76} = \mathbf{0,8434}.$$

6. Bestimme $\sqrt[0,25]{0,0027}$

Logarithmus von $0,0027 = 0,4314 - 3$,

Logarithmus von

$$\sqrt[0,25]{0,0027} = \frac{0,4314}{0,25} - \frac{3}{0,25} = 1,7256 - 12 = 0,7256 - 11.$$

Die Mantisse 7256 gibt als Numerus 5316. Anzahl der Nullen vor den Ziffern (nach 5 a) = 11 - 1 = 10, mithin

$$\sqrt[0,25]{0,0027} = \mathbf{0,000\ 000\ 000\ 05316}$$

7. Der theoretische Dampfverbrauch einer Maschine, in welcher der Dampf, Arbeit leistend, von p auf \bar{p}_0 Atm. abs. expandiert, beträgt

$$S = \frac{6,87 - 0,9 \cdot \log p_0}{\log p - \log p_0} \text{ in kg f. d. PS/Stunde.}$$

Es sei beispielsweise für $p = 12$, $p_0 = 0,15$ Atm. abs. der theoretische Dampfverbrauch zu bestimmen

$$\log 12 = 1,0792, \quad \log 0,15 = 0,1761 - 1,$$

mithin

$$S = \frac{6,87 - 0,9 (0,1761 - 1)}{1,0792 - (0,1761 - 1)} = \frac{6,87 - (0,1585 - 0,9)}{1,0792 - (0,1761 - 1)}$$

$$= \frac{6,87 + 0,9 - 0,1585}{1,0792 + 1 - 0,1761} = \frac{7,6115}{1,9031} \sim 4 \text{ kg.}$$

5 e. Die unter 5 bis 5 d behandelten Logarithmen nennt man die Briggs'schen. Es kommen aber auch Rechnungen vor, in welchen mit den natürlichen Logarithmen operiert werden muss.

5 f. Zur **Umwandlung** Briggs'scher Logarithmen in natürliche Logarithmen benutze man nachstehende Gleichungen:

$$\log \text{ nat. } a = 2,3026 \log a,$$

$$\log a = 0,4343 \log \text{ nat. } a.$$

(log nat. lies: logarithmus naturalis.)

5 g. 1. Bestimme log. nat. 5,78.

$$\log 5,78 = 0,7612,$$

$$\log \text{ nat. } 5,78 = 0,7612 \cdot 2,3026 = \mathbf{1,7527}.$$

2. Bestimme log nat. 0,27.

$$\log 0,27 = 0,4314 - 1,$$

$$\log \text{ nat. } 0,27 = 0,4314 \cdot 2,3026 - 1 \cdot 2,3026 = 0,9933 - 2,3026.$$

Die Kennziffer ist auf eine ganze Zahl zu bringen, mithin

$$\log \text{ nat. } 0,27 = (0,9933 - 0,3026) - (2,3026 - 0,3026)$$

$$= \mathbf{0,6907 - 2}.$$

3. Nach Buch „Dampfmaschinen“, Gleich. 6, wird der Spannungskoeffizient

$$k = h + (h + s) \log \text{ nat. } \frac{1 + s}{h + s}.$$

Für $h = 0,3$, $s = 0,1$ sei der Spannungskoeffizient zu bestimmen, also

$$k = 0,3 + (0,3 + 0,1) \log \text{ nat. } \frac{1 + 0,1}{0,3 + 0,1}$$

$$\log \frac{1 + 0,1}{0,3 + 0,1} = \log 2,75 = 0,4393,$$

$$\log \text{ nat. } 2,75 = 0,4393 \cdot 2,3026 = 0,0115.$$

mithin

$$k = 0,3 + 0,4 \cdot 0,0115 = 0,3 + 0,4046 = \mathbf{0,7046}.$$

6 a. Rechenschieber.

Unter den vielen Instrumenten, welche die Technik heutzutage anwendet, befindet sich ein unscheinbarer Apparat, der allerdings schon alt ist, jedoch nicht genügend bekannt sein dürfte und seiner grossen Nützlichkeit sowie vielseitigen Anwendung wegen mehr Beachtung verdient.

Es ist dieses der **Rechenschieber**. In manchen technischen Bureaus werden diese Werkzeuge seitens der Verwaltung geliefert, auch dürfte es wohl bei jedem Ingenieur zu finden sein. Aber auch allen denjenigen, welche zu rechnen haben, wird genanntes Instrument die Arbeit wesentlich erleichtern.

Der Ursprung des Rechenschiebers datiert vor Christi Geburt zurück. Es waren die Chinesen, welche damals schon Rechenstäbe hatten, allerdings von primitiver Art. Allmählich bildete sich die jetzige Form heraus. Als letzte Verbesserung hat ein französischer Artillerieoffizier in den 40er Jahren vorigen Jahrhunderts den über das Ganze laufenden, mit geschliffenem Glas und senkrechtem Strich versehenen Läufer hinzugefügt. Letzterer dient hauptsächlich zum Festlegen bestimmter Zahlen bei grösseren Exempeln.

Das Prinzip des Rechenschiebers beruht auf einer Einteilung mittelst Logarithmen, deren Addition bekanntlich Multiplikation und umgekehrt Division bewirken. Nur diese beiden Funktionen sind darauf auszuführen; Addition und Subtraktion dagegen nicht.

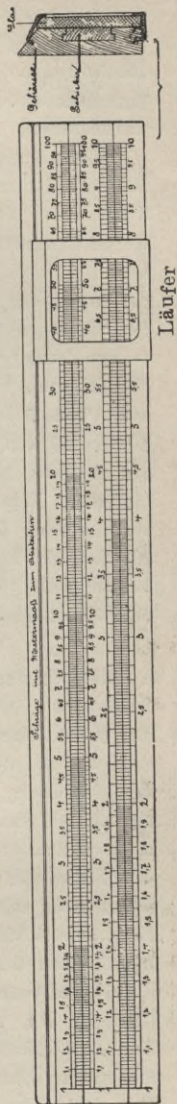


Fig. 1.

Der kleine Uebelstand wird jedoch durch die vielen guten Eigenschaften völlig ausgeglichen, zumal diese beiden Rechnungsarten ohnehin keine Schwierigkeiten bieten, auch ungleich weniger vorkommen,

Der Apparat, meist 26 cm lang, ist verhältnismässig breit und besteht aus Holz, ferner besitzt er einen durch Unterfräsung eingesetzten Schieber.

Auf der oberen Skala des Schiebers sowie Gehäuses bedeutet jeder Zwischenraum von 1 bis 2 ein Fünzigstel, von 2 bis 5 ein Zwanzigstel, von 5 bis 10 ein Zehntel, von 10 bis 20 ein Fünftel, von 20 bis 50 ein Halbes und von 50 bis 100 ein Ganzes. Wir wollen diese Art Einteilung der Zahlen **100teilig** nennen, für den Anfänger ist diese Einteilung besser als ein **10 teiliger** Schieber (Zahlen 1 bis 10).

6 b. Multiplizieren. Stellen wir die 1 des Schiebers links oben beispielsweise auf 2 der oberen Skala des Gehäuses, s. *Figur*, so werden sämtliche Zahlen des Schiebers, mit 2 multipliziert, auf der oberen Skala das Resultat ergeben, z. B. $2 \cdot 2 = 4$; $2 \cdot 2,5 = 5$ usw.

Fällt das Resultat in Strecke **A** (oben links von 10), so hat die gesuchte Zahl soviel Stellen (Ziffern), als die zu multiplizierenden zusammen weniger eine. Fällt das Resultat *rechts* von 10 (Strecke **B**), so ergeben sich soviel Stellen (Ziffern), als die zu multiplizierenden Zahlen zusammen haben. Der Anfänger tut gut, recht viele Beispiele mit der 2 durchzurechnen.



Fig. 2.

Beispiele zur Schieberstellung Fig. 2.

Zu multiplizieren	Obere Schieber-Skala	Obere Gehäuse-Skala zeigt	Liegt in Strecke	Anzahl der Stellen	Demnach Resultat
$1,1 \times 2$	1, ₁	2, ₂	A	$1 + 1 - 1 = 1$	2,2
11×2	"	"	"	$2 + 1 - 1 = 2$	22
111×2	"	"	"	$3 + 1 - 1 = 3$	222
25×2	2, ₅	5	"	$2 + 1 - 1 = 2$	50
250×2	"	"	"	$3 + 1 - 1 = 3$	500
60×2	6	1, ₂	B	$2 + 1 = 3$	120
6000×2	"	"	"	$4 + 1 = 5$	12000
51×2	5, ₁	10, ₂	"	$2 + 1 = 3$	102

In nachstehender Fig. 3 ist der Schieber auf 146 eingestellt man rechne folgende Beispiele so oft durch, bis das Ablesen ohne Anstoss gelingt.

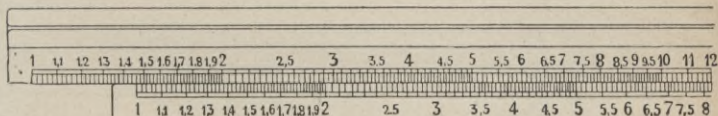


Fig. 3.

Beispiele zur Schieberstellung Fig. 3.

Zu multiplizieren	Obere Schieber-Skala zeigt	Obere Gehäuse-Skala zeigt	Strecke	Anzahl der Stellen	Resultat
$3 \times 14,6$	3	4, ₃₈	A	$2 + 1 - 1 = 2$	43,8
$3 \times 1,46$	3	4, ₃₈	A	$1 + 1 - 1 = 1$	4,38
$3,15 \times 14,6$	3, ₁₅	4, ₆	A	$2 + 1 - 1 = 2$	46
$4,45 \times 14,6$	4, ₄₅	6, ₅	A	$2 + 1 - 1 = 2$	65
$328 \times 14,6$	3, ₂₈	4, ₇₉	A	$3 + 2 - 1 = 4$	4790
750×146	7, ₅	1, ₀₉	B	$3 + 3 = 6$	109000
275×1460	2, ₇₅	4, ₀₂	A	$4 + 3 - 1 = 6$	402000
$450 \times 0,0146$	4, ₅	6, ₅₈	A	$3 - 2 = 1$	6,58
$3,14 \times 146$	3, ₁₄	4, ₅₅	A	$3 + 1 - 1 = 3$	455

Division ist das Umgekehrte der Multiplikation, eine besondere Erklärung deshalb nicht nötig.

6 c. Quadrieren, Kubieren und Wurzelziehen.

Hat die zu quadrierende Zahl n Stellen, so hat das Quadrat

- ($2 \cdot n - 1$) Stellen, wenn es innerhalb Strecke A ,
- ($2n$) " " " " " " B liegt.

Beim Kubieren erhält das Resultat

- ($3n - 2$) Stellen, wenn es innerhalb Strecke A ,
- ($3n - 1$) " " " " " " B liegt.

Folgende Fig. 4 zeigt die linke Hälfte des Rechenschiebers. Der Schieber ist auf der unteren Skala des Gehäuses auf 2 eingestellt.

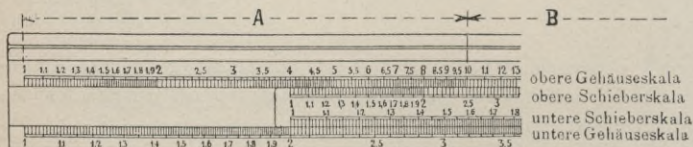


Fig. 4.

Beispiele zur Schieberstellung Fig. 4.

Zu multiplizieren	Untere Gehäuseskala zeigt	Schieber zeigt		Obere Gehäuseskala zeigt	Strecke	Anzahl der Stellen	Resultat
		unten	oben				
$2 \cdot 2 = 2^2$	2	1	1	4	A	$2 - 1 = 1$	4
$2 \cdot 2 \cdot 2$	2	1	2	8	A	$3 - 2 = 1$	8
$2^2 \cdot 2,25$	2	1	2_{25}	9	A	$2 - 1 = 1$	9
$2^2 \cdot 1,5$	2	1	1_5	6	A	$2 - 1 = 1$	6
$2^2 \cdot 14$	2	1	1_4	5_6	A	$3 - 1 = 2$	56
$2^2 \cdot 16,2$	2	1	1_{62}	6_{48}	A	$3 - 1 = 2$	64,8
$2^2 \cdot 27,5$	2	1	2_{75}	1_{10}	B	$2 - 1 + 2 = 3$	110
$\sqrt{4}$	2	1	1	4			2
$\sqrt{4} \cdot 12,2$	2_{44}	1_{22}	1	4			24,4
$\sqrt{4} \cdot 156$	3_{12}	1_{56}	1	4			312

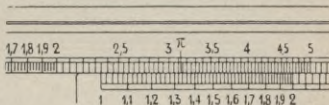
Der Rechenschieber gestattet die vielseitigste Anwendung für Multiplikationen, Divisionen, Quadrieren, Kubieren, Wurzelziehen beider Gattungen, Proportionen, Kreisumfang und -Inhalt, Gewichtsrechnungen, Kostenanschlägen usw.

Zum besseren Verständnis folgen einige Beispiele:

6 d. Lohnberechnung. Ein Arbeiter verdient täglich 2,35 Mk., wieviel in mehreren Tagen?

Man stellt die 1 der Skala des Schiebers links oben unter 2,35 der oberen Skala des Gehäuses, dann ergeben die Zahlen auf dem Schieber die Tage und diejenigen des Gehäuses den Geldbetrag

Fig. 5. Obere Schieberskala mit 1 auf 2,35 der oberen Gehäuseskala stellen, dann gibt die 2 der oberen Schieberskala 4,7 auf der oberen Gehäuseskala.



in Mark. Es sei beispielsweise Anzahl der Tage = 2. Über der 2 des Schiebers befindet sich 47 (2 Tage = 4,70 Mk.), s. Fig. 5. Man kann zwar Bruchteile ablesen, doch ist der Rechenschieber hier nur für Überschlagsrechnungen zulässig.

6 e. Prozentrechnung. Ein Kaufmann hat Waren auszuzeichnen und will mit 24 0/10 Nutzen arbeiten. Es bildet dieses das Verhältnis von 100 zu 124. Man stellt die 1 der oberen Skala des Schiebers auf 124 (unter den zweiten Strich in der zweiten Rubrik von links

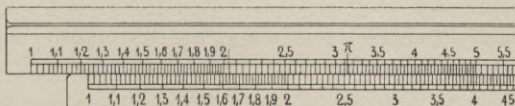


Fig. 6. Stelle die 1 der oberen Schieberskala auf 1,24 der oberen Gehäuseskala, so gibt die Zahl 4 der oberen Schieberskala auf der oberen Gehäuseskala den Betrag 4,96.

nach rechts gesehen) der oberen Skala des Gehäuses, dann werden sämtliche übereinander stehende Zahlen unten Einkaufs- und oben Verkaufspreis ergeben. Wir wollen eine Zahl herausgreifen, was mit 4 Mk. eingekauft ist (4 der oberen Skala des Schiebers), muss mit 4,96 Mk. wieder verkauft werden (4,96 der oberen Skala des Gehäuses) siehe Fig. 6. Auch hier kann jeder Bruchteil abgelesen werden.

Ferner eine Rohware habe durch Bearbeitung Verlust gehabt, welcher prozentual festgestellt werden muss. 1742 kg roh, 1300 kg fertig, mithin 442 kg Verlust. Wieviel ist dieses in Prozenten? (442 : 1742). $100 = 25,37\%$. Mittelst des **Läufers** (mit Glas und senkrechtem Strich in letzterem) wird die Zahl 4₄₂ auf der oberen Skala des Gehäuses festgelegt, dann die Zahl 1742 auf der oberen Skala des Schiebers gesucht und genau unter die erstere gebracht, alsdann erscheint auf der oberen Skale des Gehäuses über der 1 des Schiebers das Resultat (2₅₄) d. i. $25,4\%$.

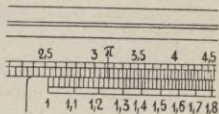


Fig. 7.

6f. Kreisfläche $(\frac{\pi}{4} \cdot d^2)$. In der dritten Rubrik der unteren Skala des Schiebers befindet sich ein besonderer Strich mit *C* bezeichnet.

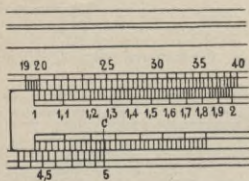


Fig. 8.

Beispiel: Ein Kreis von 5 cm Durchm. hat wieviel Flächeninhalt in qcm? Man setzt das *C* über die 5 der unteren Skala des Gehäuses und es wird über der 1 der oberen Skala des Schiebers das Resultat 19,63 auftreten. Wenn es ein Zylinder ist, vielleicht von 20 cm Länge, dann kann ohne weiteres die Zahl 39,26 über der 2 der oberen Schieberskala am Gehäuse abgelesen werden.

Allerdings ist dieses in Wirklichkeit nur der zehnte Teil, man muss deshalb das Komma um eine Stelle *nach rechts* rücken.

6g. Umfangsgeschwindigkeit. Um Aufgaben zu lösen nach der Formel

$$v = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{60}; \quad n = 19,1 \frac{v}{d} \quad \text{und} \quad d = 19,1 \frac{v}{n}$$

bediene man sich folgenden Verfahrens: Auf der oberen Skala des Gehäuses mache man bei 1,91, also kurz vor der ersten 2, einen Riss, welchen man mit dem Buchstaben *D*

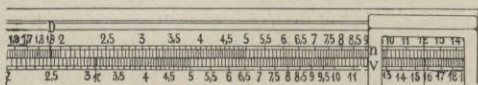


Fig. 9.

bezeichnet, ferner kratze man auf dem Läufer in der Höhe der ersten und zweiten Skala die Buchstaben *n* und *v* ein. Hat man nun eine Aufgabe nach obiger Formel zu lösen, so stelle man den Durchmesser *d* auf der zweiten Skala unter das 1,91 (*D*) der oberen Skala. Stellt man nun den Läufer auf die Tourenzahl *n* auf der oberen Skala, so kann direkt darunter auf dem Schieber abgelesen werden, wie gross *v* ist.

Beispiel 1 (Fig. 9). $d = 2,5$ Mtr., $n = 90$, $v = ?$

Stelle 2,5 unter 1,91, dann lies bei 90 obere Skala auf dem Schieber $v = 11,8$ Mtr./Sek. ab.

Natürlich lässt sich das Verfahren auch umgekehrt anwenden, wie nachstehende Beispiele zeigen.

Beispiel 2. $v = 20$ Mtr./Sek., $n = 120$ Touren pro Minute, $d = ?$

Stelle 20 der zweiten Skala unter 120 der oberen, so liest man unter 1,91 den Durchmesser $d = \sim 3180$ ab.

Beispiel 3. $d = 800$, $v = 19$ Mtr., $n = ?$

Stelle 800 unter 1,91, so liest man über der 19 des Schiebers $n = 452$ ab.

Irrtümer in der Stellenzahl sind wohl bei aufmerksamer Arbeit so gut wie ausgeschlossen, da es doch z. B. in Beispiel 1 nicht gut $v = 157$ Mtr. oder $v = 1,57$ Mtr. heissen kann. Einen Begriff über die ungefähre Grösse vorkommender Werte muss der Rechner haben bezw. sich im Laufe der Zeit aneignen.

6 h. Gewichtsberechnung von Rundeisen (Schmiedeeisen oder Gusseisen) kann man mit dem Rechenschieber noch schneller erledigen, als mit der aufgeschlagenen Tabelle. (Letztere hat dazu noch einen beschränkten Umfang und enthält Zwischenwerte überhaupt nicht.) Es soll hier z. B. auf $\frac{\pi}{4} \cdot d^2$ und auf $\frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \gamma$ hingewiesen werden ($\frac{\pi}{4} \cdot d^2$ hat seine Erledigung schon gefunden unter 6 f).

Bei Ermittlung von $\frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \gamma$ verfährt man wie folgt:

$$\frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \gamma = \frac{d^2}{c^2} = \frac{d^2}{4} ; \frac{c^2}{d^2} = \frac{\gamma \cdot \pi}{4}, \quad c^2 = \frac{4}{\gamma \cdot \pi}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{(für Schmiedeeisen } \gamma = 7,8) \quad c = \sqrt{\frac{4}{\gamma \cdot \pi}} = 0,404 \\ \text{(für Gusseisen } \gamma = 7,25) \quad c = \phantom{\sqrt{\frac{4}{\gamma \cdot \pi}}} = 0,418 \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{In Fig. 10} \\ \text{durch } \bullet \\ \text{gekenn-} \\ \text{zeichnet.} \end{array}$$

Diese Werte sind auf der unteren Schieberskala mit einem Messer scharf einzuritzen und mit Blau und Neutral zu färben (Fig. 10). Beim Rechnen wird auf der unteren Gehäuseskala mit $c =$



Fig. 10.

$\sqrt{\frac{4}{\gamma \cdot \pi}}$ dividiert: Dieser Wert durch

Übergang auf die obere Gehäuseskala zum Quadrat erhoben (s. 6 c) und das Gewicht einer beliebigen Länge durch Ein-

stellen mit dem Läufer ohne weitere Schieberstellung abgelesen (spart bei Gewichtsberechnungen viel an Zeit).

Beispiel: Wieviel wiegt ein Rundeisenstab von $48\frac{1}{2}$ mm Durchm. und 5,1 Mtr. Länge? Den Riss \bullet (für Schmiedeeisen) der unteren

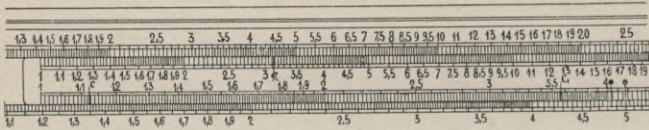


Fig. 11.

Schieberskala auf 4,85 der unteren Gehäuseskala stellen, dann gibt die 5,1 der oberen Schieberskala den Betrag von 7,2 auf der oberen Gehäuseskala. Der Stab wiegt demnach $7,2 \cdot 10 = 72$ kg.

6 i. Stellenbestimmung zu 6 h. Auf der innen gelegenen Celluloidskala der eingeritzten Millimeter (26 bis 51 cm) ist soviel Platz vorhanden, sich folgendes zu notieren:

1,28 bis 4,04 cm; 40,4 bis 99 mm; 10 bis 12,8 cm;
128 bis 404 mm.

Innerhalb dieser angegebenen Grössenmaasse (Durchm. des Rundeisens gedacht) hat das Resultat so viele Stellen (in kg gedacht), als das betreffende Durchm.-Maass in cm oder mm ausgedrückt Stellen hat. Dieses gilt jedoch nur für Schmiedeeisen, für Gusseisen sind die entsprechenden Zahlen:

1,32 bis 4,18 cm; 41,3 bis 99 mm; 10 bis 13,2 cm;
132 bis 418 mm.

6 k. Holzberechnung. Ein Baum hat den mittleren Durchmesser von 0,3 Mtr. bei 5,5 Mtr. Länge. Wieviel cbm Inhalt hat der

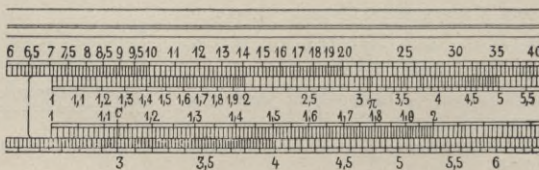
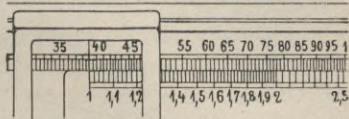


Fig. 12. Das C untere Schieberskala auf 3 der unteren Gehäuseskala, obere Schieberskala 5.5 zeigt dann auf oberer Gehäuseskala 39.

selbe und wie hoch stellt sich der Preis, wenn man letzteren zu 25 Mk. per cbm annimmt? Das *C* des Schiebers ist auf 3 der unteren Gehäuseskala zu setzen, über der 1 des Schiebers auf der oberen Skala des Gehäuses links erscheint dann der Flächeninhalt des Querschnittes in qdm (7,06) und über 5,5 (Länge) des Schiebers der Inhalt 0,39 cbm. Diese Zahl wird mit dem Läufer festgelegt

Fig. 13.
Auf die Zahl 39 der oberen Gehäuseskala wird die 1 der oberen Schieberskala gestellt, dann gibt die 2,5 der oberen Schieberskala die Zahl 97,5 der oberen Gehäuseskala.



(Fig. 13) und die 1 des Schiebers links oben dahin geschoben, es kann dann über der 2,5 das Endresultat 9,75 Mk. abgelesen werden.

Was kostet das lfd. Mtr. **Kantholz** von 12×12 cm Stärke bei einem Grundpreis von 36 Mk. pro Festmeter? Es ist zunächst auch hier der Querschnitt zu berechnen, indem die 1 der unteren Schieberskala auf 1,2 der unteren Gehäuseskala gesetzt wird, wodurch über der 1 der oberen Schieberskala der Querschnitt mit 1,44

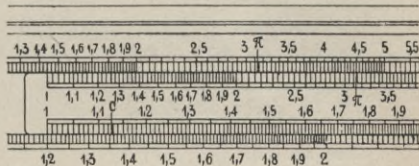


Fig. 14.

erscheint. 10 (dcm eines Mtrs.) = 14,4 oder 0,0144 cbm. Über der Zahl 3,6 der oberen Skala des Schiebers entsteht zuletzt das Resultat ~ 52 Pfg.

61. Trigonom. Funktionen. Die Rechenschieber haben auch eine Einteilung, um \sin bis 90° und tg bis 45° zu bestimmen.

Man steckt den Schieber so in das Gehäuse, dass die Rückseite nach oben und das mit **S** und **T** gezeichnete Ende nach rechts zu stehen kommt.

Die Zahlen auf der oberen Schieberskala, also die Reihe **S** sind dann die Anzahl der Grade und auf der oberen Gehäuseskala wird direkt die Funktion abgelesen. Bei Fig. 15 kann man z. B. ablesen $\sin 60^\circ \sim 0,87$. Man tut aber immer besser, hierfür nicht den Rechenschieber, sondern die Hilfstabellen zu benutzen, wie unter § 4 b angedeutet.

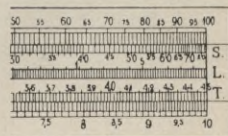


Fig. 15.
S Sinus, *T* Tangens,

Einfacher ist folgendes Verfahren:

Man bringt am Schieberende rechts auf der oberen Gehäuseskala ein **S** und auf der unteren ein **T** an. Wenn man den Winkel auf der Rückseite des Rechenschiebers bei dem angebrachten Strich einstellt, so kann man oben bei **S** den Sinus dieses Winkels ablesen.

Für tg muss am Schieber genau beim log -Strich ein Stückchen herausgeschnitten werden, um genauer ablesen zu können, dann wird tg des Winkels, den man unten, auf der Rückseite am Strich, einstellt, auf der unteren Schieberskala bei **T** abgelesen.

In welcher Weise die Funktionen ermittelt werden, ist in den *Fig. 16—17a* dargestellt.

Beispiele:

Gesucht $\sin 30^\circ = 0,5$.

Stelle Schieber nach *Fig. 16*, drehe den Schieber um nach *Fig. 16 a*, lese ab 0,5.

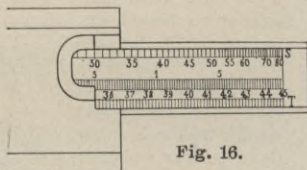


Fig. 16.

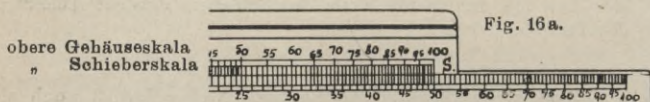


Fig. 16a.

$\text{tg } 40^\circ = 0,84$.

Stelle Schieber nach *Fig. 17*, drehe den Schieber um nach *Fig. 17 a*, lese ab 0,84.

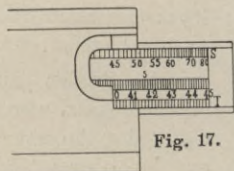


Fig. 17.

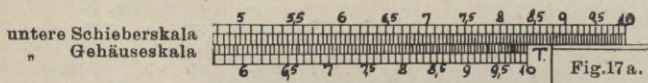


Fig. 17a.

6 m. Logarithmen. Hierzu ist auf der unteren Schieberseite die mit *L* bezeichnete mittlere Skala angebracht.

Beispiel: Bestimme $20,5$.

Wir stellen das Ende der unteren Schieberskala auf die Zahl 2 der unteren Gehäuseskala, vergl. *Fig. 18*.

Betrachten wir bei dieser Schieberstellung die Rückseite des Schiebers, so gibt der untere Schieber rechts im Schiebergehäuse

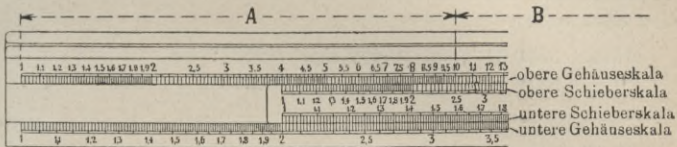


Fig. 18.

in der mittleren Reihe des Läufers die Mantisse an. Den Logarithmus von 2 lesen wir aus *Fig. 19* ab mit 0,3 als Annäherungswert. Nach § 5 c wird nun

$$\log 20,5 = 0,5 \cdot 0,3 = 0,15.$$

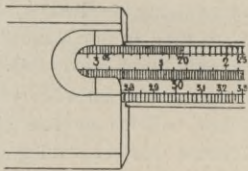


Fig. 19.

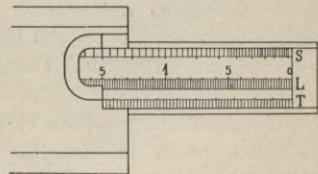


Fig. 20.

Wir stellen nunmehr auf der unteren Seite des Schiebers die 15. mittlere Reihe *L* rechts im Schiebergehäuse ein (*Fig. 20*), und lesen unter der 1 der unteren Schieberskala die Zahl 1412 (*Fig. 21*).

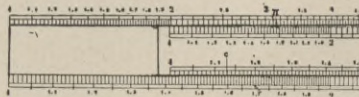


Fig. 21.

Nach § 5 a ist für Kennziffer = Null die Stellenzahl = 1, mithin $20,5 = 1,412$.

Man verlangt heutzutage, dass jeder von einer höheren technischen Lehranstalt kommende junge Mann sicher mit dem Rechenschieber umzugehen versteht.

6 n. Abrundungen der Zahlenwerte.

Der Rechenschieber hat die löbliche Eigenschaft, nur angenäherte Rechnungsergebnisse zu liefern. Somit ergibt sich hier die für Festigkeitsrechnungen, Leistungsrechnungen und dergl. zweckmässige Abrundung von selbst, da die Zahlen, die man vom Rechenschieber noch ablesen kann, also etwa 3 Ziffern, im allgemeinen vollkommen genügen. Ganze Zahlen vor dem Komma darf man selbstverständlich nicht abrunden. Man wird also setzen

statt: 5376,64 qcm, 2,468 kg, 0,05377 kg, 367,89 ccm
 5377 „ 2,47 „ 0,0538 „ 368 „

Zur Ermittlung trigonometr. Funktionen benutzt man vorteilhaft die trigonometr. Tabellen und nur im Notfall den Rechenschieber. Ebenso wird man denselben nicht anwenden, wenn es sich um genaue Ermittlung von Längen, Zeit usw. handelt.

Besondere Sorgfalt hat man der „Maasseinheit“ zu schenken; man muss sich klar sein, ob in eine Rechnung cm, Mtr. oder mm einzusetzen sind. Ich habe in dem vorliegenden Buche durchweg weitgehende Erklärungen gegeben, aber trotzdem möchte ich auf diesen Umstand, welcher in der Maschinentechnik schon viel Unheil angerichtet hat, noch besonders hinweisen. Demjenigen Techniker, welcher sich im Gedächtnis gewisse Erfahrungszahlen eingeprägt hat, dürfte es von selbst auffallen, wenn im Resultat das Komma um ein oder zwei Stellen nach rechts oder links verschoben erscheint.

Den leichtsinnigen Rechnern aber, welche derartige Fehler nicht selbst erkennen, wird man nie eine wichtige Arbeit anvertrauen.

Abschnitt IV.

Hilfswerte

für

Mechanik,
Hydrostatik,
Hydrodynamik,
Gase,
Luft,

Pressluft,
Wind,
Wärme,
Dampf,
Reibung.

Allgemeine Bezeichnungen.

c Anfangsgeschw. in Mtr./Sek.	n Umdrehungen i. d. Min.
v Endgeschw. „ „	ω Winkelgeschw.
s Wegstrecke in Mtr.	γ spez. Gewicht fester und flüssiger Körper.
φ Beschl., Verzög. in Mtr./Sek. ²	γ Gewicht in kg/cbm bei gasförm. Körpern.
ρ Pressung in Atm.	η Wirkungsgrade.
G Gewichte in kg.	α, β, γ Winkel.
$g = 9,81$ in Sek./Mtr. ²	
t Zeit in Sek.	
U, u Umfangsgeschw. in Mtr./Sek.	

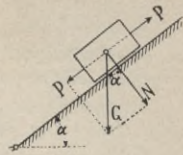
Der schrägliegende Teilstrich zwischen 2 Worten bedeutet „pro“ oder „in der“, z. B. Mtr./Sek. = Meter in der Sekunde, cbm/Std. = Kubikmeter in der Stunde.

Alle Temperaturangaben dieses Buches sind Celsiusgrade.

Mechanik.

7. Bewegungslehre.

Bevor wir zur **Bewegungslehre** übergehen, müssen wir uns klar sein über die



Gleichgewichtslage

oder Ruhelage der Körper (reibungslös gedacht).

7 a. Bei der schiefen Ebene in vorstehender Figur ist der Hangabtrieb $G \cdot \sin \alpha =$ Zugkraft P .

Die einfachsten Beispiele sind folgende:

	I	II	II a	III	IV	V
Zug*)	$P = \text{Null}$	$P = G \cdot \sin \alpha$	$P = G \cdot \sin \alpha$	$P = G \cdot \tan \alpha$	$P = G$	$P = G$
Normaldruck	$N = G$	$N = G \cdot \cos \alpha$	$N = G \cdot \cos \alpha$	$N = G \cdot \cos \alpha$	—	—

7 b. Moment nennt man das Produkt aus Kraft \times Hebelarm oder Last \times Hebelarm.

Für den Gleichgewichtszustand muss sein:

Moment nach links = Moment nach rechts

$$M_l = M_r \dots \dots \dots (1)$$

Als Hebelarm gilt stets der senkrechte Abstand der Kraftrichtung vom Drehpunkt, nach beistehender Figur ist:



$$\text{Moment} = P \cdot r \dots \dots \dots (2)$$

Die einfachsten Fälle sind folgende:

$M_l = G \cdot a$	$M_l = G \cdot r$	$M_l = G \cdot \sin \alpha \cdot r$	$M_l = G \cdot a$
$M_r = P \cdot b$	$M_r = P \cdot R$	$M_r = P \cdot R$	$M_r = P \cdot b$

Die Kraft P kann man sich ebenfalls als Gewicht oder sonstige Kraft denken. Für die Gleichgewichtslage gilt auch hier stets die Gleichung 1.

*) Berücksichtigung der Reibung siehe § 33.

Geschwindigkeit.

8 a. Geschwindigkeit kennzeichnet die Wegstrecke, welche ein Punkt oder ein Körper in der Zeiteinheit zurücklegt.

Maasseinheit im Maschinenbau meist Meter i. d. Sek. (Mtr./Sek.), für Fahrzeuge km/Std., Licht, Elektrizität km/Sek.

Zu 8 a: Tabelle über Geschwindigkeiten.

Mensch, Tier:	Wasser, Dampf:
Fussgänger . . . 1,5 m/Sek.	Fluss (Rhein bei Worms) 1,5 m/Sek.
Schnellläufer . . . 6,8 „	Wasser im Rohr üblich 2 „
Radfahrer bis 20 km/Std. 5,5 „	Dampf „ „ „ 30 „
Pferd . . . bis 15 „	Dampfturb.-Düse „ 1200 „
Taube . . . „ 40 „	
Fahrzeuge:	Sonstige Geschwindigkeiten:
Drahtseilbahn . . . 1,5 m/Sek.	Schall in der Luft . 333 m/Sek.
Auto bis 130 km/Std. 36 „	Drehgeschw. der Erde
Schnellzug bis 90 „ 25 „	am Äquator . . . 462 „
Schiff bis 43 „ 12 „	desgl. in Berlin . . . 282 „
Geschosse:	Licht 320 000 km/Sek.
Flintenkugel . bis 700 m/Sek.	Elektr. Strom im
Kanonenkugel „ 600 „	Telegraphendraht 17 100 „

8 b. Gleichförmig nennt man eine Bewegung, wenn in gleichen Zeiten gleiche Wege zurückgelegt werden, also

$$\text{Geschwindigkeit } v = \frac{s}{t} = \frac{\text{Weg in Mtr.}}{\text{Zeit in Sek.}} \quad (1)$$

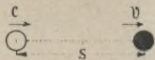
$$\text{Zeit } t = \frac{s}{v}, \quad \text{Weg } s = v \cdot t \quad (2)$$

Beispiel: Strecke $s = 48$ Mtr., $t = 4$ Sek., gibt $v = 48 : 4 = 12$ Mtr./Sek.

Beschleunigung und Verzögerung.

8 c. Gleichmässig beschleunigt nennt man eine Bewegung, wenn in gleichen Zeiten die Geschwindigkeit um denselben Betrag zunimmt. — Bezeichnet:

φ Beschleunigung in Mtr./Sek.² (d. h. die Geschwindigkeit nimmt in jeder Sekunde um φ zu),

c die Anfangsgeschwindigkeit in Mtr./Sek., 

v die Endgeschw. in Mtr./Sek. (nach t Sek.),

t Zeit der Bewegung in Sek.,

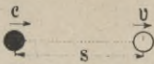
s die während der Zeit t zurückgelegte Wegstrecke, so ist:

$$\text{Strecke } s = c \cdot t + \frac{\varphi}{2} \cdot t^2 = \frac{c + v}{2} \cdot t = \frac{v^2 - c^2}{2 \cdot \varphi} \quad (1)$$

$$\text{Endgeschw. } v = c + \varphi \cdot t; \quad \text{Beschl. } \varphi = \frac{v - c}{t} \quad (2)$$

Für Anfangsgeschw. = Null siehe nächste Seite unter 8 c.

8d. Gleichmässig verzögert nennt man eine Bewegung, wenn in gleichen Zeiten die Geschwindigkeit um denselben Betrag abnimmt.



Es gelten dieselben Bezeichnungen und Gleichungen wie nachstehend, aber mit negativem φ , mithin:

$$\text{Strecke } s = c \cdot t - \frac{\varphi}{2} \cdot t^2 = \frac{c + v}{2} \cdot t = \frac{c^2 - v^2}{2 \cdot \varphi} \quad \dots (1)$$

$$\text{Endgeschw. } v = c - \varphi \cdot t; \quad \text{Beschleun. } \varphi = \frac{c - v}{t} \quad \dots (2)$$

Für Endgeschw. = Null gibt 8 f vereinfachte Gleichungen.

Häufige Sonderfälle der Bewegung.

8 e. Gleichmässig beschleunigt. Anfangsgeschw. = Null.

Beispiele: Freier Fall, Geschoss im Rohrlauf; angenähert auch Abfahrt d. Eisenbahnzüge; Ingangsetzen d. Maschinen, Federhämmer, Dampfhämmer, Gesteinsbohrmaschinen, Schiffchen d. Webstühle usw.

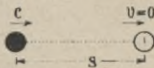


$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Beschleunigung } \varphi = \frac{2 \cdot s}{t^2} = \frac{v}{t} = \frac{v^2}{2 \cdot s} \quad \dots (1) \\ \text{Weg } s = \frac{v}{2} \cdot t = \frac{\varphi}{2} \cdot t^2 = \frac{v^2}{2 \cdot \varphi} \quad \dots (2) \\ \text{Zeit } t = \frac{2 \cdot s}{v} = \sqrt{\frac{2 \cdot s}{\varphi}} \quad \dots (3) \\ \text{Endgeschw. } v = \varphi \cdot t = \frac{2 \cdot s}{t} = \sqrt{2 \cdot \varphi \cdot s} \quad \dots (4) \\ \text{sog. Geschwindigkeitshöhe} = \frac{v^2}{2 \cdot \varphi} \quad \dots (5) \end{array} \right.$$

Vergleiche: Abfahrt der Eisenbahnzüge $\varphi = 1,2$, Meissel der Gesteinsbohrmasch. $\varphi = 120$, Geschoss im Rohr $\varphi = 20000 \text{ m/Sek.}^2$.

8 f. Gleichmässig verzögert. Endgeschwindigkeit = Null.

Beispiele: Wurf nach oben, angenähert auch Bremsen der Eisenbahnzüge, Anhalten der Motoren, Schiffchen der Webstühle u. dgl.



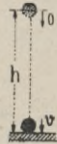
$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Verzögerung } \varphi = \frac{2 \cdot s}{t^2} = \frac{c}{t} = \frac{c^2}{2 \cdot s} \quad \dots (1) \\ \text{Weg } s = \frac{c}{2} \cdot t = \frac{\varphi}{2} \cdot t^2 = \frac{c^2}{2 \cdot \varphi} \quad \dots (2) \\ \text{Zeit } t = \frac{2 \cdot s}{c} = \sqrt{\frac{2 \cdot s}{\varphi}} \quad \dots (3) \\ \text{Endgeschwindigkeit} = \text{Null} \quad \dots (4) \end{array} \right.$$

Vergleiche: Einfahrt der Eisenbahnzüge $\varphi = 1,2$, $s = 300$, Halten mit Notbremse $\varphi = 3$; $s = 100$.

8 g. Der freie Fall (ist gleichmässig beschleunigt). Die Anziehungskraft der Erde erzeugt hier eine Beschleunigung von

$$\varphi = g = 9,81 \text{ Mtr./Sek.}^2 \dots \dots \dots (1)$$

Es gelten die Bezeichnungen der gleichmässig beschleunigten Bewegung. Ist der zurückgelegte Weg $s =$ der Fallhöhe h , die Anfangsgeschwindigkeit = Null und v die nach t Sekunden erreichte Endgeschwindigkeit, so ist:



$$\text{Endgeschwindigkeit } v = g \cdot t = \sqrt{2 \cdot g \cdot h} \dots \dots (2)$$

$$\text{Fallhöhe } h = g \cdot \frac{t^2}{2} = \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad \text{Fallzeit } t = \sqrt{\frac{2 \cdot h}{g}} = \frac{v}{g} \dots \dots (3)$$

Vorstehende Gleichungen ergeben beispielsweise;

Fallhöhe	$h =$	1	5	10	50	100	500	1000	Mtr.
Endgeschw.	$v =$	4,43	9,9	14	31,3	44,3	99	140	Mtr./Sek.
Fallzeit	$t =$	0,45	1	1,43	3,19	4,53	10	14,3	Sek.

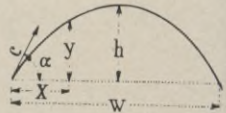
In Wirklichkeit wird v kleiner, schon nach ungefähr 60 Mtr. hört die Beschl. des Luftwiderstandes wegen auf.

Der Wurf.

8 h.

Der schiefe Wurf.

Beispiele; Geschosse, Schleudern, Apparate u. dergl.



Ohne Berücksichtigung des Luftwiderstandes ist:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Wurfweite } w = \frac{\sin 2\alpha \cdot c^2}{g} \dots \dots \dots (1) \\ \text{Wurfhöhe } h = \frac{c^2}{2 \cdot g} \cdot \sin^2 \alpha \dots \dots \dots (2) \end{array} \right.$$

Soll in der Entfernung w ein Punkt getroffen werden, so muss sein:

$$\sin 2\alpha = \frac{g \cdot w}{c^2} \text{ oder } c^2 = \frac{g \cdot w}{\sin 2\alpha} \dots \dots \dots (3)$$

c Anfangsgeschwindigkeit in Mtr./Sek.,
 α Steigungswinkel des Anwurfes.

Für einzelne Punkte der Wurflinie ist für die Entfernung x :

$$y = x \cdot \text{tg } \alpha - \frac{g}{2 \cdot c^2 \cdot \cos^2 \alpha} \cdot x^2 \text{ in Mtr.} \dots \dots \dots (4)$$

$$\text{auch } h = \frac{\text{tg } \alpha \cdot w}{4}; \text{ Wurfdauer } t = \sqrt{\frac{8 \cdot h}{g}} \text{ in Sek.} \dots \dots (5)$$

Alle Maasse bezogen auf Mtr., Zeit in Sek.

Die Endgeschwindigkeit, mit welcher der Körper am Ziel ankommt, ist theoretisch = der Anfangsgeschw., also

$$v = \sqrt{\frac{g \cdot w}{\sin 2\alpha}} \dots \dots \dots (6)$$

Theoretische Werte von *h* und *w* nach obigen Gleichungen berechnet.

	$\alpha =$	wagrecht 0°	10°	30°	grösst. <i>w</i> 45°	60°	senkrecht 90°
Anfangsgeschw. in Mtr./Sek.	$\sin^2 \alpha =$ $\sin 2\alpha =$	0 0	0,08 0,34	0,25 0,86	0,51 1	0,75 0,86	1 0
Wurf von Menschenhand <i>c</i> = 20	<i>h</i> =	0	0,62	5,1	10,2	15,3	20,4 Mtr.
	<i>w</i> =	0	13,8	35,3	40,7	35,3	0 "
<i>c</i> = 100	<i>h</i> =	0	15,4	127	254	383	510 Mtr.
	<i>w</i> =	0	350	883	1020	883	0 "
Geschoss <i>c</i> = 500	<i>h</i> =	0	386	3180	6360	9500	12700 Mtr.
	<i>w</i> =	0	8700	22070	25500	22070	0 "
	<i>t</i> =	0	17,8	51,5	71,5	88	103 Sek.

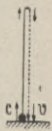
Die Werte der vorstehenden Tabelle werden in Wirklichkeit um so kleiner ausfallen, je ungleichmässiger die Oberfläche des Körpers und je grösser die Geschwindigkeit ist.

Die Luftreibung bewirkt eine Verringerung der Geschwindigkeit.

Ein 15 cm-Geschoss, aus einer Kanone mit *c* = 400 Mtr./Sek. Anfangsgeschwindigkeit abgeschossen, hat nach *w* = 1000 Mtr. noch 330 und nach *w* = 2000 Mtr. noch 300 Mtr. Geschwindigkeit. Grösste Schussweite etwa 6200 Mtr.

8 i. *Der senkrechte Wurf.*

ergibt sich aus Gleich. 1—5 vorige Seite für $\alpha = 90^\circ$ theoretisch:



Wurfhöhe $h = \frac{c^2}{2 \cdot g}$ in Mtr. (7)

Steigzeit $t = \frac{c}{g} = \sqrt{\frac{2 \cdot h}{g}}$ in Sek. (8)

Beispiel: Anfangsgeschw. *c* = 40 Mtr. gibt

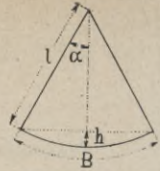
Steighöhe $h = \frac{40^2}{2 \cdot 9,81} = 80,2$ Mtr., Steigzeit $t = \frac{40}{9,81} = 4,1$ Sek.

8 k. *Der freie Fall.* Der zweite Teil des senkrechten Wurfes ist der freie Fall. Hier ist Anfangsgeschwind. = Null (vergl. 8 g).

Alle Maasse bezogen auf Meter, Zeit in Sek.

Das Pendel.

81. Pendel. Die Zeit, welche das Pendel benötigt, um den Bogen B nach einer Richtung hin zu durchlaufen, d. h. die Schwingungsdauer des Pendels ist bei mässigen Ausschlägen :



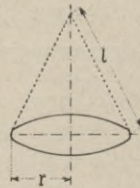
$$t = \pi \cdot \sqrt{\frac{l}{g}} \cdot \left(1 + \frac{h}{8 \cdot l}\right) \text{ in Sek.} \quad \dots \quad (1)$$

$$\text{für } \alpha < 5^\circ \text{ wird } t = \pi \sqrt{\frac{l}{g}} = 1,003 \sqrt{l} \text{ in Sek.} \quad \dots \quad (2)$$

Länge des Sekundenpendels ($t = 1, g = 9,81$):

$$l = \frac{g}{\pi^2} = 0,9938 \text{ Mtr.} \quad \dots \quad (3)$$

Ein Pendel, dessen Faden einen Kreis- oder Ellipsen-Kegelmantel beschreibt, nennt man **Zykloidenpendel**. Die Umlaufzeit eines solchen beträgt, wenn $r =$ Radius des erzeugten Kreises in Mtr.:



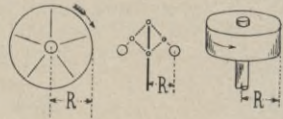
$$t = \pi \cdot \sqrt{\frac{l}{g}} = 2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{r}{g}} \text{ in Sek.} \quad (4)$$

Rotationsbewegung.*)

Drehung eines Kreisringes um seine eigene Achse.

Beisp.: Turbinen, Transmissionen, Regulatoren, Mahlgänge, Zentrifugen usw.

9a. Umfangsgeschwindigkeit, d. h. die Wegstrecke, die ein Punkt am Umfang in der Sek. zurücklegt:



$$u = \frac{2 \cdot R \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{R \cdot \pi \cdot n}{30} \text{ in Mtr./Sek.} \quad \dots \quad (1)$$

Zahl der Umdrehungen:

$$n = \frac{60 \cdot u}{2 \cdot R \cdot \pi} = \frac{30 \cdot u}{R \cdot \pi} \text{ in d. Min.} \quad \dots \quad (2)$$

worin R Halbmesser in Mtr., n Umdrehungen i. d. Min.

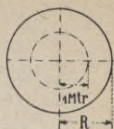
Beisp.: Für $R = 3,2$ Mtr. und $u = 21$ ist $n = 30 \cdot 21 : 3,2 \cdot \pi = 63$.

Vergleiche: Umfangsgeschwindigkeiten und Tourenzahlen.

Riemenscheiben, Schwungräder . . .	u bis 50 m/Sek.,	n bis 300
Steine der Mahlgänge . . .	12	150
Laufäder der Dampfturbinen . . .	300	30000
Umfangsgeschw. der Erde am Aequator	= 462	= 0,0007

*) Für Drehung der Massen beachte § 10f.—o.
Alle Maasse bezogen auf Meter, Zeit in Sek.

9 b. Unter **Winkelgeschwindigkeit** versteht man die Geschwindigkeit, welche ein Punkt in 1 Mtr. Entfernung vom Drehpunkt in 1 Sek. zurücklegt. Bei gleichförmiger Drehung wird, wenn n die Anzahl der Umdrehungen i. d. Min.,



Winkelgeschwindigkeit $w =$

$$\frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot n}{30} \dots \dots \dots (3)$$

Ein Punkt in der Entfernung R in Mtr. vom Drehpunkt hat die Geschwindigkeit

$$u = \frac{2 \cdot R \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{R \cdot \pi \cdot n}{30} \text{ in Mtr./Sek.} \dots \dots \dots (4)$$

Beispiel: Für $n = 85$ ist Winkelgeschw. $w = \pi \cdot 85 : 30 = 8,9$.

Beschleunigung und Verzögerung der Rotation.

9 c. Hier gelten dieselben Regeln, als bei der geradlinigen Bewegung.*) Für die Wegstrecke s setze man den Kreisbogen, welchen ein Massenpunkt durchläuft, ein, also

$$\text{Strecke } s = 2 \cdot R \cdot \pi \cdot Z \text{ in Mtr.} \dots \dots \dots (5)$$

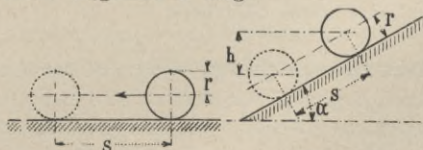
$$\text{Zahl der Umdrehungen } Z = \frac{s}{2 \cdot R \cdot \pi} \dots \dots \dots (6)$$

Z ist demnach die Zahl der Umdrehungen, welche das Rad während der fraglichen Geschwindigkeitsänderung vollführte.

Ausführlich behandelt unter „Rotation der Massen“, Seite 126.

Rollende Bewegung

Beispiele: Wagenrad u. dergl.



9 d. Für einen rollenden Kreis bestehen folgende Beziehungen:

$$\text{Abwicklung} = \text{Weg } s = z \cdot 2 r \cdot \pi \dots \dots \dots (1)$$

$$\text{Zahl der Drehungen (während der Strecke } s) z = \frac{s}{2 r \pi} \dots \dots \dots (2)$$

$$\text{Senkrechte Höhe } h = \sin \alpha \cdot s \dots \dots \dots (3)$$

Rollende Bewegung auf schiefer Ebene auch unter „Reibung“.

*) § 8.

Einfacher Kurbeltrieb.*)

Beispiele: Hauptgestänge der Dampf- und Gasmotoren, Sägegatter usw.

9 e. Kurbelfingergeschwindigkeit:

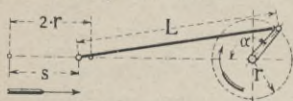
$$u = \frac{2 \cdot R \cdot \pi \cdot n}{60} \text{ Mtr./Sek.} \quad \dots \quad (1)$$

9 f. Schlittengeschwindigkeit C für einen beliebigen Punkt, wenn α der Kurbelwinkel gegen die Totlage, angenähert (vergl. Abbild. in 9 g):

$$\text{Hingang } C = u \cdot \sin \alpha \left(1 + \frac{r}{L} \cdot \cos \alpha \right) \quad \dots \quad (2)$$

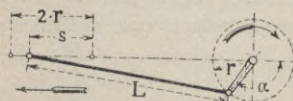
$$\text{Rückgang } C = u \cdot \sin \alpha \left(1 - \frac{r}{L} \cdot \cos \alpha \right) \text{ in Mtr./Sek.} \quad \dots \quad (3)$$

9 g. Schlittenweg, welchen der Schlitten von der Totpunktlage aus zurückgelegt hat, ist für einen beliebigen Kurbelwinkel α gegen die Totlage in Mtr.:



Hingang

$$s = r(1 - \cos \alpha) + \frac{r^2 \cdot \sin^2 \alpha}{2 \cdot L} \quad \dots \quad (4)$$



Rückgang

$$s = r(1 - \cos \alpha) - \frac{r^2 \cdot \sin^2 \alpha}{2 \cdot L} \quad \dots \quad (5)$$

Der letzte Ausdruck in obigen Gleichungen stellt das Fehlerglied dar.

Ausführlicher unter „Kurbel“.

9 h. Schlittenbeschleunigung. Während der Kurbelfinger (bei gleichmässiger Drehung der Welle) eine Beschleunigung oder Verzögerung nicht erleidet, wechselt der Schlitten seine Geschwindigkeit von Null bis zu einem Maximum.

Bezeichnet:

L Länge der Pleuellage in Mtr.,

r Kurbelradius in Mtr.,

u Umfangsgeschw. im Kurbelkreis in Mtr./Sek.

*) Berücksichtigung der Massen unter § 10 p.
Alle Maasse bezogen auf Meter, Zeit in Sek.

so ist für einen beliebigen Kurbelwinkel α :

$$\text{Hingang: Beschl. } \varphi_1 = \frac{u^2}{r} \cdot \left(\cos \alpha + \frac{r}{L} \cdot \cos 2 \alpha \right) \quad (6)$$

$$\text{Rückgang: Beschl. } \varphi_2 = \frac{u^2}{r} \cdot \left(\cos \alpha - \frac{r}{L} \cdot \cos 2 \alpha \right) \quad (7)$$

Ausführlicher siehe Abschnitt „Kurbel“:

Massen- und Körperbewegung. (10—10 p.)

10. Als Buchstabenbezeichnung für die Begriffe Masse und Gewicht findet man folgendes:

$\frac{G}{g}$ oder M die Masse des Körpers,

G oder $M \cdot g$ das Gewicht des Körpers.

Die Bezeichnung $M \cdot g$ (entstanden aus $\frac{G}{g} \cdot g$) werden wir nicht anwenden, da dieselbe in der Praxis nicht gebräuchlich ist.

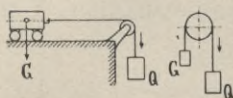
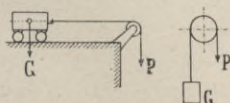
Die Begriffe: **lebendige Kraft**, **mechanische Arbeit**, **Stoss** erfordern das Vorhandensein von Gewichten und Geschwindigkeiten.

10 a. Einheit der Massen. Diejenige Masse, welcher eine Kraft von 1 kg in 1 Sek. eine Geschwindigkeit bzw. Beschleunigung von 1 Mtr. zu erteilen vermag, heisst Einheit der Masse. Anders ausgedrückt: 9,81 Massen kg erhalten von einem Kraft kg in einer Sekunde eine Beschleunigung von 1 Mtr. Nach den Fallgesetzen ist diese Masseneinheit gleich einem Körper von $G = 9,81$ kg Gewicht, da $\frac{9,81}{g} = 1$.

Es ist:

$$\text{Masse} = \frac{\text{Gewicht}}{g}, \text{ in Buchstaben } M = \frac{G}{g} \quad (1)$$

10 b. Zur Erleichterung des Verständnisses für die Begriffe *Massenkilogramm* und *Kraftkilogramm* diene folgendes:



I. Kraft gewichtslos

$$\left. \begin{array}{l} G \text{ Massenkg} \\ P \text{ Kraftkg} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{Masse} = \frac{G}{g} \\ \text{Kraft} = P \end{array}$$

Erreichbare Beschl. φ unbegrenzt,
bei $G = \text{Null}$ ist $\varphi = \infty$.

II. Kraft durch Gewicht erzeugt

$$\left. \begin{array}{l} G + Q \text{ Massenkg} \\ Q \text{ Kraftkg} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{Masse} = \frac{G + Q}{g} \\ \text{Kraft} = Q \end{array}$$

Erreichbare Beschl. :
 $\varphi = 9,81 \text{ Mtr./Sek.}^2$

In den meisten techn. Rechnungen ist die treibende Kraft*) gewichtslos. (Dampf, Explosionsstoff, Wurf durch Menschenhand, Schleuderapparate u. dergl.).

Dabei kommt Fall I in Betracht und wir haben folgende

Hauptregeln.

10 c. Für alle Körperbewegungen gilt als Hauptregel:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Kraft} = \text{Beschleunigung} \times \text{Masse} = \varphi \cdot \frac{G}{g} \text{ in kg,} \\ \text{Beschleunigung } \varphi = \frac{\text{Kraft}}{\text{Masse}} \text{ in Mtr./Sek.}^2 \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Widerstand} = \text{Verzög.} \times \text{Masse} = \varphi \cdot \frac{G}{g} \text{ in kg.} \\ \text{Verzögerung } \varphi = \frac{\text{Widerstand}}{\text{Masse}} \text{ in Mtr./Sek.}^2 \end{array} \right.$$

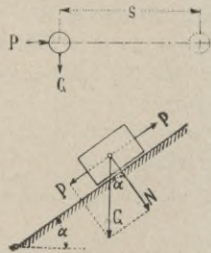
Geradlinige Bewegung der Massen.

10 d. Körperbeschl. (geradlinig).

G Gewicht des zu bewegenden Körpers in kg,

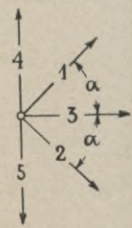
G · sin α Hangabtrieb in kg (bei der schiefen Ebene),

P aufzuwendender Druck (gleichmässig drückend) zum Beschleunigen des Körpers, (je nach der Bewegungsrichtung wird dieses *P* unterstützt oder gehindert durch das Eigengewicht des Körpers).



Gleichungen für die Kraft (geradl. Bewegung):

Bewegungsrichtung :	Kraft =	
aufwärts	$P - G \cdot \sin \alpha$	(1)
abwärts	$P + G \cdot \sin \alpha$	(2)
horizontal	P	(3)
senkrecht nach oben	$P - G$	(4)
" " unten	$P + G$	(5)

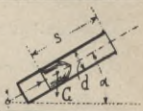


*) Auch Federkraft betrachtet man als gewichtslos, so z. B. das Anschellen des Schiffchens bei Webstühlen mittelst Feder.

Wird die treibende Kraft durch Dampf, Pressluft, Explosionsstoffe oder dergl. erzeugt und bedeutet nach beistehender Figur:
d Rohrdurchmesser in cm, *s* Lauflänge des Rohres in Mtr.,
p Pressung in Atm. Überdruck,
α Neigungswinkel gegen die Horizontale:

so ist für Aufwärtsbewegung:

$$P = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot p = \varphi \cdot \frac{G}{g} + G \cdot \sin \alpha \quad \dots (6)$$



für Abwärtsbewegung:

$$P = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot p = \varphi \cdot \frac{G}{g} - G \cdot \sin \alpha \quad \dots (7)$$



Für die Aufwärtsbewegung ist eine grössere Kraft *P* nötig, da der Anteil des Gewichtes *G*·sin *α* mit überwunden werden muss, während nach abwärts dieser Betrag die Kraft *P* unterstützt.

Bei gleichem *P* wird demnach abwärts eine etwas grössere Austrittsgeschwindigkeit erhalten als nach aufwärts.

Für den Zusammenhang zwischen Weg *s*, Zeit *t*, Beschl. *φ* und Endgeschw. *v* (nach Weg *s*) gelten die Gleichungen unter 8 e und 8 f, sofern die Anfangsgeschw. = Null und die treibende Kraft während des Weges *s* stets gleich grossbleibend drückt (also *P* = konstant).

Aus obigen Gleichungen 6 oder 7 berechnet man die Beschl. *φ*, nach gleichmässig beschleunigter Bewegung unter § 8 e, Gleich. 4, ist dann die

$$\text{Austrittsgeschw.} = \sqrt{2 \cdot \varphi \cdot s} \quad \dots \dots \dots (8)$$

Diese Geschwindigkeit ist nun die Anfangsgeschwindigkeit *c* des Wurfes und gelten im weiteren Verfolg der Berechnung die dort angegebenen Gleichungen für den Wurf nach oben, *α* = 0° bis 90°.



10 e. Die **lebendige Kraft, Arbeitsvermögen** oder **Energie** eines mit der Geschwindigkeit *v* in Bewegung befindlichen Körpers vom Gewicht *G* bestimmt sich zu

$$\frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{2} \text{ in mkg} \quad \dots \dots \dots (1)$$

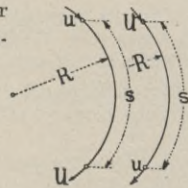
Soll ein Körper von der Masse $G:g$, der sich mit der Geschwindigkeit c bewegt, in die Geschwindigkeit v versetzt werden, so ist hierzu eine Arbeit erforderlich von

$$\frac{G}{g} \cdot \frac{v^2 - c^2}{2} \text{ in mkg} \dots \dots \dots (2)$$

Befand sich der Körper in Ruhe, war also die Anfangsgeschwindigkeit $c = \text{Null}$, so wird die Arbeit $= \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{2}$. Diese Arbeit kann ein Körper wieder abgeben, wenn er Arbeit leistend zur Ruhe kommt.

Rotierende Massen.

Sehr wichtig für die Berechnung der Schwungradwirkung, Regulatoren, Zentrifugen, Turbinen u. dergl.



Beschl. Verzög.

10f. Betreffs **Beschleunigung und Verzögerung** könnten wir hier ebenfalls die Bezeichnungen c und v verwenden und auf die früheren Gleichungen verweisen.

Einfach und übersichtlich gestaltet sich die Rechnung, wenn wir bezeichnen mit:

- U die grössere Umfangsgeschw. im Schwerpunktkreis in m/Sek.
- u „ kleinere „ „ „ „
- R den Radius des Schwerpunktkreises in Mtr.

Soll z. B. ein Radkranz mit $R = 2,4$ Mtr. von 80 auf 120 Umdrehungen beschleunigt werden, so ist zu setzen:

$$u = \frac{2,4 \pi \cdot 80}{30} = 20, \quad U = \frac{2,4 \pi \cdot 120}{30} = 30,2 \text{ Mtr./Sek.}$$

Es bezeichne ferner:

- t die Zeit in Sek.,
 - s die Strecke im Schwerpunktkreis, welche ein Massenpunkt durchläuft, in Mtr.,
 - Z Zahl der Drehungen,
 - N die Anzahl der aufgewend. oder abgegeb. PS.
- } währenddessen sich die Geschwindigkeitsänderung vollzieht.

Zusammenstellung der Regeln für rotierende Massen.

gesucht	gegeben			für $u = \text{Null}$
	s	t	φ	
Beschl. } φ . . . = Verzög. }	$\frac{U^2 - u^2}{2s}$	$\frac{U - u}{t}$	—	$\frac{U}{t} = \frac{U^2}{2s} = \frac{2s}{t^2} \text{ Mtr./Sek.}^2$
Zeit t =	$\frac{s}{\frac{1}{2}(U+u)}$	—	$\frac{U-u}{\varphi}$	$\frac{2s}{U} = \frac{U}{\varphi} = \sqrt{\frac{2s}{\varphi}}$ in Sek.
Strecke s =	—	$\frac{1}{2}(U+u) \cdot t$	$\frac{U^2 - u^2}{2\varphi}$	$\frac{U \cdot t}{2} = \frac{U^2}{2\varphi} = \frac{\varphi \cdot t^2}{2}$ in Mtr.
N_{max} =	$\frac{1}{75} \frac{U^2 - u^2}{t} \cdot \frac{G}{g} = \frac{(U+u)\varphi \cdot G}{75 \cdot g}$			$\frac{U^2 \cdot G}{75 t \cdot g} = \frac{U \cdot \varphi \cdot G}{75 \cdot g}$ PS.
Geschw. U =	$\frac{s}{t} + \frac{\varphi}{2} \cdot t = u + \varphi \cdot t$			$\varphi \cdot t = \frac{2s}{t} = \sqrt{2\varphi} - s$ in m/Sek.
Geschw. u =	$\frac{s}{t} - \frac{\varphi}{2} \cdot t = U - \varphi \cdot t$			Null
Drehungen Z =	$\frac{s}{2R\pi} = \frac{(U+u) \cdot t}{4 \cdot R\pi} = \frac{(n_{max} + n_{min}) \cdot t}{120}$			$\frac{U \cdot t}{4R\pi} = \frac{n \cdot t}{120}$

Mit Hilfe dieser Zusammenstellung kann man die gesuchten Worte schnell bestimmen. Die Spalte rechts findet besondere Anwendung bei Berechnung der Gleichförmigkeit bei Motoren mit Schwungrad und Regulator.

10 h. Die Zahl der Pferdestärken hat, entsprechend der Geschwindigkeitsdifferenz $U - u$, in jedem Moment eine andere Grösse.

Bei Beschl. wächst dieselbe von Null bis N_{max} ,

bei Verzög. fällt dieselbe von N_{max} bis Null.

Das Mittel ist $N = \frac{1}{2} N_{max}$ nach

Fig. 3.



Fig. 3.

Die Abhängigkeit von N zur Zeit t zeigt Fig. 4, welche für $U = 40$ und $G = 1$ gezeichnet ist. Je kleiner t , desto grösser wird N .

Die dem ausgezogenen Teil der Kurven entsprechenden Geschwindigkeitsänderungen kommen im Walzwerksbetriebe vor, die punktierten Teile sind nur Rechnungsergebnisse.

Beispiel: Radkranz $G = 31000$ kg mit $U = 32$ soll in $t = 2,4$ Sek. auf $u = 23$ Mtr./Sek. fallen, so ist nach vorstehenden Gleichungen:

$$\text{Beschl. } \varphi = \frac{32 - 23}{2,4} = 3,75;$$

$$N_{max} = \frac{32 + 23}{75} \cdot 3,75 \cdot \frac{31000}{9,81} = 8700 \text{ PS}$$

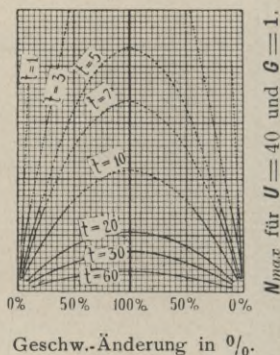
(im Anfang Null PS, als Mittel 4350 PS).

Hat das Rad $R = 3,8$ Mtr. im Schwerpunktkreis, so macht es während der Änderung

$$z = \frac{(32 + 23) \cdot 2,4}{120} = 2,6 \text{ Drehungen.}$$

Dieses Beispiel entspricht tatsächlichen Vorgängen bei Walzenzugmaschinen.

Sehr häufig stellt die Praxis die Aufgabe, Massen in einer bestimmten Zeit in Drehung zu setzen; so gilt das Nachstehende als eine Erweiterung der Regeln der Spalte rechts der vorstehenden Zusammenstellung.



N_max für U = 40 und G = 1.

Fig. 4.

Runde Körper aus der Ruhe in Drehung zu versetzen.

Beispiele: Ingangsetzen von Schwungrädern, Zentrifugen, Turbinen, Stellzeugen usw.

10 i. Hauptgleichungen gemeinschaftlich:

$$\text{Kraft} = \text{Beschl.} \times \text{Masse in kg} \dots (1)$$

$$\text{oder Kraft} \times \text{Hebelarm} = \text{Beschl.} \times \text{Masse} \times \text{Hebelarm} \dots (2)$$

$$\text{Umfangsgeschw. } u = \frac{R \cdot \pi \cdot n}{30} \text{ in Mtr./Sek.} \dots (3)$$

$$\text{Zeit } t = \frac{U}{\varphi} \text{ in Sek.}; \quad \text{Drehungen } Z = \frac{U^2}{4 R \pi \cdot \varphi} = \frac{U \cdot t}{4 R \pi} \dots (4)$$

worin U Umfangsgeschw. im Schwerpunktkreis, t Zeit, Z die Anzahl der Umdrehungen, bis das Rad die Geschw. U erreicht hat, R Schwerpunktrad. d. Masse, n die Umdrehungszahl i. d. Min.

Regel: Der Radius r für die Kraft ist auf den Schwerpunktradius R der Masse zu reduzieren, so dass die Kraft, am Schwerpunktkreis der Masse eingreifend, = $\rho \cdot \frac{r}{R}$ kg gesetzt wird.

Die in nachstehender Zusammenstellung unterstrichenen Gleichungen entsprechen der Hauptregel:

$$\underline{\text{Beschl.} \times \text{Masse} = \text{Kraft}} \dots (5)$$

(die Kraft auf Schwerpunktkreis der Massen reduz.)

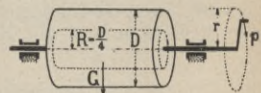
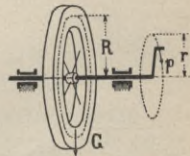
und dienen ohne weiteres zur Bestimmung der Beschl. φ .

10 k. Regeln für häufiger vorkommende Berechnungen.

Nach beistehenden 2 Abbildungen wäre:

$$\underline{\varphi \frac{G}{g} = \frac{r}{R} \cdot \rho^*} \dots (6)$$

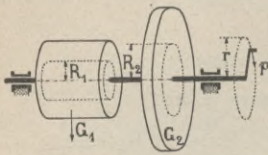
Beisp.: Radkranz $G = 820$ kg, $n = 320$,
 $\rho = 30$ kg, $r = 0,45$ Mtr.,
 $R = 0,2$ Mtr, gibt:



$$\varphi = \frac{0,45}{0,2} \cdot \frac{30}{820 : 9,81} = 0,81, \quad U = \frac{0,20 \pi \cdot 320}{30} = 6,7, \quad t = \frac{0,81}{6,7} = 0,12.$$

*) Für volle Scheiben ist für G stets zu setzen der Wert $2 G$ (vergl. Seite 131).

Bei mehreren Massen (z. B. zwei) auf einer Achse ermittelt man vorerst aus den einzelnen Schwerpunktabständen R_1 u. R_2 den Radius R der gemeinschaftlichen Masse, dann ist



$$G = G_1 + G_2 \quad (7^*)$$

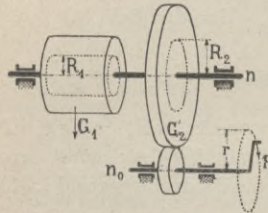
$$R = \frac{G_1 \cdot R_1 + G_2 \cdot R_2}{G} \quad (8)$$

$$\varphi \frac{G}{g} = \rho \cdot \frac{r}{R} \quad (9)$$

$$G = G_1 + G_2 \quad (10^*)$$

$$R = \frac{G_1 \cdot R_1 + G_2 \cdot R_2}{G} \quad (11)$$

$$\varphi \frac{G}{g} = \rho \cdot \frac{n_0}{n} \cdot \frac{r}{R} \quad (12)$$



worin $\frac{n_0}{n}$ das Übersetzungsverhältnis.

Befinden sich auf der Welle n_0 ebenfalls Körper (mit G_0 kg Gewicht und R_0 Schwerpunktradius), so hat man diese Massen auch auf Welle n zu reduzieren. Es ist dann

$$R_x = \frac{G \cdot R + R_0 \cdot \frac{n_0}{n} \cdot G_0}{G + G_0} \quad (13)$$

für Beschl. gilt dann

$$\varphi \cdot \frac{G + G_0}{g} = \rho \cdot \frac{n_0}{n} \cdot \frac{r}{R_x} \quad (14)$$

10 I. In der vorhergehenden Berechnung (Gleich. 6—14) über rotierende Massen ist die in einem Schwungradkranz vorhandene Arbeit gerechnet zu

$$E = \frac{G}{g} \cdot \frac{u^2}{2} \quad (15)$$

worin

u Umfangsgeschw. im Schwerpunktkreis in Mtr./Sek.

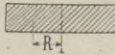
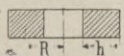
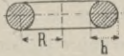
Diese Auffassung ist theoretisch unrichtig. In Wirklichkeit muss die lebendige Kraft aus dem Trägheitsmoment J des Körpers und der Winkelgeschw. ω ermittelt werden nach folgenden Gleichungen, wobei R der Radius des Schwerpunktkreises und h die Kranzhöhe in Mtr.

$$\text{Lebendige Kraft } E = J \cdot \frac{\omega^2}{2} \text{ in mkg.} \quad (16)$$

$$\text{Winkelgeschw. } \omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{u}{R} \quad (17)$$

*) Beachte Fussnote Seite 129.

Für gebräuchliche Querschnittsformen der runden Körper findet man in nachstehenden Gleich. 18—23 Anhaltspunkte.

	Genauere Rechnung Trägheitsmoment für Gleich. 16	Querschnitt des runden Körpers	Annäherungsrechnung Lebendige Kraft
volle Scheibe	$J = \frac{G}{g} \cdot 2 \cdot R^2 \quad (18)$		$E = 2 \cdot \frac{G}{g} \cdot \frac{u^2}{2} \quad (21)$
$h = R$	$J = \frac{G}{g} \cdot \frac{5}{4} R^2$		$E = 1,25 \cdot \frac{G}{g} \cdot \frac{u^2}{2}$
Schwungräd. Riemensch.	$J = \frac{G}{g} \left(R^2 + \frac{1}{4} h^2 \right) \quad (19)$		angenähert $E = \frac{G}{g} \cdot \frac{u^2}{2} \quad (22)$
Ring	$J = \frac{G}{g} \cdot \left(R^2 + \frac{3}{16} \cdot h^2 \right) \quad (20)$		$E = \frac{G}{g} \cdot \frac{u^2}{2} \quad (23)$

Wie Gleichung 21 zeigt, muss bei einer vollen Scheibe das doppelte Kranzgewicht eingesetzt werden, wenn man die auf den vorhergehenden Seiten (Gleich. 6—14) angegebene übliche Rechnungsweise benutzen will.

Beispiel: Eine volle Scheibe von 2,1 Mtr. äuss. Durchm. und 820 kg Gewicht rotiert mit 180 Umdrehungen i. d. Min. Wie gross ist die lebendige Kraft?

Hier ist:

Schwerpunktrad. $R = \frac{2,1}{4} = 0,525$ Mtr., $u = \frac{0,525 \cdot \pi \cdot 180}{30} = 9,9$ Mtr./Sek.
nach Gleich. 21:

Lebendige Kraft $E = 2 \cdot \frac{820}{9,81} \cdot \frac{9,9^2}{2} = 8140$ mkg.

Wir hätten auch rechnen können:

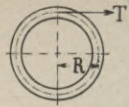
nach Gleich. 18: $J = \frac{820}{9,81} \cdot 2 \cdot 0,525^2 = 46$

„ „ 17: $\omega = \frac{\pi \cdot 180}{30} = 18,8$

„ „ 16: $E = 46 \cdot \frac{18,8^2}{2} = 8140$ mkg.

Bei Schwungrädern, Riem- und Seilscheiben, Zahnrädern, überhaupt bei Teilen mit $R > 2h$, ist die Rechnungsweise nach Gleich. 15 stets genügend genau.

10 m. Tangentialkraft bei Geschwindigkeitsänderung hat man sich am Umfang des Schwerpunktkreises tangential wirkend vorzustellen.



$$\text{Tangentialkraft} = \text{Beschl.} \times \text{Masse}$$

$$\text{Tangentialwiderstand} = \text{Verzög.} \times \text{Masse.}$$

Es ist also genau dasselbe, was wir bisher mit „Kraft“ und „Widerstand“ bezeichnet hatten. Deshalb gilt auch hier:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Tangentialkraft} \\ \text{Tangentialwiderstand} \end{array} \right\} T = \frac{U - u}{t} \cdot \frac{G}{g} = \varphi \cdot \frac{G}{g} = 75 \cdot N \cdot \frac{t}{s} \text{ in kg}$$

und für $u = \text{Null}$:

$$T = \frac{U}{t} \cdot \frac{G}{g} = \varphi \cdot \frac{G}{g} = \text{ " " " }$$

Bei gleichförmig beschleunigter Bewegung (φ konstant) ergibt sich demnach immer dieselbe Grösse von T .

10 n. Zentrifugalkraft.

G Gewicht eines Körpers in kg,

R Abstand des Körperschwerpunktes von der Drehachse in Mtr.,

$u = \frac{R \cdot \pi \cdot n}{30}$ Geschwindigkeit im

Schwerpunktkreis in Mtr./Sek.,

so ist die senkrecht zur Drehachse wirkende

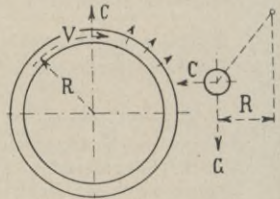


Fig. 1.

Fig. 2.

$$\text{Zentrifugalkraft } C = \frac{G}{g} \cdot \frac{u^2}{R} \text{ in kg} \dots \dots \dots (1)$$

In *Fig. 1* (Rad) ist C die Summe der Zentrifugalkräfte aller Massenteilchen.

In *Fig. 2* (Regulator) ist G das Gewicht aller rotierenden Körper, bezogen auf die Schwerpunktsachse.

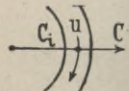
Die Kraft C ist bestrebt, den Ring (*Fig. 1*) in 2 gegenüberliegenden Querschnitten zu zerreißen, so dass sich aus

$$\frac{C}{2 \times \text{Ringquerschnitt}}$$

die Beanspruchung ergibt.

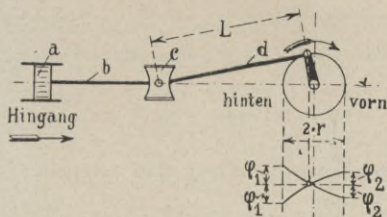
Ausführlicher unter „Schwungrad“ und „Regulator“.

10 o. Zentripetalkraft. Dieselbe ist in beistehender *Fig.* mit C_i bezeichnet und hat die gleiche Grösse wie die Zentrifugalkraft (s. unter 10 n), ist letzterer jedoch entgegengerichtet.



Hin- und hergehende Massen mit Kurbel verbunden.

10 p. Es gelten hier unter § 9 e—h angegebenen Regeln:



- G Gewicht der hin- und hergehenden Massen a , b , c und d in kg,
- r Kurbelradius in Mtr.,
- n Tourenzahl i. d. Min.,
- $u = \frac{r \cdot \pi \cdot n}{30}$ Umf.-Geschw. im Kurbelkreis in Mtr./Sek. . . (1)

so ist für die Totpunktlage:

<p>hinten (Deckelseite)</p> <p>φ_1 Beschl. oder Verzög. n. § 9 h</p> <p>Beschl.-Kraft oder Widerstand:</p> <p>$P_1 = \varphi_1 \times \text{Masse} = \varphi_1 \cdot \frac{G}{g}$. . . (2)</p>		<p>vorn (Kurbelseite)</p> <p>φ_2 Beschl. oder Verzög.</p> <p>Beschl.-Kraft oder Widerstand:</p> <p>$P_2 = \varphi_2 \times \text{Masse} = \varphi_2 \cdot \frac{G}{g}$ (3)</p>
---	--	--

Die Umdrehungsrichtung hat keinen Einfluss auf die Grösse der Beschl. oder Verzög.

Beispiel: Kurbelradius $r = 0,45$ Mtr., Gewicht $G = 707$ kg, $n = 95$, $r : L = 1 : 5$, gibt für die Totpunktlagen bei

$$u = \frac{0,45 \cdot \pi \cdot 95}{30} = 4,46 \text{ Mtr./Sek.}:$$

nach § 9 h $\left\{ \begin{array}{l} \text{Beschl.} \\ \text{oder Verzög.} \end{array} \right\} \varphi_1 = \frac{4,46^2}{0,45} \left(1 + \frac{1}{5} \cdot 1 \right) = 53 \text{ Mtr./Sek.}^2,$

" $\left\{ \begin{array}{l} \text{Beschl.} \\ \text{oder Verzög.} \end{array} \right\} \varphi_2 = \frac{4,46^2}{0,45} \left(1 - \frac{1}{5} \cdot 1 \right) = 35,4$ "

und nach Gl. 2: Beschl.-Kraft oder Verzög. $P_1 = 53 \cdot \frac{707}{9,81} = 3800 \text{ kg.}$

" " 3: " " " $P_2 = 35,4 \cdot \frac{707}{9,81} = 2550 \text{ kg.}$

P_1 ist die zur Beschl. der Massen aufzuwendende Kraft, um die hin- und hergehenden Massen G auf die Kurbelfingergeschw. zu bringen.

P_2 ist der aufzuwendende Widerstand, die Massen G wieder zur Ruhe zu bringen.

Die Beschl. ist in den Totpunktlagen am grössten, nimmt nach der Mitte zu ab und geht dann in Verzög. über, daher haben auch Beschl.-Kraft bzw. Widerstand in jeder Kolbenstellung eine andere Grösse.

Ausführlicher siehe unter Abschnitt „Kurbel“.

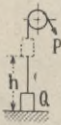
Mechanische Arbeit, Leistung.

II a. Arbeit wird ausgedrückt durch das *Produkt aus Kraft* \times *Weg*. Einheit im Maschinenbau meist das Meterkilogramm (mkg).

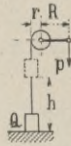
$$\text{Kraft} \times \text{Weg} = \text{Arbeit} \dots \dots \dots (1)$$

kg m mkg

Die einfachsten Beispiele mech. Arbeit sind folgende:

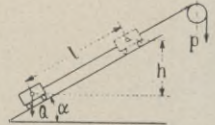


$$\text{Arbeit } A = Q \cdot h = P \cdot H$$



$$A = Q \cdot h = \rho \cdot \frac{R}{r} \cdot h$$

(da $Q \cdot r = \rho \cdot R$)



$$A = Q \cdot h = P \cdot \sin \alpha \cdot l$$

(denn nach § 7 a ist $P = G \cdot \sin \alpha$)

Beispiel: Um $Q = 78$ kg auf $h = 17$ Mtr. zu heben, verrichtet man $A = 78 \cdot 17 = 1326$ mkg Arbeit.

Leistung. Führen wir noch die „Zeit“ in die Rechnung ein, so erhalten wir die „Leistung“ (auch Arbeitsstärke oder Effekt genannt). Es ist

$$\text{Leistung } L = \frac{\text{Kraft} \times \text{Weg}}{\text{Zeit}} \dots \dots \dots (2)$$

Im Maasssystem ist die Bezugseinheit das Sekunden-Meterkilogramm (Sekmkg) und die Pferdestärke = 1 PS = 75 Sekmkg.

Die Begriffe Arbeit und Leistung sind zu trennen, wir werden zweckmässig bezeichnen mit:

A die Arbeit in mkg,

$$L = \frac{\text{Arbeit}}{\text{Zeit in Sek.}} \text{ die Leistung in Sekmkg} \dots \dots (3)$$

$$N = \frac{L}{75} \text{ die Leistung in PS.} \dots \dots \dots (4)$$

Beispiel: Heben wir die Last Q im vorigen Beispiel in $t = 2$ Sek., so ist geleistet $N = \frac{1}{75} \cdot \frac{1326}{2} = 8,8$ PS.

Maasse bezogen auf Mtr., Zeit in Sek., Kraft und Gewichte in kg.

II b. Kraft P , Geschwindigkeit v und Tagesarbeit A .

(Arbeitszeit $t = 8$ Stunden = 28800 Sek., dazwischen etwa zwei Stunden Pausen.)

	P für kurze Zeit	P kg	v Mtr./Sek.	A mkg	PS
Mensch ohne Maschine . . .	30	15	0,8	345 600	0,15
" am Hebel	25	5*)	1,1	158 400	0,07
" an der Kurbel	30	10*)	0,8	230 400	0,1
" an der Ramme	50	14	0,45	181 400	0,08
" am Göpel	30	12	0,6	207 300	0,09
" an der Zugkette	50	30	0,4	—	—
" m. Schulter Wagen- schieben	70	—	—	—	—
Pferd ohne Maschine	200	60	1,0	1 860 000	0,8
" am Göpel	150	45	0,9	1 166 400	0,5
Ochse ohne Maschine	200	60	0,8	1 382 400	0,6
" am Göpel	150	45	0,6	1 123 000	0,5

II c. Für die Kraftübertragung der Transmissionen, Motoren u. dergl. gelten folgende Beziehungen, welche sich aus § 9 a ergeben:
Zu übertragende Leistung

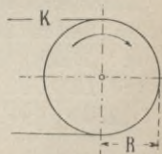
$$N = \frac{K \cdot R \cdot n}{716,2} \text{ in PS} \dots (1)$$

$$\text{Umfangskraft } K = \frac{716,2 \cdot N}{R \cdot n} \text{ in kg} \dots (2)$$

$$\text{Tourenzahl } n = \frac{716,2 \cdot N}{R \cdot K} \text{ i. d. Min.} \dots (3)$$

$$\text{oder auch } N = \frac{K \cdot u}{75}; K = \frac{75 \cdot N}{u} \dots (4)$$

worin R Radius in Mtr., u Umfangsgeschw. in Mtr./Sek. nach § 9 a, Gleich. 1.



*) Für kurze Zeit, z. B. Winde usw., kann man 15 bis 25 kg ansetzen. Ausführlicher s. unter „Kurbel“.

Der Stoss.

A. Theorie des Stosses starrer Körper.

12 a. Bewegungsgrösse und Impuls.

P sei eine Kraft, welche während t Sekunden auf die Masse M wirkt, so nennt man:

Bewegungsgrösse das Produkt aus Masse \times Geschw. ($M \cdot v$),

Impuls " " " Kraft \times Zeit ($P \cdot t$),

dann muss sein:
$$\underbrace{P \cdot t}_{\text{Impuls}} = \underbrace{M \cdot v}_{\text{Bewegungsgrösse}} \dots \dots \dots (1)$$

Diese Begriffe sind im Maschinenbau weniger gebräuchlich, wir werden deshalb davon Abstand nehmen.

12 b. Die Grösse des Stosses ist gleich der beim Stoss vernichteten Arbeit, als Maasseinheit gilt demnach ebenfalls mkg.

12 c. Art des Stosses. Der Unterschied zwischen:

vollkommen elastischem Stoss, elastischem Stoss u. vollkommen unelastischem Stoss macht man sich am besten klar an Hand des freifallenden Körpers.


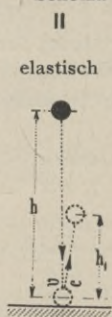

Aufstossgeschw. $v =$

Abprallgeschw. $c =$

Beim Stoss vern. Arbeit $A =$

Leb. Kraft nach d. Stoss $E =$

Beispielsw. ist für $\left\{ \begin{array}{l} \text{Elfenbeink.} \\ \text{Stahlkugel} \\ \text{Wassertropf.} \end{array} \right.$

	Schema zu		
	I	II	III
	vollkomm. elastisch	elastisch	vollkommen unelastisch
			
Aufstossgeschw. $v =$	$\sqrt{2 g \cdot h}$	$\sqrt{2 g \cdot h}$	$\sqrt{2 g \cdot h}$ Mtr./Sek.
Abprallgeschw. $c =$	$\sqrt{2 g \cdot h}$	$\sqrt{2 g \cdot h_1}$	Null
Beim Stoss vern. Arbeit $A =$	Null	$G \cdot (h - h_1) = \frac{G v^2 - c^2}{2}$	$G \cdot h = \frac{G v^2}{2}$ mkg
Leb. Kraft nach d. Stoss $E =$	$G \cdot h$	$G \cdot h_1 = \frac{G \cdot c^2}{2}$	Null
Beispielsw. ist für $\left\{ \begin{array}{l} \text{Elfenbeink.} \\ \text{Stahlkugel} \\ \text{Wassertropf.} \end{array} \right.$	—	$h_1 = 0,7 \cdot h$ $h_1 = 0,3 \cdot h$	—
		$h_1 = \text{Null}$	

Diese Begriffe, besonders auch, dass beim freien Fall

$$G \cdot h = G \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \dots \dots \dots (2)$$

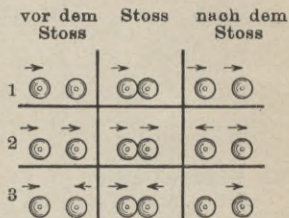


sind festzuhalten. Sicherheit hierin ist zum Verständnis des Nachfolgenden unbedingt nötig.

12 d. Zu I. Der vollkommen elastische Stoss, bei welchem der Verlust an Arbeitsvermögen = Null, bei dem also alle lebendige Kraft dem Körper erhalten bleibt, ist nur ein theoretischer Begriff ohne praktischen Wert.

12 e. Zu II. Der elastische Stoss. In diesen Abschnitt fallen streng genommen, alle Stösse, welche im Maschinenbau in Betracht kommen.

Die Beziehungen zwischen Massen, Geschw., Richtungswechsel, Stossverlust und Zeit sind aber sehr mannigfacher Art. Bei zwei gleich grossen Körpern können schon 3 verschiedene Fälle (vergl. beistehendes Schema) eintreten.



Im Falle 1 steht der zweite Körper still, im Fall 2 bewegt sich der zweite Körper in gleicher Richtung, im Fall 3 bewegen sich die Körper in entgegengesetzter Richtung.

12 f. Zu III. Der vollkommen unelastische Stoss. Hier gilt: Treffen sich zwei in derselben Richtung fortschreitende Körper, so bilden sie nach dem Stoss eine einzige Masse. Die lebendige Kraft nach dem Stoss ist um die Grösse des Stosses kleiner als vor dem Stoss und wir haben:

$$\underbrace{G_1 \cdot \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + G_2 \cdot \frac{v_2^2}{2 \cdot g}}_{\text{Lebendige Kraft vor dem Stoss}} - \underbrace{\frac{(v_1 - v_2)^2}{2 \cdot g} \cdot \frac{G_1 \cdot G_2}{G_1 + G_2}}_{\text{Verlust durch Stoss}} = \underbrace{(G_1 + G_2) \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}}_{\text{Lebendige Kraft nach dem Stoss}} \dots (3)$$

Die Geschw. V der gemeinsamen Masse (nach dem Stoss) ist:

$$V = \frac{G_1 \cdot v_1 + G_2 \cdot v_2}{G_1 + G_2} \text{ in Mtr./Sek.} \dots \dots \dots (4)$$

Ist v_2 entgegengesetzt als v_1 gerichtet, so ist $-v_2$ einzusetzen.

In Gleich. 3 und 4 bedeutet:

G_1 Gewicht in kg, v_1 Geschw. des ersten Körpers in Mtr./Sek.

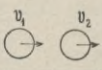
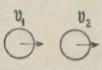
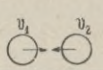
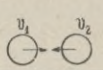
G_2 " " " " v_2 " " " " zweiten " " "

Beziehen wir (zur Vereinfachung der Rechnung) die Grösse des Stosses auf Masse und Geschw. des ersten Körpers auf $G_1 \cdot g$ u. v_1 und führen zur Vermeidung von Wiederholungen eine Vorzahl z ein, indem wir setzen:


$$\text{Stoss} = z \cdot G_1 \cdot \frac{v_1^2}{2g} \text{ in mkg} \dots \dots \dots (5)$$

so ergeben Gleich. 3 u. 4 folgendes:

a) Beide Körper haben gleich grosse Massen, also $G_1 = G_2$.

	gleichgerichtet		entgegengesetzt gerichtet		$v_2 = \text{Null}$
					
$v_2 : v_1 =$	1	0,5	-1	-0,5	Null
Gemeinsame Geschw. nach d. Stoss $V =$	v_1	$\frac{3}{4} v_1$	Null	$\frac{1}{4} v_1$	$\frac{1}{2} v_1$
Für den Stoss } Gleich. 5 $z =$	Null	$\frac{1}{8}$	2	$\frac{9}{8}$	$\frac{1}{2}$

Man sieht, je kleiner die Geschw. v_2 , desto grösser ist der Stoss. Der grösste Stoss tritt ein, wenn $v_2 = -v_1$, hierfür ist der Stoss $= 2 G_1 \frac{v_1^2}{2 \cdot g}$.

b) die Masse des zweiten Körpers sei unendlich und seine Geschw. $v_2 = \text{Null}$. In diesem Falle ist stets  nach dem Stoss

die gemeinsame Geschw. $V = \text{Null} \dots \dots \dots (7)$

Grösse des Stosses $= G_1 \frac{v_1^2}{2 \cdot g}$ in mkg $\dots \dots \dots (8)$

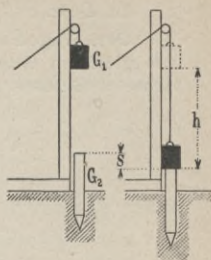
B. Praktische Fälle des Stosses starrer Körper.

13 a. Stosswirkung wird umgesetzt in Kraft \times Weg.

Beispiele: Einrammen von Pfählen, Rammen von Pflastersteinen mit Handrammen, Eintreiben von Nägeln u. dergl.

Die Ramme. Es sei:

- G_1 das Gewicht des Bäres in kg,
- G_2 " " " Rammpfahles in kg,
- h Fallhöhe in Mtr.,
- s Eindringungstiefe des Pfahles bei einem Stoss in Mtr.,
- W der Widerstand, welchen das Erdreich dem eindringenden Pfahl entgegensetzt, so ist:



$$\underbrace{G_1 \cdot h}_{\substack{\text{theoret.} \\ \text{Leistg. des} \\ \text{Hammers}}} = \underbrace{G_1 \cdot h \left(1 - \frac{G_1}{G_1 + G_2}\right)}_{\text{Stossverlust}} + \underbrace{W \cdot s}_{\text{geleistete Arbeit}} \dots (9)$$

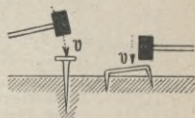
Der **Nutzeffekt** bzw. der Wirkungsgrad des Rammverfahrens ist dann:

$$\eta = \frac{W \cdot s}{G_1 \cdot h} = \frac{G_1}{G_1 + G_2} \dots (10)$$

Das gibt beispielsweise für

$G_1 =$	G_2	$4 G_2$	$9 G_2$	}	. . . (11)
Stossverlust	$= 0,5 G_1 \cdot h$	$= 0,2 G_1 \cdot h$	$= 0,1 G_1 \cdot h$		
geleistete Arbeit	$= 0,5 G_1 \cdot h$	$= 0,8 G_1 \cdot h$	$= 0,9 G_1 \cdot h$		
Wirkungsgrad $\eta =$	$= 0,5$	$= 0,8$	$= 0,9$		

Hat der Rammpfahl dasselbe Gewicht als der Bär, so ist der Wirkungsgrad $\eta = 0,5$. Je schwerer der Bär, desto besser ist der Wirkungsgrad.



Dieselben Vorgänge spielen sich ab beim Einschlagen von Nägeln, Klammern u. dergl.

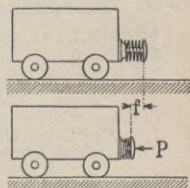
13 b. Stosswirkung in Verbindung mit Federwirkung.

Beispiel: Stoss und Zertrümmerung der Eisenbahnwagen.

Wir bezeichnen hier noch mit:

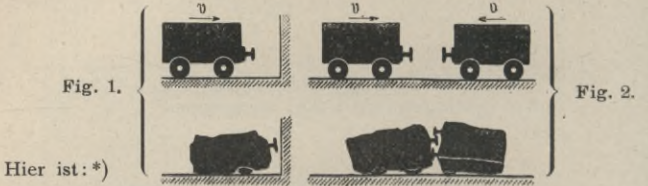
- f die Strecke, um welche die Feder zusammengedrückt wird, in Mtr.,
- P die Federkraft des Puffers in kg,
- z die Anzahl der Puffer.

Für einen Wagen ist $z = 2$, treffen sich zwei Wagen, so ist $z = 4$ zu setzen.



In Betracht kommen beistehend skizzierte Fälle:

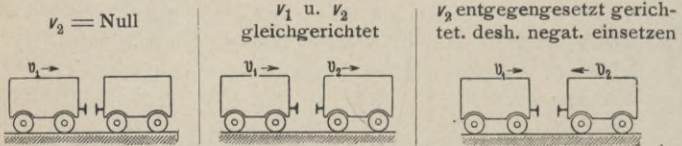
Der Wagen fährt gegen einen Prellbock (Fig. 1), oder 2 Wagen von gleichem Gewicht G und gleich grosser aber entgegengesetzter Geschw. v prallen aufeinander und zertrümmern (Fig. 2).



$\frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{2} = \underbrace{P \cdot f \cdot z}_{\text{Puffer-}} + \text{Stoss}$ <p style="text-align: center;"> Leb. Kraft vor dem Stoss </p>	$2 \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{2} = P \cdot f \cdot z + \text{Stoss} \quad (12)$ <p style="text-align: center;"> Leb. Kraft der zwei Wagen </p>
--	--

13c. Stosswirkung umgesetzt in Federwirkung und Geschw.

Beispiel: Rangieren der Eisenbahnzüge:
 Das wären folgende drei Fälle:



Als Hauptgleichung gilt hier:

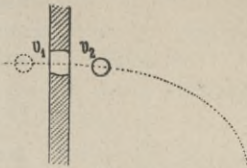
$$\underbrace{\frac{G_1}{g} \cdot \frac{v_1^2}{2} + \frac{G_2}{g} \cdot \frac{v_2^2}{2}}_{\text{Lebendige Kraft vor dem Stoss}} = \underbrace{P \cdot f \cdot z^{**}}_{\text{Puffer-}} + \text{Stoss} + \underbrace{\frac{G_1 + G_2}{g} \cdot \frac{V^2}{2}}_{\text{Lebend. Kraft nach d. Stoss}} \quad (13)$$

V bedeutet hier die Geschw. der beiden Wagen nach dem Stoss. Ist in dem letzten Gliede (der Gleich. 13) $V = \text{Null}$, so haben wir wieder Gleich. 12.

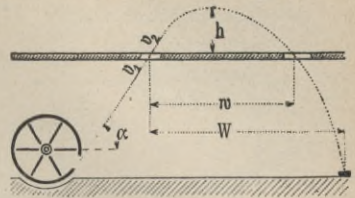
13 d. Stosswirkung, bei welcher ein Teil der lebendigen Kraft vernichtet wird, der andere Teil als Geschw. erhalten bleibt.

Maasse in Mtr., Gewichte in kg, Geschw. in Mtr./Sek.
 *) Nach Gleich. 3, 4 u. 5 in 12 f; um überhaupt rechnen zu können, müssen wir die Wagen selbst als unelastisch (Fall III in 12 f) ansehen.
 **) Dieses Glied in der Gleich. hat nur dann Giltigkeit, wenn die Puffer beim Stoss zertrümmert werden, andernfalls macht sich die Wirkung der Puffer wieder bemerkbar durch Beschleunigen der Massen nach dem Stoss, also im letzten Glied der Gleich. 13.

Beispiele: Geschosse, welche eine Wand durchschlagen, Radkranzexplosionen usw.



Geschoss.



Radkranzexplosion.

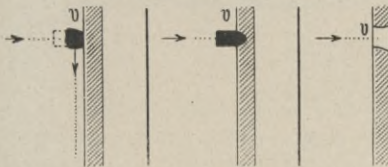
Hier gilt als Hauptgleichung:*)

$$\underbrace{\frac{G}{g} \cdot \frac{v_1^2}{2}}_{\text{Arbeitsvermögen vor dem Stoss}} = \underbrace{\frac{G}{g} \cdot \frac{(v_1 - v_2)^2}{2}}_{\text{Stoss}} + \underbrace{\frac{G}{g} \cdot \frac{v_2^2}{2}}_{\text{Leb. Kraft nach dem Stoss}} \dots (14)$$

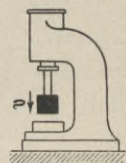
13 e. Stosswirkung, bei welcher die ganze lebendige Kraft eines Körpers vernichtet wird.

Beispiele: Geschosse, Fallhämmer (auch mit Dampf und Luft), Gesteinsbohrmaschinen.

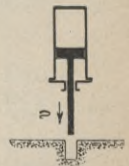
Das Aufschlagen freifallender Ventile (auch mit Federdruck) ausführlich behandelt in Haeder, „Steuerungen“. Das Schlagen der Pumpenventile, bei diesen ist jedoch die Zeit t durch die Hauptabmessungen der Pumpe und Tourenzahl genau bestimmt. Ausführliches hierüber in Haeder, „Pumpen“, 2. Aufl.



Geschoss.



Hammer.

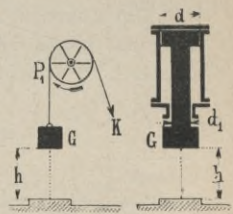


Gesteinsbohrmasch.

13 f. Fallhämmer u. Dampfhammer. Bei dem sog. Transmissionshammer (Abbild. nebenstehend) zieht ein Arbeiter an dem

Ende K des Riemens, infolge der Reibung des Riemens auf der Scheibe erfolgt das Hochziehen des Bares. Sobald letzterer in der der gewünschten Fallhöhe entsprechenden Stelle, lässt der Arbeiter den Riemen los, und der Bär fällt auf das Arbeitsstück.

Die Gegenüberstellung der Gleichungen eines freifallenden Hammers mit Riemenzug und eines Dampfhammers kann als beste Übung für Stosspiele angesehen werden.



*) Der weitere Verlauf der Flugbahn als Wurf nach 8 h.

Abbildungen hierzu auf voriger Seite unten	Transmissions- hammer mit Riemenzug	Dampfhammer mit Ober- und Unterdampf	
Abwärts Anf.-Geschw. = Null	$P =$	Null	$\frac{\pi}{4} d^2 \cdot p$
	Kraft . . . =	G	$P + G$
	Beschl. φ . =	$\frac{G}{G:g} = g$	$\frac{P+G}{G:g} = \frac{P}{G:g} + g$
	Endgeschw. v =	$\sqrt{2 g \cdot h}$	$\sqrt{2 \varphi \cdot h}$
	Zeitdauer t . =	$2 h : v$	$2 h : v$
Aufwärts Anf.-Geschw. = Null Endgeschw. = Null	$P_1 =$	P_1	$\frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - d_1^2) \cdot p$
	Kraft . . . =	$P_1 - G$	$P_1 - G$
	Beschl.) (Verzög.) $\varphi_1 =$	$\frac{P_1 - G}{G:g} = \frac{P_1}{G:g} - g$	$\frac{P_1 - G}{G:g} = \frac{P_1}{G:g} - g$
	Geschw. in Mitte v_1 =	$\sqrt{2 \varphi \cdot 0,5 h}$	$\sqrt{2 \varphi \cdot 0,5 h}$
	Zeitdauer t_1 =	$2 h : v_1$	$2 h : v_1$
*) Gesamtzeit eines Schlages . . . =	$\frac{(t + t_1)}{0,7}$	$\frac{(t + t_1)}{0,7}$	
*) Anzahl d. Stösse $n =$	$0,7 \frac{60}{t + t_1}$	$0,7 \frac{60}{t + t_1}$	
geleistete Arbeit in PS =	$G \cdot \frac{v^2}{2g} \cdot \frac{n}{60 \cdot 75}$	$G \cdot \frac{v^2}{2g} \cdot \frac{n}{60 \cdot 75}$	

Um überhaupt rechnen zu können, müssen wir die hier in Betracht kommenden Körper: Eisen, Stahl, Blei usw. als unelastisch**) annehmen, deshalb wollen wir setzen:

$$\text{Stoss} = \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{2} \text{ in kgm} \dots \dots \dots (15)$$

*) Der Zeitwirkungsgrad, d. h. die Zeitberücksichtigung, welche für das Vibrieren des Hammers nach dem Stoss eingesetzt werden muss, sowie die Reibung in den Führungen ist in den vorletzten Gleichungen mit 0,7 angesetzt.

**) Nach Fall III in 12f.

13 g. Beider Gesteinsbohrmaschine

mit Pressluftantrieb hat man den Winkel zu berücksichtigen, unter welchem der Meissel gegen die Horizontale gerichtet ist. Es sei:

p die Spannung der Pressluft in Atm. Überdruck

$$P = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot p = \text{Kolbendr. in kg} \quad (17)$$

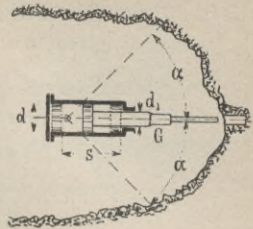
so haben wir: *)

$$\text{Aufwärts: Kraft} = P - G \cdot \sin \alpha \text{ in kg} \quad (18)$$

$$\text{Horizontal: } " = P \text{ in kg} \quad (19)$$

$$\text{Abwärts: } " = P + G \cdot \sin \alpha \text{ in kg} \quad (20)$$

$$\text{Beschleunigung } \varphi = \frac{P \mp G \cdot \sin \alpha}{G : g} \quad (21)$$



Das - (Minus-) Zeichen gilt für Aufwärtsrichtung, das + (Plus-) Zeichen für abwärts gerichteten Bohrer. Für horizontale Lage ist das letzte Glied der Gleich. 21 über dem Bruchstrich gleich Null.

$$\text{Endgeschw. } v = \sqrt{2 \varphi \cdot s} \quad (22)$$

$$\text{Zeitdauer eines Stosses } t = \frac{2 \cdot s}{v} \quad (23)$$

Für den Rückwärtsgang des Kolbens kleinerer Kolbendruck

$$P_1 = \frac{\pi}{4} (d^2 - d_1^2) \cdot p \quad (24)$$

Deshalb auch kleinere Beschl. φ_1 (mit P_1 nach Gleich. 21 gerechnet) und grössere Zeit t_1 . Setzen wir $d_1 = 0,5 \cdot d$ und beenden den Luftzutritt bei $0,7 s$, so wird aus Gleich. 23 und 24 angenähert:

$$\text{Zeit für Rückgang } t_1 = 1,3 \cdot t \quad (25)$$

Für Vibrieren des Hammers nach dem Stoss, Reibung des Kolbens, der Stopfbüchse und des Meissels 10% Verlust angesetzt, ergibt

$$\text{Anzahl der Stösse } n = 0,9 \frac{60}{t + t_1} \text{ i. d. Min.} \quad (26)$$

$$\text{und die Stossarbeit} = G \cdot \frac{v^2}{2g} \cdot \frac{n}{60 \cdot 75} \text{ in PS} \quad (27)$$

Ausführungen zeigen: $G = 20 \text{ kg}$, $\text{Hub} = 0,23 \text{ Mtr.}$, $\text{Beschl. } \varphi = 120 \text{ Mtr./Sek.}^2$, $\text{Endgeschw. } v = 8 \text{ Mtr./Sek.}$, $n = 430$.

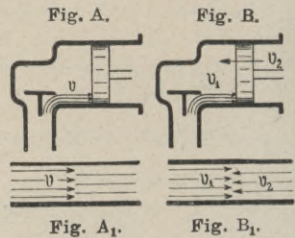
*) Nach Gleich. 1 bis 7 in 10d.

13 h. Der Wasserschlag. (Das Zusammenprallen eine Wassermasse mit einem starren Körper oder zweier Wassermassen unter sich.)

Steht der Kolben oder die eine Wassermasse still (*Fig. A u. A₁*), so gilt Gleich. 8:

$$\text{Stoss} = G \cdot \frac{v^2}{2g} \dots (28)$$

Der Stoss wird am stärksten, wenn nach *Fig. B u. B₁* eine gegenläufige Bewegung der Massen stattfindet, es gilt dann Gleich. 3. Geschw. v_2 ist bei *Fig. B u. B₁* negativ einzusetzen. Das Gewicht G_2 des Kolbens in *B* wird ∞ gross eingesetzt, da es mit dem Gestänge fest verbunden ist. *)



13 i. Stosswirkung umgesetzt in senkrechten Wurf.

Beispiel: Schlagkraftmesser für Jahrmärkte.

Bezeichnet:

v Endgeschw. des Hammers,

c Anfangsgeschw. des Wurfstückes, **) (theoretisch $h = \frac{c^2}{2g}$)

G_1 Gewicht des Hammers in kg,

G_2 „ „ Wurfstückes in kg,

so wird:

$$\underbrace{\frac{G_1}{g} \cdot \frac{v^2}{2}}_{\text{Arbeitsverm. d. Hammers}} = \underbrace{(1 - \eta) G_1 \frac{v^2}{2}}_{\text{Verlust durch Stoss}} + \underbrace{\frac{G_2 \cdot c^2}{g \cdot 2}}_{\text{Lebend. Kraft d. Wurfstückes}} \dots (29)$$

Denkt man sich den Querhebel gewichtslos, so kann der Wirkungsgrad η nach § 13 a bestimmt werden.

*) Deshalb wird v in Gleich. 4 sehr klein, der Stoss demnach sehr gross (Gleich. 8 in 12f).

**) Nach § 8 i berechnet.

13 k. Der schiefe Stoss elastischer Körper.

Man bezeichnet mit

α den Einfallswinkel,

β den Ausfallwinkel.

Trifft ein elastischer Körper in der Richtung des Pfeiles I (vergl. Fig. 1) eine feste Wand,

so erfolgt die Stosswirkung durch die Komponente v_1 . Infolge der vollkommenen Elastizität, also keine Vernichtung des Arbeitsvermögens, erhält der Körper eine Geschw. c_1 , welche = der Geschw. v_1 , aber entgegengesetzt gerichtet ist. Die Geschw. c_1 und die horizontale Komponente v_2 ergeben als Resultierende die Geschw. c , mit welcher sich der Körper in der Richtung des Pfeiles II nach dem Stoss fortbewegt.

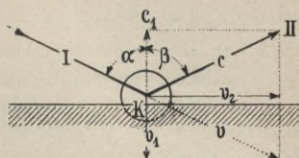


Fig. 1.

Befindet sich der Körper B (Fig. 2) in Ruhe und der Körper A kommt mit der Geschw. v

aus der Richtung I, so erfolgt die Stosswirkung durch die Komponente v_1 . Setzen wir gleiche Massen der Körper voraus und nehmen wieder vollkommen elastischen Stoss an, so bewegt sich der Körper A nach dem Stoss in der Richtung II mit der Geschw. v_2 und der Körper B in der Richtung III mit der Geschw. v_1 .

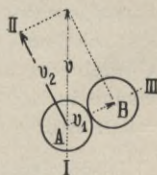


Fig. 2.

Treffen sich zwei gleiche Kugeln, A aus der Richtung I mit der Geschw. v , B aus der Richtung II mit der Geschw. v_3 kommend, so entstehen, wie in Fig. 3 dargestellt, zwei Komponenten v_1 und v_4 , durch welche die Stosswirkung erfolgt. Bei vollkommen elastischen Körpern gleicher Masse findet nach dem Stoss ein Vertauschen der Geschw. statt, d. h., Körper A erhält die Seitengeschw. v_4 und Körper B diejenige v_1 . Die Fortbewegung der Körper nach dem Stoss erfolgt in Richtung III bzw. IV

und zwar A mit Geschw. c_1 , B mit Geschw. c_2 . Richtung und Grösse genannter Geschw. lassen sich durch Konstruktion finden, vergl. Fig. 3.

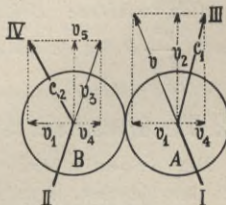


Fig. 3.

Stoss flüssiger u. gasförmiger Körper.

Sehr wichtig bei Berechnung der Wasserräder und Turbinen, Kreiselpumpen, Dampfturbinen, Injektoren, Stossheber usw.
Eine sehr wichtige Rolle spielt hier

A. Die Strahlggeschwindigkeit w .

14 a. Für Wasser ist die Geschwindigkeitshöhe = der wirklichen Wasserdruckhöhe Fig. 1, also

$$\text{Strahlggesch. } w = \sqrt{2g \cdot h} = \sqrt{2g \cdot 10p} \dots (1)^*$$

wenn p der Wasserdruck an der Mündung in Atm.

14 b. Um nun **Strahlverluste** zu vermeiden, muss die Form der Ausflussdüse der Stoffbeschaffenheit angepasst sein, so dass der Strahl nach dem Austritt eine Formveränderung nicht erleidet.

B. Arbeitsvermögen und Geschwindigkeitshöhe.

14 c. Es bezeichne:

w Strahlggesch., d. h. die Geschw. des Strahles nach dem Verlassen der Düse in Mtr./Sek.

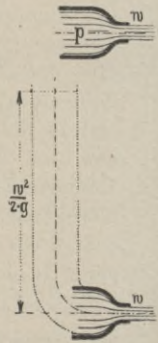
G Gewicht der zum Stoss gelangenden Stoffmenge in kg/Sek.,

$g = 9,81$ Erdbeschleunigung in Mtr./Sek.²,

$\frac{w^2}{2g}$ die sog. **Geschwindigkeitshöhe**, hat man sich nach Fig. 1 vorzustellen,

$\frac{w^2}{2g}$ in Sekmkg ist gleichzeitig das Arbeitsvermögen von 1 kg Stoff pro Sek.,

$\frac{w^2}{2g} G$ **Arbeitsvermögen** des Strahles in Sekmkg.



(Zu beachten: Bei den starren Körpern bezeichnete der Ausdruck $\frac{v^2}{2g} \cdot G$ die lebendige Kraft eines in Bewegung befindlichen Körpers in mkg.)

C. Die Grösse des Stosses flüssiger u. gasförm. Körper.

14 d. Der Stoss wird erzeugt durch die, die gestossene Fläche mit der Geschw. w treffende Masse $G : g$; statt Gewicht G kann man auch setzen:

$$G = F \cdot w \cdot \gamma = Q \cdot \gamma \dots (2)$$

*) Bei Dampf [§ 30]. Pressluft [§ 27] usw. sind die Beziehungen zwischen p und $w^2 : 2g$ nicht so einfach, da der Stoff beim Austritt aus der Düse gleichzeitig expandiert und die durch die Expansion gewonnene Arbeit in Geschwindigkeitshöhe umgesetzt, also eine Vergrößerung von w bewirkt wird.

worin F Ausflussquerschn. in qm, in dem die Geschw. w herrscht, w die Strahlgeschw., mit welcher der Strahl die gestossene Fläche trifft, in Mtr./Sek.,

γ Gewicht eines cbm des Stoffes (bei der Geschw. w) in kg,

$Q = F \cdot w$ Menge des ausfliessenden Stoffes in cbm/Sek.

Bezeichnet ferner: P Strahlendruck auf die gestossene Fläche in kg, so ergibt sich unter Anlehnung an die Rechnungsweise in Haeders neuer Ventiltheorie, Pumpen, II. Aufl., Seite 63:

1. Die gestossene Fläche steht still.

Anw. Pumpenventile, Wehre, Schützen und dergl.

14 e.

I	II	III	IV
$P = (1 - \cos \delta) \cdot w \frac{G}{g}$	$(1 - \cos \delta) w \frac{G}{g}$	$\sin^2 \delta \cdot w \frac{G}{g}$	$P = w \cdot \frac{G}{g}$ (3)
Normaldruck $N =$	$\frac{P}{\sin \delta}$	$\sin \delta \cdot w \cdot \frac{G}{g}$. . . (4)
Druck n. unt. $S =$	$P \cdot \cotg \delta$	$\sin 2 \delta \cdot w \frac{G}{2g}$	$R = P$ (5)

Beispiel: Nach Anordnung III für $\delta = 30^\circ$, Flüssigkeitsmenge $G = 108$ kg i. d. Sek., Austrittsgeschw. $w = 3,3$ Mtr./Sek. rechnet sich der Druck in der Strömungsrichtung zu

$$P = \sin^2 30^\circ \cdot 3,3 \cdot \frac{108}{9,81} = 10,2 \text{ kg.}$$

14 f. Den Einfluss der Neigung der gestossenen kreisförmigen Fläche auf die Grösse des Strahldruckes, ausgedrückt durch die Gleichung

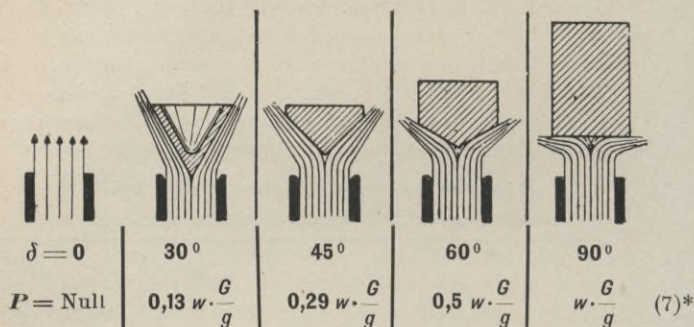
$$P = (1 - \cos \delta) \cdot w \cdot \frac{G}{g} \text{ in kg (6)*}$$

macht man sich am besten klar an nachstehendem Schema. Den Strahlendruck auf die gestossene Fläche denke man sich hier ersetzt durch das Gewicht des auf dem Strahl schwebenden runden Körpers. Die Grössen der schraffierten Flächen und die darunter



*) Strahlgeschw. w nach 14 a, Stoffgewicht G nach 14 c und 14 d.

stehenden Gleichungen für P zeigen, wie der Strahldruck mit dem Winkel δ zunimmt.



Beispiel: Durch das Rohr ströme in der Sek. $G = 97$ kg Flüssigkeit mit $w = 2,2$ Mtr./Sek., so darf das Gewicht des auf dem Strahl schwebenden Körpers sein:

$$\text{bei } \delta = 45^\circ \quad P = 0,29 \cdot 2,2 \cdot \frac{97}{9,81} = 6,5 \text{ kg,}$$

$$\text{bei } \delta = 90^\circ \quad P = 2,2 \cdot \frac{97}{9,81} = 21,5 \text{ kg.}$$

Diese theoretischen Werte sind ungefähr zutreffend, wenn der Körper um das 1 bis $1\frac{1}{3}$ fache des Rohrdurchmessers von der Ausströmungsöffnung entfernt ist und der Durchm. des Körpers mindestens zweimal Rohrdurchm. beträgt. Ausführlich unter „Ventile für Pumpen“.

2. Die gestossene Fläche weicht aus.

Anwendung: Wasserräder, Wasserturb., Peltonräder, Dampfturb. u. dergl.

14 g. Wir werden bezeichnen mit:

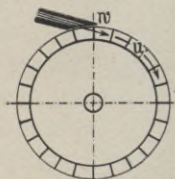
u Geschw., mit welcher die gestossene Fläche ausweicht, in Mtr./Sek.,

$w - u$ nutzbare Geschw. des austretenden Stoffes in Mtr./Sek.,

$A = P \cdot u \cdot \eta_0$ theoret. Arbeitsleistung in Sekmkg (8)

Wirkungsgrad der Schaufeln je nach Ausführung $\eta_0 = 0,7$ bis $0,9$ (9)

Die gestossene Fläche besteht bei Wasserrädern u. dergl. aus einer ununterbrochenen Reihe von Flächen.



*) Strahlggeschw. w nach 14 a, Stoffgewicht G nach 14 c und 14 d.

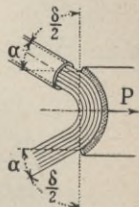
I. Eintritt und Austritt des Strahles seitlich.

14 h. Es bezeichne:

α den Eintritts- und Austrittswinkel des Strahles, so ist:

$$1 - \cos \delta = 2 \cos^2 \alpha, \text{ da } \delta = 180^\circ - 2\alpha \dots (10)$$

Winkel α eignet sich hier besser zur Berechnung als Winkel δ . Wir werden zunächst den Strahl bis Mitte gestossene Fläche verfolgen (Eintritt), dann von Mitte Fläche bis Austritt. Die Addition beider Ergebnisse gibt dann das Resultat für die ganze Fläche. Die Geschw. w wird auf die horizontale Druckrichtung reduziert; da nun w auch in G enthalten ist, muss in Gleichung 10 bis 13 gesetzt werden $\cos^2 \alpha$ und nicht $\cos \alpha$.

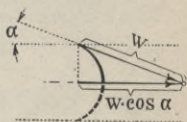


Die Ursprungsform ist:

$$P = (F \cdot \gamma \cdot \cos \alpha \cdot w) \cos \alpha \cdot w; \quad G = F \cdot \gamma \cdot w \dots (11)$$

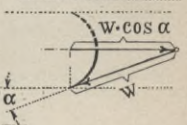
Stoss des Eintrittsstrahles

$$w \cdot \cos^2 \alpha \cdot \frac{G}{g} \cdot \eta_0 \text{ in kg} \dots (12)$$



Rückdruck des Austrittsstrahles

$$w \cdot \cos^2 \alpha \cdot \frac{G}{g} \cdot \eta_0 \text{ in kg} \dots (13)$$



folglich Gesamtstoss auf die ganze Fläche

$$P = 2 \cdot w \cdot \cos^2 \alpha \cdot \frac{G}{g} \cdot \eta_0 \text{ in kg} \dots (14)$$

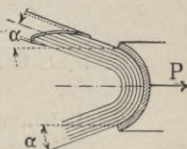
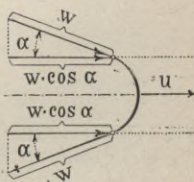
14 i. Weicht die gestossene Fläche mit der Geschw. u aus, so kommt nur die Relativgeschw. in Rechnung, und wir erhalten als Stoss auf die Fläche:

$$P = 2 \cdot \cos^2 \alpha \cdot (w - u) \cdot \frac{G}{g} \cdot \eta_0 \text{ in kg} \dots (15)$$

$$\text{Indiz. Leistung} = \frac{P \cdot u}{75} \text{ in PS} \dots (16)$$

grösste Leistung, wenn

$$u = \frac{w}{2} \cos^2 \alpha \cdot \eta_0 \dots (17)$$



bei $\alpha = 0^\circ$	10°	20°	30°	45°	90°
$2 \cdot \cos^2 \alpha = 2$	1,94	1,77	1,5	1	0

Beispiel: Laval-Dampfturbine, $\alpha = 20^\circ$; $\eta_0 = 0,8$; $w = 1150$ Mtr.; $G = 2,3$ kg Dampf/Sek.; $u = 200$ Mtr. gibt Schaufeldruck

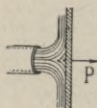
$$P = 1,77 (1150 - 200) \frac{2,3}{9,81} \cdot 0,8 = 315 \text{ kg.}$$

$$\text{Indiz. Leistung } N_i = \frac{315 \cdot 200}{75} = 840 \text{ PS.}$$

II. Eintritt des Strahles in Mitte.

14 k. a) Gerade Fläche, Schaufeldruck :

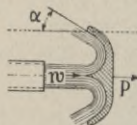
$$P = (w - u) \cdot \frac{G}{g} \cdot \eta_0 \text{ in kg} \quad \dots \quad (18)$$



b) Gekrümmte Fläche.

Stoss des Eintrittsstrahles für Ablenkung = 90° nach Gleich. 9:

$$(w - u) \frac{G}{g} \cdot \eta_0 \quad \dots \quad (19)$$



Rückdruck des Austrittsstrahles:

$$(w - u) \cos^2 \alpha \cdot \frac{G}{g} \cdot \eta_0 \quad \dots \quad (20)$$

folglich Gesamtstoss auf die ganze Fläche (19) + (20)

$$P = (w - u) (1 + \cos^2 \alpha) \cdot \frac{G}{g} \cdot \eta_0 \quad \dots \quad (21)$$

grösste Leistung, wenn u nach Gleich. 17

$$\text{Indizierte Leistung} = \frac{P \cdot u}{75} \text{ in PS} \quad \dots \quad (22)$$

Beispiel: Peltonwasserrad, $G = 38$ Ltr./Sek., $\alpha = 20^\circ$, $u = 22$ Mtr., $w = 35$ Mtr., $\eta_0 = 0,8$, gibt

$$P = (35 - 22) \cdot 1,77 \cdot \frac{38}{9,81} \cdot 0,8 = 71 \text{ kg};$$

$$\text{indiz. Leistung} = \frac{71 \cdot 22}{75} = 20,8 \text{ PS.}$$

III. Vollständige Umkehr des Strahles.

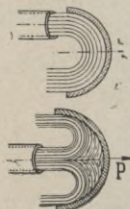
14 l. Ob der Eintritt hier seitlich oder in der Mitte erfolgt, ist gleichgiltig, in beiden Fällen ist $\alpha = \text{Null}$ und wir haben:

Schaufeldruck :

$$P = 2 \cdot (w - u) \cdot \frac{G}{g} \cdot \eta_0 \text{ in kg} \quad \dots \quad (23)$$

$$\text{Indiz. Leist. } N_i = \frac{P \cdot u}{75} \text{ in PS} \quad \dots \quad (24)$$

$$\text{Gr. Leist., wenn } u = \frac{w}{2} \cdot \eta_0 \quad \dots \quad (25)$$



Hydrostatik. (15—17.)

I. Allgemeines, hydraulische Presse, Akkumulator (15).

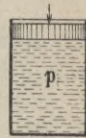
15 a. *Flüssigkeiten lassen sich nur äusserst wenig zusammendrücken. Sie gelten allgemein als unelastisch.* Den Verlust an Volumen, den ein Liter Flüssigkeit erleidet, wenn man den Druck der Flüssigkeit um 1 Atm. erhöht, nennt man **Kompressionskoeffizient**, er beträgt für Pressungen bis 500 Atm. ungefähr:

$$\begin{aligned} \text{Wasser} &= 0,00005; & \text{Quecksilber} &= 0,000003; \\ \text{Alkohol} &= 0,000008. \end{aligned}$$

Je höher die Pressung, desto kleiner der Koeffizient.

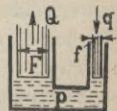
Beispiel: Grosser Dampfkessel, ganz voll mit Wasser gefüllt; 18 Kubikmeter Inhalt. Bei Druckprobe auf 15 Atm. müssten noch $18\,000 \cdot 0,00005 \cdot 15 = 13,5$ Ltr. Wasser zugeführt werden. In Wirklichkeit bedeutend mehr wegen Ausdehnung der Gefässwandungen.

15 b. *Der auf eine Flüssigkeit ausgeübte Druck pflanzt sich in derselben nach allen Richtungen gleichmässig fort. (Pascals Grundsatz.)* Die auf die Fläche entfallende Pressung heisst der **spezifische Druck** der Flüssigkeit. Maasseinheit für den spezifischen Druck ist Atm., oder Mtr. Wassersäule, 10 Mtr. Wassersäule = 1 Atm.



15 c. *Der erzeugte Druck steht im direkten Verhältnis zur Grösse der gedrückten Fläche.* Dies macht man sich am besten klar an zwei ungleich grossen in die Flüssigkeit eingetauchten Kolben, allgemein ist

$$Q : q = F : f \quad \dots \quad (1)$$



Wird der kleine Kolben (Fläche f) mit einer Kraft q in kg in die Flüssigkeit gedrückt, so kann ein Druck erzeugt oder eine Last gehoben werden von

$$Q = q \cdot (F : f) \text{ in kg} \quad \dots \quad (2)$$

$$\text{Wasserpressung } \rho = \frac{Q}{F} = \frac{q}{f} \text{ in Atm.} \quad \dots \quad (3)$$

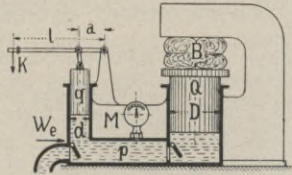
F, f Flächen in qcm; Q, q in kg.

Beispiel: Um mit $F = 210$ qcm Druck von 12000 kg zu erzeugen, ist nötig

$$\rho = \frac{12000}{210} = 57 \text{ Atm.}$$

Diese Erkenntnis führte zur Erfindung der hydraul. Presse (im Jahre 1794).

15 d. Hydraulische Presse. Verwendung zur Erzielung hoher Drücke, z. B. Zusammenpressen lockerer Gegenstände (Baumwolle, Heu, Presskohle), zum Auspressen von Leinsamen und anderen Pflanzen; zum Heben von Lasten, für Festigkeitsprüfungen von Ketten, Konstruktionsmaterialien u. dergl.



Hydr. Handpresse.

Ausser den Gleichungen 1 bis 3 gelten folgende Beziehungen:

$$\text{für den kleinen Kolben (Handpumpe)} \quad k \cdot l = q \cdot a = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot p \quad . \quad . \quad (4)$$

$$\text{Druck auf dem Presskolben} \quad Q = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot p = k \cdot \frac{l}{a} \cdot \frac{D^2}{d^2} \text{ in kg} \quad . \quad (5)$$

Alle Maasse in cm. Presse mit Akkumulator s. unter 15 e.

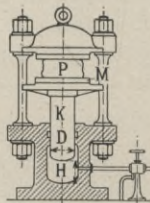
Beispiel: $k = 20, l : a = 8, D : d = 6$ gibt Pressdruck

$$Q = 20 \cdot 8 \cdot 6^2 = 5760 \text{ kg.}$$

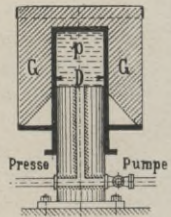
15 e. Der Akkumulator dient zum Aufspeichern von Wasser mit hohem Druck und findet besondere Anwendung:

im Hüttenbetrieb (80 Atm. Druck), bei hydraulischen Kränen, Schmiedepressen, für Ölfabrikation (200 Atm.),

Mittelst Dampfpumpe wird das Wasser in einen mit Mauerwerk oder Eisenstücken belasteten Zylinder gedrückt und hier aufgespeichert. Je nach Bedarf gelangt dann das Wasser zur Verwendungsstelle.



Hydr. Presse.



Akkumulator.

$$\text{Gewicht der nötigen Belastung} \quad G = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot p \text{ in kg} \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

cm Atm.

$$\text{Wasserinhalt} = \frac{\pi}{4} D^2 \times \underbrace{\text{Hubhöhe}}_{\text{dcm}} \text{ in Ltr.} \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

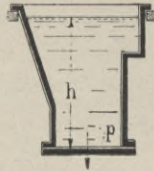
Beispiel: $D = 500 \text{ mm}, p = 80 \text{ Atm.},$

$$\text{nötiges } G = \frac{\pi}{4} 50^2 \cdot 80 = 157000 \text{ kg.}$$

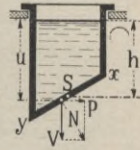
Bei Hub = 2,1 Mtr. ist Inhalt $\frac{\pi}{4} 5^2 \cdot 21 = 412 \text{ Ltr.}$

II. Flüssigkeitsdruck auf Wände offener Gefässe. (16)

16 a. Der Druck auf die einzelnen Flächenteile des unteren ebenen Bodens eines Gefässes ist überall gleich. Bei den Seitenwänden dagegen werden die tiefer liegenden Elemente stärker gedrückt. Denkt man sich alle diese parallelen Druckkräfte zu einer Resultierenden vereinigt, so muss der Angriffspunkt derselben tiefer liegen als der Schwerpunkt der Fläche. Den Angriffspunkt dieser Resultierenden nennt man den *Mittelpunkt des Druckes*, in diesem Punkt muss die gedrückte Fläche unterstützt werden, wenn Gleichgewicht vorhanden sein soll.



Ebener Boden.



Geneigter Boden.

16 b. Untere Gefässwände.

Die Form oder Neigung der Seitenwände hat auf den Bodendruck keinen Einfluss.

Auf dem Boden lastender **senkrechter Druck** = $\gamma \cdot f \cdot h$ in kg. (1)

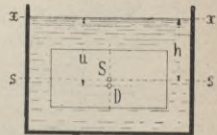
f Querschn. d. Gefässes am Boden in qm, h Druckhöhe in Mtr.

Beispiel: Bodenfläche 1,8 qm, Flüssigkeit mit 0,81 spez. Gewicht, also $\gamma = 810$, $h = 6,2$ Mtr. gibt Bodendruck = $810 \cdot 6,2 \cdot 1,8 = 9000$ kg.

Bei geneigten Böden liegt der Druckmittelpunkt etwas tiefer als der Schwerpunkt S , da auf Fläche Sy der Flüssigkeitsdruck grösser als auf Sx . Maass u wird ermittelt wie bei seitlichen Gefässwänden, ebenso der Normaldruck N , senkrechte Druck V und Horizontaldruck P .

16 c. Seitliche Gefässwände.

Der Druckmittelpunkt D liegt stets tiefer als der Schwerpunkt S der gedrückten Fläche. Es sei J_x Trägheitsmoment, bezogen auf die Achse durch den Wasserspiegel, J_s bezogen auf die Achse durch den Schwerpunkt, so ist:



$$J_x = J_s + F \cdot h^2 \quad \dots \quad (2)$$

und

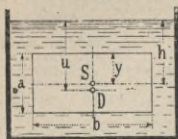
$$u = \frac{J_s + F \cdot h^2}{F \cdot h} = \frac{J_s}{F \cdot h} + h \quad \dots \quad (3)$$

Auch hier gilt allgemein:

Druck auf die gedrückte Fläche $P = \gamma \cdot F \cdot h$ in kg. (4)

F gedrückte Fläche in qm, h Druckhöhe bis Schwerpunkt in Mtr., u die Höhe des Flüssigkeitsspiegels über dem Druckmittelpunkt D in Mtr.

16 d. Für gebräuchliche Querschnittsformen ergibt sich folgendes



$$\left. \begin{aligned} \text{Fläche } F &= a \cdot b \text{ in qm} \\ y &= \frac{1}{2} a; \quad u = h + \frac{1}{12} (a^2 : h) \\ \text{für } h &= y \text{ ist } u = \frac{2}{3} a \end{aligned} \right\} \dots (5)$$



$$\left. \begin{aligned} \text{Dreieck, } F &= \frac{1}{2} a \cdot b \\ y &= \frac{1}{3} a; \quad u = h + \frac{1}{18} (a^2 : h) \\ \text{für } h &= y \text{ ist } u = \frac{1}{2} a \end{aligned} \right\} \dots (6)$$



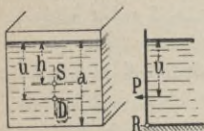
$$\left. \begin{aligned} \text{Dreieck, } F &= \frac{1}{2} a \cdot b \\ y &= \frac{2}{3} a; \quad u = h + \frac{1}{18} (a^2 : h) \\ \text{für } h &= y \text{ ist } u = \frac{3}{4} a \end{aligned} \right\} \dots (7)$$



$$\left. \begin{aligned} \text{Kreis, } F &= r^2 \cdot \pi \\ u &= r + \frac{1}{4} \cdot (r^2 : h) \\ \text{für } h &= r \text{ ist } u = \frac{5}{4} r \end{aligned} \right\} \dots (8)$$

Die Anwendung vorstehender Regeln (Gleich. 1 bis 5) auf

16 e. Senkrechte rechteckige Gefässwand:



$$P = \gamma \cdot a \cdot b \cdot h \text{ in kg} \dots (9)$$

$$h = \frac{1}{2} a; \quad u = \frac{2}{3} a \dots (10)$$

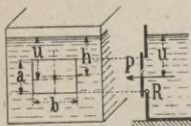
Kippmoment für R:

$$M = P \cdot (a - u) = P \cdot \frac{1}{3} a \dots (11)$$

Beispiel: $a = 4,2$ Mtr., $b = 5,4$ Mtr. gibt $h = \frac{1}{2} \cdot 4,2 = 2,1$ Mtr. und $P = 1000 \cdot 4,2 \cdot 5,4 \cdot 2,1 = 47\,600$ kg, ferner

$$\text{Moment } M = 47\,600 \cdot \frac{1}{3} \cdot 4,2 = 66\,800 \text{ mkg.}$$

16 f. Öffnung in Gefässwand:



$$P = \gamma \cdot a \cdot b \cdot h \text{ in kg} \dots (12)$$

$$u = h + \frac{1}{12} \cdot (a^2 : h) \dots (13)$$

Kippmoment für R:

$$M = P \cdot (h + \frac{1}{2} a - u) \dots (14)$$

Je grösser h , um so mehr nähert sich der Wert u dem Werte h .

.Alle Maasse in Mtr., für Wasser $\gamma = 1000$ kg.

16 g. Geneigte Seitenwände.

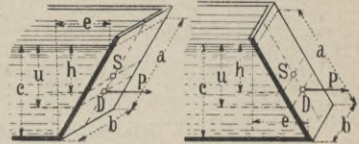
Für die Entfernung des Druckmittelpunktes bis Schwerpunkt der gedrückten Fläche gelten auch hier:



$$h = \frac{1}{2} c; \quad u = \frac{2}{3} c \dots \dots \dots (15)$$

16 h. Der Horizontaldruck einer geneigten Fläche ist gleich dem Gewicht einer Flüssigkeitssäule, welche die Projektion der gedrückten Fläche auf die vertikale Ebene als Grundfläche und die Druckhöhe über dem Schwerpunkt der gedrückten Fläche zur Höhe hat.

Für rechteckige Seitenwand

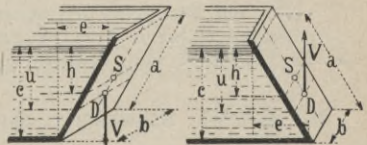


$$P = \gamma \cdot c \cdot b \cdot h \text{ in kg} \dots \dots \dots (16)$$

Beispiel: $c = 3,6$ Mtr., $b = 4,3$ Mtr., $h = 1,8$ Mtr. gibt für Wasser $P = 1000 \cdot 3,6 \cdot 4,3 \cdot 1,8 = 28000$ kg.

16 i. Der Vertikaldruck einer geneigten Fläche ist gleich dem Gewicht einer Flüssigkeitssäule, welche die Projektion der gedrückten Fläche auf die horizontale Ebene als Grundfläche und die Druckhöhe über d. Schwerpunkt der gedrückten Fläche als Höhe hat.

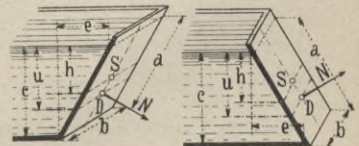
Für rechteckige Seitenwand also



$$V = \gamma \cdot e \cdot b \cdot h \text{ in kg} \dots \dots \dots (17)$$

16 k. Der Normaldruck (rechtwinklig zur geneigten Fläche) ist gleich dem Gewicht einer Flüssigkeitssäule, welche die gedrückte Fläche zur Grundfläche und die Druckhöhe über dem Schwerpunkt der gedrückten Fläche zur Höhe hat.

Für rechteckige Seitenwand also:

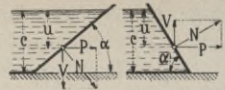


$$\text{Normaldruck } N = \gamma \cdot a \cdot b \cdot h \text{ in kg} \dots \dots \dots (18)$$

Beispiel: $a \cdot b = 17,2$ qm, $h = 5,4$ Mtr. gibt für Petroleum ($\gamma = 0,79$) $N = 790 \cdot 17,2 \cdot 5,4 = 73500$ kg.

Für Wasser setze $\gamma = 1000$. Alle Maasse in Mtr.

16 l. Man kann auch mit Hilfe des Neigungswinkels der Gefässwand gegen die Horizontale die Grösse der einzelnen Kräfte umformen:



$$\text{Normaldruck } N = \frac{V}{\cos \alpha} = \frac{P}{\sin \alpha} \text{ in kg} \quad (19)$$

$$\text{Horizontaldruck } P = V \cdot \text{tg } \alpha = N \cdot \sin \alpha \quad (20)$$

$$\text{Vertikaldruck } V = \frac{P}{\text{tg } \alpha} = N \cdot \cos \alpha \quad (21)$$

Beispiel: Winkel $\alpha = 50^\circ$, $P = 25\,000$ kg gibt

$$N = \frac{25\,000}{0,809} = 30\,700 \text{ kg.}$$

Unterstützung der Gefässwände.

16 m. Will man für den gerechneten Normaldruck N eine Gegenkraft K (Stütze oder dgl.) anbringen, so ist hier als Momentengleichung



$$N \cdot n = K \cdot x \quad (22)$$

(Für die Festigkeit der Seitenwände ist es am vorteilhaftesten, wenn K mit N zusammenfällt, also $x = n$ genommen wird, dann ist auch $K = N$.)



III. Auftrieb, Schwimmer, spezifisches Gewicht. (17.)

17 a. Der **Auftrieb** ist die Kraft, mit der ein in eine Flüssigkeit getauchter Körper von dieser gehoben wird. Diese Kraft, der *Auftrieb*, ist gleich dem Gewicht der vom Körper verdrängten Flüssigkeit.

V in die Flüssigkeit eingetauchtes Volumen des Körpers in Ltr.,
 γ spezifisches Gewicht der Flüssigkeit,



so wird

$$\text{Auftrieb} = V \cdot \gamma \quad (1)$$

G (Gewicht des Körpers) drückt nach unten; für den Gleichgewichtszustand (vollständige Eintauchung) eines schwimmenden Körpers muss deshalb sein

$$V \cdot \gamma = G; \quad V = G : \gamma \quad (2)$$

demnach für Schwimmen $V > G : \gamma$, für Untertauchen $V < G : \gamma$.

Der Angriffspunkt der Kraft liegt im Schwerpunkt der verdrängten Flüssigkeit.

17 b. Der Schwimmer. Anwendung:
Zum Anzeigen der Höhe des Flüssigkeitsspiegels an Behältern (Fig. 1) auch in

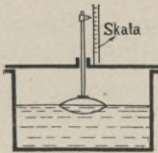


Fig. 1.

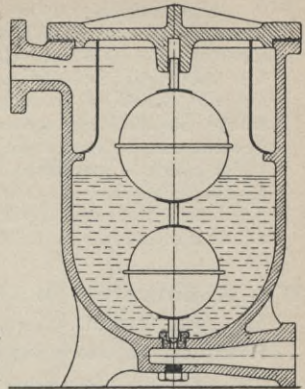


Fig. 2. Mit Doppelschwimmer.

Verbindung mit Alarmapparaten oder in Verbindung mit Abflussventilen (Fig. 2), z. B. Kondenswasserableiter, für Wassersäulenmaschinen in Bergwerken u. dgl.

Es gelten hier die Gleichungen 1 u. 2, wenn V das Volumen des Schwimmers in Liter und G das Gewicht bedeutet.

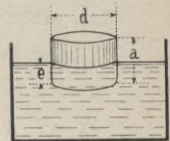
Soll der Schwimmer nur bis zur Hälfte eintauchen, so muss sein:

$$\text{Gesamtinhalt } V = 2 \frac{G}{\gamma} \text{ in Ltr. (3)}$$

Beispiel: Holzzylinder, $d = 8,8$ cm, wiege 0,9 kg. Wie tief taucht der Körper in Petroleum von 0,79 spez. Gewicht ein?

$$\text{Volumen } \frac{\pi}{4} d^2 \cdot e = G : \gamma,$$

$$\text{Eintauchung } e = \frac{0,9}{0,79 \cdot \frac{\pi}{4} 0,88^2} = 1,9 \text{ dcm} = 19 \text{ cm.}$$



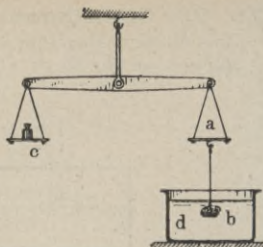
17 c. Spez. Gewicht. Ein in eine Flüssigkeit eingetauchter Körper verliert soviel von seinem Gewicht, als das Gewicht der von ihm verdrängten Flüssigkeit beträgt.

Hierauf beruht die Bestimmung des spez. Gewichtes der Körper, d. h. der Zahl, welche angibt, wieviel mal schwerer ein Körper ist, als das gleiche Volumen Wasser. Es ist:

$$\text{spez. Gewicht } \gamma = \frac{\text{Gewicht des Körpers}}{\text{Gew. d. verdrängten Wassers}} = \frac{G}{V} \quad (4)$$

Versuch: Hänge an die Wagschale a ein Stück Eisen b . Hierauf lege auf die Schale c so lange Gewichte, bis die Wage im Gleichgewicht ist, z. B. 150 gr.

Nun schiebe unter das Stück Eisen ein Gefäß mit Wasser *d*, damit dasselbe in das Wasser eintaucht, sofort sinkt die Schale *c*. Jetzt lege auf die Schale *a* so lange Gewichtstücke, bis die Wage wieder im Gleichgewicht ist, beispielsweise 20 gr, so findet man das **spezifische Gewicht** des Eisens, indem man das Gewicht auf der Schale *c* durch das Gewicht auf der Schale *a* dividiert, ist z. B. $150:20=7,5$.



17d. Aräometer. Mit Hilfe dieses Instrumentes ermittelt man das **spez. Gewicht** einer salzhaltigen, säurehaltigen oder dergl. **Flüssigkeit**, um dann auf den Gehalt an Salzen, Säuren usw. schliessen zu können.

Das Aräometer ist ein Schwimmkörper meist aus Glas. Die untere kugelförmige Ausbauchung ist mit Quecksilber oder Schrott gefüllt.

Das Aräometer taucht um so tiefer in eine Flüssigkeit ein, je geringer das spez. Gewicht derselben ist. Der obere Teil des Instrumentes besitzt eine Einteilung, welche es gestattet, die spez. Gewichte direkt abzulesen.

Bei Aräometern, welche eine Einteilung zum direkten Ablesen der spez. Gewichte nicht besitzen, sondern eine Skala zum Ablesen des Salzgehaltes oder dergl. einer Flüssigkeit, muss eine Umrechnung erfolgen.

Bezeichnet:

n die Aräometergrade,

γ_1 das spez. Gew. einer Flüssigkeit, schwerer als Wasser,

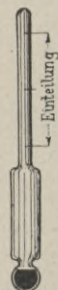
γ_2 " " " " " " leichter " "

so wird bei dem Aräometer nach:

$$\text{Baumé (bei } 12,5^\circ \text{ C): } \gamma_1 = \frac{145,88}{145,88 - n}; \quad \gamma_2 = \frac{145,88}{145,88 + n}$$

$$\text{Beck („ „): } \gamma_1 = \frac{170}{170 - n}; \quad \gamma_2 = \frac{170}{170 + n}$$

$$\text{Brix („ } 15,6^\circ \text{ C): } \gamma_1 = \frac{400}{400 - n}; \quad \gamma_2 = \frac{400}{400 + n}$$



Hydrodynamik. (18 bis 21.)

1. Zugmesser, Heber, Stossheber.

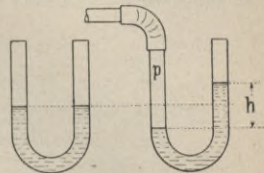
18 a. Kommunizierende Röhren. Anwendung: Messen der Zuggeschwindigkeit bei Feuerungsanlagen, Gasen, Luft u. dergl.

Eine Flüssigkeit befindet sich nur dann im Gleichgewicht, wenn die Flüssigkeitsspiegel in derselben Horizontale liegen.

p Pressung i. d. Schenkel in At. Überd.,
 γ spez. Gewicht der Flüssigkeit,
 so ist für den Gleichgewichtszustand:

$$h \cdot \gamma = 10 p \dots \dots \dots (1)$$

also Höhendifferenz $h = \frac{10 \cdot p}{\gamma}$ in Mtr. $\dots \dots \dots (2)$



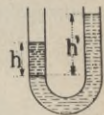
Beispiel: Zugmesser Fig. 2 sei mit dem Druckraum eines Exhaustors verbunden und zeigt $h = 16,2$ cm, so ist die Zugstärke im Druckraum = 162 mm Wassersäule.

18 b. Ungleichartige Flüssigkeiten sind in kommunizierenden Gefässen nur dann im Gleichgewichte, wenn sich ihre Höhen, von der Berührungsfläche aus gerechnet, umgekehrt verhalten wie die spez. Gewichte, also

$$h' \cdot \gamma = h \cdot \gamma' \dots \dots \dots (3)$$

Beispiel: $h = 4$ cm Quecksilber ($\gamma = 13,6$) auf einer Seite und Wasser ($\gamma = 1$) auf der andern Seite würde ergeben

$$\text{Wasserhöhe } h' = \frac{4 \cdot 13,6}{1} = 54,4 \text{ cm.}$$



Der Heber.

18 c. Anwendung: Zur Entnahme von Flüssigkeiten aus Gefässen (Fig. 1). Vorher findet das Absaugen der Luft aus dem Heber mit dem Munde oder durch Handluftpumpen statt. Auch zur Überführung grösserer Wassermengen bei industriellen und städtischen Wasserwerken. Liefert beispielsweise ein Brunnen zu wenig Wasser, so ist die Überleitung aus einem andern Brunnen oder aus einem in der Nähe befindlichen Teich möglich nach Fig. 2.

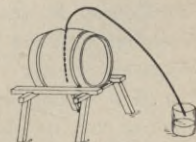


Fig. 1.

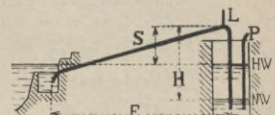


Fig. 2.

Für das Ingangsetzen des Hebers und zur Entfernung etwaiger Luftsammlung muss am höchsten Punkt (bei L) für Entlüftung gesorgt werden (mittelst Sauginjektor), Anschluss an den Kondensationsraum der Dampfmaschine oder dergl. Je kleiner S (Entfernung vom Scheitel des Hebers bis niedrigsten Wasserstand NW im Brunnen), desto grössere Wassergeschw. v ist erreichbar. — Es sei:

$h = \frac{v^2}{2g}$ die sog. Geschwindigkeitshöhe in Mtr. Wassers,

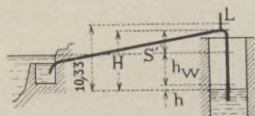
h_w die hydr. Widerstände im Heber in Mtr.,

grösste Luftleere bei L angenommen zu 0,1 Atm. (entspricht

$H = 9$ Mtr. Wassersäule), so muss sein:

$$S + h_w + h \leq 9 \text{ Mtr.} \quad (1)$$

oder $v \leq \sqrt{\frac{9 - S - h_w}{2g}}$ in m/Sk. (2)



Da v auf beiden Seiten der Gleichung vorkommt, denn h_w ist ebenfalls von v^2 abhängig, so muss man durch Probieren, unter vorläufiger Annahme von v (etwa $v = 1,5$ Mtr. i. d. Sek.), rechnen.*)

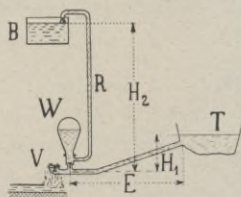
Zwischen Rohrquerschnitt in qm und Wassermenge Q in cbm/Min. besteht dann die Beziehung:

$$\text{Rohrquerschnitt } \frac{\pi}{4} d^2 = \frac{Q}{60 \cdot v} \text{ in qm} \quad (3)$$

Der hydraulische Widder (Stossheber)

18 d. Anwendung: In Gebirgsgegenden, um mittelst grosser Wassermengen und kleinem Gefälle kleine Wassermengen auf grössere Höhen zu heben.

Wirkungsweise: Das bewegte Wasser übt auf Ventil V eine Stosskraft aus und schliesst dasselbe. Infolgedessen steigt das Wasser im Windkessel W und im Rohr R hoch. Nachdem sich die Geschwindigkeit des Wassers wieder verringert, öffnet Ventil V wieder durch seine Schwere und das stossweise Spiel beginnt von neuem.



Ausführungen zeigen: Gefälle $H_1 = 2$ bis 8 Mtr., Steighöhe H_2 5 bis 10 \times Fallhöhe H_1 , Wirkungsgrad 0,5 bis 0,6, Geschwindigkeit des Wassers in der Rohrleitung etwa 1 Mtr.

*) Widerstand h_w nach § 20.






II. Ausfluss des Wassers. (19.)

19 a. Der Durchflusskoeffizient μ . Es bezeichne:

α Kontraktionskoeffizient, so dass $\alpha \cdot f$ Querschnitt des Wasserstrahles,

φ Geschwindigkeitskoeffizient, so dass $\varphi \cdot w$ wirkliche Wassergeschwindigkeit,

$\mu = \alpha \cdot \varphi$ Durchflusskoeff., so dass wirkl. Wassermenge = $\mu \cdot f \cdot w$,
so haben die Versuche folgende Werte ergeben:

							
	dünne Wand	Düsenlänge	scharfkantig	abgerundet	$\delta = 0^\circ$	22°	45°
$\mu = 0,61$		$l = d$	$\mu = 0,88$	0,96	0,88	0,82	0,76
		$l = 5d$	$\mu = 0,81$	0,89	0,81	0,76	0,71
		$l = 10d$	$\mu = 0,77$	0,85	0,77	0,69	0,69

19 b. Annäherungswerte für μ . Wir werden deshalb setzen können:

Runde Öffnung in dünner Wand $\mu = 0,61$,

Runde Mundstücke kurz = 0,95, lang = 0,85,

Rechteck. Öffn., Wasserschützen = 0,65, Flusswehr = 0,60.

19 c. Ausfluss des Wassers ins Freie. (Zu beachten: Da in den meisten Berechnungen die Anzahl cbm in der Sek. Zahlen mit vielen Dezimalen ergeben würden, so bezeichnet man meist Wassermenge in cbm pro Min. Daher erscheint in den Gleichungen die Zahl 60.)

Es gelten folgende Hauptregeln:

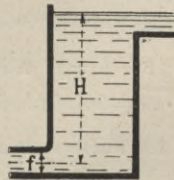


Fig. 1.

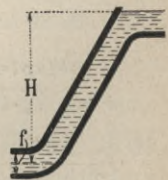


Fig. 2. Rohrleitg.

$$\text{Druckhöhe } H = \frac{w^2}{2g} \text{ in Mtr.} \dots \dots \dots (1)$$

$$\text{Ausflussgeschw. } w = \sqrt{2gH} \text{ in Mtr./Sek.} \dots \dots \dots (2)$$

$$\text{Wassermenge } Q = 60 \cdot \mu \cdot f \cdot w \text{ in cbm/Min.} \dots \dots \dots (3)$$

$$\text{Querschnitt } f = \frac{Q}{60 \cdot \mu \cdot w} \text{ in qm} \dots \dots \dots (4)$$

Beisp.: Nach Fig. 1 sei $H = 13$ Mtr., $f = 0,04$ qm, $\mu = 0,65$, so ist:

$$w = \sqrt{2 \cdot g \cdot 13} = 16,1 \text{ Mtr./Sek.},$$

$$Q = 60 \cdot 0,65 \cdot 0,04 \cdot 16,1 = 21,4 \text{ cbm/Min.}$$

In Wirklichkeit wird **viel weniger** Wasser ausfliessen, da für Gleich. 2 gesetzt werden muss:

$$\text{Geschw. } w = \sqrt{2 \cdot g \cdot (H - h)} \dots \dots \dots (4 a)$$

Die Widerstandshöhe h wird je grösser, je länger die Rohrleitung, je kleiner der Durchmesser und je grösser die Geschw. w ist. *)

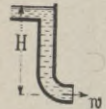


Fig. 3.

Annäherungswerte für **senkrechte Rohrleitungen** nach Fig. 3.

Druckhöhe . . $H =$	1	10	50	100	200	500 Mtr.
theoretisch . . $w =$	4,4	14	31	44	63	100 Mtr./Sek.

Rohrdurchm.	Wirkliche Ausflussgeschw.					
$d = 50$ mm	3,8	6,1	6,7	6,7	6,7	6,7 Mtr./Sek.
" = 100 "	4	8	9,5	10	10	10 "
" = 200 "	4,3	10	13	14	14	14 "
" = 500 "	4,4	11	17	19	20	20 "

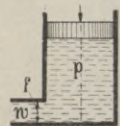
Beispiel: Für $d = 100$ mm, $H = 50$ Mtr. ist nach Tabelle $w = 9,5$ Mtr./Sek. (theoretisch = 31).

19 d. Ausfluss von **Presswasser** mit p *Atm.* abs. *Pressung*. Hier gelten ebenfalls die Gleichungen 1 bis 4, doch hat man hier zu setzen:

$$H = 10 \cdot (p - p_0) \dots \dots \dots (5)$$

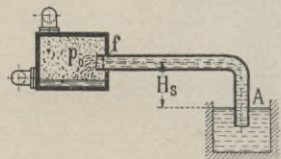
Beim Ausfluss ins Freie ist $p_0 = 1$.

Beispiel: Für $p = 17$ *Atm.* abs. ins Freie wäre $w = \sqrt{2 \cdot g \cdot 10 \cdot 16} = 56$ Mtr./Sek.



19 e. Ausfluss des **Wassers unter Vakuum**. (Anwendung: Einspritzkondensation bei Dampfmaschinen, Saugwirkung der Pumpen.) Der äussere Luftdruck bei *A* erzeugt die Geschw. w .

- p_0 Vakuum in *Atm.* abs.,
- H_s Saughöhe in Mtr.,
- h Widerstände in der Leitung in Mtr. Wassersäule, **)



*) Erklärt in § 21 c. **) Nach § 20.

so ist

$$\text{Austrittsgeschw. } w = \sqrt{2g(10 - H_s - h - 10 \cdot p_0)} \text{ Mtr./Sek. (6)}$$

Beisp.: Vakuum $p_0 = 0,15$ Atm. abs., $H_s = 5,3$ Mtr., $h = 0,5$ Mtr., gibt

$$w = \sqrt{2g(10 - 5,3 - 0,5 - 10 \cdot 0,15)} = 7,3 \text{ Mtr./Sek.}$$

III. Beweg. des Wassers in Röhren, Ventilen usw. (20.)

A. Wassermenge und Rohrdurchmesser.

20 a. Für die Wasserbewegung in Rohrleitungen gelten folgende Hauptgleichungen:

$$\text{Wassermenge } Q = 60 \cdot f \cdot v \text{ in cbm/Min. (7)}$$

$$\text{Querschnitt } f = \frac{Q}{60 v} \text{ in qm (8)}$$

$$\text{Wassergeschwindigkeit } v = \frac{Q}{60 f} \text{ in Mtr./Sek. (9)}$$

Für jeden Rohrquerschnitt gilt $f \cdot v = \text{konstant}$, also

$$f_1 \cdot v_1 = f_2 \cdot v_2 \text{ (10)}$$

Beispiel: Rohrdurchm. $d = 190$ mm, Geschw. $v = 1,1$ Mtr./Sek.,
gibt $Q = 60 \frac{\pi}{4} 0,19^2 \cdot 1,1 = 1,87$ cbm/Min.

B. Widerstände in Rohrleitungen und Ventilen.

20 b. Sehr wichtig für die Bestimmung der Druckverluste in Rohrleitungen, des Kraftbedarfes und der möglichen Saughöhe von Pumpenanlagen. Die Widerstände durch Reibung des Wassers in sich und in der Rohrwandung **wachsen mit dem Quadrat der Geschwindigkeit**. Der allgemeine Ausdruck für den Widerstand ist $\zeta \cdot \frac{v^2}{2g}$, worin die Vorzahl ζ abhängig ist von der Anzahl der Windungen, der mehr oder weniger plötzlichen Querschnittsänderungen und dergl. Deshalb können die nachstehenden Angaben nur als Annäherungswerte gelten.

20 c. Für gerade Rohre (nach Weissbach)

$$\text{Widerstandshöhe } h = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \text{ in Mtr. Wassersäule . (11)}$$

worin L Rohrlänge in Mtr., d Rohrdurchm. in Mtr., v Wassergeschw. in Mtr./Sek.

$v = 0,05 \quad 0,1 \quad 0,2 \quad 0,3 \quad 0,5 \quad 1 \quad 2 \quad 3 \quad 6$ Mtr./Sek.
 $\lambda = 0,057 \quad 0,044 \quad 0,036 \quad 0,032 \quad 0,028 \quad 0,024 \quad 0,021 \quad 0,02 \quad 0,018$

Für die meisten praktischen Fälle genügt folgende Tabelle:
 Widerstandshöhe in Mtr. Wassersäule pro 100 Mtr. Rohrlänge.

Rohr- durchm. in mm	Wassergeschwindigkeit v in Mtr./Sek.														
	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	3	4	5	
30 bis 39	0,85	1,3	1,6	1,9	2,3	3	4,2	5,2	7	8	11	24	50	75	
40 „ 59	0,7	1	1,3	1,6	2	2,4	3,4	4,4	5,6	6,7	8,6	19	39	54	
60 „ 89	0,5	0,65	0,85	1,1	1,3	1,6	2,4	3,2	4	4,8	5,7	12	21	36	
90 „ 120	0,35	0,5	0,6	0,8	1	1,2	1,6	2,2	2,8	3,4	4,3	9,7	17	27	
130 „ 170	0,24	0,32	0,43	0,54	0,67	0,8	1,2	1,6	2	2,4	2,8	6,3	11	17	
180 „ 220	0,18	0,24	0,32	0,4	0,5	0,6	0,9	1,2	1,5	1,8	2,1	4,7	8,5	13	
230 „ 270	0,14	0,19	0,26	0,33	0,4	0,5	0,7	0,9	1,1	1,4	1,7	3,8	6,8	11	
275 „ 360	0,12	0,16	0,21	0,27	0,34	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	3,2	5,5	8,8	
370 „ 500	0,09	0,12	0,16	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1	2,3	4	6,3	

Beispiel: Rohrlänge 930 Mtr., Rohrdurchmesser = 100 mm, Geschw. = 1,8 Mtr., ergibt

$$\text{Widerstand } 3,4 \cdot \frac{930}{100} = 32 \text{ Mtr. Wassersäule.}$$

20 d. Normalkrümmen.

Widerstandshöhe pro 100 Stück Krümmen in Mtr.

Wassergeschwindigkeit

0,5 0,6 0,7 0,8 0,9 1 1,2 1,4 1,6 1,8 2 3 4 5

Widerstandshöhe

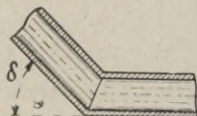
0,3 0,4 0,6 0,7 0,9 1 1,5 2 2,5 3 4 9 16 25

Beispiel: Hat die Leitung des vorigen Beispiels 18 Krümmen, so erhöht sich der Widerstand um $3 \cdot (18 : 100) = 0,55$ Mtr.



20 e. Rohrknie soll man nicht anwenden, hier ist für ein Knie der

$$\text{Widerstand} = \zeta \cdot \frac{v^2}{20}$$



$\delta = 20 \quad 30 \quad 40 \quad 50 \quad 60 \quad 70 \quad 80 \quad 90^\circ$

$\zeta = 0,03 \quad 0,07 \quad 0,14 \quad 0,23 \quad 0,36 \quad 0,52 \quad 0,75 \quad 1$

Bei Krümmern mit anderem Ablenkungswinkel als 90° wird die Widerstandshöhe $= 0,2 \cdot \frac{\delta}{90} \cdot \frac{v^2}{20}$, worin δ der Ablenkungswinkel in Grad,

20 f. Saugkorb und Saugklappen. Die Widerstände lassen sich hier nur schätzungsweise angeben.

Widerstandshöhen in Mtr. Saugkorb und Saugklappe.

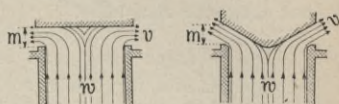
Wassergeschw. $v =$	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2
Saugkorb . . . =	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,1	0,14	0,2	0,26	0,32	0,40
Saugklappe . . =	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,15	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
zusammen =	0,08	0,1	0,12	0,14	0,17	0,25	0,34	0,5	0,66	0,82	1,00

20 g. Ventilwiderstand.

Angenähert kann man setzen:

$$\text{für 1 Ventil Widerstand} = \frac{v^2}{2g} \text{ Mtr. Wassersäule . (12)}$$

worin v Spaltgeschw. bei gehobenem Ventile. Auf Geschw. w unter dem Ventil bezogen:



$$\text{Widerstand} = 3 \frac{w^2}{2g} \text{ Mtr. Wassersäule . . . (13)}$$

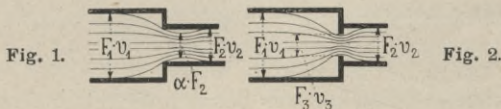
Als Widerstand von Saugwindkessel bis Druckwindkessel einschl. Ventile das 2,2 fache; überschlägig setze man dafür = 1 Mtr. Wassersäule.

Beispiel: Pumpe mit Rohr, 900 Mtr. Rohrlänge, 0,15 Mtr. Durchm., 20 Normalkrümmen, $c = 2,3$ Mtr. Wassergeschw. gebe

$$\text{Widerstand} = \frac{900}{100} \cdot 4 + \frac{20}{100} \cdot 5,5 = 37 \text{ Mtr. Wassersäule.}$$

20 h. Plötzliche Querschnittsänderung.

Die bei Wasserführungen vorkommenden verschiedensten Querschnittsänderungen sind vielfacher Art, nachstehende Zahlen sollen nur zur Beurteilung ähnlicher Fälle verhelfen.



Für Fig. 1 ist $h = \zeta_2 \cdot \frac{v_2^2}{2g}$; Für Fig. 2 ist $h = \zeta_2 \cdot \frac{v_2^2}{2g} = \zeta_3 \cdot \frac{v_3^2}{2g}$

Bei scharfer Durchflusskante wird nach Weissbach

für $F_2 : F_1 =$	0,01	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1
$\zeta_2 =$	0,5	0,5	0,42	0,33	0,25	0,15	0
$\alpha =$	0,64	0,64	0,66	0,7	0,75	0,84	1

wenn $F_3 < 0,1 \cdot F_1$, wobei α unveränderlich $\sim 0,62$

$F_3 : F_2 =$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
$\zeta_3 =$	2,3	2	1,7	1,4	1,2	1	0,8	0,7	0,6	0,5

wenn $F_1 = F_2$

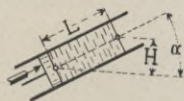
$F_3 : F_2 =$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
$\alpha =$	0,62	0,63	0,64	0,66	0,68	0,71	0,75	0,81	0,9	1
$\zeta_3 =$	2,26	1,91	1,6	1,24	0,94	0,65	0,39	0,19	0,05	0

C. Beschleunigung und Verzögerung der Wassermassen. (21.)

Sehr wichtig für den Wasserschlag in Pumpen und Rohrleitungen und mögliche Saughöhe.

Das Wasser kann man als starren Körper auffassen, somit gelten alle für die Beschleunigung starrer Körper aufgeführten Regeln. Statt Gewicht G kann auch die Menge des Wassers in die Rechnung eingeführt werden.

21 a. Ähnlich wie bei den starren Körpern muss auch hier die Kraft den bei steigenden Leitungen abwärts wirkenden Hangabtrieb $G \cdot \sin \alpha$ mit überwinden. Da sich bei Flüssigkeiten der Druck nach allen Seiten gleichmässig fortpflanzt, können wir hier setzen:



$$G \cdot \sin \alpha = \frac{F_1}{100} \cdot 10 H = \frac{1}{10} \cdot F_1 \cdot H \quad \dots \dots \dots (1)$$

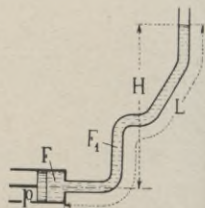
worin:

- F_1 Querschnitt der Rohrleitung in qcm,
- H senkrechte Höhe der Rohrleitung in Mtr.

21 b. Bezeichnen wir ferner mit:

- F die wirksame Kolbenfläche in qcm,
- L die Länge der Rohrleitung in Mtr.,
- G das Gewicht der in der Leitung befindlichen Wassermasse in kg,

$$G = \frac{F_1}{100} \cdot 10 \cdot L = \frac{F_1 \cdot L}{10} \quad \dots \dots \dots (2)$$



- p den auf den Treibkolben F wirkenden Überdruck in Atm.,
- φ die Beschl. der Wassermasse in Mtr./Sek.²,

so ist auch hier:

$$\underbrace{F \cdot \rho - \frac{H \cdot F}{10}}_{\text{Kraft}} = \underbrace{\varphi}_{\text{Wasserbeschl.}} \times \underbrace{\frac{F_1 \cdot L}{10 \cdot g}}_{\text{Masse}} \dots (3)$$

Für horizontale Leitungen ist $\frac{H \cdot F}{10} = \text{Null}$ zu setzen (4)

Beispiel: Es sei Kolbendruck $F \cdot \rho = 1860 \text{ kg}$, $F_1 = 70 \text{ qcm}$, $L = 180 \text{ Mtr.}$, $H = 22 \text{ Mtr.}$, so ist:

$$\underbrace{1860 - \frac{22 \cdot 310}{10}}_{\text{Kraft}} = \varphi \cdot \underbrace{\frac{70 \cdot 180}{10 \cdot g}}_{\text{Masse}} ;$$

hieraus Wasserbeschl. $\varphi = 9,2 \text{ Mtr./Sek.}^2$.

Eine derartig gleichmässig fortschreitende Bewegung entspricht aber nicht den Verhältnissen einer Pumpe, da hierbei der Kolben in jeder Lage eine andere Geschw. annimmt. Deshalb müssen für die Berechnung der Wasserbeschl. sowohl in der Saug- als auch in der Druckrohrleitung folgende Regeln beachtet werden:

Saugwirkung der Pumpen.

21 c. Als Kraft zum Beschleunigen der Wassermassen dient hier die atm. Luft, indem über der Wassermasse ein luftverdünnter

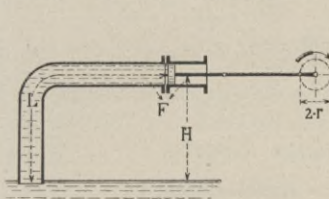


Fig. 3. Ohne Saugwindkessel.

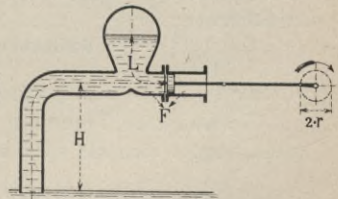


Fig. 4. Mit Saugwindkessel.

Raum erzeugt wird. Setzen wir auch hier Saughöhe H und Länge der Wassermasse L in Mtr., so ist mit Bezug auf Gl. 3:

$$\underbrace{\frac{(A - a) - H}{10} \cdot F}_{\text{Kraft}} = \underbrace{\varphi}_{\text{Wasserbeschl.}} \times \underbrace{\frac{L \cdot F}{10 \cdot g}}_{\text{Masse}} \dots (5)$$

Die Masse (das letzte Glied der Gleich. 5) ist bei Pumpen mit Saugwindkessel (Fig. 4) bedeutend kleiner als bei solchen ohne Saugwindkessel, Fig. 3 (da L kleiner), demnach φ und die zulässige Saughöhe H viel grösser.

21 d. In dem ersten Glied der Gleich. 5 ist A der jeweilige **Luftdruck** in Mtr. Wassersäule, wie ihn das Barometer anzeigt. Als Mittelwert setzt man:

Höhe	0	100	200	300	400	500	Mtr. üb. Meeressp.
Mittl. Baromtrst.	760	751	741	732	723	714	mm Quecksilbersäule
A	= 10,33	10,2	10,08	9,97	9,83	9,7	Mtr. Wassersäule.

α ist abhängig von der **Wassertemperatur** t .

$t =$	0	10	15	20	25	30	40	50	60	70	80	90	100°
$\alpha =$	0,06	0,12	0,17	0,24	0,32	0,43	0,75	1,3	2	3,2	4,8	6,6	10,33

Für **gewöhnliche Verhältnisse** berücksichtigt man nun einen Luftdruck von ~ 745 mm Quecksilbersäule und 10^0 Wassertemperatur, setzt also den Wert

$$(A - \alpha) = 10,12 - 0,12 = 10 \text{ Mtr.} \quad \dots \quad (6)$$

Damit ist für normale Verhältnisse Luftdruck und Brunnen-temperat. berücksichtigt. Bei Kolbenquerschn. = Saugrohrquerschn., also $F = F_1$, wird nach Gleich. 5 theoretisch:

$$\text{Grösste Saughöhe } H = 10 - \varphi \cdot \frac{L}{g} \text{ in Mtr.} \quad \dots \quad (7)$$

$$\text{Grösste Wasserbeschl. } \varphi = \frac{10 - H}{L : g} \text{ in Mtr./Sek.}^2 \quad \dots \quad (8)$$

Die Beschleunigung des **Kolbens** rechne man nach Kurbeltrieb;*) für gebräuchliche Treibstangenlängen (1:5) gilt als Annäherung:

$$\text{Kolbenbeschl.} = \frac{n^2}{75} \cdot r \quad \dots \quad (9)$$

worin r der Kurbelradius i. Mtr., n die Tourenz. d. Pumpe i. d. Min.

Um nun eine Trennung des Kolbens vom Wasser zu verhüten, ergibt sich als sehr **wichtige Regel**:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Wasserbeschl.} > \text{Kolbenbeschl.} \\ \varphi > \frac{n^2}{75} \cdot r \end{array} \right\} \dots \quad (10)$$

Beisp.: Es sei $L = 4,9$ Mtr., $H = 4,4$ Mtr., $n = 55$, $r = 0,4$ Mtr., so wird

nach Gleich. 8: Wasserbeschl. $\varphi = \frac{10 - 4,4}{4,9 : 9,81} = 11,2$ Mtr./Sek.²,

„ „ 9: Kolbenbeschl. $= \frac{55^2}{75} \cdot 0,4 = 16,2$ „

„ „ 10 muss sein: $11,2 > 16,2$.

*) Vergl. Abschnitt „Kurbel“.

Diese Bedingung ist nicht erfüllt, weshalb eine Trennung der Wassermassen vom Kolben erfolgen und die Pumpe versagen würde. Durch Einschaltung eines Saugwindkessels kann man kleineres L , also grösseres φ oder grösseres H erzielen.

Der Flüssigkeitsschlag in der Druckrohrleitung.

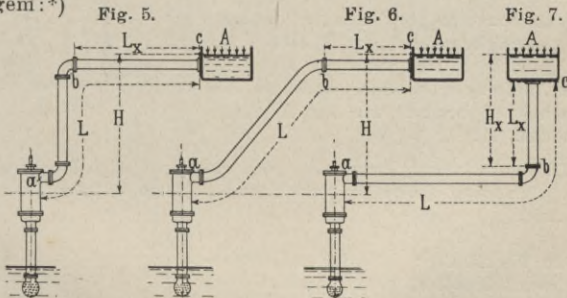
21 e. Der auf der Ausflussöffnung lastende Atmosphärendruck A im Verein mit den hydraulischen Bewegungswiderständen h bedingt eine Verzögerung in der Geschw. der Flüssigkeit. Holt der Kolben die Flüssigkeit ein oder nimmt die Flüssigkeit infolge der Verzögerung eine Rückwärtsbewegung ein, so treffen sich Flüssigkeit und Kolben mit einer gewissen Geschwindigkeit; es entsteht ein Schlag.

Hier gilt die allgemeine Gleich.

$$\left. \begin{aligned} \text{Widerstand} &= \text{Verzög.} \times \text{Masse} \\ \left. \begin{aligned} F_1 \cdot \frac{A + H + h}{10} &= \varphi \times \frac{L \cdot F_1}{10 \cdot g} \end{aligned} \right\} \dots (11) \end{aligned}$$

worin $A = 10$ Mtr., $H =$ Druckhöhe in Mtr., $h =$ Widerstandshöhe in Mtr., L Druckrohrlänge in Mtr., F_1 Druckrohrquerschnitt in qcm.

21 f. Für die verschiedenen Punkte einer Leitung ergibt sich aus obigem:*)



Punkt	Für Fig. 5, 6 u. 7 Verzög. $\varphi = \frac{10 + H}{L} \cdot 9,81 \dots (12)$		
b	Nach Fig. 5	Nach Fig. 6	Nach Fig. 7
	$\varphi = \frac{10}{L_x} \cdot 9,81$	$\varphi = \frac{10}{L_x} \cdot 9,81$	$\varphi = \frac{10 + H_x}{L_x} \cdot 9,81 \dots (13)$
c	Nach Fig. 5, 6 u. 7 wird $\varphi = \frac{10}{0} \cdot 9,81$ (da $H_x = 0$ u. $L_x = 0$) $\dots (14)$		

*) Die Widerstandshöhe h fällt im Verhältnis zu H klein aus, sie sei deshalb vernachlässigt.

Dann muss die Bedingung erfüllt werden :

$$\text{Auf dem Kolben } F \text{ reduz. Wasserbeschl.} > \text{Kolbenbeschl.}$$

$$d. h. \quad \varphi \cdot \frac{F_1}{F} \text{ muss grösser sein als } \frac{n^2}{75} \cdot r. \quad (15)$$

n Tourenzahl i. d. Min., r Kurbelradius in Mtr.

IV. Der Rückdruck (Reaktion) ausströmender Flüssigkeiten. (22.)

22 a. In einem mit Flüssigkeit gefüllten Gefäss herrscht Gleichgewicht, da der Druck auf die Seitenwandungen sich nach allen Richtungen gleichmässig fortpflanzt. Denken wir uns nun eine Öffnung in der linken Seitenwand (Fig. 2), so wird für diesen Teil der Wandung der Druck fortfallen und das Gefäss mit der Kraft $R = f \cdot h \cdot \gamma$ nach rechts gedrückt, wenn f Querschnitt der Öffnung in qm , h die Flüssigkeitshöhe in Mtr. und γ das Gewicht von 1 cbm der Flüssigkeit in kg (für Wasser ist $\gamma = 1000$).

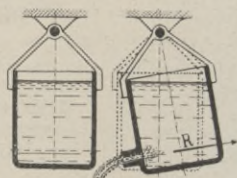


Fig. 1. Fig. 2.

Die durch h erzeugte Ausflussgeschw., für Wasser $= \sqrt{2 \cdot g \cdot h}$, könnte demnach einer Flüssigkeitssäule von h Höhe das Gleichgewicht halten, wenn der rechts am Gefäss befestigte Kolben ebenfalls den Querschnitt f besitzt, wie Fig. 3 veranschaulicht.

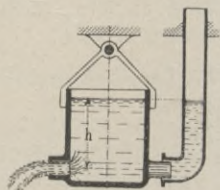


Fig. 3.

Diese Auffassung hatte man noch vor nicht allzu langer Zeit, sie findet sich jetzt noch in verschiedenen Büchern der Physik und Mechanik.

22 b. In Wirklichkeit ist aber der Reaktionsdruck **doppelt so gross**. Zu dem oben erwähnten hydrostatischen Druck $f \cdot h \cdot \gamma$ kommt noch ein hydraulischer Druck, welchen die der Mündung f zufließende Flüssigkeit infolge ihrer Trägheit als Rückstoss ausübt, denn ein jedes Flüssigkeitsteilchen muss von der Geschw. Null auf w gebracht werden. Dieser Betrag ist ebenfalls $f \cdot h \cdot \gamma$, also Gesamtrückdruck $= 2 \cdot f \cdot h \cdot \gamma$, wie in Fig. 4 dargestellt.

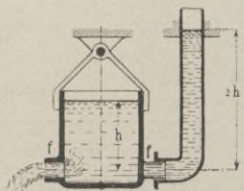


Fig. 4.

Noch anschaulicher ist die Betrachtung eines fahrbaren Gefässes. Dabei ist es ganz gleichgültig, ob die ausfließende Flüssigkeit frei abläuft (Fig. 5) oder der Strahl ein Hindernis trifft (Fig. 6). In jedem

Falle kann auch hier der ausströmende Wasserstrahl von f qm einer Wassersäule von $2h$ das Gleichgewicht halten, wenn der rechts ge-

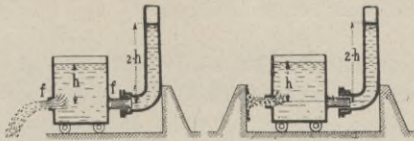


Fig. 5.

Fig. 6.

zeichnete Tauchkolben ebenfalls f qm Querschnitt besitzt. Somit ergibt sich als

22 c. Regel: *Der Rückdruck ist stets dem ausfliessenden Flüssigkeitsstrahl entgegengesetzt gerichtet und gleich dem Gewicht einer Flüssigkeitssäule, welche die Ausflussöffnung zur Grundfläche und die doppelte Druckhöhe der Flüssigkeit zur Höhe hat, d. h.:*

$$\text{Rückdruck } R = f \cdot \frac{w^2}{g} \cdot \gamma = 2 \cdot f \cdot h \cdot \gamma \text{ in kg} \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

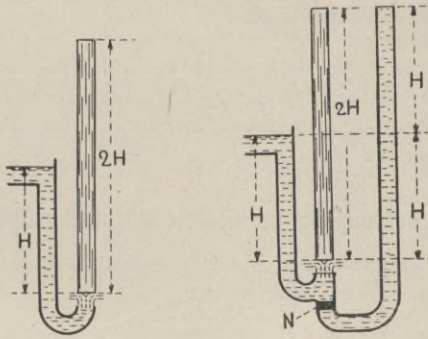


Fig. 7.

Fig. 8.

Wir hatten unter „Stoss flüssiger Körper“ ermittelt:

Der von der Druckhöhe H beschleunigte Flüssigkeitsausfluss gegen eine ebene Fläche erzeugte Stoss kann nach Fig. 7 einer Flüssigkeitssäule von $2 \cdot H$ Meter das Gleichgewicht halten, wenn die Flüssigkeitssäule denselben Querschnitt hat als die Ausflussöffnung.

Würden wir nun die obige Regel 22c wörtlich auffassen, so müsste der Rückdruck auf den Kolben N in Fig. 8 auch dieselbe Grösse haben (nach Gleich. 1), also einer Flüssigkeitssäule von ebenfalls $2 \cdot H$ Mtr. das Gleichgewicht halten, das ist aber nicht der

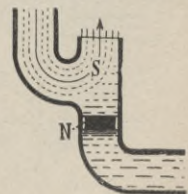
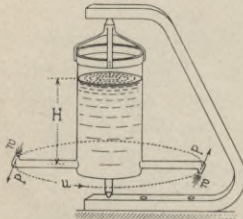


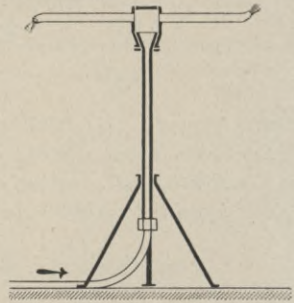
Fig. 9, zu Fig. 8.

Fall. Wie gross der Druck auf den Kolben N in Wirklichkeit ist, lässt sich bei dem heutigen Stand der Hydraulik **nicht bestimmen**, selbst wenn man für die Form des Rohres die einfachsten Annahmen machen würde und die Form der Strömungslinie S genau bekannt wäre.

22 d. Man kann mit dem Rückdruck auch eine **Arbeitsleistung** erzielen, wenn man das Austrittsrohr in entgegengesetzter Richtung ausweichen lässt. Hierauf beruht das Segnersche Wasserrad.



Segnersches Wasserrad.

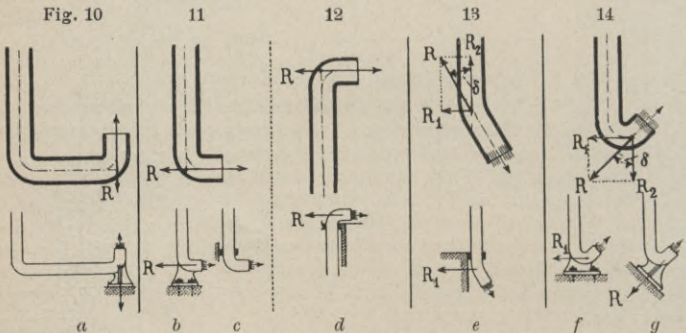


Gartensprenger.

Dasselbe ist vorstehend als Modell für Unterrichtszwecke dargestellt. Der Gartensprenger (Abbildung rechts), dessen oberen Arme sich selbsttätig drehen, beruht ebenfalls auf der Reaktion des Wasserstrahles.

Befestigung der Rohrleitungsmündungen.

22 e. Die hauptsächlich vorkommenden Formen sind in nachstehendem Schema dargestellt:



Für die Grösse der zu berücksichtigenden Kraft gilt stets

$$\text{Rückdruck } R = f \cdot \frac{w^2}{g} \cdot \gamma \text{ in kg} \dots \dots \dots (2)$$

f in qm, w in Mtr./Sek., γ in kg/cbm für Wasser = 1000.

Durch Zerlegen dieser Kraft R ergeben sich folgende

$$\text{Kraftkomponenten } R_1 = R \cdot \sin \delta; R_2 = R \cdot \cos \delta \dots \dots (3)$$

Wie man die auftretenden Kräfte durch Unterstützen und Befestigen der Rohrleitung auszugleichen hat, ist ebenfalls in den Abbildungen 10—14 angedeutet. Die Anker der Füsse *Fig. 11 b* und *14 f* werden auf Abscherung beansprucht.

Ob der Ausfluss durch natürliches Gefälle (*Fig. 15*) oder durch mechanischen Druck (*Fig. 16*) erzeugt wird, ist gleichgiltig.

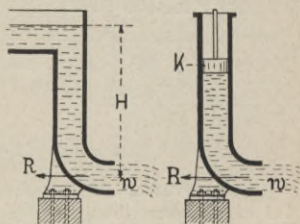


Fig. 15.

Fig. 16.

Beispiel: Es sei $d = 20$ cm, $w = 5,3$ Mtr., so sind die Fundamentschrauben nach *Fig. 15* und *16* zu berechnen auf Abscherung mit (für Wasser $\gamma = 1000$)

$$R = \frac{\pi}{4} \cdot 0,2^2 \cdot \frac{5,3^2}{9,81} \cdot 1000 = 90 \text{ kg Horizontalschub.}$$

Das ist allerdings kein sehr grosser Betrag, doch kann die Nichtbeachtung des Rückdruckes schlimme Folgen haben. So würde z. B. die Rohrleitung *Fig. 17* bei *A* mit dem Biegemoment $R \cdot l$ beansprucht, wenn man dem Rückdruck R kein Hindernis entgegensetzt.

Beispiel: Es sei nach obigem Beispiel ($R = 90$ kg) Rohrlänge $L = 5$ Mtr., so wird

$$\text{Biegemoment } M_b = 90 \cdot 500 = 45\,000 \text{ cmkg.}$$

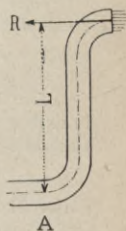
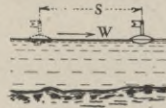


Fig. 17.

V. Wasser in Flüssen und Kanälen. (23.)

Messen von Geschwindigkeiten in Flüssen und Kanälen.

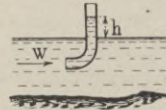
23 a. Mit Schwimmer. Man beachtet die Zeit t in Sek., in welcher ein auf die Oberfläche des Wassers gelegter Schwimmer oder Körper die Strecke s zurücklegt. Die Geschw. w wird dann



$$w = s : t \text{ in Mtr./Sek.} \dots \dots \dots (1)$$

Die mittlere Geschwindigkeit ist etwa $= 0.9 \cdot w$.

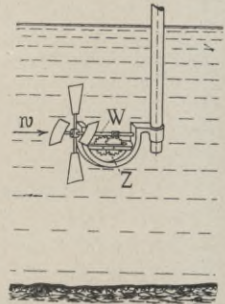
23 b. Die Pitotsche Röhre. In der in das Wasser eingetauchten gekrümmten Röhre steigt das Wasser um die Höhe h über den Wasserspiegel. Es ist die Wassergeschw.



$$w = \mu \cdot \sqrt{2 \cdot h \cdot g} \text{ in Mtr./Sek.} \dots \dots \dots (2)$$

μ ist grösser als 1 und enthält den Einfluss der Kapillarwirkung und der Wasserreibung in der Röhre. Bei der verbesserten Röhre von Darcy kann man die Geschwindigkeit an einer Skala ablesen.

23 c. Der Woltmannsche Flügel. An dem Ende einer kleinen horizontalen Welle W befinden sich 3 bis 5 Flügel, welche durch das strömende Wasser in Drehung versetzt und deren Umdrehungszahl n durch ein Zählwerk Z angezeigt wird.



Die Instrumente müssen vor dem Gebrauch geeicht, d. h. die für die allgemeine Gleichung

$$w = C + B \cdot n \dots \dots \dots (3)$$

nötige Konstante C , welche die Geschwindigkeit ausdrückt, die erforderlich ist, die Welle W in Drehung zu versetzen, ermittelt werden.

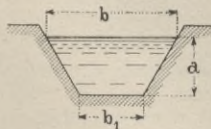
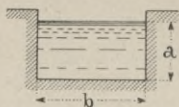
Bestimmung der Wassermengen.

23 d. Mit der so bestimmten mittl. Geschw. w bestimmt sich die durchfliessende Wassermenge

$$Q = F \cdot w \text{ in cbm/Sek.} \dots \dots \dots (4)$$

worin F Querschnitt des Wasserlaufes in qm.

Für einfache Querschnittsformen mit ebenen Seitenflächen setzt man:



$$F = a \cdot b \text{ in qm} \quad . \quad . \quad (5)$$

$$F = \frac{b + b_1}{2} \cdot a \text{ in qm} \quad . \quad . \quad (6)$$

Unregelmässige Querschnitte und solche mit rauhen und unebenen Seitenflächen wie Fig. 3, denkt man sich in verschiedene kleine zerlegt und bildet die Summe der einzelnen Wassermengen, indem man die Geschwindigkeit für jede einzelne Abteilung ermittelt.



Fig. 3.

Dann ist:

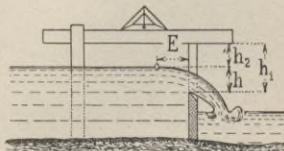
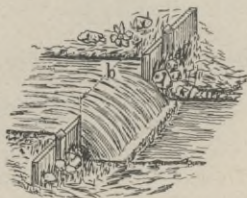
$$Q = a_1 \cdot b_1 \cdot w_1 + a_2 \cdot b_2 \cdot w_2 + a_3 \cdot b_3 \cdot w_3 \quad . \quad . \quad + a_n \cdot b_n \cdot w_n \quad . \quad . \quad (7)$$

Derartige Ermittlungen sind aber sehr roh und unzuverlässig, sie geben Differenzen sowohl in der Geschwindigkeit als in der Wassermenge bis zu 200 0/0.

Genauere Verfahren der Wassermessung.*)

23 e. In den Wasserlauf wird ein Wehr (aus Holz oder dergl.) mit rechteckigem Ausschnitt eingebaut und die Wassermenge *Q* mit Hilfe der während des Versuches zu messenden Druckhöhe *h* berechnet, wie folgende 2 Beispiele zeigen.

23 f. Der **Poncelet-Überfall** ist ein gebräuchliches Verfahren, bei nicht zu grossen Flussläufen leicht anwendbar.



$$\text{Wassergeschw. } w = \sqrt{2g \cdot \frac{1}{2} h} \text{ in Mtr./Sek.} \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

$$\text{Wassermenge } Q = \mu \cdot b \cdot h \cdot w \text{ in cbm/Sek.} \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

*) Betreffs Kontraktion vergl. § 19 a.

Für nach innen **zugeschärfte Kanten** (vergl. Figur) ist zu setzen:

$$\text{Kontraktionskoeffizient } \mu = 0,65.$$

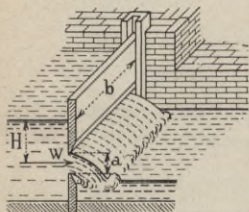
b Breite, h Wasserhöhe in Mtr.

(h ist ausserhalb der gekrümmten Wasseroberfläche zu messen und liegt häufig $E = 1$ Mtr. vom Überlauf entfernt, weshalb man 2 Maasse ermitteln muss, und zwar h_1 und h_2 , woraus $h = h_1 - h_2$.)

Angaben hierüber s. auch Turbinenkatalog Briegleb, Hansen & Co., Gotha.

Beispiel: Für $b = 1,2$ Mtr., $h_1 = 1,1$ Mtr., $h_2 = 0,65$ Mtr., also $h = 1,1 - 0,65 = 0,45$ Mtr., bestimmt sich nach Gleich. 8 und 9 die Wassermenge $Q = 0,65 \cdot 1,2 \cdot 0,45 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 0,23} = 0,72$ cbm/Sek.

23 g. Wasserschütze. Die Spalthöhe a wird so eingestellt, dass der Oberwasserspiegel möglichst konstant bleibt. Es ist dann:



$$\text{Wassergeschw. } w = \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \text{ in Mtr./Sek. (10)}$$

$$\text{Wassermenge } Q = \mu \cdot a \cdot b \cdot w \text{ in cbm/Sek. (11)}$$

a und b in Mtr. nach Figur.

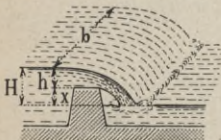
Die Kanten müssen zugeschärft sein, dann ist zu setzen $\mu = 0,65$,

Beispiel: Für $H = 0,6$ Mtr., $a = 0,2$ Mtr., $b = 0,8$ Mtr. wird

$$\text{nach Gleich. 9: } w = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 0,6} = 3,43 \text{ Mtr./Sek.}$$

$$\text{,, ,, 10: } Q = 0,65 \cdot 0,2 \cdot 0,8 \cdot 3,43 = 0,355 \text{ cbm/Sek.}$$

23 h. Flusswehr. Bei vorhandenem Überlaufwehr setzt man



$$\text{Geschw. } w = \sqrt{2g \cdot \frac{1}{2} h} \text{ in Mtr./Sek. . (12)}$$

$$Q = \mu \cdot b \cdot h \cdot w \text{ in cbm/Sek. . . (13)}$$

b, h in Mtr., $\mu = 0,60$.

Beispiel: Für $b = 12$ Mtr. und $h = 0,9$ Mtr. bestimmt sich nach Gleich. 12:

$$w = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 0,45} = 3; \quad Q = 0,6 \cdot 12 \cdot 0,9 \cdot 3 = 19,6 \text{ cbm/Sek.}$$

VI. Arbeitsleistung des Wassers. (24.)

(Ausführliches unter „Wassermotoren“.)

Die Arbeitsleistung kann erfolgen:

1. durch die Schwere des Wassers,
2. „ „ Geschw. „ „ ,
3. „ Stoss des Wasserstrahles,
4. „ Reaktion (Rückdruck) des austretenden Wasserstrahles,
5. „ Vereinigung mehrerer der obigen 4 Arbeitsarten.

Eine genaue Trennung dieser Arbeitsweisen ist nicht immer möglich, da z. B. die Geschw. des Wassers eine Folge der Druckhöhe und der Stoss eine Folge der Geschw. ist.

Das dem Wasser innewohnende **Arbeitsvermögen** ist:

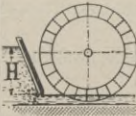
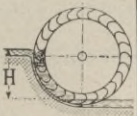
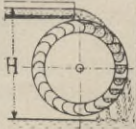
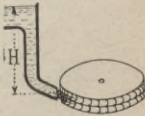
$$= 1000 \cdot Q \cdot H \text{ in Sekmkg} = \frac{1}{75} \cdot 1000 \cdot Q \cdot H \text{ in PS} \dots (1)$$

und die vom Wasser geleistete **Arbeit**:

$$= \frac{1}{75} \cdot 1000 \cdot Q \cdot H \cdot \eta \text{ in PS} \dots (2)$$

worin: Q Wassermenge in cbm/Sek., H Gefällhöhe in Mtr.,
 η Wirkungsgrad des Wasserrades bzw. der Turbine.

I. Wasserräder. Gebräuchliche Ausführungen:

	Unter- schläch- tiges Wasserrad	Rück- schläch- tiges Wasserrad	Ober- schläch- tiges Wasserrad	Peltonrad
				
Wirkung	durch Geschw.	durch Gewicht	durch Gewicht u. etwas Stoss	durch Stoss
Wirkgs- Grad	$\eta = 0,3 \text{ bis } 0,4$	$\eta = 0,6 \text{ bis } 0,85$	$\eta = 0,6 \text{ bis } 0,85$	$\eta = 0,8 \text{ bis } 0,9$

Beispiel: Für ein rückschläch. Wasserrad sei $Q = 0,75$ cbm/Sek.,
 $H = 3$ Mtr. und $\eta = 0,8$, mithin

nach Gleich. 1:

$$\text{Arbeitsvermögen d. Wassers} = \frac{1}{75} \cdot 1000 \cdot 0,75 \cdot 3 = 30 \text{ PS};$$

nach Gleich. 2:

$$\text{geleistete Arbeit} = \frac{1}{75} \cdot 1000 \cdot 0,75 \cdot 3 \cdot 0,8 = 24 \text{ PS.}$$

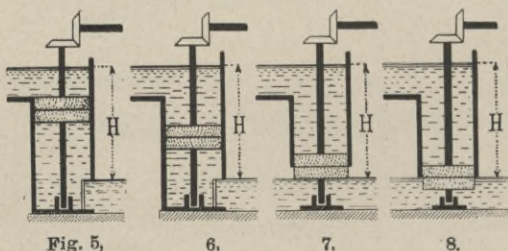
II. Turbinen. Je nach besonderer Anordnung kann man die Turbinen einteilen in

Reaktionsturbinen (Arbeitsleistung erfolgt durch Reaktion [Rückdruck] des Wassers),

Aktionsturbinen (Arbeitsleistung erfolgt durch Geschw. des Wassers).

Wirkungsgrad der Turbinen bis zu $\eta = 0,92$.

Verschiedene Anordnungen der Turbinenräder zeigen nachstehende Abbildungen.



Reaktionsturbinen können im Unterwasser laufen, Lauf-
rad und Leitapparat können an beliebiger Stelle des Fallrohres
Fig. 5, 6 und 8) angeordnet sein. Die untere Wassersäule wirkt
dann saugend und darf selbstverständlich die theoretische
Höhe von 10,33 Mtr. nicht erreichen.

Die Laufräder der Aktionsturbinen müssen stets mit der
äusseren Luft in Verbindung stehen, eine Saugwirkung der ab-
fliessenden Wassermenge tritt nicht ein. Anordnung nach *Fig. 7*.

Beispiel: Für $H = 20$ Mtr., $Q = 0,3$ cbm/Sek. und $\eta = 0,92$
ergibt sich nach Gleich. 2:

$$\text{Leistung} = \frac{1}{75} \cdot 1000 \cdot 0,3 \cdot 20 \cdot 0,92 = 73 \text{ PS.}$$

Ausführliches unter „Turbinen“.

Gase. (25.)

Für die Maschinenteknik haben besonders nachstehende Gase Bedeutung:

Sodafabrikation: Ammoniakgase.

Eisfabrikation: Kohlensäure, schwefl. Säure, Ammoniak.

Heizung und Erzeugung von Kraft: Leuchtgas, Gichtgas, Wassergas, Mischgas (Dowsongas), Generatorgas.

Beleuchtung: Leuchtgas, Azetylen.

25 a. Die Gase bezeichnet man als sog. „vollkommene Gase“, für welche die Gesetze von Gay-Lussac und Mariotte gelten. Diese sind vereinigt in der Zustandsgleichung für vollkommene Gase

$$10000 \cdot p (1 : \gamma) = R \cdot T; \gamma = \frac{10000 \cdot p}{R \cdot T} \dots \dots \dots (1)$$

$$10000 \cdot p \cdot V = G \cdot R \cdot T \dots \dots \dots (2)$$

worin bedeutet:

p Druck in Atm. abs., $10000 \cdot p$ Druck in kg/qm,

γ Gewicht in kg für 1 cbm, $1 : \gamma$ Volumen in cbm für 1 kg,

V Volumen in cbm der Gasmenge G in kg,

t Temperatur, $T = t + 273$ absolute Temperatur in Grad,

R Gaskonstante in mkg/kg.

Letztere ist umgekehrt proportional der Dichte oder dem Molekulargewicht des Gases, setzt man letzteres für Sauerstoff = 32 (nach Ostwald), so wird:

$$\text{Gaskonstante } R = 848 : \text{Molekulargewicht} \dots \dots (3)$$

$$\text{Gewicht } \gamma = 10000 \cdot p : R \cdot T \dots \dots \dots (4)$$

Gaskonstante R und Gewicht γ in kg/cbm, bezogen auf 1 Atm. abs.

	Leuchtgas	Gichtgas u. Gener.-Gas	Wassergas	Mischgas	Azetylen
Gaskonstante $R =$	67	30	54	35	33 mkg/kg
für $t = 0^\circ$. $\gamma =$	0,56	1,22	0,68	1,05	1,11 kg/cbm
„ $t = 20^\circ$ $\left\{ \begin{array}{l} \gamma = \\ 1 : \gamma = \end{array} \right.$	0,51 1,96	1,14 0,88	0,63 1,6	0,97 1,03	1,03 0,97 cbm/kg
„ $t = 50^\circ$. $\gamma =$	0,46	1,04	0,57	0,89	0,94 kg/cbm
„ $t = 100^\circ$ $\gamma =$	0,4	0,9	0,5	0,77	0,81 „

Die fettgedruckten Werte benutze man zur Berechnung der Querschnitte, Geschw. u. Gasmengen für Leuchtgas, Gicht-, Generator- und Sauggas. Deren gebräuchliche Spannungen bewegen sich in den Grenzen von $p = 0,8$ bis $1,03$ Atm. abs.

25 b. Hauptregeln:

Bei gleichen Temperaturen verhalten sich die Volumina eines Gases **umgekehrt** wie die **Spannungen** in Atm. abs., in mm Wassersäule (WS) oder in mm Quecksilbersäule (QS).*)

Bei gleicher Spannung stehen die Volumina eines Gases im **direkten** Verhältnis der abs. Temperaturen.

Beispiel: Eine Gasmenge von 24 cbm habe 0,92 Atm. abs. Spannung, so wird das Volumen bei 1,3 Atm. abs. betragen

$$24 \cdot (0,92 : 1,3) = 17 \text{ cbm.}$$

Erwärmen wir gleichzeitig das Gas von 8 auf 35⁰, so ergibt sich das Volumen zu

$$17 \cdot \frac{273 + 35}{273 + 8} = 18,7 \text{ cbm.}$$

Gase in Rohrleitungen.**25 c.** Bezeichnen wir mit

w die Geschw. der Gase in Mtr./Sek.,

d den Durchmesser der Rohrleitung in cm,

so wird:

$$\text{Gasmenge } Q = 0,36 \cdot (\pi : 4) \cdot d^2 \cdot w \text{ in cbm/Stunde} \quad . . . \quad (5)$$

$$\text{Rohrquerschnitt } (\pi : 4) \cdot d^2 = Q : (0,36 \cdot w) \text{ in qcm} \quad . . . \quad (6)$$

Beispiel: $d = 200$ mm, $w = 5,2$ Mtr./Sek. gibt

$$Q = 0,36 (\pi : 4) \cdot 20^2 \cdot 5,2 = 587 \text{ cbm/Std.}$$

Der Druckverlust.**25 d.** Bei Fernleitung von Leuchtgas und Gichtgas in Rohrleitungen handelt es sich meist um niedrige Drücke. Als Einheit gilt mm Wassersäule.

*) Gebräuchlich ist die Messung des Druckes nach cm QS, da hierbei der jeweilige Barometerstand sich bequem berücksichtigen lässt. Die Umrechnung erfolgt nach

$$10000 \text{ mm WS} = 735,5 \text{ mm QS} = 1 \text{ Atm. abs.}$$

Das gibt beispielsweise:

Atm. abs.	0,92	0,94	0,96	0,98	1	1,01	1,02	1,03
mm WS	9200	9400	9600	9800	10000	10100	10200	10300
mm QS	677	691	706	721	736	743	750	758

Die **Geschw.** der Gase ist so zu wählen, dass der Druckunterschied zwischen Spannung zu Anfang und am Ende der Leitung in zulässigen Grenzen bleibt.*)

Ist nun L die Länge der Leitung in Mtr., d der Durchm. in cm, so kann man setzen angenähert einschl. Krümmer

$$\text{Druckverlust } h = 2(L:d) \cdot \gamma \cdot (Q^2:d^4) \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

$$\text{oder} \quad ,, \quad h = 0,16 \cdot \gamma \cdot (L:d) \cdot w^2 \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

Das gibt beispielsweise die Werte folgender Tabelle, welche gleichzeitig zur Erkennung etwaiger Rechenfehler dienen kann.

L in Mtr.					
d in cm	1	2	5	10	50
Leuchtgas $\gamma = 0,51; w = 2$ $0,16 \cdot \gamma \cdot w^2 = 0,33$	} $h =$				
	0,33	0,67	1,7	3,3	17 mm WS
Gichtgas $\gamma = 1,14; w = 6$ $0,16 \cdot \gamma \cdot w^2 = 6,6$	} $h =$				
	6,6	13	33	66	328 „ „

Beispiel: Leuchtgas. Es sei $L = 600$ Mtr., $d = 27,5$ cm, $Q = 300$ cbm, $w = 1,4$ Mtr./Sek. Hier ist $L:d = 600:27,5 = 22$, nach Tab.: $\gamma = 0,51$,

folglich nach Gleich. 8:

$$\text{Druckverlust } h = 0,16 \cdot 0,51 \cdot 22 \cdot 1,4^2 = 3,6 \text{ mm Wassersäule,}$$

gerechnet nach Gleich. 7:

$$\text{Druckverlust } h = 2 \cdot 22 \cdot 0,51 \cdot (300^2:27,5^4) = 3,6 \text{ mm Wassersäule.}$$

Beispiel: Gichtgas. $L = 120$ Mtr., $d = 50$ cm, $w = 6$ Mtr./Sek., $\gamma = 1,14$. Hier ist $L:d = 120:50 = 2,4$; folglich nach Gleich. 8:

$$\text{Druckverlust } h = 0,16 \cdot 1,14 \cdot 2,4 \cdot 6^2 = 15,7 \text{ mm Wassersäule.}$$

*) Bei städt. Gasanstalten beträgt der Druck in der Gasometerglocke bei kleinen Anlagen 50 bis 60, bei grösseren 70 bis 120 mm Wassersäule. Bei Hochofengas ist der Druck 20 mm Wassersäule, bei Verwendung zu Kraftzwecken wird der Druck durch Waschventilatoren auf 200 bis 300 mm WS erhöht.

Luft. (26.)

I. Bestandteile, Feuchtigkeit, Gewicht, Barometerstand.

26 a. Trockene atmosph. Luft besteht aus:

	Gewichts- prozente	Volum- prozente
Sauerstoff	23,2	20,96 ~ 21
Stickstoff (+ Argon, Helium u. andere neu entdeckte Gase)	76,8	79,04 ~ 79
	100	100 100

26 b. Die absolute Feuchtigkeit der Luft ist die Gewichtsmenge Wasserdampf, die in 1 cbm Luft enthalten ist.

Die hierfür gebräuchliche Einheit ist g/cbm (Gramm/Kubikmeter).

Beispiel: Enthält 1 cbm Luft 10 g Wasserdampf, so ist die absolute Feuchtigkeit = 10.

26 c. Die relative Feuchtigkeit der Luft ist das Verhältnis der in der Luft enthaltenen Menge Wasserdampf zu der bei derselben Temperatur in der Luft möglichen Menge Wasserdampf.

Den hundertfachen Betrag der relativen Feuchtigkeit nennt man den **Feuchtigkeitsgrad** der Luft. Die Instrumente zum Messen der Luftfeuchtigkeit nennt man Hygrometer.

Beispiel: Ist bei einer bestimmten Temperatur die mögliche Menge Wasserdampf = 15 g in 1 cbm Luft und enthält die Luft nur 9 g Wasserdampf, so ist die relative Feuchtigkeit = $9:15 = 0,6$, entsprechend einem Feuchtigkeitsgrad von $100 \cdot 0,6 = 60$.

26 d. Das Gewicht von 1 cbm Luft bei einer Temperatur von $t^{\circ}\text{C}$ und der Spannung p in Atm. abs. ist

$$\gamma = \frac{1,252 \cdot p}{1 + 0,00366 \cdot t} \text{ in kg} \quad \dots \quad (1)$$

$$\text{Trockene atmosph. Luft wiegt (bei } t = 0^{\circ}\text{C)} = 1,29 \text{ g/cbm} \quad (2)$$

$$\text{Gewöhnliche feuchte „ „ } 1,3 - 0,004 \cdot t \text{ in g/cbm} \quad \dots \quad (3)$$

Beispiel: Für 1 cbm Luft von $t = 30^{\circ}\text{C}$ ist nach Gleich. 3 Gewicht $1,3 - 0,004 \cdot 30 = 1,18 \text{ kg}$.

26 e. Der mittlere **Barometerstand** beträgt bei 0° Temperatur und

0	100	200	300	400	500	Mtr. über dem Meeresspiegel
760	751	741	732	723	714	mm Quecksilbersäule.

Pressluft. (27.)

27 a. Pressluft findet Verwendung als Kraftmittel zum Antrieb von Gesteinsbohrmaschinen (6 Atm.), kleinen untertägigen Bergwerksmaschinen, zur Fernleitung von Energie (z. B. Pariser Druckluftanlage, 6 Atm.), Gebläse für Hochöfen (0,3 bis 2 Atm.), als Betriebsmittel zum Anlassen von Gasmotoren, für Pressluftwerkzeuge, Rohrpostanlagen, direkte Hebung von Wasser (Mammutpumpen), pneumatische Gründungen ($\frac{3}{4}$ Atm.) (Arbeiten unter Wasser), Eisenbahnbremsen usw.

Zustandsänderung der Luft beim Zusammenpressen.

27 b: Beim Zusammenpressen der Luft entwickelt sich Wärme, je höher die Pressung, um so höhere Temperatur nimmt die Luft an. Wird nun während des Zusammenpressens Wärme weder zugeführt noch abgeführt, so bezeichnet man den Vorgang als **adiabatische Zustandsänderung**.

27 c. Die **Endtemperatur** (nach Beendigung des Zusammenpressens) ist abhängig von der Anfangstemperatur der angesaugten Luft und dem jeweiligen Druck.

Bezeichnungen für die nun folgenden Gleichungen:

angesaugte Luft	}	V_0	p_0	t_0	$T_0 = 273 + t_0$
gepresste Luft	}	V	p	t	$T = 273 + t$
		Volumen in cbm	Spannung in Atm. abs.	Temperatur in Grad	absolute Tem- peratur in Grad

$p : p_0$ nennt man das **Kompressionsverhältnis**.

27 d. Grundgleichungen, welche für alle Berechnungen zutreffen:

$$\frac{p}{p_0} = \left(\frac{V_0}{V}\right)^{1,41}; \quad p \cdot V^{1,41} = p_0 \cdot V_0^{1,41} \quad \dots \quad (1)$$

$$\frac{T}{T_0} = \left(\frac{V_0}{V}\right)^{1,41 - 1} = \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1,41 - 1}{1,41}} = \left(\frac{p}{p_0}\right)^{0,2908} = \frac{273 + t}{273 + t_0} \quad \dots \quad (2)$$

$$\frac{V_0}{V} = \sqrt[1,41]{\frac{p}{p_0}} = \frac{(1 + \alpha \cdot t_0) \cdot p}{(1 + \alpha \cdot t) \cdot p_0} = \frac{273 + t_0}{273 + t} \cdot \frac{p}{p_0} = \frac{T_0}{T} \cdot \frac{p}{p_0} \quad \dots \quad (3)$$

$$\text{Gewicht } \gamma = \frac{1,252 \cdot p}{1 + 0,00366 \cdot t} \text{ in kg/cbm} \quad \dots \quad (4)$$

Werte für η_0 und F .

I. Ebene Flächen.

Form der Fläche	Seitenverhältnis $h : b$			Wind- mühle		
	Kreis	1	2	4	quadrat.	rechteck.
Wirkungsgr. $\eta_0 =$	0,83	0,86	0,92	0,94	$0,86 \cdot \sin \alpha$	$0,93 \cdot \sin \alpha$
Fläche $F =$	$(\pi : 4) D^2$	$b \cdot h$	$b \cdot h$	$b \cdot h$	$b \cdot h$	$b \cdot h$

II. Gekrümmte Flächen.

III. Körper.

	Hohlkugel	Kugel	rund	sechseckig	achteckig
Wirkungsgr. $\eta_0 =$	1	0,33	0,67	0,75	0,71
Fläche . . . $F =$	$(\pi : 4) D^2$	$(\pi : 4) D^2$	$(r + R) \cdot h$	$(r + R) \cdot h$	$(r + R) \cdot h$
Schwerpunkt- abstand } $s =$	$0,5 \cdot D$	$0,5 \cdot D$	$\frac{h}{3} \frac{2r + R}{r + R}$	$\frac{h}{3} \frac{2r + R}{r + R}$	$\frac{h}{3} \frac{2r + R}{r + R}$

28 b. Bezeichnung der Windstärke und $\frac{w^2}{g} \cdot \gamma$.

mässig $w = 2,5$ Mtr.,	$\frac{w^2}{g} \cdot \gamma = 0,82,$
frisch „ = 5 „	„ = 3,3,
lebhaft „ = 7 „	„ = 6,5,
heftig „ = 15 „	„ = 30,
Sturm „ = 30 „	„ = 118,
Orkan „ = 40 „	„ = 210.

28 c. Für Berechnung der Standfestigkeit von Kaminen ist zu setzen:

$$\frac{w^2}{g} \cdot \gamma = 150 \text{ kg/qm entspr. } w \sim 34 \text{ Mtr./Sek. . . (3)}$$

Beispiel: Runder Kamin $r = 0,6$, $R = 1,2$, $h = 24$ Mtr.

Nach III ist: $\eta_0 = 0,67$, Fläche $F = (0,6 + 1,2) \cdot 24 = 43,2$ qm,

$$\text{Schwerpunkt Abstand } s = \frac{24}{3} \cdot \frac{2 \cdot 0,6 + 1,2}{0,6 + 1,2} = 10,65 \text{ Mtr.}$$

Nach Gleich. 3 ist zu setzen $\frac{w^2}{g} \gamma = 150$ kg/qm,

„ „ 1: Flächendruck $q = 0,67 \cdot 150 = 100$ kg/qm,

„ „ 2: Normaldruck $N = 43,2 \cdot 100 = 4320$ kg,

woraus Kippmoment $= 4320 \cdot 10,65 = 46\,000$ kgm.

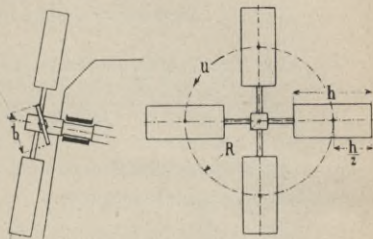
Arbeitsleistung des Windes.

28d. Windmühlen. Bezeichnet

z die Anzahl der Flügel,

$b \cdot h$ „ Fläche eines Flügels in qm,

so ist die Gesamtfläche

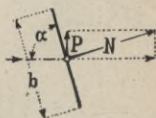


$$F = z \cdot b \cdot h \text{ in qm} \dots \dots \dots (4)$$

Für den Normaldruck N gelten die Gleichungen 1 und 2, worin nach III (für ebene Flächen) zu setzen ist:

$$\text{Wirkungsgrad } \eta_0 = 0,93 \cdot \sin \alpha \dots \dots \dots (5)$$

Vom Druck N kommt ein Teil (P) für die Drehung der Radwelle zur Geltung und zwar Umfangskraft $P = \cos \alpha \cdot N$.



Gleichung 1 und 2 eingesetzt, ist

$$P = \eta_0 \cos \alpha (w : g) \gamma \cdot F \dots \dots \dots (6)$$

Bezeichnen wir ferner mit:

u die Umfangsgeschw., d. h. die Geschwindigkeit, mit welcher das Flügelrad ausweicht, in Mtr./Sek.

$$\left(\text{im Schwerpunktkreis } u = \frac{R \cdot \pi \cdot n}{30} \right)$$

so wird:

$$\frac{1}{76} \cdot P \cdot u \text{ Anzahl der von den Flügeln geleisteten PS} \dots (7)$$

Hilfswerte zur Berechnung.

Winkel	$\alpha =$	0°	70°	75°	80°	85°	90°
für Gl. 5: $\eta_0 = 0,93 \cdot \sin$		0	0,87	0,9	0,91	0,92	0,93
„ „ 6: \cos		1	0,34	0,26	0,17	0,09	0
Günst. Umfangsgeschw. $u =$		0	$0,6 \cdot w$	$0,8 \cdot w$	$1,4 \cdot w$	$2 \cdot w$	0

Gleich. 5—7 ergibt:

$$\text{Leistung} = \frac{1}{75} \eta_0 \left(\cos \alpha \frac{w}{g} \gamma \cdot F \right) u \dots \dots \dots (8)$$

Für Normal-Verhältnisse $\alpha = 80^{\circ}$, $u = 1,4 w$, erhalten wir:

$$\text{Leistung} = 0,0004 w^3 F \text{ in Pferdestärken} \dots \dots (9)$$

Für $w = 7$ Mtr. (lebhaft) ist dann

$$\text{Leistung} = 0,14 \cdot F \dots \dots \dots (10)$$

Letzteren Wert der Gleich. 10 kann man auch für Überschlagsrechnungen benutzen.

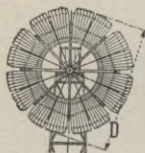
Beispiel. Windmühle, 4 Flügel, 10 Mtr. lang, 2 Mtr. breit, gibt $F = 4 \cdot 10 \cdot 2 = 80$ qm und nach Gl. 10 Leistung $= 0,14 \cdot 80 = 11$ PS.

28 e, Windräder. Man kann setzen als Gesamtfläche

$$\text{Flügelfläche } F \sim (\pi : 4) \cdot D^2 \text{ in qm} \dots (11)$$

worin D äusserer Raddurchmesser in Mtr.

Sonst gelten die obigen Gleichungen.



Beispiel. Windrad, 12 Mtr. Durchm., hat $F = 113$ qm. Nach Gleich. 10 wird Leistung $= 0,14 \cdot 113 = 16$ PS.

Wärme. (29.)

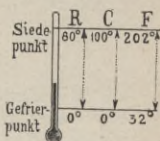
A. Wärmemessung.

29 a. Die Messung der Wärme erfolgt nach Graden und zwar nach der Einteilung von Celsius (*C*), Réaumur (*R*) und Fahrenheit (*F*).

Tab. 1. Umrechnung:

$$C = \frac{5}{4}R = \frac{5}{9}(F - 32); R = \frac{4}{5}C = \frac{4}{9}(F - 32);$$

$$F = 32 + \frac{9}{5}C = 32 + \frac{9}{4}R.$$



Nur in englisch sprechenden Ländern wird noch nach Fahrenheit gerechnet, sonst sind in der

Technik allgemein Celsiusgrade

gebräuchlich, welche in diesem Buch auch bei allen Temperaturangaben verwandt wurden.

Tab. 2. Vergleich von *C*, *R* und *F*.

	Kältegrade		Null	Wärmegrade			
Celsius . . .	— 20	— 10	0	50	100	150	200°
Réaumur . .	— 16	— 8	0	40	80	120	160°
Fahrenheit .	— 4	14	32	122	212	302	392°

Messverfahren.

29 b. I. Das **Quecksilber-Thermometer** benutzt man ausschliesslich bis 280 Grad, untere Grenze der Gebrauchsfähigkeit desselben — 40°.

II. **Alkoholthermometer**, brauchbar von — 100 bis + 78°.

Höhere Temperaturen werden mit Pyrometern, kalorimetrisch oder auf elektrischem Wege gemessen.

III. **Pyrometer.** Die Anordnung derselben beruht teils auf der Formänderung zweier aufeinander gelöteten, verschiedenen Metallstreifen, teils auf dem Unterschied der Ausdehnung zweier Körper, wie z. B. bei dem Graphitpyrometer von Steinle & Hartung, und von Dreyer, Rosenkranz und Droop. In Fig. 3 ist angedeutet, in welcher Weise letztere angeordnet werden können. Ferner sei noch genannt das Wiborghsche Luftpyrometer und das Thalpotasimeter von Schäffer & Budenberg (brauchbar bis + 700°).

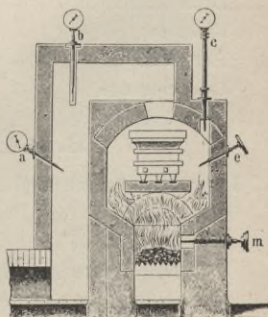
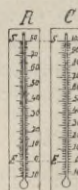


Fig. 3.

IV. **Kalorimetrische Messung** zur Ermittlung sehr hoher Temperaturen anwendbar. Ein geeigneter Körper, dessen Gewicht G und spez. Wärme c (vergl. 29 h) genau bekannt ist, wird auf die Temperatur des zu untersuchenden Gegenstandes gebracht. Eine bestimmte Wassermenge von Q kg Gewicht und t_1^0 Temperatur nimmt, wenn man den erwähnten Körper hineinlegt, die Temperatur t_2 an und es ergibt sich als Temperatur t des zu untersuchenden Körpers (angenähert)

$$t = t_2 + \frac{(t_2 - t_1) \cdot Q}{G \cdot c} \dots \dots \dots (1)$$

Soll die Temperatur flüssigen Metalls ermittelt werden, so bringt man eine beliebige Menge in ein bestimmtes Wasserquantum von Q kg Gewicht und t_1^0 Temperatur, misst die Temperatur-Erhöhung des Wassers und das Metallgewicht G nach dem Erkalten und bestimmt die Temperatur t nach Gleich. 1.

Dieses Messverfahren ist insofern ungenau, als das Wasser teilweise verdampft und das Gefäß selbst auch erwärmt wird.

V. **Elektrische Messverfahren** sind bequem und genau. Das elektr. Widerstandsthermometer (von Callendar verbessert) eignet sich sowohl für niedrige, als auch hohe Temperaturen.

VI. **Endtemperaturen** werden gemessen mit den aus Tonerdsilikaten hergestellten Segerschen Brennekegeln (abgestumpfte 3seitige Pyramiden von 6 cm Höhe), ausgeführt für verschiedene Temperaturen in 58 verschiedenen Nummern. Diese Kegel sind in der Tonwarenindustrie zur Bestimmung des Garbrandes sehr verbreitet. Auch die Schmelzpunkte der Princepschen Legierungen und das Wiborghsche Thermophon geben nur die Endtemperaturen an.

VII. Als Anhaltspunkte für Schätzungen merke man sich die Temperaturen der Glühfarben des Eisens nach Tab. 3, ferner die Schmelzpunkte einiger Körper nach Tab. 11 in 29 l.

Tab. 3. **Temperaturen des Eisens bei Erwärmung.**

Im Dunklen rotglühend	500 ⁰	Helles Glühen	1150 ⁰
Dunkelrot	700 ⁰	Hellorange	1200 ⁰
Dunkelkirschrot	800 ⁰	Weissglühend	1300 ⁰
Kirschrot	900 ⁰	Starkes Weissglühen	1380 ⁰
Hellkirschrot	1000 ⁰	Schweisshitze	1400 ⁰
Dunkelorange	1100 ⁰	Blendend weiss	1500 ⁰

B. Lineare Ausdehnung.

29 c. Die **Ausdehnung** der Körper durch die Wärme ist besonders zu beachten für Dampfrohrlösungen, Wärmemotoren, Eisenbahnschienen.

Der **lineare Ausdehnungskoeffizient** α ist die Zahl, welche, mit der Länge eines Körpers multipliziert, den Längenzuwachs bei einer Erhöhung der Temperatur um 1⁰ angibt:

Tab. 4. Ausdehnungskoeffizient α und Elastizitätsmodul E .

Schweisseisen	$\alpha = 0,00001468$	$E = 2000000$	$\alpha \cdot E = 29,4$
Flusseisen	" = 0,00001176	" = 2150000	" = 25,3
Grauguss	" = 0,00001067	" = 1000000	" = 10,7
Stahl (weich)	" = 0,00001079	" = 2200000	" = 23,7
Kupfer	" = 0,00001643	" = 1150000	" = 18,9
Messing	" = 0,00001875	" = 800000	" = 15
Blei	" = 0,00002848	" = 500000	" = 1,4
Holz (Kiefer)	" = 0,000008	" = 1200000	" = 9,6

Bezeichnet noch:

t die Temperaturzunahme in Grad,

L " Länge des Stabes in Mtr.,

so wird:

$$\text{Ausdehnung } \lambda = \alpha \cdot t \cdot L \text{ in Mtr.} \quad (2)$$

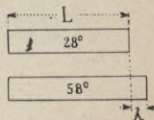
Tab. 5.

Längenausdehn. λ bei $t = 100^\circ$ Temp.-Erhöh. und $L = 1$ Mtr. Stablänge

Blei	$\lambda = 2,85$ mm	Kupfer	$\lambda = 1,64$ mm
Bronze	" = 1,8 "	Messing	" = 1,88 "
Zement	" = 1,4 "	Quecksilber	" = 6 "
Grauguss	" = 1,07 "	Stabeis., Eisenbl.	" = 1,18 "
Tannenholz	" = 0,4 "	Stahl, Stahlguss	" = 1,08 "

Beispiel: Ein Gusseisenstück hat bei 28° Temperatur eine Länge von 2,3 Mtr.; bei 58° also $t = 58 - 28 = 30^\circ$ beträgt die Längenausdehnung

$$\lambda = 1,07 \cdot 2,3 \cdot (30 : 100) = 0,74 \text{ mm.}$$



Kraft beim Erwärmen und Erkalten.

Bezeichnet ferner:

E den Elastizitätsmodul bezogen auf cm (vergl. Tab. 4).

F " Stabquerschnitt in qcm,

so ergibt sich als **Ausdehnungs- bzw. Zusammenziehungskraft** prismatischer Stäbe:

$$P = \alpha \cdot E \cdot t \cdot F = (\lambda : L) \cdot E \cdot F \text{ in kg} \quad (3)$$

Beispiel: Ein Schweisseisenstab von $L = 1,4$ Mtr. Länge und $F = 38$ qcm Querschnitt werde von 20° auf 90° , also um $t = 70^\circ$ erwärmt. Für Schweisseisen wird nach Tab. 4 und Gleich. 2:

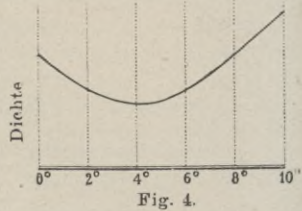
$$\text{Ausdehnung } \lambda = 0,00001468 \cdot 70 \cdot 1,4 = 0,00144 \text{ Mtr.}$$

Nach Gleich. 3: Ausdehnungskraft $P = 29,4 \cdot 70 \cdot 38 = 68204$ kg.

C. Kubische Ausdehnung.

29 d. Der kubische Ausdehnungskoeffizient ist die Zahl, welche, mit dem Volumen eines Körpers multipliziert, den Volumenzuwachs bei 1° Temperaturerhöhung angibt; derselbe ist dreimal so gross als der lineare.

Die Ausdehnung der flüssigen Körper ist weniger gleichmässig. Wasser dehnt sich sehr unregelmässig aus (Fig. 3). Dasselbe hat bei +4° seine grösste Dichte und dehnt sich von +4° aufwärts und abwärts aus, namentlich aber im Augenblicke des Gefrierens (Fig. 4).



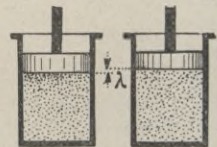
Hieraus erklärt sich auch das häufige Platzen von Rohrleitungen und Gefässen, die im Winter bei grosser Kälte mit Wasser gefüllt bleiben.

29 e. Die Ausdehnung der gasförmigen Körper ist gleichmässig, für je 1° beträgt dieselbe $\frac{1}{273}$ des Volumens, sofern die Ausdehnung unter gleichem Druck erfolgt.

Beispiel: Ein oben durch Kolben verschlossenes Gefäss von 1 qm Bodenfläche und $h = 1$ Mtr. Höhe, also 1 cbm Inhalt, sei mit einem Gas von 20° gefüllt. Infolge Erwärmung steige die Temperatur auf 30° und damit das Volumen auf

$$1 + 1 \cdot \frac{30 - 20}{273} = 1^{10/273} \text{ cbm.}$$

Da die Bodenfläche 1 qm beträgt, so hebt sich der Kolben demnach um $\lambda = 1^{10/273} - 1 = \frac{10}{273}$ Mtr. = 36,67 mm.



D. Schwindmaass.

29 f. Bei der Herrichtung von Modellen ist zu beachten, dass der zu giessende Gegenstand nach dem Erkalten kleiner ausfällt als das Modell.

Tab. 6. Längen-Schwindmaass einiger Metalle.

Blei	1 : 92	Messing	1 : 65
Bronze	1 : 63	Puddelstahl	1 : 70
Feinkorneisen	1 : 72	Stabeisen, gewalzt	1 : 55
Flussstahl	1 : 64	Stahlguss	1 : 50
Glockenmetall	1 : 65	Wismut	1 : 265
Grauguss	1 : 96	Zink, gegossen	1 : 62
Kanonenmetall	1 : 134	Zinn	1 : 128

Die Modellschreiner besitzen Maassstäbe, bei denen das Schwindmaass schon berücksichtigt wurde. Nehmen wir beispielsweise Grauguss an. Nach Tab. 6 ist $\frac{1}{96}$ das Schwindmaass, also bleibt die Gusskörperlänge nur $\frac{95}{96}$ der Modelllänge. Soll demnach ein Gusskörper 1 Mtr. lang sein, so muss das Modell eine Länge von $1000 \cdot \frac{96}{95} \sim 1010$ mm aufweisen. Ein Modellschreiner-Maassstab ist demgemäss für 1 Mtr. wirkliches Maass 1010 mm lang. Für die anderen Materialien ändert sich diese Länge entspr. den Schwindmaassen in vorstehender Tab. 6.

E. Absolute Temperatur.

29 g. In technischen Berechnungen hat man häufig die absolute Temperatur einzusetzen. Dieselbe pflegt in Graden der Temperatur t ausgedrückt zu werden und weicht dann um eine konstante Grösse a von der letzteren ab, so dass die abs. Temperatur $T = a + t$, worin gesetzt wird $a = 273^{\circ}$ (gleich dem reziproken Wert des Ausdehnungskoeffizienten $\alpha = \frac{1}{273}$ für möglichst vollkommene Gase). Der absolute Nullpunkt der Temperatur, also $T = \text{Null}$, liegt demnach bei $t = -a = -273^{\circ}$, er ist nie erreichbar.

F. Wärmeeinheit, spez. Wärme.

29 h. Die *Wärmeeinheit* oder *Kalorie**) ist diejenige Wärmemenge, welche nötig ist, um die Temperatur eines Kilogramm Wassers um 1° zu erhöhen.

Beispiel: Um 4,3 cbm Wasser von 0° auf 72° zu erwärmen, muss man $4300 \cdot 72 = 309\,600$ Kal. zuführen.

Um Körper von verschiedenem Stoff, aber gleichem Gewicht auf gleiche Temperatur zu bringen, sind ganz verschiedene Wärmemengen erforderlich. Zur Bestimmung der letzteren benötigt man:

Die *spezifische Wärme* einer Substanz ist die Anzahl Wärmeeinheiten oder Kalorien, welche erforderlich ist, die Temperatur von 1 kg dieser Substanz um 1° zu erhöhen.

Bezeichnet:

G das Gewicht eines Körpers in kg,

c die spez. Wärme desselben nach Tab. 7 u. 8,

t die Temperaturerhöhung in Grad, so ist

$$\text{aufzuwendende Wärmemenge} = G \cdot c \cdot t \text{ in Kal. . . . (4)}$$

Bei den gasförmigen Körpern hat man zu unterscheiden spezifische Wärme c_v bei konstantem Volumen,

„ „ c_p „ „ Druck.

*) Die Kalorie, bezogen auf kg, nennt man auch grosse oder Kilogrammkalorie zum Unterschied von der auch benutzten kleinen oder Grammkalorie. 1 Grammkalorie = 0,001 Kilogrammkalorie.

Tab. 7. Spezifische Wärme c fester und flüssiger Körper.

(Wasser = 1 gesetzt.)

Alkohol . . . 0,6	Quecksilber . . 0,033	Schwefel, starr 0,18
Blei 0,03	Roheisen zwi-	Schwefelsäure 0,33
Glas, sprödes 0,20	schen 0^0 und	Silber 0,056
„ gekühltes 0,20	200 0 0,13	Stahl, weicher 0,116
Grauguss . . . 0,13	Roheisen zwi-	„ harter 0,117
Kohle 0,24	schen 0^0 und	Ziegelst. 0,189—0,24
Kupfer 0,093	1200 0 0,16	„ feuerfest 0,21
Messing 0,092	Schmiedeeisen 0,114	Zink 0,094
Nickel 0,11	Schwefel, ge-	Zinn 0,056
Phosphor . . . 0,20	schmolzen . . 0,20	Wasser 1,000

Beispiel: Um 600 kg Blei auf den Schmelzpunkt (vergl. 29 l) zu bringen, sind nach Gleich. 4 und Tab. 7 nötig $600 \cdot 0,03 \cdot 330 = 5940$ Kal., da nach Tab. 11 Schmelzpunkt für Blei 330^0 beträgt.

Hat nun beispielsweise die Feuerungsanlage 50% Wirkungsgrad und die Kohle 7000 Kal., so sind hierzu nötig $5940 : (7000 \cdot 0,5) = 1,7$ kg. Sollen dagegen 600 kg Wasser in Dampf von 8 Atm. abs. (nach § 30 h ist dessen Gesamtwärme 658 Kalorien) verwandelt werden, so sind hierzu nötig $600 \cdot 658 = 394800$ Kalorien. Bei derselben Feuerungsanlage und Kohle wie vor entspricht dieses einer Kohlenmenge von $394800 : (7000 \cdot 0,5) = 112$ kg.

Tab. 8. Spezifische Wärme der Gase und Dämpfe.

(Nach Zeuner.)

Substanz	Wasser = 1		Luft = 1
	bei konstantem Volumen	bei konstantem Druck	bei konstantem Druck
Aetherdampf	$c_v = 0,341$	$c_p = 0,48$	$c_p = 2,019$
Alkoholdampf	0,32	0,453	1,909
Atm. Luft	0,168	0,238	1
Kohlenoxyd	0,174	0,245	1,032
Kohlensäure bis 200 0 .	0,171	0,240	1,009
Sauerstoff	0,155	0,218	0,916
Stickstoff	0,173	0,244	1,026
Wasserstoff	2,412	3,409	14,354
Wasserdampf	0,334	0,475	2

Beispiel: Um 550 kg Wasserdampf von 9 Atm. abs. zu überhitzen um 120^0 bei gleichem Druck, ist eine Wärmemenge nötig nach Tab. 8 und Gleich. 4 von $550 \cdot 0,475 \cdot 120 = 31350$ Kal.

Bei Ermittlung der Kälteleistungen von Eismaschinen benötigt man meistens die spez. Gewichte und spez. Wärmen von **Salzlösungen**.

Tab. 9. Spezifische Wärme von Salzlösungen (Kochsalz in Wasser).

Salzgehalt . .	24 0/0	20 0/0	14 0/0	10 0/0	6 0/0	3 0/0	2 0/0	0 0/0 also Wass.
spez. Gewicht $\gamma =$	1,187	1,155	1,103	1,072	1,044	1,023	1,012	1
spez. Wärme $c =$	0,791	0,824	0,863	0,895	0,931	0,962	0,978	1

Beispiel: In einem Refrigerator einer Kühlanlage befinden sich 20000 Liter Salzlösung mit einem Salzgehalt von 20 0/0. Die Temperatur werde in 105 Min. um 12° abgekühlt. Welche Kälteleistung war hierzu nötig?

Das Gewicht der Sole beträgt $G = 20000 \cdot 1,155 = 23100$ kg,
spez. Wärme nach Tab. 9: $c = 0,824$,
mithin nach Gl. 4: Wärmemenge $= 23100 \cdot 0,824 \cdot 12 = 228413$ Kal.,
entspr. $\frac{228413}{105} \cdot 60 \sim 130520$ Kal./Stunde.

G. Verdampfen und Sieden.

29 i. Eine Flüssigkeit verdampft, wenn sie in den gasförmigen Zustand übergeht. Erfolgt dieser Übergang nur an der Oberfläche, und bei verhältnismässig geringer Temperatur, so spricht man von Verdunstung einer Flüssigkeit.

I. Verdunstung einer Flüssigkeit geht um so schneller vor sich, je grösser ihre Oberfläche, je höher ihre Temperatur und je mehr sie dem Luftzuge ausgesetzt ist. Ausserdem hat die Natur der Flüssigkeit auf die Schnelligkeit der Verdunstung Einfluss.

II. Sieden. Bilden sich in einer Flüssigkeit, hervorgerufen durch beständige weiterer Zufuhr von Wärme, gleichzeitig an allen Stellen Dampfblasen, welche unter lebhaftem Aufbrodeln entweichen, so hat man Sieden oder Kochen. Einer jeden Flüssigkeit entspricht diesem Sieden eine ganz bestimmte Temperatur, der Siedepunkt. Die Höhe der Temperatur wird beeinflusst von dem Druck, der auf der Flüssigkeit lastet.

Tab. 10. Siedepunkte für 1 Atm. abs. und Verdampfungswärme für 1 kg.

Wasser . .	100°	537 Kal.	Quecksilber .	357°	62 Kal.
Alkohol . .	78°	210 „	Schwefelsäure	320°	122 „
Aether . .	35°	90 „			

Beispiel: Um 15 kg Wasser von Null Grad in Dampf von 100° zu verwandeln, ist eine theoretische Wärmemenge nötig von $15 \cdot 537 = 8055$ Kal.

Auf Bergen ist der Luftdruck kleiner als am Meere, weshalb infolge des geringeren Druckes dort die Temperatur, bei welcher das Sieden eintritt, niedriger ist (auf dem Montblanc beispielsweise in 4475 Mtr. Höhe und 417 mm Q.-S. Druck siedet Wasser schon bei 84°). Sonach kann man das Thermometer auch zu Höhenmessungen verwenden.

Höhe über Meeresspiegel	0	500	1000	2000	4000	6000 Mtr.
Wasser siedet bei	100°	98°	97°	93°	86°	80°.

H. Temperatur von Mischungen.

29 k. Bezeichnet:

G, G_1 Gewichte zweier Substanzen in kg,

t, t_1 die zugehörigen Temperaturen in Grad,

c, c_1 „ „ „ spez. Wärmen nach § 29 h,

so ergibt sich als Temperatur der Mischung vom Gewicht $G + G_1$:

$$t_m = \frac{c \cdot G \cdot t + c_1 \cdot G_1 \cdot t_1}{c \cdot G + c_1 \cdot G_1} \dots \dots \dots (5)$$

Für Wasser mit der spez. Wärme $c = 1$ geht diese Gleich. über in

$$t_m = \frac{G \cdot t + G_1 \cdot t_1}{G + G_1} \dots \dots \dots (6)$$

Beispiel: $G = 20$ kg Wasser von $t = 35^\circ$ werden gemischt mit $G_1 = 40$ kg Wasser von $t_1 = 70^\circ$, mithin Temperatur der Mischung

$$\text{nach Gleich. 6: } t_m = \frac{20 \cdot 35 + 40 \cdot 70}{20 + 40} = 58^\circ.$$

$(G + G_1)$ kg Wasser, entstanden aus G_1 kg Wasser von t_1° und der Kondensation von G kg Dampf von t° , haben eine Temperatur von

$$t_m = \frac{G \cdot (606,5 + 0,3 \cdot t) + G_1 \cdot t_1}{G + G_1} \dots \dots \dots (7)$$

Der Klammerausdruck kennzeichnet die Gesamtwärme des Dampfes (vergl. § 30 f).

Beispiel: In der Mischkondensation einer Dampfmaschine werden $G = 1000$ kg Dampf von 110° durch Mischen mit $G_1 = 25000$ kg Wasser von $t_1 = 15^\circ$ niedergeschlagen. Nach Gleich. 7 ergibt sich als Temperatur dieser Mischung

$$t_m = \frac{1000 (606,5 + 0,3 \cdot 110) + 25000 \cdot 15}{1000 + 25000} = 39^\circ.$$

I. Schmelzen.

29 i. Schmelzpunkt. Starre Körper werden durch Wärmezufuhr bei einer bestimmten Temperatur, welche man **Schmelzpunkt** nennt, in den flüssigen Zustand übergeführt.

Eine weitere Erhöhung der Temperatur, als dem Schmelzpunkt entsprechend, kann erst dann eintreten, wenn der Körper flüssig ist.

Tab. 11. Schmelzpunkte verschiedener Körper.

Platin . . . 2500 ⁰	Kupfer . . . 1095 ⁰	Antimon . . . 420 ⁰
Schweisseisen 1550 ⁰	Gold . . . 1037 ⁰	Zink . . . 410 ⁰
Nickel . . . 1450 ⁰	Messing . . . 1015 ⁰	Blei . . . 330 ⁰
Flusseisen . . . 1400 ⁰	Emailfarben 960 ⁰	Wismut . . . 260 ⁰
Stahl . . . 1350 ⁰	Delta-Metall 950 ⁰	Zinn . . . 230 ⁰
Eisenhochofenschlacke 1370 ⁰	Silber . . . 955 ⁰	Kautschuk . . . 125 ⁰
Gusseisen . . . 1150 ⁰	Bronze . . . 900 ⁰	Schwefel . . . 109 ⁰
Glas . . . 1100 ⁰	Aluminium 650 ⁰	Natrium . . . 96 ⁰

29 m. Schmelzwärme.

Wird Schnee oder Eis (von einer Temperatur unter 0⁰) erwärmt, so zeigt ein hineingestecktes Thermometer ein Steigen der Temperatur bis 0⁰ an, bleibt aber dann auf diesem Punkt stehen, selbst wenn noch mehr Wärme zugeführt wird, bis aller Schnee geschmolzen ist. Die Wärmemenge in Kal., welche nötig war, um, ohne Erhöhung der Temperatur, 1 kg Eis zum Schmelzen zu bringen, nennt man **Schmelzwärme**, d. h., allgemein ausgedrückt:

Die Schmelzwärme eines festen Körpers ist die Anzahl Kal., welche erforderlich ist, 1 kg des Körpers aus dem festen in den flüssigen Zustand überzuführen ohne Erhöhung der Temperatur.

Tab. 12. Schmelzwärme verschiedener Körper in Kal.

Blei . . . 5,4	Platin . . . 27,2	Schwefel . . . 9,4
Eis (Wasser) 80	Quecksilber . . . 2,8	Silber . . . 24,7
Hochofenschl. 50	Roheisen, grau 23	Zink . . . 28,1
Nickel . . . 4,6	„ weiss 33	Zinn . . . 14,6

Beispiel: 80 kg Eis von 0⁰ sollen in Wasser von 0⁰ verwandelt werden. Die hierzu erforderliche Wärmemenge beträgt $80 \cdot 80 = 6400$ Kal. Beim Erstarren des flüssigen Körpers wird dieselbe Wärmemenge frei.

29 n. Gefrieren. Sowie man durch Zuführen von Wärme feste Körper zum Schmelzen bringen kann, kommen flüssige Körper durch Entziehen von Wärme zum Erstarren (Gefrieren). Folgende Tabelle gibt einige Werte.

Tab. 13. Gefrierpunkte einiger flüssiger Körper.

Wasser . . . 0 ⁰	Kochsalzlösung	Ammoniak — 77 ⁰
Seewasser . . . — 2,5 ⁰	(gesätt.) . . . — 18 ⁰	flüss. Kohlen-
Rüböl . . . — 3,5 ⁰	Leinöl . . . — 20 ⁰	säure . . . — 79 ⁰
Terpentinöl — 10 ⁰	Quecksilber — 40 ⁰	Alkoh., absol. — 100 ⁰
	schwefl. Säure — 76 ⁰	Aether . . . — 117 ⁰

K. Verdampfungswärme.

29 o. Hierunter versteht man die Anzahl Kal., welche nötig ist, 1 kg einer Flüssigkeit entgegen dem unveränderlichen äusseren Druck in Dampf von gleicher Temperatur zu verwandeln. Umgekehrt wird beim Übergang aus dem gasförmigen in den flüssigen Zustand dieselbe Wärmemenge wieder frei.

Die Verdampfungswärme ist abhängig von der Temperatur, bei welcher die Verdampfung erfolgt.

Hat man beispielsweise in einem oben offenen Gefäss Wasser von 0° und führt diesem Wärme zu, so zeigt ein in der Flüssigkeit befindliches Thermometer ein Steigen der Temperatur bis 100° an. Die Temperatur bleibt auf diesem Stand stehen, auch wenn weiter Wärme zugeführt wird, bis alles Wasser verdampft ist. Die hierzu aufgewendete Wärmemenge für 1 kg nennt man Verdampfungswärme. Werte hierzu befinden sich in Tab. 10, § 29 i.

Beispiel: Wieviel Kal. sind nötig, 10 kg Alkohol in Dampfform zu verwandeln bei 1 Atm. abs. äusserem Druck?

Nach Tab. 10 ist die Verdampfungswärme 210 Kal., mithin sind für das Beispiel nötig $10 \cdot 210 = 2100$ Kal.

L. Das mechanische Wärmeäquivalent.

29 p. In den Motoren, seien es nun Gasmotoren oder Dampfmaschinen u. dergl., haben wir

Umwandlung von Wärme in Arbeit.

In umgekehrter Weise kann durch Arbeit Wärme erzeugt werden, z. B. erhitzen sich Körper, die aufeinander gleiten, durch die Reibungsarbeit.

Mit dem Hammer bearbeitete Stücke werden warm, ebenso gasförmige Körper, die komprimiert (zusammengepresst) werden (vergl. § 27).

Lässt man die Gase sich wieder ausdehnen, so kühlt man, d. h., die beim Zusammenpressen aufgespeicherte Wärme wird frei.

29 q. Durch genaue Versuche hat man festgestellt, dass man mit einer Arbeit von 424 kgm eine Wärmeeinheit oder Kalorie und umgekehrt mit einer Wärmeeinheit 424 kgm Arbeit erzeugen kann.

Mit 1 kgm Arbeit kann man $\frac{1}{424}$ Kal. erzeugen, daher:

$$\text{Mechanisches Wärmeäquivalent} = \frac{1}{424} \text{ Kal.} \dots (8)$$

Um 1 Pferdestärke (75 Sekmkg) leisten zu können, ist mit hin pro Stunde theoretisch aufzuwenden an

$$\text{Wärme} = \frac{75 \cdot 60 \cdot 60}{424} = 637 \text{ Kal.} \quad \dots \quad (9)$$

Diese Zahl ist unabhängig von der Art und Weise, in welcher der Motor die Arbeit leistet.

Der Wasserdampf. (30 – 32.)

Der Dampf findet ausgedehnte Verwendung zur Krafterzeugung, zum Heizen von Räumen, zum Kochen, Trocknen u. dergl.

Entstehung des Dampfes.

30 a. Führen wir dem Wasser in dem Kessel *K* mittelst der Feuerung *F* Wärme zu, so dass das Wasser siedet, *) dann sammelt sich der erzeugte Dampf über der Wasseroberfläche und wird durch die Rohrleitung *R* (Fig. 1) abgeführt zur nutzbaren Verwendung. Dieser Vorgang gibt „gesättigten Dampf“ oder Sattedampf.

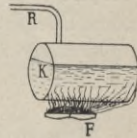


Fig. 1.

Entnehmen wir nun mittelst der Dampfmaschine *M* (Fig. 2) genau soviel Dampf als sich im Kessel entwickelt, so bleiben sowohl die Dampfspannung u. die Temperatur des Dampfes als auch die Temperatur des Kesselwassers konstant, würden wir aber nach Fig 3 oder 4 der Rohrleitung noch Wärme zuführen, so nimmt der Dampf auf seinem Wege vom Kessel *K* zur Maschine *M* Wärme auf und die Dampfmaschine erhält „überhitzten Dampf“ oder „Edeldampf“; bei sehr

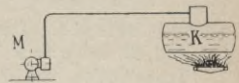


Fig. 2.

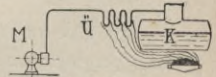
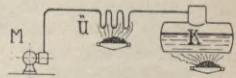


Fig. 3–4.

*) Die Temperatur, bei welcher das Wasser siedet, ist abhängig von dem Druck, welcher auf dem Wasser lastet. Nach Dampftabelle 30 h findet die Dampfentwicklung statt

für $p = 8 \text{ Atm. abs.}$ bei $t = 172^\circ$; für $p = 2 \text{ Atm. abs.}$ bei $t = 120^\circ$.

Hört die Wärmezufuhr auf, so hört auch die Dampfentwicklung auf. (Durch Verringern des Dampfdruckes kann jedoch eine weitere Dampfbildung erfolgen, da dann ein Teil des Wassers mit der hohen Temperatur in Dampf verwandelt wird. Vergl. Erklärung der Dampfkessel-Explosionen in Haeder, Dampfkessel, 4. Aufl., S. 527.)

hoher Überhitzung spricht man von „hochüberhitztem Dampf“ oder „Heissdampf“. Der bequemeren Aussprache und Schreibweise wegen werden wir setzen:

Sattdampf, Edeldampf, Heissdampf.

Der Dampfdruck.

30 b. Als Einheit für die Grösse der Spannung des Dampfes gilt die Atmosphäre (Atm.) und zwar ist:

1 Atm. = dem Druck von 1 kg auf 1 qcm Fläche.

Wir unterscheiden:

Atmosphären absolut und

Atmosphären Überdruck.

Erstere werden vom absoluten Vakuum gezählt, letztere vom Druck der Atmosphäre und ist die Zahl der Atmosphären Überdruck um 1 (dem Druck der Luft) kleiner als die Zahl der absoluten Atmosphären.

30 c. Manometer (Fig. 5) geben die Drücke in Atmosphären Überdruck an.

Beispiel: Die Spannung in einem Kessel (Fig. 6) sei $p = 9$ Atm. abs., so erhält der Kesselboden von $D = 1,80$ Mtr. Durchmesser einen Druck von $(\pi : 4) \cdot 180^2 \cdot (9 - 1)$ kg. Stände die Aussenseite nicht mit der äusseren Luft, sondern mit einem luftleeren Raum (p_0 in Fig. 7) in Verbindung, so ergäbe sich der Bodendruck zu $(\pi : 4) \cdot 180^2 \cdot 9$ kg. Der Manometer in Fig. 6 würde 8 Atm. anzeigen.



Fig. 5.

Fig. 6.

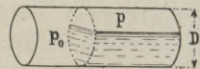
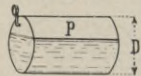


Fig. 7.

In theoretischen Ermittlungen sind stets **Atm. abs.** einzusetzen. Man wird deshalb auch bei der graphischen Darstellung der Diagramme den Federmassstab

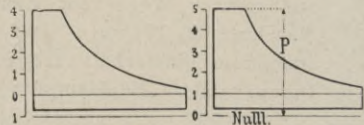


Fig. 8. Falsch. Fig. 9. Richtig.

nie nach Fig. 8, sondern stets nach Fig. 9 anbringen.

Der Satt dampf. (30.)

30 d. *Satt dampf* ist solcher, welcher für eine bestimmte Temperatur die grösste Dichte besitzt, und bei welchem die geringste Temperaturabnahme Kondensation (Niederschlagen eines Teiles des Dampfes als Wasser) im Gefolge hat.

A. Dampfwärme, Temperatur, Gewicht, Volumen (Satt dampf).

30 e. Wir haben zu unterscheiden:

I. **Flüssigkeitswärme** q , d. i. die zur Temperaturerhöhung der Flüssigkeit von 0° auf die Siedetemperatur aufgewendete Wärmemenge.

II. **Verdampfungswärme** r , d. i. die latente oder gebundene Wärme, die zur Dampfbildung aus der Flüssigkeit von der Siedetemperatur verwendet wurde, dieselbe zerfällt in:

1. **Äussere Verdampfungswärme** a (zwischen 0,1 und 20 Atm. abs. schwankt dieser Wert von 35 bis 48 Kal.), die zum Überwinden des äusseren Widerstandes beim Übergehen in Gasform nötige Wärmemenge.

2. **Innere Verdampfungswärme** q' (zwischen 0,1 und 20 Atm. abs. schwankt dieser Wert von 540 bis 408 Kal.), die zum Bestande des gasförmigen Zustandes nötige Wärmemenge (der Unterschied zwischen Verdampfungswärme und äusserer Verdampfungswärme).

III. Die **Gesamtwärme** λ des Wasserdampfes gibt die Anzahl der Wärmeeinheiten (Kal.) an, die zur Bildung von 1 kg Dampf aus Wasser von 0° bei bestimmter Spannung erforderlich sind.

30 f. Bezeichnet:

p den Dampfdruck in Atm. abs.,

t die Dampftemperatur in Grad,

q die Flüssigkeitswärme in Kal.,

q' die innere Verdampfungswärme in Kal.,

a die äussere " " " "

$A = 1 : 424$ das mechanische Wärmeäquivalent, vergl. § 29 p,

$P = 10000 \cdot p$ den Dampfdruck in kg/qm,

$v - v'$ die Volumvergröss. infolge d. Verdampfung in cbm pro 1 kg,

$r = q + a$ die gesamte Verdampfungswärme in Kal.,

$\lambda = q + r$ die **Gesamtwärme** des Dampfes in Kal.,

γ Gewicht des Dampfes in kg/cbm,

$v = 1 : \gamma$ das Volumen von 1 kg trockenem Dampf in cbm,

$T = 273 + t$ die absol. Dampftemperatur in Grad,
 v' in der Sattdampf tab. *) = 0,001 cbm/kg angenommen,

so ist nach Regnault:

$$\lambda = 606,5 + 0,305 \cdot t = r + q \text{ in Kal./kg} \quad (1)$$

$$r = 606,5 - 0,695 \cdot t - 0,00011 t^2 = \lambda - q \text{ in Kal./kg} \quad (2)$$

$$q = t + 0,00002 \cdot t^2 + 0,0000003 \cdot t^3 \text{ in Kal./kg} \quad (3)$$

$$a = A \cdot P \cdot (v - v') = (1 : 424) \cdot 10000 \cdot \rho \cdot (v - v') \text{ in Kal./kg} \quad (3a)$$

angenähert ist:

$$r = 607 - 0,708 \cdot t \text{ in Kal./kg} \quad (4)$$

$$q = t + 0,00011 \cdot t^2 \text{ „ „} \quad (5)$$

$$a = 575,4 - 0,791 \cdot t \text{ „ „} \quad (6)$$

ferner ist nach Zeuner:

$$\rho \cdot v^{1,0646} = 1,7617 \quad (7)$$

$$\gamma = 0,5877 \cdot \rho^{0,9893} \quad (8)$$

Beispiel: Nach Sattdampf tab. *) hat Dampf von 7,5 Atm. abs. eine Temperatur von $t = 169^{\circ}$

nach Gleich. 1: $\lambda = 606,5 + 0,305 \cdot 169 = 657 \text{ Kal.}$,

„ „ 2: $r = 606,5 - 0,695 \cdot 169 - 0,00011 \cdot 169^2 = 486,9 \text{ Kal.}$

„ „ 3: $q = 169 + 0,00002 \cdot 169^2 + 0,0000003 \cdot 169^3 = 171 \text{ Kal.}$

„ „ 6: $a = 575,4 - 0,791 \cdot 169 = 441,7 \text{ Kal.}$

30 g. Mit den in der Sattdampf tab. **) angegebenen Werten lassen sich durch direktes Ablesen oder durch Umrechnung alle erforderlichen Grössen bestimmen wie folgt:

Dampfdruck p	=	7,5 Atm. abs.	15 Atm abs.
Temperatur t	=	169	200 ^o
ges. Vrdpf.-Wärm. r	=	657 - 169 = 488	666 - 200 = 466 Kal.
innere „ „ q	=	443	419 „
äuss. „ „ a	=	488 - 443 = 45	466 - 419 = 47 „
Gesamtwärme λ	=	657	666 „
Gewicht γ	=	3,9	7,48 kg
absol. Temper. T	=	442	473 ^o

Die fettgedruckten Werte sind der Sattdampftabelle **) direkt zu entnehmen.

Mit für techn. Rechnungen im allgemeinen ausreichender Genauigkeit kann man setzen $q = t$.

*) Sattdampftabelle in 30 h. Unter 50^o geben die Regnaultschen Formeln für λ und r zu grosse Werte.

**) Sattdampftabelle in 30 h.

30 h.

Sattdampftabelle.

Atmosphären absolut	Temperatur	Innere Verdampfungs-wärme	Gesamt-wärme	Gewicht kg/cbm	absolute Temperatur	Atmosphären absolut	Temperatur	Innere Verdampfungs-wärme	Gesamt-wärme	Gewicht kg/cbm	absolute Temperatur
p	t	q	λ	γ	T	p	t	q	λ	γ	T
0,1	46	539	621	0,067	319	6	160	450	655	3,16	433
0,2	60	528	624	0,13	333	6,2	161	449	655	3,26	434
0,4	76	516	629	0,25	349	6,4	162	448	655	3,36	435
0,6	86	508	633	0,36	359	6,6	164	447	656	3,46	437
0,8	93	502	635	0,48	366	6,8	165	446	656	3,56	438
1	100	497	637	0,59	373	7	166	445	656	3,66	439
1,2	105	493	639	0,70	378	7,5	169	443	657	3,90	442
1,4	109	489	639	0,81	382	8	172	441	658	4,14	444
1,6	113	486	640	0,91	386	8,5	174	439	659	4,39	447
1,8	117	483	642	1,02	390	9	177	437	660	4,63	450
2	120	481	643	1,13	393	9,5	179	435	661	4,87	452
2,2	123	478	643	1,23	396	10	181	434	661	5,11	454
2,4	126	476	644	1,34	399	10,5	183	432	661	5,35	456
2,6	129	474	645	1,44	402	11	186	430	663	5,59	459
2,8	132	472	647	1,55	405	11,5	188	429	663	5,83	461
3	134	470	647	1,65	407	12	190	427	663	6,06	463
3,2	136	468	648	1,75	409	12,5	192	426	665	6,30	465
3,4	138	467	648	1,86	411	13	193	425	665	6,53	466
3,6	140	465	648	1,96	413	13,5	195	423	665	6,74	468
3,8	142	464	649	2,06	415	14	197	422	665	7,01	470
4	144	462	650	2,16	417	14,5	199	420	666	7,24	472
4,2	146	461	651	2,26	419	15	200	419	666	7,48	473
4,4	148	460	652	2,37	421	16	200	417	667	7,94	473
4,6	149	458	652	2,47	422	17	203	415	668	8,42	476
4,8	151	457	652	2,57	424	18	206	412	669	8,86	479
5	153	456	653	2,67	426	19	209	410	670	9,33	482
5,2	154	455	653	2,77	427	20	211	408	671	9,8	484
5,4	155	454	653	2,87	428						
5,6	157	453	653	2,97	430						
5,8	158	452	654	3,06	431						

Flüssigkeitswärme $q = \lambda - r$; äussere Verdampfungs-wärme $a = r - q$; spezifisches Volumen = $1 : \gamma$ cbm/kg.

B. Expansion und Kompression (Sattdampf).

I. Erklärung.

30 i. Denken wir uns z. B. nach Fig. 1 hinter dem gezeichneten Kolben in der Entfernung *a* vom Zylinderdeckel Dampf von 6 Atm. abs. dampfdicht eingeschlossen, denken wir uns dann ferner den Kolben um das Stück *a* fortbewegt, so wird in der in Fig. 2 gezeichneten Stellung die Dampfspannung auf 3 Atm. gefallen sein, da das Volumen doppelt so gross geworden ist und nach Gleich. 11 die Dampfspannung demnach auf die Hälfte sinken müsste. Je weiter der Kolben nach links fortschreitet, um so mehr sinkt die Spannung, wie aus dem Schema Fig. 3 ersichtlich.

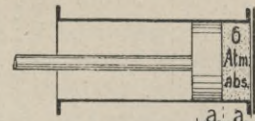


Fig. 1.

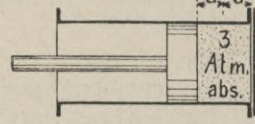


Fig. 2.

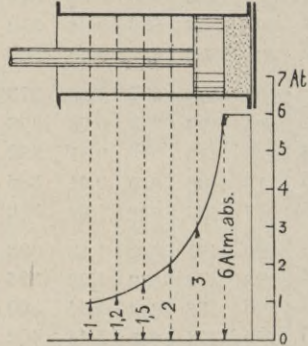


Fig. 3.

Die zeichnerische Darstellung der auf diese Weise ermittelten Kurve, **Expansionskurve** genannt, ist angegeben in § 30 l.

Umgekehrt wird natürlich bei Verkleinerung der Volumen, entspr. dem Gesetz Gleich. 11, eine Steigerung der Spannung erfolgen. Die sich dabei ergebende Linie nennt man **Kompressionskurve**, deren zeichnerische Darstellung in § 30 m angegeben ist.

II. Gesetze der Expansion und Kompression.

30 k. Expansion und Kompression des Dampfes erfolgen **adiabatisch** nach dem Gesetz:

$$p \cdot v^\alpha = \text{konstant, } p_1 \cdot v_1^\alpha = p_2 \cdot v_2^\alpha \dots \dots \dots (9)$$

Der Exponent α ist abhängig von der Art des Dampfes und kann man setzen

für **Sattdampf** $\alpha = 1,135 \dots \dots \dots (10)$

Bei Überschlagsrechnungen genügt es für Sattdampf anzunehmen, Expansion und Kompression erfolge nach dem **Mariott**-schen Gesetz, welches lautet:

Bei gleichen Temperaturen verhalten sich die Volumina *umgekehrt* wie die Drücke, also

$$p \cdot v = \text{konstant}, \quad p \cdot v = p_1 \cdot v_1 \dots \dots \dots (11)$$

III. Konstruktion der Mariott'schen Linie.

30 l. Die Expansionskurve lässt sich in folgender Weise durch Konstruktion finden:

- H* sei die Länge des Diagramms (den Kolbenhub darstellend),
- h* der Füllungsgrad, bezogen auf $H = 1$,
- s* die auf die Kolbenfläche reduzierte Länge des schädlichen Raumes auf einer Seite,
- p* die Anfangsspannung in Atm. abs.,
- va* die Linie des absoluten Vakuums.

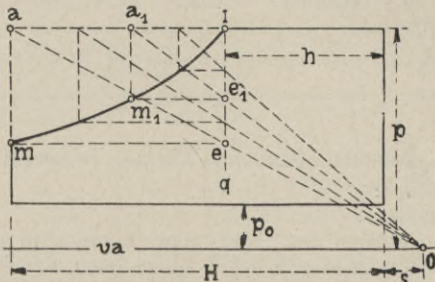


Fig. 4.
Expansionskurve.

Ziehe von *a* aus einen Strahl *aO*, welcher die Linie *iq* in *e* schneidet, eine Parallele durch *e* zur Vakuumlinie *va* gibt den Endpunkt *m* der Kurve. Die übrigen Punkte finden sich ebenso, wie aus Fig. 4 ersichtlich.

30 m. Die Kompressionskurve wird in gleicher Weise verzeichnet.

- p*₀ sei der Gegendruck des abziehenden Dampfes in Atm. abs.,
- C* der Kompressionsenddruck in Atm. abs.

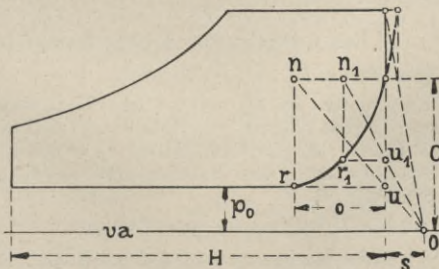


Fig. 5.
Kompressionskurve.

Ziehe durch *C* eine Parallele zur Vakuumlinie *va*, dann den Strahl *Ou*, welcher verlängert, die Parallele in *n* schneidet. Auf einer Senkrechten durch *n* liegt der Punkt *r* der Kurve. Bei *r* ist Beginn der Kompression, mithin $ru = o$ Kompressionsdauer.

Edeldampf (31) (überhitzter Dampf).

31 a. Zur Erzeugung von Edeldampf hat man neben dem Dampfkessel einen Überhitzer nötig. Letzterer besteht aus einem Rohrsystem, in welchem der Dampf durch aussen einwirkende Feuergase „überhitzt“ wird. Die Überhitzung kann nach Fig. 2 durch eine besondere Wärmequelle oder nach Fig. 3 durch Einwirkung der Abgase des Dampfkessels erfolgen.

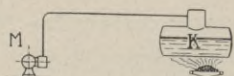


Fig. 1. Ohne Überhitzer.

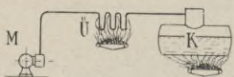


Fig. 2.



Mit Überhitzer.

Fig. 3.

Edeldampf hat bei gleicher Spannung höhere Temperatur als Sattedampf.

A. Volumen, Gewicht, Wärme, Temperatur.

31 b. Bezeichnet:

- p die Spannung des Dampfes in Atm. abs.,
- $V_{\ddot{u}}$ das Volumen des überhitzten Dampfes in cbm für 1 kg,
- t die Temperatur des Sattedampfes nach Sattedampftabelle,*)
- \ddot{u} „ „ der Überhitzung in Grad bei derselben Spannung, entsprechend der Temperatur t ,
- $t + \ddot{u}$ die Temperatur des Edeldampfes**) in Grad,

so ist:

$$\text{absol. Temperatur } T_{\ddot{u}} = 273 + (t + \ddot{u}) \text{ in Grad} \quad . \quad . \quad (1)$$

und nach Zeuner:

$$\text{Volumen } V_{\ddot{u}} = \frac{0,004924 \cdot T_{\ddot{u}} - 0,18536 \sqrt[4]{p}}{p} \text{ in cbm/kg} \quad . \quad (2)$$

und $\gamma_{\ddot{u}} = 1 : V_{\ddot{u}}$ das Gewicht von 1 cbm Dampf in kg . . (2a)

Bezeichnet ferner:

- G die Dampfmenge in kg, welche überhitzt werden soll,
- c_p die spezifische Wärme des Edeldampfes bei konstantem Druck (nach Regnault im Mittel $c_p = 0,48$),
- λ die Gesamtwärme des Sattedampfes in Kal. nach Sattedampftabelle,*)

so ist die für die Überhitzung aufzuwendende

$$\text{Wärmemenge} = 0,48 \cdot G \cdot \ddot{u} \text{ in Kal.} \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Zur Erzeugung von 1 kg Edeldampf aus Wasser von Null Grad ist nötig eine

$$\text{Gesamtwärme } W_{\ddot{u}} = \lambda + 0,48 \cdot \ddot{u} \text{ in Kal.} \quad . \quad . \quad (4)$$

*) Sattedampftabelle in § 30 h. **) Edeldampftabelle in § 31 c.

31 c.

Edeldampftabelle.

Atm. abs.	$\frac{4}{\sqrt{p}}$	Überhitzung um							
		$\ddot{u} =$	0°	10°	20°	30°	50°	100°	200°
6	1,565	$t + \ddot{u} =$	160	170	180	190	210	260	360 Grad
		$T\ddot{u} =$	433	443	453	463	483	533	633 "
		$W\ddot{u} =$	655	660	665	669	679	703	751 Kal.
		$V\ddot{u} =$	0,317	0,318	0,323	0,331	0,348	0,389	0,471 cbm/kg
		$\gamma\ddot{u} =$	3,16	3,16	3,1	3,02	2,87	2,57	2,12 kg/cbm
7	1,627	$t + \ddot{u} =$	166	176	186	196	216	266	366 Grad
		$T\ddot{u} =$	439	449	459	469	489	539	639 "
		$W\ddot{u} =$	656	661	666	670	680	704	752 Kal.
		$V\ddot{u} =$	0,273	0,273	0,28	0,287	0,301	0,335	0,407 cbm/kg
		$\gamma\ddot{u} =$	3,66	3,66	3,57	3,48	3,32	2,98	2,46 kg/cbm
8	1,682	$t + \ddot{u} =$	172	182	192	202	222	272	372 Grad
		$T\ddot{u} =$	445	455	465	475	495	545	645 "
		$W\ddot{u} =$	658	662	667	672	682	706	754 Kal.
		$V\ddot{u} =$	0,242	0,243	0,247	0,253	0,266	0,296	0,358 cbm/kg
		$\gamma\ddot{u} =$	4,14	4,15	4,05	3,95	3,76	3,38	2,79 kg/cbm
10	1,778	$t + \ddot{u} =$	181	191	201	211	231	281	381 Grad
		$T\ddot{u} =$	454	464	474	484	504	554	654 "
		$W\ddot{u} =$	661	666	671	675	685	709	757 Kal.
		$V\ddot{u} =$	0,196	0,196	0,2	0,205	0,215	0,24	0,289 cbm/kg
		$\gamma\ddot{u} =$	5,11	5,12	5	4,88	4,65	4,17	3,46 kg/cbm
11	1,821	$t + \ddot{u} =$	186	196	206	216	236	286	386 Grad
		$T\ddot{u} =$	459	469	479	489	509	559	659 "
		$W\ddot{u} =$	662	667	672	676	686	710	758 Kal.
		$V\ddot{u} =$	0,179	0,179	0,184	0,188	0,197	0,220	0,264 cbm/kg
		$\gamma\ddot{u} =$	5,59	5,59	5,43	5,33	5,08	4,54	3,79 kg/cbm
12	1,861	$t + \ddot{u} =$	190	200	210	220	240	290	390 Grad
		$T\ddot{u} =$	463	473	483	493	513	563	663 "
		$W\ddot{u} =$	663	668	673	677	687	711	759 Kal.
		$V\ddot{u} =$	0,165	0,165	0,169	0,174	0,182	0,202	0,243 cbm/kg
		$\gamma\ddot{u} =$	6,06	6,06	5,92	5,75	5,49	4,95	4,11 kg/cbm
13	1,899	$t + \ddot{u} =$	193	203	213	223	243	293	393 Grad
		$T\ddot{u} =$	466	476	486	496	516	566	666 "
		$W\ddot{u} =$	665	670	675	679	689	713	761 Kal.
		$V\ddot{u} =$	0,153	0,153	0,157	0,161	0,168	0,187	0,225 cbm/kg
		$\gamma\ddot{u} =$	6,53	6,53	6,37	6,21	5,95	5,35	4,44 kg/cbm

Beispiel: Es soll erzeugt werden 132 kg Dampf von 8 Atm. abs. mit 50° Überhitzung, so hat der Edeldampf nach obiger Tabelle

222°; zur Erzeugung sind nötig 132·682 = 90 024 Kal. Wir hätten auch rechnen können nach Gleich. 4:

$$\text{Wärmemenge} = (658 + 0,48 \cdot 50) \cdot 132 = 90\,024 \text{ Kal.}$$

B. Expansion (Edeldampf).

I. Gesetze der Expansion und Kompression.

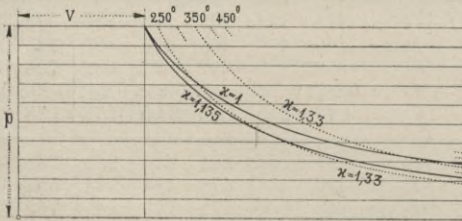
31 d. In der Gleichung für die Expansion des Dampfes (vergl. 30 k)

$$p \cdot v^x = p_1 \cdot v_1^x \dots \dots \dots (5)$$

ist zu setzen

$$\text{für Edeldampf Exponent } x = 1,33 \dots \dots (6)$$

Je grösser der Exponent x , um so schneller erfolgt das Abfallen der Expansionskurve. Dieses zeigt nachstehende Figur, in welcher für mehrere an Gewicht gleiche Dampfmengen, aber verschiedene Temperaturen die Expansionskurven einge-



zeichnet wurden. (Bei gleichem Gewicht sind die Volumina des Edeldampfes grösser, vergl. vorstehende Abbild. und Edeldampftabelle 31 c). An der Stelle, an welcher die Kurve für Edeldampf diejenige für Satttdampf schneidet, hat der Dampf seine Überhitzung verloren und geht in den gesättigten Zustand über.

II. Konstruktion der Expansionslinie (Edeldampf).

Man kann hierbei entweder die einzelnen Punkte der Kurve rechnerisch ermitteln oder die Expansionslinie konstruieren.

31 e. Aufzeichnen durch Rechnung.

Nach Gleich. 5 wird:

$$p \cdot v^{1,33} = p_x \cdot v_x^{1,33} \dots \dots (7)$$

mithin bei angenommenem v_x

$$p_x = p \cdot (v : v_x)^{1,33} \dots \dots (8)$$

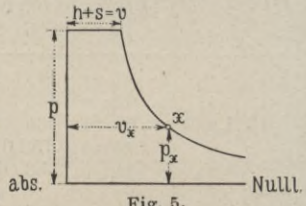


Fig. 5.

Auf diese Weise können beliebig viele Punkte der Kurve ermittelt werden,

So fährt man fort und findet schliesslich durch Verbinden der ermittelten Punkte die **gesuchte Linie 17**.

Gleichzeitig bestimmt man nach § 31 b das Gewicht der Füllungsdampfmenge und sucht das diesem entspr. Dampf-volumen für Sattdampf. Von diesem Volumen ausgehend wird nun die Expansionskurve für Sattdampf (als Adiabate mit $\chi = 1,135$) konstruiert, um zu ermitteln, ob und an welcher Stelle der Edeldampf in den gesättigten Zustand übergeht (vergl. § 31 d).

Beispiel: In einem Dampfdiagramm für überhitzten Dampf von $p = 8$ Atm. abs. und 272° Dampftemperatur sei Volumen $v_{\ddot{u}} = h_{\ddot{u}} + s = 20 + 8 = 28 \%$. Das Volumen für die gleiche Gewichtsmenge gesättigten Dampf ist zu bestimmen:

nach Edeldampftab. *) ist für

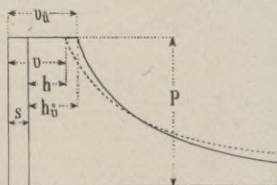
$$p = 8 \text{ und } t + \ddot{u} = 272^{\circ},$$

$$V_{\ddot{u}} = 0,296 \text{ cbm/kg,}$$

nach Sattdampftab.***) ist für

$$p = 8 \text{ und } t = 172^{\circ}$$

$$V = 0,242 \text{ cbm/kg,}$$



mithin das gesuchte Volumen für Sattdampf

$$= 28 \cdot \frac{0,242}{0,296} \sim 23 \%,$$

bei gleichem Dampfgewicht beträgt demnach

$$\text{für überhitzten Dampf die Füllung } h_{\ddot{u}} = 28 - 8 = 20 \%,$$

$$\text{„ Sattdampf die Füllung } h = 23 - 8 = 15 \%.$$

Man sieht, dass bei Bestimmung der Volumen in % die Abmessungen des Dampfzylinders keine Rolle spielen.

C. Heissdampf.

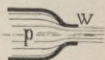
31 g. Sobald die Temperatur des Dampfes den Wert von etwa 300° übersteigt, wird derselbe vielfach mit „Heissdampf“ bezeichnet. Es gelten dabei selbstverständlich dieselben Regeln und Gesetze wie für Edeldampf.

*) Edeldampftabelle in 31 c. **) Sattdampftabelle in 30 h.

Strömende Bewegung des Dampfes. (32.)

A. Geschwindigkeit des austretenden Dampfes.

32 a. Zur Berechnung der **Strahlgeschw.** (d. h. der Geschw., welche der Strahl nach dem Austritt besitzt) werden wir setzen:



- w Geschw. des Strahles in Mtr./Sek.,
- G Gewicht der austretenden Dampfmenge in kg/Sek.,
- $g = 9,81$ Erdbeschleunigung in Mtr./Sek.²,
- $\frac{w^2}{2 \cdot g}$ in Mtr. die sogenannte Geschwindigkeitshöhe, hat man sich nach Fig. 1 vorzustellen,
- $\frac{w^2}{2 \cdot g}$ in Sekmkg ist gleichzeitig das Arbeitsvermögen von 1 kg Dampf pro Sek.,
- $\frac{w^2}{2 \cdot g} \cdot G$ das Arbeitsvermögen des Strahles in Sekmkg.

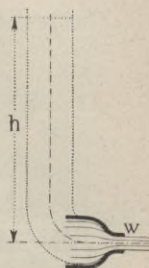


Fig. 1.

Auf die Grösse der **Strahlgeschw.** haben Einfluss nach Gleich. 2: $10000 \cdot p$ die Eintrittspannung in kg/qm,

$\frac{1}{\gamma}$ das Volumen für 1 kg Dampf von der Spannung p in cbm,

$\frac{\rho_0}{\rho}$ das Expansionsverhältnis, Austrittspannung ρ_0 in Atm. abs. zu Eintrittspannung ρ in Atm. abs.,

x der Expansions-Exponent, dieser ändert sich mit der Temperatur und Beschaffenheit des Dampfes, so dass

$$\rho \cdot v^x = \rho_1 \cdot v_1^x \dots \dots \dots (1)$$

Wir setzen nun als Hauptgleichung für die Strahlgeschw. nach Zeuner

$$\frac{w^2}{2 \cdot g} = \frac{x}{x - 1} \cdot 10\,000 \cdot p \cdot \frac{1}{\gamma} \cdot \left[1 - \left(\frac{\rho_0}{\rho} \right)^{\frac{x-1}{x}} \right] \dots \dots (2)$$

Als Erfahrungszahlen wählen wir*)

für **Sattdampf** $x = 1,135$; woraus $\frac{x}{x-1} = 8,4$; $\frac{x-1}{x} = 0,119$,

für **Edeldampf** $x = 1,33$; „ $\frac{x}{x-1} = 4$; $\frac{x-1}{x} = 0,248$.

Diese Werte in Gleich. 2 eingesetzt, ergibt

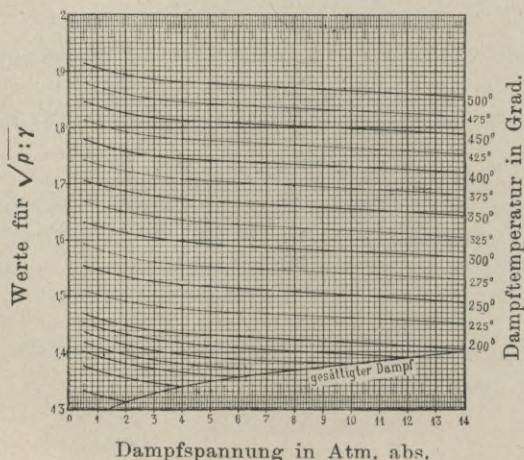
Sattdampf $w = 1285 \sqrt{\frac{\rho}{\gamma}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\rho_0}{\rho}\right)^{0,119}} \dots \dots \dots (3)$

Edeldampf $w = 885 \sqrt{\frac{\rho}{\gamma}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\rho_0}{\rho}\right)^{0,248}} \dots \dots \dots (4)$

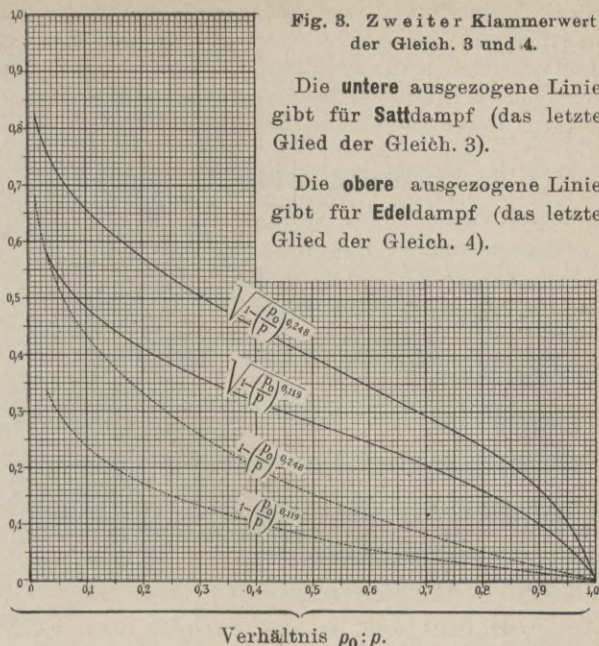
Vereinfachung der Gleichungen 3 und 4.

32 b. Die Berechnung des Dampfgewichtes für Edeldampf müsste aus der umständlichen Volumengleich. 2 u. 2 a in § 31 b durchgeführt werden, da die Tab. 31 c nur für einige bestimmte Fälle Werte hierfür enthält. Zur Vereinfachung dienen die nachstehenden Schemas, aus welchen der erste und der zweite Wurzelwert der vorstehenden Gleich. 3 u. 4 direkt abgelesen werden können.

Fig. 2. Erster Klammerwert der Gleich. 3 und 4.



*) Nach § 30 k und 31 d.



Beispiel: Für Sattdampf sei $\rho = 10$ Atm., $\rho_0 = 0,2$ Atm. abs.

nach Schema Fig. 2 wird: $\sqrt{\rho : \gamma} = 1,39$,

„ „ „ 3 für $0,2 : 10 = 0,02$ wird:

$$\sqrt{1 - (\rho_0 : \rho)^{0,119}} = 0,625,$$

mithin nach Gleich. 3: $w = 1285 \cdot 1,39 \cdot 0,625 \sim 1115$ Mtr./Sek.

Beispiel: Der Dampf des vorigen Beispiels habe eine Temperatur von 350° .

nach Schema Fig. 2 wird: $\sqrt{\rho : \gamma} = 1,655$,

„ „ „ 3 für $0,2 : 10 = 0,02$ wird:

$$\sqrt{1 - (\rho_0 : \rho)^{0,248}} = 0,79,$$

mithin nach Gleich. 4: $w = 885 \cdot 1,655 \cdot 0,79 = 1155$ Mtr./Sek.

Die austretende Dampfmenge.

32 c. Die nach dem angegebenen Verfahren berechnete Strahlggeschw. w ist aber grösser als die Geschw. in dem Mündungsquerschnitt, da der Dampf nach seinem Austritt expandiert

und die dadurch frei werdende Kraft zur Vergrößerung der Dampfgeschw. verbraucht wird. Wie gross der Mündungsquerschnitt für eine bestimmte Dampfmenge G i. d. Sek. sein muss, hängt von der Form der Mündung ab. Im Abschnitt „Dampfturbinen“ folgen hierüber nähere Angaben.

B. Druckverlust in Dampfrohrleitungen.

32 d. Bezeichnet:

- das Gewicht des Dampfes in kg/cbm (nach 30 h),
 L die Länge der Leitung in Mtr.,
 d den lichten Durchmesser der Leitung in Mtr.,
 w die mittl. Dampfgeschw. in Mtr./Sek.,

so wird:

$$\text{Druckverlust } z = \frac{15}{10^3} \cdot \gamma \cdot \frac{L}{d} \cdot w^2 \text{ in Atm. (1)}$$

Mit Hilfe von Gleich. 1 ist nachstehende Tabelle berechnet.

32 e. Werte des Druckverlustes z in Atm. für $L : d = 100$ (Sattdampf).

Dampf- über- druck in Atm.	Dampfgeschwindigkeit w in Mtr./Sek.								
	10	15	20	25	30	40	50	75	100
1	0,002	0,004	0,007	0,010	0,015	0,027	0,04	0,092	0,16
3	0,003	0,007	0,013	0,020	0,029	0,052	0,08	0,18	0,32
5	0,005	0,010	0,019	0,030	0,043	0,076	0,12	0,26	0,47
7	0,006	0,014	0,025	0,039	0,056	0,100	0,15	0,35	0,62
9	0,008	0,017	0,030	0,048	0,070	0,124	0,20	0,43	0,76
14	0,012	0,025	0,045	0,070	0,100	0,180	0,28	0,63	1,12

Für **Edeldampf** wird entspr. dem geringeren Gewicht der Druckverlust kleiner.

- $\gamma \ddot{u}$ = Gewicht in kg/cbm Edeldampf nach Tab. 31 c,
 γ = „ „ „ Sattdampf „ „ 30 h,
 z = Druckverlust nach Tab. 32 e.

so wird für Edeldampf Druckverlust = $(\gamma \ddot{u} : \gamma) \cdot z$ in Atm. . (2)
 gleiche Spannung und Rohrleitung für Sattdampf und Edeldampf vorausgesetzt.

32 f. Gleichwertige Rohrlängen für Ventile und Krümmer.

Durchm.	25	50	70	100	125	150	200	250	300 mm
Ventil .	0,6	2	4	6	8	11	16	21	27 Mtr.
Krümmer	0,4	1,4	3,6	4	6	7	11	14	18 „

Beispiel: **Sattdampf**: Eine Dampfmaschine sei vom Kessel 35 Mtr. entfernt. In der 150 er Rohrleitung sind zwei Krümmen und ein Ventil angeordnet. Das gleichwertige Rohr ist $35 + 2 \cdot 7 + 11 = 60$ Mtr.,

$$\text{also } L:d = 60:0,15 = 400,$$

die Dampfgeschwindigkeit sei $w = 30$ Mtr.,

der Dampfüberdruck im Kessel $= 7$ Atm.,

für $L:d = 100$ ist der Druckverlust nach Tab. 32 e $z = 0,056$ Atm.,

also für $L:d = 400$ ist der Druckverlust

$$z = (400:100) \cdot 0,056 = 0,224 \text{ Atm.}$$

Bei Annahme von $w = 75$ Mtr. Dampfgeschw. wäre

$$z = 0,35 \cdot (400:100) = 1,4 \text{ Atm.}$$

Beispiel: **Edeldampf**: Für Edeldampf von 270° und $\rho = 7 + 1 = 8$ Atm. abs. ist nach Tab. 31 c Gewicht $\gamma_{\ddot{u}} = 3,38$ kg/cbm, Sattdampf von $\rho = 8$ Atm. abs. wiegt nach 30 h: $\gamma = 4,14$ kg/cbm, demnach ergibt sich für vorstehendes Beispiel nach Gleich. 2:

für $w = 30$ Mtr./Sek. Druckverlust $(3,38:4,14) \cdot 0,056 = 0,046$ Atm.,

„ $w = 75$ „ „ $(3,38:4,14) \cdot 1,4 = 1,14$ Atm.

32 g. Temperaturabnahme des Edeldampfes pro lfd. Mtr. Rohrleitung etwa 1° , gute Umhüllung der Leitung vorausgesetzt.

Die Reibung. (33—36.)

Tabelle über Reibungskoeffizienten befindet sich in 341.

Bei der Bewegung zweier Körper aufeinander (und sind die sich berührenden Flächen noch so glatt) entsteht zwischen denselben **Reibung**, die der Bewegung hinderlich ist. Auch Schmiermittel können die Reibung nur verringern, aber nicht aufheben.

- 33 a.** Ursache der Reibung ist die Anzahl kleiner Unebenheiten und Rauigkeiten, die man, auch bei polierten Flächen, durch ein starkes Vergrößerungsglas erkennen kann. Dieselben greifen ineinander

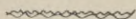


Fig. 1. Ungleiches

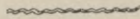


Fig. 2. Gleiches
Material.

und setzen der Bewegung den Reibungswiderstand entgegen. Hiernach müsste dieser Widerstand grösser sein bei Körpern von gleichem Material (*Fig. 2*), da deren Unebenheiten leichter ineinander greifen. Diese Annahme findet aber in der Praxis keine Bestätigung, Gusseisen auf Gusseisen hat sich bei der Schlittenführung der Dampfmaschinen, bei den Kolbenringen und Schiebern der Dampfzylinder besser bewährt als die Anwendung von zwei verschiedenen Materialien.

Unmittelbar mit den erwähnten Unebenheiten und Rauigkeiten hängt der **Verschleiss** (Abnutzung) der sich reibenden Körper zusammen, indem durch die Bewegung die kleinen Unebenheiten abgerissen werden und neue wieder entstehen; findet solches in hohem Maasse statt, so tritt ein Fressen der Gleitflächen ein.

- 33 b.** Die Grösse der reibenden Flächen hat auf den Reibungswiderstand $\mu \cdot P$ keinen Einfluss, derselbe ist nur abhängig von dem Druck, unter welchem die reibenden Flächen stehen.

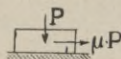


Fig. 3.

Für **verschiedenes Material** der Körper ist dagegen der Reibungswiderstand verschieden und man nennt denjenigen, welcher von einem Druck von 1 kg hervorgerufen wird, den Reibungskoeffizienten μ , dessen Grösse durch

Versuche ermittelt wurde, vergl. Tab. 34 l.

Die **Geschwindigkeit** übt nur geringen Einfluss auf die Grösse des Reibungswiderstandes aus, man kann jedoch annehmen, dass derselbe wächst mit abnehmender Geschwindigkeit, so dass er für den Übergang aus Ruhe in Bewegung am grössten ist.

(Die Reibungsarbeit, d. h. das Produkt aus Reibungswiderstand mal Weg wird durch die Geschw. der aufeinander gleitenden Flächen erhöht.)

Man unterscheidet:

Gleitende Reibung, Zapfenreibung und rollende Reibung.

I. Gleitende Reibung.

Diese Reibung ist zu berücksichtigen bei einfachem Kurbeltrieb mit Schubstange, Schlittenführung der Motoren, Sägegatter, Hobelmaschinen u. dergl.

33 c. Reibungswiderstand.

P sei der Druck des Körpers auf die Unterlage in kg,

μ der Reibungskoeffizient nach Tab. 34 l,

so ist der

$$\text{Reibungswiderstand} = \mu \cdot P \text{ in kg} \dots \dots (1)$$

Die Form und Grösse der Unterlage (ob beispielsweise nach Fig. 6 halbrunde Form oder ob die Führung in der Breite unterbrochen ist nach Fig. 7) haben auf den Reibungswiderstand keinen Einfluss.

Beispiel: Für Gleitbahn aus Bronze ruft Stahlkörper von 30 kg Gewicht einen Reibungswiderstand $= 30 \cdot 0,16 = 4,8$ kg hervor. Wen-

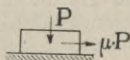


Fig. 4.

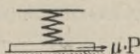


Fig. 5.



Fig. 6.



Fig. 7.

den wir nach Fig. 5 eine Feder mit 300 kg Federdruck an, so ist der Reibungswiderstand $= (30 + 300) \cdot 0,16 = 52,8$ kg.

33 d. Erforderliche Arbeit zur Überwindung der Reibung.

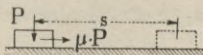


Fig. 8.

Soll der Körper um eine Strecke s in Mtr. (Fig. 8) vorwärts bewegt werden, so muss sein:

$$\text{Erforderliche Arbeit} = \mu \cdot P \cdot s \text{ in mkg} \dots \dots (2)$$

Beispiel: Wird der Körper des vorigen Beispiels ohne Feder um $s = 3,4$ Mtr. vorwärts bewegt, so ist die nötige Arbeit $= 4,8 \cdot 3,4 = 16,3$ mkg.

33 e. Erforderlicher Kraftbedarf.

Zur Bestimmung des Kraftbedarfs müssen wir die Zeit t in Sek. oder die mittl. Geschw. v in Mtr./Sek einführen, dann wird

$$\text{Kraftbedarf} = \frac{1}{75} \cdot \mu \cdot P \cdot s \cdot \frac{1}{t} = \frac{1}{75} \cdot \mu \cdot P \cdot v \text{ in PS} \quad \dots (3)$$

Beispiel: Soll im vorigen Beispiel der Weg s in $t = 2,2$ Sek. zurückgelegt werden, so ist der Kraftbedarf $= \frac{1}{75} \cdot 16,3 \cdot \frac{1}{2,2} = 0,1$ PS.

33 f. Reibung mit Massenbeschleunigung.

Wird ein Körper in eine grössere Geschw. oder aus der Ruhe in Bewegung versetzt, so setzt sich die erforderliche Zugkraft zusammen aus Reibungswiderstand + Beschl.-Kraft und wir haben

$$\text{nötige Zugkraft } Z = \mu \cdot P + \varphi \cdot \frac{G}{g} \text{ in kg} \quad \dots (4)$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{aufzuwendende Arbeit} = Z \cdot s \text{ in mkg,} \\ \text{Kraftbedarf} = \frac{1}{75} \cdot Z \cdot v \text{ in PS} \end{array} \right\} \quad \dots (5)$$

Für Beschl. φ gelten alle in § 10 angegebenen Regeln.

Nimmt die Geschwindigkeit des Körpers ab, so gilt für die erforderliche Zugkraft Reibungswiderstand minus Verzögerungskraft, denn ein Teil der lebendigen Kraft des Körpers tritt dann als Zugkraft auf.

Betr. Reibung auf schiefer Ebene vergl. § 36.

II. Zapfenreibung. (34.)

Die Zapfenreibung ist eigentlich ebenfalls eine gleitende Reibung, doch spielt hier der Reibungsradius y eine Rolle, denn als Geschw. kommt in Betracht $v = y \cdot \pi \cdot n : 30$, hierbei ist $\pi \cdot n : 30$ die Winkelgeschw.

A. Spurzapfen.**34 a. Reibungswiderstand.**

P sei der Zapfendruck in kg,

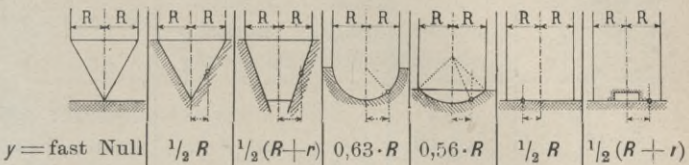
μ der Reibungskoeffizient nach Tab. 341,

so wird:

$$\text{Reibungswiderstand} = \mu \cdot P \text{ in kg} \quad \dots (1)$$

34 b. Reibungsradius y in Mtr.

ist die Entfernung des mittl. Radius der gedrückten Fläche vom Mittelpunkt der Drehachse.



Radius r nach Tabelle 34 e.

34 c. Reibungsmoment in mkg

ist die aufzuwendende Arbeit und bestimmt sich zu

$$\text{Reibungsmoment} = \mu \cdot P \cdot y \text{ in mkg} \dots \dots \dots (2)$$

Wir sehen aus Gleich. 2, je grösser der Reibungsradius y , desto grösser ist das Reibungsmoment, dessen kleinsten Wert die Körnerspitze ergibt. Der Konstrukteur wird demnach kleine Zapfendurchmesser anstreben, soweit dieses die Festigkeitsregeln zulassen.

34 d. Der Kraftbedarf zur Überwindung der Reibung rechnet sich zu

$$\mu \cdot P \cdot y \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \text{ in Sekmkg} \dots \dots \dots (3)$$

$$\text{oder} = \text{Reibungswiderstand} \times \text{Umfangsgeschw.} \dots \dots (4)$$

worin n Umdrehungen des Zapfens i. d. Min.

Beispiel: Laufstein und stehende Welle eines Mahlganges wiegen 1200 kg, Spurzapfen-Durchm. $2R = 0,04$ Mtr. (ballig), $n = 150$ Umdrehungen i. d. Min., so ist zu setzen nach Tab. 34 l:

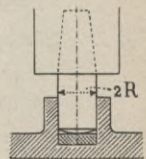
$\mu = 0,15$, mithin

n. Gl. 1: Reibungswiderstand $= 0,15 \cdot 1200 = 180$ kg,









„ Tab. 34 b: Reibungsradius, $y = 0,56 \cdot 0,02 = 0,011$ Mtr.,

„ Gl. 2: Reibungsmoment $= 180 \cdot 0,011 \sim 2$ mkg,

„ „ 3: Reibungsarbeit $= \frac{1}{75} \cdot 2 \cdot \frac{\pi \cdot 150}{30} \sim 0,42$ PS.



34 e. Flächendruck, Reibungsradius u. Reibungsmoment einiger häufiger vorkommender Spurzapfen.

Art der Fläche		R, r in cm Flächendruck q in kg/qcm	y, R, r in Mtr. Reib.-rad. y in Mtr.	Reibungs- moment M in mkg	Bemerkungen
Körner		fast ∞	fast Null	fast Null	Nur für sehr kleine Kräfte verwendbar.
Kegel		$\frac{P}{\pi \cdot R^2}$	$\frac{R}{2}$	$\mu \cdot \frac{P}{\sin \alpha} \cdot \frac{R}{2}$	Ungünstig, da das Moment bei kleinem α sehr gross wird.
abgestumpfter Kegel		$\frac{P}{\pi \cdot (R^2 - r^2)}$	$\frac{R + r}{2}$	$\mu \cdot \frac{P}{\sin \alpha} \cdot \frac{R + r}{2}$	
Kugel		$\frac{P}{\pi \cdot R^2}$	$0,63 \cdot R$	$\mu \cdot P \cdot 0,63 \cdot R$	
ballig $\alpha = 90^\circ$		$\frac{P}{\pi \cdot R^2}$	$0,56 \cdot R$	$\mu \cdot P \cdot 0,56 \cdot R$	Viel gebr. für stehende Well. d. Mahlgänge, Zentrif. usw.
Kreis		$\frac{P}{\pi \cdot R^2}$	$\frac{R}{2}$	$\mu \cdot P \cdot 0,5 \cdot R$	
Ringfläche		$\frac{P}{\pi \cdot (R^2 - r^2)}$	$\frac{R + r}{2}$	$\mu \cdot P \cdot \frac{R + r}{2}$	Ungünstig, da Reib.-Radius sehr gross ausfällt.

B. Wellenlager, Stirnzapfen u. dergl.

34 f. Reibungswiderstand.

P sei der Zapfendruck in kg,

μ der Reibungskoeffizient nach Tab. 34 l,

so wird auch hier:

$$\text{Reibungswiderstand} = \mu \cdot P \text{ in kg} \dots \dots \dots (6)$$

34 g. Reibungsradius y .

Der Lagerdruck äussert sich hier nicht gleichmässig radial, sondern verteilt sich, wie in Fig. 16 angedeutet, auf die einzelnen Flächenelemente. Infolgedessen ist der Reibungsradius grösser als R , wie in in Tab. 34 k angegeben.

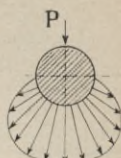


Fig. 16.

34 h. Reibungsmoment.

Hierfür gilt die Beziehung: Widerstand \times Reibungsradius, also


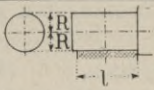


$$\text{Reibungsmoment} = \mu \cdot P \cdot y \text{ in mkg} \dots \dots \dots (7)$$

34 i. Die Reibungsarbeit wächst im direkten Verhältnis der Winkelgeschw. $(\pi \cdot n):30$ und bestimmt sich zu

$$\text{Reibungsarbeit} = \mu \cdot P \cdot y \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \text{ in Sekmkg} \dots \dots (8)$$

worin n die Umdrehungen des Zapfens i. d. Min.

34 k. Flächendruck, Reibungsradius und Reibungsmoment einiger häufiger vorkommender Zapfen.

	Form des Zapfens 	R, r in cm		y, R, r in Mtr.	
		Flächendruck q in kg/qcm	Reibungsradius y in Mtr.	Reibungsmoment M in mkg	
zylindr.		$\frac{P}{2 \cdot R \cdot l}$	$1,27 \cdot R$	$\mu \cdot P \cdot 1,27 \cdot R$	
kugelig		$\frac{P}{2 \cdot R \cdot l}$	$1,27 \cdot R$	$\mu \cdot P \cdot 1,27 \cdot R$	
kegelförm.		$\frac{2P}{(R+r) \cdot l}$ <small>R, r in cm</small>	$0,63 (R+r)$ <small>y, R, r in Mtr. einsetzen.</small>	$\mu \cdot \frac{P}{\cos \alpha} \cdot 0,63 (R+r)$	

Beispiel: Lagerdruck des Hauptlagers einer Dampfmaschine $P=5300$ kg, Lager-Durchm. $2R=0,21$ Mtr. (zylindrisch), $n=95$ Umdrehungen i. d. Min., so ist zu setzen nach Tab. 34 i: $\mu=0,05$ (Weissgusslager), mithin

nach Gleich. 6: Reibungswiderstand = $0,05 \cdot 5300 = 265$ kg,

„ Tab. 34 k: Reibungsradius $y = 1,27 \cdot 0,105 = 0,133$ Mtr.,

„ Gleich. 7: Reibungsmoment = $265 \cdot 0,133 = 35,5$ mkg,

nach Gl. 8: Reibungsarbeit = $35,5 \cdot \frac{\pi \cdot 95}{80} = 355$ Sekmkg = $\frac{355}{75} = 4,7$ PS.

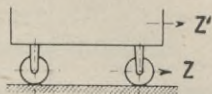
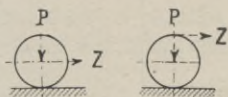
341. C. Reibungskoeffizienten μ (nach Morin u. a.)

Verwendung	Material	Reibungs- koeffizient	
		Be- wegung	Ruhe
Lager für Motoren genaue Ausführung „ für Wagen u. dergl. gewöhnl. Ausführung „ für Spurzapfen	Stahl auf Bronze	$\mu = 0,06$	0,1
	„ „ Weissguss	0,05	0,1
	„ „ Metall	0,1	0,15
	Eisen „ Guss	0,15	0,18
	Stahl „ Stahl	0,15	0,18
Gleitschuhe (Kreuzköpfe, Querhäupter)	Guss auf Guss	$\mu = 0,07$	0,1
	„ „ Stahl oder Metall	0,09	0,12
Kolben Dampfzylinder Wasserpumpen	Guss auf Guss	$\mu = 0,07$	0,1
	„ Metall (nicht bewährt)		
	Guss auf Guss	0,2	0,3
	Stahl „ „	0,25	0,35
	Lederstulp auf Gusseisen „ bei schmutz. Wasser	0,1 0,2	
Stopfbüchsen	Baumwolle oder Hanf	$\mu = 0,1$	
	Metallpackung	0,08	
Schleifsteine	grobkörn. auf Gusseisen	$\mu = 0,23$	
	Sandstein „ Stahl u. Schmiedeeisen	0,38	
	feinkörn. „ Gusseisen	0,72	
	Sandstein „ Stahl u. Schmiedeeisen	1,00	
Mauerwerk „ auf gewachse- nem Boden	Steine auf Ziegel trocken und hart		0,65 0,65
	nass und lettig		0,30
	auf Beton (trocken)		0,75
Schlitten	Unbeschlagene Holzkufen ungeschmiert	$\mu = 0,38$	
	auf glatter Holz- oder Steinbahn	geschmiert mit „ „ Talg	0,15
			0,07
	Unbeschlagene Holzkufen auf Schnee u. Eis		0,035
	Beschlagene „ „ „ „ „		0,02

III. Rollende Reibung und Fahrzeuge. (35.)

I. Rollende Reibung. (Vergl. auch §9 d.)

- 35 a.** P Druck auf die Unterlage in kg,
 Z Zugkraft zum Bewegen in kg,
 v Geschw. d. Mittelpunktes d. rollend. Körpers in Mtr./Sek.,
 $A = Z \cdot v$ Reibungsarbeit in Sekmkg,
 f Reibungskoeffizient bezw. Hebelarm der Reibung in cm,
 $r =$ Halbmesser des rollenden Körpers in cm,



$$Z = \frac{P \cdot f}{r} \quad Z = \frac{P \cdot f}{2 \cdot r}$$

Anzahl der Rollen ist gleichgültig. Bei Wagen erhöht sich Z um die Zapfenreibung (vergl. 34 k), auch ist es gleich, ob Kraft bei Z oder Z' angreift.

35 b. Reibungskoeffizienten der rollenden Reibung.

- Pockholz auf Pockholz $f = 0,046$ cm,
 Ulmenholz auf Pockholz $f = 0,08$ cm,
 Eisen auf Eisen (Stahl auf Stahl) $f = 0,05$ cm.

II. Fahrzeuge auf ebener Strecke.

- 35 c.** Die einzelnen Reibungsgrößen aus Zapfenreibung der Lagerachsen und rollende Reibung am Räderumfang lassen sich kaum feststellen, da die Bauart der Fahrzeuge, Art der Schmierung, Radbreite u. dergl. Einfluss ausüben. Man begnügt sich, beide Reibungsarten zusammen zu fassen und als rohen Annäherungswert zu setzen

$$\text{Reibungswiderstand} = G \cdot \mu \text{ in kg} \quad \dots \quad (1)$$

worin G Gewicht des Fahrzeuges mit Belastung,
 μ Koeffizient der Gesamtreibung nach Tab. 35 d.

35 d. Koeffizienten μ der Gesamtreibung.

Eisenbahngleise, gerade Strecke	$\mu = 0,005$
Strassenbahngleise, „ „	0,007

Für Strassenfuhrwerke :

Gute Asphaltstrasse	0,010
Vorzügl. Steinpflaster und gute chaussierte Strasse .	0,015
Gutes Holzpflaster, gutes Steinpflaster	0,020
Chaussierte Strasse in gutem Zustand	0,025
Geringes Steinpflaster u. schlecht chaussierte Strasse	0,035
Sehr schlechte chaussierte Strasse und gute Erdwege	0,050
Erdwege, gute bis schlechte, Feldwege u. loser Sand	0,1 bis 0,3

35 e. Die Zugkraft eines **Pferdes** auf ebener Bahn bei einspännigem Wagen nimmt ab bei einem

zweispännigen Wagen um	2 0/0	fünfspännigen Wagen um	25 0/0
dreispännigen „ „	10 0/0	sechsspännigen „ „	30 0/0
vierspännigen „ „	20 0/0	achtspännigen „ „	40 0/0

35 f. **Fahrgeschw. u. Zugkraft eines Pferdes auf ebener Fahrbahn** für 8 bis 10 Stunden tägl. Arbeitszeit.

Fahrgeschw. { v =	Anzug	langsam			Schritt			Trab	
		0,1	0,25	0,5	0,75	1	1,25	1,5	2
	0,36	0,9	1,8	2,7	3,6	4,5	5,4	7,2	
leichtes Pferd, Gew. 200 kg,	100	72	60	40	30	20	15	7	3 kg
mittleres Pferd, Gew. 300 kg,	150	110	90	60	45	35	20	10	— „
schweres Pferd, Gew. 400 kg,	200	140	120	80	60	45	25	—	— „

Bei Steigungen mit Neigungswinkel α verringert sich die Zugkraft des Pferdes um Eigengewicht des Pferdes $\times \text{tg } \alpha$ (2)

1. Beispiel: Ein schweres Pferd kann bei $v = 1,25$ Mtr./Sek. Geschw. 45 kg Zugkraft ausüben auf einer Strecke von

$$\frac{1,25 \cdot 3600 \cdot 10}{1000} = 40 \text{ km pro Arbeitstag (10 Stunden).}$$

4 Pferde würden nicht das vierfache, sondern nach Tab. 35 e:

$$0,8 \cdot 4 \cdot 45 = 144 \text{ kg ziehen.}$$

2. Beisp.: Lastwagen von 3000 kg, beladen mit 30000 kg, erfordert auf gutem horizontalem Steinpflaster als Zugkraft $33000 \cdot 0,02 = 660$ kg. Ein schweres Pferd zieht nach Tab. 35 f bei 0,5 Mtr. Geschw. 120 kg, mithin sind nötig $660 : 120 \sim 6$ Pferde. Nach Tab. 35 e leistet aber bei einem 6spännigen Wagen jedes Pferd 30 0/0 weniger, so dass also erforderlich sind $660 : (0,7 \cdot 120) = 8$ Pferde. (Die aufgewendete Leistung beträgt $\frac{1}{75} \cdot 660 \cdot 0,5 = 4,4$ PS.)

Das Bremsen der Eisenbahnzüge.

35 g. Hier gilt ebenfalls Gleich. 1.

Soll durch Bremsen ein fahrender Zug zum Stillstand gebracht werden, so kann man als gesamten Reibungskoeffizient μ , bezogen auf die ganze Bremsdauer, im Mittel setzen:

Geschw. in km/Std.	= 10	20	30	40	50	60	70	80	90
mittl. Wert	$\mu = 0,2$	0,16	0,14	0,13	0,12	0,11	0,1	0,1	0,09

Beispiel: Eisenbahnzug von 18 Wagen à 15000 kg werde gebremst bei der Geschw. von 60 km/Std. Nach Tab. 35 g setzt man $\mu = 0,11$, mithin mittl. Widerstand = $18 \cdot 15000 \cdot 0,11 = 28500$ kg. Nun ermittelt man nach § 10 c die Verzögerung

$$\varphi = \frac{28500 \cdot 9,81}{18 \cdot 15000} = 1,04 \text{ Mtr./Sek.}^2$$

und bestimmt Bremsstrecke und Bremsdauer nach § 8 f, gleichmässig verzögerte Bewegung für Endgeschw. = Null, wie folgt

$$\text{Anfangsgeschw. } c = (60 \cdot 1000) : 3600 = 16,7 \text{ Mtr./Sek.},$$

$$\text{Bremsstrecke } s = 16,7^2 : (2 \cdot 1,04) = 134 \text{ Mtr.},$$

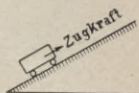
$$\text{Bremsdauer } t = (2 \cdot 134) : 16,7 = 16 \text{ Sek.}$$

III. Fahrzeuge auf schiefer Ebene.

35 h. Zu dem nach Gleich. 1 berechneten Reibungswiderstand $G \cdot \mu$ kommt hier noch der Einfluss zur Überwindung des Hangabtriebes, so dass

$$\text{Zugkraft} = G \cdot \cos \alpha \cdot \mu + G \cdot \sin \alpha \quad \dots (3)$$

Für Überschlags- und Vergleichsrechnungen benutze man Tab. 36 d.

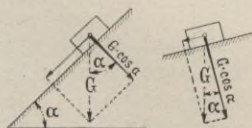


Die schiefe Ebene. (36.)

I. Ohne Berücksichtigung der Reibung.

36 a. Wir müssen hier vorerst die zwei Begriffe „Normaldruck“ und „Hangabtrieb“ einprägen, beide lassen sich durch Kräfteparallelogramme ableiten vom Gewicht G und Neigungswinkel α . Zur Einprägung der Abhängigkeit dieser zwei Grössen ist in nachstehender Abbildung je ein grosser und ein kleiner Winkel α angedeutet.

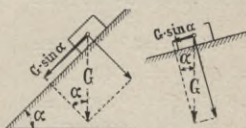
1. **Normaldruck**, d. h. Druck senkrecht zur schiefen Ebene.



$\sphericalangle \alpha$ gross $\sphericalangle \alpha$ klein

$$\text{Normaldruck} = G \cdot \cos \alpha \quad \dots (1)$$

2. **Hangabtrieb**, die Kraft, mit welcher der Körper reibungslos gedacht in der Richtung der schiefen Ebene durch sein Eigengewicht nach unten wirkt.



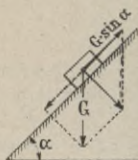
$\sphericalangle \alpha$ gross $\sphericalangle \alpha$ klein

$$\text{Hangabtrieb} = G \cdot \sin \alpha \quad \dots (2)$$

36 b. Ersetzt man den Hangabtrieb durch eine entgegengesetzt wirkende Kraft, so erhält man den Gleichgewichtszustand und es ist:


Kraft zur Aufwärtsbewegung gleich dem Hangabtrieb, also $= G \cdot \sin \alpha$.


Normaldruck und Hangabtrieb beziehen sich auf den reibungslos gedachten Zustand. Hierbei würde der Körper schon beim kleinsten Winkel α von selbst nach unten gleiten.



II. Einfluss der Reibung.

36 c. μ sei wieder der Reibungskoeffizient, so ist die nötige Kraft

aufwärts  $Z = \underbrace{G \cdot \cos \alpha \cdot \mu}_{\text{Reibungs-}} + \underbrace{G \cdot \sin \alpha}_{\text{Hang-}} \quad \dots (3)$

abwärts  $Z_0 = \underbrace{G \cdot \cos \alpha \cdot \mu}_{\text{Reibungs-}} - \underbrace{G \cdot \sin \alpha}_{\text{Hang-}} \quad \dots (4)$

Beispiel: $G = 810 \text{ kg}$, $\alpha = 15^\circ$, $\mu = 0,12$ ist nötig für
 aufwärts nach Gleich. 3: $Z = 810 \cdot 0,97 \cdot 0,12 + 810 \cdot 0,26 = 304 \text{ kg}$,
 abwärts „ „ 4: $Z_0 = 810 \cdot 0,97 \cdot 0,12 - 810 \cdot 0,26 = -116 \text{ kg}$.

Z_0 rechnet sich hier negativ, d. h. der Körper gleitet infolge des Hangabtriebes von selbst nach unten.

Ein Bild über die Änderung einzelner Grössen mit der Grösse des Neigungswinkels α gibt nachstehende Zusammenstellung.

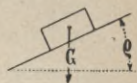
36 d. Nötige Zugkraft Z für $G = 1 \text{ kg}$.

Neigungswinkel . $\alpha =$	0°	5°	10°	30°	45°	60°	90°
Normaldruck $G \cdot \cos \alpha =$	1	1	0,98	0,87	0,71	0,5	Null
Hangabtrieb $G \cdot \sin \alpha =$	Null	0,09	0,17	0,5	0,71	0,87	1
$\mu = 0,05; \varrho = 3^\circ$ $Z =$	0,05	0,14	0,22	0,54	0,75	0,89	1
$\mu = 0,10; \varrho = 5^\circ 40'$ $Z =$	0,1	0,19	0,27	0,59	0,78	0,92	1
$\mu = 0,15; \varrho = 8^\circ 30'$ $Z =$	0,15	0,24	0,32	0,63	0,81	0,94	1
$\mu = 0,20; \varrho = 11^\circ 20'$ $Z =$	0,2	0,29	0,37	0,67	0,85	0,97	1

Beispiel: Für $G = 780 \text{ kg}$, $\alpha = 5^\circ$, $\mu = 0,15$ ist nach Tab. Kraft $Z = 0,24 \cdot 780 = 187 \text{ kg}$.

III. Der Reibungswinkel.

36 e. Unter Reibungswinkel ist derjenige Winkel zu verstehen, bis zu welchem eine Ebene gegen die Horizontale geneigt sein darf, ohne dass ein auf derselben ruhender Körper abgleitet. Es muss also sein:



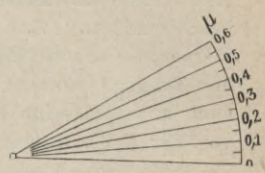
$$G \cdot \sin \alpha = G \cdot \cos \alpha \cdot \mu \dots \dots \dots (5)$$

woraus
$$\frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} = \mu, \text{tg } \alpha = \mu \dots \dots \dots (6)$$

Es gibt demnach für jeden Reibungskoeffizienten μ einen bestimmten Reibungswinkel, welchen man mit ϱ bezeichnet. Gleich. 6 geht also über in

$$\text{tg } \varrho = \mu \dots \dots \dots (7)$$

In nebenstehender Figur sind eine Anzahl Reibungswinkel ϱ verzeichnet mit Angabe des zugehörigen μ .



IV. Beschleunigung auf schiefer Ebene.

36 f. In den Gleichungen 3 u. 4 besitzt der Körper bereits die Geschw., mit welcher ihn die Zugkraft Z weiter bewegen soll. Zur Vergrößerung dieser Geschw. oder zur Erteilung einer Geschw. aus dem Ruhezustand, zum „Beschleunigen“ muss aber eine besondere Kraft einwirken und zwar ist auch hier

Nötige Beschleunigungskraft

$$= \text{Beschl.} \times \text{Masse} = \varphi \cdot \frac{G}{g} \dots \dots \dots (8)$$

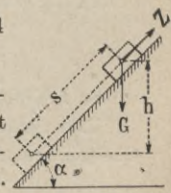
somit erhalten wir als **Gesamtzugkraft:**

$$\text{aufwärts} = Z + \varphi \cdot \frac{G}{g} \dots \dots \dots (9)$$

$$\text{abwärts} = Z_0 + \varphi \cdot \frac{G}{g} \dots \dots \dots (10)$$

worin die Werte Z und Z_0 aus Gleich. 3 und 4 zu nehmen sind.

Ist Winkel α grösser als der Reibungswinkel ϱ , so ergibt sich Z_0 negativ. Sonst gelten alle Regeln für φ , s , t , c und v der geradlinigen Bewegung nach § 8 c bis 8 f und 10.



Beispiel: Wir wählen dieselben Werte des Beispiels unter 36 c: $G = 810$ kg, $\alpha = 15^\circ$, $Z = 304$ kg, $Z_0 = -116$ kg, Anfangsgeschw. = Null, Strecke $s = 8,4$ Mtr., Zeit $t = 3$ Sek., so ist nach § 8 e

$$\varphi = \frac{2 \cdot 8,4}{3^2} = 1,87 \text{ Mtr./Sek.}^2, \text{ demnach}$$

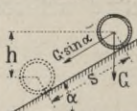
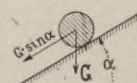

$$\text{nötige Zugkraft aufwärts} = 304 + 1,87 \cdot \frac{810}{9,81} = 458 \text{ kg,}$$

$$\text{,, ,, abwärts} = -116 + 1,87 \cdot \frac{810}{9,81} = 38 \text{ kg.}$$

V. Rollbewegung auf schiefer Ebene.

36 g. Als Kraft gilt hier der Hangabtrieb $= G \cdot \sin \alpha$. Diese Kraft muss die **Massen des Körpers** in Drehung versetzen und beschleunigen. Auf die Geschw., mit welcher ein runder Körper die schiefe Ebene herabrollt, hat besonderen Einfluss das **Trägheitsmoment des Körpers**. Ein Radreif rollt langsamer nach unten als eine Kugel, weil die Massen des ersteren weiter von der Drehachse entfernt liegen als bei der Kugel.

Ohne Berücksichtigung der Reibung ist:

	Reif	Zylinder	Kugel
			
Trägheitsmom. $J =$	$(G : g) \cdot r^2$	$(G : g) \cdot 0,5 \cdot r^2$	$(G : g) \cdot 0,4 r^2$
Geschwindigk. $v =$	$0,71 \sqrt{2 \cdot g \cdot h}$	$0,82 \sqrt{2 \cdot g \cdot h}$	$0,85 \sqrt{2 \cdot g \cdot h}$
Beschleunig. $\varphi =$	$\frac{1}{2} \cdot g \cdot \sin \alpha$	$\frac{2}{3} \cdot g \cdot \sin \alpha$	$\frac{5}{7} \cdot g \cdot \sin \alpha$
Umfangskraft $=$	$\frac{1}{2} \cdot G \cdot \sin \alpha$	$\frac{1}{3} \cdot G \cdot \sin \alpha$	$\frac{2}{7} \cdot G \cdot \sin \alpha$

Der letzte Ausdruck ist die für das Rollen erforderliche Umfangskraft, wird diese grösser als der Reibungswiderstand $G \cdot \cos \alpha \cdot f$, so findet Rollen und Gleiten gleichzeitig statt.

Der grösste Neigungswinkel α , bei der noch reine Rollbewegung eintritt, ist zu ermitteln aus:

$$\text{tg } \alpha \leq \left\| \begin{array}{ccc} 2f & | & 3f & | & 3,5f \end{array} \right.$$

worin f Koeffizient der rollenden Reibung nach 35 b.

Bei grösserem Winkel α findet gleichzeitig Rollen und Gleiten statt.

Abschnitt V.

Festigkeitslehre.

Material.

Festigkeitsarten. Allg. Erklärung.

Tabellen zur Festigkeitslehre.

Festigkeitsrechnen.

Zusammengesetzte Festigkeit.

Berechnung der Federn.

Rohre, Deckel, Platten, Gefäße.

Festigkeitslehre. (37—40.)

A. Das Material.

37 a. Im Maschinenbau kommen besonders zweierlei Arten von Material in Betracht und zwar erhalten ihre Form:

1. Die aus Grauguss, Stahlguss, Rotguss, Delta-metall u. dgl. herzustellenden Teile durch

Giessen.

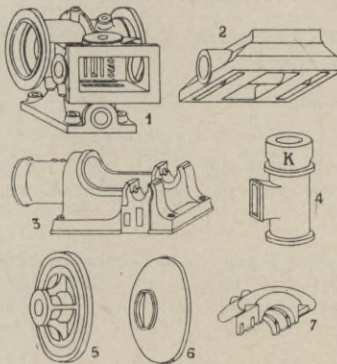


Fig. 1—7.

Den **Gussstücken** kann man jede beliebige Form geben, je nach Ausführung der Modelle und der dazu gehörenden Kerne. Etwas dichteren Guss erzielt man (bei Grauguss) durch Anwendung eines „verlorenen Kopfes“, wie beim Dampfzylinder in Fig. 4 angedeutet. Das Stück *K* soll die Pressung des flüssigen Eisens erhöhen.

2. Die aus Flusseisen oder Schweisseisen herzustellenden Teile durch

Schmieden.

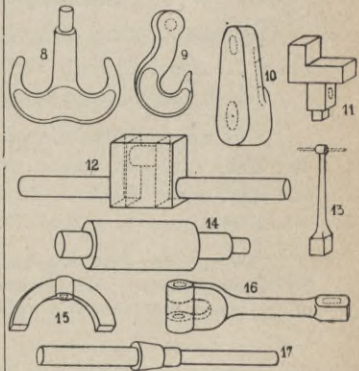


Fig. 8—17.

Mit dem **Schmieden** erreicht man nur angenähert die gewünschte Form des Maschinenteiles. So bilden die zwei Schenkel mit dem Kurbelzapfen einer gekröpften Welle vielfach ein rechteckiges Stück und muss die richtige Form der Welle (wie in Fig. 12 punktiert) durch Stossen und Drehen erzielt werden.

I. Unterschiede zwischen Grauguss und Stahlguss.

I. Grauguss.

37 b. Man kann Grauguss kurzweg als graues Roheisen bezeichnen, welches in Barren oder Masseln gegossen, in Kupol-, Flamm- oder Tiegelöfen umgeschmolzen wird, um dann zu jeglicher Art Gussstücke im Maschinenbau Anwendung zu finden.

(Ein unmittelbares Vergiessen des Roheisens aus dem Hochofen ist unvorteilhaft, da es in seiner Beschaffenheit zu starken Schwankungen unterworfen ist und infolge der höheren Windpressung eine grössere Menge Gase enthält. Diese Gase würden zu unangenehmer Blasenbildung im Gussstücke führen und dessen Elastizität und Festigkeit ganz wesentlich beeinflussen.)

Düninflüssigkeit und Festigkeit.

Das graue Giessereiroheisen (in Barren oder Masseln) hat einen Kohlenstoffgehalt von 3—3.5 %

Die Schmelztemperatur beträgt 1150—1250 °.

Von nicht unerheblichem Einflusse auf die Düninflüssigkeit des Eisens ist der Gehalt an Silicium (1—3 %), dadurch füllt das Eisen die Formen leichter aus und man erzielt einen scharfen Abguss des Modells.

Der Siliciumgehalt beeinflusst die Festigkeit des Roheisens in erheblichem Maasse. Wird dieser Gehalt kleiner, so entsteht helles oder weisses Roheisen von grösserer Festigkeit.

Bearbeitung des Grauguss.

Grauguss lässt sich mit jedem Werkzeuge (Hobeln, Drehen usw.) vorzüglich bearbeiten und hat eine bedeutende Widerstandsfähigkeit gegen Druck, was wohl mit zu seiner grossen Verwendbarkeit beigetragen haben mag.

37c. Schwindmaass. (Vergl. § 29 f.)

Wenn das Gusseisen allmählich in der Form erkaltet ist, so hat es sich nach allen Richtungen gleichmässig zusammengezogen, man spricht dann von einem Schwinden des Materials. Das Maass, um welches dieses Schwinden in linearer Richtung stattgefunden hat ($\frac{1}{96} - \frac{1}{97}$ der Länge), bezeichnet man als Schwindmaass. Das Schwindmaass wird umso geringer, je mehr Kohlenstoffgehalt in Gestalt von Graphit ausgeschieden wurde. Wird umgekehrt das Gusseisen wiederholt bis zur Rotglut

überhitzt, so erfährt es nach allen Richtungen eine bleibende Ausdehnung von 3—4 ‰.

37 d. Temperguss. (Schmiedbarer Guss.)

Eine Abart des Graugusses ist der Temperguss, der als Ersatz für Schmiedeeisen dient. Gusseiserne Gegenstände, die aus „weissem oder halbiertem“ siliciumarmen Roheisen gegossen sind, werden in eisernen Behältern, von Roteisenstein umgeben, längere Zeit (7 bis 10 Tage) bei einer Temperatur von 680 bis 850° geglüht. Der Sauerstoff des Roteisensteins verbrennt den Kohlenstoffgehalt des Gusseisens. Um das Verfahren abzukürzen, setzt man dem Gusseisen im Kupolofen Schmiedeeisenabfälle zu. Gut getempertes Eisen lässt sich in rotwarmem Zustande schmieden, in kaltem Zustande biegen und treiben. Die Festigkeit dieses Materials ist höher wie die von Gusseisen, und niedriger wie die von Fluss- oder Schweisseisen und Stahlguss.

Der Siliciumgehalt beträgt für schwere Stücke 0,45 ‰,
für mittelstarke Ware ≤ 0,65 ‰,
für landwirtschaftliche Maschinen 0,8—1,25 ‰.

Bis über 1,25 ‰ geht man wegen zu geringer Festigkeit des Materials nicht hinaus.

37 e. Hartguss. Unter Hartguss versteht man ein Gusseisen, das weissen Bruch zeigt und graphitfrei ist. Bei langsamer Abkühlung zeigt der Guss graue Farbe im Bruch. Der Hartguss ist ein silicium- und manganarmes Produkt, welches in eiserne Formen gegossen, plötzlich erstarrt, eine harte Oberfläche bekommt und weissen Bruch zeigt.

Die Zugfestigkeit ist etwas höher wie bei Gusseisen, die Druckfestigkeit ist bei beiden gleich.

Stahlguss.

37 f. In den letzten Jahren wird neben dem Gusseisen der Stahlguss viel im Maschinenbau verwendet und überall da mit Vorteil gebraucht, wo es auf leichtes Gewicht bei grosser Festigkeit des Gussstückes ankommt.

Gewinnung des Stahlgusses. Die Gewinnung des Stahlgusses geschieht im Martinofen und zwar neuerdings nach dem basischen Martinprozess. Das auf diese Weise gewonnene Material ist viel reiner, wie das nach anderem Verfahren gewonnene Gut.

Elastizität, Festigkeit und Dünnflüssigkeit.

Die Elastizität, Zähigkeit und Festigkeit sind bedeutend und zwar ist dies Verhalten der geringen Anwesenheit von Kohlenstoff und Silicium ($0,06\%$) zuzuschreiben.

Hand in Hand mit diesen Vorteilen gehen aber auch Nachteile, die darin bestehen, dass man eben infolge des geringen Prozentsatzes von Silicium (Si) und Kohlenstoff (C) eine hohe Schmelztemperatur etwa 1500 bis sogar 2000° nötig hat, um einen dünnflüssigen Guss zu erhalten, welcher die Form überall ausfüllt und ihre Umrisse scharf wiedergibt.

37 g. Schwindmaass. Die hohe Schmelztemperatur bringt aber noch einen anderen Übelstand mit sich, nämlich das beim Erkalten auftretende hohe Schwindmaass der Gussstücke ($1,5$ bis 2%), welches starke Gussspannungen hervorruft.

Indes ist dieser Übelstand beseitigt worden.

Die Stahlgussindustrie hat in den letzten Jahren grosse Fortschritte gemacht und man erhält Gussstücke von den kleinsten bis zu den grössten Dimensionen. (Stücke von 10 t und grösserem Gewichte können ohne Schwierigkeit gegossen werden.)

37 h. Converter-Stahlguss. Der bei reichlicher Luftzuführung im Converter gewonnene Stahlguss, kurz Converter-Stahlguss genannt, ist noch bedeutend zäher, als die nach dem basischen Verfahren erzeugte Sorte. Der Converter-Stahlguss besitzt die nicht zu unterschätzende Eigentümlichkeit zu schweissen, d. h. zwei zusammenstossende Gussstücke können durch den Metallstrom zu einem Ganzen zusammengeschweisst werden und besitzen nachher an dieser Stelle dieselbe Festigkeit, wie ein aus einem Stücke gegossener Gegenstand.

Ein Stahlguss von $0,14\%$ Kohlenstoffgehalt, $0,34\%$ Mangan und $0,06\%$ Silicium besitzt eine Zugfestigkeit von 3800 kg/qcm und eine Dehnung von 35% .

37 i. Temper-Stahlguss. (Ein durch Lufttempern erzeugtes Material.)

Man kann nun auch beim Stahlguss ähnlich wie beim Grauguss von einem Tempern des Materials reden. Jedoch unterscheiden sich beide Methoden wesentlich von einander. Das Verfahren ist hier folgendes.

Man setzt Stahlgussteile, die auf etwa 1000° erhitzt worden sind, plötzlich einer Abkühlung durch Luft auf 600° aus, d. h. die Gussteile werden schnell von 1000° bis 600° durch einen

Luftstrom abgekühlt. Hierdurch wird das Material einmal viel zäher, dann aber auch viel widerstandsfähiger gegen Stösse, und diese Materialeigenschaft findet vornehmlich bei Lokomotiv- und Wagenrädern Berücksichtigung.

Es sei noch erwähnt, dass Converterstahlguss bei Magnetgestellen von Dynamomaschinen infolge seiner vorzüglichen magnetischen Eigenschaften ausschliesslich Verwendung findet.

II. Unterschiede zwischen Fluss- und Schweisseisen.

Schweisseisen.

37 k. Die Gewinnung geschieht beim Herdfrischen und Puddeln. *) Das Schweisseisen enthält Schlacken, oxydierte Verunreinigungen des Roheisens, sowie einen beträchtlichen Prozentsatz von oxydiertem Eisen. Diese Verunreinigungen werden bei der Formgebung durch Hammer und Walzen entfernt, d. h. ausgepresst. Das im Handel vorkommende Schweisseisen enthält 96—97 % metallisches Eisen und 3 % Schlacken. Es ist bei einem Kohlenstoffgehalt unter $\frac{1}{10}$ % nicht härtbar. Man kann also das Eisen auf Rotglut erhitzen und plötzlich im Wasser abkühlen, wobei vor wie nach diesem Prozess ein Bearbeiten mit der Feile möglich ist. Wächst der Kohlenstoffgehalt des Eisens, so ist dasselbe **härtbar**, man nennt es dann Schweisstahl.

Nach dem Grade der Härtbarkeit kann man daher von einem nicht härtbaren und härtbaren Schweisseisen reden. Das nicht härtbare Material wird in der Praxis kurzweg **Schmiedeeisen** genannt. Je geringer also der Kohlenstoffgehalt im Eisen ist, desto weicher ist es. (Chemisch reines Eisen ist so weich, dass man es mit einem Messer wie Holz oder Blei schneiden kann, das kommt daher, weil es überhaupt keinen Kohlenstoff enthält.

37 l. Man unterscheidet 3 Arten von Schweisseisen:

Schweisseisen (ganz geringer Kohlenstoffgehalt) 0,1 % u. weniger, Feinkorneisen (grösserer Gehalt an Kohlenstoff) bis 0,6 % C, Stahl (Kohlenstoffgehalt bis 2,3 %, nicht schmiedbar).

Man kann darnach jedes härtbare Schweisseisen zum Stahle rechnen, und jedes Eisen, welches diese Eigenschaft nicht besitzt, zum Schmiedeeisen, Fein- oder Grobkorn-eisen zählen.

*) Das Puddeln ist ein schwieriger, für die Arbeiter sehr anstrengender Arbeitsvorgang, deshalb erfordert das Schweisseisen höhere Herstellungskosten als das Flusseisen.

Flusseisen.

37 m. Das Flusseisen wird im Gegensatze zum Schweisseisen nicht in teiligem, sondern in flüssigem Zustande gewonnen und ist schlackenfrei. Daraus geht hervor, dass dieses Material in den meisten Fällen das schlackenhaltige Schweisseisen ersetzen kann, ja sogar besser ist.

Der Grund, warum das Schweisseisen dem Flusseisen vorgezogen wird, ist einmal in der unrichtigen Behandlung des Flusseisens zur Verarbeitung von Handelsware zu suchen, dann hat er (der Grund) in Fabrikationsgründen seine Ursache. Flusseisen ist infolge Fehlens der Schlacke **gegen Bruch** im kalten Zustande bedeutend empfindlicher als Schweisseisen.

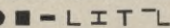
Es ist bei einem Kohlenstoffgehalt unter $\frac{1}{5}\%$ zäher und besser schweisbar als Flussstahl. Nicht härtbar. Nähert sich indes der Kohlenstoffgehalt der oberen Grenze, so zeigt sich deutlich Härbarkeit. Die grösste Härte des Eisens liegt etwa bei 2% Kohlenstoffgehalt.

37 n. Härteres Flusseisen, welches sich härten lässt, enthält mindestens 0,6 und höchstens $2,3\%$ Kohlenstoff. Im allgemeinen geht man selten über $1,5\%$ Kohlenstoff hinaus.

Die **Festigkeit** des Eisens ist hauptsächlich noch von den Elementen Silicium und Mangan abhängig. Die Elemente Phosphor und Schwefel spielen in dieser Beziehung keine Rolle. Der Schwefel ist ein gefährliches Element im Eisen und man sucht ihn so gut wie möglich zu entfernen. Dies gelingt heute in gutem Maasse. Da bei Fluss- oder Schweisseisen die Festigkeit eine Hauptrolle spielt, so sind obige Elemente in ihm nur in sehr geringen Mengen enthalten.

Die **geringste** Festigkeit beträgt 3000 kg/qcm, die **höchste** 8000 kg/qcm und mehr (Flussstahl).

Nach Vergleichung beider Eisensorten kommt man zu dem Schlusse, dass Flusseisen ganz erheblich besser ist wie Schweisseisen, dessen Erzeugung (im Siegerland) immer mehr verdrängt wird. Für sehr komplizierte Schmiedestücke eignet sich jedoch Schweisseisen besser.

37 o. Stab- und Walzeisen. Hat ein Eisen in seiner ganzen Länge gleichen Querschnitt, so bezeichnet man es als Stabeisen. Hierzu gehören Stäbe von  Querschnitt. Als Material kommt sowohl Flusseisen als auch Schweisseisen zur Verwendung. Da diese Profileisen lediglich auf Walzenstrassen, also durch Auswalzen hergestellt werden, so bezeichnet man dieselben auch wohl mit Walzeisen.

37 p. Für das **Konstruktionsmaterial** im Maschinenbau kommt besonders in Betracht:

Material	Zeich.	härt- bar	schmied- bar	Dehnung	Festigkeit	
					Zug	kg/qcm Druck
Flusseisen*)	Fl.-E.	nein	ja	22—12 %	3800	3000
Schw.-Eisen*)	Schw.-E.	nein	sehr gut	22—12 %	3500	2600
Stahl . . .	St.	ja	ja	20—10 %	6000	7000
Stahlguss .	Stg.	nein	nein	30—10 %	5000	7000
Temperguss		nein	ja	2,5—5 %	3200	
Hartguss .	Hartg.	nein	nein		1900	
Grauguss .	G	nein	nein		1500	7500
Kupfer . .	Ku.	nein	kalt etwas	38 %	2800	
Delta-Metall						
gewalzt . .	△	nein	ja	41 %	5800	
gegossen .	"	nein	nein	22 %	} 3500	
überschm. .	"	nein	ja	22 %		

Die Festigkeitszahlen in obiger Tabelle sind nur ganz rohe Mittelwerte, wie ein Vergleich mit Tab. 1 in § 39 zeigt.

B. Allgemeines über Festigkeit.

Die Festigkeitslehre gibt uns Mittel, Konstruktionsteile hinsichtlich ihrer Form und Abmessungen so zu gestalten, dass dieselben mit genügender Sicherheit den auftretenden Kräften widerstehen, ohne allzu grosse Formänderungen zu erleiden.

Ferner lässt sich ermitteln, wie gross Materialbeanspruchung oder Formänderung sind, wenn ein bestimmter Körper einer gegebenen Belastung oder Einwirkung äusserer Kräfte ausgesetzt wird. Auch kann diejenige Belastung berechnet werden, welche zulässig ist, wenn bestimmte Beanspruchungen oder Formänderungen vorgeschrieben sind.

Festigkeitsarten.

(Kurze Erklärung, ausführlicher in § 40.)

38 a. Von der Art und Weise, wie die äusseren Kräfte den Körper beanspruchen und seine Form zu verändern suchen, unterscheidet man mehrere Arten der Festigkeit.

Die Formen der in Betracht kommenden Körper sind sehr verschieden, wir wollen der Einfachheit wegen für unsere Vorbetrachtungen einen prismatischen Stab zugrunde legen.

*) Unter Schmiedeeisen (Zeichen Schm) versteht man im allgemeinen jedes Flusseisen und jedes Schweisseisen, welches nicht härtbar ist.

Zug festigkeit.

Beispiele: Ketten, Seile, Treibriemen, Zugstangen.

Ein Körper wird auf Zug beansprucht, wenn die Kraft in der Achsrichtung auf ihn einwirkt und zu verlängern sucht. Mit der Dehnung findet gleichzeitig ein Verkleinern des Querschnittes statt (Fig. 1a).

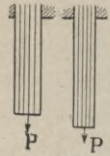


Fig. 1, 1a.

Druck festigkeit.

Beispiele: Fundamente, Unterlagen, kurze Stützen u. Streben.

Druckbeanspruchung tritt ein, wenn die in der Achsrichtung (Fig. 2) wirkende Kraft den Körper zu verkürzen bestrebt ist (Fig. 2 a). (Dabei ist vorausgesetzt, dass seitliche Ausbiegungen des Körpers nicht eintreten, andernfalls handelt es sich um Knickungsfestigkeit, vergl. § 40 d.) Mit dem Zusammendrücken des Körpers erfolgt naturgemäss eine Vergrößerung seines Querschnittes, wie in Fig. 2 a angedeutet.

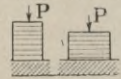
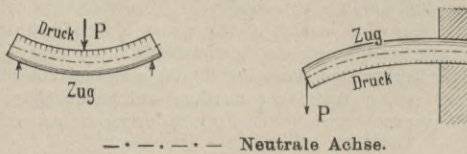


Fig. 2, 2a.

Biegungs festigkeit.

Beispiele: Balken, Träger, Zapfen, Achsen.

Eine Kraft wirkt senkrecht zur Längsachse eines Körpers und sucht ihn einzubiegen. Bei Bieungsbeanspruchungen erleiden die



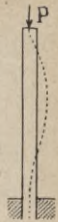
der Krafrichtung entgegengesetzt liegenden Fasern **Zug**, die andern Fasern **Druck**. Zwischen beiden (und zwar in der Schwerpunktsachse des Körpers) tritt eine Beanspruchung nicht auf. Diese spannungslose Achse bezeichnet man als „**neutrale Achse**“.

Knickungs festigkeit.

Beispiele: Säulen, Kolbenstangen, Treibstangen, Kranausleger.

Ist ein Körper im Verhältnis zu seinem Querschnitt sehr lang, und die Kraft wirkt wie bei der Druckfestigkeit (s. oben)

parallel zu seiner Achse, ^{in der Drehungsrichtung} so sucht diese Druckkraft den Körper seitlich durchzubiegen und **einzuknicken**. Für die verschiedenen Befestigungsarten (vergl. § 40 d.) hat man festgestellt, bei welchem Verhältnis „kleinster Querschnitt zur Länge“ auf Zerknickung und nicht auf Druck zu rechnen ist. Im übrigen kann man praktisch eine genau achsiale Belastung überhaupt nicht erreichen, und ferner wird, infolge Ungleichheit im Material selbst, die Schwerpunktsachse nie genau eine gerade sein.



Schub- oder Scherfestigkeit.

Beispiele: Nieten, Keile, Bolzen, Scheren für Metalle.

Auf Schub oder Abscheren wird ein Körper beansprucht, wenn zwei in derselben Schnittfläche einwirkende, entgegengesetzt gerichtete, gleich grosse Kräfte Trennung (Verschiebung in der Kraft-richtung) in der Fläche zu bewirken bestrebt sind, wie in Fig. 6 und 7 angedeutet.

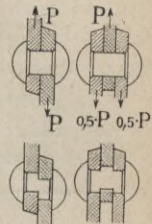


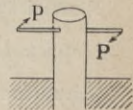
Fig. 6, 7.

Torsions- oder Drehungsfestigkeit.

Beispiele: Wellenleitungen.

Torsionsbeanspruchung tritt auf, wenn die auf den Körper einwirkenden Kräfte denselben um seine eigene Achse zu verdrehen bestrebt sind.

Man muss sich hierbei den Körper an irgend einer Stelle festgehalten (gebremst) denken. In der Praxis treten reine Torsionsbeanspruchungen selten auf.



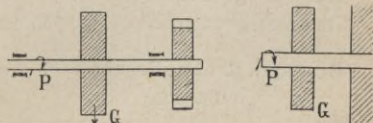
Zusammengesetzte Festigkeit.

Wirken mehrere der vorstehend genannten Festigkeitsarten auf einen Körper ein, so spricht man von zusammengesetzter Festigkeit. Am häufigsten handelt es sich um:

Drehung und Biegung.

Beispiele: Wellen durch Riemenscheiben, Zahnräder u. dergl. belastet, Schwungradwellen von Motoren.

Kraft P ist bestrebt, den Körper zu verdrehen, Gewicht G sucht den Körper durchzubiegen. Beide Kraft-

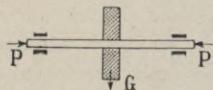


wirkungen haben Einfluss auf die Beanspruchung des Körpers, beide suchen gemeinschaftlich den Körper zu zerstören.

Zerknickung und Biegung.

Beispiele: Kolbenstangen mit freitragenden Kolben u. dergl.

Kraft P ist bestrebt, den Körper einzuknicken, dieses Bestreben unterstützt das Gewicht G .



Die 15 Hauptbegriffe der Festigkeitslehre.

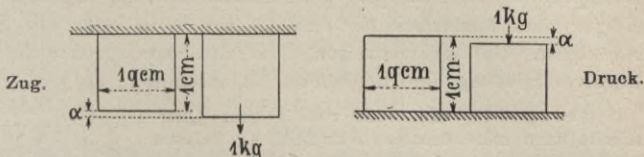
38 b. Bevor wir nun zur näheren Besprechung der verschiedenen Festigkeitsarten übergehen, müssen wir uns die Bedeutung der folgenden Werte einprägen, da dieselben sehr häufig bei den verschiedenen Berechnungsarten wiederkehren, das sind :

Benennung	gebräuchl. Zeichen	übliche Maass-einheit	erklärt in §	Grössen-angabe in § 39
Elastizitätsmodul	$1 : \alpha$ od. E	kg/qcm	38 c	Tab. 2
Dehnungskoeffizient . .	α oder $\frac{1}{E}$	qcm/kg	„ d	„ 2
Schubelastizitätsmodul . .	$1 : \beta$ od. G	kg/qcm	„ e	„ 2
Schubkoeffizient	β oder $\frac{1}{G}$	qcm/kg	„ f	„ 2
Elastizitätsgrenze } oder Tragmodul }	T	kg/qcm	„ g	„ 2
Proportionalitätsgrenze .	σ_p	„	„ h	—
Festigkeitsmodul } oder Bruchgrenze }	K	„	„ i	„ 2
Trägheitsmom. } einer Widerst.-Mom. } Fläche	J	cm ⁴	„ k	„ 7 u. 8
polares Trägheitsmom.	W	cm ³	„ l	„ 7 u. 8
„ Widerstandsmom.	J_p	cm ⁴	„ m	„ 9
Biegemoment . . .	W_p	cm ³	„ n	„ 9
Drehungsmoment	M_b	kgcm	„ o	—
Beanspr., Rechn.-Ergebnis	M_d od. $P \cdot R$	„	„ p	—
„ , zulässige	σ	kg/qcm	„ q	—
	k	„	„ q	„ 3—6

Erklärung vorgenannter 15 Begriffe.

38 c. Der *Elastizitätsmodul* $1:\alpha$ oder E gibt diejenige Belastung an, welche ein prismatischer Stab mit dem Querschnitt 1 erfahren müsste, wenn er um seine ganze Länge ausgedehnt bezw. zusammengedrückt wird.

38 d. Unter *Dehnungskoeffizient* α oder $1:E$ versteht man diejenige Strecke, um welche sich ein aus dem betreffenden

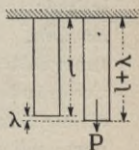


Material gefertigter Stab von der Länge 1 cm und dem Querschnitt 1 qcm für das kg der Belastung bei Zugbeanspruchung dehnt bezw. bei Druckbeanspruchung verkürzt, oder:

für Zug: die Zunahme der Längeneinheit für das kg Spannung,
 „ Druck: „ Verkürzung „ „ „ „ „

Beispiel: Ein Stab von $l = 42$ cm Länge und $5,3$ qcm Querschnitt verändere seine Länge bei einer zentralen Belastung von $P = 10600$ kg um $\lambda = 0,041$ cm. Wie gross ist der Dehnungskoeffizient?

$$\alpha = \frac{1}{E} = \frac{0,041}{10600} \cdot \frac{5,3}{42} = \frac{0,2173}{445200} \sim \frac{1}{2000000} \text{ qcm/kg.}$$

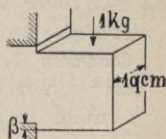


Der Ausdruck „**Dehnung in Prozent**“ kennzeichnet die Längenänderung bis zum Bruch in Hundertteilen der ursprünglichen Stablänge, also Dehnung in Prozenten

$$= \frac{\text{Stablänge bei Bruch minus ursprüngliche Stablänge}}{\text{ursprüngliche Stablänge}} \cdot 100.$$

38 e. *Schubelastizitätsmodul* $1:\beta$ oder G ist diejenige Belastung, welche auf einen Körper von der Länge 1 pro Flächeneinheit des Querschnittes **schiebend** einwirken müsste, um die Endflächen des Körpers um die Länge 1 gegeneinander zu verschieben. Maasseinheit: kg/qcm.

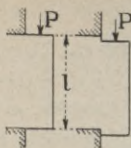
38 f. Der *Schubkoeffizient* β oder $1:G$ kennzeichnet diejenige Strecke, um welche sich zwei gegenüberliegende Flächenteilchen unter dem Einfluss einer Schubkraft von 1 kg gegen einander verschieben bei einer Querschnittsfläche von 1 qcm.



Maasseinheit: qcm/kg.

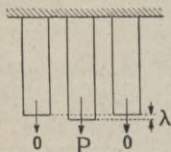
Beispiel: Ein Körper von $l = 24$ cm Länge und $f = 4,7$ qcm Querschnitt wird durch eine Schubkraft von $P = 9200$ kg um $0,06$ cm verschoben. Wie gross ist der Schubkoeffizient?

$$\beta = \frac{1}{G} = \frac{0,06}{9200} \cdot \frac{4,7}{24} = \frac{0,282}{220800} = \frac{1}{780000} \text{ qcmkg.}$$



38 g. Elastizitätsgrenze T (Tragmodul) ist diejenige grösstzulässige Beanspruchung eines Körpers pro Flächeneinheit, bis zu welcher der Körper nach Fortnahme der äusseren Kräfte in seine alte Form zurückgeht. Bei Überschreitung der Elastizitätsgrenze ist die Formveränderung eine bleibende. Maasseinheit: kg/qcm.

Beispiel: Ein Stab von 3 qcm Querschnitt kann mit höchstens $P = 2850$ kg belastet werden, wenn er nach Entfernung von P seine ursprüngliche Länge wieder einnehmen soll. Eine Vergrösserung von P hat bleibende Längenänderung im Gefolge. Die Elastizitätsgrenze rechnet sich hier zu $T = 2850 : 3 = 950$ kg/qcm.



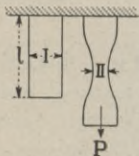
38 h. Proportionalitätsgrenze ist diejenige Spannung, bis zu welcher zwischen Dehnungen und Spannungen Proportionalität herrscht. Für Schweisseisen, Flusseisen und Stahl erweist sich innerhalb gewisser Belastungsgrenzen der Dehnungskoeffizient α unveränderlich. Proportionalität ist also vorhanden. Bei Guss-eisen, Kupfer, Zinkguss, Legierungen usw. herrscht keine Proportionalität.

38 i. Festigkeitsmodul K (Bruchgrenze) gibt die Beanspruchung pro Flächeneinheit an, bei welcher ein Bruch des Körpers erfolgt. Maasseinheit: kg/qcm.

Beispiel: Ein Stab von 6,4 qcm Querschnitt brach bei einer zentralen Belastung von 22000 kg unter gleichzeitiger Verkleinerung seines Querschnittes von I auf II. Wie gross ist die Bruchgrenze?

Letztere ist stets auf den ursprünglichen Querschnitt (also I) zu beziehen und bestimmt sich zu

$$K = 22000 : 6,4 \sim 3450 \text{ kg/qcm.}$$



38 k. Unter Trägheitsmoment J versteht man die Summe der Produkte aus den einzelnen Flächenelementen multipliziert mit den Quadraten ihrer Abstände, bezogen auf eine Achse. Maasseinheit: cm^4 ergibt sich aus vorstehender Erklärung (Fläche mal Entfernung im Quadrat) und aus der Gleichung für den kreisrunden Querschnitt $J = \frac{\pi}{64} \cdot d^4$.

38 i. Das *Widerstandsmoment* W einer Fläche ist gleich dem *Trägheitsmoment* dieser Fläche, dividiert durch den Abstand der äussersten Faser von der neutralen Achse.

Maasseinheit: cm^3 .

38 m. Das *polare Trägheitsmoment* J_p einer Fläche ist gleich der Summe aller Produkte aus den einzelnen Flächenteilchen und den Quadraten ihrer Abstände vom Schwerpunkt der Fläche. Hieraus folgt, dass für solche Flächen, bei denen die Trägheitsmomente für zwei rechtwinklig zueinander stehende Achsen gleich sind, wie z. B. beim kreisrunden Querschnitt, das polare Trägheitsmoment J_p doppelt so gross ist, als das Trägheitsmoment J .

Maasseinheit: cm^4 . Man merke sich die Gleichung für den kreisrunden Querschnitt $J_p = (\pi : 32) \cdot d^4$.

38 n. Das *polare Widerstandsmoment* W_p einer Fläche ist gleich dem *polaren Trägheitsmoment* derselben, dividiert durch den Abstand des am weitesten entfernt liegenden Umfangspunktes vom Schwerpunkt der Fläche. Dieser Satz gilt nur für die kreisrunden und kreisähnlichen Querschnitte (z. B. regelmässige Polygone mit gerader Seitenzahl). Für rechteckige Querschnitte trifft dieser Satz nicht zu.

Maasseinheit: cm^3 . Man merke sich die Gleichung für den kreisrunden Querschnitt $W_p = (\pi : 16) \cdot d^3$.

38 o. *Biegemoment* M_b oder M ist das Produkt einer Kraft \times Hebelarm in kgcm .

38 p. *Drehmoment* M_d oder $P \cdot R$ ist das Produkt aus Kraft \times Radius in kgcm .

38 q. Unter *Beanspruchung* σ versteht man die Belastung eines Körpers, bezogen auf die Flächeneinheit. Dieselbe wird hervorgerufen durch die Formänderungen, welche ein Körper unter dem Einfluss äusserer Kräfte erleidet. Diese Formänderungen haben Materialspannungen im Gefolge, welche man mit Beanspruchung bezeichnet.

Maasseinheit: kg/qcm .

38 r. Man bezeichnet ferner noch mit

$$\text{Sicherheitsgrad} = \frac{\text{Bruchgrenze}}{\text{wirkliche Beanspruchung}}$$

doch bietet dieser Ausdruck einen sehr unsicheren Maassstab, wie Tab. 3 und 4 in § 39 erkennen lassen.

C. Tabellen zur Festigkeitslehre. *)

39. Für die einzelnen Festigkeitsarten (§ 40) muss man häufig Tabellenwerte benutzen, welche ich der Übersichtlichkeit wegen hier schon hintereinander aufführe, zumal dieselben Werte bei verschiedenen Berechnungsarten wiederkehren.

Die **Bruchgrenzen** für **Zug** und **Druck** sind je nach der Güte des Materials und des Verwendungszweckes ausserordentlich verschieden, wie Tab. 1 zeigt.

Tab. 1. Schwank. i. d. Proportionalitäts- u. d. Bruchgrenze in kg/qcm.

Material	Proportionalitätsgrenze	Bruchgrenze	
		Zug	Druck
Flusseisen	2000—2400	3400—4500	2500—3200
Schweisseisen	1300—1700	3300—4000	2200—3000
Stahl	2500—5000	4500—11000	2500—8000
Federstahl, ungehärtet	4000—8000	7000—9000	3000—10000
„ gehärtet	7500—10000	8000—10000	8000—12000
Grauguss	nicht vorhanden.	1200—2400	7000—9000
Stahlguss	2000—7000	3500—9000	3000—10000

Für Rechnungsbeispiele sind wir aber

gezwungen, bestimmte Zahlen anzusetzen.

Die nachstehenden Tabellen 2—6 geben Mittelwerte, welche auch für mittelgutes Material noch zutreffen.

Ob Flusseisen oder Schweisseisen?

Verwendung findet, ist meistens eine kaufmännische Frage, welche häufig erst bei Einholung der Offerten über Lieferung der Schmiedestücke zur Entscheidung gelangt. Der Konstrukteur denkt sich vorläufig **Schmiedeeisen**; auch wir werden in den Beispielen diesen Weg einschlagen und für Schmiedeteile die Zahlen der Spalte „Schmiedeeisen“ benutzen, welche letztere Mittelwerte der Zahlen für Fluss- und Schweisseisen bilden. (Nur für „Drehung“ ist der Unterschied der Festigkeitszahlen gross, etwa 1:2, vergl. Tab. 3.)

*) Insbesondere wurden die Festigkeitszahlen im Buch „Bach, Maschinenelemente“ berücksichtigt.

Tab. 2. Werte von *E*, *G*, *T* u. *K*.

Material	Elastiz.-Modul		Elastizitäts- grenze oder Tragmodul <i>T</i>			Festigkeits- modul oder Bruchgrenze <i>K</i>		
	Zug u. Druck	Schub	Zug	Druck	Schub	Zug	Druck	Schub
	$\frac{1}{\alpha} = E$	$\frac{1}{\beta} = G$						
Eisen u. Stahl:								
Flusseisen	2150000	850000	1500	1500	1000	3800	3800	2300
Schweisseisen . . .	2000000	770000	1400	1400	1000	3500	3500	2000
Schmiedeeisen *)	2050000	800000	1450	1450	1000	3600	3600	2200
Stahl	2200000	850000	3000	3000	1500	6000	7000	4000
Nickelstahl						8000		
Gusseisen :								
Grauguss	900000	350000	750	1500		1500	7500	1500
Stahlguss	2150000	830000	2000	2200		5000	7000	3000
Kupfer u. -Legier. :								
Kupferblech	1200000	480000				2100		
Messing	900000	360000				1650		
Rotguss	900000	360000				2000		
Geschützbronze	1100000	440000				3000		
Deltametall	950000	380000				3500		
Zink, Blei, Alum. :								
Zink, gew.	150000					1900	1000	
Blei, weich	50000					125		
Aluminium	675000	260000				1000		
Draht, Seile, Riem. :								
Eisendr., blank						6000		
„ „ geglüht	2000000					4000		
Bessem. Stahldr., blank						6500		
„ „ geglüht	2150000					5000		
Manilahanfseil . .	9000					700		
Schleisshanfseil . .	11000					700		
Lederriemen	1500					350		
Hölzer :								
Eiche z. Faser	105000	8000	270	200		965	340	70
Buche „ „	175000	6200	160	200		1340	220	80
Pappel „ „	50000							
Kiefer „ „						790	280	40
Fichte „ „						750	240	40

*) Beachte den Text auf voriger Seite unten.

Tab. 3. Zulässige Beanspruchung in kg/qcm.

Notbehelf für solche Teile, über welche Zahlen aus der Praxis nicht vorliegen.

Material	Zug k_z			Druck k		Schub k_s			Drehung k_d			Biegung
	a	b	c	a	b	a	b	c	a	b	c	
Flusseisen . . .	1050	700	350	1050	700	840	560	280	720	480	240	Siehe Tab. 6
Schweisseisen .	900	600	300	900	600	720	480	240	360	240	120	
Schmiedeeisen *)	970	650	320	970	650	780	520	260				
Stahl . . .	1350	900	450	1350	900	1080	720	360	1050	700	350	
Grauguss . .	300	200	100	900	600	300	200	100	300	200	100	
Stahlguss . .	750	500	250	1050	750	660	440	220	660	440	220	
Kupfer . . .	600	300										

Es gelten (nach Bach) die zulässigen Beanspruch. unter:

a für ruhende Belastung,

b für den Fall wiederholter Dehnung, Biegung, Drehung nach **einer Richtung** von Null bis zu einem maximalen Werte,

c für beliebig **wechselnde** Belastung zwischen einem grössten positiven und einem gleich grossen negativen Werte, also für wiederholte Biegung, Dehnung und Drehung nach entgegengesetzten Richtungen.

Obige Tab. 3 ist ein **Notbehelf** für Teile, von welchen Zahlen aus der Praxis nicht vorliegen; für die in Abschn. „Elemente“ behandelten Maschinenteile habe ich dort stets Beanspruchungen gegeben, welche praktischen Ausführungen entsprechen.

Tab. 4. Zulässige Beanspr. in kg/qcm für **Hölzer**.

Holzart	Zug k_z	Druck k	Schub k_s	Biegung k_b
Tannenholz z. Faser	60	50	—	50
Eiche, Buche „ „	100	80	20	80
Kieferholz „ „	100	60	10	70
Eschenholz „ „	110	90	20	90

*) Beachte die Bemerkungen unter Tab. 1.

Tab. 5. Zulässige Druckbeanspr. für Baustoffe.

Basalt	Granit	Kalkstein	Sandstein	Marmor	Ziegelmauerwerk		Baugrund	
					gewöhnl. in Kalk	gutes in Zement	guter	besser
$k = 75$	45	25	20	24	7	11	2,5	4,5 kg/qcm

Näheres hierüber unter „Fundamente“ und im Abschn. „Bautechnik“.

Zulässige Beanspruchung für Biegung.

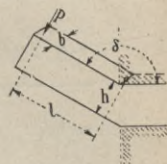
Nach den Erklärungen in § 40 n ist zu setzen:

$$\text{zulässige Beanspr.} = k_b \cdot \left(\frac{\delta}{180}\right)^2 \quad (1)$$

worin δ der Winkel in Grad und k_b die zul. Beanspruchung für den geraden Körper nach

Fig. 1, Tab. 6.

Für Grauguss und Stahlguss sind die Festigkeitszahlen in nachstehender Tabelle (wie üblich) etwas grösser (als für Zug) angesetzt.



Tab. 6. Biegungsfest. mit Rücksicht auf die Form des Körpers.

Material	Bruch *) K_b	zulässig			Bruch *) K_b	zulässig		
		a	b	c		a	b	c
Schmiedeeisen .	3300	970	650	320	1000	250	150	80
Stahl	6000	1350	900	450	2000	340	230	120
Grauguss . . .	2000	450	300	150	600	120	840	40
Stahlguss . . .	6000	900	600	300	2000	250	150	100
Federstahl, geh.	8500	2500	1500	700	3000	1000	600	300

Zulässige Beanspr. für Federn s. unter „Federn“.

Betreffs der Belastungsarten a, b und c vergl. unter Tab. 3.




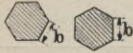

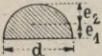
*) Diesen Zahlen für Bruch ist wenig Bedeutung beizumessen, da dieselben je nach der Güte des Materials zu grossen Schwankungen unterworfen sind, wie schon in Tab. 1 gezeigt.

Wesentlichen Einfluss auf die Festigkeit nach Fig. 2 hat auch die Grösse der **Rundung der Ecken**, ich habe diesen Umstand bei Bestimmung der Grösse des Biegemomentes in § 40 n berücksichtigt.

Trägheitsmoment J und Widerstandsmoment W .

Für Träger, Säulen und sonstige gebräuchliche Profile nimmt man meist die Zahlenwerte für J und W direkt aus Tabellen oder rechnet nach den in Tab. 7 u. 7a angegebenen Gleichungen.

Tab. 7. J und W für häufiger vorkommende Querschnitte.

Querschnitt	Trägheitsmoment	Widerstandsmoment	Bemerkungen
	$J = \frac{b^4}{12}$	$W = \frac{b^3}{6}$	Belastung \perp auf b
	$\frac{\pi}{64} d^4$	$\frac{\pi}{32} d^3$	
	$\frac{\pi}{64} (D^4 - d^4)$	$\frac{\pi}{32} \frac{D^4 - d^4}{D}$	
	$0,54 b^4$	$0,625 b^3$ $0,54 b^3$	Belastung \perp auf b Bel. \perp zur Spitze
	$\frac{1}{36} b \cdot h^3$ $e_2 = \frac{2}{3} h$	$\frac{1}{24} b \cdot h^2$	Bel. \perp zur Spitze
		$0,025 d^3$ $e_2 = 0,3 d$	Belastung \perp zum Bogen

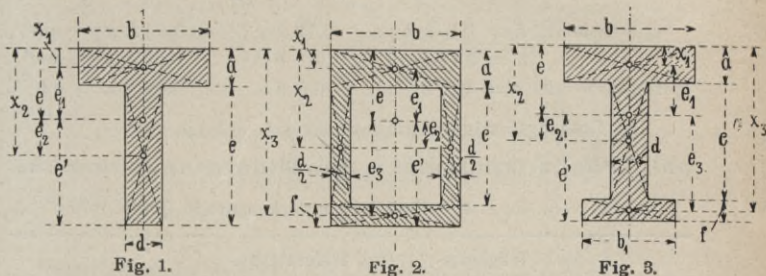
Bei Tab. 7a hat man darauf zu achten, auf welche Achse sich J und W beziehen. Bei **Knickungs**festigkeit (§ 40 d) kommt stets der kleinste Wert von J in Rechnung. Bei **Biegung** (§ 40 i) gilt die Krafrichtung als senkrecht zur — — — — angedeuteten Achse.

Maasse in cm einsetzen.

Tab. 7 a. Erweiterung der Tab. 7.

Träg.-Mom. $J =$	$\frac{b \cdot h^3}{12}$	$\frac{\pi}{4} \cdot b \cdot h^2$	$\frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{12}$	$\frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{12}$
Widerstandsm. $W =$	$\frac{b \cdot h^2}{6}$	$\frac{\pi}{32} \cdot b \cdot h^2$	$\frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{6 \cdot H}$	$\frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{6 \cdot H}$

Im Maschinenbau kommen ausser den in Tab. 7 u. 7 a angegebenen noch nachstehend gezeichnete Querschnitte für **Grauguss** und **Stahlguss** häufiger vor.



Um Trägheits- und Widerstandsmomente bestimmen zu können, muss zunächst der **Schwerpunkt**abstand e ermittelt werden und zwar ist:

Fig. 1 T: $a \cdot b \cdot x_1 + d \cdot c \cdot x_2 = (a \cdot b + d \cdot c) \cdot e$ (2)

Fig. 2 □: $a \cdot b \cdot x_1 + d \cdot c \cdot x_2 + b \cdot f \cdot x_3 = (a \cdot b + d \cdot c + b \cdot f) \cdot e$ (3)

Fig. 3 I: $a \cdot b \cdot x_1 + d \cdot c \cdot x_2 + b_1 \cdot f \cdot x_3 = (a \cdot b + d \cdot c + b_1 \cdot f) \cdot e$ (4)

x_1, x_2 usw. werden aus der Zeichnung gemessen bzw. ermittelt und der aus Gleich. 2—4 gerechnete Wert von e ebenfalls in die Zeichnung eingetragen, so dass man die zur Berechnung von Trägheitsmoment J erforderlichen Maasse e_1, e_2 usw. ebenfalls direkt aus der Zeichnung ermitteln kann.

Es ergibt sich:

Fig. 1 T: Trägheitsmoment $J = \frac{b \cdot a^3}{12} + b \cdot a \cdot e_1^2 + \frac{d \cdot c^3}{12} + d \cdot c \cdot e_2^2$ (5)

Fig. 2 □: $J = \frac{b \cdot a^3}{12} + b \cdot a \cdot e_1^2 + \frac{d \cdot c^3}{12} + d \cdot c \cdot e_2^2 + \frac{b \cdot f^3}{12} + b \cdot f \cdot e_3^2$ (6)

Fig. 3 I: $J = \frac{b \cdot a^3}{12} + b \cdot a \cdot e_1^2 + \frac{d \cdot c^3}{12} + d \cdot c \cdot e_2^2 + \frac{b_1 \cdot f^3}{12} + b_1 \cdot f \cdot e_3^2$ (7)

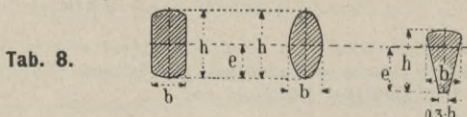
Maasse in cm einsetzen.

Für Eisen und Stahl (annähernd gleiche Zug- und Druckfestigkeit) hat man den Abstand e' der äussersten Faser vom Schwerpunkt der ganzen Fläche zu berücksichtigen (Fig. 1—3).

Für Grauguss ist die Druckfestigkeit ca. 4 mal so gross als die Zugfestigkeit. Man muss deshalb für e bzw. e' den Abstand der äussersten gezogenen Faser vom Schwerpunkt einsetzen. Dann ist:

$$\text{Widerstandsmoment } W = J : e \text{ bzw. } J : e' \dots (8)$$

Für Kettenhaken u. dergl. kommen noch nachstehende drei Querschnitte häufiger vor:



Tab. 8.

Querschnitt	$F = 0,9 \cdot b \cdot h$	$0,78 \cdot b \cdot h$	$0,64 \cdot b \cdot h$ in qcm
	$W = 0,14 \cdot b \cdot h^2$	$0,1 \cdot b \cdot h^2$	$0,06 \cdot b \cdot h^2$ „ cm ³
gerechnet mit $e = 0,5 \cdot h$		$0,5 \cdot h$	$0,66 \cdot h$ „ cm

Bei Drehungsfestigkeit haben wir zu rechnen mit

pol. Trägheitsmoment u. pol. Widerstandsmoment.

Tab. 9. J_p und W_p für häufiger vorkommende Querschnitte.

	Pol. Trägheitsmoment	Pol. Widerstandsmoment	Bemerkungen
	$J_p = \frac{1}{3,6} \cdot \frac{b^3 \cdot h^3}{b^2 + h^2}$	$W_p = \frac{2}{9} \cdot b^2 \cdot h$	W_p wird benutzt zur Ermittlung der Beanspruchungen nach § 40 e,
	$\frac{\pi}{32} \cdot d^4$	$\frac{\pi}{16} \cdot d^3$	
	$\frac{\pi}{32} (D^4 - d^4)$	$\frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D}$	J_p zur Bestimmung des Verdrehungswinkels nach § 40 e.
	$\frac{\pi}{16} \cdot \frac{b^3 \cdot h^3}{b^2 + h^2}$	$\frac{\pi}{16} \cdot b^2 \cdot h$	
	—	$\frac{2}{9} \cdot \frac{B^3 \cdot H - b^3 \cdot h}{H}$	$B : H = b : h$
	$1,04 \cdot b^4$	$0,92 \cdot b^3$	Sechseck
	$\frac{b^4}{46}$	$\frac{1}{20} \cdot b^3$	gleichseitiges Dreieck

Maasse in cm einsetzen.

D. Festigkeitsrechnen.

40 a. Im allgemeinen ist der Rechnungsgang folgender: Man bestimmt die Beanspruchung nach angenommenen, d. h. als vorhanden gedachten Maassen. Dieses Verfahren sollte auch im Schulunterricht besonders angewandt werden, es stärkt gleichzeitig das Gefühl für wirkliche Maassgrössen. Durch Rechnung allein kann man Maschinen nicht konstruieren, selbst wenn ein Mittel zur Verhütung von Rechenfehlern gefunden würde.

In Ausnahmefällen rechnet man wohl auch den erforderlichen Querschnitt oder die zulässige Tragfähigkeit mit Hilfe der zulässigen Beanspruchung aus. In den nachstehenden Rechnungsarten ist dieses Verfahren durch Schrägschrift besonders hervorgehoben.

Bezeichnungen, welche ich möglichst einheitlich beibehalten habe:

	Zug	Druck	Schub	Drehung	Biegung
gerechnete od. wirkl.) Beanspruch.	σ_z	σ		τ	σ_b
zulässige Beanspruch.	k_z	k	k_s	k_d	k_b
Momente	—	—	—	M_d	M_b
Bruchgrenze				K	
Elastizitätsgrenze . .				T	

Zugfestigkeit. (Allgem. Erkl. § 38.)

40 b. Bezeichnet:

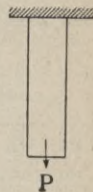
P Zugkraft in kg,

F Querschnittsfläche in qcm,

so wird

wirkl. Beanspruchung $\sigma_z = P \cdot F$ in kg/qcm (1)

Dieses σ_z muss sein $< k_z$ nach § 39, Tab. 3—5.



Bei Förderseilen muss das Eigengewicht G des Seiles berücksichtigt werden (Belastungsfall nach vorstehender Figur), so ist in Gleich. 1 für Zugkraft P zu setzen:

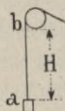
$$\text{Gesamtzugkraft} = P + G \text{ in kg} \dots \dots (2)$$

Beispiel: Die Teufe eines Bergwerkes sei $H = 500$ Mtr., die zu hebende Last, einschliesslich Förderkorb und Wagen, 1800 kg, Gewicht des Seiles pro lfd. Mtr. 1,2 kg, nutzbarer Querschnitt des Seiles = 3,5 qcm, mithin am

unteren Ende (bei a) $\sigma_z = 1800 : 3,5 = 515$ kg/qcm,

oberen „ (bei b) $\sigma_z = \frac{1800 + 500 \cdot 1,2}{3,5} = 690$ „

Die Beanspruchung wechselt also hier von 515 bis 690 kg/qcm.



Geht man von der zulässigen Beanspruchung k_z (nach § 39, Tab. 3–4) aus, so ist zu setzen:

$$\text{erforderl. Querschnitt } F = P : k_z \dots \dots \dots (3)$$

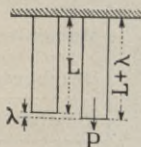
$$\text{zulässige Belastung } P = F \cdot k_z \dots \dots \dots (4)$$

Beispiel: An einem Rundeisenstab (Schmiedeeisen) hänge eine Last von $P = 8300$ kg. Wir entnehmen aus § 39, Tab. 3 die zuläss. Beanspr. $k_z = 970$ kg/qcm und es wird erforderlicher Querschnitt = $8300 : 970 = 8,6$ qcm.

Die Längenzunahme des auf Zug beanspruchten Stabes rechnet sich zu

$$\lambda = \frac{P \cdot L}{E \cdot F} = \frac{\sigma_z \cdot L}{E} \text{ in cm} \dots \dots \dots (5)$$

worin L die ursprüngliche Länge des gezogenen Stabes in cm, E Elastizitätsmodul des Materials nach § 39, Tab. 2.



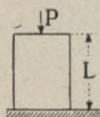
Beispiel: Die Stahldrähte des vorigen Beispiels dehnten sich um $\lambda = \frac{600 \cdot 50000}{2000000} = 15$ cm.

Druckfestigkeit (allg. Erklär. in § 38).

40 c. Ob der Körper auf Zerknickung oder auf Druck zu berechnen ist, ergibt sich aus § 40 d.

Je nach der Belastungsart kann hier ebenfalls das Eigengewicht des Körpers die Beanspruchung beeinflussen.

Bei vielen Berechnungen auf Druck, z. B. bei Mauerwerk, Fundamenten u. dergl., ist überhaupt lediglich **das Gewicht** für die Beanspruchung maassgebend.



Bedeutet auch hier

P Druckkraft in kg,

F Querschnitt in qcm,

so wird

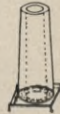
$$\text{winkl. Beanspruchung } \sigma = P : F \text{ in kg/qcm} \quad \dots \quad (6)$$

Dieses σ muss sein $< k$ nach § 39, Tab. 3--5.

Beispiel: Eine Kaminsäule (Mauerwerk) wiege 28500 kg, der ringförmige Querschnitt am Fuss habe 4800 qcm, so ist (nach Gleich. 6)

$$\sigma = 28500 : 4800 = 5,9 \text{ kg/qcm.}$$

(Zulässig sind bis 11 kg/qcm nach § 39, Tab. 5.)



Geht man von der zulässigen Beanspr. aus, so ist zu setzen:

$$\text{erforderl. Querschnitt } F = P : k \quad \dots \quad (7)$$

$$\text{zulässige Belastung } P = F \cdot k \quad \dots \quad (8)$$

Beispiel: Soll aus obigem Beispiel von der Kaminsäule die zulässige Belastung ausgerechnet werden, so nehmen wir aus § 39, Tab. 5 für Ziegelmauerwerk $k = 11 \text{ kg/qcm}$ und ergibt sich dann zulässige Belastung $480 \cdot 11 = 52800 \text{ kg}$.

Die Verkürzung λ eines auf Druck beanspruchten Stabes bestimmt sich nach Gleich. 5, für σ_2 ist die Druckbeanspr. σ zu setzen.

Knickfestigkeit. (Ausführlicher unter „Säulen“.)

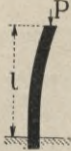
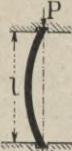
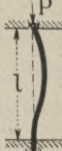
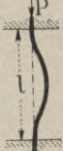
40 d. Ob ein Körper auf Druck oder auf Zerknickung zu berechnen ist, lässt sich in manchen Fällen vorher nicht bestimmen, man muss dann die Beanspruchung sowohl auf Druck als auch auf Knickfestigkeit ermitteln und den grössten sich ergebenden Wert beachten. Je länger ein Körper im Verhältnis zu seiner Querschnittsfläche, desto wahrscheinlicher ist die Knickfestigkeit, doch hat auch die Art des Materials Einfluss. Vorläufige Anhaltspunkte gibt nachstehende Tabelle, worin bezeichnet:

P Druckkraft in kg, l Stablänge in cm,

J kleinstes Trägheitsmoment bez. auf cm nach § 39, Tab. 7,

E Elastizitätsmodul " " " " " " " " 2,

m Sicherheitsgrad (5 bis 12 fach vergl. unter „Säulen“).

	I		II		III		IV	
	Ein Ende eingespannt, das andere frei		Beide Enden frei, jedoch am Ausweichen gebünd.		Ein Ende eingespannt, das andere frei, jedoch am Ausweichen gehindert.		Beide Enden eingespannt.	
								
	$P = \frac{1,5 \cdot J \cdot E}{m \cdot l^2}$		$P = \frac{10 \cdot J \cdot E}{m \cdot l^2}$		$P = \frac{20 \cdot J \cdot E}{m \cdot l^2}$		$P = \frac{40 \cdot J \cdot E}{m \cdot l^2}$	
	$l:d$	$l:h$	$l:d$	$l:h$	$l:d$	$l:h$	$l:d$	$l:h$
Schmi. . .	12	14	24	28	33	35	48	56
Grauguss	5	6	10	12	14	16	22	23
Holz . . .	6	7	11	13	16	19	23	27

Gibt beim runden Querschnitt $l:d$, also Länge dividiert durch Durchmesser, oder beim rechteckigen Querschnitt $l:h$, Länge dividiert durch kürzere Seite, kleinere Werte als in vorstehender Tabelle angegeben, so ist der Stab auf Druck zu berechnen.

Bei Bestimmung obiger Grenzzahlen ist gesetzt worden:

$$\text{Druckbeanspruchung } \sigma = \frac{K \text{ aus Tab. 2 in } \S 39}{m \text{ (Sicherheitsgrad)}} \quad (9)$$

also für Druck und Knickung gleiche Sicherheit.

Ausführliches unter „Säulen und Streben“ und Aufgaben.

Drehungsfestigkeit. (Allgem. Erklär. in § 38.)

40 e. Die Beanspruchung auf Drehung ist ein Verschieben der einzelnen Massenteilchen, also genau dasselbe wie bei der Schubbeanspruchung. Deshalb sei auch hier die wirkl. Beanspruchung mit τ bezeichnet.

Bezeichnet:

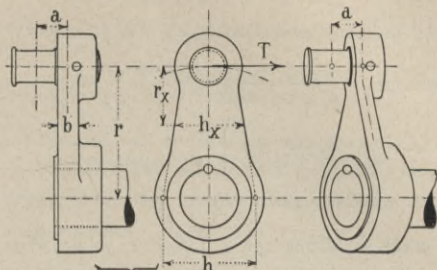
M_d = Kraft \times Hebelarm das Drehungsmoment in kgcm,

W_p das polare Widerstandsmoment in cm^3 nach § 39, Tab. 9,

so wird:

$$\text{wirkl. Drehungsbeanspr. } \tau = M_d : W_p \text{ in kg/qcm} \quad (10)$$

ferner muss sein $\tau \leq k_d$ nach § 39, Tab. 3—4.



Beisp.: Für eine Maschinenkurbel sei $b = 75$ mm, $h = 400$ mm, $a = 110$ mm, Tangentialkraft $T = 10900$ kg, nach § 39, Tab. 9 ist $W_p = \frac{2}{9} \cdot 7,5^2 \cdot 40 = 505$ cm³, also

Drehungsmoment $M_d = T \cdot a = 10900 \cdot 11 = 120000$ kgcm,
wirkliche Drehbeanspr. $\tau = 120000 : 500 = 240$ kg/qcm.

Zu dieser Beanspruch. tritt noch Biegungsbeanspruch., vergl. § 40 i.

Geht man von der zulässigen Beanspruchung k_d (nach § 39, Tab. 3—4) aus, so ist zu setzen:

$$\text{erforderl. } W_p = M_d : k_d \quad \dots \quad (11)$$

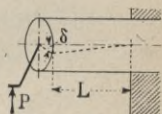
$$\text{zulässiges } M_d = W_p \cdot k_d \quad \dots \quad (12)$$

Es sei: $M_d = 25820$ kgcm, so ist für Stahl (nach § 39, Tab. 3) $k_d = 1050$ kg/qcm, also erforderl. $W_p = 25820 : 1050 = 24,7$ cm³. Je nach der Querschnittsform benutze man nun die Gleich. in § 39, Tab. 9.

Die Drehungsbeanspruchung hat das Bestreben, die einzelnen Teile eines Körpers gegeneinander zu verschieben.

Der Verdrehungswinkel wächst im direkten Verhältnis mit der Stablänge L und bestimmt sich zu

$$\delta = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{M_d}{J_p} \cdot \frac{L}{G} \text{ in Grad} \quad \dots \quad (13)$$



worin noch bedeutet:

L Stablänge in cm, G Schubelastizitätsmodul nach § 39, Tab. 2.

Beispiel: Welle aus Stahl (also $G = 850000$ nach § 39, Tab. 2) 150 mm Durchm. übertrage ein Drehungsmoment von 175000 kgcm, so wird nach § 39, Tab. 9 $J_p = 4970$ cm⁴ und für 1 Mtr. (100 cm)

$$\text{Wellenlänge } \delta = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{175000}{4970} \cdot \frac{100}{850000} = 1/4 \text{ Grad.}$$

Schub- oder Scherfestigkeit. (Allgem. Erklär. in § 38.)

40 f. Das am meisten gebräuchliche Rechnungsverfahren

$$\text{Beanspr.} = \frac{\text{Schubkraft}}{\text{Flächeninhalt der beanspr. Querschnitte}}$$

gibt grosse Unterschiede gegenüber der tatsächlich auftretenden Schubbeanspruchung. Es muss das Trägheitsmom. des Querschn. mit beachtet werden, dann ergibt sich nach Bach:

wirkl. Schubbeanspr. $\tau = x \cdot P : F$ in kg/qcm . . . (14)



Koeffizient $x = \frac{4}{3}$ 2 $\frac{3}{2}$ (14 a)

worin bedeutet:

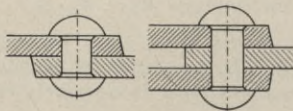
P Schubkraft in kg,

F Flächeninhalt der auf Schub beanspruchten Querschnitte in qcm,

Bei F ist die Anzahl der Querschnitte, welche auf Schub beansprucht werden, zu beachten.

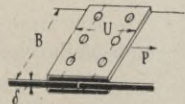
So wird zum Beispiel jeder einzelne Niet beansprucht:

Bei der Überlappungs-nietung mit **einem** Querschnitt.



Bei Laschen-nietung mit **zwei** Querschnitten.

Beispiel: Für Nietverbindung nach nebenstehender Fig. mit 3 Stück 18er Nieten ist $F = 2 \cdot 3 \cdot \frac{\pi}{4} 1,8^2 = 15,2$ qcm. Bei Schubkraft = 8000 kg wird



$$\text{wirkl. Beanspr. } \tau = \frac{4}{3} \cdot \frac{8000}{15,3} = 700 \text{ kg/qcm.}$$

Geht man von der zulässigen Beanspruchung k_s (nach § 39, Tab. 3—4) aus, so ist zu setzen:

erforderl. Querschnitt $F = x \cdot P : k_s$ (15)

zulässige Belastung $P = (1:x) \cdot F \cdot k_s$ (16)

x nach Gleich. 14 a.

Maasse in cm einsetzen.

Biegungsfestigkeit.

(Allg. Erklär. in § 38.)

A. Das Biegemoment.

40 g. Für den stabförmigen Körper ist

$$\text{Biegemoment} = \text{Kraft} \times \text{Hebelarm.}$$

Als Hebelarm gilt der senkrechte Abstand der Kraftrichtung vom gefährlichen Querschnitt.

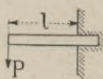


Fig. 1.



Fig. 2.



Fig. 3.



Fig. 4.

Nach vorstehenden Abbild. 1—4 ist für letzteren:

$$\text{Biegemoment} = P \cdot l \dots \dots \dots (17)$$

Beispiel: Für Träger nach Fig. 1 sei $P = 150 \text{ kg}$, $l = 200 \text{ cm}$, also $\text{Biegemoment} = 150 \cdot 200 = 30\,000 \text{ cmkg}$.

Wirken **mehrere Kräfte** in verschiedenen Richtungen auf einen Stab ein, so kommt der Unterschied der Momente in Betracht. In Fig. 5 wird der Stab beansprucht durch

$$\text{Biegemoment} = \underbrace{Q \cdot l}_{\text{Moment links}} - \underbrace{P \cdot r}_{\text{Moment rechts}} \dots \dots (18)$$

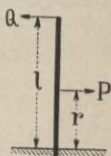


Fig. 5.

Beisp.: Es sei $Q = 180 \text{ kg}$, $l = 250 \text{ cm}$, $P = 50 \text{ kg}$, $r = 100 \text{ cm}$, so wird $\text{Biegemoment} = 180 \cdot 250 - 50 \cdot 100 = 40\,000 \text{ cmkg}$.

Liegt der Körper an **mehreren Stellen**, z. B. zwei, auf und wird an beliebiger Stelle (wie nach Fig. 6, oder ausserhalb nach Fig 7) belastet, so muss ebenfalls der Unterschied der Momente bestimmt werden. Zu diesem Zweck hat man den „Auflagerdruck“ der verschiedenen Stützpunkte zu ermitteln. Es ist dann allgemein:

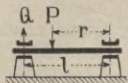


Fig. 6.

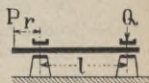


Fig. 7.

$$\text{Biegemoment} = \text{Auflagerdruck} \times \text{Hebelarm} \quad (19)$$

Maasse in cm einsetzen.

B. Auflagerdrücke.

40 h. Als wichtige Regel ist zu beachten:

Summe d. Auflagerdrücke = Summe d. Belastungen (20)

Ferner muss sein:

*Summe der Momente nach links
= Summe der Momente nach rechts,*

also mit Bezug auf Fig. 8

$$P_1 \cdot r_1 + P_2 \cdot r_2 = Q \cdot l \quad (21)$$

woraus:

$$\text{Auflagerdruck } Q = \frac{P_1 \cdot r_1 + P_2 \cdot r_2}{l} \quad (22)$$

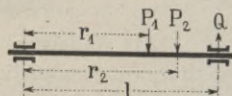


Fig. 8.

Wir wollen für die Folge die **Auflagerdrücke** mit **A** bzw. **B** bezeichnen.

Für die Anordnung nach Fig. 9 folgt:

$$B \cdot l = P \cdot \frac{l}{2}; \quad B = \frac{P \cdot l}{2 \cdot l} = \frac{P}{2} = A$$

Nach Gleich. 19 ist:

$$\text{Biegemoment} = B \cdot \frac{l}{2} = \frac{P}{2} \cdot \frac{l}{2} = \frac{P \cdot l}{4}$$

(vergl. § 40 k, Fall 3).

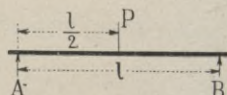


Fig. 9.

Für Fig. 10 gilt:

$$A \cdot l = P \cdot b; \quad A = P \cdot \frac{b}{l}$$

$$B \cdot l = P \cdot a; \quad B = P \cdot \frac{a}{l}$$

Nach Gleich. 19 ist:

$$\text{Biegemoment} = A \cdot a = P \cdot \frac{b \cdot a}{l}$$

oder

$$,, \quad = B \cdot b = P \cdot \frac{a \cdot b}{l}$$

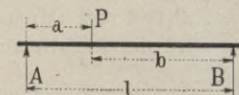


Fig. 10.

Bei den Trägern mit **gleichmässig verteilter Last Q** gestaltet sich die Rechnung etwas umständlicher:

Bei der Anordnung nach Fig. 11, Belastung **Q** gleichmässig verteilt, sind die Auflagerdrücke gleich.

Nach Gleich. 20 ist:

$$\text{Auflagerdrücke } A + B = Q; \quad A = B = \frac{Q}{2}$$

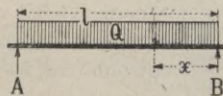


Fig. 11.

Maasse in cm einsetzen.

Betrachten wir zunächst einen Punkt in der Entfernung x vom Auflager B , so kommen hier zwei Momente in Betracht, welche entgegengesetzt wirken, und zwar

nach links $\text{Moment} = \frac{Q \cdot x}{l} \cdot \frac{x}{2}$		nach rechts $\text{Moment} = B \cdot x$
---	--	--

$\frac{Q \cdot x}{l}$ ist der Anteil der auf Strecke x entfallenden Belastung Q , der Angriffspunkt derselben liegt, da Belastung gleichmässig, in der Mitte. Nach Gleich. 18 wird:

$$\text{Biegemoment} = B \cdot x - \frac{Q \cdot x}{l} \cdot \frac{x}{2}$$

Setzt man nach $B = \frac{Q}{2}$, so wird:

$$\text{Biegemoment} = \frac{Q}{2} \cdot x - \frac{Q \cdot x}{l} \cdot \frac{x}{2}$$

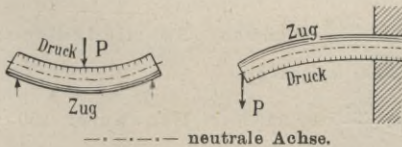
Dieses Biegemoment ist für $x = \frac{1}{2}l$ (also in der Mitte) am grössten und wir erhalten hierfür:

$$\text{Biegemoment} = \frac{Q}{2} \cdot \frac{l}{2} - \frac{Q}{2} \cdot \frac{l}{4} = \frac{Q \cdot l}{4} - \frac{Q \cdot l}{8} = \frac{Q \cdot l}{8}$$

Für gebräuchlichste Arten der Belastung gibt die Zusammenstellung in § 40 k Auskunft.

C. Ermittlung der Beanspruchungen für Biegung.

40 i. Die einzelnen Fasern eines Biegung erleidenden Körpers sind entweder auf **Zug** oder auf **Druck** beansprucht. Wir müssen deshalb diese Zug- und Druckbeanspruchungen ermitteln.



In nachstehenden Abbildungen denke man sich die Kraft von oben nach unten wirkend, wie in Fig. 1 angedeutet.

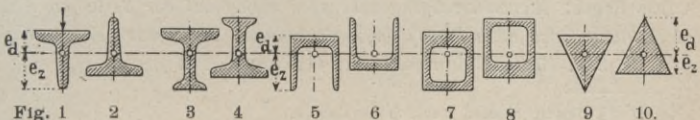


Fig. 1

2

3

4

5

6

7

8

9

10.

Es bedeute:

e_z Abstand der äussersten gezogenen Faser in cm,

e_d " " " " gedrückten " " "

J Trägheitsmom. des Querschn. in cm^4 , bezogen auf Schwerpunktachse,

M_b Biegemoment in kgcm,

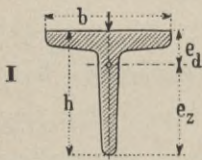
so ist:

$$\text{wirkl. Zugbeanspr. } \sigma_z = \frac{M}{J} \cdot e_z \text{ in kg/qcm. . . . (23)}$$

$$\text{wirkl. Druckbeanspr. } \sigma_d = \frac{M}{J} \cdot e_d \text{ " " (24)}$$

Beispiel: Vergleich zweier Belastungsarten für T-Eisen, Normalprofil $h = b = 10$ cm, $J = 178$ cm^4 nach Tab. im Anhang.

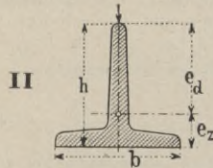
Für Biegemoment $M_b = 24860$ kgcm wird:



$$e_d = 2,8, \quad e_z = 7,2 \text{ cm.}$$

$$\sigma_z = 24860 \cdot \frac{7,2}{178} = 1010 \text{ kg/qcm,}$$

$$\sigma_d = 24860 \cdot \frac{2,8}{178} = 390 \text{ ,,}$$



$$e_z = 2,8, \quad e_d = 7,2 \text{ cm.}$$

$$\sigma_z = 24860 \cdot \frac{2,8}{178} = 390 \text{ kg/qcm,}$$

$$\sigma_d = 24860 \cdot \frac{7,2}{178} = 1010 \text{ ,,}$$

Sicherheit gegen Bruch.*)

Schmiedeeisen: $\frac{3600}{1010} \sim 3,6$ fach
($K_z = K = 3600$ kg/qcm.)

Grauguss: $\frac{1500}{1010} \sim 1,5$ fach
($K_z = 1500$ kg/qcm.)

Schmiedeeisen: $\frac{3600}{390} \sim 9,2$ fach

Grauguss: $1500 : 390 \sim 4$ fach.

Dieses Ergebnis ist besonders beachtenswert, es lehrt uns als **Regel**: Rippen an Graugusskörpern sollen auf der Seite der Kraft-richtung (also nach innen) angeordnet sein. Die Querschnitte Fig. 2, 4, 6, 8 u. 10 sind demnach für Grauguss gut geeignet.

*) Bruchgrenzen nach § 39, Tab. 2.

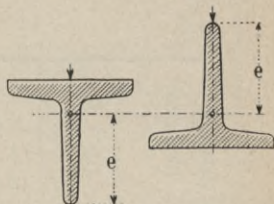
Einfachere Berechnungsweise.

Für Körper aus solchem Material, welche auf Zug und Druck annähernd gleiche Festigkeit haben, z. B. Flusseisen, Schweisseisen, Stahl, rechnet man mit dem Widerstandsmoment W .

Die gefährdetste Stelle eines solchen Körperquerschnitts ist stets die am weitesten vom Schwerpunkt abliegende Faser, so dass

Widerstandsmom. $W = J : e$ (25)

worin e der Abstand der äussersten Faser von der Schwerpunktschse.



Es wird dann:

wirkl. Beanspr. $\sigma_b = M_b : W$ (26)

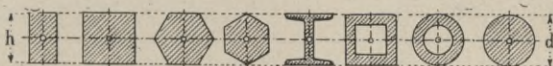
Diese Beanspr. kann nun Zug oder Druck sein, wie im Vorhergehenden angegeben.

Dieselbe Rechnungsweise (Gleich. 25—26) gilt für alle regelmässigen Körper, da hier stets:

$W = \frac{J}{0,5 h}$ oder $W = \frac{J}{0,5 d}$ in cm^3 (27)

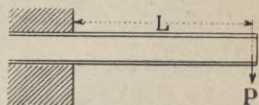
also Zug- und Druckspannung gleich gross ausfällt.

wirkl. Beanspr. $\sigma_b = M_b : W$ in kg/qcm (28)



(Belastung senkrecht zur horizontalen Achse.)

Beispiel: Ein 30er I-Träger sei nach nebenstehender Figur mit $P = 500$ kg belastet bei einer Länge $L = 10$ Mtr. — Nach Tabelle im Anhang ist $W = 652 \text{ cm}^3$,



nach Gleich. 17: Biegemoment $M_b = 500 \cdot 1000 = 500\,000$ kgcm,
 „ „ 26: Beanspr, $\sigma_b = 500\,000 : 652 \sim 770$ kg/qcm.

Geht man von der zulässigen Beanspruchung k_b (nach § 39 Tab. 4 u. 6) aus, so ist zu setzen:

erforderl. Widerstandsmom. $W = M_b : k_b$ (29)

zulässiges Biegemom. $M_b = W \cdot k_b$ (30)

Beisp.: Nach § 39, Tab. 6 ist zulässig für Schm. $k_b = 970$ kg/qcm, also für obigen Träger mit $W = 652 \text{ cm}^3$, zulässiges Biegemoment $M_b = 652 \cdot 970 = 632\,000$ kgcm.

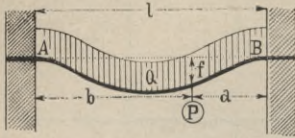
40 k. Auflagerdruck, Momente, Einsenkung.

Nr.	Belastungsart	Auflagerdruck in kg	Größtes Biegemom. in kgm	Finsenkung in cm	Gefährlicher Querschnitt	Bemerkungen
1		$A = P$	$M_b = P \cdot l$	$f = \frac{P \cdot l^3}{3 E \cdot J}$	bei A	
2		$A = B = \frac{P}{2}$	$\frac{P \cdot l}{8}$	$\frac{P \cdot l^3}{192 E \cdot J}$	bei A, B u. C	
3		$A = B = \frac{P}{2}$	$\frac{P \cdot l}{4}$	$\frac{P \cdot l^3}{48 E \cdot J}$	in der Mitte	
4		$A = P \cdot c : l$ $B = P \cdot c_1 : l$	$\frac{P \cdot c \cdot c_1}{l}$	$\frac{P \cdot c^2 \cdot c_1^2}{3 E \cdot J \cdot l}$	bei C	
5		$A = \frac{5}{8} P$ $B = \frac{9}{8} P$	$\frac{3}{16} P \cdot l$	$\frac{P \cdot 7 l^3}{768 E \cdot J}$	bei A	
6		$A = B = P$	$P \cdot m$	$\frac{P \cdot l^2}{8 E \cdot J} \cdot m$	in der Mitte	

7		$A = B = P$	$M_b = P \cdot c$	$f_1 = \frac{P \cdot l^2 \cdot c}{8 E \cdot J}$ $f_2 = \frac{P}{E \cdot J} \left(\frac{c^3}{3} + \frac{c^2 \cdot l}{2} \right)$	an einer beliebigen Stelle zwischen A und B	
8		$A = Q$	$\frac{Q \cdot l}{2}$	$f = \frac{Q \cdot l^3}{8 E \cdot J}$	bei A	
9		$A = B = \frac{Q}{2}$	$\frac{Q \cdot l}{12}$	$\frac{Q \cdot l^3}{384 J \cdot E}$	bei A und B, vergl. Fall 13	
10		$A = B = \frac{Q}{2}$	$\frac{Q \cdot l}{8}$	$\frac{Q \cdot 5 \cdot l^3}{384 J \cdot E}$	bei C, vergl. Fall 15	
11		$A = \frac{5}{8} Q$ $B = \frac{9}{8} Q$	$\frac{Q \cdot l}{8}$	$\frac{Q \cdot l^3}{187 E \cdot J}$	bei A, vergl. Fall 14	
12		$A = B = \frac{Q}{2}$	$\frac{Q \cdot c^2}{2 l}$	$\frac{Q \cdot l^3}{24 E \cdot J} \left(\frac{5}{16} - \frac{5 c}{2 l} \right) + 6 \frac{c^2}{l^2} - 4 \frac{c^3}{l^3} - \frac{c^4}{l^4}$	bei A, B oder C	

13. Stab **beiderseitig eingeklemmt** und durch die gleichmäßig verteilte Last Q , sowie die Einzelkraft P einseitig belastet.

$$a < b$$



Auflagerdrücke

$$A = P \frac{(a + 3b) \cdot a^2}{l^3} + \frac{Q}{2} \quad (31)$$

$$B = P \frac{(3a + b) \cdot b^2}{l^3} + \frac{Q}{2} \quad (32)$$

Gefährlicher Querschnitt bei B.

$$\text{Biegemoment } M_b = P \cdot \frac{a \cdot b^2}{l^2} + \frac{Q \cdot l}{12} \quad \dots \quad (33)$$

$$\text{Einsenkung } f = \frac{1}{E \cdot J} \left(P \cdot \frac{a^3 \cdot b^3}{3l^3} + Q \cdot \frac{a^2 \cdot b^3}{24l} \right) \quad \dots \quad (34)$$

14. Stab **einseitig eingeklemmt**, einseitig frei aufliegend, Belastung wie vor.

Auflagerdrücke



$$A = P \frac{(2a^2 + 6a \cdot b + 3b^2) \cdot a}{2l^3} + \frac{5}{8} \cdot Q \quad (35)$$

$$B = P \frac{b^2 \cdot (3a + 2b)}{2l^3} + \frac{3}{8} \cdot Q \quad \dots \quad (36)$$

$$\text{Biegemoment in A: } M_{b_1} = P \frac{a \cdot b (2a + b)}{2l^3} + Q \cdot \frac{l}{8} \quad \dots \quad (37)$$

$$\text{,, ,, C: } M_{b_2} = P \cdot \frac{a \cdot b^2 (3a + 2b)}{2l^3} + Q \frac{(3b + a) \cdot a}{8l} \quad (38)$$

$M_{b_{max}}$ ergibt sich für $x = \frac{A \cdot l}{Q}$, falls dieser Wert $< a$ und zwar ist dann

$$M_{b_{max}} = \frac{A^2}{2Q} \cdot l \quad \dots \quad (39)$$

Die Bedingung für $x < a$ ist

$$\frac{P}{Q} < \frac{l^2}{4b^2} \cdot \frac{5a - 3b}{3a + 2b} \quad \dots \quad (40)$$

Belastungen P und Q , sowie Auflagerdrücke A und B in kg, Biegemomente in kgcm, Abmessungen in cm, E nach § 39, Tab. 2, J nach § 39, Tab. 7.

Andererseits ergibt sich $M_{b_{max}}$ für $x = \frac{A-P}{Q} \cdot l$, falls dieser Wert $> a$ (oder $x_1 < b$) und zwar ist dann:

$$M_{b_{max}} = \frac{B^2}{2Q} \cdot l - M_1 = P \cdot a + \frac{(A-P)^2}{2Q} \cdot l \quad \dots (41)$$

Die Bedingung für $x > a$ ($x_1 < b$) ist

$$\frac{P}{Q} < \frac{l^2(3b-5a)}{4a(2a^2+6a \cdot b+3b^2)} \quad \dots (42)$$

Zur Querschnittsberechnung dient das absolut grösste dieser vorstehend nach Gleich. 39 bis 41 zu ermittelnden Biegemomente.

Einsenkung im Angriffspunkt der Einzellast P :

$$f = \frac{P}{E \cdot J} \cdot \frac{a^3 \cdot b^3(4a+3b)}{12l^2} + \frac{Q}{E \cdot J} \cdot \frac{a \cdot b^2(3a+b)}{48l} \quad \dots (43)$$

15. Stab beiderseitig frei aufliegend, Belastung wie vor.

$$a < b$$

Auflagerdrücke

$$A = \frac{P \cdot a}{l} + \frac{Q}{2} \quad \dots (44)$$

$$B = \frac{P \cdot b}{l} + \frac{Q}{2} \quad \dots (45)$$



Ist $\frac{P}{Q} > \frac{b-a}{2a}$, dann wird

$$\text{Biegemoment } M_{b_{max}} = \left(P + \frac{Q}{2}\right) \cdot \frac{a \cdot b}{l} \quad \dots (46)$$

Ist $\frac{P}{Q} < \frac{b-a}{2a}$, dann wird

$$\text{Biegemoment } M_{b_{max}} = \frac{A^2 \cdot l}{2Q} \quad \dots (47)$$

Einsenkung im Angriffspunkt von P

$$f = \left(P + \frac{l^2 + a \cdot b}{8a \cdot b} \cdot Q\right) \frac{a^2 \cdot b^2}{3J \cdot E \cdot l} \quad \dots (48)$$

Vergleiche Bemerkung auf Seite 264.

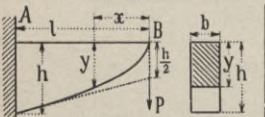
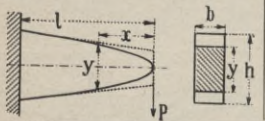
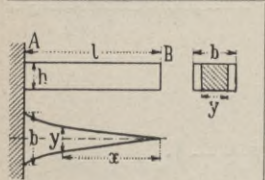
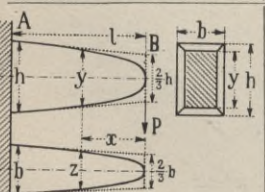
Für $a = b = 0,5 l$ wird Auflagerdruck:

$$A = B = 0,5 (P + Q) \dots \dots \dots (49)$$

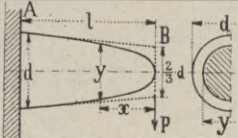
$$\text{Biegemoment } M_{b_{max}} = \frac{2P + Q}{8} \cdot l \dots \dots \dots (50)$$

$$\text{Einsenkung } f = \frac{P + \frac{5}{8}Q}{E \cdot J} \cdot \frac{l^3}{48} \dots \dots \dots (51)$$

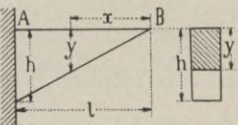
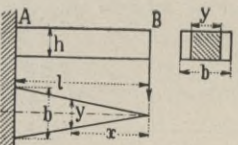
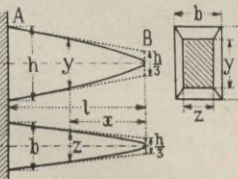
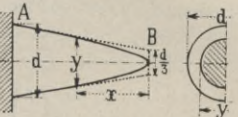
40l. Träger von gleichem Widerstande gegen Biegung sind solche, bei denen die auftretende Biegebungsbeanspruchung in allen Querschnitten gleich ist. Nachstehendes Schema zeigt einige brauchbare Formen. Die punktierten Linien geben die durch Tangenten angenäherte Form des Trägers an.

Form des Trägers	Querschnitt	Begrenzung des Längsschnittes	Formeln zur Berechn. der Querschnitt-Abmess.
Last P greift am Ende des Trägers an.			
<p>1a. </p> <p>1b. </p>	<p>Rechtecke von gleicher Breite b und veränderlich. Höhe h</p>	<p>1 a. Obere Begrenzung: gerade Linie, untere: gemeine Parabel (§'40 m). 1 b. Gemeine Parabel.</p>	$y^2 = \frac{6P}{b \cdot kb} \cdot x$ $h = \sqrt{\frac{6P \cdot l}{b \cdot kb}}$ <p>Durchbieg. in B:</p> $f = \frac{8P}{b \cdot E} \left(\frac{l}{h}\right)^3$
<p>2. </p>	<p>Rechtecke von gleicher Höhe h und veränderlich. Breite y</p>	<p>gerade Linie</p>	$y = \frac{6P}{h^2 \cdot kb} \cdot x$ $b = \frac{6P \cdot l}{h^2 \cdot kb}$ <p>Durchb. in B:</p> $f = \frac{6P}{b \cdot E} \left(\frac{l}{h}\right)^3$
<p>3. </p>	<p>Ähnliche Rechtecke von der Höhe y und der Breite z; Verhältn. d. Seiten $z : y = a$</p>	<p>Kubische Parabel, vergl. § 40 m</p>	$y^3 = \frac{6P}{a \cdot kb} \cdot x$ $z = a \cdot y$ $h = \sqrt[3]{\frac{6P \cdot l}{a \cdot kb}}$ $b = a \cdot h$

k_b ist die zul. Beanspr. nach § 39, Tab. 6, Abmessungen in cm, P in kg, E nach § 39, Tab. 2.

Form des Trägers	Querschnitt	Begrenzung des Längsschnittes	Formeln zur Berechn. der Querschnitt-Abmess.
4. 	Kreise vom Durchmesser y	Kubische Parabel vergl. § 40 m	$y^3 = \frac{32 P}{\pi \cdot kb} \cdot x$ $d = \sqrt[3]{\frac{32 P}{\pi \cdot kb} \cdot l}$

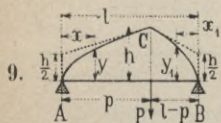
Last Q gleichmässig über den Träger verteilt.

5. 	Rechtecke von gleicher Breite b und veränderlich. Höhe y	Gerade Linie	$y = x \sqrt{\frac{3 Q}{b \cdot l \cdot kb}}$ $h = \sqrt{\frac{3 Q \cdot l}{b \cdot kb}}$
6. 	Rechtecke von gleicher Höhe h und veränderlich. Breite y	Gemeine Parabel, vergl. § 40 m	$y = \frac{3 Q}{l \cdot kb} \cdot x^2$ $b = \frac{3 Q \cdot l}{kb \cdot h^2}$ Durchb. in B: $f = \frac{3 Q}{b \cdot E} \cdot \left(\frac{l}{h}\right)^3$
7. 	Ähnliche Rechtecke von der Höhe b und der Breite z . Verhältnis der Seiten $z : y = a$	Semikubisch. Parabel, vergl. § 40 m	$y^3 = \frac{3 Q \cdot x^2}{a \cdot kb \cdot l}$ $z = a \cdot y$ $h = \sqrt[3]{\frac{3 Q \cdot l}{a \cdot kb}}$ $b = a \cdot h$
8. 	Kreise vom Durchmesser y	Semikubisch. Parabel, vergl. § 40 m	$y^3 = \frac{16 Q}{\pi \cdot l \cdot kb} \cdot x^2$ $d = \sqrt[3]{\frac{16 Q \cdot l}{\pi \cdot kb}}$

kb zul. Beanspr. nach § 39, Tab. 6, Abmessungen in cm, P in kg, E nach § 39, Tab. 2.

Form des Trägers	Querschnitt	Begrenzung des Längsschnittes	Formeln zur Berechnung der Querschnitt-Abmessungen
------------------	-------------	-------------------------------	--

Last P wirkt in C .



Rechtecke von gleicher Breite b und veränderlich. Höhe y

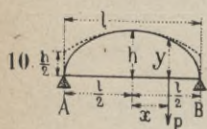
Obere Begrenzung: zwei gemeine Parabeln, vergl. § 40 m

$$y^2 = \frac{6 P \cdot (l - p)}{b \cdot l \cdot k_b} \cdot x$$

$$y_1^2 = \frac{6 P \cdot p}{b \cdot l \cdot k_b} \cdot x$$

$$h = \sqrt{\frac{6 P (l - p) \cdot p}{b \cdot l \cdot k_b}}$$

Lage des Angriffspunktes C der Last P veränderlich.



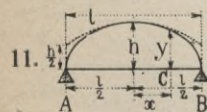
Rechtecke von gleich. Br. b und veränderlich. Höhe y

Obere Begrenzung: Ellipse

$$\left(\frac{l}{2}\right)^2 + \frac{y^2}{\frac{3 P \cdot l}{2 b \cdot k_b}} = 1$$

$$h = \sqrt{\frac{3 P \cdot l}{2 b \cdot k_b}}$$

Last Q gleichmässig über den Träger verteilt.



Rechtecke von gleicher Breite b und veränderlich. Höhe y

Obere Begrenzung: Ellipse

$$\left(\frac{l}{2}\right)^2 + \frac{y^2}{\frac{3 Q \cdot l}{4 b \cdot k_b}} = 1$$

$$h = \sqrt{\frac{3 Q \cdot l}{4 b \cdot k_b}}$$

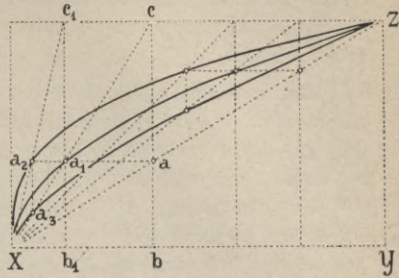
Durchbiegung in der Mitte

$$f = \frac{1}{64} \frac{Q \cdot l^3}{E \cdot J} =$$

$$\frac{3}{16} \frac{Q}{b \cdot E} \left(\frac{l}{h}\right)^3$$

Konstruktion der gemeinen, kubischen und semikubischen Parabel.

40 m. Wähle Punkt a beliebig auf Linie XY . Linie bac senkrecht auf XY , Linie $a a_1 a_2$ parallel zu XY . Punkt a_1 und a_3 auf Linie Xc_1 , Linie $a_2 a_3$ senkrecht auf XY .



Dann ist:

- a_1 ein Punkt der gemeinen Parabel,
- a_2 " " " kubischen "
- a_3 " " " semikubischen Parabel.

In dieser Weise lassen sich beliebig viele Punkte der drei Parabeln ermitteln, wobei die Wahl der Ausgangspunkte auf Linie XY unabhängig voneinander ist.

Sonderfälle der Biegefestigkeit.

40 n. Vor einigen Jahren hat es sich herausgestellt, dass unsere Kenntnis der Biegefestigkeit Lücken aufweist und z. B. die Bruchgrenze für Biegung [je nach der Form des Körpers um 1 : 3 schwankt. *)

Der Bachsche Versuchsbock (Gusseisen) $b = 90$ mm, $h = 195$ mm, $l = 74$ mm, $J = 1015$ cm⁴, $e_z = 42$ mm brach bei $P = 21200$ kg. Denn entsprechend nach § 40 i

$$\begin{aligned} &\text{Bruchbelastung} \\ &= \frac{21200 \cdot 7,4}{1015} \cdot 4,2 \sim 650 \text{ kg/qcm,} \end{aligned}$$

während Probestäbe aus demselben Material und der Belastungsart nach Fig. 2 mit Biegemoment $\frac{1}{4} P \cdot l$ gerechnet eine Bruchbelastung ~ 2450 kg/qcm ergaben.

Bei der Belastungsart nach Fig. 2 erfolgte demnach der Bruch bei einer $2450 : 650 \sim 3,7$ mal so grossen Beanspruchung als nach Fig. 1.

Wollen wir demnach die bisher übliche Berechnungsweise der Biegefestig-

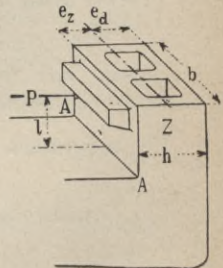


Fig. 1.

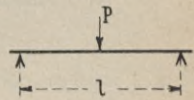


Fig. 2.

*) Vergl. Z. d. V. d. I. 1901, Seite 1567 und Haeders Zeitschrift 1902 Seite 41.

keit (nach § 40 i) beibehalten, so müssen wir für jede Körperform eine **andere** zulässige Beanspruchung zugrunde legen. Die Gleich. 1 und die Werte in Tab. 6, § 39, sollen hier als Notbehelf dienen.

Abrundungen sind stets günstiger als scharfe Ecken, dieser Umstand sei berücksichtigt, indem wir annehmen, dass an der Stelle, bei welcher der Winkel von 45° die Abrundung trifft (vergl. Fig. 3), der Bruch beginnt und setzen für den Querschnitt $b \cdot h$ nach Fig. 3:

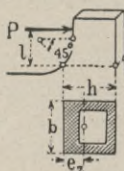


Fig. 3.

$$\text{Biegemoment } M_b = P \cdot l \text{ in kgcm} \quad (52)$$

$$\text{wirkl. Beanspruch. } \sigma_z = \frac{M_b}{J} \cdot e_z \text{ in kg/qcm} \quad (53)$$

worin:

P Druckkraft in kg, l Hebelarm in cm,

J Trägheitsmoment des Querschnitts $h \cdot b$ in cm^4 nach § 39, Tab. 7 u. f.,

e_z Abstand der äussersten gezogenen Faser vom Schwerpunkt in cm.

$$\text{Ferner muss sein } \sigma_z \leq k_b \text{ in § 39, Tab. 6, Fig. 2} \quad (54)$$

Geht man von der zulässigen Beanspruchung k_b (nach § 39, Tab. 6, Fig. 2) aus, so ist zu setzen:

$$\text{erforderl. Trägheitsmoment } J = \frac{M_b}{k_b} e_z \text{ in cm}^4 \quad (55)$$

$$\text{zulässige Belastung } P = \frac{J \cdot k_b}{e_z \cdot l} \text{ in kg} \quad (56)$$

Zusammengesetzte Festigkeiten.

Zug und Biegung.

40 o. Erfolgt die Belastung eines Stabes durch eine Kraft P nach Fig. 1, so lässt sich diese in 2 Komponenten zerlegen, von denen diejenige

$$P \cdot \sin \alpha \text{ auf Biegung,}$$

$$P \cdot \cos \alpha \text{ auf Zug}$$

den Stab beanspruchen.

Nach der Erklärung in § 38 entstehen durch Biegung in den entgegengesetzt der angreifenden Kraft $P \cdot \sin \alpha$ liegenden Fasern Zugspannungen. Ferner beansprucht die Kraft $P \cdot \cos \alpha$ den Stab ebenfalls auf Zug. Wir haben es also mit zwei gleichartigen Spannungen zu tun, welche eine Gesamtbeanspruchung ergeben, die gleich der Summe beider Einzelbeanspruchungen ist.

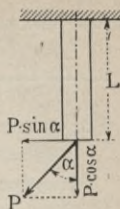


Fig. 1.

Bezeichnen wir nach § 40 b u. 40 i mit

F den Stabquerschnitt in qcm,

W das Widerstandsmoment in cm^3 ,

so ergibt sich mit Rücksicht auf Fig. 1

$$\text{Zugbeanspruchung } \sigma_z = P \cdot \cos \alpha : F \text{ in kg/qcm} \quad . \quad . \quad (58)$$

$$\text{Biegungsbeanspr. } \sigma_b = (P \cdot \sin \alpha \cdot L) : W \text{ in kg/qcm} \quad . \quad . \quad (59)$$

$$\text{und die Gesamtbeanspruchung } \sigma = \sigma_z + \sigma_b \text{ in kg/qcm} \quad . \quad . \quad (60)$$

ferner muss sein $\sigma \leq k_z$ nach § 39, Tab. 3—4.

Beispiel: Es sei nach Fig. 1 $L = 36$ cm, $\alpha = 45^\circ$, $P = 380$ kg, Durchm. des runden Stabes = 3,8 cm, also Querschnitt $F = 11,4$ qcm, Widerstandsmoment $W = (\pi : 32) \cdot 3,8^3 \sim 5,4$ cm^3 , so wird:

$$\sigma_z = 380 \cdot 0,707 : 11,4 = 23,5 \text{ kg/qcm};$$

$$\sigma_b = (380 \cdot 0,707 \cdot 36) : 5,4 = 180 \text{ kg/qcm.}$$

$$\text{Gesamtbeanspr. } \sigma = 23,5 + 180 = 203,5 \text{ kg/qcm.}$$

Druck und Biegung.

40 p. Ähnlich liegen die Verhältnisse bei der Beanspruchung eines Stabes auf Druck und Biegung. Durch Biegung entstehen in den Fasern, welche auf der Seite der biegenden Kraft (in Fig. 2 = $P \cdot \cos \alpha$) liegen, Druckbeanspruchungen. Ferner beansprucht die Druckkraft (in Fig. 2 = $P \cdot \cos \alpha$) den Stab ebenfalls auf Druck. Diese Beanspruchungen sind also gleichartig. Demnach erhalten wir hier:

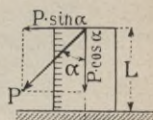


Fig. 2.

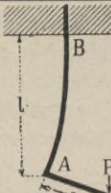
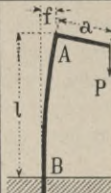
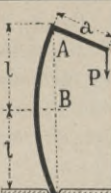
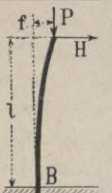
Gesamtbeanspr. = wirkl. Druckbeanspr.

+ wirkl. Biegungsbeanspr.,

ferner muss sein:

Gesamtbeanspr. $\leq k$ nach Tab. 3—5 in § 39.

40 q. Exzentrischer Zug oder Druck und Biegung an langen Stäben. (Vergl. auch „Hütte“.)

Für Querschn. A ist $M_b = P \cdot a$ entsprechend Tab. 6 in § 39, Fig. 2.				
Moment $M_{max} =$	$P \cdot a$	$\frac{P \cdot a}{\cos \delta}$	$\frac{P \cdot a}{\cos \delta}$	$\frac{H}{P} \cdot \operatorname{tg} \delta$
res. Beanspr. für Querschn. B =	$\frac{P}{F} + \frac{M_{max}}{W}$	$\frac{P}{F} + \frac{M_{max}}{W}$	$\frac{P}{F} + \frac{M_{max}}{W}$	$\frac{P}{F} + \frac{M_{max}}{W}$
Einbiegung $f =$		$a \left(\frac{1}{\cos \delta} - 1 \right)$		$\frac{H}{P} \left(\frac{\operatorname{tg} \delta}{\varphi} - l \right)$

Im Vorstehenden bedeutet:

$$\varphi = \sqrt{\frac{P}{E \cdot J}} \text{ eine Hilfsgrösse (61)}$$

φ ist ein Hilfswinkel, gemessen im Bogenmaass; zur Umwandlung desselben in Gradmaass, um die nötigen Winkelfunktionen aufsuchen zu können, ist zu setzen:

$$\text{Hilfswinkel } \delta = \frac{180}{\pi} \cdot \varphi \cdot l \text{ in Grad (62)}$$

worin: l Stablänge in cm.

Bei Wahl der zulässigen Beanspruchung wird man zu beachten haben, ob Zug, Druck oder Biegung den grössten Anteil hat.

Wirken mehrere Kräfte auf einen Stab ein, vergl. Fig 7, so ist die

$$\text{Gesamtbelastung } P = P_1 + P_2$$

und der mittlere

$$\text{Hebelarm } a = \frac{P_1 \cdot a_1 + P_2 \cdot a_2}{P_1 + P_2}$$

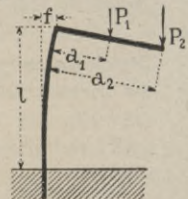
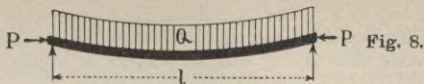


Fig. 7.

Diese so ermittelten Werte P und a werden dann in obige Gleichungen eingesetzt.

Für Fig. 8 ist:



$$M_{max} = \frac{0,5 Q}{l \cdot \varphi^2} \left(\frac{1}{\cos \delta} - 1 \right) \dots \dots \dots (63)$$

$$\text{Gesamtbeanspr.} = \frac{P}{F} + \frac{M_{max}}{W} \dots \dots \dots (63 a)$$

Zug, Druck u. Biegung vereinigt mit Drehung u. Schub.

40 r. Bei diesen zusammengesetzten Festigkeiten haben wir es im allgemeinen mit zwei verschiedenen Beanspruchungen zu tun und zwar nach Bach

1. Normalbeanspruchung in der Richtung der Stabachse, (tritt auf bei Zug, Druck, Biegung).
2. Schubbeanspruchung senkrecht zur Stabachse (tritt auf bei Drehung und Schub).

Treten beide Beanspruchungen gleichzeitig auf, so vereinigt man dieselben zu einer resultierenden oder Gesamtbeanspruchung. Bezeichnen wir allgemein mit:

σ_n die wirkl. Normalbeanspruchung,
 τ " " Schubbeanspruchung,

so setzt Bach:

$$\text{Result. Beanspr.} = \frac{m-1}{2m} \cdot \sigma_n + \frac{m+1}{2m} \sqrt{\sigma_n^2 + 4(\alpha_0 \cdot \tau)^2} \dots (64)$$

worin

$$\alpha_0 = \frac{\text{zuläss. Normalbeanspruch.}}{(m+1) : m} \dots \dots \dots (65)$$

Wird $m = 10/3$ gesetzt, so erhalten die Gleich. 64 u. 65 folgende Form:

$$\text{Gesamtbeanspr.} = 0,35 \sigma_n + 0,65 \sqrt{\sigma_n^2 + 4(\alpha_0 \cdot \tau)^2}$$

$$\alpha_0 = \frac{\text{zulässige Normalbeanspruchung}}{1,3 \cdot \text{zuläss. Schubbeanspruchung}} \dots \dots \dots (66)$$

Tab. 1. Hilfwerte für Anstrengungsfaktor α_0 .

Material	Drehung und			Schub und		
	Zug	Druck	Biegung	Zug	Druck	Biegung
Flusseisen . .	1,1	1,1	1,1	1	1	1
Schweisseisen .	2	2	2	1	1	1
Stahl	1	1	1	1	1	1
Grauguss . . .	1	2	1,1	1,1	3	1,7
Stahlguss . . .	1	1,3	1	1	1,3	1

Beispiel: Für gleichzeitige Drehung und Druck gibt die Tab. 1 für Schweisseisen $\alpha_0 = 2$. Die Gleich. 64 bis 66 finden nun sinngemässe Anwendung auf die folgenden Festigkeitsarten.

Biegung und Drehung.

Beispiele: Wellen durch Riemenscheiben, Zahnräder u. dergl. belastet, Schwungradwellen von Motoren, Kurbelschenkel u. dergl.

40 s. Man kann hierbei von zwei verschiedenen Gesichtspunkten ausgehen, um die Gesamtbeanspruchung zu ermitteln.

1. Vereinigung der Momente, nur für kreisförmigen Querschnitt und regelmässige Polygone mit gerader Seitenzahl.

Ist M_b das Biegemoment nach § 40 i, M_d das Torsionsmoment nach § 40 g, so bestimmt sich das resultierende Moment, auch ideelles Biegemoment genannt, zu

$$(M_b)_i = 0,35 M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + (\alpha_0 M_d)^2} \text{ in kgcm} \quad . \quad (67)$$

worin Koeffizient α_0 nach Tab. 1.

Bezeichnet noch W das Widerstandsmoment nach § 39, Tab. 7, so wird:

$$\text{ideelle Biegebeanspr. } (\sigma_b)_i = (M_b)_i : W \text{ in kg/qcm} \quad . \quad (68)$$

Ferner muss sein:

$$(\sigma_b)_i \leq k_b \text{ in § 39, Tab. 6} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (69)$$

wenn k_b die zulässige Biegebeanspruchung nach Tab. 6 in § 39.

2. Vereinigung der Beanspruchungen.

Die Einzelbeanspruchungen werden ermittelt und zwar

Biegebeanspr. σ_b nach § 40 i,

Drehbeanspr. τ „ § 40 e,

welche nach der Erklärung in § 40 r ergeben als

$$\text{Gesamtbeanspr. } \sigma = 0,35 \sigma_b + 0,65 \sqrt{\sigma_b^2 + 4(\alpha_0 \cdot \tau)^2} \quad . \quad (70)$$

$$\text{Ferner muss sein: } \sigma \leq k_b \text{ nach § 39, Tab. 6} \quad . \quad . \quad . \quad (70a)$$

Beim Ausrechnen dieser Gleichungen kommen oft Rechenfehler vor, diese zu erkennen, sowie für Überschlagsrechnungen dient folgende Tabelle, worin gesetzt ist $\sigma = x \cdot \tau$ bzw. $x \cdot \sigma_b$.

Tab. 2. Werte von α , wenn wird:

Material	α_0	$\sigma = x \cdot \tau \dots (71)$				$\tau = \sigma_b$	$\sigma = x \cdot \sigma_b \dots (72)$				
		Dreh. gr. als Biag.					Bieg. gr. als Dreh.	Bieg. gr. als Dreh.			Grenz- wert
		Grenz- wert	$\tau : \sigma_b =$					$\sigma_b : \tau =$	Grenz- wert		
5	2		1,5	1,5	2	5					
Stahl	1	1,3	1,4	1,5	1,6	1,9	1,4	1,3	1,1	1	
Stahlguss											
Flusseisen	1,1	1,4	1,5	1,6	1,7	1,9	1,5	1,3	1,1	1	
Grauguss											
Schweisseisen	2	2,6	2,7	2,8	2,9	3	2,2	1,8	1,1	1	

Die Grenzwerte links und rechts in der Tabelle sind beachtenswert.

Beispiel: Für ein Maschinen-Hauptlager mit $d = 210$ mm (also $W = 909$, $W_p = 1818$ cm³), $r = 400$, $l = 395$ mm und $P = 10900$ kg Gestängedruck ergibt sich nach § 40 i, Gleich. 28:

Biegungsbeanspr.

$$\sigma_b = \frac{10900 \cdot 39,5}{909} = 472 \text{ kg/qcm,}$$

nach § 40 e, Gleich. 10:

$$\text{Drehungsbeanspr. } \tau = \frac{10900 \cdot 40}{1818} \sim 240 \text{ kg/qcm.}$$

Nach Tab. 1 ist für Stahl $\alpha_0 = 1$, also nach Gleich. 70:

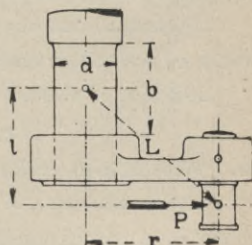
Gesamtbeanspr.

$$\sigma = 0,35 \cdot 472 + 0,65 \sqrt{472^2 + 4 \cdot 240^2} = 600 \text{ kg/qcm.}$$

Wir hätten auch rechnen können: $\sigma_b : \tau = 472 : 240 \sim 2$, (also nach Tab. 2): $\sigma = 1,3 \cdot 472 \sim 610$ kg/qcm.

Beispiel: Der Kurbelschenkel (Beispiel in § 40 e) wird auch auf Biegung beansprucht durch das Moment

$$M_b = T \cdot r = 10900 \cdot 40 = 436000 \text{ kgcm.}$$



Widerstandsmoment nach § 39,
Tab. 7:

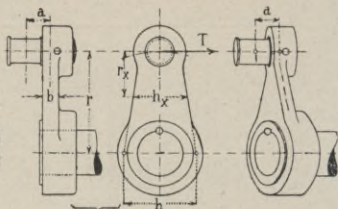
$$W = \frac{1}{6} \cdot 7,5 \cdot 40^2 = 2000 \text{ cm}^3,$$

nach § 40 i, Gleich. 28:

$$\sigma_b = 436000 : 2000 = 218 \text{ kg/qcm},$$

nach Beispiel in § 40 e ist $\tau = 240$
kg/qcm; $\sigma_b : \tau \sim 1$, also nach Tab. 2
für Stahl

$$\sigma = 1,9 \cdot 218 = 415 \text{ kg/qcm}.$$



Zug und Drehung.*)

40 t. Entspr. der Erklärung in § 40 r ergibt sich

$$\text{Gesamtbeanspr.} = 0,35 \sigma_z + 0,65 \sqrt{\sigma_z^2 + 4 (\alpha_0 \cdot \tau)^2} \quad (73)$$

worin α_0 Anstrengungsfaktor nach Tab. 1 in 40 r.

Bedingung: Gesamtbeanspr. $\leq k_z$ in § 39, Tab. 3—4.

Druck und Drehung.*)

40 u. Nach der Erklärung in § 40 r wird

$$\text{Gesamtbeanspr.} = 0,35 \sigma + 0,65 \sqrt{\sigma^2 + 4 (\alpha_0 \cdot \tau)^2} \quad (74)$$

worin α_0 Anstrengungsfaktor nach Tab. 1 in 40 r.

Bedingung: Gesamtbeanspr. $\leq k$ in § 39, Tab. 3—4.

Zug und Schub.*)

40 v. Wie in § 40 erklärt, ergibt sich:

$$\text{Gesamtbeanspr.} = 0,35 \sigma_z + 0,65 \sqrt{\sigma_z^2 + 4 (\alpha_0 \cdot \tau)^2} \quad (75)$$

worin α_0 Anstrengungsfaktor nach Tab. 1 in 40 r.

Bedingung: Gesamtbeanspr. $\leq k_z$ in § 39, Tab. 3—4.

Druck und Schub.*)

40 w. Nach der Erklärung in § 40 r setzt man hier:

$$\text{Gesamtbeanspr.} = 0,35 \sigma + 0,65 \sqrt{\sigma^2 + 4 (\alpha_0 \cdot \tau)^2} \quad (76)$$

worin α_0 Anstrengungsfaktor nach Tab. 1 in 40 r.

Bedingung: Gesamtbeanspr. $\leq k$ in § 39, Tab. 3—5.

Biegung und Schub.*)

40 x. Entspr. der Erklärung in § 40 r wird:

$$\text{Gesamtbeanspr.} = 0,35 \sigma_b + 0,65 \sqrt{\sigma_b^2 + 4 (\alpha_0 \cdot \tau)^2} \quad (77)$$

worin α_0 Anstrengungsfaktor nach Tab. 1 in 40 r.

Bedingung: Gesamtbeanspr. $\leq k_b$ in § 39, Tab. 5—6.

*) Diese zusammengesetzten Festigkeiten dürften seltener vorkommen.

Federn. (41.)

Um entspr. Federung zu erhalten, muss man sehr hohe Beanspruchungen wählen, also ausgezeichnetes Material für die Federn verwenden.

Die bekanntesten Federn sind die Blattfeder und die Spiralfeder.

Blattfeder.

41 a. Es bezeichne:

P die in der Federachse wirkende Belastung in kg,

f Federung in cm,

l Länge, h Stärke und b Breite der Feder in cm,

z die Anzahl der Federblätter,

k_b zulässige Biegebeanspruchung in kg/qcm,

E Elastizitätsmodul für Stahl, bezogen auf cm.

Durch Vereinigung der Gleichungen für Beanspruchung und Einsenkung eines einseitig eingeklemmten Stabes nach § 40 k ergibt sich:

allgemein:

$$\text{Federdicke } h = \frac{k_b \cdot l^2}{E \cdot f} \dots$$

$$\text{Federbreite } z \cdot b = \frac{6 P \cdot l}{h^2 \cdot k_b} \dots$$

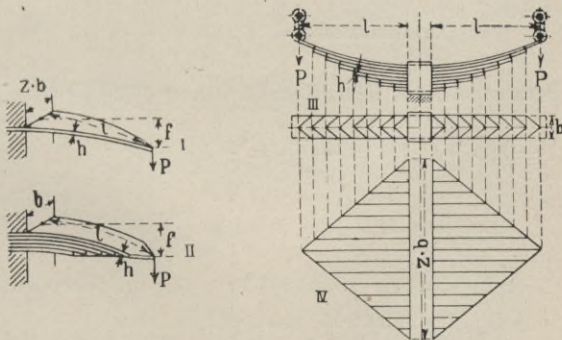
$$\text{zul. Belastung } P = \frac{z \cdot b \cdot h^2 \cdot k_b}{6 \cdot l} \dots$$

für $E = 2200000$, $k_b = 5000$:

$$h = \frac{l^2}{440 f} \dots (1)$$

$$z \cdot b = \frac{P \cdot l}{830 h^2} \dots (2)$$

$$P = \frac{830 h^2 \cdot z \cdot b}{l} \dots (3)$$



Es ist nun gleich, ob wir eine Feder von $z \cdot b$ Breite (Fig. I) oder z Federblätter von je b Breite anwenden. Im letzteren

Fälle zeichnen wir mit $z \cdot b$ Breite die Feder nach Fig. IV auf und finden die Längen der einzelnen Federblätter.

Beispiel: Es sei gegeben: $P = 3200$ kg, $f = 2,7$ cm, $l = 42$ cm,

Wir erhalten (nach Gleich. 1): $h = \frac{42^2}{440 \cdot 2,7} = 1,5$ cm,

(„ „ 2): $z \cdot b = \frac{3200 \cdot 42}{880 \cdot 1,5^2} = 72$ cm.

Wählen wir $z = 8$, so wird jedes Blatt $\frac{72}{8} = 9$ cm breit. Diese Feder zeigt Fig. III—IV im Maasstab 1 : 30.

Die Spiralfeder.

41 b. Es bezeichne:

k_d die zuläss. Drehungsbeanspruchung in kg/qcm,

G den Schubelastizitätsmodul, bezogen auf cm,

z die Anzahl der Windungen,

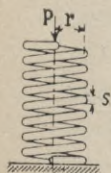
so gelten folgende Gleichungen für die zylindrische Form:

Zul. Belastung $P = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{s^3}{r} \cdot k_d$ in kg (4)

Federung $f = 4 \pi \cdot z \cdot \frac{r^2}{s} \cdot \frac{k_d}{G}$ (5)

Radius $r = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{s^3}{P} \cdot k_d$ (6)

Drahtstärke $s = 1,72 \sqrt[3]{\frac{P \cdot r}{k_d}}$ (7)



Setzt man $k_d = 4500$, $G = 750\,000$, so ergibt sich:

$$\left. \begin{aligned} P &= 885 \frac{s^3}{r}; & f &= \frac{r^2 \cdot z}{13,3 s} = \frac{r^3}{11700 s^4} P \cdot z \\ r &= 885 \frac{s^3}{P}; & z &= 13,3 \frac{f \cdot s}{r^2} \end{aligned} \right\} \dots (8)$$

Hieraus ergeben sich die Werte der umstehenden Tabelle.

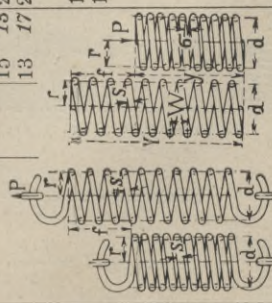
In jedem Tabellenfeld bedeutet:

Die Zahl links (unter kg) die Tragfähigkeit P in kg,

„ „ rechts (unter cm) die zulässige Durchbiegung f in cm für 10 Windungen.

41c. Tragfähigkeit P und zulässige Federung f für 10 Windungen zylindr. Spiralfedern aus Stahl.
(Auszug aus einem Aufsatz von Dijkboorn, Zeitschr. d. V. d. Ing. 1891, Seite 1397.)

r cm	$s = 0,2$ kg cm	$0,25$ kg cm	$0,3$ kg cm	$0,35$ kg cm	$0,4$ kg cm	$0,45$ kg cm	$0,5$ kg cm	$0,55$ kg cm	$0,6$ kg cm	$0,65$ kg cm	$0,7$ kg cm	$0,75$ kg cm	$0,8$ kg cm	$0,85$ kg cm	$0,9$ cm kg cm	r cm					
1,0	7,1	38,14	3	24	2,5	38	2,2	57	1,9	81	1,7	110	1,5	147	1,4	1,0					
1,2	5,9	5,5	11	4,3	20	3,6	32	3,1	47	2,7	67	2,4	92	2,2	123	2	1,2				
1,5	4,7	8,5	9,2	6,8	16	5,7	25	4,8	38	4,2	54	3,8	74	3,4	98	3,1	1,5				
1,8	.	7,7	9,8	13	8,2	21	7	31	6,1	45	5,4	61	4,8	82	4,4	106	1,8				
2,0	.	6,9	12	12	10	19	8,6	28	7,6	40	6,7	55	6	74	5,5	96	2,0				
2,2	.	.	11	12	17	10	26	9,3	36	8,1	50	7,2	67	6,6	87	6,1	2,2				
2,5	.	.	.	15	13	23	12	32	10	44	9,3	59	8,5	77	7,8	98	2,5				
2,8	.	.	.	13	17	20	14	29	13	40	12	53	10	68	9,9	87	2,8				
3,0	.	.	.	19	17	27	15	37	14	49	12	64	17	81	10	101	3,0				
3,2	.	.	.	18	19	25	17	35	16	46	14	60	13	76	12	95	3,2				
3,5	23	20	32	18	42	17	55	15	69	14	87	13	107	3,5			
3,8	29	22	39	19	50	18	64	16	80	15	98	14	119	3,8		
4,0	28	24	37	22	48	20	61	18	76	17	93	16	113	4,0		
4,5	42	25	54	23	68	21	83	20	101	19	121	4,5	
5,0	61	26	74	25	91	24	108	5,0
$y' =$	2,9	3,6	4,3	5,0	5,7	6,5	7,2	7,9	8,6	9,3	10	10,8	11,5	12,2	12,9	cm *)					



*) Maass y' = geringste Länge einer ganz zusammengedrückten Feder von 10 Windungen bei P Belastung,
" $Y = y' + f$ die Bauhöhe in ungespanntem Zustande, als Zugfeder umgekehrt.

Beispiele zu Tab. für zylindr. Spiralfedern (als Druckfedern).

1. **Durchbiegung** grösser als in Tab. angegeben. Für $r = 2,5$ cm, $s = 0,5$ cm ist $P = 44$ kg und $f = 9,3$ cm, für 10 Windungen. Sollte diese Feder Verwendung finden für $f = 14,2$ cm, so hätten wir:

$$\text{Anzahl der Windungen } z = \frac{14,2}{9,3} \cdot 10 = 15;$$

$$\text{Bauhöhe } y' = 7,2 \cdot \frac{15}{10} = 10,8 \text{ cm.}$$

2. **Durchbiegung** kleiner als in Tab. angegeben. Würde man die Feder in Beispiel 1 für $f = 3$ cm **Durchbiegung** anwenden, so entspräche dieses einer Belastung von

$$P = \frac{3}{9,3} \cdot 44 = 14,2 \text{ kg bei 10 Windungen.}$$

Federn mit **weniger als 10 Windungen** sollte man nicht anwenden; je mehr Windungen, desto gleichmässiger P .

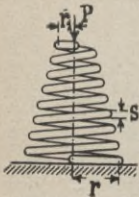
Für **Zwischenwerte** benutze man die Gleichungen 4 bis 8, die Tabelle dient dann nur für Überschlagsrechnungen und als Kontrolle der Rechnungsergebnisse.

Für **Arbeitsfedern**, z. B. Ventilsteuerungen, ist zweckmässig k_d kleiner zu wählen, also kleinere Belastung, etwa $0,7 P$ zuzulassen. Es wird dann nach Gl. 8:

$$\text{Durchbiegung } f = 0,7 \cdot \frac{r^3}{11700 \cdot s^4} \cdot P \cdot z \quad \dots \quad (9)$$

41 d. Andere Ausführungen der Spiralfedern.

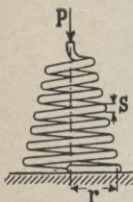
Bezeichnungen wie in § 41 b.



$$\text{Belastung } P = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{s^3}{r} \cdot k_d \text{ in kg} \quad \dots \quad (10)$$

$$\text{Federung } f = l \cdot \frac{r_1^2 + r^2}{r \cdot s} \cdot \frac{k_d}{G} \text{ in cm} \quad \dots \quad (11)$$

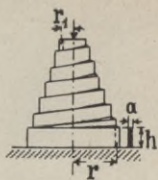
$$\text{Gestreckte Länge } l = (r_1 + r) \pi \cdot z \text{ in cm} \quad \dots \quad (12)$$



$$\text{Belastung } P = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{s^3}{r} \cdot k_d \text{ in kg} \quad \dots \quad (13)$$

$$\text{Federung } f = \frac{l \cdot r}{s} \cdot \frac{k_d}{G} \text{ in cm} \quad \dots \quad (14)$$

$$\text{Gestreckte Länge } l = r \cdot \pi \cdot z \text{ in cm} \quad \dots \quad (15)$$



$$\text{Belastung } P = \frac{0,22 a^2 \cdot h}{r} \cdot k_d \text{ in kg} \dots (16)$$

$$\text{Federung } f = 0,4 l \cdot (r_1^2 + r^2) \frac{a^2 + h^2}{a \cdot h^2} \cdot \frac{k_d}{G} \text{ in cm} (17)$$

$$\text{Gestreckte Länge } l = (r + r_1) \pi \cdot z \text{ in cm} \dots (18)$$

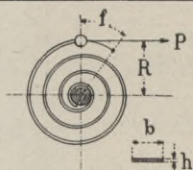
auch für vorstehende 3 Federarten kann man setzen:

$$\text{Schubelastizitätsmodul } G = 750000,$$

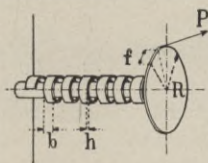
zulässige Beanspr. für besten Federstahl $k_d = 4500 \text{ kg/qcm}$.

41 e. Drehungsfeder.

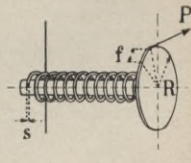
Diese Federn werden auf Biegung beansprucht durch das Moment $P \cdot R$. Die links gezeichnete Feder (bekannt unter dem Namen Schlossfeder) hat die meiste Verbreitung gefunden.



$$W = \frac{b \cdot h^2}{6}; J = \frac{b \cdot h^3}{12}$$



$$W = \frac{b \cdot h^2}{6}; J = \frac{b \cdot h^3}{12}$$



$$W = \frac{\pi}{32} s^3; J = \frac{\pi}{64} s^4$$

$$\text{Belastung } P = \frac{W \cdot k_b}{R} \text{ in kg};$$

$$\text{Federung } f = \frac{P}{E \cdot J} \cdot l \cdot R^2 \text{ in cm}$$

} . . . (19)

l = gestreckte Länge der Feder in cm;

$E = 2\,200\,000$ für Stahl, k_b nach § 41 a, etwa = 5000 kg/qcm.

Alle Maasse in cm.

Röhren, Böden, Platten, Gefäße. (42.)

42 a. Innen gedrücktes Rohr.

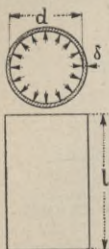


Fig. 1.

Es bezeichne:

- d den Durchmesser des Rohres in cm,
- δ die Wandstärke „ „ „ „
- p den inneren Druck in kg/qcm resp. *Atm.*,
- l die Rohrlänge in cm.

Der innere Gesamtdruck, welcher das Rohr an zwei diametral gegenüberliegenden Querschnitten zerreißen will, bestimmt sich zu

$$P = d \cdot l \cdot p \quad \dots \quad (1)$$

und der von den Wänden geleistete Widerstand

$$= 2 l \cdot \delta \cdot \sigma_z \quad \dots \quad (2)$$

Aus Gleich. 1 und 2 ergibt sich

$$d \cdot l \cdot p = 2 l \cdot \delta \cdot \sigma_z \text{ oder } d \cdot p = 2 \delta \cdot \sigma_z \quad \dots \quad (3)$$

demnach

$$\text{wirkliche Beanspr. } \sigma_z = \frac{d \cdot p}{2 \delta} \text{ in kg/qcm} \quad \dots \quad (4)$$

es muss sein $\sigma_z \leq k_z = \text{zul. Beanspr. nach } \S 39, \text{ Tab. 3.}$

Geht man von der zul. Beanspruchung aus, so wird

$$\text{nötige Wandstärke } \delta = \frac{d \cdot p}{2 k_z} \text{ in cm} \quad \dots \quad (5)$$

$$\text{zul. Druck } p = \frac{2 \delta \cdot k_z}{d} \text{ in } \textit{Atm.} \quad \dots \quad (6)$$

Beispiel: $d = 2,2 \text{ Mtr.}, p = 9 \text{ } \textit{Atm.}, k_z = 500 \text{ kg/qcm}$ ergibt

$$\delta = \frac{220 \cdot 9}{2 \cdot 500} \sim 2 \text{ cm.}$$

Beanspruchung in der Längsrichtung.

Druck auf einen Boden $P = \frac{1}{4} \pi \cdot D^2 \cdot p,$

Widerstand, den das Rohr entgegensetzt $= D \cdot \pi \cdot \delta \cdot \sigma_z,$

also $\frac{1}{4} \pi \cdot d^2 \cdot p = d \cdot \pi \cdot \delta \cdot \sigma_z$ oder $d \cdot p = 4 \delta \cdot \sigma_z.$



Fig. 2.

Aus einem Vergleich der letzten Gleich. mit Gleich. 3 ersieht man, dass bei Kesseln die **Querbeanspruchung** zweimal so gross als die **Längsbeanspruchung** ist. Aus diesem Grunde ist es in der Praxis gebräuchlich, bei starken Blechen die **Längsnähte mit mehr Nietreihen** als die Quernähte auszuführen.

Die vorstehenden Gleich. 1–6 gelten jedoch **nur für dünne Wandstärken**; bei sehr starken Wandungen nimmt die Beanspruchung von innen nach aussen allmählich ab. Die Bachsche Annäherungsgleichung für **starke Wandung** bezw. hohe Pressung lautet:

$$\frac{D}{d} = \sqrt{\frac{k_z + 0,4 \rho}{k_z - 1,3 \rho}} \dots \dots \dots (7)$$

worin noch: D äusserer Durchm. in cm.

Einfacher ist die Benutzung des beistehenden Schemas.

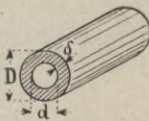


Fig. 3.

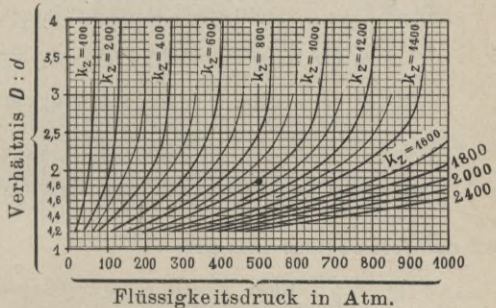


Fig. 4.

Beispiel: Presspumpe für $\rho = 500$ Atm. ist mit $d = 130$ mm, $D = 240$ mm ausgeführt. Hier ist $\frac{D}{d} = 1,85$ und nach Schema Fig. 4 $k_z = 1000$ kg/qcm. Nach Gleich. 5 würden wir mit $k_z = 1000$ kg/qcm erhalten haben $\delta = \frac{13 \cdot 500}{2 \cdot 1000} = 3,25$ cm, mithin

$$D = 13 + 2 \cdot 3,25 = 19,5 \text{ cm,}$$

also zu schwache Wandstärke. Die Unbrauchbarkeit der Gleich. 5 für hohe Drücke wäre durch dieses Beispiel erwiesen.

Berechnung der Platten.

42 b. Es bezeichne:

- d den Durchmesser der Platte in cm,
- δ die Dicke in cm,
- ρ „ Flüssigkeitspressung in kg/qcm,

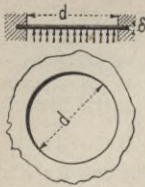


Fig. 5.

Denkt man sich die Platte in der Richtung des Durchmessers (da die grösste Beanspruchung in demselben liegt) eingespannt, so ergeben sich die Momente wie folgt:

Moment der Flüssigkeitspressungen (Belastung der Halbplatte mal Schwerpunktabstand) nach § 40 g

$$M_0 = \frac{1}{8} \pi \cdot d^2 \cdot p \cdot \frac{2}{3} \frac{d}{\pi} = \frac{1}{12} d^3 \cdot p.$$

Moment der an der Zarge wirkenden Kräfte (Belastung der Halbplatte mal Schwerpunktabstand der Halbkreislinie)

$$M_1 = \frac{1}{8} \pi \cdot d^2 \cdot p \cdot \frac{d}{\pi} = \frac{1}{8} d^3 \cdot p.$$

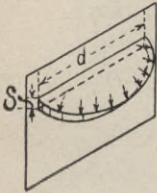


Fig. 6.

Da die Kräfte in der Zarge entgegengesetzte Richtung haben, so ist das erste Moment vom zweiten bei der Zusammensetzung abzuziehen und ist das **resultierende Moment** demnach:

$$M = M_1 - M_0 = d^3 \cdot p \left(\frac{1}{8} - \frac{1}{12} \right) = \frac{1}{24} d^3 \cdot p$$

Wegen der auftretenden Biegezugfestigkeit muss noch sein:

$$W \cdot \sigma_b = M.$$

Aus diesen Betrachtungen ergeben sich folgende Sonderfälle:

42 c. Fest eingeklemmter Boden.

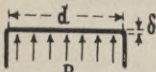


Fig. 7.

Wirkl. Beanspr. $\sigma_b = 0,8 \frac{d^2}{4} \cdot \frac{p}{\delta^2}$ in kg/qcm . (8)

es muss sein $\sigma_b \leq k_b$ zul. Beanspr. nach § 39, Tab. 6.

Beispiel: $d = 400$ mm, $\delta = 32$ mm, $p = 7$ Atm. ergibt $\sigma_b = 0,8 \cdot \frac{40^2}{4} \cdot \frac{7}{3,2^2} \sim 220$ kg/qcm.

Geht man von der zul. Beanspr. k_b aus, so wird:

zulässiger Druck $p = \frac{k_b \cdot 4 \delta^2}{0,8 d^2}$ in Atm. (9)

nötige Wandstärke $\delta = \frac{d}{2} \sqrt{0,8 \frac{p}{k_b}}$ (10)

Maasse in cm, Druck p in Atm. Überdruck.

42 d. Aufgeschraubte Platte.

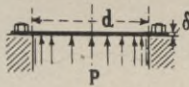


Fig. 8.

Wirkl. Beanspr. $\sigma_b = \frac{d^2}{4} \cdot \frac{p}{\delta^2}$ in kg/qcm (11)

es muss sein: $\sigma_b \leq k_b$ zul. Beanspruch. nach § 39, Tab. 6.

Beispiel: Abmessungen wie im vorigen Beispiel, ergibt

$$\sigma_b = \frac{40^2}{4} \cdot \frac{7}{3,2^2} = 275 \text{ kg/qcm.}$$

Die aufgeschraubte Platte ist demnach höher beansprucht.

Geht man von der zul. Beanspr. k_b aus, so wird

zulässiger Druck $p = \frac{4 k_b \cdot \delta^2}{d^2}$ in Atm. (12)

nötige Wandstärke $d = \frac{d}{2} \sqrt{\frac{p}{k_b}}$ in cm (13)

42 e. Elliptische, rechteckige, quadratische Platten und Gefäße.

Um die Gleichungen einfacher zu gestalten, führen wir eine vom Seitenverhältnis $b : a$ abhängige Hilfszahl x ein.

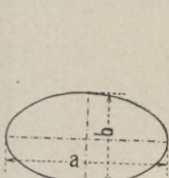


Fig. 9.

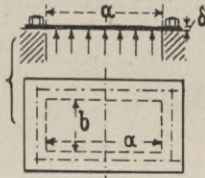


Fig. 10.

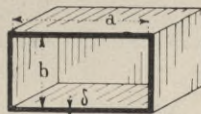


Fig. 11.

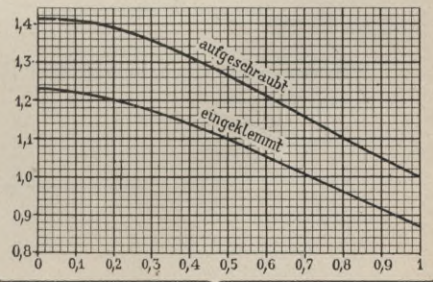


Fig. 12.

Letztere bestimmt sich zu

$$x = \sqrt{\frac{1}{\psi} \cdot \frac{2}{1 + (\frac{b}{a})^2}} \quad (14)$$

Zur Vereinfachung der Rechnung sind in nebenstehend. Schema Fig. 13 Werte von x zusammengestellt u. zwar für aufgeschraubte



Seitenverhältnis $b : a$.

Fig. 13.

Platten wie in Fig 10 und für eingeklemmte wie in Fig. 11 bis 12.

$$\text{Wirkl. Beanspr. } \sigma_b = \frac{b^2}{4} \cdot x^2 \cdot \frac{p}{\delta^2} \quad \dots \quad (15)$$

es muss sein $\sigma_b \leq k_b$ zul. Beanspr. nach § 39, Tab. 6.

Beispiel: $a = 750$, $b = 270$ mm, $p = 7$ Atm., $\delta = 27$ mm, Platte eingeklemmt. Für $b : a = 270 : 750 = 0,36$ ergibt Schema Fig. 13: $x = 1,15$, also $\sigma_b = \frac{27^2}{4} \cdot 1,15^2 \cdot \frac{7}{2,7^2} = 230$ kg/qcm.

Geht man von der zul. Beanspr. k_b aus, so wird

$$\text{zulässiger Druck } p = \frac{4 k_b \cdot \delta^2}{b^2 \cdot x^2} \text{ in Atm.} \quad \dots \quad (16)$$

$$\text{nötige Wandstärke } \delta = \frac{b}{2} \cdot x \sqrt{\frac{b}{k_b}} \text{ in cm} \quad \dots \quad (17)$$

42 f. Kugel mit innerem Druck.



Fig. 14.

$$\text{Wirkl. Beanspr. } \sigma_z = \frac{d \cdot p}{4 \delta} \text{ in kg/qcm} \quad \dots \quad (18)$$

es muss sein $\sigma_z \leq k_z$ zul. Beanspruch. nach § 39, Tab. 3.

Geht man von der zul. Beanspr. k_z aus, so wird:

$$\text{zulässiger Druck } p = \frac{4 \delta \cdot k_z}{d} \text{ in Atm.} \quad \dots \quad (19)$$

$$\text{nötige Wandstärke } \delta = \frac{d \cdot p}{4 k_z} \text{ in cm} \quad \dots \quad (20)$$

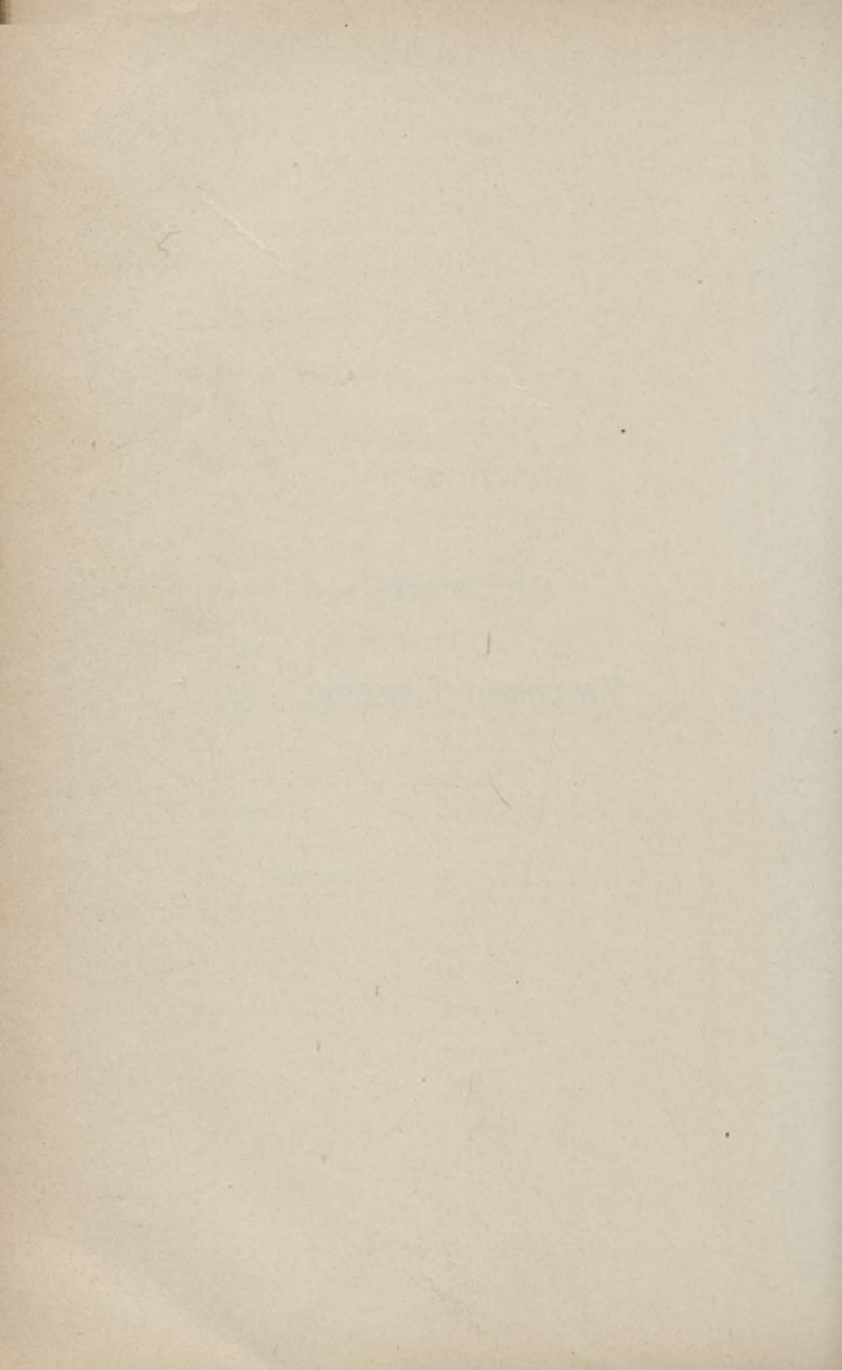
Maasse in cm, Druck in Atm. Überdr.

Abschnitt IV.

Hilfswerte

für

Maschinen - Elemente.



Maschinen-Elemente.

Schrauben. (43 u. 44.)

Schrauben finden Verwendung

1. als Befestigungsmittel,
2. zur Umwandlung einer drehenden Bewegung in eine fortschreitende (bei Pressen, Hebevorrichtungen, Werkzeugmaschinen),
3. um eine fortschreitende Bewegung in eine drehende umzusetzen (Drillbohrer). Dieser Verwendungszweck ist jedoch seltener.
4. um eine drehende Bewegung in eine andere drehende umzuändern (bei Schraubenrädern, Schraubenrad mit Schnecke).

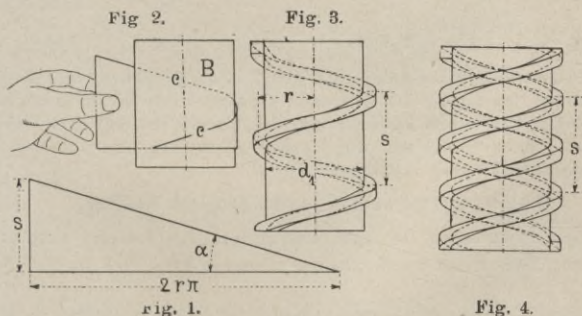
Entsprechend diesen Verwendungszwecken teilt man die Schrauben in zwei Hauptgruppen ein und zwar

*Befestigungsschrauben und
Bewegungsschrauben.*

Auf die grundsätzlichen Unterschiede dieser zwei Arten kommen wir später zurück und betrachten zunächst

I. Das Gewinde.

43 a. Man denke sich ein rechteckiges Dreieck (*Fig. 1*), mit dem Steigungswinkel α um einen Zylinder *B* (*Fig. 2*) gewunden, so bildet die Linie *c* einen Schraubengang. Ein Zylinder, in der-



selben Weise mit einem prismatischen Stab umwickelt, gibt nach *Fig. 3* das Gewinde. Eine Umwicklung nennt man **Schraubengang**.

Denken wir uns nach *Fig. 4* noch eine zweite Umwicklung angeordnet, so erhalten wir ein zweigängiges Gewinde.

Das Aufzeichnen der Schraubenlinien.

Bezeichnet: d_1 den Kerndurchm. in cm,
 α „ Steigungswinkel,
 r „ mittl. Radius des Gewindes in cm,

so wird:

$$\text{Mittl. Umfang des Gewindes} = 2 r \pi \text{ in cm} \dots (1)$$

$$\text{Ganghöhe } s = 2 r \pi \cdot \text{tg } \alpha \text{ in cm} \dots (2)$$

s ist also der Abstand zweier Schraubengänge voneinander.

Es sei um den Zylinder *Fig. 5* ein linksgängiges und um den Zylinder *Fig. 7* ein rechtsgängiges Gewinde zu zeichnen.

Man teilt den Umfang des Zylinders in eine beliebige Anzahl Teile, z. B. 8 (*Fig. 5 u. 7*), ferner die Hypotenuse des umzuwickelnden Dreiecks ebenfalls in dieselbe Anzahl Teile (*Fig. 6*). Zieht man nun durch die Teilpunkte des Zylinderumfangs Senkrechte und durch jene der Hypotenuse Wagerechte, so geben die Schnittpunkte beider

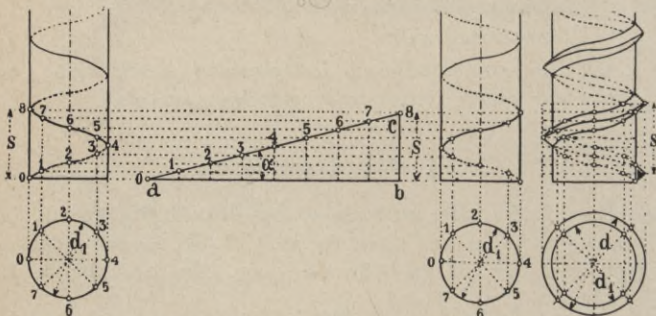


Fig. 5.

Fig. 6. (Länge $ab = d_1 \pi$)

Fig. 7.

Fig. 8.

die gewünschte Schraubenlinie *Fig. 5 u. 7*. Zum Zeichnen einer Gewindeansicht hat man noch die äussere Gewindegänge zu berücksichtigen. Man denkt sich einen Zylinder von der Grösse des äusseren Gewindedurchm. und verzeichnet wie vorher angegeben die entsprechende Schraubenlinie; somit erhält man *Fig. 8*.

Rechtsgängiges und Linksgängiges Gewinde.

Rechtsgängig ist eine Schraubenlinie, welche von aussen gesehen von links nach rechts ansteigt (*Fig. 7, 8 u. 9*). Steigt

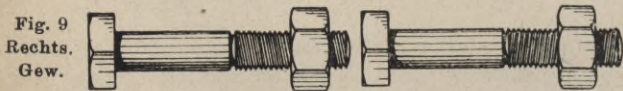


Fig. 10.
Links.
Gew.

der Schraubengang dagegen von rechts nach links, so ist die Schraubenlinie linksgängig (*Fig. 5 und 10*).

Gewindearten (vergl. auch „Bewegungsschrauben“ in § 44).

43 b. Je nach der Form des Gewindes unterscheidet man in der Hauptsache spitzes Gewinde und Fassung-Gewinde (erklärt in § 44 a).

A. Spitzes Gewinde.

Anwendung: Befestigungsschrauben aller Art.

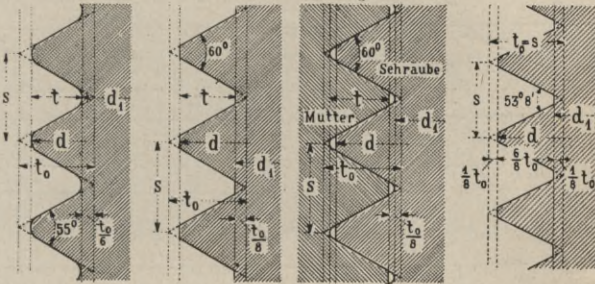


Fig. 11.
Whitworth.

Fig. 12.
Seller.

Fig. 13.
Metr. Gew.

Fig. 14.
Löwenherz Gew.

Whitworthsches Gewinde (Fig. 11) ist in Europa als spitzes Gewinde am **gebräuchlichsten**. Der Kantenwinkel beträgt 55° und die Abrundung $\frac{1}{6}$ der theoretischen Gangtiefe t_0 . Hierzu Tab. 1.

Sellers Gewinde (Fig. 12) ist in Amerika hauptsächlich in Gebrauch. Der Kantenwinkel beträgt 60° und die Abflachung $\frac{1}{8}$ der theoretischen Gangtiefe t_0 .

Metrisches Gewinde (Fig. 13) wurde vom Verein deutsch. Ing. u. A. vorgeschlagen, doch wird es in der Praxis wenig angewandt.

Das **normale Whitworthgewinde** (Tab. 1) ist für Befestigungsschrauben ohne weiteres verwendbar. Für solche Maschinenteile, wo eine genaue Einstellung innerhalb kleinerer Grenzen, als mit dem normalen Whitworthgewinde möglich, erwünscht ist, wie z. B. bei Schieberstangen, Ventilspindeln u. dergl., wendet man zuweilen **feineres Gewinde** (Tab. 2) an. Die Grundform, also Kantenwinkel und Abflachung, wird beibehalten.

In manchen Werkstätten (besonders in Süddeutschland) verwendet man ebenfalls abgeändertes Whitworthgewinde. Unter

Tab 1. Whitworthsches Schraubensystem.

Durchmesser d. glatt. Bolzens in mm abgerundet	Schrauben-Bolzen			Kopf und Mutter			Unterlegscheibe		Gewicht			
	Gewinde-Durchmesser in den Spitzen	Kern-Durchm. in mm	Zahl der Gänge auf 1" engl.	Kopfhöhe	Schlüsselweite	Kreis um das Mutter- sechseck	Durchmesser	Dicke	von 100 mm Bolzen- länge kg	des Kopfes kg	der Mutter- u. Unterleg- scheibe incl. darin befindl. Bolzen in kg	M
7	1/4	6,35	4,72	20	5	15	17,5	20	1,5	0,03	0,008	0,01
8	5/16	7,94	6,09	18	6	16	18,5	21	1,5	0,04	0,01	0,01
10	3/8	9,52	7,36	16	7	19	22	25	2	0,06	0,02	0,02
12	7/16	11,11	8,64	14	8	22	25,5	29	2	0,09	0,03	0,04
13	1/2	12,70	9,91	12	9	24	28	32	2,5	0,10	0,04	0,06
16	5/8	15,87	12,92	11	11	27	31	35	3	0,15	0,06	0,10
20	3/4	19,05	15,74	10	14	33	38	43	4	0,24	0,11	0,18
23	7/8	22,22	18,54	9	16	38	44	50	4	0,32	0,18	0,28
26	1	25,40	21,33	8	18	42	48,5	55	4	0,41	0,25	0,37
29	1 1/8	28,57	23,87	7	20	45	52	58	4	0,51	0,32	0,47
32	1 1/4	31,75	26,92	7	22	50	58	65	5	0,62	0,42	0,65
35	1 3/8	34,92	29,46	6	24	54	62,5	70	5	0,75	0,55	0,87
39	1 1/2	38,10	32,68	6	27	60	69,5	78	6	0,93	0,75	1,16
42	1 5/8	41,27	35,28	5	29	64	74	84	6	1,08	0,95	1,41
45	1 3/4	44,45	37,84	5	32	68	78,5	88	7	1,24	1,15	1,66
48	1 7/8	47,62	40,38	4,5	34	72	83	93	7	1,40	1,37	2,04
51	2	50,82	43,43	4,5	36	76	88	98	8	1,58	1,62	2,44
58	2 1/4	57,15	49,02	4	40	85	97,5	110	9	2,05	2,30	3,55
64	2 1/2	63,50	55,37	4	45	94	109	121	9	2,50	3,10	4,72
70	2 3/4	69,85	60,45	3,5	49	103	119	134	10	3,00	4,08	6,12
77	3	76,20	66,80	3,5	54	112	130	145	12	3,62	5,32	8,98

Der Steigungswinkel α rechnet sich für die kleinste Schraube zu $3^\circ 40'$, für die grösste zu $1^\circ 43'$.
Zulässige Belastung nach Tab. 2 (nächste Seite).

Beibehaltung der dem normalen Gewinde entnommenen Ganghöhe lässt man die äusseren Durchmesser in Abständen von 3 mm aufeinander folgen, z. B.

12 15 18 21 24 mm usw.

Entsprechend der Erklärung in § 43e ist in Tab. 2 gesetzt:

$$\text{zulässige Tragkraft} = \frac{3}{4} k_z \times \text{Kernquerschnitt.}$$

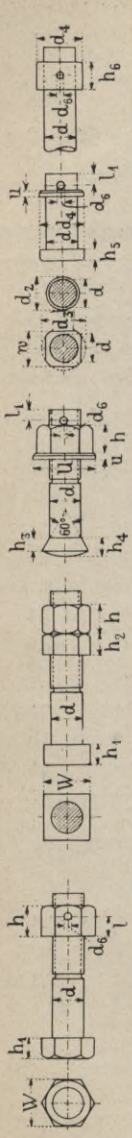
Tab. 2. Zulässige Beanspruchung und zulässige Tragkraft.

äuss. Durch- messer Zoll engl.	zuläss. Bean- spruch. k_z kg/qcm	Whitworthgew. (Abmess. Tab. 1)		feines Gewinde*)				zuläss. Trag- kraft in kg
		Kern- quer- schnitt qcm	Trag- kraft kg	äuss. Durch- messer d mm	Kern- durch- messer d ₁ mm	Gang- zahl auf 1" engl.	Kern- quer- schnitt qcm	
$\frac{3}{8}$	70	0,44	23					
$\frac{7}{16}$	120	0,61	53					
$\frac{1}{2}$	180	0,78	105	12,5	10,5	16	0,86	115
$\frac{5}{8}$	230	1,3	280	15,7	13,7	16	1,5	325
$\frac{3}{4}$	350	1,96	500	18,8	16,5	14	2,1	550
$\frac{7}{8}$	400	2,71	770	22,0	19,9	14	3,1	930
1	445	3,56	1200	25,1	22,4	12	3,9	1300
$1\frac{1}{8}$	470	4,48	1600	28,4	25,7	12	5,2	1800
$1\frac{1}{4}$	500	5,76	2150	31,5	28,5	11	6,4	2400
$1\frac{3}{8}$	520	6,83	2600	34,6	31,3	10	7,7	3000
$1\frac{1}{2}$	540	8,39	3350	37,7	34,1	9	9,1	3600
$1\frac{5}{8}$	550	9,51	4050	41,0	36,9	8	10,7	4400
$1\frac{3}{4}$	560	11,3	4750	44,1	40,0	8	12,6	5300
$1\frac{7}{8}$	575	12,8	5500	47,3	42,7	7	14,3	6100
2	590	14,9	6500	50,5	45,9	7	19	8400
$2\frac{1}{4}$	600	18,8	8500	56,9	52,3	7	21,6	9700
$2\frac{1}{2}$	625	24,1	10100	63,2	58,6	7	27	12700
$2\frac{3}{4}$	635	28,8	13700	69,5	64,2	6	32,3	15500
3	650	35,1	17000	75,9	70,6	6	39,1	19000

*) Gewinde für Feinmechanik s Tab. 5.

Normalien der preussischen Staatsbahnen.

Tab. 3. Gedrehte und ungedrehte Schrauben und gedrehte Bolzen (Whitworthsches Gewinde nach Tab. 1)



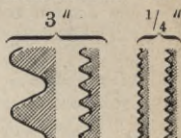
Nr. der Schrauben	d		Gewinde		Schraubenbolzen						Stiftschrauben		Glatte Bolzen		Unterlegscheiben								
	gedreht	unge-dreht	Zoll engl.	Gänge auf 1"	h ₁	h	h ₂	h ₃	h ₄	W	d ₆	l	l ₁	d ₃	w	d ₂	d ₄	h ₅	d ₄	f. gedr. Bolzen	Muttern U	u	h ₆
3	10	10	3/8	16	7	10	7	5	6	17	4	7	6	14	12	13	16	5	16	16	22	3	10
4	13	13	1/2	12	9	13	10	7	8	22	5	9	8	20	17	16	22	6	22	22	28	4	11
5	16	16	5/8	11	12	16	12	8	10	28	5	12	8	22	17	20	26	7	26	26	36	4	12
6	20	19	3/4	10	14	20	15	10	12	33	6	14	9	26	22	23	32	8	32	32	44	5	13
7	23	23	7/8	9	16	23	17	11	14	39	6	16	9	34	28	26	36	9	36	36	50	5	15
8	26	26	1	8	18	26	19	13	16	44	7	18	10	34	28	30	40	10	40	40	56	6	16
9	30	29	1 1/8	7	20	30	21	14	18	50	7	20	12	40	33	33	44	10	44	44	62	6	17
10	33	32	1 1/4	7	22	33	24	16	20	55	8	22	12	40	33	36	48	11	48	48	68	7	18
11	36	35	1 3/8	6	24	36	26	18	22	61	9	24	13	40	33	36	52	11	52	52	74	7	19
12	40	39	1 1/2	6	26	40	28	20	24	66	9	26	14	40	33	36	56	12	56	56	80	8	20
13	43	42	1 5/8	5	29	43	31	21	26	72	10	29	15	40	33	36	60	12	60	60	86	8	21
14	46	45	1 3/4	5	31	46	33	23	28	77	10	31	15	40	33	36	64	13	64	64	92	9	22
15	50	48	1 7/8	4 1/2	34	50	36	25	30	83	10	34	16	40	33	36	68	13	68	68	100	9	23

Das Gewinde über 20 mm Bolzendurchm. für Stehbolzen, lotrechte Deckenanker, desgl. das Messinggewinde vom Wasserstand, von den Zylinderhähnen, Probierhähnen, Schmiergefäßen usw. erhält 10 Gänge auf einen Zoll engl. Ungedrehte Schrauben mit abweichendem Durchm. erhalten die Steigung der nächsten schwächeren Normalschraube.

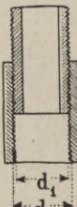

B. Feinere Gewinde.

Gasgewinde findet dort Anwendung, wo genaue Einstellung erforderlich ist und mehr Sicherheit gegen Selbstlösen vorhanden sein soll.

Den Unterschied zwischen Whitworth- und Gasgewinde zeigt beistehende Abbild. und zwar für 3" und für 1/4" in natürlicher Grösse.



Tab. 4. Gasgewinde (nach Whitworth).

	Lichte Rohrweite		äusserer Gewinde-durchm. \bar{d} mm	Kern-durchm. d_1 mm	Gewinde-tiefe mm	Gang-zahl auf 1" engl.
	Zoll engl.	mm				
	1/8	3,2	9,7	8,6	0,58	28
	1/4	6,4	13,2	11,4	0,85	19
	3/8	9,5	16,7	15,0	0,85	14
	1/2	12,7	21,0	18,6	1,16	14
	5/8	15,9	22,9	20,6	1,16	14
	3/4	19,1	26,4	24,1	1,16	14
	7/8	22,2	30,2	27,9	1,16	14
1	25,4	33,2	30,3	1,48	11	
	1 1/8	28,6	37,9	34,9	1,48	11
	1 1/4	31,7	41,9	39,0	1,48	11
	1 1/2	38,1	47,8	44,9	1,48	11
	1 5/8	41,3	51,3	48,4	1,48	11
	1 3/4	44,5	52,0	49,0	1,48	11
	2	50,8	59,6	56,7	1,48	11
	2 1/4	57,1	65,7	62,8	1,48	11
	2 1/2	63,5	76,2	73,3	1,48	11
	2 3/4	69,8	82,5	79,5	1,48	11
	3	76,2	88,4	85,6	1,48	11
	3 1/2	88,9	100,0	97,0	1,48	11
	4	101,6	112,5	109,5	1,48	11

Tab. 5. Gewinde für Feinmechanik (Löwenherz Fig. 14 in 43 b).

$\bar{d} = 1$	1,2	1,4	1,7	2	2,3	2,6	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	7	8	9	10
$d_1 = 0,62$	0,82	0,95	1,18	1,4	1,7	1,93	2,25	2,6	2,95	3,38	3,8	4,15	4,5	5,35	6,2	7,05	7,9
$s = 0,25$	0,25	0,3	0,35	0,4	0,4	0,45	0,5	0,6	0,7	0,75	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4

C. Trapezgewinde.

Ein Mittelding zwischen spitzem Gewinde und flachem Gewinde ist das Trapezgewinde. Als feines Gewinde für Kolbenstangen vielfach in Verwendung. Die geneigten Kanten sollen der Unterlage, auf welche die Mutter geschraubt wird, zugekehrt sein; dann bietet dieses Gewinde etwas mehr Sicherheit gegen Lösen.

Selbstverständlich ist aber auch entsprechend mehr Kraft zum Anziehen notwendig.

Man lässt deshalb bei Bewegungsschrauben die gerade Fläche, bei Befestigungsschrauben die geneigte Fläche der Druckrichtung zukehren, wie in Fig. 21—22.

Tabelle für feines Trapezgewinde s. unter Kolbenstangen

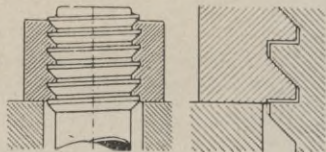


Fig. 21.

Fig. 22.

II. Der Wirkungsgrad der Schrauben.

43 c. Denken wir uns nach Fig. 23 an der Kurbel von r cm Radius wirke eine Kraft von p kg, so ist:

$$\text{Drehmoment } M_d = p \cdot r \text{ cmkg,}$$

Arbeit während einer Umdrehung

$$= 2 r \cdot \pi \cdot p = 2 \pi \cdot M_d \text{ in cmkg*).$$

Zur Anwendung der Kraft p muss aber ein entsprechender Widerstand vorhanden sein. Als solcher ist das Gewicht P gedacht, letzteres hebt sich bei einer Umdrehung der Kurbel um die Steigung, also um s cm, so dass für den reibungslosen Zustand:

für Rechtsdrehung (Pfeil 1)

$$2 r \cdot \pi \cdot p = P \cdot s,$$

für Linksdrehung (Pfeil 2)

$$2 r \cdot \pi \cdot p_0 = - P \cdot s,$$

worin P der Druck auf das Gewinde in kg.

Da nun aber im Gewinde Reibung vorhanden ist, so wird:

$$2 r \cdot \pi \cdot p > \pm P \cdot s.$$

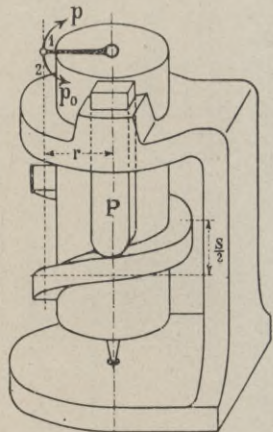


Fig. 23.

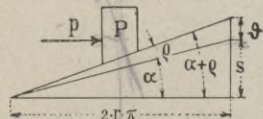


Fig. 24.

*) Entspr. § 35 h ist auch $P \cdot \cos \alpha \cdot u + P \cdot \sin \alpha = p \cdot \cos \alpha \cdot \eta$.

Wir setzen:

$$2 r \cdot \pi \cdot p \cdot \eta = P \cdot s \dots \dots \dots (3)$$

worin nach Fig. 24:

$$\text{Wirkungsgrad } \eta = \frac{\text{geleistete Arbeit}}{\text{aufgewendete Arbeit}}$$

$$\text{demnach } \eta = \frac{\text{Ganghöhe } s}{\text{Ganghöhe } s + \text{Reibungshöhe } \vartheta} = \frac{\text{tg } \alpha}{\text{tg}(\alpha + \varrho)} \quad (4)$$

Tab. 6 Steigung *s* und Wirkungsgrad η .

Annäherungswerte für Whitworthgewinde

($\mu = \text{tg } \varrho = 0,14$ gesetzt).

<i>a</i> =	1/2"	3/4	1	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2	2 1/4	2 1/2	2 3/4	3"
<i>s</i> =	0,21	0,25	0,32	0,36	0,42	0,50	0,56	0,64	0,73 cm		
η =	0,27	0,24	0,22		0,20			0,19	0,16	0,13	

Kernquerschnitt *f* nach Tab. 2 in 43 b.

Gleich. 3 und 4 ergeben dann:

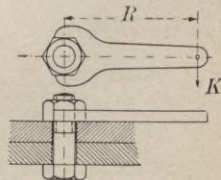
$$\text{erzeugter Gewindedruck } P = \frac{3}{4} \cdot \frac{2 \pi \cdot M_d \cdot \eta}{s} = 4,7 M_d \frac{\eta}{s} \dots \dots (5)$$

worin M_d das zum Anziehen der Schraube aufgewendete Drehmoment bedeutet.

$$\text{Nötiges Drehmoment } M_d = \frac{4}{3} \cdot \frac{P \cdot s}{2 \pi \cdot \eta} = 0,21 P \cdot \frac{s}{\eta} \dots \dots (6)$$

In obigen Gleichungen ist die mit einem Moment M_d zu hebende Last *P* nur 3/4 mal so gross gesetzt, dadurch soll der Einfluss der Gewindeform berücksichtigt sein.

Diese Berechnungsweise trifft nur zu für selbsthemmende Schrauben mit kleinem Steigungswinkel α , also für normale Befestigungsschrauben mit scharfgängigem Gewinde. Betr. Berechnung von Schrauben mit grossem Steigungswinkel α vergl. § 44 Bewegungsschrauben.



Beispiel: Eine 1" - Schraube werde mit einem Drehmoment von $K \cdot R = 980$ cmkg angezogen. Bestimme den dadurch entstehenden Fugendruck, mit welchem die beiden Platten aufeinander gepresst werden.

Nach Tab. 6 wird $\eta = 0,22$ und $s = 0,32$ cm. Nach Gleich. 5 wird:

$$\text{Gewinde- oder Fugendruck } P = 4,7 \cdot 980 \cdot \frac{0,22}{0,32} = 3170 \text{ kg.}$$

Zulässig wäre nach Tab. 2 nur 1200 kg, die Schraube ist demnach zu schwach.

In welchen allgemeinen Grenzen sich die Wirkungsgrade für verschiedene Gewindearten bewegen, zeigt folgende Tabelle.

Tab. 7. Wirkungsgrad von Schrauben. ($\text{tg } \rho = \mu = 0,12$.)

Winkel $\alpha =$	$1/2^\circ$	1°	2°	3°	4°	5°	6°	7°	8°
Wirkungsgrad $\eta =$	0,06	0,11	0,2	0,27	0,33	0,38	0,42	0,46	0,49
Dementspr. ungefähr }	Gasgewinde			Whitworth	flaches Gewinde (eingängig)			Grenze der Selbsthemm	

Weiteres siehe unter „Bewegungsschrauben“ in § 44.

III. Berechnung der Schrauben auf Festigkeit.

A. Schrauben, die nur durch Zug beansprucht werden.

43 d. Hierzu gehören diejenigen Schrauben, welche nicht mit der Last angezogen werden, oder deren Kopf und Mutter gegenseitig nicht fixiert sind. Das Oberteil des Hakens (Fig. 26) ist im Gehänge drehbar, die Schraube wird nur auf Zug beansprucht.

Bezeichnet:

d_1 den Kerndurchm. in cm,

$f = 1/4 \pi \cdot d_1^2$ den Kernquerschnitt in qcm,

P die einwirkende Last in kg,

so wird (vergl. auch § 40 b):

$$\text{winkl. Zugbeanspr. } \sigma_z = P : f \text{ in kg/qcm} \quad (7)$$

es muss sein: $\sigma_z \leq k_z \cdot \text{zulässige Beanspr. nach Tab. 2.}$

Beispiel: Last 9000 kg, Kernquerschn. $f = 12$ qcm, gibt

$$\sigma_z = 9000 : 12 = 750 \text{ kg/qcm.}$$

Geht man von der zul. Beanspr. aus, so wird:

$$\text{Tragkraft der Schraube} = f \cdot k_z \text{ in kg} \quad (8)$$

$$\text{Nötiger Kernquerschnitt } f = P : k_z \quad (9)$$

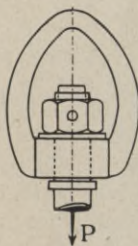


Fig. 26.

B. Befestigungsschrauben.

43 e. Hier kommt nicht nur der erzeugte Gewindedruck für die Beanspr. in Betracht, die Schrauben erleiden beim Anziehen eine Drehung als Folge der Reibung und des Steigungswinkels des Gewindes. Wir berücksichtigen diesen Umstand, indem wir $\frac{4}{3}P$ in die Rechnung einführen und die Gesamtbeanspruchung als Zugspannung auffassen, somit ist:

$$\text{wirl. Zugbeanspr. } \sigma_z = \frac{4}{3}P : f \text{ in kg/qcm} \quad (10)$$

es muss sein: $\sigma_z \leq k_z$ zuläss. Beanspr. nach Tab. 2.

Gehen wir von der zulässigen Beanspr. aus, so wird:

$$\text{zulässige Tragkraft der Schraube} = \frac{3}{4}f \cdot k_z \text{ in kg.} \quad (11)$$

$$\text{Nötiger Kernquerschnitt } f = \frac{4}{3}P : k_z \text{ in qcm.} \quad (12)$$

C. Schrauben für Flanschen, Gefässe, Deckel

und allen derartigen Schrauben, auf welche nach dem Anziehen Kräfte in der Schraubenrichtung einwirken.*)

43 f. Hier kommt in Betracht: die Elastizität des Materials, sowohl der Schrauben, als auch der Dichtung und der Flanschen auf die Länge der Schrauben. Die äusserst umständliche Rechnung ist durchgeführt in Haeders Zeitschrift, 1902, Seite 86 u. f. anlässlich der Frage, „ob bei den Deckelschrauben am Dampfzylinder zu der durch das Anziehen der Schrauben hervorgerufenen Spannung noch die vom Dampfdruck herrührende Spannung zu addieren ist.“

Wir wollen bezeichnen mit

P den Druck auf den Deckel in kg, hervorgerufen durch die Flüssigkeitspressung,

x den Dichtigkeitskoeffizienten, abhängig von dem Material und der Breite der Dichtung, Mittelwerte gibt Tab. 8,

$x \cdot P$ den Dichtungsdruck (Fugendruck) während der Betriebspause; x ist ermittelt durch Versuche mit Gewichtsbelastung nach Fig. 28,

$x \cdot P - P$ den nötigen Dichtungsdruck während des Betriebes in kg,

$s = P_s : f$ die Selbstspannung, d. h. die Anzugspannung der Schrauben in kg/qcm,

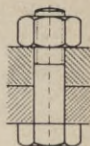


Fig. 27.

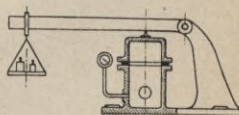


Fig. 28.

*) Bei Kranzverbindungen der Schwungräder wirkt die Zentrifugalkraft.

Tab. 8. Schrauben für Flanschverbindungen.

	lange Schrauben	aufgeschliffen	Kupfer	Papier	Asbest	Gummi	Grenzwert
Dichtungskoeffizient	1	1,06			1,17	1,24	1,3
Nötiger Dichtungsdruck in kg	$x =$ $P_s =$ $x \cdot P - P =$	0,83 P 0,06 P			0,6 P 0,17 P	0,42 P 0,24 P	0,3 P 0,3 P
Zur Dichtung nötige Beanspr. in kg/qcm	$s =$ $\sigma_2 =$	1,1 $\frac{P}{f}$ 1,42 $\frac{P}{f}$			0,8 $\frac{P}{f}$ 1,6 $\frac{P}{f}$	0,56 $\frac{P}{f}$ 1,7 $\frac{P}{f}$	0,4 $\frac{P}{f}$ 1,73 $\frac{P}{f}$
Nötiger Kernquerschnitt in qcm	$f =$	1,42 $\frac{P}{k}$			1,6 $\frac{P}{k}$	1,7 $\frac{P}{k}$	1,73 $\frac{P}{k}$

Werden die Schrauben stärker angezogen, z. B. mit S kg/qcm, so ergibt sich während des Betriebes

$$\text{Beanspr. } \sigma_2 = \left\| \begin{array}{c} S + \text{Null} \\ S + 0,30 \frac{P}{f} \\ S + 0,8 \frac{P}{f} \\ S + 1,15 \frac{P}{f} \end{array} \right\| \begin{array}{c} \\ \\ \\ S + 1,3 \frac{P}{f} \end{array}$$

Beispiel: Zylinderdeckel 37 cm Durchm., Flüssigkeitsdruck = 30 Atm., Asbestdichtung, gibt Druck auf Deckel $P = \frac{\pi}{4} 37^2 \cdot 30 = 32300$ kg, zul. Beanspruch. (nach Gleich. 12) $k_s = 550$ kg/qcm, nötiger Kernquerschnitt nach Tab. 8

$= 1,6 \frac{32300}{550} = 94$ qcm, anzuziehen sind die Schrauben mit $s = 0,8 \frac{32300}{98} = 275$ kg/qcm. Man wählt nun die Anzahl der Schrauben und führt die Rechnung nochmal durch nach Tab. 1.

σ_z die **wirkl.** Zugbeanspr. in den Schrauben in kg/qcm,

f den Gesamtkernquerschnitt aller Schrauben in qcm,

$P : f$ die aus der Flüssigkeitspressung sich **rechnerisch** ergebende Beanspruchung der Schrauben in kg/qcm.

Unter Berücksichtigung verschiedener Dichtungsmaterialien gibt Tab. 7 die zur Berechnung nötigen Werte.

Überschlagsrechnung.

Da beim Entwurf der Flanschenverbindung die Art des Dichtungsmaterials meistens nicht fest bestimmt ist, wird man immer zurecht kommen, wenn gesetzt wird:

$$\text{Arbeitsdruck } P = \frac{\pi}{4} \cdot D_m^2 \cdot p \text{ in kg} \quad (13)$$

Beanspruchung vorläufig:

$$\left. \begin{array}{l} \text{für Rohrflanschenverbindung } k_z = 400 \text{ kg/qcm.} \\ \text{„ Zylinderdeckel } k_z = 550 \text{ „} \end{array} \right\} \dots (14)$$

$$\text{ferner: Gesamtkernquerschnitt } f = 1,6 \cdot P : k_z \dots (15)$$

Nach Wahl der Anzahl Schrauben ist dann die Rechnung mit Berücksichtigung der Tab. 8 und der zulässigen Beanspr. k_z in Tab. 2 zu berichtigen.

Ermittlung der Mutterhöhe für Befestigungsschrauben.

43 g. Die Anzahl der Gewindegänge in der Mutter bzw. dem Befestigungsteil bestimmt sich zu $\frac{P}{k f} \dots (16)$

$f_1 = \frac{\pi}{4} (d^2 - d_1^2)$ Auflagefläche eines Gewindeganges in qcm,

k zul. Flächendruck zwischen den Berührungsflächen des Gewindes in kg/qcm,

man setzt:

für Eisen- oder Stahlmutter $k \leq 180$ kg/qcm;

„ Bronzemutter $k \leq 250$ kg/qcm.

Der Schraubentab. I entnimmt man die Anzahl der Gänge auf 1" engl. = 2,54 cm. Dann ist:

$$\text{Mutterhöhe } h = \frac{\text{Anzahl der Gänge der Mutter}}{\text{Anzahl der Gänge auf 1" engl.}} \cdot 2,54 \text{ in cm} \quad (17)$$

Sind Bolzen und Mutter aus demselben Material, so wird meistens $h = d$; Bronzemutter $h = 1,2 d$; Graugussmutter $h = 1,5 d$.

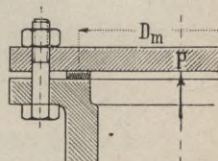


Fig. 29.

Schraubenbolzen von gleicher Festigkeit.

43 h. Für die Haltbarkeit einer Schraube ist es von Vorteil, wenn die Dehnung im Gewinde = der Dehnung im vollen Bolzen ist, also

$$\text{Kernquerschnitt} = \text{Bolzenquerschnitt} \quad (18)$$

Dieses wird erreicht durch Anordnung einer Ausbohrung des Schraubenschaftes (Fig. 36) eine für die Schrauben der Treibstangenköpfe der Schiffsmaschinen gebräuchl. Ausführung. Auch mit Andrehen des Schaftes nach Fig. 37 sucht man denselben Zweck zu erreichen.

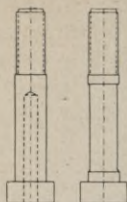


Fig. 36. Fig. 37.

Schrauben, welche Querkräfte zu übertragen haben.

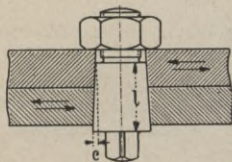
43 i. Wir hatten bisher die Krafrichtung und die Mittelachse des Schraubenbolzen als zusammenfallend angenommen. Im Vorstehenden sollen dieselben rechtwinklig zu einander stehen.

I. Schrauben, welche auf Abscheren beansprucht werden.

Ein gut bewährtes, allerdings nicht billiges Mittel ist der sogen. konische Bolzen, welcher sauber einzupassen ist. Derselbe kann auch verwendet werden, wenn die Kraft ihre Richtung ändert.

Die Schraube hat nur den Zweck, das Herausfallen des Bolzens zu verhüten, und muss so stark angespannt sein, dass eine Trennung der zu verbindenden Teile nicht erfolgt.

Der konische Bolzen ist auf Abscheren (vergl. § 40 f), die Schraube auf Zug zu berechnen.



Konizität $c = \frac{1}{15} l$.

II. Schrauben, welche nur zur Verbindung dienen und nicht auf Abscheren beansprucht werden.

Es zu empfehlen, die Schraubenverbindung zur Übertragung von Querkräften zu entlasten. Eine solche Entlastung für einseitig wirkende

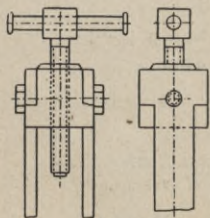


Fig. 39.

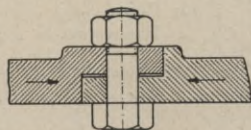


Fig. 40.

Kräfte zeigt Fig. 39 u. 40. Die Schrauben werden angezogen und haben nur den Zweck, die beiden Teile zusammen zu halten.

Wechseln die Kräfte ihre Richtung, so muss die Verbindung wie in Fig. 41–44 dargestellt ausgeführt werden.

Der Entlastungsring (Fig. 44) wird sauber eingepasst und hat sich gut bewährt.

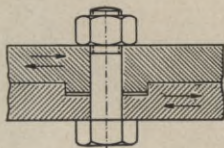


Fig. 41.

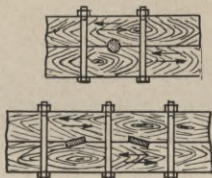


Fig. 42–43.

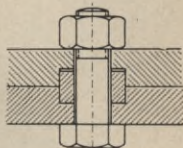


Fig. 44.

In diesen Fällen dienen also die Schrauben lediglich als Befestigungsmittel.

Kopf und Mutter der Schraube.

IV. Anordnung der Schraubenmutter und Kopf.

A. Die normale Schraube.

43 k. Die normale Mutter wird nach Fig. 1 sechseckig ausgeführt, die vorspringenden Ecken unter einem Neigungswinkel von 30° abgeschragt.

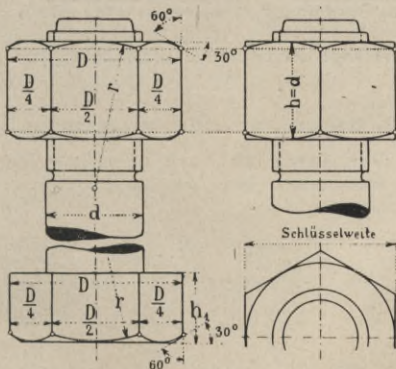


Fig. 1.

Das Maass D (Kreis um das Muttersechseck) entnimmt man der Schraubentabelle 1 in 43 b und zeichnet den Radius $r = 1,5 \cdot d$.

Andere Ausführungen der Mutter: In Fig. 2 ist die schräge Andrehung der obersten Begrenzungslinie etwas tiefer geführt, etwa $U = 0,7 \cdot W$.

Bei Fig. 3 ist die obere Begrenzung kugelig durchgebildet mit einem Radius $R = 1,5 \cdot W$.

Für gangbare Grössen $\frac{3}{4}$ bis $1\frac{1}{4}$ " engl. werden die Muttern meist fertig von Schraubenfabriken bezogen.

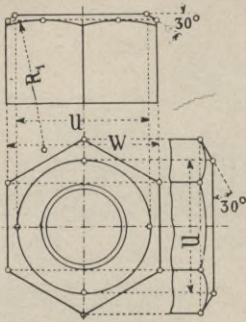


Fig. 2.

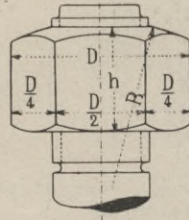
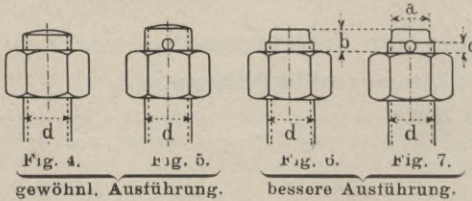


Fig. 3.

Die obere Begrenzung des Gewindeendes zeigt Fig. 4—7.



$$a = 0,75 d$$

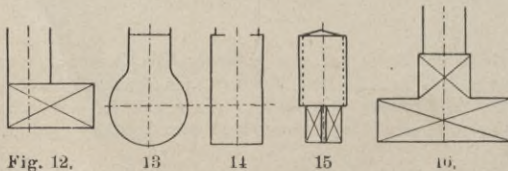
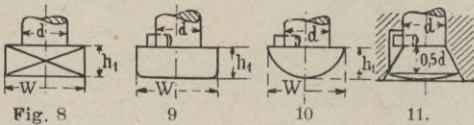
$$b = 0,4 d$$

$$c = 0,4 b$$

Der normale Kopf der Schraube (Sechskant) wird nach Fig. 1 gezeichnet.

B. Besondere Formgebung.

431. Je nach dem Zweck und der Anwendung der Befestigungsschraube muss man nicht selten dem Kopf eine von der normalen abweichende Form geben.



In Fig. 8—16 sind einige gebräuchliche Ausführungen dargestellt.

Runde Köpfe sind gegen Drehen zu sichern, ebenso **versenkte** Schraubenköpfe, deren Anwendung hin und wieder geboten ist.

Stärke des Stiftes $s = 0,3 \cdot d + 2$ mm.

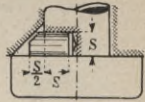


Fig. 17.

Hauptmaasse der Schraubenmutter und Köpfe (vergl. Tab. 1 in 43b).

$\left\{ \begin{array}{l} \text{Mutterhöhe } h = d, \\ \text{Kopfhöhe } h_1 = 0,7d, \\ \text{Schlüsselweite } W = 0,5 + 1,4 d \text{ in cm,} \\ \text{Muttersechseck } D = 1,155 \cdot W. \end{array} \right.$	

Auch die **Muttern** können verschiedentliche Gestaltung (rund, vierkantig oder Flügelmuttern) erhalten.

Kleine Schrauben, die häufig gelöst werden müssen, versieht man mit Flügelmuttern (Fig. 18).

Brauchbare Abmessungen sind:

$$a = 2,2 d; \quad b = 4,6 d; \quad c = 0,9 W;$$

$$e = 1,1 \cdot W; \quad h = 1,5 d.$$



Fig. 18.

Grosse Schrauben (über 2" Durchmesser, z. B. Kolbenstangenmuttern) erhalten häufig runde Muttern mit Einkerbungen. Das Anziehen erfolgt mit Hammer und Meissel (Fig. 19).

(W Schlüsselweite aus Tab. 1 in 43 b.)

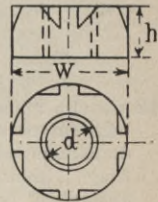


Fig. 19.

Unterlegscheiben wendet man nur an, wenn die Muttern auf einer unbearbeiteten Fläche oder auf zu weichem Material ruhen, oder auch, wenn das Schraubenloch ziemlich gross ist.

Abmessungen der Scheibe siehe Schraubentabelle 1 in 43 b.

C. Maasse für die Anordnung der Schrauben.

43 m. Sehr wichtig ist auch die richtige Anordnung der Schrauben, hier werden viele Fehler begangen. Die Schraube soll nicht zu weit nach aussen angeordnet sein, andererseits muss (besonders bei unbearbeiteten Flächen) auf die Abrundungsecken des Gussstückes Rücksicht genommen werden, damit der Schraubenkopf nicht etwa nur an einer Stelle anliegt. So spielt auch die Entfernung der Schrauben voneinander eine wesentliche Rolle.

Tab. 1. Anordnung der Schrauben (Hilfsmaasse)

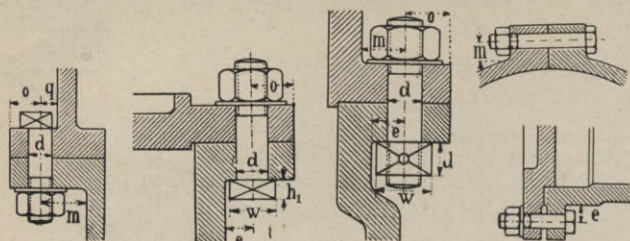
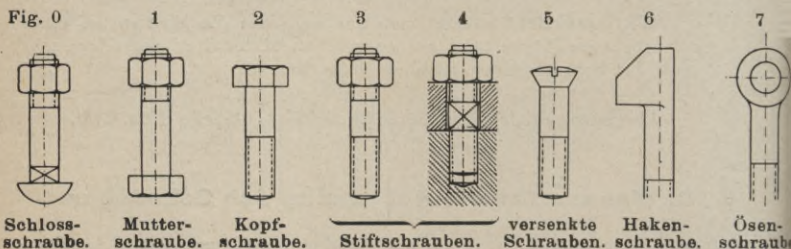


Fig. 20-24.

<i>d</i>	10	13	16	20	23	26	29	32	39	51	78 mm
<i>e</i>	13	16	20	22	26	30	32	35	40	48	68 mm
<i>h</i>	7	9	11	14	16	18	20	22	27	36	55 „
<i>m</i>	15	18	20	24	27	30	32	35	42	55	80 „
<i>o</i>	13	15	20	25	28	30	32	35	45	57	82 „
<i>q</i>	8	11	13	16	18	20	22	24	28	35	50 „
<i>w</i>	19	24	27	33	38	42	45	50	60	75	110 „

V. Besondere Schraubenarten.

43 n. Im allgemeinen hat man für die Verbindung zweier Maschinenteile vorerst die gewöhnliche Mutterschraube mit sechskantigem, quadratischem oder einseitigem Kopf (wie in § 43 k und l beschrieben) im Auge. Doch muss man, dem jeweiligen Zweck entsprechend, den Schrauben, besonders dem Kopf, nicht selten eine andere Gestaltung geben. Die hauptsächlichsten Schraubenarten sind



Schlossschraube. Mutterschraube. Kopfschraube. Stiftschrauben. versenkte Schrauben. Hakenschraube. Ösen-schraube

Anker mit Hammerkopf.

„ „ Keil.

Pfarrscher Anker.

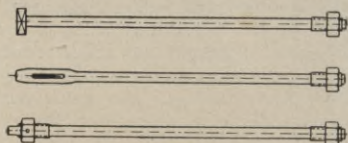


Fig. 8-10.

1. **Stiftschrauben.** Die Tiefe des Gewindes bzw. des Loches zum Einschneiden desselben soll sein (Fig. 11):

bei Grauguss $e = 2d$ bis $1,6d$,

„ Schmiedeeisen $e = 1,8d$ bis $1,4d$

und die Stiftlänge

bei Grauguss $f = 1,5d$ bis $1,3d$,

„ Schmiedeeisen $f = d$.

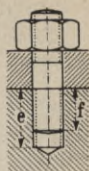


Fig. 11.

Durchmesser	$d = 10$	13	16	20	23	26	32	39	mm,
Lochtiefe in Grauguss $e =$	20	25	32	40	45	52	64	78	„
Stiftlänge „ „ $f =$	15	20	24	30	35	40	48	60	„
Locht. in Schm.-Eisen $e =$	17	22	28	32	40	44	54	66	„
Stiftlänge in „ $f =$	10	13	16	20	23	26	32	39	„

Um das Gewinde beim Einsetzen der Stiftschrauben nicht zu verletzen, versieht man dasselbe auch wohl mit Vierkant (Fig. 4).

Stiftschrauben in Blech von Behältern für Dampf, Pressluft oder Gasen sind mit einem konischen Ansatz zum Verstemmen zu versehen (Fig. 12).

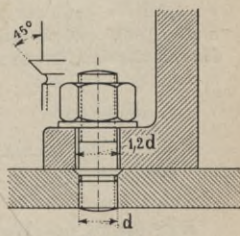


Fig. 12.

2. Kopfschraube und versenkte Kopfschraube.

Diese gelten nur als Ersatz für solche Fälle, in welchen Mutterschrauben aus bestimmten Gründen nicht angewendet werden können.

Lochtiefe e und Stiftlänge f nach Tabelle in 1.

Abmessungen der versenkten Köpfe nach Tab. 3 in 43 b.

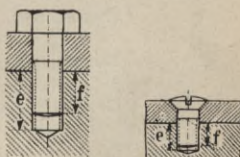


Fig. 13—14.

3. **Lange Ankerschrauben** werden am oberen und unteren Gewinde häufig stärker ausgeführt und zwar so, dass der Schaftquerschnitt gleich dem Kernquerschnitt des Gewindes.

Gewinde $d = 1\frac{1}{4}$ $1\frac{3}{8}$ $1\frac{1}{2}$ $1\frac{5}{8}$ $1\frac{3}{4}$ $1\frac{7}{8}$ 2" engl.

Schaft $d_1 = 24$ 26 28 30 32 35 38 mm.

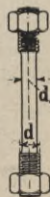
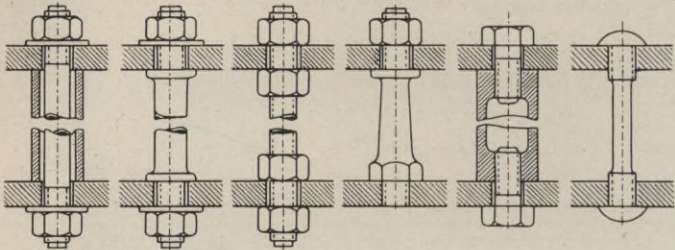


Fig. 15.

4. Stehbolzen.

Die Schrauben, welche zur Verbindung zweier nicht dicht aneinanderliegenden Teile dienen, nennt man auch wohl Stehbolzen. Nach-



stehend einige gebräuchliche Ausführungen.

5. **Hakenschrauben.** Kann man von dem Gegenstand, an welchen ein anderer angeschraubt werden soll, nur eine Rippe oder Ansatz benützen und eine Schraubenmutter schlecht anordnen, so findet die Hakenschraube Anwendung. Man mache $h_1 = 2 d$, $l = 1,5 d$.

Bezeichnet:

P die in der Schraubenachse wirkende Kraft in kg,

l den Hebelarm in cm nach Fig. 21,

$W \sim 0,1 d^3$ das Widerstandsmoment in cm^3 ,

$f = \frac{1}{4} \pi \cdot d^2$ den Querschnitt des Bolzens in qcm ,

so wird:

$$\text{Zugbeanspr. } \sigma_z = P : f \text{ in kg/qcm} \dots \dots \dots (1)$$

$$\text{Biegungsbeanspr. } \sigma_b = P \cdot l : W \text{ in kg/qcm} \dots \dots \dots (2)$$

$$\text{Gesamtbeanspr. } \sigma = \sigma_z + \sigma_b \text{ in kg/qcm} \dots \dots \dots (3)$$

zulässige Beanspr. nach § 39, Tab. 6:

$$\left. \begin{array}{l} \text{für Schmiedeeisen } k_b = 250 \text{ kg/qcm} \\ \text{,, Stahl } k_b = 340 \text{ ,,} \end{array} \right\} \dots \dots \dots (4)$$

Beispiel: Es sei $d = 2,3$, $l = 3,5$ cm, $P = 110$ kg,
 so ist $W = 0,1 \cdot 2,3^3 = 1,22$ cm^3 , $M = 110 \cdot 3,5 = 385$ $kgcm$,
 $\sigma_z = 110 : \frac{1}{4} \pi \cdot 2,3^2 \sim 26$ kg/qcm , $\sigma_b = 385 : 1,22 = 316$ kg/qcm ,
 $\sigma = 26 + 316 = 342$ kg/qcm (nach Gleich. 4 zulässig für Stahl).

Die Tragkraft beträgt demnach $\sim \frac{1}{8}$ der in Tab. 2, § 43 b, angegebenen, darum ist diese Schraubenart möglichst zu umgehen, **Spannlaschen** aus Schmiedeeisen oder Grauguss nach Fig. 22 sind entsprechend vorteilhafter.

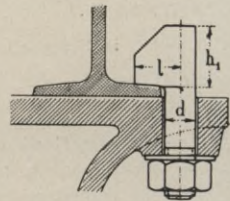


Fig. 21.

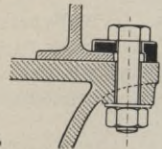


Fig. 22.

6. Ösenschrauben. Bei solchen Verbindungen, die oft und schnell gelöst werden sollen (Stopfbüchsen, Pumpenrohre, Kochapparate) verwendet man häufig Ösenschrauben. Die Muttern brauchen nur soweit gelöst zu werden, dass sich die Schrauben nach aussen drehen lassen.

Gebräuchliche Abmessungen sind:

$$d_0 = d; D = 2d_0; b = 0,8d; e = 1,2d;$$

$$l = 2d_0.$$

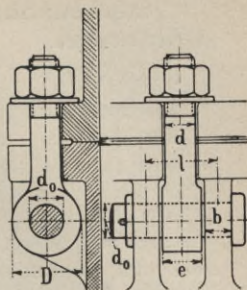


Fig. 23.

Eine andere Verbindung, die ebenfalls schnell und leicht gelöst werden kann, ist in Fig. 24 dargestellt

Der Kopf der Schraube ist rechteckig und gegen Drehen gesichert.

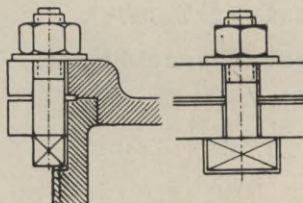


Fig. 24.

Fig. 24 a ist gebräuchlich für Werkzeugmaschinen.

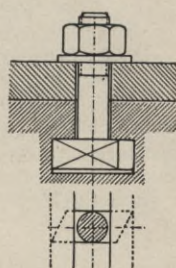


Fig. 24 a.

7. Steinschrauben dienen zur Befestigung von Eisenteilen auf Steinen, welche Erschütterungen nicht ausgesetzt sind. Zum Ausgießen der Öffnungen verwendet man für Mauerwerk aus Ziegelsteinen:

Zementmischung = 1 Zement
3 Sand (scharfer)

für Mauerwerk aus Bruchsteinen: Blei.

	$d =$	13	16	20	26	29	32	36	39
Fig. 25	$a =$	16	20	25	32	36	40	44	48
	$b =$	28	34	42	54	60	68	75	80
	$c =$	32	38	46	58	65	74	82	86
	$e =$	54	65	78	98	110	125	140	146
	$f =$	120	150	170	190	210	230	250	270

Fig. 26	$g =$	28	35	44	56	64	70	78	85
	$h =$	35	44	55	70	80	88	96	100

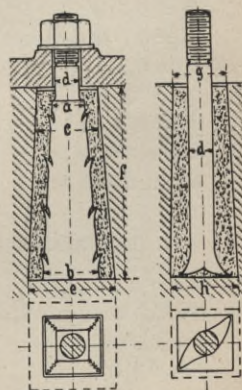


Fig. 25.

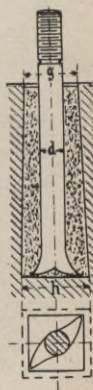


Fig. 26.

8. Lappenschrauben für Holzverbindungen.

$d = \frac{5}{8}''$	$\frac{3}{4}''$	1''	$1\frac{1}{4}''$
$h = 200$	210	225	250
$b = 40$	45	50	55
$s = 15$	18	22	25

Die Nase am Lappen kann man auch nach aussen treten lassen, dann wird eine Eisenklammer in das Holz eingeschlagen, das ist bequemer.

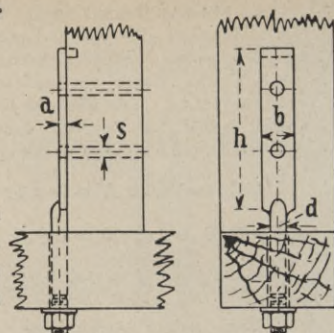


Fig. 27.

VI. Schraubenschlüssel.

A. Normale Schraubenschlüssel.

43 o. Das Maul des Schraubenschlüssels gibt nebenstehende Abbildung

$$a = 1,2 \cdot W$$



Fig. 1.

1. Einfacher Schlüssel aus Schmiedeeisen.

Maass $a = 1,2 \cdot W$;
 $b = 0,5 \cdot W$;
 $o = 0,1 \cdot W + 5 \text{ mm}$;
 $o_1 = 0,8 \cdot v$;
 $g = 0,8 \cdot W$;
 $g_1 = 0,75 g$;
 Radius $i = W$;
 Länge $L = 8 W$.

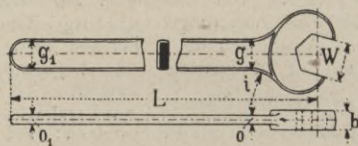


Fig. 2.

2. Doppelschlüssel aus Schmiedeeisen.

Maass $a = 1,2 W$;
 $b = 0,5 W$;
 $o = 0,25 W$;
 $g = 0,8 W$;
 Radius $i = 0,75 W$;
 Länge $L = 9 W$.

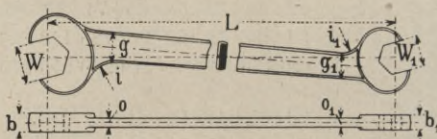


Fig. 3.

3. Schlüssel aus Temperguss sind wesentlich billiger in der Herstellung.

Maass $a = 1,2 W$;

$b = 0,6 W$;

$c = 0,05 W + 2 \text{ mm}$;

$e = 0,05 W + 3 \text{ mm}$;

$v = c$;

Radius $i = 0,75 W$;

Länge $L = 9 W$.

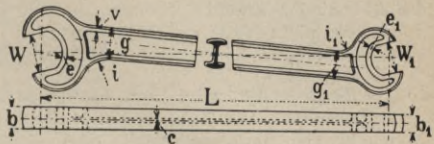


Fig. 4.

B. Schraubenschlüssel für besondere Zwecke.

43 p. Für besondere Zwecke, z. B. Stopfbüchsen für die Ventilspindeln bei Ventilmaschinen, erhalten kleine Schrauben flache Mutttern mit seit-

Fig. 5.

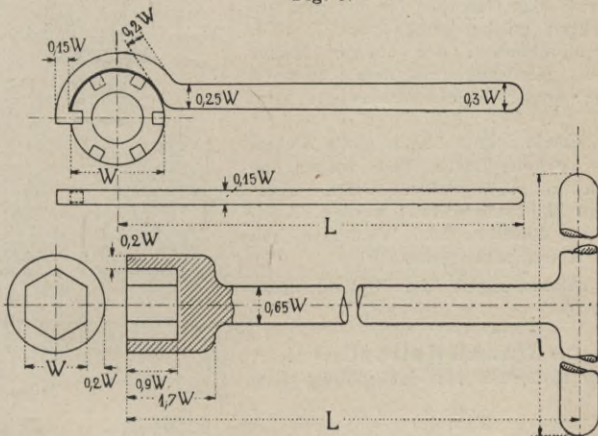


Fig. 6.

lichen Löchern. Dieselben werden mit Hakenschlüsseln (Fig. 5) angezogen.

Fig. 6 zeigt einen sog. Kanonenschlüssel zum Anziehen tief liegender Mutttern.

Den Kopf tief liegender Kopfschrauben (Fig. 7) macht man meist quadratisch, damit der Kopf des Kanonen- oder Steckschlüssels möglichst kleine Abmessungen erhält.

Beim Zeichnen hat man darauf zu achten, dass auch genügend Raum für den Steckschlüssel bleibt.

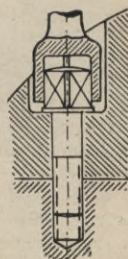
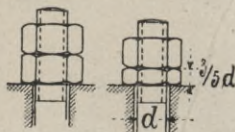


Fig. 7.

VII. Sicherungen gegen Lösen.

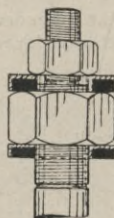
43 q. Sind Schrauben Stößen oder Erschütterungen ausgesetzt, oder dürfen nicht fest angezogen werden (z. B. manche Lagerdeckelschrauben), so hat man eine Sicherung gegen Lösen vorzusehen.

Gegenmutter wird am häufigsten angewendet. Die Höhe beider Muttern macht man meistens gleich, oder die untere Mutter niedriger. Die Gegenmutter muss nämlich scharf gegen die untere Mutter gepresst werden, wodurch sie den ganzen Zug aufzunehmen hat.



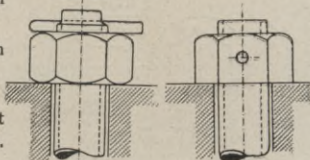
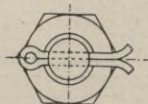
Gegenmutter mit Linksgewinde.

Die obere Mutter muss auch hier scharf angezogen werden und ist demgemäss das Gewinde für die gesamte Zugkraft zu bestimmen nach § 43 e. Kerndurchmesser der unteren Mutter muss mindestens = dem äusseren Durchmesser des oberen Gewindes sein.



Runde Splinte bieten wenig Sicherheit gegen Lösen und sollten an schlecht zugänglichen Orten überhaupt nicht angewendet werden. Auch werden dieselben beim Wiederanziehen der Mutter wirkungslos.

Abmessungen der Splinte nach Tab. 4.



Der **flache Keilsplint** bietet mehr Sicherheit als der runde Splint.

Tab. 4.

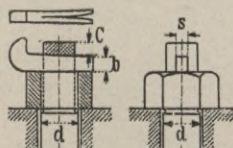
Brauchbare Abmessungen der Keilsplinte.

$d = 15 \ 20 \ 25 \ 30 \ 35 \ 40 \ 45 \ 50 \ 60 \text{ mm}$

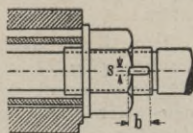
$b = 6 \ 8 \ 10 \ 12 \ 14 \ 16 \ 18 \ 20 \ 24 \ \text{„}$

$s = 3 \ 4 \ 4 \ 5 \ 5 \ 6 \ 7 \ 8 \ 10 \ \text{„}$

$c = 5 \ 6 \ 8 \ 10 \ 12 \ 14 \ 16 \ 18 \ 22 \ \text{„}$

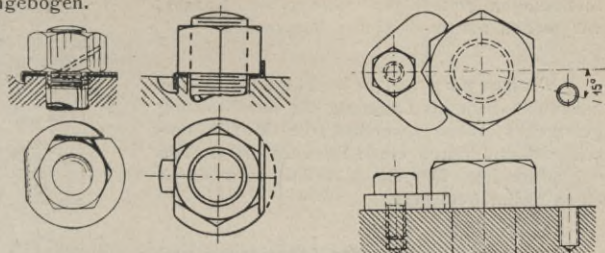


Der **nicht geschlitzte Flachkeil** mit runden Kanten, z. B. Schieberstangen, kann dieselben Abmessungen erhalten.



Sicherung mit Unterlegscheibe aus Kupferblech ist gut und einfach: die Scheibe (je nach Schraubengrösse 2 bis 4 mm dick) wird

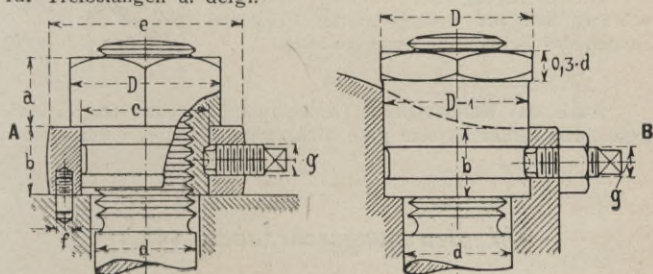
auf der einen Seite abwärts gebogen, das angeschlitzte Stück seitlich hochgebogen.



Der Legeschlüssel ist ebenfalls eine gute, oft angewandte Sicherung. Die nebenstehend gezeichnete Konstruktion lässt eine kleinste Drehung der Mutter um 15° (also $1/24^{\circ}$) zu.

Tab. 5. Penn'sche Schraubensicherung findet vielfach Anwendung.

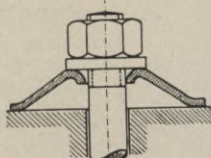
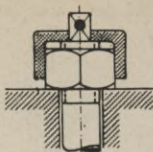
Ausführung A bei Deckelschrauben der Hauptlager, Ausführung B für Treibstangen u. dergl.



d	Gewinde in Zoll	D	a	b	c	e	f	g
13	1/2	22	10	11	20	30	3	6
16	5/8	26	12	12	23	33	3	6
20	3/4	30	14	14	26	40	4	8
23	7/8	34	16	16	29	46	4	8
26	1	39	18	18	33	50	4	8
30	1 1/8	43	20	20	36	55	5	10
33	1 1/4	47	23	20	40	62	5	10
36	1 3/8	53	25	21	45	65	6	10
40	1 1/2	58	27	22	50	74	6	10
43	1 5/8	64	30	23	55	80	6	10
46	1 3/4	69	33	26	60	85	6	13
50	1 7/8	75	36	26	65	90	8	13
52	2	82	40	28	70	95	8	13
60	2 1/4	89	41	30	75	105	9	13
65	2 1/2	96	48	32	80	115	9	13
70	2 3/4	103	52	35	85	130	10	16
78	3	110	55	36	92	140	10	16

Ausser den bis jetzt erwähnten bewährten Sicherungen gibt es noch eine grosse Anzahl; wir wollen nur noch einige besprechen.

Sicherung durch Haube. Die Schraube dient als Lagerung für ein U-förmig gebogenes Blech, welches die Mutter umschliesst und durch einen Vierkant am Drehen gehindert ist. Das Blech selbst wird durch einen Splint gesichert.



Mutter mit Zacken oder Schneiden a und a_1 . Nach Anziehen der Mutter werden diese Zacken zusammengedrückt und legen sich federnd gegen ihre Unterlage, das Muttergewinde gegen das Bolzengewinde.

Die Sicherung mit federnder Unterscheibe, nur für weniger starke Erschütterungen des Schraubenbolzens zulässig.

Auch das **Warmaufziehen** (Aufschrumpfen) eines Ringes auf die geschlitzte Mutter ist eine gute Sicherung. Näheres unter Kolben.

VIII. Bewegungsschrauben (44.)

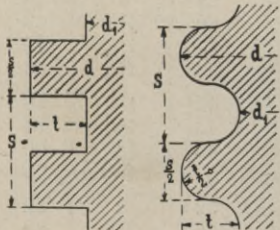
Anwendung: Durchweg als Press- u. Transportschraube, z. B. Leitspindeln von Drehbänken, Spindeln von Schraubwinden, Pressen u. dergl.

Gewinde.

44 a. Bei Schrauben dieser Art finden vorzugsweise folgende drei Gewindearten Anwendung.

Flaches Gewinde. Der Querschnitt des Gewindes ist meistens ein Quadrat (seltener ein Rechteck) mit der Gangtiefe t als Seite, siehe Tab. 6.

Rundes Gewinde. Anwendung bei Schrauben, die häufig gelöst werden müssen, um ein Einschneiden der Gänge in das Muttergewinde zu verhüten. Tab. 6 für flaches Gewinde gilt auch hierfür, nur erhält das runde Gewinde eine Ab- rundung mit einem Radius gleich der halben Gangtiefe.

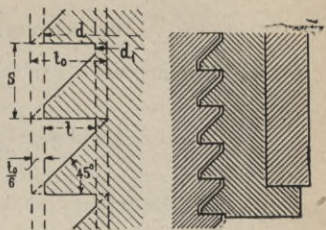


Flaches Gew.

Rundes Gew.

der halben Gangtiefe.

Trapez-Gewinde. Der Querschnitt ist ein rechtwinkliges Dreieck mit einem spitzen Winkel von 45° . Anwendung, wenn der Druck nur in einer Richtung wirkt, wie bei Stell- oder Pressschrauben. Bei Bewegungsschrauben soll die gerade Seite des Gewindes den Druck aufnehmen, zur Erzielung einer etwas geringeren Reibung, vergl. § 44 b.



Trapez-Gew.

Tab. 6. Flaches Gewinde.*) Maasse in mm.

Die äuss. Durchmesser sind entsprechend den Werten der Tab. 1 gewählt.	äuss. Dchm.	Kern-dchm	Gang-tiefe	Gänge auf 1" engl.	Steigung s	Steigungswinkel α	(für $\mu = 0,12$) η
	d	d ₁	t				
	16	12	2	5 1/2	4,63	6°	0,47
	20	15	2 1/2	5	6,1	5° 20'	0,44
	23	17	3	4 1/2	5,65	5° 10'	0,43
	26	20	3	4	6,35	5°	0,43
	29	22	3 1/2	3 1/2	7,26	5° 30'	0,45
	33	26	3 1/2	3 1/2	7,26	4° 30'	0,40
	36	28	4	3	8,5	4° 50'	0,42
	39	31	4	3	8,5	4° 25'	0,39
	43	33	5	2 1/2	10,15	4° 50'	0,42
	46	36	5	2 1/2	10,15	4° 30'	0,40
	50	38	6	2 1/4	11,3	4° 40'	0,41
	52	40	6	2 1/4	11,3	4° 30'	0,40
	59	46	6 1/2	2	12,7	4° 25'	0,39
	65	52	6 1/2	2	12,7	3° 55'	0,36
	72	58	7	1 3/4	14,5	4°	0,37
	78	64	7	1 3/4	14,5	3° 45'	0,34
	84	70	7	1 3/4	14,5	3° 25'	0,33
	90	74	8	1 1/2	17	3° 50'	0,36
	100	82	9	1 1/2	17	3° 3'	0,30
	110	90	10	1	25,4	4° 33'	0,40
	120	100	10	1	25,4	4° 10'	0,38
	130	110	10	1	25,4	3° 50'	0,36
	145	120	12 1/2	7/8	29	4°	0,37
	160	130	15	7/8	29	3° 40'	0,35
	180	145	17 1/2	5/8	41	4° 26'	0,39

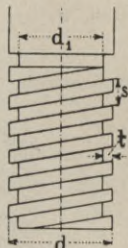


Fig. 5.

*) Meistens wählt man Gangtiefe $t = 1/2 s$.

Der Wirkungsgrad (vergl. auch Tab. 6).

44 b. Entsprechend der Erklärung in § 43 c ergibt sich auch hier

$$\text{Wirkungsgrad } \eta = \frac{\text{geleistete Arbeit}}{\text{aufgewendete Arbeit}} = \frac{\text{tg } \alpha}{\text{tg } (\alpha + \varrho)} \quad (1)$$

worin α Steigungswinkel des Gewindes, ϱ der Reibungswinkel.

Wir haben zu unterscheiden:

solche, die selbsthemmend sein müssen (Pressschrauben, Schraubenwinden),

solche, die obige Eigenschaft nicht zu besitzen brauchen und lediglich Bewegung zu vermitteln haben (Schraubenräder, Schnecken).

Für die Gewinde der selbsthemmenden Schrauben muss die Bedingung erfüllt sein

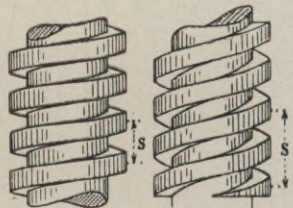
$$\alpha \leq \varrho \quad \dots \dots \dots (2)$$

worin $\alpha = \varrho$ den Grenzwert der Selbsthemmung kennzeichnet, für diesen geht Gleich. 2 über in

$$\eta = \frac{\text{tg } \alpha}{\text{tg } (\alpha + \varrho)} = \frac{\text{tg } \varrho}{\text{tg }^2 \varrho} = \frac{1 - \text{tg }^2 \varrho}{2} = 0,5 - 0,5 \cdot \text{tg }^2 \varrho \quad (3)$$

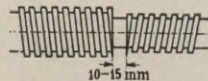
d. h. der Wirkungsgrad η einer selbsthemmenden Schraube ist stets kleiner als 0,5.

Für nicht selbsthemmende Bewegungsschrauben wird man natürlich einen grösseren Wirkungsgrad η anstreben. Letzterer lässt sich nur erreichen durch Wahl eines grösseren Steigungswinkels α und damit kommen wir zu mehrgängigen Schrauben, wie in § 43 a erklärt. Zur Bestimmung der Steigung s und des Steigungswinkels α ist ein einzelner Schraubengang zu verfolgen und nicht etwa die Entfernung zweier Schraubenlinien als Steigung anzunehmen.



eingängig zweigängig

Will man gegenläufige Bewegung erzielen, so erhält die Spindel Rechts- und Linksgewinde.



Nachstehende Tabelle 7 zeigt den Einfluss des Steigungswinkels α auf den Wirkungsgrad.

Tab. 7. Steigung s , Steigungswinkel α und Wirkungsgrad η für verschiedene Schraubendurchm. ($\text{tg } \varrho = \mu = 0,12$).

	$d = 20 \text{ mm}$			$d = 40 \text{ mm}$			$d = 80 \text{ mm}$		
	s	α	η	s	α	η	s	α	η
eingängig . .	5	$4^{\circ} 30'$	0,4	8,5	$3^{\circ} 50'$	0,36	14,5	$3^{\circ} 20'$	0,32
zweigängig . .	10	9	0,55	17	$7^{\circ} 40'$	0,52	29	$6^{\circ} 40'$	0,49
vieregängig . .	20	18	0,7	34	$15^{\circ} 20'$	0,67	58	$13^{\circ} 20'$	0,65
zehngängig . .	50	45	0,78	85	$38^{\circ} 20'$	0,78	145	$33^{\circ} 20'$	0,78

Weiteres vergl. unter „Schneckengetriebe“.

Tabelle 8.

Stahl auf Bronze etwa $\mu = 0,1$, woraus $\varrho \sim 6^{\circ}$,

„ „ Stahl „ $\mu = 0,15$, „ $\varrho \sim 8^{\circ} 30'$.

44 c. Arbeitsleistung und Kraftbedarf.

Bezeichnet P die zu hebende Last bzw. den von der Mutter oder der Spindel zu überwindenden Widerstand in kg, so ist

$$\text{Drehmoment} = \frac{P \cdot s}{2 \pi \cdot \eta} \text{ in mkg} \quad (4)$$

$$\text{Arbeitsleistung} = \frac{P \cdot s \cdot n}{60} \text{ in Sekmkg} \quad (5)$$

$$\text{Kraftbedarf } N = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{P \cdot s \cdot n}{60 \cdot 75} \text{ in PS} \quad (6)$$

worin s Steigung in Mtr., n Tourenzahl der Spindel i. d. Min., η nach Tab. 6.

Beispiel: Es sei $P = 800 \text{ kg}$, $s = 0,034 \text{ Mtr.}$, $n = 30 \text{ Um-}$
drehungen, $\eta = 0,42$; so ist:

$$N = \frac{1}{0,42} \cdot \frac{800 \cdot 0,034 \cdot 30}{60 \cdot 75} = 0,43 \text{ PS.}$$

44 d. Berechnung auf Festigkeit.

I. Schrauben mit kleinem Steigungswinkel ($\alpha < 6^{\circ}$).

Hierfür trifft die in § 43 e angegebene Berechnungsweise zu, demnach können wir setzen:

$$\text{wirkl. Zugbeanspr. } \sigma_z = \frac{1}{3} P : f \text{ in kg/qcm} \quad . . . (7)$$

worin P Belast. der Schraube in kg, $f = \text{Kernquerschn. in qcm}$.

Es muss sein $\sigma_z \leq k_z$ zul. Beanspr. nach § 39 Tab. 3.

Gehen wir von der zul. Beanspruchung aus, so wird:

zul. Belastung in der Achsrichtung = $\frac{3}{4} \cdot f \cdot k_z$ in kg . . . (8)

erforderlicher Kernquerschnitt $f = \frac{4}{3} P : k_z$ in qcm . . . (9)

II. Schrauben mit grösserem Steigungswinkel ($\alpha > 6^\circ$).

Diese müssen auf zusammengesetzte Festigkeit berechnet werden, da die auftretenden Drehungsbeanspruchungen einen grösseren Einfluss auf die Gesamtbeanspr. ausüben, als in den Gleich. 7-9 berücksichtigt.

Ausser den Bezeichnungen unter I sei noch:

- d äuss. Durchm. des Gewindes in cm,
- $r = 0,25 (d + d_1)$ mittl. Gewinde-Radius in cm,
- $\mu = \text{tg } \varrho$ Reibungskoeffizient nach Tab. 8,
- $W_p = 0,2 \cdot d_1^3$ polares Widerstandsmoment in cm^3 ,
- s Steigung des Gewindes in cm,
- α Steigungswinkel,

so wird (vergl. auch § 40 c):

Drehungsm. $M_d = P \cdot r \frac{s + 2 r \pi \cdot \mu}{2 r \pi - s \mu} = Q \cdot r \frac{\text{tg } \alpha + \text{tg } \varrho}{1 - \text{tg } \alpha \cdot \text{tg } \varrho}$ i. cmkg (10)

einfacher $M_d = P \frac{s}{2 \pi \eta}$ in cm (10 a)

wirkl. Drehungsbeanspr. $\tau = M_d : W_p$ in kg/qcm . . . (11)

η als Ueberschlagswert aus Tab. 6 u. 7 oder Gleich 1.
ferner:

wirkl. Zugbeanspr. $\sigma_z = P : f$ in kg/qcm . . . (12)

und nach § 40 t

Gesamtbeanspr. $\sigma = 0,35 \sigma_z + 0,65 \sqrt{\sigma_z^2 + 4 (\alpha_0 \cdot \tau)^2}$. . . (13)

worin α_0 Anstrengungsfaktor nach Tab. 1, § 40 r,

ferner muss sein $\sigma \leq k_z$ zul. Beanspr. nach § 39, Tab. 3.

Gleich. 10 lässt erkennen, dass das Drehmoment beeinflusst wird vom Steigungswinkel α . Zur Vermeidung von Rechenfehlern und zur Kontrolle durchgeführter Berechnungen sind im Schema Fig. 12 Mittelwerte zusammengestellt, mit deren Hilfe sich ergibt:

Gesamtbeanspr.

$\sigma = \chi \cdot \sigma_z$ in kg/qcm . . . (14)

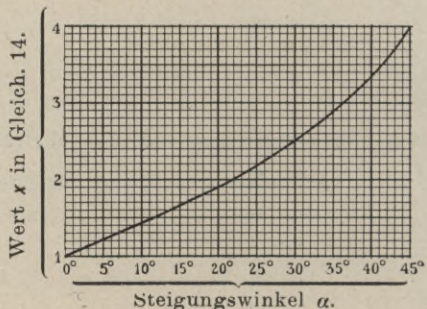


Fig. 12. ($\text{tg } \varrho = \mu = 0,12$).

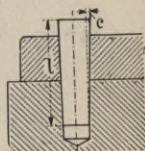
Beispiel: Ist bei einer Bewegungsschraube mit $\alpha = 30^\circ$ die wirl. Zugbeanspr. $\sigma_z = 300 \text{ kg/qcm}$, so wird nach Schema Fig. 12: $x = 2,5$; somit Gesamtbeanspr. $\sigma = 300 \cdot 2,5 = 750 \text{ kg/qcm}$.

44 e. Ermittlung der Mutterhöhe.

Hier gelten die Gleich. 16 u. 17 in § 43 g, jedoch ist zu setzen: für Eisen- oder Stahlmutter $k = 90$; für Bronzemutter $k = 125 \text{ kg/qcm}$.

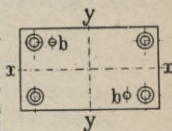
Prisonstifte (45).

Man bohrt die Schraubenlöcher stets etwas grösser als den Bolzennachdrehmesser, damit ein Nacharbeiten mit Feile oder Reibahle nicht notwendig ist. Maschinenteile, welche Erschütterungen ausgesetzt sind, oder die genaue Lage des aufgeschraubten Gegenstandes für die Folge gewährleisten sollen (z. B. Rahmenständer stehender Maschinen), erhalten Prisonstifte. Löcher für Prisonstifte werden nach dem Festschrauben eingebohrt, mit Reibahlen aufgerieben und dann der Prisonstift eingetrieben.



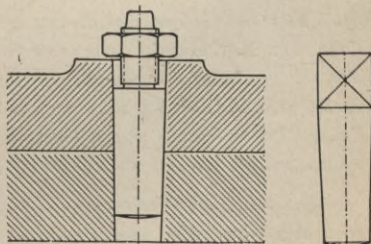
Durchm. des Stiftes etwa 0,8 vom Schraubendurchm., Konizität $c = 1/50 l$.

Anzahl der Prisonstifte. Denken wir uns z. B., dass die Achsenmittel xy der Platte (nebenst. Fig.), welche mit 4 Schrauben befestigt ist, durch Prisonstifte in ihrer genauen Lage gehalten werden sollen, so ist die Anwendung zweier Prisonstifte bb nötig, denn durch die Verwendung eines Prisonstiftes kann die genaue Lage der Achsen x und y nicht dauernd gesichert werden, bei Erschütterungen treten Verschiebungen ein und ist bei etwaiger Ummontage ein schnelles und genaues Passen erschwert, unter Umständen nicht möglich.



Zwei Stifte genügen auf jeden Fall, ein Stift ist sowohl zu wenig wie drei und mehr zu viel. Die Anordnung der Stifte soll diagonal erfolgen.

Leichtes Lösen der Prisonstifte, ohne dabei den Konus zu verletzen, gestatten nebenstehend skizzierte Ausführungen. Am Kopf ein kurzes Gewinde, auf das eine halbohohe Mutter gesetzt wird. Über dem Gewinde ist die Schraube auf mindestens Kerndurchmesser abgesetzt (Schlagkopf) oder man ordnet einen am Kopf angebrachten vierkantigen Schaft an.



Keilverbindungen (46—49).

I. Allgemeine Berechnung (46).

46 a. Es bezeichne:

K die Kraft, mit welcher der Keil angetrieben wird, in kg,

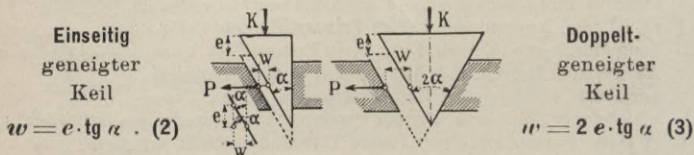
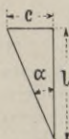
P der senkrecht zur Kraft K gerichtete Druck in kg,

$\operatorname{tg} \alpha = c : l$ der Steigungswinkel,

so ist auch hier

$$\text{Wirkungsgrad } \eta = \frac{\text{geleistete Arbeit}}{\text{aufgewendete Arbeit}} = \frac{P \cdot w}{K \cdot l} \quad (1)$$

worin w der Weg der Kraft P und l Eintreibtiefe des Keiles. Das Verhältnis $w : e$ zeigt Gleich. 2 und 3

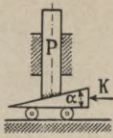
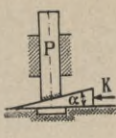
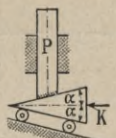
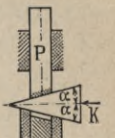


Grösse der Reibung der Keile.

46 b. Für die Grösse des Reibungsverlustes kommt in Betracht, dass der Keil (nicht wie der Schraubengang von einer) von zwei gegenüberliegenden Seiten Reibung erhält. Um das recht anschaulich zu machen, hat man sich in nachstehenden Fig. 4—7 den Druck P als Gewicht und mit den zwei Kreisen reibungslose Rollen zu denken.

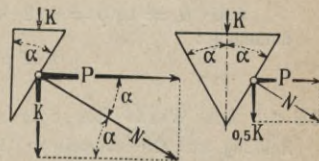
In welcher Weise man Reibungswinkel ϱ und Neigungswinkel α vereinigen kann, ist schon unter § 43 c, Fig. 24 gezeigt, es sei dann entsprechend $\mu = \operatorname{tg} \alpha$ der Reibungskoeffizient nach § 34 l und 43 c.

Tab. 1. Einfluss der Reibung auf den Wirkungsgrad.

			
$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} (\alpha + \varrho)}$	$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} (\alpha + 2 \varrho)}$	$\eta = \frac{\operatorname{tg} 2 \alpha}{\operatorname{tg} (2 \alpha + \varrho)}$	$\eta = \frac{\operatorname{tg} 2 \alpha}{\operatorname{tg} (2 \alpha + 2 \varrho)}$
Schraubengang vergl. § 43 c	einseitiger Keil		doppelgeneigter Keil
Da für kleinere Winkel als Annäherung gesetzt werden kann $\operatorname{tg} 2 \alpha = 2 \operatorname{tg} \alpha$, so ist für Figur rechts doppelgeneigter Keil auch:			$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} (\alpha + \varrho)}$

II. Zerlegen der Kräfte.

46 c. Ohne Berücksichtigung der Reibung ergibt das Zerlegen der Kräfte die Werte der folgenden Gleichungen:



Einseitig $P = K : \operatorname{tg} \alpha, K = P \cdot \operatorname{tg} \alpha, N = P : \cos \alpha \dots (5)$

Doppelgeneigt $P = K : 2 \operatorname{tg} \alpha, K = 2 P \cdot \operatorname{tg} \alpha, N = 1/2 K : \sin \alpha (6)$

Für den reibungslosen Keil würde ausserdem hier noch sein

$P \cdot w = K \cdot e; \varrho = \text{Null und } \eta = 1 \dots (7)$

Bezeichnen wir mit:

R den Reibungswiderstand, parallel aber in entgegengesetzter Richtung der Kraft K wirkend, so wird

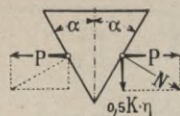
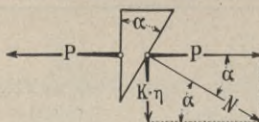
$(K - R) e = P \cdot w \dots (8)$

Dieses in Gleich. 1 eingeführt, gibt

Wirkungsgrad $\eta = \frac{K - R}{K}$; oder $R = (1 - \eta) \cdot K \dots (9)$

Folgende Tabelle soll die Ermittlung der einzelnen Grössen erleichtern.

Tab. 2. Formeln für Keile.



$$\text{Wirkungsgrad } \eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + 2\varrho)} \quad (10)$$

$$K : P = \operatorname{tg} \alpha : \eta \quad (12)$$

$$P : K = \eta : \operatorname{tg} \alpha \quad (14)$$

$$R : K = 1 - \eta \quad (16)$$

$$N : K = \eta : \sin \alpha \quad (18)$$

$$\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varrho)} \quad (11)$$

$$2 \operatorname{tg} \alpha : \eta \quad (13)$$

$$\eta : 2 \operatorname{tg} \alpha \quad (15)$$

$$1 - \eta \quad (17)$$

$$\eta : 2 \sin \alpha \quad (19)$$

Damit eine Keilverbindung sich nicht von selbst löst, muss sein:

$$\alpha < 2\varrho,$$

also Neigung < 1:5

$$\alpha < \varrho,$$

also Neigung < 1:10

Für $\mu = \operatorname{tg} \varrho = 0,12$ ergibt sich die Grenze der Selbsthemmung:

$$c : l = 0,24; \alpha = 14^\circ \quad | \quad c : l = 0,12; \alpha = 7^\circ$$

46 d. Die Werte der folgenden Tab. 3 zeigen den Einfluss der Reibung auf die einzelnen Grössen, $\mu = \operatorname{tg} \varrho = 0,14$ gesetzt.

Tab. 3. Rechnungsergebnisse für gebräuchliche Neigungswinkel.

Neigungsverhältnis		1:100		1:25		1:10		1:1	
Neigungswinkel α		35'		2° 20'		5° 50'		45°	
		Reibung		Reibung		Reibung		Reibung	
		ohne	mit	ohne	mit	ohne	mit	ohne	mit
einseitig	$P : K =$	100	3,16	25	2,85	10	2,38	1	0,53
	$\eta =$	1	0,03	1	0,11	1	0,24	1	0,53
	$R : K =$	Null	0,97	Null	0,89	Null	0,76	Null	0,47
doppeltgeneigt	$P : K =$	50	3,14	12,5	2,62	5	1,96	0,5	0,37
	$\eta =$	1	0,06	1	0,21	1	0,39	1	0,74
	$R : K =$	Null	0,94	Null	0,79	Null	0,61	Null	0,26

Sehr beachtenswert sind die Werte für η in Tab. 3. Der ausserordentlich kleine Wirkungsgrad η für kleines Neigungsverhältnis macht die Anwendung der Keile für Kräfteübertragung ungeeignet.

II. Längskeile. (47).

47 a. Der Nasenkeil ist das gebräuchlichste Mittel, Naben auf Wellen zu befestigen, da die Nase das Einpassen der Keile erleichtert.

Brauchbare Abmessungen:

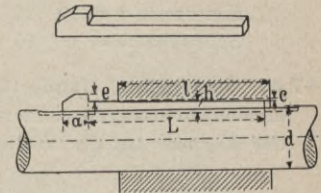
Länge $L = 1,3 l$, $a = 2,3 h$,

Nase $e = 0,7 h$,

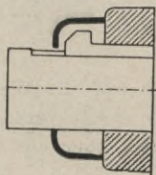
Anzug $c = \frac{1}{100} l$,

Höhe h nach Normaltabelle
in 47d,

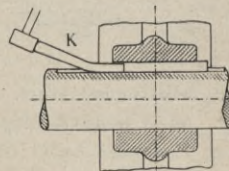
Kraft zum Eintreiben nach
Tab. 3 ist $K = \frac{1}{3} \times$ Naben-
druck.



Die vorstehenden Nasen der Keile bilden Betriebsgefahren für das Bedienungspersonal und müssen (nach Vorschrift der Gewerbeinspektion) durch eine Schutzhaube, meist aus Eisenblech hergestellt, verdeckt sein.



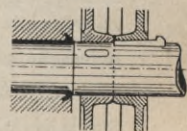
Schutzhaube.



Keiltreiber.

Will man dieses vermeiden, so entfernt man die Nasen nach dem Einpassen des Keiles. Das Lösen geschieht dann mit sog. Keiltreiber (K).

47 b. Der Federkeil. Ist der zum Einpassen und Eintreiben eines Nasenkeiles benötigte Platz nicht vorhanden, so werden sog. Federkeile angeordnet. Hier muss der auf der Welle aufzupassende Maschinenteil aufgetrieben werden, während der Keil in der Nute festliegt. So z. B. werden bei nebeneinander sitzenden Exzentern das eine (am Hauptlager) mit Federkeil, das andere mit Nasenkeil befestigt.



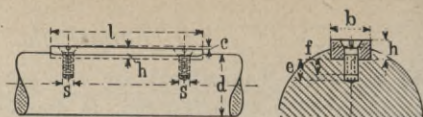
Ausführungsmaasse
der Federkeile:

Anzug $c = \frac{1}{100} l$,
Höhe h nach Tab. 4
in 47 d,

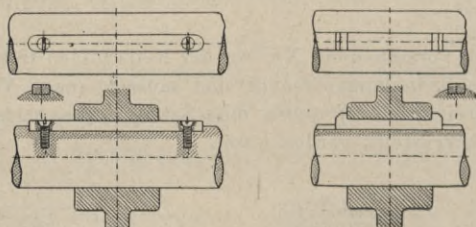
Maasse e und f nach § 43 n unter 1; Schraubenkopf nach § 43 b,
Tab. 3.

Keilbreite $b = 10 \quad 20 \quad 30 \quad 40 \quad 60 \quad 80 \text{ mm}$

Schraube $s = 6 \quad 10 \quad 13 \quad 16 \quad 20 \quad 23 \text{ „}$



47 c. Sonderfälle. Häufig muss der Keil nicht nur ein Drehmoment übertragen, sondern gleichzeitig eine Längsbewegung des Körpers auf der Welle zulassen. In diesem Falle darf der



Körper selbstverständlich nicht fest auf die Welle aufgekeilt werden. Man benützt einen mit der Welle verschraubten eingelegten Federkeil (aber ohne Anzug), oder ein Keilstück mit Nasen. (Abbild. rechts.)

Querschnitt der Längskeilverbindungen.

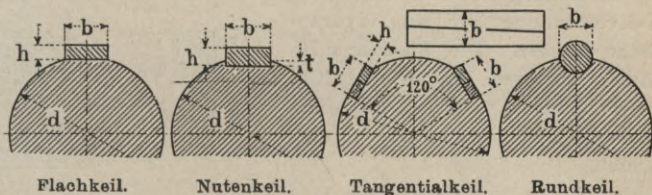
47 d. Mit Bezug auf die Abbild. in Tab. 4 (folgende Seite) unterscheidet man noch:

1. **Flachkeile** für kleinere Kräfte vielfach angewandt, sind immer unzuverlässig, da beim geringsten Lockerwerden des Keiles ein Verdrehen der Welle gegen die aufgekeilte Nabe stattfindet, weil auf der Welle nur eine Abflachung (keine Nute) angebracht ist.
2. **Nutenkeile** sind stets besser als Flachkeile.
3. **Tangentialkeile** für grössere Kräfte gebräuchlich.
4. **Rundkeile** werden selten angewandt, man findet dann das Maass b etwas kleiner als in Tab. 4 (nächste Seite).

Normalien für Längskeile.

Die Tabellen in den verschiedenen Maschinenfabriken zeigen Unterschiede in den Keilbreiten bis zu 50 %. Theoretisch lassen sich die Abmessungen der Keile kaum bestimmen. Die Keilverenkung (das Maass t , Tab. 4) findet man meistens tiefer ausgeführt, doch erhöht letzteres die Gefahr des Krummwerdens der betreffenden Welle. Schwungradachsen sollten nach dem Einoheln der Nute stets nochmal nachgedreht werden.

Tab. 4. Keilabmessungen. Maasse in mm.



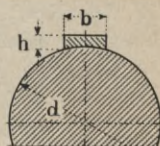
Flachkeil.

Nutenkeil.

Tangentialkeil.

Rundkeil.

Welle d	Breite b	Nutenkeil		Tangentialeil	leichte Keile für Exzenter, Steuerräder, Regulatorscheiben, welche auf der Hauptachse sitzen		
		h	t	h			
30—39	12	7	2	—			
40—49	14	8	3	—			
50—59	16	9	3	—			
60—69	18	10	3	—			
70—79	20	12	4	—			
80—89	23	13	4	—			
90—99	26	14	4	—			
100—119	30	16	5	—			
120—139	34	18	6	—	18	10	3
140—159	38	20	6	—	20	12	4
160—179	42	22	7	—	22	13	4
180—199	46	24	8	—	24	13	4
200—219	50	26	8	15	26	14	4
220—239	55	29	9	16	28	14	5
240—259	60	32	10	17	30	15	5
260—279	65	35	11	18	32	16	6
280—299	70	38	12	20	34	17	6
300—324	75	40	13	22	36	18	6
325—349	80	44	14	23	40	20	7
350—374	85	48	15	25	42	21	7
375—399	90	50	17	26	44	22	7
400—449	95	54	19	28	46	23	8
450—500	100	58	21	30	50	25	8



Hohlkeil.

Hohlkeile dienen nur als Notbehelf für vorläufige Verbindungen, z. B. beim Einstellen der Steuerung von Dampfmaschinen und Motoren, oder zur Übertragung ganz kleiner Kräfte.

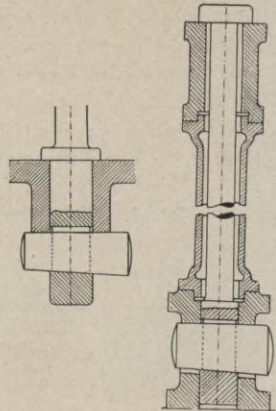
III. Querkeile. *)

48 a. Allgemeine Anordnung.

A. Ruhende Belastung.

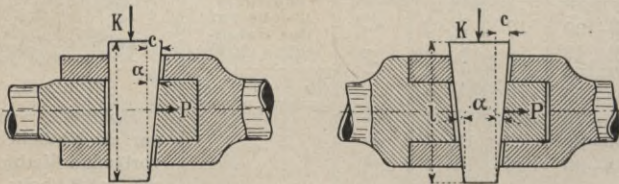
Ein Wechsel der Kraftrichtung tritt hier nicht ein, der Keil braucht deshalb nicht besonders fest eingetrieben zu werden.

Abbildung rechts zeigt die Keilverbindung für eine hydraulische Presse. Die Zugbeanspruchung wird von Stange und Keil aufgenommen, während die hohle Säule die Druckbeanspruchung aufnimmt.

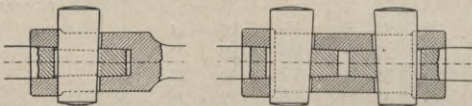


B. Wechselnde Belastung.

Die Kraft wechselt hier von P bis Null oder von $+P$ bis $-P$. Damit die Verbindung eine sichere ist, wird der



Keil fest eingetrieben. Deshalb müssen die zu verbindenden Teile aneinanderstossen.

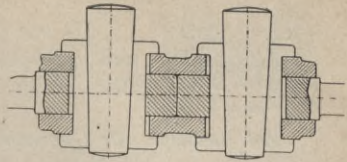


Vorteilhaft ist es, die Stange für wechselnde Belastung mit **Konus** auszuführen.

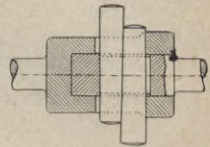
Abmessungen hierzu siehe unter § 49.

*) Wirkungsgrad und Zerlegen der Kräfte in § 45.

Für Keilverbindung, welche während des Betriebes, also **unter Belastung angezogen** werden sollen, empfiehlt es sich, Gegenkeile oder **Beilagen** anzuordnen. Die Flächenpressung für den Keil wird dadurch geringer, auch lassen sich prismatische Keillöcher leichter herstellen, als schräg zulaufende Öffnungen.



Der **Doppelkeil** erhält ebenfalls ein prismatisches Keilloch. Jeder Keil erhält dann die Hälfte des Anzuges.



Die Schmalseiten der Keile runde man ab. Die Festigkeit der Verbindung wird dadurch erhöht.

Berechnung einer Keilverbindung.

Wirkungsgrad und Zerlegen der Kräfte vergl. § 46 a—d.

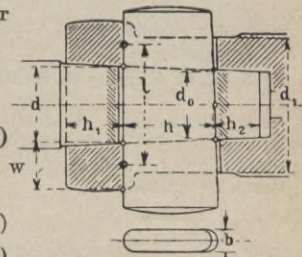
48 b. Vorläufige Abmessungen.

$$\left. \begin{aligned} b &\leq 0,3 d; h = 4 b; \\ h_1 &= h_2 = 0,5 h \end{aligned} \right\} \dots (1)$$

Höhe der Wulst

bei Gusseisen $w = 0,85 d \dots (2)$

Stahlguss od. Schmi. $w = 0,7 d \dots (3)$



Mit diesen vorläufigen Abmessungen kann die Keilverbindung aufgezeichnet und dann nach Gleich. 3—6 nachgerechnet werden.

§ Sei der wirkliche axiale Druck, welcher durch Eintreiben des Keiles hervorgerufen wird. (Man setzt denselben meist = 1,25 mal so gross als den Betriebsdruck, soll z. B. eine Keilverbindung 12 000 kg übertragen, so ist $\text{§} = 1,25 \cdot 12\,000 = 15\,000 \text{kg.}$)

Der Keil wird auf Biegung beansprucht, deshalb gilt:

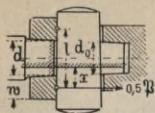
$$M_b = W \cdot \sigma_b; \quad W = \frac{b \cdot h^2}{6} \text{ in cm}^3 \dots (4)$$

und das Moment $M_b = \frac{1}{4} \text{§} \cdot l \text{ in cmkg} \dots (5)$

genauer $M_b = 0,5 \text{§} \cdot x \dots (6)$

worin $x = \frac{l}{2} - \frac{d_0}{4}$ den ideellen Hebelarm in cm für die Kraft $0,5 \text{§}$ bedeutet.

*) 0,25 ist der Zuschlag zur Erzielung einer gewissen Pressung auch bei entgegengesetzter Einwirkung der zu übertragenden Kraft.



Da mit der Keilbreite auch der Durchm. d und d_0 wächst, so nimmt man hier eine hohe Beanspr. in Kauf.

Zul. Beanspr. für Gussstahl:

$$\left. \begin{array}{l} \text{zyl. Bohrung bis } 1200 \text{ kg/qcm,} \\ \text{konische Bohrung bis } 1500 \text{ ,,} \end{array} \right\} \dots (7)$$

Damit sich der Keil in Stange und Nabe nicht eindrückt, soll noch sein:

$$\text{Nötige Auflagefläche in qcm } b \cdot d_0 \geq \beta : k \text{ und } 2w \cdot b \geq \beta : k \quad (8)$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{worin } k \text{ zul. Druckbeanspr. für Grauguss } 700 \text{ kg/qcm} \\ \text{Stahlguss und Schmiedeeisen } 1200 \text{ ,,} \end{array} \right\} \dots (9)$$

Beispiel: Es sei $\beta = 15000 \text{ kg}$, $d = 7,5 \text{ cm}$, $d_0 = 7 \text{ cm}$.

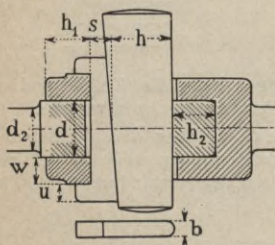
Nach Gleich. 1 und 3 wird $b = 0,3 \cdot 7,5 = 2,2 \text{ cm}$, $h = 4 \cdot 2,2 = 8,8 \text{ cm}$ für Stahl. $w = 0,7 \cdot 7,5 = 5,2 \text{ cm}$, womit sich ergibt:

$$\text{nach der Abbild. } l = 7,5 + 5,2 = 12,7 \text{ cm, } x = \frac{12,7}{2} - \frac{7}{4} = 4,6 \text{ cm,}$$

$$\text{nach Gl. 6: Biegemoment } M_b = 0,5 \cdot 15000 \cdot 4,6 = 34500 \text{ cmkg,}$$

$$\text{nach Gleich. 4: Widerstandsmom. } W = \frac{2,2 \cdot 8,8^2}{6} = 28,3 \text{ cm}^3,$$

„ „ 4: wirkl. Beanspr. $\sigma_b = 34500 : 28,3 \sim 1220 \text{ kg/qcm}$, das wäre zulässig.



Für Keile mit einer Beilage setzt man als vorläufige Werte

$$\left. \begin{array}{l} b = 0,25 d; h = 4 b; h_1 = h_2 = 0,8 h \\ s = 0,35 h; w = 0,5 d; u = 0,25 d \end{array} \right\} (10)$$

und rechnet

$$W = \frac{b \cdot h^2}{6} + \frac{b \cdot s^2}{6} \dots (11)$$

Sonst gelten Gleich. 5–6.

Für Keile mit zwei Beilagen wählt man:

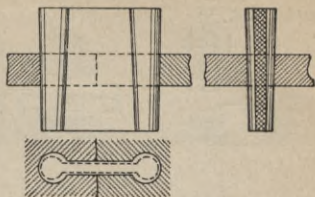
$$\left. \begin{array}{l} b = 0,25 d; h = 3,5 b; h_1 = h_2 = 0,9 h \\ s = 0,4 h; w = 0,5 d; u = 0,25 d \end{array} \right\} (12)$$

und rechnet

$$W = \frac{b \cdot h^2}{6} + 2 \frac{b \cdot s^2}{6} \dots (13)$$

Sonst gelten Gleich. 3 u. 6, worin $l = d + w$ in cm.

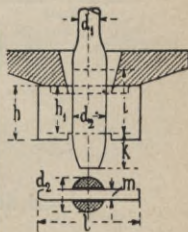
48 c. Knölkens Patentkeil. Dieser eigenartige Keil hat doppelten Anzug und findet Anwendung bei der Reparatur gerissener Maschinenteile; durch das Eintreiben des Keiles werden die Bruchstellen zusammengezogen, (Vergl. „Haeder, Die kranke Dampfmaschine“, 3. Auflage, Seite 154.)



Knölkens Patentkeil.

48 d. Auch flache Einlagen in geschlitzten Öffnungen bezeichnet man vielfach als Keilverbindung, obwohl für dieselben ein Keilanzug nicht vorhanden ist.

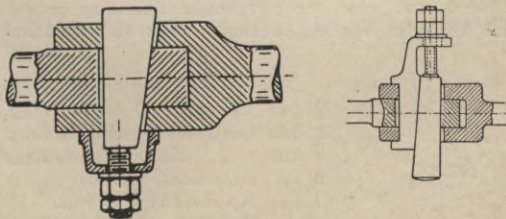
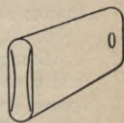
		Gewinde in Zoll															
$d =$	1	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{5}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$1\frac{7}{8}$	2	$2\frac{1}{8}$	$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{8}$	$2\frac{1}{2}$	$2\frac{3}{4}$	$2\frac{7}{8}$	3	
$d_1 =$	19	21	24	26	28	30	32	35	38	40	42	48	52				
$d_2 =$	27	30	34	38	42	46	50	53	56	60	64	72	76				
$h =$	55	60	62	72	80	80	85	90	90	95	100	100	110				
$h_1 =$	50	55	55	62	62	70	72	77	82	82	85	90	100				
$l =$	68	73	75	85	85	93	95	100	106	106	113	118	128				
$k =$	31	33	38	41	46	49	50	53	58	61	63	71	74				
$l =$	105	110	115	125	135	150	165	170	180	185	190	200	205				
$m =$	8	8	10	12	13	15	16	16	18	20	20	23	23				



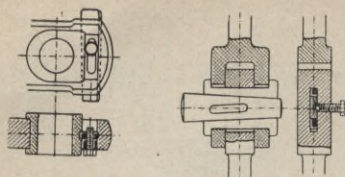
Derartige Keilstücke finden vielfach Anwendung bei Fundament- und Mauerankern. Die seitlichen Ansätze verhindern das Herausfallen des Keilstückes.

Sicherungen der Keilverbindungen.

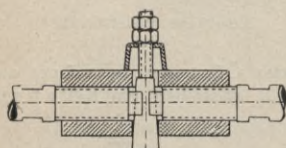
48 e. Keile, welche Erschütterungen ausgesetzt sind, sollten stets eine Sicherung erhalten. Bei Verbindungskeilen genügt eine Anbohrung für vorgesteckten Splint oder noch besser ein eingezogener Niet.



Bei Stellkeilen wendet man eine Stellschraube mit Doppelmutter nach vorstehenden Abbildungen an.



Bei seitlicher Sicherung wird die Schraube vor dem Anziehen des Keiles gelöst und kann in dem Schlitz des Passstückes dem Eintreiben des Keiles folgen.



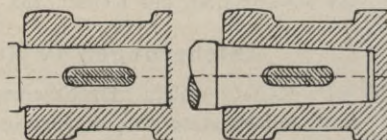
Keilanordnung zur Sicherung einer Schraubenverbindung.

Der Keil wird fest angezogen und verhindert auf diese Weise ein unbeabsichtigtes Drehen der Gewindemuffe.

Nabe

und Konus für die Keilverbindung. (49.)

49 a. Die Bohrung der Nabe wird zylindrisch oder konisch ausgeführt. Erstere hat den Nachteil, dass der Keil den ganzen Zug aufzunehmen hat und seine Belastung von Null bis P wechselt. Auch lässt sich ein zylindrischer Ansatz schlecht lösen.

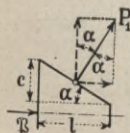


zylindrisch.

konisch.

Stangen mit **konischem** Ansatz und zwar schlankem Konus (vergl. Tab. in 49) lassen sich, gute Einpassung vorausgesetzt, mit dem Keil so fest anziehen, dass der Keil dadurch entlastet wird und eine mehr ruhende Belastung erleidet. Ferner lassen sich konische Ansätze bequemer lösen als zylindrische.

Es bezeichne:



P den Druck im Konus in kg,*)
 d den mittl. Konusdurchm. in cm,
 d die " Nabenwandstärke in cm,
 c " Konizität in cm,
 l " Konuslänge in cm,
 α den Neigungswinkel nach nebenst. Fig.

*) Hinsichtlich P beachte die Erklärung in § 48 b.

Wir berücksichtigen die Reibung durch Einführung des Wirkungs-

grades $\eta = \frac{\text{tg } \alpha}{\text{tg } (\alpha + \varrho)}$; ($\varrho =$ Reibungswinkel).

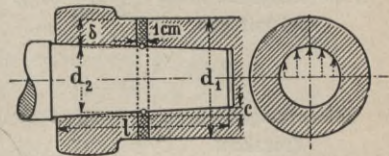
für $\text{tg } \alpha = c : l = \frac{1}{40} \quad \frac{1}{30} \quad \frac{1}{25} \quad \frac{1}{20} \quad \frac{1}{15} \quad \frac{1}{10}$
 setze man $\eta = 0,2 \quad 0,25 \quad 0,29 \quad 0,34 \quad 0,4 \quad 0,49 \dots (1)$

Normaldruck $P_1 = \eta \cdot \frac{\mathfrak{P}}{\sin \alpha}$ in kg $\dots (2)$

Flächendruck im Konus

$q = \frac{P_1}{d_2 \cdot \pi \cdot l} = \eta \cdot \frac{\mathfrak{P}}{\pi \cdot \sin \alpha \cdot d_2 \cdot l}$ in kg/qcm. $\dots (3)$

Vorläufige
 Abmessungen:
 Grauguss $\delta = 0,6 \cdot d$,
 Schmi. und Stahlguss
 $\delta = 0,45 \cdot d$.



Auf 1 cm Länge ergibt sich demnach eine Kraft, welche die Nabe zerreißen will, von

$d_2 \cdot q = \eta \cdot \frac{\mathfrak{P}}{\pi \sin \alpha \cdot l} = 0,32 \cdot \eta \cdot \frac{\mathfrak{P}}{\sin \alpha \cdot l}$ in kg $\dots (4)$

Dieser wird aufgenommen von zwei Querschnitten

$2f = 2\delta \cdot 1$ in qcm $\dots (5)$

mithin wirkl. Zugbeanspr. $\sigma_z = \eta \cdot \frac{\mathfrak{P}}{2\pi \cdot \sin \alpha \cdot l \cdot \delta}$ in kg/qcm $\dots (6)$

Setzen wir noch: $\cos \alpha \cdot \text{tg } \alpha = \sin \alpha$ und $\text{tg } \alpha = c : l$, so wird

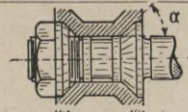
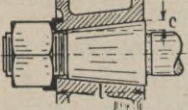
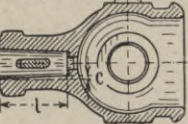
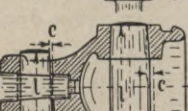

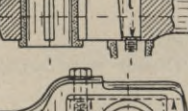
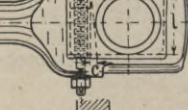
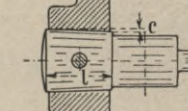

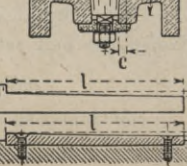
$\sigma_z = 0,16 \cdot \eta \cdot \frac{\mathfrak{P}}{\cos \alpha \cdot c \cdot \delta}$ in kg/qcm $\dots (7)$

Bei kleinen Neigungen (schlanker Konus) wird $\cos \alpha \sim 1$, also

$\sigma_z = 0,16 \cdot \eta \cdot \frac{\mathfrak{P}}{c \cdot \delta}$ in kg/qcm $\dots (8)$

Mit Rücksicht auf den willkürlichen Kraftaufwand beim Keileintreiben setzen wir als

zulässig für Grauguss 200, } $\dots (9)$
 für Stahlguss und Schmiedeeisen 400 kg/qcm }

Art der Verbindung	Koni- zität	Nei- gungs- winkel	Kraft zum Eintreiben des Keiles oder Anziehen der Mutter	
	$c : l$			
Kolbenstange im Kolben	1 : 1	45°	2,3 P	
Kolbenstange im Kolben mit Mutter	1 : 10	5° 45'	0,5 P	
Kolbenstange im Kreuz- kopf mit Keil	1 : 25	2° 20'	0,38 P	
Kolbenstangenkeil im Kreuzkopf	1 : 40	1° 30'	0,32 P	
Kreuzkopfbolzen im Kreuzkopf	1 : 25	2° 20'	0,38 P	
Schubstangenkeil mit Schraube anzuziehen	1 : 10	5° 45'	0,4 P	
Schubstangenkeil mit Schraube anzuziehen	1 : 10	5° 45'	0,4 P	
Kurbelzapfen in der Kurbel	1 : 24	2° 20'	0,38 P	
Hahnküken	1 : 9	6° 20'	0,5 P	
Nasenkeile	1 : 100	40'	0,31 P	
Federkeile	1 : 100	40'	0,31 P	
Prisonstifte	1 : 50			

Nietverbindungen. (50.)

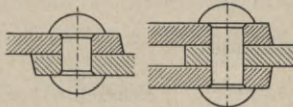
1. Benennung der Nietverbindungen.

50 a. Je nachdem die Nieten, falls Abscheren derselben eintreten würde, in ein, zwei oder mehr Querschnitten auf Abscheren beansprucht werden, unterscheidet man

ein-, zwei- und mehrschnittige Nietungen.

So wird z. B. jeder einzelne Niet beansprucht:

Bei der Überlappungsnietsg. mit einem Querschn.



Bei Laschennietung mit zwei Querschnitten.

Ferner pflegt man je nach der Anzahl der Nietreihen **ein-, zwei- oder mehrreihige Nietungen** zu unterscheiden. Befinden sich die Nieten regelmässig hintereinander, so nennt man die Nietung eine

Parallelnietung,

fälschlich bisweilen als Kettennietung bezeichnet; sind dagegen die Nieten einer Reihe gegen diejenige der vorhergehenden bzw. folgenden Reihe versetzt, so nennt man dieselbe

Zickzacknietung.

Nietungen, bei denen die Anzahl der Nieten einer jeden Reihe von der mittleren aus in arithmetischer Reihe abnimmt, bezeichnet man zweckmässig als

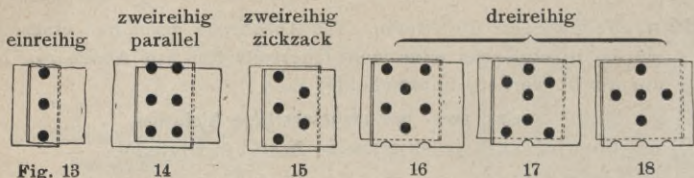
verjüngte Nietungen.

Die Benennung der Nietverbindungen ist aber nicht ganz einheitlich. Fig. 1—12 zeigen die Unterschiede zwischen Bach und Reuleaux.

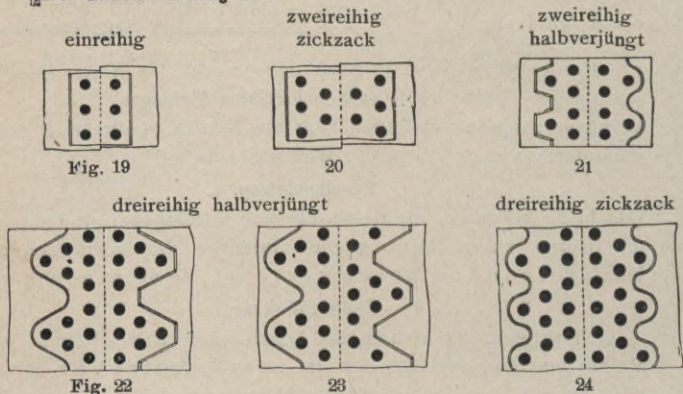
	einschnittig einreihig	einschnittig zweireihig	zweischchnittig einreihig	zweischchnittig zweireihig
Nach Bach				
	Fig. 1—2,	3—4,	5,	6.
	Überblattungs- nietung		Laschennietung	Kettennietung
Nach Reuleaux				
	einfache			
	doppelte			
	Fig. 7—8,		9—10,	11—12.

Hinsichtlich der Querteilung (der Nietreihen) unterscheidet man noch:

Bei Überlappungsnetzen:

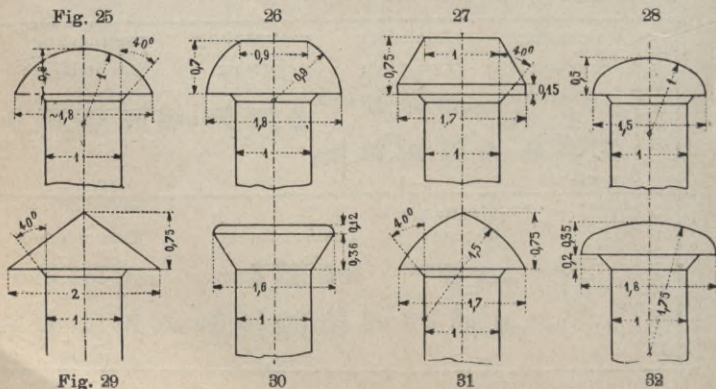


Bei Laschennetzen:



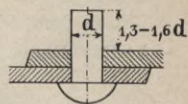
2. Setz- und Schliessköpfe der Nieten.

50 b. In Fig. 25—32 sind die gebräuchlichsten Formen der Nietköpfe angegeben. Bezugseinheit ist der Nietdurchmesser.



Setzkopf heisst derjenige, der am Niet angeschmiedet ist, **Schliesskopf** derjenige, der beim Nieten gebildet wird. Wird letzterer mit Handhämmern gemacht, so gibt man ihm die Form nach *Fig. 29*, mit Kopfgesenk hergestellt die Form nach *Fig. 25* oder *31*.

50 c. Schaftlänge. Je nach der Genauigkeit der Nietlöcher soll der Schaft zum Bilden des Schliesskopfes $1,3—1,6 d$ vorstehen.



50 d. Die Blechkanten. Um bei Nietverbindungen, die dicht sein müssen, das Verstemmen leicht vornehmen zu können, werden die Bleche entweder von Hand oder mit der Blechkantenhobelmaschine **abgeschrägt**. Bei Flusseisen und Stahl wird das Blech an den Enden durch das Beschneiden mit der Schere brüchig, es ist daher bei den erwähnten Materialien das Kantenabschrägen unbedingt notwendig, ausserdem liegen die meisten Defekte an den Kanten, und es bietet daher das Abschrägen Gelegenheit, unganze Platten auszuschneiden.



Fig. 34.

Kanten abschrägen

Der Abschrägungswinkel ist etwa 18° .

Die zum **Verstemmen** erforderlichen Werkzeuge sind entweder gerade oder gebogene **stumpfe Meissel**, die mit abgeschrägter oder halbrunder Setzbahn versehen sind.

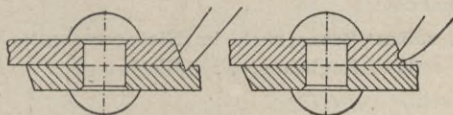


Fig. 35.

Fig. 36.

Falsche Verstemmung. Richtige Verstemmung.

Falsche Verstemmung ist in *Fig. 35* gekennzeichnet, während eine richtige Verstemmung aus *Fig. 36* ersichtlich ist.

3. Berechnung der Nietverbindungen.

50 e. Für die Widerstandsfähigkeit einer Nietverbindung kommt der Gleitwiderstand in Betracht. Über letzteren sind aber zurzeit nicht genügende Erfahrungswerte vorhanden. Man berechnet deshalb eine Nietverbindung auf Scherfestigkeit, der Gleitwiderstand ergibt sich dann bei den üblichen Abmessungen erfahrungsgemäss genügend gross.

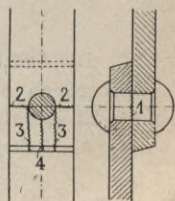


Fig. 37.

Eine Nietverbindung kann auf folgende Arten zerstört werden:

1. Der Niet wird abgeschert (Linie 1, Fig. 37),
2. Das Blech reisst neben dem Niet ab (Linie 2),
3. Das Blech wird in einer Breite gleich dem Nietdurchmesser vor dem Niet hinausgeschoben (Linie 3),
4. Das Blech reisst vor dem Niet auf (Linie 4).

Die einschnittige einreihige Nietung.

Nietenentfernung T (Fig. 38), (nach Schwedlers Verfahren).

Denkt man sich jeden Niet durch einen, denselben umschliessenden, Blechstreifen vom Querschnitt $\delta \cdot a$ gehalten, so muss die zuläss. Beanspruch. im Nietquerschn. der zuläss. Beanspruch. im Blechstreifen entsprechen.

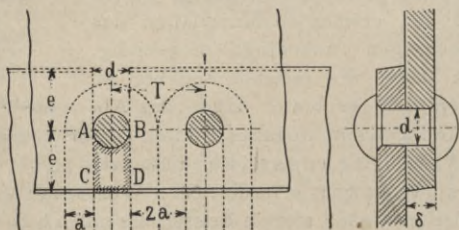


Fig. 38.

Bezeichnet:

k_s die zuläss. Beanspruch. im Nietquerschnitt,

k_z die zuläss. Zugbeanspruch. im Blech,

so muss sein:

$$\frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot k_s = 2 \cdot a \cdot \delta \cdot k_z \quad \dots \quad (1)$$

$k_s = k_z$ gesetzt ergibt:

$$2 \cdot a = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot \delta} = \frac{\text{Nietquerschnitt}}{\text{Blechstärke}};$$

$$\text{und } T = 2 \cdot a + d = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot \delta} + d \quad \dots \quad (2)$$

Die Entfernung e . Die Sicherheit des Nietes gegen Abscheren soll gleich sein der Sicherheit gegen Herausscheren des in Fig. 38 schraffierten Blechstückes ABCD.

Als Scherfläche rechnet man nicht $2 \cdot e \cdot \delta$, sondern

$$2 \cdot \left(e - \frac{d}{2} \right) \cdot \delta,$$

da die am Nietloch liegenden Blechteile keine grosse Widerstandsfähigkeit haben; dann ist:

$$\frac{\pi}{4} d^2 \cdot k_s = 2 \cdot \left(e - \frac{d}{2} \right) \delta \cdot k_s \dots \dots \dots (3)$$

setzt man die zuläss. Scherbeanspruch. des Bleches gleich 0,8 der zuläss. Scherbeanspruch. des Nietmaterials, so erhalten wir aus Gleich. 3:

$$e = d \left(\frac{\pi \cdot d}{6,4 \cdot \delta} + 0,5 \right) \dots \dots \dots (4)$$

Das Verhältnis des Blechquerschnittes der Nietnaht zu dem des vollen Bleches ist nach Fig 38:

$$\varphi = \frac{2 \cdot a \cdot \delta}{(2 \cdot a + d) \cdot \delta} = \frac{2 \cdot a}{2 \cdot a + d} \dots \dots \dots (5)$$

(Nach vorstehendem Schwedlerschen Verfahren kann man auch die anderen Nietverbindungen berechnen.)

Zuläss. Scherbeanspruch. im Nietquerschnitt (nach Bach),

einschnittig einreihig $k_s = 600$ bis 700 kg/qcm $\dots \dots \dots (6)$

„ zweireihig „ = 550 „ 650 „ $\dots \dots \dots (7)$

„ dreireihig „ = 500 „ 600 „ $\dots \dots \dots (8)$

zweischchnittig einreihig $k_s = 1000$ bis 1200 kg/qcm pro Niet (9)

„ zweireihig „ = **950** „ **1150** „ „ „ (10)

„ dreireihig „ = **900** „ **1000** „ „ „ (11)

Durchmesser der Nieten.

Für die Grösse des Nietes ist nach oben sowie nach unten eine Grenze gesetzt. Wählt man den Durchmesser zu gross, so ergibt sich die Nietteilung T zu gross und das Dichthalten der Nähte bereitet Schwierigkeiten.

Erfahrungswerte für den Nietdurchmesser (nach Bach),

einschnitt. Überlappungsnetzung $d = \sqrt{5 \cdot \delta} - 0,4$ cm $\dots \dots (12)$

zweischchnitt. einreihige Netzung $d = \sqrt{5 \delta} - 0,5$ „ $\dots \dots (13)$

„ zweireihige „ $d = \sqrt{5 \delta} - 0,6$ „ $\dots \dots (14)$

„ dreireihige „ $d = \sqrt{5 \delta} - 0,7$ „ $\dots \dots (15)$

Die Anzahl der Nieten bestimmt sich zu

$$z = \frac{P}{\frac{\pi}{4} d^2 \cdot k_s} \dots \dots \dots (16)$$

worin P die Schubkraft in kg.

4. Niettabellen.

Bemerkungen zu den Niettabellen 1—7,

welche man zur Erzielung einer gewissen Einheitlichkeit benützt.

50 f. Unter Widerstandszahl w ist diejenige Zahl verstanden, die mit der Breite des Bleches in cm multipliziert, den Widerstand der Nietverbindung in kg angibt, also $w = \sigma_z \cdot \delta$; damit geht Gleich. 4 in § 42 a über in

$$w = \frac{d \cdot p}{2} \text{ in kg für den cm Breite (17)}$$

Beispiel: Für $\delta = 20$, zweischnittige, zweireihige Nietung, (Tab. 6) ist bei 60 cm Blechbreite der Widerstand der Nietverbindung $60 \times 1000 = 60\,000$ kg.

Die in den nachstehenden Tabellen angegebenen **Nietdurchmesser** sind, wie es in der Praxis gebräuchlich, von zwei zu zwei mm abgerundet, um nicht zu viele Nietabmessungen zu haben.

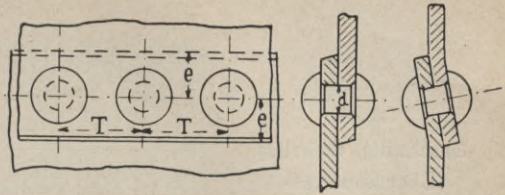
Einzelne Konstrukteure stellen mehr Abstufungen auf, gehen sogar auf Teile des mm mit ihren Abmessungen, doch ist dies eine unnötige Komplikation, die keinen nennenswerten Nutzen hat. Die **Nietlöcher** selbst sind **3—4%** grösser zu halten, damit der warme Niet ohne Aufenthalt in das Nietloch gebracht werden kann. 1 mm dürfte für die meisten Nieten genügen.

Die **Beanspruchung** σ_z gilt für das **volle Blech** in kg/qcm; Widerstandszahl und Beanspruchung sind unter der Voraussetzung berechnet, dass der qcm Nietquerschnitt bei einschnittiger Nietung 600 kg, bei zweischnittiger Nietung 1000 kg (500 kg in jeder Berührungsfläche) **Verschiebungswiderstand** hervorruft.

Tab. 1. Verschiebungswiderstand S eines Nietes in kg.

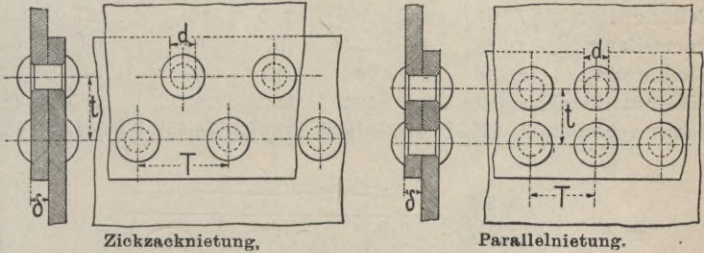
Nietdurchmesser	10	12	14	16	18	20	22	24	26
einschnittig . $S =$	470	678	920	1200	1530	1890	2280	2700	3200
zweischnittig . $S =$	785	1130	1540	2000	2540	3140	3800	4500	4900

Tab. 2.
Einschnittig,
einreihig
(Überlappungs-
nietung)



Blechstärke mm $\delta =$	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Nietdurchmesser $d =$	14	16	18	18	20	20	22	22	24	24	26	26	26
Teil.(grösst.Wert) $T =$	38	42	46	46	50	50	54	54	58	58	62	62	62
Lappenbreite $2 \cdot e =$	48	54	61	61	66	66	70	70	75	75	80	80	80
Widerstandszahl $w^*)$	214	287	332	332	378	378	422	422	503	503	512	512	512
Beanspruchung $\sigma_z^{**})$	406	415	371	368	332	325	302	344	315	335	314	302	284

Tab. 3. Einschnittig, zweireihig (Überlappungs-nietung).^{***)}



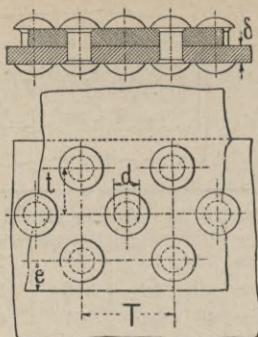
Blechstärke . δ	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
Nietdurchmesser d	18	20	22	22	24	24	26	26	28	28	30	30	30
Randentfernung e	30	34	36	36	38	38	40	40	42	42	45	45	45
Querteilung . . t	46	50	54	54	58	58	62	62	66	66	70	70	70
Zickzack	Teilung . . T	67	72	77	77	82	82	87	87	92	92	97	97
	Widerstandsz. w	456	522	595	595	660	660	731	731	802	802	868	868
	Beanspruch. σ_z	456	475	436	457	425	440	412	430	406	424	401	383
Parallel	Teilung . . T	52	57	62	62	67	67	72	72	77	77	82	82
	Widerstandsz. w	589	661	735	735	778	778	885	885	949	949	996	996
	Beanspruch. σ_z	589	601	550	567	527	519	486	519	490	505	478	456
Lappenbreite $2e + t$	106	118	126	126	134	134	142	142	150	150	160	160	160

*) w ist der Widerstand in kg/qcm Blechbreite, vergl. 50 f.

**) σ_z ist die Beanspruchung im vollen Bleche in kg/qcm, vergl. 50 f.

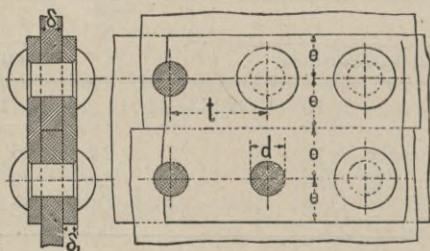
***) Wie aus der Tabelle ersichtlich, ist die Parallelnietung der Zickzacknietung überlegen, da w grösser.

Tab. 4.
Einschnittig, dreireihig
(Überlappungs-
nietung).



Blechstärke . . δ	17	18	19	20	21	22	24	25	26	27	28	29	30
Nietdurchmesser d	24	26	28	28	30	30	32	32	32	34	34	36	36
Teilung . . . T	97	103	109	109	115	115	121	121	121	127	127	133	133
Querteilung . . t	48	51	54	54	57	57	60	60	60	63	63	66	66
Randbreite . . e	36	39	42	42	45	45	48	48	48	51	51	54	54
Widerstandszahl w	840	930	1020	1020	1110	1110	1195	1195	1195	1285	1285	1380	1380
Beanspruchung σ_z	495	520	490	501	485	502	462	478	458	460	441	433	460

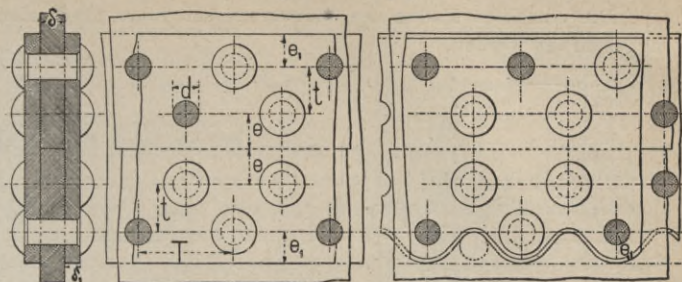
Tab. 5.
Zweischnittig,
einreihig
(Laschennietung)



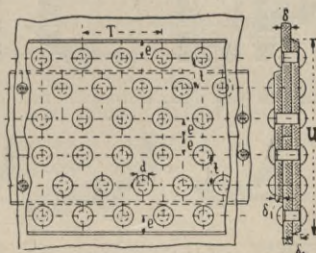
Blechstärke . $\delta =$	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Nietdurchm. $d =$	16	18	18	20	20	22	22	24	24	26	26	28	28
Teilung . . $t =$	52	57	57	62	62	67	67	72	72	77	77	82	82
Randentfern. $e =$	26	29	29	31	31	34	34	36	36	40	40	44	44
Randentfern. $e^* =$	22	24	24	27	27	30	30	32	32	35	35	38	38
Laschendicke $\delta_1 =$	6	7	7	8	8	9	9	10	10	12	12	14	14
Widerstandsz. $w =$	386	446	446	507	507	569	569	629	629	689	689	750	750
Beanspruch. $\sigma_z =$	484	430	446	405	423	390	460	308	384	371	384	364	344

*) Vom Laschenrand zur Niete.

Tab. 6. Zweischnittig, zweireihig (Laschennietung).



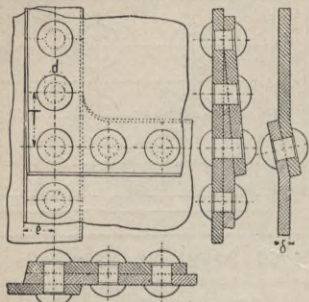
Blechstärke . $\delta =$	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
Nietdurchm. $d =$	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	44
Teilung . . $T =$	85	92	99	106	113	120	127	134	141	148	155	162	170
Querteilung $t =$	42	46	50	53	56	60	64	68	72	76	80	84	88
Blechrantentf. $e =$	30	33	36	39	42	45	48	51	54	57	60	63	66
Laschenr.-Entf. $e_1 =$	27	30	33	36	38	41	44	47	50	53	56	59	62
Laschendicke $\delta_1 =$	10	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
Widerstandsz. $w =$	740	829	915	1000	1090	1180	1270	1360	1450	1540	1630	1720	1810
Beanspruch. $\sigma_2 =$	530	551	516	538	508	528	500	520	496	485	492	472	455

Tab. 7.
Dreireihige
Laschennietung.

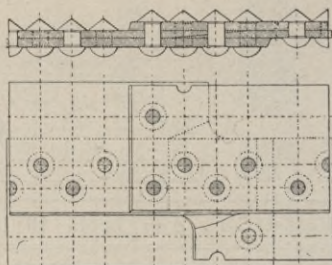
Widerstandszahl $w =$	1100	1250	1380	1500	1640						
Beanspruchung $\sigma_2 =$	733	688	735	694	726	690	718	682	713	682	658
Blechdicke . . $\delta =$	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
Teilung . . . $T =$	134	140	140	170	176	188	198	210	220	230	240
Querteilung . . $t =$	51	53	64	66	70	76	80	84	88	92	96
Randbreite . . $e =$	33	35	38	39	42	45	48	51	54	57	60
Laschendicke . $\delta_1 =$	13	15	16	18	20	22	24	26	28	30	32
Nietdurchmesser $d =$	22	23	25	26	28	30	32	34	36	38	40
Laschenbreite . $U =$	336	352	408	420	448	480	516	552	588	624	660

Verbindung mehrerer Platten.

Die einzelnen Enden der Platten müssen hier entsprechend abgeschragt werden.



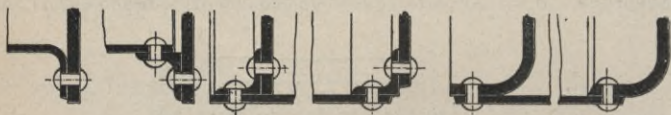
Dreiplattenstoss mit einreih. Niet.



Vierplattenstoss mit zweireih. Niet.

Für Teilung, Nietentfernung usw. gelten hier alle vorher angegebenen Maasse.

Blechverbindungen gibt es eine sehr grosse Zahl; z.B.

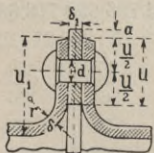


Verbindungen der Mantelbleche mit den Kesselböden.



Verbindungen der Flammrohre mit den Kesselböden.

Tab. 8. Adamsonsche Verbindung für gebördelte-Rohre.



$\delta =$	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
$\delta_1 =$	9	11	14	16	19	21						
$d =$	16	18	20	22	24	26						
$U =$	48	54	60	66	72	78						
$U_1 =$	68	80	92	104	116	128						
$r =$	16	20	24	28	32	36						
$a =$	7	8	10	11	13	14						

Mit dem dazwischengenieteten Ring wird eine Versteifung des Rohres erzielt.

5. Kalte Nietung.

Nietverbindungen, welche Stößen ausgesetzt sind, werden kalt genietet, die Löcher werden zuvor sauber aufgerieben und der um 20 % grössere Nietschaft mit schweren Hämmern angetrieben.

50 g. Für **Reservoirs**, **Gasometer** usw. hat sich die kalte Nietung mit unterlegten Mennigstreifen bewährt. Gute Verhältnisse sind 6 bis 8 mm-Nieten mit einer Teilung von ca. 25 mm und 13 mm Randbreite.

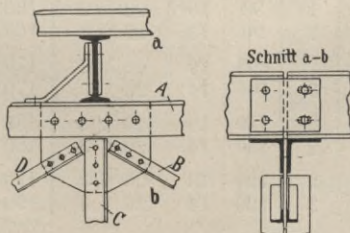
In Amerika verwendet man (nach Reuleaux) zu Wasserleitungen aus sehr dünnen Blechen gebogene Rohre, die kalt genietet werden und deren Enden einfach wie Ofenrohre ineinander gesteckt sind. Etwaige Undichtigkeiten werden durch eingetriebene Holzkeile beseitigt. Bei zu grossem Durchmesser der Rohre werden Teerschnüre zwischen gezwängt.

6. Anschlussnieten für Eisenkonstruktionen.

50 h. Die **Anschlussniettabellen** sind noch in der alten Weise unter Voraussetzung der Wirkung der Scherfestigkeit bei den zweischnittigen Nieten und bei Scherfestigkeit 0,8 der Zugfestigkeit gesetzt, berechnet. Sind bei Winkeleisen ausser den Anschlussblechen noch andere Bleche vorhanden, an denen die Winkeleisen befestigt werden, so sind die Nieten in den anderen Blechen zu berücksichtigen.

Wollte man die Berechnung auf die Verschiebungswiderstände basieren, so ist für jeden zweischnittigen beanspruchten Niet für den q_{em} Querschnitt etwa 1000 kg zu nehmen und für den einschnittigen Niet etwa 600 kg, wie zuvor gesagt.

Bei **Eisenkonstruktionen** gehen häufig mehrere Winkeleisen und Flacheisen in einen sog. Knotenpunkt über. Die Tabellen



9 und 10 zeigen, in welcher Anzahl und von welchem Durchmesser man in solchen Fällen die Nieten wählen kann.

Tab. 9. Erforderliche Anschlussnietenanzahl für Winkeleisen. *)

Winkel- eisen		Anschluss- nieten		Winkel- eisen		Anschluss- nieten		Winkel- eisen		Anschluss- nieten	
Seiten- länge mm	Dicke mm	Durch- messer mm	Anzahl	Seiten- länge mm	Dicke mm	Durch- messer mm	Anzahl	Seiten- länge mm	Dicke mm	Durch- messer mm	Anzahl
40	4	14	3	65	7	20	3	100	10	24	5
40	8	14	4	65	11	20	5	100	14	26	6
45	5	14	3	70	7	20	4	110	10	26	5
45	9	14	4	70	11	20	5	110	14	26	6
50	5	16	3	75	8	20	4	120	11	26	6
50	9	16	5	75	12	20	6	120	15	26	8
55	6	18	3	80	8	20	5	130	12	26	7
55	10	18	5	80	12	22	5	130	16	26	9
60	6	18	3	90	9	22	5	140	13	26	8
60	10	18	5	90	13	24	6	140	17	26	10

Tab. 10. Erforderliche Anschlussnietenanzahl für Flacheisen. *)

Flach- eisen		Anschluss- nieten		Flach- eisen		Anschluss- nieten		Flach- eisen		Anschluss- nieten	
Breite mm	Dicke mm	Durch- messer mm	Anzahl	Breite mm	Dicke mm	Durch- messer mm	Anzahl	Breite mm	Dicke mm	Durch- messer mm	Anzahl
40	4	14	1	75	7	20	2	130	12	26	3
40	5	14	2	75	11	20	3	130	14	26	4
45	4	14	2	80	8	22	2	140	11	26	3
45	5	14	2	80	12	22	3	140	14	26	4
50	5	16	2	85	9	22	2	150	10	26	3
50	9	16	2	85	12	22	3	150	11	26	5
55	5	18	1	90	10	22	2	160	12	26	4
55	9	18	2	90	13	22	3	160	14	26	5
60	6	18	2	100	10	26	2	170	11	26	4
60	10	18	3	100	14	26	3	170	14	26	5
65	6	20	2	110	10	26	2	180	11	26	4
65	10	20	2	110	14	26	3	180	14	26	6
70	7	20	2	120	13	26	3	190	10	26	4
70	11	20	3	120	14	26	4	190	14	26	6

*) Nach Scharowsky, Musterbuch für Eisenkonstruktionen.

Schrumpfmittel.

51a. Die in § 29 erwähnte Zusammenziehungskraft eines erkaltenden Metallstückes wird hier nutzbar verwendet zur innigen Verbindung von Maschinenteilen.

I. Schrumpfmittel für ruhende Belastung.

1. Das Umziehen der sog. Bandagen *B* auf (vorher aussen abgedrehte) Laufräder *L* der Eisenbahnwagen zwecks Vermeidung des Verschleisses und Erhöhung der Haltbarkeit des Radkörpers.

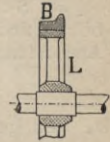


Fig. 1.

2. Das Aufschumpfen von Ringen *R* auf die Nabe *N* eines Schwungrades, Zahnrades oder dergl. zwecks Erreichung einer innigen Verbindung der Berührungsflächen zwischen Nabe *N* und Welle *W* bezw. Sicherheit der Haltbarkeit der Nabe.



Fig. 2.

3. Das Warmaufziehen der Kurbel *K* auf die Hauptachse *W* einer Dampfmaschine und dergl.



Fig. 3.

4. Das Befestigen des Kurbelzapfens *Z* in der Kurbel *K* durch vorheriges Erwärmen des Kurbelzapfenauges *A*.

Die Grösse des Schrumpfes wählt man

- für Bandagen (Fig. 1) Stahl = 1: 1000,
- „ Schrumpfringe nach Fig. 2, Schm. = 1: 2000,
- „ Kurbelnabe auf Welle (Fig. 3) Schm. = 1: 1500,
- „ „ um Zapfen *Z* („ 3) „ = 1: 1500.

II. Für wechselnde Belastung.

Hierher gehören die Schrumpfmittel zum Zusammenhalten eines aus mehreren Teilen zusammengesetzten Stückes; z. B. Fundamentrahmen, Ständer, Kränze und Naben geteilter Räder, Zylinder sowie für Reparaturen.

1. Schrumpfringe u. Schrumpfbänder für die gebräuchlichsten Schrumpfmittel.

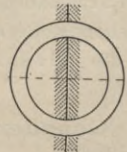


Fig. 4.

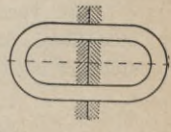


Fig. 5.

2. Schrumpfkammern. Gute Hohlkehle im Ansatz erforderlich, da die Klammern sonst in den Ecken rissig werden. Die Auflageflächen sind leicht zu bearbeiten (müssen beim Einpassen gerade schnäbeln).

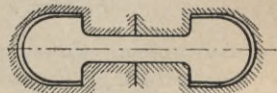


Fig. 6.

3. **Schrumpfkell.** Vor dieser Verbindung sei ausdrücklich gewarnt, da sie bestrebt ist, sich leicht herauszuziehen und infolge der keilartigen Wirkung der Laibungsflächen nach innen zu weggedrückt wird.

4. **Schrumpflasche** bei Stehbolzen, findet für Reparaturen häufig Anwendung.

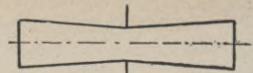


Fig. 7.

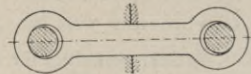


Fig. 8.

Kraftäusserung beim Erkalten.

51b. Es bezeichne:

f Querschnitt der Schrumpfmittel in qcm, bei Fig. 9 ein (Schrumpfband) ist $f = 2 a \cdot b$,

" " 10 (Schrumpflasche) ist $f = a \cdot b$.

E Elastizitätsmodul des Schrumpfmittels,

$\lambda = l - l_0$ theoretisches Schrumpfmaass

(Längenunterschied) in cm, *)

$$\frac{\lambda}{l} = \frac{l - l_0}{l} \text{ das Schrumpfverhältnis, *)}$$

s die Selbstspannung, d. h. die durch das Erkalten hervorgerufene Zugspannung in kg/qcm,

so ist zu setzen

$$\text{Schrumpfmaass } \lambda = \frac{s \cdot l}{E} = l - l_0 \text{ in cm} \dots \dots \dots (1)$$

$$\text{Spannung } s = \frac{\lambda}{l} \cdot E \text{ in kg/qcm; Schrumpf } \frac{\lambda}{l} = \frac{s}{E} \dots \dots \dots (2)$$

$$\text{Erzeugter Fugendruck} = s \cdot f \text{ in kg} \dots \dots \dots (3)$$

$$\text{Theoretische Temperaturerhöhung } t = \frac{\lambda}{\alpha \cdot l} \text{ in Grad} \dots \dots (4)$$

worin α der Wärmeausdehnungskoeffizient.

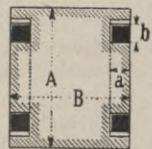
Die vorstehende Berechnung (Gleich. 1-4) ist nicht ganz zutreffend, da die Elastizität des Hornes nicht berücksichtigt ist.

Genauere Berechnung.

51c. Die mit ||||| schraffierte Fläche besitzt die Grösse

$$F - f = A \cdot B - 4 \cdot a \cdot b \dots \dots \dots (5)$$

und wollen wir annehmen, dass sich der Fugendruck gleichmässig über die ganze Fläche $F - f$ verteilt.



*) Vergl. Fussnote Seite 347.

Bezeichnet nun

ω eine Zahl, welche kleiner als 1 sein soll, bei $\omega = 1$ ist während des Betriebes ein Fugendruck nicht vorhanden,

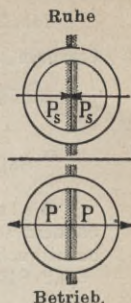
P den Betriebsdruck, d. h. die Kraft, die den Ring auseinander reissen will, in kg,

k_z die wirl. Beanspruchung im Schrumpfmittel während des Betriebes,

E_1 den Elastizitätsmodul des Schrumpfringes,

E_2 " " " Hornes, so ergibt

die äusserst umständliche Rechnung folgendes:



$$f \cdot k_z = \frac{P}{1 + \frac{f}{F-f} \cdot \frac{E_1}{E_2}} \left(\frac{1}{\omega} + \frac{f}{F-f} \cdot \frac{E_1}{E_2} \right) \dots \dots \dots (6)$$

Selbstspannung $s = \frac{k_z}{1 + \frac{f}{F-f} \cdot \frac{E_1}{E_2} \cdot \omega}$ in kg/qcm. $\dots \dots \dots (7)$

Schrumpfmaass $\lambda = l - l_0 = \frac{P}{\omega} \cdot l \cdot \frac{f \cdot E_1 + (F-f) \cdot E_2}{1 + \frac{f}{F-f} \cdot \frac{E_1}{E_2}}$ cm. $\dots \dots \dots (8)^*$

Fugendruck in Ruhe $P_s = s \cdot f \dots \dots \dots (9)$

" " Betrieb $= k_z \cdot f - P \dots \dots \dots (10)$

Für Schrumpfringe aus Eisen ($E_1 = 2\,000\,000$) oder Stahl auf gusseisernem Horn ($E_2 = 1\,000\,000$) ergibt sich dann als Annäherungswert

Schrumpf $\frac{\lambda}{l} = \frac{P}{\omega} \cdot \frac{1}{2\,000\,000 \cdot f} \dots \dots \dots (11)$

ferner als Mittelwerte:

Tab. 1. Annäherungswerte für Schrumpfmittel.

Hilfszahl für Fugendruck	Nötiger Querschnitt f	Selbstspannung	Schrumpfverhältnis	Fugendruck im Betrieb
$\omega = 1$	$f = P : k_z$	$s = 0,7 k_z$	$\frac{k_z}{2\,000\,000}$	Null
0,7	$f = 1,2 P : k_z$	$s = 0,8 k_z$	$\frac{k_z}{1\,700\,000}$	0,2 P
0,4	$f = 1,5 P : k_z$	$s = 0,9 k_z$	$\frac{k_z}{1\,400\,000}$	0,5 P

*) Dieser rechnerisch ermittelte Wert gilt nur für ganz genaue Arbeit, wie z. B. bei Fig. 10 möglich; für rohe Schrumpfmittel muss man das Schrumpfmaass bis zum 20fachen Betrag grösser wählen, damit der Ring oder das Band auf das Horn geht und die gerechnete Selbstspannung s bzw. der Fugendruck $s \cdot f$ möglichst erreicht werden.

Tab. 2. Beispiele für die in Tab. 1 fettgedruckten Werte:

Grauguss auf Graug.	Schm.-Eis. auf Graug.	Stahl auf Grauguss
$k_z = 300 - 500$	600 — 1000 — 1500	1000 — 1500 — 2000
$\frac{\lambda}{l} = \frac{1}{5500} - \frac{1}{4000}$	$\frac{1}{2700} - \frac{1}{1700} - \frac{1}{1100}$	$\frac{1}{1700} - \frac{1}{1100} - \frac{1}{850}$

Beispiel: Schmiedeeiserne Verbindung mit zwei Schrumpfbändern sollen im Betrieb mit $P = 8400$ kg und dabei mit 800 kg/qcm beansprucht sein. Wir setzen nach Tab. 1 Fugendruck im Betrieb $= 0,2 \cdot 8400 = 1680$ kg; Querschnitt $f = 1,2 \cdot 8400 \cdot \frac{1}{800} = 12,6$ qcm; theoretisches Schrumpfverhältnis $= \frac{800}{1700000} = \frac{1}{2100}$.

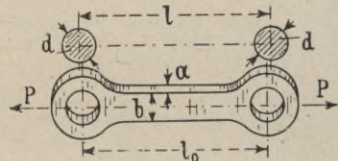
Schrumpflasche.

51 d. Bezeichnet:

l die Entfernung der feststehenden Bolzen in cm,

l_0 die Länge der Schrumpflasche in kaltem Zustande in cm,

$P, k_z, \omega, \lambda, f$ haben dieselbe Bedeutung wie vorher.



Für $\omega = 0,7$ wird (nach Tab. 2)

$$f \cdot k_z = 1,2 P \dots \dots \dots (12)$$

also nötiger Querschnitt

$$f = \frac{1,2 P}{k_z} \text{ in qcm} \dots \dots \dots (13)$$

Die Bolzen werden auf Abscheren beansprucht, durch die durch die Schrumpflasche geäusserte Zugkraft

Widerstand eines Bolzen Zugkraft der Schrumpflasche

$$\frac{\pi}{4} d^2 \cdot k_s = a \cdot b \cdot k_z \dots \dots \dots (14)^*$$

Nehmen wir nun zu dieser Überschlagsrechnung für den schmiedeeisernen Schrumpfring 1000 kg/qcm; für das gusseiserne Horn 250 kg/qcm, so wird

$$d = 1,15 \sqrt{a \cdot b} \text{ in cm} \dots \dots \dots (15)$$

ferner nach Tab. 2 Schrumpfmaass $\lambda = \frac{k_z}{1700000} \cdot l$ in cm (16)

*) Wird man den Querschnitt der Lasche gegenüber dem Querschnitt der Bolzen zu gross wählen, so können die Bolzen abreißen infolge der grossen Zugkraft in den Laschen. Beispiel: Reparatur eines gebrochenen Zahnrades mit nötigem Rechnungsweg befindet sich unter „Aufgaben u. Lösungen“ im Band II.

Länge der Schrumpflasche im kalten Zustande

$$l_0 = l - \lambda \text{ in cm} \dots \dots \dots (17)$$

Nach Gleich. 10 Fugendruck im Betrieb:

$$f \cdot k_z - P = 0,2 P \text{ in kg} \dots \dots \dots (18)$$

Nach Gleich. 9 Fugendruck in Ruhe: $s \cdot f$ in kg . . . (19)

Selbstspannung der Lasche $s = 0,8 k_z$ in kg/qcm . . . (20)

Schrumpfring und Schrumpfband.

51e. Diese Schrumpfmittel dienen zum Verbinden von Fundamenten, Rahmenteilen, Schwungradkränzen und dergl. Eine Bearbeitung des Hornes und der inneren Wandung des Schrumpfmittels findet meist nicht statt, so dass die rechnerischen Ergebnisse für die Grösse des Schrumpfmassses nicht verwendbar ist; wir wissen deshalb auch über wirklichen Fugendruck, Selbstspannung und Beanspruchung im Betriebe nichts genaues, man suche aber die berechneten oder zugrunde gelegten Werte nach Möglichkeit zu erreichen.

Bestimmung der Abmessungen.

I. Der Schrumpfring.

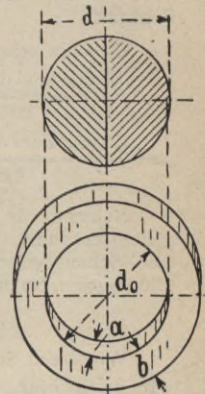
Wir setzen wie im vorhergehenden $\omega = 0,7$, also Fugendruck $= 0,2 P$, so ist nötiger Querschnitt

$$f = \frac{1,2 \cdot P}{k_z} \text{ in qcm} \dots \dots \dots (21)$$

worin P die Betriebsspannung in kg.

Zur Bestimmung des Ringdurchmessers d

müssen wir die Festigkeit des Hornes berücksichtigen, letzteres wird auf Abscheren beansprucht durch die durch den Schrumpfring geäusserte Zugkraft.



$$\frac{\text{Widerstand des halben Hornes}}{\frac{1}{8} \pi \cdot d^2 \cdot k_s} = \frac{\text{Zugkraft des Schrumpfringes}}{2 a \cdot b \cdot k_z} \dots \dots (22)$$

Nehmen wir nun zu dieser Vergleichsrechnung: für den Schrumpfring aus Schmiedeeisen 1000 kg/qcm, für das Horn aus Gusseisen 250 kg/qcm, so wird nach Gleich. 22:

$$d = 4,5 \sqrt{a \cdot b} \text{ in cm} \dots \dots \dots (23)$$

bei quadratischem Querschnitt des Ringes demnach $d = 4,5 a$.

Wie schon erwähnt, müssen wir hier (für gewöhl. rohe Ausführung) die Zugabe für den Schrumpf nach Gefühl wählen und gilt für den Praktiker auch die Regel: „Geht er drauf, wird er fest?“ Man wählt also die innere Bohrung der

Ringe möglichst klein und zwar auf 100 mm etwa 1 mm weniger Durchmesser als den Horndurchmesser.

Tab. 3. Beispiele zu Gleich. 21 u. 22 ($k_z = 600$ kg/qcm).*)

Verbindung aus zwei Schrumpfringen mit quadratischem Querschnitt der Ringe.

$P = 10000$	20000	40000	60000	80000	100000	kg,
$a = 2,2$	3,2	4,5	5,5	6,3	7,1	cm,
$d = 10$	14	20	25	28	32	cm.

2. Schrumpfband (länglicher Schrumpfring).

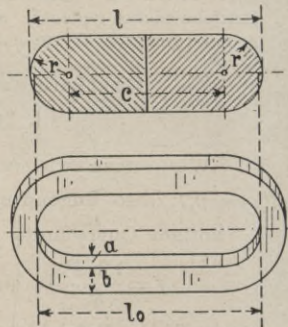
Hier wird ebenfalls

$$\text{nötiger Querschnitt } f = \frac{1,2 P}{k_z} \dots \dots \dots (23)$$

Zur Bestimmung der Maasse l und r müssen wir die Festigkeit des Hornes berücksichtigen, letzteres wird auf Abscheren beansprucht durch die durch den Schrumpfring geäußerte Zugkraft.

Es muss sein

$$\frac{\text{Widerstand des halben Hornes}}{0,93 r \cdot l \cdot k_s} = \frac{\text{Zugkraft des Schrumpfbandes}}{2 a \cdot b \cdot k_z} \dots \dots \dots (24)$$



Nehmen wir nun zu dieser Vergleichsrechnung für den Schrumpfring aus Schmiedeeisen 1000 kg/qcm, für das Horn aus Gusseisen 250 kg/qcm, so wird beispielsweise für $2r = \frac{1}{3} l$:

$$r = 1,2 \sqrt{a \cdot b} \text{ in cm; } l = 6 r \dots \dots \dots (25)$$

Wie beim Schrumpfring (vergl. vorige Seite unten) machen wir auch hier die lichte Länge des Bandes auf 100 mm etwa 1 mm kleiner als die Hornlänge.

Tab. 4. Beispiele zu Gleich. 23 u. 24 ($k_z = 600$ kg/qcm).*)

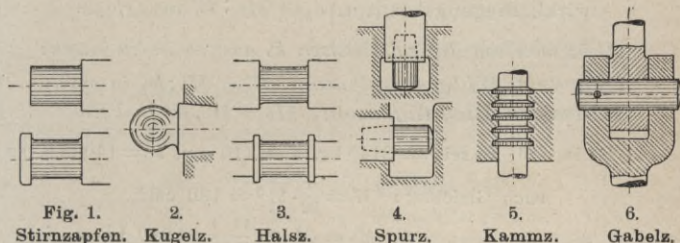
Verbindung besteht aus zwei Schrumpfbändern mit quadratischem Querschnitt.

$P = 10000$	20000	40000	60000	80000	100000	kg,
$a = 2,2$	3,2	4,5	5,5	6,3	7,1	cm,
$l = 15$	22	31	38	44	50	cm.

*) Ermittelt man bei Schwungradkränzen die Kraft P aus der normalen Tourenzahl, so sollte nur $k_z = 400$ bis 500 kg/qcm gesetzt werden; dann sind die Werte für P auf $\frac{4}{5}$ bis $\frac{3}{5}$ zu reduzieren.

Zapfen und Lager. (52—55.)

52 a. Man unterscheidet im allgemeinen folgende Arten der Zapfen:



I. Der Stirnzapfen (52)

wird als Tragzapfen (vergl. Wellen), besonders auch als Kurbelzapfen (vergl. Kurbeln) häufig angewandt.

Die Länge des Zapfens meist $1,5 d$ bis $2 d$ }
für Kurbelzapfen $0,9 d$ „ $1,3 d$ } (1)

Ausführung massiv (Stahl), seltener hohl (Stahlguss oder Grauguss).

Berechnung auf Festigkeit.

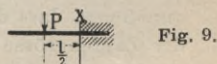
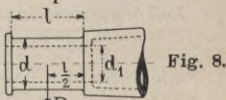
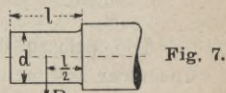
52 b. Der gefährliche Querschnitt liegt bei x (Fig. 8—9). Der Übergang soll stark abgerundet sein, keine scharfe Eindrehung (vergl. Regel 96).

Es bezeichne:

P Zapfendruck in kg, *)

d, d_1 Zapfendurchm. in cm nach Fig 7 bis 8,

l Zapfenlänge in cm,



*) Bei Tragzapfen ermittelt als Auflagerdruck nach § 40 h, bei Kurbelzapfen als Gestängedruck nach § 58 Kurbeln.

so wird:

$$\text{Widerstandsmoment} \left\{ \begin{array}{l} \text{für volle Zapfen (Fig. 7): } W = \frac{\pi}{32} \cdot d^3 \text{ in cm}^3 \quad (2) \\ \text{„ hohle „ („ 8): } W = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d^4 - d_1^4}{d} \text{ in cm}^3 \quad (3) \end{array} \right.$$

$$\text{Bieugungsmoment } M_b = P \cdot \frac{l}{2} \text{ in kgcm} \quad (4)$$

$$\text{winkl. Biegungsbeanspr. } \sigma_b = M_b : W \text{ in kg/qcm} \quad (5)$$

Geht man von der zul. Beanspr. k_b aus, so ist zu setzen:

$$\text{erforderl. Widerstandsmom. } W = M_b : k_b \text{ in cm}^3 \quad (7)$$

$$\text{zulässiges Bieugungsmom. } M_b = W \cdot k_b \text{ in kgcm} \quad (8)$$

Beispiel: Es sei $P = 3140$ kg, $d = 110$ mm, $l = 140$ mm, so ist

$$\text{nach Gleich. 2: } W = \frac{\pi}{32} \cdot 11^3 = 130 \text{ cm}^3,$$

$$\text{„ „ 4: } M_b = 3140 \cdot \frac{14}{2} = 21980 \text{ kgcm},$$

$$\text{„ „ 5: } \sigma_b = 21980 : 130 = 170 \text{ kg/qcm}.$$

Prüfung auf Heisslaufen.

52 c. Das Warmlaufen der Lager kann seine Ursache haben in der Konstruktion, der Ausführung, der Montage oder der Wartung und zwar nennt Kieselbach:

1. zu hohen Flächendruck q ,
2. zu hohe Umfangsgeschw. des Zapfens bei gegebenem Flächendruck q (Reibungsarbeit zu gross),
3. zu hohe Pressung durch Kräfte, die infolge mangelhafter Konstruktion auftreten, z. B. federnde Welle,
4. ungeeignetes Lagermaterial,
5. unzweckmässige Zuführung der Schmiermittel,
6. Stösse.

Die Reibung im Zapfenlauf erzeugt Wärme und zwar ist nach § 29 q

$$\frac{\text{Reibungsarbeit in Sekmkg}}{424} = \text{Anzahl Kalorien} \quad (9)$$



welche an die das Lager umgebende Luft oder durch Wasserkühlung in der Sek. abgegeben werden müssen. Wir dürfen annehmen, dass die Wärmeableitungsfähigkeit proportional mit der Zapfengrösse wächst, können also den zul. Reibungsbetrag auf den qcm Zapfenfläche beziehen.

Bezeichnet wieder: P Zapfendruck in kg, d Zapfendurchm., l Zapfenlänge in cm, so wird:

$$\text{Flächendruck } q = \frac{P}{d \cdot l} \text{ in kg/qcm (vergl. Tab. 1) . . . (10)}$$

$$\text{Geschwind. der Reibfläche: } v = \frac{d}{100} \cdot \frac{\pi \cdot n}{60} \text{ in Mtr./Sek. . . (11)}$$

$$\text{Reibungsarbeit } A = 1,27 \cdot q \cdot v \cdot \mu \text{ in Sekmkg *) . . . (12)}$$

Der Reibungskoeffizient μ schwankt und zwar:

$$\mu = 0,1 \text{ bis } 0,06, \text{ im Mittel } 0,08 \text{ für neue Zapfen . . . (13)}$$

$$\mu = 0,06 \text{ „ } 0,02, \text{ „ „ } 0,04 \text{ „ gut eingelaufene Zapfen (14)}$$

Wir wollen setzen $1,27 \cdot \mu = 0,05$, so wird:

$$\text{Reibungsarbeit } A = q \cdot v \cdot 0,05 \text{ Sekmkg f. d. qcm Lagerfläche (15)}$$

Tab. 1. Zulässige Werte für q
mit Berücksichtigung Bachscher Zahlen.

Zapfenmaterial	Lagerung	q_{max}	Verwendung
Gehärtet. Stahl	gehärteter Stahl	150 kg/qcm	{ eingeschliff. Stahl- buchsen Kurbelzapfen gehärt. " "
" "	Rotguss	90 "	
" "	Weissguss	75 "	
Ungehärt. Stahl	Rotg. o. Weissg.	60 "	{ Kurbelzapfen, bess. Transmission
Schmiedeeisen	Bronze o. Weissg.	40 "	
"	Gusseisen	30 "	Sellerlager f. Transm.
"	Pockholz unter Wasser	25 "	Lager d. Wasserräder

Tab. 2. Zulässige Reibungsgrösse A
in Sekmkg für d. qcm Lagerfläche.

Lager für	Lagerrumpf feststehend		mit natürl. Luftzirkulation			
	q_{max}	A	einfacher		doppelter	
			q_{max}	A	q_{max}	A
Transmissionen	60	0,5 bis 1,3				
Hauptlager für Motoren .	20	0,7 „ 1,5				
Achsen der Fahrzeuge .			50	2 bis 2,5		
Kurbelzapfen f. Motoren			90	1,3 „ 1,8		
" „ Lokomot.					120	3 bis 6

*) Die Zahl 4: $\pi = 1,27$ berücksichtigt die radiale Verteilung des Lagerdruckes nach § 34 k u. 34 g.

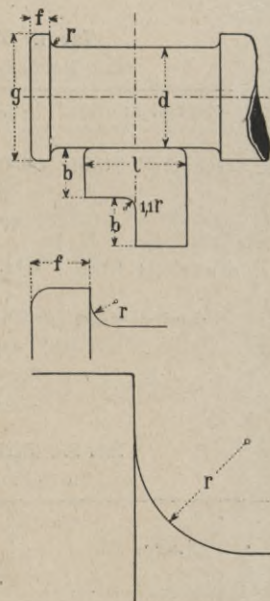
Beispiel: Transmissionslager $P = 5000$ kg, $d = 10$ cm, $l = 18$ cm
gibt nach Gleich. 10, 11 und 15 für:

$$n = 100 \quad | \quad q = 28; \quad v = 0,5; \quad A = 0,7; \quad \text{nach Tab. 2 noch zulässig.}$$

$$n = 300 \quad | \quad q = 28; \quad v = 1,5; \quad A = 2,1; \quad \text{,, ,, 2 nicht zulässig.}$$

Tab. 3. **Stirnzapfen** und Schablone zur Abrundung der Lagerläufe.

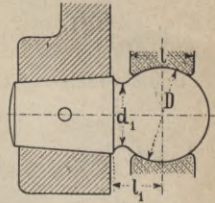
d	e	f	g	r	l	b
40	5	8	50	3	40	20
50	6	10	62	3	50	25
60	7	10	74	3	60	30
70	8	10	86	4	70	35
80	9	12	98	4	80	35
90	10	12	110	4	90	35
100	10	12	120	5	100	40
110	11	15	132	5	110	40
120	12	18	144	6	120	50
130	12	18	154	6	120	50
140	13	20	166	7	120	50
150	13	20	176	7	120	50
160	14	22	188	8	120	50
170	14	22	198	8	120	50
180	15	25	210	9	120	50
190	16	25	222	9	120	50
200	18	25	236	10	130	50
220	19	30	258	10	130	50
240	20	30	280	12	130	50
260	21	30	302	13	130	50
280	22	30	324	14	130	50
300	24	30	348	15	130	50
320	25	30	370	16	140	50
340	26	35	392	17	140	50
360	28	35	416	18	140	50
380	30	40	440	20	140	50
400	31	40	462	20	140	50
450	35	45	520	22	140	50
500	38	50	576	25	140	50



r ist die Abrundung des Lagerlaufes, $1,1 \cdot r$ die entsprechende Abrundung der Lagerschale.

II. Kugelzapfen.

52 e. Diese finden Anwendung als Kurbelzapfen besonders dann, wenn die genaue Lage des Zapfens nicht immer mit Bestimmtheit gewahrt werden kann, z. B. bei Sägegattern.



Wenn *d* der berechnete Durchm. des gleichbelasteten zylindrischen Stirnzapfens, so kann werden:

$$D = 1,4 d; d_1 = 0,63 D; l = 0,7 D; l_1 = 0,5 D \dots (16)$$

Für die Festigkeit gilt hier

$$M_b = P \cdot l_1 \text{ in kgcm, } \sigma_b = M_b : W \text{ in kg/qcm} \dots (17)$$

worin $W = \frac{\pi}{32} \cdot d_1^3$ in cm^3 das Widerstandsmom. d. Querschn. d_1 (18)

$$\text{Zulässig für Stahl } 600-900 \text{ kg/qcm} \dots (19)$$

Für das Heisslaufen gelten dieselben Erläuterungen wie unter Stirnzapfen, jedoch ist hier zu setzen:

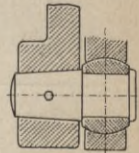
$$\text{Flächendruck } q = \frac{P}{D \cdot l} \text{ in kg/qcm} \dots (20)$$

$$\text{Umfangsgeschw. } v = \frac{D}{100} \cdot \frac{\pi \cdot n}{60} \text{ in Mtr./Sek.} \dots (21)$$

$$\text{Reibungsarbeit } A = q \cdot v \cdot 0,05 \text{ Sekmkg f. d. qcm Lagerfläche} (22)$$

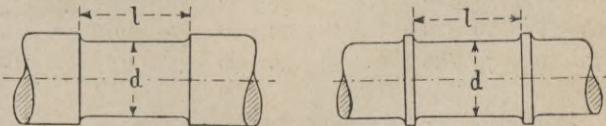
Betr. der zul. Werte für die Reibungsgrösse *A* gilt Tab. 1 in 52 c.

Man bildet auch wohl die Lagerschalen aussen kugelig aus, wie beistehende Figur zeigt.



III. Halszapfen.

52 f. Wenn auch die Berechnung kleineren Durchmesser ergibt als der Wellendurchm., so macht man doch nicht selten den Halszapfendurchm. gleich dem Wellendurchmesser, es werden dann ringförmige Ansätze angeordnet.

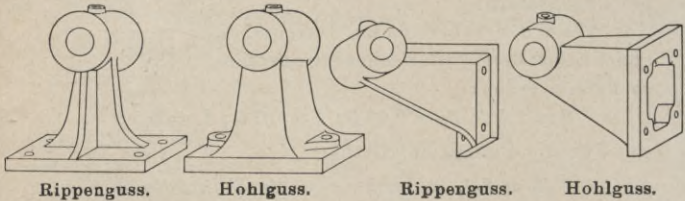


Abrundung des Laufes nach Tab. 3.

Betr. **Flächendruck** und **Warmlaufen** gilt dasselbe wie beim zylindrischen Stirnzapfen.

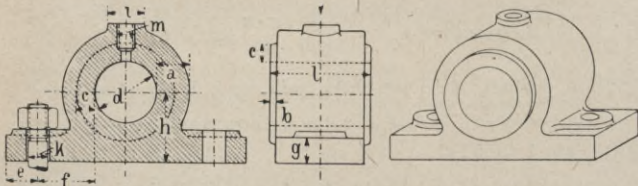
Die Lagerung der Zapfen. (53.)

53 a. Auglager finden Anwendung für Lagerungen untergeordneter Bedeutung und werden hergestellt aus Grauguss, Schmiedeeisen oder Rotguss nur für sehr kleine Abmessungen.



Die Form des Fusses richtet sich nach der jeweiligen Verwendbarkeit, doch ist auch hier zur Erzielung besseren Aussehens der Hohl-guss dem Rippenguss stets vorzuziehen, wie vorstehende Abbildungen zeigen.

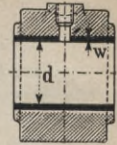
Tab. 1. Hilfsmaasse für Auglager aus Grauguss.



d	h_{min}	a	b	c	e	f	g	i	k	m	w
15—20	25	10	2	5	12	20	10	20	$\frac{3}{8}''$	—	3
25—30	35	15	3	8	15	30	15	20	$\frac{3}{8}''$	—	4
35—40	45	20	4	12	20	37	15	30	$\frac{1}{2}''$	13	5
45—50	55	25	5	15	25	45	20	30	$\frac{5}{8}''$	13	6
55—60	60	25	6	15	30	50	20	30	$\frac{3}{4}''$	13	7
65—70	70	30	7	18	32	56	25	40	$\frac{3}{4}''$	16	8
75—80	75	30	8	20	35	60	25	40	$\frac{7}{8}''$	16	8

Lagerbreite $l = 1,5$ bis $2 d$; Fushöhe h je nach Verwendungszweck mindestens $h = (\frac{1}{2}d + a) + 5$ mm; Schmiergefäß nach Regel 123, Seite 68. Die kleinen Auglager erhalten meist nur einfache Schmierlöcher ohne Gewinde.

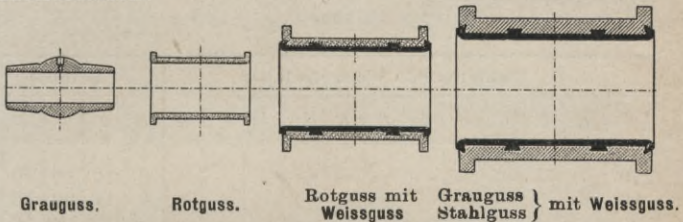
Etwas mehr Sicherheit gegen Verschleiss als Grauguss bietet die Anordnung einer **Rotgussbuchse**. Wandstärke w nach letzter Spalte der Tab. 1.



Lagerschalen.

I. Das Material.

53 b. Gusseiserne Lagerschalen kommen meist nur für Sella-lager (vergl. Transmission) in Betracht, sonst haben wir zu unterscheiden:



Die Wahl des Materials der Schalen richtet sich ganz nach dem jeweiligen Zweck. Für Schulaufgaben kann man annehmen: Bei Durchmesser bis 100 mm Rotguss, für 100 bis 250 mm Rotguss mit Weissguss, für grössere Lager Grauguss mit Weissguss; sind Stösse zu befürchten, wähle man Stahlguss mit Weissgussfutter.

II. Die Abmessungen der Schalen.

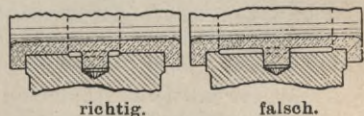
Anhaltspunkte für die Abmessungen der Schalen gibt die Tab. 2 (folgende Seite). Abweichungen hiervon sind selbstverständlich gestattet, auch häufig geboten.

III. Das Äussere der Schale.

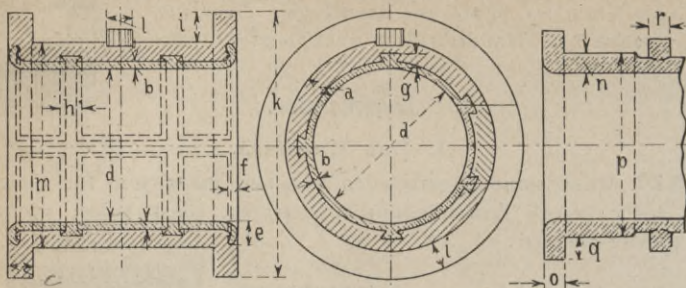
Am gebräuchlichsten ist die **zylindrische** Ausführung, denn diese Form gestattet ein bequemes Bearbeiten der Schale und des Lagerkörpers auf der Drehbank.



Die Lagerschalen sollen an der dem Lagerkörper zugedrehten Seite möglichst **ganz aufliegen**. Je kleiner die Auflagefläche, um so empfindlicher ist das Lager gegen Stösse.



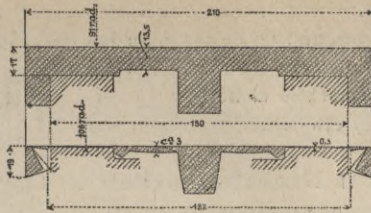
Tab. 2. Lagerschalen. Millimeter.



d	Stahlguss mit Weissgussfutter											Rotguss				
	a	b	c	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r
70	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	8	10	86	10	20
80	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	9	11	98	10	20
90	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	10	12	110	10	22
100	20	6	16	16	10	12	15	16	172	24	140	10	12	120	10	24
110	22	6	16	18	10	12	15	18	190	24	154	11	13	132	12	24
120	22	6	18	20	12	12	16	18	200	26	164	12	14	144	12	26
130	24	7	18	20	12	14	16	20	218	26	178	12	15	154	12	26
140	26	7	20	21	13	14	17	20	232	28	192	13	16	166	14	28
150	28	7	22	22	13	14	17	22	250	28	206	13	16	176	14	28
160	30	8	24	23	14	16	18	24	268	30	220	14	17	188	16	30
170	30	8	26	23	14	16	18	24	278	30	230	14	18	198	16	30
180	32	8	28	24	16	16	19	26	296	32	244	15	18	210	18	32
190	33	9	30	26	16	17	19	28	312	34	256	16	19	222	18	34
200	35	9	32	27	18	17	20	30	330	36	270	18	20	236	20	36
220	38	9	34	28	18	17	21	33	342	38	276	19	22	258	22	36
240	41	10	36	30	20	18	22	36	394	40	322	20	24	280	24	40
260	44	10	38	30	20	18	23	38	424	40	348	21	25	302	26	40
280	44	10	40	32	21	18	24	40	448	42	368	22	26	324	28	42
300	50	11	42	34	21	19	25	44	488	42	400	24	28	348	30	42
320	53	11	44	34	22	19	26	46	518	44	426	25	30	370	32	44
340	56	11	46	36	22	19	27	50	552	46	452	26	33	392	34	46
360	59	12	48	38	23	21	28	54	586	48	478	28	34	416	36	48
380	62	12	50	38	23	21	29	58	620	48	504	30	35	440	38	48
400	65	12	52	40	24	21	30	60	650	50	530	31	36	462	40	50
450	72	12	54	42	25	21	32	65	724	52	594	35	40	520	45	52
500	80	15	56	44	26	25	34	70	800	54	660	38	44	576	50	54

In der mittleren Abbildung zeigt die linke Hälfte den Querschnitt eines zweiteiligen, die rechte Hälfte denjenigen eines vierteiligen Lagers (vergl. Fig. 9 in 53d). Abrundung des Lagerlaufes nach Tab. 3 in 52d, Kragen nach IV nächste Seite.

Wie sich das Material infolge andauernder Stösse durchdrücken und zugleich in die Länge strecken kann, zeigen nebenstehende Abbildungen. (Z. d. V. d. Ing. 1890, Seite 931.)

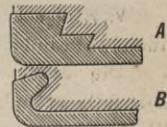
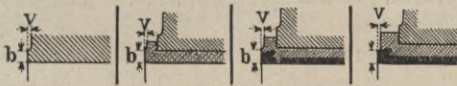


Im neuen Zustand.

nach 8jährigem Betrieb.

IV. Die Kragen der Lagerschalen.

Die Stirnflächen der Lagerschalen erhalten vorteilhaft eine Andrehung bezw. einen Vorsprung.



Breite b etwa $\frac{3}{4}$ Schalenwandstärke.
Vorsprung v etwa 2 bis 5 mm.

Für 250 Durchm.,
Masstab 1:3.

Sonst beachte man noch Regel 63 bis 65, Seite 52, und Regel 92, sowie Tab. 2 vorige Seite.

Form der Weissgussausgiessung nach A oder B in Abbild. rechts.

V. Sicherung gegen Sichselbstlösen.

53 c. Der bei Lagern bis 150 mm Durchm. vielfach angewessene Arretierzapfen (Fig. 1) soll das Sichselbstdrehen verhindern, lässt sich aber schlecht einpassen.



Fig. 1.

Der eingeschraubte Stift K in Fig. 2 oder die lose Einlage K in Fig. 3 erscheint vorteilhafter, besonders für grosse Lager.

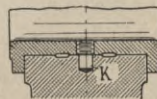


Fig. 2.

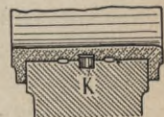
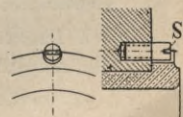


Fig. 3.

Noch einfacher dürfte die Anwendung einer Schraube S nach Fig. 4—5 sein. Diese Ausführung ist bei grösseren Lagern gebräuchlich.



Fig. 4 u. 5.



Bei Kurbelzapfenlagern, Kugelpapfenlagern und dergl. lässt man den Schraubenbolzen einige Millimeter in die Lagerschale eintreten und verhindert so ein Sichselbstdrehen der Schalen.



Fig. 6.

VI. Nachstellbarkeit der Lagerschalen.

53 d. Zweiteilige Lagerschalen für Wellenlagerung erhalten in der Regel keine besonderen Einrichtungen zur Nachstellung. Man hilft sich hier, indem man an den Stossfugen etwas wegnimmt und die Lagerschalen durch Anziehen mit dem Deckel wieder zum Anliegen bringt.

Vierteilige Lagerschalen gestatten ein bequemerer Nachstellen, auch während des Betriebes.

Die äussere Umgrenzung der Schalen mache man hier ebenfalls zylindrisch, dann lassen sich dieselben in folgender Weise bearbeiten:

Nachdem die einzelnen Schalen-teile gehobelt und zusammengelötet oder mit Stiften fixiert sind, werden dieselben ausgebohrt, der Kragen abgedreht (*Fig. 1*), auseinander genommen, zusammengelötet nach *Fig. 2*, aussen gedreht und in den Lagerrumpf eingepasst.

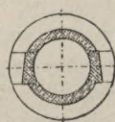


Fig. 1.

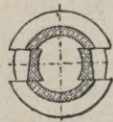


Fig. 2.

Lager mit seitlicher Schraubenstellung.

Um möglichst genaue Einstellung zu erzielen, nimmt man meist feines Gewinde; doch findet man auch flaches und Whitworth-Gewinde.

Bei Ausführung nach *Fig. 4* (Gewinde nicht direkt in den Lagerkörper geschnitten) muss der Kragen der Rotgussbüchse bei x genügend stark gehalten sein.

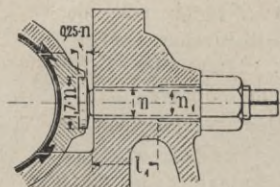


Fig. 3.

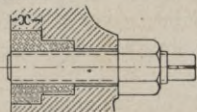


Fig. 4.

Bezeichnet:

P den Lagerdruck in kg,

z die Anzahl der Gewindegänge auf die Länge l_1 ,

$f = z \cdot \frac{\pi}{4} (n^2 - n_1^2)$ die Druckfläche des Gewindes in qcm (1)

so wird: Flächendruck $q = P:f$ in qcm (2)

zulässig $q = 100-250$, im Mittel 180 kg/qcm (3)

Tab. 5. Vorläufige Abmessungen (je 2 Druckschrauben).

Lagerdurchm.	$d = 100$	150	200	250	300	350 mm
Schraubendurchm.	$n = 26$	35	48	58	64	70 "
Kragenhöhe . .	$x = 30$	40	55	70	75	80 "

Gewindelänge l_1 vorläufig $= 3 \cdot n$.

Bei Ausführung Fig. 5 ist das Mittelstück zur Vermeidung etwaigen Verziehs beim Warmwerden besonders kräftig gehalten. Damit die Mittelschale ohne Hochheben der Welle herausgenommen werden kann, ist bei A eine Abrundung vorgesehen.

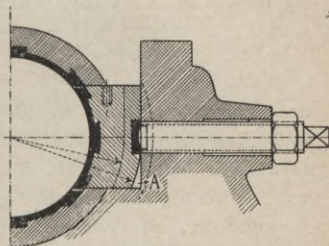


Fig. 5.

Lager mit seitlicher Keilstellung.

In Fig. 6 besitzt das Keilstück Gewinde, so dass durch Drehen der Schraube am oberen Vierkant jede beliebige Keilstellung erzielt werden kann.

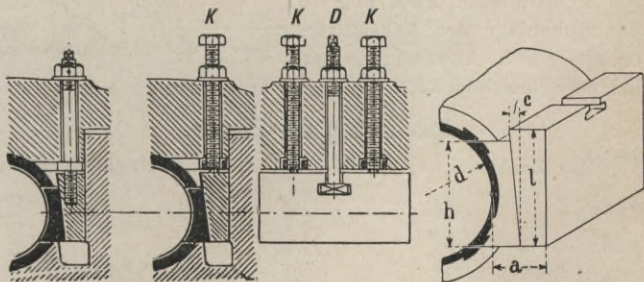


Fig. 6.

Fig. 7.

Fig. 8.

Fig. 9.

In Fig. 7-8 geschieht das Verstellen und Festhalten des Keiles mittelst der Schrauben KK und der Hakenschraube D .

Tab. 6. Vorläufige Abmessungen.

Lagerdurchm.	$d = 100$	150	200	250	300	400	500 mm
Schraube .	$D = 16$	16	23	23	26	29	32 "
Schrauben .	$K = 13$	13	16	16	20	23	26 "
Entfernung .	$a = 48$	58	75	90	105	120	140 "

Neigung des Keiles $c:l = 1:15$.

Höhe $h = 0,65 d - 0,7 d$.

Verstellbarkeit des Achsmittels.

53 e. In *Fig. 10* lässt sich vermittelst der Schrauben *SS* das Lagermittel der Längsrichtung beliebig verstellen, wie dieses z. B.

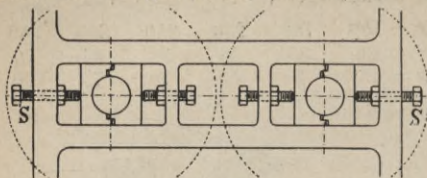


Fig. 10.

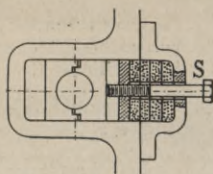


Fig. 11.

an Tonwalzwerken u. dergl. nach Abnutzung der Walzen erforderlich wird. Hier finden auch Gummipuffer nach *Fig. 11* Anwendung, so dass bei etwa zwischen die Walzen kommenden harten Gegenständen (Eisenstücke, Steine) ein seitliches Ausweichen der Achse eintreten kann.

Beim Seller-Lager nach *Fig. 12* wird eine Änderung in der Höhenlage des Achsmittels erzielt durch Anwendung der beiden Schrauben *SS*.

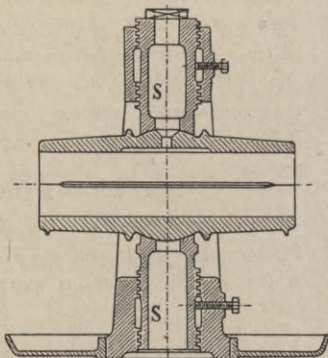
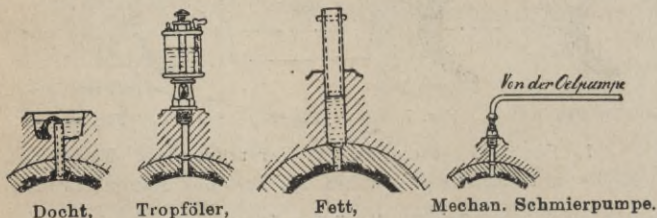


Fig. 12 Seller.

Schmierung der Zapfen.

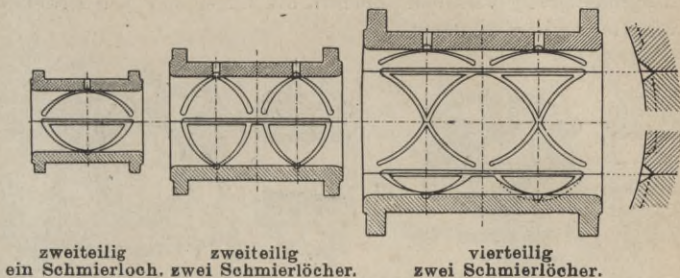
53 f. Das Zuführen des Schmiermaterials geschieht vermittelst:



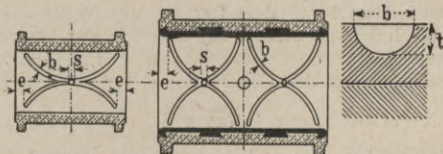
Abgesehen von der Ringschmierung (§ 53 g) ist die **Tropfschmierung** mit sichtbaren Öltropfen am gebräuchlichsten, vergl. Regel 123, Seite 68; Fettschmierung nur für besondere Zwecke, vergl. Regel 122, während die mechanische Ölzuführung bei Dampf- und Gasmaschinen zur Verwendung kommt, vergl. Regel 135—138, Seite 73—74.

Schmierlöcher und Schmiernuten.

Das Öl soll zuerst die obere Schale benetzen und dann nach der unteren Schale treten, ohne an den Seiten oder den Stirnflächen entweichen zu können.



Tab. 3. Ausführungsmaasse für Schmiernuten und Schmierlöcher.

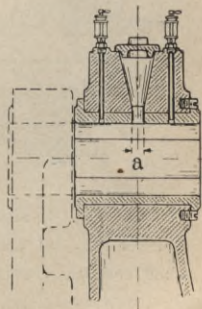


Lagerdurchmesser mm .	100	150	200	250	300	350	400	450	500
Breite b	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Tiefe t	3	4	5	5	6	6	7	7	8
Abstand e	10	15	20	25	30	35	40	45	50
Schmierlöcher {	Anzahl	1	1	2	2	2	2	2	2
	Durchm. s	10	11	12	14	16	18	20	20

Für grössere Lager verhältnissmässig schnellaufender Wellen verseehe man den Lagerdeckel mit einer besonderen Öffnung, durch welche im Bedarfsfalle grössere Menge Schmieröl oder Kühlmittel eingeführt werden können.

Tab. 4.

Wellendurchm.	200	250	300	400	500 mm
Lochdurchm. a	= 30	40	70	100	130 „



53 g.

Die Ringschmierung

hat im letzten Jahrzehnt eine ausserordentliche Verbreitung gefunden. Transmissionslager z. B. werden fast ausschliesslich mit Ringschmierung versehen, ebenso die Lager der Kurbelwellen von Gasmotoren u. dergl.

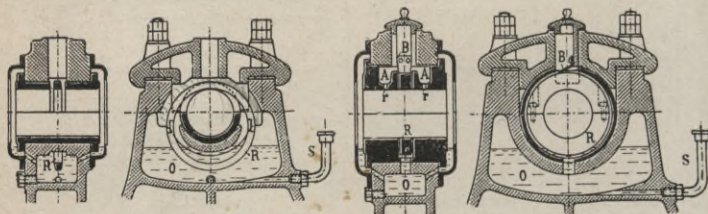


Fig. 1, mit losem Ring.

Fig. 2, mit festem Schmierring.

Ausführung mit festem Schmierring nach Fig. 2.

Hier wird das Öl von dem fest auf der Welle sitzenden Ring *R* durch das Blech *B* abgestrichen und fliesst in die Aussparungen *A*, von hier aus gelangt es durch die Löcher *r* zur Welle. Rohrknies *S* dient zur Beobachtung des Ölstandes.

Ausführung mit losen Schmierringen:

Der lose Ring *R* (Fig. 1) wird durch die Welle zum Rotieren gebracht, nimmt hierbei Öl aus dem Behälter *O* mit und gibt es oben an den Lagerlauf ab.

Am gebräuchlichsten ist die Ausführung mit zwei Schmierringen. Die Ölkammern *OO* sind in Fig. 3 miteinander verbunden durch Kanal *K*. Die Füllöffnung *F* ist gleichzeitig Schauloch für die Schmierringe. Die Schrauben *e* dienen zum Entleeren des Ölbehälters. Schraube *N* entspricht dem normalen Ölstand.

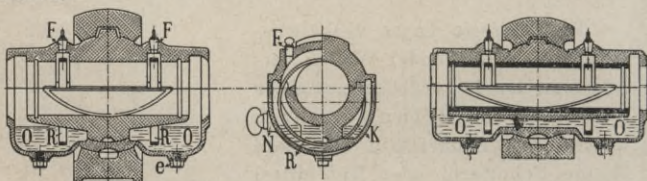


Fig. 3.

Fig. 4.

In Fig. 4 sind die Ölbehälter *O* unmittelbar verbunden. Ausserdem ist angedeutet, wie man die Lager mit Weissgussausgiessung versehen.

Nachstehende Regeln wolle man beachten:

Bei Anwendung von an die Lagerschalen anstossenden Bunden, Stellringen oder Spritzringen (*Fig. 5*) will man die Beobachtung gemacht haben, dass der mittlere Lagerlauf nach einiger Betriebszeit zum Fressen neigt, weil das von den Spritzringen abfliessende Öl saugend wirkt und das Öl nach aussen zieht, der Lagerlauf zwischen den Ringen infolgedessen kein Öl bekommt.

Eine andere Ansicht ist folgende: Der nach innen gedrängte Teil des Öles kann, wie in *Fig. 5* angedeutet, innen nicht entweichen und sich demnach nicht erneuern.

Jedenfalls ist es zweckmässig, zwischen den Ringen eine **Öffnung a** nach unten anzubohren (*Fig. 5*), durch welche das Öl des mittleren Lagerlaufes entweichen kann.

Damit das Öl, welches zu beiden Seiten des Lagerlaufes austritt und an den Spitzringen abtropft, nicht verloren geht, werden Hauben *F* angeordnet, die das Öl durch die Löcher *r* dem Ölbehälter des Lagers wieder zuführen. In *Fig. 5—6* ist diese Haube am Lagerkörper anzupassen.

Etwaigen **Stellringen** auf der Welle gebe man eine Form nach *Fig. 7*. Die äusseren Flächen des Lagers erhalten kein Öl, eignen sich deshalb nicht als Anlauffläche. Der abgesetzte Teil des Stellringes ist mit einer Eindrehung (Spritzring) zum Abschleudern des Öles (innerhalb der Ölkammern) zu versehen.

Bei **schneller Drehung** der Welle schwingt der **Schmierring** aus seiner senkrechten Lage (*Fig. 8*). Hierbei darf er weder am Deckel noch am Lagerkörper anstreifen, was ein Gleiten des Ringes auf der Welle zur Folge hätte, vergl. Regel 125, Seite 69.

Vorteilhaft mache man den **Ring zweiteilig**, nach *Fig. 9*, da man denselben dann leichter entfernen kann, ohne die Welle ausbauen zu

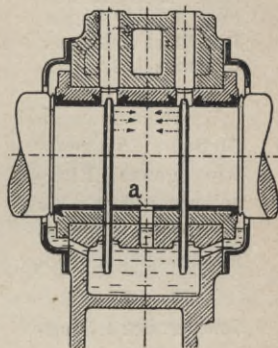


Fig. 5.

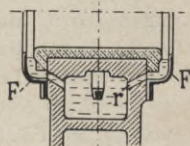


Fig. 6.

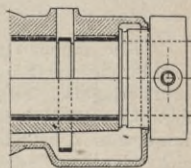


Fig. 7.



Fig. 8.

müssen. An der Teilstelle wird der Ring schwalbenschwanzartig ineinander gesetzt und durch ein Schraubchen *s* gesichert.

Fertige Schmier-
ringe nach Ausführung *Fig. 10* liefern:
Berghänel & Lindner,
Chemnitz i. S.

Abmessungen
für Schmierringe so-
wie ganze Ring-
schmierlager sind in
d. Abschn. „Trans-
missionen“ gegeben.

Die Art der
Schmiernuten d. Ring-
schmierlager weicht
wegen der eigen-
artigen Form der
Oberschale von der-
jenigen anderer La-
ger (vergl. § 53f)
etwas ab, wie *Fig. 11*
und *12* veranschauli-
chen.

Eine eigenartige
Ausführung eines Ring-
schmierlagers zeigt
Fig. 13. Auf jeder
Lagerseite befindet
sich eine zweiteilige
Kapsel, welche gegen
den Lagerkörper ab-
gedichtet ist. Auf die
Welle wird eine zwei-
teilige Schöpfscheibe
a aufgesetzt und fest-
gehalten durch den
Bundring *b*. Ein ka-
stenförm. Abstreifer *c*
streift das Öl von der
Scheibe *a* und führt
es durch das Rohr *d*
wieder zum Lager (Z.
d. V. d. Ing., 1904,
Seite 106).

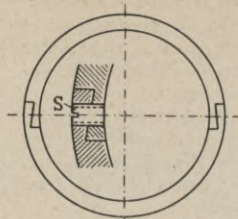


Fig. 9



Fig. 10.

Fig. 11. Oberschale.

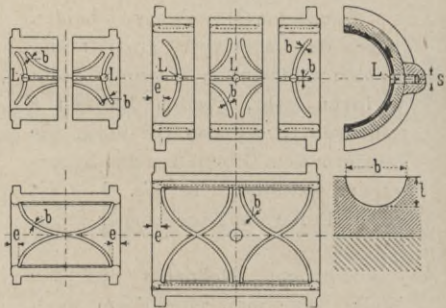


Fig. 12. Unterschale.

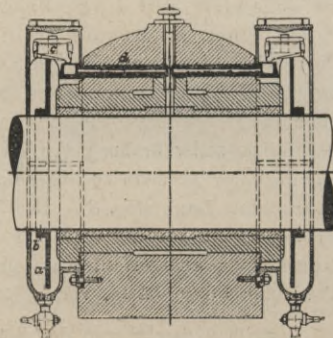
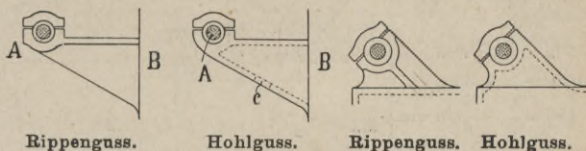


Fig. 13.

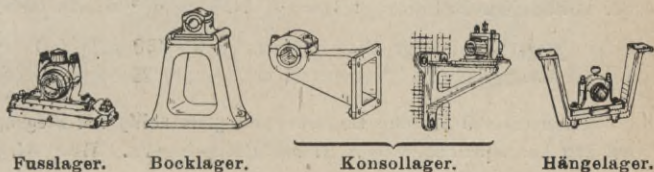
Der Lagerkörper.

53 h. Je nach dem vorliegenden Zweck kommen für die Lagerkörper verschiedene Formen in Anwendung, doch soll auch hier nach Möglichkeit Rippenguss vermieden werden.



Soll z. B. Lagerung *A* mit dem Teil *B* aus einem Stück gegossen werden, so hat man nicht Rippenguss, sondern **Hohl-guss** zu wählen. Die nötige Kernöffnung kann an der unteren Begrenzung bei *c* angeordnet werden.

In den meisten Fällen ist der Lagerkörper ein Teil für sich. Nachstehende Abbildungen zeigen einige gebräuchliche Typen:



Ausführungsmaasse für diese Lager befinden sich im Abschnitt „Transmissionen“.

Die Berechnung auf Festigkeit.

Die zweckentsprechenden Abmessungen der gebräuchlichsten Lagerkörper und Lagerdeckel haben sich im Laufe der Zeit in der Praxis von selbst ergeben, berechnen lassen sich nur wenige Stärken.

Im allgemeinen soll der Lagerdruck sowohl vom Lagerkörper als auch vom Lagerdeckel aufgenommen werden können.

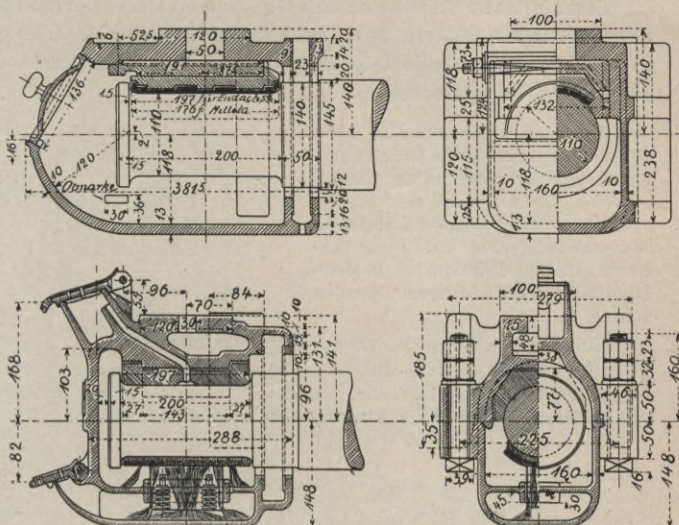
Bezeichnet:

P den Lagerdruck in kg,

b die Breite an der gefährdeten Stelle in cm,

so ergeben sich als Biegemomente nach den Regeln in § 40 g u. f.:

Geschlossene Achsbuchse der preussischen Normalwagen, verwendet für Personenwagen und Personenzuggepäckwagen. Lagerfutter aus Rotguss mit Weissgusspiegel.



Geteilte Achsbuchse für Güterwagen; Lagerfutter aus Weissguss.

Spurlager. (54.)

Die Spurlager dienen zur Aufnahme axialer Drücke, sie werden für vertikale, horizontale und geneigtliegende Achsen ausgeführt.

1. Einfachstes Spurlager.

54 a. Für liegende Wellen und sehr kleine Axialdrücke kann der Körner nach Fig. 1 Anwendung finden.

Ausführung Fig. 2 ist ebenfalls für kleinen Axialdruck und geringere Tourenzahl geeignet.

Auch für stehende Wellen ist die einfachste, aber nur für ganz kleine Kräfte zulässige Einrichtung die Körnerspitzlagerung (Fig. 3), während man der Einrichtung nach Fig. 4 (mit Spur-

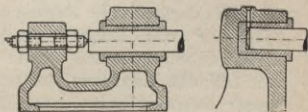


Fig. 1.

Fig. 2.

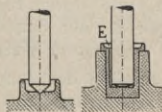


Fig. 3.

Fig. 4.

büchse) schon etwas mehr Druck zumuten kann. Das Schmieröl gelangt von der oberen Eindrehung *E* durch eine Nute zur Spur.

Etwas grössere Drücke sind zulässig, wenn man eine besondere Druckplatte einschaltet, doch muss für geeignetes Material und für zweckentsprechende Ölzuführung gesorgt werden, wie folgende zwei Beispiele zeigen.

Fig. 5 zeigt eine etwa 30 Jahre alte Konstruktion eines Drucklagers für die Schneckenwellen der Ziegelpressen, das Öl wird zentral eingeführt. Mit dieser Ausführung hat man schlechte Erfahrung gemacht, da die Druckplatte *D* (Rotguss) sehr häufig erneuert werden musste.

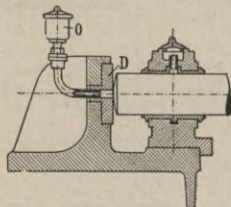


Fig. 5.

Ein weiteres Beispiel aus der Praxis ist folgendes:

Zum Absaugen von Ringofengasen war ein grosser, einseitig saugender Ventilator eingebaut, auf dessen einen Seite zur Aufnahme des seitlichen Schubes ein **Ringspurlager** angeordnet war.

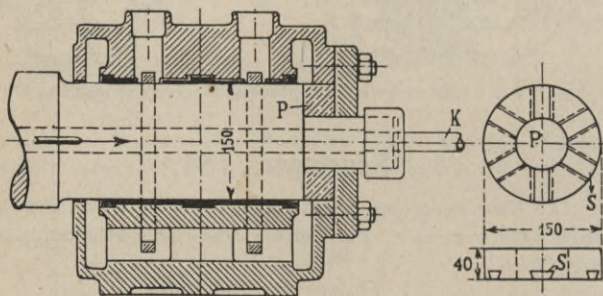


Fig. 6.

Fig. 7.

Der betreffende Zapfen der stählernen Welle lief in einer Spurpfanne *P* von Rotguss, welche mittelst gusseiserner Flansche und 5 Schrauben gehalten wurde (*Fig. 6*). Schon nach kurzer Betriebszeit lief das Lager an dieser Stelle so heiss, dass man den Ventilator ausser Betrieb setzen musste. Man öffnete das Lager, untersuchte die Spurpfanne und fand einige Stellen, in denen die Achse angegriffen hatte.

Man nahm nun folgende Änderung an der Spurpfanne vor. Man hobelte, wie durch *Fig. 7* angedeutet, 6 Stück 22 mm breite Vertiefungen *S*, mit Schwalbenschwänzen in die Laufflächen derselben, welche mit gutem **Weissmetall** ausgegossen wurden.

Nachdem das Lager mit neuem Öl gefüllt war, wurde der Betrieb mit dieser veränderten Spurpfanne wieder aufgenommen; seitdem lief der Ventilator tadellos.

Bessere Ausführungen.

54 b. Der in der Welle eingesetzte Spurzapfen *Z* arbeitet auf einer ebenfalls gehärteten Stahlplatte *D*, das Öl gelangt vom Öler *O* zentral zu den Spurflächen.

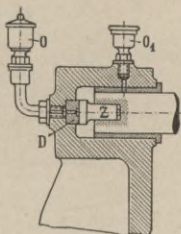


Fig. 8.

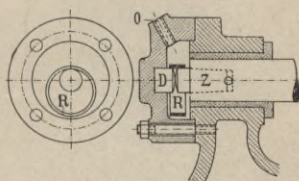


Fig. 9. Ringschmierung.

Vorteilhaft ist auch die Einrichtung mit Ringschmierung (Fig. 9). Der Ring *R* taucht in die Ölkammer ein und benetzt so fortwährend die Spurflächen der Druckfläche *D* und des Zapfens *Z*.

Für stehende Wellen.

54 c. Bei diesen ist zwischen Spurzapfen und Unterlage ein in letzterer kugelförmig gelagertes Zwischenstück angeordnet, wodurch Ungenauigkeiten ausgeglichen werden. Anwendung bei stehenden Wellen der Mahlgänge, Regulatorspindeln u. dergl.

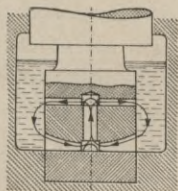


Fig. 10.

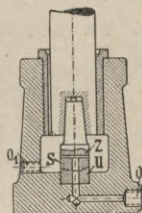
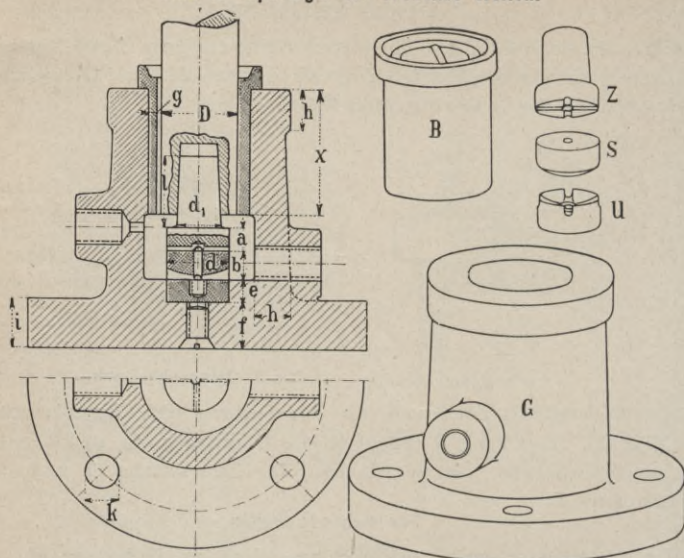


Fig. 11.

Die untere Fläche des Spurzapfens *Z* und die obere Fläche der Pfanne *S* bilden die Reibungsflächen, während das kugelförmige Ineinandergreifen der Pfanne *S* in die Unterlage *U* Ungenauigkeiten ausgleichen soll. Die Ölzuführung erfolgt zentral, seitlich einmündend bei *O*. Das Öl wird infolge der Zentrifugalkraft einen Weg nach aussen suchen und wird bei *O*₁ abgeführt. Sparsamer im Ölverbrauch ist die Ausführung nach Fig. 10. Hierbei macht das Öl den durch Pfeile angedeuteten Kreislauf, und wird nur nach mehreren Wochen oder Monaten erneuert.

Tab. 1. Spurlager für stehende Wellen.



G Gehäuse (Grauguss), B Büchse (Rotguss), Z Spurzapfen (Stahl gehärtet), S Spurfanne (Stahl gehärtet), U Unterlage (Stahl gehärtet).

$d =$	20	30 ^{*)}	40 ^{*)}	50 ^{†)}	60 ^{†)}	70 ^{†)}	80	90	100	110	120	130	140
$P_{max}^{**)}$	250	550	1000	1500	2200	3000	4000	5000	6200	7600	9000	10000	12000
$n_{max}^{**)}$	960	640	480	380	320	275	240	210	190	175	160	140	130
d_1	17	22	26	31	36	41	46	51	56	60	65	70	75
a	8	12	15	18	22	25	28	32	35	38	42	45	50
b	9	13	17	20	24	28	31	35	38	42	46	50	53
e	9	12	14	17	19	22	25	27	30	32	35	37	40
f	18	22	25	29	32	36	39	43	46	50	53	57	60
g	5	6	6	7	7	8	8	9	10	10	11	12	13
h	15	18	22	25	29	32	35	39	42	45	49	52	55
i	21	25	29	33	36	40	44	48	51	55	59	62	66
k	13	17	20	23	26	29	32	36	40	42	45	48	50
l	23	30	36	42	48	55	62	67	74	80	87	94	100
x	50	62	75	87	99	111	123	135	147	159	171	184	198

*) Spurzapfen für Regulatorspindeln; †) solche für Mühlspindeln.

** P_{max} bestimmt für $q = 100 \text{ kg/qcm}$; n_{max} für $A = 2,5 \text{ Sekmkg}$.

Für Kransäulen und Achsen, die wenig Bewegung machen, genügt die Anordnung einer unten abgerundeten Spurpfanne *S*, welche letztere durch einen Stift *a* am Drehen verhindert wird. Fig. 14 zeigt ein Ringspurlager dieser Art.

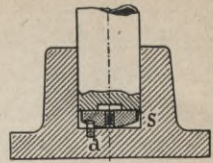


Fig. 14.

Berechnung der Spurzapfen.

54 e. Beim Spurzapfen wirkt der Druck nicht wie beim Halszapfen senkrecht, sondern parallel zur Achsrichtung.

Es bezeichne:

y den mittleren Radius der Reibungsflächen in cm,
f die Reibungsfläche abzüglich Schmiernuten in qcm,

so ist:

Spurzapfen		Ringspurzapfen	
$y = \frac{1}{2} R$. . . (1)		$y = \frac{1}{2} (R + r)$. . . (1 a)	
$f = 0,8 \cdot \pi R^2$ (2)		$f = 0,8 \cdot \pi (R^2 - r^2)$. . . (2 a)	
		<i>R</i> und <i>r</i> in cm.	

Mittlere Geschw. der Reibungsfläche $v = \frac{y \cdot \pi \cdot n}{100 \cdot 30}$ in Mtr./Sek. . . (3)

Flächendruck $q = \frac{P}{f}$ in kg/qcm; nötiges $f = \frac{P}{q_{max}}$ in qcm . . . (4)

Reibungsarbeit für den qcm Spurfläche = $q \cdot v \cdot \mu$ in Sekmkg . . . (5)

Setzen wir für eingelaufene Zapfen den Reibungskoeffizienten $\mu = 0,05$, so ergibt sich

Reibungsarbeit $A = 0,05 \cdot q \cdot v$ in Sekmkg . . . (6)

Tab. 2. Zulässige Werte für q_{max} und *A*.

	q_{max}	<i>A</i>
Gewöhnliche Ausführung für Ziegelpressen, Tonschneider u. dergl. . .	60 kg/qcm	0,8—1 Sekmkg
Gute Ausführung: Mühlspindeln, steh. Wellen für Vorgelege u. dergl. . .	100 "	1,2—1,8 "
Beste Ausführung: Turbinenwellen, Regulatorspindel, Zentrifugen u. dergl.	150 "	2—3,5 "

Zapfen und Pfannen aus Tiegelgussstahl gehärtet. Schmier-
nuten müssen gut abgerundet sein.

Beispiel: Es sei für gute Ausführung $P = 2100$ kg; Zapfen-
durchmesser = 6 cm, $n = 180$ Touren/Min., so ist nach Gleich. 2:
 $f = 0,8 \cdot \pi \cdot 3^2 = 22,5$ qcm; nach Gleich. 4 ist $q = 2100 : 22,5 = 94$ kg/qcm
also zulässig. Betr. Heisslaufen ist (nach Gleich. 1) $\gamma = \frac{1}{2} \cdot 3 = 1,5$ cm,
nach Gleich. 3 ist $v = \frac{1,5 \cdot \pi \cdot 160}{100 \cdot 30} = 0,28$ Mtr./Sek.; nach Gleich. 6:
 $A = 0,05 \cdot 94 \cdot 0,28 = 1,32$ Sekmkg,
das wäre zulässig nach Tab. 2.

Spurzapfen für Turbinen.*)

54 f. Einfachste Ausführung eines Unterwasserzapfens zeigt Fig. 1—2. Ölzuführung zentral bei *a*, Ableitung des verbrauchten Öles bei *b*, Abdichtung gegen Eindringen von Wasser durch Stopfbüchse bei *c*.

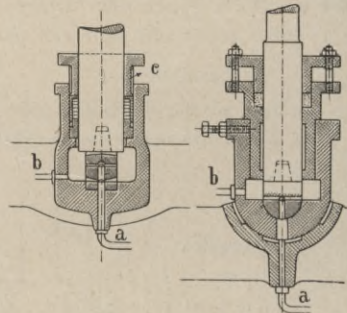


Fig. 1.

Fig. 2.

Fig. 2 hat doppelte Kugellung, um Ungenauigkeiten besser auszugleichen.

Der Zapfendruck bestimmt sich aus dem Gewicht der rotierenden Teile plus Reaktionsdruck des Wassers.

Oberwasserzapfen für kleine Belastung zeigt Fig. 3. Die Welle *W* steht still, während der Körper *K* mit dem Lauf-
rad der Turbine verbunden ist und so an der Rotation teilnimmt. Bei *A* ist die Kraftabgabe.

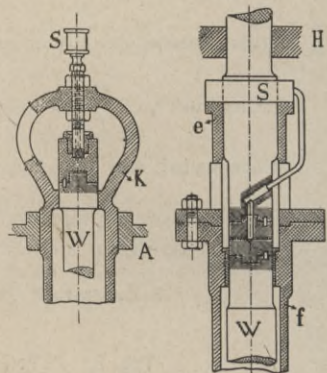


Fig. 3.

Fig. 4.

In Fig. 4 ist die Turbinenwelle *f* mit dem Rohraufsatz *e* verbunden. Aus dem ringförmigen Schmiergefäss *S* tritt das Öl durch Rohr *r* zentral zu den Spurflächen.

*) Für Unterwasserzapfen hat sich auch Pockholz als Lagermaterial bewährt, da es für nicht zu grossen Druck ohne Ölung im Wasser verwendbar ist.

Eine moderne Ausführung zeigt Fig. 5. Hier sind 2 Spurzapfen, also 2 Laufflächen angeordnet, die vom Schmiergefäß S das Öl erhalten. Der Halter M umgreift einen Sechskant, verhindert somit eine Drehung des Gewindezapfens f.

Bei Prüfung der Spurzapfen auf Heisslaufen kann man die zulässige Reibungsarbeit hier 50 % grösser ansetzen, als in Tab. 2 angegeben, da man annehmen darf, dass in beiden Spurflächen Bewegung stattfindet.

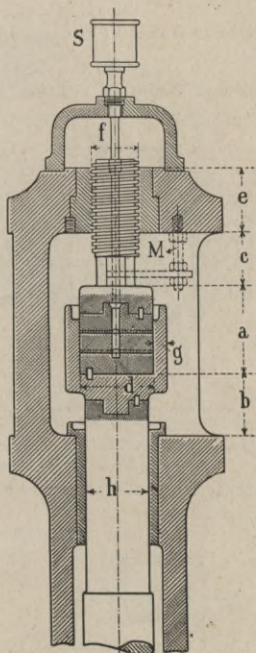


Fig. 5.

Tab. 3. Für Übungsbeispiele zu Fig. 5

d	a	b	c	e	f	g	h
60	80	60	45	60	45	15	60
80	100	75	50	70	50	18	75
100	120	90	70	80	60	20	90
120	140	100	80	100	75	20	100
150	160	110	90	110	90	24	110

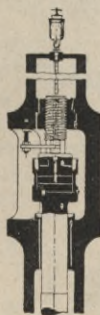


Fig. 6.

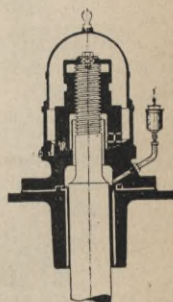


Fig. 7.

Fig. 6—7 stellen Turbinen-Spurzapfen der Firma Queva & Co. in Erfurt dar. Die Ausführung Fig. 6 ist ein sog. Fontainescher Überwasserzapfen. In Fig. 7 ist die Turbinenwelle massiv und das Spurlager als Ringspürhängelager durchgebildet.

Übrigens sind diese Spurzapfen ein ganz besonderer Teil des Turbinenbaues und nähere Angaben in der Turbinenliteratur zu suchen. Wir haben auch aus diesem Grunde von einer weitergehenden Bearbeitung Abstand genommen.

Kammzapfen. (55.)

55 a. Bei den Kammzapfen dienen mehrere auf der Welle fest-sitzende Bunde zur Aufnahme des axialen Druckes; sie finden Anwendung für liegende, seltener für stehende Wellen.

Für **kleine Axialdrücke** ist in nebenstehender *Fig. 1* die einfachste Ausführung dargestellt. Der Bund an der Welle überträgt den Druck auf das Lager.

Grössere Axialdrücke erfordern die Anwen-dung von mehreren Ringen.

Fig. 2 zeigt ein solches Kammlager mit Weiss-gussfutter.

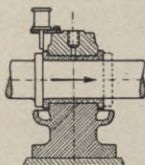


Fig. 1.

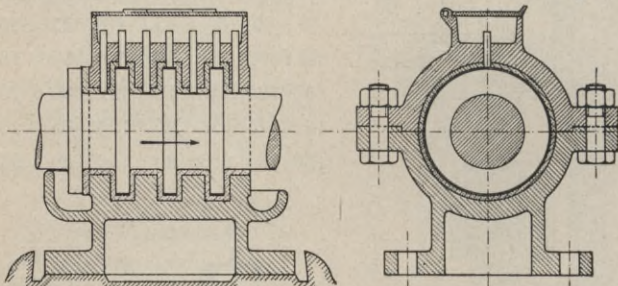


Fig. 2. Massstab 1:15.

Die Ölzufuhr muss sowohl an den Bunden wie zwischen den Bunden erfolgen.

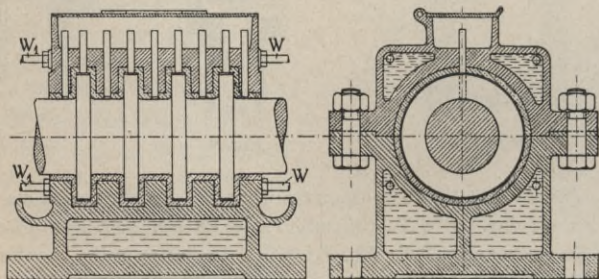


Fig. 3. Massstab 1:25.

Fig. 3 zeigt ein Kammlager mit **Wasserkühlung**; hierdurch wird die Abführung der durch die Reibung erzeugten Wärme eine bessere, bietet also mehr Sicherheit gegen Heisslaufen.

Drucklager der Schraubenwelle für grössere Schiffe (Fig. 4).

Dieses besteht aus einem meist viereckigen Trog T aus Gusseisen, an dessen beiden Enden Traglager L angebracht sind zur Aufnahme des vertikalen Druckes. Zu beiden Seiten sind Druckspindeln (S) befestigt, auf welchen mittelst Mutter Druckbügel B (z. B. 8 Stück) fest-

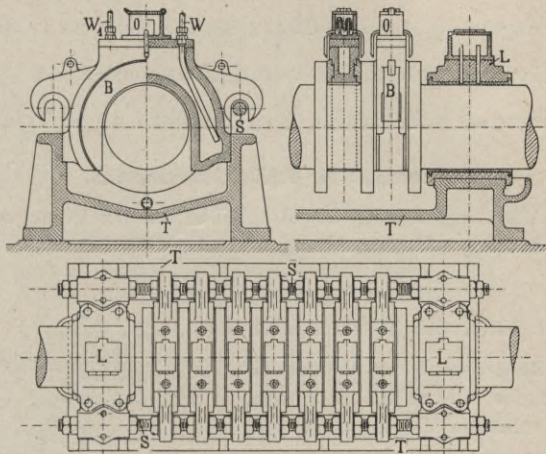


Fig. 4. Massstab 1:40.

gehalten werden, die, zwischen die Druckringe der Welle gelegt, den axialen Druck auf die Spindeln übertragen. Diese **Druckbügel** sind meist hohl aus Gusseisen, durch deren Hohlraum Kühlwasser zirkuliert. Die Druckfläche ist mit Weissmetall ausgegossen.

Oben auf den Druckbügeln befinden sich Ölfässer O , von diesen aus gelangt das Öl durch die seitlichen Schmierhähne zwischen Druckfläche und Druckring und dann in den Trog, worin die Kämme der Welle eintauchen.

Berechnung der Kammlager.

55 b. Das Kammlager ist ein Ringspurlager, doch muss hier die zulässige Reibungsarbeit kleiner eingesetzt werden, da die Zuführung des Schmieröles mehr Schwierigkeiten bietet als bei den Spurlagern.

Es bezeichne:

P den Axialdruck in kg,

z die Anzahl der Tragringe,

so ist:

Grösse der Druckfläche

$$f = z \cdot \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \text{ in qcm} \quad (1)$$

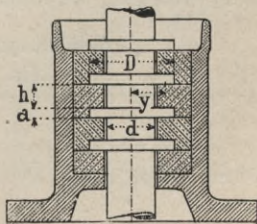


Fig. 5.

Flächendruck $q = P : f$ in kg/qcm (2)

Mittl. Geschw. der Reibfläche $v = \frac{y \cdot \pi \cdot n}{100 \cdot 30}$ in Mtr./Sek. . . (3)

worin Reibungsradius $y = \frac{D+d}{4}$ in cm (4)

Reibungsarbeit $A = q \cdot v \cdot 0,05$ in Sekmkg f. d. qcm Tragfläche (5)

Für gute Ausführung kann gesetzt werden

zulässig $q_{max} = 25$ kg/qcm, $A = 1$ Sekmkg f. d. qcm Tragfläche (6)

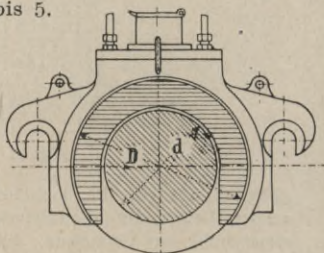
Kammlager für Schiffsschraubenwellen.

55 c. Hier liegt nur $\frac{2}{3}$ der Ringfläche an (in Figur schraffiert angedeutet), wir setzen demnach:

$f = 0,66 \cdot z \cdot \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$ in qcm (7)

sonst gelten die Gleichungen 1 bis 5.

Bei grossen Schraubenwellen beträgt v bis zu 3,5 Mtr./Sek., als zulässige Reibungsarbeit A gelten für: Frachtdampfer $A = 0,7$ Sekmkg, Passagierdampfer $A = 0,8$ Sekmkg, schwere Kriegsschiffe $A = 1$ Sekmkg, leichte Kriegsschiffe $A = 1,4$ Sekmkg. (Bei üblichen Ausführungen ergibt sich dann für Schiffsschrauben $q = 3-10$ kg/qcm.)



Man rechnet bei Schiffsschraubenwellen mit dem indizierten Axialdruck, so dass

$75 N = P \cdot \frac{n}{60} \cdot S$

worin N Anzahl der effekt. PS der Schiffsmaschine, P der Axialdruck in kg, S Steigung der Schraube in Mtr. und n die Tourenzahl i. d. Min.

Ausführungsmaasse der Kammzapfen.

(Fig. 5 vorige Seite).

	gewöhnliche Ausführung	mit Wasserkühlung für Schiffswellen
Durchm. der Ringe .	$D = 1,3 d$	$D = 1,5 d$
Breite " " .	$a = 0,15 d$	$a = 0,15 d$
Zwischenraum . . .	$h = 1,5 a$	$h = 2,5 a$

Kugellager. (56.)

Hier wird die gleitende Reibung zwischen Schale und Zapfen in **rollende Reibung** verwandelt, da letztere (nach § 35) viel geringeren Widerstand bietet.

Berechnung von Kugellagern.

56 a. Verwendung finden Kugeln bis 3 cm Durchm., die Herstellung grösserer Kugeln mit der für Kugellager erforderlichen Genauigkeit macht Schwierigkeiten.

Bezeichnet: d den Kugeldurchm. in cm,
 z die Anzahl der Kugeln,

so wird nach Stribeck *)

1. wenn die Kugel in hohler Rinne liegt, deren Krümmungshalbmesser $= \frac{2}{3} d$ ist (Fig. 1):

zul. Belastung einer Kugel

$$p = 100 \cdot d^2 \text{ in kg} \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

2. für ebene, kegelförmige oder zylindrische Laufflächen (Fig. 2):

zul. Belastung einer Kugel

$$p = 30 d^2 \text{ bis } 50 d^2 \text{ in kg} \quad . \quad . \quad (2)$$

Für **Kugelspurlager**, deren Kugeln alle als gleichmässig tragend angenommen werden können, bestimmt sich:

$$\text{Lagerbelastung } P = z \cdot p \text{ in kg} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Für Lager mit horizontaler Welle, bei denen die mittl. untere Kugel den grössten Druck aufzunehmen hat, bestimmt sich letzterer zu

$$p_0 = \frac{4.37}{z} \cdot P \text{ in kg} \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

worin P Lagerbelastung in kg.

Nach Gleich. 1 und 2 kann dann der entspr. Kugeldurchm. ermittelt werden.

Gleich. 4 gilt nach Stribeck *) streng genommen nur für $z = 10$ bis 20 Kugeln. Dieselbe dürfte mit genügender Genauigkeit auch für grössere Anzahl zutreffen.



Fig. 1.

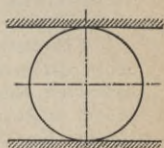


Fig. 2.

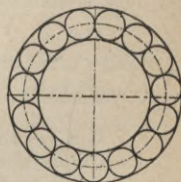


Fig. 3.

*) Z. d. V. d. I. 1901, Seite 73 u. f.

Beispiel: Bei einem Traglager für eine Belastung von $P = 600$ kg mit 12 Kugeln und einer Lagerung (nach Fig. 1) wird der auf die meist gedrückte Kugel entfallende Druck

$$\text{nach Gleich. 4: } p_0 = \frac{4,37}{12} \cdot 600 = 218,5 \text{ kg,}$$

$$\text{,, ,, 1: } d^2 = \frac{218,5}{100} = 2,185,$$

woraus Kugeldurchm. $d = 1,5$ cm.

56 b. Die Kugellager sind nur für **geringe Zapfendrucke** geeignet. Die Lagermitten müssen genau eingerichtet sein, ein Versetzen der Lagerschalen während des Betriebes darf nicht vorkommen, da sonst vorzeitiges Zerstören der Kugeln durch auftretende Nebenkräfte herbeigeführt wird.

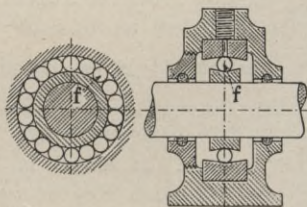


Fig. 4-5.

Um Bewegungswiderstände der in der Rinne laufenden Kugeln möglichst gering zu halten, ordnet man auch wohl zwischen je zwei grösseren Kugeln eine nur wenig kleinere Kugel an. Diese kleinere Kugel trägt nicht, sondern hält nur den Abstand zwischen zwei tragenden Kugeln aufrecht.

Die Oberfläche der **Laufringe** und Kugeln soll glashart sein, unter einem Vergrößerungsglase völlig frei von Flecken und Unebenheiten erscheinen.

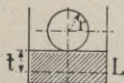


Fig. 6.

Die Hörtetiefe t für den Laufring L ist gleich dem Kugelradius r zu nehmen (Fig. 6).

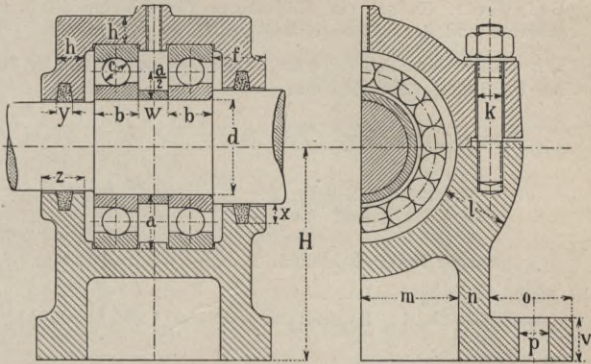
Die in Fig. 4-5 angedeutete Abdichtung mit Filzeinlage findet man auch wohl ausgeführt als Dichtung mit Lederstulp (vergl. Seite 384) oder stopfbüchsig.

Gut bewährt haben sich die Lager mit **zwei Kugelreihen**. Allerdings muss hierbei die Lagerung der Welle so sein, dass eine Durchbiegung nicht zu erwarten ist, da sonst die Kugeln nicht gleichmässig zum Tragen gebracht werden. Bei Lagern mit einer Kugelreihe ist die Durchbiegung der Welle nicht so bedenklich.

Übrigens herrschen über die Zweckmässigkeit und Haltbarkeit der Kugellager noch sehr verschiedene Ansichten. Man hat gute, aber auch häufig schlechte Erfahrungen gemacht. So z. B. baute eine Firma die **Exzenter** der Dampfmaschinen mit Kugelausführung, um die Reibung zu verringern, doch hat sich dieses nicht bewährt, die Kugeln wurden frühzeitig unbrauchbar. Daraus wäre zu folgern, dass für wechselnden Druck Kugellager nicht zweckmässig sind.

56 c. Für Schulaufgaben mag folgende Tab. Anhaltspunkte geben:

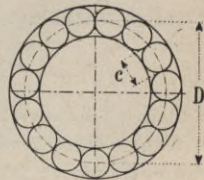
Tab. 1. Kugellager für horizontale Wellen.



d	$a^*)$	b	c	f	h	k	l	m	n	o	p
20	13	13	$\frac{5}{16}$ "	15	6	$\frac{3}{8}$ "	25	35	10	28	12
30	19	18	$\frac{3}{8}$ "	20	9	$\frac{7}{16}$ "	30	43	13	35	14
40	25	22	$\frac{7}{16}$ "	25	12	$\frac{1}{2}$ "	35	52	15	43	17
50	30	27	$\frac{1}{2}$ "	30	15	$\frac{5}{8}$ "	40	60	16	52	17
60	36	31	$\frac{5}{8}$ "	35	18	$\frac{5}{8}$ "	45	68	18	60	21
70	41	36	$\frac{3}{4}$ "	40	21	$\frac{3}{4}$ "	50	78	20	70	21
80	47	40	$\frac{7}{8}$ "	45	24	$\frac{3}{4}$ "	55	85	23	78	23
90	53	43	1" "	50	28	$\frac{7}{8}$ "	60	95	25	86	26
100	58	48	$1\frac{1}{8}$ "	55	30	1" "	65	105	30	95	29

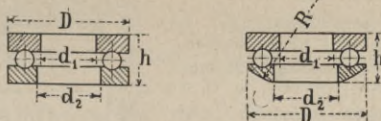
ferner: $v = 0,2 \cdot d$, $w = 0,3 \cdot d$, $x = 0,2 \cdot d$, $y = 0,16 \cdot d$, $z = 0,45 \cdot d$,
 $H = 2,2 \cdot d$.

Man zeichnet zuerst den Wellendurchm. d , bestimmt aus Tab. 1 das Maass a und erhält als vorläufigen Durchmesser des Rollkreises $D = d + a$. Diesen vorläufigen Durchm. hat man noch zu korrigieren nach der Anzahl der Kugeln und dem Kugeldurchm. c . Die Kugeln werden von den Fabrikanten nach engl. Zollmaass geliefert.



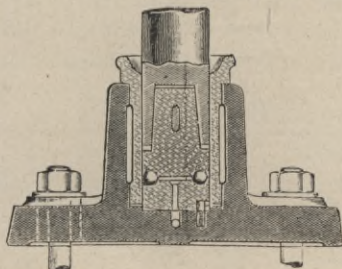
*) a ist nur ein vorläufiger Wert (vergl. Beispiel).

Tab. 2. Laufringe (nach Fischer).



Lagerabmessungen					zul. Belastung P in kg bei einer Tourenzahl von					
d_1	d_2	D	h	R	1500	1000	500	300	150	10
10	12	24	11	20	60	70	80	100	130	390
25	27	45	18	30	150	180	220	270	360	1080
50	52	78	25	65	400	490	570	740	970	2880
75	77	113	35	90	860	1000	1220	1560	2050	6160
100	103	145	41	120	1470	1750	2120	2670	3500	10500
125	128	175	46	150	2200	2600	3100	3740	5200	15560
140	143	200	52	170	2850	3400	4100	5150	6770	20000

Tab. 3. Kugelspurlager.



No.	Wellen- stärke mm	Länge des Zapfens	Kugeln	
			Anzahl	Größe
61	30	55	10	$\frac{1}{4}$ "
62	40	70	11	$\frac{5}{16}$ "
63	50	85	10	$\frac{7}{16}$ "
64	60	100	11	$\frac{1}{2}$ "
65	70	115	9	$\frac{5}{8}$ "
66	80	130	9	$\frac{3}{4}$ "

Das vorstehende Spurlager (Tab. 3) ist dem Prospekt der Gussstahlkugel-Fabrik Schwiebus entnommen.

Rollenlager. (57.)

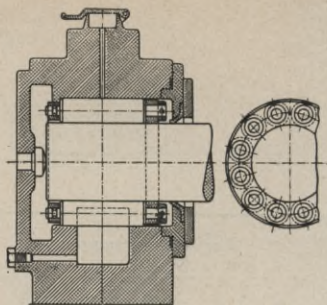
Eine Abart der Kugellager sind die **Rollenlager**, hier sind die Kugeln durch längliche Rollen ersetzt.

Rollenlager eignen sich für Lagerungen mit ausschliesslich senkrechtem Druck, wie bei Transmissionen, Halslagern für Drehkräne, Lager für Fahrzeuge u. dergl.

Nebenstehende Abbild. zeigt ein Rollenlager für Schiebebühnen der preussischen Eisenbahn-Verwaltung.

Zapfendurchm. 117 mm, Rollendurchm. 35 mm, Rollenlänge 124 mm.

Die Lager nehmen nur senkrechten Druck auf, die seitliche Verschiebung wird durch einen kleinen Spurzapfen begrenzt.



Berechnung der Rollenlager.

P sei die Druckkraft in kg,

i die Anzahl der Rollen,

d der Rollendurchm.,

l die Rollenlänge in cm,

für Stahlrollen auf Stahl oder Stahlguss soll sein:

$$P \leq 50 i \cdot l \cdot d \text{ in kg} \quad \dots \dots \dots (1)$$

Bezüglich weiterer Einzelheiten muss auf die Spezial-Literatur verwiesen werden.

Achsen und Wellen. (58.)

a) Auflagerdrücke und Biegemomente.

Die Berechnung der **Bieungsbeanspruchung** ist für Tragachsen und für Wellen genau dieselbe und wollen wir uns deshalb zuerst befassen mit

Ermittlung der Auflagerdrücke,

Berechnung der Biegemomente.

In erster Linie ist festzuhalten:

Summe der Momente nach links = Summe der Momente nach rechts,
wie in § 40 g ausführlich erklärt. Man denkt sich eine der Lagerungen als Drehpunkt, so ist z. B. für Fall 1 in Tab. 1:

$$\underbrace{Q \cdot b}_{\text{Moment rechts}} = \underbrace{B \cdot L}_{\text{Moment links}}$$

$$\underbrace{Q \cdot a}_{\text{Moment links}} = \underbrace{A \cdot L}_{\text{Moment rechts}}$$

Es bezeichne:

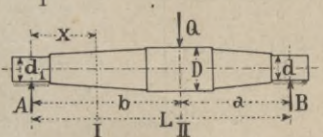
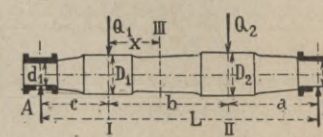
Q, Q_1, Q_2 usw. die **Belastungen** in kg,

L, a, b, c usw. **Längen** in cm,

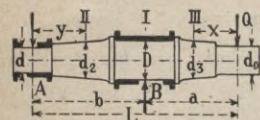
A, B **Auflagerdrücke** in kg.

Die Art der Belastung kann sehr vielseitig sein, wir wollen hier nur einige häufiger vorkommende Fälle vorführen, dieselben geben dann Anhaltspunkte für andere Belastungsarten.

Tab. 1. Auflagerdrücke und Momente.

1		Auflagerdrücke $A = Q \cdot \frac{a}{L}$ $B = Q \cdot \frac{b}{L}$ <i>Kontrolle: $A + B = Q$</i>	Momente bei I $M_b = A \cdot x$ „ II $M_b = A \cdot b$
2		Auflagerdrücke $A = \frac{Q_1(b+a) + Q_2 \cdot a}{L}$ $B = \frac{Q_2(b+c) + Q_1 \cdot c}{L}$ <i>Kontrolle = $A + B = Q_1 + Q_2$</i>	Momente: bei I ist $M_b = A \cdot c$; bei II ist $M_b = A(c+b) - Q_1 \cdot b$; bei III ist $M_b = A(c+x) - Q_1 \cdot x$.

3



Auflagerdrücke

$$A = Q \cdot \frac{a}{b}$$

$$B = \frac{Q(a + b)}{b}$$

Kontrolle: $B - A = Q$

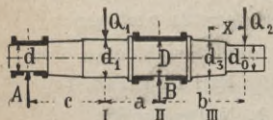
Momente

bei I
 $M_b = Q \cdot a$

bei II
 $M_b = A \cdot y$

bei III
 $M_b = Q \cdot x$

4



Auflagerdrücke

$$A = \frac{Q_1 \cdot a - Q_2 \cdot b}{c + a}$$

$$B = \frac{Q_2(b + a + c) + Q_1 \cdot c}{c + a}$$

Kontrolle: $A + B = Q_1 + Q_2$

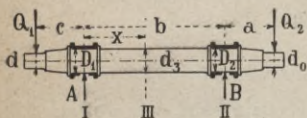
Momente

bei I
 $M_b = A \cdot c$

bei II
 $M_b = Q_2 \cdot b$

bei III
 $M_b = Q_2 \cdot x$

5



Auflagerdrücke

$$A = \frac{Q_1(c + b) - Q_2 \cdot a}{b}$$

$$B = \frac{Q_2(a + b) - Q_1 \cdot c}{b}$$

Kontrolle: $A + B = Q_1 + Q_2$

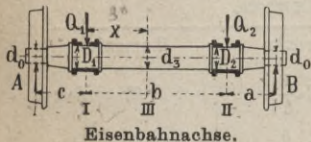
Momente

bei I
 $M_b = Q_1 \cdot c$

bei II
 $M_b = Q_2 \cdot a$

bei III
 $M_b = Q_1(c + x) - A \cdot x$

6



Auflagerdrücke

$$A = \frac{Q_1(b + a) + Q_2 \cdot a}{a + b + c}$$

$$B = \frac{Q_2(c + b) + Q_1 \cdot c}{a + b + c}$$

Kontrolle: $A + B = Q_1 + Q_2$

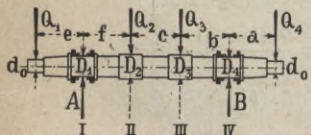
Momente

bei I
 $M_b = A \cdot c$

bei II
 $M_b = B \cdot a$

bei III
 $M_b = Q_1 \cdot x - A(c + x)$

7



Auflagerdrücke

$$A = \frac{Q_1(b + c + f + e) + Q_2(c + b) + Q_3 \cdot b - Q_4 \cdot a}{b + c + f}$$

$$B = \frac{Q_4(a + b + c + f) + Q_3(f + c) + Q_2 \cdot f - Q_1 \cdot e}{b + c + f}$$

Kontrolle: $A + B = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4$

Momente: bei I ist $M_b = Q_1 \cdot e$; bei II ist $M_b = A \cdot f - Q_1 \cdot (e + f)$,
bei III ist $M_b = Q_4(a + b) - B \cdot b$; bei IV ist $M_b = Q_4 \cdot a$.

b) Beanspruchung.

Für die vorstehende Zusammenstellung gilt überall allgemein:

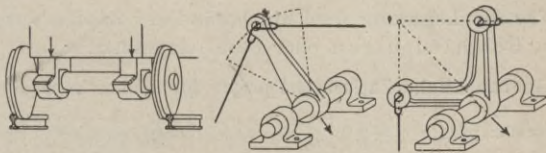
$$\text{Biegungsbeanspr. } \sigma_b = M_b : W \text{ in kg/qcm (1)}$$

$$\text{Bei runden Querschnitten ist } W = 0,1 \cdot d^3 \text{ in cm}^3 \text{ . . (2)}$$

für andere Querschnittsformen gelten die Werte in § 39, Tab. 7.

59. Tragachsen.

Mit Tragachsen bezeichnet man im allgemeinen Träger von Maschinenteilen, welche, mit Zapfen versehen, eine drehende oder schwingende Bewegung ausführen. Sie übertragen keine Drehungsmomente und werden nur auf Biegung beansprucht.



Die vorstehenden Fig. zeigen einige Arten von Tragachsen.

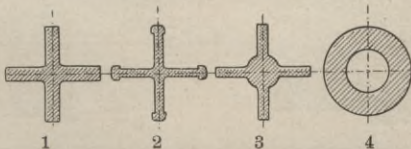
Beispiele: Achsen der Eisenbahnräder, Lagerung von Hebeln, Kunstkreuzen, Schwingen, Balanciers u. dergl.

a) Ausführung der Tragachsen.

Als Material kommt Flusseisen, Schweisseisen, Stahl, Grauguss und Holz in Betracht.

I. Gusseiserne Tragachse.

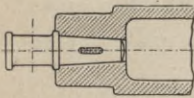
Kreuzförmige Querschnitte 1—3 werden selten ausgeführt, weil diese Querschnitte für Biegungsbeanspruchung ungünstig



sind. Die **Hohlachse** (Querschnitt 4) bietet dagegen für Biegung mehr Sicherheit. Mit Rücksicht auf bequemen Guss muss die innere Höhlung genügend gross sein. Infolgedessen würden die seitlichen Zapfen unverhältnismässig gross ausfallen. Dieses zu verhindern, setzt man besondere Stahlzapfen ein.

Die Berechnung der hohlen Achse geschieht, wie bisher angegeben, indem für das Widerstandsmoment nach § 39, Tab. 7, gesetzt wird:

$$W = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} \text{ in cm}^3 \dots \dots \dots (3)$$



Stahlzapfen.



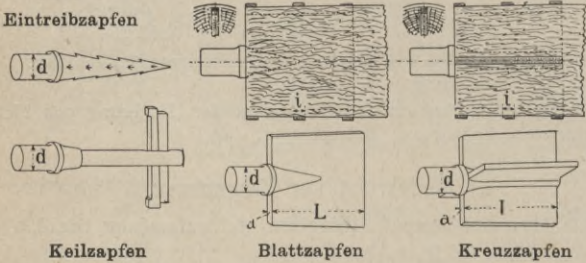
Hohle Tragachse.

II. Achsen aus Holz

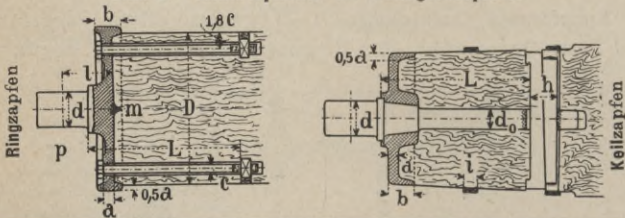
finden vielfach Anwendung im Mühlenbau für Mehlsichtzylinder, für Wasserräder, sowie als Tragrollen für Seile, auch als Kammrad der einfachen Winden u. dergl.

Für die Lagerung wird ein besonderer Zapfen aus Grauguss, Schmiedeeisen oder Stahl eingesetzt.

Gebräuchliche Zapfenbefestigungen für Holzachsen sind:



Tab. 2. Anhaltspunkte für Übungsbeispiele.



D	d	L	a	b	Schrauben Zahl	c	d ₀	Keil h	Ring i
400	100	350	30	90	4	26	40	70 × 15	40 × 10
600	140	450	40	100	6	30	75	100 × 25	60 × 13
800	160	500	50	110	8	36	90	140 × 30	80 × 16

Beim Ringzapfen wird Vorsprung m in das Hirnholz eingelassen, da die Schrauben in den Löchern viel Spielraum besitzen.

b) Berechnung der Tragachsen.

Man ermittelt zuerst die Auflagerdrücke und Biegemomente (Beispiele in § 58, Tab. 1) und rechnet:

$$\text{Biegungsbeanspr. } \sigma_b = M_b : W \text{ in kg/qcm} \quad (4)$$

Geht man von der zul. Beanspruchung aus, so ist zu setzen:

$$\text{nötiges Widerstandsmoment } W = M_b : \sigma_b \text{ in cm}^3 \quad . . (5)$$

Beispiel: Es sei

$$\begin{aligned} L &= 84 \text{ cm, } a = 30 \text{ cm,} \\ b &= 54 \text{ cm, } Q = 3040 \text{ kg,} \\ D &= 12 \text{ cm,} \end{aligned}$$

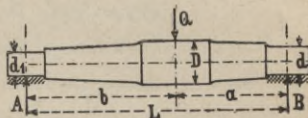
so wird

$$\text{Auflagerdruck } A = 3040 \cdot \frac{30}{84} = 1085 \text{ kg,}$$

$$\text{Biegemom. } M_b = 1085 \cdot 54 = 58800 \text{ cmkg,}$$

$$\text{Widerstandsmom. } W = 0,1 \cdot 12^3 = 173 \text{ cm}^3,$$

$$\text{Biegungsbeanspr. } \sigma_b = 58800 : 173 = 340 \text{ kg/qcm.}$$



60. Wellen.*)

Wellen dienen zur Übertragung von Drehkräften und werden entweder auf Drehung oder auf Drehung und Biegung beansprucht.

Als **Maasseinheit** für die Berechnung der Wellen auf Verdrehung dient das zu übertragende Drehmoment M_d oder der Wert $N : n$.

a) Es sei:

N die Anzahl der zu übertragenden Pferdestärken,

n die Tourenzahl i. d. Min.,

R der Radius eines auf der Welle gedachten Rades in cm,

$$u = \frac{R \cdot \pi \cdot n}{100 \cdot 30} \text{ Umfangsgeschw. dieses Rades in Mtr./Sek.} \quad . (1)$$

so wird entsprechend den Erklärungen in § 11 c

$$\text{Umfangskraft } P = \frac{75 \cdot N}{u} \text{ in kg} \quad (2)$$

u aus Gleich. 1 eingesetzt, ergibt:

$$\text{Umfangskraft } P = \frac{75 \cdot N \cdot 100 \cdot 30}{R \cdot \pi \cdot n} = 71620 \frac{N}{R \cdot n} \text{ in kg} \quad . (3)$$

woraus

$$\text{Drehmoment } M_d = P \cdot R = 71620 \frac{N}{n} \text{ in kgcm} \quad . . . (4)$$

*) Vergl. auch unter „Kurbelwelle“ und „Transmissionen“.

b) Wellen, welche nur Drehbeanspruchung erleiden.

I. Berechnung auf Drehfestigkeit.

Bezeichnet:

 M_d = Kraft \times Hebelarm das Drehmoment in kgcm, W_p das polare Widerstandsmom. in cm^3 nach § 39, Tab. 9, so wird:

$$\text{winkl. Drehungsbeanspr.} = M_d : W_p \text{ in kg/qcm} \quad (5)$$

Geht man von der zul. Beanspruchung k_d aus, so ist zu setzen

$$\text{erforderl. } W_p = M_d : k_d \text{ in } \text{cm}^3 \quad (6)$$

$$\text{zuläss. } M_d = W_p \cdot k_d \text{ in kgcm} \quad (7)$$

$$\text{für den runden Querschnitt ist: } W_p = \frac{\pi}{16} \cdot d^3 \sim 0,2d^3 \quad (8)$$

Das gibt mit Berücksichtigung der Gleich. 4, 5 und 8:

Beanspr. = 210	270	350	500 kg/qcm
Durchm. $d = 12 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$	$11 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$	$10 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$	$9 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \text{ cm} \quad (9)$

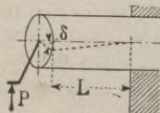
II. Berechnung auf Verdrehungswinkel.

Das Drehmoment hat das Bestreben, die einzelnen Massenteilchen eines Körpers gegeneinander zu verschieben.

Der Verdrehungswinkel wächst im Verhältnis der Stablänge L und bestimmt sich zu:

$$\delta = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{M_d \cdot L}{J_p \cdot G} \text{ in Grad} \quad (10)^*$$

Worin:

 L Länge in cm, J_p pol. Trägheitsmom. in cm^4 nach § 39, Tab. 9,*) Verhältnismässiger Drehungswinkel, gemessen im Bogenmaass, bezogen auf die Länge = 1 cm, ist $\vartheta = M_d : (J_p \cdot G)$,und bezogen auf die Länge L in cm, wird: $\vartheta = \frac{M_d \cdot L}{J_p \cdot G}$ im Bogenmaass.Unter Bogenmaass versteht man bekanntlich die in den Winkel fallende Bogenlänge eines mit dem Radius r geschlagenen Kreises, womit sich ergibt:

$$\frac{\text{Winkel im Bogenmaass}}{\text{Umfang des Kreises mit dem Radius } 1} = \frac{\text{Winkel im Gradmaass}}{\text{Umfang des Kreises in Graden}}$$

$$\frac{\text{Winkel im Bogenmaass}}{2 \cdot \pi \cdot 1} = \frac{\text{Winkel im Gradmaass}}{360^\circ}$$

$$\text{Winkel im Bogenmaass} = \frac{\pi}{180} \times \text{Winkel im Gradmaass.}$$

$$\text{„ „ Gradmaass} = \frac{180}{\pi} \times \text{„ „ Bogenmaass.}$$

für den kreisförm. Querschnitt ist

$$J_p = \frac{\pi}{32} \cdot d^4 \sim 0,1 d^4 \text{ in cm}^4 \dots \dots \dots (11)$$

G Schubelastizitätsmodul nach § 39, Tab. 2;

für Schm. $G = 800\,000 \text{ kg/qcm} \dots \dots \dots (12)$

Grösster zulässiger Verdrehungswinkel $1/4^\circ$ f. d. lf. Mtr. (13)

somit $1/4 = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{M_d}{0,1 \cdot d^4} \cdot \frac{100}{800000} \dots \dots \dots (14)$

woraus $d = 0,734 \sqrt[4]{M_d}$ in cm.

Führt man wieder $M_d = 71\,620 \cdot \frac{N}{n}$ nach Gl. 4 ein, so wird

Wellendurchmesser $d = 12 \cdot \sqrt[4]{\frac{N}{n}}$ in cm $\dots \dots \dots (15)$

III. Festigkeit oder Verdrehungswinkel?

Da man in den meisten Fällen die Einwirkung der Nebenkkräfte nicht berücksichtigen kann, so wählt man für Transmissionswellen geringe Beanspruchung, etwa den in Gleich. 9 **fettgedruckten** Wert, also $ka = 210$ und $d = 12 \sqrt[3]{N:n}$.

Unter II (Verdrehung), Gleich. 13, hatten wir gefunden $d = 12 \sqrt[4]{N:n}$, setzen wir diese Werte einander gleich, so ist $\frac{d^3}{12^3} = \frac{d^4}{12^4} = \frac{1}{12^3} = \frac{1}{12^4}$ und hieraus der Wellendurchm., welcher mit Rücksicht auf Festigkeit sowie auf Verdrehungswinkel dasselbe Moment übertragen kann, $d = \frac{12^4}{12^3} = 12 \text{ cm}$, d. h., will man die Beanspruch. von 210 kg/qcm und den Verdrehungswinkel $\delta = 1/4^\circ$ nicht überschreiten, so müssen Wellen unter 12 cm Durchm. (oder $N:n < 1$) auch auf Verdrehung berechnet werden, also:

Für $\frac{N}{n} < 1$ setze $d = 12 \sqrt[4]{N:n}$ in cm $\dots \dots \dots (16)$

„ $\frac{N}{n} > 1$ „ $d = 12 \sqrt[3]{N:n}$ in cm $\dots \dots \dots (17)$

Im allgemeinen wird man sich bei Bestimmung der Wellendurchmesser den praktischen Ausführungen anpassen. Gute Mittelwerte gibt folgende Tabelle.

Tab. 1. Normale Triebwerkswellen.

d cm	M_d cmkg	$\frac{N}{n}$	d cm	M_d cmkg	$\frac{N}{n}$	d cm	M_d cmkg	$\frac{N}{n}$	d cm	M_d cmkg	$\frac{N}{n}$
3	280	0,0039	6,5	5900	0,083	10	29 000	0,40	17	203 000	2,8
3,5	510	0,0072	7	8260	0,116	11	41 500	0,58	18	251 000	3,5
4	880	0,012	7,5	10 500	0,15	12	56 000	0,79	19	320 000	4,3
4,5	1420	0,020	8	13 500	0,19	13	75 000	1,05	20	372 000	5,2
5	2150	0,030	8,5	16 500	0,23	14	99 000	1,40	22	550 000	7,5
5,5	3150	0,044	9	20 000	0,28	15	128 000	1,80	24	750 000	10
6	4470	0,063	9,5	24 000	0,33	16	150 000	2,10	26	1 000 000	14

Beispiel zu Tab. 1. Es sei $N = 78$ PS, $n = 180$ Umdrehungen, so ist $N:n = 0,44$. Hierfür gibt die Tabelle einen Wellendurchm. zwischen 10 und 11 cm. Wir wählen 10,5 cm.

Tab. 2. Beanspruch. der Welle und Verdrehungswinkel

für die in Tab. 1 angegebenen Verhältnisse.

Für $d =$	3	5	15	20	25 cm
Beanspr. . $k_d =$	50	100	200	250	275 kg/qcm
Verdr.-Winkel =	$\frac{1}{4}^0$	$\frac{1}{4}^0$	$\frac{1}{6}^0$	$\frac{1}{6}^0$	$\frac{1}{6}^0$
Gleichung . $d =$	$12\sqrt[4]{N:n}$		$11,7\sqrt[3]{N:n}$	$11,5\sqrt[3]{N:n}$	$11\sqrt[3]{N:n}$

Weitere Angaben über Wellen s. unter Transmissionen.

c) Wellen mit Beanspruch. auf Drehung u. Biegung.

Wellen, die ausser dem Drehungsmoment auch noch ein Biegemoment zu übertragen haben, wie z. B. belastete Transmissionswellen u. dergl., sind auf zusammengesetzte Festigkeit zu berechnen. Hierfür gelten die Entwicklungen in § 40 s.

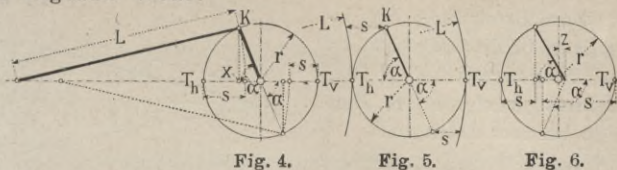
Kurbelwellen mit Stirnkurbeln nach § 63—65.

Gekröpfte Kurbelwellen nach § 66—72.

Beanspruchungen nach § 73, Durchbiegung nach § 74.

Prüfung auf Heisslaufen nach 52c.

Die zeichnerische Darstellung des Schlittenweges s geschieht in folgender Weise:



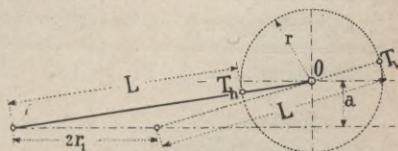
Für $L = \infty$ findet man den Schlittenweg durch senkrechte Projektion von Punkt K auf Linie $T_h T_v$ (Fig. 4). Der gesuchte Schlittenweg s ist dann = der Strecke $T_h x$ in Fig. 4.

Bei endlicher Treibstangenlänge beschreibt man durch den Punkt K einen Kreisbogen mit dem Radius = L . Der Schlittenweg s wird gemessen, wie in Fig. 4 gezeigt.

Bequemer für das Aufzeichnen ist (nach Müller) das Beschreiben zweier Kreisbogen mit dem Radius L tangierend an T_h und T_v (Fig. 5). Der zu einem gegebenen Kurbelwinkel gehörende Schlittenweg s ist die Entfernung vom Schnittpunkt K bis zum genannten Kreisbogen, gemessen parallel zur Schubrichtung $T_h T_v$ (vergl. Fig. 5).

Ein weiteres Verfahren ist in Fig. 6 dargestellt. Der Kurbelwinkel α wird nicht vom Kreismittelpunkt aus abgetragen, sondern um das Stück $\frac{r^2}{2L}$ verschoben (nach Brix).*) Der Schlittenweg s wird gefunden durch senkrechte Projektion des Schnittpunktes K auf Linie $T_h T_v$ (vergl. Fig. 6).

Geschränkte Schubkurbel. Liegt der Kurbelmittelpunkt O nicht in der Achse des Schlittens, sondern um a davon entfernt (Fig. 6a), so sind die Totlagen T_h und T_v unsymmetrisch in der Strecklage der Treibstange mit der Kurbel. Der Hub des Schlittens $2 \cdot r_1 > 2r$ bestimmt sich zu



$$2r_1 = \sqrt{(l+r)^2 - a^2} - \sqrt{(l-r)^2 - a^2} \dots (5)$$

Nach Gleich. 5 wird

für $a = 0,5 \cdot r$; $L : r = 5$; $2r_1 = 2,01 \cdot r$
 „ $a = r$; $L : r = 5$; $2r_1 = 2,04 \cdot r$

*) Z. d. V. d. I. 1897, Seite 431 u. f.

b) Schlittengeschwindigkeit C.

Zur Ermittlung der jeweiligen Schlittengeschw. ist der Neigungswinkel β der Treibstange erforderlich. Derselbe bestimmt sich zu:

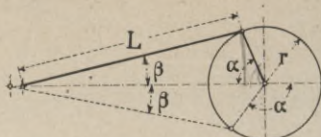


Fig 7.

$$\sin \beta = \frac{r}{L} \cdot \sin \alpha \dots (6)$$

Anhaltspunkte gibt folgende Tab. 3:

Tab. 3. Werte für Winkel β bei gegebenem Kurbelwinkel α .

Hingang $\alpha =$		0°	30°	60°	90°	120°	150°	180°
$L:r=4$	$\beta =$	0°	$7^\circ 10'$	$12^\circ 30'$	$14^\circ 30'$	$12^\circ 30'$	$7^\circ 10'$	0°
$L:r=5$	$\beta =$	0°	$5^\circ 40'$	$9^\circ 56'$	$11^\circ 32'$	$9^\circ 56'$	$5^\circ 40'$	0°
$L:r=6$	$\beta =$	0°	$4^\circ 45'$	$8^\circ 15'$	$9^\circ 33'$	$8^\circ 15'$	$4^\circ 45'$	0°
Rückgang $\alpha =$		180°	150°	120°	90°	60°	30°	0°

Bezogen auf den Schlittenweg s , ergeben sich für Winkel β folgende Werte:

Tab. 4. Werte für Winkel β bei gegebenem Schlittenweg s .

Hingang $s =$		0	$0,4r$	$0,8r$	$1,2r$	$1,6r$	$2r$
$L:r=4$	$\beta =$	0°	$10^\circ 40'$	$13^\circ 40'$	$14^\circ 25'$	$12^\circ 30'$	0°
$L:r=5$	$\beta =$	0°	$8^\circ 40'$	11°	$11^\circ 18'$	$9^\circ 50'$	0°
$L:r=6$	$\beta =$	0°	$7^\circ 20'$	$9^\circ 10'$	$9^\circ 30'$	$8^\circ 5'$	0°
Rückgang $s =$		$2r$	$1,6r$	$1,2r$	$0,8r$	$0,4r$	0

Rechnerisch ergibt sich als Schlittengeschw. C in einem beliebigen Punkt:

$$\text{Hingang } C = u \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \text{ in Mtr./Sek.} \dots (7)$$

$$\text{Rückgang } C = u \frac{\sin(\alpha - \beta)}{\cos \beta} \text{ in Mtr./Sek.} \dots (8)$$

und angenähert:

$$\text{Hingang } C = u \cdot \sin \alpha \left(1 + \frac{r}{L} \cdot \cos \alpha\right) \dots (9)$$

$$\text{Rückgang } C = u \cdot \sin \alpha \left(1 - \frac{r}{L} \cdot \cos \alpha\right) \dots (10)$$

Die Schlittengeschw. erreicht ihren **höchsten Wert** bei $\alpha + \beta = 90^\circ$ und bestimmt sich zu

$$C_{max} = \frac{u}{\cos \beta} \text{ in Mtr./Sek., wobei } \operatorname{tg} \beta = \frac{r}{L} \dots \dots \dots (11)$$

Für $L = \infty$ wird $C = u \cdot \sin \alpha$ und $C_{max} = u$ für $\alpha = 90^\circ$. (11 a)

Zur Prüfung von Rechnungsergebnissen diene folgende Tab. 5:

Tab. 5. Schlittengeschw. C bei gegebenem Kurbelwinkel α .

$\alpha =$		0°		45°		90°		135°		180°	
		Hing.	Rückg.	Hing.	Rückg.	Hing.	Rückg.	Hing.	Rückg.	Hing.	Rückg.
$L : r = 4$	$C =$	Null		0,83 u	0,58 u	u		0,58 u	0,83 u		Null
$L : r = 5$	$C =$	"		0,8 u	0,6 u	u		0,6 u	0,8 u		"
$L : r = 6$	$C =$	"		0,79 u	0,62 u	u		0,62 u	0,79 u		"
$L = \infty$	$C =$	"		0,71 u		u		0,71 u			"

Tab. 6. Schlittengeschw. C bei gegebenem Schlittenweg s.

Hingang $s =$		Null	0,4 r	0,8 r	1,2 r	1,6 r	2 r
$L : r = 4$	$C =$	Null	0,866 u	1,024 u	0,978 u	0,753 u	Null
$L : r = 5$	$C =$	"	0,853 u	1,012 u	0,975 u	0,76 u	"
$L : r = 6$	$C =$	"	0,846 u	1,01 u	0,969 u	0,763 u	"
$L = \infty$	$C =$	"	0,807 u	0,98 u	0,98 u	0,807 u	"
Rückgang $s =$		2 r	1,6 r	1,2 r	0,8 r	0,4 r	Null

Tab. 7. Schlittengeschw. C_{max} .

		$L : r =$	4	5	6	∞
Grösste Schlittengeschw. $C_{max} =$			1,031 u	1,02 u	1,014 u	u
Zugehörig. Kolbenweg		Hing. $s =$	1,896 r	0,912 r	0,932 r	r
		Rückg. $s =$	1,104 r	1,088 r	1,068 r	r

Beispiel: In Kurbelstellung $\alpha = 135^\circ$ ist für $r : L = 1/5$ nach Tab. 5 die Schlittengeschw. für Hingang $C = 0,6 u$, für Rückgang $C = 0,8 u$. Diese Verschiedenheit ist eben die Folge des sog. Fehlergliedes nach Gleich. 7—10.

Zeichnerische Darstellung der Schlittengeschwindigkeit C .

Die zeichnerische Darstellung gibt in übersichtlicher Weise ein Bild, wie sich die Schlittengeschw. C während eines Kolbenhubes ändert. Da es sich in den meisten Fällen um Ermittlung der verschiedenen Geschwindigkeiten in einem bestimmten Kurbeltrieb handelt, so wählt man den Massstab für die Aufzeichnung so, dass der Kurbelradius r des Diagramms in einem ganz bestimmten Verhältnis zur Umfangsgeschw. u steht. (Um Verwechslungen zu vermeiden, wollen wir hier den Kurbelradius mit r bezeichnen, zum Unterschied von dem wirklichen Radius r).

Treibstangenlänge für das Diagramm $\mathcal{L} = \frac{L}{r} \cdot r$.

Beispiel: Kurbelradius $r = 0,21$ Mtr., $n = 55$ Umdrehungen i. d. Min., ergibt nach Gleich. 13 Umfangsgeschw. $u = \frac{0,21 \cdot \pi \cdot 55}{30} = 1,2$ Mtr./Sek. Als Massstab für das Diagramm Fig. 8 wird man nun wählen $r = 12$ mm, d. h. je 10 mm entspr. 1 Mtr. Schlittengeschw. C .

Ist der Massstab in dieser Weise gewählt, so kann man die jeweiligen Schlittengeschw. C ohne weiteres abmessen.

Die Aufzeichnung geschieht in folgender Weise:

1. **Unendlich lange Treibstange** ($\mathcal{L} = \infty$). Die Geschwindigkeitslinie ergibt sich hier als Kreis mit dem Radius r (in Fig. 8 gezeichnet). Die jeweiligen Geschw. können nun durch Abmessen (vergl. C in Fig. 8) bestimmt werden unter Berücksichtigung des gewählten Massstabes. Ergibt sich für obiges Beispiel aus der Zeichnung $C = 11$ mm, so ist die entspr. Geschw. für die betr. Schlittenstellung $C = 11:10 = 1,1$ Mtr./Sek.

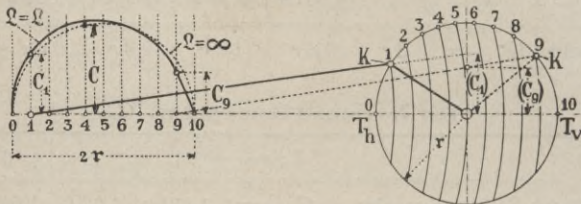


Fig. 8.

2. **Treibstange von endlicher Länge.** Die Treibstange wird über den Schnittpunkt K mit dem Kurbelkreis verlängert bis zur senkrechten Mittellinie des Kurbelkreises. Die senkrechte Entfernung dieses Schnittpunktes von der Linie $T_h T_v$ ergibt dann die Schlittengeschw. C für die betr. Kurbelstellung. In Fig. 8 ist dieses Verfahren für die Kurbelstellungen 1 und 9

dargestellt und ohne weiteres verständlich. Die sich ergebende Geschwindigkeitslinie ist in *Fig. 8* (links) ausgezogen wieder-gegeben und gefunden durch Übertragen, wie z. B. (C_1) nach C_1 und (C_9) nach C_9 .

Man kann auch für eine beliebige Kurbelstellung setzen:

$$\text{Schlittengeschw. } C = \frac{x}{r} \cdot u \quad (12)$$

worin x (Verlängerung der Treibstangenrichtung) aus der Zeichnung gemessen (*Fig. 8a*) in Mtr., u die Umfangsgeschw. nach Gleich. 13.

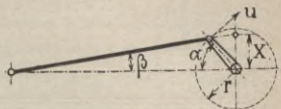


Fig. 8a.

c) Schlittenbeschleunigung φ .

Umfangsgeschw. im Kurbelkreis

$$u = \frac{r \cdot \pi \cdot n}{30} \text{ in Mtr./Sek.} \dots \dots \dots (13)$$

Ausser den allgemeinen Bezeichnungen auf Seite 393 be-
deute hier noch:

φ_1 die Beschleunigung im hinteren Totpunkt in Mtr./Sek.²,

φ_2 " " " vorderen " " "

dann wird

1. für unendlich lange Treibstange ($L = \infty$)

$$\text{Hingang } \varphi_1 = \frac{u^2}{r}; \quad \text{Rückgang } \varphi_2 = \frac{u^2}{r} \text{ in Mtr./Sek.}^2 \quad (14)$$

und für jeden Kurbelwinkel α :

$$\text{Hingang } \varphi = \frac{u^2}{r} \cdot \cos \alpha; \quad \text{Rückgang } \varphi = \frac{u^2}{r} \cdot \cos \alpha \text{ in Mtr./Sek.}^2 \quad (15)$$

2. für endlich lange Treibstange ($L = L$)

$$\text{Hingang } \varphi = \frac{u^2}{r} \left(\cos \alpha + \frac{r}{L} \cdot \cos 2 \alpha \right) \text{ in Mtr./Sek.}^2 \quad (16)$$

$$\text{Rückgang } \varphi = \frac{u^2}{r} \left(\cos \alpha - \frac{r}{L} \cdot \cos 2 \alpha \right) \text{ in Mtr./Sek.}^2 \quad (17)$$

für die Totpunktlagen:

$$\left. \begin{aligned} \text{Hingang } \varphi_1 &= \frac{u^2}{r} \left(1 + \frac{r}{L} \right) \text{ in Mtr./Sek.}^2 \\ \text{Rückgang } \varphi_2 &= \frac{u^2}{r} \left(1 - \frac{r}{L} \right) \text{ in Mtr./Sek.}^2 \end{aligned} \right\} \dots \dots (18)$$

Bei Überschlagsrechnungen und zur Kontrolle durchgeführter Berechnungen ist in nachstehender Tab. 8 der letzte Wert der Gl. 16 und 17 zusammengestellt für verschiedene Kurbelwinkel.

Tab. 8. Werte des Ausdrucks $\cos \alpha \pm \frac{r}{L} \cdot \cos 2 \alpha$

für Hingang + Werte							für Hingang - Werte						
„ Rückgang - „							„ Rückgang + „						
Hing. $\alpha =$	0°	15°	30°	45°	60°	75°	90°	105°	120°	135°	150°	165°	180°
Rückg. $\alpha =$	180°	165°	150°	135°	120°	105°	90°	75°	60°	45°	30°	15°	0°
$L : r = 4$	1,25	1,182	0,99	0,707	0,375	0,043	0,25	0,475	0,625	0,707	0,741	0,75	0,75
$L : r = 5$	1,2	1,139	0,966	0,707	0,4	0,086	0,2	0,432	0,6	0,707	0,766	0,793	0,8
$L : r = 6$	1,167	1,11	0,949	0,707	0,417	0,115	0,166	0,403	0,583	0,707	0,783	0,822	0,83

Beispiel: Es sei $u = 4,2$ Mtr./Sek., $r = 0,4$ Mtr., so wird für $L : r = 5$ und $\alpha = 75^\circ$

$$\text{Hingang } \varphi = \frac{4,2^2}{0,4} \cdot 0,086 = 3,8 \text{ Mtr./Sek.}^2$$

$$\text{Rückgang } \varphi = \frac{4,2^2}{0,4} \cdot 0,432 = 19 \text{ Mtr./Sek.}^2$$

Tab. 9. Werte des Ausdrucks $\cos \alpha \pm \frac{r}{L} \cdot \cos 2 \alpha$ bei gegebenem Schlittenweg s

für Hingang + Werte				für Hingang - Werte		
„ Rückgang - „				„ Rückgang + „		
Schlittenweg s						
Hingang .	0	0,4 r	0,8 r	1,2 r	1,6 r	2 r
Rückgang	2 r	1,6 r	1,2 r	0,8 r	0,4 r	0
$L : r = 4$	1,25	0,644	0,114	0,321	0,628	0,75
$L : r = 5$	1,2	0,63	0,126	0,296	0,616	0,8
$L : r = 6$	1,167	0,622	0,136	0,279	0,610	0,833

Zeichnerische Darstellung der Schlittenbeschl. φ .

Die zeichnerische Darstellung hat den Vorteil der grösseren Übersichtlichkeit. Die Beschleunigungen kann man als Ordinaten einer geraden Linie auftragen und zwar die Plus-Werte (Beschleunigung) nach unten und die Minus-Werte (Verzögerung) nach oben.

Die Reihenfolge des Aufzeichnens ist folgende:

Zunächst bestimmt man den Wert $\frac{u^2}{r}$ und wählt für den zu zeichnenden schematischen Kurbeltrieb den Kurbelradius r so, dass derselbe in einem ganz bestimmten Verhältnis zum gerechneten Wert $\frac{u^2}{r}$ steht.

Die Treibstangenlänge für das Schema wird dann $g = \frac{L}{r} \cdot r$.

Beispiel:

Es sei $u = 4,2$ Mtr., $r = 0,4$ Mtr., so wird $\frac{u^2}{r} = 44$ Mtr./Sek.². Als Massstab wird man wählen $r = 44$ mm, d. h. $1 \text{ mm} = 1 \text{ Mtr./Sek.}^2$.

1. Aufzeichnen des schematischen Kurbeltriebes.

Man verzeichnet den Kurbelradius r in der gewählten Grösse (vergl. vorstehendes Beispiel) und teilt die Strecke $T_h T_v$ (Fig. 9)

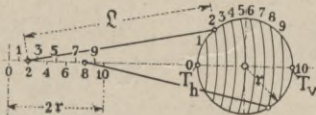


Fig. 9.

Die Aufzeichnung des vorstehenden Beispieles in $\frac{1}{7}$ verkleinert.

in 10 gleiche Teile. Dann beschreibt man mit dem Radius g Kreisbogen durch die Teilpunkte und markiert auf dem Schlittenweg $2r$ (in Fig. 9 links) ebenfalls die Mittelpunkte der Kreisbogen g .

2. Ermittlung der Beschleunigungen $+\varphi_1$ und $-\varphi_2$.

In Mitte Schlittenweg (Stellung 5) errichte man eine Senkrechte und trage beiderseitig r ab (Fig. 10), in den Punkten 0 und 10 errichte man ebenfalls Senkrechte. Verbindet man nun Mitte Kurbelkreis mit den auf der mittleren Senkrechten des Schlittenweges abgemessenen Punkten durch gerade Linien, so ergeben sich die Beschleunigungen $+\varphi_1$ und $-\varphi_2$ (vergl. Fig. 10).

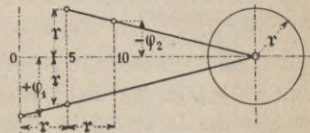


Fig. 10.

3. Ermittlung der Beschl. φ für beliebige Kurbelstellungen

In Fig. 11–13 ist gezeigt, in welcher Weise für beliebige Kurbelwinkel α die entspr. Schlittenbeschl. φ ermittelt wird und zwar ist die Darstellung durchgeführt für die Kurbelstellungen 2 und 8.

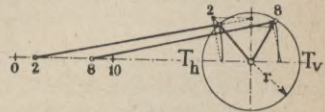


Fig. 11.

Aufzeichnen der Schlittenbeschl. φ für den Punkt 2 (Fig. 11–12).

Man verlängere die Treibstangen-Mittellinie über den Schnittpunkt K mit dem Kurbelkreis hinaus bis zur Mittellinie Oy des letzteren, welche in Punkt a (Fig. 12) geschnitten wird.

Ziehe Linie ab horizontal Linie $T_h T_v$, welche die Linie 02 für die Kurbelstellung in b schneidet.

Ziehe von Punkt b eine Senkrechte c , welche die Treibstangenlinie in d schneidet.

Ziehe von Schnittpunkt d zur Treibstangenlinie eine Senkrechte, welche Linie $T_h T_v$ in e schneidet.

Die Strecke $0e$ ist die gesuchte Beschl. φ für den Punkt 2.

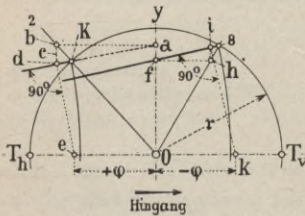


Fig. 12.



Fig. 13.

Aufzeichnen der Schlittenbeschl. φ für den Punkt 8 (Fig. 11–12).

Vom Schnittpunkt f der Treibstangen-Mittellinie mit der Linie $0y$ (Fig. 12) ziehe man eine Horizontale zur Linie $T_h T_v$, welche die Linie 08 im Punkt h schneidet.

Ziehe von Schnittpunkt h eine Senkrechte, welche die Treibstangenlinie in i schneidet.

Ziehe vom Schnittpunkt i eine Senkrechte zur Treibstangenlinie, welche die Linie $T_h T_v$ in k schneidet.

Die Strecke $0k$ ist die gesuchte Beschl. φ für die Kurbelstellung 8.

Für den Hingang sind die Werte, welche links vom Mittelpunkt 0 abgemessen werden Plus-Werte, und diejenigen, welche rechts vom Mittelpunkt 0 liegen Minus-Werte.

In Fig. 13 ist noch die Ermittlung der Beschl. für den Rückgang dargestellt und zwar für die Kurbelstellungen $2'$ und $8'$. Die Konstruktion ist ähnlich derjenigen für den Hingang und auch ohne weiteres aus der Fig. 13 ersichtlich.

Nur liegen hierbei die Plus-Werte rechts und die Minus-Werte links vom Mittelpunkt 0 .

Nach den vorstehenden Erklärungen sind nunmehr in Fig. 14 die Beschleunigungen für einen Schlittenweg (Hingang) zusammengestellt und zwar

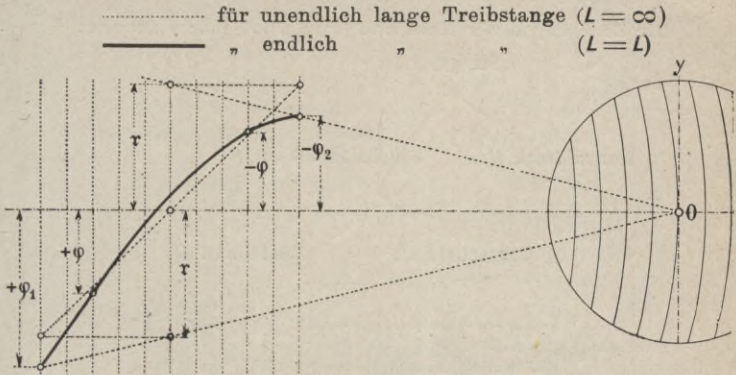


Fig. 14. $+\varphi$ und $-\varphi$ übertragen aus Fig. 12.

Mit Hilfe dieses Diagramms ist man in der Lage, für jeden beliebigen Punkt die entspr. Beschl. zu bestimmen unter Berücksichtigung des gewählten Masstabes (vergl. Seite 401).

Um sich den Begriff „Hingang“ und „Rückgang“ und die betr. Beschleunigungen φ_1 und φ_2 sowie den grössten vorkommenden Winkel α klar zu machen, diene Fig. 15.

Der Begriff Hingang kann sich ebenso gut auf eine linksumlaufende, als auch auf eine rechtsumlaufende Masch. beziehen. Dieses ist besonders vom Anfänger festzuhalten.

α_0 ist der Kurbelwinkel, bei welchem die Beschl. = Null wird. Derselbe bestimmt sich nach Radinger zu:

$$\cos \alpha_0 = \frac{-1 + \sqrt{1 + 8 \left(\frac{r}{L}\right)^2}}{4 \cdot \frac{r}{L}} \quad (19)$$

Gleich. 19 ergibt folgende Werte:

$$\left. \begin{array}{l} L:r = 4 \quad 5 \quad 6 \quad \infty \\ \alpha_0 = 77^\circ \quad 79^\circ \quad 81^\circ \quad 90^\circ \end{array} \right\} \quad (20)$$

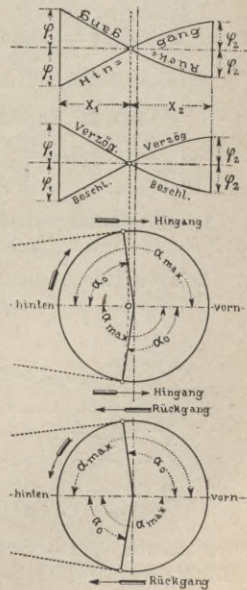
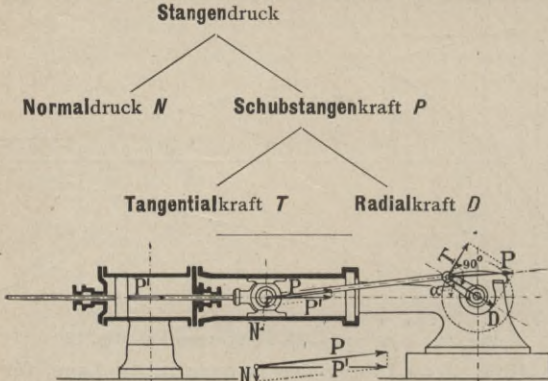


Fig. 15.

62. Kraftverhältnisse.

Ausser den Bezeichnungen in § 61 bedeutet hier noch P' die Kolbenstangendruckkraft in kg.

Die Zerlegung dieser Kraft erfolgt nach folgendem Schema:



Tab. 1. Genaue Gleichungen.

Schubstangenkraft	Normaldruck	Tangentialkraft	Radialkraft
$P = P' : \cos \beta$	$N = P' \cdot \operatorname{tg} \beta$	$T = P' \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$	$D = \frac{P'}{\cos \beta} \cdot \cos(\alpha + \beta)$

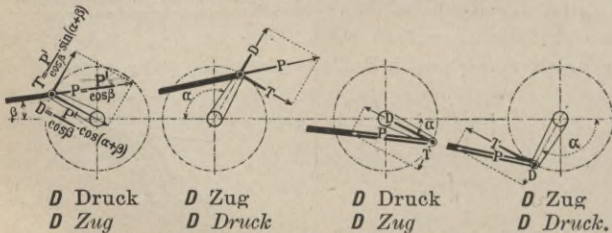
Winkel β nach 61 b, Gl. 6 u. Tab. 3.

Tab. 2. Angenäherte Werte für Berechnungen.

grösster Wert:	$P_{max} = 1,02 P'$	$N_{max} = 0,2 P$	$T_{max} = P$	$D_{max} = P$
kleinster Wert:	$P = P$	$N = \text{Null}$	$T = \text{Null}$	$D = \text{Null}$

Die Treibstangenkraft P weicht von der Kolbenstangendruckkraft P' sehr wenig (nur 2%) ab, man setzt deshalb $P = P'$.

Zeichnerische Bestimmung der Grösse der Kräfte:



Die oberen Werte gelten bei Kraftäusserung von der Stange aus.
Die unteren Werte gelten bei Kraftäusserung von der Kurbel aus.

Kurbelwellen. (63—76.)

Berechnung von Kurbelwellen. (63—74.)

Abweichend von den unter § 59 betrachteten Wellen haben wir es hier mit solchen zu tun, die ausser Biegemomenten noch Drehkräfte zu übertragen haben, weshalb ihre Berechnung auf zusammengesetzte Festigkeit zu erfolgen hat.

Wellen mit Stirnkurbeln. (63—65).

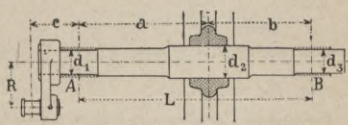
Diese werden mit einer oder zwei Stirnkurbeln ausgeführt und finden vielfach Anwendung für Dampfmasch. liegender und stehender Anordnung, ferner für Wasserpumpen, Luftkompressoren, Sägegatter u. dergl. für Riemenantrieb.

63. Welle mit einer Stirnkurbel (lieg. Masch.).

a) Bezeichnung der Auflagerdrücke.

Während wir bei den Trägern in § 40 k nur mit einer Krafrichtung zu tun hatten, wirken hier die Kräfte in zwei rechtwinklig zueinander stehenden Richtungen.

Allgemein sei *A* das linke, *B* das rechte Lager und um nun an der Art der Buchstabenbezeichnung schon die Krafrichtung zu erkennen, sei gesetzt:



A_v B_v die vertikalen, *A_h B_h* die horizontalen Auflagerdrücke,
A_{res} B_{res} die resultierenden Auflagerdrücke.

b) Bestimmung der Auflagerdrücke (lieg. Masch.).

$$A_v = G \cdot \frac{b}{L} \text{ in kg} \quad \dots \quad (1)$$

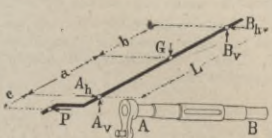
$$B_v = G \cdot \frac{a}{L} \text{ ,, ,,} \quad \dots \quad (2)$$

$$A_h = P \cdot \frac{L+c}{L} \text{ in kg} \quad \dots \quad (3)$$

$$B_h = P \cdot \frac{c}{L} \text{ in kg} \quad \dots \quad (4)$$

$$A_{res} = \sqrt{A_v^2 + A_h^2} \text{ in kg}; \quad B_{res} = \sqrt{B_v^2 + B_h^2} \text{ in kg} \quad (5)$$

$$\text{Kontrolle: } A_v + B_v = G; \quad A_h - B_h = P \quad \dots \quad (6)$$



c) Bestimmung der Beanspruchungen und Momente.

Es gilt allgemein:

Biegebungsbeanspr. $\sigma_b = M_b : W$ in kg/qcm . . . (7)

Bei runden Querschnitten ist $W = 0,1 d^3$ in cm^3 . . (8)*

Drehungsbeanspr. $\tau = M_d : W_p$ in kg/qcm . . . (9)

Bei runden Querschnitten ist $W_p = 0,2 d^3$ in cm^3 . (10)*

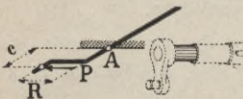
Die Vereinigung der Beanspr. erfolgt nach § 40 s und bestimmt sich

Gesamtbeanspr. $\sigma = 0,35 \sigma_b + 0,65 \sqrt{\sigma_b^2 + 4(\alpha_0 \cdot \tau)^2}$ in kg/qcm (11)

worin α_0 der Anstrengungsfaktor nach § 40 s, Tab. 2, (für Stahl $\alpha_0 = 1$).

In den nachstehenden Abb. hat man sich an der durch § gekennzeichneten Stelle die Welle fest eingeklemmt zu denken.

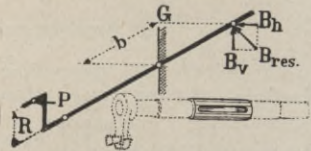
Lager bei A (Hauptlager).



Biegung $M_b = P \cdot c$ kgcm (12)

Drehung $M_d = P \cdot R$ „ (13)

Welle in Mitte Schwungrad.



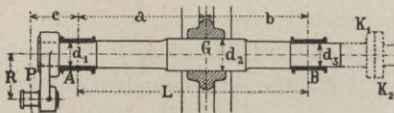
Biegung $M_b = B_{res} \cdot b$ kgcm (14)

Drehung $M_d = P \cdot R$ „ (15)

Berechnung der Beanspr. nach Gl. 7—11, zul. Beanspr. nach § 73.

d) Für Übungsbeispiele.

Wellen für Dampfmaschinen, auch für Wasserpumpen, Luftkompressoren, Sägegatter u. dergl. mit Riemenantrieb.



P	G	R	d ₁	a	b	c	n
900	170	100	70	600	500	160	220
3700	900	200	120	700	600	235	156
7400	2000	300	160	880	720	310	125
12000	4000	400	210	1100	900	395	100
17000	7700	500	250	1350	1150	485	90

Von diesen Werten kann bei Übungsbeispielen etwa 30% nach oben oder unten abgewichen werden.

Kraftabgabe oder -Aufnahme von G oder von der Kupplung K₁ K₂ aus. Scheibe K₁ ist häufig angeschmiedet.

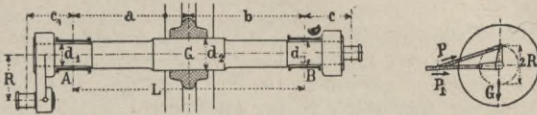
Lagerlänge für Hauptlager d₁ etwa 1,6 d₁; Durchm. d₂ = 1,4 d₁; Durchm. d₃ (wird nur auf Drehung beansprucht) = d₁ bis 0,8 d₁; Lagerlänge für d₃ etwa 1,6 d₃; Länge y = 3 d₂. Kurbel nach § 77 e zeichnen. Die Tourenzahl n benötigen wir zur Prüfung der Zapfen auf Heisslaufen nach § 52 c.

*) Für andere Querschnitte beachte § 39, Tab. 7 u. 9.

64. Welle mit zwei Stirnkurbeln (unter 90° versetzt).

a) Bezeichnung der Auflagerdrücke.

Die Kräfte wirken hier ebenfalls in zwei Richtungen, weshalb die in § 63 a erwähnten Bezeichnungen für die Auflagerdrücke beibehalten werden sollen.



Wir nehmen die Kräfte für jede Kurbelstellung parallel der Kraftrichtung G an, streng genommen träte dieses nur bei ∞ langer Treibstange zu. (Die Versetzung der Kurbeln unter 90° ist die meist übliche, man findet bei Dampfmasch. und Kompressoren auch hin und wieder Winkel von 110°.)

b) Bestimmung der Auflagerdrücke.

$$A_v = G \cdot \frac{b}{L}, \quad B_v = G \cdot \frac{a}{L} \text{ in kg} \quad (16)$$

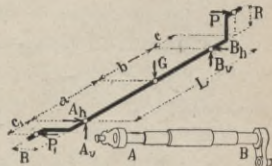
$$A_h = P_1 \cdot \frac{L + c_1}{L} + P \cdot \frac{c}{L} \text{ ,, ,, } (17)$$

$$B_h = P \cdot \frac{L + c}{L} + P_1 \cdot \frac{c_1}{L} \text{ ,, ,, } (18)$$

$$A_{res} = \sqrt{A_v^2 + A_h^2} \text{ in kg} \quad (19)$$

$$B_{res} = \sqrt{B_v^2 + B_h^2} \text{ ,, ,, } (20)$$

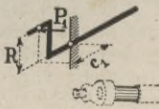
$$\text{Kontrolle: } A_v + B_v = G; \quad A_h - B_h = P_1 - P \quad (21)$$



c) Momente und Beanspruchungen.

Hinsichtlich der Beanspruch. gilt die allg. Erklärung in § 73.

Lager bei A
(linkes
Kurbellager).



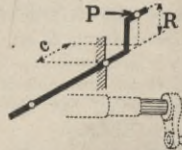
Biegung

$$M_b = P_1 \cdot c_1 \text{ kgcm} \quad (22)^*$$

Drehung

$$M_d = P_1 \cdot R \text{ kgcm} \quad (23)^{**}$$

Lager bei B
(rechtes
Kurbel-
lager).



Biegung

$$M_b = P \cdot c \text{ kgcm} \quad (24)^*$$

Drehung

$$M_d = P \cdot R \text{ kgcm} \quad (25)^{**}$$

*) Biegungsbeanspr. σ_b nach Gleich. 7, mit W nach Gleich. 8, Gesamtbeanspr. nach Gl. 11 oder angenähert nach Tab. 2 in § 40 s.

***) Drehungsbeanspr. τ nach Gleich. 9, mit W_p nach Gleich. 10, Gesamtbeanspr. nach Gleich. 11 oder angenähert nach Tab. 2 in § 40 s.

Zul. Beanspr. nach § 73.

Welle in Mitte Schwungrad.

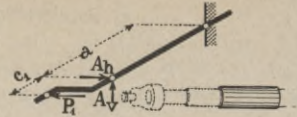
horizontal

$$(M_b)_h = A_h \cdot a - P_1 (a + c_1) \quad (26)$$

vertikal $(M_b)_v = A_v \cdot a \text{ kgcm} \quad (27)$

result. $M_b = \sqrt{(M_b)_h^2 + (M_b)_v^2} \quad (28)^*$

Drehung $M_d = P_1 \cdot R \text{ kgcm} \quad (29)^{**}$



d) Für **Übungsbeispiele** gilt Tab. in § 63 d. Wir setzen $b = a$ sowie $c_1 = c$ und auf den Kopf rechts auch eine Stirnkurbel, welche ebenfalls ein Drehmoment von $P \cdot R$ überträgt. Das Schwungradgewicht ist um etwa $40\%_0$ grösser zu nehmen.

65: Steh. Maschinen mit Stirnkurbeln.

Bei stehenden Maschinen wirken P und G in einer Richtung und zwar teilweise sich addierend oder entgegenwirkend. Die Ermittlung der Auflagerdrücke weicht deshalb von den Angaben in § 63 b und 64 b etwas ab.

a) Welle mit **einer** Stirnkurbel.

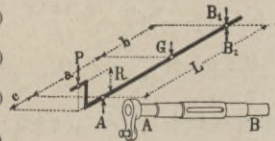
Auflagerdrücke.

$$A_1 = P \cdot \frac{L+c}{L} \text{ in kg} \quad (30)$$

$$B_1 = P \cdot \frac{c}{L} \text{ in kg} \quad (31)$$

$$A_2 = G \cdot \frac{b}{L}; B_2 = G \cdot \frac{a}{L} \text{ in kg} \quad (32)$$

$$A = A_1 + A_2; B = B_1 + B_2 \text{ in kg} \quad (33)$$



$$\text{Kontrolle: } A_1 - B_1 = P; A_2 + B_2 = G \quad (34)$$

Die Bestimmung der **Momente** erfolgt nach den Angaben in § 63 c, nur ist für B_{res} zu setzen B .

b) Welle mit **zwei** Stirnkurbeln.

Wir nehmen die Kräfte für jede Kurbelstellung parallel der Krafrichtung G an, wie dieses für ∞ lange Treibstange zutreffen würde. Streng genommen sind die Richtungen etwas verschieden, wie in Figur angedeutet, der Unterschied hat aber auf unsere Rechnung keinen merkbaren Einfluss.



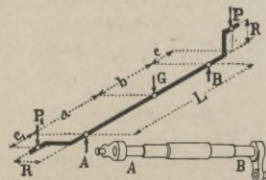
Auflagerdrücke :

$$A_1 = P_1 \cdot \frac{L+c_1}{L} - P \cdot \frac{c}{L} \text{ in kg} \quad (35)$$

$$B_1 = P \cdot \frac{L+c}{L} - P_1 \cdot \frac{c_1}{L} \text{ " " } \quad (36)$$

$$A_2 = G \cdot \frac{b}{L}; B_2 = G \cdot \frac{a}{L} \text{ " " } \quad (37)$$

$$A = A_1 + A_2; B = B_1 + B_2 \text{ in kg} \quad (38)$$



$$\text{Kontrolle: } A_1 + B_1 = P_1 + P; A_2 + B_2 = G \quad (39)$$

*) u. **) vergl. Fussnote unter 64 c oder § 73.

c) *Übungsbeispiele.*

Für stehende Anordnung benützen wir hier ebenfalls die in § 63 d angegebene Tabelle.

d) **Momente und Beanspruchungen zu a und b.**

Für die Berechnung der Lager bei *A* und *B* gelten die Gleich. 22—25 in § 64 c. Bei Ermittlung des Biegemomentes in **Mitte Schwungrad** scheiden die horizontalen und vertikalen Momente aus und wir erhalten:

$$\text{Biegung } M_b = A \cdot a - P_1 \cdot (a + c_1) \text{ in kgcm} \quad (40)$$

$$\text{Drehung } M_d = P_1 \cdot R \text{ in kgcm} \quad (41)$$

Beanspruchung nach § 73.

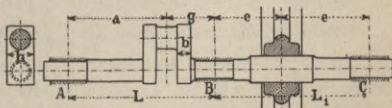
Gekröpfte Wellen. (66—72.)

Diese Wellen werden mit 1, 2, 3 oder auch 4 Kröpfungen ausgeführt und finden Anwendung für Dampfmaschinen, insbesondere stehender Bauart und Schiffsmaschinen, ferner für Gasmotoren, Lokomobilen, Lokomotiven, Pumpen u. dgl. Auch in kleineren Ausführungen vielfach angewandt für Spezialmasch.

Bei der **Berechnung gekröpfter Wellen** gehen wir von denselben Gesichtspunkten aus wie bei den Wellen mit Stirnkurbeln, ermitteln auch zunächst die Auflagerdrücke und dann erst die Biegemomente und Beanspruchungen. Der Anfänger tut gut, vorerst die Abschnitte § 63—65 durchzurechnen.

Einfach gekröpfte Wellen. (66—69.)

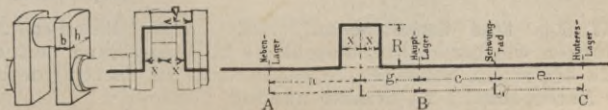
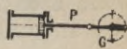
Allgemein nennt man *B* das Hauptlager, weil dasselbe das grösste Drehmoment zu übertragen hat. *A* ist das Nebenlager und *C* das hintere Lager. Der Kurbelschenkel neben dem Hauptlager *B* hat ebenfalls die ganze Kraft zu übertragen.



66. Welle mit drei Lagern für liegende Maschinen.

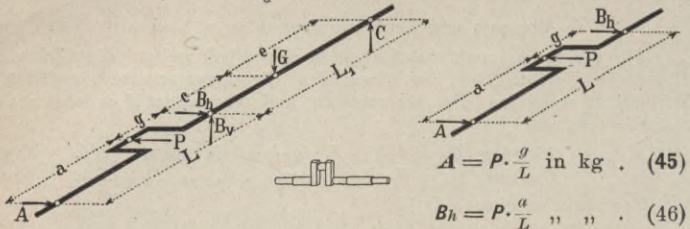
a) **Bestimmung der Auflagerdrücke.**

Wir werden in den Berechnungen die Welle nur **schematisch** andeuten durch Kennzeichnung der Mittellinien.



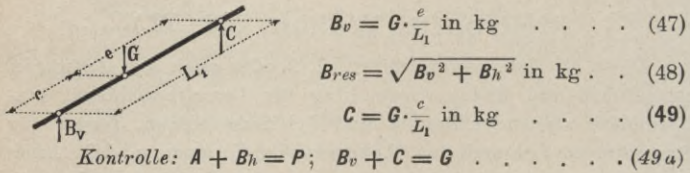
Die erforderlichen Maasse sind durch Buchstaben ersetzt.

Die Kräfte P und G wirken in zwei Richtungen, wir haben deshalb auch hier wieder durch Index h und v die Richtung gekennzeichnet, wie in § 63 a erklärt.



$$A = P \cdot \frac{g}{L} \text{ in kg} \quad (45)$$

$$B_h = P \cdot \frac{a}{L} \text{ " " } \quad (46)$$



$$B_v = G \cdot \frac{e}{L_1} \text{ in kg} \quad (47)$$

$$B_{res} = \sqrt{B_v^2 + B_h^2} \text{ in kg} \quad (48)$$

$$C = G \cdot \frac{c}{L_1} \text{ in kg} \quad (49)$$

$$\text{Kontrolle: } A + B_h = P; \quad B_v + C = G \quad (49a)$$

b) Momente und Beanspruchungen.

Hinsichtlich der Bestimmung der Beanspruchungen gilt die allgemeine Erklärung in § 73.

I. Lager bei A (Hauptlager)

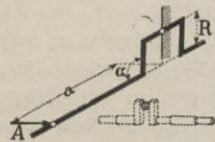
$$\text{Biegung } M_b = \text{Null}; \quad \text{Drehung } M_d = \text{Null} \quad (50)$$

II. In Mitte Kurbelzapfen.

$$\text{Biegung } M_b = A \cdot a \text{ in kgcm} \quad (51)^*$$

$$\text{Drehung } M_d = A \cdot R \text{ " " } \quad (52)^*$$

Diese Momente gelten für einen Kurbelwinkel $\alpha = 90^\circ$, da in dieser Stellung die grösste Beanspruchung auftritt.



III. Im rechten Kurbelschenkel.

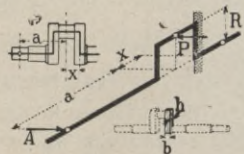
$$\text{Biegung } M_b = P \cdot R \text{ in kgcm} \quad (53)$$

$$\text{Drehung } M_d = A(a+x) - P \cdot x \text{ kgcm} \quad (54)$$

Zur Ermittlung der Beanspr. ist zu setzen nach 73 a:

$$\text{für Biegung } W = \frac{1}{6} b \cdot h^2 \text{ cm}^3 \quad (55)$$

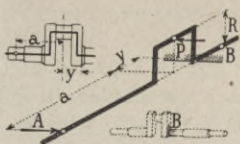
$$\text{" Drehung } W_p = \frac{2}{9} b^2 \cdot h \text{ " } \quad (56)$$



IV. Der linke Kurbelschenkel erhält meist dieselben Abmessungen wie der rechte, obwohl die Beanspruchung geringer ist, da der rechte Schenkel die ganze Kraft zu übertragen hat. Eine Nachrechnung ist deshalb unnötig.

*) Vergl. Fussnote unter 64e oder § 73.

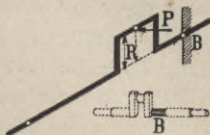
V. Kurbelhals bei B (Anschluss von B an den Schenkel).



Bieg. $M_b = A(a + y) - P \cdot y$ (57)*

Drehung $M_d = P \cdot R$ in kgcm (58)*

VI. Kurbellager bei B (Hauptlager).



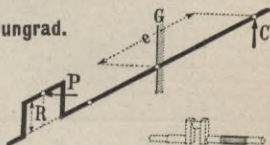
Bieg. $M_b = \text{Null kgcm}$. (59)*

Drehung $M_d = P \cdot R$ kgcm (60)*

VII. Welle in Mitte Schwungrad.

Biegung $M_b = C \cdot e$ kgcm . . (61)*

Drehung $M_d = P \cdot R$,, . . (62)*



VIII. Lager bei C (hinteres Lager).

Wird vom Schwungrad gleichzeitig die Kraft abgeführt oder eingeleitet, so kann das hintere Lager (bei C) kleinere Abmessungen erhalten. Bei Anordnung nach Typ III in § 75 f wird dieses Lager mit einem Drehmoment = $P \cdot R$ beansprucht.

c) Übungsbeispiele.

Hierzu gibt die Tabelle in 67 d Anhaltspunkte.

67. Einf. gekröpfte Welle lieg. Maschinen mit 2 Lagern.

Diese Bauart findet nur Anwendung bei kleineren Maschinen. Die Grösse der Auflagerdrücke weicht von den unter § 66 ermittelten etwas ab, so erhält z. B. das Nebenlager bei A noch einen Zusatzdruck, herrührend vom Schwungradgewicht G.



a) Ermittlung der Auflagerdrücke (lieg. Masch.).

$A_h = P \cdot \frac{g}{L}$ in kg . . (65)

$B_h = P \cdot \frac{a}{L}$,, ,, . . (66)

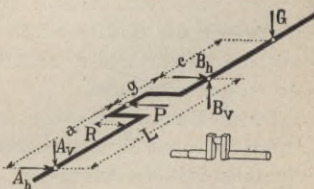
$A_v = G \cdot \frac{c}{L}$,, ,, . . (67)

$B_v = G \cdot \frac{L + c}{L}$ in kg . (68)

$A_{res} = \sqrt{A_v^2 + A_h^2}$ in kg (69)

$B_{res} = \sqrt{B_v^2 + B_h^2}$,, ,, (70)

Kontrolle: $A_h + B_h = P$; $B_v - A_v = G$. . (70a)



*) Vergl. Fussnote unter 64c oder § 73.

b) die Ermittlung der Momente in den einzelnen Querschnitten folgt in derselben Weise, wie in § 66 b angegeben, indem gesetzt wird für A der Wert A_{res} .

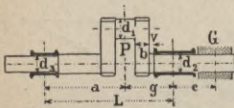
Für das Hauptlager bei B wird:

Biegung $M_b = G \cdot c$ in kgcm, Drehung $M_d = P \cdot R$ in kgcm (71)

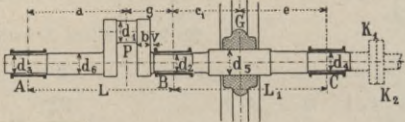
c) Die Beanspruchungen bestimmt man nach der Erklär. in § 73, und diejenige für die Schenkel nach § 66 b, Gleich. 55 bis 56.

d) Für Übungsbeispiele.

Welle mit 2 Lagern.



Welle mit 3 Lagern.



P	G	R	d_1	a	g	c	v
330	55	60	40	240	120	90	10
860	160	100	65	350	190	140	12
3700	900	200	120	520	300	250	15
7400	2000	300	160	650	400	360	18
12000	4000	400	200	750	500	450	20

P ist der Gestängedruck in kg,
 G Gewicht des Schwungrades in kg,
 R Kurbelradius in mm.

Man kann wählen vorläufig:

Durchmesser	Lagerbreiten	Schenkel	Entfernung
$d_1 = d_2$	für $d_1 = d_1$	$b = 0,75 d_1$	$c_1 = 1,3 c$
$d_3 = d_1$ bis $0,8 d_1$	„ $d_2 = 2 d_2$	$h = 1,3 d_1$	$e = 1,2 c_1$
$d_4 = d_1$ „ $0,8 d_1$	„ $d_3 = 1,6 d_3$		
$d_5 = 1,4 d_1, d_6 = 1,2 d_1$	„ $d_4 = 1,6 d_4$		

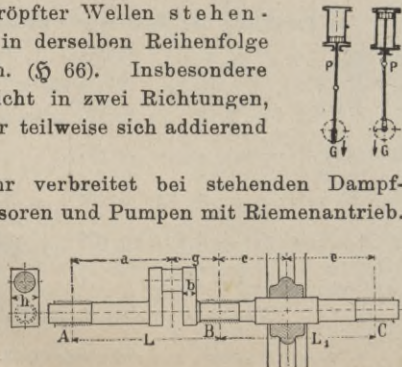
Bei Wellen mit 2 Lagern setzt man wohl auch auf beide Seiten ein Schwungrad.

68. Einf. gekröpfte Welle steh. Masch. mit 3 Lagern.

Die Berechnung gekröpfter Wellen stehender Maschinen geschieht in derselben Reihenfolge wie bei den lieg. Masch. (§ 66). Insbesondere wirken hier die Kräfte nicht in zwei Richtungen, sondern in einer und zwar teilweise sich addierend oder entgegengerichtet.

Diese Bauart ist sehr verbreitet bei stehenden Dampfmaschinen sowie Kompressoren und Pumpen mit Riemenantrieb. Jedenfalls ist die Anord-

nung mit drei Lagern stets derjenigen mit zwei Lagern vorzuziehen. Nicht selten muss man letztere



Ausführung durch Einbauen einer neuen Welle mit drei Lagern umändern. In der Abbild. bedeutet wieder:

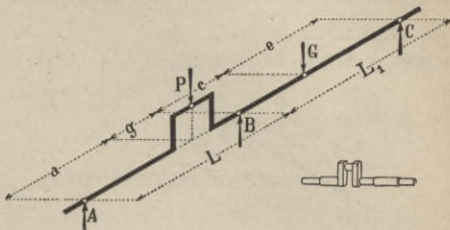
B Hauptlager, *A* Nebenlager, *C* hinteres Lager.

a) Auflagerdrücke (steh. Masch.).

A, *B*, *C* Auflagerdruck der drei Lager in kg,

*B*₁ Auflagerdruck des Lagers bei *B*, herrührend aus *P*,

*B*₂ Auflagerdruck desselben Lagers, herrührend aus *G*.



Man beachte alle drei Abbildungen.

$$A = P \cdot \frac{a}{L} \text{ in kg} \quad (72)$$

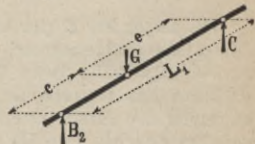
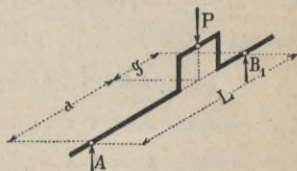
$$B_1 = P \cdot \frac{s}{L} \text{ in kg} \quad (73)$$

$$B_2 = G \cdot \frac{e}{L_1} \text{ in kg} \quad (74)$$

$$B = B_1 + B_2 \text{ in kg} \quad (75)$$

$$C = G \cdot \frac{c}{L_1} \text{ in kg} \quad (76)$$

$$\text{Kontrolle: } A + B_1 = P; \quad B_2 + C = G \quad (77)$$

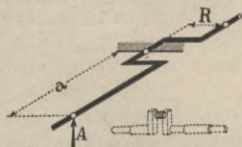


b) Momente und Beanspruchungen (steh. Masch.).

I. Kurbellager bei A.

$$\text{Biegung } M_b = \text{Null}; \quad \text{Drehung } M_d = \text{Null} \quad (80)$$

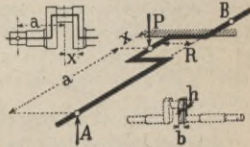
II. In Mitte Kurbelzapfen.



$$\text{Biegung } M_b = A \cdot a \text{ kgcm} \quad (81)^*$$

$$\text{Drehung } M_d = A \cdot R \quad (82)^*$$

III. Rechter Kurbelarm.



$$M_b = P \cdot R \text{ kgcm} \quad (83)$$

$$M_d = A(a + x) - P \cdot x \text{ kgcm} \quad (84)$$

*) Vergl. Fussnote unter 64 c oder § 73.

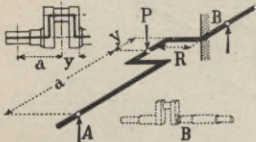
Zur Bestimmung der Beanspr. im Kurbelarm ist zu setzen:

für Biegung $W = \frac{1}{6} b \cdot h^2$ in cm^3 (85)

„ Drehung $W_p = \frac{2}{9} b^2 \cdot h$ „ „ (86)

Den linken Kurbelarm macht man meist so stark als den rechten Arm, obgleich er Drehkräfte überhaupt nicht zu übertragen hat.

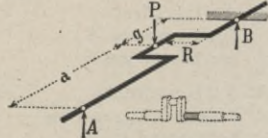
IV. Kurbelhals bei B (Anschluss von B an den Schenkel)



$M_b = A(a+y) - P \cdot y$ kgcm (87)*

Drehung $M_d = P \cdot R$ „ (88)*

V. Lager bei B (Hauptlager).



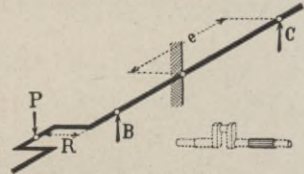
$M_b = \text{Null}$ kgcm . (89)

Drehung $M_d = P \cdot R$ kgcm (90)*

VI. Welle in Mitte Schwungrad.

Biegung $M_b = C \cdot e$ kgcm (91)*

Drehung $M_d = P \cdot R$ „ (92)*



VII. Lager bei C (hinteres Lager).

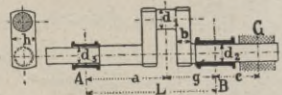
Dient des Schwungrad gleichzeitig zur Kraftabgabe bzw. -Aufnahme, so kann das hintere Lager kleine Abmessungen erhalten. Wird dagegen die Kraft durch eine Kupplung abgenommen oder zugeführt (vergl. Typ III in § 75 f), so erleidet dieses Lager eine Beanspruchung durch das Drehmoment $P \cdot R$.

c) Übungsbeispiele.

Hierzu gibt die Tab. in 67 d Anhaltspunkte.

69. Einf. gekröpfte Wellen steh. Masch. mit 2 Lagern.

Nur bei kleineren Maschinen zulässig. Die Auflagerdrücke weichen in ihrer Grösse etwas von den unter § 68 ermittelten ab. Besonders erhält das Nebenlager bei A einen Zusatzdruck, herrührend vom Schwunradgewicht.



a) Auflagerdrücke (steh. Masch.).

Die Drücke wirken in einer Richtung, wir wollen deshalb bezeichnen mit

A_1, B_1 die Lagerdrücke, herrührend aus P ,

A_2, B_2 „ „ „ „ „ G ,

*) Vergl. Fussnote unter 64c oder § 73.

$$A_1 = P \cdot \frac{g}{L} \text{ in kg} \quad \dots (95)$$

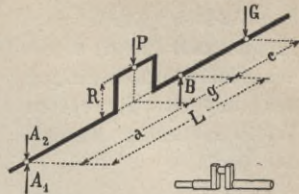
$$B_1 = P \cdot \frac{a}{L} \text{ ,, ,,} \quad \dots (96)$$

$$A_2 = -G \cdot \frac{c}{L} \text{ in kg} \quad \dots (97)$$

$$B_2 = G \cdot \frac{L+c}{L} \text{ ,, ,,} \quad \dots (98)$$

$$A = A_1 + A_2 \text{ ,, ,,} \quad \dots (99)$$

$$B = B_1 + B_2 \quad \dots (100)$$



$$\text{Kontrolle: } A_1 + B_1 = G; B_2 - A_2 = G \quad \dots (100 a)$$

b) Momente und Beanspruchungen.

Zur Ermittlung der **Momente** benutze man für die einzelnen Querschnitte die Gleichungen in § 68 b.

Hauptlager: Bieg. $M_b = G \cdot c$ kgcm; Dreh. $M_a = P \cdot R$ kgcm (101)*

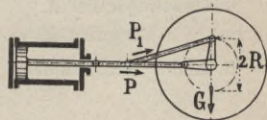
Die **Beanspruchungen** werden bestimmt nach § 63 c, Gleich. 7 bis 11, und § 68 b, Gleich. 83 bis 86, für den Kurbelschenkel.

c) Für Übungsbeispiele.

Wir benutzen hier ebenfalls die Tab. in § 67 d.

70. Doppelt gekröpfte Welle liegender Maschine.

Wir nehmen (wie meist üblich) die beiden Kurbeln um 90° versetzt und den Kolbendruck = Gestängedruck = P für alle Kurbelstellungen gleich gross an. In der Berechnung sind zur Erkennung des Einflusses auf die einzelnen Lagerdrücke die beiden Kolbendrücke mit P und P_1 angegeben.



Dient das Schwungrad von Gewicht G gleichzeitig als Riemen- bzw. Seilscheibe, so kann der Riemen- bzw. Seilzug vernachlässigt werden, wie in Dampfmasch. 8. Aufl., Seite 55 ausführlich erklärt.

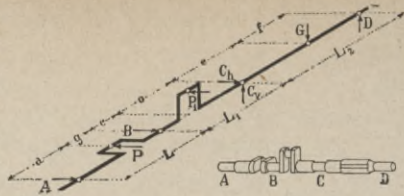
Wir haben die Kräfte (vergl. vorstehende Figur) parallel gerichtet angenommen, obgleich dieses nicht genau zutrifft. Auf das Rechnungsergebnis ist diese Vernachlässigung ohne wesentlichen Einfluss,

a) Die Auflagerdrücke (liegende Masch.).

- A, B, C, D Auflagerdruck der 4 Lager in kg,
- B_1 Auflagerdruck des Lagers B herrührend aus P ,
- B_2 " " " B " " P_1 ,
- C_h " " " C " " P_1 ,
- C_v " " " C " " G .

*) Vergl. Fussnote unter 64 c oder § 73.

Befinden sich zwischen den beiden Kurbelkröpfungen **zwei** Lager, so beachte man die Berechnung der doppelt gekröpften Welle stehender Maschinen (§ 71).



$$A = P \cdot \frac{g}{L} \text{ kg} \quad \dots (105)$$

$$B_1 = P \cdot \frac{a}{L} \text{ " } \quad \dots (106)$$

$$B_2 = P_1 \cdot \frac{o}{L_1} \text{ " } \quad \dots (107)$$

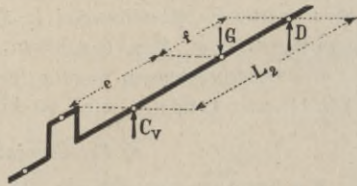
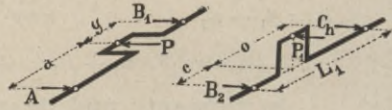
$$B = B_1 + B_2 \text{ in kg} \quad (108)$$

$$C_h = P_1 \cdot \frac{c}{L_1} \text{ in kg} \quad (109)$$

$$C_v = G \cdot \frac{f}{L_2} \text{ " " } \quad (110)$$

$$C = \sqrt{C_v^2 + C_r^2} \text{ kg} \quad (111)$$

$$D = G \cdot \frac{e}{L_2} \text{ in kg} \quad (112)$$



$$\text{Kontrolle: } A + B_1 = P; \quad B_2 + C_h = P_1; \quad C_v + D = G \quad (113)$$

b) Momente und Beanspruchungen (lieg. Masch.).

Beanspruchungen nach § 73.

I. Kurbellager bei A.

$$\text{Biegung } M_b = \text{Null}; \quad \text{Drehung } M_a = \text{Null} \quad \dots (114)$$

II. Linker Kurbelzapfen.



$$\text{Biegung } M_b = A \cdot a \text{ kgm} \quad (115)^*; \quad \text{Drehung } M_a = A \cdot R \text{ kgcm} \quad (116)^*$$

III. Kurbelhals bei B (Anschluss des Lagers B an den Kurbelschenkel).

$$\text{Biegung } M_b = A(a + y) - P \cdot y \text{ kgcm} \quad (117)^*$$

$$\text{Drehung } M_a = P \cdot R \text{ kgcm} \quad \dots (118)^*$$



Bei Bestimmung der Beanspruchungen berücksichtigt man den Bund für den Spritzring nicht, sondern betrachtet das Lager als

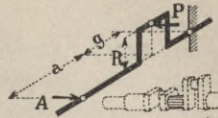
*) Vergl. Fussnote unter 64 c oder § 73.

durchgeführt bis zum Schenkel. Die Widerstandsmomente W und W_p sind deshalb auf den Lagerdurchm. zu beziehen.

IV. Kurbellager bei B.

Biegung $M_b = \text{Null} \dots (119)^*$

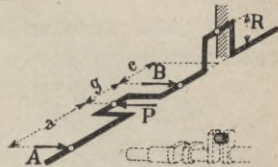
Drehung $M_a = P \cdot R \text{ kgcm} (120)^*$



V. Rechter Kurbelzapfen.

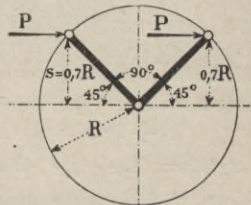
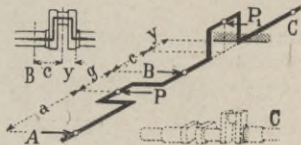
Biegung $M_b = A(a + g + c) - P(g + c) + B \cdot c$ in kgcm (121)*

Drehung:
 $M_a = (B_2 + \frac{5}{8}P) \cdot R \text{ kgcm} \dots (122)^*$



Der Auflagerdruck B_2 erhöht sich hier um $\frac{5}{8}P$, herrührend von dem Drehmom. $P \cdot R$ der link. Kurbel, das, in ein Biegemom. verwandelt (bei $M_b = \text{Null}$), mit $\frac{5}{8}P \cdot R$ in Rechnung zu setzen ist.

VI. Kurbelhals bei C (Anschluss des Wellenhals bei C an den Kurbelschenkel).



Das grösste Drehmoment herrscht in der Kurbelstellung Abb. rechts und bestimmt sich zu

$M_a = P \cdot 0,7 R + P_1 \cdot 0,7 R = 0,7 R (P + P_1) \text{ kgcm} \dots (123)^*$

Biegung:

$M_b = A(a + g + c + y) - P(g + c + y) + B(c + y) - P_1 \cdot y \text{ kgcm} (124)^*$

Entspr. der Erörterung unter III sind auch hier die Widerstandsmomente auf den Lagerdurchm. bei C zu beziehen.

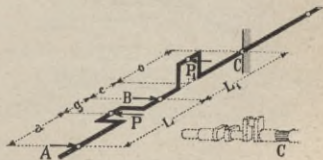
VII. Lager bei C (Hauptlager).

Biegung $M_b = \text{Null} \dots (125)^*$

Drehung:

$M_a = 0,7 R (P + P_1) \text{ kgcm} (126)^*$

Beachte Abb. rechts unter VI.



*) Vergleiche Fussnote unter 64c oder § 73.

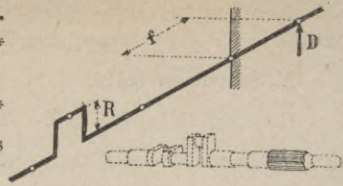
VIII. Welle in Mitte Schwungrad.

Biegung $M_b = D \cdot f$ kgcm (127)*

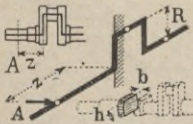
Drehung:

$M_d = 0,7 R (P + P_1)$ kgcm (128)*

Man beachte die Abb. rechts unter VI.



IX. Linker Kurbelarm der linken Kurbel.



$M_b = A \cdot R$ kgcm . (129 a)

Drehung:

$M_d = A \cdot z$ kgcm . (130 a)

Zur Ermittlung der Beanspr. ist einzusetzen:

für Biegung $W = \frac{1}{6} b \cdot h^2$ in cm³ (131)

„ Drehung $W_p = \frac{2}{9} b^2 \cdot h$ „ „ (132)

X. Rechter Kurbelarm der linken Kurbel.



$M_b = P \cdot R$ kgcm . . . (129)*

Drehung:

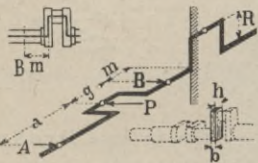
$M_d = A (a + x) - P \cdot x$ kgcm (130)*

XI. Linker Kurbelarm der rechten Kurbel.

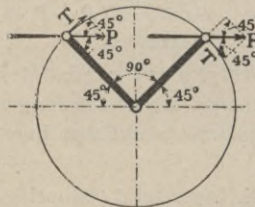
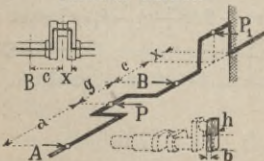
Drehung $M_d = A (a + g + m) - P (g + m) + B \cdot m$ in kgcm . (133)*

Biegung $M_b = (B_2 + \frac{5}{8} P) \cdot R$ kgcm (134)*

Betr. $\frac{5}{8} P$ beachte man die Erklärung unter „Rechter Kurbelzapfen“.



XII. Rechter Kurbelarm der rechten Kurbel.



Das grösste Biegungsmom. herrscht in Kurbelstellung Fig. rechts und bestimmt sich zu:

Biegung $M_b = 2 \cdot T \cdot R = 0,7 \cdot R (P + P_1)$ kgcm . . . (135)*

Drehung:

$M_d = A (a + g + c + x) - P (g + c + x) + B (c + x) - P_1 \cdot x$ kgcm (136)*

*) Vergl. Fussnote unter 64 c oder § 73.

Zur Ermittlung der Beanspruch. ist einzusetzen für XI bis XII

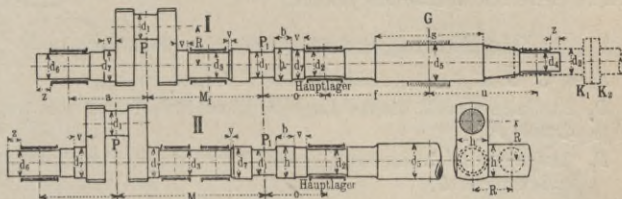
für Biegung $W = \frac{1}{6} b \cdot h^2$ in cm^3 (137)

„ Drehung $W_p = \frac{2}{9} b^2 \cdot h$ „ „ (138)

Vielfach macht man die Kurbelschenkel alle gleich stark und berechnet nur den rechten Kurbelarm der rechten Kurbel auf Festigkeit, da dieser das grösste Drehmoment zu übertragen hat.

c) Für Übungsbeispiele

doppelt gekröpfter Wellen folgen nachstehend **Hilfswerte**, von welchen man etwa bis 30 0/0 nach oben oder unten abweichen kann.



Gestängedruck	$P =$	4500	10000	18000	21000	27000	kg
Schwungradgewicht	$G =$	1000	3300	6000	9000	16000	„
Kurbelradius	$R =$	200	300	400	500	600	mm
$d_1 = d_2 = d_3$		130	200	260	280	320	„
Bund v mindestens	$=$	15	20	20	22	25	„
Entfernung	$a =$	550	700	800	900	1000	„
„ für I	$M_1 =$	600	900	1140	1230	1400	„
„ für II	$M_2 =$	830	1000	1200	1400	1900	„
„ $u = f$	$=$	650	900	1100	1350	1500	„

Lagerdurchm.	Lagerbreite	Verstärkung	Schenkel
$d_1 = d_2 = d_3$	für $d_1 = d$	$d_5 = 1,4 d_2$	$b = 0,65 d_1$
$d_4 = 0,8 d_1$ bis d_1	für $d_2 = 1,6 d_2$	$d_7 = 1,2 d_2$	$h = 1,3 d_1$
$d_6 = 0,8 d_1$ „ d_1	bei II = $1,2 d_3$	$l_s = 3 d_5$	

Für besondere Zwecke, z. B. bei Wellen der Dampfdynamos, ist bei d_5 das Gewicht G zwei bis dreimal so gross! Wird die Kraft durch die Kupplung $K_1 K_2$ weiter geleitet, so setze $d_4 = d_2$. K_1 ist meist an die Welle angeschmiedet.

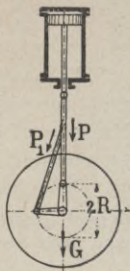
Ob die Anordnung nach I (1 Lager in M_1) oder nach II (2 Lager in M_2) auszuführen ist, hängt wesentlich von der Örtlichkeit ab. Bei Dampfmaschinen z. B. ist für die Entfern. a , M_1 u. M_2 die Steuerung der Zylinder usw. massgebend.

Für die Entfern. u u. f kommt in Betracht, ob Riemen- oder Seilbetrieb, Breite d. Schwungradgrube, Zugänglichkeit d. Maschine u. dgl.

Vorsprung links $z = 100$ bis 200 mm ist üblich, um von hier aus irgend etwas, z. B. Ölpumpe, Tachometer (Geschw.-Anzeiger), Tourenzähler oder dergl. antreiben zu können.

71. Doppelt gekröpft Welle stehender Maschinen.

Wir nehmen (wie meist üblich) die beiden Kurbeln um 90° verdreht. Der Gestängedruck der linken Maschinenseite sei mit P , der der rechten mit P_1 bezeichnet. Um den Einfluss der beiden Maschinenseiten auf die einzelnen Lagerdrücke besser verfolgen zu können, sind dieselben getrennt in der Berechnung angegeben.



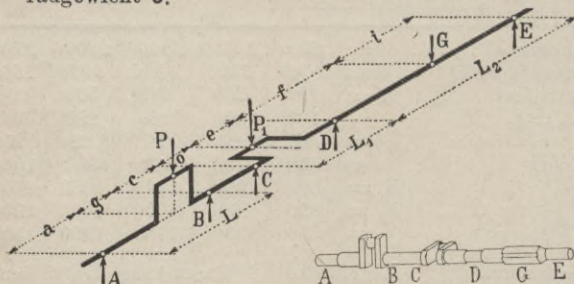
Das Schwungrad von Gewicht G dient gleichzeitig als Riemen- bzw. Seilscheibe. (Der Riemen- bzw. Seilzug kann vernachlässigt werden, wie in Dampfmasch. 8. Aufl., Seite 55, ausführlich erklärt.)

a) Die Auflagerdrücke (stehende Masch.)

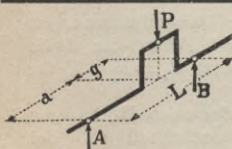
A, B, C, D, E Auflagerdruck der 5 Lager in kg,

D_1 Auflagerdruck dieses Lagers, herrührend aus Gestängedruck P_1 ,

D_2 Auflagerdruck dieses Lagers, herrührend aus Schwungradgewicht G .

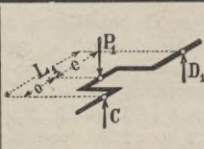


Zwischen den Kurbeln sind für diese Welle zwei Lager angenommen, bei Anordnung eines Lagers beachte man die Berechnung der doppelt gekröpften Welle liegender Maschinen.



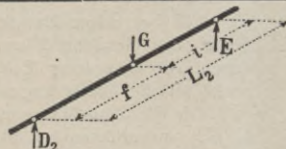
$$A = P \cdot \frac{g}{L} \text{ in kg}$$

$$B = P \cdot \frac{a}{L} \text{ " "}$$



$$C = P_1 \cdot \frac{e}{L_1} \text{ in kg}$$

$$D_1 = P_1 \cdot \frac{o}{L_1} \text{ " "}$$



$$D_2 = G \cdot \frac{i}{L_2} \text{ in kg} \quad (145)$$

$$E = G \cdot \frac{f}{L_2} \text{ " " } \quad (146)$$

$$\text{Auflagerdruck im Lager D} = D_1 + D_2 \text{ in kg} \quad (147)$$

$$\text{Kontrolle: } A + B = P; C + D_1 = P_1; D_2 + E = G \quad (148)$$

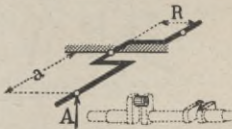
b) Momente und Beanspruchungen (stehende Masch.).

Hinsichtlich der Beanspr. beachte man die allg. Erkl. in § 73.

I. Kurbellager bei A.

Biegung $M_b = \text{Null}$; Drehung $M_a = \text{Null}$. . . (149)

II. Linker Kurbelzapfen.

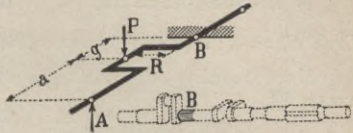


$M_b = A \cdot a \text{ kgcm}$. (150)*

Drehung:

$M_a = A \cdot R \text{ kgcm}$. (151)*

III. Kurbellager bei B,



$M_b = \text{Null kgcm}$. (152)*

Drehung:

$M_a = P \cdot R \text{ kgcm}$. . (153)*

IV. Kurbelhals bei B (Anschluss B an Schenkel).

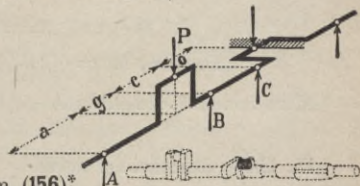


$M_b = A(a + y) - P \cdot y \text{ kgcm}$ (154)*

Drehung $M_a = P \cdot R \text{ kgcm}$ (155)*

V. Rechter Kurbelzapfen (Hauptkurbelzapfen).

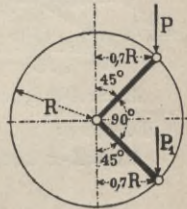
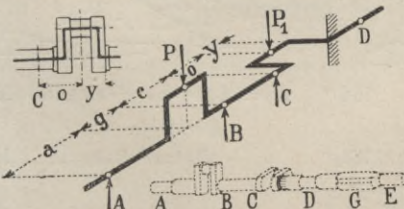
Der Auflagerdruck bei C erhöht sich hier um $\frac{5}{8} P$, herührend von dem Drehmom. $P \cdot R$ der linken Kurbel, welches, in ein Biegemom. verwandelt, (bei $M_b = \text{Null}$) mit $\frac{5}{8} P \cdot R$ in Rechnung zu setzen ist, mithin:



Drehung $M_a = (C + \frac{5}{8} P) \cdot R \text{ kgcm}$ (156)*

$M_b = A(\alpha + b + c + o) - P(b + c + o) + B(c + o) + C \cdot o \text{ kgcm}$ (157)*

VI. Kurbelhals bei D (Anschluss D an Schenkel).



Biegung $M_b = A(\alpha + g + c + o + y) + B(c + o + y) + C(o + y) - P(g + c + o + y) - P_1 \cdot y$ (158)*

Das grösste Drehmoment herrscht in der rechts gezeichneten Stellung.

Drehung $M_a = P \cdot 0,7 R + P_1 \cdot 0,7 R = 0,7 R (P + P_1) \text{ kgcm}$ (159)*

*) Vergl. Fussnote unter 64 c oder § 73.

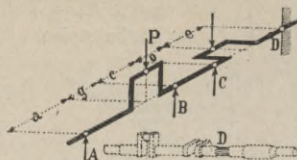
Der Bund für den Spritzring wird vernachlässigt und das Lager als bis zum Schenkel durchgeführt betrachtet. Die Widerstandsmomente sind deshalb auf den Lagerdurchm. zu beziehen, vergl. auch § 70 b unter III.

VII. Lager bei D (Hauptlager).

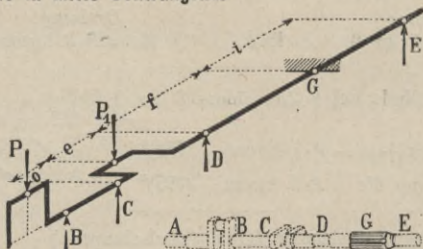
Biegung $M_b = \text{Null}$. (160)

Dreh. $M_a = 0,7 R (P + P_1)$ kgcm (161)*

Man beachte die Abb. rechts unter VI.



VIII. Welle in Mitte Schwungrad.

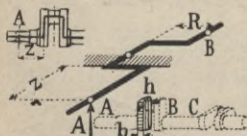


Biegung $M_b = E \cdot i$ kgcm (162)*

Drehung $M_a = 0,7 R (P + P_1)$ kgcm (163)*

Man beachte die Abbild. rechts unter VI.

IX. Linker Schenkel der linken Kurbel.

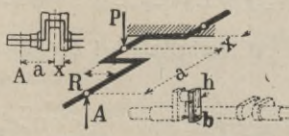


$M_b = A \cdot R$ kgcm (164)*

Drehung:

$M_a = A \cdot z$ kgcm (165)*

X. Rechter Schenkel der linken Kurbel.



$M_b = A (a + x) - P \cdot x$ kgcm (166)*

Drehung:

$M_a = P \cdot R$ kgcm (167)*

Zur Ermittlung der Beanspr. ist einzusetzen:

für Biegung $W = \frac{1}{6} b \cdot h^2$ in cm^3 (168)

„ Drehung $W_p = \frac{2}{9} b^2 \cdot h$ „ „ (169)

*) Vergl. Fussnote unter § 64 c oder § 73.

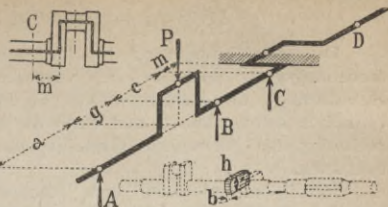
XI. Linker Schenkel der rechten Kurbel.

Die Beanspr. werden ermittelt unter Zugrundelegung der Widerstandsmomente nach Gl. 168—169.

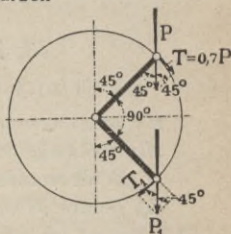
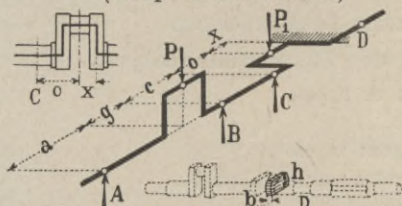
$$M_b = (C + \frac{5}{8}P) \cdot R \text{ kgcm (170)*}$$

Betr. $\frac{5}{8}P$ beachte die Erklärung unter V.

$$\text{Drehung } M_d = A(a+g+c+m) - P(g+c+m) + B(c+m) + C \cdot m \text{ kgcm (171)*}$$



XII. Rechter Kurbelschenkel der rechten Kurbel. (Hauptkurbelschenkel.)



$$\text{Biegung } M_b = 0,7 P \cdot R + 0,7 P_1 \cdot R = 0,7 R (P + P_1) \text{ kgcm (172)*}$$

$$\text{Dreh. } M_d = A(a+g+c+o+x) - P(g+c+o+x) + B(c+o+x) + C(o+x) - P_1 \cdot x \text{ (173)*}$$

Die Beanspr. werden ermittelt unter Zugrundelegung der Widerstandsmomente nach Gl. 168—169.

Meistens macht man die 4 Kurbelschenkel gleich stark und bestimmt die Beanspruchungen nur für den rechten Kurbelarm der rechten Kurbel, da dieser die gesamte Arbeit zu übertragen hat.

c) Für Übungsbeispiele

benutzen wir ebenfalls die in Tab. § 70 c angegebenen Werte.

72. Reihenfolge der Kurbeln.

Diese muss bei Wellen mit zwei Stirnkurbeln, besonders aber bei mehrfach gekröpften Achsen (von einer bestimmten Stirnseite aus gesehen) in der Zeichnung angegeben sein.



1 u. 2 gleichgerichtet.



entgegengesetzt gerichtet.



2 eilt vor.



1 eilt vor.

Zweikurbelmaschinen.

Vielfach gebräuchlich sind die vorstehenden vier Ausführungen.

*) Vergl. Fussnote unter § 64 c oder § 73.

Dreifach gekröpfte Wellen.

Die Ausführungsformen sind sehr verschieden, bestimmter Rechnungsgang deshalb kaum vorzuschreiben. Das bisher über die Berechnung der Kurbelwellen Gesagte gründlich durcharbeiten und dann die Berechnung auf denselben Gesichtspunkten aufbauen.

Häufig nimmt man auch Rücksicht auf Kraftäusserung und Kraftentnahme und sucht man nach dem Aufzeichnen der Kräftediagramme einen günstigen Winkel der Kurbelschenkel untereinander zu erreichen, Für Luftkompressoren mit Dampftrieb z, B. ist Kurbelversetzung von 110° beliebt.



1 eilt vor, nach 1 folgt 2.

nach 1 folgt 3.

73. Zulässige Beanspruchung.

a) Ermittlung der Beanspruchungen.

M_b Biegemoment in kgcm ,

M_d Drehmoment „ „

W Widerstandsmoment in cm^3 ,

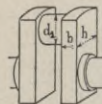
W_p polare Widerstandsmoment in cm^3 .

Für den runden Querschnitt ist angenähert:

$$W = 0,1 \cdot d^3 \text{ in cm}^3; \quad W_p = 0,2 \cdot d^3 \text{ in cm}^3 \quad (1)$$

für den rechteckigen Querschnitt

$$W = \frac{1}{6} b \cdot h^2 \text{ in cm}^3; \quad W_p = \frac{2}{9} b^2 \cdot h \text{ in cm}^3 \quad (2)$$



Allgemein ist dann:

$$\text{Bieungsbeanspr. } \sigma_b = M_b : W \text{ in kg/qcm} \dots (3)$$

$$\text{Drehungsbeanspr. } \tau = M_d : W_p \text{ „ „ „ „ } \dots (4)$$

Vereinigung derselben nach § 40 r zu einer

$$\text{Gesamtbeanspr. } \sigma = 0,35 \sigma_b + 0,65 \sqrt{\sigma_b^2 + 4 (\alpha_0 \cdot \tau)^2} \text{ kg/qcm} \quad (5)$$

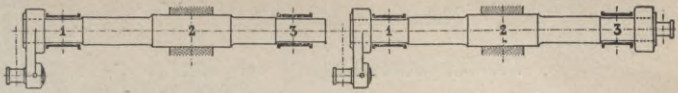
worin α_0 Anstrengungsfaktor nach § 40 r, Tab. 2 (für Stahl $\alpha_0 = 1$).

b) Zulässige Beanspruchung.

Bei Kurbelwellen aller Art darf man die zul. Beanspr. nicht etwa nach den Nottabellen 3 u. 6 in § 39 wählen. Wir müssen uns hier unbedingt nach Ausführungen richten, da nicht allein die Festigkeitszahlen, sondern auch eine grosse Anzahl anderer Umstände von Einfluss auf die Abmessungen sind.

Der denkende Konstrukteur wird deshalb **ausgeführte Wellen** durchrechnen und grosse Abweichungen von diesen zu vermeiden suchen. Nachstehende Werte können als **Mittelwerte** einer grossen Anzahl ausgeführter Wellen angesehen werden.

1. Gerade Wellen mit Stirnkurbeln (Berechnung in 63 bis 65).

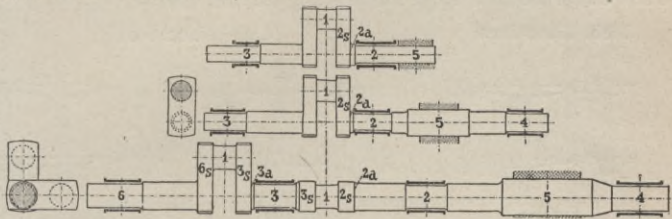


Querschnitt 1 2 3
 zulässige Beanspr. 700 300 700 kg/qcm für Stahl.
 Prüfung auf zuläss. Einbiegung nach 74 ausserdem erforderlich.

2. Gekröpfte Kurbelwellen aus Stahl.

(Berechnung in 66 bis 71.)

Die Indexe kennzeichnen a Anschluss, s Schenkel, z. B. 3a Anschluss der Welle bei 3, 2s Schenkel bei 2.



Querschnitt 1 2 2a 2s 3 3a 3s 4 5
 zul. Beanspr. 600 400 600 600 450 600 600 750 300 kg/qcm.
 Mit Zuschlag nach Gl. 6 600 600

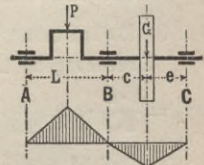
Prüfung auf zul. Einbiegung nach 74 ausserdem erforderlich.

Man darf mit der Beanspr. etwas höher gehen, sobald die zulässigen Einbiegungen (§ 74 g) nicht überschritten werden.

d) Ergänzung zur Berechnung gekröpfter Wellen.

Die bisherige Berechnungsweise der Beanspruchung, nach welcher die Biegungsbeanspr. bei $B = \text{Null}$ wird (vergl. beist. Fig.) ist aus den in § 74 angegebenen Gründen unrichtig.

Der Lagerhals bei B wird infolge der Durchbiegung der Welle eine nicht unwesentliche Biegungsbeanspruchung erleiden.



Enslin hat die Welle eines 100 pferd. stehenden Viertakt-Gasmotors genau rechnerisch untersucht und fand die Neigungen der elastischen Linie

$$\varphi_1 = \varphi_2 = \frac{7}{10000}$$

Schätzungsweise wollen wir die Biegungsbeanspr. auf die



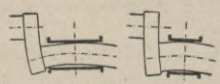
gerechnete Drehungsbeanspr. beziehen und setzen (wenn τ die Drehbeanspruchung) auf Biegung reduziert:

$$\text{Gesamtbeanspr.} = 1,7 \cdot \tau \dots \dots \dots (6)$$

74. Die Durchbiegung der Wellen.

a) Allgemeines.

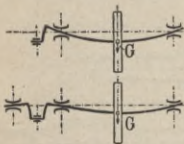
Erleidet die Welle eine Formänderung, so kommt der Zapfen nur an einzelnen Punkten des Lagerlaufes zum Anliegen. Die Folge davon ist übergrösse lokale Reibung und Heisslaufen des Lagers.



lang. Lager kurz. Lager

Welle nicht als fest eingeklemmten Stab betrachten, deshalb Lageraschen nach aussen abgerundet denken.

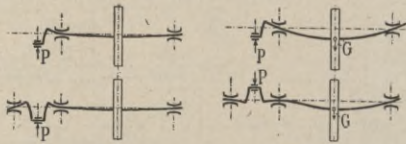
Steh. Maschinen.



Aufriss.

Totpunktlage parallel G .

Lieg. Maschinen.

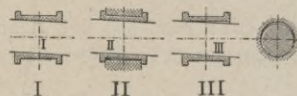


Grundriss.

Aufriss.

Totpunktlage senkrecht zu G .

1. Schwungradseite. G hat stets dieselbe Richtung, deshalb kann die Einbiegung bei der Form der Lagerbohrung durch schiefes Bohren der Lagerschale (I), durch Unterlegen (II) oder durch nachträgliches Ausschaben (III) berücksichtigt werden.



2. Kurbelseite. Gestängedruck P ändert seine Richtung. Anpassen der Durchbieg. Welle an die Lagerbohrung nicht angängig.

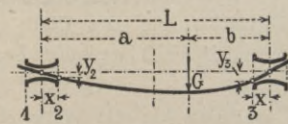


b) Belastung der Welle zwischen zwei Lagern.

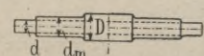
Einsenkung an Lagerkante 2:

$$y_2 = \frac{G \cdot L^3}{E \cdot J} \cdot \epsilon = \frac{G \cdot L^3}{2200000 \cdot 0,05 d^4} \cdot \epsilon \quad (1)$$

$$\epsilon = \frac{a^2 \cdot b^2}{6 \cdot L^4} \cdot \left(2 \frac{x}{a} + \frac{x}{b} - \frac{x^3}{a^2 \cdot b} \right) \quad (2)$$



Gleich. 1 u. 2 gilt für gleichmässig durchgehende Welle von d Durchmesser. Ange-nähert setzen wir:

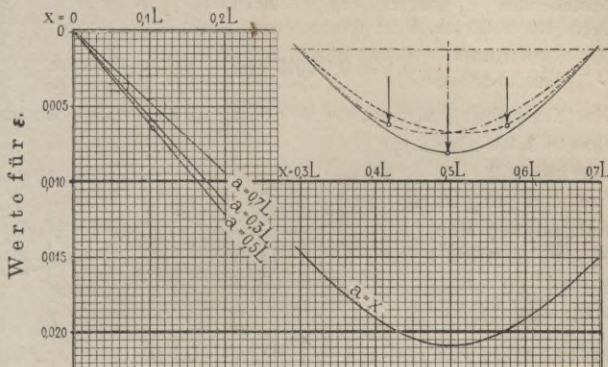


$$\text{Wirkl. Durchbiegung} = \left(\frac{d}{d_m} \right)^4 \cdot y_2 \sim 0,5 \cdot y_2 \dots \dots (3)$$

Für y_3 wird im ϵ -Schema statt $a:L$ gesetzt $b:L$.

Die elastische Linie und die Kurve der Einbiegung

ist mit Hilfe der Gleichung für die elastische Linie bestimmbar. Massgebend für das Heisslaufen der Lager ist die Grösse der Durchbiegung an der äusseren Lagerkante.



ϵ -Schema, Rechnungsergebnisse der Gleich. 2.

Beisp.: Liegende Maschine (2 kurbelig) hat

$L = 436$ cm, $a = 218$ cm,
halbe Lagerlänge $x = 45$ cm.

Hier ist

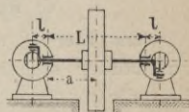
$$x = (45 : 436) \cdot L = 0,1 L; \quad a = (218 : 436) \cdot L = 0,5 L.$$

Das ϵ -Schema gibt hierfür $\epsilon = 0,0065$.

Für $G = 70\,000$, $d = 48$ cm ist Gleich. 1

$$y_2 = \frac{70\,000 \cdot 436^2}{110\,000 \cdot 48^4} \cdot 0,0065 = 0,064 \text{ cm,}$$

mit Verstärkung nach Gl. 3: Wirkl. Einbieg. = $0,5 \cdot 0,064 = 0,032$ cm,
das ist nach 74g nur unter Umständen zulässig.



Durchbiegung des Lagerhalses an der Kurbelseite.

c) Welle mit Stirnkurbel steh. Maschinen.

Wir erhalten hier für die Durchbiegung an der Lagerkante 1:

$$y_1 = \frac{P \cdot l^3}{E \cdot J} \cdot \epsilon_1 = \frac{P \cdot l^3}{2 \cdot 200\,000 \cdot 0,05 d^4} \cdot \epsilon_1 \quad (4)$$

worin
$$\epsilon_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{x^2}{l^2} - \frac{1}{6} \cdot \frac{x^3}{l^3} \quad \dots \quad (5)$$



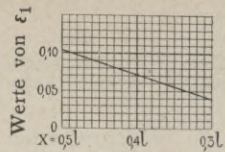
Zur schnelleren Auffindung von ϵ_1 dient das ϵ_1 -Schema.

Beispiel: Für die in 74b berechnete Welle sei noch $P=23\,500$ kg, $l=92$ cm, $x=45$ cm, $d=48$ cm.

Hier ist $x=(45:92)\cdot l \sim 0,5\,l$.

Beistehendes ϵ_1 -Schema ergibt hierfür $\epsilon_1=0,1$. Nach Gleich. 4 ist dann:

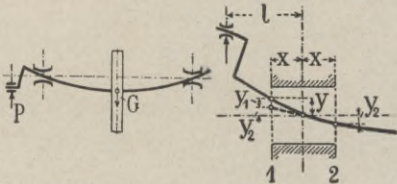
$$y_1 = \frac{23\,500 \cdot 92^3}{2200\,000 \cdot 0,05 \cdot 48^4} \cdot 0,1 = 0,00315 \text{ cm.}$$



ϵ_1 -Schema.

Die Einsenkung y_2 durch das Schwungradgewicht an der Lagerkante 1 ist gleich y_2 an Lagerkante 2.

Für den ungünstigsten Fall addiert sich für die Lagerkante 1 die Einbiegung y_1 y_2 , also mit Rücksicht auf Gleich. 3



$$\text{Gesamteinbiegung } y = y_1 + y_2 \left(\frac{d}{d_m}\right)^4 \sim y_1 + 0,5\,y \dots (6)$$

y_1 rechnet sich nach Gleich. 4, y_2 nach Gleich. 1—3.

d) Welle mit Stirnkurbel lieg. Maschinen.

Da hier P und G rechtwinklig zueinander stehen, so ermitteln wir hier die



$$\text{resultierende Durchbiegung } y = \sqrt{y_1^2 + (0,5\,y_2)^2} \dots (7)$$

worin y_1 nach Gleich. 4, y_2 nach Gleich. 1.

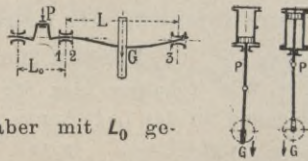
Beispiel: Für die Welle im Beispiel 74b und 74c ergab sich: $y_2=0,065$ cm; $y_1=0,00315$ cm. Gleich. 7 ergibt nun:

$$\text{Resultierende Einbiegung } y = \sqrt{0,00315^2 + 0,032^2} = 0,033 \text{ cm.}$$

Das wäre nach 74g noch eben zulässig bei exakter Montage.

e) Gekröpfte Welle steh. Maschine.

Bei gekröpften Wellen gilt für die Durchbiegung y_1 durch Gestängedruck dieselbe Formel wie für y_2 der Durchbiegung durch das Schwunradgewicht, aber mit L_0 gerechnet.



y_1 ist hier sehr klein, deshalb Kante 2 die gefährliche und zwar kommt hier nur etwa $1/2$ der Einsenkung y_2 nach Gleich. 1—3 in Betracht.

f) Gekröpfte Wellen lieg. Maschinen.

Die resultierende Durchbiegung wird ebenfalls nach Gl. 7 gerechnet. y_1 wird ermittelt wie bei der gekröpfen Welle für stehende Maschinen in 74 e.

g) Zulässige Einbiegung.

Dieselbe hängt wesentlich von der Art des Einpassens des Zapfens in den Lagerlauf ab. Wir wollen setzen als zulässig an der Lagerkante:

Ohne genaues Ein- schaben (Tuschieren)	Einpassen nach den Rech- nungsergebnissen 74 a, Fig. I oder II	Genaues Einschaben bei Montage (Welle mit Schwungrad heben und senken). Fig. III in 74 a
zul. 0,015 cm	0,03 cm	0,04 cm

75. Ausführung der Kurbelwellen.

a) Allgemeine Regeln.

Material fast ausschliesslich weicher Stahl.

Regel 1: Die Übergangsstellung von kleinerem zu grösserem Durchmesser bilde man als Parabel aus mit Achslängen $q = 2q_1$.



Regel 2: Grosse Wellen werden vielfach in der Längsrichtung durchbohrt, um das Material auf fehlerlose Beschaffenheit prüfen zu können. Hohl- bzw. Lunkerstellen machen sich beim Bohren bemerkbar.

Regel 3: Die Wellen verziehen sich beim Einarbeiten der Nute für das Schwungrad, sie sollen deshalb nach dem Nuten stets nochmal überdreht werden.

Regel 4: Auf Spritzring, Schmiereinrichtung und Öleintritt muss beim Aufzeichnen besonders Rücksicht genommen werden.

b) Gerade Wellen.

Hier sind im besonderen die vorstehenden Regeln 1—4 zu beachten. Spritzring für die Kurbel nach § 77 d. Im übrigen empfiehlt es sich auch, neben den Lagerstellen der geraden Wellen kleine Hohlkehlen anzuordnen, um das Wandern des Öles auf der Welle zu vermeiden.



c) Gekröpfte Wellen.

Die gekröpfte Kurbelwelle hat in den letzten Jahren in vielen Fällen die Stirnkurbel verdrängt.

Für sehr grosse Maschinen mit hoher Tourenzahl hat sich dieselbe besser bewährt, als die gerade Welle mit Stirnkurbel, da die Zapfendurchmesser kleiner werden können und bei besonders guter Ausführung besser kalt zu halten sind.*) Die Herstellungskosten dieser Welle sind allerdings höher (etwa 50 %), als die der Welle mit Stirnkurbel.

*) Vergl. § 74, Durchbiegung der Wellen.

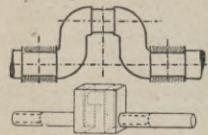
Die Herstellung dieser Achsen muss exakt sein und die Wellen von einer hierauf besonders eingerichteten Spezialfabrik angefertigt werden.

d) Herstellung der Kröpfung.

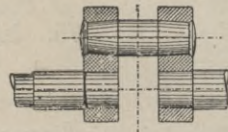
Für kleine Wellen bis etwa 80 mm Durchmesser wird häufig die Kröpfung der Welle durch Warmbiegen des runden Stahlstückes hergestellt. Für sog. Marktmaschinen eine beliebte Ausführung.

Bei den aus einem Stück geschmiedeten Wellen ist es fast eine Unmöglichkeit, ohne besondere Vorrichtung den Kurbelzapfen genau rund zu drehen. Das Einnetten des vorher gehärteten und geschliffenen Kurbelzapfens nach beistehender Abbildung soll genauere Arbeit ergeben. Einschleifen mit Konus und dann Festpressen mittelst hydraulischem Druck ist auch üblich.

Gebogene Welle.



Rohstück einer geschmiedeten Welle.



e) Bund und Spritzring.

Ganz verfehlt ist die Anordnung der Schenkel dicht am Lager, nach Fig. 1, da das Eindrehen eines Spritzringes hier nicht durchführbar ist. Das aus dem Lager bei K austretende Öl sucht infolge der Zentrifugalkraft nach aussen zu wandern und wird dann bei S abgeschleudert. Der denkende Konstrukteur ordnet einen Bund v (Fig. 2) an, in welchen der Spritzring eingedreht wird.



Fig. 1.

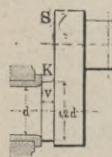


Fig. 2.

Tab. 1. Maasse für den Spritzring.

$d = 80$	bis 100	bis 150	bis 200	bis 300 mm
$a = 5$	6,5	8	10	12 "
$v = 10$	13	16	20	24 "

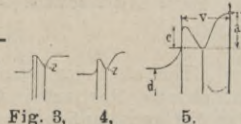


Fig. 3, 4, 5.

Das Öl kann dann nicht mehr zum Achsschenkel gelangen, sondern nur bis zum äussersten Umfang der Erhöhung, von hier aus wird es bei geringer Umfangsgeschw. der Welle abtropfen, bei grosser Umfangsgeschw. abgeschleudert.

Bei sehr niedrigem Bund v Spritzring nach Fig. 7.

Die Eindrehung bei z (Fig. 3—4) soll abgerundet und mindestens 10% grösser als der Lagerdurchmesser sein, wie in Fig. 5 angedeutet, denn jede scharfe Eindrehung ist ein beginnender Bruch. — Das vom Spritzring abtropfende Öl gelangt in den in Fig. 6 angedeuteten Ölfänger und von hier aus in den Ölraum der Ringschmierlager, wie in § 53 g erklärt.

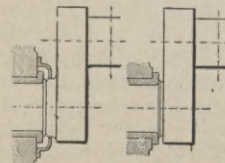
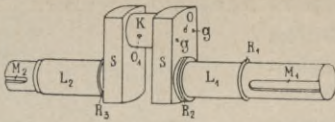
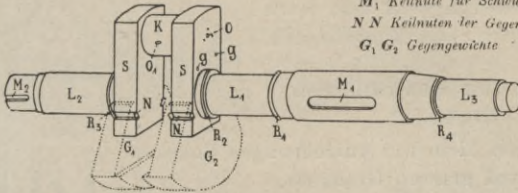


Fig. 6. Fig. 7.

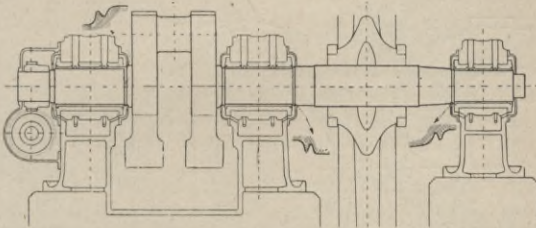
Beim Aufzeichnen der Kurbelwellen muss man selbstredend alle Teile, die mit der Welle in Beziehung stehen, beachten, z. B.



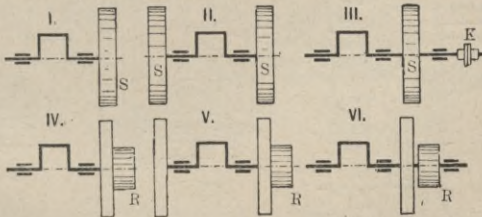
- L₁* Lagerhals zum Hauptlager,
- L₂* zum Nebenlager, *L₃* zum hinteren Lager.
- g g* Gewinde zur Befestigung des Schmierringes.
- S S* Schenkel. *R₁* bis *R₄* Spritzringe
- O O₁* Schmierloch zum Kurbelzapfen *K* :
- M₁* Keilnute für Schwungrad :
- N N* Keilnuten der Gegengewichte
- G₁ G₂* Gegengewichte



Man soll zur Kontrolle alle die auf der Welle zu befestigenden Teile genau einzeichnen, aber mit blasser Tusche ausziehen, wie nachstehende Abbildung zeigt.



f) Die Anordnung von Schwungrad od. Riemscheibe auf der Kurbelwelle kann je nach dem vorliegenden Zweck sehr verschieden sein, wie nachstehende Skizzen zeigen. Die Kraft-



abgabe geschieht durch die abgedrehten Riemscheiben-Schwungräder *S* oder durch Riemscheiben *R* oder auch vermittelt Kuppelung *K* in III.

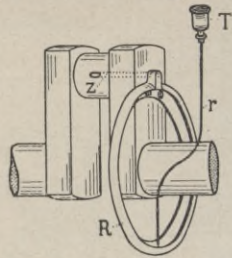
g) Doppelt und mehrfach gekröpfte Wellen.

Beim Aufzeichnen dieser Wellen beachte man ebenfalls alle in § 75 angegebenen Regeln.

76. Schmierung der Kurbelzapfen gekröpfter Wellen.

a) Einrichtung einer Zentrifugalschmierung.

Das vom Tropföler *T* mittelst Röhrrchen *r* in Schmierring *R* gelangende Öl wandert infolge der Zentrifugalkraft nach dem grössten inneren Durchmesser des Ringes *R* und somit durch die Bohrung *z* zum Kurbelzapfen.



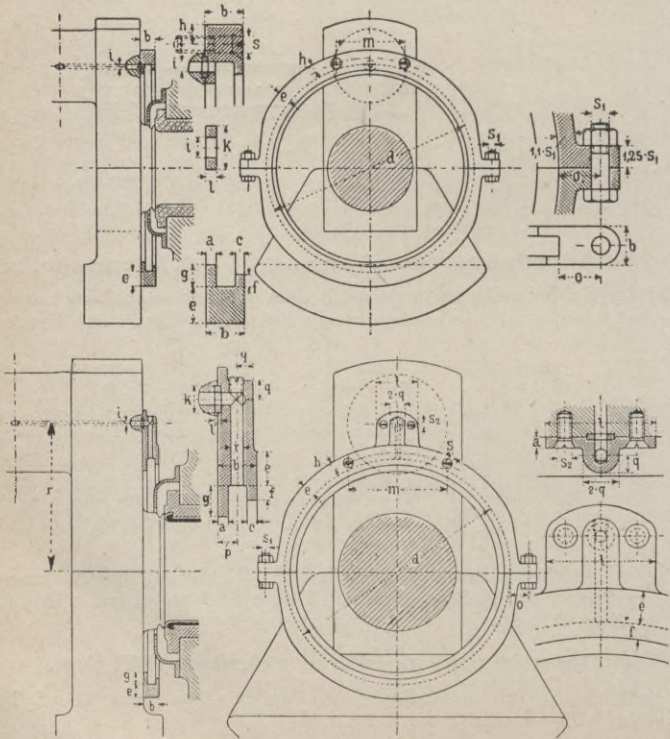
b) Ausführung des Schmier- ringes.

Material: Bei kleineren Ausführungen Rotguss, bei mittleren und grossen Grauguss.

Querschnittsform halbrund oder eckig.



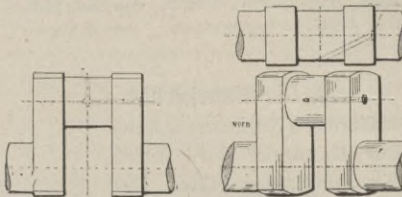
Für das Aufzeichnen giebt nachstehende Tabelle Anhaltspunkte.



<i>r</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	<i>h</i>	<i>i</i>	<i>k</i>	<i>l</i>	<i>o</i>	<i>p</i>	<i>q</i>	<i>s</i>	<i>s</i> ₁	<i>s</i> ₂	<i>t</i>
100	4	14	3	210	17	6	9	9	6	10	3	20	—	—	8	8	—	—
200	6	22	5	410	25	10	16	13	8	18	4	30	—	—	12	13	—	—
300	9	35	7	460	27	13	20	14	10	26	5	33	18	17	13	16	12	86
400	10	36	8	620	27	13	20	14	10	28	5	33	18	17	13	16	12	86
500	12	40	10	800	30	15	23	16	13	30	6	36	20	20	16	20	16	92

c) Der Ölaustritt.

Bei Zapfen, welche nur auf **einer Seite Druck** erhalten (wie z. B. bei den gekröpften Wellen der einfachwirkenden Viertaktgasmotoren), soll das **Schmierloch** nicht in der Richtung der



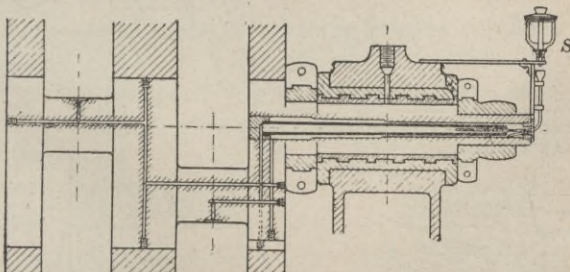
Kurbelotlage ausmünden, sondern **seitlich**, da sonst dem Öl der Austritt aus der Öffnung erschwert wird (vgl. Gasmot. I. Teil).

Abrundung der Schmierlöcher nach § 79.

Grösse der Schmierlöcher nach Tab. 3, § 79.

d) Mehrfach gekröpft Wellen.

Die Schmierung der Kurbelzapfen muss hier mit aller Vorsicht durchgebildet werden. Eine Schmiervorrichtung dieser Art zeigt folgende Abbild., die Wirkungsweise ist leicht verständlich.



Schmierung doppelt gekröpfter Wellen (2 Schmiergefässe S).

Die Einrichtung sollte aber so sein, dass **einem jeden Zapfen** für sich eine beliebige Menge Öl zugeführt werden kann, also für jeden Zapfen ein besonderes Schmiergefäss vorhanden ist. Vergl. auch § 79 d.

Praktisch bewährte Abmessungen sind in vorstehender Abbildung angegeben, ferner wählt man:

für einmännige Kurbeln, Länge des Handgriffes $a = 300$ mm,

„ zweimännige „ „ „ „ „ $a = 500$ „

Schenkellänge $b = 350$ bis 400 mm,

Kurbeldruck eines Arbeiters (vergl. auch § 11 b):

im Mittel 10 bis 15 kg, für kurze Zeit bis 30 kg.

Umfangsgeschw. = $\frac{b \cdot \pi \cdot n}{30}$ etwa = 0,8 Mtr./Sek. anzunehmen.

b) Die Maschinenkurbel.

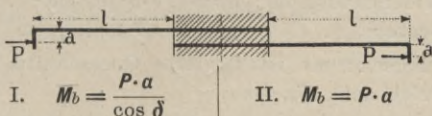
Dieser äusserst wichtige Maschinenteil bedarf einer genauen theoretischen Erörterung.

c) Berechnung der Kurbel.

Die Festigkeit des Kurbelschenkels ist sowohl für die Totpunkt-lage als auch für die Kurbelstellung des grössten Drehmomentes zu untersuchen.

I. Die Totpunkt-lage.

Wir betrachten die Kurbel als einen exzentrisch belasteten Stab (nach § 40 q) und haben dabei folgende zwei Fälle der Biegung zu unterscheiden:



Da die Länge l verhältnismässig kurz ist, so ergibt sich nach § 40 q, Gleich. 61 u. 62, der Winkel δ sehr klein, also $\cos \delta \sim 1$. Wir können deshalb für beide Fälle setzen $M_b = P \cdot a$.

Zu der Biegungsbeanspr. kommt aber noch Zug- oder Druckbeanspr.

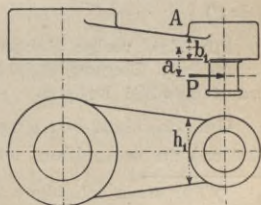
Für Querschnitt bei A ist:

Bie- $\left\{ \begin{array}{l} M_b = P \cdot a \text{ in kgcm} \quad . \quad (1) \\ W = \frac{1}{6} \cdot b_1^2 \cdot h_1 \text{ in cm}^3 \quad . \quad (2) \\ \sigma_b = M_b : W \text{ in kg/qcm} \quad . \quad (3) \end{array} \right.$ gung

Zug: $\sigma_z = P : (b_1 \cdot h_1) \text{ in kg/qcm} \quad (4)$

Gesamtbeanspr. = $\sigma_b + \sigma_z$ „ (5)

zul. Beanspr. nach Gl. 13.



Beispiel: $P = 10\,900$ kg, $a = 110$ mm, $b_1 = 75$ mm, $h_1 = 270$ mm ergibt

$$M_b = 10\,900 \cdot 11 = 119\,900 \text{ kgcm}; \quad W = \frac{1}{6} \cdot 7,5^2 \cdot 27 = 253 \text{ cm}^3;$$

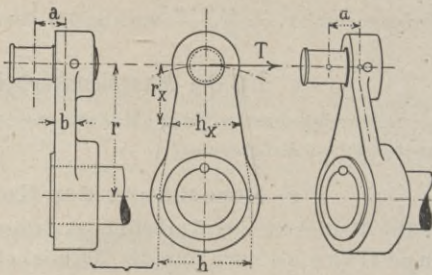
$$\sigma_b = 119\,900 : 253 = 470 \text{ kg/qcm};$$

$$\sigma_z = 10\,900 : (7,5 \cdot 27) = 54 \text{ kg/qcm};$$

$$\text{Gesamtbeanspr.} = 470 + 54 = 524 \text{ kg/qcm.}$$

2. Kurbelstellung des grössten Drehmomentes.

Hierbei wird der Kurbelschenkel auf **Biegung** nach Fig. 3 und gleichzeitig auf **Drehung** nach Fig. 4 durch die senkrecht zum Kurbelzapfen wirkende Tangentialkraft T (vergl. § 62) beansprucht.



Wir denken uns

die seitliche Begrenzung des Schenkels bis zur Nabenmitte verlängert und bezeichnen diese **Höhe** mit h , vergl. Fig. 3.

Damit ergibt sich für Fig. 3:

Biegung*) $\left\{ \begin{array}{l} \text{Moment} \dots M_b = T \cdot r \text{ in kgcm} \dots (6) \\ \text{Widerstandsmom. } W = \frac{1}{6} b \cdot h^2 \text{ in cm}^3 \dots (7) \\ \text{Beanspr.} \dots \sigma_b = M_b : W \text{ in kg/qcm} \dots (8) \end{array} \right.$

Das Drehungsmoment ist für alle Querschnitte konstant und bestimmt sich nach Fig. 4 zu:

Drehung*) $\left\{ \begin{array}{l} \text{Moment} \dots M_d = T \cdot a \text{ in kgcm} \dots (9) \\ \text{pol. Widerstandsmom. } W_p = \frac{2}{9} b^2 \cdot h \text{ in cm}^3 \dots (10) \\ \text{Beanspr.} \dots \tau = M_d : W_p \text{ in kg/qcm} \dots (11) \end{array} \right.$

Entspr. der Erklärung in § 40 s werden die Beanspr. vereinigt zu

Gesamtbeanspr. $\sigma = 0,35 \sigma_b + 0,65 \sqrt{\sigma_b^2 + 4(\alpha_0 \cdot \tau)^2}$ in kg/qcm (12)

worin α_0 Anstrengungsfaktor nach Tab. 1 in § 40 r (für Schmi. $\alpha_0 = 2$).

Für das vorige Beispiel ergibt sich für $r = 40$ cm, $b = 7,5$, $h = 40$ cm, Biegung $\sigma_b = 218$ kg/qcm, Drehung $\tau = 237$ kg/qcm, gesamt $\sigma = 381$ kg/qcm.

Um das bei langen Kurbeln häufig auftretende Federn (Zittern) zu vermeiden, ist der Schenkel selbst kräftig zu kon-

*) Für einen beliebigen Querschnitt ist in Gl. 6–12 zur Ermittlung der Beanspr. zu setzen: r_x für r und h_x für h nach Fig. 3.

struieren; wir wählen deshalb die zul. Beanspruchung klein, etwa:

$$\text{Schmi.} = 500, \text{ Stahl} = 600, \text{ Grauguss} = 120 \text{ kg/qcm} \quad (13)$$

Man sollte für Kurbeln stets die Beanspr. nach Gleich. 1 bis 5 sowie 6 bis 12 ermitteln, der grösste sich ergebende Wert ist massgebend.

Für Zapfen mit zwei Lagerläufen (Fig. 5), wie solche im Kältemaschinenbau vielfach Anwendung finden, gelten zur Berechnung des Kurbelschenkels ebenfalls die Gleich. 1—13. Jedoch ist zu setzen (vergl. auch § 40 q):

$$\text{Gesamtbelastung } P = P_1 + P_2 \text{ in kg.} \quad (14)$$

$$\text{mittl. Hebelarm } a = \frac{P_1 \cdot a_1 + P_2 \cdot a_2}{P_1 + P_2} \text{ in cm} \quad (15)$$

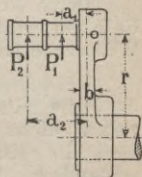


Fig. 5.

Einfluss der Beschleunigungsdrücke auf die Beanspruchung.

Unter Umständen sind für die Berechnung einer Kurbel die Beschleunigungsdrücke in Betracht zu ziehen. Dieses kommt besonders für Sägegatter zur Geltung.

Nehmen wir an, ein stehendes Sägegatter mache i. d. Min. 180 Umdrehungen, der Kurbelhalbmesser sei 300 mm und das Gewicht der Führung mit eingehängten Sägen betrage 350 kg.

Unter Vernachlässigung der endlichen Treibstangenlänge wird nach § 61 c, Gl. 13, Umfangsgeschw. $u = \frac{0,3 \cdot \pi \cdot 180}{30} = 5,65 \text{ Mtr./Sek.}$,

„ „ „ 14, Beschl. $\varphi = 5,65^2 : 0,3 = 106 \text{ Mtr./Sek.}^2$,

„ § 10 i „ 5, Kraft $= 106 \cdot \frac{350}{9,81} = 3800 \text{ kg}$,

und für die Kurbelberechnung in Betracht zu ziehende

$$\text{Gesamtkraft } P = 350 + 3800 = 4150 \text{ kg,}$$

also $4150 : 350 \sim 12$ mal so gross als das zu hebende Gewicht allein.

Jedenfalls ersieht man aus obigem Beispiel, dass die Beschl.-Kräfte unter Umständen gross ausfallen können und dann nicht vernachlässigt werden dürfen.

d) Die Nabe der Kurbel.

Gebräuchliche Ausführungen zeigen:

$$\text{Nabenslänge } 0,9 \text{ bis } 1,3 d \text{ als Mittelwert} = d \quad (16)$$

$$\text{Nabendicke } 0,4 \text{ „ } 0,5 d \text{ „ „} = 0,45 d \quad (17)$$

Die Befestigung der Nabe auf der Achse geschieht entweder durch rechteckige Keile oder runde Bolzen. Bei den ersteren muss vor dem Warmaufziehen der Kurbel die Keilnute in Achse und Kurbel eingebracht sein, wodurch das Warmaufziehen der Kurbel und das Einpassen der Keile eine mühsame Arbeit ist. Das Loch für den runden Bolzen wird nach dem Warmaufziehen eingebohrt und das Einpassen

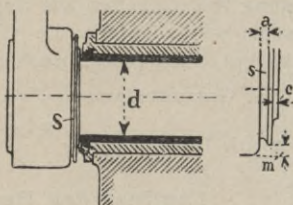
des Bolzens ist viel bequemer. Man findet auch wohl zwei Keile angeordnet, runden oder rechteckigen Querschnitts.

Die Nabe wird für den **Schrumpf** von $\frac{1}{1000}$ bis $\frac{1}{2000}$ gebohrt und warm aufgezogen (vergl. § 51 a).



Durch Aufziehen mittelst **hydraulischem Druck** auf das (in diesem Falle ein wenig kegelförmig, etwa im Verhältnis 1:100, gedrehte) Wellenende lässt sich ebenfalls eine betriebssichere Verbindung erzielen.

Bei schnellgehenden Maschinen darf die Eindrehung **S** des **Spritzringes** nicht unterlassen werden, weil die Kurbel sonst Öl fort-schleudert. Der Spritzring soll bei *c* und *m* zurückspringen, damit er gegen Beschädigungen beim Transport und Montage geschützt ist.



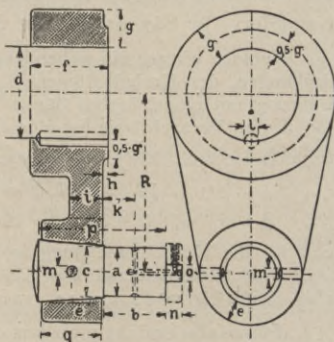
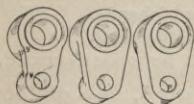
Brauchbare Abmessungen für den Spritzring:

$$a = 0,04 d; \quad c = 1 \text{ bis } 2 \text{ mm}; \quad m = 0,1 d \quad \dots \quad (18)$$

e) Abmessungen für Kurbeln.

Für Übungsbeispiele gibt folgende Tab. 1 Anhaltspunkte.

Von den drei gebräuchlichsten Ausführungen des Schenkels ist die rechts gezeichnete (*i = q*) am einfachsten und billigsten.



R	d	a	b	c	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q
200	120	65	85	75	30	100	55	4	45	44	20	20	25	25	170	80
250	140	75	95	85	35	120	63	5	50	50	22	23	30	30	195	95
300	160	85	115	100	40	130	72	5	55	60	25	26	35	35	220	105
350	180	100	130	115	45	145	80	8	65	68	28	30	40	40	250	120
400	210	110	145	130	50	165	95	10	75	75	30	32	45	45	290	140
450	230	125	160	145	55	185	100	13	85	83	32	34	50	50	320	155
500	250	135	175	155	60	210	110	15	100	90	35	36	55	55	345	165
550	280	150	190	175	65	240	115	18	110	98	40	33	60	60	380	180
600	320	175	220	200	70	265	120	18	130	113	45	40	70	70	420	200

Für Übungsbeispiele:

$R = 200$	300	400	500	600	700 mm,
$P = 3750$	7400	12000	18000	29000	38000 kg.

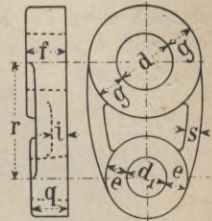
Stirnkurbeln aus Grauguss finden selten und nur für untergeordnete Kurbeltriebe Anwendung.

Hilfsmaasse:

$$g = 0,55 d; \quad f = 0,8 d; \quad i = 0,3 d;$$

$$s = 0,2 d; \quad e = 0,5 d_1; \quad q = 1,2 d_1.$$

Die früher vielfach benützten „Kurbelscheiben“ aus Grauguss werden jetzt selten angewandt (vergl. § 80 f).



f) Gegenkurbel.

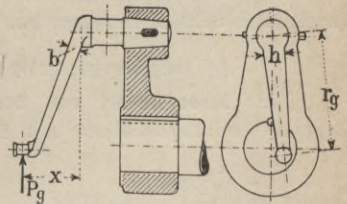
Lässt sich eine Wellenkröpfung oder ein Exzenter (§ 81) nicht anordnen, so nimmt man seine Zuflucht zur Gegenkurbel. Dieselbe ist eine Verlängerung des Kurbelzapfens und oft auch mit diesem aus einem Stück geschmiedet.

Berechnung der Gegenkurbel.

Bezeichnet:

P_g den Zapfendruck in der Gegenkurbel in kg,
 r_g, x, b und h Abmessungen nach nebenstehender Fig. in cm,

so wird für den Schenkel der Gegenkurbel:



Biegemom. $M_b = P_g \cdot r_g$ in kgcm (19)

Widerstandsmom. $W = \frac{1}{6} b \cdot h^2$ in cm³ (20)

Biegebbeanspr. $\sigma_b = M_b : W$ in kg/qcm (21)

Drehungsmom. $M_d = P_g \cdot x$ in kgcm (22)

pol. Widerstandsmom. $W_p = \frac{2}{9} b^2 \cdot h$ in cm³ (23)

Drehungsbeanspr. $\tau = M_d : W_p$ in kg/qcm (24)

Vereinigung der Beanspr. nach § 40 s zu:

Gesamtbeanspr. $\sigma = 0,35 \sigma_b + 0,65 \sqrt{\sigma_b^2 + 4(\alpha_0 \cdot \tau)^2}$ in kg/qcm (25)

worin α_0 Anstrengungsfaktor nach Tab. 1 in § 40 r (für Schmi. $\alpha_0 = 2$).

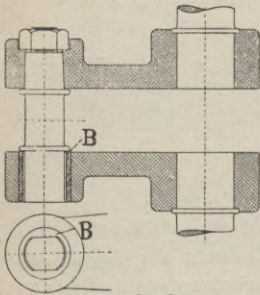
Zul. Beanspruchung kann nach Gl. 13 gewählt werden.

Die Grösse der Kraft P_g richtet sich nach der Art des Antriebes.

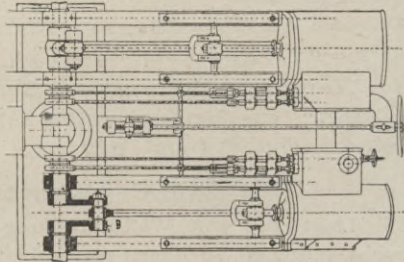
78. Die Schleppkurbel.

a) Einfache Schleppkurbel.

An Stelle der gekröpften Kurbel tritt die sog. Schleppkurbel, wenn die Kurbelwelle nicht starr, sondern nachgiebig sein soll, wie dies z. B. bei Schiffsmaschinen für Rad dampfer der Fall ist.



Schleppkurbel.

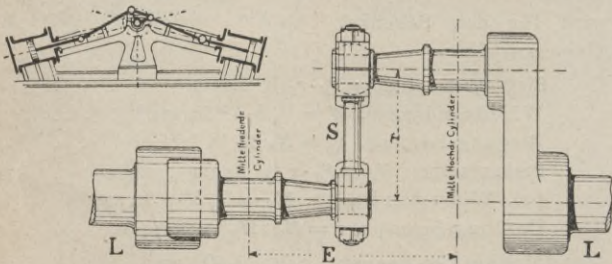


Grundriss der schrägliegenden Maschine.

Der Kurbelzapfen sitzt in der einen Kurbel fest, während das Auge der anderen Kurbel mit einer Rotgussbüchse *B* mit länglichem Schlitz versehen ist.

b) Schleppkurbel mit Zugstange.

Eine besondere Art von Schleppkurbel findet für schrägliegende Schiffsmaschinen mit 2 gegenüberliegenden Zylindern



LL Hauptlager, *S* Schleppstück (Zugstange). 1:20.

Anwendung. Die Entfernung *E* der Zylindermittel sucht man möglichst klein zu halten, damit die Biegungsbeanspruchung der Kurbelzapfen und Schenkel nicht zu gross ausfällt. Kurbel und Kurbelzapfen sind meist aus einem Stück geschmiedet.

79. Der Kurbelzapfen.

a) Berechnung auf Festigkeit.

Diese geschieht in derselben Weise wie beim Stirnzapfen in § 52 b, also

$$\text{Biegung } M_b = P \cdot \frac{l}{2} \text{ in kgcm} \quad (1)$$

$$W = 0,1 d^3 \text{ in cm}^3 \quad (2)$$

$$\text{Beanspr. } \sigma_b = M_b : W \text{ in kg/qcm} \quad (3)$$

$$\text{zulässig } 500 \text{ bis } 700 \text{ kg/qcm} \quad (4)$$

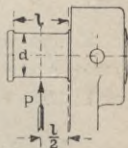
Beispiel: Es sei $P = 10\,900 \text{ kg}$, $d = 11 \text{ cm}$, $l = 14 \text{ cm}$, so wird

$$M_b = 10\,900 \cdot 7 = 77\,000 \text{ kgcm},$$

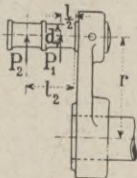
$$W \sim 0,1 \cdot 11^3 = 133 \text{ cm}^3,$$

$$\sigma_b = 77\,000 : 133 = 580 \text{ kg/qcm, also nach Gleich. 4 zulässig.}$$

Für den Doppelzapfen und den Zapfen mit Gegenkurbel wird:



Doppelzapfen.



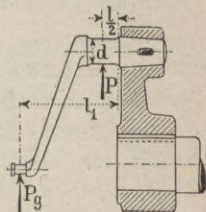
$$M_b = P_1 \cdot \frac{l}{2} + P_2 \cdot l_2 \text{ kgcm} \quad (5)$$

$$W \sim 0,1 \cdot d^3 \text{ in cm}^3 \quad (6)$$

$$\sigma_b = M_b : W \text{ in kg/qcm} \quad (7)$$

$$\text{zulässig } 500 \text{ bis } 700 \text{ kg/qcm} \quad (11)$$

Zapfen mit Gegenkurbel.



$$M_b = P \cdot \frac{l}{2} + P_g \cdot l_1 \text{ kgcm} \quad (8)$$

$$W = 0,1 \cdot d^3 \text{ in cm}^3 \quad (9)$$

$$\sigma_b = M_b : W \text{ in kg/qcm} \quad (10)$$

b) Prüfung auf Heisslaufen.

$$\text{Nach 52 c wird Flächendruck } q = \frac{P_m}{d \cdot l} \text{ in kg/qcm}^* \quad (12)$$

$$\text{Geschw. der Reibflächen } v = \frac{d}{100} \cdot \frac{\pi \cdot n}{60} \text{ in Mtr./Sek.} \quad (13)$$

$$\text{Reibungsarbeit } A = q \cdot v \cdot 0,05 \text{ Sekmkg f. d. qcm Lagerfläche} \quad (14)$$

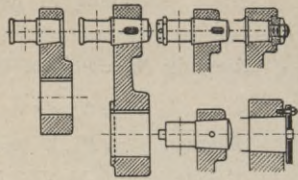
$$\text{zulässig nach § 52 c, Tab. 2: } A = 1,3 \text{ mkg/Sek.} \quad (15)$$

*) Hier ist der mittl. Gestängedruck P_m einzuführen. Angenähert kann man setzen für Sägegatter $P = P_m$; für Dampfmasch. Hochdruckseite $P = 2,7 P_m$, Niederdruckseite $P = 2,7 P_m$; für Gasmotoren (Viertakt) $P = 10 P_m$, (Zweitakt) $P = 5 P_m$. Die Berechnung auf Festigkeit und Heisslaufen gilt auch für Zapfen gekröpfter Wellen.

c) Die Befestigung des Kurbelzapfens in der Kurbel

kann geschehen durch Schrauben, Keil oder vermittelt Einrieten, wie in nachstehender Abbild. angedeutet.

Besonders bewährt hat sich die Anordnung mit **Konus und Druckplatte**.

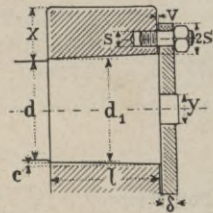


Neigung des Konus $c : l = 1 : 30$.

Der Konus wird in das vorher erwärmte Auge mit einem Schrumpf von $1 : 1500$ eingesetzt.

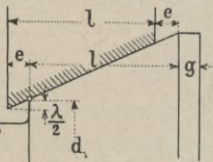
Tab. 2. Hilfsmaasse für Druckplatte und Zapfenaug.

$d = 80$	100	150	200	250	300	mm
$d_1 = 83$	104	155	206	257	308	„
$\delta = 18$	20	25	30	35	38	„
$s = 16$	20	23	30	35	39	„
$v = 4$	4	5	5	6	6	„
$e = 0,8$	1	$1,5$	2	$2,5$	3	„



ferner kann man wählen $l = 1,1 d$; $x = 0,52 d$; $y = 0,3 d$; Schraubenzahl 3 bis 4; Gewindetiefe nach § 43 n, 1.

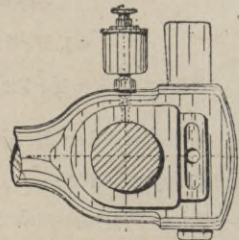
Der Zapfen wird so eingepasst, dass derselbe vor dem Warmaufziehen um das Maass e vorsteht. Man wähle Schrumpf $\lambda = \frac{1}{1500} d$; Neigung des Konus $c = \frac{1}{30} l$, dann wird:



$$e = 30 \cdot \frac{1}{2} \lambda = 30 \cdot \frac{1}{30 \cdot 0} \cdot d = \frac{1}{100} \cdot d \dots (16)$$

d) Die Schmierung der Kurbelzapfen.

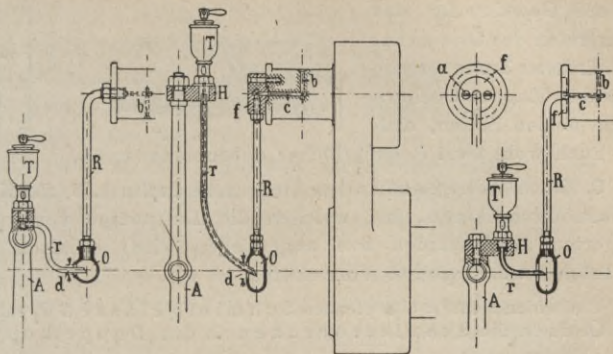
Kleinere Maschinen erhalten häufig auf dem Pleuellstangenkopf einen **Selbstöler**. Man kann jedoch hierbei das richtige Funktionieren der Ölung während des Ganges der Maschine nicht verfolgen.



1. Zentrifugalschmierung

gestattet jederzeit Kontrolle der Ölmenge. Vom Tropföler T (vergl. Regel 123, Seite 68), auf dem Geländer A befestigt, gelangt das Öl (vergl. nachstehende Fig.) durch Rohr r in den Schmierkopf O , tritt dann durch Rohr R und die Schmierlöcher cb zu der

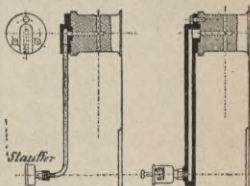
Lagerfläche. Die Anordnung der einzelnen Teile muss so sein, dass dieselben bequem demontiert werden können. Gebotenen



Zentrifugalschmierung.

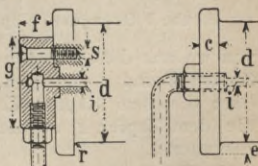
Falls können auch vermittelst Schmierkanne dem Kopf *O* grössere Ölmengen zugeführt werden.

Für konsistentes Fett geeignete Zentrifugalschmierungen sind nebstehend dargestellt. Auch hier kann während des Betriebes das Schmiermaterial von Hand nachgedrückt werden.



2. Die Stirnseite des Kurbelzapfens und der Ölzutritt.

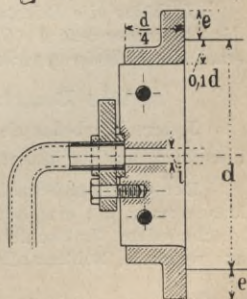
Bei geschlossenem Treibstangenkopf (nach 82c) erhalten die Zapfen (statt des festen Bundes) eine Scheibe, um die Schalen seitlich einschieben zu können.



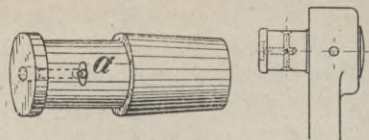
Tab. 3. Stirnseite und Ölzutritt.

<i>d</i>	= 50	75	100	150	200	250	mm
<i>c</i>	= 10	11	12	20	25	30	„
<i>e</i>	= 6	8	10	13	18	20	„
<i>f</i>	= 25	30	35	40	45	50	„
<i>g</i>	= 60	70	80	85	90	95	„
<i>i</i>	= 6	8	10	12	13	15	„
<i>s</i>	= 10	10	13	13	16	16	„

Abrundung *r* nach Tab. 3 in 52 *d*. (Die untere Fig. ist für *d* = 250 in 1/8 gezeichnet.)

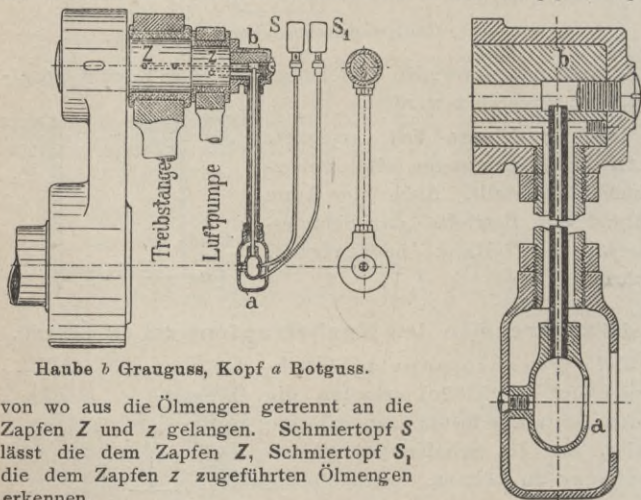


Bei schnellgehenden Maschinen ist das Schmierloch an der Ölaustrittsstelle bei a mit der Rundfeile zu erweitern, um sichere Gewähr für das Übertreten des Öles zu haben. Grössere Zapfen versehe man mit Ölaustrittslöchern nach beiden Seiten, ordnet auch wohl zwei Schmierlöcher nebeneinander an.



3. Zwei nebeneinander liegende Zapfen (z. B. für Kondensationsmaschinen, bei welchen die Luftpumpe vom verlängerten Kurbelzapfen aus angetrieben wird) erhalten die nachstehend dargestellte Vorrichtung.

Die beiden sichtbar öltropfenden Schmiergefässe S S_1 führen das Öl durch die Schmierröhrchen in den Doppelkopf a ,



Haube b Grauguss, Kopf a Rotguss.

von wo aus die Ölmengen getrennt an die Zapfen Z und z gelangen. Schmiertopf S lässt die dem Zapfen Z , Schmiertopf S_1 die dem Zapfen z zugeführten Ölmengen erkennen.

Je höher die Belastung q in kg/qcm des Zapfens und je grösser die Reibungsarbeit A (Gleich. 14) ist, mit desto grösserer Vorsicht muss die Schmiervorrichtung durchgebildet werden.

e) Die Bearbeitung des Kurbelzapfens.

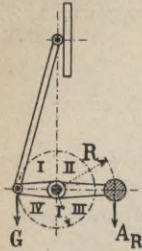
Jeder Kurbelzapfen sollte gehärtet und auf der Poliermaschine sauber poliert werden.

Der Compound-Stahl (Weichkern-Stahl) von Mannesmann hat eine konzentrische, starke, dicht geschmiedete Stahlschicht, während das Innere aus weichem, kohlenstoffarmem Stahl besteht.



Zu b: Gleichmässigkeit innerhalb einer Umdrehung.

Hier kommen wie unter a die statischen Verhältnisse in Betracht.



Denken wir uns z. B. ein Sägegatter, so wird in den Quadranten I und IV das Gewicht der Massen der Drehung der Welle hindernd entgegengetreten, in den Quadranten II und III jedoch fördernd auf die Drehung wirken. Die Folge ist ein ungleichmässiger Gang innerhalb einer Umdrehung, wenn wir die Massen nicht durch ein Gegengewicht ausgleichen, für dessen Grösse die Gleich. 1 und 2 ebenfalls Geltung haben.

Das Schwungrad dient nicht zum Ausgleich der Massen, sondern besorgt nur die Verringerung der Ungleichförmigkeit, hervorgerufen durch verschieden grosse Drehkräfte.

Zu c: Erreichung der günstigsten Gleichgewichtslage.

Zur Erzielung einfacher Formeln sei das Gewicht der Ausgleichsmasse auf den Kurbelkreis reduziert, und mit A bezeichnet, es ist dann

$$\text{wirkliches Ausgleichgewicht} = A \cdot \frac{r}{R} \dots \dots \dots (3)$$

1. Für liegende Maschinen.

In dem Kurbeltrieb herrscht die grösste Beschleunigung in den Totlagen der Kurbel (vergl. § 61 c). — Bezeichnet:

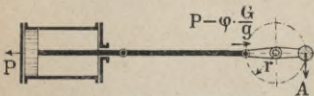


Fig 4.

- P den Druck auf den Kolben in kg,
- G das Gewicht der hin- und hergehenden Massen in kg,
- φ die erforderliche Beschleunigung in Mtr./Sek.² nach § 61 c,

so ist der Druck auf den Kurbelzapfen $= P - \varphi \cdot \frac{G}{g}$ in kg . (4)

$\underbrace{\hspace{1.5cm}}$ $\underbrace{\hspace{1.5cm}}$
 Gestängedruck. Beschl.-Druck.

Nach Fig. 4 wirken demnach auf die Maschine

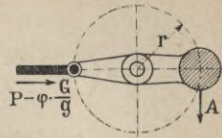
- ← nach links der Kolbendruck P ,
- nach rechts der Kurbelzapfendruck $P - \varphi \cdot \frac{G}{g}$

mithin ergibt sich als Kraft, welche ein Verschieben der Maschine auf dem Fundament hervorruft,

$$= P - \left(P - \varphi \cdot \frac{G}{g} \right) = \varphi \cdot \frac{G}{g} \dots \dots \dots (5)$$

Mit dem Ausgleich der Massen wird eine möglichst völlige Beseitigung dieser Kraft angestrebt. Die Ausgleichsmasse wirkt durch ihre Zentrifugalkraft (Fliehkraft); die entspr. Gleich. nach § 10 u ein-
Umfangsgeschwindigkeit

$$u = \frac{r \cdot \pi \cdot n}{30} \text{ in Mtr./Sek. gesetzt, ergibt:}$$



$$\text{Fliehkraft } F = \frac{A}{g} \cdot \frac{u^2}{r} = \frac{A}{g} \cdot \frac{n^2 \cdot r}{90} \text{ in kg} \dots \dots \dots (6)$$

Vernachlässigen wir den Einfluss der endlichen Treibstangenlänge, so erhalten wir nach § 61 c, Gleich. 14:

$$\text{Beschl. } \varphi = \frac{u^2}{r} = \frac{n^2 \cdot r}{90}, \text{ womit sich ergibt}$$

$$\underbrace{\frac{n^2 \cdot r}{90} \cdot \frac{G}{g}} = \underbrace{\frac{A}{g} \cdot \frac{n^2 \cdot r}{90}} \dots \dots \dots (7)$$

← Auf Verschieben wirkende Kraft = Fliehkraft der Ausgleichsmasse →

$$\text{mithin } A = G \text{ und wirkliches Ausgleichgew.} = G \cdot \frac{r}{R} \text{ in kg} \dots (8)$$

In der Praxis begnügt man sich mit 0,7 des nach Gleich 8 ermittelten Gewichtes.

Beispiel: Es sei G = 500 kg, r = 450 mm, R = 500 mm, n = 98 i. d. Min., so wird nach Gl. 8 Gewicht der Ausgleichsmasse = 500 \cdot \frac{450}{500} = 450 kg, wofür man jedoch meist in der Praxis wählt 0,7 \cdot 450 = 315 kg.

2. Für stehende Maschinen.

- + Zeichen für Kolben im oberen Totpunkt.
- Zeichen für Kolben im unteren Totpunkt.

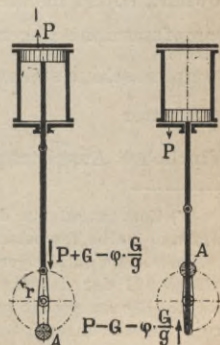
Es gelten dieselben Bezeichn. wie vor.

$$\text{Kurbelzapfendruck} = P \pm G - \varphi \cdot \frac{G}{g} \text{ in kg.}$$

$$\text{Deckeldruck} = P \text{ in kg.}$$

$$\text{Differ.} = P - \left(P \pm G - \varphi \cdot \frac{G}{g} \right) = \varphi \cdot \frac{G}{g} \mp G \text{ in kg}$$

Maasse in Mtr., Gewichte in kg.



Setzen wir nach obigem

$$\frac{n^2 \cdot r}{90} \cdot \frac{G}{g} \pm G = \frac{n^2 \cdot r}{90} \cdot \frac{A}{g}$$

so wird:

$$A = \left(G \mp \frac{90 \cdot G}{n^2 \cdot r \cdot g} \right) \text{ woraus als Mittelwert } A = G \quad . \quad . \quad (9)$$

$$\text{und wirkliches Ausgleichgew.} = G \cdot \frac{r}{R} \text{ in kg} \quad . \quad . \quad . \quad (10)$$

Würde man nun dieses gerechnete Gegengewicht anbringen und so eine vollständige Ausbalancierung vornehmen, so würde allerdings durch die Vertikal-Komponente von dessen Fliehkraft ein stets gleichbleibender reiner Lastdruck auf das Fundament erzielt werden, dafür aber durch deren gleichzeitig auftretende Horizontal-Komponenten neue Kräfte erwachsen, welche die Maschine im horizontalen Sinne angreifen.*)

Man sieht deshalb bei **stehenden Maschinen** von einer Ausbalancierung der auf- und niedergehenden Massen ab, sucht aber durch **leichte Gestänge** deren Wirkung möglichst klein zu halten. Dem nach oben gerichteten Differenzdruck zwischen Deckel- und Kurbelzapfendruck wirkt man durch genügend grosses **Maschinengewicht** entgegen.

Zu d: Verminderung des Stosses.

Das Ausbalancieren der bewegten Massen hat Einfluss auf den Zeitpunkt und damit auch auf die Heftigkeit des Stosses, doch hat man bei Anordnung von Gegengewichten diese Frage nicht besonders im Auge.

Zu e: Welche Ausführung zeigt die Praxis?

Bedeutet A das auf den Kurbelkreis reduzierte Ausgleichgewicht, so ist meistens:

$$\text{Dampfmaschine liegend } A = 0,7 (G_1 + G_2 + G_3) \text{ in kg} \quad . \quad . \quad (11)$$

$$\text{Dampfmaschine stehend } A = \text{Null oder } 0,7 (G_1 + \frac{1}{2} G_2) \text{ in kg} \quad (12)$$

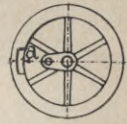
$$\text{Sägegatter } A = 0,7 (G_1 + G_2) \text{ in kg} \quad . \quad . \quad . \quad (13)$$

$$\text{Wirkliches Ausgleichgewicht} = A \cdot \frac{r}{R} \text{ in kg} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (14)$$

*) Zum Ausgleich des Gewichtes von Kolben mit Stange, Kreuzkopf und halbe Treibstange, gibt es bei stehenden Dampfmaschinen ein viel besseres und billigeres Mittel zum Massenausgleich, indem man die Füllung auf der unteren Zylinderseite um den entspr. Betrag grösser macht. Hierzu genügt meistens, wenn man den mittleren Kolbenüberdruck auf der unteren Seite um 0,2 kg/qcm grösser macht.

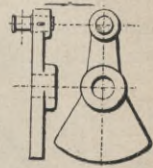
f) Ausführung der Gegengewichte.

Das Gegengewicht soll möglichst in der Ebene der hin- und hergehenden Teile angeordnet sein. Ausgleich durch Aussparung im Radkranz bei a ist zu vermeiden, da die Ausgleichskräfte durch die Welle wandern müssten.



1. Bei Stirnkubeln und Kurbelscheiben.

Für Stirnkubeln wird meist das Gegengewicht angeschmiedet. Der vorstehend ausgesprochenen Regel kann bei Stirnkubeln nicht ganz genügt werden, obgleich der Fehler nicht gross ist.

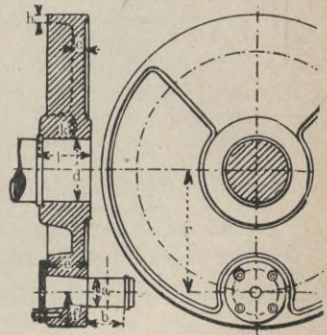


Das einfachste und billigste ist die Kurbelscheibe aus Grauguss, doch nur für untergeordnete Zwecke zulässig.

Hilfsmaasse für Kurbelscheibe.

r	d	a	b	c	e	f	h	k	l
200	120	65	80	30	75	75	16	52	105
300	150	80	105	35	102	90	18	64	155
400	200	105	130	45	125	115	22	76	190
500	250	130	160	55	152	140	25	102	215

Maasse für den Kurbelzapfen nach 79 c und 79 d.



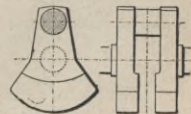
Bei den Treibrädern der Lokomotiven ist die Ausgleichsmasse im Radkranz untergebracht (vergl. beistehende Figur).



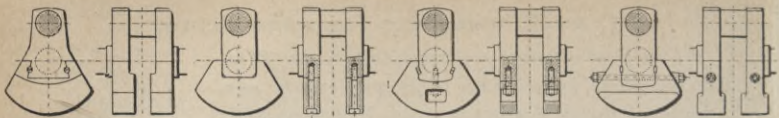
2. Bei gekröpften Wellen.

Der Regel „das Gegengewicht soll möglichst in der Ebene der hin- und hergehenden Teile angeordnet sein“ kann man bei Wellen mit Kröpfung sehr gut genügen, indem beide Schenkel mit einer Ausgleichsmasse gleich dem halben Gegengewicht versehen werden.

Das Gegengewicht direkt an die Kurbelschenkel angeschmiedet, erschwert die Herstellung und Bearbeitung der Welle sehr, findet deshalb selten Anwendung.

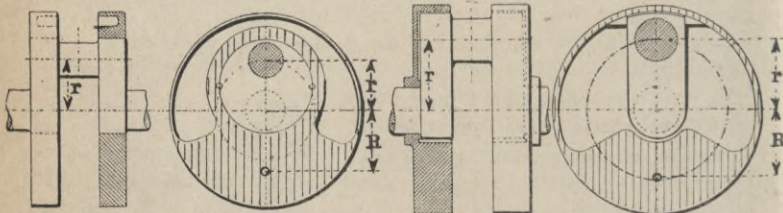


Gegengewichte aus Grauguss werden mit den Kurbelschenkeln vielfach in einer der nachstehenden vier Ausführungen verbunden.



Andere auch häufig angewendete Art des Massenausgleichs :

Auf den Kurbelschenkel wird eine **Scheibe** (aus Grauguss) mit angegossenem Gegengewicht aufgepasst und mit sehr wenig Schrumpf warm aufgezogen.



Einpassen billig, da Dreharbeit.

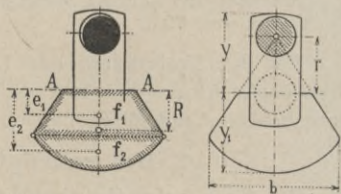
Einpassen teurerer, da Hobelarbeit.

g) Berechnung des Gegengewichtes.

Man wählt vorläufig $y = y_1$ und $b = 2,2 r$, bestimmt den Inhalt der in beistehender Abbild. schraffierten Fläche und rechnet

Gewicht = Fläche in qdm \times Breite in dm \times spez. Gewicht.

Zur Ermittlung des Radius R der Ausgleichmasse zerlegen wir die Fläche in kleine Flächen f_1 u. f_2 und suchen deren Schwerpunktabstände e_1 u. e_2 vom Wellenmittel, dann ist:



$$R = \frac{f_1 \cdot e_1 + f_2 \cdot e_2}{f_1 + f_2}$$

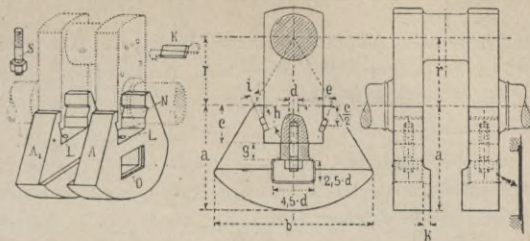
Für die Beanspruchung der **Schrauben und Keile** kommt in Betracht die radial nach aussen wirkende

$$\text{Fliehkraft} = \frac{\left(A \cdot \frac{r}{R}\right) \cdot n^2 \cdot R}{900} \text{ in kg nach Gleich. 6 . . (15)}$$

worin $\left(A \cdot \frac{r}{R}\right)$ Gewicht der Ausgleichmasse in kg.

Eine auch für **höhere Geschwindigkeiten** im Motorenbau vielfach angewandte Ausführung zeigt folgende Tabelle:

h) Hilfsmaasse für Gegengewichte.



r	a	b	c	d	e	g	h	i
150	240	355	100	20	18	40	25	10
200	310	460	120	26	23	55	36	14
250	390	575	144	32	25	65	46	18
300	465	690	167	39	28	72	56	22
500	750	1150	270	50	35	90	75	30

Die Stiftschrauben S sollen das Zusammenpassen der Teile erleichtern, während für die Kräfte die seitlichen Keile in Betracht kommen.

In der Abbild. links bedeutet: $A A_1$ Gegengewichte (Grauguss), K Keile (Stahl), für die Nuten N , S Schrauben (Schm.) für die Löcher L , O Öffnung für die Schrauben S .

Maasse für Kurbelscheiben sind in 80 f angegeben.

i) Uebungsbeispiele.

Gekröpfte Wellen für Dampfmasch. und Gasmasch., ferner für Sägegatter, Pumpen und Luftkompressoren mit Riemen- oder elektr. Antrieb. Man kann von den nachstehenden Zahlen um etwa 30% nach oben oder unten abweichen.

Kurbelrad.	$r =$	100	200	400	600	800	1000	mm,
Gewichte	$\left\{ \begin{array}{l} G_1 = \\ G_2 = \\ G_3 = \end{array} \right.$	8	20	70	150	300	450	kg,
nach		20	60	150	450	800	1100	"
Seite 445		25	70	280	700	1200	1900	"
	$n =$	220	160	100	80	70	60	i. d. Min

Man zeichnet vorteilhaft das Gegengewicht nach Tab. in 80 h auf, berechnet das Gewicht $\left(A \cdot \frac{r}{R}\right)$ nach 80 g, ermittelt R und dann $A = \left(A \cdot \frac{r}{R}\right) : R$. Diesen Wert vergleiche man mit 80 e.

Exzenter. (81.)

a) Eine besondere Abart der Kurbel bilden die Exzenter. Dieselben finden im allgemeinen nur dann Anwendung, wenn der Kurbelradius, hier **Exzentrizität** genannt, und die zu übertragende Kraft klein sind.

Die zu überwindende Reibung fällt infolge des grossen Zapfendurchmessers verhältnismässig gross aus, wodurch der Wirkungsgrad eines solchen Getriebes klein wird. Kurbeltrieb ist deshalb stets vorteilhafter, als Exzentertrieb.

Ein wesentlicher **Vorteil** der Exzenter besteht darin, dass sie an einer beliebigen Stelle einer Welle befestigt werden können und so ohne weiteres auch von einer geraden Welle aus ein Kurbeltrieb abgeleitet werden kann, sie sind ferner billiger in der Herstellung, als eine Kurbelkröpfung in der Welle.

b) Ausführungsformen der Exzenter.

Das **Exzenter** (auch Exzentrerscheibe genannt) kann einteilig oder zweiteilig ausgeführt werden. Die Zweiteiligkeit bringt

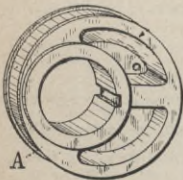


Fig. 1.

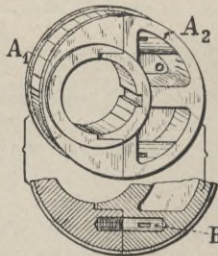


Fig. 1a.

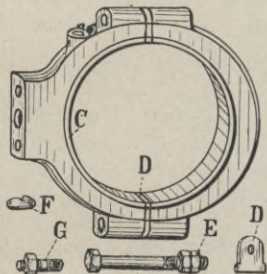


Fig. 1b.

A ungeteilte Exzentrerscheibe, *A*₁ *A*₂ geteilte Exzentrerscheibe, *B* Keilschraube, *C* Exzenterbügelhälften, *D* Zwischenlage, *E* Schrauben zur Verbindung der Exzenterbügelhälften, *F* Schmierstopfdeckel, *G* Schrauben zur Verbindung der Exzenterbügel mit Stange.

besondere Vorteile hinsichtlich bequemerer Auf- und Abbringens der Exzentrerscheibe, erfordert dagegen sorgfältige Montage.

Die Exzenterbügel sind stets zweiteilig.

Die gebräuchlichste Ausführung zeigen vorstehende Abbildungen (Fig. 1, 1a, 1b).

Querschnittsformen der Exzenter.

Die Querschnittsform der aufeinander gleitenden Ringflächen wird in den meisten Fällen nach *Fig. 2* ausgeführt. Die Bearbeitung des Bügels ist sehr schwierig, weil der Dreher den Gleitflächen mit der Feile nicht beikommen kann.

Befindet sich z. B. am Punkt *a* (*Fig. 2*) irgend ein harter fremder Körper im Guss, oder ist das Material etwas hart, so lässt sich überhaupt ein glatter Lauf nur schwer erzielen. Etwas leichter geht es schon bei Anwendung von Weissgussfutter (*Fig. 3*). Für grosse Umfangsgeschwindigkeiten scheint sich dieser Querschnitt am besten bewährt zu haben, da er die häufigste Anwendung gefunden hat.

Eine andere Querschnittsform, bei der man sowohl der Exzenter-scheibe, als auch dem Exzenterbügel mit der Feile beikommen kann, zeigt *Fig. 5—6*. Für grössere

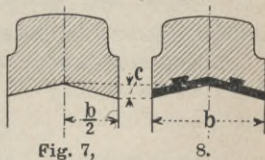
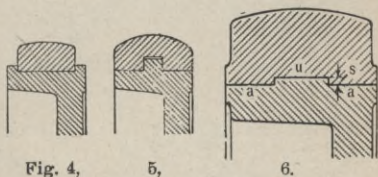
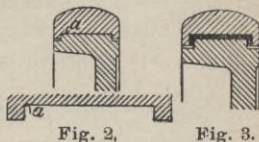
Kräfte, wie z. B. den Grundschieber bei Dampfmaschinen, lässt man alle drei Flächen *a*, *a* und *b* (*Fig. 6*) tragen, für kleinere Kräfte, wie z. B. den Expansionschieber, nur die Flächen *a a*. Vorsprung $s \sim 2 \text{ mm}$.

In neuerer Zeit bildet man den Querschnitt gern nach *Fig. 7—8* aus. Kleinere Ungenauigkeiten bei der Montage machen sich durch Ecken und daraus resultierendem Warmlaufen nicht so leicht störend bemerkbar, als bei anderen Querschnittsformen.

$$\text{Neigung des Ringes } c = \frac{1}{10} \cdot \frac{b}{2}.$$

Für grosse Geschwindigkeiten ist dieser Querschnitt (*Fig. 7—8*) ungeeignet, da zu befürchten ist, dass das Schmieröl infolge der Zentrifugalkraft nach der Mitte gehen und die äussere Fläche trocken bleiben wird. Hier empfiehlt sich, Querschnitt *Fig. 2—3* zu wählen.

Um das Heisslaufen der Exzenter zu vermeiden, verlangen dieselben eine sehr sorgfältige Bearbeitung; man beachte auch § 81 e.



Exzenter - Schmiervorrichtung (D. R.-P. 105 070).
Fest auf der Exzenterstange *b* ist eine Schmierung *c* angebracht und bewegt sich in einer im Exzenterbügel *a* vorgesehenen Nut, die unten zu einer Ölkammer ausgebildet ist. Mittelst der Rinne *g* und Bohrungen *h* soll ein Ölumlaufl erzielt werden.

Die **Befestigung des Exzenterbügels** mit der Exzenterstange kann auf verschiedene Art erfolgen, wie nachstehende Abbildungen zeigen.

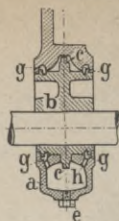


Fig. 9.

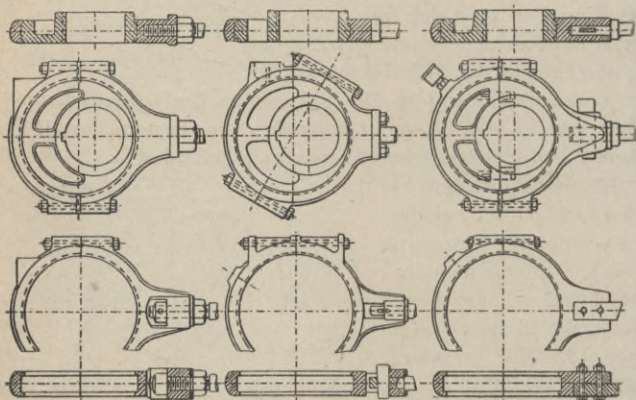


Fig. 10—15.

Aus letzteren sind auch gleichzeitig verschiedene **Ausführungsformen der Exzenterbügel** ersichtlich.

Bügel und Stange aus einem Stück geschmiedet (nach Fig. 16), ist bei Schiffsmaschinen üblich.

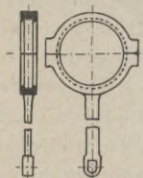


Fig. 16.

Befestigung der Exzenter auf der Welle.

Man soll stets **Nutenkeile** verwenden. **Hohlkeile**, wie in Fig. 17, dürfen nur beim Einstellen (Justieren) der Exzenter bei Montage in der Werkstatt Anwendung finden.

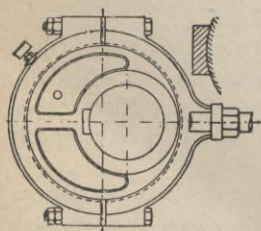


Fig. 17.



Fig. 18.

Der **versetzte Keil K** (Fig. 18) gestattet ein Verstellen des Exzenters je nach der Breite der Hilfskeile *a*.

Kuhn - Exzenter (Fig. 19). Ein bequemerer Verdrehen der Exzenter auf der Welle erreicht man durch gezahnte Keile, die durch eine Schraube auf die Welle gedrückt werden.

In Fig. 20 ist die gezahnte Feder durch eine besondere Schraube mit der Druckschraube verbunden und wird beim Lösen der letzteren gehoben.

Die Möglichkeit der Verstellung der Exzenter während der Indizierung von Dampfmaschinen und Gasmotoren bietet ausserordentliche Vorteile, da man mit wenig Zeitaufwand die einzelnen Phasen im Diagramm ändern kann, während bei festaufgekeilten Exzentern eine Anfertigung von Hilfskeilen nach Fig. 18 oder eine andere Einstellung der Zahnräder zum Antrieb der Steuerwelle erforderlich macht.

c) Ausführungsmaasse der Exzenter.

Der Durchmesser der Exzenter-scheibe (im Laufring) richtet sich im allgemeinen nach dem Wellendurchmesser und der Exzentrizität.

Es ist, vergl. auch Fig. 21:

$$\text{Durchm. } E = 2 \left(\frac{d}{2} + r + w \right). \quad (1)$$

(Das Weissgussfutter von der Stärke y sitzt im Bügel fest.)

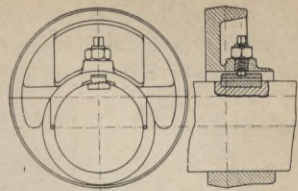


Fig. 19.

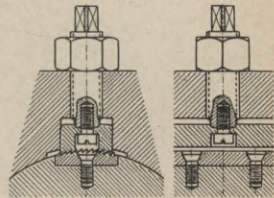


Fig. 20.

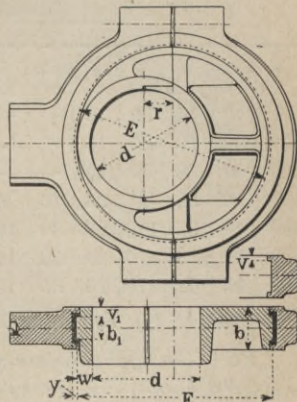


Fig. 21.

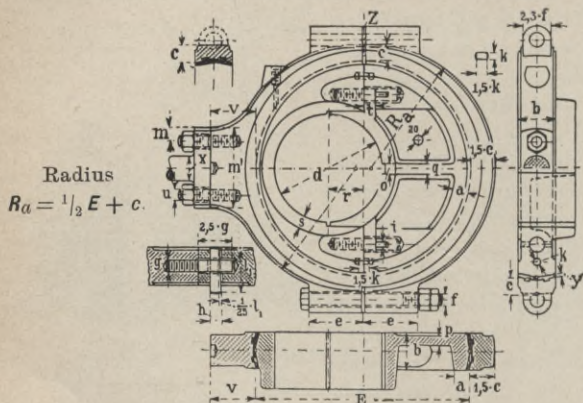
Tab. 1. Stärke der Nabe und des Weissgussfutters (Fig. 21).

d	30	60	100	150	200	250	300	350	400	mm
w	13	18	22	26	32	38	45	50	55	"
y	3	5	6	7	8	9	10	11	12	"
v	3	5	6	7	8	9	10	11	12	"
v_1	6	10	12	14	16	18	20	22	24	"

Die Breite b bzw. b_1 der Exzenter wählt man vorläufig nach Tab. 2 und prüft, ob nach 81e die Reibungsarbeit für den qcm Tragfläche den zul. Wert nicht überschreitet.

Die übrigen Abmessungen wird man um so stärker wählen, je mehr Druck das Exzenter zu übertragen hat oder je grösser das Exzenter ist.

Tab. 2. Hilfsmaasse für Übungsbeispiele.



<i>E</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g, h</i>	<i>i</i>	<i>k</i>	<i>m</i>	<i>p</i>	<i>q</i>	<i>s</i>	<i>t</i>	<i>u</i>	<i>v</i>
75	30	14	50	13	—	—	—	18	12	13	9	—	13	30
130	40	20	55	16	—	—	—	20	13	15	10	—	16	42
200	50	28	60	20	—	—	—	25	15	18	14	—	20	55
300	70	30	80	23	23	9	12	28	16	20	20	22	23	70
400	85	35	110	23	30	10	13	28	18	22	25	25	23	90
500	100	38	140	26	32	11	14	32	20	24	30	27	26	105
600	120	42	170	26	35	13	16	35	22	26	35	30	29	120

Maass *o* für den Keil nach Keiltabelle „leichte Keile“ in § 47 d

Für **Übungsbeispiele** wähle man Exzenter für:

Schiebersteuerung der Dampfmaschinen

$d = 50$ bis 300 mm; $r = 13$ bis 90 mm,

Ventilsteuerung der Dampfmaschinen

$d = 45$ bis 90 mm; $r = 35$ bis 60 mm,

Ventilsteuerung der Gasmotoren

$d = 40$ bis 130 mm; $r = 30$ bis 90 mm,

Speisepumpen der Dampfmaschinen

$d = 50$ bis 250 mm; $r = 25$ bis 70 mm.

Grosse Exzenter.

Um bei grossen Exzentrizitäten und grossen Wellendurchmessern die Exzentrerscheibe und damit die Umfangsgeschw. im

Lauftring möglichst klein zu halten, findet man Ausführungen nach Fig. 23. Ferner zeigt Fig. 23 die Verbindung der zweiseitigen Exzenter Scheibe für grosse Abmessungen.

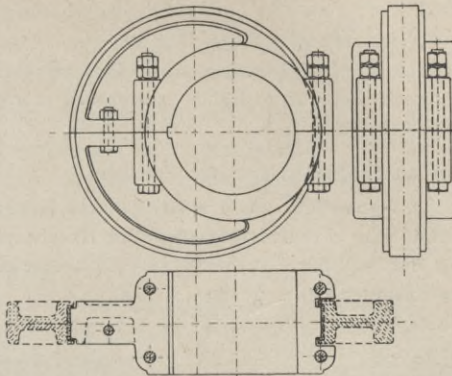


Fig. 23.
Exzenter für
Walzenzug-
maschinen.
(Massstab 1:30.)

Es gibt Exzenter (zum Antrieb der Kolbenschieber grosser Walzenzugmaschinen), welche bis 3000 kg Gestängedruck zu übertragen haben und bis zu 4 Mtr. Umfangsgeschw. i. d. Sek. aufweisen.

d) Berechnung des Exzenterbügels auf Festigkeit.

Bezeichnet:

P den Druck im Exzenter in kg, *)

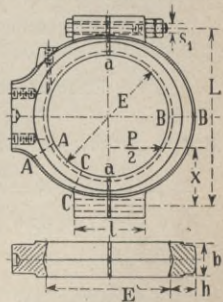
L die Entfern. d. Verbindungsschr. in cm,

E die Bohrung des Exzenterbügels in cm

$x = \frac{L}{2} - \frac{E}{4}$ den in Betracht kommenden ideellen Hebelarm in cm,

b die mittl. Breite, h die mittl. Stärke des Exzenterbügels in cm,

so wird für den Querschnitt $B-B$:



$$\text{Biegemoment } M_b = \frac{P}{2} \left(\frac{L}{2} - \frac{E}{4} \right) = \frac{P}{2} \cdot x \text{ in kgcm} . . . (2)$$

$$W = \frac{b \cdot h^2}{6} \text{ in cm}^3; \text{ Beanspr. } \sigma_b = M_b : W \text{ in kg/qcm} . . . (3)$$

$$\text{Zulässig für Grauguss } 100 \text{ bis } 200 \text{ kg/qcm} . . . (4)$$

Den Querschnitten AA und BB soll man reichliche Abmessungen geben und sich nicht etwa auf gerechnete Grössen verlassen, da sonst die Bügelhälften sich beim Warmwerden verziehen und infolgedessen an den Teilstellen aa kneifen.

*) Widerstand + Beschleunigungskraft der hin- u. hergeh. Massen.

Für die **Verbindungsschrauben** des Bügels wird, wenn s Kern-
durchm. der Schrauben in cm:

$$\left. \begin{aligned} \text{Kernquerschn. } f &= \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot s^2 \text{ in qcm} \\ \text{Zugbeanspr. } \sigma_z &= P : 2f \text{ in kg/qcm} \end{aligned} \right\} \dots \dots (5)$$

$$\text{Zulässig } 300 \text{ bis } 400 \text{ kg/qcm} \dots \dots (6)$$

Die **Nockenlänge** l (Fig. 24) mache man nicht zu kurz, damit
die Schrauben auch hierdurch näher zusammen rücken und
Maass L möglichst klein wird.

e) Das Heisslaufen des Exzenters.

Dieses hängt wesentlich von der Grösse des **Flächendruckes**
im Exzenter und von der **Umfangsgeschw.** im Exzentering ab
(abgesehen von der Art der Bearbeitung). Es bezeichne:
 E Durchm. des Exzenterlaufes in cm,
 K den Widerstand (Gestängedruck) in kg.



Die Besichtigung im Betrieb befind-
licher Exzenter ergibt, dass bei gebräuch-
lichen Breiten derselben je nach der m^öglich
oder weniger sorgfältigen Ausführung um etwa

$\frac{1}{2}$ der Fläche zum Anliegen kommt,*)

mithin setzen wir:

$$\text{Tragende Fläche} = 0,5 \cdot E \cdot b_0 \text{ in qcm} \dots \dots (7)$$

und erhalten

$$\text{Flächendruck } q = \frac{K}{0,5 E b_0} \text{ in kg/qcm} \dots \dots (8)$$

$$\text{Umfangsgeschw. im Exzentering } v = \frac{\pi \cdot E}{100} \cdot \frac{n}{60} \text{ in Mtr./Sek.} \dots (9)$$

$$\text{Reibungsarbeit } A = q \cdot v \cdot \mu \text{ Sekmkg f. d. qcm Tragfläche.} (10)$$

$$\text{für Weissguss } \mu = 0,05, \text{ für Grauguss } \mu = 0,10 \dots (11)$$

Man findet meistens:

$$\text{Grauguss auf Grauguss } A \leq 0,6 \text{ Sekmkg} \dots \dots (12)$$

$$\text{,, ,, Weissguss } A \leq 1 \text{ ,,} \dots \dots (13)$$

Besondere Sorgfalt erfordert das **Aufkeilen**
der Exzenter. Nicht selten sitzen die Passflächen
nicht genau aufeinander (Fig. 25), dann ist
Heisslaufen nicht zu vermeiden.

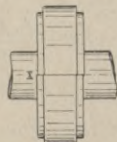


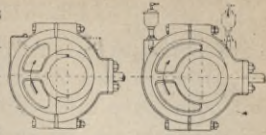
Fig. 25.

(Beispiel vergl. „Kranke Dampfmaschine“,
3. Aufl.)

*) Zu dieser Annahme sind wir gezwungen, wenn wir mit der zul.
Reibungsarbeit uns den anderen Werten (in § 52 c) anpassen wollen.

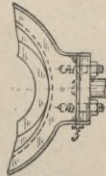
Die Schmiereinrichtung des Exzenterlaufes.

Schmierloch entgegengesetzt des Exzenterlaufes, damit das Öl mit nach oben genommen wird, doch am Bügel Nocken oder angegossenes Schmiergefäß für beide Drehrichtungen vorsehen.



f) Die Exzenterstange.

Die Stellbarkeit in der Längsrichtung ist möglich, wenn die Stange mit Gewinde in den Bügel eingeschraubt ist oder durch Anwendung von Zwischenlagen aus dünnem Blech.

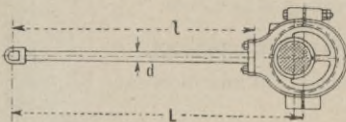


Die Berechnung der Exzenterstange

auf Zerknickung oder auf Biegung.

Es bezeichne: P den Druck in der Exzenterstange in kg, L die Stangenlänge in cm, d den mittl. Stangendurchm. in cm.

Zerknickung
(vergl. Fall II in 40 d).



$$P = \frac{10 \cdot J \cdot E}{m \cdot L^2} \text{ in kg} \quad (1)$$

J Trägheitsmoment in cm^4 ,

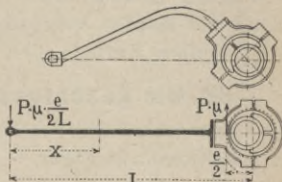
$E = 2\,000\,000$ Elastizitäts-Modul für Schmiedeeisen.

Bei flachen Querschnitten das kleinste J nach § 39, Tab. 7 a

Mit Rücksicht auf Zittern Sicherheitsgrad $m = 24$ bis 30

im Mittel $m = 25$. (2)

Biegung und Zug.



Biegung:

$$(M_b)_x = P \cdot \mu \cdot \frac{e}{2L} \cdot x \text{ in kg} \quad (3)$$

W in cm^3 Widerstandsmom. nach § 39, Tab. 7 u. 7 a.

Bieg.-Beanspr.

$$\sigma_b = (M_b)_x : W \text{ in kg/qcm} \quad (4)$$

Zug- bzw. Druckbeanspr.

$$\sigma_z = P : \frac{\pi}{4} d^2 \quad (5)$$

Gesamtbeanspr. =

$$\sigma_b + \sigma_z \text{ in kg/qcm} \quad (6)$$

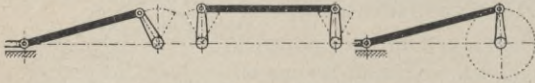
Mit Rücksicht auf Zittern zul. für Schm.:

$$\sigma_b + \sigma_z = 200 \text{ kg} \quad (7)$$

Der ungünstigste Fall dieser beiden Rechnungsarten ist massgebend.

Treibstangen. (82—86.)

Treibstangen (auch Schub-, Pleuel- oder Flügelstangen genannt) haben den Zweck, Zapfen, welche schwingenden, umlaufenden oder auch geradlinig sich bewegenden Maschinenteilen angehören, zu verbinden, um auf diese Weise die Bewegung zu vermitteln. Demzufolge besteht eine Treibstange aus zwei Köpfen, welche die Zapfen lagerartig umschliessen und einem die beiden Köpfe verbindenden Schaft.



wegung zu vermitteln. Demzufolge besteht eine Treibstange aus zwei Köpfen, welche die Zapfen lagerartig umschliessen und einem die beiden Köpfe verbindenden Schaft.

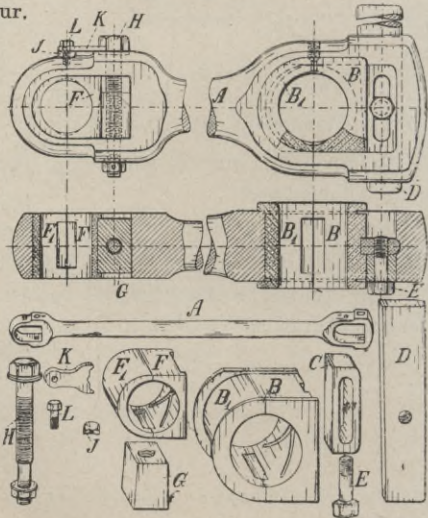
I. Treibstangenköpfe.*)

Man unterscheidet im allgemeinen zwei Arten von Treibstangenköpfen und zwar **geschlossene** und **offene** Köpfe. Erstere kann man nur bei Stirnkurbeln verwenden und werden zur Übertragung grosser Kräfte, wie im Grossdampfmaschinenbau, den offenen Köpfen vorgezogen. Letztere muss man dagegen bei gekröpften Kurbelwellen unbedingt anwenden.

82. Der geschlossene Treibstangenkopf. *)

a) Eine gebräuchliche Treibstange mit geschlossenen Köpfen zeigt nachstehende Figur.

A Schaft der Treibstange, Kopf der umlaufenden Seite, **B B₁** Lagerschalen, **C** Passstück, **D** Keil, **E** Stellschraube zur Sicherung des Keiles gegen Selbstlösen. Kopf des geradlinig bewegten Teiles, **F F₁** Lagerschalen, **G** Stellkeil, **H** Stellschraube, **J** Unterlegscheibe, **K** Schraubensicherung für Schraube **H**, **L** Schraube zur Sicherung **K**.

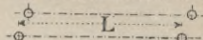


*) Kleine Köpfe vergl. auch in § 93.

Die hier gewählte Anordnung der Nachstellung der Lagerschalen gewährleistet unveränderte Stangenlänge, da hier der Verschleiss nach einer Richtung erfolgt. Statt des schmalen Keiles *D* wähle man ebenfalls ein breites Keilstück (nach Fig. 4 oder Tab. 2), damit die Lagerschale *B* eine breitere Auflage erhält.

Wählen wir den Stellkeil nach innen, so wird nach Verschleiss das Zapfenmittel nach aussen zu verlegt. Jedenfalls soll man hier die Stellbarkeit des zugehörigen Kurbelwellenlagers berücksichtigen (vergl. „Dampfmaschinen“, Seite 134 u. f.).

In neuem Zustand.



Nach Abnützung.

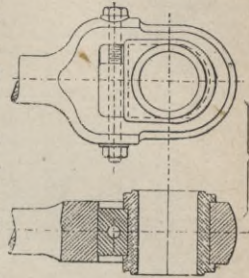


Fig. 4.

Verschiedene Ausführungsarten zeigen Fig 5 bis 9.

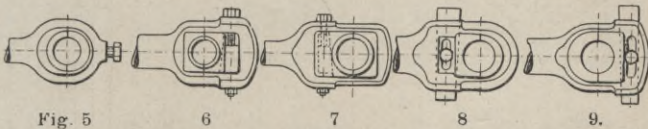


Fig. 5

6

7

8

9.

Für grössere Kräfte und Stösse sind Fig. 5, 8 u. 9 weniger geeignet, da die Auflagerfläche von Keil und Lagerschale zu klein ausfällt.

b) Ausführungsmaasse für geschloss. Treibstangenköpfe.

Tab. 1. Köpfe für kleinere Zapfen.

<i>d</i> =	20	30	35	40	45	50
<i>B</i> =	30	42	52	60	68	75
<i>b</i> =	24	34	42	48	55	60
<i>c</i> ₁ =	12	15	18	22	25	30
<i>e</i> =	45	60	75	85	95	105
<i>f</i> =	5	6	7	8	9	10
<i>h</i> ₁ =	12	15	18	22	25	30
<i>i</i> =	8	10	12	13	13	16
<i>k</i> =	10	13	17	20	22	25
<i>m</i> =	25	34	42	48	54	60
<i>o</i> =	70	95	120	135	155	170

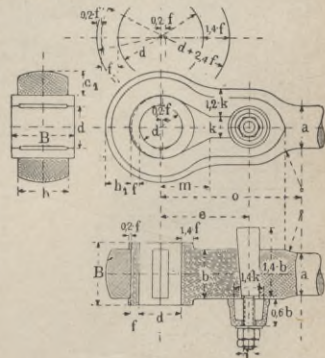


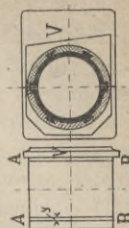
Fig. 10.

Die hier gewählte Schalenform weicht von der Ausführung der Tab. 2 etwas ab.

Kurbel- radius	Schaft				Kreuzkopfseite								Kurbelseite								
	L	a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	s	t	u
200	1130	50	65	60	55	80	8	30	28	165	110	65	16	65	85	85	35	210	24	12	4
225	1240	52	68	62	60	85	9	32	30	175	118	70	16	70	90	90	36	225	25	12	4
250	1350	55	73	65	70	90	10	35	32	190	125	75	20	75	95	95	38	240	26	12	4
300	1550	60	80	70	80	105	11	40	35	220	140	85	20	85	115	105	42	270	30	15	5
350	1780	70	90	80	90	120	12	45	40	250	160	95	23	100	130	115	46	300	34	15	5
400	2000	75	95	85	100	135	13	50	45	280	180	105	26	110	145	130	50	330	38	18	6
450	2250	80	100	90	110	150	15	55	50	310	200	115	29	125	160	145	55	360	42	18	6
500	2500	85	105	95	120	160	16	60	55	340	220	125	32	135	175	160	60	390	46	20	7
550	2750	95	115	105	130	175	18	68	60	370	240	135	35	150	190	175	65	420	50	20	7
600	3000	105	125	115	155	200	20	75	65	400	260	150	39	175	220	190	70	450	54	23	8

Die Eindrehung *AB* (vergl. nebenstehende Fig.) gewährleistet die rechtwinklige Länge des Lagerlaufes zur Seitenfläche des Treibstangenkopfes. Der vorspringende Lappen *V* dient zum Verdecken des Keilloches.

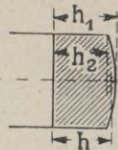
Um bei Maschinen mit einseitiger hinterer Hauptlagerverstellung das Maass von Mitte Zylinder bis Mitte Welle konstant zu halten, muss durch Nachstellen der Treibstangenlager die Treibstange länger werden. Dieses ist berücksichtigt bei den Treibstangen Fig. 11.



$y = 4$ bis 10 mm

c) Berechnung der geschlossenen Treibstangenköpfe.

Bei Treibstangenköpfen hat man in den meisten Fällen mit an einer Seite durch Kreisbogen begrenzten Querschnitten zu rechnen. Zur schnelleren und einfacheren Ermittlung der erforderlichen Querschnitte bezw. Widerstandsmomente verwandelt man den tatsächlichen Querschnitt (vergl. auch Fig. 12) in einen rechteckigen und setzt als



$$\text{Höhe } h = \frac{1}{2}(h_1 + h_2) \dots (1)$$

Fig. 12.

Querschnitt I wird auf Biegung, die Querschnitte II und III auf Zug durch den Gestängedruck P beansprucht. Man hat

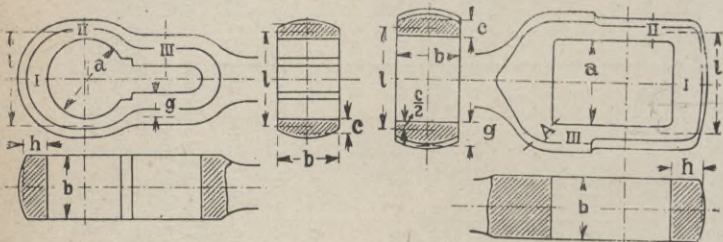


Fig. 13.

Fig. 14.

darauf zu achten, dass der Querschnitt A , welcher auf Zug und Biegung beansprucht wird, nicht zu klein ausfällt, da hierdurch leicht Brüche sich einstellen können.

Es bezeichne (vergl. auch Fig. 13 bis 14):

- a die Maulweite des Kopfes in cm,
- $l = a + c$ den in Betracht kommenden Hebelarm in cm,
- b die Breite des Kopfes in cm,
- h, c und g die Stärken der einzelnen Querschnitte in cm, ermittelt nach Gleich. 1 und Fig. 12,

so wird für Querschnitt I:

$$\text{Biegung } M_b = \frac{P}{2} \left(\frac{l}{2} - \frac{a}{4} \right) \text{ cmkg; } W = \frac{1}{6} b \cdot h^2 \text{ in cm}^3 \dots (2)$$

$$\text{Beanspr. } \sigma_b = M_b : W \text{ in kg/qcm} \dots (3)$$

$$\text{zulässig für Schmi. } 600 \text{ kg/qcm} \dots (4)$$

$$\text{für Querschnitt II: } \text{Zug } \sigma_2 = \frac{P}{2 \cdot c \cdot b} \text{ in kg/qcm} \dots (5)$$

$$\text{für Querschnitt III: } \text{Zug } \sigma_2 = \frac{P}{2 g \cdot b} \text{ in kg/qcm} \dots (6)$$

$$\text{zulässig für Schmi. } 300 \text{ kg/qcm} \dots (7)$$

83. Der offene Treibstangenkopf.

Bei den offenen Köpfen unterscheidet man solche mit **Kappe** und sog. **Schiffsköpfe**. Erstere sind weniger gebräuchlich; jedenfalls gibt man in neuerer Zeit den Schiffsköpfen unbedingt den Vorzug.

a) Treibstangenkopf mit Kappe (sog. Kappenkopf).

Die bekanntesten Konstruktionen sind:

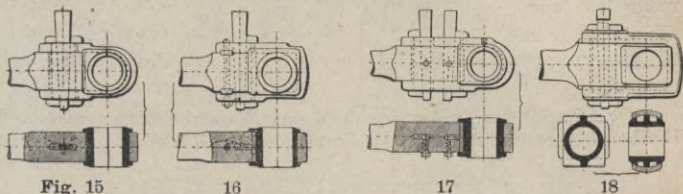
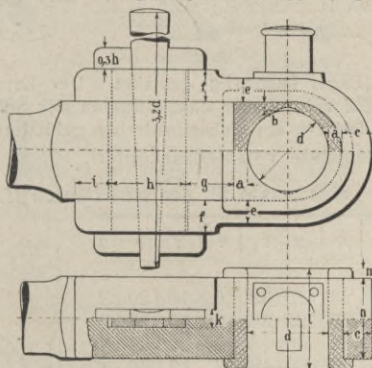


Fig. 15 | Sharpscher Kopf | Burgscher Kopf | Kappe gebohrt
 Durch die Nachstellung wird das Lagermittel der Stange
 genähert | entfernt | genäh. od. entf. | genähert.

Tab. 3. Treibstangenköpfe mit Kappe (Fig. 19).



<i>d</i>	<i>l</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	<i>h</i>	<i>i</i>	<i>k</i>	<i>m</i>	<i>n</i>
50	65	16	12	27	18	22	20	70	20	12	7,5	50
60	75	16	12	33	22	26	25	80	25	13	7,5	60
70	90	16	12	38	25	30	30	90	30	15	10	70
80	100	20	15	42	28	35	35	110	35	17	10	80
90	115	20	15	45	30	40	40	110	40	20	12,5	90
100	130	24	18	50	33	45	45	120	45	23	15	100
110	140	24	18	53	35	50	50	130	50	26	15	110
130	165	28	22	60	40	60	60	165	60	30	17,5	130
150	190	28	22	72	48	70	70	195	70	34	20	140

Die Lagerschalenmaasse in Tab. 3 genügen auch für Rotgusslager mit Weissmetall, das für Kurbelzapfenlager immer vorzuziehen ist. Stärke der event. Weissmetallausgiessung nach § 53 b.

b) Der sog. Schiffskopf.

In Fig. 20 besteht der mittlere Teil aus Rotguss mit Weissmetall armiert. Ausführung ist teurer als diejenige mit Schalen (Fig. 21).

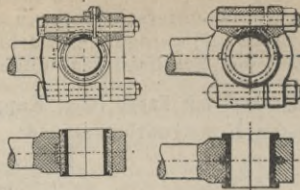


Fig. 20.

Fig. 21.

Fig. 21. Der Deckel tritt in den Kopf der Stange, wodurch die Herstellung unnötig verteuert wird. Bessere Ausführung vgl. Tab. 4.

Fig. 22 zeigt den Treibstangenkopf einer Wasserhaltungsmaschine. *) Hierbei hat man auf elastische Formänderung Rücksicht genommen

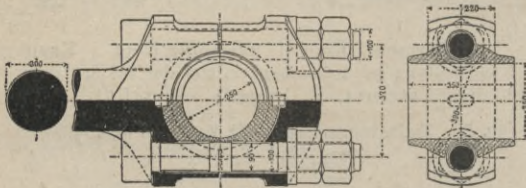


Fig. 22.

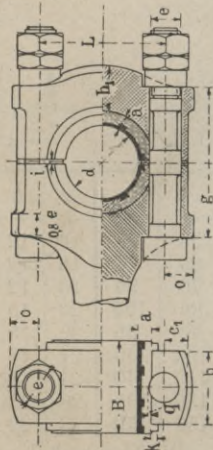
und deshalb das Lager kugelförmig gestaltet. Der Zapfen ist jedoch zylindrisch. Fig. 22 zeigt ferner das Eintreten der Schrauben in die Schalen, wodurch letztere am Sichselbstdrehen gehindert werden sollen.

Ausführungsmaasse von Schiffsköpfen.

Tab. 4. Hilfsmaasse für den Schiffskopf.

d	B	a^{**}	c_1	e	g	h_1	i	k	o	q
50	65	12	18	23	110	33	6	10	20	3
60	75	12	20	26	125	38	6	10	23	3
70	90	16	23	32	140	43	7	10	26	4
80	100	16	25	36	160	48	7	12	30	4
90	115	20	28	40	180	53	7	12	34	4
100	130	20	32	44	200	58	8	12	38	5
110	140	24	35	48	220	65	8	14	42	5
120	150	24	38	52	240	73	8	14	46	5
130	165	28	41	56	265	80	9	14	50	6
140	180	28	44	60	290	88	9	16	54	6
150	190	28	47	65	310	95	9	16	58	7
160	205	32	50	70	340	103	10	18	62	7
180	230	32	53	80	370	110	10	18	66	8
200	250	32	56	85	400	120	10	18	70	9

Breite b = Zapfendurchm. d .



*) Z. d. V. d. Ing. 1890, Seite 932 (Kiesselbach).

**) Stärke des Weissgussfutters nach § 53 b.

c) Berechnung offener Treibstangenköpfe.

Hinsichtlich der Ermittlung durch Kreisbogen begrenzter Querschnitte beachte man Fig. 12 u. Gl. 1.

Querschnitt I wird auf Biegung, Querschnitt II auf Zug durch den auftretenden Gestängedruck P belastet.

Es bezeichne (vergl. auch Fig 24):

a Durchm. der Lagerschalen in cm,

L Entfernung der Schrauben „ „

b Breite des Kopfes in cm,

h und c Stärken der einzelnen Querschnitte, ermittelt auf Grund der Gleich. 1 und Fig. 12 in cm,

P den Gestängedruck in kg,

so wird für Querschnitt I:

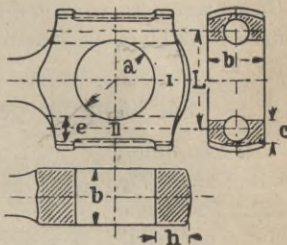


Fig. 24.

$$\text{Biegung } M_b = \frac{P}{2} \left(\frac{L}{2} - \frac{a}{4} \right) \text{ cmkg; } W = \frac{1}{6} b \cdot h^2 \text{ in cm}^3 \quad (8)$$

$$\text{Beanspr. } \sigma_b = M_b : W \text{ in cmkg} \quad \dots \quad (9)$$

$$\text{zulässig für Schmi. } 600 \text{ kg/qcm} \quad \dots \quad (10)$$

$$\text{für Querschnitt II Zug } \sigma_z = \frac{P}{2 \cdot (c \cdot b - \frac{\pi}{4} \cdot e^2)} \text{ in kg/qcm} \quad \dots \quad (11)$$

$$\text{zulässig für Schmi. } 300 \text{ kg/qcm} \quad \dots \quad (12)$$

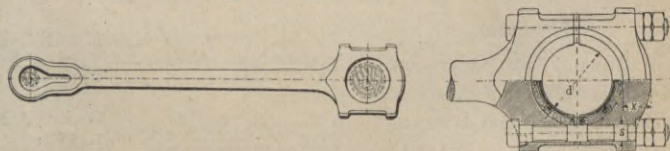
Die **Verbindungsschrauben** der beiden Kopfhälften sind auf **Zug** zu berechnen und zwar wechselt die Belastung zwischen Null und dem Gestängedruck P .

Ist f der Kernquerschnitt der zwei Schrauben in qcm, so wird

$$\text{Zugbeanspr. } \sigma_z = P : f \text{ in kg/qcm} \quad \dots \quad (13)$$

$$\text{zulässig für Schmi. und Stahl } 400 \text{ bis } 600 \text{ kg/qcm} \quad \dots \quad (14)$$

d) Treibstangen für gekröpfte Kurbelwellen.



Diese haben verhältnismässig grosse Köpfe und dünne Schrauben, da der Kurbelzapfen mit Rücksicht auf Festigkeit der Welle gross ausfällt.

Tab. 5. $\left\{ \begin{array}{l} d = 40 \quad 50 \quad 65 \quad 80 \quad 95 \quad 105 \quad 120 \quad 130 \quad 140 \text{ mm,} \\ s = 13 \quad 13 \quad 16 \quad 20 \quad 26 \quad 26 \quad 29 \quad 35 \quad 40 \quad ,, \end{array} \right.$

Ausführungsmaasse zu diesen Treibstangen sind in „Dampfmaschinen“, I. Bd. angegeben.

Erhält die Treibstange nur einseitigen Druck, wie z. B. bei Gasmotoren, so wird der Deckel besonders schwach bemessen, da er nur einen geringen Druck erhält. Vergl. „Gasmotoren“, Bd. I.

84. Köpfe für gegabelte Treibstangen.

I. Anordnung mit Kappe (Fig. 32). Die Lager sind nachstellbar, wodurch das Zapfenmittel der Stange genähert wird.

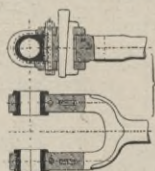


Fig. 32.

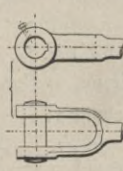


Fig. 33.

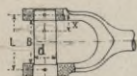
II. Der Bolzen in Fig. 33 wird mittelst Stiftschrauben gesichert u. durch eingelegte Federn am Drehen verhindert.

a) Berechnung des Bolzens.

Für den Bolzenquerschnitt (Stahl) wird:

$$M_b = 1/2 P \cdot x, \text{ worin } x = \frac{L}{2} - \frac{B}{4} \text{ in cm} \quad (15)$$

$$\text{Beanspr. } \sigma_b = M_b : W; \quad W = 0,1 d^3 \text{ in cm}^3 \quad (16)$$



b) Berechnung des Auges (Querschnitt bei I):

Bezeichnet (vergl. auch Fig. 34):

$l = d + i$ die Hebellänge für den Kopf in cm,

e die Breite, i die mittlere Stärke der Bolzentragfläche in cm,

für den Querschnitt bei I: $\left\{ \begin{array}{l} \text{Biegung } M_b = 1/2 P \cdot 1/8 l \text{ kgcm} \quad \dots \quad (17) \\ W = 1/6 \cdot e \cdot i^2 \text{ in cm}^3; \quad \sigma_b = M_b : W \text{ kg/qcm} \quad (18) \\ \text{zuläss. für Schmi. } 600 \text{ kg/qcm.} \end{array} \right.$

c) Die Gabel.

Sowohl im Querschnitt A—B als auch C—D zusammengesetzte Zug- und Biegebeanspruchung. Die Umwandlung der einzelnen Querschnitte in rechteckige erfolgt nach Fig. 12 bzw. Gl. 1.

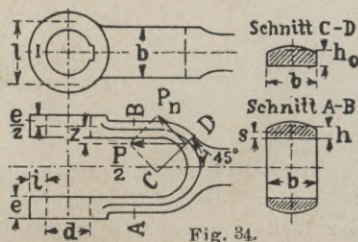


Fig. 34.

Es sei:

b die Breite, h die Höhe des Seitenquerschnittes in cm,

$s = \frac{1}{2} h$ den Schwerpunktabstand des Seitenquerschnitts in cm,

$\frac{1}{2} P$ den halben Gestängedruck, angreifend in der Mitte des in ein Rechteck verwandelten Querschn. $C-D$ nach Fig. 34 in kg,

P_n die im Querschnitt $C-D$ auftretende Zugkraft in kg,

so wird für den Querschnitt $C-D$:

$$\text{Biegung } M_b = \frac{1}{2} P \cdot z \text{ in kgcm; } W = \frac{1}{6} b \cdot h_0^2 \text{ in cm}^3 \quad (19)$$

$$\text{Beanspr. } \sigma_b = M_b : W \text{ in kg/qcm} \quad (20)$$

$$\text{dazu kommt Zug: } \sigma_z = P_n : b \cdot h_0 \text{ in kg/qcm} \quad (21)$$

$$\text{Gesamtbeanspr.} = \sigma_b + \sigma_z; \text{ zuläss. } 550 \text{ bis } 650 \text{ kg/qcm} \quad (22)$$

für den Querschnitt $A-B$:

$$\text{Biegung } M_b = \frac{1}{3} P \left(\frac{e}{2} - s \right) \text{ in kgcm,}$$

$$W = \frac{1}{6} b \cdot h^2 \text{ in cm}^3 \quad (23)$$

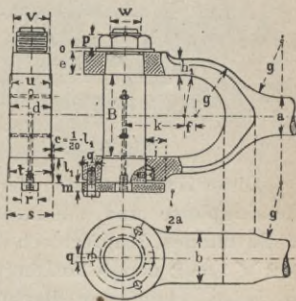
$$\text{Beanspr. } \sigma_b = M_b : W \text{ in kg/qcm} \quad (24)$$

Dazu kommt

$$\text{Zug } \sigma_z = \frac{P}{2 \cdot b \cdot h} \text{ kg/qcm} \quad (25)$$

$$\text{Gesamtbeanspr. } \sigma_b + \sigma_z \text{ kg/qcm} \quad (26)$$

$$\text{zuläss. } 500 \text{ bis } 550 \text{ kg/qcm} \quad (27)$$



Tab. 5. Ausführungsmaasse für gegabelte Treibstangenköpfe.

d	B	b	e	f	g	h_1	i	$k^*)$	m	o	q	r	s	t
60	112	75	38	19	81	25	30	95	12	6	10	34	67	62
70	144	90	44	24	102	30	35	110	16	7	13	36	80	74
80	162	100	48	27	114	33	38	120	18	7	16	36	90	84
90	178	110	52	30	126	37	42	130	20	8	16	38	100	94
100	196	122	58	33	140	42	48	140	22	8	20	38	110	104
110	210	136	65	36	150	45	52	150	23	8	20	40	120	114
130	245	160	78	41	175	52	60	170	23	9	23	40	142	134

Maass $v = 0,9 d$; Gew. $w = 0,7 d$; Mutterhöhe $p = 0,4 w$; Maass $u = d - 2$ mm.

*) Maass k richtet sich nach der Art des zugehörigen Kreuzkopfes.

85. Die Nachstellung der Treibstangenlager.

Diese soll möglichst so angeordnet sein, dass dadurch die Entfernung von Mitte bis Mitte Lager unverändert bleibt. Hierzu beachte man die Bemerkungen zu Fig. 15—18.

Das gewöhnliche Verfahren zur Beseitigung des Schlag erzeugenden Spieles zwischen Zapfen und Lager ist das Nachfeilen der Lagerschalen an den Stosskanten.

Früher liess man die Schalen nicht fest aneinander liegen, so dass dieselben jederzeit nachgestellt werden konnten, ohne nachfeilen zu müssen. Dieses Verfahren hat sich jedoch nicht bewährt. Man findet jetzt ausschliesslich die Lagerschalen an den Stossfugen fest aneinander gepresst.

Um nun, sobald sich das Bedürfnis herausstellt, die Schalen bequem nachziehen zu können, wendet man beim Schiffskopf Zwischenlagen an. Dieselben bestehen aus Metallplättchen, können leicht herausgenommen, nachgestellt und wieder eingelegt werden.

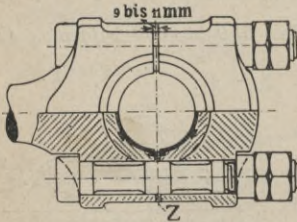


Fig. 36.



Fig. 37.

Diese Zwischenlagen fertigt man auch vielfach aus einer Messingplatte und mehreren Lagen dünnem Kupferblech an z. B. dünnes Kupferblech $5 \times 0,2 = 1 \text{ mm} + 4 \times 0,5 = 2 \text{ mm} + 2 \times 1 = 2 \text{ mm} +$ Messingplatte von 4 bis 6 mm. Man kann so jeder Abnützung Rechnung tragen, ohne nachfeilen zu müssen. Ausführung der Zwischenlagen wie in Fig. 37 gestattet.

Entfernung der Beilage ohne Herausnehmen der Schrauben, besonders für grosse Köpfe sehr empfehlenswert.

Nachstellung mittelst mechanischer Flüssigkeit (Fig. 38). Die Hohlräume der Stangen sind mit kleinen Stahlkugeln angefüllt, welche durch Schrauben an-

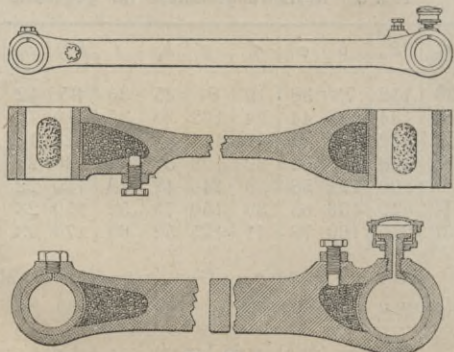


Fig. 38.

gezogen und gegen die Lagerschalen gepresst werden. (Eingehend beschrieben in Haeders Zeitschrift, Jahrg. 1894, Nr. 20.)

Die Sicherung der Lagerstellung.

Schrauben u. Keile müssen besondere Sicherungen erhalten.

Bei Schraubenkeilstellung hält am besten eine Sicherung nach Fig. 39.

Schraubensicherung für die Deckelschrauben der Schiffsköpfe vergl. § 43 q, Tab. 5.

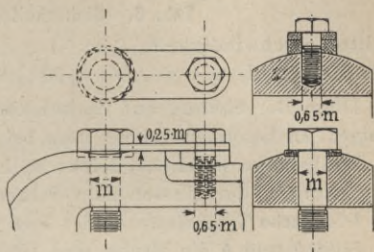


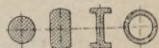
Fig. 39.

86. Der Treibstangenschaft.

(Für hohe Schlittengeschw. beachte 86 b.)

Material fast ausschliesslich **Schmiedeeisen** oder Stahl, bei Sägegattern findet man wohl noch hölzernen Schaft.

Querschnitt des Schaftes **rund**, **ringförmig** oder **flach**, auch wohl I Form in Stahlguss oder in Schmiedeeisen (gefräst) für Lokomotiven.



Man kann setzen beim **runden Querschnitt**:

$$d_1 = 0,8 d; d_2 = 0,9 d \text{ oder } = d; l_2 = 0,35 l \quad \dots (27)^*$$

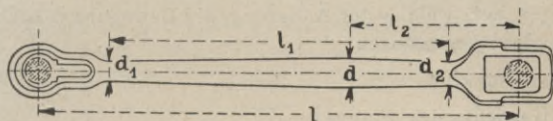


Fig. 40.

Kreuzkopfseite.

Schaft

Kurbelseite.

a) Berechnung des Schaftes auf Zerknickung nach § 40 d, Fall II.

Bezeichnet:

d, d_1, d_2 Durchm. des Schaftes in cm nach Fig. 40,

l Länge der Stange in cm,

J Trägheitsmom., b. runden Querschn. d ist $J = 0,05 d^4$ in cm^4 ,

*) Bei kurzhubigen Maschinen oder solchen mit gekröpfter Kurbelwelle, welche letztere einen verhältnismässig grossen Kurbelzapfen erhalten, macht man den Schaft prismatisch, d. h. die stärkste Stelle an der Kurbelseite.

E den Elastizitätsmodul nach § 39, Tab. 2, für Schmi.

$$E = 2\,000\,000,$$

so wird (vergl. auch § 40 d) Sicherheitsgrad $m = \frac{10 \cdot J \cdot E}{P \cdot l^2}$. (28)

Tab. 6. Sicherheitsgrad m .

Schlittengeschwindigkeit C	1	2	3	4	Mtr./Sek.
Sicherheitsgrad m	30	20	15	10	

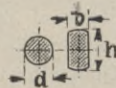
Diese Berechnung auf Zerknickung ist eine sehr unzuverlässige. Insbesondere sucht man bei hohen Geschwindigkeiten die Treibstange möglichst leicht zu halten, um die schädlichen Einwirkungen der Massen zu verringern.

Die flache Treibstange findet hier vorzugsweise Verwendung.

Sind b und h die Breite und Höhe des flachen Querschnittes, so kann nach Tab. 7 der runde Querschn. in einen rechteckigen verwandelt werden.

Tab. 7. Umwandlung des runden Querschnittes in den rechteckigen bei gleichem Trägheitsmoment J .

$h : b = 1,5$	1,75	2	2,25	2,5
$b : d = 0,79$	0,76	0,74	0,72	0,7
$h : d = 1,19$	1,33	1,48	1,62	1,75



b) Berechnung auf Zug und Biegung mit Berücksichtigung der Trägheitskräfte.

Die Trägheitskräfte einer Treibstange haben das Bestreben, die Stange durchzubiegen. Die Kräfte rühren von den Massen der Stangen her, welche der Änderung des Bewegungszustandes Widerstand entgegensetzen.

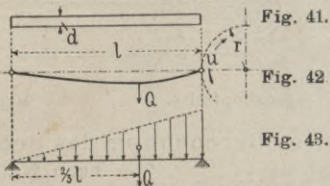
Es bezeichne:

G das Gewicht des Stangenschaftes (zylindrischgedacht) in kg nach Fig. 41,

$g = 9,81$ Mtr./Sek.² Erdbeschleunigung,

$u = \frac{r \cdot \pi \cdot n}{30}$ Umfangsgeschw. d. Kurbelzapfens in Mtr./Sek.,

r = Kurbelradius in Mtr.



Denken wir uns die Trägheitskräfte nach Fig. 43 aufgetragen, so liegt der Schwerpunkt des Dreiecks in $\frac{2}{3} l$. Sämtliche Trägheitskräfte auf diesen Punkt reduziert ergibt:

$$\text{Summe der Trägheitskräfte } Q = \frac{1}{2} \frac{G}{g} \cdot \frac{u^2}{r} \text{ kg} \quad . \quad (29)$$

Nach Fig. 43 (als verteilte Last) betrachtet:

$$\text{Biegemoment } M_b \sim Q \cdot \frac{l}{8} \text{ in kgem} \quad (30)$$

folglich Beanspr. $\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{Q \cdot l}{W \cdot 8} \text{ kg/qcm} \quad (31)$

Setzen wir nun für G in Gleich. 29:

Länge \times Querschnitt \times spez. Gewicht

und für $W = 0,1 d^3$ bzw. $\frac{1}{6} b \cdot h^2$ in cm^3 ,

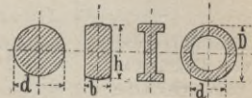
so ergibt sich für Querschnitt

rund: $\sigma_b = 0,0004 \cdot \frac{u^2}{r} \cdot \frac{l^2}{d} = \frac{1}{23} \cdot \left(\frac{n}{100}\right)^2 \cdot r \cdot \frac{l^2}{d} \text{ kg/qcm} \quad (32)$

rechteckig: $\sigma_b = 0,0003 \cdot \frac{u^2}{r} \cdot \frac{l^2}{h} = \frac{1}{30} \cdot \left(\frac{n}{100}\right)^2 \cdot r \cdot \frac{l^2}{h} \text{ kg/qcm} \quad (33)$

worin, wie vorher, l, d u. h in cm , r aber in Mtr. eingesetzt wird.

(Der rechteckige oder I-förmige Querschnitt ergibt sich also am vorteilhaftesten, doch muss die Breite b auch für Zerknickfestigkeit genügende Sicherheit geben.)



Zu der Biegebeanspr. Gl. 32 oder 33 ist noch zu addieren:

Zugbeanspr. $\sigma_z = \frac{\text{Gestängekraft } P \text{ in kg}}{\text{Stangenquerschn. } F \text{ in qcm}} \text{ in kg/qcm} \quad (34)$

$\sigma = \sigma_b + \sigma_z$; zul. Schmi. 350, Stahl 450 kg/qcm . (35)

Beispielsweise ergibt $l = 275 \text{ cm}$, $n = 120$, $r = 0,55 \text{ Mtr.}$, $d = 17,8 \text{ cm}$, Gewicht $G = 550 \text{ kg}$ folgende Werte: $u = 6,9 \text{ Mtr./Sek.}$, nach Gleich. 29: $Q = 2400 \text{ kg}$; nach Gleich. 31 oder 32: Beanspruch.: $\sigma_b = 146 \text{ kg/qcm}$; nach Gleich. 34 (bei $P = 31000 \text{ kg}$ Gestängedruck): Zug $\sigma_z = 144 \text{ kg/qcm}$, demnach Gesamtbeanspr. = $146 + 144 = 290 \text{ kg/qcm}$.

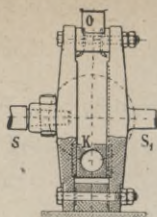
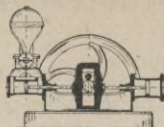
Geradföhrung für Kurbeltrieb. (87.)

Soll eine drehende oder schunkelnde Bewegung in eine geradlinige umgeändert werden, so sind Maschinenelemente nötig, welche den geradlinig zu bewegendem Teil in seiner Richtung erhalten bzw. gerade föhren. Diese Elemente sind natürlich auch dann erforderlich, wenn die geradlinige Bewegung in drehende umgesetzt werden soll.

Die erwähnten Maschinenelemente heissen Kreuzköpfe oder Querhäupter und sind ausgebildet als Lagerung für einen Zapfen, welcher den anschliessenden Teil der Treibstange trägt oder aber als Lager für einen an der Treibstange befestigten Zapfen.

87. Geradföhrung ohne Treibstange.

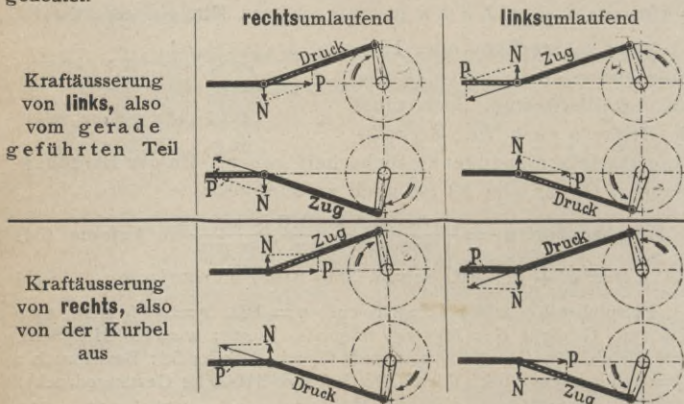
Kurbelschleife, nur für kleine Kräfte und niedrige Tourenzahlen zulässig. Schlechter mech. Wirkungsgrad. Die Reibungsarbeit in der Kurbelschleife und den Hauptlagern ergab Werte bis 25 % der Gesamtarbeit.



88. Geradföhrung mit Treibstange.

a) Der Druck auf die Gleitbahn.

Je nachdem die Maschine rechts oder links umläuft und die Kraftwirkung vom gerade geföhrten Teil oder der Pleuell aus erfolgen sich verschiedene Kräfteparallelogramme wie nachstehend angedeutet.



Aus den Abbild. ist die Richtung des Druckes auf die Gleitbahn ebenfalls zu ersehen.

b) Grösse der Gleitfläche.

Für die notwendige Grösse der Gleitfläche ist die während des Betriebes erzeugte Reibungsarbeit massgebend, ähnlich wie bei Lagerläufen.

Bezeichnet:

G die Belastung des Schlittens oder Eigengewicht des Schlittens plus halbes Pleuellstangengewicht plus halbes Pleuellstangengewicht in kg,

$C = \frac{2 \cdot r \cdot n}{30}$ die mittl. Schlittengeschw. in Mtr./Sek. (1)

(r Pleuellradius in Mtr., n Tourenzahl i. d. Min.),

F die Grösse der Gleitfläche in qcm,

P den grössten, P_m den mittl. Gestängedruck in kg,

L Treibstangenlänge in Mtr.,

so wäre zu setzen:

$$\text{mittl. Gleitbahndruck} = P_m \cdot \frac{r}{L} + G \text{ in kg} \quad (2)$$

worin:

bei gleichbleibendem Gestängedruck $P_m = \frac{\pi}{4} \cdot P$ in kg (3)

„ veränderlichem „ „ $P_m = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{75 \cdot 30 \cdot (N)}{2 \cdot r \cdot n}$ (4)

wenn (N) die Anzahl der zu übertragenden Pferdestärken.

$$\text{Flächendruck } q = \frac{\text{mittl. Gleitbahndruck in kg}}{\text{Gleitfläche in qcm}} \text{ in kg/qcm} \quad . . . (5)$$

$$\text{Reibungsarbeit } A = q \cdot C \cdot \mu \text{ mkg/Sek. f. d. qcm Gleitfläche} \quad . (6)$$

Für neue Ausführungen ist zu setzen $\mu = 0,15$ (7)

„ eingelaufene Flächen „ „ „ $\mu = 0,07$ (8)

zul. $A = 0,5$ bis $0,9$ mkg/Sek. f. d. qcm Gleitfläche . . . (9)

c) Geradföhrungen ohne Föhrungsstück.

Fig. 4. Geradföhrung von Kolbenstange und Plunger einer stehenden Dampfmaschine. Das Zwischenstück z nimmt einerseits die Kolbenstange, andererseits den Plunger auf und dient gleichzeitig als Lager für den in der Treibstange befestigten Zapfen.

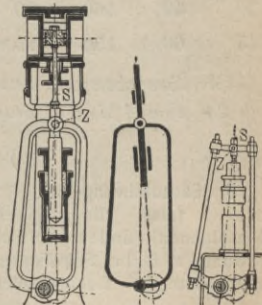


Fig. 4.

Fig. 5.

In Fig. 5 ist die Treibstange aus zwei schmiedeeisernen Stangen mit Traversen hergestellt, dieses gestattet eine Änderung in der Baulänge.

In Fig. 6 wird die Geradföhrung der Stangen SS_1 durch einen Bügel vermittelt. Die lichte Weite l ist abhängig von dem Kurbelradius und den Abmessungen der Treibstange.

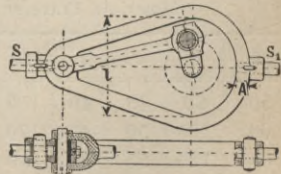


Fig. 6.

Fig. 7 zeigt das sog. Kleinsche Element (D. R. P. 19981). Die beiden Schenkel des Bügels sind soweit gegeneinander versetzt, dass der Stangenkopf dazwischen schwingen kann.

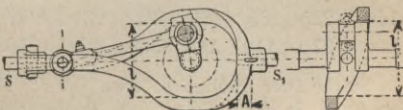
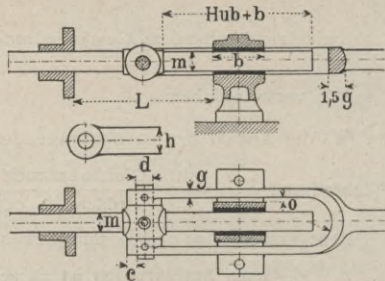
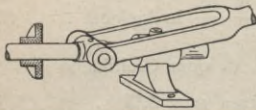


Fig. 7.

d) Augführungen (nur für kleine Kräfte zulässig).

Bei dieser Geradführung wird der Kreuzkopf ersetzt durch ein sog. Auglager, sehr häufig für kleine Pumpen- und Dampfmaschinen angewandt.

Tab. 1. Hilfsmaasse für Auglagerführungen

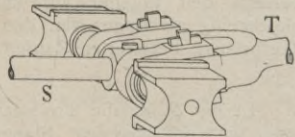


d	m	b	c	g	h	o	Berechnung der Stange: Moment $M_b = \frac{1}{4} N \cdot L$, Druck N nach 88 b, Gl. 2.
15	20	50	10	15	35	5	
30	40	100	20	22	55	6	
45	60	150	25	30	70	8	

Für Übungsbeispiele setze $L = 2r + 2,5d$ (worin r Kurbelradius) Hub $2r$ etwa 4 bis 6 d , Stangendurchm. $s = m$.

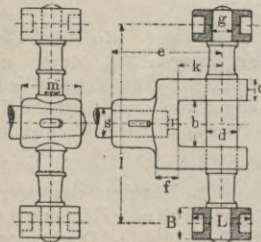
e) Querhaupt.

3. Geradführung mit 2 Gleitstücken (also für doppelseitige Gleitschienen) finden vielfach Anwendung, z. B. bei Schiffsmaschinen für Raddampfer, Lokomobilen usw.



Tab. 2. Querhaupt. Vorläufige Hilfsmaasse.
Material: Traverse Stahl; Gleitstücke Grauguss.

d	b	c	g	L	B	l
50	90	45	40	150	75	400
60	105	50	45	170	85	440
80	125	55	50	210	115	540
100	150	65	60	280	145	650
120	185	75	70	340	180	750
150	225	85	85	420	230	800
200	370	110	115	535	300	1050



Stärke der Stange s etwa $0,9d$; Nabe für die Stange nach Tab. 6; k je nach Form des Treibstangenkopfes vorläufig $= 1,3d$; $f = 1,1c$; Baulänge e ergibt sich dann genauer.

f) Geradföhrung mit Kreuzköpfen.

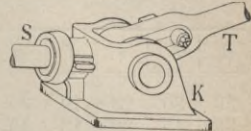
In nachstehenden **allgemeinen Anordnungen** bedeutet *T* Treibstange, *S* (geradlinig geföhrte) Stange, *K* Kreuzkopf.

1. Einseitige Föhrung. (Maasse in 90 a.)

Finden vielfach Anwendung z. B. bei Werkzeugmaschinen, bei Eismaschinen u. dergl.



Geschlossener Kreuzkopf.
Gegabelte Treibstange.



Gegabelter Kreuzkopf.

2. Doppelseitige Föhrungen. (Maasse in 90 b.)

Die Gleitflächen und Föhrungen können eben (z. B. bei Lokomotiven) oder als Rundföhrung (bei Dampf- und Gasmotoren) ausgeföhrt sein.



Rundföhrung mit
gegabelter Treibstange.



Rundföhr mit
geg. Kreuzkopf.

89. Der Kreuzkopfbolzen.

Der Kreuzkopfbolzen ist eigentlich der **wichtigste Teil** einer Geradföhrung, seine Abmessungen, Ausföhrung, Befestigung im Kreuzkopfkörper und Schmierung erfordert besondere Sorgfalt.

a) Bolzen für gegabelten Kreuzkopf.

Der Bolzen wird in fast allen Fällen mit **Konus** eingepasst. Die Form nach *Fig. 1* erleichtert dem Dreher die Arbeit, gestattet auch ein besseres und leichteres Auftreiben der Bolzenlage- rung im Kreuzkopf mit der Reibahle.

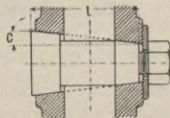


Fig. 1.

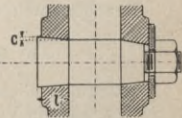


Fig. 2.

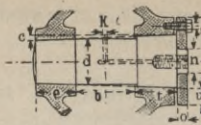
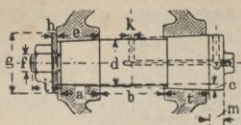
Die Konizität betrage $c = \frac{1}{5} l$, vergl. § 49 a, Tab. 5.

Das Anziehen des Kreuzkopfbolzens mit der Mutter hat vorsichtig zu geschehen, damit die Gabel **nicht verspannt** und das Lager festgeklemmt wird. Sicherer ist die Anordnung der Druckplatte nach Tab. 3.

Man wählt den Durchm. des Kreuzkopfbolzens nur wenig kleiner als den Durchm. des Kurbelzapfens, obwohl die Berechnung auf Festigkeit und Heisslaufen kleinere Werte ergeben würde.

Ausföhrungsmaasse von Kreuzkopfbolzen nächste Seite oben.

Tab. 3. Kreuzkopfbolzen für gegabelten Kreuzkopf.



Konizität
 $c = 1/25$
 der Länge.

<i>d</i>	<i>b</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	<i>h</i>	<i>i</i>	<i>k</i>	<i>m</i>	<i>n</i>	<i>o</i>	<i>s</i>	<i>t</i>	<i>u</i>
20	30	23	10	30	3	18	4	15					26
30	45	30	13	40	3	23	5	15					30
40	60	38	16	50	4	28	6	16					42
50	75	46	20	65	5	34	6	20					50
60	85	54	23	75	7	38	7	24					58
70	90	58	23	85	8	40	7	26	40	16	12	62	28
80	105	68	26	95	9	45	7	28	45	18	13	73	30
100	135	88	29	120	11	50	8	32	55	22	16	93	38
120	160	105	35	145	13	60	8	36	70	26	23	110	50
150	200	120	42	180	15	70	10	40	90	30	26	132	54

Berechnung des Kreuzkopfbolzens.

Hier begnügt man sich mit der Ermittlung des Flächendrucks.

Bezeichnet:

P den Zapfendruck in kg,

d „ Durchm., *b* die Länge des Zapfens in cm,

so wird Flächendruck $q = P : d \cdot b$ in kg/qcm (1)

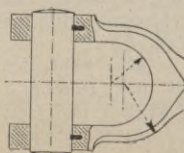
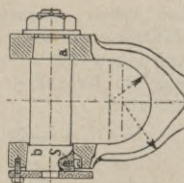
zulässig $q = 80$ bis 100 ; im Mittel 90 kg/qcm . . . (2)

Lauflänge des Zapfens bei gegabelter Treibstange $b = 2 d$ }
 „ „ „ „ gegabeltem Kreuzkopf $b = 1,3 d$ } . . . (3)

Beachte auch vorige Seite unten.

b) Bolzen für gegabelte Treibstange.

Jedes umschliessende Auge wird mit dem Konus befestigt, um ein Verspannen zu vermeiden. Letzteres kann geschehen, wenn z. B. der Konus bei *b* anliegt und durch die Mutter bei *a* zum Anliegen gebracht werden soll, oder aber, der Bolzen wird bei *b* mit Platte und Kopfschrauben angezogen und liegt bei *a* zuerst an, so liegt das Bestreben vor, die Gabel auseinander zu drücken bezw. zu deformieren. Die Schraube *s* soll Sicherung des Bolzens gegen Drehen bieten.



Man kann Verspannen vermeiden, wenn man zylindrische Bolzen und Passstellen wählt, die aber sorgfältig eingepasst sein müssen. Ausweichen zweckmässig durch Keile sichern.

c) Das Lager für den Kreuzkopfbolzen

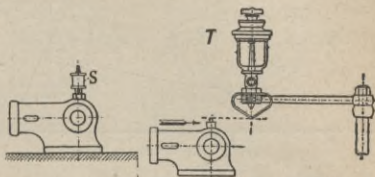
erhält kein Weissgussfutter, da dieses Material sich erfahrungsgemäss bei der oszillierenden Bewegung sich nicht bewährt. Man zieht hier Lager aus Rotguss oder Phosphorbronze vor.

d) Schmierung der Kreuzkopfbolzen.

1. Für einseitige Schlitten.

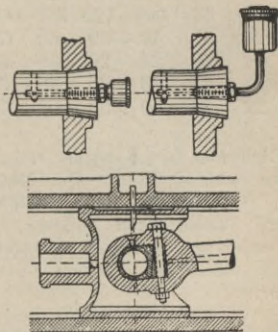
**Aufgesetzter Schmier-
topf S** nur für untergeordnete
Zwecke zulässig.

Schmierung mit Bürste.
Das vom feststehenden Tropf-
öler *T* kommende Öl sammelt
sich in einem Herzstück und
wird durch eine Bürste ab-
gestrichen.

2. Für doppelseitige
Schlitten.

Mit eingeschraubtem
Schmiertopf kann nur wäh-
rend des Betriebes nachge-
gefüllt werden.

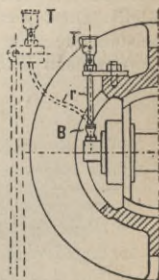
Schmierung von Bolzen
und oberer Gleitbahn durch
einen Öler ist bei Führungen
mit Normaldruck nach unten
(vergl. § 88 a) zulässig.



Tropföler mit Abstreichbürste.

Vom Tropföler *T* gelangt das Öl in Rohr *r*
und wird von der Bürste *B* abgestrichen. Rohr *r*
muss etwas gebogen sein, damit die Öltropfen
nicht durchfallen können. Die Ölentnahme muss
zu Anfang der Bewegung (da hier Geschwindig-
keit \sim Null, vergl. § 61 b) erfolgen.

Schmierung mit sog. Posaunenrohr vergl.
Dampfmaschinen 8. Aufl., I. Band.



3. Für stehende Maschinen.

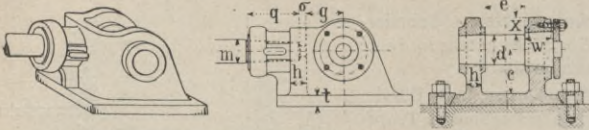
Hierbei muss man die Schmierung der Ört-
lichkeit gut anpassen, umso mehr, da bei stehen-
den Maschinen die Zugänglichkeit schwerer ist als bei liegenden Ma-
schinen. Ausführung vergl. § 90 d und Tafel 65 in Band II von
Dampfmaschinen.

90. Ausführung der Kreuzköpfe.

a) Einseitiger Kreuzkopf.

Im allgem. Maschinenbau vielfach gebräuchlich, in kleineren Abmessungen für Werkzeugmaschinen, kleine Gasmotoren, in grösseren Ausführungen für Eismaschinen u. dergl.

Tab. 2. Hilfsmaasse für einseitige Kreuzköpfe.

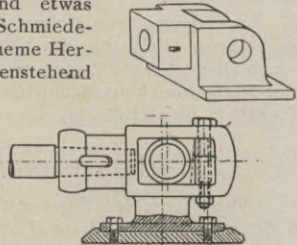


d	40	60	80	100	120	150
e	60	85	105	135	160	200
g	55	80	100	120	155	190
h	20	30	40	50	60	70
s	16	20	23	26	30	35
t	16	20	23	26	30	35
x	22	30	40	50	60	75

Maass *c* richtet sich nach der Form des Treibstangenkopfes; $\sigma = 0,15 \cdot g$, *m* etwa $0,8d$, Nabe *q* nach Tab. 5, Kreuzkopfbolzen nach Tab. 2. *L* Länge, *B* Breite der Gleitfläche.

Gleitbahn $L \times B$ ergibt sich beim Aufzeichnen und ist nachzurechnen nach § 88 b. Die Maasse der Tab. 3 gelten für Grauguss, bei Stahlguss sind etwas kleinere Wandstärken zulässig. Bei Schmiedeeisen wählt man mit Rücksicht auf bequeme Herstellung einfachere Formen, wie nebenstehend skizziert.

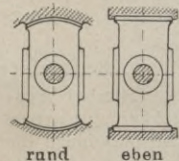
Einfache Formen für gegabelte Treibstange (Schmiedeeisen, mit Gleitstücken aus Grauguss) zeigt beistehende Figur. Maasse des Kopfes nach Tab. 7.



b) Doppelseitiger Kreuzkopf.

Die Rundführung bietet gegenüber den Führungen mit ebenen Flächen folgende Vorteile:

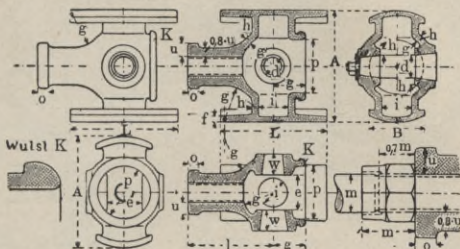
1. sie erfordert besonders Dreherarbeit, und diese ist stets billiger als Hobelarbeit,
2. angedrehte Ansätze bieten ein gutes Mittel für das Zentrieren der Mittelachsen,
3. die äussere Form wird geschmackvoller, da man das Hauptstück des Kreuzkopfes als Rotationskörper durchbilden kann (wie in Tab. 4—5).



Den einfachsten Kreuzkopf (ohne Nachstellbarkeit der Gleitflächen, Stange eingeschraubt) zeigt folgende Tabelle.

Tab. 5. Einfachster Kreuzkopf (Rundführung). Material: Grauguss.

Stangendruck P gibt vorläufige Anhaltspunkte. Stangendurchm. etwa $m = 0,9d$. Kreuzkopfbolzen nach 89a zeichnen. Als Kopf für die Treibstange passt Ausführung in § 82.



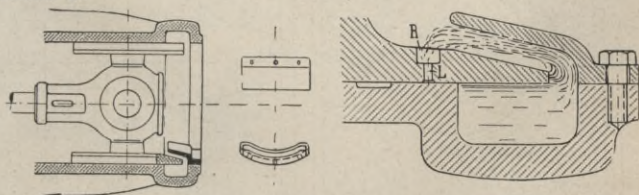
d	e	f	g	h	i	l	m	o	p	u	w
20	30*	6	30	8	24	70	18	10	52	12	23
30	45	7	40	9	27	85	22	12	70	13	27
40	60	10	55	11	40	120	30	18	95	16	38
50	75	12	70	13	60	165	40	26	115	25	46
60	85	17	80	17	80	200	50	34	135	32	54

Bessere Ausführungen

haben die Gleitbacken besonders angeordnet, so dass man nach Verschleiss durch Einlegen von Papier oder dünnen Metallplättchen den Durchm. des Kreuzkopfes der Bohrung der Rundführung anpassen kann.

Die Schmierung der Gleitbahn.

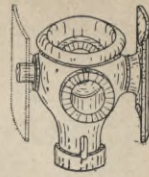
Um die Gleitbahn gut in Öl zu halten und das Herausschleudern des Öles zu verhindern, ordnet man am Ende der Gleitbahn einen Ölfänger an und versieht den unteren Gleitschuh mit Rinne R und Löchern L .



Erleidet die Gleitbahn den Druck nach oben, so sind bei langen Schlittenwegen mehrere Schmiergefässe anzuordnen.

Der Überlauf der Gleitschuhe über die Laufbahn kann ungefähr $\frac{1}{6}$ der Gleitschuhlänge betragen.

Bolzen		Rumpf				Bau- länge		Konus						Wulst								
<i>d</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	<i>h</i>	<i>i</i>	<i>lc</i>	<i>l</i>	<i>m</i>	<i>m</i> ₁	<i>n</i>	<i>n</i> ₁	<i>o</i>	<i>p</i>	<i>q</i>	<i>r</i>	<i>s</i>	<i>t</i>	<i>u</i>	<i>v</i>	<i>w</i>	<i>x</i>	<i>y</i>
70	90	9	88	16	150	44	225	55	52	35	30	14	55	120	20	12	38	32	12	58	30	40
80	105	10	100	18	175	50	256	62	58	40	35	16	62	137	23	13	44	35	13	68	32	45
90	120	11	115	20	200	54	290	68	64	45	40	18	70	155	28	13	50	42	15	78	34	50
100	135	12	118	22	225	62	315	78	74	50	45	20	78	173	32	16	55	46	16	88	38	55
110	150	13	140	24	250	68	356	85	81	55	49	22	80	190	36	20	60	50	17	95	48	60
120	160	14	155	26	275	74	393	95	90	60	54	25	95	210	39	23	66	55	18	105	55	70
130	175	15	170	28	300	80	430	105	100	65	58	28	105	228	43	23	72	60	19	115	58	80
155	200	16	190	30	330	90	487	120	115	75	65	32	120	260	52	26	83	70	20	120	60	95



Das Hauptstück (Stahlgruss) ist aussen als Rotationskörper durchgebildet, ebenso geht innen die kugelige Öffnung *g* in die zylindrische *i* über. Rechts unten sind die erforderlichen Schmiernuten für die untere Gleitfläche angegeben, hierzu beachte Schmierfänger in § 90 b. Die Stange *m* soll bei Einwirkung unvorhergesehener grosser Achsalkräfte bei σ anstossen, damit die Nabe nicht platzt. Die Schrauben *s* sollen ein Sichselbstdrehen der Gleitschuhe verhindern.

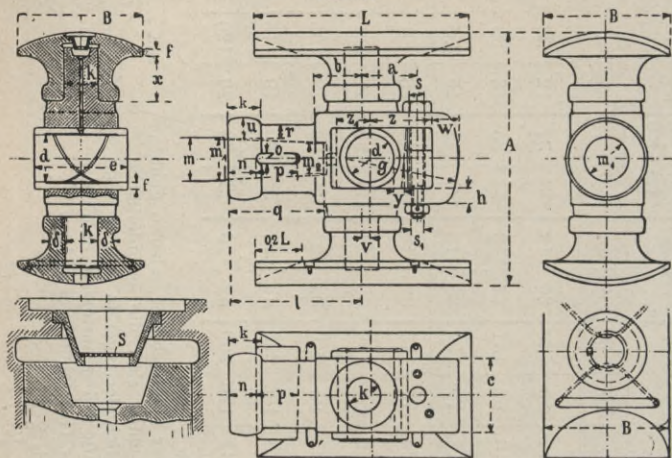
Wandstärke σ etwa $\frac{1}{8}q$. Spielraum $z = 1$ bis 2 mm.

Baulänge des Kreuzkopfes $l = g + \sigma + z + q$.

c) Kreuzkopf für gegabelte Treibstange.

Nachstehender Kreuzkopf dürfte die meiste Verbreitung gefunden haben.

Tab. 7.



d	e	a	b	c	f	h	k	δ	l	r	s	u	v	x	y	z	z_1
60	112	72	63	90	9	20	44	19	175	18	20	29	10	45	13	80	43
70	130	80	72	100	10	23	50	21	196	19	23	32	10	58	14	90	48
80	162	92	85	124	12	27	62	26	232	28	29	38	12	78	17	103	55
90	178	102	95	138	13	29	68	28	260	30	32	42	15	90	18	115	62
100	196	115	102	150	14	31	74	30	280	32	32	45	15	100	20	129	70
120	235	130	125	180	15	34	83	33	330	35	35	54	15	115	23	143	82

Material: Hauptstück aus Schmiedeeisen, Gleitschuhe aus Grauguss.

Für Übungsbeispiele kann man setzen:

Rad. $g = 2,2 d$; Wandstärke $w = 1,7 h$; Stangendurchm. $m = 0,9 d$; Schraube $s_1 \leq$ Kerndurchm. der Schraube s . S ist Einsatzsieb für obere Schmierung des Zapfens d . Maasse A , L und B nach Tab. 7 wählen. Abmessungen der Keilverbindung nach Tab. 5.

Ferner kann man setzen:

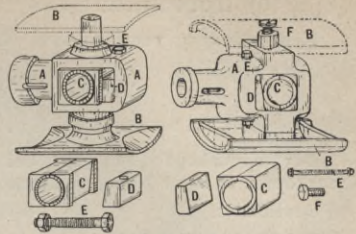
Tab. 8. Hilfswerte für Übungsbeispiele. (Gilt für Kreuzköpfe Tab. 4—6.)

Kurbelradius	=	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	mm
Gestängedruck	$P =$	2250	3800	5400	7500	9500	12000	15000	18000	21000	29000	kg
Kreuzkopfdm.	$A =$	210	260	300	350	400	450	500	550	610	660	mm
Gleitsch., Länge	$L =$	170	220	260	300	340	390	430	470	510	570	„
„ Breite	$B =$	105	130	155	180	200	225	250	275	300	330	„
Bolzendurchm.	$d =$	45	55	70	80	90	100	110	120	130	155	„
(Tab. 4—5)												
Bolzendurchm.	$d =$	—	—	60	70	75	85	95	105	115	135	„
(Tab. 6)												

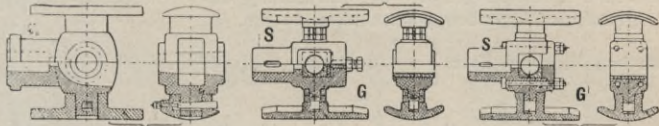
Kreuzkopf der Tab. 7:

A Hauptstück (Schmiedeeisen); **B Gleitschuhe** (Grauguss); **C Lagerschalen**; **D Stellbacken**; **E Schrauben** zum Anziehen der Stellbacken; **F Kopfschrauben** zum Befestigen der Schuhe am Hauptstück.

Eine ähnliche Ausführung, jedoch die Keilstellung auf der Stangenseite, zeigt die rechts stehende Abbild.



Zu Tab. 6.



mit Keilstellung

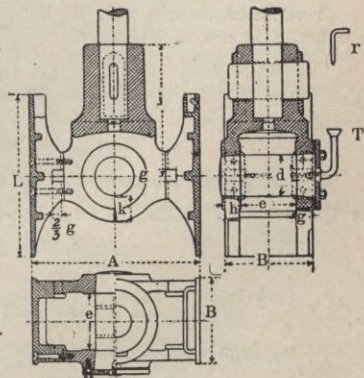
mit Schraubenstellung.

Schliesslich seien hier noch einige andere Konstruktionen wiedergegeben, welche aber nicht die Vorteile der vorher durchgebildeten Ausführungen haben.

d) Kreuzköpfe für stehende Maschinen.

Hier können selbstredend alle besprochenen Ausführungen angewandt werden, nur muss die Schmierung des Bolzens und der Gleit-

<i>d</i>	<i>e</i>	<i>L</i>	<i>B</i>	<i>A</i>	<i>g</i>	<i>h</i>	<i>i</i>	<i>k</i>
115	165	450	280	530	35	50	380	65
130	180	500	290	540	38	60	405	70
140	190	550	305	580	41	65	430	76
145	205	590	315	605	45	70	460	83
152	215	620	330	630	48	75	485	90
160	230	630	340	660	51	83	510	98
165	240	660	360	690	57	90	530	105
172	255	680	380	715	64	95	560	110
180	265	710	400	740	70	100	585	115



Röhrchen *r* vom Schmiergefäss, *T* Trichter zum Auffangen des Öles.

flächen anders durchgebildet sein. Hilfsmaasse einer vielgebräuchl. Konstruktion zeigt beistehende Tabelle.

e) Berechnung der Kreuzköpfe auf Festigkeit.

Keilverbindung vergl. § 48 b, Nabe dazu § 49 a.

1. Gegabelter Kreuzkopf.

Nabe für den Kreuzkopfbolzen.

Der Kreuzkopfbolzen ist bei gegabelten Kreuzköpfen in zwei Naben gelagert.

Bezeichnet:

P den Gestängedruck in kg,

l Entfernung in cm nach beisteh. Abbild.,

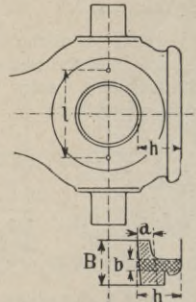
h und b Abmessungen des der Berechnung zugrunde zu legenden Querschnittes in cm,

dann ist: Biegung $M_b = \frac{P}{2} \cdot \frac{l}{8}$ in kgcm . . . (4)

angenähert $W = \frac{b \cdot h^2}{6} + \frac{B-b}{6} \cdot a^2$ in cm³ (5)

Beanspr. $\sigma_b = M_b : W$ in kg/qcm (6)

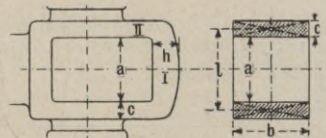
zulässig für Grauguss 250 bis 300 kg/qcm }
 „ „ Stahlguss 500 „ 600 „ } . . . (7)



2. Geschlossener Kreuzkopf.

Querschnitt I wird auf Biegung, Querschnitt II auf Zug durch die zu übertragende Kraft beansprucht.

Bezeichnungen wie vor, a , b , h , c und l in cm nach Figur:



Querschnitt I $\left\{ \begin{array}{l} M_b = \frac{P}{2} \left(\frac{l}{2} - \frac{a}{4} \right)$ kgcm, $W = \frac{b \cdot h^2}{6}$ in cm³ . (8) \\ Biegung \end{array} \right.

Beanspr. $\sigma_b = M_b : W$ in kg/qcm . . . (9)

zulässig 500 bis 600 kg/qcm (10)

für Querschnitt II: Zug $\sigma_z = P : 2 c \cdot b$ in kg/qcm (11)

zulässig 600 kg/qcm (12)

91. Praktische Regeln.

a) Gegabelter Kreuzkopf oder gegabelte Treibstange?

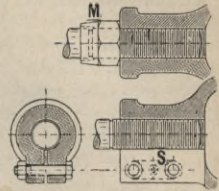
Ob es vorteilhafter ist, den Kreuzkopf oder die Treibstange mit Gabel zu versehen, lässt sich schwer beantworten. Bei grossen Maschinen wird meist die Treibstange gegabelt, doch erfordert die Herstellung grosse Aufmerksamkeit, sonst wird der Bolzen in der Gabel locker. Einige Fabrikanten haben die gegabelte Treibstange wieder

verlassen, da die Herstellungskosten **viel teurer** sind, als die Ausführung mit gegabeltem Kreuzkopf.

Verbindung des Kreuzkopfes mit der Kolbenstange.

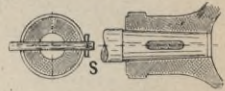
b) Einschrauben der Kolbenstange

in die Nabe, Gegenmutter notwendig, besser man schlitzt die Nabe und klemmt sie durch Schrauben fest um das Gewinde. Sicherung **S** soll Lockerwerden der Schrauben verhüten. Vorteil: Verstellbarkeit der Stangenlänge; Nachteil: Verbindung wird leichter locker als die Keilverbindung.

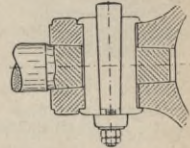


c) Keilbefestigung.

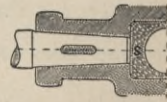
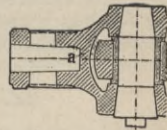
Am hinteren Ende des Keiles Loch für einen kräftigen **Splint S**, um beim Lockerwerden des Keiles ein Herausfallen desselben zu vermeiden.



Keilverbindung mit **Gegenkeilen** und Anzugmutter. Der Keil wird vermittelt Mutter angezogen und dadurch Verhämern der Nabe vermieden. Festigkeitsberechnung nach § 48 b.



Die **Scheidewand** bei **a** könnte man wohl auch weglassen bei **konisch** eingepasster Kolbenstange, doch verringert man dadurch die Auflagerfläche der Lagerschalen bei **s**, deshalb Scheidewand **a** anordnen, aber mit Durchbohrung versehen, in welche der Körneransatz **K** der Stange eintritt. Das ist gut für event. späteres Nachdrehen sowie für das bequeme Lösen der Stange (vergl. Beispiele in „Kranke Dampfmaschine“, 3. Aufl.). Bei zylindrischem Stangenende ist Scheidewand erforderlich, da hier die Stange zum Anliegen gebracht werden muss.



d) Der Kolbenstangenkonus.

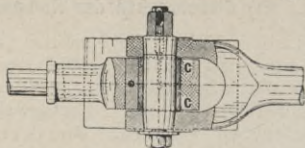
Zu **steiler Konus** bewirkt zu kleine Tragfläche für den Keil und dadurch zu hohen Flächendruck. Auch wird der Stangenquerschnitt nach Abzug des Keilloches zu klein.

Zu **schlanker Konus** hat andererseits das Bestreben, die Nabe des Kreuzkopfkörpers zu zersprengen und ist, scharf angezogen, selbst mit Keiltreiber nur schwer zu lösen, abgesehen von dem Festbrennen, weswegen der Zapfen von Öl gut gereinigt und zweckmässig mit Graphit eingefettet wird.

Ein guter Mittelwert ist als **Konus 1:25** nach § 49 a, d. h. auf je 100 mm Länge wird die Stange um 8 mm dünner im Durchmesser.

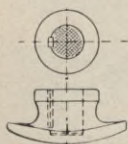
e) Die Lagerschalen.

Abmessungen für die Lagerschalen der Bolzen sind in 53 b angegeben. — Bei Anwendung der gegabelten Treibstange lasse man die **Lagerschalen** für den Kreuzkopfbolzen etwas **vorspringen** (vergl. nebenstehende Abbild. bei c). Betriebsunfälle durch Nichtbeachtung dieser Regel sind in „Kranke Dampfmasch.“, III. Aufl., angegeben. Ebenso muss bei **gegabeltem Kreuzkopf** Spielraum vorhanden sein.

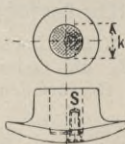


f) Die Verbindung zwischen Gleitschuhen und Kreuzkopf

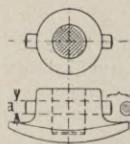
soll so sein, dass ein Verschieben zueinander unmöglich ist, um



Verbindung mit ein-
gelegter Feder.



Schraube *S* exzentrisch
angeordnet (vergl. Tab. 6).



Verbindung mit Stift
 $a = 0,3k$.

auch schon beim Bearbeiten (der Kreuzkopf wird zusammengebaut und dann die Schuhe abgedreht) die genaue Dreherarbeit zu erleichtern.

Auch das Einhobeln von Quernuten und Anwendung von Nasen und Schrauben findet bei grossen Kreuzköpfen Anwendung.



92. Gelenkgeradföhrungen.

Ausser den vorher besprochenen Geradföhrungen des Kurbeltriebes finden wir (besonders in der Feinmechanik) noch eine

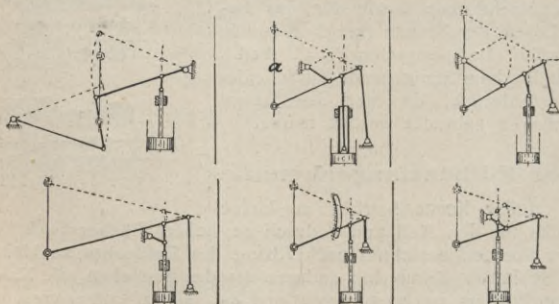


Fig. 1—6. Beisp. der Anwend. von Geradföhrungen bei Indikatoren.

grosse Anzahl Konstruktionen, allgemein „Gelenkgeradföhrungen“ genannt. Die **geradzuföhrende Strecke** sei durch — — — gekennzeichnet und mit *s* bezeichnet.

a) Evansscher Ellipsenlenker.

Man macht $a = b = r$.*)

Grösster Ausschlagwinkel

$$\beta \leq 40^\circ.$$

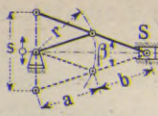


Fig. 7.

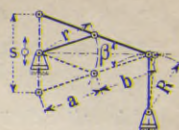


Fig. 8.

b) Angenäherte Ellipsenlenker. (Fig. 9—11.)*

Durch die geradgeführte Strecke s und Winkel $\beta < 40^\circ$ ist Drehpunkt S bestimmt. Wähle $a : b$, ziehe AB , errichte in

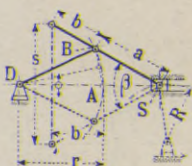


Fig. 9.

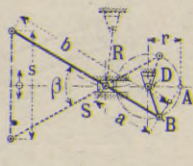


Fig. 10.

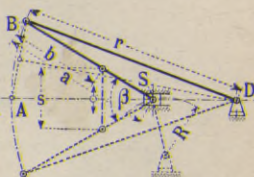


Fig. 11.

der Mitte eine Senkrechte, so ergibt sich Drehpunkt D für den Gegenlenker r .

Statt der gezeichneten geradlinigen Schlittenführung S kann auch der punktiert angedeutete Hebel R angeordnet werden.

c) Robertscher Dreiecklenker. *)

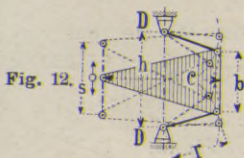


Fig. 12.

Der schraffierte Dreieckkörper hat drei Drehpunkte.

Man wählt: $h = \frac{5}{4} s$,

$$r = \frac{7}{12} h, \quad b = \frac{6}{10} h, \quad c = \frac{10}{9} h.$$

d) Konchoidenlenker. *)

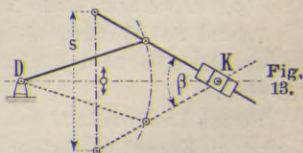


Fig. 13.

Entspricht dem in Fig. 9 Angedeuteten.

Statt des Schlittens S dient Kulissenführung K .

*) Beim Aufzeichnen geht man vorteilhaft von der Strecke s aus, durch Probieren kommt man dann stets leicht zum Ziele.

f) Das Wattsche Parallelogramm.

Geradegeführt werden die in Fig. 17 dick ausgezogenen und in Fig. 16 durch ——— gekennzeichneten vertikalen Strecken s, s_1, s_2 .

Mit den mit Schrägschrift angegebenen Maassen ist Fig. 16 als Beispiel aufgezeichnet für I Hub $s = 1200$ mm.

1. Ziehe Linie 1 vertikal = Hub I (Hub $s = 1200$ mm).
2. Ziehe Linie 2 horizontal, welche Linie 1 halbiert.
3. Schlage um D mit Länge $L = 1,5$ bis $2 \cdot$ Hub s , ($L = 1,5 \cdot 1200 = 1800$ mm) einen Kreisbogen durch A und A_1 .

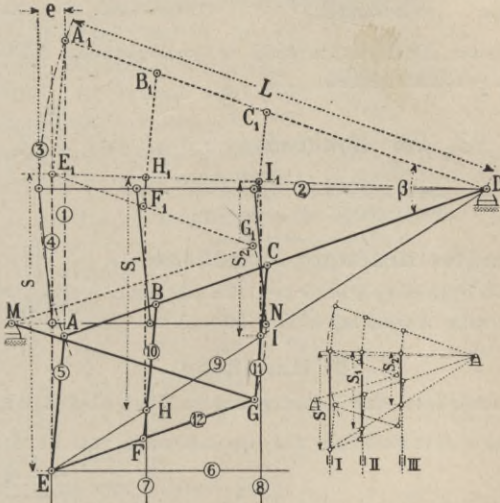


Fig. 16. Für Beispiel 1:30.

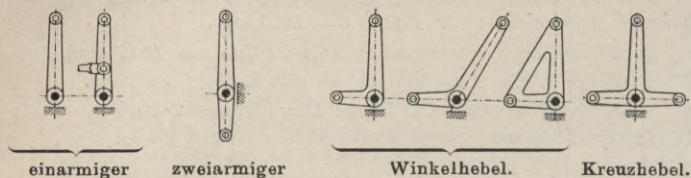
Fig. 17.


4. Halbiere die Bogenhöhe e durch die Vertikale 4.
5. Schlage um A einen Kreis mit dem Radius AE etwa 0,4 bis 0,6 Hub ($AE = 0,45 \cdot 1200 = 540$ mm) und verbinde A mit E .
6. Ziehe durch E eine Horizontale.
7. u. 8. Ziehe im Abstände der Entfernungen der einzelnen Zylindermitten Senkrechte zu dieser Geraden.
9. Verbinde E mit D .
10. und 11. Ziehe durch die sich ergebenden Schnittpunkte und Aufhängpunkte der Stangen H und J Parallele zu AE .
12. Ziehe EG parallel AD .

Der Drehpunkt M des Gegenlenkers ergibt sich, wenn man das Parallelogramm in seine Mittellage zeichnet. Es ist dann $MG = MN = MG_1$, also ist M der Mittelpunkt des durch G, N, G_1 gehenden Kreises.

Hebel, Gelenke. (93—95.)

Die Hebel (eine Abart der sog. Kurbel) zeigen verschiedenartige Formen.



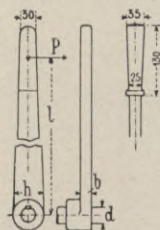
Die festen Drehpunkte sind in vorstehenden Abbildungen durch  gekennzeichnet.

93. Der Handhebel.

Schenkel flach, oberer Handgriff auch wohl rund.

a) Normaler kräftiger Handhebel.

Maass: $l = 1000$ mm, $b = 18$ mm, $h = 60$ mm, $d = 35$ mm, Ausschlagwinkel $30-45^\circ$.



b) Handhebel

mit Einstellung einer bestimmten Hebelstellung.

Vielfach gebräuchlich für Umsteuerung von Fördermasch.,

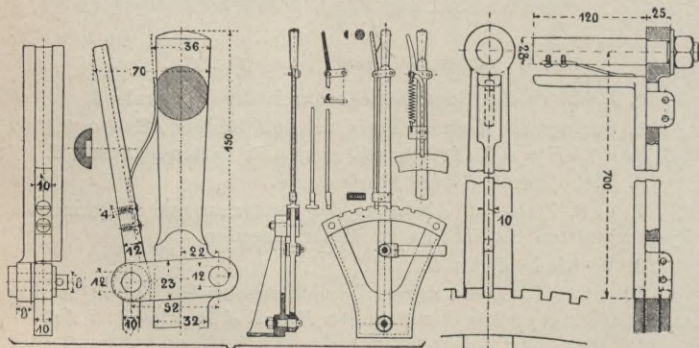


Fig. 9.

Umsteuerhebel.

Fig. 10.

Lokomotiven, auch bei Werkzeugmaschinen, Ausrückevorrichtungen u. dergl.

94. Der Maschinenhebel.

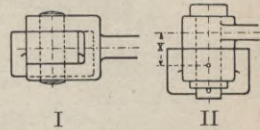
Wir unterscheiden im allgemeinen einarmige, zweiarmige, Kreuz- und Winkelhebel.

a) Einarmiger Hebel.

Material: Schmiedeeisen (selten Stahlguss). Für bessere Ausführungen wird der Hebel durchweg bearbeitet, bei rohen Ausführungen katzgrau gefeilt oder nur angestrichen.

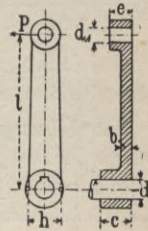
Berechnung des einarmigen Hebels

genau wie bei der Kurbel. Ist die angreifende Zugstange mit Gabel (I) versehen, so kommt nur Biegemoment $P \cdot l$ in Betracht, bei einseitigem Angriff (II) jedoch auch Verdrehung $P \cdot x$ wie bei der Kurbel in § 77 c, Gl. 6—11.



Tab. 1. Anhaltspunkte für Abmessungen.

$P \cdot l =$	500	1000	5000	10000	20000	kgcm
$d =$	25	30	60	75	100	
$c =$	50	60	100	125	170	
$h =$	45	50	100	130	170	
$b =$	15	25	35	45	50	

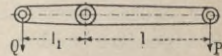


Maass d_1 nach Tab. 5, $e \sim 1,5 d_1$, $c \sim 2 d$,
Nabendurchmesser = $2 \times$ Bohrung.

b) Der zweiarmige Hebel.

Entsprechend der Erklärung in § 40 g gilt hier wieder: Moment nach rechts = Moment nach links, also

$$P \cdot l = Q \cdot l_1.$$



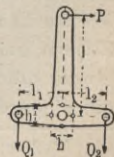
Vorläufige Abmessungen nach Tab. 1.

c) Der Kreuzhebel.

Material: Schmiedeeisen, Eisenblech, Graugruss, Stahlguss.
Für die Kraftübertragung gilt die

$$\text{Momentengleichung } P \cdot l = Q_1 \cdot l_1 + Q_2 \cdot l_2 \dots (1)$$

Die Berechnung auf Festigkeit geschieht wieder genau so wie bei der Kurbel und beim einarmigen Hebel. Das Widerstands-

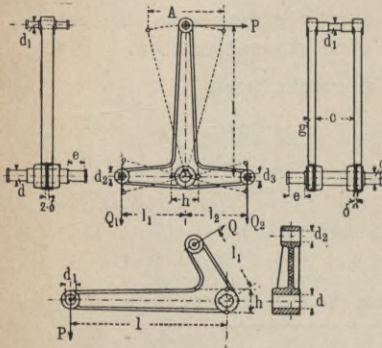


moment W bestimmt man für den nach der Mittellinie verlängerten Querschnitt und rechnet mit der Gleichung:

$$P \cdot l = W \cdot \sigma_b, \text{ auf cm bezogen (2)}$$

Abmessungen müssen uns praktische Ausführungen geben.

Tab. 2. Vorläufige Werte für Abmessungen.

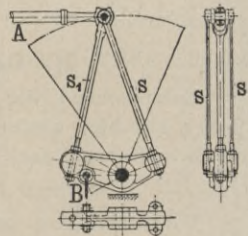


$P \cdot l =$	20000	40000	100000	200000 cmkg
$\delta =$	15	20	25	30 mm
$h =$	120	150	175	200 "
$d =$	50	60	80	100 "
$d_0 =$	40	50	70	85 "
$c =$	200	220	250	300 "
$e =$	65	85	110	150 "
$g =$	30	40	50	60 "
$d_1 =$	30	35	40	50 "
$d_2 =$	35	40	50	65 "

Für Stahlguss und Schmiedeeisen δ , h und g kleiner Bolzendurchm. d_1 u. d_2 nach 95 b.

Für *Übungsbeispiele*, z. B. Antrieb von Pumpen und Kompressoren, kann gewählt werden: $l = 500$ bis 2000 mm, l_1 vielfach gleich $l_2 = 200$ bis 750 mm, Kraft $P = 500$ bis 3000 kg, Ausschlagwinkel etwa 30° , seltener 45° .

Da der Hebel selbst als eine starre Verbindung aufzufassen ist, so ordnet man auch wohl ein Stangensystem nach beist. Figur an, welches für Stöße unempfindlicher ist. Die Stangen ss und s_1 bilden hier den eigentlichen Hebel zur Übertragung der Bewegung von A nach B .



d) Die Schwinde.*)

Muss die Hebelübertragung bajonettförmig (um die Ecke) geleitet werden, so soll die Anordnung zweier Hebel auf einem Wellenstück*) möglichst vermieden werden, da die Hebel zum Zittern neigen. In solchen Fällen macht man beide Hebel aus einem Stück. Bei genügend langer Lagerung bietet sich dann ein sicherer Betrieb.

*) Vergl. auch Regel 44, Seite 47.

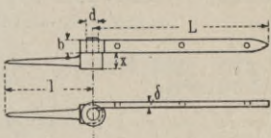
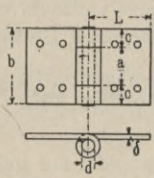
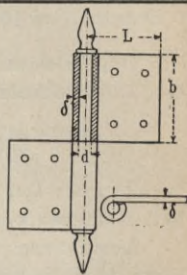
95. Gelenke.

Die Gelenke zeigen je nach dem Zweck die verschiedenartigsten Ausführungen, von denen wir nur einige gebräuchliche hier betrachten wollen.

a) Einfache Ausführung.

Diese gehören in das Gebiet der Schmiede u. Bauschlosserei und werden meist ohne Zeichnung angefertigt.

Tab. 3.

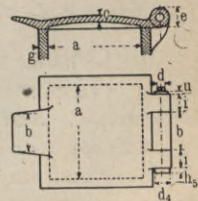
											
Türangel.				Scharnier.			Türband.				
$d =$	10	20	30	$d =$	5	10	20	$d =$	5	10	20 mm
$L =$	140	250	350	$L =$	30	50	100	$L =$	35	60	100
$l =$	70	125	175	$a =$	10	30	60	$b =$	40	70	120
$\delta =$	5	8	12	$b =$	20	60	120	$\delta =$	3	5	8
$b =$	10	16	20	$c =$	5	15	30				
$x =$	15	30	45	$\delta =$	3	5	8				

Diese Maasse gelten selbstverständlich nur als rohe Schätzungswerte. Man kann von diesen, wie von der allgemeinen Form wesentlich abweichen.

Tab. 4. Gelenke in Grauguss.

Deckel für Schmiergefässe u. dergl.

$a =$	30	50	75	100	150
$d =$	4	6	7	8	9
$e =$	10	14	16	18	20
$i =$	7	9	15	20	30
$g =$	5	6	7	8	9
$b =$	12	20	30	40	50
$c =$	3	4	5	6	7



Die übrigen Maasse für den Gelenkbolzen nach § 43 b, Tab. 3.

Gelenke für bessere Ausführungen.

Anfänger sind selten imstande, einen Gelenkbolzen richtig aufzuzeichnen.

b) Der Bolzendurchmesser.

Material der Gelenkbolzen meist Stahl, sauber eingepasst (eingeschliffen) und gehärtet.

Tab. 5. Vorläufige Durchmesser der Bolzen.

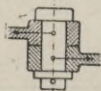
Belastung =	30	80	180	300	400	600	800	1100	1500	2200	kg
Durchm. =	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	mm.

Die Belastung P ist vielfach unbekannt, man wählt dann den Bolzendurchmesser nach Gefühl.

c) Gelenke mit Stehbolzen.

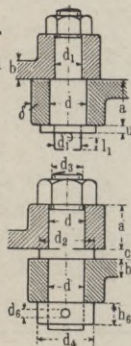
Regel: Der Bolzen eines Gelenkes soll entweder in einem Teil festsitzen oder gabelförmig gelagert sein.

Ausführung des Gelenkes nach beistehender Figur wird in kurzer Zeit klapprig und sollte nur für ganz untergeordnete Zwecke Anwendung finden.



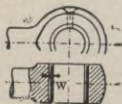
Tab. 6. Ausführungsmaasse für bewegliche Gelenke.

$d =$	10	20	30	40	50	mm
$d_1 =$	8	16	22	30	40	„
$d_2 =$	14	28	42	56	70	„
$d_3 =$	8	16	20	23	26	„
$\delta =$	8	12	15	20	25	„
$a =$	12	24	35	45	55	„
$b =$	6	10	15	20	25	„
$c =$	3	5	8	10	12	„
$w =$	3	4	5	6	8	„



Maass u , l_1 , d_4 , d_6 , h_6 nach § 43 b, Tab. 3.

Bei höheren Drücken oder Stößen sind möglichst Stahlbüchsen nach nebensteh. Figur anzuordnen. Stärke w nach Tab. 6.



Für die Schmierung der Gelenke wird meistens nur ein Schmierloch vorgesehen, dessen Durchmesser gleich der Splintstärke d_6 in § 43 b, Tab. 3 angenommen werden kann.

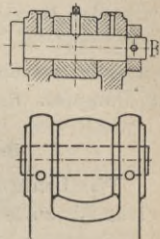
d) Gabelgelenke.

Diese sind vorteilhafter, da in den Hebeln Drehbeanspruchungen nicht eintreten, also Ecken und Zittern vermieden wird.

Der Bolzen soll möglichst in der äusseren Gabel gelagert und in dem inneren Auge durch eine Schraube befestigt sein.

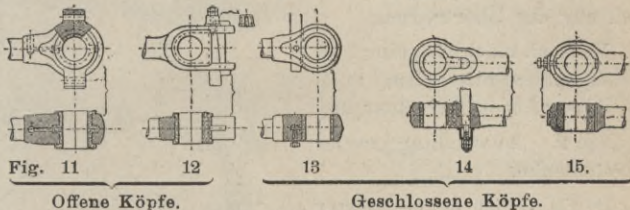
Bei Gabelköpfen aus Temperguss, Guss-eisen usw. sind möglichst Arbeitsleisten anzubringen zwecks besseren Aussehens und besserer Bearbeitung.

Der Bolzen ist am Herausfallen durch Splint zu sichern.



e) Gelenke mit nachstellbarer Lagerung.

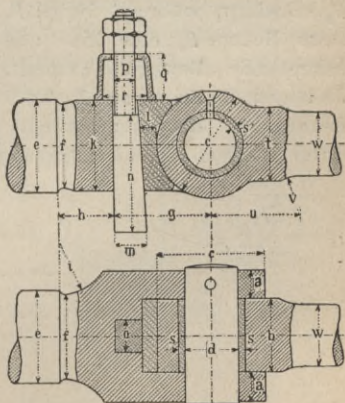
Die in Fig. 11—15 dargestellten Ausführungen finden vielfach bei besseren Maschinen Anwendung.



Tab. 7. Gabelgelenk mit nachstellbarer Lagerung.

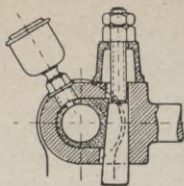
$d =$	20	25	30	35	40
$b =$	32	38	42	50	55
$c =$	46	56	60	70	78
$l =$	5	7	8	9	10
$m = o =$	18	18	20	22	24
$p =$	10	10	13	13	13
$q = r =$	22	24	26	30	35
$s =$	3	4	4	5	6
$w =$	18	25	35	45	52

Maass $a = 0,4 b$; $k = 0,9 c$;
 $n = 1,2 c$; $t = 1,6 d$; $u = 2 d$.



Neigung des Stellkeiles $= \frac{1}{10}$ der Länge (vergl. § 49 a).

Für grössere Zapfendurchmesser wendet man statt eingesetzter Büchsen auch geteilte Rotgusschalen nach beistehender Fig. an. Bei eingetretenem Verschleiss muss dann an den Teilstellen nachgearbeitet werden. Schmierung des Bolzens erfolgt zweckmässig durch Öler, welche in den Stangenkopf eingeschraubt werden. - Ausführungsmaasse sind in Dampfm., 8. Aufl., Seite 388 angegeben.



Berechnung der Bolzen für Gabelgelenke.

Wir benützen die Gleichungen 15 und 16 in § 84 a und setzen als zulässige Beanspruchung $\sigma_b < 500 \text{ kg/qcm}$.

f) Kugelgelenke.

Kugelgelenke nach Fig. 1 gestatten eine Abweichung in der Richtung der Übertragung.

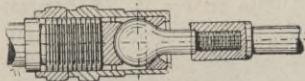


Fig. 1.

Vielfach macht der eine Teil des Gelenkes ausserdem noch eine hin- und hergehende Bewegung.

Fig. 2. Anwendung zweier Kugelgelenke.

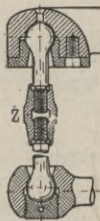


Fig. 2.

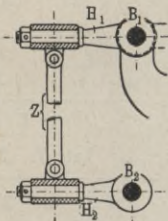


Fig. 3.

In Fig. 3 ist B_1 ein fester Drehpunkt, an welchem Hebel H_1 schwingt, während Hebel H_2 samt Bolzen B_2 eine hin- und hergehende Bewegung macht. Je länger die Zugstange Z , desto genauer ist die Übertragung. Derselbe Zweck wird erreicht durch Anwendung der Lagerung nach Fig. 2.

Kolben. (96—100.)

Zunächst kann man die Kolben in 2 Hauptgruppen einteilen und zwar

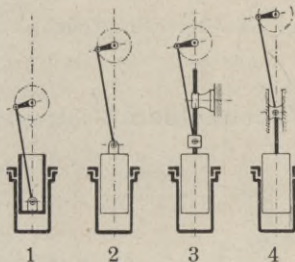
1. geradlinig bewegte Kolben,
2. Kolben, die eine drehende Bewegung vollführen.

Geradlinig bewegte Kolben.

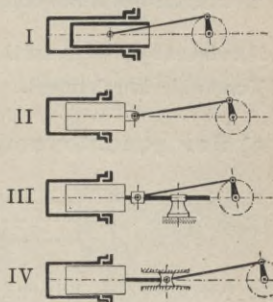
In der Hauptsache unterscheiden wir hier Tauchkolben oder Plunger, Scheibenkolben und Ventil- oder Klappenkolben (durchbrochener Kolben).

96. Tauchkolben oder Plunger.

Stehende Anordnung.



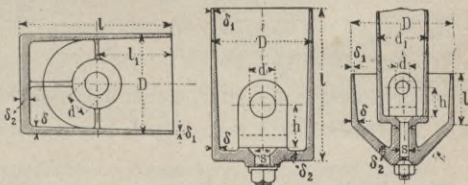
Liegende Anordnung.



a) Offene Tauchkolben zu Anordnung 1 und I.

Gelenke bei horizontaler Ausführung zweckmässig in die Mitte, damit der Normaldruck auf die Lauffläche des Kolbens gut verteilt ist. Bei stehender Anordnung möglichst tief, um gedrungene Baumaasse zu erhalten.

Tab. 1.
Hilfsmaasse.



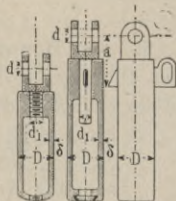
	D = 100	200	300	400	500	600	700	mm
δ	8	9	11	13	15	18	20	"
δ_1	6	7	8	10	12	14	16	"
$p = 2$ Atm. d	15	28	42	55	70	85	100	"
$p = 6$ " d	22	45	65	90	110	130	150	"

ferner $h = 2d$; $d_1 = 0,5D$; $u = 2d$.

b) Geschlossene Tauchkolben zu Anordnung 2 und II erhalten festes Gelenkstück oder während des Betriebes von Hand lösbare Keilverbindung. Vielfach angewandt für Kessel-spisepumpen, von der Maschinenwelle aus angetrieben.

Tab. 2. Hilfsmaasse.

$D = 30$	50	70	100	120	150	mm
$d = 15$	20	25	35	45	55	"
$d_1 = 15$	21	27	36	42	50	"
$\delta = 6$	8	10	10	12	13	"
$a = 85$	35	110	140	170	200	"

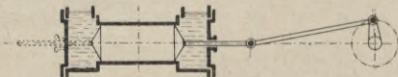


Abmessungen des Eisenkeiles nach § 48 b.

Nachteil dieser Ausführung: einseitiger Stopfbüchsenruck.

Vorteil: kurzbauend.

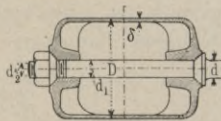
c) Der geschlossene Tauchkolben (Hohl-guss)



findet vorzugsweise Anwendung für liegende doppeltwirkende Pumpen. Sind die Kopfseiten kegelförmig ausgebildet, so nennt man diese Kolbenart **Mönchskolben**.

Tab. 3. Hilfsmaasse für geschlossene Tauchkolben.

$D = 100$	200	300	400	500	600	700	mm
$d = 30$	45	55	70	80	90	100	"
$d_1 = 30$	42	40	65	75	80	90	"
$\delta = 10$	12	14	15	16	17	18	"

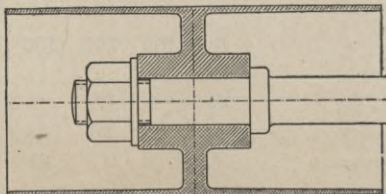


d_2 Kerndurchmesser des zu d_1 gehörenden Gewindes.

Zugabe im Gussstück für Drehen (aussen) etwa $\frac{1}{2} \delta$.

d) Rohrkolben.

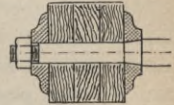
Man führt wohl auch die Kolben auf beiden Seiten offen aus, z. B. bei Luftpumpen.



97. Die Abdichtung des Kolbenlaufes.

a) Selbstdichtung. Bei den vorher besprochenen Tauchkolben (96 a u. b) wird die Dichtung mittelst der Stopfbüchsen erzielt, während bei den Mönchskolben (96 c) eine besondere Dichtung nicht angewandt wird, deshalb wird hier der Kolben und der Zylinderlauf möglichst lang ausgeführt.

b) Kolben mit Holzscheiben für untergeordnete Zwecke als Notbehelf ausgeführt, doch nur bei reinem Wasser. Bei sandhaltigem Wasser dringen Sandkörnchen in das Holz und der Zylinderlauf wird frühzeitig verschleissen.



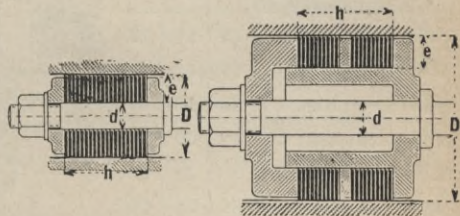
c) Kolben mit Lederscheiben ist besser als der Holzkolben.

Die Lederscheiben werden über die Kolbenstange oder über den Gusskörper geschoben und dann durch Anziehen der Kolbenmutter festgepresst. Je grösser die Flüssigkeitspressung, desto breiter soll Maass h sein.

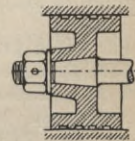
Tab. 4. Hilfsmaasse.

$D =$	100	200	300
$e =$	30	40	50
$h =$	80	120	150
$d =$	40	50	60

Lederstärke 4 bis 6 mm.

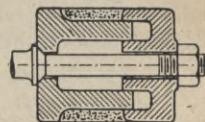


d) Labyrinthdichtung. Die Labyrinthdichtung ist gekennzeichnet durch eine Anzahl im Kolben eingedrehter Rillen. Infolge der engen Spalten soll die abzudichtende Flüssigkeit oder Gas nach und nach an Spannung verlieren. Sauberes Einschleifen des Kolbens in den Zylinder ist Bedingung.



Kolben mit besonderen Liderungen.

e) Hanfliderung. Die Kolben müssen nachstellbaren Kolbendeckel haben, um die Pressung der Packung gegen die Zylinderwandung nach Belieben einstellen zu können.



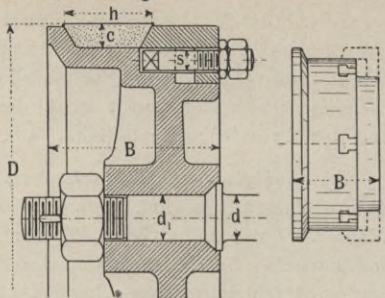
Für kleinere Kolben.

Vielfache Anwendung findet der Kolben der Tab. 5.

Tab. 5. Hanfliderung.

$D =$	200	300	400	500
$B =$	120	140	160	180
$h =$	60	70	80	90
$c =$	12	14	16	18
$s =$	$6 \times \frac{5}{8}''$		$8 \times \frac{3}{4}''$	

Die Schrauben s haben Hammerköpfe, welche in die im Körper eingegossenen Schlitzte passen.

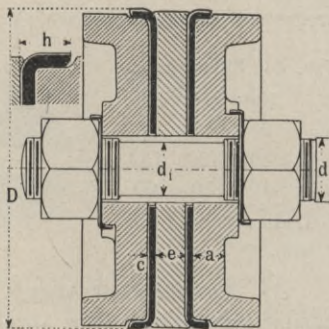


f) **Kolben mit Lederstulp.** Je nachdem die Flüssigkeitspressung auf eine oder beide Kolbenseiten einwirkt, gelangen einseitige oder doppelseitige Stulpen zur Anwendung.

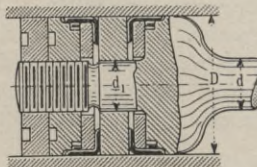
Tab. 6. Hilfsmaasse für Kolben mit Lederstulp, mm.

$D =$	a	B	c	d	e	h
80	8	60	3	25	10	12
100	12	80	4	30	12	15
150	16	100	5	35	16	18
200	20	120	5	40	20	20
250	25	140	6	50	24	20
300	30	160	6	60	28	20

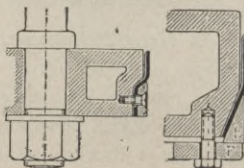
Herstellung der Stulpe nach „Pumpen 2. Aufl. Seite 451“.



Für hohen Druck z. B. Kompressor zur Kälte-Erzeugung (40 Atm.) wird der Börtel des Lederstulps etwas länger ausgeführt und noch mit einer Feder gegen die Zylinderwand gedrückt. Stange und Kolben meist aus einem Stück (Stahl).

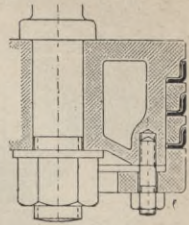


Für einfachwirkende Pumpen wählt man Lederstulpen mit einseitiger Kröpfung. Die Stulpen werden aus einem Lederstreifen geschnitten, dessen Länge gleich dem Kolbenumfang ist. Die Enden stossen



stumpf zusammen und werden vernäht. Bei Anwendung von mehreren Stulpen erhalten dieselben gleichgerichtete Kröpfung.

Druckseite.



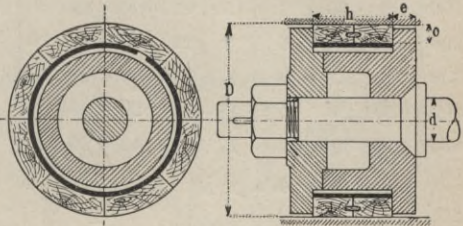
g) Scheibenkolben mit Holzringen.

Unter dem Ring liegt ein Stahlband, welches federt und so das dichte Anliegen des Holzringes an die Zylinderwand vermittelt. Als Notbehelf häufiger ausgeführt.

Tab. 7.

Ausführungsmaasse für Kolben mit Holzring.

D = 100	200	300
h = 50	70	80
o = 15	20	25
d = 30	40	60
e = 13	15	20



Holz dichtungsringe haben sich nicht besonders bewährt, namentlich bei sandhaltigem Wasser setzen sich die Sandkörnchen in die Holzporen fest und der Ring schleift dann die Lauffläche des Zylinders aus (vergl. auch 97 b).

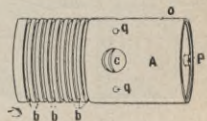
98. Kolben mit Graugussringen.

Für Dampfmasch., Luftkompr., Vakuumpumpen, Gasmotoren u. dergl. finden ausschliesslich Ringe aus Grauguss Verwendung, alle anderen Stoffe haben sich nicht bewährt.

a) Tauchkolben mit Liderungsringen.

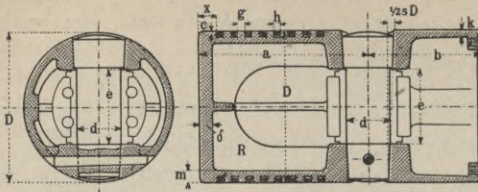
Die unter 96 a beschriebenen Tauchkolben können ebenfalls mit Liderungsringen versehen werden.

Um die Kolbenringe in die im Kolbenkörper eingedrehten Nuten zu bringen, müssen dieselben über den Kolbenkörper gezogen werden können, ohne an Spannung zu verlieren.



b eingedrehte Rillen.
c Öffnung für Bolzen.

Tab. 8. Hilfswerte zum Aufzeichnen.



D	Bolzen		Ringe		a	b	δ	g
	d	e	c	h				
100	35	50	3	5	120	80	12	6
200	65	100	6	9	230	155	18	10
300	95	150	9	14	335	225	28	15
400	130	200	12	18	440	290	38	20
600	190	300	18	27	630	420	55	30

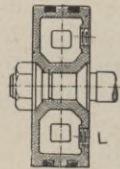
Die Wandstärken genügen für Drücke bis 25 Atm.

Kolben über 400 mm Durchm. erhalten Rippen R.

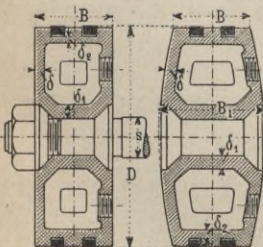
Anzahl der Ringe je nach der Höhe des Druckes 4 bis 8 Stück.

b) **Hohlkolben** (auch Ramsbottonkolben genannt).

Gebäuchlich für Kompressoren, Dampfmasch., dopp. wirk. Gasmotoren u. dergl. Öffnung L (40 bis 60 mm Durchm.) zum Herausnehmen des Formsandcs. Sorgfältige Herstellung erforderlich zur Vermeidung ungleicher Wandstärke (vergl. Unfälle in „Kranke Dampfmasch.“ 3. Aufl.).



Tab. 9. Hilfsmaasse für Hohlkolben.

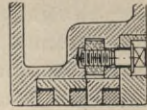


D	B	B ₁	δ	δ ₁	δ ₂	s	Rippen-	
							Zahl	Stärk.
100	60	—	8	9	6	22	—	—
150	75	—	10	10	7	28	—	—
400	140	—	15	24	12	68	4	12
600	180	—	20	32	18	105	6	14
800	190	240	23	38	20	130	8	18
1000	200	280	26	45	23	170	10	20
1500	220	350	30	55	25	230	12	26

Bei diesen Kolben müssen die Ringe über den Kolbenkörper gestreift werden, vergl. 99a.

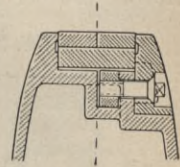
c) Hohlkolben mit loseem Deckel für starke Ringe.

Bei starken Abmessungen der Ringe leiden die Ramsbottonringe beim Überstreifen über die Kolbenkörper. Man wendet deshalb wohl auch besondere Ringhalter und lose Kolbendeckel an.



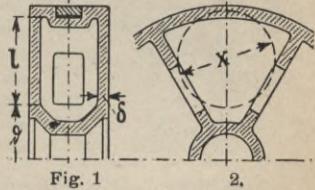
d) Hohlkolben mit Ringdeckel.

Für Kolben über 50 cm Durchmesser und für stehende Maschinen beliebt, weil man die Kolbenringe entfernen kann, ohne an der Kolbenbefestigung selbst etwas zu ändern.



e) Berechnung des Kolbenkörpers.

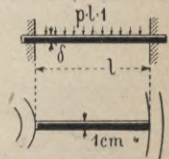
1. Mit Rippen. Verwandele den zwischen zwei Rippen befindlichen Teil der Wand in einen Kreis und rechnet nach § 42 d, wenn p = Kolbendruck in Atm. und alle Maasse in cm:



$$\text{Biegungsbeanspr. } \sigma_b = \frac{x^2 \cdot p}{4 \cdot \delta^2} \text{ in kg/qcm} \quad (1)$$

zulässig für Grauguss k_b bis 300 kg/qcm . . . (2)

2. Ohne Rippen. Sind Rippen nicht vorhanden, so betrachtet man einen Streifen von 1 cm Breite und l cm Länge als fest eingespannt und durch p gleichmässig belastet. Es wird dann nach § 40 k, Fall 9:



$$M_b = \frac{(p \cdot l \cdot 1) \cdot l}{12} \text{ kgcm mit } W = \frac{\delta^2 \cdot 1}{6} \text{ wird} \quad (3)$$

$$\text{Bieg.-Beanspruchung } \sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{l^2 \cdot p}{2 \cdot \delta^2} \text{ kg/qcm} \quad (4)$$

Nabe des Kolbens wird auf Abscheren berechnet,

$$\text{Scherbeanspruchung } \tau = \frac{P}{\pi \cdot d \cdot 2 \delta} \text{ kg/qcm} \quad (5)$$

worin P = Kolbendruck in kg, d Nabendurchm. in cm nach Fig. 1. Maasse in cm.

Tab. 11. **Kaubenkolben.** (Nach vorstehenden Gleichungen.)

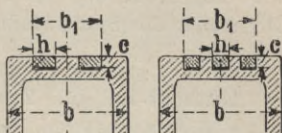
Zylinderdurchmesser	$D = 500$	1000	1500	2000 mm
Für $p = 4$ Atm. wird	$\delta = 10$	20	30	40 "
" " " 10 " " "	$\delta = 16$	33	45	66 "

99. Die Kolbenringe.

Grauguss hat sich für Kolbenringe aller Art am besten bewährt.

a) Selbstspanner, d. h. Ringe, welche durch die eigene Spannkraft gegen die Zylinderwand gedrückt werden.

Dieselben werden in fertig bearbeitetem und aufgeschlitztem Zustand über den Kolbenkörper gezogen und müssen sich auf $D + 2c$ Durchm. aufbiegen lassen, ohne an Federkraft zu verlieren.

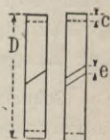


Es bezeichne :

D Durchmesser des Zylinders in cm,

c Stärke der Ringe in cm,

q Flächendruck der Ringe gegen die Zylinderwand in kg/qcm.



Die Reinhardtschen*) Ermittlungen, anschliessend an die Grasshoffsche Theorie gekrümmter Stäbe, ergeben :

Beanspruchung im Ring:

$$\text{beim Überstreifen } \sigma_{ba} = \frac{E \cdot c^2}{2,5 (0,5 D)^2} = 1\,280\,000 \left(\frac{c}{D}\right)^2 \text{ kg/qcm} \quad (1)$$

$$\text{im Betriebszustand } \sigma_{bi} = \frac{12 q \cdot (0,5 D)^2}{c^2} = 3 \cdot q \cdot \left(\frac{D}{c}\right)^2 \text{ kg/qcm} \quad (2)$$

$$\text{Ausschnitt der Ringe } e = 2,4 \frac{D^2}{c} \cdot \frac{\sigma_{bi}}{E} \text{ in cm} \quad (3)$$

$$\text{zulässig } k_{ba} = 1200, k_{bi} = 1000 \text{ kg/qcm} \quad (4)$$

für $q = 0,25$ kg/qcm, $\sigma_{ba} = 1200$, $\sigma_{bi} = 800$ kg/qcm,

$$E = 800\,000 \quad (5)$$

ergeben sich die Werte: $c = \frac{1}{33} D$; $e = 0,08 D$ (6)

Übrigens müssen die Ringe dem jeweiligen Zwecke angepasst werden, wie in den Büchern „Dampfmaschinen“ I. Bd. und „Gasmotoren“ I. Bd. ausführlich erklärt.

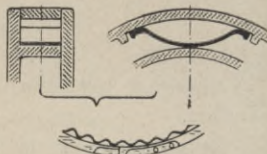
*) Z. d. V. d. Ing. 1901, Seite 232 u. f.

b) Kolbenringe, welche von besonderen Federn gespannt werden.

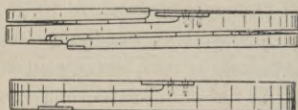
Selbstspanner. Zwei äussere und ein innerer Ring. Der innere Ring ist der Spanner bzw. die Feder. Der äussere Ring erhält auch etwas Federung.



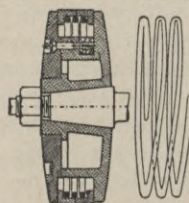
Sog. **Schiffskolben.** Das Andrücken der Ringe bewirken eine Anzahl Blattfedern.



Cremers Spiralring der Duisburg. M.-A.-G. Zylindrisches Rohrstück wird abgedreht und dann auf der Drehbank die Spiralwindung eingedreht.



Lancaster-Kolben. Zwei Ringe mit seitlichen Ansätzen. Die Spiralfeder soll hier die äusseren und gleichzeitig die seitlichen Flächen der Ringe zum Anliegen bringen.



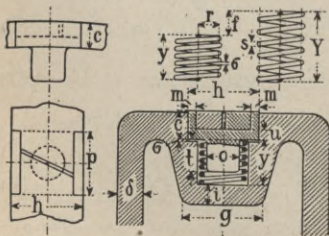
Schumann-Ringe. Zwei Ringe, innen trapezförmig, werden von der ebenfalls trapezförmigen Spirale sowohl nach aussen wie nach den Seiten an die Dichtungsflächen gedrückt. Schumann & Cie., Leipzig.



Spiralfederringe. Der Ring besteht aus zwei bis drei Teilen und wird durch eine Anzahl radial angeordneter Spiralfedern angedrückt.



Tab. 12. Hilfswerte zu Kolbenringen mit Spiralfedern.*)

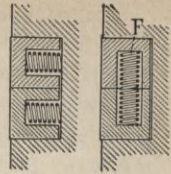


Kolben		Ring			Feder		
<i>D</i>	δ	<i>h</i>	<i>c</i>	Teile	<i>y</i>	<i>r</i>	<i>s</i>
400	18	50	20	2	32	15	3
600	22	60	24	2	38	18	4
800	26	70	28	3	45	21	4,5
1000	30	80	32	3	50	24	5

Maass $g \sim 4 r$; $p = h$; $m = 0,12 h$; $\mu = 0,4 c$; $o = 1,5 r$; $t = 0,65 y$.
Zahl der Federn $i \sim 0,2 D$ (wenn D in cm); Spielraum $\sigma = 0,5 s$.

*) Ausführungsmaasse ganzer Kolben sind in „Dampfmaschinen“, I. Band, angegeben.

Bei hoher Kolbengeschwindigkeit tritt nicht selten infolge Trägheit der Ringe ein Klappern derselben in der Längsrichtung des Zylinders ein. Die Spiralfeder *F* verhindert dieses, indem sie die beiden Ringe gegen die Stirnfläche drückt. Bei grossen Schiffsmaschinen gebräuchlich.

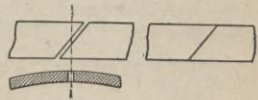


c) Der Stoss der Kolbenringe.

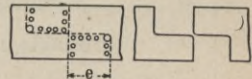
An den Stossflächen ist für gute Abdichtung zu sorgen, damit durch die Spalten des Ringes die betr. Gase oder Flüssigkeiten nicht von der arbeitenden Kolbenseite auf die andere Kolbenseite tritt.

Gebräuchliche Ausführungen hierfür sind folgende:

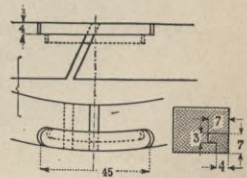
1. Der Schrägschnitt (ohne besondere Dichtung) ist nur zulässig bei Anwendung mehrerer Kolbenringe. Die Stösse der Ringe müssen gegeneinander versetzt sein (vergl. Haeder, „Die Gasmotoren“).



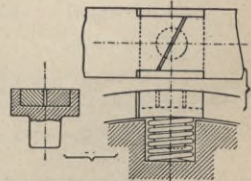
2. Der Bajonetschnitt. In den gedrehten Ring werden eine Anzahl Löcher eingebohrt und dann die Flächen sauber geglättet.



3. Einlageplättchen. Dieser Stoss ist zurzeit am gebräuchlichsten. Die sauber eingepasste Einlage wird nicht besonders befestigt (Maasse in mm).

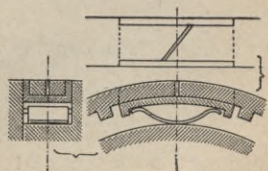


4. Dichtungschloss bei Schrägschnitt für Andrückfedern. Der Ring besteht aus 2 bis 4 Teilen, an der Stossstelle wird das Passstück nach beistehender Figur angeordnet (vergl. Tab. 12).



5. Dichtungschloss für Ringe und Blattfeder.

Der Ring besteht aus 2 bis 4 Teilen und wird von Blattfedern gegen die Zylinderwand gedrückt, an der Stossstelle wird ein Passstück sauber eingepasst.



d) Berechnung der Federn für Kolbenringe.

Es bezeichne:

q den Druck der Ringe gegen die Zylinderwand in kg/qcm,

Man setzt meistens $q = 0,20$ kg/qcm (7)

h die Breite des Kolbenringes in cm,

i Anzahl der Federn,

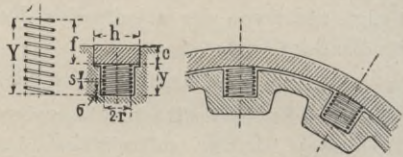
so ist für:

I. Spiralfedern

$$\text{Federdruck } P = \frac{D \cdot \pi \cdot h \cdot q}{i} \text{ in kg} \quad \dots \dots \dots (8)$$

Maasse r und y nach Tab. 11 in 99 b.

Federzahl $i = \frac{1}{5} D$ (wenn D in cm). Nach den Gleichungen in § 41 b wird:



$$\text{Drahtstärke } s = 0,1 \cdot \sqrt[3]{P \cdot r} \text{ in cm} \quad \dots \dots \dots (9)$$

$$\text{Spielraum } \sigma = 0,5 s \text{ in cm} \quad \dots \dots \dots (10)$$

$$\text{Windungszahl } z = y : 1,5 s \quad \dots \dots \dots (11)$$

$$\text{Einbiegung } f = \frac{i^2 \cdot z}{13,3 \cdot s} \text{ in cm} \quad \dots \dots \dots (12)$$

$$\text{Bauhöhe (ungespannt) } Y = y + f \text{ in cm} \quad \dots \dots \dots (13)$$

Angenäherte Werte gibt die Tab. in § 41 c.

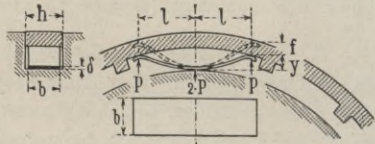
II. Blattfeder.

$$\text{Federdruck } P = \frac{D \pi \cdot h \cdot q}{2 \cdot i} \text{ in kg} \quad \dots \dots \dots (14)$$

Breite $b \sim 0,9 h$ in cm (15)

Zahl $i \sim \frac{1}{10} D$. (16)
(D in cm.)

Länge $l \sim \frac{D \cdot \pi}{4 \cdot i}$ in cm (17)



Nach den Entwicklungen im II. Bd., Aufg. 510, wird dann:

$$\text{Federdicke } \delta = 0,036 \cdot \sqrt{\frac{P \cdot l}{b}} \text{ in cm} \quad \dots \dots \dots (18)$$

$$\text{Einbiegung } f = \frac{l^2}{660 \cdot \delta} \text{ in cm} \quad \dots \dots \dots (19)$$

$$\text{Bauhöhe (ungespannt) } Y = y + f \text{ in cm} \quad \dots \dots \dots (20)$$

(Bei Anwendung der Kubischen Feder [an beiden Enden verjüngt] nach Aufg. 512, II. Bd., wird δ um $\frac{1}{3}$ stärker.)

99 e. Reibung der Kolbenringe.

Es ist schwer, über die Grösse der Reibung der Kolbenringe an der Zylinderwand zutreffende Angaben zu machen, da zu vielerlei Umstände mitsprechen. Die nachstehenden Werte sind als ganz rohe Mittelwerte aufzufassen.

Es sei:

D der Durchmesser des Kolbens in cm,

h die Breite eines Kolbenringes in cm,

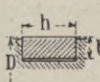
Σh die Breite sämtlicher Kolbenringe in cm,

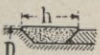
so ist:

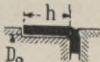
Anliegende Ringfläche $f = D \cdot \pi \cdot \Sigma h$ in qcm . . (21)

Druck gegen die Zylinderwand $P_r = f \cdot q$ in kg . . (22)

Den **Flächendruck** q kann man setzen:

 Grauguss-
ringe $\left\{ \begin{array}{l} \text{stark gespannt (neu) } q = 0,20 \text{ kg/qcm} \quad (23) \\ \text{schwach gespannt } q = 0,15 \quad ,, \quad (24) \end{array} \right.$

 für Hanfichtung $q \sim 0,30 \quad ,, \quad (25)$

 Lederstulp für Pumpen . . . $q \sim \frac{1}{3} p^*) \quad ,, \quad (26)$

Kolbenreibung = $P_r \cdot \mu$ in kg . . . (27)

Reibungsarbeit im ganzen = $P_r \cdot \mu \cdot C$ in mkg/Sek . . (28)

für den qcm Tragfläche $A = q \cdot \mu \cdot C \quad ,, \quad ,, \quad (29)$

worin C die mittlere Kolbengeschw. in Mtr/Sek bedeutet.

Tabelle über **Reibungskoeffizient** μ .

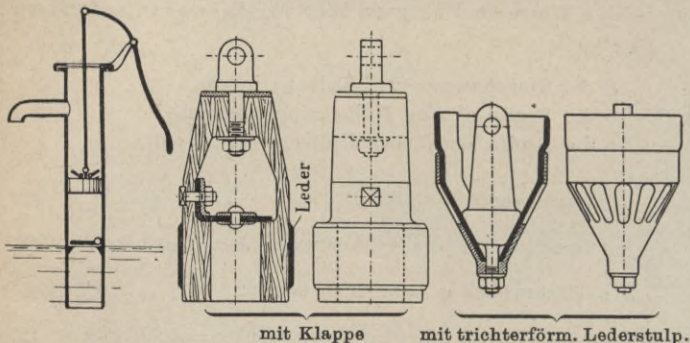
	neu	eingelaufen
Graugussringe f. Dampfkolben		
Gasmotoren u. Kompressoren $\mu =$	0,15	0,07 . . (30)
Graugussringe für Pumpen . . . $\mu =$	0,3	0,2 . . (31)
Lederstulp " " . . . $\mu =$	0,25	0,15 . . (32)

*) p = Flüssigkeitspressung in Atm. Annahme: Zwischen Lederstulp und Zylinderlauf ist eine Pressung von etwa $\frac{2}{3}$ der Flüssigkeitspressung vorhanden.

100. Kolben für besondere Zwecke.

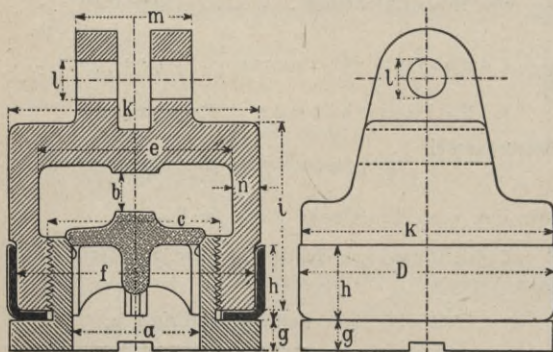
a) Durchbrochene Kolben.

Bei diesen ist der Kolben mit einer Klappe oder Ventil so vereinigt, dass die Flüssigkeit durch den Kolben treten kann.



Kolben für einfachwirkende Hubpumpen stehender Anordnung.

Tab. 13. Ventilkolben (Rotguss) für Hubpumpen.

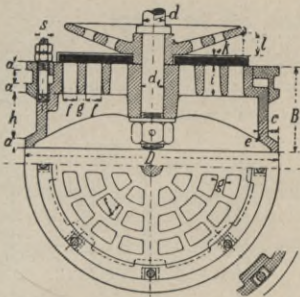


D	a	b	c	e	f	g	h	i	k	l	m	n	Leistung i. d. Min.
60	35	10	42	44	52	20	10	46	58	10	30	8	20 Liter
80	42	12	55	62	70	25	10	52	78	12	35	10	40 „
100	55	14	70	76	94	30	12	74	98	15	45	11	70 „
120	60	14	75	93	170	38	12	83	117	15	50	12	100 „

Die Leistung bezieht sich auf Hubpumpe mit Handbetrieb.

b) Durchbrochene Kolben mit Gummiklappen, bei Luftpumpen für Kondensation besonders häufig angewandt, zeigt nachstehende Tabelle.

Tab. 14. Durchbrochene Kolben mit Gummiklappen.



$D = 200$	300	400	500	mm
$d = 30$	40	45	50	„
$d_1 = 25$	35	40	45	„
$a = 14$	15	16	18	„
$e = 16$	17	18	19	„
$f = 15$	16	17	18	„
$g = 10$	10	13	17	„
$i = 45$	50	55	60	„
$k = 14$	16	18	22	„
$l = 15$	20	30	45	„

Die Maasse B , h , c und s nach Tab. 5 § 97 g.

c) Rotierende Kolben.

Kolben mit Drehbewegung finden Anwendung bei Rotationsdampfmaschinen, Pumpen, Gebläsen und dergl. Von der grossen



Fig. 6

7

8

9

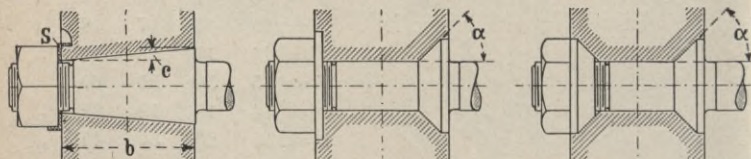
Anzahl (teils patentierten) Konstruktionen haben nur sehr wenige die Prüfung der Praxis bestanden. Darunter die Ausführungen mit 2 Kolben (Fig. 6—9).

101. Die Kolbenstange.

Material: Stahl. Sorgfältige Herstellung Bedingung, schlechtes Ausglühen z. B. kann Verziehen der Stange hervorrufen.

a) Die Verbindung des Kolbens mit der Stange

muss solide sein, um unbeabsichtigtes Lösen zu vermeiden. Vorwiegend kommt Gewinde mit Mutter zur Anwendung, wobei letztere dann gegen Sichselbstlösen zu sichern ist.



mit Konus $c = \frac{1}{10} b$
Muttersicherung nach
43 q m. Kupferscheibe S.

Stange
mit Konus
 $\alpha = 45^\circ$.

Mutter und Stange
mit Konus $\alpha = 45^\circ$
Sehr beliebte Sicherung.

Bei Konus an Stange und Mutter (Abbild. rechts) besondere Sicherung der letzteren nicht nötig.

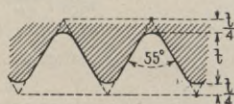
b) Das Gewinde in der Kolbenstange.

Es findet vorzugsweise Dreiecks- und Trapezgewinde Anwendung.

Dreiecksgewinde zur Befestigung von Kolbenstange und Kreuzkopf.

f Kernquerschnitt in qcm,

f_1 Auflagefläche eines Gew.-Ganges.

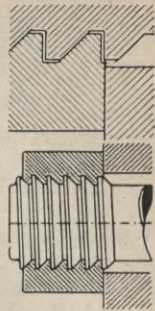


Stangen- durchm. mm	Gewinde- durchm.		Gang- zahl pro 1"	f qcm	f_1 qcm	Stangen- durchm. mm	Gewinde- durchm.		Gang- zahl pro 1"	f qcm	f_1 qcm
	aussen mm	innen mm					aussen mm	innen mm			
bis 55 mm Gasgewinde						110	108	102,58	6	83	9
60	58	53,93	8	23	3,6	120	118	112,58	6	100	9,7
65	63	58,93	8	27	3,9	130	128	122,58	6	118	10,6
70	68	63,93	8	32	4,2	140	138	132,58	6	139	11,5
75	73	68,93	8	37	4,5	150	148	141,50	5	157	14,8
80	78	73,93	8	43	4,8	160	158	151,50	5	180	15,8
85	83	78,93	8	49	5,2	170	168	161,50	5	205	16,9
90	88	83,93	8	55	5,4	180	178	171,50	5	231	17,9
95	93	88,93	8	62	5,8	190	188	181,50	5	259	18,8
100	98	92,58	6	67	8,1	200	198	189,87	4	283	25,9

Trapezgewinde bietet etwas mehr Sicherheit gegen Lösen. Die geneigte Fläche soll der Druckrichtung zugekehrt sein.

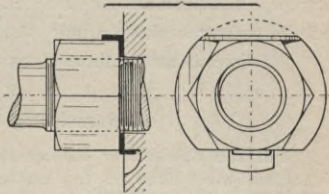
Tabelle über dieses Gewinde befindet sich in Dampfmaschinen I, Band.

Die Höhe der Kolbenmutter wird meistens gleich dem äusseren Gewindedurchmesser genommen (vergl. § 43 g).



c) Die Sicherung der Kolbenmutter gegen Sichselbstlösen.

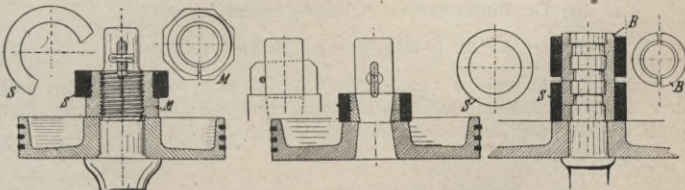
Wie schon erwähnt, bietet die konische Eindrehung der Mutter (Fig. rechts in § 101 a) sowie das Trapezgewinde einigen Schutz gegen Lösen. Gebräuchlich ist noch die Anwendung einer Kupferscheibe, welche nach dem Festziehen der Mutter umgebogen wird.



d) Kolbensicherung für Dampfhämmer.

Dieselben erfordern, der auftretenden Stösse wegen, eine besonders sorgfältige Befestigung der Kolbenmutter.

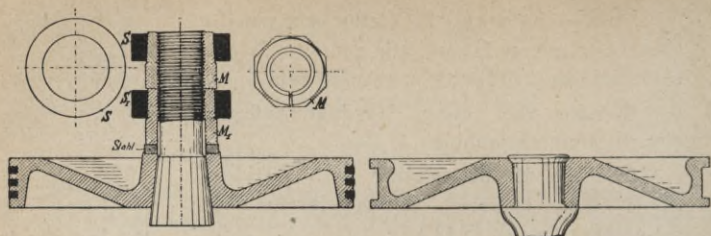
Nachstehende Abbild. zeigen hierfür geeignete Konstruktionen.



Kolben aufgeschumpft, Mutter *M* geschlitzt durch Schrumpfring *S* auf das Gewinde gezwängt.

Um den, für Aufschumpfen 0,3 mm enger gebohrten Kolben kommt zweiteiliger Ring durch Schrumpfring und Keil gesichert.

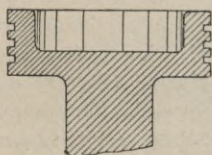
Stange kammzapfenartig konisch eingedreht und gut eingepasster Ring *B* auf die Stange gebracht. Ausserdem zwei Schrumpfringe *S*.



Verbindung des Kolbens mit Stange für 3000 kg Hammer. Trapezgewinde in 2 geschlitzten Muttern M und M_1 , die durch Schrumpfringe S und S_1 festgezängt werden.

Befestigung durch Aufnieten. Kolben warm auf Stange aufgezogen.

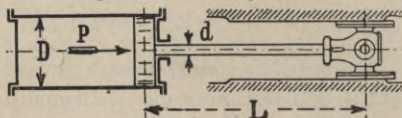
Stange mit Kolben aus einem Stück geschmiedet; bei Dampfhammerkolben mit dicker Stange erfolgreich ausgeführte Konstruktion.



e) Berechnung der Kolbenstangen.

Für die Stärke der Kolbenstangen hat man Erfahrungswerte zu beachten, wie solche in den Büchern „Pumpen u. Kompressoren“ und „Dampfmaschinen“ I. Band, angegeben sind.

Die Berechnung auf Festigkeit führt zu keinem Ergebnis, doch sei die übliche Rechnungsweise hier angedeutet.



Es bezeichne:

p den Druck auf die Arbeitsseite in Atm. abs.,

p_0 den Druck auf die Gegenseite in Atm. abs.,

D den Durchmesser des Arbeitszylinders in cm,

$$\text{Kolbendruck } P = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot (p - p_0) \text{ in kg} \dots \dots \dots (1)$$

Den Durchmesser d der Stange wählt man nach Tabellen aus den Büchern „Dampfmaschinen“, „Pumpen“ und „Gasmotoren“ und prüft dieselbe auf Zerknickungsfestigkeit nach § 14 d, Fall V.

Dann ist:

$$\text{Sicherheitsgrad } m = \frac{10 \cdot E \cdot J}{P \cdot L^2} \dots \dots \dots (2)$$

für Stahl $E = 2200000$, $J = \frac{\pi}{64} \cdot d^4$ nach § 39 eingesetzt, so ist:

$$\text{Sicherheitsgrad } m = 1100000 \cdot \frac{d^4}{P \cdot L^2} \dots \dots \dots (3)$$

$m \geq 15$ für einfachwirkende, $m \geq 25$ für doppeltw. Maschinen.

102. Zahnräder und Schraubenräder.

Vorteile des Zahnradbetriebes gegenüber Riemen- und Seilbetrieb:

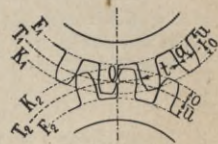
1. Anwendung ist bei kurzem Achsenstand möglich,
2. die Übertragung der Bewegung erfolgt genau, während bei Riemen- oder Seilbetrieb infolge Gleitens des Übertragungsmittels eine Verschiebung nicht zu vermeiden ist. Die Zahnräder finden deshalb auch sehr vielseitige Verwendung.

a) Die Verzahnung.

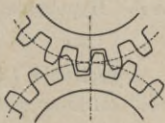
Das wichtigste an einem Zahnrad ist die Verzahnung. Das Zusammenarbeiten der Zähne soll wenig Reibung und möglichst wenig Geräusch verursachen, auch soll die Abnutzung möglichst gering sein.

In beistehender Fig. bedeutet:

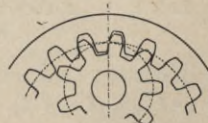
- \overline{R}_1 Teilkreis des einen Rades,
 K_1 Kopfkreis " " "
 F_1 Fusskreis " " "
 \overline{R}_2 Teilkreis des andern Rades,
 K_2 Kopfkreis " " "
 F_2 Fusskreis " " "
 t Teilung des Rades im Teilkreis in cm,
 o Kopfhöhe, u Fusshöhe, a Zahnstärke im Teilkreis.



Je nachdem die Zähne am äusseren oder am inneren Umfang des Radkranzes angeordnet sind, unterscheidet man:



Aussenverzahnung.



Innenverzahnung.

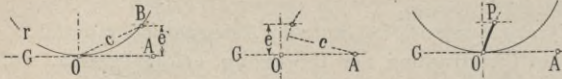
Die **Konstruktion der Zahnprofile** kann auf verschiedene Arten durchgeführt werden. Gewöhnlich benützt man Zykloiden oder Evolventen. Ausserdem gibt es aber noch eine Anzahl Verzahnungen, z. B. Punktverzahnung, Triebstockverzahnung, gemischte Verzahnung, Geradflankenverzahnung usw., deren Hauptunterschiede in nachstehendem kurz angegeben sind.

Bogenmaasse sind durch \frown , gerade Strecken durch $-$ gekennzeichnet, z. B. $\widehat{OB} = \overline{OA}$.

b) Die zyklischen Kurven.

Zum besseren Verständnis ist nachstehend nur die Auffindung eines Punktes der Kurve angegeben und der Vorgang in 3 nebeneinanderstehenden Figuren angedeutet.

1. Zyklode (Abwälzung des Kreises r auf der Geraden G).



Mache $\widehat{OB} = \widehat{OA}$,
nimm Sehne c in
den Zirkel,

schlage damit aus A
Kreisbogen, ziehe
durch B Horizontale,

so ist O und P je
ein Punkt der
Zyklode.

2. Epizykloide (Wälzung des Kreises r auf den Kreis G).

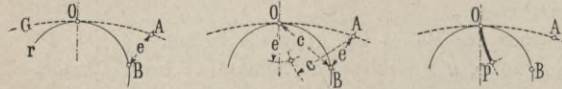


Mache $\widehat{OB} = \widehat{OA}$,
nimm Strecke e in
den Zirkel,

schlage damit aus O
Kreisbogen, nimm
Sehne c i. d. Zirkel,
schlage damit aus A
Kreisbogen,

so ist O und P
je ein Punkt
der Epizykloide

3. Hypozykloide (Wälzung des Kreises r in den Kreis G).

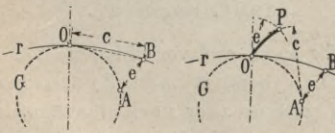


Mache $\widehat{OB} = \widehat{OA}$,
nimm Strecke e in
den Zirkel,

schlage damit aus O Kreis-
bogen, nimm Sehne c i. d.
Zirkel und schlage aus A
Kreisbogen,

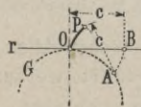
so ist O und P je
ein Punkt der
Hypozykloide.

4. Perizykloide (Wälzung des Kreises r auf den Kreis G).



Mache $\widehat{OB} = \widehat{OA}$, nimm Sehne c in
den Zirkel und schlage damit aus A
Kreisbogen, ebenso schlage mit Strecke
 e aus O Kreisbogen, so ist O und P
je ein Punkt der Perizykloide.

5. Evolvente (Wälzung einer Geraden auf Kreis).



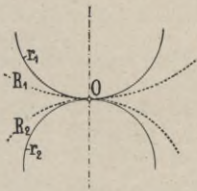
Mache $\widehat{OB} = \widehat{OA}$, schlage
Kreisbogen mit c aus A und
" " \widehat{AB} " O
so ist O und P je ein Punkt
der Evolvente.

Wie entsteht die Zahnform aus den cyklischen Kurven?

Dies zeigen anschaulich nachstehende 2 Schemas.

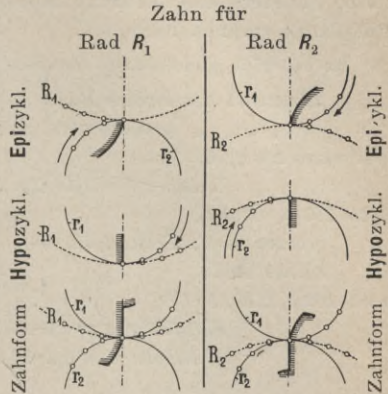
c) Aussenverzahnung (Schema 1).

R_1 und R_2 seien die Teilkreise zweier Räder, welche zusammen arbeiten sollen.



Im Schema sind die Teilkreise mit - - - -, die Rollkreise mit ——— angedeutet. Bei aussenverzahnten Rädern ist stets:

Kopfflanke eine Epizykloide,
Fussflanke eine Hypozykloide.



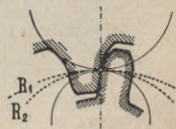
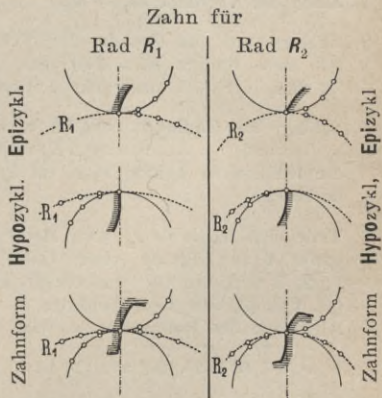
d) Innenverzahnung (Schema 2).

R_1 und R_2 sind Teilkreise zweier Räder. Das kleine Rad soll am inneren Umfang des grossen Rades arbeiten.

Die Entstehung der Zahnkurven durch Wälzen der Rollkreise auf den Teilkreisen ist in nebenstehenden Abbildungen leicht verständlich dargestellt.

Das innenverzahnte Rad erhält (umgekehrt wie aussenverzahnte Räder) als

Kopfflanke eine Hypozykloide,
Fussflanke eine Epizykloide.



e) Zykloidenverzahnung.

Die theoretisch richtigste Verzahnung ist die Zykloidenform, da stets eine konkave Kopf flank mit einer konvexen Fussflanke zusammenarbeitet.

Es sei hier gleichzeitig ein Beispiel gewählt und zwar:

Zähnezahl des kleinen Rades $z_2 = 12$ }
 „ „ grossen „ $z_1 = 20$ } Modul = 13,
 also nach 103 a, Gl. 1:

$$\text{Teilung } t = 3,14 \cdot 13 = 40,8 \text{ mm,}$$

nach 103 a, Gl. 2:

$$\text{grosses Rad: Teilkreisdurchm. } 2 R_1 = 13 \cdot 20 = 260 \text{ mm,}$$

$$\text{kleines Rad: „ } 2 R_2 = 13 \cdot 12 = 156 \text{ „ ,}$$

nach 103 b, Tab. 1:

$$\text{Kopfhöhe } o = 0,3 \cdot 40,8 = 14,2 \text{ mm,}$$

$$\text{Fusshöhe } u = 0,4 \cdot 40,8 = 16,3 \text{ „}$$

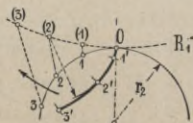
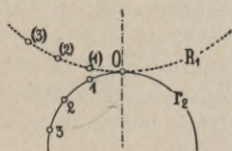
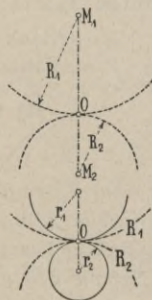
Reihenfolge für das Aufzeichnen.

Mit Rücksicht auf Anfänger sei der ganze Konstruktionsgang an 8 Abbildungen gezeigt, obwohl man bei Festlegung der Zahnform nur eine Figur zeichnet.

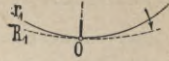
1. Ziehe die Vertikale $M_1 - M_2$.
2. Schlage auf die Gerade die Teilkreise mit den Radien $R_1 = 130 \text{ mm}$, $R_2 = 78 \text{ mm}$, die sich im Punkt 0 berühren.
3. Schlage mit Radius $r_1 = 0,5 R_1 = 65 \text{ mm}$ und „ $r_2 = 0,5 R_2 = 39 \text{ mm}$ die Rollkreise, welche sich im Punkt 0 berühren.
4. Teile den Rollkreis r_2 vom Berührungspunkt 0 in beliebig viele Teile, z. B. 1, 2, 3 und ermittle die entspr. Punkte (1), (2), (3) auf dem Teilkreis R_1 durch Abwälzen des Rollkreises, so dass

$$\widehat{01} = \widehat{0(1)}, \widehat{02} = \widehat{0(2)} \text{ usw.}$$

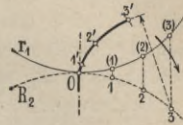
5. Schlage nun in der in 102 a angegebenen Weise mit $\widehat{01}$ aus (1) Kreisbogen ebenso mit $\widehat{1(1)}$ aus 0, so ist der Schnittpunkt 1' der beiden Kreisbogen ein Punkt der Zahnflanke. Ebenso ermittle die andern Punkte 2', 3' usw.



6. Die Flankenform des Zahnfußes (Hypozykloide) wird bei Rollkreisradius = $0,5 \cdot$ Teilkreisradius von 0 aus eine Radiale.*) Die zeichnerische Ermittlung der einzelnen Punkte ist in 102 a gezeigt.



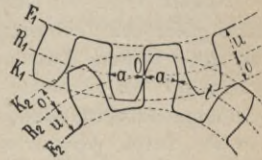
7. Die Zahnform des Rades R_2 wird auf dieselbe Weise bestimmt, indem man die Punkte der Epizykloide durch Abwälzen des Rollkreises r_1 auf Teilkreis R_2 bestimmt und als Hypozykloide von 0 aus eine Radiale zieht, da $r_2 = 0,5 R_2$ gewählt wurde.



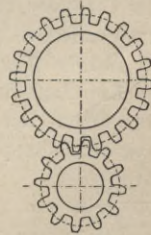
Die Vereinigung der unter 1.—7. angegebenen Konstruktionen gibt dann nebenstehendes Endresultat, wodurch die Zahnformen der Räder bestimmt sind.



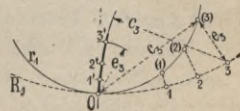
8. Trage von 0 aus nach beiden Seiten auf Teilkreis R_1 und R_2 die Teilung $t = 40,8 \text{ mm}$ ab, ebenso die Zahnstärke $a = \frac{19}{40} \cdot 40,8 = 19,6 \text{ mm}$.
9. Trage Kopfhöhe $o = 0,3 \cdot 40,8 = 14,2 \text{ mm}$ radial von 0 aus ab und ziehe die Kopfkreise K_1 und K_2 .



10. Ziehe im radialen Abstände $u = 0,4 \cdot 40,8 = 16,3 \text{ mm}$ von Punkt 0 die Fusskreise F_1 und F_2 .



11. Vollende das Zahnprofil durch Einzeichnen der Zähne mit derselben Zahnform im Abstände t auf beiden Teilkreisen.

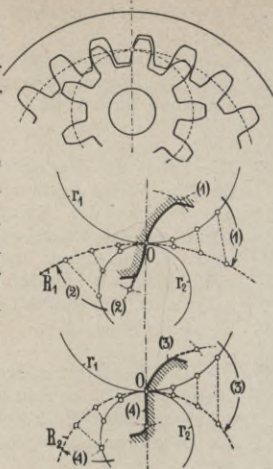


*) Fussnote zu 6. Bei $r = 0,5 R$ wird bei kleineren Rädern die Zahnform erheblich unterschritten, d. h. die Zahnstärke am Fusskreis schwächer als im Teilkreis, was aus Festigkeitsrücksichten ungünstig ist. Man wählt deshalb den Rollkreisradius bei kleineren Rädern ($z < 13$) etwa $r = 0,4 R$. Die Fussflanke erhält dann die in vorstehender Abbild. gezeigte Form.

f) Zykloiden-Innenverzahnung.

Das Räderpaar des vorigen Beispiels sei als innenverzahnte Räder durchzubilden.

Die Konstruktion erfolgt, wie schon in 102 d gezeigt, durch Abwälzen der Rollkreise auf bezw. in den Teilkreisen R_1 und R_2 . Die durch die Abwälzung in der Pfeilrichtung (1) bis (4) sich ergebenden Kurven sind ebenfalls mit (1) bis (4) bezeichnet. Die Ermittlung der einzelnen Kurvenpunkte erfolgt in derselben Weise wie unter 102 b erklärt.



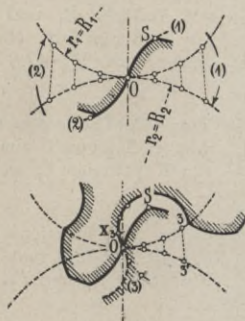
g) Punktverzahnung.

Wählt man die Radien der Rollkreise gleich den Teilkreisradien, so werden die beiden Fussflanken (Hypozykloiden) zu Punkten. Die Epizykloiden (Kopfflanken) (1) und (2) werden durch Abwicklung der Teilkreise R_1 und R_2 in der entspr. Pfeilrichtung (1) bzw. (2) ebenso wie in in 102 b ermittelt.

Bei dieser Verzahnung kommen nur die Kopfflanken zum Eingriff.

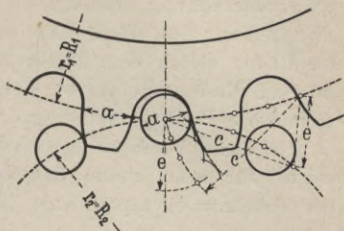
Die Form der Fusskurve wird dem Weg der Zahnspitze S entsprechend gewählt.

Man teilt den Teilkreis R_1 in beliebig viele Teile und ermittelt die entspr. Punkte auf dem Teilkreis R_2 , z. B. 3, 3'. Schlage nun mit $\overline{03'}$ Kreisbogen aus 3, mit $\overline{33'}$ Kreisbogen aus 0 ergibt Schnittpunkt (3). Schlage nun mit $\overline{03'}$ aus 3, mit $\overline{0S}$ aus (3) Kreisbogen, so ist der Schnittpunkt x_3 ein Punkt der Fusskurve. Auf dieselbe Weise ermittle die andern Punkte. Man kann bei dieser Verzahnung bis auf $z=4$ Zähne herunter gehen, jedoch wird dieselbe nur in Ausnahmefällen angewandt, da der Verschleiss infolge der geringen Anlage (nur im Punkte 0) verhältnismässig gross ist.



h) Triebstockverzahnung.

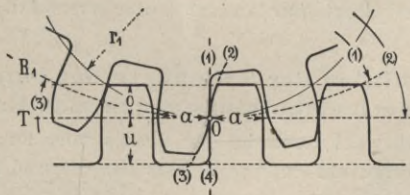
Wird auch hier der Rollkreisradius gleich dem Teilkreisradius gewählt, so ist die Hypozykloide ein Punkt. Dieser Punkt wird ersetzt durch einen Kreis von der Zahnstärke a als Zähne des zweiten Rades. Konstruiere dann die Epizykloide nach den in 102 b angegebenen Regeln, so ist die tangential an den Kreis a gezogene Aequidistante die Kurve für den Zahnkopf des Getriebes. Kopfhöhe wählt man nach § 103 b, Tab. 1. Die Fussflanken zweier Zähne bilden einen Halbkreis, dessen Mittelpunkt auf dem Teilkreis liegt.



Die Triebstockverzahnung findet Anwendung im Hebezeugbau. Um den Reibungsverlust möglichst gering zu halten, führt man vielfach die runden Zähne als Rollen aus, wodurch die Reibung bedeutend vermindert wird.

i) Zahnstange mit Zykloidenverzahnung.

Durch Abwälzen des Rollkreises r_1 auf R_1 in der Pfeilrichtung (1) ergibt sich Hypozykloide (1), in der Pfeilrichtung (2) gibt Zykloide (2).



Bei der Zahnstange wird der Rollkreis ∞ . Durch Abwälzung der Geraden T auf Teilkreis R_1 ergibt sich eine Evolvente (3) als Kopfbegrenzung des Rades R_1 . Die Fussflanke (4) der Zahnstange ziehe von 0 senkrecht zu T .

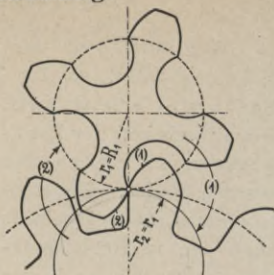
Kopfhöhe, Fusshöhe und Zahnstärke wähle nach § 103 b, Tab. 1. Bequemer als Zykloidenverzahnung zeichnet sich die Evolventenverzahnung nach den Angaben in § 103 e.

k) Gemischte Verzahnung.

In 102 g hatten wir die Rollkreise beider Räder gleich den Teilkreisradien gewählt und dadurch die Punktverzahnung erhalten.

Wählen wir nun die Rollkreise beider Räder gleich dem Teilkreis des kleinen Rades, so ergibt sich die gemischte Punktverzahnung.

Auch diese Verzahnung wird man nur für sehr kleine Zähnezahlen (bis $z = 4$) anwenden. Zahnabmessungen nach 103 b Tab. 1.



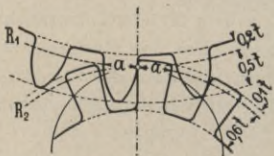
l) Geradflankenverzahnung.

Bei dieser selten ausgeführten Verzahnung wird der Kopfkreis des einen Rades dem Teilkreis möglichst nahe gebracht. Man setzt meistens:

Kopfhöhe 0,1 t, Fusshöhe 0,6 t.

Die Zahnflanken des Rades R_2 sind dann Radiale.

Rad R_1 erhält gewöhnliche Zykloiden-Verzahnung.



Diese Räder arbeiten ungünstig, da von R_2 nur der Zahnkopf, von R_1 nur der Zahnfuß zusammenarbeiten, die Zahnflanken sich also nicht so abrollen wie bei der gewöhnlichen Zykloiden-Verzahnung, daher auch ein grösserer Verschleiss der Zähne.

Der Vorteil liegt nur in der einfacheren Ausführung des Rades R_2 .

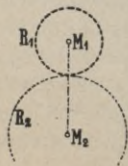
m) Konstruktion der Zahnkurve des einen Rades nach derjenigen eines gegebenen Rades.

Es kommt wohl auch in der Praxis vor, zu einem vorhandenen Zahnrad ein entsprechendes Eingriffsrad zu zeichnen.

Hierbei gilt als Hauptregel:

Ein Punkt der Zahnkurve gelangt an seinen Eingriffsort, wenn die zugehörige Normale durch den Zentralpunkt O geht.

Beispiel. Das Rad R_1 sei vorhanden, gesucht die zugehörige Zahnform des Rades R_2 . Der Deutlichkeit wegen sei der ganze Vorgang des Aufzeichnens in vier Figuren dargestellt.



- I. Punkte der gegebenen Zahnkurve seien 1, 2, 3, 4
- II. Errichte Senkrechte auf die Zahnkurve, das ergibt nach Fig. 1 auf den Teilkreis R_1 des vorhandenen Rades die Punkte 1', 2', 3', 4'

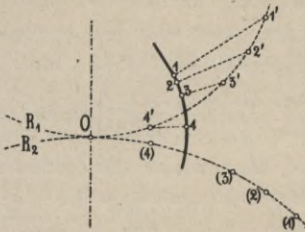


Fig. 1.

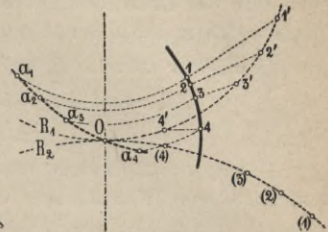


Fig. 2.

- III. Ermittle nach Fig. 1 die entsprechenden Punkte auf dem Teilkreis R_2 durch Abwälzen von R_1 auf R_2 , ergibt (1), (2), (3), (4)
- IV. Schlage Kreisbogen aus Mittelpunkt M_1 des vorhandenen Rades*) durch 1, 2, 3, 4
- V. Schlage Kreisbogen aus O mit Entfernung $\overline{11'}, \overline{22'}, \overline{33'}, \overline{44'}$ so erhalten wir die Punkte der Eingriffslinie $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$
- VI. Schlage jetzt aus Mittelpunkt M_2 des neuen Rades*) Kreisbogen durch $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$
- VII. Ebenso Kreisbogen aus Punkte (1), (2), (3), (4) mit Entfernung $\overline{11'}, \overline{22'}, \overline{33'}, \overline{44'}$
- VIII. so ergeben sich die einzelnen Punkte . . . x_1, x_2, x_3, x_4 als Punkte der gesuchten Zahnflanke des Rades R_2 .

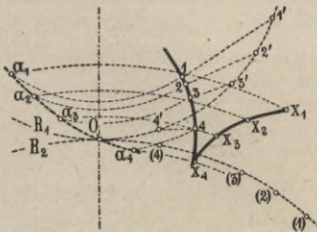


Fig. 3.

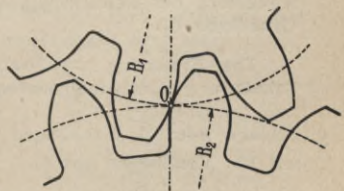


Fig. 4.

In Fig. 4 sind die Zahnkurven nach dem Berührungspunkte O der Teilkreise verlegt.

*) M_1 und M_2 in Figur voriger Seite unten.

n) Evolventenverzahnung.

Die Evolventenverzahnung ist im allgemeinen Maschinenbau die gebräuchlichste wie in 103 c erklärt. Für die genaue Konstruktion der Evolventenkurven genügt nachstehende Anleitung, nach welcher selbst der Anfänger leicht zum Ziel kommt.

Es sei hier dasselbe Beispiel gewählt wie in 102 e, also:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Zähnezahl des kleinen Rades } z_2 = 12 \\ \text{„ „ „ grossen „ } z_1 = 20 \end{array} \right\} \text{Modul} = 13.$$

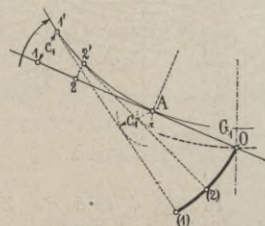
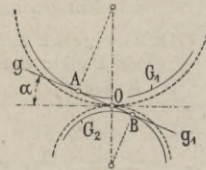
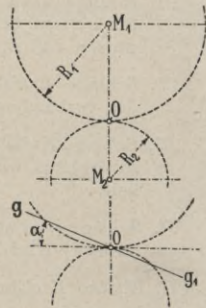
Teilung $t = 13 \cdot \pi = 40,8$ mm, Durchmesser des grossen Rades $2 R_1 = 260$ mm, Durchmesser des kleinen Rades $2 R_2 = 156$ mm, Zahnstärke $a = 14,2$ mm, Fusshöhe $u = 16,3$ mm.

Reihenfolge für das Aufzeichnen.

1. Ziehe die Vertikale $M_1 - M_2$.
2. Schlage auf dieser Geraden die Teilkreise mit den Radien $R_1 = 130$ mm, $R_2 = 78$ mm, die sich im Punkt 0 berühren.
3. Ziehe unter einem Eingriffswinkel α durch 0 eine Gerade $g - g_1$, die sog. Eingriffslinie.
4. Schlage tangential an letztere aus den Radmittelpunkten die sog. Grundkreise G_1 und G_2 .
5. Teile die Strecke \overline{Ag} in beliebig viele gleiche Teile, z. B. 1, 2, und ermittle die entsprechenden Punkte auf den Grundkreis G_1 , z. B. $1'$, $2'$, durch Abwälzung der Geraden $\overline{g g_1}$ auf dem Grundkreis G_1 .

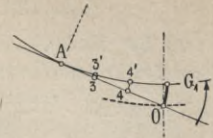
Die Ermittlung der Punkte der Zahnkurve geschieht folgendermassen:

6. Schlage mit $\overline{01}$ Kreisbogen aus $1'$ mit $\overline{11'}$ Kreisbogen aus A .
7. Ziehe von $1'$ eine Gerade tangential an letzteren und verlängere dieselbe, so ist der Schnittpunkt mit Kreisbogen aus $1'$ ein Punkt der Evolvente. *)



*) Fussnote nächste Seite.

8. Teile Strecke AO ebenfalls in beliebig viele Teile und ermittle die entsprechenden Punkte auf den Grundkreis G_1 .

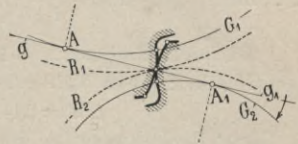


9. Durch Abwälzung der Geraden in der Richtung des Pfeiles ergibt die jeweilige Lage des Punktes 0 den Verlauf der Fusskurve bis zum Grundkreis.

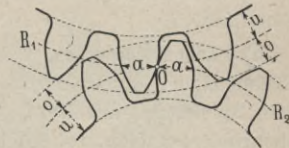
Die Zahnflankenkurve für Rad R_2 ergibt sich auf dieselbe Weise durch Abwälzung der Geraden auf den Grundkreis G_2 . Die Einteilung hat dann von A_1 aus zu erfolgen.

Das Endergebnis gibt dann beistehende Abbild.

Der Verlauf der Zahnflanke von Grundkreis bis Fusskreis ist eine Radiale.



10. Trage nun von 0 aus die Teilung $t = 40,8 \text{ mm}$ auf R_1 und R_2 ab.



11. Ebenfalls von 0 auf R_1 und R_2 die Zahnstärke $a = \frac{19}{40} \cdot 40,8 = 19,6 \text{ mm}$.

12. Trage Kopfhöhe $o = 0,3 \cdot 40,8 = 11,2 \text{ mm}$ von 0 aus ab und zeichne den Kopfkreis.

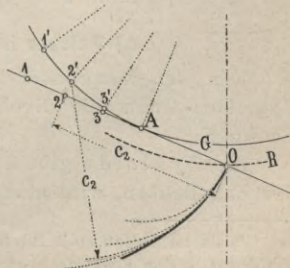
13. Fusshöhe $u = 0,4 \cdot 40,8 = 16,3 \text{ mm}$ von 0 aus abgetragen ergibt den Fusskreis.

14. Vollende den Zahnkranz durch Einzeichnen des Zahnprofils im Abstände t auf dem Teilkreis (etwa durch Pausen der Zahnflanke).

Das genaue Aufzeichnen der Zahnform macht besonders bei kleinen Teilungen Schwierigkeiten. Nach dem in 103 d angegebenen Verfahren kommt man besser zum Ziel.

*) Fussnote zu vorhergehender Seite.

Man kann auch aus den Punkten $1', 2', 3'$ usw. mit den zugehörigen Strecken $\overline{01}, \overline{02}, \overline{03}$ Kreisbogen schlagen, dann ist die Zahnform durch die äussere Begrenzungslinie der Kreisbogen bestimmt.



103. Das zweckmässigste Verfahren.

a) Der Modul. Zur Erzielung einfacher Beziehungen zwischen Teilkreisdurchmesser, Teilung und Zähnezahl führt man das Verhältnis $\frac{\text{Teilung in mm}}{3,14}$, und bezeichnet diesen Quotienten mit „Modul“, also:

$$\text{Modul} = t \text{ in mm} : \pi; \quad \text{Teilung } t = \pi \times \text{Modul in mm} \quad (1)$$

alte Berechnung

mit Modul gerechnet

$$\text{Teilkreisdurchm. } 2R = z \cdot \frac{t}{\pi}$$

$$2R = z \times \text{Modul in mm.} \quad (2)$$

$$\text{Zähnezahl } \dots z = \frac{2R \cdot \pi}{t}$$

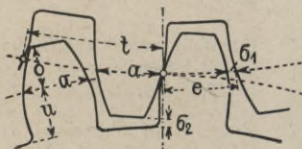
$$z = \frac{2R \text{ in mm}}{\text{Modul}} \dots (3)$$

Beispiel: Rad mit $z = 28$ Zähnen und Modul = 13 erhält nach Gleich. 2 einen Teilkreisdurchmesser von

$$2R = 28 \cdot 13 = 364 \text{ mm.}$$

Diese Rechnungsweise ist allgemein (auch im Ausland) gebräuchlich.

b) Zahnabmessungen. Gut gefräste Räder sollen möglichst ohne Spielraum arbeiten, bei unbearbeiteten (sog. rohen) Rädern muss wegen der nicht zu vermeidenden Unregelmässigkeiten die Zahnücke grösser sein als der Zahn.



Tab. 1. Zahnabmessungen.

unbearbeitet	gefästä
Kopf $o = 0,3t = 0,95 \times \text{Modul in mm}$	$0,32 t = \text{Modul in mm}$
Fuss $u = 0,4t = 1,25 \times \text{Modul in mm}$	$0,38 t = 1,2 \times \text{Modul}$
Zahnstärke $\alpha = \frac{19}{40} t \text{ in mm}$	$0,5 t$
Zahnücke $e = \frac{21}{40} t \text{ " "}$	$0,5 t$
Spielraum $\sigma_1 = \frac{2}{40} t \text{ " "}$	Null
" $\sigma_2 = 0,1 t \text{ " "}$	$0,06 t$

c) Welches ist die beste Verzahnung?

Von den besprochenen Verzahnungsmethoden haben die Zykloiden- und die Evolventen-Verzahnung besondere Bedeutung.

Die Zykloide gibt die vorteilhafteste Abwälzung der Zahnflanken, wird aber die Achsenentfernung $R_1 + R_2$ nicht

* Es ist üblich, mit Rücksicht auf die Festigkeitsberechnung die Teilung t in den Formeln in cm auszudrücken.

ganz genau eingehalten, so arbeiten diese Räder unvorteilhaft. Bei der Evolventen-Verzahnung macht eine derartige Abweichung nicht so viel aus. Zudem können die Evolventenräder als Satzräder (vergl. 106 a) Verwendung finden, Zykloidenräder dagegen nur, wenn die Zahnformen nach gleich grossen Rollkreisen konstruiert sind, dabei muss die Grösse der Rollkreise gleich der Hälfte des Teilkreises vom kleinsten Satzrad sein.

Die Zykloidenverzahnung findet deshalb nur zu besonderen Zwecken Verwendung. Für den praktischen Maschinenbau wird der

Evolventenverzahnung

entschieden der Vorzug gegeben.

Wird die Evolvente wie üblich mit

15° Eingriffswinkel

konstruiert, dann erhalten die Räder mit weniger als 31 Zähnen den Zahnfuss unterschritten (*Fig. 1*). Diesen Nachteil kann

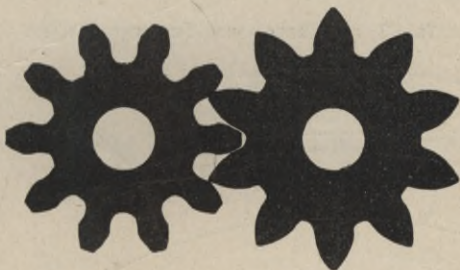


Fig. 1, mit 15°.

Fig. 2, mit 22° 30' und vergrössertem Kopfkreis.

man vermeiden, wenn die Eingriffswinkel nach folgender Tabelle gewählt werden.

Tab. 2. Eingriffswinkel,

wenn der Zahnfuss nicht unterschritten sein soll.

Zähnezahl =	10	15	20	25	31 und mehr,
Winkel =	22½°	20°	18½°	17°	15°.

Man kann auch den Zahnkopf höher und den Zahnfuss entsprechend niedriger legen, wie in *Fig. 2* angedeutet.

Im allgemeinen ist aber die normale Evolventenverzahnung (mit 15°) bis herab zu 12 Zähnen noch gut anwendbar;

*) Die Getriebe *Fig. 1* und *2* wurden von Stolzenberg & Co. ausgeführt, sie arbeiten zusammen trotz der augenscheinlich grossen Verschiedenheiten vollkommen korrekt und spielfrei. Die Zahnflanken berühren sich bei der Abwälzung auf den ganzen dafür in Betracht kommenden Flächen.

das Unterschneiden des Zahnfusses ist überhaupt nicht bedenklich.

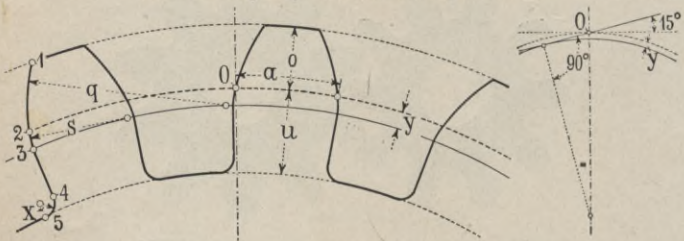
Das Aufzeichnen der Evolvente

an sich bietet Schwierigkeiten, ist umständlich und nicht jedem geläufig, wird überdies zur Unmöglichkeit, wenn es sich um Verzahnungen mit kleinen Teilungen handelt. Diesen Übelstand sucht man durch die bekannten Kreisbogenverzahnungen zu umgehen. Letztere sind aber alle mit Fehlern behaftet. Je weniger Zähne das Rad, desto grösser wird der Fehler.

d) Die beste Verzahnung.

Mit nachstehendem Verzahnungsverfahren lassen sich für alle Zähnezahlen von 10 aufwärts bis zur Zahnstange die Zahnformen mit, für praktische Zwecke genügender Genauigkeit, bequem und genau aufzeichnen. Für Räder mit Aussenverzahnung gibt nachstehende Tabelle alle nötigen Maasse.

Tab. 3. Kopfbogen- und Fussbogen-Radien.



Zähnezahl $z = 10$ bis 19.

Zähnezahl	$z =$	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
Kopf, Radius	$q =$	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3	3,1	3,2
Fuss, „	$s =$	0,7	0,85	1	1,1	1,2	1,3	1,45	1,6	1,7	1,8

Zähnezahl $z = 20$ bis 34.

Zähnezahl	$z =$	20	21	22	23	24	26	28	30	32	34
Kopf, Radius	$q =$	3,3	3,4	3,5	3,6	3,7	3,8	3,9	4	4,1	4,2
Fuss, „	$s =$	1,9	2	2,1	2,2	2,3	2,4	2,6	2,8	3	3,3

Zähnezahl $z = 35$ bis 350.

Zähnezahl	$z =$	35–39	40–49	50–59	60–69	70–89	90–119	120–179	180–350
Radius	$q = s =$	4,2	4,9	5,7	6,5	7,7	9,8	13	21

Die Zahlen der Tab. 3 sind mit dem Modul zu multiplizieren, beispielsweise für $z = 18$, Modul 13 ist $q = 3,1 \cdot 13 = 40,3$ mm.

ferner ergibt:

Radius q den Kopfkreis (Linie 1—2),

„ **s** den Fusskreis (Linie 2—3).

Linie 3—4 wird **radial** nach dem Mittelpunkte des Rades gezogen.

Abrundung (Punkt 4—5) mit **Radius** $x = 0,2 \times \text{Modul}$. (4)

Die Mittelpunkte der Kopf- und Fussbogenradien liegen auf dem Konstruktionskreis, vom Teilkreis

Abstand $y = \frac{1}{60} \times \text{Teilkreisdurchmesser}$. . . (5)

(Der Konstruktionskreis lässt sich auch ermitteln durch Einzeichnen der Eingrifflinie unter 15° .)

1. Beispiel: Die Zahnformen für einen Trieb mit 16 Zähnen (unbearbeitet) und Modul 9 sind aufzuzeichnen.

Wir bestimmen vorerst:

Nach Tab. 1 \ } Kopfhöhe $o = 0,95 \cdot 9 = 8,5$ mm,

in 103 b . } Fusshöhe $u = 1,25 \cdot 9 = 11,2$ mm,

nach Gleich. 2: Teilkreisdurchmesser $2R = 16 \cdot 9 = 144$ mm,

demnach:

Kopfkreisdurchmesser $= 2R + 2o = 144 + 2 \cdot 8,5 = 161$ mm,

Fusskreisdurchmesser $= 2R - 2u = 144 - 2 \cdot 11,2 = 121,6$ mm.

Zeichne nun zuerst (nach Fig. 3) Teilkreis, Kopfkreis und Fusskreis, sodann Konstruktionskreis, hierfür ist:

nach Gl. 5: Abstand $y = \frac{1}{60} \times 144 = 2,4$ mm.

Ziehe durch den Mittelpunkt des Getriebes eine Senkrechte, gibt Punkt 0. Trage dann, vom Punkt 0 ausgehend, auf dem Teilkreis als Bogenmaass ab:

nach Gl. 1: die Teilung $t = \pi \cdot 9 = 28,3$ mm,

nach Tab. 1: Zahnstärke $a = \frac{19}{40} \cdot 28,3 = 13,5$ mm.

Es ergibt sich für 16 Zähne:

nach Tab. 3: Kopfbogenradius $q = 2,9 \cdot 9 = 26,2$ mm,

„ 3: Fussbogenradius $s = 1,45 \cdot 9 = 13,1$ mm.

Mit diesen Radien, deren Mittelpunkte auf dem Konstruktionskreis liegen, sind die ~~entz~~ Kreisbogen zu beschreiben.

Nach Gl. 4: Abrundungsradius $x = 0,2 \cdot 9 = 1,8$ mm.

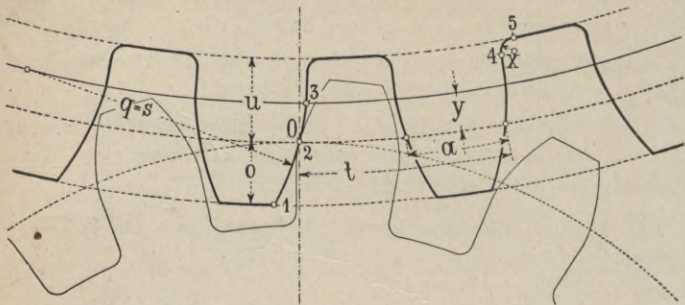
Ist die Zähnezahzahl grösser als 34 oder die Teilung klein, dann wird der Kopfbogen über den Teilkreis hinaus bis zum Konstruktionskreis gezogen.

Für diese Fälle ist der eine Kreisbogen genügend annähernd.

Die Figur der Tab. 3 zeigt dieses Beispiel in natürl. Grösse.

2. Beispiel: Zu dem im 1. Beispiel berechneten Getriebe sei ein Zahnrad mit 35 Zähnen aufzuzeichnen. Also

$$\text{Modul} = 9, z = 35, t = 9 \cdot \pi = 28,3 \text{ mm.}$$



Wir bestimmen zunächst:

Nach Tab. 1: $\left\{ \begin{array}{l} \text{Kopfhöhe } o = 0,95 \cdot 9 = 8,5 \text{ mm,} \\ \text{Fusshöhe } u = 1,25 \cdot 9 = 11,2 \text{ mm.} \end{array} \right.$

„ Gl. 2: $\begin{array}{l} \text{Teilkreisdurchm.} = 2R = 35 \cdot 9 = 315 \text{ mm,} \\ \text{Kopfkreisdurchm.} = 2R + 2o = 315 + 2 \cdot 8,5 = 332 \text{ mm,} \\ \text{Fusskreisdurchm.} = 2R - 2u = 315 - 2 \cdot 11,2 = 292,6 \text{ mm.} \end{array}$

Wir zeichnen zuerst Teilkreis, Kopfkreis und Fusskreis, sodann Konstruktionskreis

nach Gl. 5: Abstand $y = \frac{1}{60} \times 315 = 5,25 \text{ mm.}$

Ziehe durch den Mittelpunkt des Rades eine Senkrechte, gibt Punkt 0. Trage dann, vom Punkt 0 ausgehend, auf den Teilkreis als Bogenmaass ab:

nach Gl. 1: die Teilung $t = 9 \cdot \pi = 28,3 \text{ mm.}$

Nach Tab. 1: Zahnstärke $a = \frac{19}{40} \cdot 28,3 = 13,5 \text{ mm.}$

Es ergibt sich für 35 Zähne

nach Tab. 3: Kopfbogenradius $q = s = 4,2 \cdot 9 = 37,8 \text{ mm.}$

Mit diesem Radius, dessen Mittelpunkt auf dem Konstruktionskreis liegt, schlage durch 0 einen Kreisbogen bis zum Konstruktionskreis. Von letzterem aus bis zum Fusskreis wird die Zahnflanke radial gezogen.

Nach Gl. 4: Abrundungsradius $x = 0,2 \cdot 9 = 1,8 \text{ mm.}$

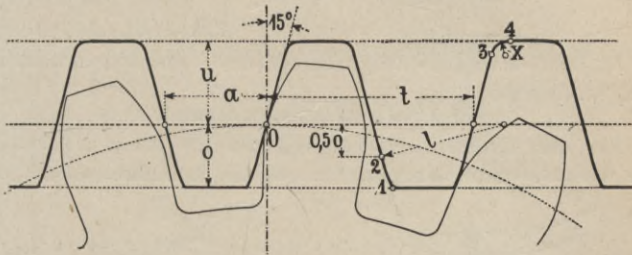
Obige Abbildung zeigt das Zahnprofil für das gerechnete Beispiel in natürlicher Grösse.

e) Die Zahnstange (Evolventenverzahnung).

Ziehe durch den Teilpunkt 0 tangential zum Teilkreis des Getriebes die Teillinie 7 der Zahnstange und trage die Teilung t auf, zeichne die Zahnflanken geradlinig unter 15°, halbiere die Zahnkopflinie und runde von diesem Punkt (2) aus den Zahnkopf mit einem Bogen vom Radius

l = 2 x Modul (6)

ab, dessen Mittelpunkt auf der Teillinie liegt.



3. Beispiel: Das Getriebe des 1. Beispiels, also: Teilung t = pi * 9 = 28,3 mm (unbearbeitet), soll mit einer Zahnstange zusammenarbeiten.

Zahnabmessungen a = 13,5 mm, o = 8,5 mm, u = 11,2 mm, wie in Beispiel 1 und 2.

Ferner wird:

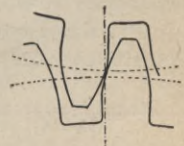
nach Gl. 6: Radius für den Kopf l = 2 * 9 = 18 mm,

„ „ 4: Abrundung x = 0,2 * 9 = 1,8 mm.

Obige Abbild. zeigt das Zahnprofil in natürlicher Grösse.

f) Sonderfälle.

Nicht selten muss man von den gegebenen Regeln abweichen, so z. B. wählt man bei Tonwalzwerken die Zahnabmessungen o und u um 1/3 grösser. Nach erfolgter Abnützung der Walzen werden die Räder näher zusammengedrückt. Die unrichtige Abwälzung der Zahnkurve zeitigt naturgemäss auch einen grösseren Verschleiss.



104. Eingrifflinie und Eingriffdauer.

Die **Eingrifflinie** zweier zusammenarbeitender Zahnräder ist bestimmt durch ihre Wälzkreise.

a) Zykloidenverzahnung.

Die Eingriffstrecke fällt mit den Rollkreisen zusammen bis zum Schnittpunkt der Kopfkreise mit den Wälzkreisen.

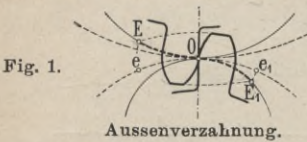


Fig. 1.

Fig. 2.

Aussenverzahnung.

Innenverzahnung.

In *Fig. 1—2* sind die Eingriffstrecken ---- ausgezogen und mit EOE_1 bezeichnet.

b) Evolventenverzahnung.

Bei der Evolventenverzahnung ist die Eingrifflinie eine Gerade, welche tangential die beiden Grundkreise berührte

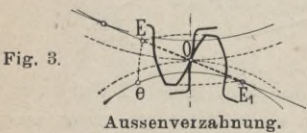


Fig. 3.

Fig. 4.

Aussenverzahnung.

Innenverzahnung.

Die Eingriffstrecke ist bestimmt durch die Schnittpunkte der Kopfkreise mit der Eingrifflinie, in *Fig. 3—4* mit EOE_1 .

c) Die Eingriffdauer.

Die Länge der Eingriffstrecke bezogen auf den Abwälzkreis bezeichnet man mit Eingriffbogen, so dass also:

$$\text{Eingriffstrecke} = \text{Eingriffbogen}$$

Die Eingriffdauer wird durch das Verhältnis $\frac{\text{Eingriffbogen}}{\text{Teilung}}$ ausgedrückt und zwar gilt folgende Bedingung:

$$\text{Eingriffdauer } \tau = \frac{\text{Eingriffstrecke}}{\text{Teilung}} \geq 1 \dots \dots (7)$$

d. h. die Zahl der zu gleicher Zeit arbeitenden Zähne muss mindestens 1 sein.

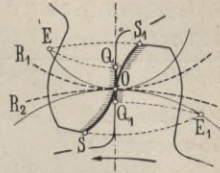
Bei Evolventenverzahnung ist zur Bestimmung der Eingriffdauer die Teilung t auf den Grundkreis zu beziehen, also:

$$\text{Eingriffdauer } \tau = \frac{\text{Eingriffstrecke}}{\text{Teilung}} \cdot \frac{\text{Teilkreisradius}}{\text{Grundkreisradius}} \geq 1 \dots (8)$$

Eingriffdauer τ muss bei Berechnung der Zahnreibung (nächste Seite) berücksichtigt werden; man setzt angenähert $\tau = 1$.

105. Die Zahnreibung.

Bei Beginn des Eingriffes in Punkt E_1 kommt der Scheitelpunkt S des Rades R_1 mit dem Punkt Q_1 der Fussflanke des Rades R_2 in Berührung. In der gezeichneten Stellung fällt der Berührungspunkt mit Punkt O zusammen. Bis zu diesem Punkte gelangte von Rad R_1 die Kopfflanke OS mit Strecke OQ_1 der Fussflanke des Rades R_2 in Berührung. Durch die verschiedenen Längen der abgewälzten Flächen ist erklärlich, dass ein Gleiten um die Strecke $OS - OQ_1$ stattgefunden haben muss.



Auf der Strecke OE gelangen in ähnlicher Weise die Strecken OS_1 und OQ zur Abwälzung.

Während der ganzen Eingriffstrecke E_1OE findet also ein Gleiten um die Strecke $SS_1 - QQ_1$ statt.

Die durch das Gleiten hervorgerufene Reibung berechnet sich dann folgendermaassen:

Es bezeichne:

P den Umfangsdruck im Teilkreis in kg, *)

μ den Reibungskoeffizient nach Tab. 4, folgende Seite,

so ist während der Eingriffdauer

$$\text{Reibungsverlust} = P \cdot \mu \cdot (SS_1 - QQ_1) \text{ in mkg}$$

und das Verhältnis der abgegebenen Arbeit zur aufgewendeten Arbeit:

$$\eta = 1 - \mu \cdot \frac{SS_1 - QQ_1}{EE_1} \dots \dots \dots (9)$$

Mit Berücksichtigung der Bachschen Entwicklungen wird dann:

$$\text{Wirkungsgrad } \eta = 1 - \pi \cdot \mu \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \cdot \frac{\tau}{2} \dots \dots (10)$$

worin Eingriffdauer $\tau = \frac{\text{Eingriffstrecke}}{\text{Teilung}}$ bedeutet,

z_1 und z_2 sind die Zähnezahlen der Räder.

Für Überschlagsrechnungen gibt Tab. 4 (nächste Seite) genügende Anhaltspunkte.

*) Der mittlere Zahndruck ist hier gleich dem Umfangsdruck P gesetzt.

Tab. 4. Wirkungsgrade der Zahnräder (Überschlagswerte).

Zähne {	unbearbeitet		gefräst	
	neu	eingelaufen	neu	eingelaufen
Reibungskoeff. $\mu =$	0,9 bis 0,4	0,20	0,15	0,1
Wirkungsgrad $\eta =$	0,7 „ 0,85	0,93	0,95	0,97
Verlust	30 0/0 bis 15 0/0	7 0/0	5 0/0	3 0/0

(Räder mit Innenverzahnung haben etwas besseren Wirkungsgrad.)

Die Werte der Tab. 4 sind berechnet für $\tau = 1$.

Die Reibung ist am grössten bei Beginn des Eingriffes, also in der Stellung Fig. 2, weshalb auch hier die grösste Abnutzung auftritt.

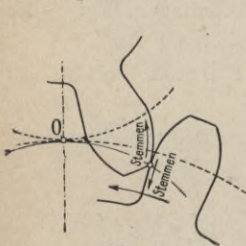


Fig. 2.

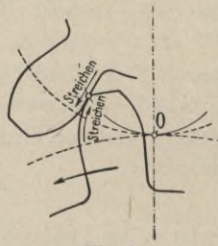


Fig. 3.

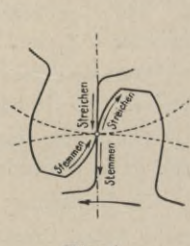


Fig. 4.

Bei Beginn des Eingriffes wirken die Zahnflanken „stemmend“ gegeneinander (Fig. 2), am Ende des Eingriffes dagegen „streichend“ (Fig. 3). Es ist leicht erklärlich, dass das „Stemmen“ grössere Reibungswiderstände entgegengesetzt als das „Streichen“.

Eine interessante Abhandlung über die Reibung der Zahnräder befindet sich in der Zeitschrift d. V. d. Ing. 1902, Seite 159 u. f. Dort sind die Reibungsverhältnisse theoretisch entwickelt und an Hand

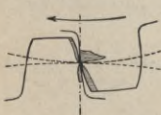


Fig. 5. Linde.

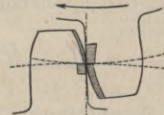


Fig. 6. Zykloide.

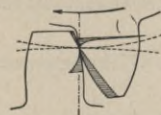


Fig. 7. Evolvente.

von Zeichnungen, z. B. Fig. 5—7, die Reibungsgrössen für verschiedene Verzahnungen durch horizontale Schraffur gekennzeichnet.

Im neuen Zustand ist die Zahnreibung wesentlich höher, denn nach einer gewissen Betriebszeit haben sich die Flächen der Zähne geglättet. Dieser Umstand ist in Tab. 4 berücksichtigt.

Welch' hohe Verluste unter Umständen durch Zahnreibung entstehen können, zeigt nachstehender praktischer Fall:

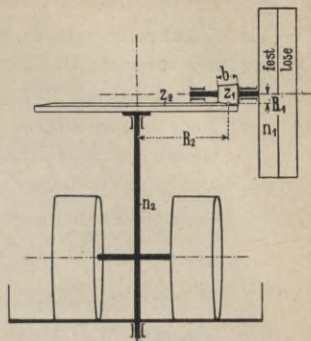
Zum Betriebe von 6 Kollergängen, die erfahrungsgemäss durchschnittlich je 28 PS benötigten, diente eine Lokomobile von 150 PS_e, die vorhandene Transmission gebrauchte etwa 10 PS. In den ersten Tagen konnte die Lokomobile nur etwa 3 Koller durchziehen und blieb bei weiterer Belastung stehen. Es trat nach und nach Besserung ein, und nach etwa sechswöchigem

Betrieb hatten sich die Koller soweit eingearbeitet, dass der Betrieb mit 6 Kollern anstandslos aufgenommen werden konnte.

Der Verlust durch Reibung der Zähne hat demnach etwa 35% betragen!

Das konische Räderpaar hat folgende Abmessungen:

$$\left. \begin{array}{l} z_1 = 13, \quad n_1 = 96, \quad R_1 = 15,5 \text{ cm} \\ z_2 = 90, \quad n_2 = 14, \quad R_2 = 107,5 \text{ "} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{Teilung} \dots = 7,5 \text{ "}, \\ \text{Zahnbreite} = 20,5 \text{ "}. \end{array}$$



106. Stirnräder.

Einteilung der Räder.

Satzräder. Ist die Verzahnungsart so gewählt, dass alle Räder von gleicher Teilung richtig miteinander arbeiten können, so nennt man dieselben Satzräder. Die Evolventenverzahnung gibt stets Satzräder, Zykloidenverzahnung dagegen nicht.

Krafträder:

Sehr kleine Tourenzahl $n < 10$ oder Betrieb nur kurze Zeit, wie z. B. bei Winden, Kranen, Aufzügen usw. Berechnung der Zähne auf Festigkeit nach 106 c.

Arbeitsräder:

Ununterbrochener, also dauernder Betrieb, wie z. B. bei Werkzeugmasch., Transmissionen und dergl.

Ausser Festigkeit der Zähne ist noch die Abnutzung und die Wärmeerzeugung von besonderer Bedeutung. Berechnung nach 106 d—f.

Berechnung der Zähne für Stirnräder.

a) Breite der Zähne.

Als Zahnbreite wählt man meistens ein vielfaches der Teilung und setzt als Breitenverhältnis ($b : t$).

Unbearbeitete Räder*) ($b : t = 2,5$ bis 3 . . . (1)

Bearbeitete Räder ($b : t = 3$ bis $3,5$. . . (2)

Genau gefräste Räder ($b : t = 3,5$ bis 4 . . . (3)

Für sehr hohe Umdrehungsgeschwindigkeiten (20 Mtr./Sek.) wie bei Dampfturbinen findet man

Zahnbreite bis $25 \times$ Teilung (4)

b) Berechnung der Teilung.

Der **Zahndruck** (die Umfangskraft im Teilkreis) ist in erster Linie maassgebend für die Bestimmung der Teilung. Es ist Zahndruck:



$$P = 716,2 \cdot \frac{N}{R \cdot n} = \frac{75 N}{U} = \frac{\text{Drehmom. in mkg.}}{R} \text{ in kg (5)}$$

N die Anzahl der zu übertragenden PS, n Tourenzahl i. d. Min., R Teilkreisradius in Mtr., U Umfangsgeschw. in Teilkreis in Mtr./Sek. Dann rechnet man allgemein:

$$\text{Teilung } t = \sqrt{\frac{P}{(b : t) k}} \text{ in cm (6)}$$

worin ($b : t$) **Breitenverhältnis** nach Gl. 1 bis 3, k ein Erfahrungswert je nach der Art des Betriebes.

Häufig sind die zur Ermittlung von P erforderlichen Werte nicht angegeben, dann ist Teilung

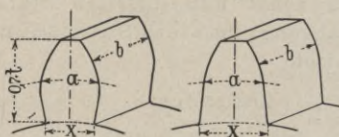
$$t = \sqrt{\frac{75 N}{(b : t) \cdot R \cdot U}} = 77 \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{n \cdot (b : t) \cdot k \cdot z}} = 1,85 \cdot \sqrt[3]{\frac{Md}{(b : t) \cdot k \cdot z}} \quad (7)$$

Nach der Biegungsfestigkeit in § 40 i würde sich ergeben:

$$M_b = P \cdot l = W \cdot \sigma_b \text{ in kgcm (8)}$$

$$\text{worin } W = \frac{1}{6} b \cdot x^2 \text{ in cm}^3 \quad (9)$$

Setzen wir als Annäherungswert $x = \frac{1}{2} t$ und nehmen den (kaum möglichen) ungünstigsten Fall an, dass P an der oberen Zahnkante angreift und nur ein Zahn arbeitet, so wird:



$$0,7 t \cdot P = \frac{1}{6} (\frac{1}{2} t)^2 \cdot b \cdot k_b \quad (10)$$

*) Bei zu breiten Rädern liegt (der nicht zu vermeidenden Ungenauigkeit wegen) der Zahn nicht auf der ganzen Länge an.

hieraus :

$$P = \frac{1}{6} \cdot \frac{0,5^2}{0,7} \cdot t \cdot b \cdot k_b = 0,06 k_b \cdot b \cdot t \text{ in kg} \quad . \quad . \quad (11)$$

$$\text{und Beanspruchung } \sigma_b = 0,06 \cdot \frac{P}{b \cdot t} \text{ in kg/qcm} \quad . \quad . \quad : \quad . \quad . \quad (12)$$

Diese Rechnungsweise wäre wohl für Krafträder durchführbar, aber nicht für Arbeitsräder (vergl. 106).

Setzen wir in Gleich. 11 den Wert $0,06 k_b = k$, so ergibt sich als **Hauptgleichung**

$$P = t \cdot b \cdot k = (b : t) \cdot t^2 \cdot k \quad . \quad . \quad . \quad (13)$$

k ist hier ein Koeffizient (Erfahrungswert), nur bei Krafträdern ist k gleichbedeutend mit $0,06 k_b$.

107. Krafträder.

Der Zahndruck kann ermittelt werden nach Gleich. 5.

$$\text{Zähnezahl des kleinen Rades nicht unter 13} \quad . \quad . \quad (14)$$

$$\text{Übersetzungsverhältnis bis zu 1:10} \quad . \quad . \quad . \quad (15)$$

$$\text{Zahnbreitungsverhältnis } (b : t) = 2,5 \text{ bis } 3 \quad . \quad . \quad . \quad (16)^*$$

Selbst wenn die Räder breiter als $2 \cdot t$ ausgeführt sind, setzt man für unbearbeitete Räder als **wirklich arbeitende** Breite höchstens $2 \times$ Teilung ein, der Wert $b = 2 \cdot t$ in Gleich. 13 eingesetzt gibt:

$$\text{Zahndruck } P = 2 t^2 \cdot k \text{ in kg, Teilung } t = 0,71 \sqrt{P : k} \text{ in cm} \quad (17)$$

Für Krafträder mit rohen Zähnen folgt dann :

$$\text{Grauguss} \left\{ \begin{array}{l} \text{Zuläss. Zahndruck } P = 40 \cdot t^2 \text{ in kg} \quad . \quad . \quad (18) \\ \text{Nötige Teilung } t = 0,16 \cdot \sqrt{P} \text{ in cm} \quad . \quad (19) \\ \text{oder Modul} = \frac{t \text{ in mm}}{\pi} = 0,5 \cdot \sqrt{P} \quad . \quad . \quad (20) \end{array} \right.$$

$$k \sim 20$$

$$\text{Stahlguss} \left\{ \begin{array}{l} \text{Zuläss. Zahndruck } P = 80 t^2 \text{ in kg} \quad . \quad . \quad (21) \\ \text{Nötige Teilung } t = 0,11 \sqrt{P} \text{ in cm} \quad . \quad (22) \\ \text{oder Modul} = \frac{t \text{ in mm}}{\pi} = 0,35 \sqrt{P} \quad . \quad . \quad (23) \end{array} \right.$$

$$k \sim 40$$

Benützt man die Umrechnung von P nach 106 b, so wird, auf Drehmoment M_d in cmkg bezogen,

$$\text{für Grauguss } t = 0,54 \sqrt[3]{M_d : z} \text{ in cm} \quad . \quad . \quad (24)$$

$$\text{für Stahlguss } t = 0,43 \sqrt[3]{M_d : z} \text{ in cm} \quad . \quad . \quad (25)$$

*) Modul = $\frac{10 \times \text{Teilung in cm}}{\pi}$, Teilung $t = \frac{\text{Modul} \times \pi}{10}$ in cm
(vergl. § 103 b).

Beispiel: Zahnrad mit 25 Zähnen soll ein Drehmoment von $M_d = 95600$ kgcm übertragen, so wäre zu nehmen:

bei Grauguss (nach Gl. 24)

$$t = 0,54 \sqrt[3]{95600 : 25} = 8,42 \sim 8,5 \text{ cm} \dots (26)$$

bei Stahlguss nach (Gl. 25)

$$t = 0,43 \sqrt[3]{95600 : 25} = 6,6 \sim 6,5 \text{ cm} \dots (27)$$

108. Zähne für Arbeitsräder.

Die Gleichungen 5 bis 7 in 106 b haben hier ebenfalls Gültigkeit. Bei Arbeitsrädern ist die Zahnreibung und die daraus entstehende Wärmeentwicklung zu berücksichtigen. Kann die entwickelte Wärme durch die den Zahn umgebende Luft nicht abgeführt werden, so tritt Erwärmung der Zähne ein, welche sich den Radkörpern und schliesslich auch der Welle und den Lagerungen mitteilt.

Diese Umstände soll der in Gleich. 13 erwähnte Koeffizient k berücksichtigen. Wir setzen auch hier:

$$P = b \cdot t \cdot k = (b : t) t^2 \cdot k \dots (28)$$

a) Arbeitsräder mit unbearbeiteten Zähnen.

Anwendung für Tiegelpressen, Kollergänge, Mühlen, Transmissionen usw.

Zähnezahl des kleinen Rades nicht unter 18, mögl. 25 (29)

Übersetzungsverhält. für kleine Geschw. nicht über 1:7 (30)

" " grosse " " " 1:5 (31)

Zahnbreite = 2,5 bis $3 \times$ Teilung (32)

Entsprechend den Erklärungen in § 107 setzen wir hier:

Zuläss. Zahndruck $P = 2 t^2 \cdot k$ in kg (33)

Nötige Teilung $t = 0,71 \sqrt{P : k}$ in cm (34)

Nötiger Modul = $\frac{t \text{ in mm}}{\pi} = 2,2 \sqrt{P : k}$ (35)

Belastungskoeffizient k aus Tab. 1 in § 109.

Bei genauen Zahnformen k 10 % grösser, bei ungenauen k 10 % kleiner wählen als die Werte der Tabelle in 109. Je kleiner k , um so ruhiger laufen die Räder und um so weniger Abnutzung tritt ein.

Beispiel: Es sei Zahndruck $P = 2300$ kg, das kleine Rad macht $n = 150$ Umdrehungen i. d. Min., so ist nach Tab. 1 in 109 zulässig $k = 8$ und nach Gl. 34 die nötige Teilung

$$t = 0,71 \sqrt{2300 : 8} = 11,9 \sim 12 \text{ cm.}$$

b) Arbeitsräder mit bearbeiteten Zähnen.

Räder, deren Zähne nach Schablonen mittelst Meissel und Feile bearbeitet werden, sollten nach 108 a (vorige Seite) berechnet werden. Bei ganz genauer Arbeit sei $\frac{2}{3}$ des Wertes von k der Tab. 1 in 109 zulässig.

c) Genau gefräste Räder,

wie dieselben von Spezialfabriken *) angefertigt werden.

Zähnezahl möglichst nicht unter **30** (36)

Je kleiner die Zähnezahl des kleinen Rades, desto näher liegt die Gefahr geräuschvollen Ganges.

Übersetzungsverhältnis :

für geringe Geschwindigkeiten bis **1:7** (37)

bei sehr hohen Geschwindigkeiten bis **1:5** . . . (38)

bei Dampfturbinen findet man bis **1:13** . . . (39)

Zahnbreite = 3 bis $3,5 \times$ Teilung meist **$b:t=3$** . . . (40)

bei Dampfturbinen bis **$75 \times$ Teilung** (41)

Hauptgleichung für die Berechnung:

$$P = b \cdot t \cdot k = (b:t) t^2 \cdot k \quad (42)$$

$$\text{Zulässiger Zahndruck } P = (b:t) t^2 \cdot k \text{ in kg} \quad . . . (43)$$

$$\text{Nötige Teilung } t = \sqrt{\frac{P}{(b:t)k}} \text{ in cm} \quad . . . (44)$$

$$\text{oder nötiger Modul } \left(\frac{t \text{ in mm}}{\pi}\right) = 3,2 \sqrt{\frac{P}{(b:t) \cdot k}} \quad . (45)**$$

Man wählt den Erfahrungswert k nach der Grösse der Umfangsgeschwindigkeit im Teilkreis, welche sich berechnet aus:

$$\text{Umfangsgeschw. } U = \frac{2 R \cdot \pi \cdot n}{60} \text{ in Mtr./Sek.} \quad . . (46)$$

und benützt die Tab. 1 (nächste Seite).

Die Werte der letzten Spalten in der Tabelle ($U = 15-20$) kommen bei Dampfturbinen in Anwendung.

Beispiel: Räderpaar aus Stahlguss, gefräst. Das kleine Getriebe $R = 0,18$ Mtr. Teilkreisradius, mache $n = 120$ Touren und soll $P = 3300$ kg Umfangskraft übertragen.

$$\text{Nach Gl. 46: Umfangsgeschw. } U = \frac{2 \cdot 0,18 \cdot \pi \cdot 120}{60} = 2,36 \text{ Mtr./Sek.}$$

Nach Gl. 40 wählen wir Zahnbreite $b:t = 3$.

Nach Tab. 1 (nächste Seite) wird $k = 45$ und wir erhalten nach Gl. 45:

$$\text{Modul} = 3,2 \sqrt{3300 : (3 \cdot 45)} \sim 16, \\ \text{also Teilung} = 16 \cdot 3,14 = 50 \text{ mm. **}$$

*) U. a. Stolzenberg & Co., Berlin-Reinickendorf.

**) Man rechnet hier fast ausschliesslich mit Modul.

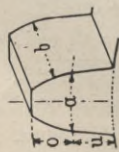
109. Schnelle Ermittlung der Teilung.

In nachstehenden 2 Tabellen sind die Ergebnisse der Abhandlung in 106—108 nochmals zusammengestellt.

Tab. 1. Werte für Belastungskoeffizient k und Zahnabmessungen.

A. Krafträder (§ 106)		B. Arbeitsräder (§ 107)		C. Gefräste Räder (§ 108)	
$P = 0,2 \cdot \text{Mod.}^2 \cdot k^*$ für geringe Tourenzahl oder zeitweisen Betrieb		$\frac{n \cdot z \cdot k}{N} = \frac{7390000^*}{\text{Modul}^3}$ n und z beziehen sich auf das kleine Rad		$\frac{U \cdot k}{N} = \frac{387^*}{\text{Modul}^2}$ $U = \frac{2 \cdot R \cdot \pi \cdot n}{60}$ in Mtr./Sek.	
$b = 2,5 t; o = 0,3 t$ $u = 0,4 t; a = \frac{19}{40} t$		$b = 2,5 t; o = 0,3 t$ $u = 0,4 t; a = \frac{19}{40} t$		$b = 3 t; o = 0,32 t$ $u = 0,38 t; a = 0,5 t$	
Zahnabmessungen		Zahnabmessungen		Zahnabmessungen	
Material		Material		Material	
Tourenzahl $n =$		Tourenzahl $n =$		$U =$	
20		20		30	
40		30		60	
—		—		90	
—		—		51	
—		—		30	
Zähnezahl $z > 13$		Zähnezahl $z > 17$		Zähnezahl möglichst > 25	
Grauguss $k =$		20 18 16 14 12 10 8 6		28 26 24 20 15	
Stahlguss $k =$		30 26 24 21 18 15 12 10		56 52 48 40 30 24	
Schmiedeeisen. } $k =$		— — — — — — — —		84 78 72 60 45 36 33	
Bessemer-Stahl . $k =$		— — — — — — — —		51 48 44 41 34 25 20	
Bronze $k =$		— — — — — — — —		30 28 26 24 20 15	
Rohhaut $k =$		— — — — — — — —		— — — — — — — —	

*) Diese Gleichungen kann man zur Berechnung einer Grösse benutzen, wenn die anderen bekannt sind. Die erhaltenen Zahlen werden stark abgerundet (bis 10% nach oben oder unten).



Belastungskoeffizient

Tab. 2. Die in nachstehender Tabelle zusammengestellten Werte sind für den praktischen Gebrauch un- mittelbar zu benutzen. Bei Krafrädern kann der nötige Modul bei gegebenem Zahndruck P der Spalte A ent- nommen werden, bei gewöhnlichen Arbeitsrädern ist n (Spalte B) und bei gefrästen Arbeitsrädern die Umfangs- geschwindigkeit U in Mtr./Sek. (Spalte C) zu beachten.

Modul =		8	9	10	11	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	33	36	40	44	48
A. Kraft- räd	Grauguss $P =$	250	320	390	475	570	770	1000	1300	1600	1900	2250	2650	3100	3550	4300	5100	6300	7600	9000
	Stahlguß $P =$	500	640	780	950	1140	1540	2000	2600	3200	3800	4500	5300	6200	7100	8600	10200	12600	15200	18000
B. Arbeits- räder	$\frac{n \cdot z \cdot k}{N} =$	14400	10700	7300	5500	4300	2700	1800	1200	920	690	530	420	330	250	210	160	110	80	60
C. Gefräste Räder	$\frac{U \cdot k}{N} =$	6	4,8	3,9	3,2	2,7	2	1,5	1,2	1	0,8	0,7	0,6	0,5	0,42	0,35	0,3	0,24	0,2	0,17

Beispiele

zu vorstehenden zwei Tabellen.

Für dazwischen liegende Werte wählt man einen dazwischen liegenden Wert des Modul. Man braucht sich nicht genau an die Zahlen zu halten.

Arbeitsräder.

Es sei $N = 36$ PS, $z = 19$, $n = 120$, Material: Stahlguss, so wird nach Spalte B Tab. 1 der Wert $k \sim 14$, also

$$\frac{n \cdot z \cdot k}{N} = 885.$$

Dies erfordert nach Spalte B, Tab. 2, Modul ~ 20 , also Teilung

$$t = 20 \cdot \pi = 62,8 \text{ mm}$$

Gefräste Räder.

Räderpaar aus Bessemerstahl soll bei $U = 2,5$ Mtr./Sek. Umfangsgeschw. $N = 70$ PS übertragen, so gibt Spalte C in Tab. 1 den Wert $k \sim 66$, somit

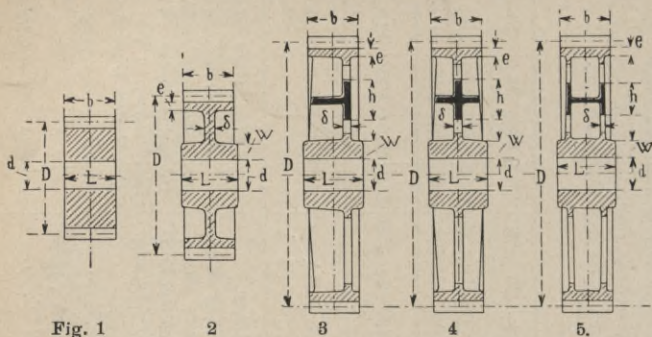
$$\frac{U \cdot k}{N} = \frac{2,5 \cdot 66}{70} = 2,35,$$

hierfür gibt Spalte C, Tab. 2

$$\text{Mod.} = 13, \text{ also } t = 13 \cdot \pi = 40,8 \text{ mm}$$

110. Der Radkörper.

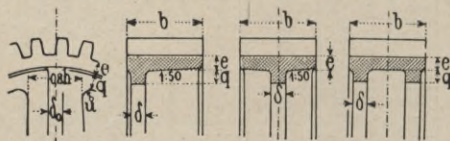
Bei kleinen Rädern wird der Radkörper vollgegossen nach Fig. 1 oder mit ringförmiger Aussparung nach Fig. 2.



Grössere Räder erhalten Radarme ausgeführt nach Fig. 3—5.

a) Die Kranzstärke.

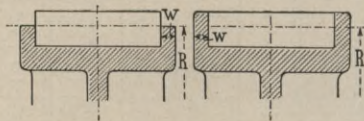
Meistens $e = 0,5 t$ nach aussen hin verjüngt, etwa 1:50.



Vorsprung $q \sim 1,2 e$, Nebenrippe $\delta_0 = 0,8 \delta$, Radius $u = q$.

Um die Festigkeit der Zähne, namentlich bei kleinen Rädern mit unterschrittenen Zähnen, zu erhöhen, findet man häufig seitlich angelegte Ringscheiben, welche entweder bis zum Teilkreis oder auch bis zum Kopfkreis reichen.

Stärke $w = 0,12 \times$ Zahnbreite.



b) Die Radarme.

Die Arme werden auf Biegung beansprucht. Bei Zahnrädern verteilt sich die Umfangskraft nicht so gleichmässig auf alle Arme wie bei Riemscheiben und Schwungrädern. Man nimmt an, dass sich an der Kraftübertragung nur etwa $\frac{1}{3}$ der Arme beteiligen. So ergibt sich für den bis zum Wellenmittel verlängert gedachten Querschnitt.

$$\text{grösstes Biegemoment } M_b = P \cdot R = \frac{i}{3} \cdot W \cdot \sigma_b \quad \dots (1)$$

worin P der Zahndruck in kg,
 R Radhalbmesser in cm,
 i Anzahl der Radarme (vergl. Gl. 2),
 W Widerstandsmoment des Armquerschnitts in cm^3 .



Die üblichen Querschnittsformen der Arme sind in Fig. 3–5 angedeutet. (Arme mit ringförmigem Querschnitt wie bei Riemscheiben häufig angewandt findet man bei Zahnrädern nicht.)

Tab. 1. Widerstandsmoment W für die Arme.

Querschnitt der Arme an der Nabe				
$W =$	$\frac{\pi}{32} \delta \cdot h^2$	$\frac{1}{6} \delta \cdot h^2$	$2 \cdot \frac{1}{6} \delta \cdot h^2$ in cm^3	
Vorläufig	$\delta = \frac{1}{2} h$	$\delta = \frac{1}{5} h$	$\delta = \frac{1}{5} h$	
Armhöhe $h =$	$\sqrt[3]{61 \cdot \frac{P \cdot R}{i \cdot kb}}$	$\sqrt[3]{90 \cdot \frac{P \cdot R}{i \cdot kb}}$	$\sqrt[3]{45 \cdot \frac{P \cdot R}{i \cdot kb}}$ cm	

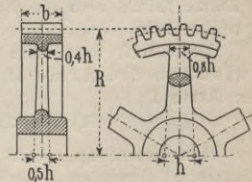
Zulässig für Grauguss 250; für Stahlguss $kb = 450 \text{ kg/qcm}$.

Der Hförmige Querschnitt wird besonders bei Rädern mit grösserer Teilung angewandt.

Beispiel: Für $P = 5000 \text{ kg}$, $R = 95 \text{ cm}$, $i = 5$ ergibt sich für H Armquerschnitt (Grauguss):

$$\text{Armhöhe } h = \sqrt[3]{45 \cdot \frac{5000 \cdot 95}{5 \cdot 250}} = 26 \text{ cm.}$$

Der ovale Querschnitt ist ungünstig und wird nur für kleinere Kräfte ausgeführt. Radarme werden nach dem Kranze zu schwächer.



Die Anzahl der Arme.

Man kann setzen:

$$\text{Anzahl der Arme } i = \frac{1}{7} \cdot \sqrt{D}; \text{ Durchm. } D \text{ in mm.} \quad (2)$$

5 Arme sind für Räder von 400 bis 1000 mm Durchm. beliebt. (Bei geteilten Rädern soll die Zähnezahle ein Vielfaches der Armzahl sein, damit die Teilflächen in Zahnlücken fallen.)

c) Die Nabe der Zahnräder.

Wandstärke :

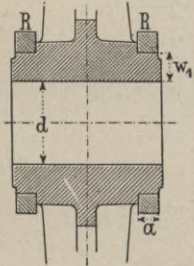
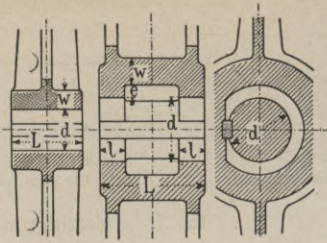
für Grauguss
 $w = 0,35 d + 1 \text{ cm} \quad (3)$ für Stahlguss
 $w = 0,3 d + 1 \text{ cm} \quad (4)$ d Nabenbohrung in cm.

Grössere Naben erhalten Ausparung, $b = 0,4 d$; Vorsprung $e = 0,2 d$; Keil muss aber ganz anliegen, um Krummwerden beim Eintreiben zu vermeiden.

Die Befestigung der Nabe geschieht nach 47 d, gewöhnlich mit Nutenkeil. Bei grösseren Rädern und solchen mit wechselnder Drehrichtung findet vorteilhaft der Tangentialkeil Verwendung. Räder, welche Stössen ausgesetzt sind, gibt man vorteilhaft Schrumpfringe RR . Man kann wählen $w_1 = 0,4 d$, $a = 0,4 d$.

Bei kleinen Rädern bis etwa 3 Mtr. Durchm. findet man meistens einen Keil angewendet, bei grösseren Rädern zwei Tangentialkeile nach 47 d, Tab. 4.

Die Teilstelle der Nabe liegt beim Flachkeil in der Keilmittle, bei den Tangentialkeilen zwischen diesen.

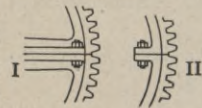


111. Geteilte Stirnräder.

Räder bis zu 1,8 Mtr. Durchm. aus einem Stück gegossen

Grössere werden geteilt ausgeführt, ebenso solche, welche aus örtlicher Rücksicht nicht in einem Stück auf die Welle gebracht werden können. Die Stossstellen müssen zwischen 2 Zähne fallen, also die Anzahl der Zähne durch 2 teilbar sein.

Vorteilhaft legt man die Stossstelle nicht zwischen die Arme II, sondern in die Ebene der Arme I.



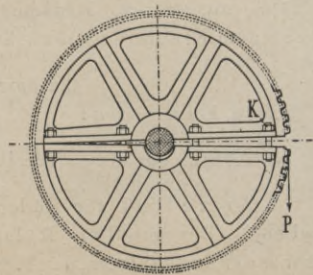
a) Berechnung der Kranzverbindung.

Man nimmt an, dass die am Radkranz sitzenden Schrauben K allein die Kraft aufnehmen müssen. Bezeichnet f den Kernquerschnitt der Schrauben am Radkranz in qcm, so wird entspr. der Erläuterungen in 43 f

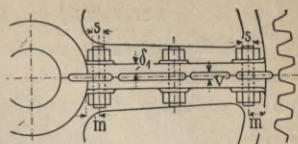
Beanspr.

$$\sigma_z = \frac{1}{3} P : f \text{ in kg/qcm} \quad (5)$$

Kernquerschnitt und zulässige Beanspruchung k_z nach 43 b, Tab. 2.

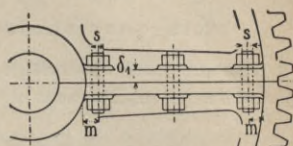


b) Aus einem Stück gegossene und an der Teilstelle gesprengte Räder sollten nur für kleinere Kräfte Anwendung finden, da dieselben an den Stosstellen leichter locker werden als gehobelte Räder.



$$\delta_1 = 0,9 \delta_1 \text{ in Tab. 1, } v = 0,3 s, \\ m \text{ nach 43 n.}$$

c) Gehobelte Teilflächen. Bei kleinen Rädern wird die ganze Fläche gehobelt, während bei grossen Rädern nur Arbeitsleisten als Auflagefläche dienen. In Fig. 5 sind die gehobelten Flächen \equiv schraffiert.

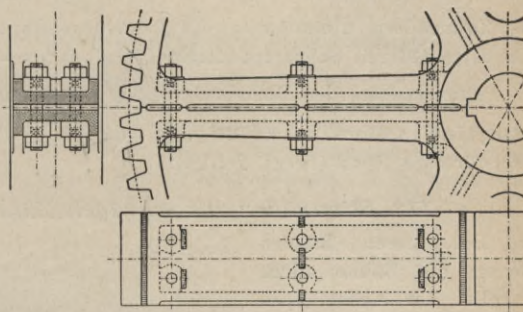


$$\delta_1 = 1,2 \delta \text{ in Tab. 1,} \\ m \text{ nach 43 n Tab.}$$

Fig. 5.
Gehobelte
Auflage-
flächen.

(Nach Heintz-
mann &
Dreyer.)

1 : 15.

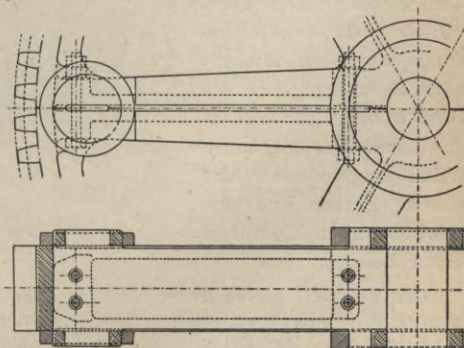


d) Die Verbindung mittelst Schrupfinge ist bei schweren Rädern die solideste.

Fig. 6.

Ausgeführtes
Zahnrad.

$R = 2070 \text{ mm,}$
 $z = 69 \text{ Zähne.}$

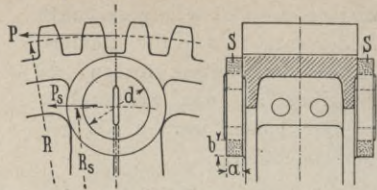


Die gesprengten Auflageflächen sind im Grundriss \equiv schraffiert.

Berechnung der Schrumpfringe am Kranz.

Die Berechnung der Schrumpfringe kann nach § 51 e erfolgen mit der Kraft

$$P_s = P \cdot \frac{R}{R_s} \text{ in kg} \quad (1)$$



Ringquerschnitte $f = 1,2 P_s : k_z$ in qcm (2)

Da auf jeder Radseite ein Schrumpfring, so kommen vier Querschnitte in Betracht und es ist:

$$a \cdot b = \frac{1,2 P_s}{4 k_z} \text{ in qcm} \quad (3)$$

Zulässig für rohe Räder $k_z = 250 \text{ kg/qcm}$ (4)

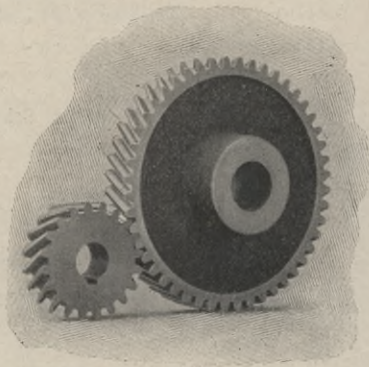
bei Zahnrädern nimmt man die Beanspruchung viel geringer als bei sonstigen Schrumpfmitteln (vergl. § 51 a—e).

Durchmesser des Hornes $d = 4,5 \sqrt{a \cdot b}$ in cm , (5)

längliches Horn erhält dieselbe Querschnittsfläche wie das kreisförmige Horn (vergl. § 51 e).

112. Stirnräder mit schrägen Zähnen.

Bei diesen Rädern liegen die Zähne nicht parallel der Achse, sondern geneigt zur letzteren. Theoretisch müsste die Zahnrichtung eine Schraubenlinie sein, doch begnügt man sich mit gerader Zahnform, um die Herstellung nicht zu erschweren. Der hierdurch in Kauf genommene Fehler ist sehr gering und verschwindet nach Einlauf in kurzer Zeit.



Bildstock von Stolzenberg & Co.

Der Vorteil dieser Räder liegt in dem langsam erfolgenden Zahneingriff, wodurch ein ruhiger Gang erzielt wird.

Nachteil. Die Reibung an den Zahnflanken ist infolge der Schrägstellung der Zähne grösser wie bei geraden Zähnen. Ausserdem tritt ein Axialdruck auf, welcher an den Lagerstellen ebenfalls

Reibung erzeugt. (Setzt man auf derselben Welle zwei Räderpaare mit entgegengesetzter Neigung, so heben sich die Axialdrücke auf.)

a) Regeln für die Konstruktion.

Die **Breite** der Zähne wähle nach § 106 a.

Der Sprung. Damit bezeichnet man die Steigung des Zahnes und setzt:

$$\text{Sprung } s = 0,5 \text{ St bis } 1,1 \text{ St} \dots (1)$$

das ergibt bei $b \sim 3 \text{ St}$ ungefähr:

$$\text{Neigungswinkel } \alpha = 10^\circ \text{ bis } 20^\circ \dots (2)$$

Die **Normalteilung** Nt (senkrecht zur Zahnrichtung gemessen) wird berechnet wie bei geraden Zähnen in § 106 b—108 c oder 109.

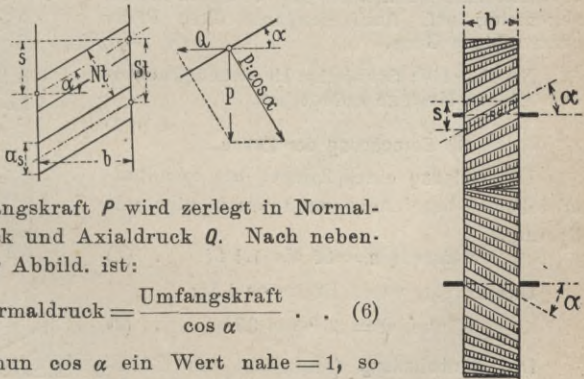
Hauptgleichung $P = k \cdot b \cdot Nt = k \cdot b \cdot \frac{\text{Modul} \cdot \pi}{10}$ in kg . . . (3)
 worin b und Nt in cm.

Die **Stirnteilung** ist dann $St = Nt : \cos \alpha$ in cm . . . (4)

Teilkreisdurchmesser $2R_1 = \frac{z \cdot St}{\pi}$ in cm . . . (5)

Zahnabmessungen nach Tab. in 113.

Der Axialdruck Q , eine Folge der Schrägstellung der Zähne, ist bestrebt, die Welle in der Längsrichtung zu verschieben.



Die Umfangskraft P wird zerlegt in Normalzahn- und Axialdruck Q . Nach nebenstehender Abbild. ist:

$$\text{Normaldruck} = \frac{\text{Umfangskraft}}{\cos \alpha} \dots (6)$$

Da nun $\cos \alpha$ ein Wert nahe $= 1$, so setzen wir angenähert:

$$\text{Normaldruck} = \text{Umfangskraft} \dots (7)$$

Der parallel zur Axrichtung wirkende **Axialdruck** ist:

$$Q = P \cdot \text{tg } \alpha \dots (8)$$

das ergibt für $\alpha = 10^\circ \quad 13^\circ \quad 16^\circ \quad 20^\circ$ } (9)
 $Q = 0,18 P \quad 0,23 P \quad 0,29 P \quad 0,36 P$
 $St = 1,02 Nt \quad 1,03 Nt \quad 1,04 Nt \quad 1,06 Nt$

Der Wirkungsgrad. Durch den grösseren Normaldruck wird auch die Reibung der Zahnflanken grösser und zwar ist als Wirkungsgrad in § 105, Gl. 10, zu setzen:

$$\eta = 1 - \pi \cdot \mu \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \cdot \frac{r}{2} \cdot \frac{1}{\cos \alpha} \dots \dots \dots (10)$$

Ausserdem tritt aber auch noch ein Reibungsverlust durch den Axialdruck *Q* an den Lagerstellen auf.

Gute Verzahnung und richtige Montage vorausgesetzt, laufen diese Räder, verglichen mit gewöhnlichen Stirnrädern, wegen des sich allmählich vollziehenden Eingriffs ruhig.

113. Stirnräder mit Winkelzähnen.

Anwendung: Zur Übertragung grösserer Kräfte, z. B. zum Antrieb von Walzwerken. Aber auch als Präzisionsräder in kleineren Ausführungen gefräst und an der Stirnfläche aneinandergeschraubt.

Vorteile: Durch den allmählich erfolgenden Eingriff sind diese Zähne widerstandsfähiger als gerade Zähne, vorausgesetzt, dass die Zahnspitze in der Drehrichtung voreilt. Der in 112 erwähnte Axialdruck hebt sich bei diesen Rädern gegenseitig auf. Auch gewähren diese Räder einen ruhigen Gang.

Nachteile: Schwierige Herstellung, ausserdem genaue Montage erforderlich.

a) Berechnung der Zähne.

Die Steigung eines Zahnes bis zur Radmittellinie bezeichnet man auch hier mit Sprung.

$$\text{Meistens } s = St \text{ bis } 1,4 St \dots (1)$$

Das ergibt, wenn Breite $\sim 4 St$:

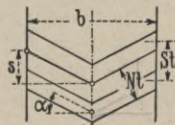
$$\text{Winkel } \alpha = 26^\circ \text{ bis } 35^\circ \dots (2)$$

Die Normalteilung (senkrecht zur Zahnrichtung) wird ebenfalls nach § 106 b, Gl. 13, ermittelt (*b* und *Nt* in cm).

$$\text{Hauptgleichung } P = b \cdot Nt \cdot k = b \cdot \frac{\text{Modul} \cdot \pi}{10} \cdot k \dots (3)$$

$$\text{Stirnteilung } St = Nt : \cos \alpha \dots (4)$$

$$\text{Zähnezahl } z = \frac{2 R \cdot \pi}{St} \quad (R \text{ in cm}) \dots (4a)$$



Sind die zu übertragenden Pferdestärken gegeben, so ist zu setzen:

$$\text{Modul} = \sqrt[3]{\frac{14600000 \cdot N}{n \cdot z \cdot k \cdot (b : Nt)}} = \sqrt{\frac{750 \cdot N}{U \cdot k \cdot (b : Nt)}} \quad \dots (5)^*$$

worin $U = \frac{2 \cdot R \cdot \pi \cdot n}{60}$ die Umfangsgeschw. in Mtr./Sek.

n Tourenzahl des Rades, R Teilkreisrad. in Mtr.

Die Zahnbreite b findet man verschieden ausgeführt, meist:

$$b : Nt = 4, \text{ für Kammwalzen } b : Nt = 5 \quad \dots (6)^*$$

Belastungskoeffizient k nach 109, Tab. 1.

Die Zahnabmessungen.

Kopfhöhe und Fusshöhe bezieht man auf die Stirnteilung. Um nun, bezogen auf die Normalteilung, normale Zahnabmessungen zu erhalten, so wählen wir:

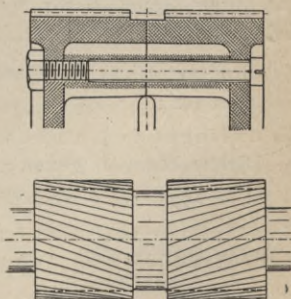
Tab. 1. Zahnabmessungen.

Winkel $\alpha =$	10°	20°	25°	30°	35°
Kopfhöhe $o =$	0,29	0,28	0,27	0,26	0,24 · St
Fusshöhe $u =$	0,39	0,375	0,36	0,35	0,33 · St.

Normale Zahnstärke $a = 0,46 Nt$, dann ist

$$\text{Zahnstärke an der Stirnfläche } a_s = a : \cos \alpha \quad \dots (7)$$

Die Räder sind so einzubauen, dass bei der Drehung die Zahnspitzen voreilen, weil die Zähne so mehr Widerstand entgegensetzen. Bei Rädern mit wechselnder Drehrichtung ist es erforderlich, dieselben mit den in § 110 a erwähnten seitlichen Bunden zu versehen. Räder mit bearbeiteten Zähnen werden aus 2 Einzelrädern nach nebenst. Abbild. hergestellt, genau zentriert und dann an der Stirnfläche zusammengeschraubt oder in der Mitte mit eingedrehter Rille ausgeführt. Mit diesen Rädern einen vollkommen korrekten Gang zu erzielen, bietet besondere Schwierigkeiten, da die geringste Unregelmässigkeit in der Teilung sich störend bemerkbar macht.



* für Räder mit ungefrästen Zähnen ist für $(b : Nt)$ in Gleich. 5 einzusetzen: $\frac{2}{3}$ des wirklichen Wertes.

114. Kegelräder (konische Räder).

Schneiden sich die Achsen zweier Wellen, so finden Kegelräder Verwendung. Den Übergang von Stirnradpaar zum Kegelradpaar zeigen nachstehende Figuren.

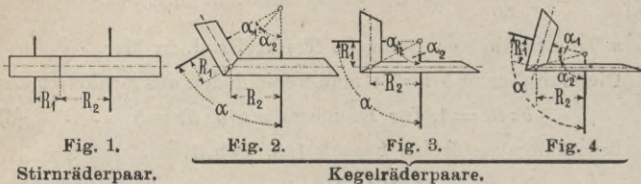


Fig. 1.

Fig. 2.

Fig. 3.

Fig. 4.

Stirnradpaar.

Kegelradpaare.

a) Zähnezahl, Breite, Teilung.

Gegeben ist stets:

Winkel α , unter welchem sich die beiden Wellen schneiden,

$$\text{das Übersetzungsverhältnis } i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{R_2}{R_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad (1)$$

wenn R_1, z_1 und n_1 sich auf das treibende Rad beziehen.

Das Drehmoment M_d oder die zu übertragenden PS.

Wir wählen nun zuerst:

die **Zähnezahl** z_1 des kleinen Rades nicht kleiner als **13** (2) möglichst grösser, z. B. 18, denn je mehr Zähne, desto ruhigeren Gang, desto weniger Reibung und desto längere Lebensdauer.

Breitenverhältnis der Zähne. Wir setzen in den nachstehenden Gleichungen:

als anliegende } unbearbeitete Räder $b : t = 2^*$. . . (3)

Breite für } genau gefräste Räder $b : t = 3$. . . (4)

Der **Koeffizient** k wird für

Krafträder nach 109: für Grauguss $k = 20$, Stahlguss $k = 40$
Arbeitsräder nach Tab. in 109.

Die Teilung. Hier gilt wieder die Grundgleichung:

$$P = (b : t) \cdot t^2 \cdot k \quad (5)$$

Ist Drehmoment M_d oder Pferdestärken N gegeben, so wird t nach Gleich. 7 in § 106 b.

Man kann auch ohne weiteres die verkürzte Rechnungsweise in § 109 benutzen.

*) Wirkliches Breitenverhältnis nach § 106 a, Gl. 1: $b : t = 2,5 - 3$.

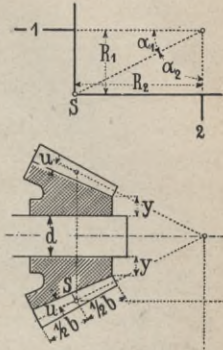
b) Teilkreisdurchmesser. Für die Berechnung gelten die mittleren Teilkreisradien R_1 und R_2 nach Fig. 2, 3, 4 (vorige Seite).

Wir rechnen den Teilkreisdurchmesser nach 103 a, Gl. 3:

$$2 R_1 = \frac{t \cdot z_1}{\pi}; \quad R_2 = R_1 \cdot \frac{z_2}{z_1} \quad \dots \quad (6)$$

und zeichnen die gefundenen Werte auf:

Trage R_1 und R_2 parallel den Achsenrichtungen auf, gibt Schnittpunkt S und Winkel α_1 und α_2 . Vom Schnittpunkt S aus wird dann nach beiden Seiten die halbe Zahnbreite aufgetragen, sowie die Fusshöhe u nach 103 a, Tab. 1. (Die Wellendurchmesser sind vorher nach § 60 b bestimmt oder gegeben.) Sollte nun die Strecke y kleiner als $0,3 d$ ausfallen, so muss der Durchmesser R_1 vergrößert werden. (Hierbei erfährt selbstredend die Teilung eine Änderung.)



Man misst nun d_a (s. Abbild. auf nächster Seite) aus der Zeichnung und rechnet

$$\text{äussere Teilung } t_a = \frac{d_a \cdot \pi^*)}{z_1} \quad \dots \quad (7)$$

Diese berechnete Teilung t_a wird abgerundet und dann der endgültige äussere Durchmesser $d_a = \frac{t_a \cdot z_1}{\pi} \quad \dots \quad (8)$

Die Hauptsache ist also jetzt die äussere **Teilung** t_a und nicht mehr die mittlere Teilung t .

Es müssen folgende Beziehungen genau beachtet werden:

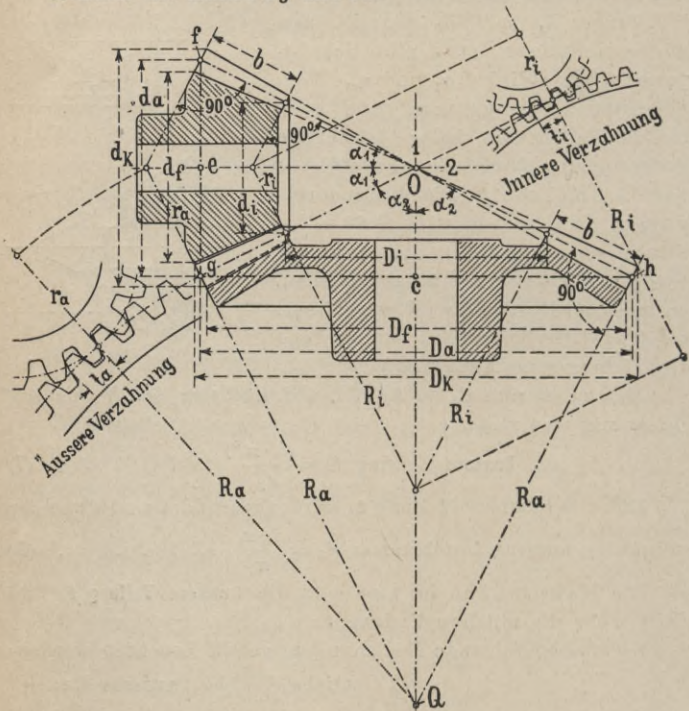
	Getriebe	grosses Rad
äuss. Teilkreisdurchm.	$d_a = z_1 \cdot \frac{t_a}{\pi}$	$D_a = z_2 \cdot \frac{t_a}{\pi} \quad (9)$
innerer "	$d_i = z_1 \cdot \frac{t_i}{\pi}$	$D_i = z_2 \cdot \frac{t_i}{\pi} \quad (10)$
äussere Teilung	$t_a = \frac{d_a \cdot \pi}{z_1} = t \cdot \frac{d_a}{2 R_1}$	$t_a = \frac{D_a \cdot \pi}{z_2} \quad (11)$
innere "	$t_i = \frac{d_i \cdot \pi}{z_1}$	$t_i = \frac{D_i \cdot \pi}{z_2} \quad (12)$

*) Wir können auch sofort mit dem grossen Rad beginnen, da die Zähnezahzahl z_2 des grossen Rades durch das Übersetzungsverhältnis i ebenfalls bestimmt ist.

c. Das Aufzeichnen des Räderpaares.

Nachdem, wie unter 114b gezeigt, das Maass y geprüft und die äusseren Teilkreisdurchmesser berichtigt sind, geschieht das Aufzeichnen in folgender Reihenfolge:

1. Ziehe die Linien 1 und 2 als Achsenmittel.
2. Trage auf 1 den Treikreis D_a , auf 2 den Teilkreis d_a auf.
3. Ziehe die Linien Og und Oh .



Die äussere Verzahnung.

4. Errichte in g eine Senkrechte auf Og , so ist Qg der ideale Teilkreisradius R_a .

Mit diesem Radius R_a als Teilkreis werden nun die Zähne gezeichnet mit der Teilung t_a und Kopfhöhe $o = 0,3 t_a$, Fusshöhe $u = 0,4 t_a$, Zahnstärke $a = \frac{19}{40} t_a$.

Für das Getriebe ist r_a der ideale Teilkreisradius.

Die innere Zahnform.

Hier sind ebenfalls R_i und r_i die idealen Radien, auf welchen die Zähne mit der Teilung t_i aufzuzeichnen sind.

d. Radkörper für konische Räder.

Bei der Feststellung der allgemeinen Form des Radkörpers hat man die Örtlichkeit, im besonderen die Anordnung der Lager für die Wellen zu berücksichtigen. Für gewöhnliche

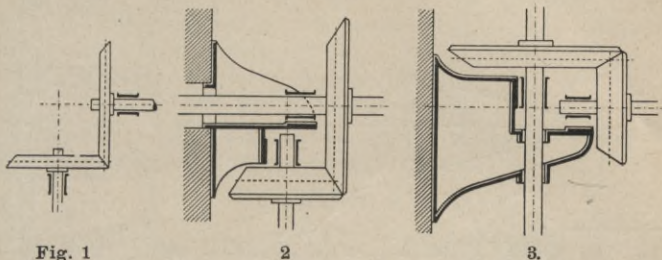


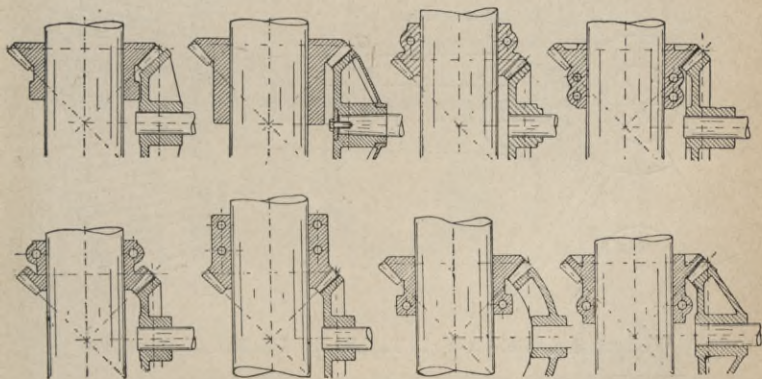
Fig. 1

2

3.

Fälle (Fig. 1—3) genügt normale Form des Radkörpers. Unter Umständen muss man jedoch hiervon abweichen.

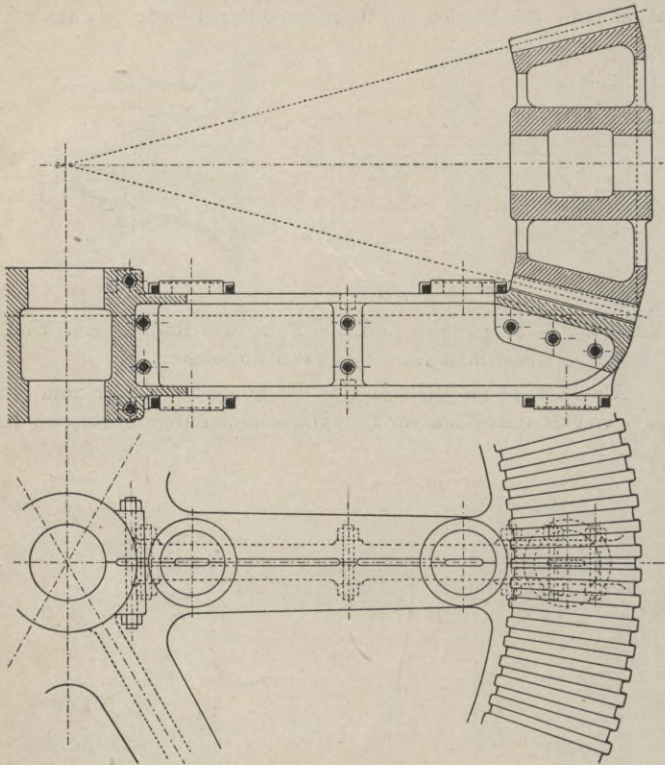
Als Beispiel mögen hier nur die konischen Räder zum Antrieb von Steuerwellen für Dampfmaschinen angeführt sein, für



welche die beistehend skizzierten 8 Ausführungen Anwendung fanden. Im besonderen spielt der auf der Welle zur Verfügung stehende Raum für die Aufnahme der Nabe eine Rolle und der Umstand, ob das Rad zweiteilig ausgeführt ist.

Für grössere geteilte konische Räder verwendet man Schrumpfringe und Schrauben. Eine neuere Ausführung (von Bochumer Eisenhütte Heintzmann & Dreyer) zeigt nachstehende Abbildung im Massstab 1:30.

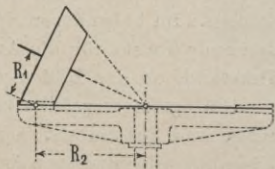
Teilkreisdurchmesser (aussen) = 1114 mm 4480 mm
Zähnezahl z = 37 140
Modul = 32, also Teilung = $32 \cdot \pi = 100,53$ mm.



Weitere Beispiele vergl. Tafeln im II. Band.

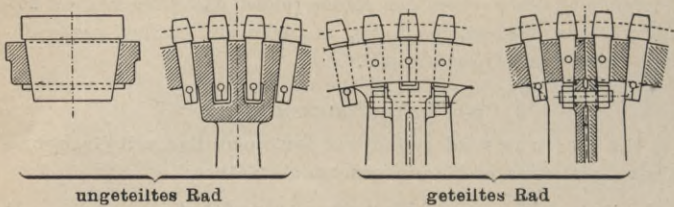
e) Das Planrad.

Hier liegt der Schnittpunkt der beiden Wellen in dem Teilkreismittelpunkt des einen Rades. Die Zahnform des Planrades ist gleich derjenigen einer Zahnstange, mit dem Unterschied, dass die Zähne des Planrades nach dem Radmittelpunkt radial verjüngt sind.



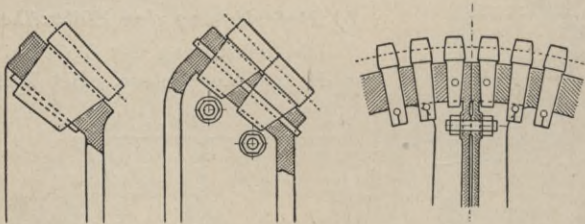
ist dieser Keil jedoch nicht ohne weiteres anwendbar, man behilft sich hier mit besonderen Passkeilen.

Zahnbefestigung mittelst Rundkeil aus Eisen bietet nicht die Sicherheit wie der Holzkeil.



c) Konische Räder mit Holzzähnen.

Die Zähne werden in ähnlicher Weise wie bei den erwähnten Stirnrädern ausgeführt und sowohl mit Holzkeil als mit Eisenrundkeil befestigt.

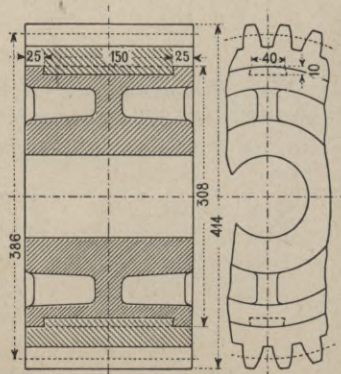


Die Zahnform wird genau wie bei den Rädern mit Eisenzähnen aufgezeichnet.

116. Räder aus Bronze.

Für gefräste Arbeitsräder findet auch vielfach Phosphorbronze Verwendung. Nebenstehende Abbildung zeigt ein von Stolzenberg & Cie. ausgeführtes Stirnrad, bei welchem der gusseiserne Körper von einem Radkranz aus Bronze umgossen ist.

Berechnung nach § 109.



116. Rohhauträder.

Verwendung: Vorzüglich bewährt haben sich dieselben für Elektromotoren, d. h. für sehr raschen Gang und Umfangsgeschwindigkeiten von 9—12 Mtr./Sek. Meist läuft das Rohhautrad (treibendes Rad) mit einem Rad aus Gusseisen, Bronze, Stahlguss, Deltametall oder dergl., dessen Zähne gefräst sein müssen, sonst verschleissen die Rohhautzähne zu schnell.

Behandlung: In feuchten oder von säurehaltigen Dämpfen erfüllten resp. trocken staubigen Räumen eignen sich Rohhauträder nicht besonders. Gegen den schädigenden Einfluss der Feuchtigkeit eignet sich am besten ein Gemisch von Talg, Graphit und Harz: auch hat es sich gut bewährt, die Rohhautzähne von Zeit zu Zeit gut zu reinigen und reichlich mit Leinöl zu tränken.

Herstellung: Scheiben aus imprägnierter Rohhaut werden geleimt und hydraulisch zusammengepresst. Dieser Rohhautkörper wird zwischen Scheiben aus Stahl oder Gusseisen gesetzt und mittelst Kupferbolzen mit diesen vernietet oder verschraubt.

Die Befestigungsschrauben oder Nieten werden **warm angezogen**, um innige Verbindung der einzelnen Rohhautplatten zu erhalten.

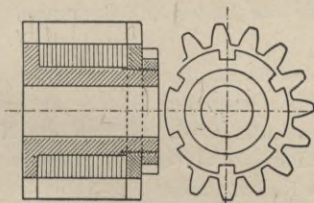


Fig. 1.
Befestigung
unsicher.

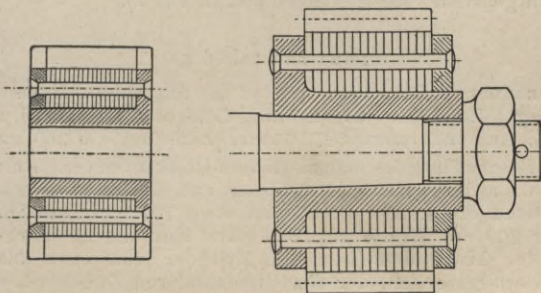
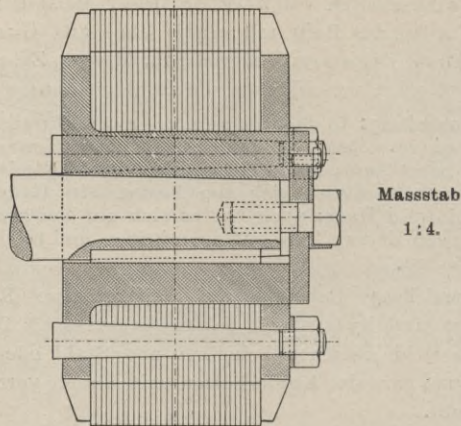


Fig. 2. Befestigung gut. Fig. 3.

Die Bearbeitung der Zähne erfolgt dann in derselben Weise wie bei eisernen Körpern.

In nachstehender Abbildung ist der Rohhautring durch Keilschrauben mit den Seitenplatten verbunden.

Ausführungsmaasse in Tafeln (II. Band).



Berechnung der Rohhauträder erfolgt nach § 106 bis 109 genau so wie für Räder aus Grauguss, also denselben Wert k wählen.

Das **Befestigung** des Rohhautrades auf der Welle: Das Rohhautrad darf nicht ohne besondere Büchse aufgebracht werden, wenn ein Federkeil benutzt wird, da sich die Nute sehr leicht (besonders durch Feuchtigkeit) verzieht. Soll das Rad abnehmbar sein, so wird das Rad mit konischer Nabe auf entsprechender Welle aufgedrückt und gesichert (vergl. Fig. 3).

Grosse Rohhauträder.

Stolzenberg & Co. haben ein Rad mit folgenden Abmessungen angefertigt: Zähnezahl 60, Teilung 34,8 mm, Teilkreisdurchm. 665 mm, Aussendurchm. 687,16 mm, Zahnbreite b 300 mm.

Zur Beschaffung des erforderlichen Rohhautmaterials mussten 40 Rinder ihre Häute hergeben; aus diesen wurde durch Kompression ein solider Block von etwa 700 mm Durchm. und ungefähr 300 mm Breite im Gewichte von 184 kg hergestellt und in der Mitte desselben ein Zylinder von etwa 500 mm Durchm. ausgestochen, der für einen anderen Zweck verwendet werden konnte.

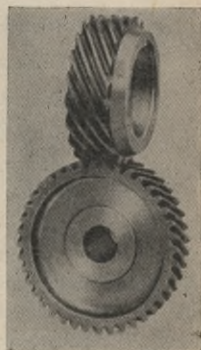
118. Schraubenräder.

Ausführung für rechtwinklig oder in beliebigem Winkel in der Projektion sich kreuzende Achsen, also nicht in der Wellenebene wie bei den Kegelrädern.

Anwendung. Für die verschiedensten Zwecke im Maschinenbau, besonders bei Werkzeugmaschinen, als Antriebsräder der Steuerung bei Ventildampfmaschinen und Gasmotoren. Bei letzteren weichen die Bohrungen infolge der verschiedenen Wellendurchm. wesentlich von einander ab, und erscheint das eine Rad radkranzähnlich wie in beistehender Abbild.

Vorteile: Richtig konstruiert aus geeigneten Materialien gefertigt und im Ölbade laufend, sind solche Räder ihres geräuschlosen Ganges wegen zur Übertragung kleinerer und mittlerer Kräfte vorteilhaft zu verwenden.

Nachteile: Gleitende Reibung und geringe Zahnanlage, daher stärkere Abnutzung und grössere Reibungsverluste. Der Zahndruck soll möglichst klein gehalten sein, deshalb sind für die Berechnung nicht die Festigkeitsverhältnisse, sondern das Heisslaufen massgebend.



Bildstock v. Prometheus
Berlin-Reinickendorf.

a) *Materialien* für Schraubenräder:

Stahl für das schnellaufende Rad,
Phosphorbronze für das langsamlaufende Rad,
gehärtete Stahltriebe für grosse Geschwindigkeiten,
Gusseisen nur bei kleiner Geschwindigkeit.

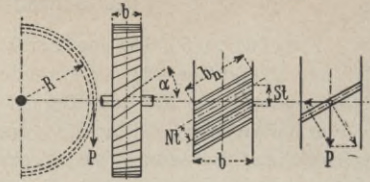
b) *Übersetzung, Teilkreisdurchmesser und Zähnezahl.*

Während bei Stirn- und Kegelrädern die Teilkreisdurchmesser proportional den Zähnezahlen und umgekehrt proportional den Umdrehungszahlen sind, trifft solches bei den hier in Frage stehenden Getrieben nicht immer zu. Bei diesen ist, wenn Zähnezahl, Mittenentfernung und Übersetzung gegeben sind, eine Verschiedenheit in der Ausführung der Teilkreisdurchmesser möglich, die für viele Zwecke vorteilhaft benutzt werden kann. Z. B. ist mit Rädern gleichen Durchmessers eine Übersetzungszahl 2:1 möglich, wenn der Neigungswinkel der Zähne entsprechend gewählt wird, wobei die Zähnezahl sich wie 1:2 verhalten muss (vergl. Aufgaben im II. Band).

c) Berechnung der Teilung der Schraubenträder.

Normalteilung,
Stirnteilung,
Neigungswinkel.

Allgemein ist, wenn α der Neigungswinkel des Zahnes zur Achsrichtung:



Normalteilung $Nt = St \cdot \cos \alpha$ (1)

Stirnteilung $St = Nt : \cos \alpha$ (2)

Teilkreisrad. $R = \frac{St \cdot z}{2 \pi}$ (3)

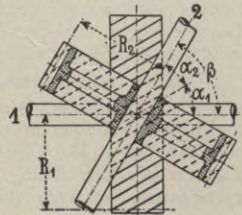
Normalbreite $b_n = b : \cos \alpha$ (4)

Normaldruck (\perp zur Zahnrichtung) = $P : \cos \alpha$ (5)

P = Umfangskraft im Teilkreis des Rades.

Für ein Räderpaar ist:

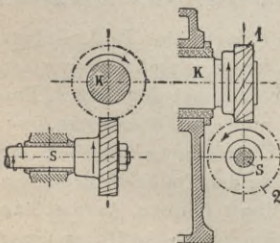
Normalteilung Nt für beide Räder gleich gross, die Stirnteilung und der Winkel α aber verschieden, und zwar soll stets das treibende Rad den grösseren Winkel α_1 haben. Wir werden die treibende Welle mit 1 und die dazu gehörigen Werte mit Index 1, die getriebene Welle mit 2 und die Werte des Rades mit Index 2 bezeichnen.



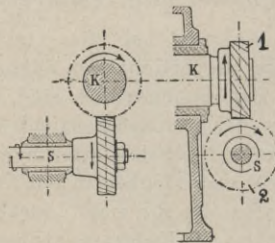
Drehrichtung. In nachstehenden Abbildungen sei:

- 1 das Schraubentrad auf der Kurbelwelle K eines Motors,
- 2 " " " Steuerwelle S , welche von der Kurbelwelle K angetrieben wird.

Man unterscheidet nun Innendrehung und Aussendrehung der Steuerwelle.



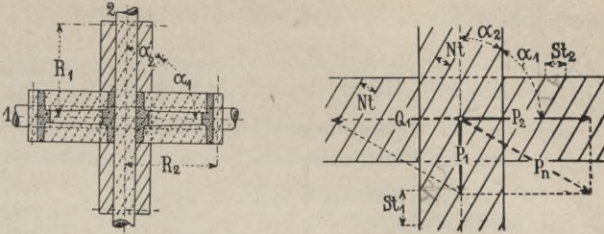
Innendrehung



Aussendrehung

Die gewünschte Drehrichtung erhält man durch entsprechende Neigung der Zähne.

Zwischen einem Räderpaar bestehen folgende Beziehungen:



$$\text{Winkel } \alpha_1 + \alpha_2 = \text{Achswinkel } \beta \quad (7)$$

Rad 1 auf Welle 1:

$$\frac{Nt}{St_1} = \cos \alpha_1 \quad (8)$$

$$St_1 \cdot z_1 = 2 R_1 \cdot \pi \quad (9)$$

$$\frac{Nt}{\cos \alpha_1} \cdot z_1 = 2 R_1 \cdot \pi \quad (10)$$

Rad 2 auf Welle 2:

$$\frac{Nt}{St_2} = \cos \alpha_2 = \sin \alpha_1 \quad (11)$$

$$St_2 \cdot z_2 = 2 R_2 \cdot \pi \quad (12)$$

$$\frac{Nt}{\sin \alpha_1} \cdot z_2 = 2 R_2 \cdot \pi \quad (13)$$

$$\frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1} \cdot \frac{z_1}{z_2} = \frac{R_1}{R_2}, \text{ da nun } \frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1} = \text{tg } \alpha_1 \quad (14)$$

$$\text{tg } \alpha_1 = \text{cotg } \alpha_2 = \frac{R_1 \cdot z_2}{R_2 \cdot z_1} = \frac{R_1 \cdot n_1}{R_2 \cdot n_2} \quad (15)$$

$$\text{Umdrehungszahl } n_1 = n_2 \cdot \frac{z_2}{z_1}; \quad n_2 = n_1 \cdot \frac{z_1}{z_2} \quad (16)$$

$$\text{Übersetzungsverhältnis } i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{R_2}{R_1} \cdot \text{tg } \alpha_1 = \frac{z_2}{z_1} \quad (17)$$

$$\text{Achsenentfernung } E = R_1 + R_2 \quad (18)$$

Das treibende Rad soll (bei ungleichen Steigungswinkeln) stets den grösseren Winkel haben.

Es ist deshalb zu setzen für

$$\text{Übersetzung ins Langsame: Winkel } \alpha_1 > \frac{1}{2} \beta \quad (19)$$

$$\text{„ „ „ Schnelle: günstigster Winkel } \alpha_1 = \frac{1}{2} \beta \quad (20)$$

einige Abweichung gestattet.

Bei $\alpha_1 = 63^\circ 25'$ wird $\text{tg } \alpha_1 = 2$, daher bei gleichen Radien die Übersetzung 2:1, oder bei Radienverhältnis 2:1 ist Übersetzungsverhältnis 1:1.

Die Normalteilung wird in derselben Weise berechnet wie in § 109 angegeben. Der grösseren gleitenden Reibung und geringen Zahnanlage wegen wählen wir jedoch

$$\text{nach } \begin{cases} \text{wenn Umfangsgeschwindigkeit gegeben:} \\ \quad k = 50\% \text{ kleiner als in Tab. 1, Spalte C} \quad \dots (21) \\ \text{§} \\ \text{109} \left\{ \begin{array}{l} \text{wenn nur die Umdrehungszahl gegeben:} \\ \quad k = \text{den Werten der Tab. 1, Spalte B} \quad \dots \dots (22) \\ \quad \text{Breitenverhältnis meist } b : Nt = 3 \quad \dots \dots (23) \end{array} \right. \end{cases}$$

Schraubenräder werden meist mit verhältnismässig kleiner Teilung ausgeführt, und kann man dazu folgende Tabelle benutzen.

Tab. 1. Ergänzung zu Tab. 2 in § 109.

Modul =		2	3	4	5	6	7	8
Arbeitsräder	$\frac{n \cdot z \cdot k}{N} =$	924000	274000	115000	59000	34000	21500	14400
	oder							
	$\frac{U \cdot k}{N} =$	97	43	24	15	11	8	6

Einige Anhaltspunkte über Schraubenräder für Übersetzung 2:1 bei gleichen Teilkreisradien zeigt folgende Tabelle aus Haeder, „Gasmotoren“.

Tabelle 2. Abmessungen der Steuerräderverzahnungen für Motoren bis 110 PS.

Motor	Normalteilung Nt			Stirnteilungen St bei $\alpha =$				Zahnezahlen		Teilkreisdurchm.			Zahn-			
										bei $\alpha =$					bei $\alpha =$	
										Mod. $\left(\frac{Nt}{\pi}\right)$	mm	26°35'			30°	60°
0,5	80	130	4	12,57	14,04	14,52	25,14	28,08	11	22	98,32	101,68	88,026	4	8,7	
1	100	180	4	12,57	14,04	14,52	25,14	28,08	12	24	107,26	110,92	96,029	4	8,7	
2	125	190	4½	14,14	15,8	16,33	28,28	31,6	13	26	130,76	135,15	117,02	4,5	9,7	
3	145	220	4½	14,14	15,8	16,33	28,28	31,6	14	28	140,82	145,54	126,03	4,5	9,7	
6	185	270	5	15,71	17,56	18,14	31,42	35,12	15	30	167,68	173,22	150,02	5	10,8	
10	220	310	5	15,71	17,56	18,14	31,42	35,12	17	34	190,04	196,32	170,02	5	10,8	
15	260	350	5½	17,28	19,3	19,96	34,56	38,6	18	36	221,16	228,73	198,01	5,5	11,92	
22	300	400	5½	17,28	19,3	19,96	34,56	38,6	19	38	233,45	241,43	209,02	5,5	11,92	
28	330	450	6	18,86	21,06	21,78	37,72	42,12	20	40	268,14	277,31	240,13	6	13	
35	360	500	6	18,86	21,06	21,78	37,72	42,12	21	42	281,55	291,18	252,14	6	13	
45	400	550	6½	20,41	22,8	23,57	40,82	45,6	21	42	304,82	315,11	272,86	6,5	14,08	
65	480	600	7	22	24,58	25,41	44	49,16	22	44	344,26	355,87	308,12	7	15,16	
110	600	700	9	28,27	31,58	32,65	56,54	63,17	22	44	442,29	457,29	395,95	9	17,35	

Das Schneckengetriebe. 119—123.

Bei Schneckengetrieben kreuzen sich die Achsen unter einem rechten Winkel in der Projektion, also nicht wie bei den Kegelrädern in der Wellenebene.

Anwendung. In neuerer Zeit wird das Schneckengetriebe sehr häufig angewandt zur Übertragung hoher Umfangsgeschw. ins Langsame, besonders bei Aufzügen, Kranen, Drehscheiben, Winden und Werkzeugmaschinen.

Vorteile:

Die Schneckengetriebe haben geräuschlosen Gang und sind zur Kraftübertragung vorteilhaft zu verwenden, da infolge der günstigen Zahnanlage sich der Zahndruck auf eine grössere Fläche verteilt.

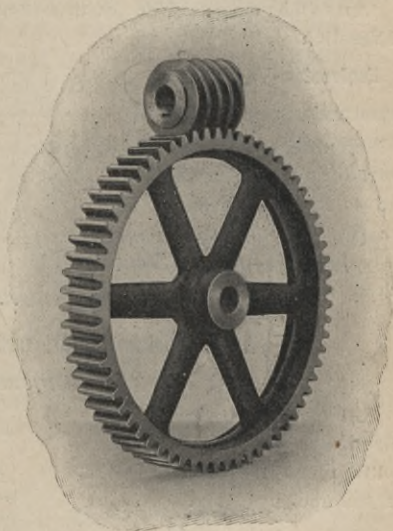
Ein Hauptvorteil ist das hohe Übersetzungsverhältnis derselben und dadurch Umgehung etwaiger Zwischenvorlege.

Bei Anwendung geeigneten Materials und im Ölbade laufend, vorzüglich brauchbar zur Übertragung bis zu den grössten Kräften.

Nachteile: Der Axialdruck in der Schneckenwelle und die gleitende Reibung an den Zahnflanken verursachen einen geringeren Wirkungsgrad als bei den übrigen Rädern.

Der Axialdruck muss durch geeignete Drucklager aufgenommen werden.

Nun lässt sich derselbe allerdings aufheben durch Anwendung von zwei zusammenarbeitenden Schneckengetrieben (§ 122 d). Die Höhe der gleitenden Reibung wird aber dadurch nicht beseitigt.



Bildstock von Stolzenberg & Co.

119. Herstellung der Schneckengetriebe.

Material: Für untergeordnete Zwecke, z. B. kleine Winden, Schnecke und Rad aus Grauguss, Zähne unbearbeitet. Für bessere Ausführungen, z. B. im Werkzeugmaschinenbau, Schnecke Stahl gehärtet, Schneckenrad Phosphorbronze. Bei Schneckenrädern grösserer Abmessungen, Zahnkranz aus Phosphorbronze, Radkörper Grau- oder Stahlguss. (Früher verwendete man hierzu Gusseisen und weniger genaue Zahnformen, die Zähne mit geraden Flanken und mit Zahnrad direkt gegossen.)

Ausführung: Für Schneckengetriebe wird fast ausschliesslich

Evolventen-Verzahnung

angewandt.

Man unterscheidet Schneckenräder mit konkaven (Fig. 2) und solche mit geraden Zähnen (Fig. 3 u. 4), von welchen die ersteren günstigere Zahn-anlage ergeben.

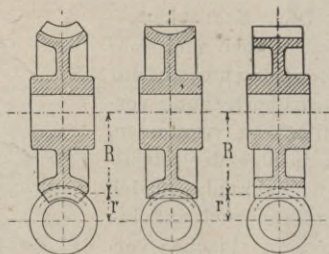


Fig. 2.

Fig. 3.

Fig. 4.

120. Wirkungsgrad und Teilung.

a) Der Steigungswinkel α .

Entsprechend der Erklärung unter Schrauben in § 43 a und 43 c ist auch bei der Schnecke

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{s}{2r \cdot \pi} = \frac{z_1 \cdot St}{2r \cdot \pi} \quad (1)$$

worin $s = z_1 \cdot St$ die Steigung eines Schneckenganges in cm,

r Teilkreisradius in cm,

z_1 Gangzahl d. Schnecke,

$St = \frac{s}{z_1} = \frac{Nt}{\cos \alpha}$ Teilung in der Achsrichtung gemessen.

Bezeichnet ferner: z_2 Zähnezahle des Schneckenrades, n_1 Tourenzahl der Schnecke, n_2 Tourenzahl des Schneckenrades, so ist

$$\text{Übersetzungsverhältnis } i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \dots \dots \dots (2)$$

b) *Selbsthemmung der Schneckengetriebe.*

Selbsthemmung entsteht aus der gleitenden Reibung der Schneckengänge gegen die Radzähne und tritt ein, sobald der Steigungswinkel α gleich dem Reibungswinkel ϱ wird.

Bezeichnet

ϱ den Reibungswinkel ($\text{tg } \varrho = \mu$) (1)

μ den Reibungskoeffizienten.

α den Steigungswinkel der Schnecke,

so wird Selbsthemmung eintreten, wenn

$$\text{tg } \alpha \leq \text{tg } \varrho = \mu \quad (2)$$

Man kann setzen für **gefräste, gut eingelaufene und geölte** Zähne

Stahl auf Bronze etwa $\mu = 0,1$, dann ist $\varrho = 6^\circ$. . (3)

Guss " Guss " $\mu = 0,15$ " " $\varrho = 8\frac{1}{2}^\circ$. (4)

d. h. die Selbsthemmung tritt ein, wenn

$$\text{Steigung} \leq \frac{1}{10} \text{ bzw. } \frac{1}{15} \times \text{Schneckendurchmesser} \quad . (5)$$

Bei grösserer Steigung hat man zu befürchten, dass nach Entfernung der treibenden Kraft das ganze Getriebe sich rückwärts bewegt. Dieser Übelstand hat aber nur bei Winden und Aufzügen Bedeutung.

Der Eintritt der Selbsthemmung wird auch beeinflusst durch die Konstruktion der Lagerungen und die Art deren Ausführung, weiter durch die Schmierung.

c) *Der Wirkungsgrad der Schnecke.*

Für die Grösse des Wirkungsgrades (ohne Rücksicht auf Lagerreibung) gelten dieselben Erläuterungen als bei Bewegungsschrauben in § 44 b. Es ist auch hier:

$$\text{Wirkungsgrad } \eta = \frac{\text{tg } \alpha}{\text{tg } (\alpha + \varrho)} \quad (6)$$

worin α der Steigungswinkel, ϱ der Reibungswinkel bedeutet.

Tab. 1. **Wirkungsgrad η für Schneckengetriebe.**

	selbsthemmend				nicht selbsthemmend					
Steigungswinkel $\alpha =$	4°	6°	8°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	45°
$\mu = 0,18$ gibt	$\eta = 0,28$	0,36	0,43	0,48	0,57	0,62	0,66	0,68	0,7	0,7
$\mu = 0,1$ "	$\eta = 0,41$	0,50	0,58	0,63	0,71	0,76	0,78	0,81	0,82	0,82
$\mu = 0,05$ "	$\eta = 0,58$	0,67	0,73	0,77	0,83	0,86	0,88	0,89	0,9	0,91

Die obersten Zahlen gelten für minderwertige Schnecken, die mittlere Reihe (fettgedruckte Zahlen) für gute Ausführung mit gutem Ölbad. Die letzte Zeile gibt Werte, welche man annähernd bei Versuchen mit ganz sorgfältig hergestellten und besonders guten in Öl laufenden Schnecken erreicht hat.

Wie Tab. 1 (vorige Seite) zeigt, ist mit selbsthemmenden Schnecken ein Wirkungsgrad grösser als 50 % nicht zu erzielen.

Während früher nur Schnecken mit geringer Steigung (selbsthemmende Schnecken), verwendet wurden, konstruiert man dieselben für Antriebe zur Kraftübertragung heute ausschliesslich mit **starker Steigung**. Durch diese Umgestaltung und mit Hilfe geeigneter Werkzeuge und Werkzeugmaschinen sind in neuerer Zeit derartige Antriebe in Benutzung, welche

Wirkungsgrade bis zu 90 %

ergeben haben.

Sorgfältigste Ausführung und gute Schmierung sind natürlich bei Schneckengetrieben Bedingung und sprechen für deren Lebensdauer sowohl als auch für den höchsten Wirkungsgrad.

d) Berechnung der Teilung.

I. Kraftschnecken. Schneckengetriebe, welche nur zeitweise arbeiten, wie z. B. Winden. Hier gilt die Berechnungsweise:

$$\text{Modul} = 3,16 \cdot \sqrt{\frac{P}{(b : Nt) \cdot k \cdot \cos \alpha}} \quad \text{und} \quad Nt = \text{Modul} \times \pi \quad \text{in mm} \quad (7)$$

Ist statt P nur Drehmoment M_{d_1} gegeben, so ist:

$$\text{Modul} = 5,9 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{d_1}}{z_1 \cdot (b : Nt) \cdot k \cdot \eta}} \quad \dots \quad (8)$$

Wegen der grösseren gleitenden Reibung und verhältnismässig geringen Zahnanlage wähle

k etwa 20 % geringer als in Tab. 1 (§ 109) . . . (9)
angegeben, z_1 ist Gangzahl nach 120 a.

II. Arbeitsschnecken. Schnecken, welche längere Zeit (über $1/2$ Stunde) ununterbrochen arbeiten. Diese Schnecken sind auch auf Heisslaufen zu prüfen; massgebend Umfangsgeschwind., Zahndruck und anliegende Fläche der Zähne.

Für Annäherungsberechnung bezeichne:

N Nutzleistung des Schneckenrades in PS,

$\frac{N}{\eta}$ — N Reibungsverlust von Schnecke bis Schneckenrad,

t^2 als anliegend angenommene Zahnfläche in qcm,

$U = \frac{2 r \pi \cdot n}{60}$ Umfangsgeschw. der Schnecke in Mtr/Sek,

so ist Reibungsarbeit für den qcm Anlagefläche:

$$A = \frac{75}{t^2} \left(\frac{N}{\eta} - N \right) \quad \text{oder} \quad A = \frac{P}{t^2} \cdot U \cdot \mu \quad \dots \quad (10)$$

Tab. 1. Zulässige Reibung A in mkg pro qcm Anlagefläche.

	neu	mit gutem Ölbade		
		gute Ausführg.	bes. gute Ausführg.	Ausnahme
$A =$	3	$A = 12$	$A = 18$	$A = 24$

(Für das Striebecksche Versuchsgetriebe Z. d. V. d. Ing. 1897 Seite 968 ergab sich $A = 10$ bis 24.)

Zahnabmessungen

Kopfhöhe $o = \frac{Nt}{\pi} = \text{Modul}$, Fusshöhe $u = 0,38 Nt$. (11)

e) Die Zahnform.

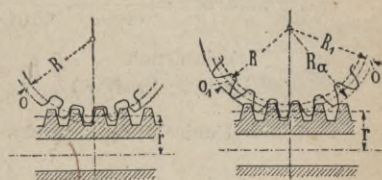
Das Aufzeichnen der Zahnform geschieht in derselben Weise wie bei der Zahnstange in § 103e.

Gewindeflanken der Schnecke mit 30° Neigung.

Räder mit weniger als 30 Zähne. Um hier ein Unterschneiden der Zähne zu vermeiden, wählt man die Kopfhöhe des Schneckenrades grösser als normal resp. legt den wirkl. Teilkreis in die Nähe des Kopfkreises der Schnecke, wodurch die unterschrittene Zahnflanke des Schneckenrades fortfällt. Stolzenberg & Co. rechnen den Durchmesser des Rades bezogen auf den Teilkreis der Schnecke nach folgender Gleich.:

$$2 R_1 = 0,937 \frac{z \cdot St}{\pi} + 2 \cdot \frac{Nt}{\pi}$$

Aussendurchm. $2 R_a = 2 R_1 + 2 \frac{Nt}{\pi}$ (12)



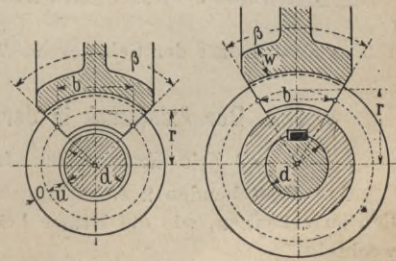
Schneckenräder mit weniger als 10 Zähne wende man nicht an.

Zähnezahl des Schneckenrades. Hier gilt:

$$2 R \cdot \pi = z_2 \cdot St = z_2 (Nt : \cos \alpha)$$
 (13)

f) Der Durchmesser der Schnecke.

Jenachdem die Schnecke mit der zugehörigen Welle aus einem Stück angefertigt oder besonders auf die Welle aufgekeilt ist, erhält dieselbe verschiedene Teilkreisdurchmesser Für nebenstehende Abbildungen setze man:



$$\begin{aligned} \text{Teilkreisdurchm.: } 2r &= \left| \begin{array}{l} d + 0,2d + 2u \\ 100-120^\circ \end{array} \right| \left| \begin{array}{l} d + d + 2u \\ 75-90^\circ \end{array} \right| \\ \text{Zentriwinkel: } \beta &= \end{aligned}$$

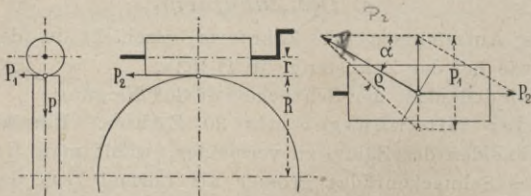
$$\text{Breitenverhältnis } (b : Nt) = 2 \dots \dots \dots (14)$$

wobei b als Sehne im Teilkreis eingesetzt werden kann.

121. Kraftverhältnisse in Schneckengetrieben.

Es sei:

- P_1 Umfangskraft im Teilkreis der Schnecke in kg,
- P_2 der Axialdruck in Richtung der Schneckenwelle in kg,
- $P = P_2$ Umfangskraft des Rades in kg,



dann ist:

$$\text{Normaldruck} = \frac{P \cdot \cos \varphi}{\cos \alpha} = \frac{P_1}{\text{tg}(\alpha + \varphi) \cdot \cos \alpha} \text{ in kg} \dots (1)$$

$$\begin{aligned} &\text{Axialdruck} \\ (= \text{Umfangskraft } P) &\left\{ \begin{array}{l} P_2 = \frac{P_1}{\text{tg}(\alpha + \varphi)} \text{ in kg} \dots (2) \end{array} \right. \end{aligned}$$

Für eine Umdrehung des Schneckenrades ist dann:

$$\frac{\text{Arbeit d. Schnecke}}{P_1 \cdot 2r\pi \cdot \eta} = \frac{\text{Arbeit d. Rades}}{P \cdot St \cdot z_1} \text{ in kgcm} \dots (3)$$

folglich:

$$\text{Drehmoment } M_{d1} = P_1 \cdot r = \frac{P \cdot St \cdot z_1}{2\pi} \cdot \frac{1}{\eta} \text{ in kgcm} \dots (4)$$

$$\text{„ } M_{d2} = P \cdot R \text{ in kgcm} \dots \dots \dots (5)$$

$$\text{Übertragbare Pferdestärken } N = \frac{P \cdot R \cdot n_2}{71620} \dots \dots \dots (6)$$

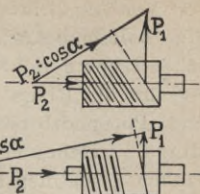
$$\text{Kraftbedarf der Schnecke} = N : \eta \text{ in PS} \dots \dots \dots (7)$$

122. Der Axialdruck in der Schneckenwelle.

a) Die Grösse des Axialdruckes.

Aus beistehenden 2 Abbildungen ist durch Vergleich deutlich zu erkennen, wie die Kräfte bei verschiedenen Steigungen wechseln.

P_1 ist der Druck am Umfang der Schnecke im Teilkreis, P_2 der Axialdruck, $P_2 \cdot \cos \alpha$ der Normaldruck senkrecht zum Zahn des Schneckenrades bzw. der Schnecke.



Bei Schnecken mit kleiner Steigung treten hohe Axialdrücke auf und somit in dieser Richtung grosse Reibung, bei Schnecken mit grösserer Steigung wird die Axialreibung vermindert.

b) Richtung des Axialdruckes.

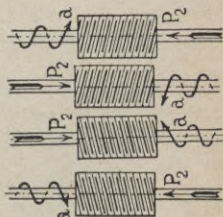
In nachstehenden Abbild. 7—10 geben die Pfeile a die Drehrichtung der Schnecke, die geraden Pfeile P_2 die Richtung an, wie der Axialdruck aufzunehmen ist. Dieses geschieht mittelst Kugellager, bei kleineren Kräften mit Druckschrauben und im Werkzeugmaschinenbau vielfach mittelst Gleitringe, weil diese der Abnutzung nicht so sehr unterliegen als Druckschrauben und Kugellager.

Fig. 7, Linksgewinde, Drehung rechts,

" 8, " " links,

" 9, Rechtsgewinde, " rechts,

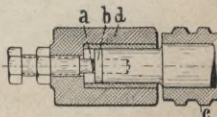
" 10, " " links.



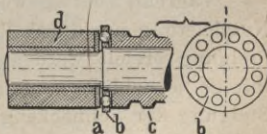
Besondere Beachtung verdient deshalb:

c) Konstruktion und Material der Lagerung.

Die **Druckschraube** aus Gussstahl*) ist an der Fläche a leicht gewölbt. Der Druckzapfen b ist ebenfalls aus Gussstahl und sind beide Teile gehärtet. Der Druckzapfen ist in dem Lagerrumpf eingesetzt und auswechselbar.

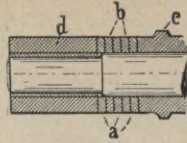


Die Kugeln des **Kugellagers** sind in einem Ringe b aus beliebigem Material, am besten Metall, gehalten. Die gehärtete Druckplatte a macht man aus Gussstahl und schraubt dieselbe am Lager fest. Die Befestigungsschrauben dürfen sich aber nicht in der Kugellaufbahn befinden.



*) Besser noch eine besondere Druckplatte.

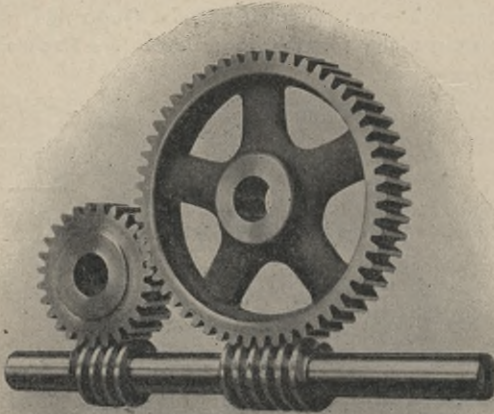
Von den Gleitringen *a* u. *b* setzt man eine beliebige Anzahl, etwa fünf, zwischen Lager *d* und Schnecke *c*, Material ist für die Ringe abwechselnd Stahl und Phosphorbronze. Die einzelnen Ringe, welche an den Stirnflächen sauber geschliffen sein müssen, sitzen lose auf der Welle und gleiten aneinander.



d) Schneckengetriebe ohne Axialdruck.

Durch Einschaltung eines zweiten Schneckengetriebes lässt sich der axiale Druck aufheben, indem ein Gegendruck erzeugt wird.

Die Schneckenwelle kann so ohne Druckschraube gelagert sein, auch wird der Zahndruck gleichzeitig halbiert.



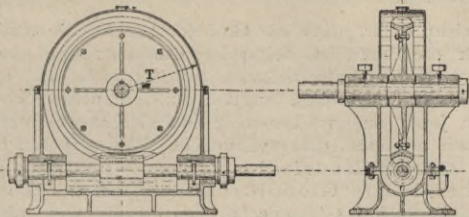
Bildstock von Stolzenberg & Co., Reinickendorf-Berlin.

Das Rad auf der getriebenen Welle ist dem Übersetzungsverhältnis entsprechend bemessen, das Gegenrad kann in Zähnezahl beliebig genommen werden.

Während bei gewöhnlichen Schneckengetrieben höhere Nutzleistung nur durch Verwendung von Schnecken mit grosser Steigung erzielt werden kann, lässt sich mit den Getrieben infolge erheblich verminderter Reibung auch bei geringer Steigung der Schneckengänge ein günstiger Wirkungsgrad erreichen; sodann haben dieselben auch eine längere Lebensdauer.

e) Komplettes Schneckenvorgelege

von Stolzenberg & Co. ist in nachstehender Abbildung dargestellt.



Die Schneckenwelle läuft in Lagern aus harter Phosphorbronze mit Ringschmierung, die Schnecke selbst im Ölbad.

Der in der Schneckenachse auftretende Axialdruck wird durch Kugelbundringe aufgenommen, welche je nach der Umdrehungsrichtung auf der entsprechenden Seite oder bei Umsteuerung auf beiden Seiten angeordnet werden. Der Axialdruck in der Radwelle wird durch Stahlringe aufgehoben.

Diese Schneckengetriebe werden ausgeführt zur Übertragung von 0,5 bis 25 PS bzw. bis etwa 2000 kg Zahndruck.

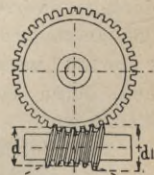
Radius $T = 90$ bis 550 mm.

123. Globoidschnecken.

Die Schnecke ist so geformt, dass sich dieselbe in jedem Punkte ihrer Länge dem Teilkreise des Schneckenrades anschliesst.

In der vorigen Auflage dieses Buches hatten wir folgenden Satz vermerkt:

„Die Schnecke ändert, in axialer Richtung gemessen, von Punkt zu Punkt ihren Durchmesser und somit bei der Drehung ihre Umfangsgeschwindigkeit.



Sobald aber zwei feste Körper, der eine abhängig vom anderen, aneinander gleiten und dabei unter sich einen Geschwindigkeitsunterschied aufweisen, muss eine Bremswirkung eintreten, und zwar um so grösser, je grösser die Differenzen der Geschwindigkeiten sein werden. Bremsen heisst aber Kraft töten und diese in Wärme umsetzen. Wärme in diesem

Sinne ist aber direkter Verlust und aus diesem Grunde schädlich für Schneckengetriebe, sie bewirkt Festfressen der einzelnen Teile.“

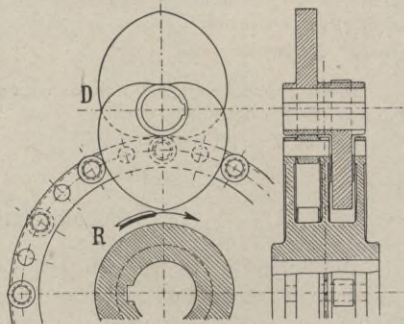
Darauf sendet uns die Maschinenfabrik P e k r u n eine Berichtigung, welche lautet:

„Es spricht dafür, dass die Globoidschnecke die einzig richtige Schnecke für die Praxis ist, folgender Umstand: An einer unserer in Betrieb befindlichen Fräsmaschinen befindet sich eine zylindrische Transportschnecke, die infolge langjährigen Gebrauches sich abgenutzt hat und nun jetzt eine vollkommene Globoidschnecke darstellt. Es ist also hiermit bewiesen, dass zylindrische Schnecken auf keinen Fall das Richtige sind. Zylindrische Schnecken bilden sich also im Dauerbetrieb in Globoidschnecken um. Es ist also das einzig Richtige, gleich Globoidschnecken anzufertigen und zu verwenden.“

Die Globoidschneckengetriebe werden mit Übersetzungen 1:10 bis 1:30 in einem geschlossenen Gehäuse geliefert.

124. Das Grissongetriebe.

Dasselbe besteht aus dem Rollenrad *R* und dem Daumenrade *D*. Das Rollenrad besitzt drei Wandungen, zwischen denen Rollen in gleichen Abständen angeordnet sind, derart, dass die zwei Rollensysteme um die halbe Rollenentfernung gegeneinander versetzt sind. Das Daumenrad *D* trägt 2 um 180° versetzte Daumen, deren Form durch die Eingriffsverhältnisse genau bestimmt ist.



Grissongetriebe.

Dies Getriebe wird ausgeführt für Übersetzungen von 1:5 bis 1:50 sowohl ins Langsame als auch ins Schnelle.

Reibungsräder. 125—128.

Reibungsräder verwendet man bei schnell umlaufenden Wellen, welche oft in und ausser Betrieb gesetzt oder während des Betriebes in ihren Geschwindigkeiten verändert werden müssen, und wo ruhiger, stossfreier Gang erwünscht ist.

125. Ebene zylindrische Reibungsräder.

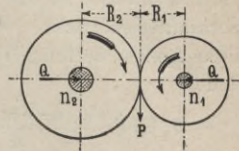
a) Berechnung.

Anwendung nur für kleinere Leistungen, da bei Übertragung grösserer Kräfte der nötige Anpressungsdruck zu gross ausfällt, denn die zwischen den Umfängen entstehende Reibung muss mindestens gleich dem Betrage der zu übertragenden Kraft sein, also:

$$Q \cdot \mu = P \dots (1)$$

worin Q der Druck der Räder aneinander in kg,

P Umfangskraft, für welche die Gleich. in § 129 gelten,
 μ Reibungskoeffizient der gleitenden Reibung. (Je grösser dieser, um so grösser wird auch der Wirkungsgrad eines solchen Getriebes sein, deshalb lässt man zweckmässig Holz, Leder oder gepresstes Papier auf Eisen laufen.)

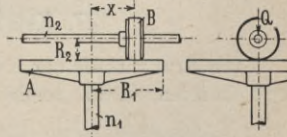


Grauguss auf Grauguss	$\mu = 0,1$ bis $0,15$;	Mittelwert	0,12
" " Leder	$\mu = 0,2$ " $0,3$;	"	0,25
" " Papier	$\mu = 0,15$ " $0,2$;	"	0,18
" " Holz	$\mu = 0,2$ " $0,5$;	"	0,3

Bei Berechnung des Anpressungsdruckes wird man vorteilhaft auch den kleineren Wert von μ zu beachten haben.

b) Veränderung des Übersetzungsverhältnisses.

Scheibe B am Umfang meist beledert, wird von der Planscheibe A angetrieben. Der Abstand x kann dem Übersetzungsverhältnis entsprechend eingestellt werden durch Verschiebung der Scheibe B .



Die Breite der in Flanschen gehaltenen Ledereinlage der Scheibe B , nicht grösser als 30 bis 40 mm, da sonst viel Reibungsverlust.

$$\text{Drehmoment} = Q \cdot \mu \cdot x \text{ in kgcm} \dots (2)$$

$$\text{Anpressungsdruck } Q = P : \mu \text{ in kg} \dots (3)$$

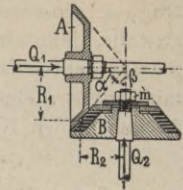
$$\text{Übersetzungsverhältnis} = x : R_2 \text{ also } n_2 \cdot R_2 = x \cdot n_1 \dots (4)$$

Die übertragbare Leistung N bestimmt sich nach den Gleichungen in § 129.

126. Kegel-Reibungsräder.

Anwendung nur für kleinere Kräfte.

Die getriebene Scheibe *B* ist mit einer Schicht Lederringe, gepresstem Papier oder Holz armiert, welche durch die Mutter *m* zusammengedrückt wird. Bei rechtwinkliger Achsenstellung ist nötiger Anpressungsdruck



$$Q_1 = P \cdot \frac{\sin \alpha + \mu \cdot \cos \alpha}{\mu} \text{ in kg} \dots (5)$$

$$Q_2 = P \cdot \frac{\sin \beta + \mu \cdot \cos \beta}{\mu} \text{ in kg} \dots (6)$$

Man erhält für $\mu = 0,25$, wenn

Übersetzungsverhältnis $R_1 : R_2 =$	1	2	3	4	5	
Druck $Q_1 =$	3,5	4	4,1	4,1	4,1	P
„ $Q_2 =$	3,5	2,7	2,2	2	1,8	P

Bei $\alpha = \beta = 45^\circ$ und Gusseisen auf Leder ($\mu = 0,25$) wird

$$Q_1 = Q_2 = 3,5 P \text{ in kg} \dots (7)$$

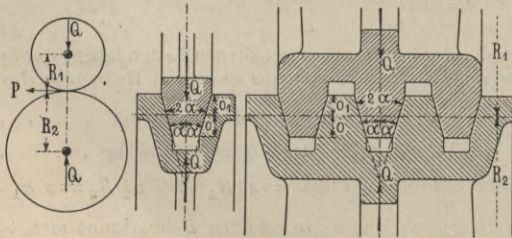
$$\text{Übersetzungsverhältnis } i = R_1 : R_2 \dots (8)$$

$$\text{Übertragbare Kraft } N = \frac{P \cdot R_2 \cdot n_2}{71620} \dots (9)$$

worin R_2 in cm einzusetzen ist.

127. Keilrillen-Reibungsräder.

Die Kranzprofile der Keilräder greifen keilförmig ineinander und können etwas mehr Kraft übertragen als die zylindr.



Reibungsräder unter 125 a, da der nötige Anpressungsdruck kleiner wird. Für die Umfangskraft *P* gelten die Regeln in § 129.

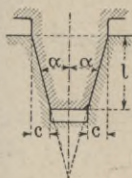
Den Anpressungsdruck ermittelt man rechnerisch zu:

$$Q = P \cdot \frac{\sin \alpha + \mu \cdot \cos \alpha}{\mu} \text{ in kg} \dots (10)$$

Für Grauguss auf Grauguss ($\mu = 0,12$) und $2\alpha = 30^\circ$

$$\text{Anpressungsdruck } Q = 3,5 \cdot P \text{ in kg} \dots (11)$$

Anzahl der Rillen.



$$\text{Auflagedruck } q = \frac{Q}{z \cdot 2c} \text{ pro cm Länge} \dots (12)$$

worin $z = \text{Anzahl der Rillen}$

$$\text{zulässig } q = 120 - 150 \text{ kg/cm} \dots (13)$$

Für $l = 1 \text{ cm}$, Winkel $\alpha = 15^\circ$ und $q \sim 135 \text{ kg/cm}$ wird also:

$$Q = 135 \cdot l \cdot \text{tg } 15^\circ \cdot 2 \cdot z = 72 \cdot z \dots (14)$$

Mit Berücksichtigung der Gleichung 11 wird dann:

$$\text{Nötige Rillenzahl } z \sim \frac{1}{20} \times \text{Umfangskraft } P \dots (15)$$

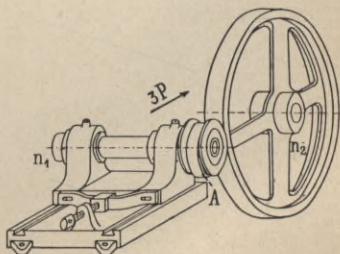
Vorteil: Ausschaltung der einen Welle durch Verschieben der Welle leicht möglich.

Nachteil: Nur in einem Punkte der Berührungslinie findet ein Rollen statt, in allen anderen Punkten erfolgt Gleiten, wodurch beträchtliche Arbeit in Wärme umgesetzt, also für die Übertragung verloren geht. Dieser Verlust ist um so kleiner, je kleiner die Kopflängen o und o_1 im Verhältnis zu den Radien der Räder sind. Anordnung **mehrerer Keilnuten** ist vorzuziehen, weil dann die Tiefe der Nuten vermindert und der Anlagedruck kleiner gehalten werden kann. Die Keilräder sind vorzugsweise für Übersetzungen ins Langsame zu empfehlen.

128. Evans-Friktion mit loseem Riemen.

Dieses Getriebe ist ein Mittelding zwischen Riemen- und Reibungsräder.

Der etwas grösser als der Scheibenumfang ausgeführte Riemen *A* vergrößert die Berührungsfläche und fällt deshalb die durch den Anpressungsdruck erzeugte Pressung auf die Flächeneinheit geringer aus als bei den gewöhnlichen Reibungsrädern.



Anpressungsdruck $Q = 3 \times$ Umfangskraft. . . (1)

Für Umfangskraft P gelten die Gleichungen in § 129.

Übersetzungsverhältnis $i = R_1 : R_2$ (2)

Statt einen breiten Riemen verwendet man besser mehrere schmale in Breiten von 30 mm und 5 bis 6 mm Dicke. Die Riemen werden nur lose auf die mit Rändern versehene Scheibe gelegt und müssen im Durchmesser etwa 10 bis 15 mm grösser sein als die Scheibe (*Fig. 2*).

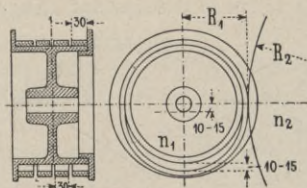


Fig. 2.

Ein Riemen von 25 mm Breite und 5 bis 6 mm Stärke überträgt bei dieser Anordnung

bei 8 Mtr. Geschwindigkeit in der Sekunde 1 PS . . . (3)

Diese Leistung wächst proportional der Geschwindigkeit.

Anwendung: Bis zu 8 Mtr. Umfangsgeschw., bis zu 15 PS Kraftübertragung und bis Übersetzung 1:15.

Vorteil: Wenig Raumbedarf, leicht ausrückbar.

Nachteil: Ganz gleichmässige Übertragung ist nicht zu erzielen.

Absehnitt V.

Transmissionen.

Transmissionen. 129—177.

Mit Transmission bezeichnet man im allgemeinen einen Wellenstrang einschliesslich der auf der Welle sitzenden Riemscheiben, Seilscheiben und Kupplungen, sowie der zugehörigen Lager.

129. Hauptgleichungen zur Umrechnung.

Die in Betracht kommenden theoretischen Grössen sind folgende:

Wenn Halbmesser R in Mtr.	}	Umfangsgeschw.	
		$U = \frac{2 \cdot R \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{1}{30} R \cdot \pi \cdot n$ in Mtr/Sek . . . (1)	
		Umdrehungen	
		$n = \frac{60 U}{2 R \cdot \pi} = 30 \frac{U}{R \cdot \pi}$ in der Min. . . (2)	
		Pferdestärken $N = \frac{1}{75} P \cdot U$ (3)	
		Umfangskraft $P = \frac{75 N}{U}$ in kg (4)	

Auf cm bezogen ist:

$$\text{Drehmoment } M_d = P \cdot R = 71620 \frac{N}{n} \text{ in kgcm} . . . (5)$$

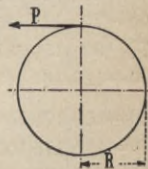
$$\text{Umfangskraft } P = M_d : R \text{ in kg} (6)$$

Beispiel: Eine Riemscheibe von $R = 65$ cm soll $N = 65$ PS bei $n = 120$ Touren übertragen, so ist nach Gl. 5:

$$\text{Drehmoment } M_d = 71620 \cdot \frac{65}{120} = 38600 \text{ kgcm},$$

nach Gl. 6:

$$\text{Umfangskraft } P = \frac{38600}{65} = 595 \text{ kg}.$$



130. Wellen für Transmissionen.

a) Zahl der Umdrehungen vorteilhaft:

für Hauptwellenleitungen $n = 150$ bis 200 i. d. Min. . . (7)

für Nebenwellenleitungen $n = 200$ bis 300 i. d. Min. . . (8)

b) Der Wellendurchmesser.

Die Berechnung auf Festigkeit und zulässiger Grösse des Verdrehungswinkels ist ausführlich behandelt in § 60, woselbst in 60b eine Tabelle angegeben ist, um aus Drehmoment

M_d oder dem Wert $\frac{N}{n}$ den Wellendurchmesser zu bestimmen.

Bequemer ist nachfolgende Tabelle. Diese gibt für $N = 300$ und $n = 160$, Durchm. $d = 14,5$ cm.

Einfacher ist die Benutzung der folgenden für den praktischen Gebrauch zusammengestellten Tabelle. Diese gibt für $N = 300$, $n = 160$, $d = 145$ mm.

c) Übertragbare Pferdestärken der Wellen.

Pferdestärken N	Umdrehungen i. d. Minute														
	40	60	80	100	120	140	160	180	200	225	250	275	300	350	400
1—2	55	50	45	45	40	40	40	40	40	35	35	35	35	30	30
2—3	60	55	55	50	45	45	45	40	40	40	40	40	40	35	35
3—4	65	60	60	55	50	50	45	45	45	40	40	40	40	40	40
4—6	75	70	60	60	60	55	50	50	50	50	45	45	45	40	40
6—8	80	70	70	65	60	60	60	50	50	50	50	50	50	45	45
8—10	85	75	70	70	65	60	60	55	55	55	50	50	50	50	45
10—12	90	80	75	70	70	65	60	60	60	55	55	50	50	50	50
14—18	95	80	75	75	70	70	65	60	60	60	55	50	50	50	50
18—20	100	90	85	80	75	75	70	70	70	65	65	60	60	55	55
20—25	105	95	90	85	80	75	70	70	70	70	70	65	65	60	60
25—30	110	100	95	90	80	75	75	75	75	70	70	70	70	65	60
30—40	120	110	100	95	90	80	80	80	80	75	75	75	70	70	70
40—50	130	110	105	100	95	85	85	85	85	80	80	80	75	70	70
50—60	130	115	105	105	100	90	90	85	85	80	80	80	80	75	70
60—70	140	125	115	110	105	95	90	90	90	90	85	85	80	80	75
70—90	150	135	120	115	110	105	95	95	95	95	90	90	90	80	80
90—120	160	145	135	125	110	115	110	105	105	95	90	90	95	90	85
120—150	170	150	135	135	120	120	115	110	110	110	105	100	100	95	90
150—175	175	155	145	140	130	120	120	115	115	110	110	105	105	100	95
175—200	180	165	150	140	135	130	130	125	120	115	110	110	110	105	100
200—225	185	170	155	145	140	135	135	130	125	120	115	115	110	110	105
225—250	190	175	160	150	145	140	135	135	125	125	120	115	115	110	105
250—275	195	180	165	155	150	145	140	135	130	130	125	120	115	115	110
275—300	200	180	170	160	155	145	140	140	135	130	130	125	120	115	110
300—350	205	185	175	165	160	150	145	140	140	135	130	130	125	120	115
350—400	215	195	180	170	165	155	150	145	140	140	135	130	130	125	120
400—450	220	200	185	175	170	160	155	150	145	140	140	135	130	130	125
450—500	225	205	190	180	170	165	160	155	150	145	140	140	135	130	125

Beispiel: Für $N = 200$ PS, $n = 160$ ergibt die Tab. c Wellendurchmesser $d = 130$ mm.

d) Material der Wellen.

Im allgemeinen zähes Walzeisen oder weicher Stahl. Für Hauptantriebswellen Gussstahl.

Komprimierte Wellen aus weichem Martinstahl sind bis auf $\frac{1}{20}$ mm im Durchmesser genau hergestellt und werden nicht abgedreht. Sie sind deshalb billiger als gedrehte Wellen.

131. Wellenlänge und Lagerung.

a) Mit Rücksicht auf billigere Herstellung wählt man möglichst gleich lange Wellenstücke und zwar:

Wellendurchm. bis	40	60	80	120	135	150	mm,
Normale Länge	3	4	5	6	5.5	5	Mtr.

Man kann mit Beachtung der örtlichen Verhältnisse betreffs Anordnung der Riemscheiben, Lager und Kupplungen von diesen Werten beliebig abweichen. Die Mehrkosten auf bestimmte Längen sind nicht bedeutend.

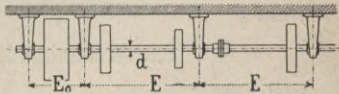
b) Lagerentfernung.

An der Hauptantriebsstelle soll die Lagerentfernung möglichst klein sein und die Welle um etwa 10 % grösseren Durchmesser haben.

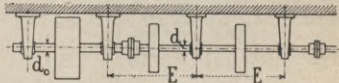
Im allgemeinen wird man beim Entwerfen von Neuanlagen dafür sorgen, dass an den Kraftentnahmestellen die Riemscheiben sowie die Kupplungen und dergl. möglichst dicht am Lager sitzen. Ist dies nicht durchführbar, so wähle man die Lagerentfernung möglichst kleiner.

Kraftentnahme dicht a. d. Lagern.

d bis	40	60	90	150	mm
E_0	1.5	1.8	2	2.3	Mtr.
E	2	2.5	3	3.5	Mtr.

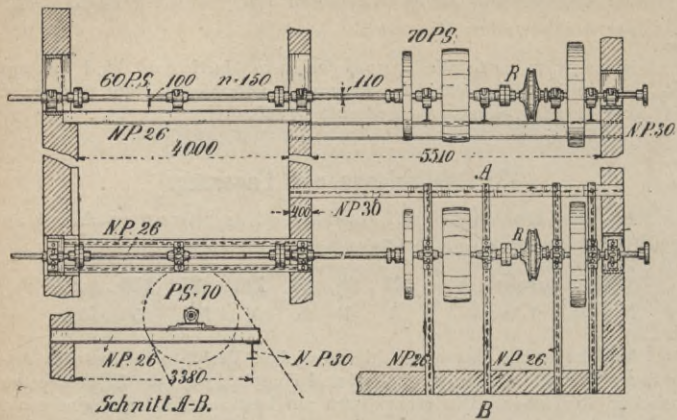
**Kraftentnahme nicht a. d. Lagern.**

d bis	40	60	90	150	mm
d_0	50	80	110	180	"
E	1.5	2	2.5	3	Mtr.

*c) Die Anordnung der Lager*

bietet häufig Schwierigkeiten, man muss sich dann zu helfen wissen. In der nachstehend gezeichneten Anlage sind I-Träger als Unterstützung der Lager angeordnet. Die Anlage hat sich

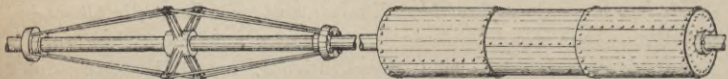
gut bewährt, jedoch zeigten die Träger geringe Nachgiebigkeit, woraus zu folgern ist, dass kein kleineres Trägerprofil hätte



genommen werden dürfen (NP 26 bedeutet Normal-Profil 26 cm hoch).

d) Spannwerke.

Unter Umständen, wo zur Anbringung eines Lagers weder Wand noch Fussboden noch Säule vorhanden sind, ordnet man



wohl auch Spannwerke (Stern mit Spannankern oder Trommel) an.

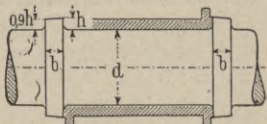
132. Wellenbunde und Stellinge.

Seitliche Verschiebungen des Wellenstrangs werden verhütet durch Anordnung von **Wellenbunden**.

$d = 30-45 \quad 50-65 \quad 70-95 \quad 100-150$ über 150

$b = 12 \quad 14 \quad 16 \quad 18 \quad 20$

$h = 8 \quad 10 \quad 12 \quad 15 \quad 20$

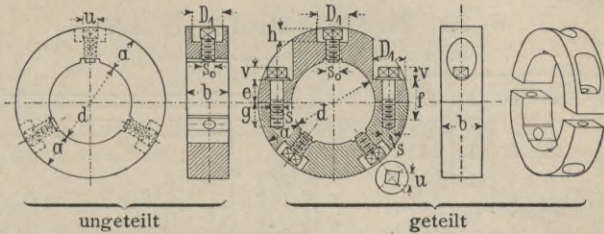


Jeder Wellenstrang (ohne eingedrehten Lagerlauf) muss mindestens mit **2 Stellinge**n versehen sein, um Verschiebungen in der Längsrichtung zu verhindern. Die Wärmeausdehnung in der Längsrichtung des Wellenstranges muss bei Befestigung

der Stellringe berücksichtigt werden. Nach § 29 e ergibt sich bei 30° Temperatur:

Ausdehnung $\lambda = 0,3$ mm für d. lfd. Mtr. Welle . (1)

Man ordne deshalb die Stellringe an einem Lager oder an zwei benachbarten Lagern an. Geteilte Stellringe können nachträglich auf den Wellenstrang gebracht werden, sind aber teurer.

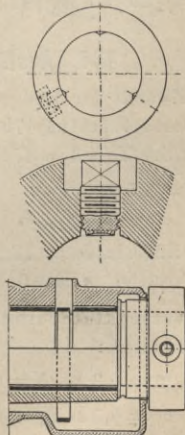


$d =$	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
$a =$	23	23	25	25	28	28	30	30	32	32	35	38	40
$b =$	30	33	36	40	42	46	48	50	55	60	63	66	70
$e =$	13	16	18	20	20	22	23	24	24	25	26	26	28
$f =$	32	32	32	41	41	41	41	50	50	50	50	50	50
$g =$	20	20	20	25	25	25	25	32	32	32	32	32	32
$h =$	10	12	13	15	15	16	16	18	18	20	20	20	22
$s_0 = s =$	$\frac{1}{2}''$	$\frac{5}{8}''$	$\frac{5}{8}''$	$\frac{5}{8}''$	$\frac{5}{8}''$	$\frac{3}{4}''$	$\frac{3}{4}''$	$\frac{3}{4}''$	$\frac{3}{4}''$	$\frac{7}{8}''$	$\frac{7}{8}''$	$\frac{7}{8}''$	$\frac{7}{8}''$
$v =$	14	18	18	18	18	22	22	22	22	25	25	25	25
$D_1 =$	26	32	32	32	32	41	41	41	41	44	44	44	44

Die Anzahl der Stellschrauben möglichst gleich 3, damit parallele Stellung des Stellrings zur Lagerschalenkante gewährleistet ist.

Ausführung der Stellschrauben nicht mit Körnerspitzen, sondern ringförmig eingedreht. Die Stellschrauben müssen versenkte Köpfe haben.

Stellringe für eingekapselte Ringschmierlager. Da die äusseren Stirnflächen des Lagers kein Öl erhalten, gibt man dem Stellring einseitigen Bund mit Spritzring.



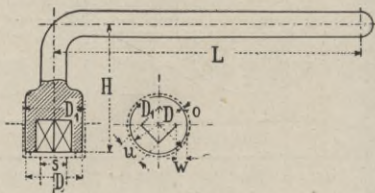
Für Ringschmierung.

133. Steckschlüssel für Schrauben.

Bei Stellringen, Kupplungen und verschiedenen anderen Teilen kommt es vor, dass ein gewöhnlicher Schraubenschlüssel zum Anziehen der Mutter oder zum Festhalten des Kopfes gegen Drehen nicht Platz hat. Man benützt dann einen sog. Steckschlüssel.

a) Tab. Der Steckschlüssel für □ Köpfe zum Anziehen der Stellringe.

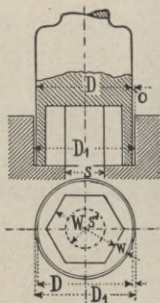
s	u	w	o	D	D ₁
1/2"	13	3	1	24	26
5/8"	16	4	1	30	32
3/4"	20	5	1,5	38	41
7/8"	22	5	1,5	41	44
1"	24	6	1,5	46	49



ferner $L = 12s$, $H = 5s$.

b) Tab. Der Steckschlüssel für \square Köpfe.

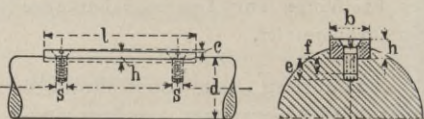
s =	3/8"	1/2"	5/8"	3/4"	7/8"	1"	1 1/8"	1 1/4"	1 3/8"	1 1/2"
W =	19	24	27	33	38	42	45	50	54	60
w =	3,8	4,8	5,4	6,6	7,6	8,4	9	10	10,8	12
o =	0,5	0,5	1	1	1	1	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2
D =	28	34	38	45	51	58	61	67	77	82
D ₁ =	29	35	40	47	53	60	63	70	80	85



134. Ausführungsmaasse der Federkeile.

Zweck der Federkeile ist erklärt in § 47b. b, h nach Tab. 4 in 47d.

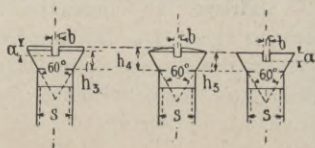
$e = 1,5s$, $f = s$,
Anzug $c = 1/100 l$.



Keilbreite b	12	14	16	18	20	30	34	40	42	50 mm
Schraube s	6	6	8	8	10	13	13	16	16	20 "

Versenkte Schraube zu den Federkeilen:

$a = 0,3s$, $b = 0,2s$,
 $h_3 = 0,5s$, $h_4 = 0,6s$.



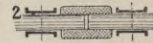
Kupplungen. (135—159.)

135. Das Zentrieren der Wellenmittel.

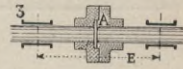
Von Wellenende bis Lagerung ist eine Entfernung e erforderlich. Erleiden nun die Wellen eine Durchbiegung oder liegen sie nicht genau in einer Richtung, so werden sich die Kupplungshälften an den Stirnflächen fortwährend gegeneinander verschieben. Dieses soll das zwangsweise Zentrieren verhindern.



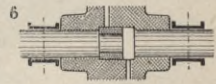
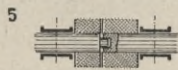
a) Feste Kupplungen. Bei der Hülsen- und der Schalenkupplung sind die beiden Wellenenden von selbst zentriert, **2**.



Bei der Scheibenkupplung wird ein Vorsprung bzw. Eindrehung A angeordnet, **3**. Genaue Ausführung vorausgesetzt, bewährt sich diese Wellenverbindung, auch wenn man aus besonderen Umständen gezwungen ist, die Lagerentfernung gross zu wählen. — Auch mit eingelegtem, zweiteiligem Ring ist bei Scheibenkupplungen gute Zentrierung zu erzielen.

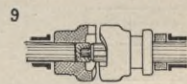
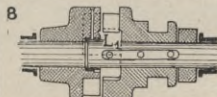
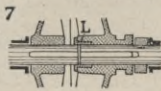


b) Ausdehnungskupplung. Das Zentrieren erfolgt hier:



In der Bohrung der einen Kuppl.-Hälfte | Vorsprung u. Eindreh. in den Wellenköpfen | Eingelegter Ring (bei ungl. Wellendurchm.)

c) Lösbare und Ausrückkupplungen. (Klauen-, Reibungs- u. dergl. Kupplungen.) Da hier im ausgerückten Zustand eine Relativedrehbewegung der beiden Wellenenden gegeneinander stattfindet, so wird die Zentrierung durchgebildet als

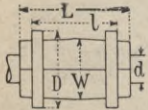
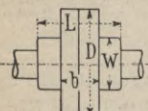
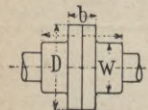
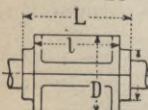
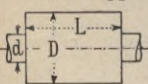


Lagerung in Rotgussbüchse L . | Lagerung in Rotgussbüchse m. Schmierl. L_1 | Vorsprung und Ausbohr. i. d. Wellenend.

136. Hauptabmessungen für das Projektieren.

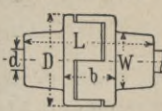
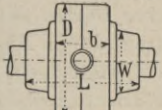
Bevor wir zur Konstruktion der einzelnen Kupplungsarten übergehen, mögen hier die Tabellen für die Hauptmaasse, die für das Projektieren von Transmissionen genügen, angegeben sein. Die Maasse entsprechen den Normalien in § 137—147.

a) Tabelle für feste Kupplungen.

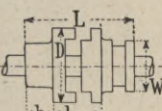
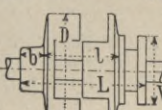
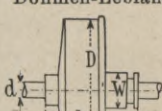
Wellendurchm.	$d =$	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
Hülsekuppl.  (§ 137)	D	160	182	214	236	268	294	320	346	372	396	420
	L	200	240	280	320	360	400	440	480	520	560	600
	l	160	190	220	260	290	320	350	380	410	440	480
	W	110	132	154	176	198	220	242	264	286	308	330
	<i>Gew.*</i>	12	20	30	45	65	85	125	150	190	240	290
Scheibekuppl.  (§ 138 a)	D	252	272	320	352	380	408	434	458	490	512	544
	L	180	200	225	250	275	300	325	350	380	400	440
	W	105	126	147	163	179	200	215	237	252	267	295
	b	90	100	110	124	130	140	150	165	180	200	210
	<i>Gew.*</i>	30	45	55	65	95	110	135	170	195	220	260
Scheibekuppl.  (§ 138 b)	D	200	222	260	280	306	318	338	358	390	418	440
	L	160	190	210	230	260	280	320	340	360	400	420
	W	100	120	140	160	175	190	200	215	230	245	260
	b	80	80	90	90	100	110	110	120	120	130	140
	<i>Gew.*</i>	24	30	45	60	70	100	115	150	165	208	225
Schalenkuppl.  (§ 139)	D	160	192	212	236	270	286	300	336	352	370	396
	L	200	240	240	320	360	400	440	480	520	560	600
	l	150	180	210	240	280	320	350	380	420	450	480
	W	104	122	140	164	178	192	208	224	236	254	280
	<i>Gew.*</i>	20	22	24	34	48	65	85	120	160	190	225
Sellers-Kuppl.  (§ 140)	D	150	180	200	220	236	270	284	310	330	350	370
	L	215	250	280	310	330	360	380	420	450	480	500
	<i>Gew.*</i>	20	30	40	60	75	100	125	155	190	240	290

*) Gew. = Gewicht in kg.

b) Tabelle für bewegliche Kupplungen.

Wellendurchm.	<i>d</i>	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
Ausdehn.-Kuppl.	<i>D</i>	200	225	250	275	300	325	350	375	400	425	450
	<i>L</i>	280	295	320	350	370	400	410	450	470	500	520
	<i>W</i>	114	134	144	164	174	194	314	234	244	264	276
	<i>b</i>	120	125	140	160	170	190	210	225	240	260	270
	<i>Gew.</i>	20	35	45	60	80	110	140	170	200	245	300
Kreuzgelenkkuppl.	<i>D</i>	220	250	280	320	360	380	400	425	450		
	<i>L</i>	220	240	270	310	350	370	390	420	440		
	<i>W</i>	105	120	133	152	170	182	205	215	225		
	<i>b</i>	75	85	100	110	120	130	140	150	155		
	<i>Gew.</i>	35	50	70	85	110	140	170	210	260		

c) Tabelle für Ausrück-Kupplungen.

Klauenkuppl.	<i>D</i>	190	225	260	290	330	380	380	415	450	450	450
	<i>L</i>	290	330	375	430	470	520	520	540	610	610	675
	<i>l</i>	110	130	150	190	190	210	210	230	240	240	260
	<i>W</i>	130	150	175	200	220	250	250	290	320	320	350
	<i>b</i>	75	85	100	105	125	145	145	160	170	170	190
	<i>Gew.</i>	20	35	45	60	85	110	135	165	200	240	300
Hildebrandt-Kuppl.	<i>D</i>	300	340	390	440	480	520	560	600			
	<i>L</i>	292	308	352	389	427	460	476	491			
	<i>l</i>	140	150	180	190	215	235	255	275			
	<i>W</i>	180	200	240	270	290	310	330	350			
	<i>b</i>	65	70	80	90	95	105	110	115			
	<i>Gew.</i>	50	60	95	140	185	255	325	375			
Dohmen-Leblanc	<i>D</i>	450	550	660	670	880	1040	1290	1490	1490	1700	1700
	<i>L</i>	270	300	390	400	435	530	548	598	598	670	670
	<i>l</i>	60	65	70	80	100	145	170	190	190	235	255
	<i>W</i>	125	140	175	200	220	245	265	285	285	330	355
	<i>b</i>	70	153	190	195	220	240	250	280	280	320	330
	<i>Gew.</i> *)	90	130	210	300	410	540	710	910	1140	1400	1600

*) mit ausbalancierten Bremsklötzen Gewicht $\sim 20\%$ grösser.
Gew. = Gewicht in kg.

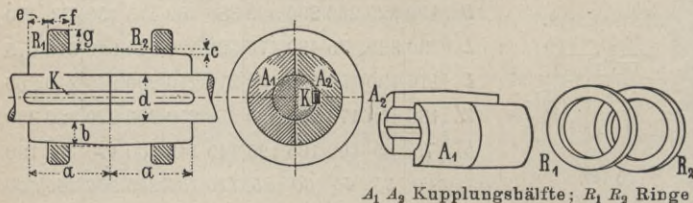
I. Feste Kupplungen. 137–141.

Hierzu gehören: Hülsen-, Scheiben-, Schalen-, Sellers- und Cremer-Kupplung.

137. Hülsenkupplung.

Die zwei Hülsenhälften A_1 und A_2 sind am Umfang als Doppelkegel ausgebildet. Die zwei schmiedeeisernen Ringe werden bei Montage angetrieben. Diese Kupplung wird mit Vorteil bei Transmissionen verwendet, welche im Freien oder in mit Dampf gefüllten Räumen laufen, wo starkes Rosten der Eisenteile auftritt. Da sich die Kupplungshälften durch Abtreiben der beiden Ringe leicht entfernen lassen, so ist eine Veränderung der Wellenleitung, Aufbringen von Riemscheiben und dergl. ohne besondere Schwierigkeiten durchführbar.

Tabelle der Hülsenkupplung. *)



d	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
a	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280	300
b	30	36	42	48	54	60	66	72	78	84	90
e	20	25	30	30	35	40	45	50	55	60	60
f	20	25	30	30	35	40	45	50	55	60	60
g	25	25	30	30	35	37	39	41	43	44	45

Konizität der Kegelfläche $c : a = 1/20$.

Für dazwischenliegende Wellendurchmesser benutzt man dieselben Abmessungen, so dass nur Maass b sich ändert.

Befestigung auf der Welle vorteilhaft mit Federkeil nach § 134.

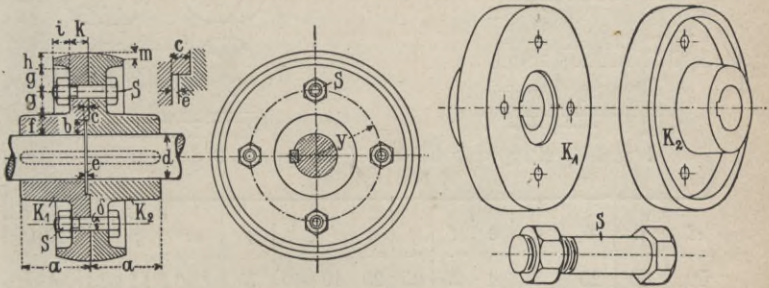
*) Hauptmaasse auch nach § 136 a.

138. Scheibenkupplung.

Die beiden Teile K_1 und K_2 werden durch Schrauben miteinander verbunden und durch eine Eindrehung zentriert. Die Befestigung der zwei Kupplungsenden auf den Wellenenden muss solide erfolgen, meist durch Aufpressen mit Wasserdruk.

Da die Kupplungshälften nicht abziehbar sind, müssen die für die Wellenleitung bestimmten Riemscheiben und dergl. zweiteilig sein. Eine Einzelwelle kann nur aus deren Wellenleitungsstrang genommen werden nach Verschieben in der Längsrichtung um die Höhe des Ansatzes.

a) Tab. für Scheibenkupplung mit Kopfschrauben.*)

 K_1 und K_2 Kupplungshälften (Grauguss), S Schrauben.

d	a	b	c	e	f	g	h	i	k	m	y	Schrauben	
												Zahl	δ
50	90	20	6	2	28	28	17	22	23	6	81	4	$5/8''$
60	100	24	6	2	33	28	17	25	25	6	91	4	$5/4''$
70	112	28	7	2	38	35	17	26	29	6	108	4	$7/8''$
80	125	32	8	2	43	38	17	30	32	6	121	4	1''
90	140	36	9	2	48	40	17	30	35	7	133	4	1''
100	150	40	9	2	53	42	17	30	40	7	145	4	1''
110	162	44	10	2	58	43	18	30	45	7	156	6	1''
120	175	48	11	2	63	43	20	33	50	7	166	6	1''
130	190	52	12	2	68	45	22	35	55	8	178	6	$1\frac{1}{8}''$
140	200	56	12	2	73	45	23	40	60	8	188	8	$1\frac{1}{4}''$
150	220	60	12	2	78	50	24	40	65	8	203	8	$1\frac{1}{4}''$

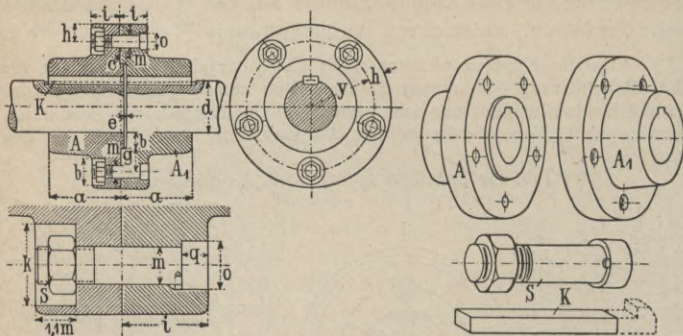
Für dazwischenliegende Wellendurchmesser benutzt man dieselben Abmessungen, so dass nur Maass f sich ändert.

Keilmaasse nach § 47 d, Steckschlüssel nach § 133 b.

*) mit versenkten Schrauben nächste Seite.

b) Tab. für Scheibenkupplung mit versenkten Schrauben.

Diese Kupplung ergibt etwas kleineren äusseren Durchm. (vergl. Tab. 1 in § 136) und findet besonders bei stärkeren Wellen Anwendung.



A und A₁ Kupplungshälften (Grauguss), S Schrauben, K Keil (Stahl).

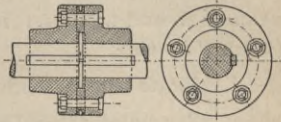
d	a	b	c	e	f	g	h	i	k	y	Schrauben			Zahl
											m	q	o	
50	80	25	8	4	25	25	25	40	40	75	5/8"	11	23	4
60	95	26	8	4	30	29	26	40	40	85	5/8"	11	23	4
70	105	27	9	4	35	38	30	45	47	100	3/4"	14	28	4
80	115	28	9	4	38	42	30	45	47	110	3/4"	14	28	5
90	130	29	10	4	41	45	34	50	53	119	7/8"	16	30	5
100	140	30	11	4	44	45	34	55	53	125	7/8"	16	30	5
110	160	31	11	4	47	49	34	55	53	135	7/8"	16	30	6
120	170	32	12	4	50	53	34	60	60	145	1"	18	34	6
130	180	33	12	4	56	57	40	60	60	155	1"	18	34	6
140	200	34	12	4	56	61	44	65	63	165	1 1/8"	20	36	7
150	210	35	14	5	60	65	45	70	63	175	1 1/8"	20	36	7
160	220	36	14	5	63	69	45	70	70	185	1 1/4"	22	40	7
170	230	37	15	5	66	73	45	70	70	195	1 1/4"	22	40	8
180	240	38	15	5	70	77	45	70	70	205	1 1/4"	22	40	8
190	250	39	16	5	73	81	55	80	85	215	1 1/2"	27	48	8
200	260	40	16	5	75	85	55	80	85	225	1 1/2"	27	48	8

Öffnung k muss dem äusseren Durchmesser eines Steckschlüssels (§ 133 b) entsprechen.

Hauptmaasse auch nach § 136 a, Keile nach § 47 d.

c) Scheibenkupplung mit Zwischenstück.

Diese Kupplung gestattet die Ausserbetriebsetzung des einen Wellenstranges, indem die Schrauben und das geteilte Zwischenstück entfernt werden. Man hat hier nicht nötig, das eine Wellenende in der Längsrichtung zu verschieben, um das Aneinanderreiben der Wellenenden bei gelöster Kupplung zu verhüten.



d) Die Berechnung der Schrauben für Scheibenkupplungen.

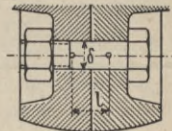
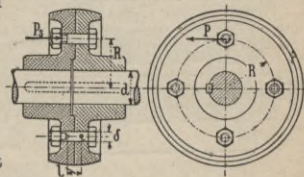
Eigentlich soll die durch die Anpressung der Schrauben erzeugte Reibung instande sein, das Drehmoment zu übertragen. Anpressungsdruck sämtl. Schrauben

$$P_s = \frac{M_d}{\mu \cdot R} \text{ in kg.}$$

Reibungskoeff. $\mu = 0,25,$

$R =$ Lochkreishalbmesser in cm.

Die Kupplung soll aber selbst bei gelockerten Schrauben noch ihren Zweck erfüllen. Da nun der Bolzendurchm. meist etwas kleiner ist als der Lochdurchm., so rechnen wir nicht auf Abscherung, sondern auf Biegung.



Bezeichnet: M_d Drehmoment in kgcm, R Lochkreishalbm. in cm, z Anzahl der Schrauben, so ist:

Belastung einer Schraube $P_1 = \frac{M_d}{R \cdot z}$ in kg (1)

Biegemoment (nach § 40 h) $M_b = P_1 \cdot \frac{l}{4}$ in kgcm (2)

Beanspruchung $\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{M_b}{0,1 \delta^3}$ in kg/qcm (3)

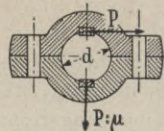
(Länge l und Durchm. δ in cm einsetzen),
zulässig für Stahl 500 kg/qcm (4)

139. Schalenkupplung. (Tab. auf folgender Seite.)

Diese Kupplung besteht aus zwei Hälften, welche durch Schrauben, deren Köpfe und Muttern in äusseren Versenkungen liegen, auf die Wellenenden gepresst werden. Die Durchm. der Wellenenden müssen möglichst genau übereinstimmen, damit eine zentrische Verbindung der Wellen erreicht wird.

a) Berechnung einer Schalenkupplung.

Nimmt man an, die Schrauben sind so fest anzuziehen, dass die Reibung zwischen Wellenumfang und Nabenbohrung das Mitnehmen besorgt, so ist nach § 129, Gl. 2 (wenn d in cm):



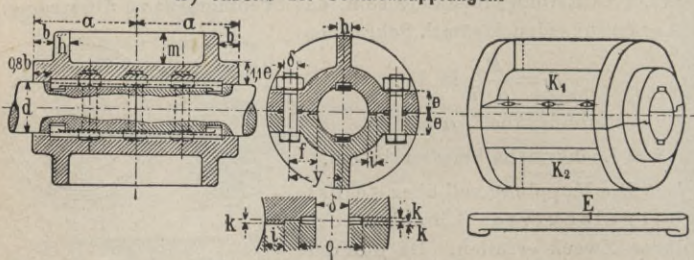
$$\text{Kraft am Wellenumfang } P = 71620 \cdot \frac{N}{0,5 d \cdot n} \text{ in kg.} \quad (1)$$

$$\text{der notwendige Druck} = P : \mu \sim 4 P \text{ in kg} \quad \dots \quad (2)$$

$$\text{nötiger Zug in jeder Schraube } P_1 = 4 P : 2 z \text{ in kg} \quad (3)$$

worin z die Anzahl der Schrauben einer Reihe bedeutet.

b) Tabelle der Schalenkupplungen.



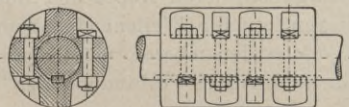
K_1 und K_2 Kupplungshälften (Grauguss), E Einlegekeil (Stahl).

d	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
a	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280	300
b	25	30	35	40	40	40	45	50	50	55	60
c	20	23	28	33	35	38	40	50	53	55	63
e	24	28	32	38	40	42	45	47	48	52	59
f	30	36	40	45	53	53	55	68	70	73	75
h	16	18	20	20	28	30	30	32	32	35	35
i	10	10	10	11	15	15	15	20	20	20	25
k	2	3	3	3	3	3	3	3	3	4	4
m	40	43	43	50	60	60	60	63	63	67	67
o	30	35	40	45	50	50	50	55	55	60	60
δ	$5/8''$	$3/4''$	$3/4''$	$3/4''$	$1''$	$1''$	$1\ 1/8''$	$1\ 1/8''$	$1\ 1/8''$	$1\ 1/4''$	$1\ 1/4''$
Zahl	4	4	4	4	6	6	6	6	6	6	6
y	55	66	75	85	98	103	110	128	135	143	150

Keilmaasse in § 47 d, Tab. 4. Hauptmaasse auch in § 136 a.

c) Geringerer äusserer Durchmesser

der Muffe wird erzielt, wenn man die Schrauben dicht an die Wellen anordnet, wie in beistehender Fig. angedeutet.

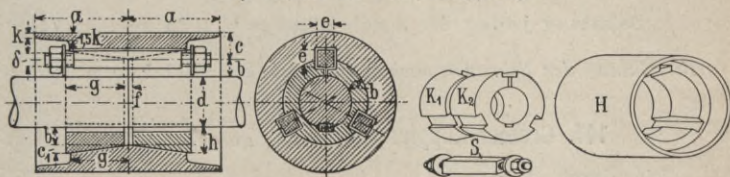


140. Sellers-Kupplung.

Diese kann als die beste der festen Kupplungen bezeichnet werden für Wellen bis 150 mm Durchmesser. Kleine Abweichungen in den Wellendurchmessern sind gestattet. Die Kupplung besteht aus einer aussen zylindrisch, innen doppelkegelförmig ausgedrehten Muffe **H**. Diese umschliesst zwei auf die Wellenenden passende kegelförmige Büchsen **K₁** und **K₂**, welche in ihrer ganzen Länge aufgeschlitzt sind. Die Hülsen werden durch drei Klemmschrauben **S** einesteils auf die Welle, andernteils auf den äusseren Hohlkörper gepresst und kuppeln durch die so hervorgerufene Reibung beide Wellen. Die quadratischen Schraubenbolzen liegen parallel zur Wellenachse teilweise in den Kegelstümpfen und teilweise im äusseren Hohlkörper. Die Kupplung lässt sich leicht aufbringen und entfernen.

Neigung der Kegelflächen gegen die Wellenachse $c_1 : g = 1/8$.

a) Tabelle für Sellers-Kupplung.



<i>d</i>	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
<i>a</i>	107	125	140	155	165	180	190	210	225	240	250
<i>b</i>	20	25	25	28	30	33	35	38	40	43	45
<i>c</i>	30	35	40	42	43	52	52	57	60	62	65
<i>c₁</i>	9	9	12	12	15	17	18	18	20	22	23
<i>e</i>	18	18	22	25	25	28	28	31	33	37	41
<i>f</i>	14	14	16	16	18	18	18	20	20	20	22
<i>g</i>	62	79	88	103	103	113	119	134	145	156	160
<i>h</i>	29	32	37	40	45	50	53	56	60	65	68
<i>k</i>	6	7	8	8	9	10	11	11	12	13	14
<i>δ</i>	5/8"	5/8"	3/4"	7/8"	7/8"	1"	1"	1 1/8"	1 1/8"	1 1/2"	1 1/2"
Schraube Zahl	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3

Keilmaasse nach § 47 d, Steckschlüssel zum Anziehen der Schrauben **S** nach § 133 b, Hauptmaasse auch in § 136 a.

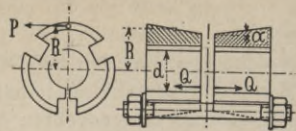
b) Berechnung der Schrauben der Sellers-Kupplung.

Drehmoment nach § 129 Gl. 5:

$$M_d = 71620 \cdot \frac{N}{n} \text{ in kgcm} \quad (1)$$

Aus mittl. Radius R in cm ist dann:

$$\text{Umfangskraft } P = M_d : R \text{ in kg} \quad (2)$$



Bezeichnet α den Neigungswinkel und μ den Reibungskoeffizient, so ist entsprechend den Erklärungen in § 149 b:

$$\text{Axialdruck } Q = P \cdot \frac{\sin \alpha + \mu \cdot \cos \alpha}{\mu} \text{ in kg} \quad (3)$$

Für $\mu = 0,15$ ergibt sich dann:

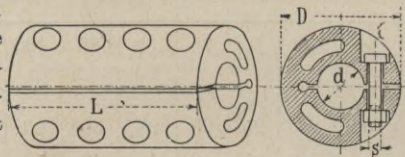
Winkel α	=	0°	3°	5°	7½°	10°	12½°	15°
Neigung	=	0	1:20	1:11	1:7,5	1:5,7	1:4,5	1:3,7
Axialdruck	=	0	1,3 P	1,6 P	1,9 P	2,1 P	2,4 P	2,7 P

$$\text{Belastung jeder der 3 Schrauben} = \frac{1}{3} Q \text{ in kg} \quad (4)$$

$$\text{Berechnung der Schraube nach § 43 e, zul. } k_z = 800 \text{ kg/qcm} \quad (5)$$

141. Cremer-Kupplung (einseitig geschlitzt).

Die durch Anziehen der Schrauben erzeugte Reibung besorgt die Übertragung. Wellendurchmesser müssen möglichst gleich sein.



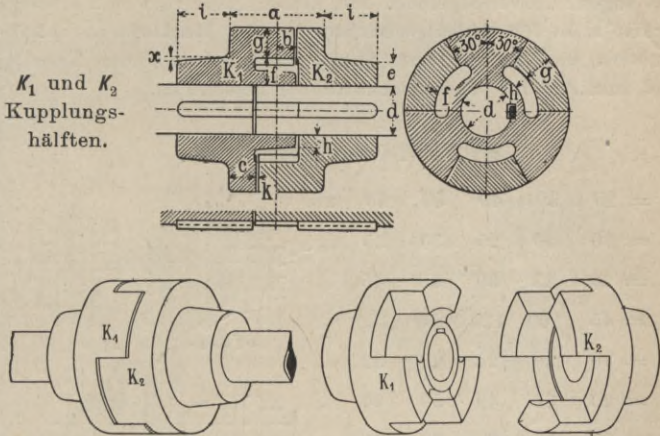
II. Bewegliche Kupplungen. 142—146.

142. Ausdehnungskupplung.

Die durch die Temperatur hervorgerufenen Längenänderungen sind mit dieser Kupplung ausgleichbar. Die Einschaltung einer Ausdehnungskupplung wird unbedingt notwendig bei langen Wellenleitungen, deren Enden durch Lagerung usw. sich nicht verschieben können. Die beiden Kupplungshälften werden in der Längsrichtung mit Spiel (nach Tab. a) einge-

baut. Zur Sicherung der zentrischen Lage der beiden Wellenenden greift das eine Wellenende in die verlängerte Nabe der auf dem anderen Wellenende befestigten Kupplungshälfte.

a) Tabelle für Ausdehnungskupplungen.



$\bar{d}^*) =$	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
$a =$	120	125	140	160	170	190	210	225	240	260	270
$b =$	33	35	38	38	40	40	45	50	50	50	55
$c =$	22	28	32	42	45	55	60	63	70	80	80
$e =$	32	37	37	42	42	47	52	57	57	62	63
$f =$	40	43	45	48	50	53	57	61	63	66	70
$g =$	35	40	45	50	55	60	63	67	72	76	80
$h =$	20	21	22	24	25	26	29	31	33	34	35
$i =$	80	85	90	95	100	105	105	112	115	120	125
$k =$	4	4	6	6	6	6	6	8	8	8	8

Gutes Zentrieren und sauberes Einpassen der Flächen erforderlich.

Werkstattzeichnung im II. Band.

*) Für Durchmesser bis 5 mm grösser als \bar{d} wird Maass e entspr. kleiner, für Durchmesser bis 5 mm kleiner als \bar{d} wird Maass e entspr. grösser. Keilmaasse vergl. § 47 d, Tab. 4. Neigung $x : i = 1 : 50$.

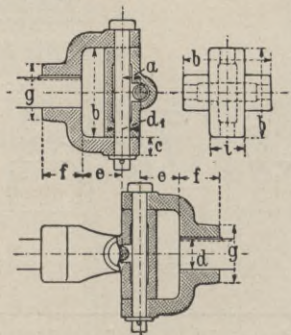
143. Universalgelenk.

Mit Hilfe dieser Kupplung kann man Wellen verbinden, deren Achsen unter einem Winkel zueinander stehen.

Die einfachste Ausführung einer Kreuzgelenkkupplung ist das sogen. Universalgelenk. Mit diesem überträgt man kleinere Kräfte z. B. für Aufrollvorrichtungen der Markisen an Schau- fenstern und Zelten [erste Spalte der nachstehenden Tabelle] und zum Antrieb landwirtschaftlicher Maschinen.

a) Tabelle für Universalgelenk.

$a = 20$	30	40	50	60	mm
$d_1 = 10$	20	25	30	35	"
$a = 10$	25	30	38	45	"
$b = 45$	100	120	150	180	"
$c = 10$	20	24	28	32	"
$e = 20$	35	40	50	60	"
$f = 20$	50	60	70	85	"
$g = 35$	60	80	95	115	"



b) Ungleichförmig ist die Bewegungsübertragung dieser Kupplung.

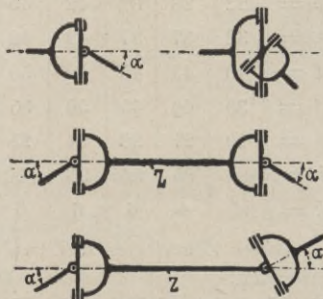
Die Geschwindigkeitsgrenzen verhalten sich wie

$$\frac{1}{\cos \alpha} \text{ zu } \cos \alpha.$$

$$\text{Winkel } \alpha < 90^\circ \dots (1)$$

Zur Vermeidung der Ungleichförmigkeit in der Übertragung ordnet man zur Verbindung der beiden Wellen ein Zwischenstück Z an, welches an beiden Enden durch ein Universalgelenk mit der treibenden

bzw. getriebenen Welle verbunden ist. Die Winkel α , die die beiden Wellen mit dem Zwischenstück Z einschliessen, müssen gleich sein.



144. Kreuzgelenkkupplung.

Anwendung: Für grössere Kräfte, z. B. bei Schiffswellen für Schraubendampfer zur Erreichung einer Nachgiebigkeit der Welle angewandt.

Die Kreuzgelenkkupplung besteht aus zwei gleichen Hälften mit je zwei Zapfen sowie aus einem normal zur Bohrung geteilten Ring, in welchem die vier Zapfen drehbar gelagert sind und welcher die Leistung von einem Zapfenpaar auf das andere überträgt.

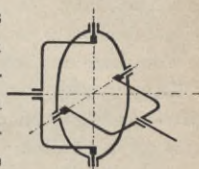
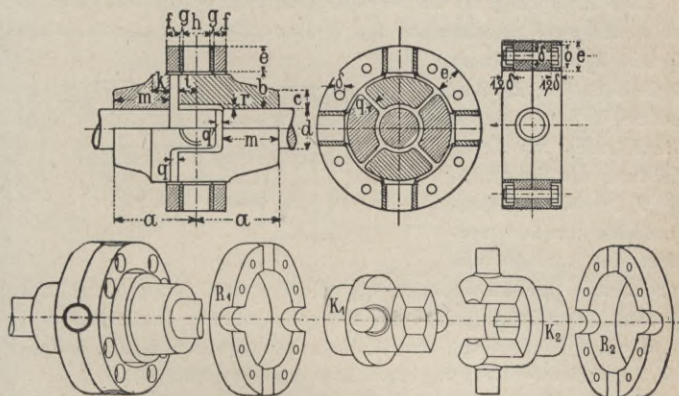


Tabelle der Kreuzgelenkkupplung.



K_1 und K_2 Kupplungshälften, R_1 und R_2 Mitnehmerring.

d	a	b	c	e	f	g	h	i	k	m	o	δ	q	r
50	110	50	25	40	18	4	35	23	17	72	35	$\frac{1}{2}$ "	5	3
60	120	55	28	45	20	5	40	27	20	87	40	$\frac{5}{8}$ "	6	4
70	135	60	30	50	23	5	50	30	26	98	46	$\frac{3}{4}$ "	7	5
80	155	65	35	55	25	7	55	33	30	114	48	$\frac{3}{4}$ "	8	6
90	175	70	40	60	28	7	60	36	33	130	48	$\frac{3}{4}$ "	9	6
100	185	75	40	65	30	8	65	39	35	136	53	$\frac{7}{8}$ "	10	7
110	195	80	45	70	32	8	70	42	40	142	53	$\frac{7}{8}$ "	11	8
120	210	80	45	75	35	9	75	45	43	153	60	1"	12	9
130	220	80	50	75	35	10	75	45	43	153	65	$1\frac{1}{8}$ "	12	9

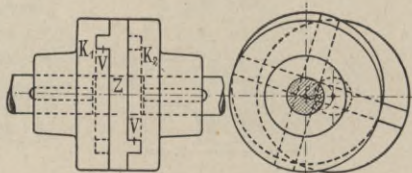
Die Büchsen für die Zapfen h sind durch Schrauben gegen Herausfallen und Drehen zu sichern.

III. Nachgiebige Kupplungen. 145–146.

Die in § 135 beschriebene „zwangsweise“ Zentrierung hat Nachteile, da sie stets genau gleiche Lage der Wellenmittel bedingt, andernfalls tritt leicht Klemmen und Fressen in den Lagerstellen ein. Bei den nachstehend beschriebenen 3 Kupplungsarten ist ungenaue Übereinstimmung der Wellenmittel infolge unrichtiger Montage oder Verschleiss der Lager weniger schädlich.

145. Kreuzscheibenkupplung von Oldham.

Die Kupplung ist in der Querrichtung beweglich. Sie besteht aus zwei gleichen auf den Wellenenden befestigten Hälften K_1 und K_2 sowie einem Zwischenstück Z . Auf jeder Seite der letzteren sitzen radial zur Achsrichtung die Vorsprünge V , welche gegeneinander um 90° versetzt sind und in entsprechende genau bearbeitete Nuten der Kupplungshälften greifen. Der Mittelpunkt des Zwischenstückes durchläuft während einer Umdrehung der Welle zweimal einen Kreis, welcher die Achsmittellentfernung zum Durchmesser hat.



Die hierdurch hervorgerufene Querbewegung der Mitnehmerknaggen V erzeugt aber einen nicht unbedeutenden Reibungsverlust.

146. Elastische Kupplungen, welche eine Querbewegung der Welle gestatten und gleichzeitig Stösse in der Drehrichtung aufnehmen.

a) Zweck dieser Kupplungen.

1. Nachgiebigkeit bei Belastungswechsel, besonders beim Einrücken eines Wellenstrangs, also Vermeidung von Stößen.
2. Vermeidung von Spannungssteigerung in Elektromotoren, welche direkt mit Arbeitsmaschinen gekuppelt sind, die beim Anlassen ihre volle Belastung ziehen müssen, z. B. Krane, Aufzüge und dergl.
3. Nachgiebigkeit auch in der Stirnebene der Kupplungshälften, also kein „zwangsweises“ Zentrieren.

b) Bandkupplung, Pat. Zodel-Voith.

Anwendung und Zweck nach 146 a.

Die zwei Hälften der Kupplung greifen konzentrisch ineinander. Die äusseren zylindrischen Ränder sind mit einer je gleich grossen

Anzahl Schlitze versehen. Durch diese wird nahtartig ein Leder- oder Baumwollriemen gelegt, welcher die beiden

Kupplungshälften verbindet. Nach Entfernen der Deckel-

schrauben kann der Zylinderring der einen Kupplungshälfte in axialer Richtung verschoben werden, wodurch bequemes Ausbauen der Wellen möglich wird.

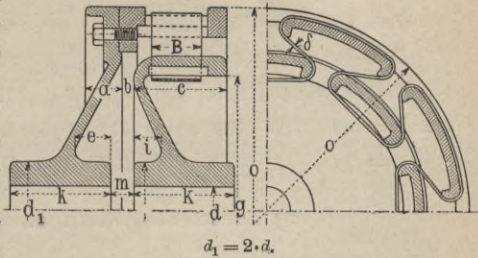


Tabelle der Hauptmaasse der Zodel-Voith-Kupplung.

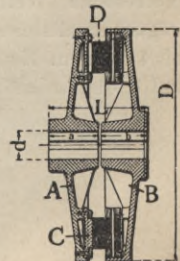
\bar{d}	o	a	b	c	e	g	i	k	m	Riemen		$N : n$	Gew.
										δ	B		
40	300	26	8	74	20	180	10	75	20	3	40	0,03	28
60	400	32	9	90	30	350	20	115	20	4	50	0,15	55
80	500	36	10	110	40	450	30	150	20	6	60	0,35	85
100	600	40	11	130	50	525	40	185	30	6	80	0,70	190
120	800	44	12	150	60	610	50	220	30	7	100	1,12	345
140	1000	48	13	175	70	750	65	255	40	8	120	2,13	650
160	1200	52	14	200	80	900	80	290	40	8	120	3,20	900
180	1400	56	15	225	95	1050	95	325	50	8	130	5,25	1200
200	1600	63	16	255	110	1260	110	360	50	8	140	8,00	1500

c) Bürsten-Kupplung.

(G. Luther, Braunschweig.)

Zweck und Anwendung vergl. § 146 a.

Die Scheibe *A* trägt konzentrisch angeschraubte Segmente *C* mit radialen Zähnen. Die Scheibe *B* ist ebenfalls mit konzentrisch angeschraubten Segmenten *D* ausgerüstet, die mit radial gerichteten Reihen von Stahl-drahtbürsten versehen sind.



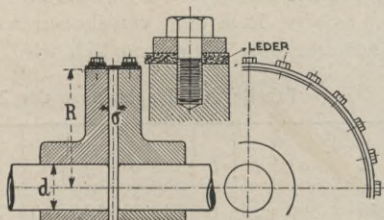
Tritt nun eine Überlastung in dem anzutreibenden Wellenende auf, so schleifen die Bürsten aufeinander, nachteiligen Einfluss auf die Antriebsmaschine verhindernd.

Tabelle der Hauptabmessungen der Bürstenkupplung.

$d = 30$	40	50	60	70	80	90	100	110	mm,
$D = 245$	345	440	550	650	750	850	950	1050	"
$L = 165$	240	285	300	325	345	370	395	415	"
$a = b = 80$	110	130	140	155	165	180	190	200	"
Gewicht = 50	72	115	142	193	322	406	490	592	kg.

d) Lederring-Kupplung.

Bei dieser einfachen Kupplung ist ein Lederriemen auf 2 Scheiben aufgezogen und wird mittelst Stahlband und Schrauben festgehalten. Diese Kupplung soll früher mehrfach ausgeführt sein, wurde aber im Laufe der Zeit durch andere Konstruktionen verdrängt.

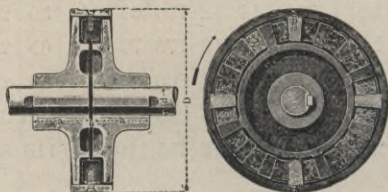


e) Einlagen-Kupplung. (G. Polysius, Dessau.)

Zweck u. Anwendung
vergl. § 146a.

Auf dem treibenden Wellenende sitzt eine mit vier Zähnen ausgerüstete Mitnehmerscheibe. Das getriebene Wellenende trägt ebenfalls eine Scheibe

mit 4 Zähnen. Zwischen diesen Zähnen sind abwechselnd Gummi- und Holzplatten eingeschoben.



IV. Ausrückbare Kupplungen. 147—148.

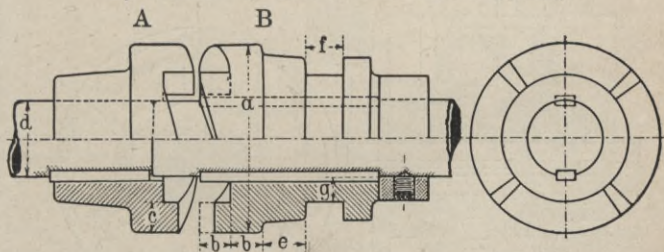
Klauenkupplung, auch Zahnkupplung genannt.

Ein- und Ausrücken nur im Notfall (z. B. bei Unglücksfällen) während des Betriebes zulässig, sonst der auftretenden Stöße wegen nur während des Stillstandes.

147. Einfachste Klauenkupplung. (Sharpssche Kupplung.)

Muffe *A* sitzt fest auf der einen Welle. Muffe *B* ist verschiebbar auf dem andern Wellenende. Diese Kupplung findet für untergeordnete Betriebe, die nur zeitweise arbeiten, Anwendung. Da die Muffe *B* bei Dauerbetrieb frühzeitig locker wird, nimmt man von 70 mm Durchmesser an 2 Keile.

a) Tabelle der Klauen- oder Zahnkupplung.

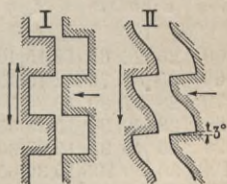


$d =$	40	50	60	70	80	90	100	110	120
$a =$	100	125	150	175	200	225	250	275	300
$b =$	20	23	25	30	35	40	45	50	55
$c =$	20	23	25	30	35	40	45	50	55
$e =$	40	50	60	70	80	90	100	110	120
$f =$	20	25	30	35	40	45	50	55	60
$g =$	16	18	20	22	24	26	28	30	32
Zähnezahl	3	3	4	4	4	5	5	6	6

b) Die Form der Mitnehmerklauen.

1. Für wechselnde Drehrichtung Ausführung I. Ein- und Ausrückung nur während des Stillstandes möglich.

2. Für eine Drehrichtung Ausführung II. Einrücken auch bei langsamer Tourenzahl möglich.



Mitnehmerkante geneigt unter einem Winkel von 3° zwecks besseren Auslösens.

148. Hildebrandtsche Klauenkupplung.

Der Übelstand, dass die ausrückbare Kupplungshälfte bei der vorgenannten Zahnkupplung leicht locker wird, da dieselbe mit der Welle nicht fest verbunden, sondern auf einer Feder verschiebbar ist, ist bei der Hildebrandt-Kupplung vermieden,

Die beiden Kupplungshälften *A* und *C* sitzen fest auf den Wellenenden, während die mit den Mitnehmerklauen versehene Hülse *B* auf der Nabe der Kupplungshälfte *C* verschiebbar ist. Der auf *C* festgeschraubte Ring *R* dient zur Hubbegrenzung der Muffe *B*.

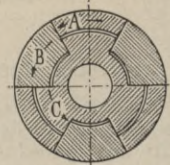
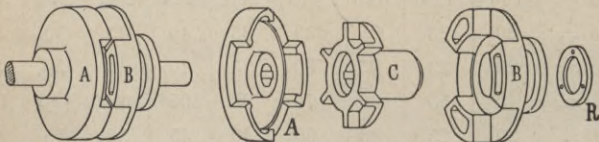
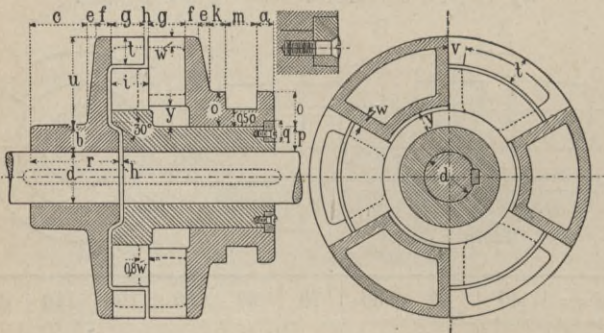


Tabelle der Hildebrandtschen Klauenkupplung.



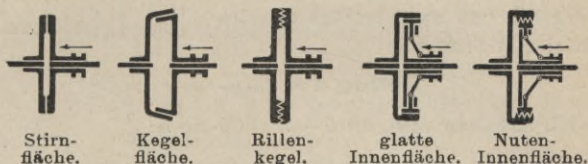
A und *C* Kupplungshälften, *B* Mitnehmer, *R* Ausrückbegrenzungsring.

$\bar{d} =$	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	<i>h</i>	<i>i</i>	<i>k</i>	<i>m</i>	<i>o</i>	<i>p</i>	<i>q</i>	<i>r</i>	<i>t</i>	<i>u</i>	<i>v</i>	<i>w</i>
50	25	26	65	12	15	40	3	45	20	40	40	25	20	100	30	100	20	12
60	25	31	70	12	15	45	3	50	20	40	40	30	24	110	35	110	20	12
70	28	37	80	13	20	50	3	55	25	45	50	35	28	125	40	125	25	15
80	28	40	90	15	23	55	5	60	25	50	55	40	32	140	45	140	28	17
90	30	45	95	15	27	60	5	68	30	55	55	45	36	150	50	150	32	22
100	30	50	105	15	30	65	5	75	30	60	55	50	40	160	55	160	35	25
110	35	55	110	15	35	70	6	80	35	60	60	55	44	180	60	180	40	30
120	35	60	115	15	40	75	6	85	35	70	60	60	48	190	65	190	45	35

V. Reibungs-Kupplungen. 149—156.

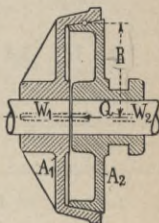
In Betrieben, in welchen häufig Wellenstränge während des Betriebes ein- und ausgerückt werden, bedient man sich vorteilhaft der Reibungskupplung.

Gebräuchliche Typen von Reibungskupplungen:



149. Kegel-Reibungs-Kupplung.

Die auf der treibenden Welle W_1 festgekeilte Kupplungshälfte A_1 besteht aus einem Hohlkegel, während die andere Scheibe A_2 mit entsprechend kegelförmiger Mantelfläche verschiebbar angeordnet ist. Die Verbindung beider Wellen erfolgt durch Andrücken des Kegels gegen den Hohlkegel. Die dann entstehende Reibung bewirkt die Mitnahme des getriebenen Wellenstückes.



a) Wellendurchmesser.

Ist die Bohrung der Kupplung nicht gegeben, so bestimmen wir den theoretischen Wellendurchmesser nach Tab. in § 60 b oder nach Tab. in 130 c.

b) Der nötige Anpressungsdruck.

Es bezeichnet:

Q den nötigen Anpressungsdruck (in der Richtung der Achse) in kg,

μ Reibungskoeffizient Grauguss auf Grauguss $\mu = 0,15$,

R mittlerer Radius der Reibfläche in cm,

so ist nach § 129:

$$\text{Drehmoment } M_d = 71620 \cdot \frac{N}{n} \text{ in kgcm} \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

$$\text{Umfangskraft } P = \frac{M_d}{R} \text{ in kg, } R \text{ in cm} \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

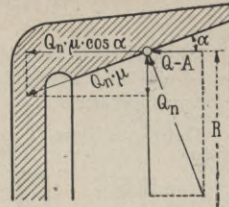
$$\text{Radius } R = 2d \text{ bis } 5d \text{ meist } 3,25d \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

$$\text{Breite der Reibfläche } b = d \text{ bis } 1,1d \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Zur Übertragung der Umfangskraft P ist erforderlich ein Normaldruck

$$Q_n = \frac{P}{\mu} \text{ in kg. (5)}$$

Beim Anpressen des Kegels erzeugt der Normaldruck Q_n eine Reibung, welche dem Anpressungsdruck entgegenwirkt, und zwar beträgt dieselbe in axialer Richtung:



$$\text{Reibung } A = Q_n \cdot \mu \cdot \cos \alpha \text{ (6)}$$

Wir erhalten also, da $Q - A = Q_n \cdot \sin \alpha$:

$$Q - Q_n \cdot \mu \cdot \cos \alpha = Q_n \cdot \sin \alpha \text{ (7)}$$

Da nun $Q_n \cdot \mu = P$, so ergibt sich:

$$\text{Anpressungsdruck } Q = \frac{P}{\mu} \cdot (\sin \alpha + \mu \cdot \cos \alpha) \text{ (8)}$$

c) Tab. der Werte für Q bei $\mu = 0,15$ nach Gleich. 8.

selbsthemmend

Winkel $\alpha =$	0°	3°	5°	$8^\circ 30'$	10°	12°	15°
zum Anpressen: $Q =$	0	1,3	1,6	$2 P$	2,1	2,3	$2,7 \cdot P$
„ Lösen $Q_1 =$	1	0,7	0,6	0	-0,2	-0,4	$-0,8 \cdot P$

Beispiel: Für $\alpha = 10^\circ$ und $P = 500$ kg Umfangskraft ist: nötiger Anpressungsdruck $Q = 2,1 \cdot 500 = 1050$ kg.

Der aus Gleichung 8 und Tab. c sich ergebende Anpressungsdruck Q ist nur im Augenblick des Einrückens erforderlich. Ist die Kupplung einmal eingerückt, dann fällt der Reibungsverlust $Q_n \cdot \mu \cdot \cos \alpha$ fort.

Soll die Kupplung selbsthemmend sein, d. h. nach erfolgter Einrückung ohne Anpressungsdruck arbeiten, so muss sein:

$$Q_n \cdot \sin \alpha = Q_n \cdot \mu \cdot \cos \alpha$$

$$\text{also } \text{tg } \alpha = \mu, \text{ für } \mu = 0,15 \text{ also } \alpha = 8^\circ 30' \text{ . . . (9)}$$

Für gewöhnliche Ausführungen findet man $\alpha = 5^\circ$ bis 12° , so dass im Betrieb ein geringer Anpressungsdruck genügen dürfte.

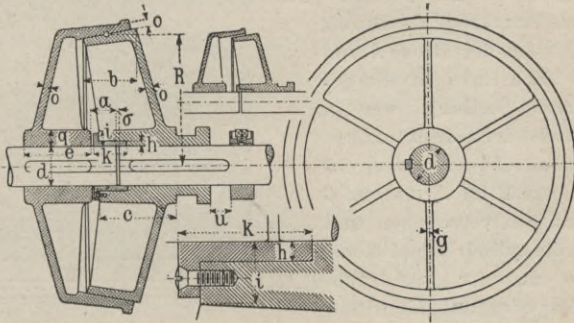
Die Kraft zum Auslösen der Kupplung berechnet sich zu:

$$Q_1 = \frac{P}{\mu} \cdot (\mu \cdot \cos \alpha - \sin \alpha) \text{ (10)}$$

d) Tab. der Überschlagswerte für Schätzungen.
 ($R = 3,25 d$, $\alpha = 8^\circ 30'$)

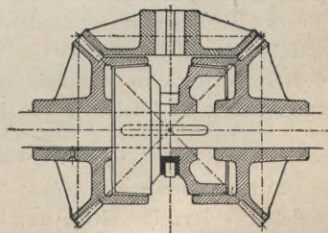
$d \sim$	50	60	70	80	100	120	mm
$M_d =$	2150	4470	8260	13500	29000	56000	kgcm
$P =$	120	230	360	520	890	1440	kg
$Q =$	240	460	700	1000	1800	2900	kg

e) Tab. der Kegelreibungs-Kupplung.



d	a	b	c	e	g	h	i	k	o	q	u
40	20	60	80	74	9	5	19	28	12	20	20
50	25	70	95	90	9	6	22	35	13	22	25
60	27	80	110	105	10	7	25	43	14	24	30
70	32	90	125	120	10	8	28	50	15	26	35
80	35	100	140	133	11	9	30	58	16	28	40
90	39	110	155	145	12	10	32	66	17	30	45
100	42	120	170	152	13	11	34	74	18	33	50
110	48	130	185	162	14	12	36	82	19	36	55
120	50	140	200	170	15	13	38	90	20	40	60

f) Diese Kupplungen finden für Transmissionen seltener Anwendung, dagegen vielfach für Hebezeuge zum Aus- und Einrücken von Zahnrädern, besonders auch zum Umsteuern von Zahnrädern.

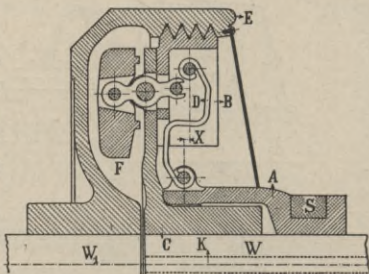


Reibungskupplung Dohmen-Leblanc. 150—152.

Bei dieser Kupplung erfolgt die Anpressung der Reibungsflächen durch radiale Verschiebung, ein nachteiliger Axialdruck auf die Ausdrückmuffe wird vermieden.

150, Allgemeines.

a) Wirkungsweise. Auf dem treibenden Wellenende W_1 ist die Haubenscheibe E befestigt. Die anzutreibende Welle W trägt fest das Armkreuz C . Durch Verschieben der Hülse A von rechts nach links in die gezeichnete Stellung werden vermittelst der hakenförmigen federnden Druckstangen D Gleitklötze B im Armkreuz C nach aussen verschoben und gegen die zylindrische Fläche, welche entweder glatt durchgebildet oder mit Keilrillen versehen ist, gedrückt. Die hierdurch erzeugte Reibung vermittelt die Übertragung der Drehbewegung der Antriebswelle.



Bei kleineren Geschwindigkeiten ist es ohne wesentlichen Einfluss, ob Welle W_1 oder W die treibende ist.

Für grössere Geschwindigkeiten jedoch sollte die Anordnung so sein, dass die Haubenscheibe E stetig umläuft, damit in ausgerücktem Zustand die Gleitklötze in Ruhe sind.

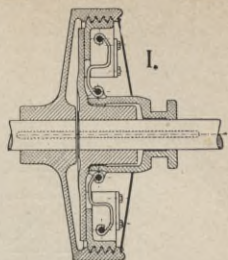
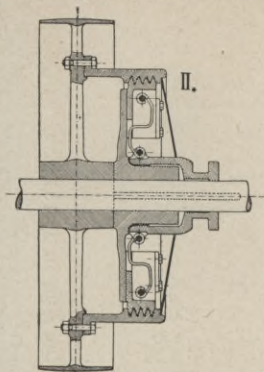
b) Das Ausbalanzieren der Gleitklötze.

Ist man gezwungen, bei grösseren Geschwindigkeiten die Welle W_1 als getriebene Welle anzuordnen, so dass die Haubenscheibe C sich in ausgerücktem Zustand der Kupplung in Ruhe befindet, so würde die Fliehkraft der Gleitklötze einen dauernden Rückdruck auf den Ausrückring S ausüben. Zur Vermeidung dieses Übelstandes sind dann Gegengewichte F einzubauen, welche die Fliehkraft der Gleitklötze aufheben. Die Anordnung der Gegengewichte empfiehlt sich auch bei grösseren Ausführungen zwecks leichteren Lösens der Kupplung.

c) Verschiedene Anordnungen.

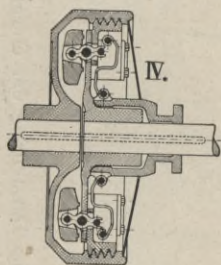
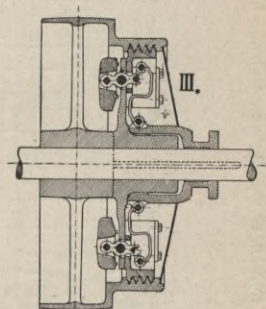
Anordnung I dient zur Verbindung zweier Wellen, welche in derselben Richtung liegen und während des Betriebes

miteinander gekuppelt oder voneinander gelöst werden sollen.



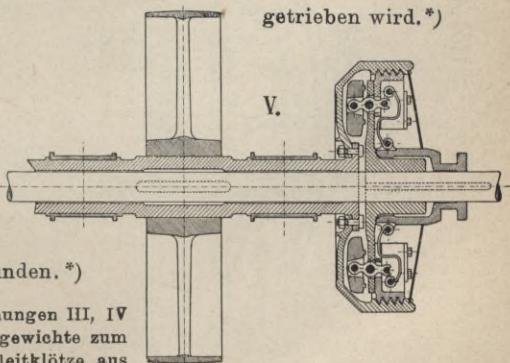
Anordnung II dient dazu, einen Wellenstrang in und ausser Betrieb zu bringen, wenn sich auf der Welle selbst eine stetig umlaufende Scheibe befindet.

Anordnung III dient dazu, eine Scheibe oder ein Zahnrad nach Erfordernis in und ausser Betrieb zu bringen, wenn sich dieselbe Welle in stetiger Umdrehung befindet.*)



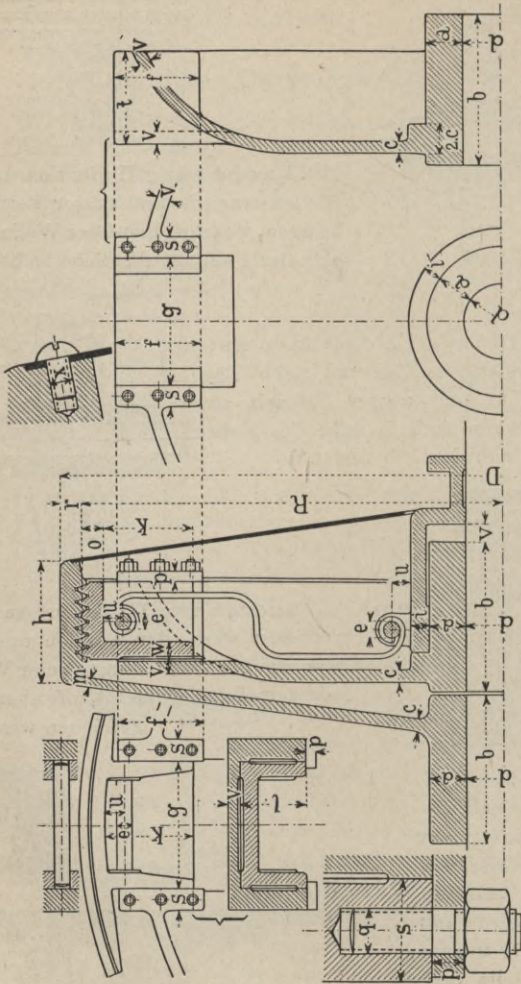
Anordnung IV kommt zur Anwendung, wenn der Antrieb wechselt, dass also bei Verbindung zweier Wellen jede derselben oft treibt, oft aber auch getrieben wird.*)

Anordnung V. Eine für sich gelagerte auf einer hohlen Welle befindliche Antriebs-scheibe wird mit einer stetig umlaufenden Welle verbunden.*)



*) Bei den Anordnungen III, IV und V kommen Gegengewichte zum Ausbalanzieren der Gleitklötze aus den auf voriger Seite angegebenen Gründen zur Anwendung.

150 d. Tabelle der Reibungskupplung von Dohmen-Leblanc.



Perspektivische Darstellung der einzelnen Teile befindet sich in § 151 g,
Feder in § 151 d, Keirillen in § 151 c.

<i>d</i>	<i>R</i>	<i>D</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	<i>h</i>	<i>i</i>	<i>k</i>	<i>l</i>	<i>m</i>	<i>o</i>	<i>p</i>	<i>r</i>	<i>s</i>	<i>t</i>	<i>u</i>	<i>v</i>	<i>w</i>	<i>x</i>	<i>y</i>
40	160	360	20	80	11	11	70	120	80	16	75	50	9	19	4	20	18	90	20	9	13	$\frac{3}{8}$ "	8
50	220	484	25	100	12	12	70	125	90	18	75	55	10	20	5	22	22	90	20	10	15	$\frac{3}{8}$ "	10
60	270	588	30	120	13	14	80	130	115	20	85	60	10	23	6	24	24	100	22	11	17	$\frac{3}{8}$ "	12
70	330	712	35	140	14	16	100	140	130	22	105	70	11	25	7	26	26	105	24	12	19	$\frac{3}{8}$ "	14
80	390	836	38	160	15	18	120	145	150	24	125	80	12	30	8	28	27	110	26	13	21	$\frac{3}{8}$ "	16
90	450	960	42	180	16	20	145	150	165	26	150	90	13	32	8	30	28	115	27	14	23	$\frac{3}{8}$ "	18
100	500	1064	47	200	17	22	150	155	180	28	155	90	14	34	9	32	30	120	28	15	25	$\frac{3}{8}$ "	20
110	600	1268	52	220	18	23	155	175	190	30	160	95	15	35	10	34	32	130	29	16	26	$\frac{3}{8}$ "	22
120	700	1472	57	240	19	24	160	210	200	32	165	100	16	38	11	36	34	150	30	17	27	$\frac{3}{8}$ "	24
130	750	1576	61	260	20	25	170	245	210	33	175	110	17	40	12	38	36	180	32	18	28	$\frac{3}{8}$ "	26
140	850	1780	65	280	22	26	180	280	220	34	185	120	19	42	13	40	38	200	35	20	29	$\frac{3}{8}$ "	28
150	900	1884	70	300	24	27	190	310	230	35	195	130	20	45	14	42	40	230	37	22	30	$\frac{3}{8}$ "	30

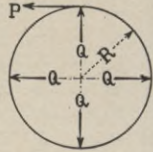
151. Berechnung der Reibungskupplung
Dohmen-Leblanc.

4. Reibbacken (Gleitklötze) radial angeordnet.

a) Allgemein ist hier: *)

Drehmoment $M_d = 71620 N : n$ in kgcm (1)

Umfangskraft $P = M_d : R$ in kg . . . (2)
(R in cm.)

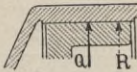


Es bezeichne:

Q den Druck einer Backe in kg,
 $4 Q$ " " der 4 Backen in kg,

so ist:

für ebene Reibflächen

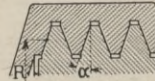


$4 Q \cdot \mu = P$ in kg . (3)

für $\mu = 0,1$ wird der nötige Anpressungsdruck für jede Backe

$Q = P : 0,4 = 2,5 P$. (4)

für Reibflächen mit Keilrillen



$4 Q \cdot \mu = P (\sin \alpha + \mu \cdot \cos \alpha)$ (5)

für $\mu = 0,1$ wird der Anpressungsdruck jeder Backe

Winkel $\alpha = 15^\circ \quad 20^\circ \quad 25^\circ$

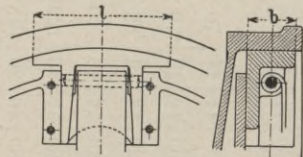
$Q = 0,9 P \quad 1,1 P \quad 1,3 P$ (6)

Man sieht, für ebene Backen ist der nötige Anpressungsdruck wesentlich grösser als bei Keilrillen, weshalb man für grössere Kräfte stets Keilrillen anwendet.

b) Grösse der Reibflächen (Dohmen-Leblanc-Kupplung).

1. Ebene Flächen.

Q Anpressungsdruck einer Backe in kg,
 b Breite, l Länge einer Reibfläche in cm,
 k zul. Flächenpressung in kg/qcm,



so wird: Flächenpressung $k = Q : b \cdot l$ in kg/qcm . . . (7)

zulässig $k = 5$ bis 10 kg/qcm (8)

Der Flächendruck ist mit Rücksicht auf möglichst geringe Abnutzung so niedrig gewählt.

2. Reibflächen mit Keilrillen.

Q Anpressungsdruck einer Backe in kg,
 c Breite der Neigungsfläche in cm,

*) Vergl. § 129.

z Anzahl der Keilrillen.

q zul. Anpressungsdruck für den cm Breite in kg,

so wird:

Anpressungsdruck $q = Q : 2 c \cdot z$ in kg/cm (9)

Nötige Rillenzahl $z = Q : 2 c \cdot q$. . . (10)

zul. $q = 100$ bis 140 ,

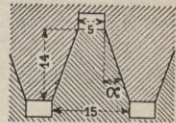
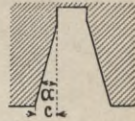
im Mittel 120 kg f. d. cm Breite . (11)

Gebräuchliche Abmessungen für die Keilrillen sind nebenstehend angegeben,

Winkel $\alpha = 19^\circ 40'$ }
 Anzahl der Rillen bis $z = 8$ } . (12)

Für beistehendes Normalprofil geht mit $q = 120$ die Gl. 10 über in

Nötige Rillenzahl $z = Q : 120$. (12 a)



Normalprofil.

c) Berechnung der Feder (Dohmen-Leblanc-Kupplung).

Q Anpressungsdruck einer Backe in kg,

f Federung in cm,

L, x, b, h Abmessungen in cm nach beistehender Abbildung,

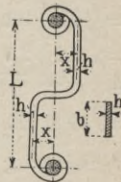
so wird:

Biegemoment $M_b = 2 Q \cdot x$ in kgcm (13)*

Widerstandsmom. $W = 1/6 b \cdot h^2$ in cm³ (14)

Biegebungsbeanspruchung $\sigma_b = M_b : W$ in kg/qcm (15)

zul. für Federstahl 5000 kg/qcm (16)



ferner wird nach Bach:

Federung $f = \frac{4}{E} \cdot \frac{2 Q \cdot x^2}{J} \left(\frac{x}{3} + \frac{L}{4} \right)$ in cm . . . (17)

worin $E = 2\,200\,000$ Elastizitätsmodul für Stahl

$J = 1/12 b \cdot h^3$ in cm⁴ Trägheitsmom. des Federquerschnitts.

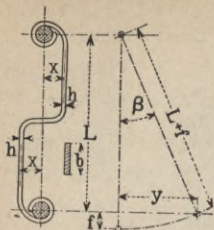
Führt man die zul. Beanspruchung und den Wert für J in Gl. 17 ein, so wird

Federung $f = \frac{8}{E} \cdot k_b \frac{x}{h} \left(\frac{x}{3} + \frac{L}{4} \right)$ in cm . . . (18)

womit für $k_b = 5000$ kg/qcm und $E = 2\,200\,000$

Federung $f = \frac{1}{55} \cdot \frac{x}{h} \left(\frac{x}{3} + \frac{L}{4} \right)$ in cm (19)

*) Die Einführung des doppelten Anpressungsdruckes in Gleich. 13 resultiert aus dem Bestreben, Abnutzung und Ungenauigkeiten in der Ausführung Rechnung zu tragen. Im neuen Zustand wird demnach die Federung f annähernd doppelt so gross, als für den Betrieb erforderlich. Es kann mithin die Abnutzung bis zur Hälfte der gerechneten Federung steigen, ohne ein Versagen der Kupplung befürchten zu müssen.



Normalien der Druckfedern für die Kupplungen der Tab. 150 d von 40 bis 150 mm Wellendurchm. Letzteres ist der theoretische, d. h. abhängig von der zu übertragenden Leistung und der Umdrehungszahl.*)

d) Tab. für Abmessungen der Federn.
(Maasse in mm.)

d =	mit ebenen Reibflächen				Reibflächen mit Keilrillen							
	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
h =	5	6	7	8	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9
b =	33	45	63	77	85	100	120	135	145	160	180	220
x =	25	27	31	33	35	37	39	42	44	46	48	50
L =	62	106	133	177	216	260	290	370	452	489	576	611
f =	2,2	2,9	3,5	4,1	7	8	8,6	11	13	14	15	17
beta =	15°	13°		13°	13°							
y =	19,8	29	37	41	50	60	67	85	104	115	133	141

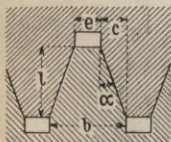
f Federung in mm, beta Winkel der Federneigung im ausgerückten Zustand der Kupplung, so dass

$$\cos \beta = L : (L + f) \dots \dots \dots (20)$$

y notwendige Verschiebung der Hülse in mm.

Die Beanspruchung der Federn ist durchweg 5000 kg/qcm.

Unter Zugrundelegung der Berechnung in § 127 ergibt sich für Kupplungen mit Keilrillen:



e) Tab. für Abmessungen und Anzahl der Keilrillen.

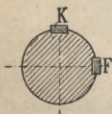
d =	80	90	100	110	120	130	140	150	mm
c = e =	5	5	5	5	5	5	5	5	"
b =	15	15	15	15	15	15	15	15	"
l =	14	14	14	14	14	14	14	14	"

Anzahl der Backen = 4 4 4 4 4 4 4 4 4

" " Rillen = 5 5 6 6 6 7 7 8

In vorstehender Tab. ist d der theoretische Wellendurchm.

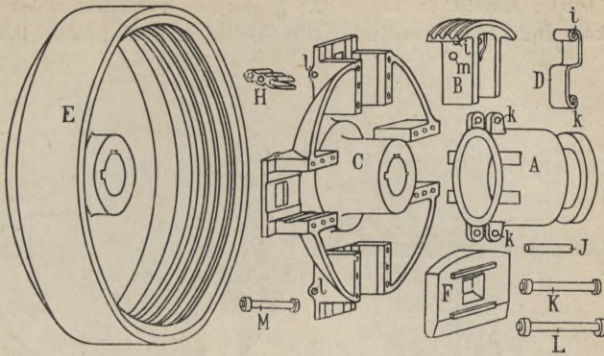
f) Befestigung auf der Welle.



Armkreuz C und Haubenscheibe E (vergl. § 151g) sind mit Keilen K auf ihren Wellenenden zu befestigen. Hülse A bewegt sich auf Federkeil F.

*) Vergl. § 60b.

g) Die einzelnen Teile einer Dohmen-Leblanc-Kupplung:



A Ausrückmuffe,

B 4 Gleitklötze,

C Armkreuz,

D Druckfederstangen f. d. Gleitbacken,

E Haubenscheibe,

F 4 Gegengewichte,

H Doppelhebel f. d. Gegengewichte,

J Bolzen für Federn (Loch *i*),K " " " (Loch *k*),L " " Doppelhebel d. Gegengew. (Loch *l*),M Bolzen für Angriff des Doppelhebels (Loch *m*).

152. Kraft zum Einrücken der Dohmen-Leblanc-Kupplung.

Die zum Einrücken der Kupplung nötige Kraft ist abhängig von dem Anpressungsdruck Q und dem Neigungswinkel β .

Bezeichnet:

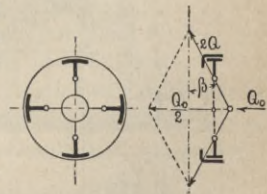
$2Q$ den Anpressungsdruck für einen Bremsbacken in kg nach § 151 c,

β den Neigungswinkel der Feder in ausgerücktem Zustand nach § 151 d, Gl. 20,

so wird für vier Bremsbacken:

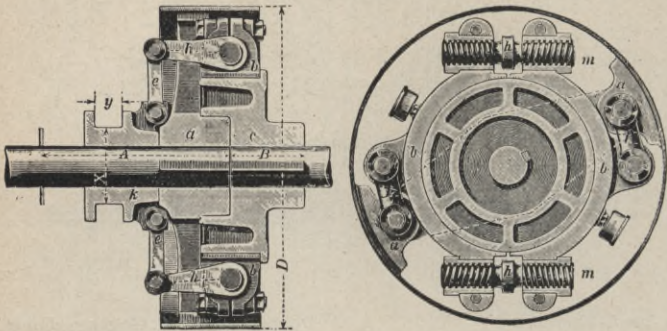
$$\text{Horizontaldruck } Q_0 = 4 \cdot 2 Q \cdot \sin \beta \sim 2Q \text{ in kg} \quad (1)$$

Nach dieser Rechnungsweise ist der Horizontaldruck reichlich gerechnet, da bei Beginn des Einrückens der Anpressungsdruck = Null.



153. Reibungskupplung von Lohmann & Stolterfoth.

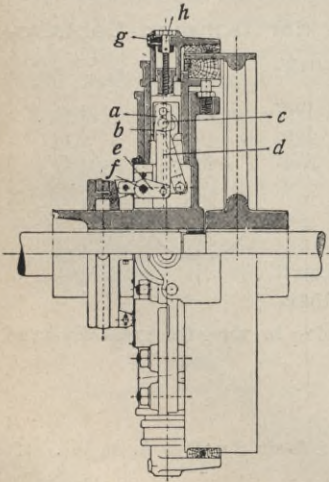
Durch Einrücken der Muffe *k* werden vermittelst der mit Links- und Rechtsgewinde versehenen Hebel *h* die beiden



Backen *b* an den zylindrischen Körper *c* gepresst und von letzterem durch die entstehende Reibung mitgenommen.

154. Wiessner-Kupplung.

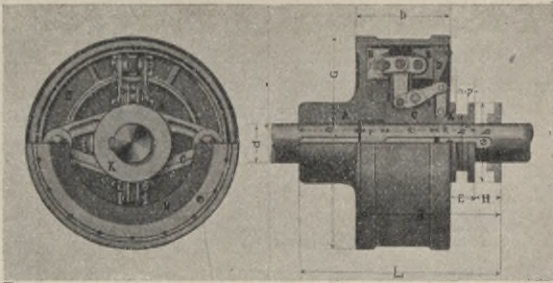
(Theod. Wiede's Maschinenfabrik, A.-G., Chemnitz in Sachs.)



Bei dieser erfolgt die Bewegung der radial geführten Backen durch Kniehebelarme *a* und *b* von gleicher Länge, deren Verbindungsgelenkzapfen *c* durch einen Lenker *d* in einer zur radialen Armachse rechtwinkligen Richtung geführt wird. Dieser Lenker stützt sich mit seinem anderen Ende auf die rechtwinklig zur radialen Armachse angeordneten Friktionshebel *e*, welche ein Nachgeben des Backensystems in radialer Richtung zulassen. Die Friktionshebel werden durch eine

Schraube *f* nur so fest eingespannt, dass die Zentrifugalkraft eine Veränderung der Einstellung nicht bewirken kann.

155. Reibscheibenkupplung von Lohmann & Stolterfoth. (Konstr. N)



Bei 100 Touren	Theo- retischer Wellen- Durch- messer	Größter Wellen- Durch- messer	Gehäuse-		Länge							Ab- stand	Hub		Ausrückhülse-			Gewicht der Kupp- lung kg
			Durch- messer	Breite	der treib. Seite	des Ein- griffs		der ge- trieb. Seite	der ganzen Kuppig.	E	H		Durchmesser	Breite	h	h'	n	
PS.	d	G	g	b	a	r	c	g	L	E	H	h	h'	n	p			
2	45	55	300	124	90	35	80	220	310	36	45	110	80	19	10	60		
4	55	70	350	146	105	40	90	250	355	39	50	135	95	22	12	80		
6	60	80	390	165	120	45	100	275	395	45	52	155	110	24	15	95		
10	70	90	430	186	135	50	110	305	440	52	56	170	120	27	16	145		
15	75	100	470	209	150	55	115	330	480	63	60	185	130	32	18	180		
25	85	110	525	228	165	60	125	360	525	65	65	200	140	34	20	200		
40	100	120	600	264	180	70	140	395	575	66	73	225	160	34	20	330		
60	110	135	685	307	205	80	160	455	660	77	82	260	180	40	23	500		
100	120	150	785	355	225	90	190	520	745	78	97	290	200	45	25	750		
150	135	165	910	417	250	100	230	605	855	85	115	345	245	50	25	1100		
220	150	180	1060	492	270	110	270	710	980	112	140	370	260	60	30	1700		
320	165	200	1250	550	300	120	310	800	1100	125	160	400	290	60	33	2100		
450	175	220	1450	625	330	130	350	900	1230	140	186	430	320	65	35	2500		

Die Wirkungsweise der Kupplung ist die nachstehende:

In dem auf der einen Welle festgekeilten C-Stück sind dia-
metral gegenüber 2 doppelarmige Hebel gelagert, deren eines
Ende durch Zwischenschieben mit der Ausrückmuffe *K*, das
andere mit den Scheiben *BB* gelenkartig verbunden ist. Letztere
werden durch den Mitnehmer *C* gezwungen, jede Drehung des-
selben mitzumachen, sind jedoch am Ausweichen in zentraler
Richtung gehindert.

Zum Einrücken der Kupplung schiebt man die auf einer
Feder gleitende Muffe *K* bis an den Mitnehmer *C*; die Scheiben *BB*,
die in ausgerücktem Zustande einen bestimmten Spielraum
zwischen sich und den gut zu schmierenden Anpressflächen
lassen, werden hierdurch an letztere gepresst und nehmen erst
langsam, dann immer schneller die getriebene Hälfte mit, bis
schliesslich die volle Umdrehungszahl erreicht ist.

Abbildung zeigt eine Kupplung zur Verbindung zweier
Wellenenden. Sollen Riem- oder Seilscheiben, Zahnräder etc.

mit der Kupplung verbunden werden, so wird die Nabe des Gehäuses entsprechend verlängert und das betr. Stück aufgekeilt.

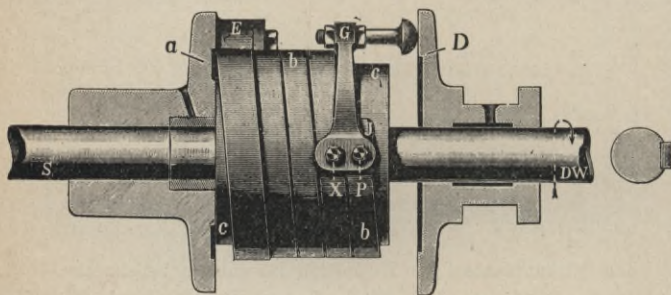
Zur Kontrolle ist die Kupplung mit einer Signalglocke versehen, die bei jedesmaligem Überholen der getriebenen durch die treibende Seite ertönt und dadurch mit grösster Sicherheit den Zustand der Kupplung erkennen lässt.

Die Regulierung der Kraftübertragung sowie der Ausgleich gegen Abnutzung geschehen durch Einschrauben des Deckels, der gegen Drehung gesichert ist, in das Gehäuse.

156. Schraubenfeder-Reibungskupplung

von Louis Schwarz & Co., Dortmund.

Auf der treibenden Welle *DW* sitzt fester Zylinder *c*, welcher mit der an der getriebenen Scheibe *a* bei *E* befestigten Schraubenfeder *b* umwunden ist. Durch Einrücken der Muffe *D* dreht



sich Hebel *H* um den festen Punkt *X*. Der hierdurch enger werdende erste Schraubengang klemmt sich auf Scheibe *c* fest. Durch die entstehende Reibung kommt ein Schraubengang nach dem andern zum Anliegen, bis die immer grösser werdende Reibung die Mitnahme der Scheibe *a* und somit auch der Welle *S* bewirkt.

Kraftübertragung angeblich bis zu 10000 PS.

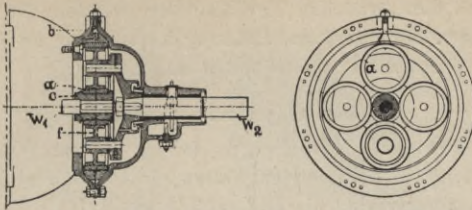
157. Zentrator-Kupplung.

(Welter Elektrizitäts- und Hebezeugwerke, Cöln.)

Die Kupplung dient zur Übertragung der Arbeit von raschlaufenden Wellen direkt auf langsamlaufende und umgekehrt.

Die federnden Stahlringe *a* werden durch den Klemmring *b* auf die auf der schnellaufenden Welle festgekeilte Rolle *c*

gedrückt. Die rotierende Bewegung der Motorwelle überträgt sich dadurch auf die Stahlringe a , deren Mittelpunkte ent-

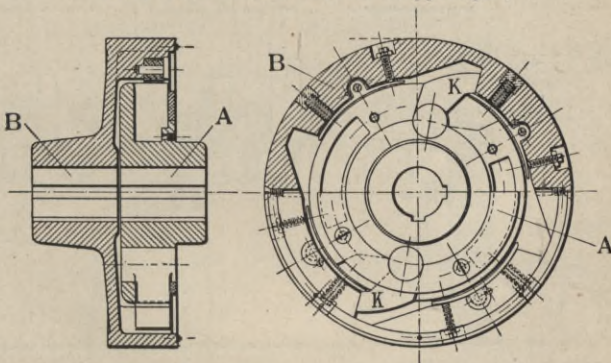


sprechend den Umfungsverhältnissen in derselben Drehrichtung langsam rotieren. Durch Leitrollen f wird diese Bewegung auf die getriebene Welle W_2 übertragen.

VI. Motorenkupplungen.

Wirken zwei Kraftmaschinen bezw. Motoren auf ein und denselben Wellenstrang, so ist es erforderlich, diesen durch eine sog. Motorenkupplung zu verbinden, welche sich selbsttätig auslöst, sobald der Hauptmotor voreilt und, wenn dieser seine Umdrehungszahl verringert, auch wieder selbsttätig einrückt.

158. Uhlhornsche Motorenkupplung.*)



Eilt Scheibe A (Hilfsmotor) vor, so greifen die Knaggen K in die entsprechenden Lücken der Scheibe B (Hauptmotor) ein und nehmen letztere mit.

Eilt Scheibe B (Welle des Hauptmotors) vor, so legen sich die Knaggen K in die Lücken der Kupplungshälfte A und rückt so den Hilfsmotor aus.

*) Abbildung von G. Luther, Braunschweig.

159. Ausrückvorrichtungen.

Je nach den örtlichen Verhältnissen werden die Ausrückvorrichtungen der Zahn- und Reibungskupplungen an der Decke, der Wand oder auf dem Fussboden angebracht.

a) Anordnung der Ausrückhebel.

Für kleinere Kupplungen (unter 70 mm Wellendurchmesser) genügt in den meisten Fällen ein Handhebel (Abbild. I) mit Übersetzungsverhältnis $l_2:l_1 = 5:1$ bis $8:1$.

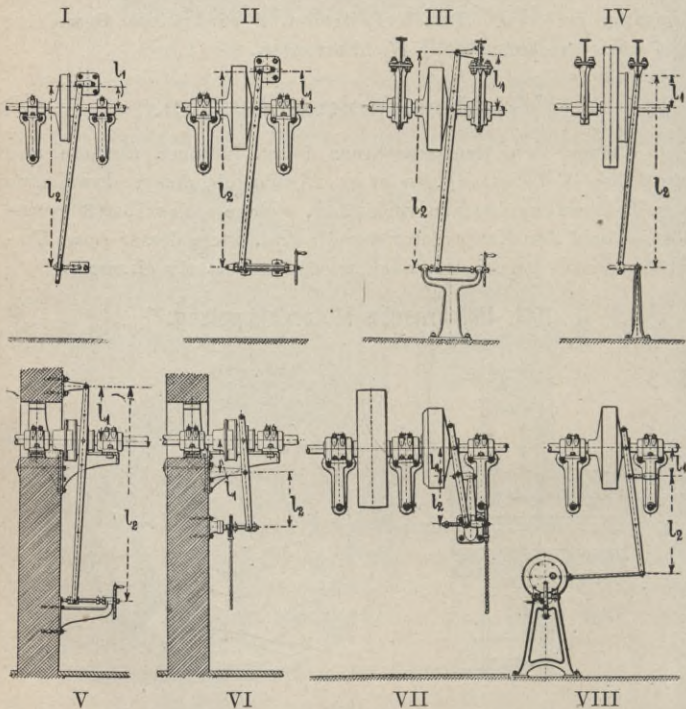
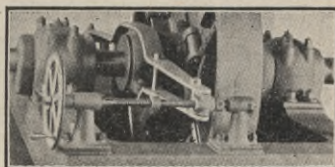


Abb. I—VIII nach Ausführungen der Berl.-Anh. Masch.-Akt.-Ges.

Für grössere Kupplungen (über 80 mm Wellendurchmesser) ordnet man stets Ausrücker mit Spindel und Handrad an. Man sucht dann das Hebellängenverhältnis kleiner zu halten, da sonst die Spindelmutter einen zu grossen Weg zurückzulegen hat und das Ein- bzw. Ausrücken zu lange dauern würde.

An Stelle des Handrades kann auch ein Kettenrad mit Haspelkette Verwendung finden (Abbild. VI u. VII).

Horizontale Anordnung der Ausrückspindel auf der gemeinsamen Grundplatte empfiehlt sich für Anlagen, welche zu ebener Erde liegen. Zur möglichst schnellen Ausserbetriebsetzung eines Wellenstranges dient die elektrische Ausrückvorrichtung Abbild. VIII.

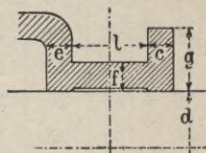


Nach „B A M A G.“

b) Die Ausrückmuffe.

Die Maasse der Ausrückmuffe können für alle Arten Kupplungen gleich gross genommen werden.

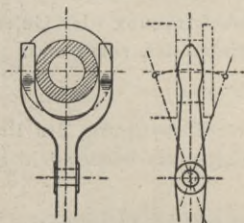
$d =$	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
$c =$	11	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
$e =$	13	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32
$f =$	13	15	17	19	21	23	25	27	30	32	34
$g =$	25	31	38	44	50	55	60	65	70	75	80
$l =$	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90



Für Wellen, die häufig ausgerückt werden, soll man für bequeme Ölung der Muffe sorgen.

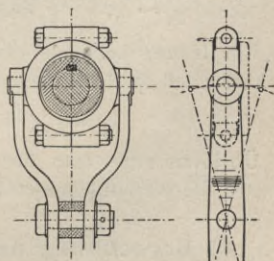
c) Einrückhebel und Mitnehmerschelle

Einfachste unvollkommenste Form.



Die Hebelenden sind evolventenförmig ausgebildet und greifen direkt in die Ringnute der Kupplung. Nachteil dieser Ausführung: Frühzeitiger Verschleiss d. Hebelenden.

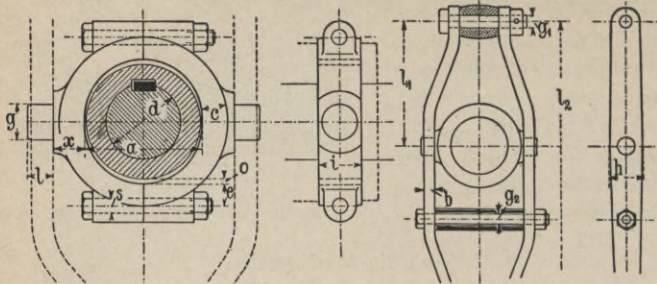
Bessere Ausführung.



Besondere Mitnehmerschelle mit zwei seitlichen Bolzen, an denen der Ausrückhebel angreift. Mit Rücksicht auf den bogenförmigen Ausschlag des Hebels ist das Auge etwas länglich auszubilden.

Tabelle.

Ausrückschelle und Ausrückhebel für Zahn- und Reibungskupplungen.



<i>d</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>e</i>	<i>g</i>	<i>h</i>	<i>i</i>	<i>l</i>	<i>s</i>	<i>x</i>
40	78	16	20	22	20	40	30	18	1/2"	30
50	92	18	20	22	25	50	35	20	1/2"	32
60	106	20	25	26	30	60	40	23	1/2"	36
70	120	20	30	32	35	70	45	23	5/8"	45
80	135	25	40	40	40	80	50	28	3/4"	55
90	150	28	45	45	45	90	55	30	3/4"	60
100	165	32	45	45	50	100	65	35	7/8"	60
120	190	35	45	45	60	110	70	40	1"	60
140	220	40	50	50	65	130	80	45	1"	65
150	234	45	50	50	70	150	85	50	1 1/8"	65

Maass $g_1 \sim 0,7 g$, $g_2 \sim 1/2 g$.

Für Übungsbeispiele, sofern die Anbringung des Gelenkpunktes nach § 159 a noch nicht bestimmt ist, setze man

$$l_1 = 4 \times \text{Wellendurchmesser.}$$

Übrigens muss man für die Art der Befestigung des Drehpunktes die vorhandenen örtlichen Verhältnisse berücksichtigen.

d) Berechnung der Einrückvorrichtung.

Der am Handgriff resp. von der Schraubenspindel auszuübende Horizontaldruck bestimmt sich zu:

$$K = Q_0 \cdot \frac{l_1}{l_2} \dots \dots \dots (1)$$

Das Biegemoment für den Hebel ist am grössten im Angriffspunkt der Ausrückmuffe, und zwar ist:

$$M_b = K \cdot (l_2 - l_1) \text{ kgcm} \quad (2)$$

Widerstandsmoment

$$W = 2 \cdot \frac{b \cdot h^2}{6} \text{ cm}^3 \quad (3)$$

Biegebbeanspruchung

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} \text{ kg/qcm} \quad (4)$$

$$\text{zulässig } k_b = 600 \text{ kg/qcm} \quad (5)$$

Mitnehmerbolzen an der Einrückschelle.

An jedem Bolzen greift die Kraft $\frac{1}{2} Q_0$ an, folglich

Biegemoment

$$M_b = \frac{Q_0}{2} \cdot \frac{l}{2} \text{ kgcm} \quad (6)$$

für runden Querschnitt ist:

$$\text{Widerstandsmoment } W = 0,1 g^3 \text{ in cm}^3 \quad (7)$$

$$\text{Biegebbeanspruch. } \sigma_b = \frac{M_b}{W} \text{ kg/qcm} \quad (8)$$

$$\text{zulässig } k_b = 500 \text{ kg/qcm} \quad (9)$$

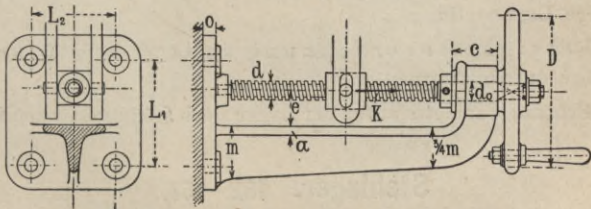
Der Rückdruck im festen Gelenk des Hebels rechnet sich zu:

$$K_1 = \frac{Q_0 \cdot (l_2 - l_1)}{l_2} \text{ in kg} \quad (10)$$

Eine Berechnung der Schraubenspindel würde zu keinem brauchbaren Resultat führen. Für gewöhnlich genügt

Auss. Schraubendurchm. $d = 26 \text{ mm}$ bis 100 mm Wellendurchm.

" " $d = 39 \text{ "}$ über 100 " "



$$a = 0,5 d, \quad c = 2 d, \quad e \sim 2 d, \quad m \sim 2,5 d, \\ d_0 = 1,1 d, \quad o = \frac{3}{4} d, \quad L_1 = 5 d, \quad L_2 = 4 d, \quad D = 200-300 \text{ mm.}$$

Lager für Transmissionen. 160—177.

160. Auglager finden nur für untergeordnete Zwecke und langsamlaufende kleine Wellenleitungen Anwendung.

Ausführungsmaasse sind angegeben in § 53 a.

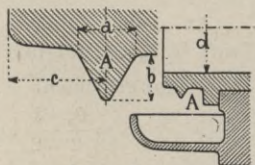
161. Regeln für die Konstruktion der Transmissionslager.

a) Schmierung. Besondere Sorgfalt ist der Schmierung zuzuwenden. Anleitung hierzu in § 53 f—g.

b) Ölfang. Für das Auffangen des Öles sind Vorkehrungen zu treffen durch Anordnung von Ölfängern bezw. Tropfschalen.

Lager ohne Ringschmierung erhalten vorteilhaft Nase *A*, von welcher das Öl abtropft, ohne den Lagerkörper zu berühren.

$d = 50$	75	100	120	150	mm
$a = 3$	4	5	6	7	"
$c = 6$	10	15	18	20	"



Maass $b = a$.

c) Formgebung. Auf geschmackvolle Form soll auch besonders Rücksicht genommen werden, deshalb ist Rippenguss möglichst zu vermeiden, Übergänge und Ecken sind gut abzurunden.

d) Normalien. Beim Entwurf eines Lagers soll man schon die verschiedenen Grössen der einzelnen Ausführungsformen im Auge haben, wie z. B. die Tabellen in § 163 u. f. zeigen.

e) Sonstige Regeln. Die Lagerschalen sind gegen „Sichselbstdrehen“ zu sichern nach § 53 c. Für Fusschrauben der Stehlager sind längliche Löcher vorzusehen. Seitliche Nasen für Einlegkeile (nach § 169 d) ermöglichen bequemes Einstellen und sichere Lagerstellung.

Festigkeitsberechnung der Lager ist in § 53 h zur Genüge durchgeführt.

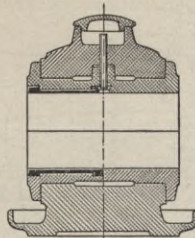
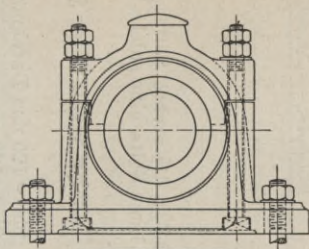
Prüfung auf Heisslaufen der Lager nach § 52 c und nach § 74.

Stehlager. 162—167.

Die Stehlager werden meist auf Sohlplatten, Wandkästen, Hängeböcken oder Lagerstühlen montiert, seltener setzt man dieselben unmittelbar auf das Fundament.

162. Die gebräuchlichsten Stehlager

für Transmissionen sind nachstehende 3 Arten.

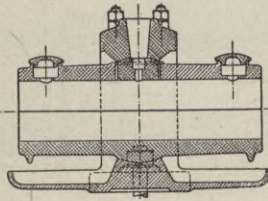
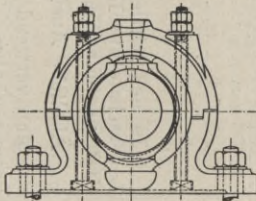
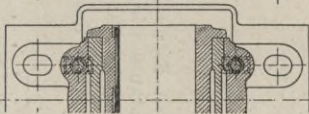


**Steh-
lager.**

(Maasse
§ 163.)

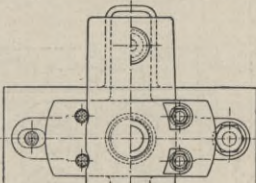
Bis 120 mm Bohrung (Querschnitt rechts) Rotgusschalen.

Über 120 mm Bohrung (Querschnitt links) Graugusschalen mit Weissmetall.

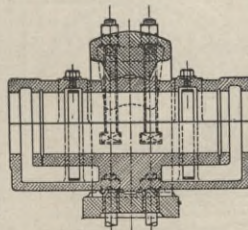
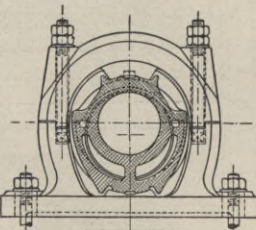


**Sellers-
lager.**

(Maasse
§ 164.)

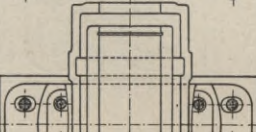


Die kugelförmig ausgebildeten Lagerschalen greifen in entsprechend durchgebildete Hohlkugelsegmente des Deckels und Lagerkörpers ein.

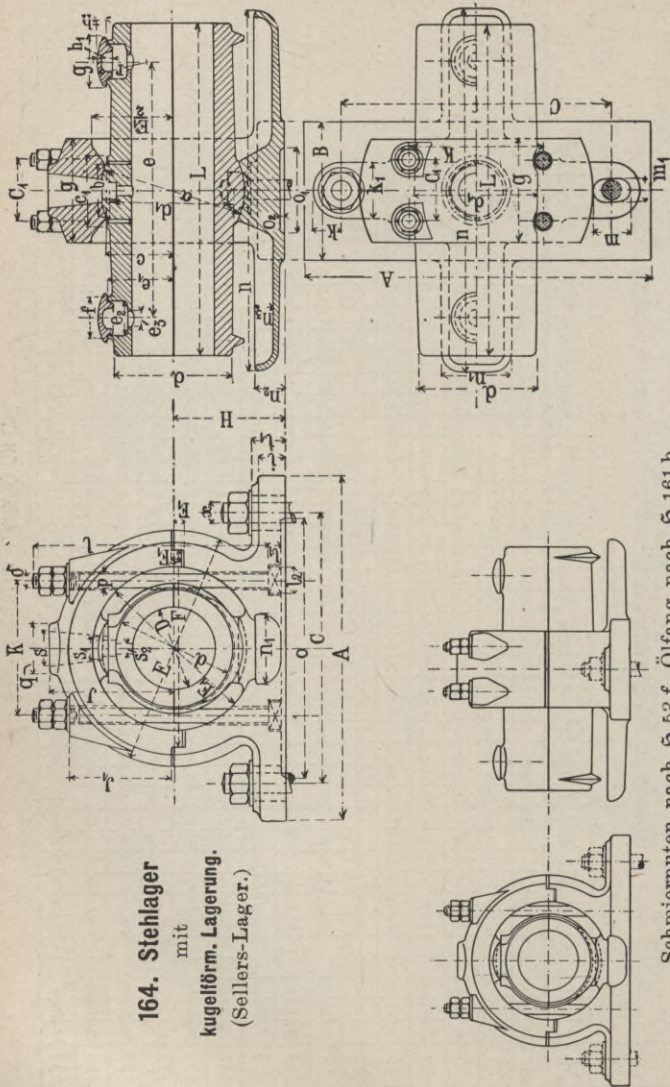


**Ring-
schmier-
lager.**

(Maasse
§ 165.)



Die untere Lagerschale ist gleichzeitig als Ölbehälter ausgebildet. Das Öl wird mittelst Ringe dem Wellenlauf zugeführt.



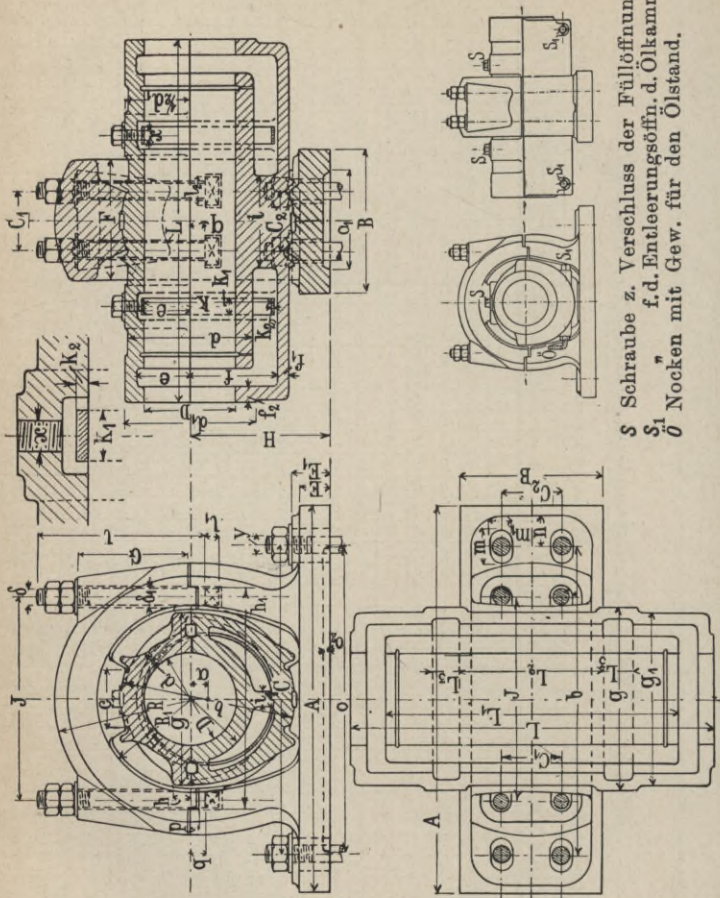
164. Stahlager
mit
kugelförm. Lagerung.
(Sellers-Lager.)

Schmierrieten nach Ø 53 f, Ölfang nach Ø 161 b.

Maasse in Millimeter - Scheibendurchmesser in engl. Zoll.

Bohrung	Lagerschalen										Sundkörper										Ragerdeckel																														
	D	S	a	b	c	d	e	e ₁	e ₂	e ₃	f	f ₁	f ₂	g	G	H	i	i ₁	i ₂	k	k ₁	k ₂	m	m ₁	m ₂	n	n ₁	n ₂	o	o ₁	o ₂	p	p ₁	p ₂	q	q ₁	q ₂														
35	70	140	70	30	45	50	55	105	30	20	8	12	25	30	30	210	160	-	17	20	1/2	20	35	25	18	160	45	30	115	140	50	3	125	80	100	3	60	70	38	65	1/2	15	150	10	22	28	20	12	6		
40	75	160	80	32	34	50	60	65	120	35	20	8	12	25	30	30	230	170	-	17	22	5/8	25	40	30	20	180	50	30	115	150	50	3	140	95	115	4	65	75	65	70	1/2	15	160	10	22	30	25	15	6	
45	80	180	85	35	36	55	65	70	130	38	20	8	12	25	30	30	250	180	-	20	25	5/8	25	40	30	20	210	50	30	118	160	50	3	145	100	120	5	65	80	70	75	1/2	15	170	10	22	30	25	15	8	
50	85	200	95	40	40	60	70	75	140	40	25	8	12	35	42	40	260	190	-	20	25	5/8	25	40	30	20	230	55	35	118	170	55	3	160	105	130	6	70	90	75	85	5/8	20	185	15	30	40	20	8		
55	90	220	100	45	43	65	75	80	150	43	25	8	12	35	42	40	280	210	-	20	25	5/8	25	40	30	20	250	55	35	118	190	55	3	170	115	135	7	70	95	80	90	5/8	20	195	15	30	40	20	8		
60	95	240	110	50	48	68	85	90	160	48	30	10	12	35	42	40	300	220	-	25	30	3/4	30	50	35	25	270	60	35	120	200	60	5	185	120	140	8	75	105	85	100	5/8	20	205	15	30	42	22	8		
65	100	260	115	55	50	70	90	95	180	50	30	10	12	40	48	45	310	230	-	25	30	3/4	30	50	35	25	290	60	35	120	220	60	5	190	125	145	9	75	108	90	105	5/8	20	210	15	30	42	22	8		
70	110	280	120	60	52	75	95	100	200	55	30	10	12	40	48	45	330	250	-	30	35	7/8	35	60	40	28	310	65	40	120	230	70	5	210	135	155	10	85	110	95	115	3/4	25	235	18	35	45	35	25	10	
75	115	300	125	60	55	75	100	105	220	58	30	10	12	40	48	45	340	260	-	30	35	7/8	35	60	40	28	330	65	40	120	240	80	5	220	145	170	10	85	115	100	120	3/4	25	245	18	35	45	35	25	10	
80	120	320	135	65	60	80	110	115	240	60	35	12	15	45	55	50	350	270	-	30	35	7/8	35	60	40	28	350	75	45	120	270	90	5	230	155	180	10	95	120	105	125	3/4	25	258	18	35	45	35	25	10	
85	125	340	145	65	65	85	115	120	260	62	35	12	15	45	55	50	360	280	-	30	35	7/8	35	60	40	28	380	75	45	120	280	100	5	235	165	200	10	95	130	110	130	3/4	25	268	18	35	55	40	30	12	
90	130	360	155	70	68	90	125	130	280	70	35	12	15	45	55	50	410	310	-	30	40	1	40	65	45	30	400	85	45	125	290	110	5	240	175	210	12	105	140	140	160	7/8	28	285	20	38	55	40	30	12	
95	135	380	160	70	72	90	130	135	300	75	35	12	15	45	55	50	420	320	-	30	40	1	40	65	45	30	420	85	45	125	300	120	5	240	180	220	12	120	145	150	160	7/8	28	295	20	38	65	45	35	12	
100-105	140	400	175	75	80	95	140	150	310	80	40	15	15	50	65	60	460	330	60	35	1 1/2	42	70	48	33	440	95	50	125	310	120	8	250	195	240	12	130	155	165	160	3/4	25	315	18	35	65	65	45	35	12	
110-115	150	440	180	80	85	100	155	165	330	85	40	15	15	50	65	60	470	340	70	35	1 1/2	42	70	48	33	480	100	50	125	320	130	8	260	210	260	12	140	165	175	170	3/4	25	325	18	35	70	70	50	40	15	
120-125	160	480	200	85	95	105	170	180	340	90	50	15	15	60	75	70	500	360	80	40	1 1/4	45	75	50	38	520	100	50	128	330	140	8	270	220	280	15	150	180	190	185	3/4	25	335	18	35	75	75	55	45	15	
130-135	170	520	220	90	100	110	185	195	350	100	50	15	15	60	75	70	520	380	90	40	1 1/4	45	75	50	38	550	100	50	130	340	150	8	280	240	300	15	160	190	200	195	3/4	25	345	18	35	80	80	60	55	15	
140-145	185	560	240	100	108	120	195	205	360	108	60	20	12	70	95	80	540	420	100	45	60	1 3/8	45	80	52	42	600	100	50	130	350	160	8	290	260	320	15	170	200	210	205	3/4	25	355	18	35	85	85	65	15	15
150-155	200	600	255	110	115	130	210	220	380	115	60	20	12	70	95	80	600	440	110	45	60	1 1/2	50	85	55	45	650	100	50	130	360	170	8	300	280	340	15	180	210	220	215	3/4	25	365	18	35	90	90	70	60	15

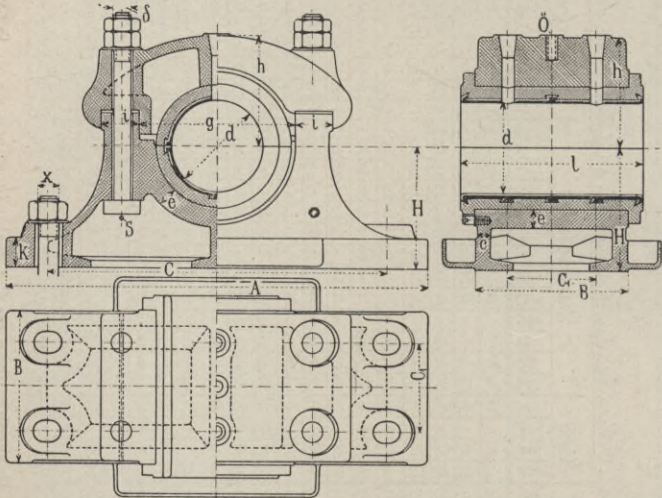
165. Stehlager
mit
Kugelbewegung
und
Ringschmierlager.



S Schraube z. Verschluss der Füllöffnung.
S₁ f. d. Entleerungsöffn. d. Ölkammer.
O Nocken mit Gew. für den Ölstand.

166 a. Stehlager für grössere Wellendurchmesser.

Im allgemeinen wird man für leichte Wellen die Lager mit Kugelbewegung bevorzugen, da dieselben sich der Wellenlage anschmiegen und deshalb bequem montieren lassen. Für schwerere Wellen (Haupttransmissionswellen und zur Lagerung schwerer ausrückbarer Kupplungen) verwendet man Lager, deren Schalen am ganzen äusseren Umfang im Lagerkörper anliegen.

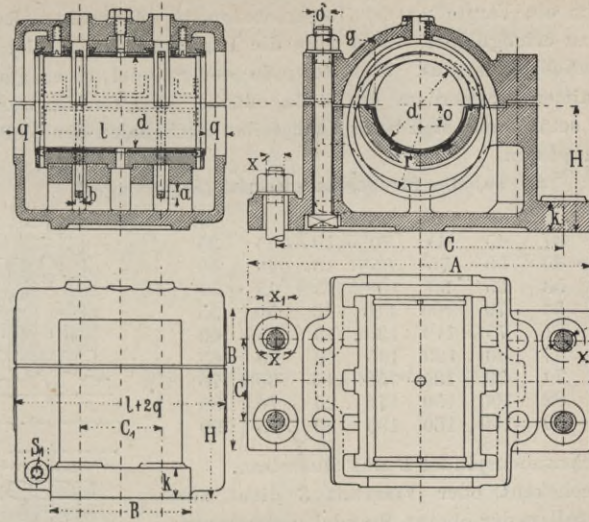


d	A	B	C	C_1	H	c	δ	e	g	h	i	k	x
100	450	170	360	90	130	20	20	35	180	120	45	35	23
120	540	190	430	100	150	22	23	40	230	150	50	40	26
140	650	240	500	120	180	25	29	45	260	180	60	45	32
160	780	260	600	150	210	28	32	48	280	210	70	50	35
180	1000	280	700	200	280	30	35	51	320	240	80	60	39
200	1100	350	800	230	320	32	39	55	340	260	90	70	45
250	1200	400	900	250	400	35	45	60	420	300	110	80	51
300	1300	450	1000	280	460	40	51	65	490	350	130	90	64

Lagerlänge $l = 2 \times \text{Durchm.}$ Der Stift S soll das Herunterfallen der Schrauben verhindern.

Abmessungen der Lagerschalen (Stahlguss mit Weissgussfutter) nach § 53 b Tab. 2, Schmiernuten nach § 53 f.

b) Stehlager mit Ringschmierung für schwere Wellen.

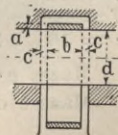


$d =$	l	A	B	C	C_1	H	g	k	q	x	δ	r
120	220	500	200	430	130	180	75	45	30	1"	1"	90
140	250	530	220	450	140	200	80	50	30	1 ¹ / ₈ "	1"	105
160	290	600	250	510	160	225	90	55	35	1 ¹ / ₈ "	1"	120
180	340	670	280	570	180	250	100	60	35	1 ¹ / ₄ "	1 ¹ / ₈ "	132
200	370	710	300	620	190	270	105	60	40	1 ¹ / ₄ "	1 ¹ / ₈ "	145
220	400	750	320	650	200	290	110	65	40	1 ³ / ₈ "	1 ¹ / ₈ "	160
240	430	790	340	680	210	310	115	65	45	1 ³ / ₈ "	1 ¹ / ₄ "	175
260	460	830	360	710	220	330	120	70	50	1 ¹ / ₂ "	1 ¹ / ₄ "	190
280	490	870	380	750	230	350	125	70	55	1 ¹ / ₂ "	1 ¹ / ₄ "	205
300	520	910	400	760	240	370	130	75	60	1 ¹ / ₂ "	1 ¹ / ₄ "	220

Maass $x_1 = 1,5 \cdot x$. Abmessungen der Lagerschalen nach § 53 b, Tab. 2. Schmiernuten nach § 53 g, Fig. 12.

Die Abmessungen der Schmierringe wähle nach folgender Tabelle:

$d =$	30	50	100	150	200	300	mm
$a =$	3	3	3	4	4	4	"
$b =$	8	10	14	18	22	25	"
$c =$	4	5	6	7	8	9	"

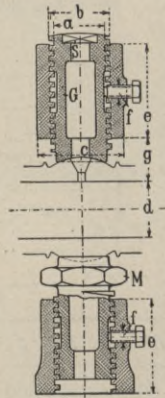


167. Offene verstellbare Stehlager.

Um ein Verstellen der Lagerschalen in senkrechter Richtung zu ermöglichen, bildet man die Lagerung der Schalen als Schraubenspindel aus. Das Gewinde der Spindel muss genau geschnitten, ausserdem die Anlagefläche kugelförmig ausgebildet sein, damit sich beim Nachstellen die Schalen der Wellenlage anpassen.

a) Tabelle für Schraubenspindel (Sellerslager).

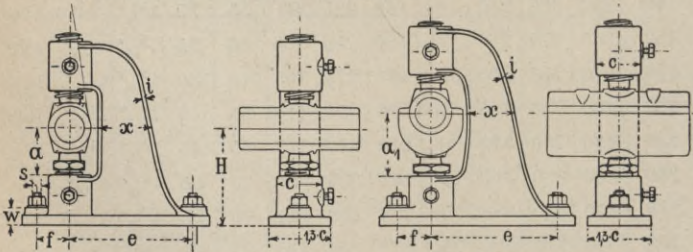
d	a	b	c	e	f	g	h
40	37	45	65	70	10	35	35
50	45	55	75	85	13	40	40
60	53	65	90	100	13	45	50
70	56	70	100	110	13	50	55
80	61	75	110	125	16	55	60
90	64	80	120	135	16	60	65
100	74	90	135	150	16	65	75
110	82	100	150	170	20	70	85
120	90	110	160	185	20	75	90



Schraubenspindel G aus Gusseisen.

Sechskant oder Vierkant S dient zum Nachstellen der oberen Spindel, angegossene Mutter M zum Nachstellen der unteren Spindel. Die Ölzuführung kann auch durch die obere Schraubenspindel erfolgen.

b) Tabelle für Offene Stehlager mit Kugelbewegung.



Ohne Ringschmierung.

Mit Ringschmierung.

$d =$	40	50	60	70	80	90	100	110	120
$a =$	75	85	95	105	115	125	135	155	170
$a_1 =$	100	115	125	135	155	165	175	200	220
$i =$	12	14	16	18	18	20	20	22	22
$f =$	65	70	85	95	100	110	125	135	140
$s =$	16	16	20	23	23	26	29	29	32

Maass $e \sim 1,2 \cdot H$, $x \sim 1,5 d$, c nach Tabelle in § 167 a.

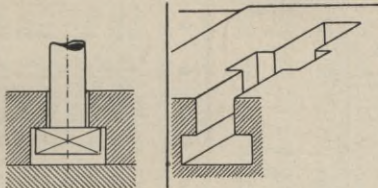
Maasse der Lagerschalen nach Tabelle in § 164.

168. Die Befestigung der Lager

auf Sohlplatten, Mauerkästen und Wandkonsolen.

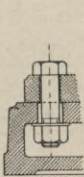
a) Zum Abnehmen der Lager ist Heben der Wellen erforderlich.

Schraubenkopf
in
quadratischem
Loch.

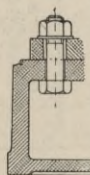


Schrauben
in der Mitte
herausnehm-
bar durch
Drehung der
Schrauben.

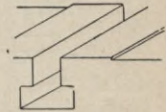
b) Lager abnehmbar ohne Heben der Welle.



Versenkte Mutter
seitlich herausnehm-
bar.



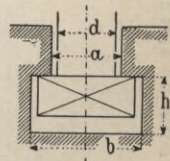
Rippenguss, Entfernen
der Schrauben nach
unten, vergl. § 170 a.



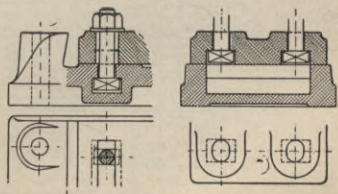
Schlitz, Entfernen der
Schrauben seitlich
möglich.

c) Schlitzmaasse der Fusschrauben.

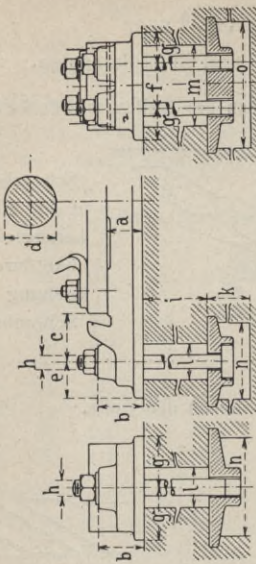
$d = \frac{3}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$ "	engl.
$a = 20$	25	28	30	33	36	44	mm
$b = 35$	42	45	50	55	60	75	"
$h = 16$	20	23	26	30	32	40	"



d) Lagerfusschrauben
mit Hammerkopf, dre-
hen und in den Lager-
rumpf hineinziehen, ge-
stattet auch Entfernen des
Lagers ohne Heben der
Welle.



169. Sohlplatten für Stehlager.



a) Tab. der Sohlplatte mit Fundament.

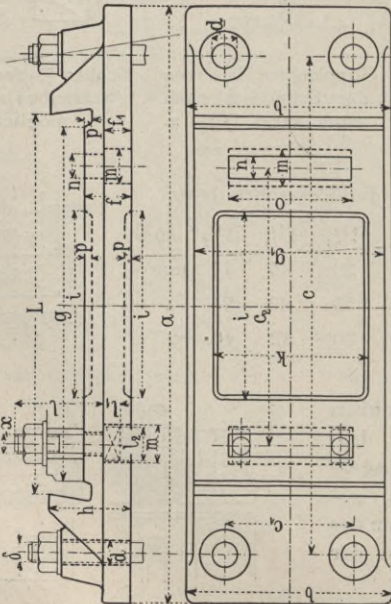


Fig. 1. Hierzu Tab. b) nächste Seite.

Bei Lagern anderer Konstruktion kann man nebenstehende Tab. a) benutzen, für grössere Lager die Tab. § 169 c (Seite 638).

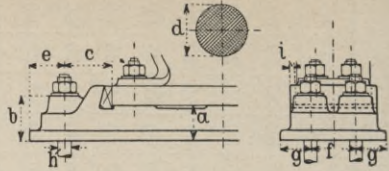
d	a	b	c	e	f	g	h	k	l	m	n	o
30 u.	35	30	40	55	40	40	5/8"	150	40	—	100	—
40 "	45	35	44	65	50	50	8/4"	150	50	—	110	—
50 "	55	40	48	70	50	55	8/4"	150	50	—	110	—
60 "	65	44	52	75	55	65	7/8"	175	60	—	120	—
70 "	75	46	55	85	60	70	1"	175	70	—	140	—
80 "	85	50	60	90	60	80	1"	200	70	—	140	—
90 "	95	55	65	95	65	90	1 1/8"	200	70	—	140	—
100 "	105	60	70	95	70	90	1"	200	70	160	150	250
110 "	115	64	80	95	70	100	1"	200	70	160	150	250
120 "	125	68	90	100	70	110	1"	200	70	180	150	250
130 "	135	70	95	105	75	110	65 1/8"	225	70	180	150	275
140 "	145	75	100	115	75	120	65 1/8"	225	70	200	150	275
150	80	100	115	80	120	70	1 1/4"	250	80	200	150	275

b) Tab. der Sohlplatten für Stehlager nach § 163 (hierzu Fig 1).

Bohrung	L	a	b	c	c ₁	c ₂	δ	d	e	f	f ₁	g	g ₁	h	i	k	x	l	l ₁	l ₂	m	n	o	p
40	265	470	90	370	—	180	5/8	20	40	35	18	240	85	55	100	60	5/8	65	15	30	35	20	50	5
45	285	490	100	390	—	190	5/8	20	40	35	18	260	95	55	110	70	5/8	65	15	30	35	20	50	5
50	310	520	110	420	—	210	3/4	25	50	40	20	280	105	65	120	75	3/4	75	18	35	42	25	60	5
55	320	530	120	430	—	220	3/4	25	50	40	20	290	115	65	130	85	3/4	75	18	35	42	25	60	5
60	350	570	130	460	—	230	7/8	28	60	45	25	310	125	70	140	90	3/4	80	18	35	42	25	60	8
65	370	590	140	480	—	240	7/8	28	60	45	25	330	135	70	150	100	3/4	80	18	35	42	25	60	8
70—75	390	640	155	520	—	260	1	30	65	50	25	350	150	80	160	105	7/8	95	20	38	45	28	65	8
80—85	410	670	175	550	—	280	1	30	65	50	25	370	170	80	170	120	7/8	95	20	38	45	28	65	8
90—95	450	730	200	600	—	300	1 1/8	33	70	55	30	410	190	90	180	140	1	105	22	42	50	30	70	8
100—105	450	740	220	600	135	320	1	30	65	60	30	410	210	100	200	160	7/8	105	20	38	45	28	150	8
110—115	470	760	240	620	155	340	1	30	65	65	35	430	230	100	220	180	7/8	110	20	38	45	28	160	10
120—125	520	820	260	680	165	380	1 1/8	33	70	70	40	480	250	110	240	200	1	120	22	42	50	30	170	10
130—135	550	860	280	710	185	400	1 1/8	33	70	70	40	500	270	110	260	210	1	120	22	42	50	30	190	10
140—145	590	920	300	770	190	430	1 3/8	40	85	75	45	540	290	125	280	230	1 1/8	130	25	46	55	33	210	10
150—155	610	950	330	790	210	450	1 3/8	40	85	75	45	560	310	125	300	250	1 1/8	130	25	46	55	33	230	10

c) Sohlplatten für schwere Lager.

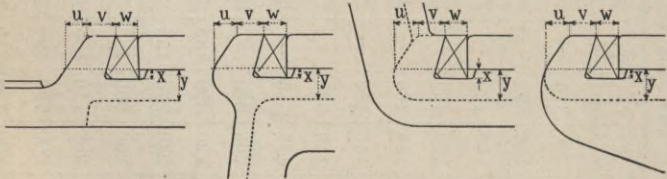
Bei der nachstehend angegebenen Bauhöhe a ist die Platte als Hohl-guss ausgeführt, doch soll zwischen unterer Fläche derselben und Fundament möglichst viel Berührungsfläche vorhanden sein.



$d =$	160	180	200	220	240	260	280	300	mm
$a =$	105	105	115	125	135	145	155	160	"
$b =$	120	135	150	165	180	195	210	220	"
$c =$	125	130	145	160	175	190	205	220	"
$e =$	90	100	110	120	130	140	150	165	"
$f =$	130	140	150	160	170	180	190	200	"
$g =$	80	95	110	125	140	155	170	185	"
$h =$	$1\frac{1}{2}''$	$1\frac{5}{8}''$	$1\frac{3}{4}''$	$1\frac{7}{8}''$	$2''$	$2\frac{1}{8}''$	$2\frac{1}{4}''$	$2\frac{3}{8}''$	
Loch =	52	55	58	60	63	66	68	72	"
$i =$	8	8	10	12	14	16	18	20	"

Die Keilnasen mache man in den Grundabmessungen für alle vorkommenden Anordnungen gleich. Die Abmessungen kann man nach folgender Tabelle wählen.

d) Abmessungen der seitlichen Keilnasen.



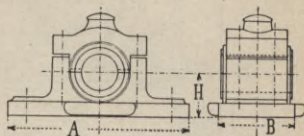
$d =$	40	60	80	100	125	150	175	200	250	300	mm
$u =$	15	18	20	22	25	30	35	40	45	50	"
$v =$	15	20	22	24	28	32	38	42	48	52	"
$w =$	10	12	13	14	16	18	22	26	30	35	"
$x =$	5	5	5	8	8	8	10	10	10	13	"
$y =$	22	26	28	32	36	40	45	50	55	60	"

170. Mauerkasten.

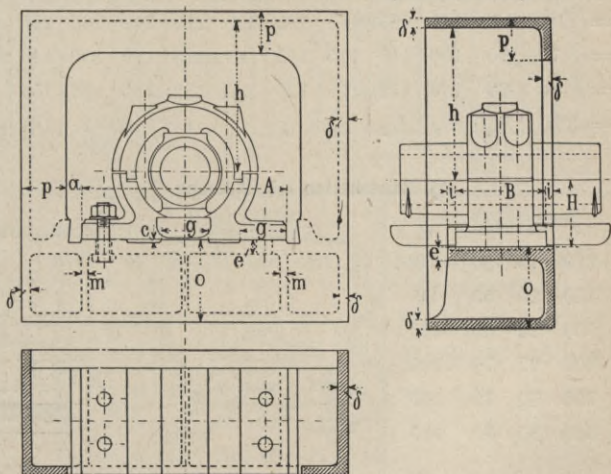
Im allgemeinen kommt man mit 3 Ausführungen zurecht, wie in Tab. a, b und c angedeutet.

Mauerkästen werden vollständig eingemauert, so dass eine innige Verbindung mit der Mauer erfolgt.

Zum Zeichnen eines Wandkastens muss gegeben sein Länge und Breite des Lagerfusses sowie die Höhe des Lagers. Alle übrigen Maasse können den nachfolgenden Tabellen entnommen werden.



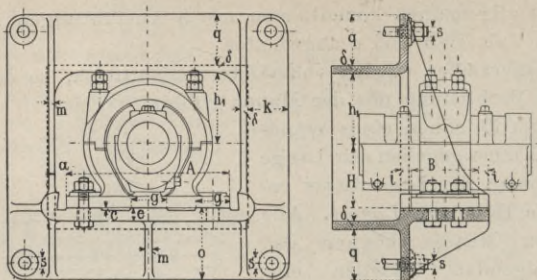
a) Tabelle der Mauerkasten (Kastenform).



d	a	c	δ	e	g	h	i	m	o	p	y
40	12	3	10	15	60	200	6	10	90	30	20
60	20	5	15	25	80	240	8	10	135	60	35
80	20	5	15	25	90	280	10	15	140	70	45
100	20	8	18	30	90	320	10	15	165	85	55
120	20	8	20	35	100	380	13	16	190	90	65
150	25	10	22	45	120	460	13	18	230	120	85

Maasse A , B und H richten sich nach der Art des zu verwendenden Lagers nach § 163—166.

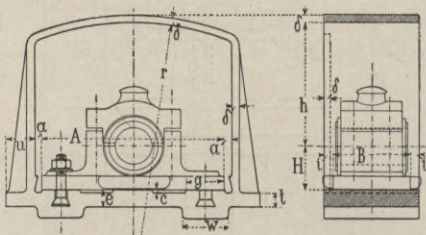
b) Mauerkasten mit Seitenflansch.*)



$d =$	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
$h_1 =$	100	120	145	165	175	185	200	215	240	260	275	300
$k =$	75	90	100	115	115	115	125	125	130	130	140	140
$q =$	80	90	100	115	115	120	130	135	135	140	150	150
$s =$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{7}{8}$	1	1	1	1	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{8}$

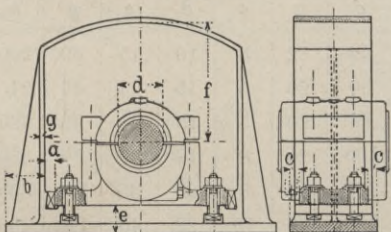
c) Mauerkasten mit Wölbung.*)

d	r	t	u	w
50	260	15	50	70
70	450	20	55	90
90	550	22	65	100
110	650	27	70	105
130	750	30	75	105
150	900	35	85	115



d) Mauerkasten für grössere Lager.

$d =$	160	200	240	300	mm
$a =$	40	45	50	55	
$b =$	140	170	190	220	
$c =$	16	18	20	25	
$e =$	100	120	140	170	
$f =$	440	520	600	720	
$g =$	18	20	22	25	



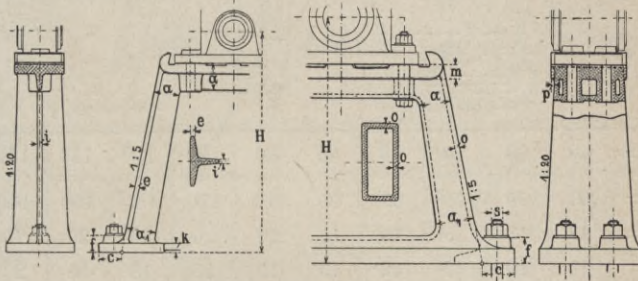
*) Alle übrigen Maasse nach Tab. in § 170 a.

171. Lagerböcke für Stehlager.

Ist die Entfernung der Transmissionswelle von der Sohle grösser als $4 \times$ Wellendurchmesser, so setzt man die normalen Stehlager auf erhöhte Sohlplatten, sog. Lagerböcke und Lagerstühle, wenn es nicht vorteilhafter erscheint, hohe Fundamentsockel anzuwenden.



a) Tabelle der Lagerböcke für Stehlager nach § 163—165.



$d =$	Rippenguss						Hohl-guss					
	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
$a =$	60	65	70	80	90	100	90	95	100	105	110	120
$c =$	45	58	58	65	72	72	80	80	90	90	100	100
$e =$	10	10	12	12	15	15	—	—	—	—	—	—
$f =$	40	40	45	50	55	60	70	80	80	80	90	90
$i =$	10	10	10	10	12	12	—	—	—	—	—	—
$k =$	20	20	25	25	30	30	30	35	35	40	40	40
$m =$	22	25	28	32	34	36	38	40	42	44	46	48
$o =$	—	—	—	—	—	—	10	10	10	12	12	12
$p =$	—	—	—	—	—	—	5	5	6	6	8	10
$s =$	20	23	23	26	29	29	32	32	39	39	42	42
Anzahl =	2	2	2	2	2	2	4	4	4	4	4	4

Maass $a_1 = a + 0,02 H$.

Die hier nicht angegebenen Maasse des oberen Teiles entnehmen wir der Tab. d in § 169.

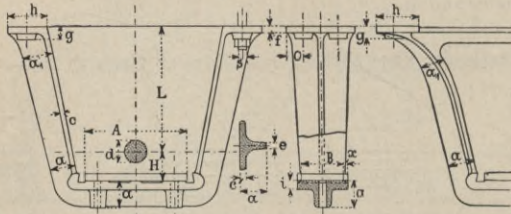
172. Hängeböcke für Stehlager

dienen zur Befestigung der Stehlager an der Decke.

Die Schenkel der Hängeböcke werden gerade oder geschweift ausgeführt, wie Tab. a zeigt.



a) Tabelle für Hängeböcke.



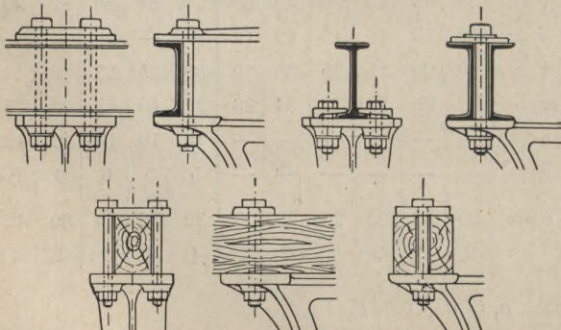
$\bar{d} =$	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130
$a =$	65	70	75	85	95	105	120	135	150	160
$c =$	13	13	15	15	18	18	20	20	20	25
$e =$	10	10	12	12	15	15	18	18	18	20
$f =$	20	20	25	25	25	25	30	30	30	30
$g =$	40	40	45	45	50	50	55	55	60	60
$s =$	23	23	26	26	26	29	29	32	32	32

Maass $o \sim 2,5 s$.

Abmessungen der Auflageflächen und der Keilnasen nach § 169 d.

b) Befestigung der Hängeböcke

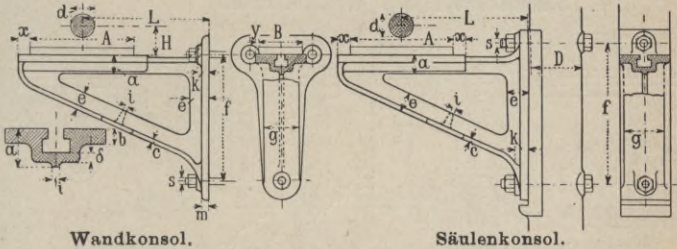
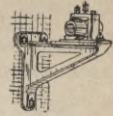
an der Decke richtet sich nach den örtlichen Verhältnissen:



Einige gebräuchliche Ausführungen zeigen vorstehende Abbildungen.

173. Wandkonsole für Stehlager.

Diese dienen zur Befestigung der Lager an vertikalen Wänden oder Säulen. Als Lager werden die in § 162—165 erwähnten Stehlager verwendet.



Wandkonsole.

Säulenkonsole.

\bar{d}	a	b	c	e	g	i	k	m	s	x	δ	y
30	50	18	12	45	80	12	30	25	16	50	14	5
40	55	20	12	50	100	16	30	25	20	50	14	6
50	60	22	15	55	120	16	35	28	20	50	16	7
60	65	24	15	60	140	18	40	30	23	50	16	8
70	70	26	18	65	150	20	40	30	26	50	18	10
80	80	28	18	75	160	20	45	35	26	50	18	10
100	90	30	20	85	170	25	50	35	32	50	20	12
120	105	32	20	100	190	28	55	35	35	50	22	12
150	125	34	25	120	240	30	60	35	39	50	24	14

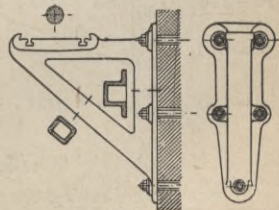
Maass $f \sim L$, Maasse A , H und B aus Tab. in § 163—165.

Die eingegossenen Rillen (168c) dienen zur Aufnahme der Lagerschrauben und gestatten eine Veränderung der Ausladung in horizontaler Richtung um $2x = 100$ mm.

Die Ausladung L wird man je grösser wählen, je grössere Riemen- oder Seilscheiben auf der Welle angeordnet sind.

Wandkonsole für 140 bis 250 mm Wellendurchmesser vorteilhaft in Hohl-guss. Befestigung hier durch 5 Schrauben.

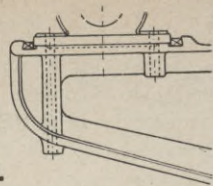
Die Anordnung der Rillen zur Aufnahme der Lagerschrauben parallel zur



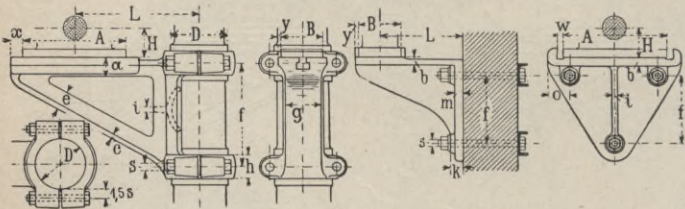
Hohl-guss.

Welle gestattet ein Abnehmen des Lagers ohne Heben der Welle.

Demselben Zweck dient beistehende Konstruktion, da hier die Schrauben nach unten herausnehmbar sind (vergl. § 168).



174. Säulenkonsol und Winkelkonsol.



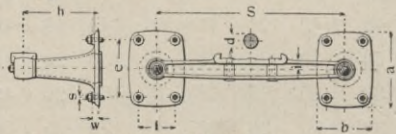
Für Übungsbeispiele kann man setzen:
Säulendurchm. $D = 13$ bis 25 cm,
Maass $f \sim 0,8L$, $h \sim 4s$.

Lage der Welle rechtwinklig zur Wand. Ausladung L bis $10 \times$ Wellendurchm., $f \sim L$, $o \sim 3s$, w nach Tab. 169 d.

Alle übrigen Maasse nach Tab. in § 173.

175. Lagerbalken.

Anwendung: Für schwere Transmissionräder, die aus einer freistehenden Wand herausragen, zur Anordnung eines Lagers an der der Wand gegenüberliegenden Seite.



Bauart „B A M A G“

Wellendurchm. d	Auslad. h	Für Spannweite s = bis			Wandplatten			Wandanker		
		1500 i	2500 i	3500 i	a	b	w	e	f	s
60—80	600	75	95	110	610	480	50	460	290	29
	1000				750	560		560	370	
80—110	600	85	105	125	670	500	55	490	300	35
	1000				800	600		600	400	
120—140	700	—	138	158	800	600	60	600	375	42
	1200				950	700		750	475	
150—190	800	—	160	185	960	700	60	730	450	45
	1200				1100	800		850	540	

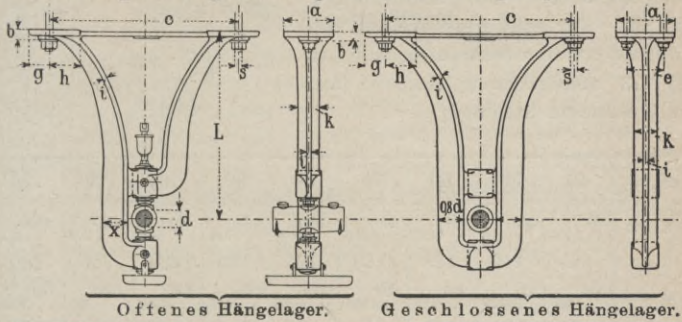
176. Hängelager

mit Kugelbewegung und verstellbarer Lagerachse.

Die Verstellbarkeit in vertikaler Richtung wird auch hier durch die in § 167 erwähnte Schraubenspindel erreicht.

Man unterscheidet auch hier: Offene und geschlossene Hängelager. Die offenen Hängelager gestatten eine Demontage der Wellenstränge, ohne die darauf befindlichen Scheiben usw. entfernen zu müssen.

Für grössere Wellendurchmesser wird man jedoch der grösseren Festigkeit wegen stets geschlossene Hängelager anwenden



Offenes Hängelager.

Geschlossenes Hängelager.

d	L	a	b	e	g	h	i	k	Schrauben		
									s	Anz.	x
40	$\frac{250}{500}$	140	25	—	50	90	14	60	$\frac{3}{4}$ "	2	55
50	$\frac{300}{600}$	160	30	—	60	100	16	70	$\frac{7}{8}$ "	2	65
60	$\frac{300}{700}$	180	35	—	70	110	16	80	1"	2	75
70	$\frac{350}{800}$	200	40	—	80	120	18	90	$1\frac{1}{8}$ "	2	90
80	$\frac{350}{800}$	220	45	105	80	140	18	100	$\frac{7}{8}$ "	4	100
90	$\frac{400}{800}$	240	45	115	90	150	20	110	1"	4	110
100	$\frac{500}{800}$	260	50	125	100	160	20	120	$1\frac{1}{8}$ "	4	125
110	$\frac{500}{800}$	280	50	135	110	170	22	130	$1\frac{1}{8}$ "	4	130
120	$\frac{600}{800}$	300	50	145	120	185	22	140	$1\frac{1}{4}$ "	4	145

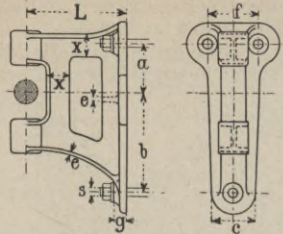
Abmessungen der Lagerschalen nach § 164.

" " Schraubenspindeln nach § 167.

Die Befestigung der Hängelager an Balken oder Trägern geschieht ähnlich wie in § 172 b.

177. Konsollager.

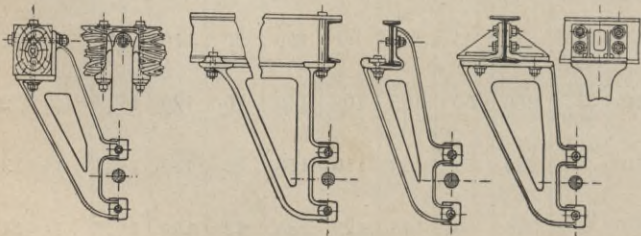
a) Mit Kugelbewegung und verstellbarer Lagerachse bis zu 120 mm Wellendurchmesser angewandt. Für schwerere Wellen verwendet man zweckmässig die in § 173 angegebenen Konsole mit aufgesetztem Stehlager.



$d =$	40	50	60	70	80	90	100	110	120
$L =$	200/400	200/400	200/500	200/500	200/500	200/500	200/500	300/600	300/600
$a =$	105	110	125	150	175	195	220	250	280
$b =$	225/325	225/325	250/400	300/400	325/450	325/475	350/500	400/600	400/600
$c =$	90	100	120	140	140	160	170	190	200
$e =$	16	16	18	18	20	20	22	22	22
$f =$	120	140	160	180	190	200	210	220	230
$g =$	30	35	40	45	50	55	60	70	80
$i =$	18	20	22	24	26	28	30	32	32
$s =$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{8}$	$1\frac{1}{2}$
$x =$	50	60	70	80	90	95	100	110	120

b) Konsol-Hängelager.

Je nach den örtlichen Verhältnissen ist es häufig erforderlich, eine Kombination von Konsol- und Hängelagern zu ver-



wenden. Die Abmessungen müssen dann entsprechend der jeweiligen Anbringung gewählt werden. Einige Konstruktionen zeigen vorstehende Abbildungen.

Riementriebe. 178—200.**178. Material und Herstellung der Treibriemen.****a) Gewebte Riemen.**

Baumwoll-, Balata- und Gummiriemen werden aus Baumwolle in Verbindung mit anderen Materialien hergestellt. Der Baumwollriemen erhält eine fette Imprägnierung, der Balatriemen wird mit Balatamasse durchtränkt und das Gewebe des Gummiriemens mit einer Gummischicht überzogen.

Balatriemen sollen sich auch für feuchte Räume eignen und ohne Schaden selbst in Wasser nicht zu hoher Temperatur laufen können.

Gummiriemen finden in feuchten und säurehaltigen Betrieben Anwendung.

Kamelhaarriemen werden hergestellt aus Haargarn, insbesondere Kamelhaargarn. Gute Imprägnierung ist Bedingung. Diese Riemen eignen sich für chemische Fabriken, da sie gegen Säure widerstandsfähig sind.

Für Ausrücker eignen sich die gewebten Riemen nicht, da ein Zerstoßen der Kanten leicht Zerstörung des ganzen Riemens nach sich zieht. Für solche Fälle sind Lederriemen vorzuziehen.

b) Riemen aus Leder.

Lederriemen werden hergestellt aus Ochsen-, Stier- und Büffelleder.

Ochsenleder gibt das beste Material für Treibriemen, und zwar in Stärken von

5 $\frac{1}{2}$ bis 6 $\frac{1}{2}$ höchstens 7 mm für einfache Riemen,
10 „ 13 „ 14 „ „ doppelte „ .*)

Ochsenleder, aus dem man einfache Riemen in 8 mm Stärke anfertigen kann, ist zu selten, als dass es für die Riemenfabrikation in Frage käme, daher wird für die dicken Riemen vielfach zu dem dickeren Stier- oder Büffelleder gegriffen, das aber für Riemen nicht empfehlenswert, zu mürbe und in einer Stärke von 8 mm nicht einmal so leistungsfähig als 6 mm starkes Ochsenleder ist. (Nach Mitteilung von C. Scholtz, Hamburg.)

*) Unerwünscht grosse Riemenbreiten sucht man durch Aufeinanderlegen zweier Lederlagen ===== zu vermeiden. Man erhält dann einen Doppelriemen, dessen Biegsamkeit und Geschmeidigkeit zwar hinter der des einfachen Riemens zurücksteht, aber bei nicht zu kleinen Scheiben sehr wohl verwendet werden kann. Auch das Auflegen eines schmälere Riemenstreifens auf die Mitte des Riemens ===== oder zwei solcher auf die Kanten desselben ===== dient demselben Zweck.

Berechnung der Treibriemen. 179—182.

Für den theoretischen Zusammenhang von Umfangskraft, Tourenzahl, Pferdestärke, gelten die allgemeinen Gleichungen.*)

179. Alte Berechnung.

Bedeutet: P die Umfangskraft in kg, δ die Riemenstärke und b die Riemenbreite in cm, so wurde gesetzt:

$$\text{Übertragbare Umfangskraft } P = b \cdot \delta \cdot k_z \text{ in kg} \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

$$\text{Nötiger Riemenquerschnitt } b \cdot \delta = P : k_z \text{ in qcm} \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Als zulässig galt für Lederriemen $k_z = 10$ bis 12 kg/qcm (3)

Beispiel: Für Umfangskraft $P = 500$ kg wären nötig $b \cdot \delta = 500 : 11 = 45,5$ qcm Riemenquerschnitt.

Diese Rechnungsweise führte zur Anwendung zu dicker Riemen und somit zur Verschlechterung des Riemenmaterials, da ein 0,8 cm dicker Riemen nicht das Doppelte eines 0,4 cm starken Riemens überträgt.

180. Neuere Berechnung der Leder-Riemen.

Die übertragbare Kraft eines Riemens ist nicht allein vom Riemenquerschnitt, sondern von der Riemendicke, der Umfangsgeschwindigkeit und dem Scheibendurchmesser abhängig. Ein dünner Riemen schmiegt sich inniger dem Umfang der Scheibe an, ein schnellaufender Riemen darf mehr belastet werden als ein langsamlaufender Riemen, er neigt weniger zum Gleiten.

Wir werden (als vorteilhaft für die Herstellung des Riemens) folgende Tabelle zugrunde legen.

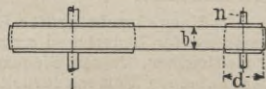
a) Vorteilhafte Riemenstärke δ in cm.

Riemenbreite . . . $b =$	bis 4,5	5—7	8—15	16—25	üb. 25 cm
einfache Riemen . . . $\delta =$	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65 cm
doppelte " . . . $\delta =$	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3 "

(Eigentlich stimmt die Dicke eines Riemens nicht mit der Dicke der Haut überein, sondern kann willkürlich vom Gerber bis zu einem gewissen Grade geändert werden; deshalb ist die Bestimmung der Riemendicke ohne Kenntnis der Gerbmethode ein Ünding und gibt zu Irrungen Anlass. Gehrckens.)

b) Bestimmung der Riemenbreite.

Wir lassen nun bei der Berechnung die Riemenstärke δ ganz ausser acht und setzen:



$$\text{Nötige Riemenbreite } b = P : k \text{ in cm} \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

*) nach § 129.

ferner gelten die Gleichungen wie in § 129:

$$\text{Umfangskraft } P = \frac{75 N}{U} \text{ in kg} \dots \dots \dots (5)$$

$$U = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{60} \text{ Umfangsgeschw. d. kleinen Scheibe in Mtr/Sek} (6)$$

Der Belastungskoeffizient k , abhängig von der Umfangsgeschw. U und dem Durchm. der kleinen Scheibe, wird gewählt nach folgender Tabelle.

c) Tabelle. Werte des **Belastungskoeffizienten k^*** für den cm Riemenbreite, so dass $k \times \text{Breite in cm} = P$ in kg.

Kleine Scheibe d in Mtr.	Umfangsgeschw. U in Mtr/Sek											
	3 bis 4,5		5 bis 9		10 bis 14		15 bis 19		20 bis 24		25 bis 30	
	einf.	dopp.	einf.	dopp.	einf.	dopp.	einf.	dopp.	einf.	dopp.	einf.	dopp.
0,1 — 0,14	2	—	2,5	—	3	—	3	—	3,5	—	3,5	—
0,15 — 0,19	2,5	—	3,4	—	4	—	4	—	5	—	5,5	—
0,2 — 0,24	3	—	4	—	5	—	5,5	—	6	—	6,5	—
0,25 — 0,29	3,5	—	4,4	—	5,5	—	6	—	7	—	7,5	—
0,3 — 0,39	4	—	5	—	6	—	7	—	8	—	8,5	—
0,4 — 0,49	4,6	—	6	—	7	—	8	—	9	—	10	—
0,5 — 0,7	5	8	7	9	8	10	9	11	10	12	11	13
0,75 — 0,9	5,6	9,2	8	11	9	12	10	14	11	14	12	15
1,0 — 1,4	6	10	8,5	12	10	14	11	16	12	17	13	18
1,5 — 1,9	6,6	11	9,4	14	11	17	12	19	13	21	14	22
2,0 — 3,0	7	12	10	15	12	20	13	22	14	25	15	25
3,0	7,5	13	11	17	13	22	14	24	15	28	17	29

Die 1. senkrechte Spalte der Tabelle bezieht sich stets auf den Durchmesser der kleinen Scheibe.

Bei Benutzung vorstehender Tabellenwerte ist vorausgesetzt: genügend grosse Achsenentfernung, Riemen aus bestem Kernleder, richtige Wölbung der Scheiben, genaue Montage, andernfalls nehme man die Riemen **10 % bis 20 % breiter an** (7)

Riemen, deren Berechnung

$$\left. \begin{array}{l} \text{weniger als 5 cm Breite ergibt, sind 50 \% } \\ \text{" " 12 " " " " " 30 \% } \end{array} \right\} \dots \dots (8)$$

breiter zu machen, da für schmale Riemen nicht das Rückenstück der Ochsenhaut, sondern die minderwertigen Seitenstücke der Haut genommen werden.

*) Mit Benutzung der Angaben von O. Gehreckens. Z. d. V. d. Ing., 1898

181a. Einfache Riemen. Übertragbare Pferdestärken für 10 cm Riemenbreite.

Umdrehungen n der kleinen Scheibe i. d. Min.

Kleine Scheibe	Umdrehungen n der kleinen Scheibe i. d. Min.																		
	60	70	80	90	100	110	120	130	140	160	180	200	250	300	350	400	500	600	700
200	0,25	0,30	0,34	0,38	0,4	0,5	0,5	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,3	1,5	1,7	2,4	3,4	3,8
250	0,37	0,43	0,49	0,55	0,6	0,7	0,8	0,9	0,9	1,0	1,1	1,2	1,5	1,8	2,1	2,7	3,6	4,6	5,7
300	0,50	0,59	0,67	0,75	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,7	2,1	2,5	3,7	3,7	5,0	6,3	7,8
350	0,60	0,76	0,86	0,94	1,1	1,3	1,3	1,4	1,5	1,7	2,0	2,2	3,2	4,1	4,6	5,8	7,5	9,0	11
400	0,77	0,90	1,03	1,16	1,3	1,4	1,5	1,8	1,8	2,1	2,3	2,8	4,2	5,0	5,9	7,3	9,8	12	14
450	0,87	1,07	1,20	1,38	1,6	1,7	1,8	2,0	2,1	2,4	2,8	3,3	5,2	6,2	7,1	8,9	11	15	18
500	1,05	1,22	1,40	1,57	1,8	1,9	2,1	2,3	2,4	2,8	3,1	3,9	6,1	7,3	8,5	10	14	19	23
600	1,20	1,55	1,76	2,00	2,2	2,5	3,0	3,4	3,8	4,1	4,7	5,3	8,3	9,9	12	14	19	26	30
700	1,50	1,86	2,10	2,40	2,7	3,0	4,1	4,6	5,0	5,4	6,2	6,8	11	12	15	18	24	33	38
800	1,77	2,16	2,45	2,80	3,1	3,4	5,4	5,8	6,3	6,8	8,0	8,9	14	15	19	22	30	40	47
900	2,2	2,8	3,2	3,5	4	4,3	6,4	7,0	7,8	8,7	9,8	11	16	18	22	26	36	47	56
1000	2,9	3,5	3,9	4,2	4,8	5,3	7,5	8,1	9,0	10	12	13	19	22	26	31	42	54	65
1200	4,1	5	5,4	5,7	6,3	7,4	9,7	10	11	14	16	18	25	29	35	41	54	65	
1400	5,2	6,2	7	7,3	8,2	9,7	12	13	14	18	20	23	30	36	45	50	60	70	
1600	6,4	7,8	8,5	9	10	12	15	16	18	23	24	28	37	44	56	60	70		
1800	7,5	9,2	9,3	11	13	14	17	19	20	27	30	33	43	55	65	75			
2000	8,8	11	11,8	13	15	17	20	23	24	32	34	38	50	65	75				
2250	10	13	14	15	19	20	24	27	28	38	41	46	60	75					
2500	12	15	16	17	22	24	28	32	33	44	48	54	70						

Durchmesser in mm

Benutzung der Tab.: Man rechnet stets mit Durchm. und Tourenzahl der kleinen Scheibe.

Beispiel: Scheibendurchm. $d = 80$ cm, Riemenbreite $b = 30$ cm, Tourenzahl $n = 140$ gibt nach Tab. übertragbare Kraft für 10 cm Riemenbreite $= 6,3$ PS, für 30 cm ist dann: $30 : 10 \cdot 6,3 = 19$ PS, vorteilh. Riemenstärke nach Tab. 180 a $d = 0,65$ cm.

Obige Zahlen gelten für beste Kernledertreibr., genügend grossen Achsenabst., richtige Wölbung des Scheibenkranzes. (10) Für schmale Riemen beachte Gleich. 8, für kurzen Achsenstand Gleich. 7 voriger Seite.

181b. Doppelte Riemen. Übertragbare Pferdestärken für 10 cm Riemenbreite.

Riemen.

Doppelte Riemen.

§ 181b.

Kleine Scheibe	Umdrehungen <i>n</i> der kleinen Scheibe i. d. Min.																	
	60	70	80	90	100	110	120	130	140	160	180	200	250	300	350	400	500	600
500	1,7	1,9	2,2	2,5	2,8	3,3	3,6	3,9	4,4	5,0	6,7	7,8	9,4	11	14	19	23	28
600	2,1	2,4	2,9	3,2	3,5	4,2	5,0	5,5	6,0	7,0	8,4	10	13	15	19	25	32	38
700	2,6	3,0	3,6	3,9	4,2	4,7	5,7	7,0	7,5	9,0	10	13	17	21	25	33	41	49
800	3,1	3,6	4,1	4,5	5,2	5,7	7,4	8,6	9,1	11	12	17	22	27	32	41	52	62
900	3,9	4,3	5,0	5,4	7,0	8,5	10	10	11	14	15	22	29	34	40	52	66	79
1000	4,6	5,2	6,0	6,3	8,7	9,9	11	12	13	16	19	27	35	41	48	64	79	95
1100	5,3	6,0	6,9	7,5	10	12	14	15	16	20	23	32	42	49	56	73	90	
1200	6,2	6,9	7,8	8,5	12	14	16	17	19	23	27	38	48	55	66	83	100	
1300	6,9	7,8	8,9	9,5	14	16	17	18	20	26	31	44	56	64	74	91		
1400	7,4	8,5	9,7	11	16	18	20	21	23	30	36	50	62	72	82	100		
1500	8,4	9,5	11	12	18	20	22	23	26	33	41	56	70	80	90			
1600	9,3	10	12	13	20	22	24	25	29	38	46	62	77	88	98			
1700	10	12	13	14	21	24	26	28	32	42	52	69	84	93	106			
1800	11	13	14	16	24	26	29	31	35	46	57	75	90	98				
1900	12	14	15	17	26	28	31	33	39	51	63	81	98	107				
2000	13	15	17	19	28	31	34	36	43	55	70	87	104	115				
2100	13	16	18	20	30	33	36	39	47	60	75	93	110					
2200	14	17	19	22	32	35	39	43	51	65	80	99	115					
2300	15	18	21	24	34	38	41	47	54	63	71	85	105	120				
2400	16	20	23	26	36	40	44	51	58	68	76	91	112					
2500	17	21	25	29	39	43	47	55	62	73	81	96	120					

Durchmesser in mm

Benutzung der Tab.: Man rechnet stets mit Durchm. und Tourenzahl der kleinen Scheibe.

Beispiel: Kleine Scheibe 160 Umdreh., Durchm. 1800 mm, $N=170$ PS. Nach Tabelle überträgt ein 10 cm breiter Doppel-Riemen 40 PS. Für 170 PS ist dann Riemenbreite $(170:40) \cdot 10 = 42,5$ cm.

Obige Zahlen geben die Breite für beste Kernledertreibr., genügend grossen Achsenabst., richtige Wölbung d. Scheiben (11) Für kurzen Achsenstand beachte Gleich. 7, für schmale Riemen Gleich. 8 in § 180 c.

181c. Riemen mit Scheiben für hohe Tourenzahlen.

Übertragbare PS für 10 cm Riemenbreite.

Durchm. der kleinen Scheibe	Umdrehungen der kleinen Scheibe i. d. Min.								
	800	900	1000	1100	1200	1400	1600	1800	2000
150	2,4	3,3	3,6	4,1	4,5	5,5	6,7	7,4	8,4
200	4,6	5,7	6,5	6,9	7,3	9,8	11	13	14
250	6,8	8,2	9,3	11	12	15	17	20	23
300	10	13	15	17	19	23	27	29	32
350	13	17	20	23	25	31	35	39	44
400	17	21	25	29	30	40	45	50	
450	21	25	30	35	38	47	54		
500	26	30	35	41	45	55			
550	34	38	42	47	55				

Für schmale Riemen beachte Gleich. 8, für kurzen Achsenstand Gleich. 7, Seite 649.

182. Tabelle. Ausgeführte Anlagen.

Besonders zu beachten ist der Belastungskoeffizient k (rechte Spalte der Tabelle zur Beurteilung der Werte in Tab. 180 c).

Anlage	D mm	kleine Scheibe		N	b cm	E Mtr.	U Mtr/Sek	Leit- rollen, Zahl	P kg	k kg
		d mm	n							
Dynamo	550	320	1400	6	5	1,5	26	—	17,3	3,5
"	—	450	700	36	20	3,8	16,5	—	164	8,2
"	—	500	660	50	25	3,2	17,2	—	202	8
"	2100	550	900	25	10	4,2	26	—	72	7,2
"	—	650	450	80	44	4,4	15,3	—	390	8,9
"	4500	750	600	145	40	11	23,5	—	460	11
Mühle *)	1670	1370	170	240	70	—	12,5	2	1420	20
Walzwerk	6000	1670	365	1000	120	18	32	1	2340	19
Mühle *)	2100	1830	160	400	90	22	15,6	1	1920	21
" *)	2540	1980	141	520	105	—	14,6	1	2660	25
Weberei	7300	2000	176	350	91	10	18,5	—	1420	15
Fabrik	2200	2200	120	100	37	9	14	1	535	14
Strassenbahn*)	8500	2560	225	1250	190	—	28	1	3360	18
Weberei	7300	2600	135	350	91	10	18,5	—	1420	16
Mühle *)	3650	3650	60	400	162	30	11,5	1	2600	16

*) Amerikanische Riementriebe.

183. Allgemeine Regeln

für die Anlage von Riementrieben.

Die schräg gedruckten Angaben beziehen sich auf ungünstige Verhältnisse, die man nicht immer vermeiden kann.

a) Übersetzung ins Schnelle (also die treibende Scheibe) grösser.

Übersetzung ins Langsame ist etwas ungünstiger.

b) Scheibenverhältnis 1 : 1 bis 3 : 1.

Nur im Notfall geht man höher (bis 10 : 1).

c) Lage der Wellen. Nach Gehrckens: Höchster Punkt der Scheibe wagerecht oder höchstens 45° geneigt (vergl. vorstehende Figur).

Diese Regel kann man nur bei Haupttrieben berücksichtigen, sonst muss man hiervon vielfach abweichen. Wellen senkrecht übereinander und die untere Scheibe treibend gibt das ungünstigste Verhältnis.

d) Drehrichtung. Das untere Riemenstück soll das ziehende (nicht schlaffe) sein.

Im umgekehrten Falle ist der umspannte Bogen der Scheibe etwas kleiner, auch schlägt hier das schlaffe Riemenstück mehr auf und ab. Der Riemen läuft unruhiger.

e) Wellenabstand nach folgender Tabelle:

Riemenbreite b	bis 5	5—7	7,5—9,5	10—15	16—30	über 30 cm
Abstand E möglichst	2—4	3—6	5—7	6—8	7—9	8—10 Mtr.
Ausführungen zeigen	1—7		1,5—15		3—20	Mtr.

Für kurzen Achsenstand sind die Riemen breiter zu wählen nach § 180 c Gl. 7, andernfalls nachstellbare Spannrolle oder Leitrolle notwendig.

Eine andere Regel lautet:

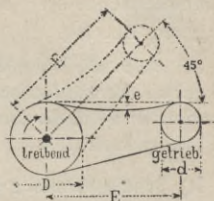
$$E > 1,2 (D + d) \text{ oder } E > D + d + 1,5 \text{ Mtr.}$$

Je kürzer der Riemen, desto öfter muss derselbe nachgespannt werden. Zu langer Riemen läuft unruhiger, da Einsenkung e zu gross; Leitrollen dann zweckmässig.

f) Einsenkung des ziehenden Riemenstückes $e = \frac{1}{100} E$.

„ „ schlaffen „ „ $e = \frac{1}{50} E$.

g) Riemenbreite. Diese solle nach § 180 oder 181 bestimmt werden und nicht etwa nach der sonst üblichen Festigkeitsrechnung (vergl. § 179).



h) Riementicke ist in Tab. 180 a angegeben.

Wählt man den Riemen schwächer, so muss man ihn öfter nachspannen, und seine Lebensdauer ist eine kürzere.

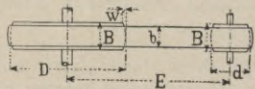
i) Scheibendurchmesser und Umdrehungszahl. Möglichst grosser Scheibendurchmesser und hohe Umdrehungszahlen geben den billigsten Betrieb.

Je mehr die Verhältnisse von den Zahlen zwischen den fettgedruckten Vertikalstrichen der Tab. 181 a—b abweichen, desto unvorteilhafter wird der Betrieb in bezug auf Kraftverluste, Haltbarkeit und Anlagekosten.

k) Scheibenbreite $B = 1,1 b + 1 \text{ cm}$ (1)

„ für halbgeschränkt. Riemen $B = 1,4 b + 1 \text{ cm}$ (2)

l) Wölbung der Scheibe am Umfang richtet sich nach den jeweiligen Verhältnissen.



Gebrauchlich ist:

Wölbung der grossen Scheibe $w = 0,02 B$ in cm . . (1)

„ „ kleinen „ $= (d : D) \cdot w + 0,2 \text{ cm}$. (2)

Beide Scheiben gerade gedreht, gibt meist schlechten Riemenlauf, besser ist beide Scheiben etwas ballig, besonders bei nicht ganz richtiger Lage der Welle oder ungenauer Ausführung der Scheibe.

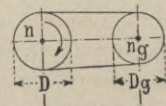
m) Riemengeschwindigkeit vorteilhaft 15—30 Mtr.

„ grösste zulässige 50 Mtr.

Man kann sich diesen Zahlen meist nur bei Hauptantrieben nähern. Bei Nebenbetrieben müssen häufig viel kleinere Geschwindigkeiten in Kauf genommen werden.

n) Geschwind.-Verl. (Gleiten) = 2%,

also
$$\left. \begin{aligned} D \cdot n &= 1,02 D_g \cdot n_g; \\ D_g \cdot n_g &= 0,98 D \cdot n \end{aligned} \right\} \quad (1)$$



treibend getrieben

Die getriebene Scheibe wird demnach 2% kleiner, als sich theoretisch ergibt.

Wird dieses nicht berücksichtigt, so macht sich beispielsweise bei Erzeugung elektrischer Energie Spannungsverminderung bemerkbar. Vergl. Beispiele im II. Band unter Riemenbetrieb.

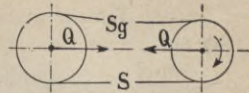
o) Arbeitsverlust bei Riementrieben kann zu 2% der zu übertragenden Kraft angenommen werden.

Je mehr der Riemen gespannt ist (also je ungünstiger die Verhältnisse liegen), desto grösser ist der Arbeitsverlust.

p) Riemen­spannung und Achs­end­druck:

Riemenzug. F­ur kleine Umfangsgeschwindigkeiten ist angen­ahert:

im ziehenden Trum $S = 2P$ in kg,
 „ gezogenen „ $S_g = P$ „ „
 worin P die Umfangskraft in kg.



Achs­end­druck. Man rechnet meist: $Q = 2P + P = 3P$ in kg.

Bei sehr grosser Geschwindigkeit wird die Spannung im ziehenden Trum ann­ahernd = P , im gezogenen ann­ahernd = Null, demnach: Je gr­osser die Geschw., desto weniger Achs­end­druck!

Riemen­verbindungen. 184—185.

Durchmesser der Riemen­scheiben, Riemen­geschwindigkeit und Riemen­material sind zu ber­ucksichtigen. F­ur schnellen Lauf und kleine Scheiben sind leichte Verbindungen anzuwenden, w­ahrend f­ur langsamen Lauf und grosse Scheiben schwerere Verbindungen Anwendung finden k­onnen. Nicht f­ur alle Riemen­materialien sind dieselben Verbindungsarten brauchbar.

Dicke Ans­atze wirken sch­adlich durch St­os­se gegen die Scheiben, durch Steifheit und gr­osseres Gewicht, haupts­achlich aber, weil eine Zerrung des Riemen­s eintritt, wenn sich eine l­angere klumpige Verbindung auf die kleine Scheibe legt.

184. Verbindung f­ur Lederriemen.

a) Ende abgeschr­agt gen­ah­t.

Die L­ange der Abschr­agung betrage bei Riemen

von	4	5	6	7	8 mm	St ­ arke
etwa	100	125	150	175	200	„



Zum N­ahen benutzt man sog. Binderriemen aus Schweins­leder.

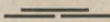
b) Ende abgeschr­agt und geleimt.

L­ange der Abschr­agung nach vorstehender Tabelle.

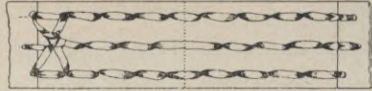
Zu a und b. Der St­oss ist so anzuordnen, dass er mit der Scheibe und nicht gegen dieselbe l­auft.

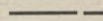


Weniger gut sind folgende Verbindungen;

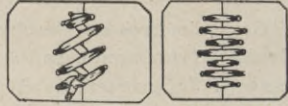
e) Enden stumpf zusammenstossen  **aussen Lasche, genäht.**

Nachteil, Riemen werden an den Verbindungsstellen zu unbiegsam.



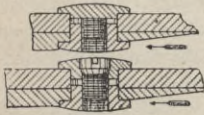
d) Enden stumpf zusammenstossen , **genäht.**

Die mit einer Ahle auszuführenden Stiche für die Nähriemen werden gegeneinander versetzt und sollen 2 cm von den **Riemenkanten entfernt** bleiben. Auf der Laufseite sind die Nähriemen parallel zu den Riemenkanten zu legen.

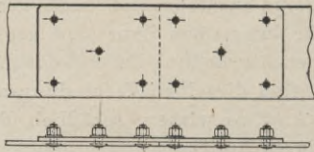


obere Seite *untere Seite.*

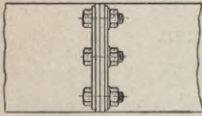
Als **Notbehelf** gelten folgende Verbindungen:



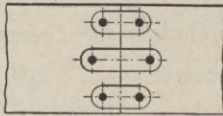
e) Verbindung mit Hohl-schraube, Riemenenden abge-schrägt.



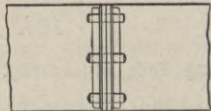
f) Verbindung mit Kopf-schrauben und Lasche, vergl. auch § 185 a.



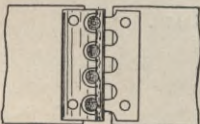
g) Verbind. mit Schrauben u. Blech-schienen.



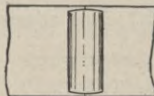
h) Verbind. mit Schrauben und eis-ernen Laschen.



i) Verbind. mit Stehbolzen durch Keile angetrieben.

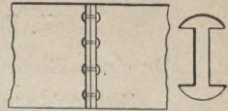


k) Aushakbare Verbind. Die Haken der einen greifen in die Öffnungen der anderen Platte,



l) Harris-Kralle. Die Stacheln werden in die stumpf zusammenstossenden Riemenenden eingeschlagen.

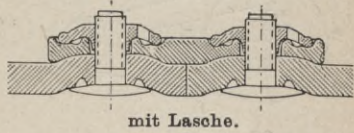
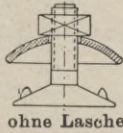
m) Die Riemenenden erhalten gleiche längliche Einschnitte, durch welche Klammern gesteckt und herumgedreht werden, so die Verbindung bewirkend.



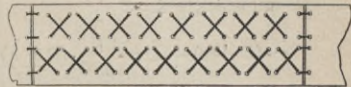
185. Verbindung für gewebte Riemen.

a) Baumwoll- und Kamelhaarriemen.

1. Vielfach im Gebrauch ist die Jackson-Schraube. Die innere Seite des Schraubenkopfes erhält Ansätze zur Sicherung gegen Drehen beim Anziehen, Riemen stumpf zusammenstossen.



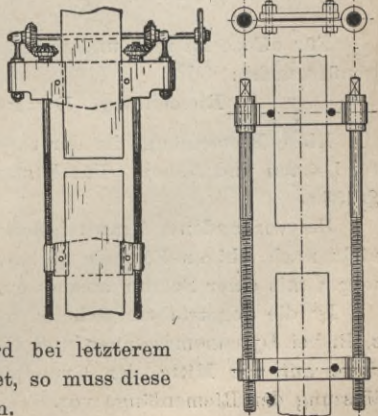
2. Riemenenden stumpf zusammenstossen, aussen Lasche genäht. Einbringen d. Löcher vermittelst Ahle. Die Lasche besteht aus demselben Material wie der Riemen.



b) Balata-Riemen.

Auch hier benutzt man vorgenannte Verbindungen. Die Original-Balata-Riemen, welche aus mehreren Lagen bestehen, gestatten ferner Verbindung durch Zusammenkitten mit Balata-masse nach Lösen der einzelnen Lagen, die stufenförmig ineinandergreifen.

Riemenspanner.



186. Auflegen der Riemen.

Schmale Riemen werden vor dem Aufziehen auf die Scheibe endlos verbunden.

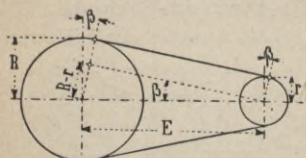
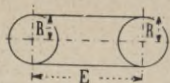
Breite Riemen sind im aufgelegten Zustand zu verbinden. Man benötigt dabei zum Zusammenziehen der Riemenenden einen Riemenspanner. Wird bei letzterem nur eine Schraube angeordnet, so muss diese in Riemenmitte sich befinden.

187. Bestimmung der Riemenlänge.

Für einen Riementrieb mit gleich grossen Scheiben ist

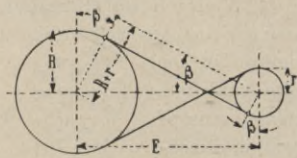
$$\text{Riemenlänge} = 2R\pi + 2E \dots (1)$$

Haben die Scheiben jedoch verschiedene Durchmesser, so muss die Gesamtlänge aus einzelnen Strecken zusammengestellt werden.



Offener Riemen

$$\sin \beta = \frac{R - r}{E} \dots (2)$$



Gekreuzter Riemen

$$\sin \beta = \frac{R + r}{E} \dots (2a)$$

Riemenlänge $L =$

$$\pi \cdot (R + r) + 2\pi \cdot \frac{\beta}{180} \cdot (R \pm r) + 2E \cdot \sqrt{1 - \frac{(R \pm r)^2}{E^2}} \dots (3)$$

Die oberen Zeichen (+) für gekreuzte, die unteren (-) für offene Riemen.

Angenähert kann man setzen:

offene Riemen

gekreuzte Riemen

$$L \sim \pi \cdot (R + r) + 2E + \frac{(R - r)^2}{E} \quad \left| \quad L = \pi \cdot (R + r) + 2E + \frac{(R + r)^2}{E} \quad (4)$$

Für offene Riemen und nicht zu kurzer Achsenentfernung genügt meist:

$$\text{Riemenlänge } L = \pi(R + r) + 2E \dots (5)$$

Diese Riemenlänge ist der theoretische Wert ohne Zugabe für Leimen und Nähen. Für letzteres befinden sich Angaben in § 184 a.

Bei vorhandener Transmission wird man die Riemenlänge nicht nach obigen Formeln rechnen, sondern der Einfachheit wegen mit einer Schnur ausmessen.

Ist die angetriebene Scheibe nachstellbar eingerichtet, wie z. B. bei Dynamomaschinen und Elektromotoren, so stelle man diese auf die Mitte der Grundplatte und nehme dann die Messung der Riemenlänge vor.

Anordnungen von Riementrieben. (188—191.)

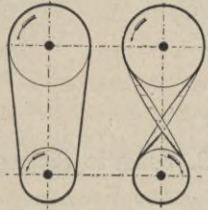
188. Freilaufende Riemen.

a) Offene und gekreuzte Riemen.

Die Riementriebe, durch deren Scheibenmittel eine Ebene gelegt werden kann, können als offene und gekreuzte Riementriebe ausgeführt werden.

Beim offenen Riementrieb ist die Bewegungsrichtung beider Scheiben die gleiche.

Riemenstärke nach § 180 a. Übertragbare Leistung nach § 181.



Beim gekreuzten Riementrieb ist die Bewegungsrichtung d. Scheiben entgegengesetzt.

Übertragb. Leistung etwa das 0,85 fache der in Tab. § 181 a und b angegebenen

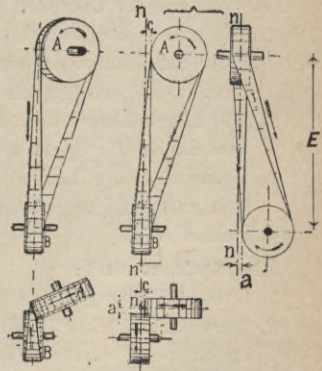
Werte für offene Riemen.

b) Halbgeschränkte Riemen.

Der Riemen darf nur an der Ablaufstelle abgelenkt werden, d. h. die Spuren der Ablaufstellen müssen in einer Geraden (nn) liegen, die senkrecht auf dem Wellenmittel steht.

Die Schnittlinien der beiden mittleren Riemenscheibenebenen müssen eine Gerade geben, welche die beiden Ablaufpunkte miteinander verbindet.

Scheibenverschiebung, wenn die Achsen einen Winkel von 90° bilden



bei der treibenden Scheibe $c = 0,2$ der Riemenbreite (1)

„ „ getriebenen „ $a = 0,5$ „ „ (2)

Bei kleineren Schwankungen wird entsprechend weniger genommen. Übertragbare Leistung etwa das 0,8 fache der in Tab. § 181 a und b angegebenen Werte für offene Riemen.

Scheibenbreite $B = 1,4 b + 1$ cm (b Riemenbreite in cm) (3)

Die kleinste Achsenentfernung E wähle man nach dem grössten Wert der folgenden 3 Regeln:

$E = 4$ mal Durchmesser der kleinen Scheibe . . . (4)

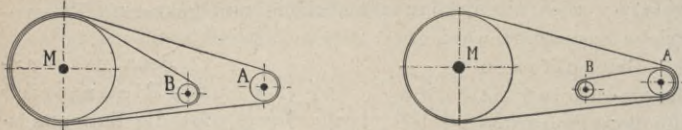
$E = 2$ „ „ „ grossen „ . . . (5)

$E = 20$ „ Riemenbreite (6)

Diese Riementriebe müssen besonders genau und richtig angeordnet sein.

c) *Übereinanderlaufende Riemen*

kann man ohne Bedenken anwenden. Sie sind in Amerika sehr verbreitet und haben sich gut bewährt.



Die beiden Wellen *A* und *B* werden von der Hauptantriebscheibe *M* aus angetrieben. Beispiele im II. Band.

189. Geführte Riemen.

a) *Leitrollen* finden hauptsächlich Anwendung bei Riementrieben, deren Wellen nicht parallel laufen oder wo die Verhältnisse ein Umdieekeleiten des Riemens erforderlich machen.

Als **Vorteile der Leitrollen** sind anzusehen :

1. Die grosse Freiheit in der Riemenführung, welche es ermöglicht, Riementriebe auch unter den schwierigsten Umständen erfolgreich auszuführen.
2. Die Möglichkeit, den umspannten Bogen zu vergrössern und damit die Spannung des Riemens zu verkleinern.
3. Kann eine der Leitrollen an der schlaffen Seite beweglich zum Anspannen des Riemens (als Spannrolle) eingerichtet sein.

Die **Nachteile** sind :

1. Grosse Reibungs- und Steifigkeitsverluste.
2. Deren schädlicher Einfluss auf die Lebensdauer der Riemen durch vergrösserte Biegungszahl.
3. Vergrösserte Anzahl der dem Verschleisse unterworfenen Teile.
4. Dürfen bei Leitrollen nur stumpf zusammengestossene oder geleimte Riemen angewendet werden.

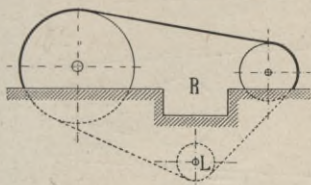
Die Lage der Leitrollen wird nach erfolgter Einstellung für einen bestimmten Riementrieb nicht mehr geändert. Zwecks bequemerer Anpassung an vorhandene Verhältnisse sind die im Handel käuflichen Decken- und Wand-Riemenleiter um einige Grad verstellbar eingerichtet.

Für schwerere Betriebe sitzt die Leitrolle fest auf einer Welle, welche doppelseitig gelagert ist.

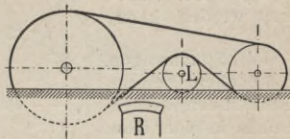


Die einfachsten Fälle der Anordnung einer Leitrolle wären die, wenn z. B. der Raum *R* frei bleiben soll.

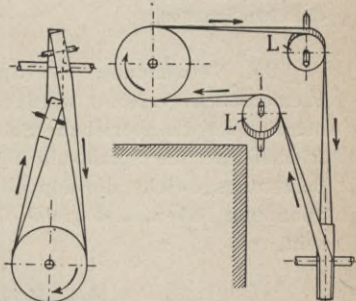
Leitrolle auf innerer Seite (Laufseite) des Riemens.



Leitrollen aussen, ungünstig für die Haltbarkeit des Riemens.



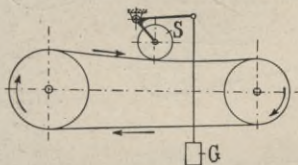
Nebenstehende Abbildung zeigt die Anordnung der Leitrollen bei einem Winkeltrieb. Bei Winkeltrieb erhalten die Leitrollen des ziehenden Riemenstückes mindestens den Durchmesser der treibenden Scheibe und deren 1,5 fache Breite, dagegen die Leitrollen des losen Riemenstückes mindestens den Durchmesser der getriebenen Scheibe und die 2 bis 2,5 fache Breite.



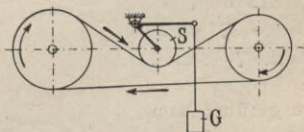
Alle treibenden Scheiben, ferner beide Scheiben bei Kreuz- und Winkeltrieb (bei letzteren auch die Leitrollen) sowie die Scheiben, auf denen der Riemen verschoben werden muss oder auf denen mehrere Riemen laufen (mehrfache Scheiben), sind nicht gewölbt (ballig), sondern flach, d. h. zylindrisch abzdrehen.

b) Spannrollen sind Leitrollen, deren Lage durch Spannschrauben oder Gewichte veränderlich gemacht wird.

Die Anordnung der Spannrollen:

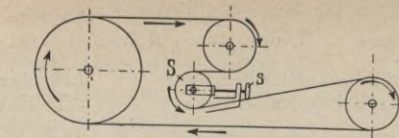


I. (Einfachste Anordnung.) Die erforderliche Riemenspannung wird erzeugt durch Rolle *S*, welche durch Gewicht *G* auf den Riemen drückt.

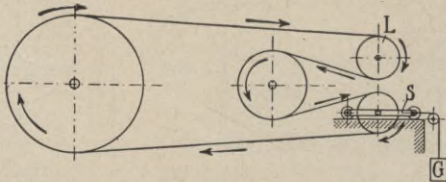


II. Hier wird ausser der Spannung des Riemens gleichzeitig eine grössere Riemenanlage an den Scheibenumfang erzielt.

III. Die Lage der Spannrolle S ist vermittelt Schraubenspindel s verstellbar, so dass der Riemen beliebig stark ange-spannt werden kann.



IV. Spannwagen auf 4 Rollen beweglich erhält den Riemen ebenfalls in einer dem Gewicht G entsprechenden Spannung.



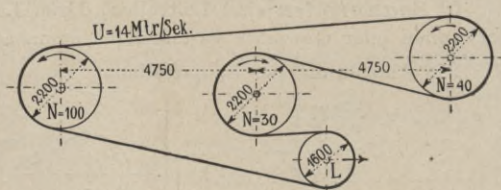
Bei Verwendung von Spannrollen sollte stets das lose Riemenstück gespannt werden, die Spannrolle ist so nahe als möglich an die getriebene Scheibe zu legen. Liegt bei einem Riementrieb die Spannrolle im gezogenen Trum, so muss das Belastungsgewicht die doppelte Grösse der hier herrschenden Spannung haben, also gleich der Spannung im ziehenden Trum sein.

190. Kreisriementrieb.

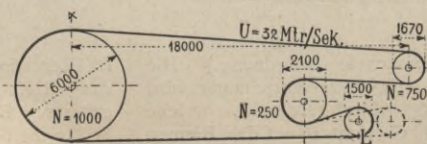
Kreisriementrieb nennt man solche Triebe, bei welchen mehrere Wellen durch einen Riemen von einer Kraftstelle aus angetrieben werden. Hierfür finden immer Spann- und Leitrollen Anwendung.

Kreisriementriebe kann man dort anordnen, wo die Lage der Scheiben getrennte Riemen nicht zulässt.

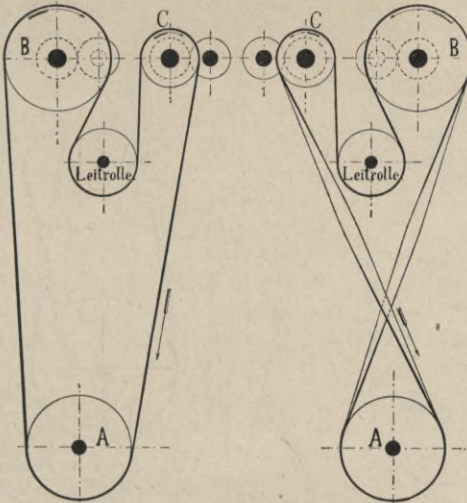
Ausgeführt von
Cahen-Leudes-
dorff & Co.
Riemenbreite
375 mm,
Länge 37 Mtr.,
Stärke 7-8 mm.



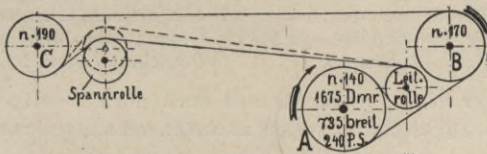
Ausgeführt von
Heucken & Co.
für Walzwerks-
betrieb. Riemen-
breite 1200 mm.



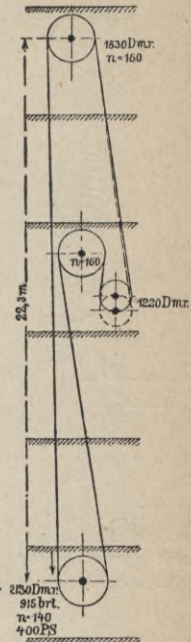
191. Sonstige Anordnungen von Riementrieben mit Leit- und Spannrollen.



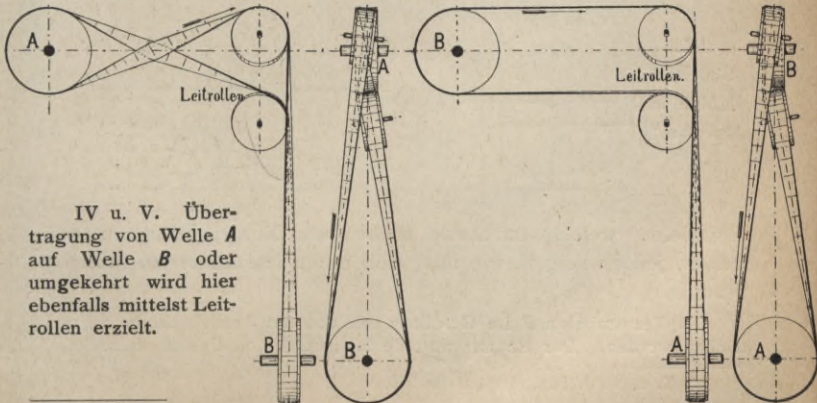
I. Antrieb eines Walzenstuhles mit 4 Walzen.



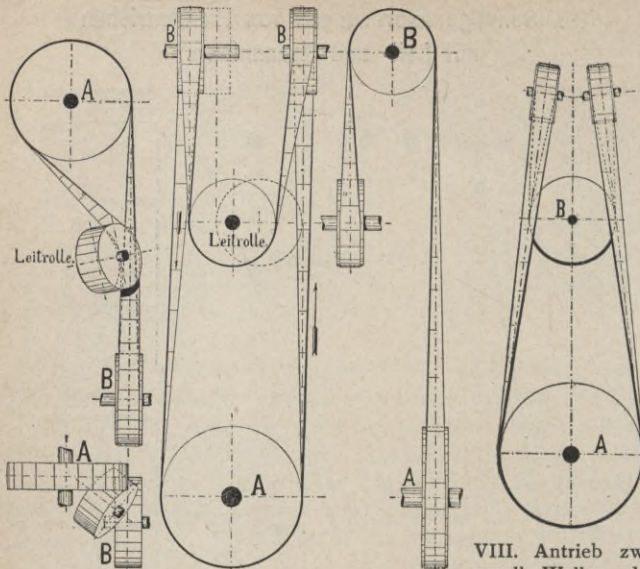
II. 240 PS. Mühle in Amerika. *)



III. 400 PS. Mühle in Amerika. *)



IV u. V. Übertragung von Welle A auf Welle B oder umgekehrt wird hier ebenfalls mittelst Leitrollen erzielt.

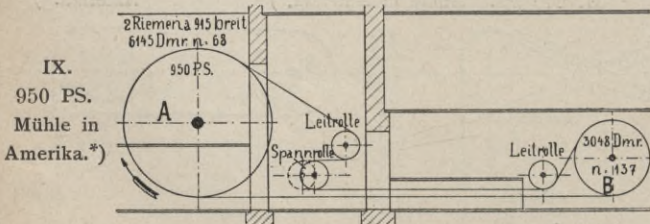


VI. Halbschränkter Riemen mit gezwungener Riemenführung.

VII. Durch Verschieben der Leitrollen kann man den Riemen von der festen Scheibe (punktirt) bringen.

VIII. Antrieb zweier parall. Wellen, deren Riemenscheiben nicht in einer Ebene liegen oder deren Achsenentfernung zum direkten Betriebe zu klein ist.

Wie man ausser der Lage der Achsen auch noch sonstige Umstände berücksichtigen kann, zeigen nachstehend angeführte



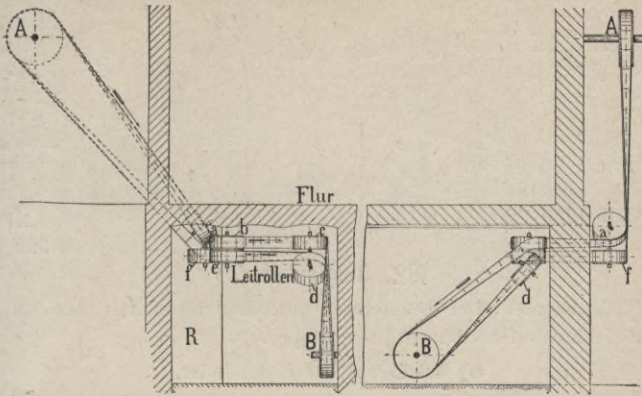
IX. 950 PS. Mühle in Amerika.*)

Beispiele, welche durchaus nicht als Konstruktionsmuster gelten, jedoch zeigen, wie man sich unter Umständen zu helfen vermag.

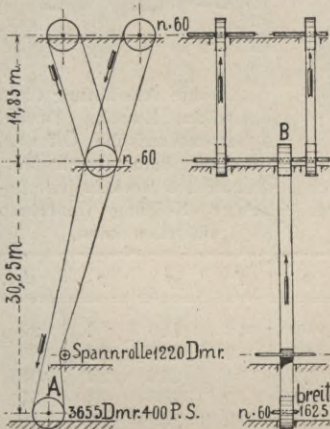
X. Transmission B im Geschoss soll von der Antriebscheibe A getrieben werden. Der Raum, wo die Riemenscheibe B sich befindet,

*) Z. d. V. d. Ing., 1893, Seite 970.

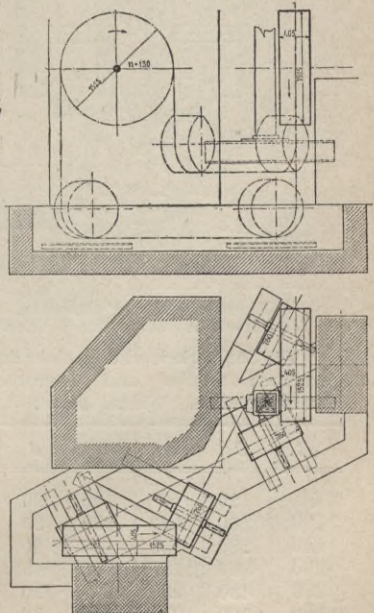
ist nur durch den Durchgang *R* zugänglich. Weil die Drehungsrichtung in demselben Sinne sein soll, als der Antrieb der Scheiben *A* und *B*,



so ist hier die Riemenleitung einfach. Von *A* aus wird der Riemen der Reihenfolge nach über die Leitrollen *a*, *b* und *c* nach Riemenscheibe *B* geführt, umfaßt dieselbe und wird von hier über die Leitrollen *d*, *e* und *f* wieder nach Riemenscheibe *A* geführt. Die Leitrollen *b*, *e* und *f* könnten wegen ihrer horizontalen Lage von einem Zapfenlager getragen werden, dagegen sind für die Leitrollen *a*, *c* und *d* je ein Zapfenlager nötig.

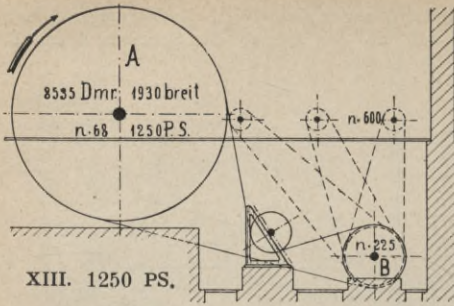


XI. 400 PS. Amerika. *)

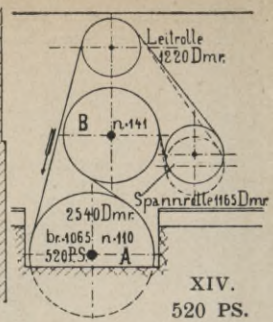


XII. Amerika. *)

*) Z. d. V. d. Ing., 1898, S. 970.



XIII. 1250 PS.

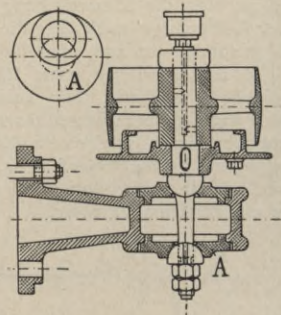
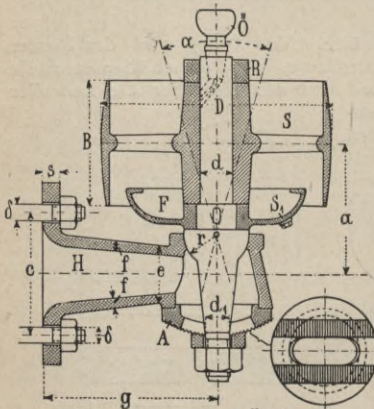


XIV. 520 PS.

192. Riemenleiter.

Mit Riemenleiter bezeichnet man Leitrollen mit den dazu gehörenden verstellbaren Lagerungen.

a) Ausführung der Riemenleiter.



S Riemenscheibe, F Ölfänger, H Konsol, A Deckel mit Schlitz.

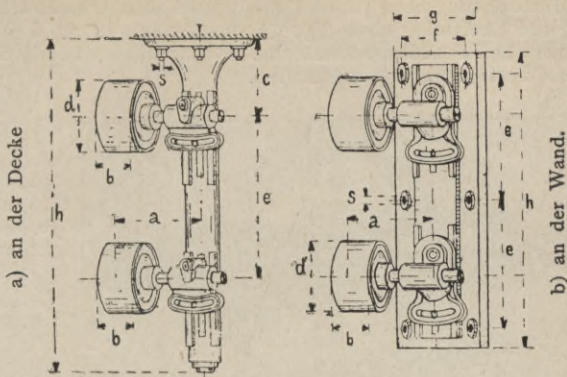
Die Stellbarkeit wird erreicht durch gezahnten Schlitz und ebensolcher Unterlegscheibe. Winkel $\alpha = 30^\circ$.

Obige Ausführung dient demselben Zweck. Deckel A hat exzentrische Öffnung, so dass man durch Verdrehen des Deckels jede beliebige Neigung (innerhalb 30°) einstellen kann.

B	D	a	c	d	e	f	g	s	d ₁
50	120	80	100	30	60	12	160	18	25
100	200	120	130	35	65	13	200	20	30
150	280	155	160	40	72	14	240	23	33
200	360	180	190	45	100	15	280	23	37
250	430	230	220	50	150	16	300	26	42
300	500	270	250	52	170	18	330	26	45

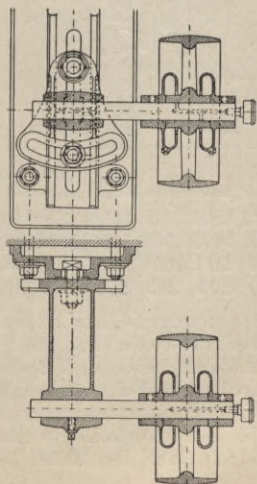
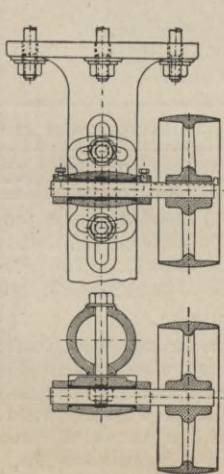
*) Z. d. V. d. Ing., 1898, Seite 970.

b) Leitrollen mit senkrechter Anordnung der Scheiben.



Riemenbreite	d	b	a	c	e	h	s	f	g	Gewicht kg
50	150	75	190	300	300	900	16	145	200	55
75	200	100	190	320	320	950	16	145	200	70
100	250	130	260	420	400	1100	20	165	230	115
125	300	160	260	450	420	1250	20	165	230	150
150	350	180	300	520	500	1400	23	200	280	200
175	400	210	300	550	520	1500	23	200	280	260
200	450	240	380	620	600	1700	26	250	350	350
250	500	300	400	720	700	1950	29	280	400	450

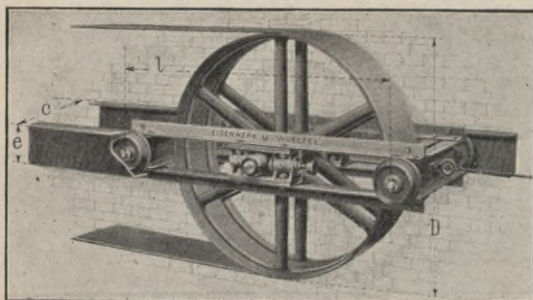
I. Scheibe fest auf der Welle, letztere wird im verstellbaren Teil gelagert.



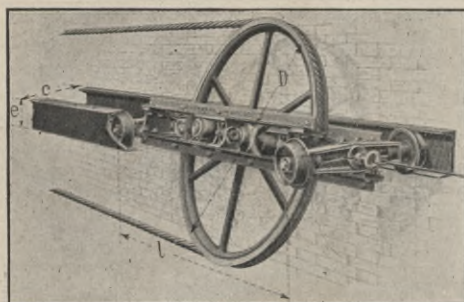
II. Scheibe dreht sich auf der im beweglichen Teil befestigten Welle. Die Schmierung der Scheibe erfolgt durch die Welle.

193. Spannwagen.

Spannwagen haben den Zweck, bei Kreisriementrieben (§ 190) und Kreisseiltrieben (§ 207) die Verlängerung des Riemens oder Seiles auszugleichen und eine gleichbleibende Spannung im Treibmittel hervorzurufen.



Spannwagen für Riementrieb.
Bauart Wüfel.



Spannwagen für Seiltrieb.
Bauart Wüfel.

	Riemenbreite in mm						Seildurchmesser in mm					
	250	300	350	400	450	500	25	30	35	40	45	50
$D =$	1100	1200	1300	1400	1500	1600	800	900	1100	1250	1400	1600
$l =$	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1200	1350	1550	1750	1900	2100
$c =$	750	900	1000	1150	1275	1400	600	600	750	750	850	850
$e =$	180	200	225	250	275	300	160	160	180	180	200	200

Das Spannwagen-Gleis bilden \square -Eisen.

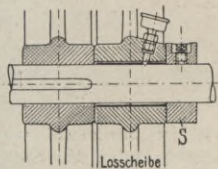
Bei Seiltrieben hat die Veränderung der Entfernung zwischen Ablaufscheibe und Spannwagen eine andere Neigung der Spannrolle zur Folge, weshalb hierbei die Scheibe in einem besonderen, sich selbst einstellbaren Rahmen gelagert ist. Die Neigung der Seilspannrolle wächst mit der Anzahl der zwischen Ablauf und Auflauf des Seiles liegenden Seilwindungen, vergl. § 207.

194. Die Ausrückung der Riemenbetriebe.

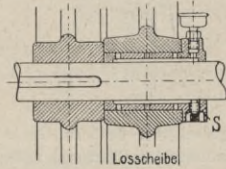
Durch Ableitung des Treibriemens von einer festen Scheibe auf eine lose Scheibe lässt sich ein Wellenstrang, Vorgelege oder Arbeitsmaschinen von der Bewegung in den Ruhestand bringen.

a) Die lose Riemenscheibe. Dieselbe erhält vorteilhaft besondere Laufbüchsen (aus Rotguss) und ist mit geeigneten Schmiervorrichtungen zu versehen.

Naben für lose Riemscheiben.



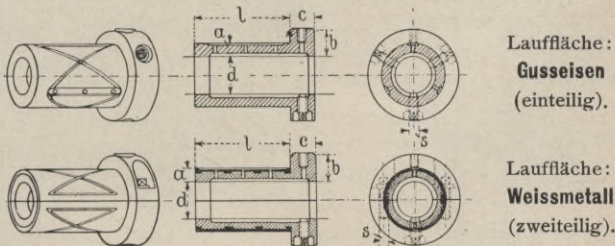
I. Losscheibe mit Rotguss gebuchtet Um axiale Verschiebung der Losscheibe zu verhindern, ist ein Stelling *S* notwendig.



II. Besondere Laufbüchse zur Schonung der Welle. Die Büchse ist als Ölkammer ausgebildet und durch Schrauben *S* wie ein Stelling auf der Welle befestigt. Der äussere Umfang der Laufbüchse ist mit Schmierriuten versehen, welche durch Löcher mit der Ölkammer verbunden sind.

Die Laufbüchsen werden einteilig und auch zweiteilig ausgeführt.

b) Tabelle. Laufbüchsen für Losscheiben.



Lauffläche:
Gusseisen
(einteilig).

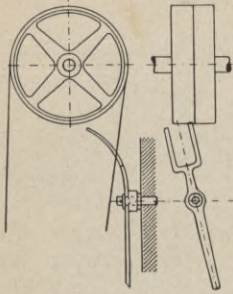
Lauffläche:
Weissmetall
(zweiteilig).

<i>d</i> =	40	50	60	80	100	120	140	160 mm
<i>a</i> =	16	17	18	20	22	25	28	30
<i>b</i> =	30	32	35	40	44	48	52	55
<i>c</i> =	30	35	35	40	45	45	50	50
<i>s</i> =	1/2"	5/8"	5/8"	5/8"	3/4"	3/4"	3/4"	3/4"

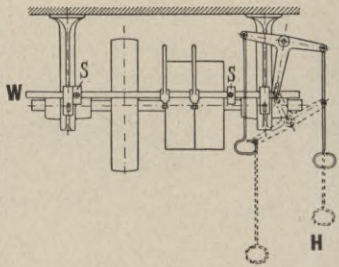
195. Riementausrücker.

Die Art des Ausrückers ist den besonderen Verhältnissen anzupassen.

a) Losscheibe auf der getrieb. Welle (Riemen stets in Bewegung).



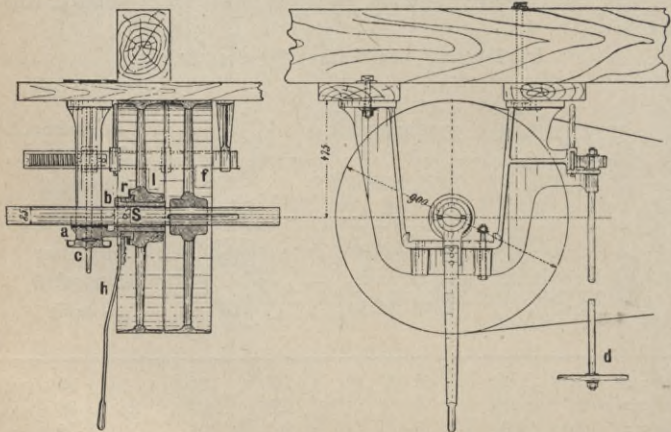
I. Riemen gabel mit festem Drehpunkt (einfachste Ausführung), aber unzuweckmässig, da der Riemen sich seitlich einbiegt.



II. Stange W ist horizontal verschiebbar durch Hebel H. Stelleringe S S dienen zur Begrenzung des Ausschlags.

Bei Ausrückung durch Fest- und Losscheibe ist der Riemen auch in ausgerücktem Zustande stets in Bewegung. Dies verhindert nachstehend beschriebene Ausführung:

b) Losscheibe auf der treib. Welle (Riemen ausgerückt in Ruhe).



Auf der treibenden Welle sitzt eine Festscheibe t, neben welcher eine Leerscheibe l auf einer Büchse b angeordnet ist.

Diese ist entweder mit dem Lager *a* oder einer Konsole *c* aus einem Stück gegossen oder an dieselben angeschraubt. Auf diese Büchse wird noch ein Hebel *h* lose aufgeschoben. Das Abgleiten der Leerscheibe verhindert ein zweiteiliger Ring *r*.

Die Büchse *b* erhält auf jeder Seite diametral je einen Stift *S* eingeschraubt, für welche in dem Hebel *h* zwei schräge Schlitzte eingearbeitet sind, und zwar nach einer Schraubenlinie, wobei die Steigung entsprechend der Entfernung der beiden Scheibenumfänge (meist 5 mm) von einander ist.

Will man einrücken, so wird die Leerscheibe wieder mittelst des Hebels an die Festscheibe gepresst und nach erfolgtem Drehen derselben der Riemen eingerückt durch Drehen des Handrades *d*.

Diese Vorrichtung bewährt sich gut und kommt einschl. Leerscheibe und Absteller um etwa 40 % billiger zu stehen, als eine Reibungskupplung.

Wirkungsweise: Durch Aufheben des Hebels *h* wird infolge der Schlitzte die Scheibe *l* nach rechts geschoben und ihr Umfang an den der Festscheibe gepresst. Durch die Reibung wird sie sich nun mitdrehen. Hierauf wird durch Drehen des Handrades *d* der Riemenausrücker betätigt und der Riemen auf die Leerscheibe geschoben. Wird der Hebel *h* wieder gesenkt, werden sowohl Scheibe *l* als auch der **Riemen stille stehen.**

c) Rechts- und Linkslauf.

Für Riemenführer an Vorgelegen mit **offenen und gekreuzten** Riemen, welche für solche Maschinen zur Anwendung kommen, die periodisch links oder rechts umlaufen sollen, werden bekanntlich zwei **Riemen gabeln** angewendet, welche auf einer gemeinschaftlichen Ausrückerstange befestigt sind, so dass die durch diese Gabeln geführten offenen und gekreuzten Riemen stets in bestimmter Entfernung gehalten werden.

In der Regel liegt zur Aufnahme der Links- und Rechtsumdrehung die feste Riemenscheibe zwischen zwei losen Riemenscheiben, welche letztere die doppelte Breite der ersteren hat. Beide Riemen müssen also, je nach der gewünschten Umdrehungsrichtung des Vorgeleges, gleichzeitig verschoben werden. Bei kurzen, breiten und nicht rasch laufenden Riemen verlangt diese Verschiebung mitunter viel Kraft. Dieselbe wird bedeutend vermindert, wenn man nur einen der beiden Riemen zu verschieben hat, während der andere in seiner Lage verbleiben kann. Dadurch würde auch die doppelte Breite der

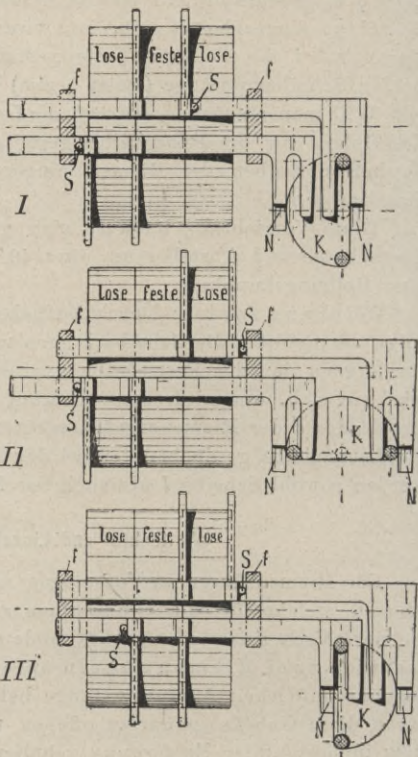
Losscheiben wegfällen und alle drei Riemenscheiben dieselbe Breite erhalten. Eine solche Vorrichtung sahen wir vor acht Jahren von Riemerschmidt in Bockenheim ausgeführt.

Die Riemengabeln des Vorgeleges sind unabhängig von einander und an zwei besonderen Ausrückungsstangen, die in den Führungen *f* sich bewegen, angebracht. Letztere haben an ihren Enden Gabeln, ähnlich wie die Kurbelschleifen.

Die Kurbelscheibe *K* hat zwei Zapfen. Durch Drehen derselben wird nun die Ausrückung der Riemen bewirkt. Fassen wir drei Stellungen ins Auge, so zeigt:

- I* den offenen Riemen auf der losen, den gekreuzten auf der festen Scheibe;
- II* den offenen und den gekreuzten Riemen auf der losen Scheibe;
- III* den offenen Riemen auf der festen, den gekreuzten auf der losen Scheibe.

Damit ein Wackeln der Gabeln in jeder Stellung unmöglich wird, ist das Gabelstück *N* nach hinten gekröpft und kommt dadurch mit dem Umfang der Kurbelscheibe *K* in Berührung. Der Stift *S* verhindert das Bewegen durch Anstossen an die Führung *f*.

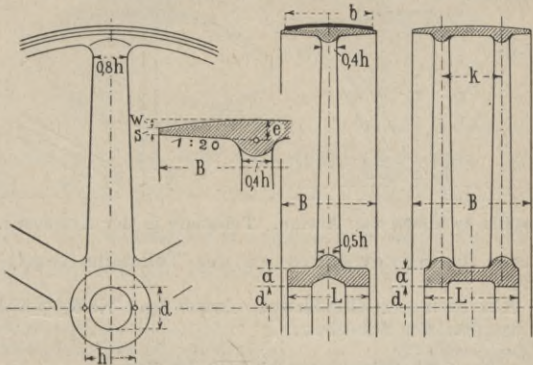


Riemscheiben (196—200).

Material: Grauguss, Schmiedeeisen oder Holz.

196. Riemscheiben aus Grauguss.

a) Abmessungen von Kranz, Arme und Nabe.



Breite des Kranzes $B = 1,1 \times \text{Riemenbreite} + 1 \text{ cm}$. (1)

Wölbung $w = 1/15 \cdot \sqrt{B}$ in cm (2)*

Maass $k \sim 0,6 B$.

Tabelle für Kranzstärke und Arme.

Durchm. $D =$	< 500	bis 800	bis 1000	bis 1500	bis 2000	bis 2800	> 2800
Kranzstärke $s =$	4	6	7	9	12	15	18
Armzahl. $=$	3	4	5	6	7	8	10
Armhöhe $h =$	$1,5 d$	$1,35 d$	$1,25 d$	$1,2 d$	$1,1 d$	$1,08 d$	d

d ist hier der theoretische Wellendurchmesser ermittelt aus N und n nach § 129.

Berechnung der Arme auf Festigkeit nach § 110 b.

Doppelarmsystem wendet man für breitere Scheiben ($B > 300 \text{ mm}$) an, Armhöhe h dann:

das 0,7 fache der Werte der vorstehenden Tabelle . (3)

Nabe. Die Spezialfabriken für Riemscheiben nehmen die Abmessungen der Nabe so gross, dass die Bohrung noch ausreicht für:

Wellendurchmesser $d \leq 0,1 \cdot D + 20 \text{ mm}$. . . (4)

Im allgemeinen setzt man:

Nabenstärke $a = 0,25 d + 1 \text{ cm}$ (5)

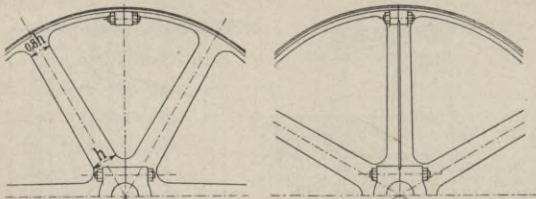
Nabenlänge $L = 1/3 B + d$ (6)

*) Ist die Gegenscheibe schon bekannt, so nehme man die Wölbung der Scheibe nach 183 k.

b) Geteilte Scheiben

lassen sich auf vorhandene Transmissionswellen bequem aufbringen und auswechseln, darum sollten für Transmissionen nur geteilte Riemscheiben angewendet werden.

Teilstelle meist zwischen zwei Arme, vorteilhaft aber in der Ebene der Arme.

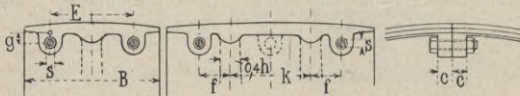


Teilstelle zwischen den Armen. Teilstelle in der Armebene.

Maasse für Sprengleisten der Teilstelle vergl. Tafeln im II. Bd.

Die Abmessungen für Kranz, Arme und Nabe wähle man wie bei ungeteilten Scheiben.

c) Schraubenverbindung am Kranz.



Schraubenstärke $s = 1,3 \cdot e$ in mm (7)

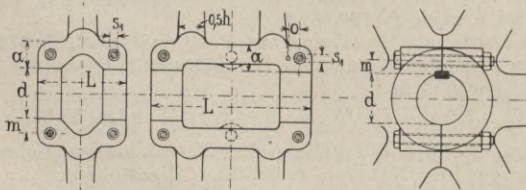
worin e die mittlere Kranzstärke in mm (nach § 196 a)

Flanschstärke $c = 1,5 s$, Schraubenentf. $E = 0,6 B$, $g \sim 2 \cdot s$ (8)

Maass $k = 0,4 B$, Maass $f = 3s$.

Schraubenlöcher für Verbindungsschrauben werden der Billigkeit halber vielfach eingegossen.

d) Nabe der geteilten Scheibe.



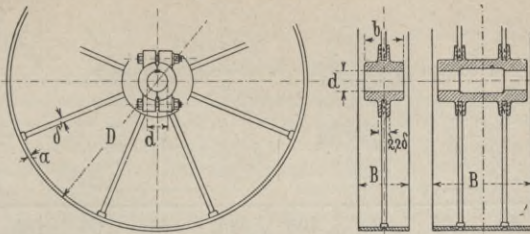
Schraubenstärke $s_1 = s$ (s. Gl. 7) Maass $m = o = 2s$. (9)

Alle übrigen Maasse nach § 196 a.

197. Schmiedeeiserne Riemscheiben.

Riemscheiben aus Schmiedeeisen haben leichteres Gewicht als diejenigen aus Grauguss.

a) Kranz und Arme.



Durchmesser $D =$	400	600	800	1000	1200	1400	1600	2000
Armzahl $\cdot A^*) =$	6	6	8	8	12	14	16	18

Kranzstärke $\alpha = 0,2 \cdot \sqrt{B}$ in cm (10)

worin B Scheibenbreite in cm.

Der **Stoss des Kranzes** wird durch schmiedeeiserne Laschen und Schrauben fest verbunden, vergl. Abbildung.

Die **Arme** (Rundeisen) werden mit versenkten Köpfen nach nebenstehender Abbildung in den Scheibenkranz eingietet.

Bei doppeltem Armsystem werden die Arme gegeneinander versetzt.

Die **Armstärke** rechnet sich aus der Gleichung:

$$M_b = P \cdot R = A \cdot W \cdot k_b \text{ in cmkg}$$

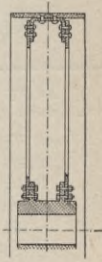
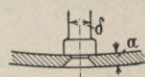
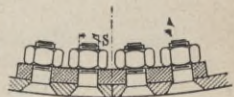
für $W = 0,1 \delta^3 \text{ cm}^3$ und $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$ wird:

$$\text{Armstärke } \delta = 0,26 \cdot \sqrt[3]{\frac{P \cdot R}{A}} \text{ in cm} \dots (11)^*$$

A. Spengler, M.Gladbach, fertigt für grössere Kräfte und Stösse die Arme aus Flacheisen, welches mit Kranz und Nabe nach nebenstehender Abbildung verschraubt resp. vernietet ist.

Setzen wir $h = \text{Armhöhe}$, $b = 0,25 h$ so wird für $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$.

$$\text{Armhöhe } h = 0,34 \cdot \sqrt[3]{\frac{P \cdot R}{A}} \text{ in cm} \dots (12)^*$$

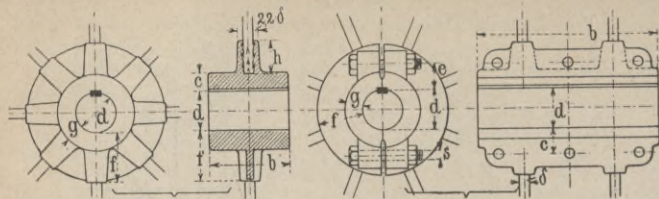


b) Die Nabe der schmiedeeisernen Riemscheiben.

Kranz mit eingieteteten Armen wird in die Form gelegt und dann die Nabe gegossen.

*) Über 200 mm Scheibenbreite wähle man Doppelarmsystem. In Gleichung 11 und 12 ist dann statt A zu setzen: $2A$.

c) Tabelle. Naben-Abmessungen für schmiedeeiserne Scheiben.



$d =$	40	60	80	100	120	140	160	180	200
$c =$	38	47	55	65	70	75	80	85	90
$e =$	40	50	50	55	60	65	70	75	75
$f =$	100	100	100	110	110	110	120	120	120
$g =$	30	30	35	35	40	40	45	50	50
$h =$	70	70	70	70	70	70	70	70	70
$s =$	16	20	20	23	23	26	30	33	36

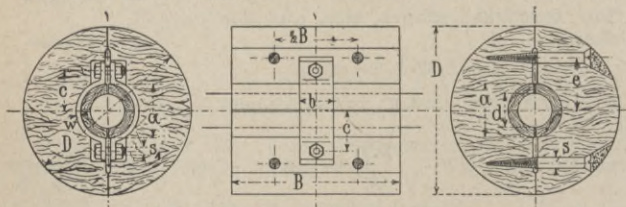
Länge der Nabe nach Gleich. 6 § 196 a.

198. Hölzerne Riemscheiben.

Hölzerne Riemscheiben werden ihres geringen Gewichtes wegen häufig angewandt.

a) Tabelle zu § 198 b.

Hölzerne Riemscheiben von 150—260 mm Durchmesser.



$D =$	150	175	200	220	240	260
$d_{max} =$	35	35	40	40	45	50
$a =$	55	55	64	64	72	78
$b =$	35	35	40	40	45	50
$c =$	40	40	50	50	60	60
$e =$	50	58	64	70	78	84
$s =$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$
$s_1 =$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$
$w =$	5	5	6	6	6	6

b) Kleine Scheiben bis 250 mm Durchmesser

werden voll aus einer grösseren Anzahl verleimter Bretter hergestellt. Die Befestigung auf der Welle erfolgt durch Anpressen der geteilten hölzernen Nabe mit Laschen und Schrauben.

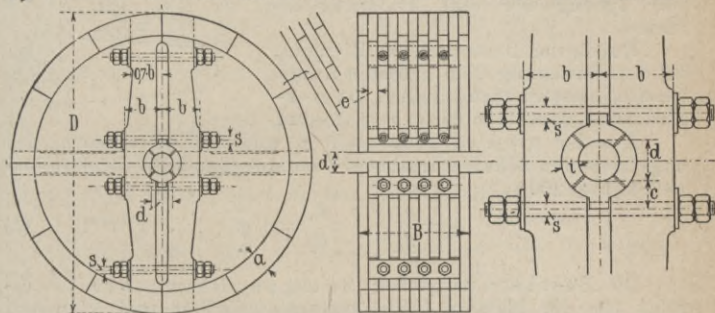
Die beiden Scheibenhälften werden durch Holzschrauben zusammengehalten und von der Lasche mitgenommen. Die Löcher der versenkten Schraubenköpfe werden nach dem Einschrauben verkittet. Ausführungsmaasse auf voriger Seite.

c) Grössere Scheiben bis 900 mm Durchmesser

werden zweiarmig, über 900 mm Durchm. vierarmig ausgeführt.

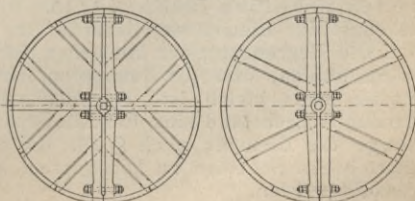
Der Kranz wird aus einzelnen etwa 20 mm starken Ringabschnitten zusammengesetzt, welche mit den Stosskanten wie die Steine eines Mauerwerkes gegeneinander versetzt sind. Die einzelnen Segmente werden gut verleimt und vernagelt und so zu einem widerstandsfähigen kreisrunden Kranz vereinigt. Die Speichen sind in Nabe und Kranz eingebaut, gehen also vollständig durch diesen durch.

d) Tab. für hölzerne Riemscheiben von 300—1200 mm Durchm.



D =	300	400	500	600	700	800	900	1000	1200
d ~	30	30	35	40	40	45	45	50	55
a =	30	40	45	45	50	50	50	50	50
b =	30	40	50	60	70	80	90	110	115
c =	25	25	28	28	30	32	34	36	36
e =	20	20	20	20	20	20	20	20	20
i =	14	15	16	18	20	22	22	24	25
s =	13	13	13	16	16	16	16	16	16

Durch festes Anziehen der Nabenschrauben wird die geteilte hölzerne Nabe fest auf die Welle gepresst und nimmt durch die entstehende Reibung die Scheibe mit. Bei sehr grossen Scheiben (über 2500 mm Durchmesser) werden Kranz und Nabe durch Spreizen nach nebenstehender Abbildung verbunden.



Stufenscheiben. 199-200.

Soll die Bewegung eines Wellenstranges mit konstanter Umdrehungszahl auf eine andere Welle unter wechselndem Übersetzungsverhältnis übertragen werden, wie solches bei Werkzeugmaschinen häufig vorkommt, so verwendet man konische Riemscheiben oder Stufenscheiben.

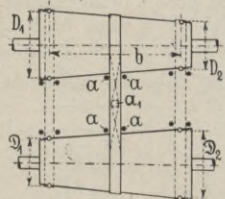
199. Konische Riemscheiben.

Bei diesen verändert sich das Übersetzungsverhältnis durch Verschiebung des Riemens in achsialer Richtung allmählich, während die Stufenscheiben nur sprunghaft eine Änderung zulassen.

Durch das Bestreben des Riemens, in der Bewegung dem grössten Scheibendurchmesser zuzuwandern, ist es erforderlich, denselben bei a, a zu führen.

Aus der grössten Tourenzahl n_2 und der kleinsten n_1 der angetriebenen Scheibe ergibt sich entsprechend der Rechnungsweise in § 200 a

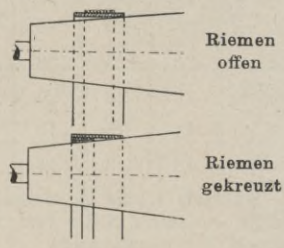
$$\varphi = \frac{n_2}{n_1}, \quad \frac{D_1}{D_2} = \sqrt{\varphi} \dots \dots \dots (1)$$



Die Bestimmung der nötigen Riemenbreite erfolgt für die kleinste Umfangsgeschwindigkeit und kleinsten Scheibendurchmesser nach den in § 180 a - c angegebenen Gleichungen und Tabellen.

Riemen für offenen Kegeltrieb werden, um die Verjüngung des Durchmessers auszugleichen und ein Einreissen der Kanten zu vermeiden, als Doppelriemen ausgebildet.

Bei gekreuztem Betriebe wird diejenige Kante, die auf dem verjüngten Teile der Kegelscheibe arbeitet, mit einer stufenweisen Verdickung, wie nebenstehend dargestellt, versehen. Der Hauptriemen erhält dadurch an beiden Kanten gleiche Geschwindigkeit.



Die Neigung der konischen Scheiben wähle $\leq 1:15$, da sonst der Riemen sehr leidet.

Die Begrenzung der konischen Scheiben ist geradlinig und so zu wählen, dass die Summe zweier zusammen arbeitender Radien stets gleich ist. Nur bei offenem Riemen mit sehr kurzem Achsenstand sind mit Rücksicht auf die gleichbleibende Länge des Riemens nach § 187 die Scheibendurchmesser der getriebenen Scheiben zu korrigieren, so dass letztere schwach gewölbt werden.

200. Stufenscheiben.

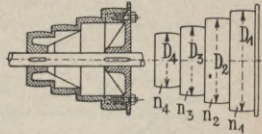
a) Stufenscheibenanordnung ohne Rädervorgelege.

Es bezeichne für die **getriebene** Welle:*)

n die Tourenzahl und zwar n_1, n_2, n_3, n_x , wenn der Riemen liegt auf Scheibe D_1, D_2, D_3, D_x .

x die Anzahl der Abstufungen in der Umdrehungszahl,

φ das Verhältnis zweier benachbarten Tourenzahlen.



Man wählt die Tourenzahlen so, dass ihre Reihenfolge eine geometrische Reihe bildet, also dass je zwei benachbarte Tourenzahlen immer denselben Quotienten φ haben, also:

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{n_3}{n_2} = \frac{n_4}{n_3} \dots = \varphi \text{ oder } n_4 = n_1 \cdot \varphi^3 \dots \quad (1)$$

demnach ist: $n_x = n_1 \cdot \varphi^{x-1}$. woraus $\dots \dots \dots$ (2)

$$\text{Verhältniszahl } \varphi = \sqrt[x-1]{\frac{n_x}{n_1}} \dots \dots \dots \quad (3)$$

Bei Werkzeugmaschinen wählt man :

für kleinere Abstufungen in der Tourenzahl $\varphi = 1,25-1,5$ (4)

„ grössere „ „ „ „ $\varphi = 1,5-2$. (5)

Sind grösste und kleinste Tourenzahl und φ gegeben, so ist:

$$\text{Stufenzahl } x = 1 + \frac{\log \frac{n_x}{n_1}}{\log \varphi} \dots \dots \dots \quad (6)$$

Für die Durchmesser gelten die Beziehungen auf nächste Seite, linke Spalte.

b) Stufenscheibenanordnung mit Rädervorgelege.

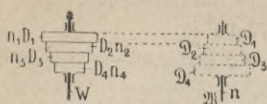
Ergibt Gleich. 6 eine grössere Stufenzahl, als bequem unterzubringen ist, so fügt man ein Rädervorgelege hinzu (vergl. Abbildung rechts, nächste Seite), bestehend aus zwei Räderpaaren, durch welche man nach Belieben die Stufenscheibe direkt mit der Drehspindel verbindet oder durch Einrücken des Vorgeleges die Tourenzahl der Stufenscheibe ins Langsame übersetzen kann.

Dann erhalten die Rollen, wie ohne weiteres zu erkennen ist, $\frac{x}{2}$ Stufen, d. h. es muss für x eine durch 2 teilbare Zahl gewählt werden. Im übrigen bleibt Gleich. 3—6 bestehen. Die getriebene Welle ist mit W , die treibende Welle mit \mathfrak{B} bezeichnet. Die Tourenzahlen n_1, n_2 usw. beziehen sich auf Welle W . Die mit deutschen Buchstaben bezeichneten Durchmesser und Tourenzahl beziehen sich auf die treibende Welle.

Wir erhalten also folgendes (vergl. auch Z. d. V. d. Ing. 1892, Seite 576):

*) Die treibende Welle lassen wir vorläufig ganz unbeachtet.

I. ohne Rädervorgelege.



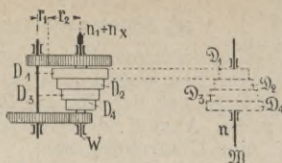
$$\frac{D_1}{D_x} = \sqrt{\varphi^{x-1}} \quad . \quad . \quad (7)$$

$$\frac{D_2}{D_{x-1}} = \sqrt{\varphi^{x-3}} \quad . \quad (8)$$

$$\frac{D_3}{D_{x-2}} = \sqrt{\varphi^{x-5}} \quad . \quad (9)$$

(wenn $x=5$, dann bedeutet:
 $D_{x-2} = D_3$.)

II. mit Rädervorgelege.



$$\frac{D_1}{\frac{D_x}{2}} = \sqrt{\varphi^{\frac{x}{2}-1}} \quad . \quad . \quad (10)$$

$$\frac{D_2}{\frac{D_{x-1}}{2}} = \sqrt{\varphi^{\frac{x}{2}-3}} \quad . \quad (11)$$

$$\frac{D_3}{\frac{D_{x-2}}{2}} = \sqrt{\varphi^{\frac{x}{2}-5}} \quad . \quad (12)$$

$$\frac{r_1}{r_2} = \sqrt{\frac{1}{\varphi^{\frac{x}{2}}}} \quad . \quad . \quad (13)$$

Durch die Wahl eines kleinsten Scheibendurchmessers ist der grösste Scheibendurchmesser nach Gleich. 7 oder 10 bestimmt.

Zur Ermittlung der übrigen Durchmesser, z. B. D_2 u. D_3 müssen wir die Durchm. auf Welle \mathfrak{B} gleichzeitig berücksichtigen. Es bestehen folgende Beziehungen:

$$D_1 + \mathfrak{D}_1 = D_2 + \mathfrak{D}_2 = D_3 + \mathfrak{D}_3 \quad . \quad . \quad (14)$$

d. h. die Summe der Durchmesser zweier zusammenarbeitender Scheiben muss stets gleich sein. *)

Die Stufenscheibe auf der getriebenen Welle wird also gleich derjenigen auf der treibenden Welle, und zwar arbeitet die grösste immer mit der kleinsten und dementsprechend auch die anderen Scheiben zusammen.

Die vorstehende Bedingung gibt nur angenäherte und doch für langen Achsenstand sowie für gekreuzte Riemen ohne weiteres zulässige Werte.

Weiter besteht zwischen der treibenden Scheibe \mathfrak{B} und der getriebenen Scheibe W noch folgende Beziehung:

Stufenscheiben ohne Rädervorgelege:

$$D_1 : \mathfrak{D}_1 = D_1 : D_x = n_x : n = n : n_1 \quad . \quad . \quad (15)$$

$$\text{Tourenzahl des Vorgeleges } n = (D_x : D_1) \cdot n_x = (D_1 : D_x) \cdot n_1 \quad (16)$$

Stufenscheiben mit Rädervorgelege:

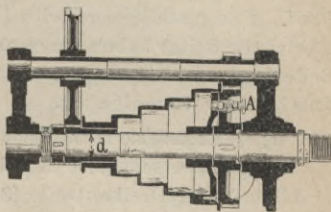
$$D_1 : \mathfrak{D}_1 = D_1 : \frac{D_x}{2} = n_x : n = n : n_1 \cdot (r_2 : r_1)^2 \quad . \quad (17)$$

*) Streng genommen muss man die Riemscheiben auf der treibenden Welle so korrigieren, dass die Riemenlänge für je zwei zusammenarbeitende Scheiben gleich ist, wie in § 187 gezeigt.

hieraus ergibt sich: Tourenzahl des Vorgeleges:

$$n = \frac{D_1}{D_1} \cdot n_x \text{ oder } = \frac{D_1}{D_1} \cdot n_1 \cdot \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2 \quad (18)$$

c) Für Übungsbeispiele: Man geht stets aus von n_1 und n_x (der kleinsten und grössten Tourenzahl der Arbeitsspindel W), wählt das Verhältnis φ nach Gleich. 4 und 5, berechnet die Stufenzahl x nach Gleich. 6 und rundet dieselbe auf eine gerade Zahl ab, bestimmt dann den genauen Wert φ . Nun wird das Durchmesser-Verhältnis der grössten und kleinsten Scheibe nach der Gleich. 7—13, ebenso das Radienverhältnis $r_1:r_2$ für Scheiben mit Rädervorgelege berechnet. Annäherungswerte für den kleinsten Scheibendurchm. gibt Tab. d. Die übrigen Scheibendurchm. ermitteln sich dann aus den Verhältniszahlen Gleich. 7—12.



Stufenzahl $x=10$, Scheibenzahl $=\frac{1}{2} \cdot 10=5$.

Tourenzahl des Vorgeleges nach Gleich. 16 oder Gleich. 18.

Die Riemen Spannungen ändern sich bei jedem Scheibenwechsel (also $x:2$ mal), und zwar wird (D in Mtr. eingesetzt):

$$\text{Umfangsgeschw. } U_1 = \frac{D_1 \cdot \pi \cdot n}{60}, \quad U_2 = \frac{D_2 \cdot \pi \cdot n}{60} \text{ usw. in Mtr./Sek.} \quad (19)$$

$$\text{Riemenzug } P_1 = \frac{75 N}{U_1}, \quad P_2 = \frac{75 N}{U_2} \quad \text{'' '' ''} \quad (20)$$

Mittl. P einsetzen und nach § 179—182 rechnen.

d) Rohe überschlagswerte für Übungsbeispiele.

	Holz- dreh- bank	Metall- drehbänke		Plandrehbänke	
		kleine	mitl.	mittl.	grosse
Spindel-tourenzahl $n_1 =$	50	20	10	8	6
'' $n_x =$	300	160	120	100	80
Verhältniszahl . . $\varphi =$	2	1,8	1,6	1,5	1,4
Durchm. d. kl. Scheibe $=$	150	200	250	300	400—500 mm
Kraftbedarf $N =$	0,1	0,3	1	1,2	3 PS*)
	ohne	mit Rädervorgelege			
Dann wird { Stufenz. $x =$	3	6	8	8	10
ungefähr { Vorgelege $n =$	150	100	70	50	35
		mit nochmaliger Zahnradübersetzung **)			
'' { Stufenz. $x =$	—	12	16	16	20
'' { Vorgelege $n =$	—	160	150	100	70

*) Mit zwei Drehstählen doppelten Kraftbedarf.

**) Vergl. auch Aufgaben im II. Band.

Hanfseiltriebe. (201—208.)

201. Material und Anwendung.

a) Material der Hanfseile. Verwendung findet italienischer Hanf, badischer Schleisshanf, Manilahanf, Baumwolle und Jute. Der badische Schleisshanf ist geschmeidiger als Manilahanf. Festgeschlagene Seile (d. h. bei der Herstellung fester gewickelte Seile) haben eine grössere Festigkeit, lose geschlagene Seile dagegen sind biegsamer und deshalb für kleinere Scheibendurchmesser vorteilhafter.

b) Querschnittsform der Seile :

Man unterscheidet Rundseile (3 Litzen), Vierkantseile (4 Litzen) und Dreikantseile (3 Litzen).

c) Durchmesser der Seile :

Diesen bestimme man nach § 202 a und benütze vorteilhaft die Tabelle in § 202 b.

d) Betriebsart. Wir haben zwei Arten zu unterscheiden:

1. Betrieb mit Dehnungsspannung. Jedes Seil ist hier endlos in sich abgeschlossen, auch wenn mehrere Seile erforderlich sind.

2. Betrieb mit Belastungsspannung. Hier dient ein endloses Seil zur Übertragung der Kräfte, welches je nach Grösse der letzteren ein oder mehrere Male um die entspr. Scheibe geschlungen wird und auf diesem Wege über eine Spannrolle läuft, welche durch Gewichte belastet, dazu dient, eventl. eintretende Verlängerung des Seiles auszugleichen. Diese Betriebsart nennt man **Kreiseseiltrieb**. (§ 207.)

Das gleichmässige Aufziehen der einzelnen Seile bietet Schwierigkeiten bei Dehnungsspannung, auch werden die Seile meist ungleichmässig belastet. Ferner findet man vielfach, dass die Seile mit zu grosser Spannung aufgezo-gen sind, was eine unnötig grosse Belastung der Lager nach sich zieht.

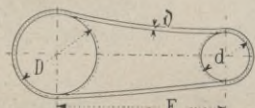
Diese Übelstände werden durch die Belastungsspannung vermieden.

202. Rundseile.

a) Berechnung der Seildurchmesser.

d den Durchm. der kleinen Seilscheibe in cm,

δ den Durchm. des Seiles in cm,



$$u = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{100 \cdot 60} \text{ die Seilgeschwindigkeit in Mtr/Sek (1)}$$

ρ die von einem Seil zu übertragende Umfangskraft in kg,
 N Leistung, n Tourenzahl sind stets gegeben, d wird gewählt
 (meist 4 oder 5 cm),

dann wird:

für Hanfseile Seilscheibendurchm. $d \geq 30 d$ in cm . (2)

„ Baumwollseile „ „ $d \geq 20 d$ „ „ . (3)

Gesamtumfangskraft $P = \frac{75 \cdot N}{U}$ in kg nach § 129 . . (4)

Anzahl der Seile $i = P : \rho$ (5)

Die übertragbare Kraft ρ in kg für ein Seil ist abhängig von dem Verhältnis Scheibendurchm. : Seildurchm. Je grösser daselbe, um so grössere Belastung ist zulässig. Man kann setzen:

übertragbare Kraft für ein Seil $\rho = 0,125 d \cdot d$ in kg (6)

das ergibt für $d = 20 d \quad 30 d \quad 40 d \quad 50 d \quad 60 d$ }
 $\rho = 2,5 d^2 \quad 3,7 d^2 \quad 5 d^2 \quad 6,2 d^2 \quad 7,5 d^2$ } . (7)

b) Tabelle. Übertragbare PS für ein Hanfseil
 (nach Gleich. 7 ermittelt).

Seil- durchm. mm	Drchm. kleiner Scheibe mm	Umdrehungen der kleinen Scheibe in der Min.										
		80	90	100	120	140	160	180	200	225	250	300
25	1200	2,5	2,8	3,1	3,7	4,3	5,0	5,6	6,2	7	7,8	9,3
25	900	1,4	1,6	1,7	2,1	2,4	2,8	3,2	3,5	3,9	4,4	5,2
25	650	0,7	0,8	0,9	1,1	1,2	1,5	1,6	1,8	2,0	2,3	2,7
30	1400	4,1	4,6	5,1	6,1	7,2	8,2	9,2	10	11	13	15
30	1100	2,5	2,8	3,2	3,8	4,4	5,1	5,7	6,3	7,1	7,9	9,5
30	800	1,3	1,5	1,7	2,0	2,3	2,7	3,0	3,3	3,8	4,2	5,0
35	1700	7,0	7,9	8,7	10	12	14	16	18	20	22	26
35	1400	4,8	5,4	6,0	7,2	8,4	9,6	11	12	13	15	18
35	1000	2,4	2,7	3,0	3,6	4,3	4,9	5,5	6,1	6,8	7,6	9,2
40	2000	11	12	14	17	19	22	25	28	31	35	42
40	1600	7,1	8,0	8,9	11	12	14	16	18	20	22	27
40	1100	3,4	3,8	4,2	5,0	5,9	6,7	7,6	8,4	9,5	11	13
45	2250	16	18	20	24	28	32	36	40	45	50	
45	1800	10	11	15	15	16	20	23	25	28	32	38
45	1350	5,7	6,4	7,1	8,6	10	11	13	14	16	18	21
50	2500	22	24	27	33	38	44	49	54	60	67	
50	2000	14	16	18	21	24	28	30	35	39	44	54
50	1500	7,8	8,8	9,8	12	14	16	18	20	22	25	29
55	2750	29	33	36	44	51	58	65	72	80		
55	2200	19	21	23	28	33	37	42	46	52	57	
55	1750	12	13	15	18	20	23	25	29	33	37	44

Diese Zahlen der Gleich. 7 und Tabelle in § 202 b gelten nur für horizontale oder wenig geneigte Seiltriebe. Bei anderer Anordnung ist die Anzahl der Seile grösser zu nehmen und zwar:

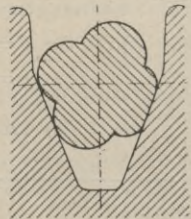
für stark geneigte Seiltriebe	1,2 mal der gerechn. Anzahl	(8)
„ senkrechte	2 „ „ „	(9)

203. Quadratseile.

a) Diese werden aus demselben Material hergestellt wie die Rundseile (vergl. § 201 a).

Als Hauptvorteil der Quadratseile wird von den Lieferanten angegeben:

Das Längen der Seile wird vermieden. Die Seile bleiben stets in derselben Lage; die Seilrillen schleissen nicht so aus, wie es bei den Rundseilen vorkommt. Die Folge davon wäre eine längere Lebensdauer der Quadratseile gegenüber den Rundseilen. Andererseits will man aber die Erfahrung gemacht haben, dass Quadratseile sich leicht schief in die Rille einlegen, wie in beistehender *Figur* gezeigt.

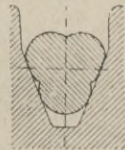


b) Berechnung der Quadratseile.

Die Berechnung geschieht zweckmässig wie für Rundseile nach § 205.

204. Dreikantseile.

Diese Seile sollen sich der Seilrille anschmiegen, ziemlich grosse Berührungsfläche, daher kleine Flächenpressung haben, welche letztere sich gleichmässig auf die Fasern verteilt.



205. Regeln

für die Anlage von Hanfseiltrieben.

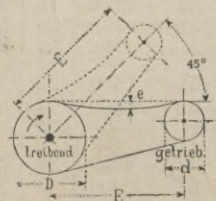
Die schräg gedruckten Angaben beziehen sich auf ungünstige Verhältnisse, die man nicht immer vermeiden kann.

a) Übersetzung ins Schnelle (also die treibende Scheibe grösser).

Übersetzung ins Langsame ist etwas ungünstiger.

b) Scheibenverhältnis 1:1 bis 3:1.

Nur im Notfall geht man höher, bis 5:1.

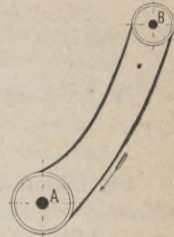


c) Lage der Wellen. Höchster Punkt der Scheiben wagerecht oder höchstens 45° geneigt (vergl. vorstehende Abbildung).

Senkrechter oder nahezu senkrechter Trieb nach Möglichkeit vermeiden, zur Not zulässig, wenn bei grösserer Achsenentfernung ausreichend elastische Seile angewandt und schwächere Belastung der Seile zugelassen werden.

d) Drehrichtung. Das untere Seilstück soll das ziehende (nicht schlaife) sein.

Im umgekehrten Fall ist der umspannte Bogen der Scheibe etwas kleiner, auch schlägt das schlaife Seilstück mehr auf und ab, das Seil läuft unruhiger.



e) Wellenabstand zwischen 6 u. 28 Mtr. Anhaltspunkte gibt auch Wellenabstand $E > 1,5 (D + d)$ oder $E > D + d + 3$ Mtr. (1)

Grössere Entfernung als $E = 28$ Mtr. bedingt Anordnung von Tragrollen. Bei kleinen Wellenabständen müssen die Seile scharf angespannt werden und sind häufiger zu kürzen.

f) Einsenkung des ziehenden Seilstückes $e \sim \frac{1}{40} E$ }
 „ gezogenen „ $e \sim \frac{1}{75} E$ } . (2)

g) Seildurchmesser 20 bis 60 mm, doch finden die kleineren und grösseren Seildurchmesser im Transmissionsbetrieb weniger Anwendung. Am häufigsten findet man Seile zwischen 40 und 50 mm.

h) Scheibendurchmesser nach § 202 a, Gleich. 2—3.

Der Scheibendurchmesser muss mit der zu übertragenden Kraft im Verhältnis stehen. Gegen diese Bedingung wird häufig von unerfahrenen Fabrikanten gesündigt, und kurze Lebensdauer des Seiles, Kraftverlust durch Seilsteifigkeit sind die Folgen dieses Fehlers. Denn je grösser der Scheibendurchmesser ist, um so kleiner sind die Beanspruchungen des Seiles auf Biegung und um so weniger werden die einzelnen Litzen sich beim Biegen und Aufbiegen gegeneinander reiben.

Ist man gezwungen, einen verhältnismässig kleinen Scheibendurchmesser zu nehmen, so soll die übertragbare Kraft um so kleiner sein, je kleiner der Durchmesser der kleinen Scheibe ist (in Gleich. 7 und Tab. 202b ist dieses berücksichtigt). Trotz der geringeren Beanspruchung wird hier die Lebensdauer des Seiles eine kürzere sein.

i) Seilgeschwindigkeit vorteilhaft 15 bis 30 Mtr.

Man kann sich diesen Zahlen meist nur bei Hauptantrieben nähern. Bei Nebenbetrieben müssen häufig kleinere Geschw. in Kauf genommen werden.

k) Kraftverluste. Grösserer Scheibendurchmesser hat geringeren Verlust im Gefolge. Man kann setzen entspr. der Gleich. 7 in § 202 a :

Scheibendurchm. =	60 δ	50 δ	40 δ	30 δ	20 δ
Kraftverlust . . . =	2 1/2 %	3 %	5 %	10 %	20 %
Lebensdauer . . . =	6	5	4	3	1 1/2 Jahr.

l) Verbindung der Seilenden durch Spleissen. Zugabe hierfür 4 Mtr. (jedes Ende 2 Mtr.).

Seilschlösser sind nicht zu empfehlen.

m) Lebensdauer der Seile 6 Jahre und mehr bei entspr. Anordnung und Behandlung.

n) Einfetten der Seile mit geeigneter Seilschmiere hat nach drei Wochen, dann alle drei Monate zu erfolgen.

o) Wahl des Materiales. Bei sehr wechselnden Betrieben bewähren sich Baumwollseile wegen ihrer grösseren Elastizität besser als Hanfseile.

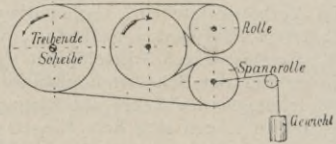
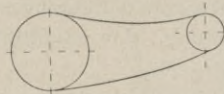
Im Freien sind präparierte Manilahanf- oder Baumwollseile zu verwenden.

206. Anordnungen der Hanfseiltriebe.

a) Offener Seiltrieb :

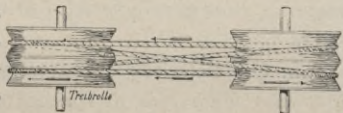
Vor allen Dingen wird man die Anordnung des unmittelbaren Antriebes im Auge haben. Dieses lässt sich jedoch nicht immer durchführen, wenn z. B. besondere Umstände verhältnismässig **kleinen Achsenabstand** vorschreiben.

Man ordnet in solchen Fällen Leitrollen od. nachgiebige Spannrollen an, letztere werden entweder mittelst Schrauben ange stellt oder durch Gewichtsbelastung gespannt; diese ergibt eine stets gleichmässige Belastung des Seiles.



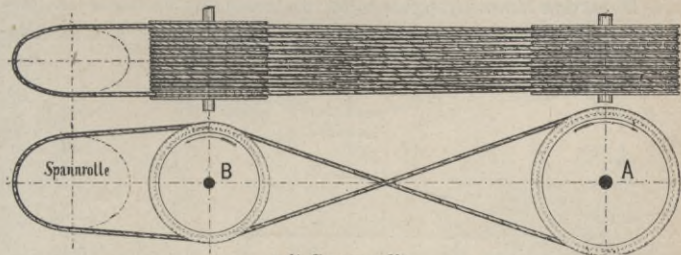
Der Einfluss der Leitrollen auf die Drehrichtung ist wohl zu beachten (vergl. beistehende Abbildung).

b) Gekreuzter Seiltrieb mit einem endlosen Seil zur Erzielung verschiedener Drehrichtung der Scheiben. Bei der Wahl der Rillenform ist auf die Kreuzung Rücksicht zu nehmen.



ohne Spannrolle.

Der erste und letzte Strang des Seiles ist über eine Spannrolle geführt zwecks Erzielung einer gleichmässigen Belastung des Seiles. Die ziehenden Seilstücke werden gerade geführt.



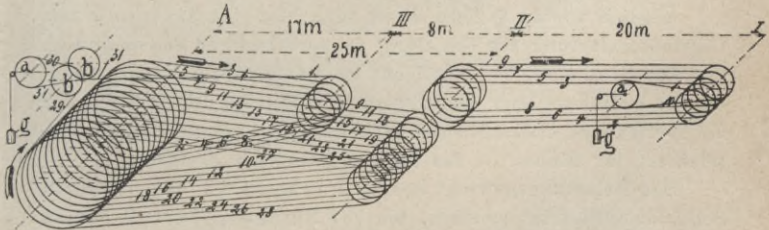
mit Spannrolle.

Die Umführung des Seiles zur Kreuzung erfolgt in den gezogenen Seilstücken. Die Anordnung von Spannrollen ist zu empfehlen, um gleichmässige Spannung im Seile zu erzielen.

207. Kreisseiltrieb.

a) Anordnung: Der Kreisseiltrieb ermöglicht Antrieb einer oder mehrerer Wellen von einer Welle aus mit einem endlosen Seil, wie nachfolgende Abbildung zeigt.

Die II. und III. Transmission erhalten ihren Antrieb durch ein Seil, welches 14 mal um die Seilscheibe der Welle A geschlungen ist, über 2 Leitrollen *b* zur Spannrolle *a* geführt

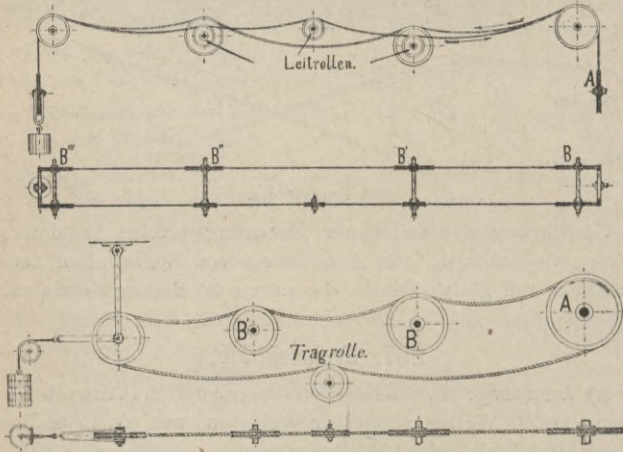


wird und durch Belastung der letzteren die erforderliche Spannung erhält. Diese ist in allen Strängen gleich.

Kreisseiltriebe mit einem endlosen Seil haben den Übelstand, dass beim Reißen des Seiles die ganze Anlage ausser Betrieb kommt. Dieses kann man vermeiden durch Anordnung mehrerer endloser Seile nebeneinander. Reisst dann eins derselben, so kann der Betrieb mit den anderen solange aufrecht erhalten werden, bis Reparatur erfolgt.

Zur Übertragung kleiner Kräfte auf verhältnismässig grössere Entfernungen dienen die nachstehend dargestellten Kreisseiltriebe.

Derartige Anordnungen sind in Amerika vielfach in Betrieb. *A* ist die antreibende, *B B' B'' B'''* sind die getriebenen



Wellen. Die Tragrollen sollen ein übermässiges Durchhängen der Seile verhüten.

b) Konstruktionsregeln für Kreisseiltrieb.

Ähnlich wie in § 206 a dient auch hier eine Spannrolle mit Gewichtsbelastung zur Erzielung der notwendigen Seilspannung.

Die Spannrolle ist möglichst im gezogenen Seilende einzubauen, besonders aber dann, wenn der Betrieb hinsichtlich der zu übertragenden Kraft stark wechselt. Bei regelmässigem Betrieb ist der Einbau in das führende Seilende gestattet.

Das Belastungsgewicht des Spannwagens ist aus einzelnen Scheiben zusammensetzen, um die Spannung im Seil der zu übertragenden Kraft anpassen zu können und nicht höher als nötig zu treiben.

Durchm. der Spann- u. Leitrollen nach Gleich. 2 bis 3 § 202 a.
Das Seil soll in der Rille aufliegen und nicht klemmen.

Weg des Spannwagens



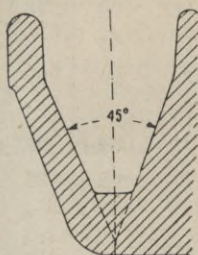
bei Antrieben im Freien $3\frac{1}{2}\%$ der Seillänge } (1)
 " " in Gebäuden $2\frac{1}{2}\%$ " " }
 entspr. einer Seillänge von 7 bzw. 5%.

Kleinere Weglängen erfordern früheres Kürzen des Seiles.

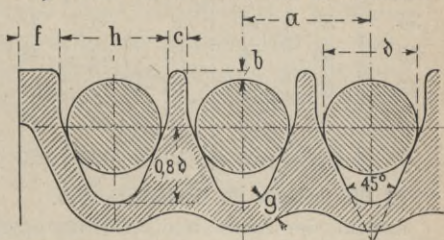
208. Hanfseilscheiben.*)

a) Material der Seilscheiben: Grauguss.

b) Kranzquerschnitt. Die Breite richtet sich nach der Anzahl der Seile.



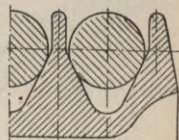
c) Tab. Normale Seilrillen für Rundseile.



b	a	b	c	f	g	h
30	43	3	8	15	10	35
35	48	3,5	8	16	11	40
40	54	4	8	17	12	46
45	61	4,5	9	19	13,5	52
50	68	5	10	22	15	58
55	75	5,5	10	25	17	64

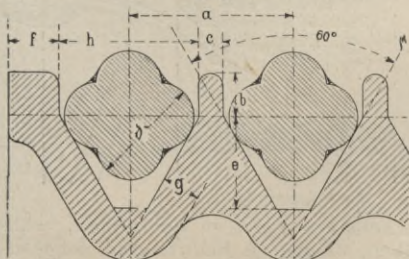
Neigung des Rillenprofils 45°. Man findet aber auch häufig 51° und 55°, obwohl letztere Neigungen oft zu Störungen Anlass gegeben haben sollen.

Man macht vorteilhaft die Begrenzung der äusseren Rille des besseren Aussehens wegen etwas nach innen geneigt, wie nebenstehende Figur zeigt.

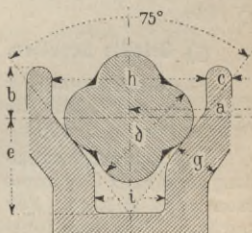


d) Normale Seilrillen für Quadratseile.

Der günstigste Rillenwinkel für Quadratseile wird von den Lieferanten bei gewöhnlichen Seiltrieben zu 69°, bei Kreis-seiltrieben zu 75° angegeben.



für gewöhnliche Seiltriebe



für Kreis-seiltriebe.

*) Beachte auch die Werkstattzeichnungen im 2. Bd.

Tabelle. Seilrille für Quadratseile.

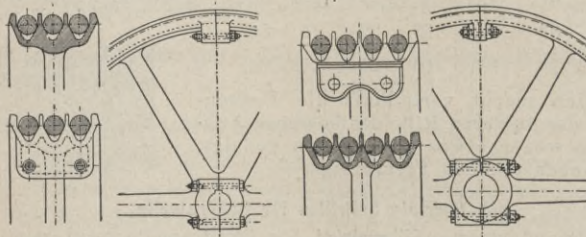
b	a	b	c	e	f	g	h	i
25	40	11	8	21	15	10	32	13
30	48	13	8	26	16	11	40	16
35	53	14	8	30	18	12	45	18
40	60	15	10	33	19	13,5	50	20
45	65	17	10	37	20	15	55	24
50	72	20	10	40	20	17	62	28
55	78	22	10	43	20	19	68	32

e) Die Radarme für Hanfseilscheiben.

Anzahl der Arme und Anschluss derselben an die Nabe nach Tab. in § 196 a, Abmessungen der Arme nach Tab. in § 196 a, wobei d = theoretischer Wellendurchmesser abhängig von der zu übertragenden Leistung und der Tourenzahl nach § 60 b Tab. 1.

Zwei Armsysteme erhalten breite Scheiben ($B \geq 300$ mm).

Den Anschluss der Arme an den Kranz zeigen folgende Abbildungen, gezeichnet für 3, 4 und 8 Seile.



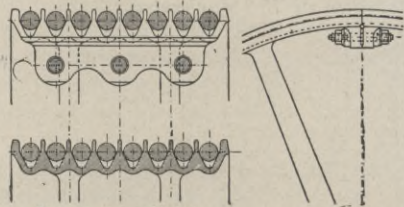
f) Nabe. Abmessungen derselben nach § 196 a.

g) Geteilte Scheiben.

Für die Anwendung derselben gelten die Erörterungen in § 196 b.

Die Schraubenverbindung am Kranz bestimme man nach § 196 c. Für

Kranzverbindung.



Kranzquerschnitt.

normale Transmissions-Seilscheiben genügen Schrauben, während für schwerere Scheiben, welche als Schwungrad zur Aufnahme von Stößen dienen, solidere Verbindungen vermittelt Schrupftringen oder dergl. zur Anwendung kommen nach § 51; ausführlich in „Dampfmaschinen“, 8. Aufl.

Drahtseilbetrieb. 209—213.

209. Material und Anwendung.

Material: Zu den Drahtseilen für Transmissionszwecke verwendet man fast ausschliesslich nur Eisen- oder Stahldrähte, die aus je sechsdrahtigen Litzen mit Hanfseelen bestehen.

Drahtseile mit Drahtseelen haben sich nicht bewährt, weil das Zusammenspleissen schwieriger ist und die Reibung der äusseren Drähten gegen die harte Seele schnellere Zerstörung nach sich zieht.

Die Litzenzahl selbst schwankt meist zwischen 6 und 12, doch werden Seile aus etwa 36 Drähten am häufigsten angewandt.

Verwendung der Drahtseile:

Übertragung von Kräften auf grosse Entfernungen.

210. Berechnung der Drahtseile.

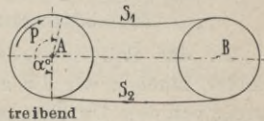
Für den theoretischen Zusammenhang zwischen Leistung N , Tourenzahl n und Umfangskraft P gelten die üblichen Gleichungen (vergl. § 129).

a) Seilspannung und Umfangskraft der Scheibe.

Bezeichnet: P die übertragbare Umfangskraft in kg, so wird

Spannung im ziehenden Trum

$$S_2 = P \frac{e^{\mu \alpha}}{e^{\mu \alpha} - 1} \text{ in kg*} \quad (1)$$



Spannung im gezogenen Trum $S_1 = P \frac{1}{e^{\mu \alpha} - 1}$ in kg* (2)

worin bedeutet:

$e = 2,718$ Grundzahl der natürl. Logarithmen,

μ in Mittel = 0,25 Koeffizient der gleitenden Reibung zwischen Scheibe und Seil,

$\alpha = 2 \pi \frac{\alpha^0 \text{ in Grad}}{360}$ Umschlingungswinkel im Bogenmass gemessen.

*) Die Gleichungen gelten für den gewichtslosen Zustand und erhalten mit Berücksichtigung des Eigengewichtes des Seiles folgende Form:

$$\text{Spannung im ziehenden Trum } S_2 = P \frac{e^{\mu \alpha}}{e^{\mu \alpha} - 1} + m \frac{U^2}{g} \dots (3)$$

$$\text{" " " gezogenen " } S_1 = P \frac{1}{e^{\mu \alpha} - 1} + m \frac{U^2}{g} \dots (4)$$

worin m das Gewicht von 1 Mtr. Seil in kg, U Seilgeschw. in Mtr/Sek, $g = 9,81$ Mtr/Sek² die Beschleunigung des freien Falles.

Für $\alpha = 2,8$ (Mittelwert) und $\mu = 0,25$ erhalten wir nach der Tab. in Abschnitt „Bremsen“ angenähert:

Spannung im ziehenden Trum $S_2 = 2P$ in kg . . . (5)

„ „ gezogenen „ $S_1 = P$ „ „ . . . (6)

nutzbare Spannung $= S_2 - S_1 = 2P - P = P$ in kg . (7)

Dieses P ist die Umfangskraft an der Seilscheibe.

b) Bestimmung des Seildurchmessers.

Ausser den vorstehenden Bezeichnungen bedeutet noch:

- δ den Seildurchmesser in cm,
- δ Durchm. in cm, i Anzahl der einzelnen Drähte,
- k_z zul. Zugbeanspruchung in kg/qcm,



$f = i \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \delta^2$ Querschnitt sämtlicher Drähte in qcm . . . (8)

Die einzelnen Drähte, aus denen das Seil besteht, füllen nicht völlig den Querschnitt $\frac{\pi}{4} \cdot \delta^2$ aus, man kann setzen:

Metallquerschnitt $f = 0,42 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \delta^2$ in qcm . . . (9)

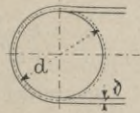
Mit Rücksicht auf Gleich. 5 wird dann:

$S_2 = f \cdot k_z = 2P = 0,42 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \delta^2 \cdot k_z$ in kg . . . (10)

woraus **Seilquerschnitt** $\frac{\pi}{4} \cdot \delta^2 = 4,8 \cdot P : k_z$ in qcm . . . (11)

und **Umfangskraft** $P = 0,165 \delta^2 \cdot k_z$ in kg . . . (12)

Da das Seil ausserdem noch Biegung erleidet, machen wir die zul. Beanspr. k_z abhängig von dem Durchm. der kleinen Scheibe. Je kleiner dieser, desto weniger darf das Seil belastet werden. Wir wollen setzen:



c) Tabelle. Zul. Beanspruchung k_z für den qcm Metallquerschnitt. *)

$d : \delta = 75$	100	125	150	175	200
zul. $k_z = 200$	270	350	430	520	600 kg/qcm
„ $P = 33\delta^2$	$45\delta^2$	$58\delta^2$	$71\delta^2$	$85\delta^2$	$100\delta^2$ kg.

Beispiel: Seildurchm. $\delta = 1,3$ cm, Scheibendurchm. $d = 160$ cm gibt $d : \delta = 160 : 1,3 = 122$, dafür ist nach Tab. zulässig $k_z = 350$ kg/qcm oder Umfangskraft $P = 58 \cdot 1,3^2 = 98$ kg.

Sind Seildurchmesser und Scheibendurchmesser noch nicht bekannt, so benütze man vorläufig folgende Tabelle:

*) Für Dauerbetrieb (Tag und Nacht) wähle man 15% geringere Belastung, für vorübergehende Betriebe ist 25% Mehrbelastung gestattet.

d) Tabelle. Übertragbare Pferdestärken für ein Drahtseil. *)

Seil- durchm. d mm	Durchm. der kleineren Scheibe mm	Umdrehungen der kleinen Scheibe in der Min.												
		60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	180	200
10	2000	8,4	9,8	11	12	14	15	17	18	19	21	22	25	28
	1500	4,5	5,2	6	6,7	7,4	8,2	9	9,6	10	11	12	13	15
	900	1,5	1,7	2	2,2	2,5	2,7	3	3,2	3,5	3,7	4	4,5	5
12	2400	14	16	19	21	24	26	29	31	33	36	38	43	—
	1800	7,7	9	10	11	13	14	15	16	18	19	20	23	25
	1100	2,7	3	3,6	4	4,5	4,9	5,4	5,8	6,3	6,7	7,2	8,1	9
14	2800	23	27	31	34	38	42	46	50	54	57	61	—	—
	2100	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	36	40
	1300	4,3	5,1	5,8	6,5	7,2	8	8,7	9,4	10	11	12	13	14
16	3200	34	40	45	51	57	62	68	74	80	85	—	—	—
	2400	18	21	2,4	27	30	33	36	39	42	45	48	54	60
	1500	6,7	7,8	9	10	11	12	13	14	15	16	18	20	22
18	3600	49	57	65	73	82	90	98	106	114	122	—	—	—
	2700	26	30	35	39	43	48	52	56	61	65	69	78	87
	1700	9,7	11	13	14	16	18	19	21	22	24	26	29	32
20	4000	69	78	90	100	112	123	134	145	156	168	—	—	—
	3000	36	41	47	53	59	65	71	77	83	95	107	116	129
	2000	15	17	20	22	25	27	30	32	35	37	40	45	50

Die klein gedruckten Scheibendurchm. nur im Notfall.

Beispiel: Für $n = 140$, $N = 35$ wäre zu wählen nach Tab. d der Seildurchm. $d = 12$ mm, Scheibendurchm. $d = 2400$ mm.

e) Seilgewicht: Durchm. $d = 10$ 12 14 16 18 20

Gewicht f. d. lf. Mtr. in kg: $m = 0,31$ 0,45 0,61 0,79 0,91 1,15.

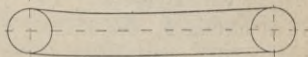
211. Regeln

für die Anlage von Drahtseiltrieben.

Die schräg gedruckten Angaben beziehen sich auf ungünstige Verhältnisse, die man aber nicht immer vermeiden kann.

a) Übersetzung möglichst 1:1, Scheibendurchmesser also gleich.

Eine etwa gewünschte Übersetzung ins Schnelle oder Langsame ist durch Einschalten eines Riemenvorgeleges zwischen Antriebsscheibe und Kraftquelle zu erreichen.

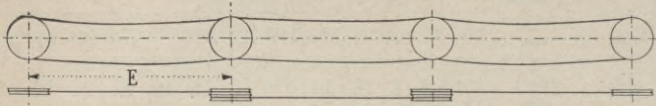


b) Lage der Wellen. Höchster Punkt der Scheiben wagerecht. Geneigte Antriebe bedingen Anordnung von Tragrollen, welche nach § 211o ungünstig sind.

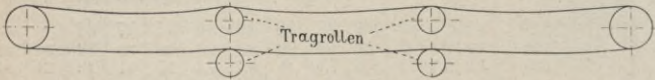
c) Drehrichtung. Das untere Seilstück soll das ziehende sein. Oberes Seilstück ziehend sollte man vermeiden, da Betrieb unruhig.

*) Vergl. Fussnote Seite 692.

d) Achsenabstand. Als kleinster Achsenabstand bei Drahtseiltrieben mag eine Entfernung von $E=20-25$ Mtr., und als grösster eine von $E=100$ Mtr. gelten.



Bei grösserer Entfernung sollte man die Scheibenabstände in kleinere gleichlange Unterabteilungen zerlegen oder Tragrollen benutzen.



Kleinere Kräfte (d. h. kleine Beanspr. des Seiles) lassen sich bei entspr. Einrichtung noch mittelst Drahtseil übertragen bei einem Achsenabstand von 12 bis 13 Mtr.

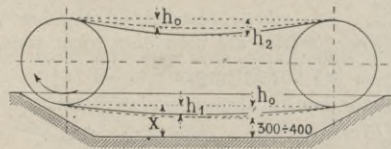
Bei kleinerer Achsenentfernung ist das Gewicht der freischwebenden Seilstücke zu klein, um die für die Kraftübertragung nötige Spannung hervorzurufen. Letzteres zu erzielen durch straffes Auflegen ist falsch, es entstehen infolge der Längenänderungen durch Temperaturschwankungen entweder zu hohe Lagerdrücke oder die nötige Spannung geht verloren.

e) Einsenkung *) des Seiles ist bei der Anlage von Seiltrieben wohl zu beachten. Man kann setzen, vergl. auch nachstehende Abbildung:

Achsenabstand	$E=20$	30	40	50	60	70	80	90	100	Mtr.
in Ruhe	$h_0=0,14$	$0,3$	$0,6$	$0,9$	$1,3$	$1,6$	$2,3$	$3,0$	$3,8$	„
im Be- trieb	$h_1=0,10$	$0,2$	$0,4$	$0,7$	$1,0$	$1,2$	$1,7$	$2,2$	$2,7$	„
gezog. „	$h_2=0,2$	$0,4$	$0,9$	$1,4$	$2,0$	$2,6$	$3,5$	$4,4$	$5,4$	„

Zur Ermittlung der Seilgrubentiefe x ist, das untere Seilstück als ziehend vorausgesetzt, die Einsenkung h_0 des Ruhezustandes maassgebend. Man kann setzen:

$$x = h_0 + 0,3 \text{ bis } 0,4 \text{ Mtr. (1)}$$



— Betriebszustand, - - - Ruhezustand.

*) Die Einsenkung wächst im Quadrat der Achsenentfernung. Wir wollen von der theoretischen Entwicklung absehen und hier nur die Endgleichungen wiedergeben.

$$\left. \begin{aligned} \text{Einsenkung im ruhenden Seil } h_0 &= \frac{E^2 \cdot m}{8 \cdot 1,5 P} \\ \text{„ „ gezogenen „ } h_2 &= 1,4 h_0 \\ \text{„ „ ziehenden „ } h_1 &= 0,5 h_2 \end{aligned} \right\} \begin{aligned} &P \text{ Umfangskraft in kg nach } \\ &\text{§ 210} \\ &E, h_0 \text{ in Mtr.} \\ &m \text{ Seilgewicht f. d. Mtr} \\ &\text{Länge nach § 210 c.} \end{aligned}$$

f) Seildurchmesser üblich 10 bis 20 mm.

g) Scheibendurchmesser möglichst gross, beachte auch § 210 b.

h) Seilgeschwindigkeit vorteilhaft bis 25 Mtr. Seilscheibendurchmesser und Umlaufzahl sind so zu wählen, dass bei

Übertragung kleinerer Kräfte etwa 6 bis 10 Mtr/Sek,

„ grösserer „ bis zu 25 Mtr/Sek

auftreten.

i) Kraftverlust etwa 1 bis 1,5 % für je 100 Mtr. Achsenabstand.

k) Verbindung der Seilenden durch Spleissen. Zugabe hierfür 3 Mtr. (für jedes Ende etwa 1,5 Mtr.), vergl. „Maschinenmeister, I. Bd.“

Seilschlösser sind nicht zu empfehlen.

Die Spleissung ist sorgfältig vorzunehmen, am besten durch geübte Arbeiter. Die Spleissstelle muss denselben Durchmesser erhalten wie das Seil.

l) Haltbarkeit der Seile etwa 3 Jahre, dann Reparatur nötig.

m) Einfetten der Seile mit entspr. Seilseife. Diese Einschmierung ist alle 3 bis 6 Wochen zu wiederholen. Die Seilseife beziehe man von Spezialfabriken oder koche Graphit in Talg oder Goudron zu einer butterähnlichen Masse, welche mit der Bürste aufgetragen wird.

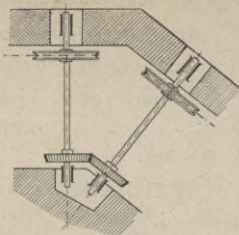
n) Wahl des Materiales. Gussstahldrahtseile sind bei grösseren Achsenentfernungen (50 Mtr. und mehr) zu empfehlen, um ein übermässiges Längen der Seile durch ihr Eigengewicht zu vermeiden. Laufen Drahtseile im Freien, so sind dieselben aus verzinktem Draht herzustellen oder mit sog. Seilfirnis zu bestreichen, um Rosten zu vermeiden.

o) Betriebsanordnung. Von grösstem Einfluss auf guten Gang eines Seiltriebes ist der gleichmässige Umlauf der Antriebscheibe neben gleichmässiger Kraftabgabe. Stösse, welche an der einen oder andern Seilscheibe auftreten, sind durch Schwungmassen aufzunehmen. Andernfalls treten Seilschwingungen auf, welche unter Umständen schnelle Zerstörung des Seiles nach sich ziehen.

Die Seilscheiben dürfen nicht schlagen, müssen gut ausbalanciert sein und werden nicht aufgekeilt, sondern mit gespaltener Nabe versehen und mittelst Schrauben aufgeklemt. Der beigetriebene Keil darf nur Mitnehmerkeil sein.

Die Rillen beider Scheiben müssen sich in derselben Vertikalebene bewegen und die Achsen genau wagerecht liegen.

Künstliche Seilleitmittel sind nach Möglichkeit zu vermeiden, denn zum ruhigen Gang eines Drahtseiltriebes gehört freie Selbstleitung. Ist deshalb bei einem Seiltrieb Richtungsänderung nötig, so ordne man nicht Leitrollen an, sondern erziele die Umleitung durch ein Kegelrädergetriebe, wie nebenstehende Abbildung zeigt.



p) Schutzvorrichtungen sind anzubringen, damit beim Reißen eines Seiles in der Nähe befindliche Personen nicht verletzt werden.

q) Aufbewahrung vorrätiger Seile in Kalkpulver zur Verhütung des Rostens. Zur Vermeidung von Betriebsstörungen empfiehlt es sich, fertig gespleisste Seile vorrätig zu halten.

r) Strecken des Seiles vor dem Auflegen durch künstliche Mittel, um Längen im Betrieb möglichst zu vermeiden, hat zu günstigen Ergebnissen nicht geführt.

s) Auflegen des Seiles vermittelt Aufleger vergl. „Maschinenmeister I. Bd.“

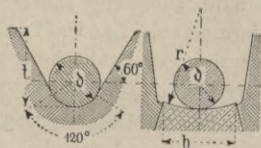
Drahtseilscheiben. (212 – 213.)*

212. Material und Ausführung.

a) Material: Grauguss oder Kranz und Nabe aus Grauguss, Arme aus Schmiedeeisen.

b) Tiefe der Seilrille = der zwei- bis dreifachen Seildicke, damit das Seil leicht aufgelegt und abgeschlagen werden kann. Ein Ablauen des Seiles ist bei guter Montage dann kaum zu befürchten.

c) Form der Rille. Nicht ausgefütterte Rillen (z. B. bei Leitrollen) sind glatt auszudrehen, auf dem Grunde genau nach dem Seildurchmesser und so, dass das Seil mit $\frac{1}{3}$ seines Umfangs (120°) aufliegt.



d) Ausfütterung der Rillen.

1. Guttapercha wird im Sommer so weich, dass das Seil einschneidet und ausserdem von Fett und Firnis angegriffen wird.

2. Weiden- und Pappelholz eignet sich in gut ausgetrocknetem Zustand besser, es muss aber mit Leinölfirnis durchtränkt eingeschlagen werden.

3. Hirnleder eignet sich am besten, zur Ausfütterung kann man alte Riemen und dergl. verwenden. Die ausgeschnittenen Lederstücke werden vermittelt eines Holzhammers festgerammt und der sich ergebende, nicht mehr ausfüllbare

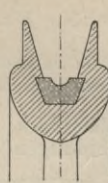
*) Man beachte auch die Werkstattzeichnungen im II. Band.

Zwischenraum mit in warmem Wasser erweichter Guttapercha ausgefüllt.

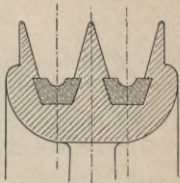
4. Die Ausfütterung der Scheibe soll keine Rille zur Aufnahme des Seiles aufweisen, da letzteres bei Seiten-



richtige Rillenform

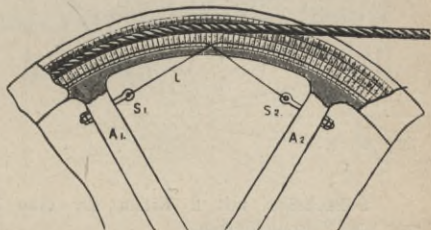


unrichtige Rillenform.



schwankungen aufläuft und die Kanten zerstört. (Dieses stände allerdings im Widerspruch mit der Heckelschen Ausföhrung.)

5. Bei der Heckelschen Einlage geschieht die Befestigung mittelst eines dünnen Drahtseiles, welches durch den Kranz gezogen und an den Radarmen befestigt wird.



6. Schadhafte Stellen in der Ausfütterung rufen Seil-
schwankungen hervor und sind zu beseitigen.

Eine richtig ausgeföhrte Ausfütterung aus Hirnleder hält je nach Beschaffenheit des Leders etwa 3 Jahre und darüber.

213. Konstruktion der Drahtseilscheiben.

a) Scheiben aus Grauguss. Abmessungen der Arme und Nabe nach § 196 a.

b) Kranz und Nabe aus Grauguss, Arme aus Schmiedeeisen. Abmessungen der Nabe nach § 197 a.

c) Arme, rund oder flach.

$$\left. \begin{array}{l} \text{Anzahl } A = 0,08 D \text{ bei runden Armen} \\ A = 0,05 D \text{ " flachen " } \end{array} \right\} \dots (1)$$

A ist Armzahl in einer Armreihe, worin D Scheibendurchmesser in cm.

$$\text{Durchmesser der runden Arme } h = d + 1,2 \text{ cm} \quad (2)$$

(d Seildurchmesser in cm.)

Berechnung auf Festigkeit nach § 197 a.

Die Abmessungen der **flachen** Arme bestimmen sich aus der Gleichung:

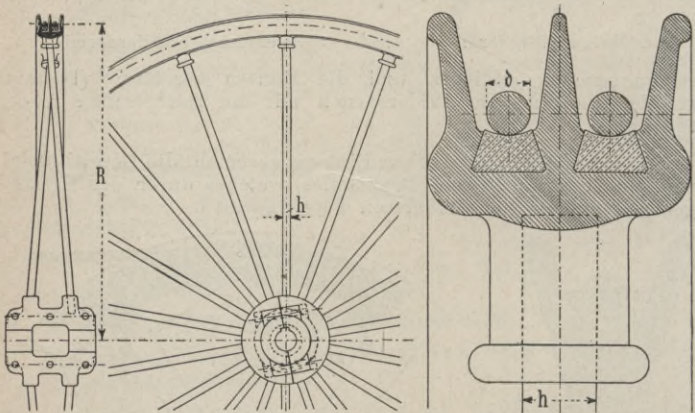
$$A \cdot W \cdot k_b = P \cdot R, \dots \dots \dots (3a)$$

für $k_b = 400 \text{ kg/qcm}$ und $b = 0.2 \cdot h$ ergibt sich:

$$\text{Armhöhe } h = 0,34 \sqrt[3]{\frac{P \cdot R}{A}} \text{ in cm} \dots \dots \dots (3)$$

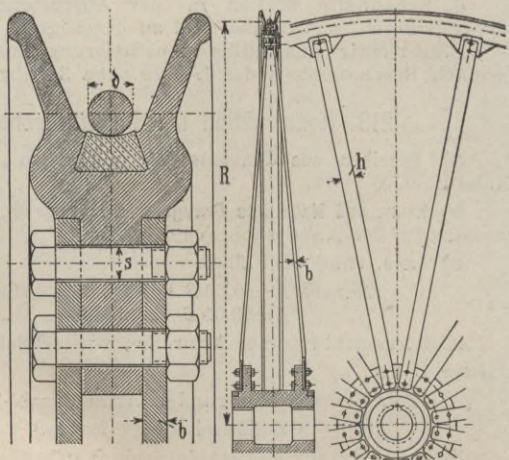
worin P Umfangskraft in kg nach § 129, R Radius der Seilscheibe in cm, A Anzahl der Arme nach Gleich. 1.

d) Einige **Ausführungen** von Drahtseilscheiben zeigen die nachstehenden Abbildungen.



Seilscheibe mit 2 Rillen für eine Zwischenstation, runde Arme aus Schmiedeeisen.

Seilscheibe mit flachen Armen für grössere Scheiben. Die Arme werden in Taschen an Nabe und Kranz sauber eingepasst. (Spengler, Gladbach.)



Abschnitt VIII.

**Röhren, Absperrvorrichtungen, Stopf-
büchsen.**

Rohrleitungen. (214—225.)

214. Berechnung der Rohrdurchmesser.

Bezeichnet:

 F den Querschnitt der Rohrleitung in qm,(bei runden Rohren $F = \frac{\pi}{4} d^2$, wenn d in Mtr.) . . (1) v die Geschwindigkeit des durchfließenden Stoffes in Mtr/Sek,
so ist die durchströmendeStoffmenge $Q = 60 F \cdot v$ in cbm i. d. Min. . . (2)

und nötiger Querschnitt

 $F = \frac{Q}{60 \cdot v}$ in qm, Geschw. $v = \frac{Q}{60 F}$ in Mtr/Sek . (3)

Gebräuchliche Geschwindigkeiten sind:

Wasser	Dampf	Gas	Pressluft
$v = 0,5-2$	15-40	2-6	8-20 Mtr/Sek . . (4)

Nach Buch Pumpen Dampf. § 25 d Pumpen
u. Gasm.

Druckverlust in Rohrleitungen.

Am Anfang einer Rohrleitung muss der Druck selbstverständlich grösser sein als am Ende derselben, denn die Druckdifferenz muss ja die Geschwindigkeit der Flüssigkeit oder des Gases erzeugen. Über die Grösse des Druckverlustes sind Angaben enthalten:

Dampfrohrleitung: § 32 d-f (Aufg. 392 u. f.),

Gasleitung: § 25 d (Aufg. 298),

Wasserleitung: § 20 b-20 h und 19 c (Aufg. 235 u. f.),

Pressluft: Buch Pumpen.

215. Schläuche aus Gummi- oder Hanfgewebe.

Anwendung. Je nach Art der Ausführung für alle Flüssigkeiten.

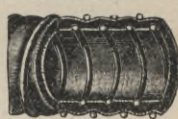
Die gebräuchlichsten Schlaucharten.



mit **Innenspirale** aus verzinktem Eisendraht oder Kupferdraht für äusseren Druck (Saugschläuche).



mit **Aussenspirale** aus verzinktem Eisendraht für inneren Druck (Druckschläuche) auch zum Schutze gegen Abschleifen.



mit Innen- u. Aussenspirale aus verzinktem Eisendraht, Kupferdraht oder flachem Stahlband.

Je nach Art der fortzuleitenden Flüssigkeit oder Gases werden die Schläuche mit besonderen Einlagen versehen oder mittelst Stahlband gepanzert.

Gummischläuche werden für Pressungen bis zu 300 Atm. angewandt.

a) Tabelle. Hochdruckschläuche mit Aussenspirale.

$d = 10$	20	40	60	80	100 mm,
bis $p = 300$	150	85	55	45	35 Atm.,
Preis = 10	10	18	37	63	87 Mk. f. d. lfd. Mtr.

Ausführungslängen 20—30 Mtr.

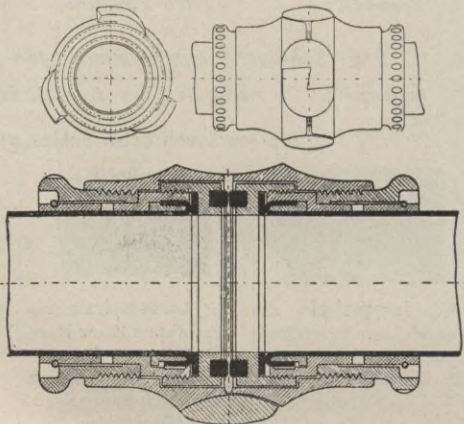
b) Hanfschläuche werden besonders bei Feuerspritzen verwendet, sie halten jedoch im trockenen Zustand nicht dicht, sondern erst nachdem sie vom Wasser durchtränkt worden sind.

Imprägnierte Hanfschläuche sind aussen mit Gerbsäure imprägniert, innen durch einen Gummiüberzug undurchdringlich gemacht.

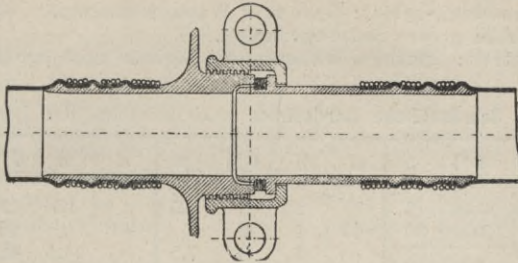
c) Die Verbindung der Schläuche

erfolgt durch Schlauchkupplungen, Schlauchschlösser, Holländer usw. Von den Schlauchkupplungen kann gefordert werden, dass:

1. sie den Querschnitt nicht verändern,
2. die Dichtung eine vollkommene und durch Schmutz und Sand nicht beeinflusst ist,
3. die Kupplungsenden gegen die Einflüsse von Schlag u. Stoss möglichst unempfindlich sind,
4. die Verbindung eine schnell herzustellende und sichere ist,
5. die Kupplung wenig Raum einnimmt.

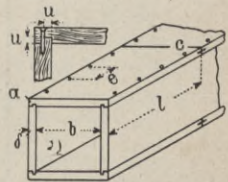


In nachstehender Abbildung ist der Schlauch auf Stümpfe gezogen und mit Draht umwickelt. Die Überwurfmutter dient zur Verbindung der beiden Stümpfe.



216. Röhren aus Holz mit quadratischem Querschnitt.

a) Rohre ohne nennenswerte Pressung, wie sie in Mühlen und ähnlichen Anlagen zur Abführung des Mehles, der Dünste und Griesse sowie zur Lüftung dienen. Von grosser Wichtigkeit ist dabei die Dichtung, welche an den Ecken a durch Einhobeln von Nuten und Ausbilden der Enden zu Federn gewährleistet wird, während die Verbindung bei c durch einen Blechstreifen, welcher in einen Sägeschnitt gelegt ist, erreicht wird.



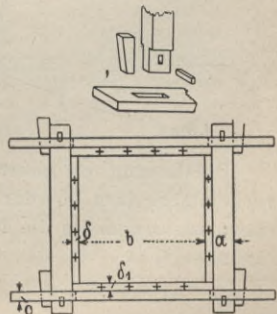
$b =$	100	200	300	400	mm
$\delta =$	13	16	20	22	„
$u =$	5	6	7	8	„

Brettlänge $l = 5$ Mtr.,
Schraubenentf. $e = 0,5$ Mtr.

b) Holzrohre, welche einigem Druck zu widerstehen haben, wie Zuleitungsrohre für Turbinen oder Straubräder.

Die Bretter werden durch Federn wie in 216 a wasserdicht gemacht. Zur Aufnahme des Flüssigkeitsdruckes sind in entsprechender Entfernung Gerippe je um 90° verdreht angebracht, die in den Alpengegenden meist aus Holz, teilweise auch aus Eisen hergestellt werden.

$\delta = 40$ mm,
 $a = 150-250$ mm.



217. Bleirohre.

Kleinere Rohre werden ohne Naht mit der Bleirohrpresse hergestellt, grössere mittelst Zusammenlöten von Platten.

Verwendungsgebiet: Gas- und Wasserleitungen.

Vorteile: grosse Schmiegsamkeit.

Nachteile: geringe Widerstandsfähigkeit und grosses Gewicht.

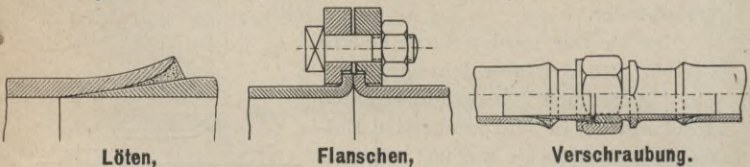
a) Tab. Gebräuchliche Wandstärken und Gewichte der Bleirohre.

d	δ	$G^*)$	ρ	d	δ	$G^*)$	ρ	d	δ	$G^*)$	ρ
5	1,5	0,40	15	40	2	3	2,5	90	4,5	15	2,5
	3	0,9	30		4	6	5		8	28	4
10	2	0,9	10		6	10	7,5		11,5	42	12
	4	2	20	50	2	3,7	100	4	15	2	
15	2	1,2	6		6	12		6	6,5	25	3,25
	5	3,6	16		10	20		10	9	35	4,75
20	2	1,6	5	60	3	6,7	120	5	23	2	
	4	3,4	10		6	14		5	10	46	4
	6	5,6	15		10	25		8	150	5	28
25	2	1,9	4	70	4	11	3	10		57	3,3
	5	5,4	10		6	16	4	200	5	36	1,2
	8	9,5	16		9	25	6		10	75	2,5
30	2	2,3	3	80	4	12	2,5				
	4	4,9	6,5		7	22	4				
	6	7,7	10		9,5	30	5,5				

Masse mm, ρ zulässiger innerer Druck in Atm.-Überdruck.

b) Für Hartbleirohre sind die zulässigen Drücke ρ doppelt so gross (1)

c) Die Verbindung der Bleirohrenden erfolgt durch:



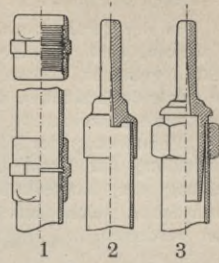
Die Lötung erfordert äusserste Sorgfalt, es kann leicht vorkommen, dass das Lot durchrinnt und die Rohrquerschnitte verengt; ausserdem ist die Lötstelle die schwächste in der Verbindung.

*) G ist das Gewicht f. d. lfd. Mtr. Länge in kg.

Smith-Koopers Verbindung mittelst Bleiüberwurfschrauben.

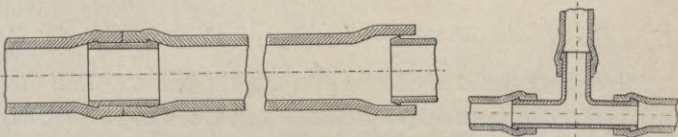
Die Überwurfschrauben haben Rechts- und Linksgewinde (1), in welche die zu verbindenden Rohre eingeschraubt werden.

Das Gewinde der Bleirohre wird durch Einpressen in die Stahlmutter erhalten. Das Rohrende wird mit einem glockenförmigen Werkzeug (2) verjüngt, in die Stahlmutter gebracht und dann mittelst Dorn in das Gewinde der letzteren eingepresst (3).



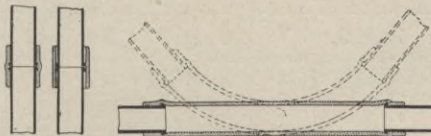
Die Dichtung der Verbindung erfolgt durch Einlegen einer Lederscheibe zwischen die stumpf zusammenstossenden Bleirohre (1).

Verbindung durch Löten. Die Rohrenden werden aufgetrieben und nach Abbildung eine mit leichtflüssigem Lot vereinte



Messingmuffe mit scharfen Rändern eingelegt, vermittelst Rohr- zange angepresst, auf 100° erwärmt und dann verlötet.

218. Messingrohre, gleichfalls ohne Naht gezogen oder verlötet, für Gas- und Wasserleitungen geeignet. Die Längsver-



Biegen der Bleimuffe bei Messingrohrleitungen.

bindung wird durch Verschrauben oder Flanschen, vielfach auch durch aufgelötete Bleimuffen (vergl. Abbildung) hergestellt. Die Rohrenden werden aufgebördelt und mit leichtflüssigem Lot verzinnt, die Muffe über die Verbindungsstelle gelegt und mit der Rohrzange aufgepresst; die Verbindungsstelle wird zum Verlöten erwärmt.

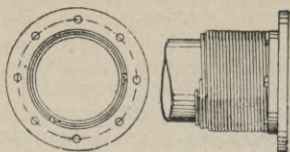
219. Kupferrohr.

Kupferrohre (ohne oder mit Naht hergestellt) findet man sehr häufig angewandt. Vorteile: Nachgiebigkeit und leichtes Gewicht. Nachteilig für die Verwendung des Kupferrohres ist die Abnahme der Festigkeit des Kupfers, sobald dasselbe der Hitze ausgesetzt gewesen, und welche besonders bei grösseren Durchmessern (über 200 mm) und höherem Dampfdrucke oft zu ge-

fährlichen Explosionen Anlass gegeben hat. Als Grund solcher Explosionen gilt meistens die lokale **Überhitzung des Kupfers beim Löten**.

Um der durch Überhitzen beim Löten entstandenen **Gefahr** entgegen zu wirken, sind verschiedene Vorschläge gemacht, von welchen sich der folgende besonders durch Verlässlichkeit auszeichnet:

„Verstärkung der Rohre durch **Umwicklung mit Draht** unter Vermeidung der Kupferkrümmer, an deren Stelle solche aus Metall gesetzt werden.“



a) Berechnung der Wandstärken. Mit Rücksicht auf die Herstellung ist der in § 42 b angegebenen theoretischen Gleichung noch eine Konstante **C** zuzufügen, man setzt, wenn d und δ in cm:

$$\text{Wandstärke } \delta = \frac{d \cdot p}{2 \cdot k_z} + C \text{ in cm. . . (1)}$$

$$\text{zul. Druck } p = \frac{k_z \cdot (2\delta - 2C)}{d} \text{ in Atm. . . (2)}$$

für $d \leq 100$ mm $C = 0,15$ cm; für $d \geq 125$ mm $C = \text{Null}$ (3)

Wegen der ungünstigen Einflüsse (z. B. des Lötens bei der Herstellung) nimmt man verhältnismässig geringe Beanspruchung, und zwar *zulässige Beanspruchung* $k_z = 200 \text{ kg/qcm}$. . . (4)

b) Tabelle. Wandstärken in mm für Kupferrohre.

Rohr- durchm. d	Innerer Druck in Atm.									
	4	5	6	7	8	9	10	12	15	20
40	1,5	1,5	2	2	2	2,5	2,5	3	3	3,5
50	"	"	"	"	2,5	"	"	"	3,5	4
60	"	"	"	"	"	"	3	3,5	4	4,5
70	"	"	"	2,5	"	3	"	"	"	5
80	"	2	"	"	"	"	3,5	4	4,5	5,5
90	2	"	"	"	3	"	"	"	5	6
100	"	"	2,5	3	"	3,5	"	4,5	"	6,5
125	"	2,5	"	"	3,5	"	4	5	5,5	"
150	"	"	"	"	"	4	"	5,5	6	7,5
175	2,5	"	3	3,5	"	"	"	"	7	9
200	"	"	"	"	4	4,5	5	6	"	10
225	"	"	"	4	4,5	5	5,5	6,5	8	11,5
250	"	3	3,5	4,5	5	5,5	6	7	9	12,5
275	3	3,5	4	"	5,5	6	6,5	8	10	14
300	"	4	4,5	5	6	7	7,5	9	11	15

Befestigung der Flansche geschieht mittelst Lötens nach § 221 d.

220. Graugussrohre.*)

Graugussrohre haben keine Längsnaht, weil sie in einem Stück gegossen sind. Die Verbindung der einzelnen Rohrstücke erfolgt durch Muffen oder Flansche. Man unterscheidet daher Muffen- und Flanschenrohre.

Die Rohre werden je nach ihrer Anfertigung als **stehend** oder **liegend gegossene** bezeichnet. Die stehend gegossenen Rohre sind dichter und gleichmässiger als die liegend gegossenen, erstere können demnach dünnere Wandstärken erhalten.

a) Berechnung der Wandstärken. Mit Rücksicht auf die Herstellung hat man den in § 42 b angegebenen theoretischen Werten noch eine Konstante zuzufügen.

Man setzt für Grauguss:

$$\text{Wandstärke } \delta = \frac{p \cdot d}{2 \cdot k_z} + 0,8 \text{ cm} \quad (1)$$

$$\text{zulässiger Druck } p = \frac{k_z \cdot (2\delta - 1,6)}{d} \text{ in Atm.} \quad . . (2)$$

$$\text{zulässige Beanspruchung } k_z = 250 \text{ kg/qcm} \quad . . (3)$$

b) Muffenrohre aus Grauguss.

Die Muffenrohre liegen meist unter der Erde und sind 1,2 bis 1,5 Mtr. tief eingebettet, um sie den **Witterungseinflüssen** zu entziehen. Die Entfernung von Mitte Rohr bis Grabensohle schwankt zwischen 0,5 und 1,5 Mtr. je nach dem Durchmesser der Rohre.

Es ist dafür Sorge zu tragen, dass die Rohre auf gewachsenem Boden zu liegen kommen, andernfalls sind die-



selben durch Unterlegen von Steinen oder Untermauern zu stützen. Die Ausfüllung der Gruben erfolgt in bekannter Weise unter Anwendung von Stampfen, wobei das Schwinden der Ausfüllung bedacht werden muss.

Normalien und Gewichte für Muffenrohre und norm. Formstücke vergl. Rohrtabellen im II. Band.

Dichtungen der Muffenrohre vergl. § 225.

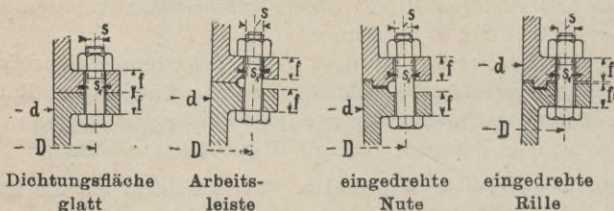
c) Flanschenrohre aus Grauguss.

Die **Flanschenverbindung** wird hauptsächlich bei Dampfleitungen ausserdem dort angewendet, wo das Auseinandernehmen der Leitung oder der in letzterer eingebauten Stücke erwünscht ist;

*) Normalien im II. Band.

ferner wo die Muffenrohre gegen hohen Druck keine Dichtigkeit gewähren (Presswasserleitungen).

Die gebräuchlichsten Ausführungen der Flanschverbindungen zeigen nachstehende Abbildungen.

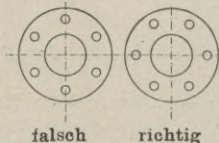


Maasse nach den Normal-Rohr tabellen im II. Bd.

Besondere Flanschdichtungen für hochgespannte Dämpfe usw. sind in „Rohr tabellen“ im II. Band dargestellt.

Beim Einbauen der Flanschenrohre soll möglichst keine Schraube in die Vertikalebene kommen.

Normalien und Gewichte für Flanschenrohre und deren normale Formstücke vergl. Rohr tabellen im II. Bd.



Dichtungen der Flanschenrohre vergl. § 224.

221. Rohre aus Schmiedeeisen.

Schmiedeeiserne Röhren finden ausgedehnte Anwendung bei Gas-, Wasser- und Dampfleitungen. Die Berechnung der Wandstärken kann wie folgt durchgeführt werden.

Man kann setzen (wenn d und S in cm p in Atm.):

$$\text{Wandstärke } \delta = \frac{p \cdot d}{2 \cdot k_z} + 0,15 \text{ cm} \dots (1)$$

Auch hier wird man verhältnismässig geringe Beanspruchung wählen und setzen:

$$\left. \begin{array}{l} \text{für Gasröhren } k_z = 200 \text{ kg/qcm,} \\ \text{für bessere Rohre } k_z = 400 \text{ „} \end{array} \right\} \dots (2)$$

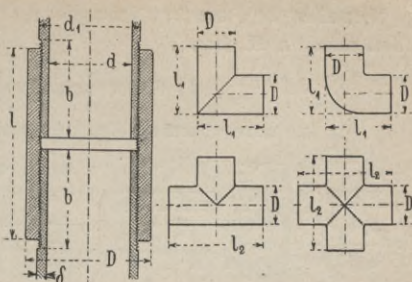
Für das Biegen der Rohre ist als kleinster Krümmungsradius $4 d$ anzunehmen.

a) Gasröhren.

Material: Schweisseisen (stumpf zusammengeschweisst).

Gasröhren (für Gas- u. Wasserleitungen mit geringen Drücken besonders angewandt) sind an ihren Enden mit dem sog. Gas-

gewinde (§ 43 b) versehen. Man findet sie ausgeführt bis 100 mm lichte Weite. Die Gasröhre werden nach ihrem lichten Durchmesser in engl. Zoll bezeichnet. Die Verbindung erfolgt durch normale ebenfalls mit Gasgewinde versehene Formstücke.



d	1/8"	1/4"	3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	1 3/4"	2"	2 1/2"	3"	4" engl.
	3,2	6,3	9,5	12,7	19	25,4	31,7	38,1	44,5	50,8	63,5	76,2	101,6 mm
d_1	10,3	13,5	15,9	20,6	26,2	33,3	41,3	47,6	54	60,3	76,2	89	102,7 "
D	24	27	30	33	40	49	55	66	73	79	92	104	134 "
b	15	28	32	34	36	42	47	50	52	59	74	90	100 "
l_1	25	38	48	52	60	75	88	95	105	120	150	180	215 "
l_2	50	80	90	95	105	128	144	160	172	192	234	278	328 "
l	25	40	60	64	68	78	88	94	95	114	142	170	190 "

Gasrohre finden auch vielfach Verwendung für kleinere Dampf- und Wasserleitungen, sie erhalten dann runde oder ovale Flanschen nach § 221 d.

b) Schmiedeeiserne Rohre.

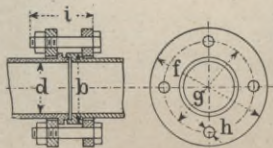
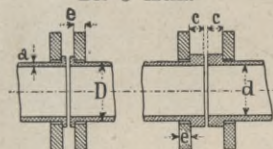
Schmiedeeiserne Rohre werden meist übereinander gelappt zusammengeschweisst oder nahtlos gewalzt. Grössere Rohre z. B. für Turbinen- u. Windleitungen, werden auch wohl genietet.

Die übereinander gelappt geschweissten Rohre besitzen grössere Widerstandsfähigkeit als die Gasrohre und genieteten Rohre.

c) Tabelle.

Schmiedeeiserne Rohre mit Flanschenverbindung.

Bis 5 Atm.



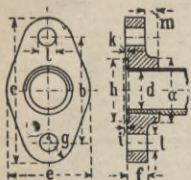
5 bis 8 Atm.

d	D	a	b	c	e	f	g	h	i	
33,5	38	2,25	50	12	8	96	68	3	12	55
38,5	41,5	2,5	54	12	8	96	71	3	12	55
39,5	44,5	2,5	57	12	8	103	75	3	12	55
43,5	47,5	2,5	60	12	8	100	78	3	12	55
45,5	51	2,75	65	13	10	116	84	3	12	63
48,5	54	2,75	68	13	10	121	89	3	14	63
51,5	57	2,75	72	13	10	124	92	3	14	63
54	60	3	75	13	10	128	97	3	14	63
57,5	63,5	3	80	15	12	133	101	3	14	71
64	70	3	86	15	12	140	108	4	14	71
70	76	3	94	15	12	146	114	4	16	71
74	83	3,5	100	15	12	163	126	4	17	74
82	89	3,5	108	16	14	169	132	4	17	80
88	95	3,5	115	16	14	175	138	4	17	80
94,5	102	3,75	122	16	14	185	148	4	17	80
100,5	108	3,75	128	16	14	191	154	4	17	80
106,5	114	3,75	135	16	14	197	160	4	17	80
112,5	121	4,25	142	16	14	204	167	4	17	80
118,5	127	4,25	150	16	16	226	179	4	21	94
124,5	133	4,25	156	16	16	231	184	4	21	94
131	140	4,5	164	16	16	239	192	4	21	94
137	146	4,5	170	16	16	245	198	6	21	94
143	152	4,5	176	16	16	252	207	6	21	94
150	159	4,5	185	20	16	261	214	6	21	98

Normalien für Flanschverbindungen für Druck bis 20 Atm. befinden sich im II. Band.

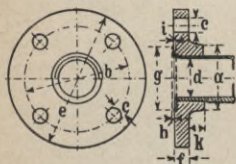
d) Flanschverbindung

für kleinere schmiedeeiserne und kupferne Rohre.



Ovale Flanschen.

Licht. Durchm.								Dicht.-fläche				
d	engl."	a	b	c	e	f	g	h	i	k	l	m
15	1/2"	30	58	80	45	12	14	30	2	12	6	
20	3/4"	34	65	95	52	14	18	40	3	15	7	
25	1"	42	75	105	58	15	18	45	3	15	8	
30	1 1/4"	52	85	115	66	16	20	50	3	15	10	



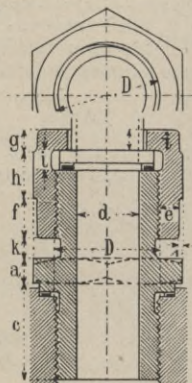
Runde Flanschen.

Licht. Durchm.				Schraub.-löcher		Dicht.-fläche					
d	engl."	a	b	Anzahl	c	e	f	g	h	i	k
15	1/2"	30	58	3	12	80	11	30	2	8	
20	3/4"	34	65	3	12	90	12	40	3	9	
25	1"	42	75	3	12	100	13	45	3	10	
30	1 1/4"	52	85	4	12	110	14	50	3	11	

(Kupferrohre werden eingelötet, wie in der oberen Hälfte der Figuren angedeutet. Gasrohre werden eingeschraubt.)

e) Überwurfmutter für Rohranschluss.

d	D*)	a	c	e	f	g	h	i, k
9	21,0	4	15	3	8	2	8	4
13	26,4	5	20	4	10	3	10	5
16	30,2	7	25	5	12	4	13	6
20	37,9	8	30	5	13	5	16	7
25	41,9	10	38	6	14	8	18	8
30	51,3	12	40	7	16	10	20	10
40	59,6	15	42	8	18	12	22	12

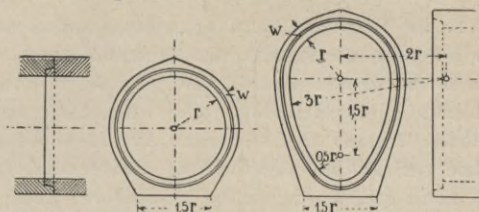


f) Pressrohre. (Rohre für sehr hohen Druck) werden in lichten Weiten von 1/4" bis 2" engl. ausgeführt und erhalten eine Wandstärke von etwa 6 mm.

*) Gasgewinde.

222. Zementrohre.

Zementrohre finden Anwendung bei Kanalisationen, Wasserableitungen usw. Im Innern erhalten dieselben einen wasserdichten glatten Verputz.



a) Runde Zementrohre mit Sohle.

$2r =$	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1200	1500	mm
$w =$	28	31	54	60	65	80	80	95	106	120	150	mm
$F =$	314	706	1257	1963	2827	3848	5027	6362	7854	11310	17671	qcm
Preis =	2	3	4	6	7	9	10	13	16	26	38	Mk.
Gew.*) =	56	90	195	275	365	520	600	810	980	1200	1700	kg

Länge der Rohre = 1 Mtr., F lichter Querschnitt in qcm.

b) Eiförmige Zementrohre mit Sohle.

Breite $2r =$	200	250	300	350	400	500	600	700	800	900	1000	mm
Höhe $3r =$	300	375	450	525	600	750	900	1050	1200	1350	1500	mm
$w =$	40	50	54	58	66	75	84	100	106	115	128	„
$F =$	466	729	1033	1407	1838	2871	4135	5628	7350	9303	11485	qcm

Länge der Rohre = 1 Mtr., F lichter Querschnitt in qcm.

c) Zementröhren für saurehaltiges Abwasser werden mit besonderen Einlagen ausgefüttert.

d) Das Verlegen der Zementrohre.

Die Rohre müssen auf einen tragfähigen Untergrund, also in gewachsenem, festem Boden verlegt werden. Die Grubensohle ist mit einer dünnen Schicht (etwa 2–3 cm) scharfen Sandes zu bedecken, damit die Rohre mit ihrer flachen Seite ganz aufliegen.

*) f. d. laufenden Mtr.

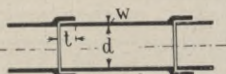
In den zwischen den Rohren und der Baugrubenwand verbleibenden Zwischenraum werden trockene gute Bodenmassen fest eingestampft. Die Seitenfüllung muss gleichzeitig auf beiden Seiten erfolgen, damit beim Einstampfen das Rohr sich nicht verschiebt.

e) Dichtung der Zementrohre.

Nachdem die Rohre an den Verbindungsstellen sauber gereinigt sind, werden die Muffen mit reinem Zement oder mit gutem Mörtel verstrichen und hierauf das Rohr sorgfältig in Muffenverbindung eingeschoben. Der innerhalb des Rohres hervorquillende Zement wird entfernt. Auf diese Weise werden einige Rohre verlegt und abgedichtet, sodann sind die Fugen von aussen noch mit einem steifen Zementbrei nachzudichten.

223. Tonröhren.

Tönerne Röhren, innen und aussen glasiert, werden für alle Arten Flüssigkeiten verwandt.



a) Tabelle. Gerade Tonröhren.

$d =$	50	75	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	mm
$w =$	15	16	17	18	20	22	25	28	30	34	36	40	41	„
Gew.*) =	10	12	17	24	35	50	64	77	92	135	145	175	200	kg
Preis*) =	0,9	1,20	1,50	2	3	4	6	7	9	12	16	20	24	Mk.

Muffentiefe $t = 70$ mm.

Für Anschlüsse, Abzweigungen, Krümmungen und dergl. sind Faconstücke wie bei den Muffenröhren aus Grauguss erhältlich.

Dichtungen der Rohrleitungen. (224—225.)

224. Dichtungen für Flanschenrohre.

Zur Dichtung der Flanschenrohre verwendet man gefirnistes Papier, Asbestpappe, Gummi mit und ohne Einlagen, Metallringe, Metallpappe, Metallinsen, Zement usw.

Von einer guten Dichtung fordert man:

1. dass sie der Flüssigkeit und der Flüssigkeitspressung sicher widersteht,
2. dass sie nach dem Auseinandernehmen wieder verwendet werden kann,
3. dass sie etwas nachgiebig ist.

*) f. d. laufenden Mtr.

a) Die Papier- und Papperinge werden ausgeschnitten, mit Wasser etwas angefeuchtet, um die Poren zu öffnen, dann in Leinöl oder noch besser in Leinölfirnis getränkt und zwischen die Röhren durch Schrauben festgezwingt.

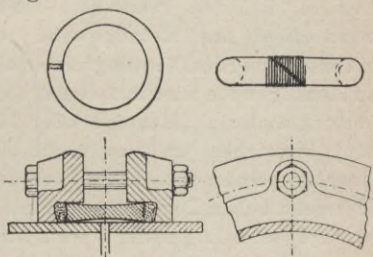
Die Vorteile der Papier- oder Pappedichtung sind deren Billigkeit und leichte Beschaffbarkeit, deren Nachteile sind jedoch die geringe Festigkeit in radialer Richtung, sobald sie dicker werden müssen, ferner werden sie beim Demontieren oft beschädigt und sind wenig nachgiebig. Man verwendet dieselben erfolgreich bei Wasser- und Dampfleitungen.

b) Vulkanfieber, eine hartgepresste Pappe eigener Zusammensetzung, die ohne Firnis für Wasser- und Gasleitungen angewendet werden kann, bewährt sich bei Dampf auch vorzüglich.

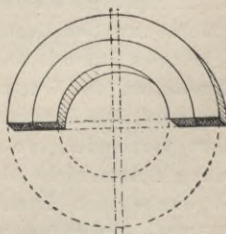
c) Hanfringe, gefettet oder in Mennige getränkt, werden nur für vorübergehende Zwecke verwendet, sie sind noch unzuverlässiger als die Papierpackung.

d) Gummiringe mit flachem oder rundem Querschnitt finden sehr häufig bei Gas- und Wasserleitungen Verwendung.

Als Notbehelf bei Rohrbrüchen usw. kann nebenstehend skizzierte Ausführung dienen.



e) Asbestpappe findet vorzugsweise bei höheren Temperaturen wie z. B. bei Dampfleitungen Anwendung. Häufig wird zwischen die Asbestringe Kupfer gelegt, wodurch dieselben nachgiebiger werden.



f) Lederdichtung ist besonders geeignet für kaltes Wasser.

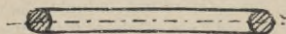
g) Metalldichtungen für Flanschverbindungen. Dieselben halten bei guter Ausführung gut und können nach Lösung der Verbindung wieder verwendet werden. Unter den Metalldichtungen spielen Blei- und Kupferringe die grösste Rolle.

Genauere Bearbeitung der Flanschen ist notwendig.

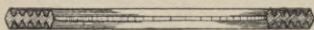
Nachteile: Geringe Nachgiebigkeit.

1. Bleidichtungen vertragen keine hohen Temperaturen, oxydieren leicht, sind jedoch sehr leicht zu bekommen und auch etwas nachgiebig.

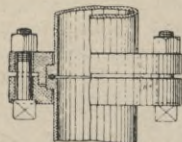
2. Kupferdichtungen. Besonders bei hohem Dampfdruck angewendet.



Querschnitt rund.

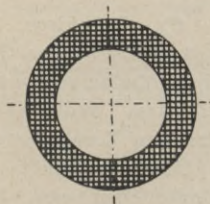


Querschnitt gerippt.



Durchmesser des Rohres	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
Ringdicke in mm	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6

3. Metallgewebe. Dichtungen aus Metallgewebe kann man als reine Metallpackungen und gemischte Packungen unterscheiden. Bei den gemischten Dichtungen dient das Metallgewebe nur zur Verstärkung des Dichtungsmaterials. Das Metallgewebe wird mit dem dicken Dichtungsmaterial (Mennige oder Minium) bestrichen und zwischen die Flanschen geschraubt. Diese Dichtung widersteht hohen Dampfdrücken nicht und wird beim Lösen der Verbindung zerstört, sie kann daher nicht zu den besten zählen.



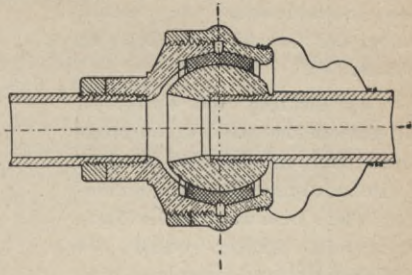
4. Metallgewebe mit Gummieinlage. Zwischen zwei Metallgeweben liegt der Gummiring, wodurch die radiale Festigkeit des Gummis vergrößert und das Anbacken des Gummirings verhindert wird. Die Dichtung wird überall dort verwendet, wo die Dampfspannung 6 Atm. nicht übersteigt und Metallgewebe sich leicht beschaffen lässt. Durch Anwendung mehrerer Gummiringe, die voneinander durch Metallgewebe geschieden sind, kann die Dichtung in hohem Maasse nachgiebig gemacht werden.



5. Aufgeschliffene Metalldichtungen sind überall dort anwendbar, wo ein Öffnen der Verbindungen selten vorkommt und auf die Dichtungen sehr grosser Wert gelegt wird. Sie haben alle Vorteile der Metalldichtungen, sind jedoch mit etwas grösserer Schwierigkeit herzustellen.

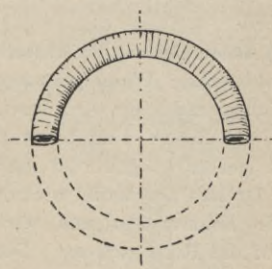
6. Metallinsen mit geschliffenen Kugelflächen haben sich als Dichtung bei hohen Drücken und hohen Temperaturen gut bewährt. Sie gestattet Richtungsänderungen in der Rohrleitung und ist, weil jedes Dichtungsmaterial fortfällt, die zuverlässigste, wenn auch teuerste Dichtung.

Normalien hierzu im II. Bd. unter „Rohrleitungen“. Bewegliche Dichtung durch aufgeschliffene Metallinsen für kleinere Rohrdurchmesser.



7. Metallringe mit Hanf umwickelt, werden besonders bei Dampfleitungen als Notbehelf angewendet, da der mit Mennige oder Minium getränkte Hanf ganz geringe Festigkeit in radialer Richtung hat und man

letztere nur durch die verschieden starke Bewickelung, Abweichungen von der Geraden leicht ausgleichen kann.

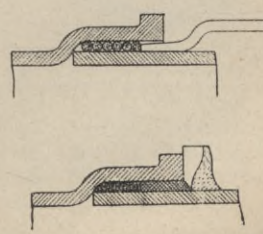


225. Dichtungsmaterial bei Muffenröhren.

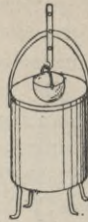
Man verwendet geteerten Hanf, Flachs, Blei, Holz, Gummiringe, Zement, Rostkitt usw.

a) Teerstrickdichtung mit Blei ist die gebräuchlichste Dichtung. Das zu verbindende Rohrende wird in die Muffe bis zum Ansatz gesteckt und der Zwischenraum mit geteerten Stricken vermittelst des Strickeisens eingestemmt.

Sodann wird die Muffe mit einem Tonring verschlossen, welcher oben eine Eingussöffnung hat.

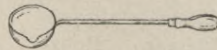


Das im Koksofen geschmolzene Blei wird sodann mit dem Löffel auf einmal in die Muffe gegossen, der Tonring abgenommen und das Rohr mittelst des Stemmeisens verstemmt, wobei das überflüssige Blei sich ablöst.



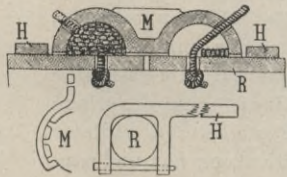
b) Dichtung mit Holzkeilen.

Zu diesem Zwecke werden trockene Tannenzweige in den Zwischenräumen dichtzusammengedrückt. Das zwischen die Muffe dringende Wasser quillt die Keile auf und veranlasst eine gute und ziemlich dauerhafte Dichtung.



c) Schnurdichtung für Wasserleitungen findet häufig Anwendung bei städtischen Wasserleitungen. Die Muffe *M* ist drehbar.

Die Dichtungsschnur wird durch die in die Rohre eingebohrten Löcher gesteckt, geknotet und durch Drehen der Muffe wickelt sich die Schnur auf und wird fest auf das Rohr gepresst. Der Holzrahmen *H* ist fest um das Rohr gelegt, um seitliche Verschiebung der Muffe *M* zu verhindern.



Absperrvorrichtungen

für Flüssigkeiten und Gase.

A. Absperrventile. 226-227.

Man unterscheidet im allgemeinen:

Absperr- oder Bauchventile (für gerade Leitungen),
Knie- oder Eckventile (für Eckleitungen).

Das Material der Absperrventile.

Für Wasser, gesätt. Dampf und dergl. werden verwandt:

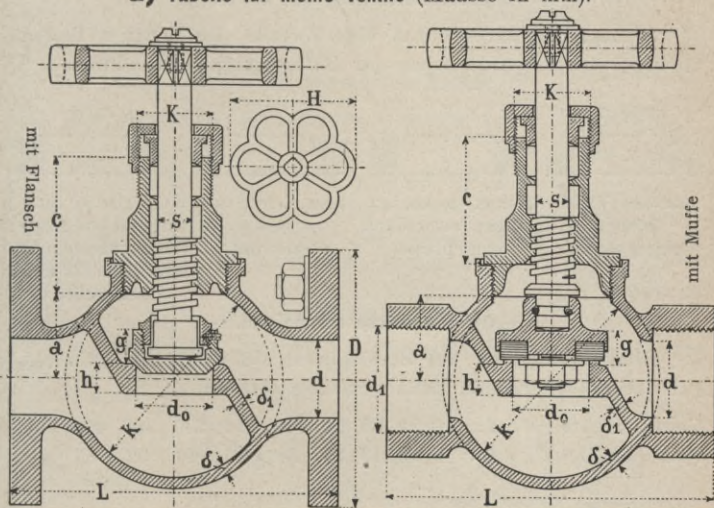
Ventile ganz Bronze (für Durchm. bis 50 mm),
Ventilgehäuse Grauguss, Dichtung aus Bronze,
Stahlguss, " " " "

Ventile für besondere Zwecke in § 228—230.

226. Kleinere Ventile aus Bronze.

Bei kleineren Ventilen werden meist auch die Gehäuse aus Bronze hergestellt, da die Kosten des Materials gering sind im Verhältnis zu den Bearbeitungskosten.

a) Tabelle für kleine Ventile (Maasse in mm).



d	D	L	d_1	δ	δ_1	s	a	c	g	h	k	H
20	110	85	26,4	3,5	4	10	22	33	9	8	52	60
30	130	100	41,9	4,5	5,5	12	34	50	13	12	76	80
40	140	120	47,8	7	8	15	46	66	16	18	96	100
50	150	150	59,6	10	10	20	58	83	20	24	120	120

ferner $d_0 = d$,

Stopfbüchsenmaasse nach Abschnitt „Stopfbüchsen“ § 246 c.

Spindelgewinde 5 bis 6 Gänge auf 1 Zoll engl. nach § 44 a.

227. Mittlere und grössere Ventile.

a) Ventilsitz und Kegel.

Das an der Spindel festsitzende Verschlussstück nennt man den **Kegel** oder **Teller** (gleichviel ob die Sitzfläche kugelig, kegelförmig oder eben ist) den äusseren Teil nennt man den **Sitz**.

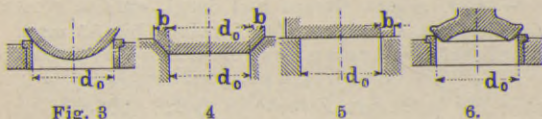


Fig. 3

4

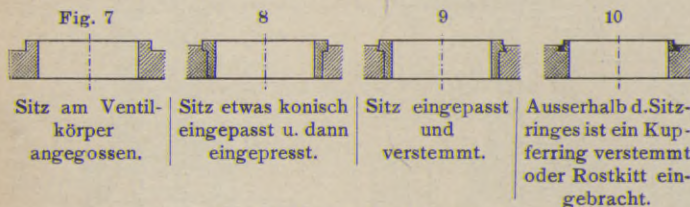
5

6.

Breite der Dichtungsflächen. Die Breite der Auflagerfläche im Sitz findet man sehr verschieden, meistens $b = 3 \text{ mm}$.

b) Die Befestigung des Sitzes.

Je nach der Grösse und dem Zwecke des Ventiles finden vorzugsweise folgende Arten der Befestigung Verwendung:



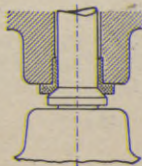
c) Die Stärke der Spindel.

Eine Berechnung der Stahlspindel auf Festigkeit ist nicht gut durchführbar, man kann vorläufig setzen:

Ventildurchmesser $d = 10 \ 20 \ 30 \ 50 \ 100 \ 150 \ 200 \ 300 \ 400 \text{ mm}$
 Spindelstärke . . . $s = 4 \ 10 \ 19 \ 20 \ 30 \ 36 \ 40 \ 52 \ 64 \text{ „}$

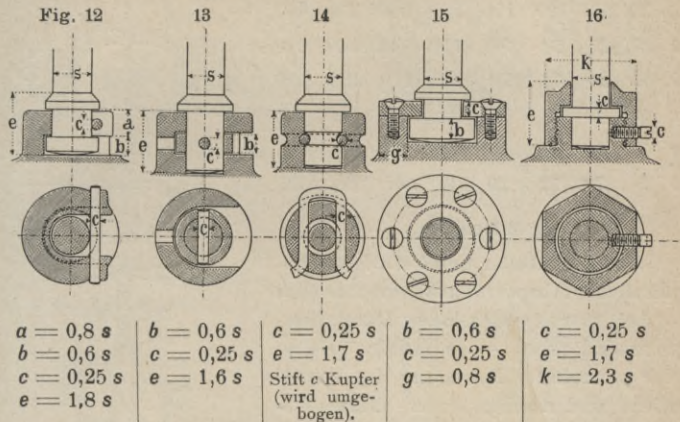
d) Der Hilfskonus (fest an der Spindel sitzend).

Um während des Betriebes die Absperrventile auch im Notfall mit neuen Stopfbüchspackungen versehen zu können, gibt man vorteilhaft der Spindel einen konischen Bund, der bei hochgezogener Spindel gegen die Unterkante des Ventilgehäuses abdichtet; vergl. auch Figur.



e) Befestigung der Spindel am Ventilkörper.

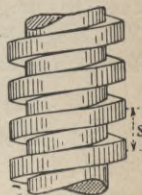
Von der vielartigen Durchbildung dieser Verbindung können die nachstehenden als die gebräuchlichsten gelten:



f) Das Gewinde der Spindel.

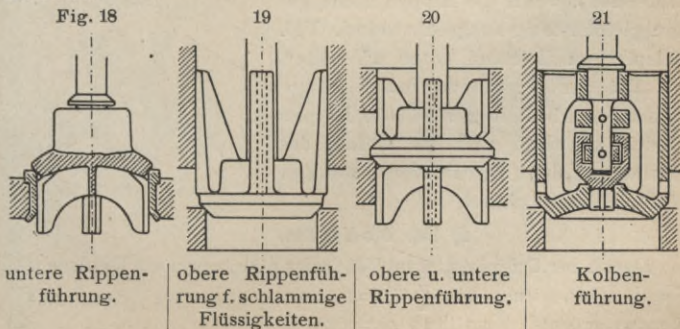
Die Spindel erhält flaches Gewinde nach Tab. 6 in § 44a.

Bei grösseren Ventilen wird auch vielfach eine grössere Gangzahl genommen, damit auch bei geringerem Kraftaufwand am Handrad ein starker Druck in der Sitzfläche erzeugt werden kann.



g) Die Führung der Ventile.

Im besonderen kommen nachstehende Ausführungsarten in Betracht:



Welche man von diesen Führungen wählt, ergibt sich meist aus der allgemeinen Bauart des Ventiles von selbst.

h) Ausführungsmaasse des Ventiltellers.

d_0	30	50	100	150	200	250	300	400
h	18	27	54	80	110	140	160	220
k	15	24	40	70	90	110	130	150
u	3	4	6	8	10	11	13	15
q	3	4	7	9	11	12	15	16
o	5	7	12	20	24	27	30	32

i) Verschleiss.

Die Ventilteller und Ventilsitze gewöhnlicher Absperrventile verschleissen — bei stark wechselnder Durchflussgeschwindigkeit — einseitig infolge oder pendelnder Bewegung des Ventiltellers und machen dann häufig Reparatur nötig. Man hat Spezialkonstruktionen erdnen, um diesem Übelstand zu umgehen wie nebenstehend (Wiss, Schäffer & Budenberg, Dreyer-Rosenkranz & Droop).

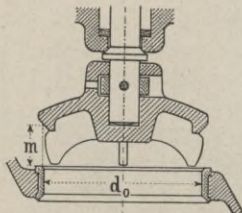
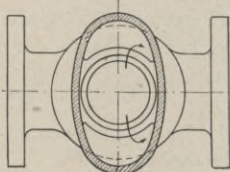
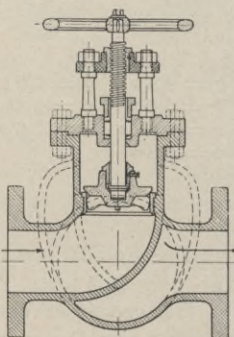
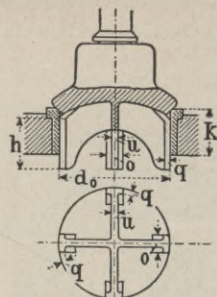
k) Kurze Rippen.

Bei Anordnung langer Rippen (Fig. 18, 20 in § 227 g) wird das Ventil durch die Dampfströmung leicht in kreisende Bewegung versetzt (durch welche die Ventilrippen aussen frühzeitig verschleissen), wenn die Rippen nicht genau gleichmässig ausgeführt sind. Vgl. Beispiel im II. Band unter „Ventile“.

Bei der Ausführung nach nebenstehender Abbildung sind die Rippen niedrig gehalten und die Gefahr des Rotierens des Ventiltellers weniger leicht zu befürchten.

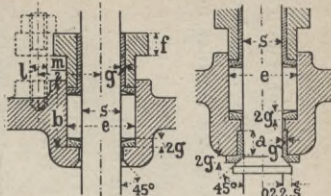
l) Hub des Ventiles.

Damit der Querschnitt im Ventilsitz gleich dem am Umfang des Ventiles ist, setzen wir $\frac{\pi}{4} \cdot d^2 = d \cdot \pi \cdot m$ (1)
 hieraus grösster Ventilhub $m = 0,25 d$ (2)



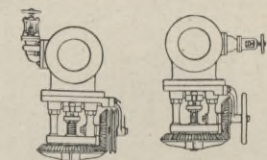
m) Stopfbüchsen und Grundringe für die Spindel.

Für kleinere Ausführungen (unter 50 mm Durchm.) Stopfbüchsenbrille aus Metall, bei grösseren Ventilen Guss-eisen mit eingesetzter Rotgussbüchse. Die Ausführungsmaasse nach Normal-Tab. im Abschnitt „Stopfbüchsen“.

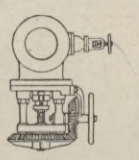


n) Öffnen und Schliesser der Absperrventile.

Die Betätigung der Absperrventile geschieht mittelst Handrad oder auch durch Zahnradübersetzung, wie in beistehenden Fig. angedeutet. (Schäffer & Budenberg.)



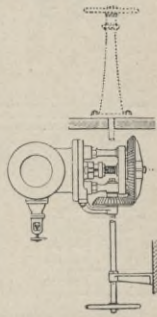
Winkelrad-vorgelege und Handradbetrieb.



Winkelrad-vorgelege und Kettenradantrieb.



Schneckenrad-vorgelege mit Kettenradantrieb.

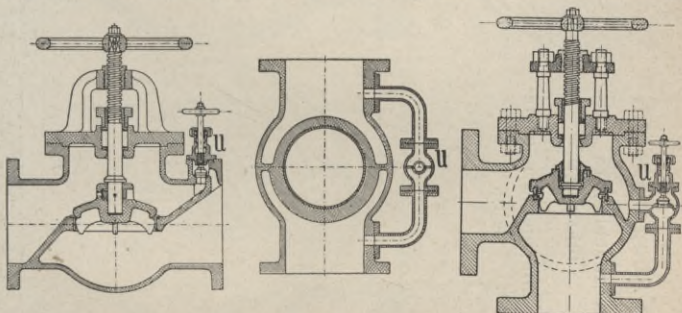


Winkelradübersetzung, verlängerte Spindel, Handrad auf Säule oder Konsol.

o) Das Einbauen des Ventiles in die Rohrleitung.

Man baut das Ventil so ein, dass die Pressung auf die untere Seite des Kegels drückt. weil sich sonst das Ventil zu schwer öffnen lässt.

p) Umlaufventile. Bei dieser Anordnung darf die Spannung auf das Ventil drücken, die Entlastung des Ventiltellers erfolgt



durch vorheriges Öffnen des Umlaufventiles U. Ausführungsmaasse für Ventil U nach § 226 a.

q) Absperrventil.

(Gebräuchlichste Ausführung.)

Tabelle hierzu nächste Seite.

Die nachstehende Tabelle gibt die zum Aufzeichnen des Ventiles nötigen Maasse.

Man wählt:

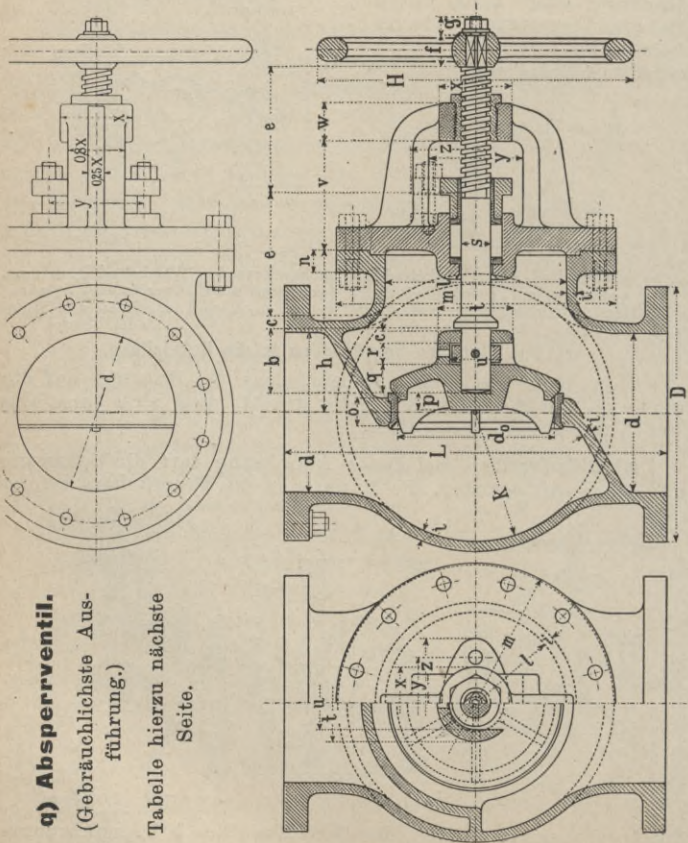
Gewinde der Spindel nach § 227 f.

Schrauben für Deckel und

Flansche nach Normen für gusseiserne Flanschenröhren im II. Band.

Verbindung der Stange mit Kegel nach § 227 e.

Stopfbüchse nach § 246 c und e.



q) Tabelle der Absperrventile von 50—300 mm Durchmesser.

d	s	b	c	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	t	u	v	w	x	y	z	L	H
50	22	30	8	100	17	12	100	10	60	65	150	16	24	10	15	12	45	32	90	28	60	70	95	200	120
60	24	35	8	105	17	13	110	10	65	75	160	17	24	10	16	12	50	35	95	30	62	75	100	220	140
70	26	40	8	110	18	13	115	10	70	85	175	18	26	11	17	13	55	38	100	30	64	80	105	240	160
80	28	45	10	120	18	14	120	11	80	95	190	19	28	12	18	14	55	40	105	32	66	85	110	260	180
90	30	50	10	125	20	14	125	11	85	110	200	20	28	13	19	15	60	40	110	34	68	90	115	280	200
100	30	50	10	130	20	15	135	11	95	125	220	21	30	14	20	16	65	45	110	35	70	90	120	300	225
110	32	55	12	135	22	16	140	12	100	140	240	22	30	15	22	17	65	45	115	38	72	95	125	320	250
120	32	55	12	140	24	17	150	12	110	150	260	23	32	15	24	18	70	50	120	38	74	100	130	340	275
130	34	60	12	145	26	18	155	12	115	160	275	24	32	16	26	19	70	50	125	40	76	105	140	360	300
140	34	60	14	150	28	18	160	13	120	170	290	25	35	17	28	20	75	55	130	42	78	105	145	380	325
150	36	65	14	155	30	20	170	13	130	185	300	26	35	18	30	22	80	60	130	45	80	110	150	400	350
175	38	70	16	170	35	22	185	13	150	210	330	28	38	20	34	24	90	65	140	50	85	115	160	450	375
200	40	75	18	180	40	24	200	14	160	230	360	30	40	22	38	26	100	70	150	55	90	120	170	500	400
225	44	80	20	190	45	24	220	15	180	260	400	32	42	24	42	28	110	80	160	60	100	130	185	550	425
250	48	90	20	200	50	28	245	16	200	285	435	35	45	27	45	30	120	85	170	60	110	140	200	600	450
275	50	100	22	210	55	30	265	17	220	310	470	38	48	30	48	33	130	95	180	65	120	150	210	650	475
300	52	110	24	220	60	32	290	18	240	340	500	40	50	33	52	36	140	100	190	70	130	160	225	700	500

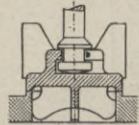
B. Ventile für verschiedene Zwecke. (228—234.)

228. Ventile für überhitzten Dampf.

Die gebräuchlichsten Ventile aus Bronze oder mit Bronzegarnitur eignen sich nicht für überhitzten Dampf; hier wird infolge der hohen Temperatur des überhitzten Dampfes die Bronze an den Dichtungsstellen zu weich*) und der Verschleiss an den Dichtungen zu gross: auch machte sich das Lockern der Ventilsitze bei Ventilen mit Bronzegarnitur als weiterer Übelstand bemerkbar.

a) Dichtung der Ventile für überhitzten Dampf.

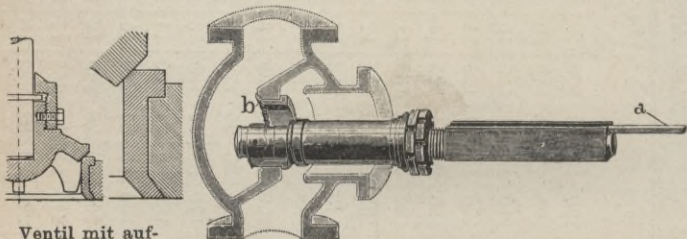
Einfachste und billigste Dichtung: Sitz und Kegel sind aus feinkörnigem Grauguss hergestellt, die Dichtungsfläche gerade und etwa 3 mm breit. Der Kegel ist mit oberer und unterer Führung versehen und die Spindel eingehängt.



Nicht geeignet ist diese Dichtung für abwechselnden Betrieb für Satttdampf und Heissdampf, da in diesem Falle die Dichtungsstellen zu rosten beginnen und somit nach kurzer Zeit undicht werden.

b) Sitz aus Speziallegierung.

Das Umbördeln der Sitze geschieht mit der Bördelmaschine (Nachtigall & Jakobi, Leipzig).



Ventil mit aufgebördeltem Sitz.

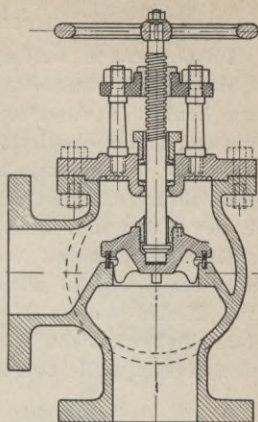
Bördelmaschine.

Durch Hämmern auf den Riegel *a* findet das Auftreiben des Ventilsitzes bei *b* statt.

*) Rotguss lässt bei starker Überhitzung (etwa 350°) sehr schnell in seiner Festigkeit nach (Bach in der Z. d. V. d. Ing.).

Besondere Legierung für die Dichtungen. Zweckmässig ist die Anordnung einer besonderen Legierung für die Dichtung, welche möglichst denselben Ausdehnungskoeffizienten hat als Ventilkegel und Gehäuse. Grauguss und Nickel sind geeignete Materialien. (Vergl. auch D. R.-P. Nr. 90 787, Schäffer & Budenberg.) Ventilteller: Gusseseisen, Spindel: Stahl oder Schmiedeeisen.

Für die allgemeine Form und die Führung des Ventilkegels können die Angaben in § 227 q Verwendung finden.



c) Ausführung einer Dichtung aus Nickellegierung.

Der Ventilkegel wird bei grösseren Ventilen aus Stahlguss, bei kleineren meist aus Grauguss hergestellt.

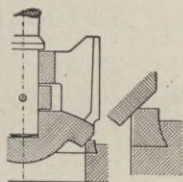


Fig. 5.

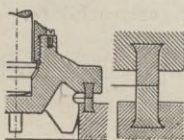


Fig. 6.

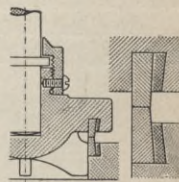


Fig. 7.

In *Fig. 5* ist der Einsatz aus Nickellegierung nur im Ventilkörper, in *Fig. 6* und *7* auch im Ventil selbst angeordnet.

Vielfach findet man auch den Ventilsitz eingeschraubt, indem in den Ventilkörper Gewinde eingeschnitten wird (vergl. *Fig. 8*).

Ebenso kann der Dichtungsring selbst am Ventilteller mittelst Druckplatte und Schrauben festgeklemmt werden.

Diese Ausführung gestattet ein bequemes Lösen und Erneuern sowohl des Sitzes als auch des Tellers und dürfte deshalb besonders zu empfehlen sein. Man hat aber dafür zu sorgen, dass sich weder das Gewinde am Sitz noch die Schraube am Teller während des Betriebes lockern können, also Gewindegewissung anstreben.

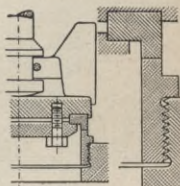


Fig. 8.

d) Auswechselbare Dichtungsringe.

Im Gegensatz zu den starr eingesprengten Dichtungen ist bei dieser Dichtung der Sitzring mittelst eines konischen Ansatzes festgehalten, in gewissem Sinne elastisch. Die Abdichtung erfolgt nur bei grossem Spindeldruck. Der Kegeldichtungsring ist auswechselbar, ähnlich der bekannten Jenkins-Dichtung, und besteht aus Schichten von Messing, Nickel und Asbest, so dass abwechselnd auf eine harte Nickel- oder Messingschicht eine weiche Asbestschicht folgt. Das Ganze ist dann mit einer Nickel-Messinghülle umgeben.

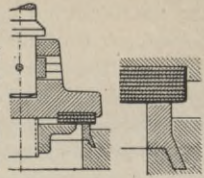


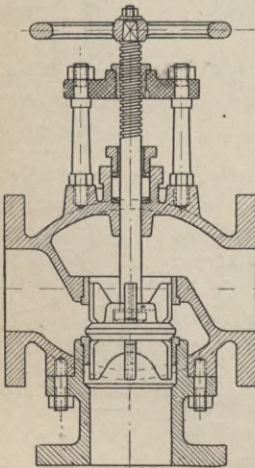
Fig. 9.

229. Wechselventile.

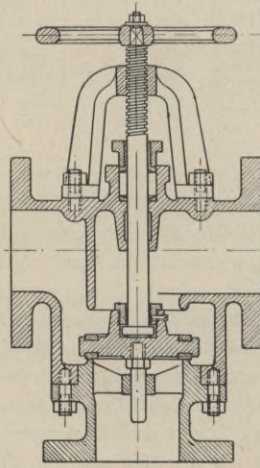
Zweck: Wechselventile dienen zur Umschaltung der Durchflussrichtung auch während des Betriebes.

Verwendung: Bei Dampfmaschinen zur Umschaltung von Kondensation auf Auspuff; bei Heizungsanlagen usw.

Man hat dafür zu sorgen, dass der Querschnitt nach beiden Richtungen keine Verengung erleidet.



Wechselventil für Frisch- oder auch Abdampf. Sitz und Kegel aus Bronze, Gehäuse aus Guss-eisen, Spindel aus Eisen mit aussenliegendem Gewinde,



Wechselventil für Dampf- und Gasleitungen mit geringem inneren Druck und geringer Durchfluss-geschwindigkeit.

Als Ausführungsmaasse der einzelnen Teile kann man die unter „Absperrventile“ angegebenen Abmessungen zum Teil verwenden.

230. Ventile mit Spezialdichtung für die chemische Industrie.

a) Ventile für schlammige Flüssigkeiten. Hierzu wählt man vorteilhaft Ventile, welche einen fast geraden Durchgang haben.

(Die Reibungswiderstände der durchzuleitenden Flüssigkeit werden dadurch geringer.)

Dies wird erreicht, wenn man die Spindel unter 45° geneigt anordnet. Derartige Ventile werden in Eisen, Bronze oder Hartblei je nach Art der durchströmenden Flüssigkeit ausgeführt.

Maasse nach § 727 g, Stopfbüchse nach § 246 c und e.

b) Säureventil.
(Innen verbleites Durchgangsventil.)

Das Gehäuse ist zum Zwecke der besseren Verbleitung dreiteilig ausgeführt und dann wieder zusammengeschaubt.

Wenn die Teilung unter 45° zur Durchflussrichtung ausgeführt ist, können solche Ventile gleichzeitig als Durchgangs- und Eckventile benützt werden, indem nur der

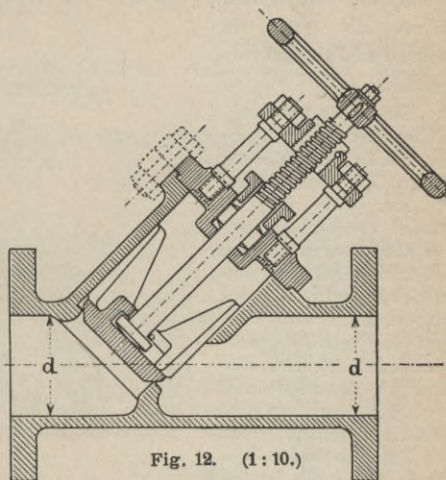


Fig. 12. (1:10.)

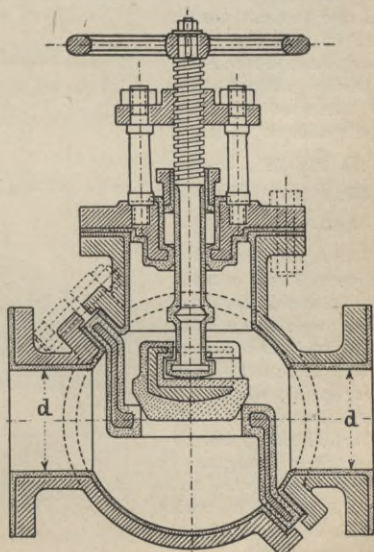


Fig. 13. (1:8.)

Eintrittsstutzen entsprechend zu drehen ist. Sämtliche Teile, welche mit der Säure in Berührung kommen können, sind verbleit und nur die freiliegenden Teile entsprechend den normalen Ventilen gebaut.

Zur Ausfütterung des Ventiles hat sich auch eine Legierung aus 92 Teilen Kupfer und 8 Teilen Aluminium besonders bewährt.

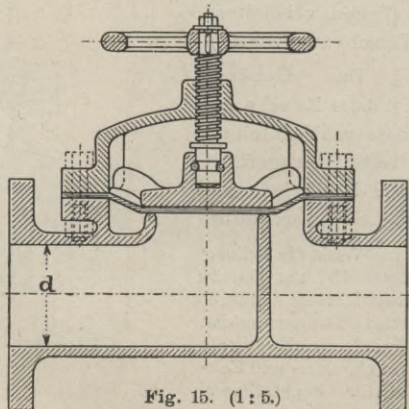
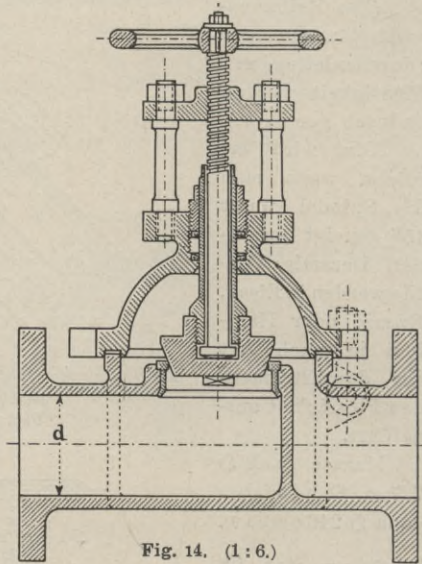
c) Das **Absperrventil** (Fig. 14) wird sowohl für Dampfkesselablass als auch in **chemischen Fabriken** verwendet.

Eine besondere Sorgfalt ist hier auf die Spindel und Kegelausführung gelegt. Wie Fig. 14 zeigt, ist hier eine Doppelspindel vorgesehen, wovon die äussere Spindel mit dem Kegel starr verbunden ist und den Zweck hat, den Kegel auch während des Betriebes nachschleifen zu können, während die innere Spindel wie bei gewöhnlichen Ventilen ausgebildet ist.

Zum bequemen Reinigen der Ventile ist der Spindelaufbau mit Ösenschauben befestigt, welche man nach Lösen nach der Seite umlegt und dann unmittelbar zum Ventil gelangen kann.

d) Fig. 15. Ventile für Säfte und Wasser von geringem Druck.

Die Abdichtung wird bei diesem Ventil mittelst einer Gummimembrane bewirkt, welche mit Hilfe von Spindel und Kegel auf die Dichtungsfläche niedergedrückt wird. Die Gummimembrane wird gewöhnlich aus 8 bis 10 mm starkem Paragummi gefertigt und wie aus Fig. 15 ersichtlich, zwischen Gehäuse und Deckel festgeklemmt.



Die Ventile werden meist nur für kleinere Durchmesser ausgeführt und das Gewinde für die Spindel unmittelbar in den Deckel eingeschritten.

231. Sicherheitsventile.

Anwendung für Dampf, Wasser, Pressluft usw. für Drücke von 1 bis 1000 Atm.

Zweck. Die Ventile öffnen sich selbsttätig, sobald der höchstzulässige Druck überschritten wird und lassen dann Flüssigkeit oder Gas entweichen.

Berechnung der Sicherheitsventile.

a) Sicherheitsventil mit Federbelastung.

Bezeichnet:

p den höchst zulässigen Betriebsüberdruck unter dem Ventil in Atm.,

d Ventildurchmesser in cm,

s Sitzbreite in cm (s = 2—4mm)

d + s Durchmesser in Mitte Sitzfläche in cm,

G das Ventilgewicht in kg, angenähert kann man setzen:

G = 0,04 d^2 (1)

so erhalten wir:

Federdruck P = pi/4 (d + s)^2 . p in kg (2)

Je nach der Lage des Ventiles hat man das Gewicht (G ~ 0,04 d^2) zu berücksichtigen.

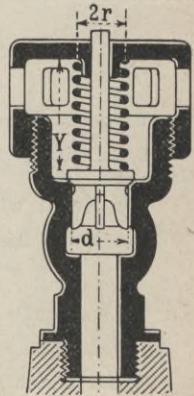
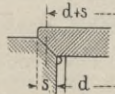
Für diesen Druck wird die Feder nach § 41 b mit Berücksichtigung des Radius r und der Bauhöhe Y berechnet.

Für Übungsbeispiele:

Ventile für Aufnehmer der Mehrfach-expansionsmaschinen { d = 1,5 bis 3 cm } { p = 1,2 ,, 5 Atm. } (3)

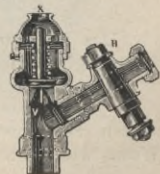
Ventile für die hint. Zylinderenden der Dampfmaschinen als Schutz gegen Wasserschlag*) { d = 1,5 bis 4 cm } { p = ,, 15 Atm. } (4)

Ventile für Presswasser { d = 0,5 bis 3 cm } { p = ,, 1000 Atm. } (5)



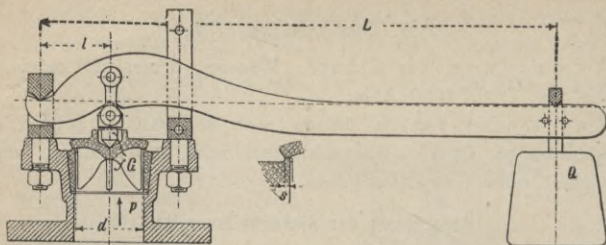
Rotguss (1 ; 5).

*) Die Sicherheitsventile sind vielfach vereinigt mit gewöhnlichen Schlammablassventilen. Man kann dieselben von Armaturenfabriken, z. B. Dreyer, Rosenkranz & Droop, fertig beziehen.



b) Sicherheitsventil mit Gewichtsbelastung.

Man wählt zunächst das Hebelverhältnis $L:l$ etwa $= 8$,



bestimmt die Stärke des Gewindes für den Gegenhalter (links) mit

$$P_0 = P \cdot \frac{L-l}{L} = P \cdot \left(1 - \frac{l}{L}\right) \text{ in kg} \quad \dots (6)$$

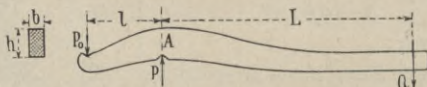
für $L:l = 8$ ist: $P_0 = \frac{7}{8}P \quad \dots (7)$

hierfür Schraubendurchm. nach Schraubentab. 2 in § 43 b.

Dann skizziert man das Ventil massstäblich auf und bestimmt das Maass l .

Der Hebel wird auf Biegung berechnet. Für Querschnitt A ist:

Biegemom. $M_b = P_0 \cdot l$ in kgcm $\dots (8)$



P_0 aus Gleich. 6 u. 7 einsetzen.

Widerstandsmom. $W = \frac{1}{6} b \cdot h^3$ in $\text{cm}^3 \quad \dots (9)$

Beanspruchung $\sigma_b = M_b : W$ in $\text{kg/qcm} \quad \dots (10)$

Vorläufige Hebelabmessungen nach Tab. 231 c, erforderlichenfalls die Maasse ändern. Zulässig für Schmiedeeisen $kb < 300$ kg/qcm .

Bestimmung der Gewichtsbelastung Q.

Es sei: G_1 das aufs Belastungsende reduzierte Eigengewicht rechnerisch oder überschlägig aus Tabelle nächste Seite*), so ist:

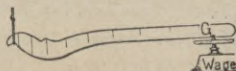
Momentengleichung: $P \cdot l = (Q + G_1) \cdot L$ in $\text{kgcm} \quad \dots (11)$

Hieraus ergibt sich bei gegebenem $l:L$:

Belastungsgewicht $Q = P \cdot \frac{l}{L} - G_1$ in $\text{kg} \quad \dots (12)$

Das Belastungsgewicht nicht über 60 kg, damit man dasselbe ohne Schwierigkeit anheben und die Dichtheit des Ventiles untersuchen kann.

*) Die Kesselrevisionsbeamten benutzen zur Bestimmung von G_1 eine Wage, wie beistehende Figur zeigt.



Für Übungsbeispiele kann man setzen:

Für Dampfkessel:

Freie Öffnung der Sicherheitsventile pro qcm Heizfläche.

Druck $p =$	1	2	3	4	5	6	7—14	Atm.
Ventilquerschnitt =	450	265	190	150	120	105	100	qmm.

Ergibt sich der Durchmesser grösser als 100 mm, so sind zwei oder drei Ventile anzuordnen.

Man kann auch wählen (nach Pohlmann):

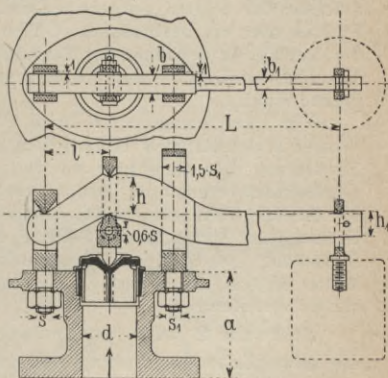
$$\text{für Kessel unter } 40 \text{ qcm Heizfl.: } d = 10 + 10\sqrt{H} \text{ in mm} \quad (13)$$

$$\text{„ „ über } 40 \text{ „ „ : } d = 20 + 10\sqrt{H} \text{ in mm} \quad (14)$$

H Heizfläche des Kessels in qm.

c) Überslagswerte für Übungsbeispiele (Dampf oder Pressluft).

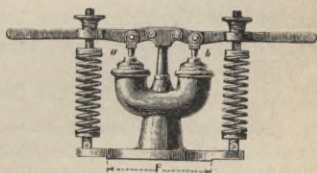
$\bar{a} =$	30	40	50	70	100
$a =$	85	90	100	120	150
$b =$	12	14	16	20	24
$h =$	24	28	32	40	48
$l =$	35	45	60	75	90
$L =$	280	340	480	600	700
$s =$	13	16	16	20	23
$\bar{d} =$	6	8	10	12	14
$G =$	0,9	1,3	1,7	2	3,5
$G_1 =$	0,25	0,4	0,8	1,5	2,4
Maass $b_1 =$	$0,8 b$, $s_1 = 0,85 s$, $h_1 = 0,7 h$.				



Diese vorläufigen Maasse sind dann rechnerisch zu prüfen nach Gleich. 6—12.

d) Federbelastung kann statt Gewichtsbelastung gewählt werden, wie nebenstehendes Doppelsitzventil von „Dreyer, Rosenkranz & Droop“ zeigt.

Ventildm. $d =$	25	30	50	60	mm
Rohrdrm. $d_1 =$	40	55	60	90	„
Flansch $F =$	140	160	175	215	„



Berechnung der Feder nach § 41 b mit Belastung Q in kg.

Die Dampfkessel der Lokomobilen erhalten der Erschütterungen wegen stets Federbelastung.

232. Druckverminderungsventil (Reduzierventil).

Reduzierventile dienen zur selbsttätigen Umwandlung von hohen Spannungen in geringere Spannungen.

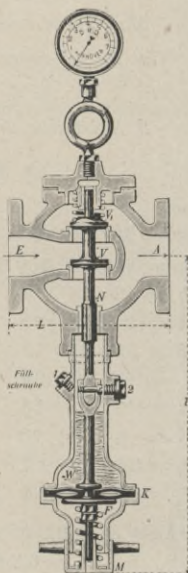
Verwendung finden dieselben für Dampf, Wasser und Pressluft.

Ausführung Pat. Dreyer, Rosenkranz & Droop.

Die Feder F ist so eingestellt, dass die Druckdifferenz der gewünschten geminderten Spannung entspricht. Das Ventil ist also stets geöffnet, wenn in A keine Spannung herrscht. Der hochgespannte Druck tritt zwischen die Ventilkegel V, V_1 von E her ein und entweicht durch die geöffneten Ventile nach A . Der in dem Raum A befindliche Dampf tritt gleichzeitig durch die Nut N in den Raum W . Sobald in A der gewünschte Druck herrscht, ist die Spannungsdifferenz der Federn aufgehoben und es erfolgt Schluss oder ein beschränktes Öffnen (Schweben) der Ventile, je nachdem der Verbrauch bei A eintritt und der Druck unter die eingestellte Druckgrenze sinkt.

Vor Inbetriebnahme ist durch Füllschraube 1 Wasser in den Raum W einzugiessen, um zu hohe Erwärmung der Membrane zu verhindern. Der gewünschte verminderte Druck wird nach dem Manometer oben eingestellt, indem man durch Drehung der Mutter M die Feder F spannt. Nach Einstellung wird die Klemmschraube an der Mutter M fest angezogen, um unbefugtem Verstellen vorzubeugen.

Schraube 2 wird nur entfernt, um an die bewegliche Verbindung der Zugstange zu gelangen.



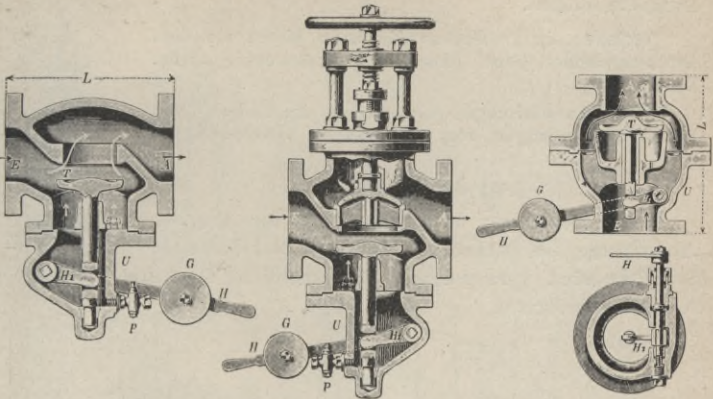
233. Selbstschlussventile (Rohrbruchventile)

dienen zur Verhütung von Unfällen bei Rohrbrüchen usw., wobei der Schluss des Ventiles selbsttätig erfolgt.

a) Ausführung von Dreyer, Rosenkranz & Droop.

Die Wirkung dieser Selbstschlussventile beruht darauf, dass der Ventilteller T , wenn in der Rohrleitung hinter dem Ausgang A des Ventiles infolge Rohrbruches Entlastung erfolgt, durch den Überdruck des bei E durchströmenden Dampfes (man verfolge die Pfeile) von unten an den Sitz gedrückt und hier so lange festgehalten wird, bis durch Absperrung am Kessel der Druck bei E entsprechend fällt. Der Teller T fällt dann von selbst zurück. Hebel H dient als Probiervorrichtung, um nach Schluss des Ventiles auch jederzeit eine willkürliche

Öffnung desselben bewirken zu können. Durch Verschieben des Gewichtes G auf dem Hebel H ist der Schluss des Ventiles ganz nach Wunsch schneller oder langsamer einstellbar.



b) Selbstschlussventil (A. L. G. Dehne) D. R.-P.

Wird das Handabsperrentil durch langsames Drehen des Handrades bis zum Anliegen des zwangsläufigen Ventilkörpers zu dem oberen Deckel geöffnet, dann tritt ohne weiteres das Rohrbruchventil in Bereitschaft. — Während des gewöhnlichen Betriebes hält, infolge der Wirkung des Luftdruckes auf den Ventilkörper b am Spindelsitz f , ein einseitiger Dampfüberdruck von oben den Ventilkörper b in unverrückbarem Abstände von dem Gehäusesitz (*Fig. 1*).

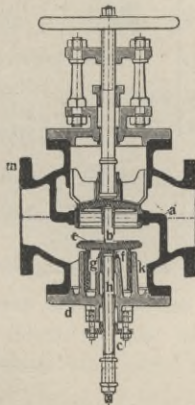


Fig. 1.

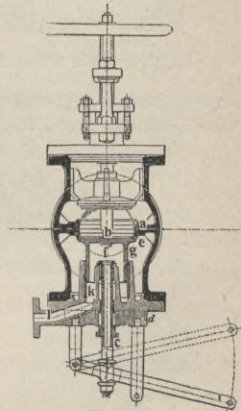


Fig. 2.

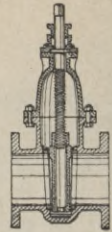
von dem Gehäusesitz (*Fig. 1*). Alsdann ist der Luftkanal h dampfdicht abgeschlossen. — Im Augenblick eines Rohrbruches aber wechselt, infolge des plötzlichen Dampfspannungsabfalles im Ventilgehäuse, die Richtung des Dampfüberdruckes auf den Ventilkörper b , noch bevor der Druckfall bis zum Kessel selbst gelangt. Der plötzlich entgegengesetzt gerichtete Überdruck wirft den Ventilkörper b nach oben gegen den Gehäusesitz e (*Fig. 2*) und gibt gleichzeitig den Luftkanal h dem Dampfaustritt frei. Am Heizerstande strömt also ein Alarmdampfstrahl hörbar und sichtbar aus. Seine Wirkung kann noch durch eine Dampfpeife verstärkt werden.

234. Absperrschieber.

Anwendung finden Absperrschieber für Gas-, Wasser- und Dampfleitungen.

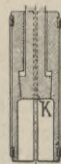
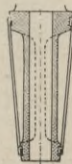
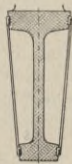
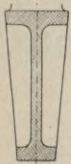
Vorteile: In geöffnetem Zustande bieten sie dem durchströmenden Stoff ohne Richtungsänderung freien Durchlass.

(Bei Dampfleitungen wird ferner die Bildung von Wasseransammlungen, sog. Wassersäcke, vermieden.)



a) Der Schieber.

Von besonderer Wichtigkeit ist die Art der Abdichtung des Schiebers, nur ganz dichthaltende Schieber sind verwendbar. Gebräuchlich sind nachstehende Ausführungsformen.



Spindelgewinde ausserhalb

Spindelgewinde innerhalb

ohne besondere Dichtung

mit eingelegerter Dichtung

durchgehende Spindel

Geteilter Schieber. Mittelst Konus *K* werden die Dichtungsflächen aufeinander gepresst.

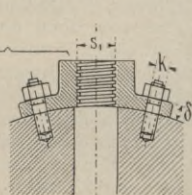
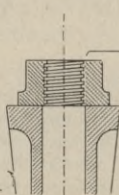
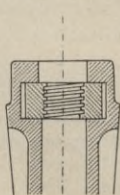
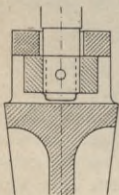
b) Abdichtung des Schiebers.

Für Wasser- und Dampfschieber müssen die abdichtenden Flächen aus Metall bestehen.

Für Gasschieber ist die Dichtungsfläche Grauguss.

c) Verbindung der Spindel mit dem Schieber.

Die Konstruktion ist bedingt durch die Anordnung der Spindel, ob das Gewinde innen oder aussen liegen soll.



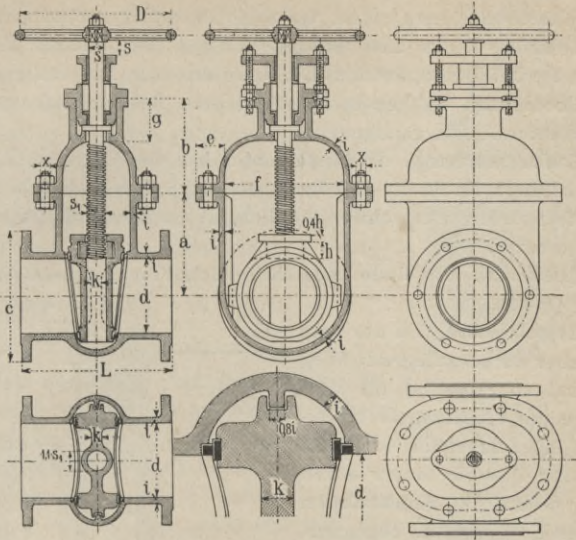
Spindelgewinde ausserhalb
Spindel mit Kopf

mit Mutter
noch in § 234 d.

Spindelgewinde innen

mit aufgeschraubter Mutter.
 $k = 0,3 \cdot s$, $\delta = s$.

d) Tabelle der Abmessungen der Absperrschieber.



d	a	b	c	e	f	g	h	i	k	s	s ₁	D	Schrauben	
													x	Anz.
40	75	80	140	45	80	28	20	10	20	20	26	150	1/2"	4
50	80	90	160	45	90	28	25	10	20	22	26	175	1/2"	4
60	90	100	175	45	100	30	28	10	20	24	29	200	1/2"	4
70	105	110	185	50	120	30	30	10	20	26	29	225	5/8"	4
80	120	120	200	50	135	32	32	11	22	28	33	250	5/8"	4
90	135	135	215	55	150	36	34	11	22	30	36	275	3/4"	4
100	150	150	230	55	165	40	36	11	22	30	36	300	3/4"	4
125	195	175	260	60	200	60	38	12	24	32	39	325	3/4"	4
150	215	200	290	60	240	80	42	13	26	36	43	350	3/4"	6
175	245	225	320	65	280	100	44	14	28	38	46	375	3/4"	6
200	275	250	350	70	320	110	45	15	30	40	50	400	1 "	6
250	350	275	400	80	400	120	50	16	32	45	52	450	1 "	8
300	425	300	450	90	480	130	55	18	36	50	59	500	1 "	8
350	500	325	520	100	540	140	60	20	40	55	65	550	1 1/8"	10
400	560	350	575	110	600	150	65	22	45	60	78	600	1 1/8"	10

Baulänge $L = d + 200$ mm.

Stopfbüchse nach § 246 c und e.

Gewinde der Spindel nach § 44 a, Tabelle 6.

Schrauben der Anschlussflansche nach den Normalien für gusseiserne Flanschenrohre in Rohrtabellen im II. Band

e) Die Spindel der Schieber.

Material. Für Dampfschieber werden Spindel und Mutter aus Phosphorbronze hergestellt. Gasschieber erhalten Stahlspindeln.

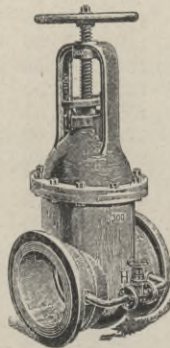
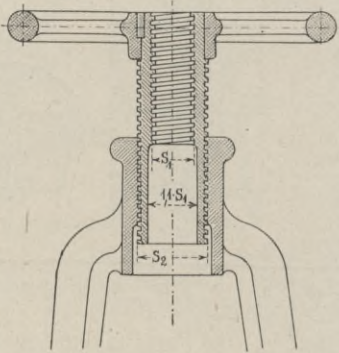
Gewinde. Liegt das Gewinde aussen, so kommt Rechtsgewinde, bei Innengewinde Linksgewinde zur Anwendung, um der Forderung, Schliessen des Schiebers bei Rechtsbewegung des Handrades zu genügen.

Gewindeanordnung. Gewinde innen hat den Vorteil billigerer Herstellung. Nachteil: Ein Bewegen der Spindel nach längerer Nichtbenutzung nur schwer möglich. Aussengewinde ist besser, aber teurer.

Gewindeart. Es findet ausschliesslich Flachgewinde Anwendung (§ 44a).

Doppelgewinde. Da der vom Schieber zurückzulegende Weg viermal so gross ist als derjenige des Ventilkegels bei einem Absperrventil, so sucht man für Dampfschieber durch eine besondere Konstruktion diesem Übelstand zu begegnen. Die mit dem Handrad fest verbundene Gewindebüchse (vgl. nebenstehende Abbildung) erhält aussen umgekehrtes Gewinde wie innen.

Wird die Spindel auch hier mit Linksgewinde versehen, so erfolgt durch Rechtsdrehung des Handrades der Schluss des Schiebers, und zwar doppelt so schnell wie bei einer einfachen Mutter.

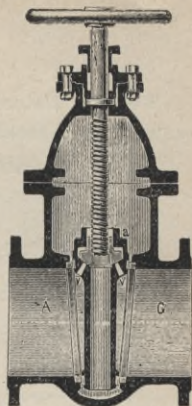


f) Druckausgleich bei Absperrschiebern.

Bei grossen Schiebern und hohen Drücken ordnet man zum Ausgleich des einseitigen Druckes ein Umlaufventil *H* an, ähnlich den Ausführungen in § 227 p, wodurch ein leichteres Öffnen des Schiebers erreicht wird.

Eine demselben Zweck dienende Konstruktion zeigt die nebenstehende Abbildung, Ausführung Bopp & Reuther.

Soll der Schieber geöffnet werden, so wird durch die ersten Umdrehungen der Spindel die Mutter *a*, welche gleichzeitig als Ventilkegel dient, gehoben. Hierdurch werden die beiden Seiten des Schiebers durch den Kanal *v* miteinander verbunden, so dass zwischen den beiden Seiten *G* und *A* Druckausgleich stattfindet, worauf der Schieber leichter geöffnet werden kann.

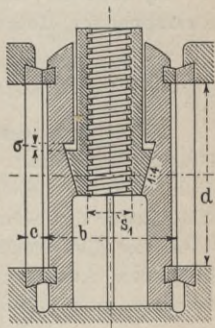


g) Das Peet-Ventil.

Der zweiteilige Schieber nimmt in sich eine Mutter mit konischem Ansatz auf, welcher beim Schliessen des Schiebers die Hälften fest auf die Sitzflächen presst.

Beim Öffnen des Schiebers löst sich zunächst der Konus, wodurch sich die Schieberflächen von ihren Sitzflächen entfernen und einen Druckausgleich herbeiführen. Nach Zurücklegung des toten Weges σ erfolgt Öffnen des Schiebers.

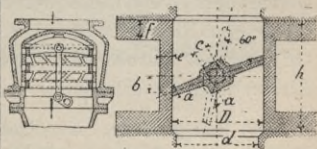
Der Schieber selbst muss unten aufsitzen, da sonst der Konus unwirksam ist.



235. Drosselklappen

finden hauptsächlich Anwendung für Dampfleitungen. Sie dienen im allgemeinen nicht zum vollständigen Abschluss der betreffenden Rohrleitung, sondern zur Veränderung des Durchgangsquerschnitts, also der durchströmenden Stoffmenge.

<i>d</i>	<i>D</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	<i>h</i>
20	30	2	5	8	8	16	130	25
30	40	2	7	10	10	16	140	35
40	50	3	9	10	10	18	150	50
50	60	3	10	10	12	18	160	65
60	70	4	12	12	12	18	175	80
70	80	4	14	12	12	20	185	95
80	90	5	16	13	12	20	200	110
90	100	5	18	14	13	20	215	120
100	105	6	20	15	13	20	230	130
110	125	6	22	16	13	22	240	140
120	135	7	24	18	14	22	250	150

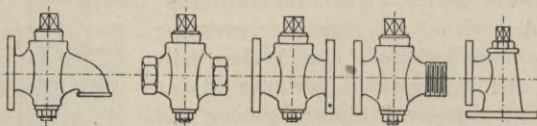


Anhaltspunkte für Ausführungsmaasse zeigt vorstehende Tabelle.

236. Hähne.

Bei den Hähnen ist zum Abschluss eine drehende Bewegung des Abschlussorgans (sog. Hahnküens) erforderlich.

Einige Ausführungstypen zeigen nachstehende Abbildungen.



Schnauzenhahn.

Durchgangshähne.

Eckhahn.

a) Material: Hahnküen Rotguss, Gehäuse bei kleineren Ausführungen Rotguss, bei grösseren Grauguss.

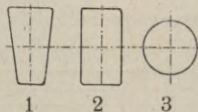
b) Das Drehen des Küens geschieht mittelst Hebels oder Steckschlüssels, welche an einem Vierkant angreifen.

c) Die Form des Küens. Das Küen ist konisch in das Gehäuse eingesetzt. Der zur letzteren nötige Druck wird durch eine Schraube erzeugt, welche das Küen in den Konus drückt. Die Mutter der Schraube ist so mit dem Küen zu verbinden, dass sie die drehende Bewegung desselben mitmacht. Bei grösseren Ausführungen wird das Küen zwecks Materialersparnis hohl durchgebildet.

Kleinere Hähne erhalten an Stelle des Vierkantes einen angegossenen Griff, welcher bei Dampfleitungen zwecks besserer Handhabung mit Holz bekleidet wird (232 h).

d) Form und Grösse der Öffnung im Hahnküen.

Die Öffnung im Hahnküen ist meist trapezförmig (1), seltener rechteckig (2) oder rund (3), ihre Grösse ist mindestens gleich dem Durchflussquerschnitt der zugehörigen Rohrleitung. Die Richtung der Öffnung ist durch eine aussen sichtbare Einkerbung zu erkennen.



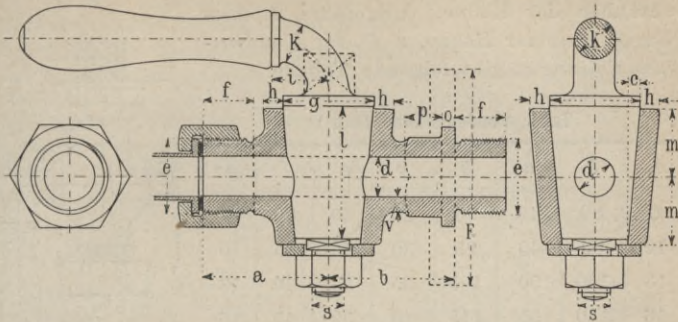
1

2

3

e) Hahngehäuse. Übergang des Rohrquerschnitts allmählich in den Querschnitt des Küens. Kleinere Hähne erhalten zur direkten Verschraubung mit der Rohrleitung Gewinde mit Überwurfmutter, grössere werden mit Flansche ausgeführt.

f) Durchgangshähne für kleinere Leitungen.

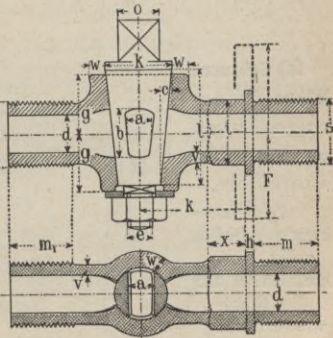


<i>d</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	<i>h</i>	<i>i</i>	<i>k</i>	<i>l</i>	<i>m</i>	<i>o</i>	<i>p</i>	<i>F</i>
6	40	40	3	3/8"	14	17	6	12	8	40	20	5	14	55
10	45	45	4	5/8"	16	25	6	16	10	50	25	5	16	60
13	50	50	5	3/4"	18	30	7	20	13	60	30	6	18	70
16	55	55	6	7/8"	20	35	8	24	16	70	35	6	20	75

l Gasgewinde nach § 43 b, Überwurfmutter nach § 221 d.

g) Durchgangshähne für grössere Leitungen.

<i>d</i> =	20	30	40	50	60	70	80
<i>a</i> =	13	20	26	32	38	44	50
<i>b</i> =	31	44	50	62	76	88	100
<i>c</i> =	6	8	10	12	14	15	17
<i>e</i> =	13	20	23	26	26	26	29
<i>g</i> =	30	36	47	60	70	78	85
<i>h</i> =	4	4	6	6	8	8	8
<i>i</i> ^{*)} =	34	48	60	73	85	100	113
<i>k</i> =	35	50	60	75	85	100	110
<i>l</i> =	60	75	95	120	140	155	170
<i>m</i> =	20	25	30	34	38	40	42
<i>s</i> =	36	48	60	75	89	100	113
<i>w</i> =	9	10	12	14	16	18	20
<i>v</i> =	6	8	9	10	11	13	15
<i>F</i> =	95	120	140	160	175	185	200



Für Übungsbeispiele. Maasse nach obigen 2 Tabellen.

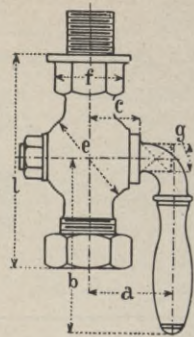
Je nach Örtlichkeit erhalten die Hähne 2 oder 1 Flansch bezw. Gasgewinde für Überwurfmutter wie die Typen in § 236 zeigen.

^{*)} *i* Schlüsselweite für den Sechskant, *s* Gasgew. nach § 43 b.

h) Beim Anbringen der Hähne muss man auf leichte Zugänglichkeit achten, auch muss Platz vorhanden sein für das Anschrauben der Hähne. Ungefähre Abmessungen kleinerer Hähne, z. B. für Kondenswasserleitungen gibt folgende Tabelle.

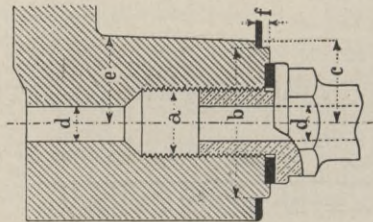
Tab. Kondenshähne (mm).

d_1	l	a	b	c	e	f	g
6	80	40	90	25	40	30	8
10	90	45	95	30	45	35	10
13	100	50	105	35	50	40	13
16	110	55	115	40	55	45	16
20	120	60	120	45	60	50	18



i) Als Abdichtung empfiehlt sich eine Bleischeibe von etwa 3 mm Dicke.

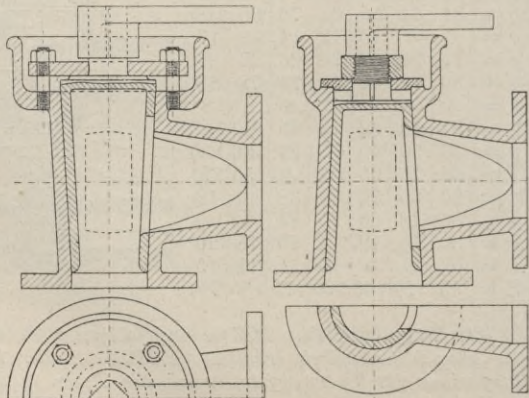
d	10	13	16	20
a	19	23	25	28
b	40	45	50	55
c	25	28	32	35
e	30	32	38	40
f	3	3	5	5



k) Grössere Hähne für geringen Druck werden leicht ausgeführt.

Nebenstehende Abbild. zeigt einen Eckhahn für die Kühlwasserleitung einer Kondensation.

Hahn und Hahngehäuse aus Grauguss.

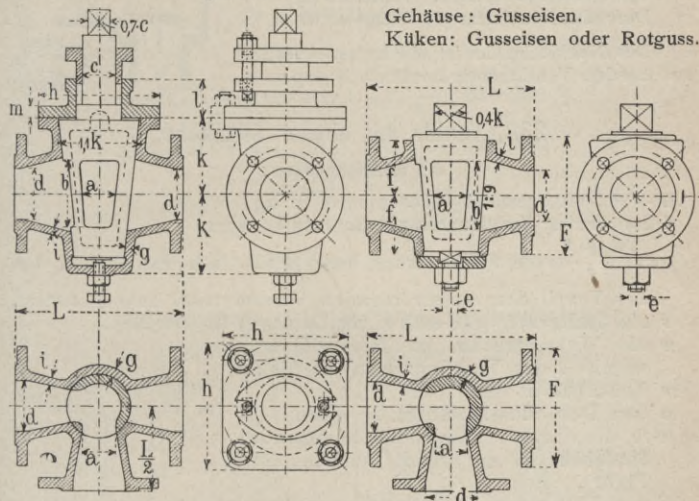


Masstab 1:10,

237. Dreiweghähne.

Ist eine Umkehrung der Durchflussrichtung notwendig, so verwendet man die sog. Dreiweghähne.

Für hohe Drücke werden vorteilhaft die sog. Stopfbuchshähne verwandt. Durch Anziehen der Stopfbüchse wird das Hahnkükken an das Gehäuse gepresst. Die Stopfbüchse gewährt ausserdem einen dichten Abschluss nach aussen. Mit Hilfe der unteren Abdruckschraube kann das Hahnkükken in Abbildung bei evtl. eintretendem Festbrennen wieder gelockert werden.



a) Tab. Dreiweghähne. (Maasse in mm.)

$\bar{d} =$	20	25	30	35	40	50	60	70	80	90	100
$a =$	13	18	21	25	28	33	42	49	56	62	65
$b =$	25	30	36	42	48	60	74	85	98	115	130
$c =$	16	20	24	28	32	40	45	50	55	60	65
$e =$	16	16	16	20	20	23	26	26	30	30	33
$f =$	16	19	23	26	30	38	45	52	60	65	70
$g =$	11	11	11	12	12	13	14	15	16	16	16
$h =$	90	100	110	120	140	160	175	185	200	215	230
$i =$	6	7	8	9	10	11	12	12	13	14	15
$k =$	35	42	52	60	70	86	102	115	128	140	150
$m =$	12	14	16	18	18	20	22	22	23	23	23
$L =$	140	150	160	170	180	200	230	250	270	290	310

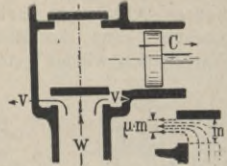
Hubventile. (238—243.)

Hubventile nennt man Ventile, die infolge der Spannungsdifferenz (über und unter dem Ventil) sich selbsttätig öffnen und schliessen, also Saug- und Druckventile der Wasserpumpen. Luftpumpen usw.

Mit jeder Kolbengeschwindigkeit ändert sich:

Spaltgeschwindigkeit v , Ventilhub m ,
Durchflusskoeffizient μ , Sitzgeschw. w .

Das Nachstehende ist ein kurzer Auszug aus Haeders Ventiltheorie im Buch „Pumpen“.



238. Ventile mit ebener Sitzfläche.

a) Bezeichnungen :

$G + P$ Ventilgewicht + Federdruck in kg,

f den freien Ventilquerschnitt im Sitz in qcm,

$p = \frac{G + P}{f}$ den Flächendruck des Ventils, d. h. den Druck, den

das Ventil dem ausströmenden Wasserstrahl entgegensetzt,

v die Spaltgeschw. (Geschw. im Umfang) in Mtr/Sek,

w die Wassergeschw. im freien Querschnitt f des Ventilsitzes in Mtr/Sek,

m Ventilhub in cm,

μ den Durchflusskoeffizient, so dass:

$\mu \cdot m$ die für v in Betracht kommende Strahlhöhe in cm (nach beistehender Figur),

U den Umfang im Ventilsitz in cm,

C mittlere, $C \cdot 1,6$ grösste Kolbengeschw. in Mtr/Sek,

F Querschnitt des Pumpenkolbens abzüglich Kolbenstangenquerschnitt in qcm,

h_0 den Ventilwiderstand beim Anhub, welcher für die Saugwirkung in Betracht kommt,

h_v den mittl. Ventilwiderstand zur Bestimmung des Kraftbedarfes.

Zur Erleichterung des Rechnens ist gesetzt:

$$9,81 = 10; \quad 10 \cdot g = 100; \quad \sqrt{10 \cdot g} = 10; \quad \frac{v^2}{10g} = \frac{v^2}{100}$$

b) Spaltgeschwindigkeit v^*)

dient als Maass für die Wassergeschwindigkeit bei Berechnung der Ventile. Den Zusammenhang der Geschw. v mit der Pumpe zeigen die Gleich. 3—7, nächste Seite.

* Geschw. w schwankt von Null bis zur Grösse w je nach Kolbengeschw. und eignet sich deshalb nicht für allgemeine Angaben über die Grösse der Wassergeschwindigkeit.

Für Übungsbeispiele kann man setzen (für Wasserpumpen):

Saugventil: Spaltgeschw. $v = 2-3$, im Mittel **2,5 Mtr/Sek** (1)

(Je grösser die Spaltgeschw., desto geringer die zul. Saughöhe, vergl. Buch „Pumpen“ Seite 176.)

Druckventil: Spaltgeschw. $v = 2-4$, im Mittel **3 Mtr/Sek** (2)

c) Zusammenhang von Ventil und Pumpe.

Für eine bestimmte Kolbenstellung muss sein:

$$F \cdot C_x = U \cdot \mu_x \cdot m_x \cdot v_x = f \cdot w_x \quad \dots \quad (3)$$

Für die grösste Kolbengeschwindigkeit $\left(\frac{\pi}{2} \cdot C \sim 1,6 C\right)$ ist

ferner Geschwindigkeit $w = 1,6 C \cdot \frac{F}{f}$ in Mtr/Sek*) . . . (4)

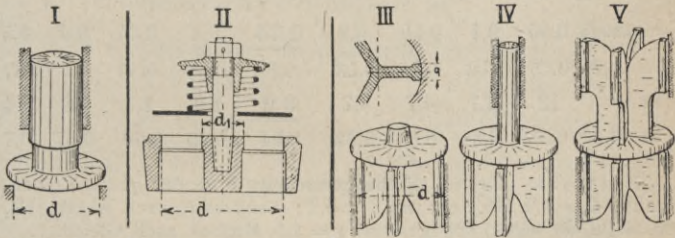
Spaltgeschw. $v = 1,6 C \cdot \frac{F}{\mu \cdot m \cdot U}$ in Mtr/Sek . . . (5)

Ventilhub $m = \frac{1,6 C}{v} \cdot \frac{F}{\mu \cdot U}$ in cm . . . (6)

Umfang des Ventiles $U = \frac{1,6 C}{v} \cdot \frac{F}{\mu \cdot m}$ in cm . . . (7)

d) Querschnitt f , Umfang U und Ventilgewicht G .

Da die Rechnung mit Spaltgeschw. v aufgebaut wird, so sind die Rippen der Ventile zu berücksichtigen, angenähert ist:



ohne Rippen

$$G = 0,015 f$$

$$f = \frac{\pi}{4} d^2$$

$$U = d \cdot \pi \text{ in cm}$$

Corliss-

$$G = \text{Null}$$

$$f = \frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - d_1^2)$$

untere

obere u. unt. Rippenführg.

$$G = 0,015 f$$

$$0,02 f \quad \dots \quad (8)$$

$$f = 0,8 \frac{\pi}{4} d^2 \text{ in qcm} \quad \dots \quad (9)$$

$$U = 0,85 d \cdot \pi \text{ in cm} \quad \dots \quad (10)$$

e) Die nötige Ventilbelastung

setzt sich zusammen aus Gewicht des Ventiles + Federdruck, also $G + P$. Federdruck $P = p \cdot f - G$ in kg (11)

Angenähertes Ventilgewicht G nach § 238 d, Gl. 8.

*) Vergl. Fussnote auf voriger Seite.

f) Hauptgleichungen für Tellerventile.

für normalen Hub

$$m = 0,2 d \text{ bis } 0,3 d.$$

$$\text{Querschn. } f = 3,2 \cdot F \cdot \frac{C}{v}$$

$$\text{Ventilbel. } p = 0,64 \frac{v^2}{100}$$

Spaltgeschwindigkeit.

Beim Anhub: $v_0 = 10 \cdot \sqrt{p}$

" " " $w = \text{Null}$,

gehobenes } $v = 12,5 \cdot \sqrt{p}$

Ventil } $v = 2 \cdot w$.

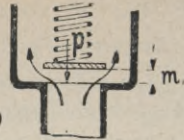
Ventilwiderstand:

für Saug-) $h_o = p = 0,64 \frac{v^2}{100}$
 wirkung }

für Kraftbedarf $h_v = 0,57 \frac{v^2}{100}$

Allgemein.

(Bezeichn. nach § 238 a)



$$f = x \cdot F \cdot \frac{C}{v} \text{ in qcm} \quad (12)$$

$$p = \alpha \cdot \frac{v^2}{100} \text{ in kg/qcm} \quad (13)$$

$$v_0 = 10 \sqrt{p} \text{ in Mtr/Sek} \quad (14)$$

$$w = \text{Null} \quad (15)$$

$$v = 10 \sqrt{\frac{p}{\alpha}} \text{ in Mtr/Sek} \quad (16)$$

$$\text{Grenzwert } v = w \quad (17)$$

$$h_o = \alpha \cdot \frac{v^2}{100} \text{ in Atm.}^*) \quad (18)$$

$$h_v = \frac{0,5 + \alpha}{2} \cdot \frac{v^2}{100} \text{ in Atm.} \quad (19)$$

$$\text{Ventilbelastung } P + G = f \cdot p; \text{ Federdruck } P = f \cdot p - G \text{ in kg} \quad (20)$$

g) Tabelle. Werte der Koeffizienten x und alpha.

$\frac{m}{d} = \text{Anhub}$	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,5	
μ	0,7	0,65	0,6	0,56	0,53	0,5	0,48	0,45	0,4	0,37
x	—	12	6,7	4,7	3,7	3,2	2,9	2,7	3,6	2,4
α	0,5	0,53	0,56	0,59	0,62	0,64	0,65	0,66	0,67	0,7

Beispiel: Es sei Kolbenquerschnitt $F = 62$ qcm, Kolbengeschw. $C = 1,9$ Mtr/Sek; $m : d = 0,2$; Saugventil nach Abbild. III, vor. Seite, so wird: Spaltgeschw. $v = 2,5$ Mtr/Sek nach Gleich. 1.

Für Ventilhub-Verhältnis $m : d = 0,2$ wird nach Tab. 238 g $x = 3,7$, $\alpha = 0,62$, demnach Ventilquerschnitt $f = 3,7 \cdot \frac{62 \cdot 1,9}{2,5} = 174$ qcm nach Gl. 12, Ventilbelastung $p = 0,62 \cdot \frac{2,5^2}{100} = 0,04$ kg/qcm nach Gl. 13.

Nach Gl. 8: Ventilgewicht $G = 0,015 \cdot 174 = 2,6$ kg, also nöt. Federdruck $P = 0,04 \cdot 174 - 2,6 \sim 4,4$ kg nach Gl. 10.

Ventilwiderstand

für Saugwirkung $h_o = 0,62 \cdot \frac{2,5^2}{100} = 0,04$ Atm. = 0,4 Mtr/Wassers.

für Kraftbedarf $h_v = \frac{0,5 + 0,62}{2} \cdot \frac{2,5^2}{100} = 0,035$ Atm.

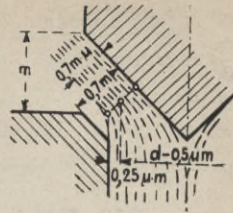
*) 1 Atm. = 10 Mtr. Wassersäule, also $h_v = 10 p$ in Mtr/Wassersäule.

239. Ventile mit geneigten Sitzflächen.

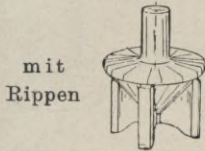
Beim Kegelventil mit 45° Neigung kommt nur 0,7 vom Ventilhub in Betracht. Demnach Höhe des Spaltstrahles = $\mu \cdot 0,7 \cdot m$ (vergl. Abbildung)

Hauptregeln bei 45° Neigung:

$$F \cdot C \cdot 1,6 = \mu \cdot 0,7 m \cdot U \cdot v = f \cdot w \quad (21)$$



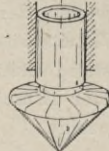
a) Querschnitt f und Umfang U der Kegelventile.



mit Rippen

angenähert $f = 0,8 \frac{\pi}{4} d^2 \quad (22)$

„ $U = 0,85 \left(d - \frac{m}{2} \right) \cdot \pi \quad (23)$



ohne Rippen

$$f = \frac{\pi}{4} d^2 \quad (24)$$

$$U = \left(d - \frac{m}{2} \right) \cdot \pi \quad (25)$$

b) Ventilbelastung ρ der Kegelventile.

Ventilbelastung $P + G = \rho \cdot f$ in kg (26)

hieraus Federdruck $P = \rho \cdot f - G$ in kg (27)

Eigengewicht $G \sim 0,02 \cdot f$ in kg (28)

c) Hauptgleichungen für Kegelventile (45° Steigung).

für normalen Ventilhub:

$$m : d = 0,3 d \text{ bis } 0,4 d$$

$$\text{Querschn. } f = 2,4 F \cdot \frac{C}{v}$$

$$\text{Ventilbel. } \rho = 0,34 \cdot \frac{v^2}{100}$$

Spaltgeschwindigkeit:

Beim Anhub $v_0 = 10 \sqrt{\rho}$

„ „ $w = \text{Null}$

Gehobenes Ventil } $v = 17 \cdot \sqrt{\rho}$

Ventilwiderstand:

für Saugwirkung } $h_0 = \rho = 0,34 \frac{v^2}{100}$

für Kraftbedarf $h_v = 0,42 \frac{v^2}{100}$

Allgemein:

$$m : d = \text{Null bis } 0,5 d$$

$$f = \alpha \cdot F \cdot \frac{C}{v} \text{ in qcm} \quad (29)$$

$$\rho = \alpha \cdot \frac{v^2}{100} \text{ in Atm.} \quad (30)$$

$$v_0 = 10 \cdot \sqrt{\rho} \text{ in Atm} \quad (31)$$

$$w = \text{Null} \quad (32)$$

$$v = 10 \sqrt{\frac{\rho}{\alpha}} \text{ in Mtr/Sek} \quad (33)$$

$$\text{Grenzwert } v = w \quad (34)$$

$$h_0 = \alpha \cdot \frac{v^2}{100} \text{ in Atm.} \quad (35)$$

$$h_v = \frac{0,5 + \alpha}{2} \cdot \frac{v^2}{100} \text{ in Atm.} \quad (36)$$

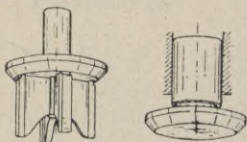
Ventilbelastung $P + G = f \cdot \rho$; Federdruck $P = f \cdot \rho - G$ in kg (37)

d) Tabelle. Werte der Koeffizienten x und α .

$\frac{m}{d}$	= Anhub	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	<u>0,35</u>	0,4	0,5	
μ	=	0,8	0,87	0,89	0,87	0,85	0,83	0,82	0,8	0,78	0,74
x	=	—	13	6,7	4,6	3,6	3	2,6	<u>2,4</u>	2,2	1,9
α	=	0,5	0,41	0,39	0,38	0,37	0,36	0,35	0,34	0,33	0,32

240. Kegelventile mit abgeflachtem Teller

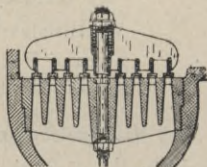
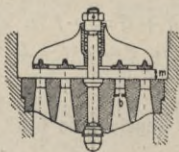
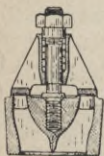
soll man nicht anwenden, da für dieselben wegen der Veränderlichkeit des Ventilstosses ein Gleichgewichtszustand nicht vorhanden ist, wie in Haeder „Pumpen“, III. Aufl., Seite 75, gezeigt.



241. Ringventile.

Ventile mit grösserem Querschnitt als 100 qcm werden als Ringventile ausgebildet.

a) Ventilgewicht (angenähert).



Ventilgewicht $G = 0,02 f$

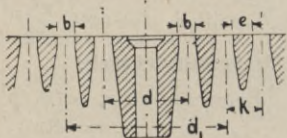
$G = 0,03 f$ in kg (38)

b) Freier Sitzquerschnitt f in qcm und Ventilumfang U in cm.

Ohne unterer Rippenführung ist angenähert:

$f = d \cdot \pi \cdot b + d_1 \cdot \pi \cdot b + \dots$ (39)

$U = 2 d \cdot \pi + 2 d_1 \cdot \pi + \dots$ (40)



mit unterer Rippenführung ist angenähert:

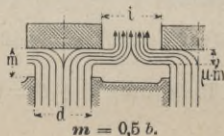


f und $U = 0,9$ der Werte der Gl. 39 und 40.

Ventilgewicht $G = 0,013 f$ (41)

Der Querschnitt im Umfang wird gleich dem Querschnitt im Sitz bei $m : b = 0,5$.

Ringentfernung $i = b$ bis $1,3 b$.



$m = 0,5 b$.

c) Ventilbelastung ρ und Querschnitt f der Ringventile.

Ventilbelastung $P + G = \rho \cdot f$ in kg (42)

Federdruck $P = \rho \cdot f - G$ in kg (43)

Ventilgewicht G nach Gleich. 38, § 241 a.

Im Zusammenhang mit der Pumpe gilt wieder als Hauptgleichung für ebene Sitzflächen:

$$F \cdot C \cdot 1,6 = U \cdot \mu \cdot m \cdot v = f \cdot w \quad (44)$$

d) Hauptgleichungen für die Berechnung der Ringventile.

Für normalen Ventilhub

$$m : b = 0,6 - 0,7$$

Ventilquerschn. $f = 2,8 F \cdot \frac{C}{v}$

Ventilbelastung $\rho = 0,65 \cdot \frac{v^2}{100}$

Spaltgeschw. $v = 12,5 \sqrt{p}$

Allgemein.

Bezeichnungen nach § 238 a.

$$f = x \cdot F \cdot \frac{C}{v} \text{ in qcm} \quad . . (45)$$

$$\rho = \alpha \cdot \frac{v^2}{100} \text{ in Atm.} \quad . . (46)$$

$$v = 10 \cdot \sqrt{\frac{p}{\alpha}} \text{ in Mtr/Sek.} \quad (47)$$

Ventilwiderstand nach § 238 f, Gl. 17-19.

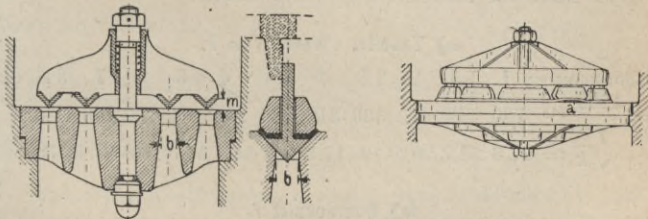
Spaltgeschwindigkeit v nach § 238 c.

e) Tabelle. Werte der Koeffizienten x und α .

$\frac{m}{b} =$ Anhub	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1	
$\mu =$	0,7	0,65	0,6	0,56	0,53	0,5	0,48	0,45	0,4	0,37
$x =$	—	12	6,7	4,7	3,8	3,2	2,9	2,7	2,4	2
$\alpha =$	0,5	0,53	0,56	0,59	0,62	0,64	0,65	0,66	0,67	0,67

242. Ringventile mit schrägen Sitzflächen

finden selten (nur für sehr unreines Wasser) Anwendung.

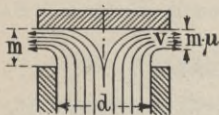


Als Hauptgleichung gilt auch hier Gleich. 21, § 239.

Querschnitt f und Umfang U bestimmen sich in derselben Weise wie für Ringventile mit ebener Sitzfläche (Gl. 39-40). Spaltgeschw. nach Gl. 31-33, Ventilbelastung ρ nach Gl. 30.

243. Berechnung der Ventile für Kompressoren.

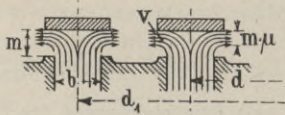
Ebenso wie bei den Pumpenventilen hat man auch hier beim Ausfluss der Luft den Durchflusskoeffizienten μ zu berücksichtigen. Wir erhalten also (vgl. auch § 238 a u. 239):



Teller ventil.

Strahlhöhe $\mu \cdot m$

Austrittsöffnung $d \cdot \pi \cdot m$



Ring ventile.

Strahlhöhe $\mu \cdot m$

Austrittsöffnung

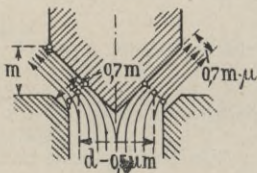
$m \cdot (2 d \pi + 2 d_1 \cdot \pi \dots)$

Für Kegelventil (45° Neigung) würden wir erhalten:

Strahlhöhe = $0,7 m \cdot \mu$

Austrittsöffnung

= $0,7 m \cdot (d - 0,5 \mu \cdot m) \cdot \pi$.



Die Spaltgeschwindigkeit im Ventilspalt ist genau so wie bei den Pumpenventilen von der Ventilbelastung p und von dem Hubverhältnis $\frac{m}{d}$ bzw. $\frac{m}{b}$ abhängig, man hat jedoch in den Formeln für Luftventile den Wert

$$k = \frac{\text{spezifisches Gewicht des Wassers}}{\text{spezifisches Gewicht der Luft}}$$

noch einzufügen.

Mit Berücksichtigung der **Erwärmung der Luft** beim Zusammenpressen kann als Mittelwert gesetzt werden:

a) Tabelle. Werte von k .

Luftpressung	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8 A. abs
$k = \frac{1000}{\gamma} \sim$	780	540	420	360	310	280	260	210	190	180	170
\sqrt{k}	27,6	23,2	20,5	19	17,6	16,7	16,1	14,5	13,8	13,4	13

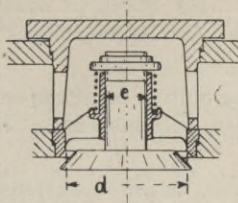
b) Querschnitt f .

Druckventile. Der Querschnitt f berechnet sich hier genau wie bei Pumpenventilen nach § 238 d.

Saugventile. Hier ist noch der Querschnitt der Führung zu berücksichtigen.

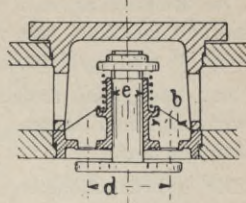
Man kann angenähert setzen für Saugventile :

Kegel ventil



Querschnitt $f = 0,9 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2$

Ring ventil



$f = 1,1 d \cdot \pi \cdot b \dots (1)$

c) Hauptgleichungen für die Berechnung der Kompressorventile.

Ventile mit ebener Sitzfläche.

Im Zusammenhang mit der Pumpe gilt folgende Gleichung:

$F \cdot C \cdot 1,6 = U \cdot \mu \cdot m \cdot v = f \cdot w \dots (2)$

Für normalen Ventilhub

$m = 0,25 d$ bzw. $0,35 b$ ist

Allgemein:

Ventilquerschnitt $f = 3,2 \cdot F \cdot \frac{C}{v}$

$f = x \cdot F \cdot \frac{C}{v}$ in qcm . (3)

Ventilbel. $\rho = 0,65 \cdot \frac{v^2}{100} \cdot \frac{1}{k}$

$\rho = \alpha \cdot \frac{v^2}{100} \cdot \frac{1}{k}$ in Atm. (4)

Spaltgeschw. $v = 12,5 \cdot \sqrt{\rho \cdot k}$

$v = \sqrt{\frac{100}{\alpha} \cdot \rho \cdot k}$ in Mtr/Sek (5)

Werte für die Koeffizienten x und α nach Tab. 238 g und 239 d.

d) Ventile mit geneigten Sitzflächen. *)

Für normalen Ventilhub

$m = 0,35 d$ bzw. $0,65 b$ ist

Allgemein:

Ventilquerschn. $f = 2,4 \cdot F \cdot \frac{C}{v}$

$f = x \cdot F \cdot \frac{C}{v}$ in qcm . (6)

Ventilbel. $\rho = 0,34 \cdot \frac{v^2}{100} \cdot \frac{1}{k}$

$\rho = \alpha \cdot \frac{v^2}{100} \cdot \frac{1}{k}$ in Atm. (7)

Spaltgeschw. $v = 17 \cdot \sqrt{\rho \cdot k}$

$v = 10 \cdot \sqrt{\frac{\rho \cdot k}{\alpha}} \dots (8)$

Werte für Koeffizienten x und α nach Tab. 238 g u. 239 d.

Einige Ventilkonstruktionen und Rechnungsbeispiele finden sich im II. Bd.

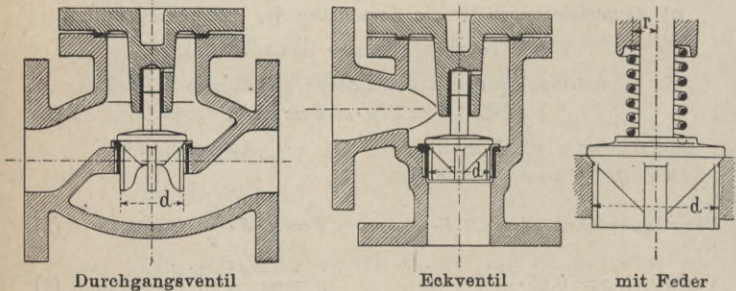
*) Für Ventile mit abgeflachtem Kegel gilt das unter § 240 Gesagte. Bei geringer Abflachung erfolgt die Berechnung der Ventile in derselben Weise wie für diejenigen mit kegelförmiger Sitzfläche.

244. Rückschlagventile.

Das Rückschlagventil soll während des Durchströmens der Flüssigkeit geöffnet sein und während des Nichtströmens der Flüssigkeit sich selbsttätig schliessen.

Am häufigsten finden Rückschlagventile im Pumpenbau Verwendung und treten dort in den verschiedensten Konstruktionen auf.

Die gebräuchlichsten Ausführungen zeigen nachstehende Abbildungen.



Die Abmessungen der einzelnen Teile wähle nach den Tabellen für Absperrventile, § 227q. Für Rückschlagventile mit schnellem Hubwechsel ist das Ventil schwerer zu machen bzw. eine Feder anzuordnen, um einen rechtzeitigen Schluss herbeizuführen.

Bei schrägen Sitzflächen ist der Ventilteller stets als spitzer Kegel durchzubilden; abgeflachte Kegelventile nach § 240 sind ungeeignet, wie im Buch „Pumpen“, II. Aufl., Seite 75, nachgewiesen.

245. Klappenventile.

Für die Berechnung der Klappenventile können wir theoretisch wieder die für Hubventile geltenden Regeln anwenden.

Es sei:

a , b Länge und Breite der Klappenöffnung
in cm,

m der mittlere Klappenhub in cm,



so wird für gleiche Querschnitte sowohl in der Klappenöffnung als am Umfang angenähert:

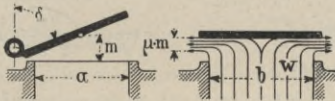
$$a \cdot b = 2 a \cdot m + 2 b \cdot m \dots (1)$$

und hieraus:

$$\text{Klappenhub } m = \frac{a \cdot b}{2(a + b)} \text{ in cm} \dots (2)$$

a) Die Spaltgeschwindigkeit v.

In Wirklichkeit ist die Spalte am Umfang nicht ganz mit Wasser gefüllt.



Bezeichnet:

- μ den Durchflusskoeffizienten,
- w die Geschwindigkeit im Querschnitt $a \cdot b$ in Mtr/Sek,
- v die Spaltgeschwindigkeit in Mtr/Sek.
- $\mu \cdot m$ die mittlere Höhe des Wasserstrahles in cm,

so ist:
$$a \cdot b \cdot w = 2 m \mu \cdot (a + b) \cdot v \dots (3)$$

hieraus mit $\mu = 0,7$ gerechnet:

$$\text{Spaltgeschw. } v = \frac{a \cdot b \cdot w}{2 \cdot m \cdot \mu \cdot (a + b)} \sim \frac{0,71}{m} \cdot \frac{a \cdot b}{(a + b)} \cdot w \dots (4)$$

Für $v = w$ ist dann bei $b : a =$

1	2	3	4
0,35 a	0,47 a	0,5 a	0,56 a

Klappenhub $m =$

Meist begnügt man sich mit $3/4$ dieses Wertes, dann ist:

$$\text{angenähert Winkel } \delta^*) = | 65^\circ | \mathbf{60^\circ} | 58^\circ | 55^\circ$$

b) Die Belastung der Klappen.

Ausser den vorstehenden Bezeichnungen sei noch:

- Q der Druck des Wasserstrahles gegen die Klappe in kg,
- ρ der Flächendruck des Wasserstrahles in Atm.,
- G das Gewicht der Klappe in kg,
- P Federdruck in kg,
- l Schwerpunktabstand vom Drehpunkt d. Klappe in cm,
- l_1 Drehpunktabstand, l_2 Federabstand in cm,

Abbild.
nächste
Seite
unten

dann ist:

*) Winkel δ entspricht dem Winkel δ in § 14 d-f.

c) Hauptgleichungen für Clappenventile.

Normale Clappenstellung

Winkel $\delta = 60^\circ$.

$$\text{Querschn. } f = 2,3 \cdot F \cdot \frac{C}{v}$$

$$\text{Belastung } p = 0,6 \cdot \frac{v^2}{100}$$

Spaltgeschwindigkeit.

$$\text{Anhub } v_0 = 10 \cdot \sqrt{p}$$

$$\text{geöffnet } v = 12 \cdot \sqrt{p}$$

Ventilwiderstand:

$$\text{Anhub } h_0 = 0,6 \cdot \frac{v^2}{100}$$

$$\text{Kraftbedarf } h_v = 0,55 \cdot \frac{v^2}{100}$$

Allgemein.

$$f = x \cdot F \cdot \frac{C}{v} \text{ in qcm} \quad (5)$$

$$p = \alpha \cdot \frac{v^2}{100} \text{ in Atm.} \quad (6)$$

$$\text{Grenzwerte } w = \text{Null, } v = w \quad (7)$$

$$v = 10 \cdot \sqrt{\frac{p}{\alpha}} \text{ in Mtr/Sek} \quad (8)$$

$$\text{Anhub } h_0 = \alpha \cdot \frac{v^2}{100} \text{ in Atm.} \quad (9)$$

$$\text{Kraftbed. } h_v = \frac{0,5 + \alpha}{2} \cdot \frac{v^2}{100} \text{ i.A.} \quad (10)$$

Angenähert entspr. der Rechnungsweise in § 238 u. f.:

Clappenstellung δ	= Anhub	80°	70°	60°	50°
Koeffizienten $\left\{ \begin{array}{l} \alpha = \\ x = \end{array} \right.$		0,5	0,53	0,60	0,63
		—	7	3,5	1,75

d) Die Clappen.

$$\text{Druck unter die Clappe } Q = p \cdot f \text{ in kg} \quad (11)$$

Clappe mit Gewichtbelastung (ohne Feder).

$$\text{Momentengleichung } Q \cdot l_1 = G \cdot l \quad (12)$$

$$\text{Clappengew. } G = Q \cdot \frac{l_1}{l} \text{ in kg} \quad (13)$$

Clappenventile mit Federbelastung.

Für Tourenzahl höher als $n = 30$ soll die Clappe leicht und eine Feder angeordnet sein.

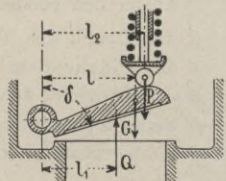
$$Q \cdot l_1 = G \cdot l + P \cdot l_2 \quad (14)$$

woraus:

$$\text{Federdruck } P = \frac{Q \cdot l_1 - G \cdot l}{l_2} \text{ in kg} \quad (15)$$

Beispiel: Es sei $F = 65$ qcm, $C = 1,9$ Mtr/Sek, dann wird für Saugclappe $v = 2,5$ Mtr/Sek nach § 234 c, Gl. 8; Querschn.

im Sitz $f = 2,3 \cdot 65 \cdot \frac{1,9}{2,5} = 110$ qcm nach Gleich. 5; Ventilflächendruck $p = 0,6 \cdot \frac{2,5^2}{10} \sim 0,038$ kg/qcm; nach Gleich. 6: $Q = 110 \cdot 0,038 = 4,2$ kg nach Gleich. 11; dann mit Gl. 12 oder 15 den nötigen Federdruck bestimmen.



Stopfbüchsen. 246—248.

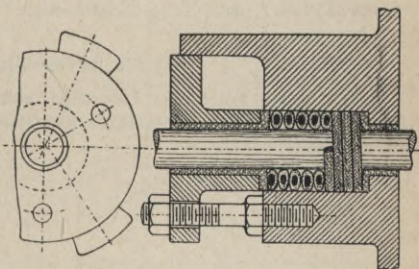
Die Stopfbüchsen finden Anwendung zum Abdichten hin- und hergehender Kolbenstangen für Dampfmaschinen, Pumpen, Luftkompressoren, ferner für rotierende Wellen der Zentrifugalpumpen, Dampfturbinen usw., überhaupt überall da, wo durch eine Wand, welche zwei Räume mit verschiedenen Drücken voneinander trennt, eine Stange, Spindel oder dergl. führt.

Eine gute Stopfbüchspackung soll, ohne stark angezogen zu werden, gut abdichten, die Kolbenstange nicht angreifen und möglichst dauerhaft sein.

246. Weichpackung für Dampf und Pressluft.

a) Baumwolle, Hanf und Asbest mit Talkum. Paraffin oder Talg imprägniert, werden hauptsächlich an Stopfbüchspackungen in runder oder quadratischer Form verarbeitet.

Die Weichpackung Asbest mit Talkum hat sich für Dampfdrücke bis 6 Atm. gut bewährt, wenn der Kolbenstange von aussen stets Öl zugeführt wird, die Ölung von dem geschmierten Dampf allein ist ungenügend. Bei hohem Dampfdruck wird nach kurzer Betriebszeit das Packungsmaterial fest und hart und muss häufig erneuert werden.



b) Stopfbüchsen für kleinere Stangendurchmesser.

Für Ventilspindeln bei Dampfmaschinen, Gasmotoren und dergl. sind beistehend skizzierte Ausführungen gebräuchlich.

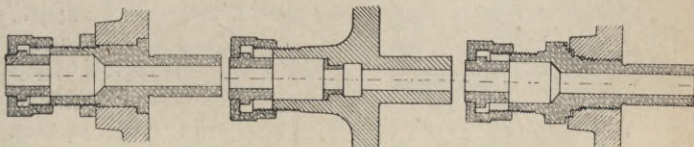


Fig. 2.

Fig. 3.

Fig. 4.

Dieselben sind vielfach mit Überwurfmutter ausgeführt. Packungsmaterial: Hanf, Asbest mit Talkum und Metallpackung. Gehäuse meist Rotguss und besonders eingeschraubt nach Fig. 2 oder 4.

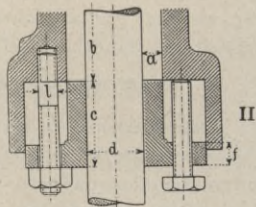
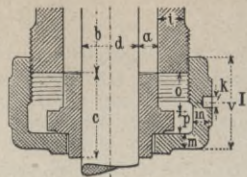
c) Ausführungsmaasse

für kleinere Stopfbüchsen.

$d = 10$	15	20	25	30
$a = 8$	9	10	11	12
$g = 12$	13	15	16	18
$i = 10$	11	12	13	14
$k = 4$	4	5	5	6
$m = 6$	7	7	8	8
$o = 18$	20	24	28	32
$p = 5$	6	6	8	8
$v = 30$	35	40	45	50

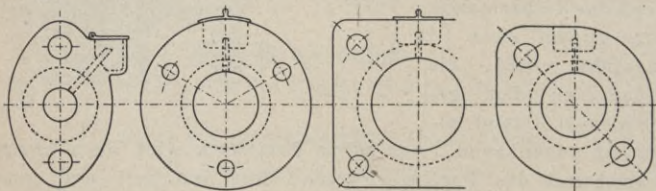
Maass $b = 1,2 \cdot o$. Für Ausführung I setze für a das 0,7fache des Tabellenwertes.

Gasgewinde der Überwurfmutter nach § 221 e. In Abbild. II sind 2 Stopfbüchsen und 2 Druckschrauben angeordnet. l und f nach Tab. nächste Seite.



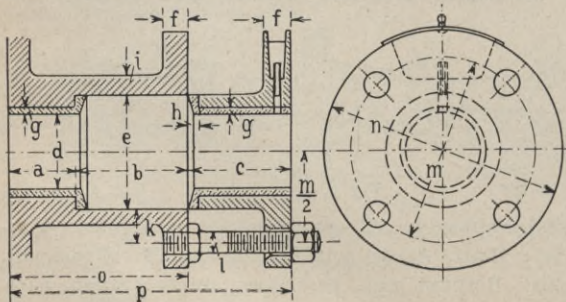
d) Stopfbüchsenbrillen.

Die äussere Form der **Flanschen** von Stopfbüchsenbrillen ist mit Rücksicht auf den zur Verfügung stehenden Raum verschiedenartig durchgebildet.



Schmiergefässe werden angegossen oder eingefräst. Für horizontale Stopfbüchsen findet man auch wohl angegossenen Schmierring.

Die Brillen werden bei kleineren Stopfbüchsen aus Rotguss, bei grösseren aus Grauguss mit Weissgussfutter hergestellt.



Stopfbüchsen für Weichpackung.
(Hierzu Tabelle nächste Seite.)

e) Tab. Stopfbüchsen für Weichpackung.

Hierzu Abbildung auf voriger Seite.

Maasse in Millimeter.

d	a	b	c	e	f	g	h	i	k	Schrauben					
										Zahl	l	m	n	o	p
10	10	40	39	26	12	—	4	8	17	2	10	60	88	50	89
12	10	43	42	30	13	—	4	8	18	2	10	66	95	53	95
14	10	46	45	33	14	—	4	8	19	2	10	71	100	56	101
16	15	49	48	36	15	—	4	8	20	2	13	76	110	64	112
18	15	52	51	40	16	—	5	10	22	2	13	84	118	67	118
20	15	55	53	43	17	3	5	10	23	2	13	89	122	70	123
23	15	58	57	50	18	3	5	10	24	2	13	98	132	73	130
26	20	62	60	55	19	3	5	11	25	2	13	105	138	82	142
30	20	66	63	60	20	4	6	12	25	2	16	110	144	86	149
33	25	70	67	65	21	4	6	12	27	2	16	119	160	95	162
36	30	75	71	70	22	4	6	13	29	2	16	128	168	105	176
40	30	80	75	75	23	5	7	14	30	2	16	135	174	110	185
43	35	85	79	80	24	5	7	15	32	2	20	144	192	120	199
46	35	90	82	85	25	5	8	15	33	2	20	151	200	125	207
50	40	100	86	90	26	6	8	16	34	3	20	158	206	135	221
55	45	105	91	95	27	6	8	17	34	3	20	163	212	145	236
60	50	105	96	100	28	7	9	18	34	3	20	168	216	155	251
65	55	110	101	105	29	7	9	19	35	3	20	175	230	165	266
70	60	115	106	110	30	8	10	20	35	3	23	180	234	175	281
75	65	120	110	120	30	8	10	21	38	3	23	196	250	185	295
80	70	125	115	125	31	8	10	22	40	4	23	205	254	195	310
85	75	130	119	130	31	9	11	23	40	4	23	210	270	205	324
90	80	135	124	135	32	9	11	24	40	4	26	215	274	215	339
95	85	140	128	140	32	9	11	25	40	4	26	220	280	225	353
100	90	150	134	150	34	10	12	26	44	4	30	238	304	240	374
110	95	160	143	160	35	10	12	28	44	4	30	248	314	255	398
120	100	170	152	170	36	11	13	29	45	4	30	260	322	270	422
130	105	185	162	185	38	11	14	30	48	4	33	281	352	290	452
140	110	195	171	195	39	12	15	31	49	4	36	393	372	305	476
150	120	210	180	210	40	12	16	32							
160	120	215	184	220	41	13	16	33							
170	130	220	188	230	42	13	17	33							
180	130	225	193	240	43	13	17	33							
190	140	230	197	250	44	13	18	34							
200	140	235	200	265	45	14	18	35							

6 bis 8 Schrauben
30—33 mm Durchm.

Unter Umständen kann man das Maass $k=l$ machen, Stopfbüchsschraube ohne Bund, dann wird der Flanschdurchmesser n wesentlich kleiner.

Stopfbüchse für Metallpackung ist in 248 g angegeben.

247. Das Anziehen der Stopfbüchsen.

a) Stopfbüchse mit Überwurfmutter (Fig. 1). Vorteile: Gleichmässiges Anziehen, aber nur für kleinere Durchm. verwendbar.

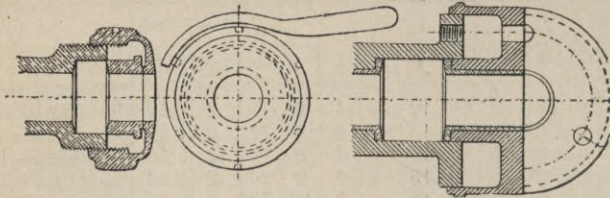


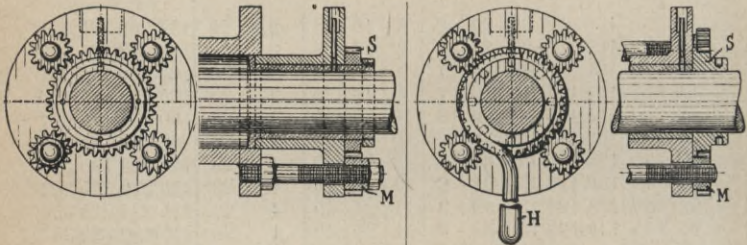
Fig. 1.

Fig. 2.

b) Stopfbüchse mit Stopfbüchsschrauben (Fig. 2).

Selbst den besten Maschinisten ist es nicht möglich, ein genau gleichmässiges Anziehen aller Schrauben zu bewerkstelligen. Einseitiges Anziehen bringt nur eine Stelle des Stopfbüchsinners mit der Kolbenstange in Berührung. Die Folge ist Heisswerden des Stopfbüchsfutters und Fressen und Riefigwerden der Kolbenstange. Dieses wird vermieden durch:

c) Stopfbüchse mit Zahnradübersetzung.



Durch Drehen der aussen verzahnten Mutter *M* werden sämtliche Stopfbüchsschrauben gleichzeitig angezogen.

Das Zahnrad *S* wird mittels Hakenschlüssel *H* gedreht, wodurch die aussenverzahnten Mutttern *M* angezogen werden.

248. Metallpackung.

Das Material für Metallpackung (Weissmetall) hat ähnliche Zusammensetzung wie das Weissgusslager.

a) Vorzüge der Metallpackung:

1. Dauerndes Abdichten, denn eine richtig behandelte Packung kann fünf Jahre und länger im Betrieb bleiben.
2. Geringe Kraftverluste durch Stopfbüchsenreibung.
3. Kein Verschleiss der Kolbenstange.
4. Die Metallpackung ist, wenn auch in der Anschaffung etwas teurer, bei ihrer Dauerhaftigkeit billiger wie anderes Packungsmaterial.

b) Anwendung der Metallpackungen nur bei ganz runden Kolbenstangen ohne Verschleiss und Riefen. Kolbenstangen, die schon längere Zeit in anderer Packung gearbeitet und dadurch stellenweise im Durchmesser verloren haben, müssen nachgedreht werden.

c) Fig. 1. Einteiliger oder zweiteiliger Zylinder mit abgechrägten Kanten, Länge = 1 bis $1\frac{1}{2}$ mal Stangendurchmesser. Vor und hinter dem Packungszyylinder befinden sich Ringe aus Rotguss, bei grösseren Ausführungen aus Weissguss hergestellt.

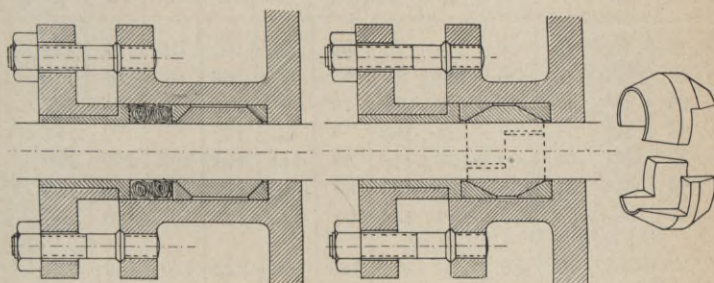


Fig. 1.

Fig. 2.

Ringe etwas weiter gebohrt als der Stangendurchmesser. Die Packung wird mit Spiel eingebaut, damit sie der Kolbenstange folgen kann.

d) Fig. 2. Flensburger Eisenwerk. Packung in der Längsrichtung \perp durchgeschnitten. Zwei konisch ausgebohrte Metallringe umschliessen die Packung.

e) Fig. 3. Einteiliger Konus mit versetzten Einschnitten, die ein Anziehen und erneutes Abdichten nach etwaigem Verschleiss ermöglichen. Der äussere Konus passt genau in den konisch gebohrten Stopfbüchsentopf. Zwischen Metallkonus und Stopfbüchsendeckel wird ein elastischer Ring aus Tucks gelegt.

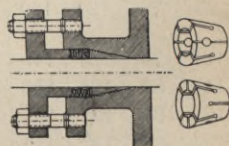
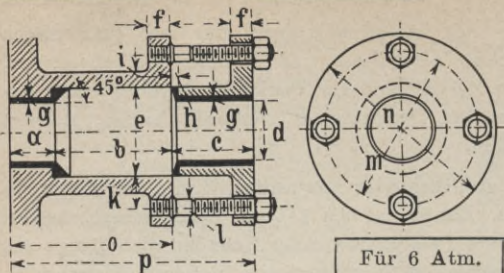


Fig. 3.

f) Stopfbüchsschrauben für Metallpackung dürfen nur schwach und soweit angezogen werden, bis die Abdichtung erfolgt ist. Meist genügt schon ein Anziehen mit den Fingern. Zu starkes und schiefes Anziehen der Packung kann Erhitzung und Schmelzen derselben herbeiführen.



g) Tab.
Stopfbüchsen
für
Metall-
packungen.

						Für 6 Atm.			Für 11 Atm.		
d	a	c	e	n	m	b	o	p	b	o	p
15	10	40	30	104	70	55	65	105	64	74	114
20	14	40	35	114	81	55	69	109	64	78	118
25	18	47	45	128	95	70	88	135	82	100	147
30	22	54	50	134	100	73	95	149	85	107	161
35	26	61	60	158	118	88	114	175	103	129	190
40	30	61	65	164	125	88	118	179	103	133	194
45	34	68	70	185	136	91	125	193	106	140	208
50	38	76	80	196	148	108	146	222	125	162	239
55	42	76	85	202	153	108	150	226	125	167	243
60	46	84	90	206	158	110	156	240	128	174	258
65	50	92	100	225	170	123	173	265	143	193	285
70	54	92	105	230	175	123	177	269	143	197	289
75	58	92	110	240	186	123	181	273	143	201	293
80	62	100	120	250	200	135	197	297	156	218	318
85	66	108	125	265	205	135	201	309	156	222	330
90	70	116	130	270	210	138	208	324	160	230	346
95	74	124	140	280	220	152	226	350	177	251	375
100	78	124	145	300	233	152	230	354	177	255	379
110	86	124	155	310	243	152	238	362	177	263	387
120	94	132	165	317	255	158	252	384	183	277	409
130	102	132	175	342	271	158	260	392	183	285	417
140	110	140	190	367	288	172	282	422	200	310	450
150	118	140	200			172	290	430	200	318	458
160	126	148	210			178	304	452			
170	134	148	220			178	312	460			
180	142	156	230			180	322	478			
190	150	164	245			190	340	504			
200	158	164	255			190	348	512			

Nicht angegebene Maasse nach § 246 e.

249. Stopfbüchsen für Wasserpumpen.

a) Dichtung gefetteter Hanf, zulässig für Druck bis etwa 30 Atm.

Stopfbüchsenmaasse hierzu nach § 246 e.

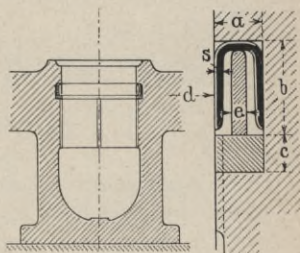
b) Lederstulp (U-förmig)* für Drücke über 30 Atm.

Der Stulp wird so um den Plunger gelegt, dass die offene Seite dem Innern des Zylinders zugekehrt ist. Durch 2 bis 4 Nuten in der Presszylinderwandung tritt Presswasser in den Stulp und drückt denselben gegen den Plunger.

Tabelle für Lederstulpen.

<i>d</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>e</i>
100	12	25	10	4 mm
200	16	25	12	4 "
300	20	32	15	5 "
400	25	40	18	6 "

Stulpstärke $s = 3-4$ mm.



c) Lederstulp (L-förmig) wirken in derselben Weise wie die U-förmigen Stulpen.

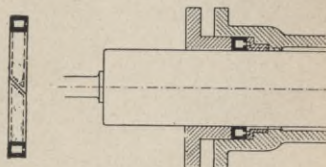
Wendet man gleichzeitig **zwei oder drei** Lederstulpen an, so ist die Abdichtung eine um so sichere.

Vor dem Einbauen sind die getrockneten Lederstulpen gut mit **warmem Leinöl** zu tränken, wodurch die Dauerhaftigkeit wesentlich erhöht wird. *)



d) Gummiring rechteckig hohl.

Der hohle Ring ist durch einige Öffnungen, welche dem Zylinderinnern zugekehrt sind, mit diesem in Verbindung gebracht. Im übrigen ist die Wirkungsweise genau wie bei den U-förmigen Stulp (Lieferant Pahlsehe Gummi-Gesellschaft in Rath).



*) Die Herstellung und Behandlung der Lederstulpen ist in Haeder „Pumpen“, II. Aufl., Seite 451, behandelt.

Abschnitt IX.

Gefässe, Behälter, Deckel, Zylinder.

- 250—251. Rechteckige Gefässe.
 - 252. Runde Behälter.
 - 253—254. Böden für grössere runde Behälter.
 - 255. Übungsbeispiele zu § 252—254.
 - 256. Behälter mit äusserem Druck.
 - 257. Böden für runde Gefässe.
 - 258. Deckel für Gefässe und Behälter.
 - 259. Zulässige Beanspruchungen.
 - 260. Schrauben für Deckel.
 - 261—264. Zylinder.
-

Gefässe, Behälter. (250—256.)

Gefässe oder Behälter sind Räume, in denen flüssige oder gasförmige Körper Aufnahme finden.

Behälter für Säuren werden meist aus Blei, Ton oder Glas hergestellt.

Wasserbehälter. Für kleinere und mittlere Grössen findet meist Eisenblech Verwendung (Hochreservoir, Dampfkessel). Für grössere Behälter eignet sich gewöhnliches Mauerwerk, innen mit Zement verputzt.

Behälter für Gase werden als Ballons, Glocken oder Kessel ausgebildet.

250. Rechteckige Behälter mit innerem Druck.

a) Wandstärken geschlossener Behälter.

Nach der Rechnungsweise in § 42e wird:

$$\text{Wandstärke } \delta = \frac{b}{2} \cdot x \cdot \sqrt{\frac{\rho}{k_b}} \text{ in cm} \quad \dots \quad (1)$$

$$\text{Beanspruchung } \sigma_b = \frac{b^2}{4} \cdot x^2 \cdot \frac{\rho}{\delta^2} \text{ in kg/qcm} \quad \dots \quad (2)$$

worin b die kürzere Seite des zwischen zwei Versteifungen liegenden Feldes in cm und ρ den Überdruck in Atm. bedeutet.

Man kann setzen:

Koeffizient $x = 1,3$	1,2	1,1	1	0,9	}	. . . (3)
für $b : a = 0,2$	0,4	0,6	0,8	1		

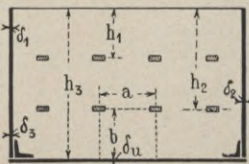
b) Wandstärken offener Gefässe.

Für annähernd quadratische Felder ($b = a$ bis $0,7 a$) und $k_b = 1000$ kg/qcm für schmiedeeiserne Bleche wird:

$$\text{Wandstärke } \delta_x = \frac{b}{200} \cdot \sqrt{h_x} \text{ in cm} \quad \dots \quad (4)$$

h_x ist die grösste Entfernung des betr. Feldes von der Oberkante in Mtr., zur Berechnung von δ_2 ist also zu setzen: $h_x = h_2$ (vergl. Abbildung).

Für kleinere untergeordnete Wasserbehälter werden Blechstärken über 0,5 cm möglichst vermieden, da bis zu dieser Stärke die Nietnähte mittels mennigdurchtränkter Zeugstreifen abgedichtet werden können. Nietnähte für stärkere Bleche (über 6 mm) müssen verstemmt werden.



Gezeichnet für 2 Versteifungsreihen.

Für grössere Behälter werden daher die Blechwände durch eine grössere Anzahl Verstrebungen aus Winkeleisen und Flacheisen gehalten. Es ergibt sich dann:

c) Tabelle. Werte nach Gleich. 4.

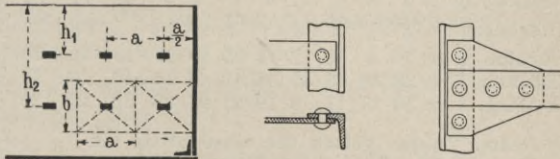
Höhe = 1	1,5	2	2,5	3	4	Mtr.
Anzahl d. Verst. *) =	1	1	2	2	3	
$b = h$	$0,5 h$	$0,5 h$	$0,33 h$	$0,33 h$	$0,25 h$	
oben $\delta_1 = 0,3$	0,3	0,4	0,4	0,5	0,5	cm
unten $\delta = 0,5$	0,5	0,7	0,65	0,9	1,0	cm.

Die Bodenfläche ist so zu unterstützen, dass die freien (nicht aufliegenden) Felder so gross werden wie $a \cdot b$.

Bodenstärke $\delta_u = \delta + 0,1$ in cm (5)

d) Die Stärke der Verstrebungen (offene Behälter).

Für höhere Behälter ($h > 2,5$ Mtr.) wählt man vorteilhaft angenietete Flacheisen - Verstrebungen, da Schraubenbolzen schwieriger dicht zu halten sind.



Die Zugkraft in einer Strebe ergibt sich zu:

$P = a \cdot b \cdot 0,1 h_x$ in kg (6)

worin a und b in cm, h_x in Mtr. einzusetzen ist.

Für die erste Verstrebungsreihe ist $h_x = h_1$, für die zweite $h_x = h_2$ usw.

Nötiger Querschnitt des Verstrebungs Eisens

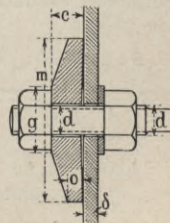
$f = P : k_z$ in qcm (7)

zulässige Beanspruchung für Flacheisen $k_z = 1000$ kg/qcm (8)

Verstrebung durch Schraubenbolzen.

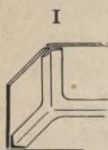
Maasse in mm, P in kg.

d	m	c	g	o	P
$3/4''$	100	20	25	10	1000
$7/8''$	115	23	28	12	1500
$1''$	130	25	32	13	2500
$1 1/8''$	145	28	38	14	3200
$1 1/4''$	160	32	42	16	4000
$1 1/2''$	175	38	45	19	6000

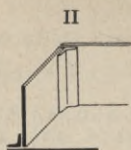


*) Anzahl der horizontalen Verstrebungsreihen.

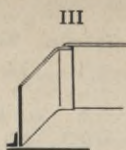
e) **Eckbildung der Gefässe** erfolgt entweder durch Abkröpfen der Bleche oder durch eingienietete Winkeleisen.



Kantenverbindung durch zusammenschweissten Winkeleisenrahmen (teuer).



Bodenanschluss durch äusseren Winkeleisenkranz, Seitenkanten durch innere Winkeleisenstücke verbund.



Bodenanschluss durch äusseren Winkeleisenkranz, Seitenkanten überlappt.

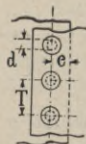


Bodenanschluss durch inneren Winkeleisenkranz, Seitenkanten überlappt.

f) **Tabelle. Winkeleisen und Anschlussnieten.**

Blechdicke δ	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	mm,
Winkeleisen	$\frac{4,0}{4}$	$\frac{4,0}{5}$	$\frac{4,5}{5}$	$\frac{4,5}{6}$	$\frac{5,0}{7}$	$\frac{5,5}{9}$	$\frac{6,0}{10}$	$\frac{6,5}{11}$	$\frac{7,0}{12}$	$\frac{7,5}{13}$	$\frac{8,0}{14}$	"
Nietdurchm. d	8	9	10	12	14	16	16	18	18	20	20	"
Teilung T	28	30	32	35	38	42	42	46	46	50	50	"
Randentfern. e	16	17	17	18	19	21	21	23	23	25	25	"

Die letzten Zahlen gelten für einschnittig einreihige Nietung, welche für Behälter meist angewendet wird.



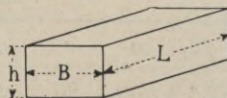
g) **Nietung.** Für offene Flüssigkeitsbehälter hat die Nietung nur einen verhältnismässig geringen Widerstand zu leisten, sie muss dagegen dicht halten.

Nieten ≤ 8 mm Durchmesser werden meist kalt eingezogen und vernietet. Bleche unter 0,5 cm Dicke lassen sich nicht mehr verstemmen. Zur Dichtung der Nietnaht benutzt man dann mit Mennige getränkte Leinwand- oder Pappstreifen (vergl. auch § 250 b).

h) **Gebräuchliche Abmessungen der Wasserbehälter.**

Folgende Verhältniszahlen sind zu Grunde gelegt:

$$B : L = 0,5; \quad h : L = 0,3.$$

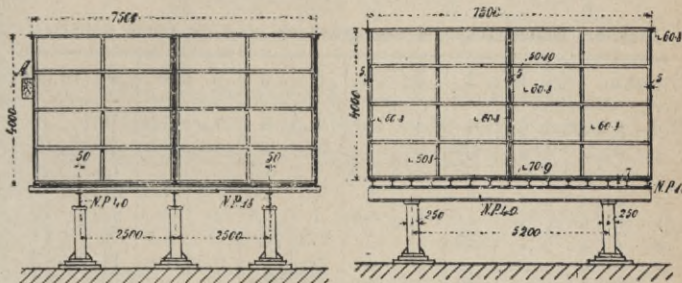


Inhalt $Q =$	1	2,5	5	7,5	10	20	40	60	80	100	150	200 cbm
Länge $L =$	1,9	2,5	3,2	3,7	4	5,1	6,4	7,4	8,1	8,7	10	11 Mtr.
Höhe $h =$	0,55	0,75	0,95	1,1	1,2	1,5	1,9	2,2	2,4	2,6	3	3,3 "
Breite $B =$	0,95	1,25	1,6	1,8	2	2,6	3,2	3,7	4	4,4	5	5,5 "
Gew. $G =$	240	400	700	850	1000	2000	3000	4000	5800	6500	9000	12000 kg

Preis für das kg 0,25 bis 0,40 Mk.

251. Unterstützung der rechteckigen Behälter.

a) Rechteckige Behälter wird man mit Rücksicht auf leichte Zugänglichkeit der Nietnähte des Bodens stets auf Säulen und I-Träger aufstellen.



Berechnung des Fundamentes, der Säulen und der I-Träger nach Abschnitt „Träger, Säulen“.

b) Runde Behälter. Für die Aufstellung runder Gefässe gibt § 254 Anhaltspunkte.

Runde Behälter. (252—256.)

Verwendung: Hochreservoir für Wasserwerke und Eisenbahnen, Behälter für Petroleum, Öle und dergl.

252. Runde Behälter mit innerer Pressung.

a) Wandstärken geschlossener Behälter. *)

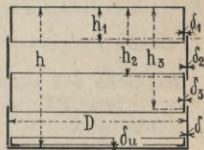
Berechnung wie in § 42 a für Röhren mit innerem Druck p in Atm., Durchm. D in cm:

$$\text{Wandstärke } \delta = \frac{D}{2} \cdot \frac{p}{k_z} + C \text{ in cm} \dots (1)$$

Zuschlag C je nach Material und Verwendungszweck.

b) Wandstärken offener Behälter.

Mit Rücksicht auf Schwächung der schmiedeeisernen Bleche durch Rosten, auch zum Schutz gegen äussere



gezeichnet f. 4 Blechschüsse.

*) Die Blechstärken der Dampfkessel werden berechnet nach § 50 f.

Widerstandszahl $w = \frac{1}{2} D \cdot p$ in kg/cm, D in cm.

Für diese Zahl wird (je nach Art der Nietung) Blechstärke und Nietabmessungen nach den Niettabellen in § 50 f bestimmt.

Beschädigung wählt man hier nur geringe Beanspruchung, etwa $k_z = 500 \text{ kg/qcm}$, entsprechend der Gleich. 1 ist dann:

$$\text{Wandstärke } \delta = \frac{D}{1000} \cdot \frac{h}{10} + 0,4 \text{ cm} \quad \dots (2)$$

Durchmesser D in cm, Höhe h in Mtr.

Tabelle. Blechstärken in mm (gebräuchliche) für runde Behälter.

Durchm. =	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10 Mtr.
Höhe 2 Mtr.	4	4	4	5	5	5	5,5	5,5	6	6
" 3 "	"	4,5	5	"	5,5	6	6	6,5	7	7
" 4 "	4,5	"	"	5,5	6	6,5	7	7	7,5	8
" 5 "	"	5	"	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9
" 6 "	"	"	6	6,5	7	7,5	8	9	9,5	10
" 7 "	"	5,5	"	7	7,5	8	9	9,5	10	11
" 8 "	5	"	"	"	8	9	9,5	10	11	12
" 9 "	"	6	7	7,5	8,5	9,5	10	11	12	13
" 10 "	"	"	"	8	9	10	11	12	13	14

Beispiel: Ein Behälter von 7 Mtr. Durchmesser, 8 Mtr. Höhe erhält als unterste Mantelblechstärke $\delta = 9,5 \text{ mm}$.

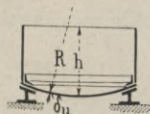
Die Stärken der übrigen Blechsüsse ermitteln sich aus der entsprechenden Höhenlage h_x nach Gleich. 3 oder obiger Tabelle.

253. Der Boden grosser runder Behälter.

a) Einfach gewölbter Boden.

Der einfach gewölbte Boden wird als Abschnitt einer innen gedrückten Kugel berechnet.

$$\text{Bodenstärke } \delta_\mu = \frac{R}{2} \cdot \frac{\rho}{k_z} \text{ in cm} \quad \dots (1)$$



$$\text{Beanspruchung } \sigma_z = \frac{R}{2} \cdot \frac{\rho}{\delta_\mu} \text{ in kg/qcm} \quad \dots (1a)$$

ρ Flüssigkeitspressung in Atm. für Wasser ist $\rho = 0,1 h$, wenn h in Mtr.,

R Radius des Kesselbodens in cm ($R \sim 1,4 D$) $\dots (2)$

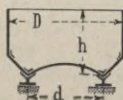
$k_z = 400 \text{ kg/qcm}$ zulässige Beanspruchung für Eisenblech.

Nachteile des einfach gewölbten Bodens. Es treten Nebenkräfte in der Unterstützung des Behälters durch die geneigte Auflagefläche auf.

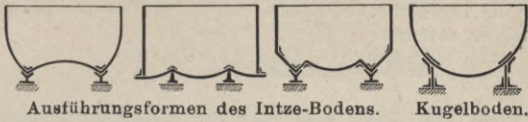
b) Intze-Boden.

Hier ist der Durchmesser des Auflageringes so gewählt, dass die durch denselben getrennten Bodenflächen gleich werden,

$$\text{also } d \sim 0,7 D \quad \dots (3)$$



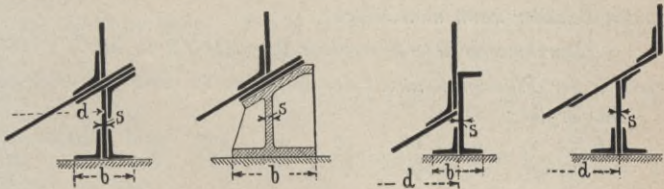
Die bei dem durchhängenden gewölbten Boden auftretenden Horizontalkräfte in der Auflagerung werden dadurch aufgehoben.



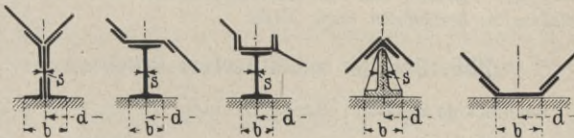
254. Die Auflagerung des runden Behälters.

a) Anschluss des Auflageringes an den Behälterboden.

Man verwendet hierzu meist Profileisen oder auch guss-eiserne Formstücke.



Unterstützungen der runden Behälter.



Unterstützungen des Intze-Bodens.

b) Berechnung des Auflageringes.

Bezeichnet:

- G Gewicht des Behälters in kg,
- G_1 „ der Flüssigkeit in kg,
- d Durchmesser des Auflageringes in cm,
- k den zul. Flächendruck für das betr. Fundamentmaterial, in kg/qcm, so wird:

$$d \cdot \pi \cdot b \cdot k = G + G_1, \text{ woraus:}$$

$$\text{Nötige Ringbreite } b = \frac{G + G_1}{d \cdot \pi \cdot k} \text{ in cm} \dots \dots \dots (4)$$

$$\text{für gutes Mauerwerk (oben Zement) } k = 10-14 \text{ kg/qcm} \quad (5)$$

c) Stegstärke. Wir erhalten hier:

$$d \cdot \pi \cdot s \cdot k = G + G_1 \dots \dots \dots (6)$$

woraus:

$$\text{Nötige Stegstärke } s = \frac{G + G_1}{d \cdot \pi \cdot k} \text{ in cm} \dots \dots \dots (7)$$

zulässige Druckbeanspruch. (Schmiedeeisen oder Grauguss)

$$k = 500 \text{ kg/qcm} \quad (8)$$

Für die Anschlussnieten des ringförmigen schmiedeeisernen Steges ist zu setzen:

$$\text{Widerstandszahl } w = \frac{G + G_1}{d \cdot \pi} \quad (9)$$

Für diese Zahl wählt man nach der Niettabelle in § 50 f oder 250 f die Blechstärke des Steges und die Nietverbindung.

d) Winkelleisen. Schenkelbreite und Stärke des Winkelleisens wähle nach § 250 f.

255. Für Übungsbeispiele

runder Behälter kann man setzen:

$$\text{Durchmesser } D \sim h, \text{ so dass } D \sim 1,1 \cdot \sqrt[3]{Q} \text{ in Mtr.} \quad . (10)$$

worin Q der Flüssigkeitsinhalt des Behälters in cbm.

Das ergibt:

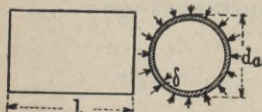
$Q = 2$	5	10	20	50	100	500	1000	cbm,
$D = h = 1,4$	2	$2,5$	3	4	5	$8,5$	11	Mtr.

Für den Mantel verwendet man Bleche von 3—5 Mtr. Länge und 1—2 Mtr. Breite und ist dementsprechend die Anzahl der Blechschüsse zu bestimmen nach Tafel.

256. Behälter mit äusserem Druck.

a) Rechteckige Behälter. Berechn. nach Gleich. 1—3, § 250 a.

b) zylindrisch.



Wandstärke:

$$\delta = \frac{d_a \cdot p}{2 \cdot k} + C \text{ in cm} \quad (1)$$

c) kugelig.



Wandstärke:

$$\delta = \frac{d_a \cdot p}{4 \cdot k} + C \text{ in cm} \quad (2)$$

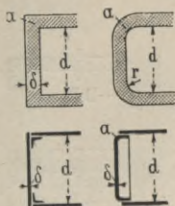
d_a äusserer Durchmesser in cm, p äusserer Druck in Atm., zul. Druckbeanspruchung k nach § 259.

Mit Rücksicht auf die Gefahr des Einbeulens gibt man der gerechneten Wandstärke einen Zuschlag C , abhängig von der Art des Materials, dem jeweiligen Zweck und bei zylindrischer Form von der Länge des Rohres (vergl. auch Buch Haeder „Dampfkessel“ IV. Aufl., unter Flammrohre).

257. Böden für runde Gefässe.

a) Gerader Boden. Es sei:

d lichter Durchmesser in cm, p Pressung in Atm., so ist:



$$\text{Wandstärke } \delta = x \cdot d \cdot \sqrt{\frac{p}{k_b}} \text{ in cm} \quad (1)$$

$$\text{Beanspr. } \sigma_b = x^2 \cdot p \cdot \frac{d^2}{\delta^2} \text{ in kg/qcm}^* \quad (2)$$

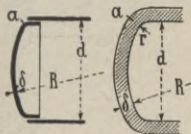
$$\text{zulässiger Druck } p = \left(\frac{\delta}{d}\right)^2 \cdot \frac{k_b}{x^2} \text{ in Atm.} \quad (3)$$

Für $r : d = 0,0 \quad 0,1 \quad 0,15 \quad 0,2$

Vorzahl $x = 0,4 \quad 0,35 \quad 0,3 \quad 0,25$

zulässige Beanspruchung k_b nach § 259.

b) Gewölbter Boden. Für $R = 0,5 d$ bis $7 d$ findet die Festigkeitsgleichung der Kugel Anwendung:



$$\text{Wandstärke } \delta = \frac{R}{2} \cdot \frac{p}{k_z} \text{ in cm} \quad (4)$$

$$\text{Beanspruchung } \sigma_z = \frac{R}{2\delta} \cdot p \text{ in kg/qcm}^* \quad (5)$$

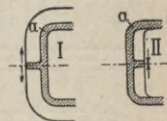
$$\text{zulässiger Druck } p = \frac{2\delta}{R} \cdot k_z \text{ in Atm.} \quad (6)$$

R Wölbungsradius in cm, zul. Beanspruch. k_z nach § 259.

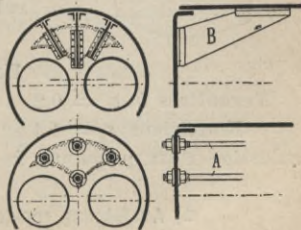
c) Verstärkung der Böden durch angegossene Rippen.*)

(Grauguss, Stahlguss.)

Rippen aussen (nach I) ungünstig, da die äusserste Faser auf Zug beansprucht wird (vergl. § 40 i). Rippen innen angegossen (nach II) ist vorteilhafter, doch soll die rechnerische Ermittlung der Wandstärke ohne Berücksichtigung der Rippen durchgeführt werden.



d) Grosse flache Böden aus Blech werden durch Anker versteift. Die in nebenstehender Abbildung punktiert angedeutete Fläche in qcm mit dem Druck in Atm. multipliziert gibt die Zugkraft in kg, welche die Spannanker A oder die Ankerbleche B auf Zug auszuhalten haben.



Berechnung nach § 250 c und Buch „Dampfkessel“.

*) Gefährlicher Querschnitt mit unberechenbarer Spannung bei a.

258. Deckel für Gefässe und Behälter.

Gebräuchlichste Deckelformen: rund, eckig, oval.

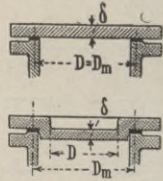
a) Der runde Deckel. Eben:

Wandstärke $\delta = \frac{1}{2} \cdot D \cdot \sqrt{\frac{\rho}{k_b}}$ in cm . . . (1)

Beanspruch. $\sigma_b = \frac{1}{4} D^2 \cdot \frac{\rho}{\delta^2}$ kg/qcm . . . (2)

zul. Druck $\rho = 4 \cdot k_b \cdot \frac{\delta^2}{D^2}$ kg/qcm . . . (3)

zul. Beanspruchung k_b nach § 259.



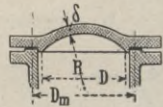
Kugelförmig (gültig für $R = 0,5d$ bis $7d$).

Wandstärke $\delta = \frac{R}{2} \cdot \frac{\rho}{k_z}$ in cm . . . (4)

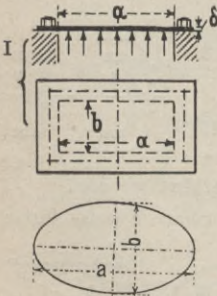
Beanspruch. $\sigma_z = \frac{R}{2} \cdot \frac{\rho}{\delta}$ in kg/qcm . . . (5)

zulässiger Druck $\rho = \frac{2\delta}{R} \cdot k_z$ in Atm. (6)

zulässige Beanspruchung k_z nach § 259.



b) Der rechteckige und ovale Deckel.



Berechn. genau wie Seitenwände ebener Gefässe in § 250 a.

Wandstärke: $\delta = \frac{b}{2} \cdot x \cdot \sqrt{\frac{\rho}{k_b}}$ in cm (7)

Beanspruch. $\sigma_b = \frac{b^2}{4} \cdot x^2 \cdot \frac{\rho}{\delta^2}$ kg/qcm (8)

zulässig $\rho = \frac{4\delta^2}{b^2} \cdot \frac{k_b}{x^2}$ Atm. (9)

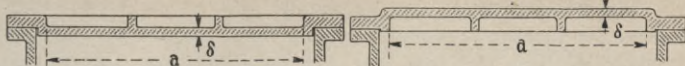
Werte von x .

Verhältnis $b : a = 0,2$	0,4	0,6	0,8	1	} . . . (10)
Koeffizient $x = 1,4$	1,3	1,2	1,1	1	

zulässige Beanspruchung k_b nach § 259.

c) Ausführung rechteckiger Deckel aus Grauguss.

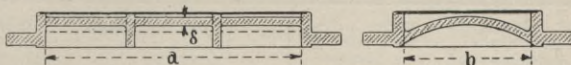
Mittlere und grössere Deckel werden ebenso wie die Böden in § 257 c durch Rippen versteift.



Rippen aussen ungünstig, da äusserste Rippenfaser auf Zug beansprucht.

Rippen innen vorteilhafter (vergl. § 40 i).

Gewölbte Deckel sind vorteilhafter als ebene Deckel.



Berechnung der Wandstärke δ als Zylinder.

259. Zulässige Beanspruchung für Gefässe und Deckel.

Bei Wahl der zulässigen Beanspruchung hat man den jeweiligen Verwendungszweck zu berücksichtigen.

Annäherungswerte, wenn bestimmte Erfahrungszahlen fehlen.

Belastungsart	Grauguss			Kupfer		Schm.-Eis. (Eisenblech)			Stahlblech			Stahlguss		
	a	b	c	a	b	a	b	c	a	b	c	a	b	c
Zug . . . $k_z =$	300	200	100	600	300	800	600	400	1000	700	500	750	500	300
Druck . . . $k =$	900	600	—	—	—	800	600	400	—	—	—	1000	750	500
Biegung . $k_b =$	450	300	150	—	—	800	600	400	1100	800	500	900	600	300

Spalte a gilt für ruhende Belastung (Behälter für Flüssigkeiten, Windkessel, Akkumulatoren).

„ b gilt für wiederholte Schwankung der Belastung von einem grössten positiven Wert bis zu einem $1/2$ so grossen (oder noch kleineren) negativen Wert.

„ c gilt für wechselnde Belastung zwischen einem grössten positiven und einem $1/2$ bis gleich grossen negativen Werte.

Für die Deckel des Niederdruckzylinders einer Dampfmaschine mit Kondensation wird man die Werte Spalte c wählen, ebenso für Deckel von Pumpenzylindern mit grosser Saughöhe und niedriger Förderhöhe (< 20 m).

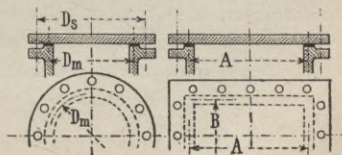
260. Schrauben für die Deckel.

Nach den in § 43 d-g entwickelten Grundlagen ist folgender Rechnungsgang einzuschlagen. Es sei:

ρ innerer Druck in Atm.,

D_m , A u. B in cm, so ist:

$$\text{Druck auf den Deckel } P = \frac{\pi}{4} D_m^2 \cdot \rho \quad | \quad A \cdot B \cdot \rho \text{ kg} \quad (1)$$



Die grösste Zugkraft P_m , welche die Schrauben auszuhalten haben, ist nicht nur abhängig von der Pressung p auf den Deckel, sondern auch von der Art der Dichtung, Länge und Material der Schraube, wie auch in § 43 f ausführlich erklärt.

Wir setzen als Annäherungswert:

	lange Schrauben	aufgeschliffen	Kupfer	Papier	Asbest	Gummi
$P_m =$	$1,33 P$	$1,42 P$		$1,6 P$		$1,7 P$

Man rechnet also zuerst P nach Gleich. 1 (vor. Seite) und dann P_m .

Tabelle für vorläufige Schraubenstärken.

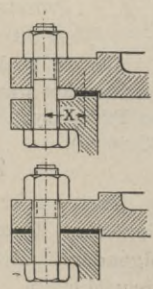
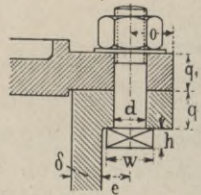
$q =$	16	22	28	33	39	45	60	mm,
$\delta =$	8	10	15	20	25	30	40	„
$d =$	16	20	23	26	29	32	39	„
$f =$	1,3	1,96	2,7	3,6	4,5	5,8	8,4	qcm,
$k_z =$	300	350	400	440	470	500	540	kg/qcm.

Dann ist:

$$\text{Anzahl der Schrauben } i = \frac{P_m}{f \cdot k_z} \dots \dots \dots (2)$$

Betr. Einteilung der Schrauben beachte man auch die Regeln 27 und 28, Seite 43 (I. Band) und die Tabelle für Zahl und Stärke der Schrauben im Anhang des II. Bandes.

Im II. Band sind praktische Fälle betr. Brüche von Flanschendeckeln erwähnt, die uns zeigen, dass man die Entfernung x von Schraube bis Packung möglichst kurz halten soll, wenn man nicht vorzieht, ganz aufliegende Packung anzuwenden (vergl. Abbildung).



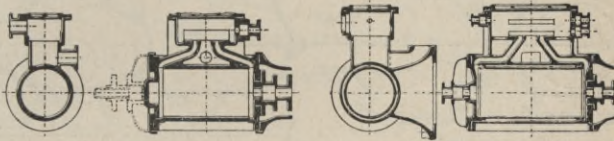
Für Deckel, welche häufig gelöst werden müssen, empfehlen sich Ösenschrauben nach § 43 n oder Mannlochbügel nach Tafel 37.

Zylinder. (261—264.)

Teile von zylindrischer Form mit innerer Pressung kommen im Maschinenbau vielfach vor.

261. Dampfzylinder.

Der vielseitigen Gestaltung wegen gehören Konstruktionsregeln für die Ausführung in ein Spezialbuch für Dampfmaschinen. Allgemeine Form eines Dampfzylinders für Schiebersteuerung.



Ohne Dampfhemd
für einfache

Mit Dampfhemd
für doppelte

Schiebersteuerung.

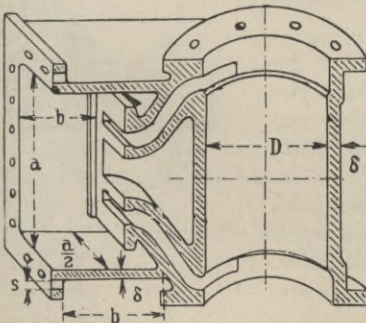
a) Wandstärke des Zylinderlaufes.*) Die theoretischen Werte nach § 42a sind hier nicht brauchbar, man wählt mit Rücksicht auf etwaiges späteres Ausbohren:

$$\text{Wandstärke } \delta = \frac{1}{50} D + 1,5 \text{ cm.} \quad (1)$$

b) Wandstärke des Schieberkastens. Wir legen die in § 42 e angegebene Rechnungsweise zugrunde, wonach:

$$\text{Wandstärke } \delta = \frac{b}{2} \cdot x \sqrt{\frac{p}{k_b}} \text{ in cm} \quad (2)$$

$$\text{Beanspruchung } \sigma_b = 0,25 \cdot b^2 \cdot x^2 \cdot \frac{p}{\delta^2} \text{ kg/qcm} \quad (3)$$



Im allgemeinen soll die Wandstärke nicht etwa rechnerisch ermittelt, sondern praktischen Tabellen entnommen werden, wie solche in dem Buch Dampfmaschinen angegeben sind. Hierauf muss man den Anfänger wiederholt hinweisen.

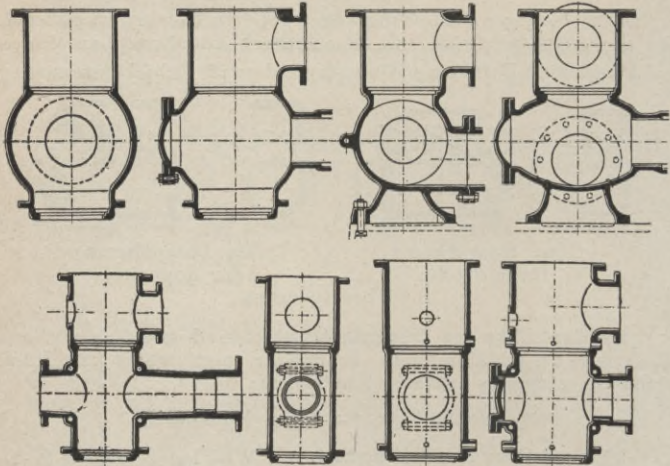
Werte x , wenn $b:a = 0,4 \quad 0,6 \quad 0,8 \quad 1 \quad \} \quad (4)$
 b schmale Seite: $x = 1,2 \quad 1,1 \quad 1 \quad 0,9 \quad \}$

zulässige Beanspruchung (Grauguss) $k_b = 300-500 \text{ kg/qcm} \quad (5)$

*) Berechnung der Deckel und Schrauben nach § 258-260.

262. Pumpenzylinder.

Auch diese Zylinder zeigen eine ausserordentliche Vielseitigkeit in bezug auf allgemeine Form, und sei hier auf das Buch „Pumpen“, II. Aufl., verwiesen.

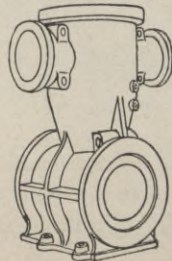
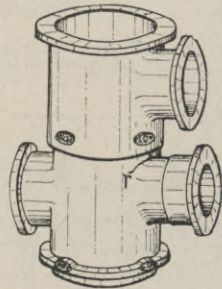


Ausführungsformen bis zu 500 Mtr. Wasserdruck.

Brüche an Pumpenkörpern zeigen sich meist an den Übergangsstellen. Sie sind die Folge von Gussspannungen und Wasserschlägen.

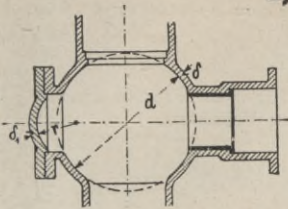
Man ordnet deshalb an den gefährlichen Stellen Verstärkungen an, welche im Verein mit schmiedeeisernen Spannankern nach beistehender Skizze und § 262d Brüche verhindern sollen, sowie die Möglichkeit bieten, nach etwa erfolgtem Bruch die Risse durch Zuganker soweit zusammenzuziehen, dass ein Weiterarbeiten mit der Pumpe doch möglich ist.

Bei **hohem Druck** erhalten die Pumpenkörper Längs- u. Querrippen, auch Zuganker an den Druckstutzen.



263. Wandstärke der Pumpenzylinder.

a) Hauptkörper kugelig.



Theoretische Beanspruchung:

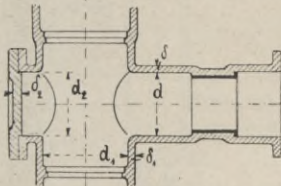
$$\sigma_z = \frac{d}{4} \cdot \frac{\rho}{\delta} \text{ in kg/qcm} \quad (1)$$

Wandstärke (wenn ρ in Atm.):

$$\delta = \frac{d}{4} \cdot \frac{\rho}{k_z} + C \text{ in cm} \quad (2)$$

δ_1 nach § 258 a.

b) Hauptkörper zylindrisch.



Theoretisch $\sigma_z = \frac{d}{2} \cdot \frac{\rho}{\delta}$ in kg/qcm (3)

Wandstärke $\delta = \frac{d}{2} \cdot \frac{\rho}{k_z} + C$ in cm (4)

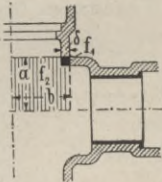
" $\delta_1 = \frac{d_1}{2} \cdot \frac{\rho}{k_z} + C$ " " (5)

" δ_2 nach § 258 a

für Grauguss: zul. $k_z = 200$ kg/qcm, $C = 0,6$ cm. (6)

" Stahlguss: " $k_z = 300$ " , $C = 0,3$ " . (7)

Ob für die Übergänge **Nocken** und **Spannanker** nötig sind, wird nach c-d ermittelt.



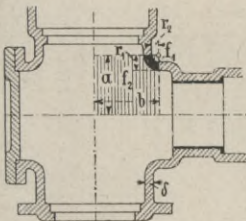
Übergänge der Zylinderwandungen.

c) Übergänge mit scharfen Ecken.*

Tragfläche $f_1 = \delta^2$ in qcm (8)

Belastungsfl. $f_2 = a \cdot b - \delta^2$ in qcm (9)

Beanspruch. $\sigma_z = \frac{f_2}{f_1} \cdot \rho$ in kg/qcm (10)



d) Übergänge mit gerundeten Ecken.*

Tragfläche $f_1 = \frac{r_1^2 \cdot \pi}{4} - \frac{r_2^2 \cdot \pi}{4}$ in qcm (11)

Belastungsfl. $f_2 = a \cdot b - \frac{r_1^2 \cdot \pi}{4}$ in qcm (12)

Beanspruch. $\sigma_z = \frac{f_2}{f_1} \cdot \rho$ in kg/qcm (13)

e) Spannanker anwenden, wenn

$\sigma_z > 200$ kg/qcm . . . (14)

Zugkraft $P = f_2 \cdot \rho$ in kg (15)

(f_2 nach Gl. 9 oder 12)

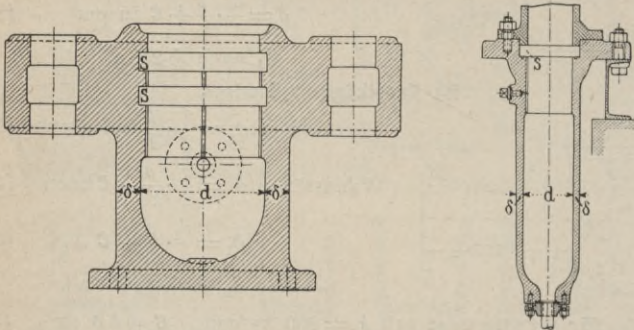
*) Diese Berechnungsweise rührt meines Wissens v. Prof. Riedler her.

$$\text{Kernquerschnitt } f = \frac{P}{k_z} \text{ in qcm} \dots \dots \dots (16)$$

zuläss. für Schmiedeeisen (gutes Material) $k_z = 1000 \text{ kg/qcm}$ (17)

264. Presszylinder.

Bei Berechnung dickwandiger Rohre für hohe Drücke, Presszylinder usw. ist das in § 42a Gesagte zu beachten.



Ausführungstypen von Presszylindern vgl. Tafeln im 2. Band.
Rillen S dienen zur Aufnahme der Lederstulpen nach § 249.

Die Annäherungsgleichungen*) für starke Wandungen bzw. hohe Pressungen lauten:

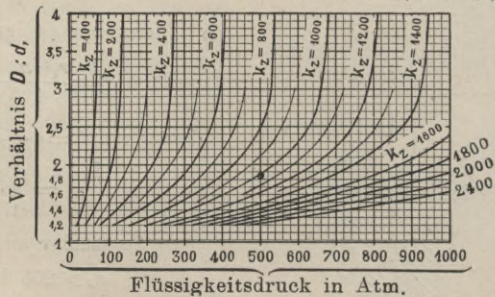
$$\text{nach Bach } \left. \begin{matrix} D \\ d \end{matrix} \right\} = \sqrt{\frac{k_z + 0,4 \rho}{k_z - 1,3 \rho}}; \quad \text{nach Lamé } \left. \begin{matrix} D \\ d \end{matrix} \right\} = \sqrt{\frac{k_z + \rho}{k_z - \rho}} \dots (1)$$

worin D äusserer, d innerer Durchmesser in cm,
 ρ innerer Druck in kg/qcm bzw. Atm.,

zulässige Beanspruchung für:

Grauguss $k_z = 300$, Stahlguss $k_z = 1000$, Stahl $k_z = 1500 \text{ kg/qcm}$ (2)

a) Schema
als Ersatz für
Gleich. 1.



Beispiel: Für $k_z = 1000 \text{ kg/qcm}$, $\rho = 500 \text{ Atm.}$ ist $D = 1,85 d$ zu wählen.

*) Vergl. auch in § 42a.

Abschnitt X.

Teile zu Lasthebevorrichtungen.

- 265. Riemen- und Hanfgurte.
- 266. Hanfseile.
- 267. Drahtseile.
- 268. Drahtseilarten.
- 269. Abmessungen von Lastseilen.
- 270—273. Rollen und Trommeln für Lastseile.
- 274—281. Ketten, Kettentrommeln.
- 282—284. Lasthaken.
- 285—290. Einfache Hebevorrichtungen.

Abschnitt XI.

Bremsvorrichtungen, Sperrwerke.

- 292. Allgemeines über Bremsen.
 - 293. Backenbremsen.
 - 294. Keilrillen.
 - 295. Kegelbremsen.
 - 296. Bandbremsen.
 - 297—300. Verschiedene Arten Bremsen.
 - 301—303. Sperrwerke.
-

Abschnitt X.

Teile zum Lastheben.

265. Riemen- und Hanfgurte zum Lastheben.

Anwendung: Als Lastgurte für Aufzüge und dergl. sowie für Transportbänder.

a) Berechnung der Gurte:

In Übereinstimmung mit Treibriemen in § 180 sei auch hier:

$$\text{zulässige Belastung } Q = b \cdot k \text{ in kg} \dots (1)$$

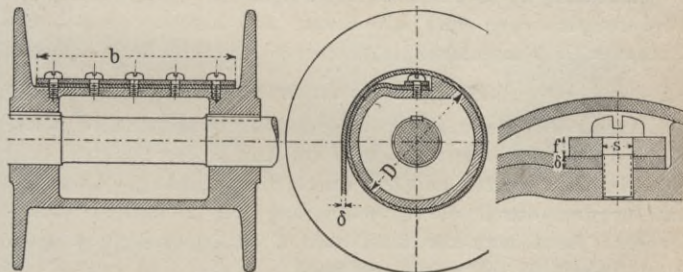
worin b die Breite des Gurtes in cm, k aus nachstehender Tabelle.

Tab. Werte des **Belastungskoeffizienten** k für den cm Gurtbreite, so dass $k \times \text{Breite in cm} = Q$ in kg.

	Riemengurt		Hanfgurt		
	einfach	dopp.	dopp.	vierfach	sechsfach gewebt
Dicke $\delta =$	6	12	4	8	12 mm
$k =$	24	42	30	48	66

Beispiel: Für Hanfgurt doppelt gewebt für Aufzug von 820 kg Tragkraft ergibt Tabelle $k = 30$, also Gurtbreite $b = 820 : 30 = 27$ cm, vierfach gewebter Gurt erhält eine Breite von $820 : 48 = 17$ cm.

b) Trommeln. Die Gurte werden durch Klemmschienen und Schrauben auf der Trommel befestigt. Die Abwicklung soll nur



soweit erfolgen, dass zur Schonung der Befestigung mindestens noch eine Lage auf der Trommel sich befindet.

Die Löcher für die Schrauben sind in Lederriemen durch Einschlagen mit Locheisen, in Hanfgurten durch Aufweiten der Gewebemaschen mittels Pfriem herzustellen.

Trommeldurchm. $D \geq 30 \delta$ meist $D = 40 \delta$ in cm. . . (2)

worin δ Gurtdicke in cm.

Hanfseile und Drahtseile zum Lastheben. (266—273.)

266. Hanfseile zum Lastheben.

Anwendung. Für fortwährende Benutzung und zum Heben grosser Lasten ungeeignet, da Verschleiss gross. Seile im Freien sollen mit Teer oder mit Carbonileum von Zeit zu Zeit gestrichen werden.

a) Berechnung der Hanfseile.

Q zul. Belastung des Seiles in kg,

δ Seildurchmesser in cm,

D Durchmesser der Seilrolle von Mitte zu Mitte
Seil in cm,

m Gewicht f. d. lfd. Mtr. Seil in kg nach Tab. 266 b,

so kann gesetzt werden:

$$\text{für } D \geq 10 \delta \text{ zulässig } Q = 80 \delta^2 = 1000 \cdot m \text{ in kg} \quad . . \quad (1)$$

$$\text{„ } D < 10 \delta \text{ zulässig } Q = (D : \delta) \cdot 100 \cdot m \text{ in kg} \quad . . . \quad (2)$$



b) Tabelle. Hanfseile aus badischem Schleisshanf.*)

δ Seildurchmesser in mm, m Seilgewicht in kg f. d. lfd. Mtr.

$\delta = 16 \quad 18 \quad 20 \quad 23 \quad 26 \quad 29 \quad 33 \quad 36 \quad 39 \quad 46 \text{ mm}$

$m = 0,21 \quad 0,27 \quad 0,32 \quad 0,37 \quad 0,53 \quad 0,64 \quad 0,8 \quad 0,96 \quad 1,05 \quad 1,55 \text{ kg}$

Bruch bei 1800 2300 2800 3750 4800 6000 7700 9200 10800 15000 „

zul. $Q = 220 \quad 300 \quad 340 \quad 460 \quad 600 \quad 750 \quad 950 \quad 1100 \quad 1300 \quad 1800 \quad \text{„}$

267. Drahtseile zum Lastheben.

Anwendung als flache oder runde Seile bei bergmännischen Förderungszwecken und als Ersatz für Ketten bei schnelllaufenden Hebemaschinen infolge ihres geräuschlosen Ganges.

a) Berechnung der Drahtseile.

Ausser den Bezeichnungen in § 266a bedeutet hier noch:

δ die Drahtstärke in cm, i die Anzahl der Drähte.

Die Seile werden auf Zug durch die angehängte Last und auf Biegung durch die Umschlingung der Seilscheibe beansprucht. Setzt man für Stahldraht $E = 2150000 \text{ kg/qcm}$ nach § 39, Tab. 2, so soll sein nach Bach:

$$\sigma_z + \sigma_b = \frac{Q}{i (\pi : 4) \delta^2} + 800000 \frac{\delta}{D} \leq k_z \text{ in kg/qcm} \quad . . \quad (1)$$

Für geeignete Seilkonstruktionen und Verwendung vorzüglichen Materiales kann man setzen:

*) Seile aus russ. Reisshanf sind $\sim 5\%$ leichter und haben $\sim 12\frac{1}{2}\%$ weniger Tragkraft.

für Seile aus

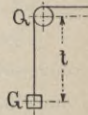
Eisendraht u. Bessemerstahldraht	k_z bis 1500	kg/qcm	} (2)
Tiegelstahldraht b. Menschenförderung	k_z „ 2000	„	
„ ohne „	k_z „ 3000	„	

Letztere Zahl ist nur dann zulässig, wenn die Maximalleistung nur selten gehoben wird.

b) Einfluss des Selggewichtes.

Bei grossen Förderhöhen tritt zu der zu hebenden Last noch die Belastung des Seiles durch sein Eigengewicht, welches man nicht vernachlässigen darf.

Ist G die zu hebende Last in kg, t die Förderhöhe in Mtr., m das Seilgewicht f. d. lfd. Mtr., s_0 wird grösste Seilbelastung $Q = G + t \cdot m = k \cdot m$ in kg . . . (3)



268. Drahtseilarten zum Lastheben.

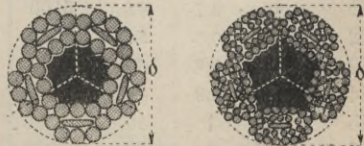
a) Runde Seile für die verschiedensten Zwecke. Als **Förderseile** ausgeführt mit $i = 36$ bis 180 Drähten von $\delta = 1,4$ bis 3,4 mm. Gebräuchlich sind die Drahtstärken von $\delta = 2$ bis 3 mm. Tab. d in 269.



b) Kranseile mit $i = 120$ bis 294 Drähte und $\delta = 0,5$ bis 2 mm, sehr biegsam, geeignet für verhältnismässig kleine Trommeldurchmesser. Tab. b in 269.

c) Aufzugseile mit $i = 96$ bis 252 Drähten und $\delta = 0,5$ bis 1,2 mm, besonders biegsam. Tab. a in 269.

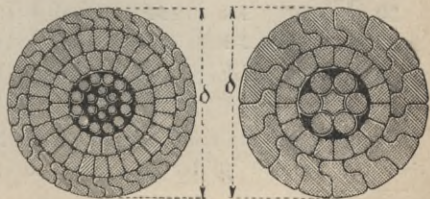
d) Flachlitzige Drahtseile von Felten & Guilleaume ausgeführt mit einer Hanfseele und 5 elliptisch geformten Litzen aus Runddrähten mit flachem Kerndraht.



Diese Seile haben gegenüber den runden Drahtseilen den Vorzug grösserer Berührungsfäche und geringeren Verschleisses.

e) Verschlossene Drahtseile hergestellt aus besonderen Formdrähten ohne Hanfeinlage.

Vorteile: gleichmässiger Verschleiss der Deckdrähte und infolge der glatten Oberfläche ruhiger Gang. Wenn gut eingefettet, wenig rostend.



269. Gebräuchliche Abmessungen von Lastseilen (Mittelwerte).

a) Aufzugseile (Gussstahldraht) besonders biegsam.

Seil- durch- messer	I. grössere Trommeldurchm.				II. kleinere Trommeldurchm.			
	Trommel- durchmesser	Draht- stärke	Gewicht 100 Mtr.	Bruch- belastg.	Trom- mel- durchm.	Draht- stärke	Gewicht 100 Mtr.	Bruch- belastg.
mm	mm	mm	kg	kg*)	mm	mm	kg	kg*)
12	500	1	54	6800	250	0,5	32	4000
13	550—600	1,1	65	8200	250—275	0,6	39	4900
14	600—650	1,1	71	9000	275—300	0,7	42	5200
15	650—700	1,2	78	9800	300—350	0,7	44	5500
16	750—800	1,3	91	11500	350—375	0,8	58	7200
17	900—1000	1,4	106	13300	375—400	0,9	65	8200
18	1000—1250	1,5	120	15000	400—450	0,9	73	9200
20	1250—1500	1,6	138	17300	450—500	1	90	11400

b) Kranseile (Gussstahldraht). Viel Tragkraft, weniger biegsam.

Seil- durch- messer	I. grössere Trommeldurchm.				II kleinere Trommeldurchm.			
	kleinst. Trom- mel- durchm.	Draht- stärke	Gewicht von 100 Mtr.	Bruch- belastung	kleinst. Trom- mel- durchm.	Draht- durchm.	Gewicht von 100 Mtr.	Bruch- belastg.
mm	mm	mm	kg	kg*)	mm	mm	kg	kg*)
8	200	0,5	21	3000				
9	240	0,6	31	4500				
11	280	0,7	41	6100	220	0,5	41	6000
12	320	0,8	54	8000	240	0,5	50	7500
13	340	0,8	60	9000	260	0,6	60	8800
14	360	0,9	69	10100	280	0,6	70	10200
15	380	1	80	11000	300	0,7	81	11500
16	400	1	90	13000	320	0,7	93	13000
17	440	1,1	103	15100	340	0,8	106	15600
18	480	1,2	122	18000	360	0,9	135	20000
20	520	1,3	144	21000	400	0,9	150	22000
22	560	1,4	167	24500	440	1	166	24000
23	600	1,5	191	28100	460	1,1	200	29500
24	640	1,6	208	32000	480	1,1	218	32500

c) Man wählt meist fünffache Sicherheit, so dass die zulässige Belastung gleich $\frac{1}{5}$ der Bruchbelastung.

*) Bei verzinkten Drähten 0,9 der Werte.

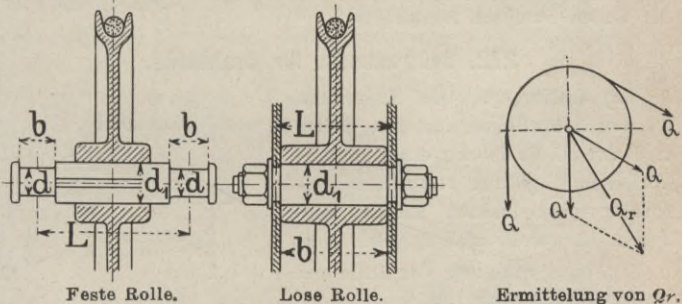
d) Förder-Drahtseile. Gewichte und Belastungen (Überschlagswerte).

I. Runde Seile				II. Flache Seile			
Seil-durchm. mm	Gewicht pro lfd. Mtr. kg	Bruch- belastung für Gussstahl K = 12000 kg	Zulässige Belastung 5fache Sicherheit kg	Dicke mal Breite mm	Gewicht pro lfd. Mtr. kg	Bruch- belastung für Gussstahl K = 12000 kg	Zulässige Belastung 5fache Sicherheit kg
13	0,55	6500	1300	9 × 38	1	11200	2200
14	0,65	7600	1500	10 × 44	1,2	13500	2700
15	0,7	8700	1750	11 × 46	1,3	14600	2900
16	0,8	9800	1950	12 × 51	1,6	18000	3600
18	1	12000	2400	13 × 55	1,9	22000	4400
20	1,2	14000	2800	14 × 60	2,2	25000	5000
22	1,4	16000	3200	15 × 64	2,6	29000	5800
24	1,7	20000	4000	16 × 68	3	34000	6800
26	2	24000	4800	17 × 72	3,4	38000	7600
28	2,4	27500	5500	18 × 78	3,8	43000	8600
30	2,8	36000	7200	20 × 82	4,4	48000	9600

Rollen und Trommeln für Lastseile.

270. Rollen für Lasthebe-Seile.

a) Nabe: Aus Seilzug Q bestimmt sich durch Kräftezerlegung (vergl. beistehende Abbildung) der Achsendruck Q_r .



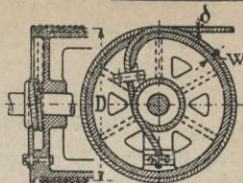
Dieser wird aufgenommen bei der festen Rolle in 2 Lagern, bei der losen Rolle durch die Rollennabe.

Bedeutet d, d_1, b Abmessungen in cm, so ergibt sich:

für feste Rolle $Q_r: 2 d \cdot b \leq 65 \text{ kg/qcm} \dots (1)$

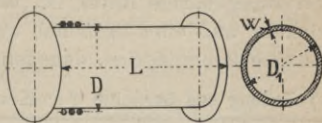
„ lose „ $Q_r: d_1 \cdot b \leq 65 \text{ „} \dots (2)$

c) Befestigung des Seiles auf der Trommel unter Vermeidung der Seilknickung. Drahtseile werden im Innern der Trommel durch Seilklemmen befestigt. Der grösseren Sicherheit wegen kann man das Seil noch ausserdem mehrere Male um die Welle wickeln. Der Forderung, das Seil nicht einzuknicken, kann durch Anordnung einer Wulst genügt werden.*)



273. Wandstärke und Berechnung der Trommel (Grauguss).

a) Die Wandstärke der Trommel dürfte meist durch Herstellungsrücksichten gegeben sein. Man kann setzen, wenn D_1 Trommeldurchm. in cm:



Wandstärke $w = 0,02 D_1 + 1$ cm, mindestens aber 1,2 cm (6)

b) Die rechnerische Prüfung hat auf zusammengesetzte Festigkeit zu erfolgen.

Bezeichnet: Q die Belastung des Seiles in kg,

D und L Abmessungen in cm nach vorstehender Abbild.,

so wird:

$$\text{Biegemoment } M_b = Q \cdot L : 4 \text{ in kgcm} \quad (7)$$

$$\text{Biegebeanspruchung } \sigma = M_b : W \text{ in kg/qcm} \quad (8)$$

$$\text{Drehungsmoment } M_d = Q \cdot D : 2 \text{ in kgcm} \quad (9)$$

$$\text{Drehungsbeanspruchung } \tau = M_d : W_p \text{ in kg/qcm} \quad (10)$$

Widerstandsmomente W und W_p nach § 39, Tab. 7 und 9.

Vereinigung der beiden Beanspruchungen zu einer resultierenden Beanspruchung nach § 40 s.

c) Die Anordnung der Trommel im Windwerk von Hebezeugen ist dieselbe wie bei den Kettentrommeln (§ 278 h).

d) Die Länge L der Trommel ist abhängig von der aufzuwickelnden Seillänge und so zu bemessen, dass das Seil nie ganz abläuft, sondern 2 Reservewindungen zur Schonung der Seilbefestigung auf der Trommel verbleiben.

Ist L_s die nutzbare Seillänge in Mtr., D der Windungsdurchm. in cm, s die Steigung der Windung nach Gleich. 3, so wird:

$$\text{Trommellänge } L = \left(\frac{L_s \cdot 100}{D \cdot \pi} + 2 \right) \cdot s \text{ in cm} \quad (11)$$

Für Hanfseile wird $s = b$ (vergl. Abbild. in § 271 a) (11 a)

*) Vergl. Haeders Zeitschrift 1906, Nr. 6.

Ketten sowie deren Trommeln und Rollen.

(274—281.)

274. Geschweisste Ketten.

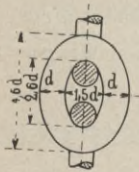
a) Material: Zähes weiches Schweisseisen.

b) Kettenart. Man unterscheidet nach untenstehenden Abbildungen I, II und III:

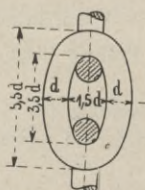
kurzgliedrige, langgliedrige und Stegketten.

Die kurzgliedrige Kette ist beweglicher und wird beim Aufwickeln auf eine Trommel weniger auf Biegung beansprucht als eine langgliedrige, dagegen ist sie teurer als diese.

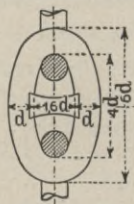
c) Teilung und Gewichte der Ketten angenähert:



I. Kurzgliedrige Kette.

Teilung $t = 2,6 d$ 

II. Langgliedrige Kette.

Teilung $t = 3,5 d$ 

III. Stegkette nach Marine-Vorschrift

Teilung $t = 4 d$ Gewicht m in kg f. d. lfd. Mtr., d in cm

$$m = 2,25 d^2$$

$$m = 1,92 d^2$$

$$m = 1,98 d^2$$

d) Zulässige Belastung einer aus gutem Material sorgfältig hergestellten kurzgliedrigen Kette (im neuen Zustand) nach Bach, wenn d in cm:

$$Q = 1000 d^2 \text{ für wenig angestrenzte Ketten } (k_s = 635 \text{ kg/qcm}) \quad (1)$$

$$Q \leq 800 d^2 \text{ „ häufiger benutzte „ } (k_s = 510 \text{ „}) \quad (2)$$

$$Q \leq 500 d^2 \text{ „ Dampfwindketten } (k_s = 320 \text{ „}) \quad (3)$$

Hierbei ist vorausgesetzt, dass der Rollen- oder Trommeldurchmesser D nicht kleiner als $20 d$ ist (vergl. § 278 a).

Für neue kalibrierte Ketten, d. h. solchen, deren Glieder in sich genau übereinstimmen, ist die zulässige Belastung zur Vermeidung von Formänderungen niedriger anzunehmen und zwar:

$$0,7 \text{ der in Gleich. 1—3 angegebenen Werte} \quad (4)$$

Bei Stegketten erhöht der Steg die zulässige Belastung, hierfür gilt

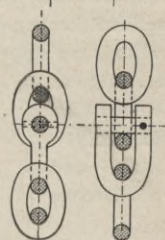
$$\text{Belastung} = 1,2 \text{ mal der in Gl. 1—3 angegebenen Werte} \quad (5)$$

e) Tab. Zulässige Belastung Q in kg für gewöhnliche Lastketten
(nach Gleich. 1).

Gewicht m in kg f. d. lfd. Mtr.

$d =$	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16 mm
$Q =$	250	360	490	640	810	1000	1210	1440	1690	1960	2250	2560 kg
$m =$	0,58	0,8	1,1	1,4	1,8	2,2	2,7	3,2	3,8	4,4	5,1	6 „
$d =$	18	20	22	24	26	28	30	35	40	45	50 mm	
$Q =$	3300	4000	5000	6000	7000	8000	9000	12500	16000	20000	25000 kg	
$m =$	7,3	9	11	13	15	18	21	27	36	45	58 „	

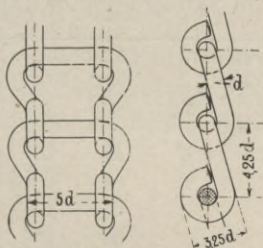
f) Das Kettenschloss dient zur Verbindung mehrerer Ketten miteinander oder zur Reparatur einer gerissenen Kette. Das Schloss läuft ebenso ungehindert wie die übrigen Kettenlieder über Rollen und Trommeln.



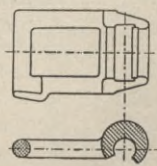
Kettenschloss.

275. Ungeschweisste Ketten.

a) Die Hakenkette nach Vaucanson eignet sich weniger zur Lastkette als zur Treibkette für kleinere Kräfte.



Vaucanson-Kette.



Grau- oder Temperguss.

b) Ähnliche Ketten, jedoch aus Grauguss, werden von A. Stotz in Stuttgart als Treib- und Transportkette angefertigt.

276. Gallsche Gelenkketten.

Diese Ketten sind Laschenketten, nicht durch Schweißung verbunden.

a) Material. Laschen: sehniges Schmiedeeisen oder Stahlblech; Bolzen: Gussstahl.

b) Anwendung als Last- und Treibketten. Gegenüber den gewöhnlichen geschweissten Ketten haben sie als Lastketten folgende Nachteile:

Gallsche Ketten sind nur in einer Richtung beweglich, sie sind schwerer und wesentlich teurer, die hohe Flächenpressung in den Zapfen hat schnelleren Verschleiss im Gefolge.

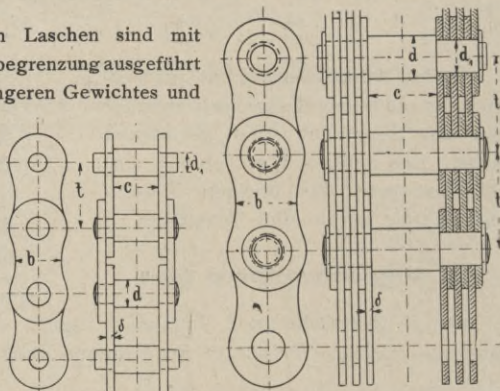
Vorteile: Anwendbar bis zu den grössten Belastungen. (Im Hebezeugbau finden geschweisste Ketten über 26 mm Stärke selten Anwendung.)

Die Sicherheit der Gallschen Kette ist grösser als diejenige der geschweissten.

c) Tabelle für Gallsche Lastketten.

Die einzelnen Glieder werden vernietet oder verschraubt.

Die einzelnen Laschen sind mit geschweifter Seitenbegrenzung ausgeführt zur Erzielung geringeren Gewichtes und besserer Anlage an die Kettenräder (vergleiche § 281). Die Bolzen sind in den Laschen drehbar.



Zulässige Belastung kg	Bolzen- durchm.		Platten			Tei- lung t	Bau- länge c	Gew. lfd. Mtr. kg
	d	d ₁	Breite b	Stärke δ	Zahl			
bis 100	5	4	12	2	2	15	12	0,7
110—250	8	6	15	2	2	20	15	1
260—500	10	8	18	3	2	25	18	2
510—750	11	9	20	2	4	30	20	2,7
775—1000	12	10	26	2	4	35	22	3,8
1025—1500	14	12	30	2,5	4	40	25	5
1550—2000	16	14	34	3	4	45	30	7,1
2100—3000	20	18	38	3	6	50	35	11
3100—4000	24	20	40	4	6	55	40	16
4100—5000	26	23	46	4	6	60	45	19
5100—6000	28	25	52	4,5	6	65	45	25
6100—7500	32	28	52	4,5	8	70	50	32
7600—8500	34	30	56	4,5	8	75	55	35
8600—12500	38	34	65	5,5	8	85	65	45
12750—17500	43	39	72	5,5	10	95	75	65
17750—25000	50	44	90	6	10	110	90	95

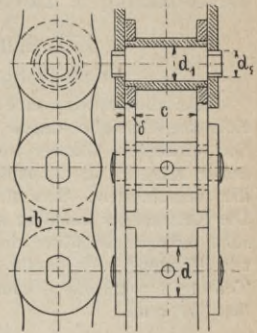
d) Gallsche Treibkette. Die gewöhnliche Gallsche Kette eignet sich infolge ihrer geringen Auflagefläche zwischen Bolzen und Lasche nicht als Treibkette. Hierfür finden die sog. Büchsenketten Anwendung.

Bei diesen sind die äusseren Laschen mit den Bolzen und die inneren mit den Stahlröhren fest verbunden, so dass sich die Bolzen nur in den Innenzylindern, d. h. den Stahlbüchsen, drehen können.

Infolge der wesentlich grösseren Auflagefläche fallen die Flächenpressungen kleiner aus.

Die Stahlbüchsen erhalten ein Schmierloch, um den arbeitenden Flächen Öl zuführen zu können.

Ketten für eine Belastung > 2000 kg erhalten zur Verminderung des Eigengewichts hohle Bolzen.



Büchsenkette.

e) Tabelle für Gallsche Triebwerkketten.

Zulässige Belastung kg	Bolzen- durchm.		Platten			Teil- lung t	Bau- länge c	Gew. lfd. Mtr. kg
	d	d ₁	Breite b	Stärke δ	Zahl			
bis 100	10	7	14	2	2	15	14	1,4
110—150	12	9	18	3	2	20	16	2
160—200	15	11	22	3	2	25	18	2,6
210—300	17	12	25	4	2	30	20	3,3
310—400	18	14	27	4	2	35	22	3,6
410—600	20	15	30	5	2	40	25	4,8
610—800	23	17	35	6	2	45	30	6,8
810—1000	26	20	38	6	2	50	35	8,5
1020—1500	28	22	40	4	4	55	45	12
1520—2000	32	24	46	5	4	60	50	15
2050—2500	36	28	52	5,5	4	65	55	21
2550—3000	40	30	52	6	4	70	60	25
3050—3500	42	32	60	6	4	75	65	29
3600—4000	44	34	65	5	6	80	70	33
4100—4500	46	36	75	5	6	85	75	36
4600—5000	48	38	80	5	6	90	80	38
5100—6000	50	40	85	5	6	95	85	42
6100—7500	52	42	90	5	6	100	90	47

Mit wachsender Kettengeschwindigkeit soll man die Belastung kleiner wählen und zwar:

Geschw.	0,5	1	1,5	2	2,5	3 Mtr/Sek	} (1)
das	1	$\frac{7}{8}$	$\frac{6}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{8}$ fache	

der Belastung in Tab. 276 e.

277. Renolds Zahnkettengetriebe.

(Friedrich Stolzenberg & Co., Reinickendorf.)

Bei diesen wird eine eigenartige Zahnform verwendet und sollten sich die Getriebe durch besonders geräuschlosen Gang auszeichnen. Die einzelnen Glieder sind gegeneinander versetzt, in der Abbildung durch die verschiedene Schraffur erkennbar. Die Kettenräder erhalten seitliche Flansche oder in der Mitte eine Eindrehung zur Führung der Kette. Ausführung Teilung $t = 20$ bis 40 mm, Breite 15 bis 150 mm.



Kettentrommel.

278. Kettentrommel für gewöhnliche Ketten.

a) Durchmesser der Trommel nicht zu klein. Man setze:

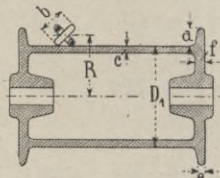
für Handbetrieb $2R = D > 20d$ (1)

für masch. Betrieb $2R = D > 30d$ (2)

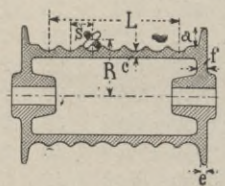
worin d Ketteneisenstärke.

b) Die Rille für die Kette am Umfang der Kettentrommel.

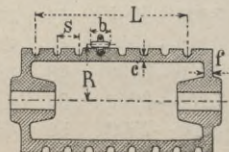
Glatte Trommeln für untergeordnete Zwecke z. B. bei gewöhnlichen Handwinden. Die Kettenglieder scheuern aneinander oder legen sich übereinander, wodurch der Verschleiss befördert wird. Trommel mit Flansch versehen, um Ablaufen zu verhüten.



Kettentrommel mit **eingedrehten Kreisrillen**. Die Kettenglieder legen sich unter 45° geneigt auf die Trommel. Auch hierbei sind aus dem vorstehend angegebenen Grunde Flansche vorzusehen.



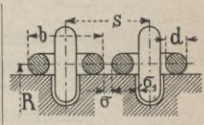
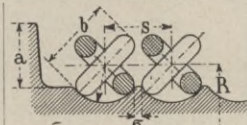
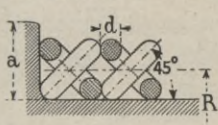
Kettentrommel mit **eingedrehten Rillen**, in denen die Kettenglieder aufrecht stehen. Diese Trommel findet vorzugsweise Anwendung bei maschinell betriebenen Hebezeugen.



c) Abmessungen der Trommeln. Hierzu Abbildungen in § 278 b.

$d =$	8	10	12	14	16	18	20	22	24	28	30	40	mm
$a = b =$	28	35	42	49	56	63	70	77	84	98	105	140	„
$c =$	12	12	12	14	16	18	20	22	24	28	30	40	„
$e =$	10	10	11	11	12	12	13	13	14	14	15	15	„
$f =$	15	15	18	21	24	27	30	33	36	42	45	60	„
$\sigma =$	2	3	3	3	3	4	4	4	4	4	5	5	„

Die vorstehend angegebenen Abmessungen gelten nur für die kurzgliedrige geschweisste Kette (vergl. § 274 c), auch Schakenkette genannt. Diese findet im Kranbau fast ausschliesslich Verwendung, weil sie sich dem Umfang der Rolle oder Trommel besser anschmiegt und kleinere Aufwicklungsdurchmesser gestattet.



Entfernung der Rillen :

$$s = 0,71 \cdot b + \sigma$$

$$s = b + \sigma$$

$$\sigma_1 = 2-4 \text{ mm}$$

d) Die Länge der Trommel ist bestimmt durch die erforderliche Anzahl Windungen.

Ist l die Länge des aufzuwickelnden Kettenstückes in Mtr., R der Aufwicklungsradius in Mtr., so wird :

$$\text{Anzahl der Windungen } i = \frac{l}{2R \cdot \pi} \dots \dots \dots (3)$$

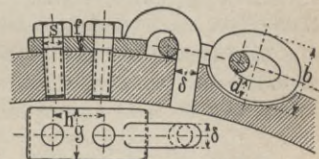
damit ergibt sich

$$\text{nutzbare Trommellänge } L = (i + 2) \cdot s \text{ in mm} \dots (4)$$

worin $s =$ Steigung der Windungen nach Tabelle in § 278 c.

Die Trommel muss so lang sein, dass nach Ablauf des nötigen Kettenstückes noch 2 Reservewindungen auf der Trommel verbleiben zur Schonung der Befestigung. In Gleich. 4 ist diesem Umstand Rechnung getragen.

e) Die Befestigung der Kette auf der Trommel zeigt nebenstehende Abbildung. Für untergeordnete Zwecke verwendet man wohl auch einen gewöhnlichen Haken.

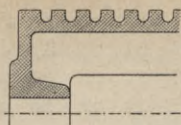


$$s = d; f = \frac{3}{4}s; g = 2,5s; \delta = 1,1d.$$

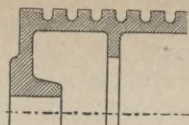
f) Ausführung der Trommel.

Trommeldurchmesser nach 278 a, Wandstärke der Trommel nach 278 c.

Bis $L = 600$ mm Trommellänge ohne Rippen. Über $L = 600$ mm Länge sind erforderlich.

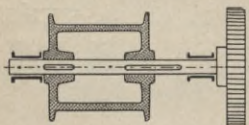


Mit Längsrippen nicht zu empfehlen, da Modell- und Formereikosten ganz erheblich vergrößert werden, erfordert Anwendung geteilter Kerne.

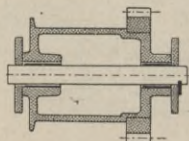


Radiale Rippen tragen wesentlich zur Vergrößerung der Festigkeit bei und sind in der Herstellung billiger als Längsrippen.

g) Anordnung der Trommel im Windwerk.



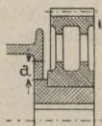
Trommel aufgekeilt auf Welle. Ist genügend Platz vorhanden, so finden Nasenkeile, andernfalls Federkeile Anwendung. Dabei muss beachtet werden, dass der eine Federkeil etwas tiefer in die Nabe eintritt als der andere, um die Trommel bequem abziehen zu können. Kraftübertragung erfolgt durch die Welle; diese ist deshalb auf Biegung und Drehung zu berechnen.



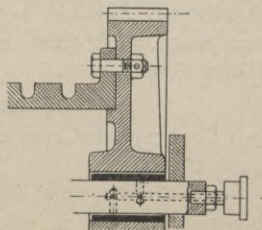
Trommel mit Antriebsrad direkt verbunden, läuft in Buchsen auf feststehender Welle. Letztere wird in diesem Fall nur auf Biegung beansprucht durch Kettenzug und Zahndruck.

h) Befestigung des Zahnrades auf der Trommel.

Das Zahnrad wird entweder direkt auf die Trommel gekeilt (vergl. § 278 h) oder auf den Naben Hals nach beistehender Abbildung. Damit die Laufflächen auf der Welle nicht durch Formsand zerstört werden, sind genügend grosse Kernlöcher ($a \geq 60$ mm) anzuordnen.



Besser ist die Trommel an einer Seite offen auszuführen und das Zahnrad aufzuschrauben, wie nebenstehend angedeutet. Für gute Zentrierung ist Sorge zu tragen, um Schiefelaufen der Trommel zu vermeiden.



Die Schmierung erfolgt durch die feststehende Welle, wie in vorstehender Abbildung gezeigt.

i) Berechnung der Verbindungsschrauben.

$2R$ der Aufwicklungsdurchm. der Kette in cm,

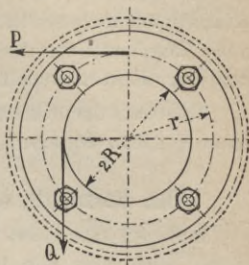
Q der Kettenzug in kg,

$2r$ der Schraubenlochkreis in cm,

Umfangskraft im Lochkreis

$$P = Ma : r = Q \cdot R : r \text{ in kg. } (5)$$

Die Kraft P soll durch die infolge der Anpressung der Schrauben hervorgerufene Reibung übertragen werden können (vergl. § 138 d).



Anpressungsdruck sämtlicher Schrauben $P_s = P : \mu$ in kg (6)
 worin für Grauguss auf Grauguss

$$\text{Reibungskoeffizient } \mu = 0,15 \dots \dots (7)$$

Nimmt man als Sicherheit noch an, dass nur $\frac{2}{3}$ der Schraubenanzahl an der Übertragung teilnimmt und bezeichnet z die Anzahl der Schrauben,

so wird:

$$\text{Anpressungsdruck einer Schraube } P_0 = P_s : \frac{2}{3} z \text{ in kg } (8)$$

Die Berechnung der Schrauben erfolgt nach § 43 e oder Tab. 2 in 43 b.

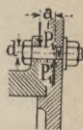
Die Kraftübertragung soll aber auch bei gelockerten Schrauben noch ihren Zweck erfüllen. Da nun der Bolzendurchmesser meist etwas kleiner ist als der Lochdurchmesser, so rechnen wir nicht auf Abscherung sondern auf Biegung.

$$P_1 = P : \frac{2}{3} z \text{ Belastung einer Schraube in kg } (9)$$

a Hebelarm in cm nach beistehender Abbild.,

$$W = 0,1 d^3 \text{ Widerstandsmoment einer Schraube in cm}^3,$$

so wird:



$$\text{Biegemoment } M_b = P_1 \cdot a \text{ in kgcm } \dots \dots (10)$$

$$\text{Biegebbeanspr. } \sigma_b = M_b : W \text{ in kg/qcm } \dots \dots (11)$$

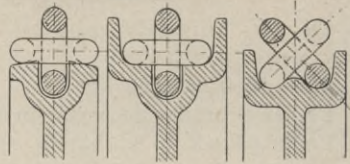
$$\text{zulässig } 600 \text{ kg/qcm für Schmiedeeisen } \dots \dots (12)$$

Kettenrollen und Kettenräder.

279. Kettenrollen für gewöhnliche Ketten.

Nebenstehend sind einige Kranztypen dargestellt. Der hohe Rand soll das Abschlagen der Ketten verhindern.

Durchm. der Kettenrolle nach § 278a, Gleich. 1–2.



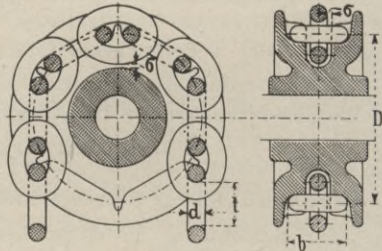
280. Verzahnte Kettenrollen für kalibrierte Ketten.

Anwendung als Kettennüsse und als Haspelräder. Die Kette wird von den Zähnen, welche am Umfang der Rolle sitzen, gefasst und weitergezogen.

Die Kettennuss findet vielfach Anwendung für Hebezeuge zur Erzielung eines kleinen Lastmomentes bei grosser Belastung.

Berechnung der Kettennuss.

- t Kettenteilung in cm,
- z Zähnezahl,
- d Ketteneisenstärke in cm.



$$\text{Teilkreisdurchm. } D = \sqrt{\left(\frac{t}{\sin \frac{90}{z}}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos \frac{90}{z}}\right)^2} \text{ in cm . . (1)}$$

Für $z \geq 6$ und $d \leq 1,8$ cm ist mit genügender Genauigkeit:

$$\text{Teilkreisdurchm. } D = \frac{t}{\sin \frac{90}{z}} \text{ in cm (2)}$$

Die Kettennuss (Grauguss oder Stahlguss) kann im Durchmesser sehr klein gehalten werden; als kleinste Zähnezahl findet man mit Rücksicht auf den Achsendurchm. $z \geq 4$.

Für Übungsbeispiele:

Belastung $Q = 250$ bis $10\,000$ kg.

Kettenstärke d und Teilung t nach § 274c, Fig. 1.

Vorläufig setze für $z =$	5	6	7	8	9	10	11	12
Verhältnis $D:t$. . . =	3,27	3,88	4,5	5,1	5,73	6,41	7,05	7,63

Genaueres Nachrechnen nach Gleichung 1 erforderlich.

281. Kettenräder für Gallsche Ketten.

a) **Material:** Grauguss oder Stahlguss für Kettenräder, geschmiedeter Stahl für Kettenachsen.

Kettenräder für Ketten mit geschweiften Laschen erhalten zur Auflage für diese seitliche Ränder.

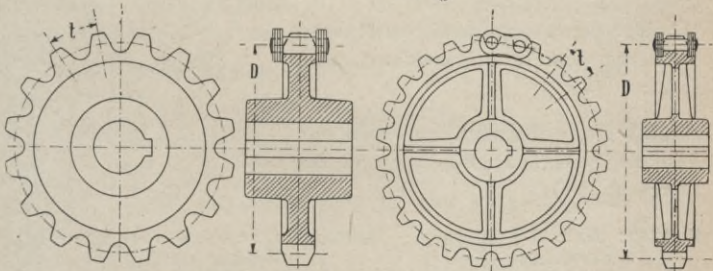
Bei geraden Laschen liegen die Bolzen in den Zahnlücken auf. Die Zähne der Kettenräder müssen gefräst werden.

b) **Zähnezahl und Durchmesser** der Gallschen Kette.

Zähnezahl ausgeführt $z = 7$ bis 130.

z Anzahl der Zähne, t Teilung der Kette in cm, so wird:

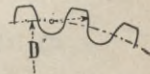
$$\text{Teilkreisdurchm. } D = \frac{t}{\sin \frac{180}{z}} \text{ in cm} \dots (1)$$



Kettenlasche gerade.

Kettenlasche geschweift.

c) Das **Kopfprofil** der Zähne wird durch Radien gebildet, wie nebenstehende Abbildung zeigt. Der Radius wird beschrieben um den benachbarten Zahnmittelpunkt, so dass also dem freien Aus- und Einschwingen der Kettenbolzen nichts im Wege steht.



Für Übungsbeispiele:

Belastung (Umfangskraft) $P = 100$ bis $10\,000$ kg.

Teilung entsprechend nach § 276 c:

Für $z = 10$	20	30	40	60	80	100
ist $D : t = 3,236$	6,410	9,523	12,82	19,23	22,73	31,25

Für andere Zähnezahlen gilt vorstehende Gleichung 1.

Haken, Lastbügel, Ösen. (282—284.)

282. Einfacher Haken.

a) Vorläufige Abmessungen (üblichen Ausführungen entnommen):

$$h = 0,14 \cdot \sqrt{Q} \text{ in cm} \quad (1)$$

$$c = 0,4 h \text{ in cm} \quad (2)$$

$$b = 0,7 h, b_1 = 0,3 b \text{ in cm} \quad (3)$$

$$a = h \text{ in cm} \quad (4)$$

$$l = 0,5 a + 0,41 h \text{ in cm} \quad (5)$$

Ferner wähle man (vergl. auch nebenstehende Figur):

$$\text{Radius } R = 0,5 (h + a + c),$$

$$\text{Maasse } f = 0,55 d, g = 1,1 d, i = 3,3 d.$$

Mit diesen vorläufigen Maassen wird der Haken aufgezeichnet, dann folgt:

b) Berechnung auf zusammengesetzte Festigkeit, Biegung und Zug. (vergl. § 40 o).

Biegung: $M_b = Q \cdot l$ in kgcm; Beanspr. $\sigma_b = M_b : W$ in kg/qcm (6)

Widerstandsmoment W nach Tab. in 282c.

Zug: $\sigma_z = Q : F$ in kg/qcm; Querschnitt F nach Tab. in 282c (7)

Gesamtbeanspruchung $\sigma = \sigma_b + \sigma_z$ in kg/qcm (8)

zulässig für Schmiedeeisen $k_z = 900$ kg/qcm (9)

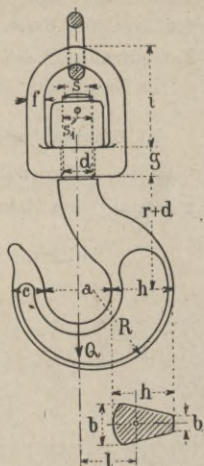
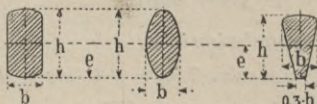


Fig. 1.

c) Tab. Querschnitt und Widerstandsmoment
gebräuchlicher Querschnitte.



Querschnitt $F = 0,9 b \cdot h$ $0,78 b \cdot h$ $0,64 b \cdot h$ in qcm

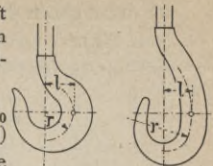
Widerstandsmom. $W = 0,14 b \cdot h^2$ $0,1 b \cdot h^2$ $0,09 b \cdot h^2$ „ cm³

gerechnet mit $e = 0,5 h$ $0,5 h$ $0,59 h$ „ cm.

Der Haken mit trapezförmigem Querschnitt wird an Gewicht leichter ausfallen, als derjenige mit rechteckigem Querschnitt.

Die Berechnungsweise Gleich. 6 bis 8 trifft nicht ganz zu, da wir es hier nicht mit einem geraden Stab, sondern nach Bach mit einem solchen mit gekrümmter Mittellinie zu tun haben.

Die wirkl. Beanspruchung ist um 30–40 % grösser (10)



Wir werden aber trotzdem die vorstehende Rechnungsweise als die übliche annehmen und den Fehler in der Wahl der zul. Beanspruchung (Gleich. 9) berücksichtigen. (In Wirklichkeit ist die Beanspruchung also $1,4 \cdot 900 \sim 1300$ kg/qcm.)

d) Der **Kerndurchmesser** s des Gewindes (*Fig. 1*) wird auf Zug mit Q kg Belastung beansprucht:

Beanspr. $\sigma_z = Q : \frac{\pi}{4} \cdot s^2$ in kg/qcm; zul. $k_z = 500$ kg/qcm (11)

ferner

$$s = 1,13 \sqrt{Q : k_z} = 1,13 \sqrt{Q : 500} = 0,05 \cdot \sqrt{Q} \text{ in cm. . . (12)}$$

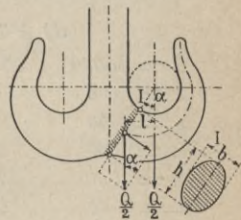
Den **Zapfendurchmesser** d macht man etwas grösser (etwa 2 bis 5 mm) als den äusseren Durchmesser s_1 des Gewindes.

Die Beanspruchung ist hier $\sigma_z = Q : \frac{\pi}{4} d^2$ in kg/qcm. (13)

283. Doppelhaken.

a) Anwendung finden dieselben bei grösseren Lasten, 10 000 kg und mehr. Wird die Last gleichmässig auf den Haken verteilt, so ist die Beanspruchung eine günstigere als beim einfachen Haken. Kommt jedoch die Last an einem Hakenmaul zur Aufhängung, so wird die Materialbeanspruchung wesentlich ungünstiger als beim einfachen Haken. Letzteres sollte deshalb vermieden werden.

b) Die **Berechnung** des Doppelhakens erfolgt wieder auf zusammengesetzte Festigkeit und zwar wird für Querschnitt I als der gefährlichste:



Biegung: $M_b = \frac{Q}{2} \cdot l$ in kgcm . . (14)

$\sigma_b = M_b : W$ in kg/qcm . . (15)

Widerstandsmom. W nach Tab. 282 c.

Zug: $\sigma_z = \frac{\sin \alpha \cdot \frac{1}{2} Q}{F}$ in kg/qcm . . . (16)

Querschnitt F nach Tab. in 282 c.

Gesamtbeanspruchung = $\sigma_b + \sigma_z$ in kg/qcm . . . (17)

zulässig für Schmiedeeisen 700 kg/qcm . . (18)

Die Berechnung der Schraube s und des Zapfens d erfolgt nach Gleich. 11 bis 13 in § 282 d.

c) Aufzeichnen der Doppelhaken.

Den Haken entwerfe man zunächst nach dem Gefühl unter Benutzung nachstehender vorläufiger Maasse.

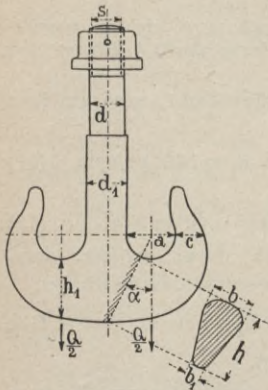


Fig. 9 mit rundem Schaft

$$b = d_1 = 0,065 \sqrt{Q} \text{ in cm. } (19)$$

$$\left. \begin{aligned} a &= 0,13 \sqrt{1/2 Q} \text{ in cm, } h_1 = 0,125 \sqrt{1/2 Q} \text{ in cm,} \\ c &= 0,45 h_1, b_1 = 0,3 b \text{ in cm, Kerndurchmesser } s \\ &\text{und Zapfdurchmesser } d \text{ nach 282d} \end{aligned} \right\} (21)$$

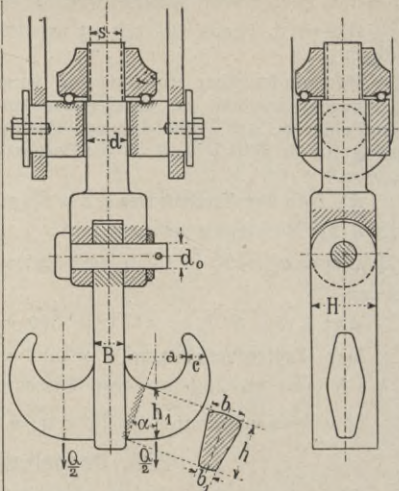


Fig. 10 mit flachem Schaft

$$B = 0,044 \sqrt{Q} \text{ in cm, } H = 2 B (20)$$

d) Für Übungsbeispiele :

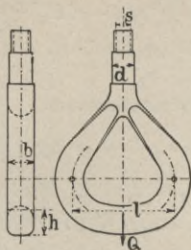
$Q =$	10000	20000	30000	50000	70000 kg,
$a =$	95	135	165	210	250 mm,
$h_1 =$	90	130	155	200	240 „
$c =$	40	58	72	92	110 „
$s =$	50	70	87	112	132 „
$d =$	65	92	112	145	170 „
$b = d_1 =$	70	100	120	155	180 „

Nach dem Aufzeichnen ist der Haken auf Festigkeit zu prüfen.

284. Lastbügel, Lastbrücken, Ösen.

Für aussergewöhnlich schwere Lasten benutzt man vielfach zum Heben nicht offene Haken, sondern sog. Lastbügel oder Lastbrücken. Die letzteren bieten mehr Sicherheit, da sie nicht durch Schweissung mit den Schenkeln verbunden sind, wie die Lastbügel.

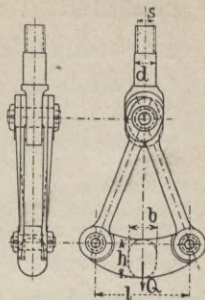
a) Lastbügel.



Biegungsm. $M_b = \frac{Q \cdot l}{8}$ kgcm (22)

Beanspr. $\sigma_b = M_b : W$ kg/qcm (23)

b) Lastbrücke.



$M_b = \frac{Q \cdot l}{4}$ in kgcm . (24)

$\sigma_b = M_b : W$ in kg/qcm . (25)

Widerstandsmoment W in cm^3 je nach Querschnittsform nach § 39, Tab. 7 u. f. oder nach 282 c.

zul. für Schmiedeeisen $k_s = 900$ kg/qcm . . . (26)

Zapfendurchm. d und Kerndurchm. s nach § 282 d.

Damit eine Einbiegung nicht stattfindet, macht man den Querschnitt bei A gleich $b \cdot h$.

c) Für Übungsbeispiele. $Q = 30000$ bis 100000 kg, vorläufige Maasse $l = 0,3 \cdot \sqrt{Q}$ in cm, $b = h = 0,07 \sqrt{Q}$ in cm.

d) Berechnung der Öse.

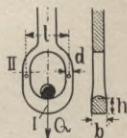
Querschnitt I:

Biegungsmom. $M_b = \frac{Q \cdot l}{8}$ kgcm . . . (27)

Beanspr. $\sigma_b = M_b : W$ in kg/qcm . . (28)

Widerstandsmom. W in cm^3 nach § 39, Tab. 7.

Zul. Beanspr. für Schmi. $k_b = 900$ kg/qcm (29)



Querschnitt II:

Zugbeanspruchung $\sigma_s = \frac{Q}{2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2}$ in kg/qcm . . (30)

zul. Beanspruchung für Schmiedeeisen $k_s = 900$ kg/qcm . (31)

Für Übungsbeispiele. $Q = 500$ bis 20000 kg. Vorläufige Maasse:

$l = 0,15 \sqrt{Q}$ in cm, $h = 0,6 l$, $d = 0,05 \cdot \sqrt{Q}$ in cm . (32)

Einfache Hebezeuge. (285-290.)

285. Hauptgleichungen zu § 286-290.

Bezeichn.: p Kraft in kg; s_1 Weg der Kraft, v_1 Geschw. der Kraft
 Q Last „ „; s_2 „ „ Last, v_2 „ „ Last
 i Übersetzungsverhältnis, η Wirkungsgrad

so ist: Kraft $p = \frac{Q}{i \cdot \eta}$ in kg, Last $Q = p \cdot i \cdot \eta$ in kg . (1)

Weg $s_1 = s_2 \cdot i$ in Mtr.; Weg $s_2 = s_1 : i$ in Mtr. . (2)

Geschw. $v_1 = v_2 \cdot i$ in Mtr./Sek.; Geschw. $v_2 = v_1 : i$ in Mtr./Sek. (3)

Verrichtete Arbeit $A = s_2 \cdot Q$, in Mtr./kg, oder $Q \cdot v_2$ in mkg/Sek. (4)

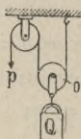
286. Rollen. (o lose Rollen, n Anzahl der losen Rollen.)

a) 1 feste Rolle.



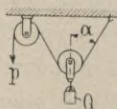
Übersetzung $i = 1$
 Wirkungsgr. $\eta \sim 0,95$

b) 1 feste,
 1 lose Rolle.



$i = 2$
 $\eta \sim 0,9$

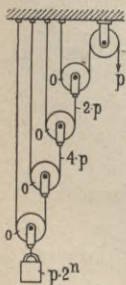
c) 1 feste,
 1 lose Rolle.



$i = 2 \cdot \cos \alpha$. (6)
 $\eta \sim 0,9$. . (7)

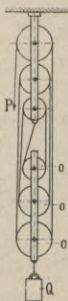
287. Flaschenzüge.

d) Potenzflaschenzug.
 o sind lose Rollen



Übersetzung $i = 2^n$
 Wirkungsgr. $\eta \sim 0,8$

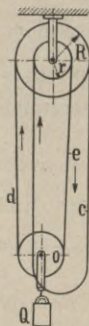
e) Faktorenflaschenzug.
 o sind lose Rollen



Die festen, ebenso die losen Rollen
 werden nebeneinander angeordnet.

$i = 2 \cdot n$
 $\eta \sim 0,8$

f) Differenzialflasche.



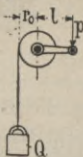
$R : r$ meist 11 : 10.

$i = \frac{2R}{R-r}$. . (8)

$\eta \sim 0,5 \dots$ (9)

288. **Trommelwinden.** Allgem. gelten die Gleich. in § 285.

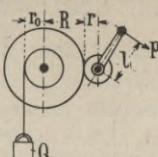
a) Haspel.



Übersetzung $i = l : r_0$

Wirk.-Grad $\eta \sim 0,95$

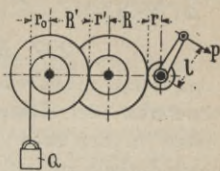
b) Mit 1 Räderpaar.



$$i = \frac{l \cdot R}{r_0 \cdot r} *$$

$$\eta \sim 0,85$$

c) Mit 2 Räderpaaren

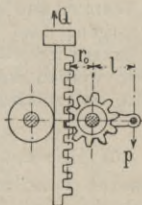


$$i = \frac{l \cdot R \cdot R'}{r_0 \cdot r \cdot r'} *$$

$$\eta \sim 0,80 \dots (11)$$

289. **Zahnstangenwinde, Schraubenwinde.**

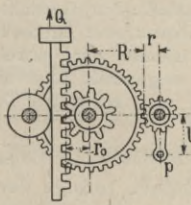
a) Nur Zahnstange.



Übersetzung $i = l : r_0$

Wirk.-Grad $\eta \sim 0,85$

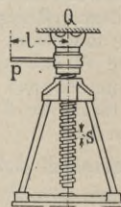
b) Mit Räderpaar.



$$i = \frac{l \cdot R}{r_0 \cdot r} *$$

$$\eta \sim 0,7$$

c) Schraubenwinde.



$$i = \frac{2 \cdot l \cdot \pi}{s} \dots (12)$$

$$\eta \sim 0,25 \dots (13)$$

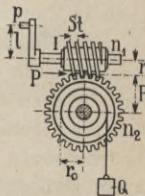
Räder nach § 119-122. Steig. s nach § 44 a-b.

290. **Schneckenwinde.** (Hauptgleichungen in § 285.)

$$\text{Übersetzung } i = \frac{2 \cdot l \cdot \pi}{St} \cdot \frac{R}{r_0} = \frac{2 \cdot l \cdot \pi}{St} \cdot \frac{z_2}{z_1} \dots (14)$$

$$\text{Umdreh. d. Trommelwelle: } n_2 = \frac{z_1}{z_2} \cdot n_1 \dots (15)$$

z_1 Gangzahl der Schnecke, z_2 Zähnezahl des Rades, Wirkungsgrad η nach § 120 c.



Für **Übungsbeispiele** zu § 286-290:

- Flaschenzüge: Zugkraft $p = 20-60 \text{ kg}$, $Q = 100-1500 \text{ kg}$,
- Winden: Drehkraft $p = 10-40 \text{ kg}$, $Q = 150-3000 \text{ kg}$,
- Schneckenwinde u. Schraubenwinde: $p = 10-50 \text{ kg}$, $Q = 1000-20000 \text{ kg}$.

Die Schneckenwinde als Flaschenzug vergl. Aufg. 1150 im II. Bd. Kurbelkraft p , Geschw. von p vergl. auch § 11b.

*) Mit $R:r$ und $R':r'$ rechnet man bei gegebenen Baumaassen, Nachrechnen mit den entspr. Zähnezahlen $Z:z$ und $Z':z'$ ist dann erforderlich.

Abschnitt XI.

Bremsvorrichtungen, Sperrwerke. (292-303.)

292. Allgemeines über Bremsen.

Die auf die Bremsen wirkenden Kräfte sind entweder die **Schwerkraft** oder **Massenkräfte**. Im ersteren Fall hat die Bremse Lasten in der Schwebelage zu halten oder mit regulierbarer Geschwindigkeit zu senken (Lastbremsen), im anderen Fall dient sie zum Anhalten in Bewegung befindlicher Getriebe (Fahrwerksbremsen).

Auf diese verschiedenen Aufgaben der Bremsen ist auch bei ihrer Berechnung und Bestimmung der Abmessungen Rücksicht zu nehmen.

In Bremsen, die z. B. zum **Senken von Lasten** dienen, wird die freiwerdende Energie des sinkenden Gewichtes in Wärme und Abnutzung umgesetzt. Dementsprechend ist dafür zu sorgen, dass die erzeugte Wärme von der Bremse ohne unzulässig grosse Erhitzung aufgenommen und an die umgebende Luft abgeführt werden kann, ferner dass die Abnutzung der reibenden Teile sich in zulässigen Grenzen hält.

Maschinell betriebene Bremsen, z. B. solche für Hebezeuge, verlangen also im allgemeinen infolge der grösseren von ihnen verlangten Arbeitsleistung reichlichere Abmessungen als von Hand betriebene. Dasselbe gilt von stark beanspruchten Fahrwerksbremsen maschinell betriebener Krane oder sonstiger Transportmaschinen.

Demnach ist es ungerechtfertigt, den Bremsscheibendurchmesser nicht grösser als 400 mm zu wählen, eine Angabe, die noch in den neuesten Büchern über Hebezeuge zu finden ist.

Sog. **Haltebremsen** dienen dagegen in der Hauptsache nur dazu, Lasten in der Schwebelage zu halten, wenn zum Senken der letzteren andere Mittel zu Gebote stehen, z. B. elektrische Senkbremsschaltung. Ihre Grösse wird also nicht unter dem Gesichtspunkt der Wärmeabführung zu bestimmen sein, sondern ergibt sich aus der Forderung sicherer und sanfter Wirkung.

Mittlere Werte der zulässigen Umfangskraft und erforderlichen Scheibenbreiten gibt Tab. 297 b, für stark angestregten Betrieb sind die angegebenen Zahlen der Bremskraft noch zu verringern.

Betätigung der Bremsen. Zur Spannung und Lüftung der Bremsen dient entweder die menschliche Kraft oder es werden dieselben durch Gewichtsbelastung des Spannhebels geschlossen und von Hand, sei es durch Druckluft oder Bremslüftungs-

magneten geöffnet, wobei in letzterem Falle stets Fernsteuerung des Magneten erfolgt (elektrisch betriebene Hebezeuge).

Die Bremsen an Fördermaschinen werden zumeist durch Druckluft oder Dampf betätigt.

Insbesondere ist bei den durch Kraftmittel gesteuerten Bremsen darauf Rücksicht zu nehmen, dass die Wirkung der Bremsen **keine allzu schroffe** wird. Bei gewichtbelasteten und elektromagnetisch gelüfteten Bremsen wird daher z. B. stets eine Dämpfung (Luftkatarakt) eingebaut, welche das freie Herabfallen des Bremsgewichtes und das hierdurch hervorgerufene übermäßige Anspannen bei Beginn der Bremsung verhindert.

293. Backenbremsen.

Es bezeichne:

K Kraft am Bremshebel in kg,

$M_d = P \cdot R$ Drehmoment der Welle in kgcm (1)

$P = M_d : R$ Umfangskraft an der Brems Scheibe in kg . . . (2)

μ Reibungskoeffizient zwischen Scheibe und Backe nach Gleich. 8—10,

a, c, l, R Abmessungen in cm.

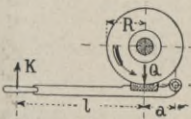
a) Einfacher gerader Hebel.

Radialer Anpressungsdruck

$Q = P : \mu$ in kg (3)

Kraft am Bremshebel

$K = Q \frac{a}{a + l}$ in kg (4)



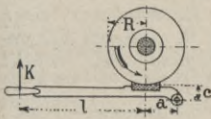
Die Umdrehungsrichtung hat auf die Kraft K keinen Einfluss.

b) Hebel nach aussen gekrümmt.

Kraft am Bremshebel

$K = P \frac{a}{a + l} \left(\frac{1}{\mu} + \frac{c}{a} \right)$ in kg . . . (5)

Das + Zeichen gilt für die entgegengesetzte Drehrichtung.

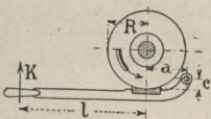


c) Hebel nach innen gekrümmt.

Kraft am Bremshebel

$K = P \frac{a}{a + l} \left(\frac{1}{\mu} - \frac{c}{a} \right)$ in kg . . . (6)

Das - Zeichen gilt für die entgegengesetzte Drehrichtung.



d) Selbsthemmung der obigen Bremsen.

Für $a : c = \mu$ wird $K = \text{Null}$, d. h. die Bremse wirkt selbsttätig. Dieses gilt natürlich nur für Hebelanordnung und Dreh-

richtung entspr. den —Vorzeichen im Klammerausdruck der Gleich. 5 und 6.

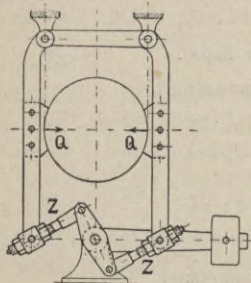
Die Eigenschaft der Selbsthemmung darf jedoch nicht ausgenutzt werden, da eine solche Bremse eine Regulierfähigkeit nicht besitzt, sondern so schroff wie ein Zahngesperre wirkt.

e) Bei **wechselnder** Drehrichtung der Brems scheiben, wie z. B. bei Fahrwerksbremsen, wird zweckmässig $c = \text{Null}$ gewählt, um für beide Fahrtrichtungen bei gleicher Hebelkraft gleiche Bremskraft zu erzielen.

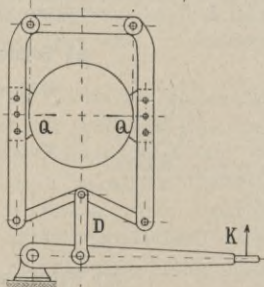
Es gelten demnach hier die Gleichungen in § 293 a.

Zwecks Entlastung der Brems scheibenwelle vom Backendruck führt man die Backenbremsen meist doppelseitig aus. Auch dann ist zu beachten, dass Maass $b = \text{Null}$ sein muss, wenn vollständige Entlastung der Welle verlangt wird.

f) **Doppelseitige Backenbremse.** Beide Backen sollen mit Sicherheit zum Anliegen gebracht werden. Dieser Forderung wird genügt bei folgenden Anordnungen.



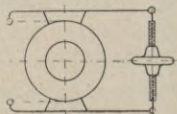
I. Durch Einstellen der Länge der Zugstange Z zwecks Ausgleichs kleiner Ungenauigkeiten.



II. Durch Einschaltung einer Druckschiene D, wodurch die gestellte Bedingung stets erfüllt wird.

III. Rechts- und Linksgewinde.

Die beiden Schraubenspindeln besitzen Rechts- und Linksgewinde. Die Betätigung erfolgt durch das Handrad.



g) Spielraum zwischen Backe und Brems scheibe.

Um eine möglichst kleine Hubarbeit zum Lüften der Bremsen aufwenden zu müssen, wird (im ausgerückten Zustand) der Spielraum tunlichst klein gehalten, man kann setzen:



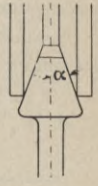
Luftspiel etwa $\sigma = 2$ bis 3 mm (7)

Geringeres Maass sollte für den Weg der Backen insbesondere bei längerem Bremsgestänge der Berechnung nicht zugrunde gelegt werden, weil sonst leicht infolge der Federung im Bremsgestänge eine vollkommene Lüftung der Bremse nicht erreicht werden kann, wenn die zur Lüftung des Bremsgewichtes verfügbare Arbeit begrenzt ist (z. B. bei Bremslüftungsmagneten).

- h)** Der Reibungskoeffizient μ . Man kann setzen:
 für Grauguss auf Grauguss (wenig fettig) $\mu = 0,12$. (8)
 " Holz " " " " " $\mu = 0,18$. (9)
 " " " " (mit Wasser) $\mu = 0,22$. (10)

294. Keilrillen.

Die **Bremswirkung** lässt sich erhöhen durch Ausbildung des Bremsklotzes in Keilform (vergl. nebenstehende Abbildung). Dann ist in die Berechnung statt μ einzuführen, wenn α der halbe Keilwinkel:



$$\mu_1 = \frac{\mu}{\sin \alpha + \mu \cdot \cos \alpha} \dots \dots (11)$$

Für $\alpha = 15^\circ$ und $\mu = 0,12$ wird z. B.

$$\mu_1 = \frac{0,12}{\sin 15^\circ + 0,12 \cdot \cos 15^\circ} = 0,32.$$

Mehrrillige Brems scheiben sind weniger zu empfehlen, da auf genaues Anliegen der Bremsbacken in allen Rillen zu Anfang kaum gerechnet werden kann.

295. Kegelbremsen.

a) Verwendung:

Kegelbremsen sind bei kleineren Windwerken beliebt und werden in der Weise ausgeführt, dass der mit dem Windwerk verbundene Bremskegel in die feststehende, mit dem Windengehäuse verbundene Kegelglocke gepresst wird.

Insbesondere für Flaschenzüge mit Schneckengetriebe ist der Einbau von Kegelbremsen zur Verhinderung des selbsttätigen Lastniederganges sehr empfehlenswert (sog. Beckersche Lastdruckbremse).

b) Der Anpressungsdruck.

Zu berechnen ist der Druck Q , welcher zur Erzeugung des Reibungsschlusses auf den Bremskegel in der Richtung seiner Achse ausgeübt werden muss, oder wenn dieser Druck wie bei den Flaschenzügen aus der Konstruktion als unveränderliche Grösse sich ergibt, der Neigungswinkel des Bremskegels.

Bezeichnet (vergl. auch nachstehende Abbildung):

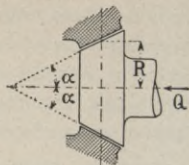
α den Winkel zwischen Kegelachse und Kegelerzeugenden,

P den zu erreichenden Bremswiderstand in kg, gemessen auf dem mittleren Radius R des Bremskegels nach § 293, Gleich. 2,

Q den Anpressungsdruck des Bremskegels in achsialer Richtung in kg,

μ den Reibungskoeffizienten nach § 293 h,

so wird wie in § 151 a



$$\text{Anpressungsdruck } Q = P \cdot \frac{\sin \alpha + \mu \cdot \cos \alpha}{\mu} \text{ in kg} \quad (1)$$

$$\text{Für } \alpha = 20^\circ, \mu = 0,12 \text{ wird } Q = 3,7 P \text{ in kg} \quad (2)$$

Dabei ist der Reibungswiderstand voll berücksichtigt, welcher sich infolge der Elastizität des Materiales der Kegeltrommel dem Einpressen des Bremskegels entgegengesetzt.

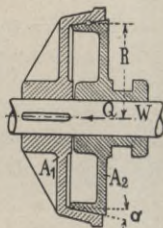
Damit nach dem Aufhören des Anpressungsdruckes Q die Bremsung selbst mit Sicherheit aufhört, muss sein

$$\text{Winkel } \alpha \geq 10^\circ, \text{ meistens } \alpha = 15 \text{ bis } 20^\circ \quad (3)$$

c) Ausführung:

Eine Kegelbremse grösserer Ausführung zeigt nebenstehende Abbildung. Der Hohlkegel A_1 ist auf der Welle W fest aufgekeilt, während man den lose auf der Welle laufenden Vollkegel A_2 mit Hilfe einer Stellvorrichtung verschieben kann.

Beim Bremsen wird der Vollkegel A_2 in den Hohlkegel A_1 hineingepresst und dadurch entsprechend dem geäusserten Anpressungsdruck Q das Ablassen der Last reguliert oder letztere in der Schwebe gehalten.



296. Bandbremsen.

Die Wirkung der Bandbremsen beruht auf der Reibung zwischen einer zylindrischen Trommel und einem um diese in mehr oder minder grossem Bogen geschlungenen schmiegsamen Band.

a) Die Spannung im Bremsband.

S_1 Spannung des Bremsbandes im ablaufenden Trum in kg,

S_2 Spannung im auflaufenden Trum in kg,

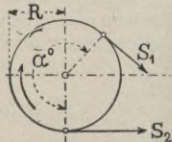
$M_d = P \cdot R$ Drehmom. der Welle in kgcm (1)

$P = M_d : R$ nutzbare Bremskraft in kg (2)

R Entfernung von Mitte Welle bis Mitte Bremsband in cm,

α^0 der vom Bremsband eingeschlossene Zentrierwinkel in Grad,

$\alpha = 2 \pi \frac{\alpha^0}{360}$ der umspannte Winkel im Bogenmaass gemessen,



$e = 2,718$ die Grundzahl der natürlichen Logarithmen,
 μ Reibungskoeffizient, hängt ab von der Art der aufeinander
 gleitenden Flächen, man kann setzen:

für eiserne Bänder auf gusseisernen Scheiben (wenig fett) $\mu = 0,12$ (3)

„ holzarmierte „ „ „ „ (trocken) $\mu = 0,25$ (4)

„ „ „ „ „ „ (wenig fett) $\mu = 0,18$ (5)

Ein für die Berechnung häufig wiederkehrender Ausdruck sei

$$\lambda = e^{\mu \alpha} \dots \dots \dots (6)$$

$\alpha^{\circ} : 360 =$ Verhältnis des umspannten Bogens zum Scheiben-
 umfang, also Anzahl der Umschlingungen,

so ist, wenn Scheibe angetrieben wird, im Augenblick des
 Gleitens

$$\text{Umfangskraft } P = S_2 - S_1 \text{ in kg} \dots \dots \dots (7)$$

$$\text{kleine Bremsbandspannung } S_1 = \frac{P}{\lambda - 1} \text{ in kg} \dots (8)$$

$$\text{grosse „ „ } S_2 = \frac{P}{\lambda - 1} + P \text{ in kg} (9)$$

Den Wert λ entnimmt man der Tabelle in 296 b, P ist ge-
 geben nach Gl. 2.

Die Werte für den Ausdruck $\lambda = e^{\mu \cdot \alpha}$ entnehme man fol-
 gender Tabelle:

b) Tabelle der Werte für $\lambda = e^{\mu \cdot \alpha}$.

Winkel $\alpha^{\circ} =$ $\alpha^{\circ} : 360 =$	36°	72°	108°	144°	180°	216°	252°	288°	360°	Mehr- mals umschl.		
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1	540°	720°	900°
$\mu = 0,12, \lambda =$	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	2,1	3,1	4,5	6,6
$\mu = 0,18, \lambda =$	1,1	1,2	1,4	1,6	1,7	2	2,2	2,5	3,1	5,4	9,6	17
$\mu = 0,25, \lambda =$	1,2	1,4	1,6	1,9	2,2	2,5	3,0	3,5	4,8	10	23	50

Für einfach umspannte Bremsscheiben ist meist $\alpha^{\circ} = 252^{\circ}$.

Wie aus der Tabelle ersichtlich, steigt die Wirksamkeit der
 Bremse stark mit der Vergrößerung des umschlungenen Bogens.

Verschiedene Arten Bandbremsen.

297. Einfache Bandbremse.

a) Es bezeichne:

a den lotrechten Abstand des Festpunktes von der Richtungs-
 linie des Bremsbandendes in cm,

l den Hebelarm der Kraft K in cm,

$P = M_d : R$ die nutzbare Bremskraft in kg nach § 296 a, Gl. 2,

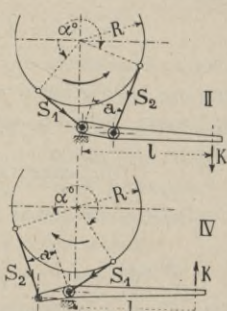
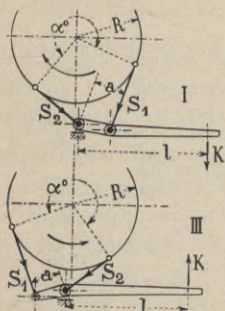
dann ist:

kleine Bremsbandspannung $S_1 = \frac{P}{\lambda - 1}$ in kg. . . . (1)

grosse „ „ $S_2 = \frac{P}{\lambda - 1} + P$ in kg. . . . (2)

λ nach Tabelle in 296 b.

Damit ergibt sich je nach Anordnung und Drehrichtung:



Mom. $K \cdot l = S_1 \cdot a$ in kgcm . (3)

Mom. $K \cdot l = S_2 \cdot a$ in kgcm . (5)

Kraft $K = S_1 \cdot a : l$ in kg . . (4)

Kraft $K = S_2 \cdot a : l$ in kg . . (6)

Bei gleicher abzubremsender Bremskraft P wird demnach die erforderliche Kraft K am Hebel am kleinsten für die Drehrichtung Fall I und III, d. h., wenn die Drehung der Bremscheibe im Sinne des vom Festpunkt abgehenden Bandendes erfolgt.

Beispielsweise ist für Eisen auf Eisen, also $\mu = 0,12$:

einseitig umschlungen } Fall I und III: $S_1 = 1,4 P$ in kg . . (7)

$\alpha^0 \sim 250^0, \lambda = 1,7$ } „ II „ IV: $S_2 = 2,4 P$ „ „ . . (8)

doppelseitig umschl. } „ I „ III: $S_1 = 0,4 P$ „ „ . . (9)

$\alpha^0 \sim 600^0, \lambda = 3,6$ } „ II „ IV: $S_2 = 1,4 P$ „ „ . . (10)

Für Halte- und Lastenbremsen von mässiger Beanspruchung gilt nachstehende Tabelle der zuläss. nutzbb. Bremskraft, deren Werte für stark beanspruchte Bremsen im Interesse der Haltbarkeit des Holzfutters, ferner nicht allzuhoher Erwärmung der Scheiben und guter Regulierfähigkeit der Bremswirkung noch unterschritten werden müssen.

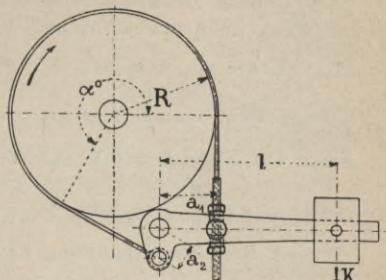
b) Tabelle. Zulässige nutzbbare Bremskraft.

Durchm. d. Bremscheibe $d =$	300	400	500	650	800	1000 mm
Breite „ „ $b =$	35	40	50	60	70	80 „
Zul. nutzbb. Bremskraft $P =$	150	200	300	450	650	1000 kg.

298. Differentialbandbremse.

Ausser den Bezeichnungen in § 297 a bedeute hier noch a_1 den lotrechten Abstand des Festpunktes von der Richtungslinie des ablaufenden Trums, a_2 desgl. von der Richtungslinie des auflaufenden Trums.

Dann ist für die gezeichnete Drehungsrichtung der Bremscheibe

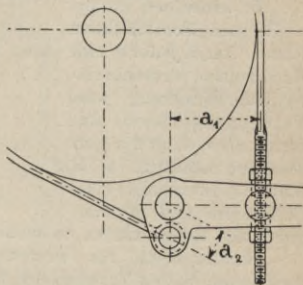


Betreffs a_1 und a_2 beachte Gleich. 2.

$$\text{Kraft am Bremshebel } K = \frac{P}{l} \cdot \frac{a_1 - a_2 \cdot \lambda}{\lambda - 1} \text{ in kg} \quad (1)$$

(P nutzbare Bremskraft nach § 296 a, Gleich. 2.)

Für $a_1 < a_2 \cdot \lambda$ wird die erforderliche Hebelkraft $K = \text{Null}$ oder gar negativ, d. h. die Bremse wirkt dann selbsttätig und lässt keine Abstufung der Bremswirkung zu. Eine solche Bremsenkonstruktion ist aber durchaus unzulässig, da plötzliches Stoppen bewegter Massen stets von heftigen Stössen und unberechenbaren Beanspruchungen in den Triebwerksteilen begleitet ist.



Es ist daher empfehlenswert, in allen Fällen weit vom Grenzfall $K = \text{Null}$ entfernt zu bleiben. Als normales Verhältnis zwischen a_1 und a_2 kann angenommen werden

$$a_1 = 3 a_2 \text{ bis } 2,5 a_2 \quad (2)$$

Das gibt für Eisen auf Eisen ($\mu = 0,12$), $\alpha^0 = 240^0$, $\lambda = 1,65$

$a_1 = 2,5 a_2$ $K = 1,3 P \frac{a_2}{l}$		$a_1 = 3 a_2$ $K = 2,1 P \frac{a_2}{l}$	
$l = 5 a_2$	$l = 10 a_2$	$l = 5 a_2$	$l = 10 a_2$
$K = 0,26 P$	$K = 0,13 P$	$K = 0,42 P$	$K = 0,21 P$

$$\text{Grösste Bremsbandspannung } S_2 = 2,5 P \text{ in kg} \quad (4)$$

Da die Bremswirkung der Differentialbandbremse infolge der Veränderlichkeit des Reibungskoeffizienten überaus starken Schwankungen unterworfen ist, so sieht man neuerdings fast durchweg von ihrer Anwendung ab und kehrt zur einfachen Bandbremse zurück.

299. Bandbremse für wechselnde Drehrichtung.

Zum Zwecke gleicher Bremswirkung in beiden Drehrichtungen macht man $a_1 = a_2$, dann ist:

$$\text{Kraft am Hebelarm } K = P \frac{a_1}{l} \cdot \frac{\lambda + 1}{\lambda - 1} \text{ in kg} \quad (1)$$

Das gibt für einmal umschlungenes Band $\alpha^0 \sim 250^0$.

$$\text{Eisen auf Eisen } \mu = 0,12 \text{ Kraft } K = 3,85 \cdot P \frac{a_1}{l} \text{ in kg} \quad (2)$$

$$\text{Holz " " } \mu = 0,18 \text{ " } K = 2,67 \cdot P \frac{a_1}{l} \text{ in kg} \quad (3)$$

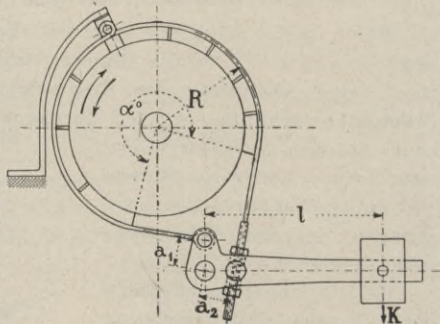
Grösste Bremsbandspannung nach § 296 a, Gleich. 5.

$P = M_d : R$ in kg nutzbare Bremskraft, M_d Drehmoment der Welle in kgcm, R Entfernung von Mitte Welle bis Mitte Bremsband in cm, vergl. auch § 296 a.

K wird verhältnismässig gross, man zieht daher meistens der Einfachheit und Billigkeit wegen die Anwendung von Backenbremsen vor.

In einzelnen Fällen, z. B. bei beschränktem Raum, kann jedoch eine Bandbremse für wechselnde Umlaufrichtung wohl Verwendung finden. Man Sorge aber dann für gute allseitige Lüftung, z. B. durch Anwendung eines Scharniers und Aufhängung des Bremsbandes in diesem (vergl. vorstehende Abbildung).

Bandbremsen für wechselnde Umlaufrichtung in grossen Abmessungen finden Verwendung bei Fördermaschinen mit zweitrümmiger Förderung.



300. Das Bremsband.

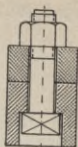
a) Abmessungen.

Umschlingungswinkel $\left\{ \begin{array}{l} \text{unbearbeiteter Flachstahl oder Flacheisen,} \\ \text{bis } 270^0 \left\{ \begin{array}{l} \text{grösste Dicke 3 mm, grösste Breite bis 80 mm} \end{array} \right. \end{array} \right. \quad (1)$

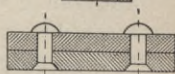
Ergibt die Berechnung eine grössere Breite als 80 mm, so lege man mehrere Bänder nebeneinander.

Umschlingungswinkel $\left\{ \begin{array}{l} \text{spiralförmig um die Scheibe gelegtes} \\ \text{Flacheisen nach 300 i,} \\ \text{grösser als } 270^0 \left\{ \begin{array}{l} \text{Dicke 12—20 mm, Breite 25—40 mm} \end{array} \right. \end{array} \right. \quad (2)$

b) Holzbelag. Der aus Hartholz bestehende Belag wird gut mit Kopfschrauben (nicht Holzschrauben) befestigt, worauf das Band im Innern genau auf Scheibendurchm. ausgedreht werden muss.

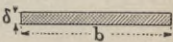


c) Lederbelag. An Stelle des Holzbelages kann vorteilhaft ein mit Kupfernieten befestigtes Lederband genommen werden.



d) Querschnittsberechnung des Bremsbandes.

Man legt die grösste Bandspannung zugrunde, also S_2 aus Gleich. 9 in § 296 a.

$$\text{Querschnitt } b \cdot \delta = \frac{S_2}{k_z} \text{ in qcm} \dots (3)$$


Wegen der grossen Gefahr, die ein Bremsbandbruch nach sich zieht, wird die zul. Beanspruchung klein gewählt und zwar

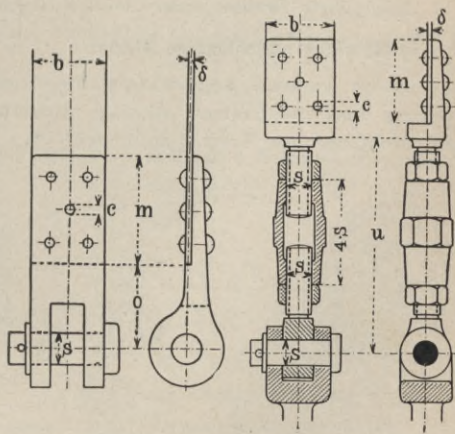
für Schmiedeeisen	$k_z = 200 \text{ kg/qcm}$,	} \dots (4)
„ Stahl	$k_z = 300 \text{ „}$	

Auch berücksichtige man die Schwächung des Bandquerschnitts durch die Schrauben- und Nietenlöcher an den Befestigungsstellen.

e) Die Befestigung des Bremsbandes am Aufhängungspunkt bzw. am Hebel muss beweglich sein.

Man verwendet feste Gelenke oder besser nachstellbare. Die Verbindung des Bandes mit dem Gelenk erfolgt meist durch Nieten, seltener durch Schrauben.

Maasse m und o können je nach der Örtlichkeit auch wesentlich kleiner gemacht werden.



S_2	b	s	c	o	m	u
180 kg	20	15	8	45	65	135 mm
360 „	40	20	10	55	75	180 „
540 „	60	25	10	65	85	220 „
720 „	80	30	13	75	100	255 „

Sperrwerke. (301—303.)

301. Zahngesperre.

a) Anwendung finden Zahngesperre besonders bei Winden mit Zahnradantrieb, um unbeabsichtigtes Sinken der Last zu verhindern.

b) Ausführung. Die Zahngesperre bestehen aus dem Sperrrade und der Sperrklinke. Die Verzahnung des Sperrrades kann aussen, innen oder seitlich erfolgen. Die Zahnform muss beim Lastaufwinden ein Gleiten der Sperrklinke zulassen.

Die Sperrräder erhalten im allgemeinen kleine Durchmesser. Es ist hierbei weniger auf geringere Umfangskraft, als geringere Umfangsgeschwindigkeit Wert zu legen, da letztere im Quadrat den Stoss auf die einfallende Sperrklinke beeinflusst.

c) Berechnung der Sperrräder.

Beanspruchung auf Biegung (nicht auf Abscheren).

Es bezeichne:

P die Umfangskraft in kg nach § 129,

b „ Breite, t die Teilung des Sperrrades in cm,

$b:t = 0,5$ bis 1 , meist $0,7$, das Zahnbreitenverhältnis . (1)

h die Zahntiefe, a die Zahnstärke in cm,

z „ Anzahl der Zähne.

Die Grundgleichung, entwickelt aus der Momentengleichung $M_b = W \cdot k_b$, lautet:

$$P \cdot h = \frac{1}{6} a^2 (b:t) \cdot t \cdot k_b \text{ in kgcm} \dots (2)$$

womit sich ergibt für

Aussenverzahnung:

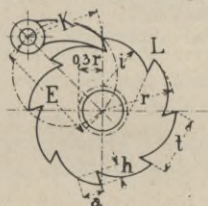


Fig. 1.

$$a = 0,5 t, h = 0,35 t \text{ in cm} (3)$$

$$P = 0,35 t = \frac{1}{6} (0,5 t)^2 \cdot (b:t) \cdot t \cdot k_b (4)$$

$$P = 0,12 \cdot b \cdot t \cdot k_b \text{ in kg} . (5)$$

Innen- und Seitenverzahnung:

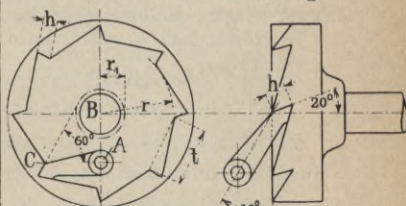


Fig. 2.

Fig. 3.

$$a = t, h = 0,35 t \text{ in cm} . (6)$$

$$P \cdot 0,35 t = \frac{1}{6} t^2 \cdot (b:t) \cdot t \cdot k_b . . (7)$$

$$P = 0,48 \cdot b \cdot t \cdot k_b \text{ in kg} . . (8)$$

zul. Beanspruchung (Schmiedeeisen) $k_b = 200$ bis 300 kg/qcm (9)

Ist Drehmoment $M_d = P \cdot r$ in kgcm gegeben, so wird die Teilung

$$t = 3,7 \sqrt[3]{\frac{M_d}{z(b:t) \cdot k_b}} \text{ in cm} (10)$$

$$t = 2,3 \sqrt[3]{\frac{M_d}{z(b:t) \cdot k_b}} \text{ in cm} (11)$$

Diese Gleichungen ergeben folgende Zahlen:

d) Tabelle. Werte von t für $b : t = 0,7$ und $k_b = 250 \text{ kg/qcm}$.

Drehmoment $M_d =$		500	1000	2000	5000	10000 kgcm
Aussen- verzahnung	$\left\{ \begin{array}{l} z = 8 \\ z = 12 \\ z = 20 \end{array} \right. \quad t =$	2,7	3,3	4,2	5,7	7,2 cm
		2,3	2,9	3,7	5	6,3 "
		1,9	2,5	3,1	4,2	5,3 "
Innen- und Seiten- verzahnung	$\left\{ \begin{array}{l} z = 8 \\ z = 12 \\ z = 20 \end{array} \right. \quad t =$	1,7	2,1	2,7	3,6	4,5 "
		1,4	1,8	2,3	3,1	4,0 "
		1,25	1,6	2	2,7	3,3 "

Beispiel. $M_d = 2000 \text{ kgcm}$, 12 Zähne erfordern bei Aussenverzahnung $t = 3,7 \text{ cm}$ Teilung bei $b = 0,7 \cdot 3,7 = 2,6 \text{ cm}$ Breite.

e) Anzahl der Zähne meist $z = 8$ bis 12, selten weniger, nur ausnahmsweise $z = 20$ und mehr.

302. Konstruktion der Sperrräder.

a) Aussenverzahnung (vergl. Fig. 1 in 301 c.)

Die äussere Spitze des Sperrradzahnes liege auf dem Kreis, welcher die Entfernung E vom Mittelpunkt des Sperrrades bis zum Drehpunkt der Klinke zum Durchmesser hat. Von diesem Punkt aus ziehe man die Linie L , welche an einem Kreis von $0,3 r$ Radius tangiert. Mit $h = 0,35 t$ nach Gleich. 3 ergibt sich dann die Eingrifffläche des Sperrradzahnes.

Die äussere Begrenzung des Zahnes ziehe man nach einem Kreisbogen, dessen Radius i (Fig. 1 in 301 c) auf dem durch die Spitze des Zahnes gelegten Halbmesser r des Sperrrades liegt.

Je grösser man L wählt, desto schwächer werden die Zähne.

Vorläufige Abmessungen:

$$E = 2,5 d, \quad r = 1,8 d = 0,7 E \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

Mit diesen Werten, die natürlich beliebig geändert werden können, zeichnet man das Gesperre auf und prüft die Abmessungen auf Festigkeit nach 301 c.

Die schmiedeeiserne Klinke von der Länge K wird auf Zerknickung mit P beansprucht. Berechnung nach § 40 d.

b) Innenverzahnung (vergl. Fig. 2 in 301 c.)

Vom Drehpunkt A der Klinke zieht man eine Senkrechte auf Linie BA , welche den Kreis vom Radius r in C schneidet. Durch den Schnittpunkt C ziehe man eine unter 60° auf Linie CA geneigte Gerade und findet nun den Kreis von Radius r_1 , an welchem sämtliche Zahnflanken tangieren.

c) Seitenverzahnung (vergl. Fig. 3 in 301 c).

Die Zahnflanken lege man unter 20° geneigt zur Sperrrad-achse und die Klinke unter 30° geneigt gegen das Sperrrad.

303. Klemmgesperre.

Diese haben vor Zahngesperren den Vorteil geräuschlosen Ganges, sind aber ihrer sorgfältigeren Herstellung wegen teurer.

a) Anwendung bei Windengetrieben seltener, häufiger als Schalt- und Sperrwerk bei Sägegattern.

b) Wirkungsweise. Soll eine Drehung des Sperrrades verhindert werden, so wird der Sperrradaumen so fest angedrückt, dass durch die entstehende Reibung das weitere Drehen des Rades verhindert wird.

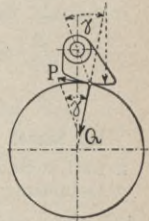


Fig. 1.

c) Berechnung (vergl. auch Fig. 1).

Bezeichnet:

P die Umfangskraft an der Bremsscheibe in kg,

Q den Anpressungsdruck in kg, mu den Reibungskoeffizienten, so wird

P ≤ mu · Q in kg, P : Q ≤ mu (1)

ferner ist

P : Q = tg gamma, womit sich ergibt tg gamma ≤ mu . . . (2)

für Grauguss auf Grauguss ist zu setzen:

mu = 0,12, also Winkel gamma ≤ 7° (3)

d) Keilrillen. Zur Vermeidung dieser kleinen Winkel benutzt man Keilnuteneingriff. Die Bedingung der Klemmspernung wird erfüllt, wenn

tg gamma ≤ mu / (sin alpha + mu · cos alpha) (4)

worin alpha der halbe Keilnutenwinkel, vergl. Fig. 2.



Fig. 2.

Für mu = 0,12 für Grauguss auf Grauguss und alpha = 15° wird

Winkel gamma ≤ 18° (5)

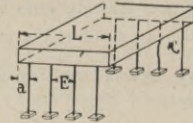
Abschnitt XII.

Säulen. (306—309.)

306. Bestimmung des Säulendruckes.

a) Säulen für Behälter. Es sei:

- Q Gewicht des Inhalts plus Behältergewicht in kg,
- s Anzahl der Säulenreihen,
- L Seitenlänge in Mtr.,
- z Anzahl der Säulen in einer Reihe,



$$\text{also Säulendruck } P = \frac{Q}{z \cdot s} \text{ in kg} \dots \dots \dots (1)$$

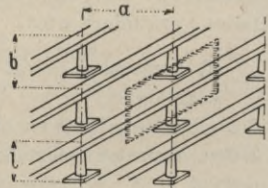
$$\text{Abstand } E = 2 \cdot a = \frac{L}{z} \text{ in Mtr.} \dots \dots \dots (2)$$

b) Säulen für Gebäude.

- a und b Säulenabstände in Mtr.,
- q Belastung in kg/qm,

dann ist:

$$\text{Säulendruck } P = a \cdot b \cdot q \text{ in kg} \quad (3)$$



Mit dem Druck P ist die Säule auf Zerknickung zu berechnen nach § 297.

307. Berechnung der Säulen.

a) Allgemeine Berechnung.

Wir nehmen Knickfestigkeit Fall II in 40 e, also:

$$\text{zulässige Belastung } P = \frac{10 J \cdot E}{m \cdot l^2} \text{ in kg} \dots \dots \dots (4)$$

$$\text{Nötiges Trägheitsmom. } J = \frac{m \cdot P \cdot l^2}{10 \cdot E} \text{ in cm}^4 \dots \dots \dots (5)$$

worin E Elastizitätsmodul in kg/qcm nach Gleich. 7, m Sicherheitsgrad nach Gleich. 8, l Säulenlänge in cm.

Trägheitsm: $J =$	$\frac{\pi}{64} d^4$	$\frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - d^4)$	$\frac{b^4}{12}$	$\frac{h \cdot b^3}{12}$

	Für	Holz	Grauguss*)	Schmiedeeisen
Elastizitätsmodul $E =$		120000	1000000	2000000
Sicherheitsgrad $m =$		10	8 bis 6*)	6

Kürzere Säulen soll man auch auf Druckfestigkeit nach § 40 c berechnen und das Ungünstigste der Werte in Rücksicht ziehen.

*) Berliner Baupolizei verlangt $m \geq 6$.

b) Hohle Bausäulen aus Grauguss.

D cm	δ cm	J cm ⁴	Zul. Bel. in t bei einer Länge in Mtr. von:							
			1	2	3	4	5	6	7	8
10	1	300	12	9	5	3,5	2	1	0,8	0,6
12	1,2	600	22	14	9	7	4	3	2	1,5
15	1,5	1500	30	25	15	12	8	6	4	3
17	1,7	1800	42	40	24	19	15	12	9	6
20	2	2800	56	52	45	38	26	20	15	12
22	2,2	7500	70	60	50	42	34	28	24	20
25	2,5	12000	88	80	70	60	50	42	34	28
27	2,7	17000	105	95	80	70	62	55	48	40
30	3	24000	125	125	120	110	95	80	60	50

Kurze Säulen ($l: D < 10$) entspr. den in Tab. links klein gedruckten Werten sind ausserdem auf Druckfestigkeit mit $P = F: k$ zu berechnen. F Querschnitt der Säule in qcm, zulässig $k = 500$ kg/qcm für Grauguss.

308. Säulenfüsse, Fundament, Säulenköpfe.

a) Fundament: zulässig $k = 7,5$ kg/qcm (1)

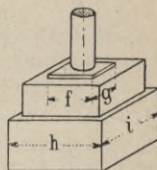
„ in Zement $k = 11$ „ (2)

Nötige Auflagefläche $f \cdot g = P: k$ in qcm (3)

b) Baugrund (guter),

zulässig $k = 2,5$ kg/qcm . . . (4)

Nötige Auflagefläche $h \cdot i = P: k$ in qcm (5)

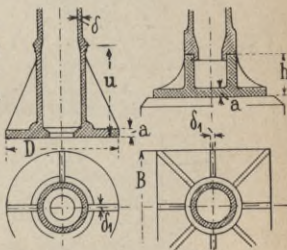


c) Füße für gusseiserne Säulen.

Meist ist Säule und Fuss aus einem Stück gegossen.

Hilfsmaasse für Säulenfüsse.

P =	2000	4000	9000	16000	25000	36000 kg
B =	140	200	300	400	500	600 mm
D =	160	225	340	450	565	680 "
a =	12	15	20	26	32	38 "
h =	30	65	100	135	170	210 "
δ ₁ =	8	10	15	20	24	28 "
Rippenzahl =	4	4	6	6	8	8

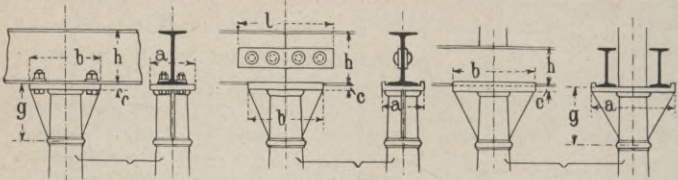


In der Regel genügt es, den Säulenfuß lose auf der Unterlage ruhen zu lassen, nur bei Gebäuden, in welchen Erschütterungen durch Maschinen oder sonstige Ursachen auftreten, ist die Fussplatte gegen seitliche Verschiebung zu sichern. Dies geschieht entweder durch Vorsprünge auf der unteren Seite des Fusses, welche in das Fundament eingreifen, oder durch Steinschrauben.

d) Der Säulenkopf

ist ebenfalls meist angegossen.

Verbindung mit den Trägern und Unterzügen.



durchgehender Träger

$$b = 1,2 h, \quad a = 0,8 h$$

$$c = 0,2 D, \quad g \sim 2 D$$

gestossener Träger

$$l = 1,8 h, \quad a = 0,8 h$$

$$b = 1,5 h, \quad c = 0,2 D$$

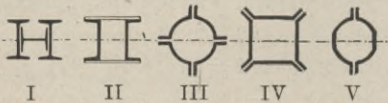
nebeneinanderl. Träger

$$a \sim h, \quad b \sim 1,5 h$$

$$c \sim 0,2 D, \quad g \sim 2 D$$

309. Schmiedeeiserne Säulen.

Gebräuchlichste Querschnittsformen, aus Walzeisen zusammengenietet:



I

II

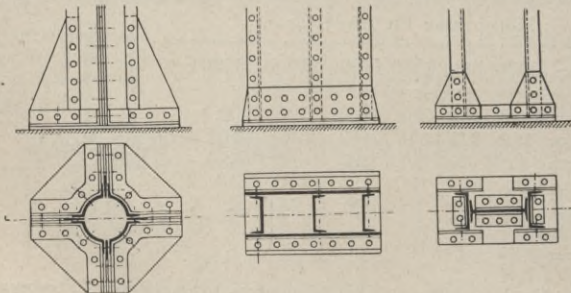
III

IV

V

Berechnung der schmiedeeisernen Säulen nach § 307. Trägheitsmomente J werden ermittelt nach § 39, Gl. 2—7 oder den Tabellen im Anhang des II. Bandes entnommen.

Füsse für schmiedeeiserne Säulen werden meist aus Schmiedeeisen, seltener aus Grauguss hergestellt. Für die



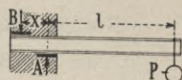
notwendige Grösse der Fussfläche gelten die Gleich. 1—5 in § 308.

Ausleger, Träger.

310. Auflagerdrücke für Ausleger und Träger.

a) Ausleger im Mauerwerk eingespannt, besondere Unterlageplatten anordnen.

Bezeichnet x die Entfernung der Auflageplatten in cm, so ist:

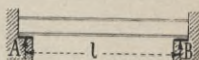


grösster Auflagerdruck $A = P \cdot \frac{l+x}{x}$ in kg . . . (1)

nötiger Gegendruck durch Mauerwerk:

$$B = P \cdot \frac{l}{x} \text{ in kg (2)}$$

b) Träger und im Mauerwerk lagernde Balken. Grösse des Auflagerdruckes je nach Art der Belastung aus § 311b.



Die Grösse der Auflageplatten (Eisen auf Sandstein) bestimmt sich dann aus:

Nötige Auflagefläche $q = A : k$ in qcm . . . (3)

worin A der grösste Auflagedruck in kg.

Zuläss. Flächendruck *f. Ziegelmauerwerk in Kalk* $k = 8$ kg/qcm (4)

„ „ „ „ *in Zement* $k = 12$ „ (5)

311. Biegunsmomente.

Von den in § 40 k bereits erwähnten Fällen kommen die nachstehenden am häufigsten vor.

a) Ausleger (auch Freitragler genannt).

P Einzellast in kg			
Q Gleichmäss. verteilte Last			
Biegunsmom.	$M_b = P \cdot l$	$Q \cdot \frac{l}{2}$	$(P + \frac{Q}{2}) \cdot l$ kgcm.

b) Träger, Balken.

Moment $M_b =$	$P \cdot \frac{l}{4}$	$P \cdot \frac{m \cdot n}{l}$	$Q \cdot \frac{l}{8}$	$P \cdot m$ kgcm
Auf- lager- druck	{ $A =$	{ $P \cdot \frac{n}{l}$	{ $\frac{1}{2} \cdot Q$	{ P kg
	{ $B =$	{ $P \cdot \frac{m}{l}$	{ $\frac{1}{2} \cdot Q$	{ P „

312. Beanspruchung und Tragkraft der Träger.

a) Allgemeine Gleichungen:

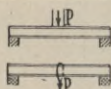
Beanspruchung $\sigma_b = M_b : W$ in kg/qcm . . . (6)

Nötiges Widerstandsmoment $W = M_b : k_b$ in cm³ . . (7)

Zulässiges Biegemoment $M_b = W \cdot k_b$ in kgcm . . (8)

b) Zulässige Beanspruchung k_b .

Material	Gusseisen	Schmiedeeisen	Holz
zuläss. Beanspruch. $k_b =$	450 300	900 600	60 40



Die oberen Werte gelten für ruhende Last, die unteren für Belastungen durch Flaschenzüge oder dergl., wodurch Erschütterungen hervorgerufen werden können.

c) Widerstandsmomente W in cm³ gebräuchlicher Querschnitte.*)

Querschn. W	Höhe h des Auslegers oder Trägers in cm								
	5	10	15	20	25	30	35	40	45
$\frac{\pi}{32} \cdot h^3$	12,3	98	331	785	1534	2651	4209	6283	8946
$\frac{1}{6} h^3$	21	166	560	1336	2600	4500	7200	10670	15000
$\frac{1}{12} h^3$	10,5	83	280	668	1300	2250	3600	für $b = \frac{1}{2} h$	
nach Tabelle	—	34	98	214	396	652	1000	1460	2040
nach Tabelle	21	82	202	382	670	1070	—	—	—

Dazwischen liegende Werte entnehme man den Tabellen im Anhang des zweiten Bandes oder rechne dieselben nach § 39.

Beispiele. I-Träger Normalprofil Nr. 25 (also Höhe $h = 25$ cm) hat nach obiger Tabelle ein Widerstandsmoment $W = 396$ cm³.

Für C-Eisen von 25 cm Höhe ist nach der C-Eisen-Tabelle im zweiten Band: Widerstandsmoment $W = 335$ cm³.

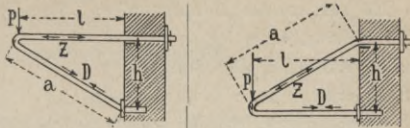
*) Vorstehende Werte von W sollen nur Anhaltspunkte geben, um etwaige Rechenfehler oder unrichtiges Ablesen von W aus der Tabelle zu erkennen, da gerade hierin die unglaublichsten Fehler gemacht werden.

313. Konsole, Böcke.

a) Konsol aus Walzeisen.

Schmiedeeisen, flach oder vierkantig gebogen.

Maasse in cm einsetzen.



Obere Strebe Zug . . $Z = P \cdot \frac{l}{h} \dots (1)$ $Z = P \cdot \frac{a}{h}$ in kg . . (3)

untere „ Knickung $D = P \cdot \frac{a}{h} \dots (2)$ $D = P \cdot \frac{l}{h}$ in kg . . (4)

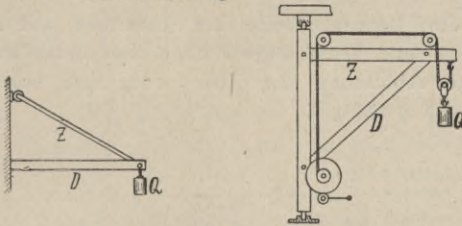
für Zug wird nötiger Querschnitt $f = Z : k_z$ in qcm . . (5)

für Knickung: nötig. Trägheitsmom. $J = \frac{m \cdot D \cdot l^2}{10 \cdot E}$ cm⁴ . . (6)

zulässig $k_z = 900$ kg/qcm, Sicherheitsgrad $m = 6$ (7)

Für J kleinstes Trägheitsmoment einsetzen nach § 39, Tab. 7 a.

Die obigen Gleichungen gelten auch für die beistehend skizzierten und ähnliche Ausleger.



b) Hohlguß und Rippenguß.

Konsole für Lager und dergl. (Berechnung wie Ausleger).

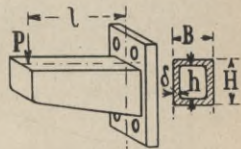
Biegunqsmom. $M_b = P \cdot l$ in kgcm . (8)

Beanspruch. $\sigma_b = M_b : W$ in kg/qcm (9)

Nöt. Widerst.-Mom. $W = M_b : k_b$ in cm³ (10)

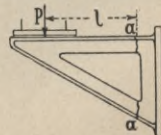
Zul. Beanspruch. k_b nach § 39, Tab. 6.

Widerstandsmom. nach § 39, Tab. 7 a.



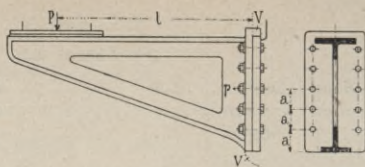
Unterbrochene Rippen oder Hohlguß.

Hier bestimmt man das Widerstandsmoment W für den Querschnitt aa nach § 39. Sonst gelten die Gleichungen 8—10.



c) Berechnung der Konsol-schrauben.

Es sei: p die Belastung jeder Schraube in kg, a vertikaler Abstand der Schrauben in cm.



Sämtliche Schrauben sollen gleichmässig beansprucht werden, dann kommt auf jede der 2 vertikalen Schraubenreihen $\frac{1}{2} P$, und es ist (unterste Kante des Konsols als Drehpunkt angenommen):

Moment nach links gleich Summe der Momente nach rechts, also $\frac{1}{2} P \cdot l = p \cdot a + p \cdot 2 a + p \cdot 3 a \dots + p \cdot z \cdot a \dots$ (11)

Durch Reihenbildung nach § 3 d, Fall 3:

$$\text{Zugbelastung jeder Schraube } p = \frac{P \cdot l}{z \cdot (z+1) \cdot a} \text{ in kg.} \quad (12)$$

worin z Anzahl der Schrauben in einer vertikalen Reihe.

Für obige Figur (10 Schrauben) ist $z = 5$ zu setzen:

Schraubendurchmesser nach Tab. 2 in § 43 b.

Damit eine Beanspruchung der Schrauben auf Abscheren nicht eintritt, sind Vorsprünge V oben oder unten anzuordnen wie in obiger Abbildung angedeutet, oder man bohrt Prisonstifte ein nach § 45.

Abschnitt XIII.

Baukonstruktionen.

Das Gebiet der Bau- und Eisenkonstruktionen ist so umfangreich, dass wir hier nur einige Fälle einfacher Ausführungen, die mehr oder weniger häufig bei Konstruktionen im Maschinenbau vorkommen, erwähnen wollen.

314. Ausleger und Sprengwerke.

	Ausleger,	Sprengwerke.	
Zug {	$Z = P \cdot \frac{a}{h}$	$Z = P \cdot \frac{l}{h}$	$Z = 0,5 \cdot P \cdot \frac{a}{h}^*)$
Druck {	$D = P \cdot \frac{l}{h}$	$D = P \cdot \frac{a}{h}$	$D = P$
		$D_1 = 0,5 \cdot P \cdot \frac{l}{h}^*)$	$D_1 = P \cdot \frac{a}{h}$

315. Belastung der Dächer.

a) Eigengewicht der Dächer für 1 qm geneigte Fläche (einschliesslich Sparren, Latten, Deckungsmaterial, Mörtel).

Art des Daches	kg/qm	Art des Daches	kg/qm
Wellblechdach auf Winkel-eisen (Wellblech 150 × 40 × 1,5 mm, L-Fetten 2 Meter freitragend bei 2 Meter Abstand) . . .	25	Deutsches Schieferdach auf Schalung, 2,5 cm stark	85
Teerpappdach auf Schalung, 2,5 cm stark . . .	35	Falzziegeldach	110
Zinkdach auf Schalung, 2,5 cm stark	40	Holzementdach einschliessl. Schalung, 3,5 cm stark, und Sparren, 13 bis 18 cm stark	180

b) Die Dachhöhe nimmt man:

- für flache Dächer (Pappe-, Blei- oder Zinkdach) $\frac{1}{15}$ d, Spann-w.
- „ Schiefer- und Wellblechdächer $\frac{1}{5}$ „ „
- „ Pfannendächer $\frac{1}{3}$ „ „

*) Ist die Laast P gleichmässig über 2l verteilt, dann werden die auftretenden Kräfte 0,5 mal so gross.

c) Winddruck $\rho = 125 \text{ kg/qm}$ (bei freistehenden Bauwerken nötigenfalls bis 250 kg/qm) einer zur Windrichtung senkrechten Ebene anzunehmen. Windrichtung hierbei wagerecht.

Winddruck auf geneigte Dachflächen.

Nachstehende Tabelle gibt den zur geneigten Dachfläche senkrechten Winddruck ρ_1 in kg für 1 qm geneigter Dachfläche und zwar nach der Gleichung von v. Lössl:

Winddruck $\rho_1 = \rho \cdot \sin \alpha$ in kg f. d. qm Dachfläche.

Dachhöhe : Spannweite	1:2	1:3	1:4	1:5	1:6	1:7	1:8	1:9	1:10
Neigungswinkel des Daches $\alpha \sim$	45°	33°	26°	22°	18°	16°	14°	12°	11°
$\rho = 125 \text{ kg/qm} \dots \rho_1 =$	88	69	56	46	40	34	30	27	25
$\rho = 250 \text{ " } \dots \rho_1 =$	177	139	112	93	79	69	61	54	49
Dazu für Schneelast . .	30	40	50	60	70	75	75	75	75

Für mittlere Dachneigungen genügt die überschlägliche Annahme einer gesamten lotrechten Belastung durch

Schnee- und Winddruck von 125 bis 150 kg f. d. qm Dachgrundfläche.

d) Einzellast. In der Mitte der untergeordneten Bauteile des Daches (Sprosseneisen, Fetten usw.) ist ausser den übrigen Nutzlasten noch eine einzelne Nutzlast von mindestens **100 kg** (für das Dach bei Ausbesserungsarbeiten und dergl. betretende Arbeiter) vorzusehen.

316. Berechnung der Dächer.

A. Eiserne Dächer.

a) Materialbeanspruchung für Flusseisen in der Regel **1000 kg/qcm**. Es ist hingegen auch häufig statthaft bei Belastung durch Eigengewicht und Schnee **1200 kg/qcm**, bei Belastung durch Eigengewicht, Schnee, Wind usw. **1600 kg/qcm** zuzulassen.

b) Ermittlung der auftretenden Spannkkräfte.

Bezeichnet:

l Stützweite eines Binders in Mtr.,

t Binderteilung (Abstand zweier benachbarter Binder) in Mtr.,

q Gesamtgewicht des Daches (Eigengewicht nebst Schnee- und Winddruck) in kg/qm Dachgrundfläche,

so kommt auf jeden Binder eine lotrechte Belastung von

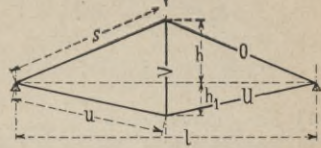
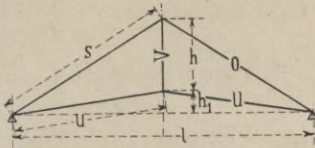
$$P = l \cdot t \cdot q \text{ kg.}$$

In der Folge seien die Spannungen mit grossen Buchstaben bezeichnet und in Übereinstimmung mit „Hütte“ 1902 sei gesetzt:

— Druck, + Zug.

Bindersysteme für Spannweiten bis 8 Mtr.

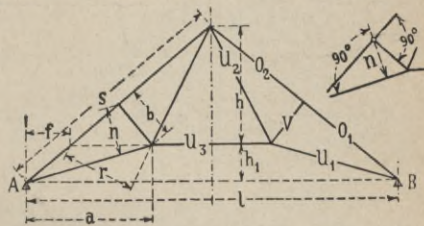
$$O = -\frac{P \cdot s}{2 \cdot h}; \quad U = +\frac{P \cdot u}{2 \cdot h}; \quad V = +\frac{P \cdot h_1}{h + h_1}.$$



Für $h_1 = \text{Null}$ wird $V = \text{Null}$. Wenn $h_1 > h$, dann $V = -\frac{P \cdot h_1}{h + h_1}$.

c) Einfache Polonceau-Binder bis 15 Mtr. Spannweite brauchbar.

Liegen die Knotenpunkte des Binderobergurtes in je $\frac{1}{4}l$ wagerechtem Abstände, so kommt auf jeden dieser Knotenpunkte eine Belastung von $\frac{1}{4} \cdot P$. Die Spannkraften werden:

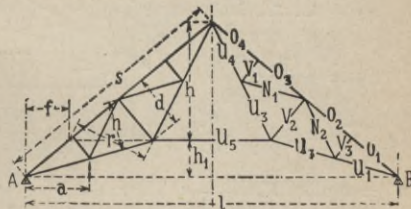


$$O_1 = -\frac{3}{8} \cdot P \cdot \frac{a}{b}; \quad O_2 = -\frac{3 \cdot P \cdot a}{8 \cdot b} + P \frac{h + h_1}{4 \cdot s};$$

$$U_1 = +\frac{3 \cdot P \cdot l}{32 \cdot n}; \quad U_2 = +\frac{P \cdot (l + 2f)}{16 \cdot r}; \quad U_3 = +\frac{P \cdot l}{8 \cdot h}; \quad V = -\frac{P \cdot l}{8 \cdot s}.$$

d) Doppelter Polonceau-Binder.

Bei regelmässiger Teilung liegen die Knotenpunkte des Binderobergurtes in $\frac{1}{8}l$ wagerechtem Abstände, und auf jeden von ihnen entfällt eine Belast. $= \frac{1}{8} \cdot P$. Die Spannkraften sind:



$$O_1 = -\frac{7 \cdot P \cdot a}{8 \cdot d}; \quad O_3 = O_2 + \frac{P(h + h_1)}{8 \cdot s}; \quad N_1 = N_2 = +\frac{P \cdot l}{64 \cdot n};$$

$$O_2 = O_1 + \frac{P \cdot (h + h_1)}{8 \cdot s}; \quad O_4 = O_3 + \frac{P \cdot (h + h_1)}{8 \cdot s}; \quad U_1 = 7 \cdot N_1;$$

$$U_2 = 6 \cdot N_1; \quad U_4 = \frac{P \cdot (3 \cdot l + 2 \cdot f)}{32 \cdot r}; \quad V_1 = V_3 = -\frac{P \cdot l}{16 \cdot s};$$

$$U_3 = \frac{N_1 \cdot (2 \cdot n + r)}{r} + \frac{3 \cdot P \cdot f}{16 \cdot r}; \quad U_5 = \frac{P \cdot l}{8 \cdot h}; \quad V_2 = 2 \cdot V_1.$$

Wird $h_1 = \text{Null}$, dann ergibt sich:

$$O_1 = -\frac{7 \cdot P \cdot a}{8 \cdot d}; \quad O_2 = O_1 + \frac{P \cdot h}{8 \cdot s}; \quad O_3 = O_2 = \frac{P \cdot h}{8 \cdot s}; \quad O_4 = O_3 + \frac{P \cdot h}{8 \cdot s};$$

$$N_1 = N_2 = +\frac{P \cdot l}{32 \cdot h}; \quad U_1 = 7 \cdot N_1; \quad U_2 = 6 \cdot N_1; \quad U_3 = 2 \cdot N_1;$$

$$U_4 = 3 \cdot N_1; \quad U_5 = 4 \cdot N_1; \quad V_1 = V_3 = -\frac{P \cdot l}{16 \cdot s}; \quad V_2 = 2 \cdot V_1.$$

e) Für nebenstehendes Bindersystem ergeben sich die Spannkkräfte zu:

$$O_1 = -\frac{5 \cdot P \cdot l_1}{12 \cdot v_1}$$

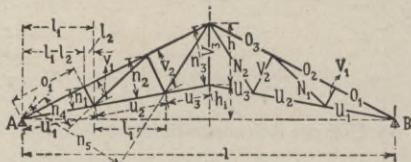
$$O_2 = -\frac{P}{12 \cdot v_1} \cdot (5 \cdot l_1 - 2 \cdot l_2);$$

$$O_3 = -\frac{P}{12 \cdot v_2} \cdot (8 \cdot l_1 - 6 \cdot l_2); \quad U_1 = +\frac{5 \cdot P}{12 \cdot n_1} \cdot (l_1 - l_2);$$

$$U_2 = +\frac{2 \cdot P}{3 \cdot n_2} \cdot (l_1 - l_2); \quad U_3 = +\frac{3 \cdot P}{4 \cdot n_3} \cdot (l_1 - l_2); \quad V_1 = -\frac{2 \cdot P}{12 \cdot o_1}$$

$$\cdot (l_1 - l_2); \quad V_2 = -\frac{P}{4 \cdot o_1} \cdot (l_1 - l_2); \quad N_1 = +\frac{2 \cdot P}{12 \cdot n_4} \cdot (l_1 - l_2);$$

$$N_2 = +\frac{P}{2 \cdot n_5} \cdot (l_1 - l_2); \quad V_3 = +\frac{3}{2} \cdot \frac{P \cdot h_1 \cdot (l_1 - l_2)}{n_3 \cdot (u_1 + u_2 + u_3)}.$$



f) Für nebenstehendes System erhalten wir:

$$O_1 = -\frac{5}{12} \cdot \frac{P \cdot l_1}{n_1}$$

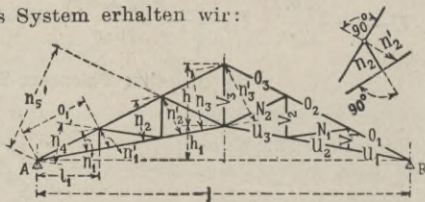
$$O_2 = -\frac{2}{3} \cdot \frac{P \cdot l_1}{n_2}$$

$$O_3 = -\frac{3}{4} \cdot \frac{P \cdot l_1}{n_3};$$

$$U_1 = +\frac{5}{12} \cdot \frac{P \cdot l_1}{n'_1}; \quad U_2 = +\frac{5}{12} \cdot \frac{P \cdot l_1}{n'_1}; \quad U_3 = +\frac{2}{3} \cdot \frac{P \cdot l_1}{n'_2};$$

$$V_1 = \text{Null}; \quad V_2 = +\frac{P}{12}; \quad V_3 = +\frac{1}{2} \cdot \frac{(h+h_1) \cdot P \cdot l_1}{o_1 \cdot n_3}; \quad N_1 = -\frac{2}{12} \cdot \frac{P \cdot l_1}{n_4};$$

$$N_2 = -\frac{1}{2} \cdot \frac{P \cdot l_1}{n_5}.$$



B. Holzdächer.

Materialbeanspruchung nach § 39 Tab. 4 und 5.

Ermittlung der Spannkkräfte (—Druck, +Zug).

g) **Fettendach.** Der Hauptbalken AB des Hängewerks ist mit Q gleichmässig belastet; ausserdem beanspruchen die in den

Punkten C_1 und D_1 auf dem Hängewerk gelagerten, durch n -Sparren belasteten Fellen den Bindernoch durch je eine Last P senkrecht zur Dachfläche.

Es entstehen die Spannkraften:

$$H = + \frac{11}{30} \cdot Q; \quad S = - \frac{1}{\sin \alpha} \left(\frac{11}{30} \cdot Q + P \cdot \cos \alpha \right),$$

$$R = - \frac{1}{\sin \alpha} \left(\frac{11}{30} \cdot Q \cdot \cos \alpha + P \right); \quad T = + \frac{1}{\sin \alpha} \left(\frac{11}{30} \cdot Q \cdot \cos \alpha + P \right).$$

h) Kehlbalkendach.

Bedeutet Q'_s die lotrechte Belastung einer Binderhälfte, so sind die Spannkraften:

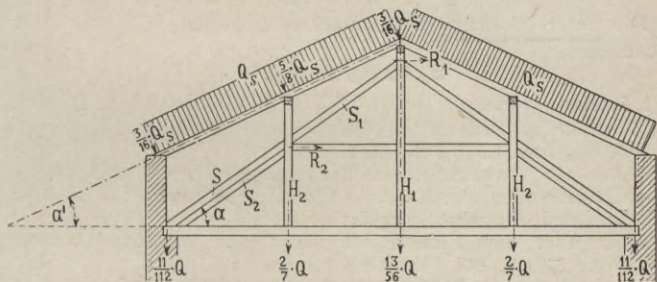
$$R_1 = - \frac{3}{16} \cdot Q'_s \cdot \frac{1}{\tan \alpha};$$

$$R = - \frac{5}{16} \cdot Q'_s \cdot \sin 2\alpha; \quad H = + \frac{5}{8} \cdot Q'_s \cdot \cos^2 \alpha;$$

$$S = - \frac{1}{16} \cdot \frac{Q'_s}{\sin \alpha} \cdot (3 + 10 \cdot \sin^2 \alpha); \quad T = + \frac{1}{16} \cdot \frac{Q'_s}{\tan \alpha} \cdot (3 + 10 \cdot \sin^2 \alpha).$$

i) Dachbinder mit dreifachem Hängewerk.

Die Belastung besteht aus der gleichmässig über dem Hauptbalken verteilten Last Q und der senkrecht zur Dachfläche wirkenden halben Binderbelastung Q_s .



Die Spannkraften sind: $H_1 = + \frac{13}{56} \cdot Q; \quad H_2 = + \frac{2}{7} \cdot Q;$

$$S_1 = - \frac{1}{112 \cdot \sin \alpha} (21 \cdot Q_s \cdot \cos \alpha' + 13 \cdot Q);$$

$$S_2 = - \frac{1}{56 \cdot \sin \alpha} (35 \cdot Q_s \cdot \cos \alpha' + 16 \cdot Q);$$

Abschnitt XIV.

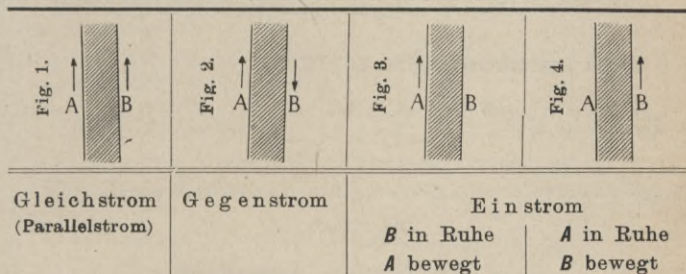
Wärmeübertragung durch Gefässwände.

Dieses so wichtige Gebiet sollte im Maschinenbau besonders beachtet werden. Wärme hat Geld gekostet, die Ausnutzung derselben bringt daher nur Vorteile. In der Literatur sind die Angaben viel zu allgemein gehalten und meist nicht unmittelbar brauchbar. Das Nachstehende soll Grundlagen für einfache und schnelle Berechnungen bieten.

320. Allgemeines.

a) Wesen der Heizung. Fliessen zu beiden Seiten einer Wand mit ebenen parallelen Begrenzungsflächen 2 Flüssigkeiten von ungleicher Temperatur, so wird die wärmere Flüssigkeit Wärme an die kältere abgeben.

b) Erklärung der Heizungsverfahren. Es sei in Fig. 1—4: *A* die Wärme abgebende, *B* die Wärme aufnehmende Flüssigkeit. Die Bewegung dieser beiden Ströme kann erfolgen nach dem



c) Die Wärme übertragenden Stoffe können sein:

1. Luft,
2. Feuergase mit hoher Anfangstemp. bei direkter Feuerung,
3. Rauchgase „ niedriger „ „ indirekter „
4. Wasser,
5. Frischdampf, 6. Abdampf.

d) Berechnungsgrundlage. Es bezeichne:

- H* die Grösse der Wärme leitenden Fläche in qm,
 T_1 „ Temperatur in ° Cels. des Stoffes, welcher die Wärme abgibt,
 t_1 die Temperatur in ° Cels. des Stoffes, welcher Wärme aufnimmt,
W die Wärmemenge in Kal., welcher in der Stunde durch die Fläche geht,
k den Wärme-Transmissionskoeffizienten, d. h. die Wärmemenge in Kal., welche bei 1° Cels. Temperaturunterschied stündlich durch die Fläche geht.

Allgemein ist:

$$\text{Wärmemenge } W = H \cdot k \cdot (T_1 - t_1) \text{ in Kal.} \quad (1)$$

$$\text{Heizfläche } H = \frac{W}{k} \cdot \frac{1}{T_1 - t_1} \text{ in qm} \quad (2)$$

Bei den verschiedenen Heizungsverfahren gelten folgende allgemeinen Beziehungen für die Grösse der Heizfläche. (Betr. Zahl 2,303 beachte § 5 f.)

Beim **Einstromapparat** (Fig. 3—4) ist:

$$\text{Heizfläche } H = \frac{W}{k} \cdot \frac{2,303}{T_1 - T_2} \cdot \log \frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_1} \text{ in qcm} \quad (3)$$

wobei die Temperatur T_1 auf T_2 sinkt.

Beim **Gleichstrom**-(Parallelstrom-)Apparat (Fig. 1) ist:

$$\text{Heizfläche } H = \frac{W}{k} \cdot \frac{2,303}{(T_1 - T_2) + (t_2 - t_1)} \cdot \log \frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_2} \text{ in qm} \quad (4)$$

Beim **Gegenstrom**-Apparat (Fig. 2) ist:

$$\text{Heizfläche } H = \frac{W}{k} \cdot \frac{2,303}{(T_1 - T_2) - (t_2 - t_1)} \cdot \log \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \text{ in qm} \quad (5)$$

In den beiden letzten Fällen sinkt die Temperatur T_1 auf T
und steigt „ „ t_1 „ t_2 .

e) Anwendung. Die Gesetze für die Wärmeübertragung finden Anwendung bei der Berechnung von

- | | |
|----------------------------|----------------------------|
| 1. <i>Dampfkesseln,</i> | 4. <i>Überhitzern,</i> |
| 2. <i>Dampfvorwärmern.</i> | 5. <i>Heizungsanlagen.</i> |
| 3. <i>Ökonomisern,</i> | |

321. Allgemeine Bezeichnungen für die Berechnungen.

Für die Berechnung der unter 1 bis 5 (§ 320 e) genannten Apparate mögen noch folgende allgemeine Bezeichnungen dienen:

k der Wärmetransmissions-Koeffizient nach 320 d,

G in kg/Stde. die Menge des zu erwärmenden, verdampfenden oder zu überhitzenden Wassers bezw. Dampfes,

- T_1 die Temperatur der Gase (Dämpfe) vor dem Apparat,
 T_2 " " " " " hinter dem Apparat,
 t_1 " " des Wassers oder Dampfes beim Eintritt
 in den Apparat,
 t_2 " " des Wassers oder Dampfes beim Austritt
 aus dem Apparat in Grad Celsius,
 t_0 den mittleren Temperatur-Unterschied zwischen Gasen
 (Dämpfen) einerseits und Dampf resp. Wasser anderseits.

322. Dampfkessel.

Dampfkessel werden jetzt allgemein nach dem Gegenstromprinzip konstruiert, es gilt also Fig. 2 und Gleich. 5 in § 320.

a) Beheizung der Kessel durch direkte oder indirekte Feuerung.

Im ersten Fall: Verwendung der bei der Verbrennung von festen, flüssigen oder gasförmigen Brennstoffen entwickelten Wärmemenge.

Im zweiten Fall: Ausnutzung der Wärmemenge abziehender Rauchgase z. B. bei Schweiss-, Puddel-, Brennöfen usw.

b) Angenäherte Berechnung. Ausser den Bezeichnungen in § 321 bedeute:

L die zur Verbrennung von 1 kg Brennstoff theoretisch erforderliche Luftmenge in kg,

ε einen von der Feuerungsanlage abhängigen Erfahrungswert,

b einen vom Brennstoff abhängigen Erfahrungswert,

σ die Rauchgasmenge in kg, welche aus 1 kg Brennstoff erzeugt wird,

K die stündlich verbrannte Kohlenmenge in kg,

Q " " erzeugte Rauchgasmenge in kg,

λ " Gesamtwärme des zu erzeugenden Wasserdampfes in Kal. (nach § 30 h),

\mathfrak{B}_1 die Wärmemenge der eintretenden Rauchgase in Kal.,

\mathfrak{B}_2 " " " austretenden " " "

$\mathfrak{B} = \mathfrak{B}_1 - \mathfrak{B}_2$ die zur Verfüg. steh. Wärmemenge " "

$c = 0,24$ die spez. Wärme der Rauchgase (nach § 29 h) (6)

ω die für 1 qm Kesselheizfläche verdampfte Wassermenge in kg/Stde.

c) Tabelle, Mittelwerte für L , ε , b und σ .

Brennstoff	L	ε	b	$\sigma = \varepsilon \cdot L + b$
für gasförmige Brennstoffe	0,8 kg	1	0,96	1,76 kg
" Holz (lufttrocken) . . .	4,6 "	1,7	"	5,4 "
" gute Braunkohle . . .	6,3 "	"	"	11,7 "
" " Steinkohle . . .	10,7 "	"	"	19,1 "

An den Kessel ist zu übertragen

$$\text{Gesamt-Wärmemenge } W = G \cdot (\lambda - t_1) \text{ in Kal. . . (7)}$$

Es sind zwei Fälle bei der Ermittlung der Heizfläche zu unterscheiden und zwar:

1. wenn G kg Wasser verdampft werden sollen

$$\text{Heizfläche } H = W : k \cdot t_0 \text{ in qm (8)}$$

2. wenn die zur Verfügung stehende Wärme eintretender Rauchgase ausgenützt werden soll

$$\text{Heizfläche } H_1 = \mathfrak{B} : k \cdot t_0 \text{ in qm (9)}$$

In Gleich. 8 und 9 ist angenähert:

$$t_0 = \frac{T_1 + T_2}{2} - \frac{t_1 + t_2}{2} \text{ (10)}$$

d) Die genauere Berechnung der Heizfläche erfolgt nach Gl. 5.

Mittelwerte (Bezeichnungen vergl. § 321 und 322 b);

bei direkter Feuerung:

$$T_1 = 1200^\circ; T_2 = 200 \text{ bis } 250^\circ; k = 23$$

bei indirekter Feuerung:

$$T_1 = 600 \text{ bis } 800^\circ; T_2 = 180 \text{ bis } 200^\circ; k = 12 \text{ bis } 15$$

} . (11)

Der letzte Wert von k hängt ab von der mehr oder weniger grossen Flugasche-Ablagerung.

Ferner wird:

$$\text{Rauchgasmenge } Q = K \cdot \sigma \text{ in kg/Stde.; } \sigma \text{ nach Tab. c (12)}$$

$$\text{„ Wärmemenge } \mathfrak{B}_1 = Q \cdot T_1 \cdot c = Q \cdot T_1 \cdot 0,24 \text{ in Kal/Stde. (13)}$$

$$\text{„ „ } \mathfrak{B}_2 = Q \cdot T_2 \cdot c = Q \cdot T_2 \cdot 0,24 \text{ „ „ (14)}$$

verfügbare Wärmemenge

$$\mathfrak{B} = \mathfrak{B}_1 - \mathfrak{B}_2 = Q \cdot 0,24 (T_1 - T_2) \text{ in Kal/Stde. . (15)}$$

Die für 1 qm Heizfläche und Stunde verdampfte Wassermenge bestimmt sich, entspr. den Voraussetzungen zu Gleich. 8 und 9, zu:

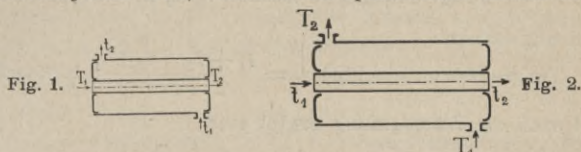
$$\omega = \frac{W}{(\lambda - t_1) \cdot H} \text{ bzw. } \omega_1 = \frac{\mathfrak{B}}{(\lambda - t_1) \cdot H_1} \text{ in kg/Stde. . (16)}$$

worin $\lambda - t_1 =$ Erzeugungswärme für 1 kg Dampf der gewünschten Spannung aus Wasser von t_1^0 (nach § 30 h).

323. Vorwärmer.

a) Zweck. Erwärmung des Speisewassers durch den Abdampf von Auspuff- oder Kondensations-Dampfmaschinen. Im letzteren Falle wirkt der Vorwärmer als Oberflächenkondensator.

b) Ausführung entweder nach *Fig. 1*; wobei der Abdampf durch ein Röhrensystem tritt, während das Speisewasser aussen vorbeifliesst, oder nach *Fig. 2*, wobei letzteres durch die Röhren fließt, welche vom Abdampf umspült werden.



Dampf in den Röhren.

Wasser in den Röhren.

fließt, oder nach *Fig. 2*, wobei letzteres durch die Röhren fließt, welche vom Abdampf umspült werden.

Die Vorwärmer sollen stets als Gegenstromapparate konstruiert sein.

c) Berechnung. Ausser den Bezeichnungen in § 321 bedeutet hier noch:

H_0 die Heizfläche des Vorwärmers in qm,

D „ stündliche Abdampfmenge in kg,

λ „ Gesamtwärme des aus dem Speisewasser erzeugten Frischdampfes in Kal./kg (nach § 30 h),

λ_1 „ Gesamtwärme des Abdampfes in Kal./kg,

W die in der Stunde an das Wasser zu übertragende Wärmemenge in Kal.,

W_d „ in der stündlichen Abdampfmenge enthaltene Wärmemenge in Kal.,

N_i „ indizierte Leistung der Dampfmaschine,

S_i den Dampfverbrauch derselben in kg für die indizierte PS/Stunde,

τ die infolge Erwärmung des Speisewassers herbeigeführte Kohlenersparnis in % des gesamt. Kohlenverbrauchs

An das Speisewasser ist zu übertragen:

$$\text{stündl. Wärmemenge } W = G(t_2 - t_1) \text{ in Kal.} \quad (1)$$

Im Abdampf ist enthalten

$$\text{stündl. Wärmemenge } W_d = 0,75 \cdot N_i \cdot S_i \cdot \lambda = D \cdot \lambda_1 \text{ in Kal.}^*) \quad (2)$$

An das Speisewasser wird hiervon abgegeben:

$$\text{stündl. Wärmemenge } \mathfrak{B} = \frac{W_d}{\lambda_1} (\lambda_1 - T_2) = D (\lambda_1 - T_2) \text{ in Kal.} \quad (3)$$

*) $0,25 N_i S_i \lambda$ ist die in Arbeit umgesetzte Wärmemenge einschl. der Verluste zwischen Dampfeinlass und Vorwärmer.

Für die Erwärmung von G kg Wasser i. der Stunde von $t_1^{\circ}C$ auf $t_2^{\circ}C$ berechnet sich bei 10% Zuschlag für den Verlust infolge Wärmeausstrahlung des Apparates die

$$\text{stündl. erforderl. Wärmemenge } W_1 = 1,1 G (t_2 - t_1) \text{ in Kal.} \quad (4)$$

Ferner wird für den Apparat

$$\text{nötige Heizfläche } H_v = W_1 : k \cdot t_0 \text{ in qm} \quad (5)$$

worin angenähert:

$$\text{Temperaturunterschied } t_0 = \frac{T_1 + T_2}{2} - \frac{t_2 + t_1}{2} \text{ in Grad} \quad (6)$$

Durch die Vorwärmung ergibt sich

$$\text{Kohlensparnis } \tau = \frac{t_2 - t_1}{\lambda - t_1} \cdot 100 \text{ in Prozent} \quad (7)$$

d) Rechnungswerte. Bei mit Abdampf geheizten Vorwärmern hat man gewöhnlich mit folgenden Werten zu rechnen:

bei Auspuffmaschinen

$$T_1 = 100 \text{ bis } 110^{\circ} \text{ entspr. } \left\{ \begin{array}{l} p_0 = 1,0 \text{ bis } 1,4 \text{ Atm. abs.} \\ \lambda_1 = 637 \text{ „ } 640 \text{ Kal.} \end{array} \right\} \quad (8)$$

$$t_2 = 65 \text{ „ } 90^{\circ}C \quad (9)$$

bei Kondensationsmaschinen

$$T_1 = 45 \text{ bis } 60^{\circ} \text{ entspr. } \left\{ \begin{array}{l} p_0 = 0,093 \text{ bis } 0,195 \text{ At. abs.} \\ \lambda_1 = 620 \text{ „ } 625 \text{ Kal.} \end{array} \right\} \quad (10)$$

$$t_2 = 40 \text{ „ } 55^{\circ}C \quad (11)$$

$$\text{ferner Wärmetransmissionskoeffizient } k = 700 \text{ Kal.} \quad (12)$$

Bei Vorwärmern geht man mit der Ausnützung des Abdampfes meist so weit, dass er als Wasser mit der Temperatur T_2 austritt. Dem Dampf wird also im Vorwärmer soviel Wärme entzogen, dass seine gesamte Verdampfungswärme nutzbar gemacht wird. Von diesem Zeitpunkt ab hat man demnach Wasser als wärmeübertragenden Stoff (§ 30 e II).

Die genaue Berechnung müsste diesen Umstand berücksichtigen und ermitteln, welcher Teil der Heizfläche mit Dampf und welcher Teil mit Wasser geheizt wird. Wir wollen hier davon absehen und der verschiedenartigen Beheizung bei der Wahl des Wärmeübertragungskoeffizienten Rechnung tragen.

e) Konstruktionsregeln. Es werden bei der Berechnung dieser Vorwärmer ferner noch folgende Annahmen gemacht:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Bei Vorwärmern System Fig. 1 in 323 b soll das Wasser} \\ \text{etwa 12—15 Min. oder } z = \frac{1}{5} \text{ bis } \frac{1}{4} \text{ Stunde im} \\ \text{Vorwärmer bleiben} \end{array} \right\} \quad (13)$$

Der lichte Gesamtquerschnitt aller Rohre soll mindestens das Zweifache des Querschnittes der Abdampfleitung und die gesamte Rohroberfläche mindestens das 0,08fache der Heizfläche des zugehörigen Dampfkessels betragen.

Bei Vorwärmern nach Fig. 2 soll das Wasser etwa 6 Min. }
 oder $z = 1/10$ Stunde im Apparat bleiben . . . } (14)

Dagegen soll die Rohroberfläche doppelt so gross sein, wie bei den nach Fig. 1 gebauten Vorwärmern.

Bezeichnet:

- H die Heizfläche des Dampfkessels in qm,
- ω „ Verdampfung in kg f. d. qm Heizfläche u. Stunde.
- 0,001 $H \cdot \omega$ die Speisewassermenge in cbm/Stunde,
- d_a „ lichte Weite der Abdampfleitung der Dampfmaschine in Mtr.,

D den lichten Manteldurchmesser des Vorwärmers in Mtr.,

d „ äusseren Rohrdurchmesser in Mtr.,

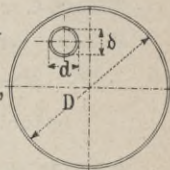
δ „ inneren „ „ „

L die Länge der Röhren in Mtr.,

i „ Anzahl „ „

$R = i \cdot \pi \cdot d \cdot L$ die gesamte Rohroberfläche in qm . . . (15)

$F = i \cdot \pi \cdot \delta^2$ den gesamten lichten Querschnitt der Röhren in qm (16)



so soll sein:

für Vorwärmer nach Fig. 1 $\left\{ \begin{array}{l} F \geq 2 \cdot 1/4 \pi d_a^2 \text{ in qm} \quad (17) \\ R \geq 0,08 \cdot H \text{ in qm} \quad (18) \end{array} \right.$

„ „ „ „ 2 $R \geq 0,16 \cdot H$ „ „ . . . (19)

Für die übliche Bauart nach Fig. 1 folgt dann:

$$L \cdot (1/4 \pi \cdot D^2 - i \cdot 1/4 \pi d^2) = 0,001 H \cdot \omega \cdot z \quad (20)$$

$$1/4 \pi D^2 = \frac{0,001 H \cdot \omega \cdot z}{L} + i \cdot 1/4 \pi d^2 \text{ in qm} \quad (21)$$

worin z Aufenthalt des Wassers im Vorwärmer in Stunden nach Gleich. 13.

Aus dem nach Gleich. 21 ausgerechneten Kreisquerschnitt ergibt sich unmittelbar der Manteldurchmesser D in Mtr.

Für den selten ausgeführten Vorwärmer nach Fig. 2 gilt

$$L \cdot i \cdot 1/4 \pi \delta^2 = 0,001 H \cdot \omega \cdot z; \quad L = \frac{0,001 H \cdot \omega \cdot z}{i \cdot 1/4 \pi \delta^2} \text{ in Mtr.} \quad (22)$$

worin z nach Gleich. 14.

324. Ökonomiser.

a) Zweck. Erwärmung des Speisewassers durch die Wärme der Abgase von Dampfkesseln usw.

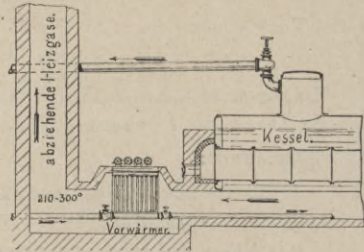
b) Berechnung. Bezeichnungen:

(Hier gelten die in § 321–323 angegebenen.)

G die zu erwärmende Wassermenge in kg nach § 321,

Q die Rauchgasmenge in kg nach § 322,

$c = 0,24$ die spezifische Wärme der Rauchgase nach § 322, Gleich. 6.



Die zu übertragende Wärmemenge ist wieder

$$W = G(t_2 - t_1) = Q \cdot c \cdot (T_1 - T_2) \text{ in Kal.} \quad (1)$$

$$\text{erforderliche Heizfläche } H_e = W : k \cdot t_0 \text{ in qm} \quad (2)$$

$$\text{Temperaturunterschied } t_0 = \frac{T_1 + T_2}{2} - \frac{t_1 + t_2}{2} \text{ in Grad C} \quad (3)$$

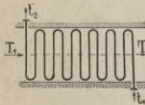
Aus Gleich. 1 folgt durch Umsetzung

$$\text{Rauchgas-Endtemperatur } T_2 = T_1 - \frac{W}{Q \cdot c} \text{ in Grad C.} \quad (4)$$

ferner wird:

$$\text{Kohlensparnis } \tau = \frac{t_2 - t_1}{\lambda - t_1} \cdot 100 \text{ in } \% \text{ d. ges. Kohlenverbr.} \quad (5)$$

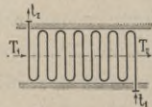
c) Rechnungswerte. Bei einem Ökonomiser hat man gewöhnlich mit folgenden Werten zu rechnen:



$$T_1 = 350^\circ \text{ C}; \quad T_2 = 210^\circ \text{ C} \quad (6)$$

$$t_2 = 80 \text{ bis } 100^\circ \text{ C}; \quad k = 10 \text{ bis } 15 \text{ Kal.} \quad (7)$$

325. Überhitzer.*)



a) Beheizung der Überhitzer mittels direkter oder indirekter Feuerung.

b) Berechnung. Es bezeichne (man beachte auch § 321):

G die Menge des zu überhitzenden Dampfes in kg/Stunde,

t_1 „ Temperatur des gesättigten „ „ Grad C,

t_2 „ „ „ überhitzten „ „ „ „

*) Vergl. auch § 30 a.

$T_1 T_2$ die Rauchgasetemperaturen beim Ein- bzw. Austritt in Grad C,

W „ gesamte zu übertragende Wärmemenge in Kal./Stde.

W_0 „ erforderliche Wärmemenge in Kal./Stde. zum Verwandeln des mitgerissenen Wassers in Dampf,

G_1 „ Menge des mitgerissenen Wassers in kg/Stde.,

λ „ Gesamtwärme des gesättigten Dampfes in Kal./kg,

t_0 den Temperaturunterschied zwischen den Rauchgasen einerseits und dem Dampf andererseits,

$c_1 = 0,48$ die spez. Wärme des Dampfes (vgl. auch § 29 h) (1)

$H_{\ddot{u}}$ die erforderliche Heizfläche des Überhitzers in qm,

E „ infolge der Überhitzung des Dampfes erzielte Dampfersparnis in Prozent des Gesamtdampfverbrauchs,

$1/\alpha = 1/_{273}$ den Ausdehnungskoeffizienten der Rauchgase,

$\alpha = 273$ nach § 29 e (2)

Die Berechnung gestaltet sich nun wie folgt:

$$\text{Gesamtwärmemenge } W = c_1 \cdot G (t_2 - t_1) + W_0 \text{ in Kal./Stde. (3)}$$

nach § 30 f, Gleich. 4, ist:

$$\text{Wärmemenge } W_0 = G_1 (607 - 0,708 t_1) \text{ „ „ (4)}$$

$$\text{Heizfläche } H_{\ddot{u}} = W : k \cdot t_0 \text{ in qm (5)}$$

$$\text{Temperaturuntersch. } t_0 = \frac{T_1 + T_2}{2} - \frac{t_1 + t_2}{2} \text{ (6)}$$

$$\text{Dampfersparnis } E = \left(1 - \frac{(\alpha + t_1) \cdot [\lambda + c_1 \cdot (t_2 - t_1)]}{\lambda (\alpha + t_2)} \right) \cdot 100 \text{ in \% (7)}$$

c) Rechnungswerte. Bei Überhitzern hat man gewöhnlich mit folgenden Werten zu rechnen:

bei direkter Feuerung: $T_1 = 800$ bis 1000 , im Mittel **900** ° C (8)

„ indirekter „ : $T_2 = 400$ „ 800 , „ „ **600** ° C (9)

Temperatur des über- $t_2 = 230$ „ **250** ° C f. alte Dampf. (10)

hitzten Dampfes $t_2 = 300$ „ **350** ° C „ neue „ (11)

Wärmetransmissions-Koeffizient $k = 10$ bis 15 , im Mittel **12** (12)

mitgerissenes Wasser $G_1 = 0,03 G$ bis $0,06 G$ in kg/Stunde (13)

326. Über Abdampfverwertung zur Heizung von Wohnräumen und Fabrikgebäuden sind in Dampfmaschinen 8. Aufl. Seite 673 u. f. praktische Winke gegeben.

Abschnitt XV.

Elektrizität (330—348).

Wir wollen hier nur einige der Regeln anführen, welche jedem Maschineningenieur geläufig sein sollten.

330 a. Allgemeine Bezeichnungen.

Ohm (Zeichen Ω) ist die Einheit des Widerstandes (Widerstand einer Quecksilbersäule von 106,3 cm Länge und 1 qmm Querschnitt bei 0° Cels.).

Ampère (Zeichen J) ist die Einheit der Stromstärke, welche in 1 Minute 10,44 ccm Knallgas von 0° Cels. und 760 mm Druck entwickelt, d. h. in 1 Minute 5,6 mg Wasser zersetzt oder 67,1 mg Silber niederschlägt.

Volt (Zeichen E) ist die Einheit der elektromotorischen Kraft, welche in einem Leiter von 1 Ohm Widerstand bei 1 Ampère Stärke vorherrscht.

b) Das Ohmsche Gesetz.

Die 3 Grössen Ω , J und E stehen in unmittelbarem Zusammenhang; das Ohmsche Gesetz lautet:

Die Stromstärke J ist der elektromotorischen Kraft E direkt und dem Widerstand R umgekehrt proportional, also:

$$\text{Stromstärke} = \frac{\text{Elektromotorische Kraft}}{\text{Widerstand}}; J = \frac{E}{R} \quad \dots \quad (1)$$

Ferner ist:

$$\text{elektromotorische Kraft } E = J \cdot R \text{ in Volt} \quad \dots \quad (2)$$

$$\text{Stromstärke} \quad J = E : R \text{ in Ampère} \quad \dots \quad (3)$$

$$\text{Widerstand} \quad R = E : J \text{ in Ohm} \quad \dots \quad (4)$$

c) Arbeit des elektrischen Stromes.

Diese wird durch das Produkt aus Stromstärke und elektromotorischer Kraft ausgedrückt. Ein Strom der Spannung E und von der Stromstärke J liefert eine Arbeit von

$$E \cdot J \text{ Volt} \times \text{Ampère oder } J \cdot E \text{ Watt} \quad \dots \quad (5)$$

$$1000 \text{ Watt} = 1 \text{ Kilowatt} \quad \dots \quad (6)$$

Jede Arbeit, welche geleistet wird, muss nach der Zeit berechnet werden, innerhalb welcher sie erzeugt wird, vergl. § 11 a, man misst sie deshalb nach Meter-Kilogramm in der

Sekunde (mkg/Sek) oder nach Pferdestärken und zwar ist: 1 PS = 75 mkg/Sek. Bezogen auf die elektrischen Einheiten erhalten wir nun:

$$75 \cdot 9,81 = 736 \text{ Watt} = 1 \text{ elektrische Pferdekraft} \quad . \quad (7)$$

331. Arten der elektrischen Ströme.

a) Wechselstrom, Drehstrom. Jede Dynamomaschine erzeugt **Wechselstrom**. Man versteht hierunter einen Strom, der seine Richtung unaufhörlich wechselt. Das Bild eines Wechselstromes ist eine Wellenlinie (vergl. Fig. 1). Der Zeitabschnitt zwischen zwei Nullwerten des Wechselstromes heisst Wechsel und 2 Wechsel nennt man Periode. Durchlaufen denselben Draht zwei Wellen, deren Phasen (also Wellen und Täler) nicht genau zusammen fallen, so spricht man von einer Phasenverschiebung. Solche Stromwellen kombinieren sich in einem Leiter zu einer einzigen Welle. Enthält der Leiter eine Glühlampe, so brennt dieselbe gleichmässig, wenn die Phasen der Wellen zusammenfallen; sie bleibt dunkel, wenn entgegengesetzte Phasen zusammentreffen; sie flackert, wenn die Wellen in irgend einer andern Art und Weise zusammen treffen. Wechselströme bewirken, dass eine Magnetnadel bald nach rechts, bald nach links schlägt. Wechselströme, welche in ihren Phasen gegeneinander verschobene Ströme in gesonderten Leitungen liefern, heissen **Drehströme**. Sie dienen in erster Linie zur elektrischen Kraftübertragung. Man nennt sie auch Mehrphasen-Drehstrom. Aufgefunden wurde derselbe von Tesla, v. Dolivo-Dobrowolsky und Haselwander. Den Namen Drehstrom hat er erhalten, weil er eine Magnetnadel in beständige Drehung versetzt.

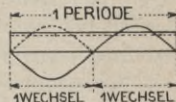


Fig. 1.

b) Gleichstrom erzeugt eine Dynamomaschine, wenn deren Anker mit Kollektor (Kommutator-Stromwender) versehen wird, wodurch die Ströme in gleichgerichtete verwandelt werden. Während bei Wechsel- und Drehstrom die Stromabgeber kurz geschlossen sind, d. h. aus geschlossenen Schleifringen oder dergl. bestehen (Wechselstrom 2 Schleifringe, Drehstrom 3 Schleifringe), sind die Stromabgeber (Kollektoren) für Gleichstrommaschinen aus einzelnen Segmenten (Lamellen) isoliert zusammengesetzt, entsprechend der Anzahl der Drahtwindungen, welche auf dem Anker angeordnet sind. Die letzteren Maschinen

lassen sich ohne weiteres für alle Zwecke benutzen, zur Beleuchtung, Kraftübertragung, mechanischen Arbeit, chemischen Zersetzung und Aufspeicherung in den Akkumulatoren.

332. Verwendung der verschiedenen Stromarten.

a) Gleichstrom findet Anwendung für Beleuchtung und Kraftübertragung auf nicht zu grosse Entfernungen, ferner für Anlagen mit stark schwankender Kraftentnahme, bei denen Pufferbatterien zum Kraftausgleich verwendbar sind (Krananlagen und elektrische Bahnen). Die Höhe der Spannung hängt von dem Verwendungszweck ab. Bei Beleuchtungsanlagen mit kleinen Entfernungen kommt vielfach $E = 110$ Volt und Zweileitersystem, bei grösseren Entfernungen 2·110 Volt und Dreileitersystem zur Anwendung. Bei Kraftanlagen findet man $E = 110 - 500$ Volt, unter Umständen auch mehr. Höchste Spannung (bei einer Maschine) für grosse Anlagen ~ 1000 Volt. Die Dynamos gehen unter Belastung an.

b) Drehstrom (3phasiger Wechselstrom) eignet sich gleich gut für Kraft und Licht, besonders zur Übertragung grosser Energiemengen auf grosse Entfernungen. Ausführungen zeigen hinsichtlich der Spannung folgendes: Bei vorwiegendem Lichtbetrieb mit kleinen Entfernungen $E = 110 - 220$ Volt (Niedrigspannungsanlagen). Für grössere Kraftanlagen und Stromabgabe in nicht zu grossem Umkreis findet man $E \sim 500$ Volt, sowohl an der Verwendungs- als auch Erzeugungsstelle. Hochspannung ($E > 500$ Volt) kommt zur Anwendung bei grossen Entfernungen, an der Verbrauchsstelle ebenfalls Verwendung von Hochspannung oder Umformung auf Niedrigspannung. In letzteren Fällen kann bei gemischten Anlagen (Kraft und Beleuchtung) die Umformung in der Weise erfolgen, dass für die Kraftanlage höhere, für die Beleuchtung niedrigere Spannung zur Verfügung steht.

c) Wechselstrom für Beleuchtung gut geeignet, für Kraftübertragung weniger, weil die Motoren nicht unter Belastung anlaufen und bei geringer Überlastung stehen bleiben. Nicht geeignet für Fahrstühle mit periodischem Betrieb, für elektrische Bahnen, zum Antrieb von Eisenwalzwerken, Hebezeugen usw. Für die Wahl der Spannung gilt das unter Drehstrom Gesagte.

333. Dynamomaschinen und Motore für Gleichstrom.

a) **Dynamomaschine** oder kurz **Dynamo** nennt man die stromgebende Maschine. Die Wirkungsweise *) besteht im grossen und ganzen in folgendem: durch Rotation (Drehung) des Ankers werden dessen Drahtpartien an den Polen der Magnete vorbeigeführt, wobei dieselben eine Einwirkung erfahren, es wird ein elektrischer Strom induziert.



Fig. 2.

Es gibt drei Haupttypen von Dynamomaschinen: 1. Hauptstrommaschinen, 2. Nebenschlussmaschinen, 3. Compound- oder Verbundmaschinen.

b) Hauptstrommaschinen

(Gleichstrom). Bei diesen wird der ganze aus dem Anker kommende Strom durch die Magnetwindungen geführt und fliesst dann erst in den äusseren Stromkreis. Anker, Magnetwindungen und äusserer Stromkreis sind also hintereinander geschaltet und wir haben ausser dem Spannungsverlust im Anker noch einen solchen in den Magnetspulen, so dass die Spannung an den Klemmen um den letzteren Betrag kleiner ist, als die Spannung an den Bürsten und um beide Verluste kleiner als die elektromotorische Kraft im Anker.

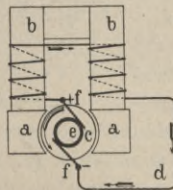


Fig. 3.

- Hauptstrommaschine.
 a Pole,
 b Magnetschenkel,
 c Anker,
 d äusserer Stromkreis,
 e Kommutator,
 f Bürste.

Verwendung: Um hintereinander geschaltete Bogenlampen zu betreiben und zur Kraftübertragung mit zwei Maschinen.

c) Nebenschlussmaschinen (Gleichstrom).

Hierbei wird an den Bürsten ein Teilstrom abgezweigt, der durch den äusseren Stromkreis fliesst, so dass die Magnetwicklungen demselben parallel geschaltet sind. Die Spannung an den Klemmen ist hier gleich derjenigen an den Bürsten, also nur um den Spannungsverlust im Anker verringert.

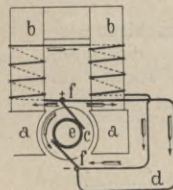


Fig. 4.

- Nebenschlussmaschine.
 a Pole,
 b Magnetschenkel,
 c Anker,
 d äusserer Stromkreis,
 e Kommutator,
 f Bürsten.

*) Die Dynamo nimmt noch Arbeit auf und gibt Elektrizität ab (Primärstation), der Elektromotor (auch kurzweg **M o t o r** genannt) nimmt Elektrizität auf und gibt noch Arbeit ab (Sekundärstation).

Verwendung: Für Parallelschaltung von Glühlampen, für elektrochemische Zwecke und zur Kraftverteilung in grossen Kraftwerken.

d) Compound- oder Verbundmaschinen (Gleichstrom). Hierbei wird sowohl ein Hauptstrom, als auch ein Nebenstrom um die Magnete geführt, sie besitzen also zwei voneinander getrennte Wicklungen. Die Abzweigung kann 1. direkt an den Bürsten geschehen oder, 2. nachdem der aus dem Anker kommende Strom schon die Hauptstromwicklung durchflossen hat, an den Klemmen der Maschine. Im ersteren Fall haben wir den Spannungsverlust im Anker und den Spannungsverlust, welchen der in den äusseren Stromkreis fließende Strom in der Hauptstromwicklung der Magnete verursacht; die Nebenschlusswicklung ist parallel zur Hauptstromwicklung und zum äusseren Stromkreise.

Bei der Stromabnahme nach (2.) setzt sich der Verlust zusammen aus dem Spannungsverlust des Ankerstromes im Anker und demjenigen, welchen derselbe Strom in der Magnetwicklung verursacht. Die Nebenschlusswicklung ist parallel zum äusseren Stromkreis allein.

In beiden Fällen geht der Nebenschlussstrom für den äusseren Stromkreis verloren. Mit einer solchen Maschine erzielt man möglichst gleiche Spannung bei verschiedener Belastung.

Verwendung des Gleichstromes: Zur Erzielung einer konstanten Klemmenspannung, zur Speisung von Glüh- und Bogenlampen und zum Antrieb von Elektromotoren, aber nicht für elektrochemische Zwecke.

Nach der Lage der Magnete unterscheidet man gewöhnlich zwei Hauptgruppen:

e) Die Innenpolmaschinen enthalten die Feldmagnete mit ihren Polen im Innern eines Ringes, in sternförmiger Anordnung und werden am besten direkt mit dem Motor gekuppelt.

f) Die Aussenpolmaschinen zeigen entweder die Grammesche Form, bei welcher die Pole kreisförmig um den Ring- oder Trommelanker angeordnet sind, oder die

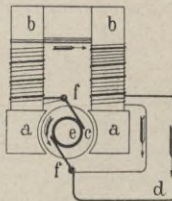
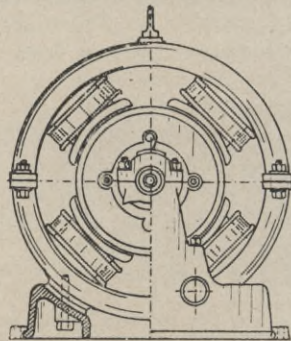


Fig. 5.

Compoundmaschine.

- a Pole,
- b Magnetschenkel,
- c Anker,
- d äusserer Stromkreis,
- e Kommutator,
- f Bürsten.



Innenpolmaschine.

Kapsche, bei welcher die Polfortsätze über den Anker greifen, oder den Hopkinson'schen Manchester-Typus, bei dem das Magnetsystem zu einem stehenden Viereck vereinigt ist.

g) Die Anzahl der Feldmagnete richtet sich nach der Grösse der Maschinen. Kleinere Dynamos (bis etwa 15 Kilowatt) erhalten meist zwei Magnete und heissen **zweipolig**. Grössere Maschinen werden mit mehreren Polen ausgerüstet und heissen dann **mehrpilig**.

334. Anwendung des Ohmschen Gesetzes für Gleichstrommaschinen.*)

Es bezeichne: **E** die elektromotorische Kraft in Volt,

J die Stromstärke im Anker in Ampère,

e „ Klemmenspannung in Volt,

i „ Stromstärke im äusseren Stromkreis in Ampère,

i_n „ „ „ Nebenschluss in Ampère,

R_a den Widerstand des Ankers in Ohm,

R_d „ „ der unmittelbaren Schenkelwicklung in Ohm,

R_n „ „ der Nebenschlusswicklung in Ohm,

r „ „ des äusseren Stromkreises in Ohm.

Für die einzelnen Systeme ergibt sich nun:

a) Hauptstrommaschine (Gleichstrom).

$$J = \frac{E}{R_a + R_d + r} = \frac{e}{r} = i \text{ in Ampère} \quad \dots (8)$$

$$E = e + J(R_a + R_d) = e \left(1 + \frac{R_a + R_d}{r} \right) \text{ in Volt} \quad \dots (9)$$

b) Nebenschlussmaschinen (Gleichstrom).

$$J = \frac{E}{R_a + \frac{r \cdot R_n}{r + R_n}} = \frac{e}{r} \left(1 + \frac{r}{R_n} \right) = i + \frac{e}{R_n} \text{ in Ampère} \quad (10)$$

$$E = e + J \cdot R_a = e \left(1 + \frac{R_a}{R_n} + \frac{R_a}{r} \right) \text{ in Volt} \quad \dots (11)$$

$$i = e : r \text{ in Ampère; } i_n = e : R_n \text{ in Ampère} \quad \dots (12)$$

c) Compoundmaschinen (Gleichstrom).

1. Nebenschluss parallel zum Anker (vergl. § 333 d).

$$J = \frac{E}{R_a + \frac{(r + R_d) R_n}{r + R_d + R_n}} = \frac{e}{r} \left(1 + \frac{r + R_d}{R_n} \right) = i \left(1 + \frac{R_d}{R_n} \right) + \frac{e}{R_n} \text{ i.A} \quad (13)$$

$$E = e + J \cdot R_a + i \cdot R_d = e \left(1 + \frac{R_d + R_a}{r} + \frac{R_a}{r} \cdot \frac{r + R_d}{R_n} \right) \text{ in V.} \quad (14)$$

$$i = e : r \text{ in Ampère; } i_n = \frac{e + i \cdot R_d}{R_n} \text{ in Ampère} \quad \dots (15)$$

*) Vergl. Hütte 1902.

2. Nebenschluss parallel zum äusseren Stromkreis (vergl. § 333 d).

$$J = \frac{E}{R_a + R_d + \frac{r R_n}{r + R_n}} = \frac{e}{r} \left(1 + \frac{r}{R_n} \right) = i + \frac{e}{R_n} \text{ in Ampère} \quad (16)$$

$$E = e + J(R_a + R_d) = e \left(1 + \frac{r + R_n}{r \cdot R_n} (R_a + R_d) \right) \text{ in Volt} \quad (17)$$

$$i = e : r \text{ in Ampère, } i_n = e : R_n \text{ in Ampère} \dots (18)$$

335. Kraftverbrauch und Leistung der Gleichstrommaschinen.

Es bezeichne:

η den Wirkungsgrad der Kraftmaschine ($\eta = 0,8 - 0,92$),

η' " " " Dynamo ($\eta' = 0,85 - 0,94$),

$E \cdot J = \text{Volt} \times \text{Ampère}$ in Watt die elektrische Leistung der Dynamomaschine.

Tabelle. Leistungen des Krafterzeugers in PS und der Dynamo in Watt.

Allgemein	angenäh. für $\eta' = 0,92,$ $\eta = 0,86$
Indiz. PS der Kraftmaschine $N_i = \frac{\text{Watt}}{736 \cdot \eta' \cdot \eta}$	$N_i = \frac{\text{Watt}}{580}$
effekt. PS der Kraftmaschine $N_e = \frac{\text{Watt}}{736 \cdot \eta'}$	$N_e = \frac{\text{Watt}}{676}$
Erzeugte elektrische Energie $E \cdot J = 736 \eta' \cdot N_e$	$E \cdot J = 676 N_e$ $= 580 N_i$

Die Zahlen rechts benötigt man häufig für Überschlagsrechnungen und Schätzungen. Betr. Zahl **736** beachte § 330 c.

336. Gleichstrommotor als Elektromotor.

a) Führt man einer Gleichstromdynamomaschine elektrischen Strom zu, so wird dieselbe in Drehung versetzt und kann entspr. der zugeführten elektrischen Energie als Antriebsmaschine Verwendung finden und man nennt sie dann **Elektromotor** für Gleichstrom. Diese werden in der Regel genau so gebaut wie die Dynamomaschinen, so dass die in § 333 angegebenen Regeln und Unterschiede hier ebenfalls zutreffen.

b) Die Grösse des Elektromotors ist von der Art des Betriebes abhängig zu machen. Motore für aussetzenden Betrieb (wie Hebezeuge u. dergl.) können ohne Nachteile wesentlich

überlastet werden. Bei Dauerbetrieb ist zur Bestimmung der Motorgrösse die grösste auftretende Belastung zugrunde zu legen. In diesem Fall sind Überlastungen von längerer Dauer der Erwärmung wegen, welche bis zu 60° Cels. zulässig ist, unstatthaft.

c) Stromverbrauch der Gleichstrom-Elektromotoren.

Bezeichnet:

N Leistung des Elektromotors in PS,

η' Wirkungsgrad des " " " ($\eta' = 0,85 - 0,92$),

so ist: Stromverbrauch $E \cdot J = 736 N : \eta'$ in Watt . (18a)

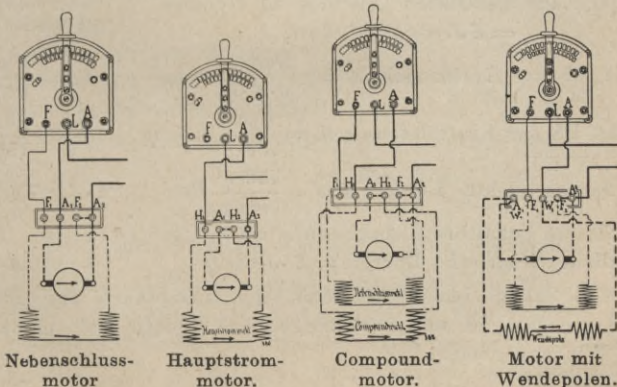
angenähert " $E \cdot J = 800 N$ in Watt . . . (18b)

d) Nebenschluss - Elektromotore (Gleichstrom), vergl. § 333 c, halten bei gleichbleibender Klemmenspannung nahezu gleiche Tourenzahl zwischen Leerlauf und höchster Belastung, d. h. dieselben gehen bei Entlastung nicht durch, sondern regeln sich selbst. Dieselben sind deshalb geeignet zum Antrieb von Transmissionen und dergl.

e) Hauptstrom. Elektromotoren (Gleichstrom) besitzen eine grosse Umlaufkraft, eignen sich deshalb für Strassenbahn- und Kranbetrieb. Mit abnehmender Belastung wächst die Tourenzahl, d. h. der Hauptstrommotor geht durch im Leerlauf. Bei den erwähnten Betrieben ist diese Eigenschaft der steten Wartung wegen nicht gefährlich.

f) Schaltungen für Gleichstrommotoren.

Nachstehende Abbildungen zeigen einige Schaltungen für rechtsumläufende Gleichstrommotoren (Deutsche Elektrizitätswerke zu Aachen).



337. Schaltungen der Wechsel- und Drehstrommaschinen.

Erklärung des Wechselstromes (vergl. § 331 a).

a) Die **Wechselzahl** ist bei Wechselstrommaschinen für Lichtbetrieb fast allgemein 100 i. d. Sek. Reine Kraftübertragungsanlagen erhalten zuweilen eine niedrigere Wechselzahl.

b) Beim **Drehstrom** (Dreiphasenstrom) sind die einzelnen Phasen um 120° verschoben (Fig. 10). Die Verkettung der drei Phasen, so dass statt 6 Leitungen nur 3 oder 4 nötig sind, erfolgt in **Netzschaltung** (Fig. 11) oder in **Sternschaltung** (Fig. 12). Die übliche schematische Darstellungsweise dieser Schaltungen zeigen die Fig. 13 und 14.

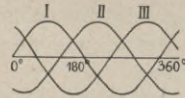


Fig. 10.*

Fig. 11.*

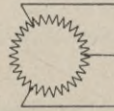


Fig. 12.*

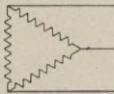
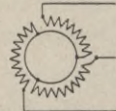


Fig. 13.*

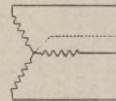


Fig. 14.*

338. Kraftbedarf und Leistung der Wechselstrommaschinen.

Es bezeichne:

η den **Wirkungsgrad** der Kraftmaschine ($\eta = 0,80-0,92$),

η' " " " **Dynamo** ($\eta' = 0,85-0,92$).

$\cos \varphi$ den sog. **Leistungsfaktor** der Dynamo. Bei Vollbelastung $\cos \varphi \sim 0,9$, bei Teilbelastung sinkend bis 0,7 und darunter.

$E \cdot J = \text{Volt} \times \text{Ampère}$ in Watt die scheinbare elektr. Leistung der Dynamomaschine.

Tabelle. Beziehungen zwischen Leistung der Dynamo und Kraftmaschine.

Abgegebene elektrische Leistung der Dynamo
 $= E \cdot J \cdot \cos \varphi$ in Watt,

indiz. PS der Kraftmasch. $N_i = \frac{\text{Watt}}{736 \cdot \eta' \cdot \eta} \cdot \cos \varphi$

effekt. PS der Kraftmaschine $N_e = \frac{\text{Watt}}{736 \cdot \eta'} \cdot \cos \varphi$

scheinbare elektr. Energie $E \cdot J = \frac{736 \cdot \eta'}{\cos \varphi} N_e$

welche am Schaltbrett abgelesen wird,
 wirkliche elektrische Energie $= E \cdot J \cdot \cos \varphi$

angenähert für Vollbelast.

$$N_i = \frac{\text{Watt}}{645}$$

$$N_e = \frac{\text{Watt}}{750}$$

$$E \cdot J = 750 N_e$$

$$= 676 N_e$$

Die Zahlen rechts hat man sich einzuprägen für Überschlagsrechnungen und Schätzungen, sie ändern sich je nach den Wirkungsgraden.

*) Vergl. Hütte 1902.

339. Drehstrommotoren als Elektromotoren.

a) Beim **synchronen Motor** (Drehstrom) ist die Anordnung des Magneten dieselbe wie bei der zugehörigen Dynamomaschine. Ist dieser Magnet einmal in Drehung versetzt, so folgt er dem Felde, dreht sich also synchron mit dem Drehfelde und dem Anker der Dynamomaschine. Die Motoren brauchen Gleichstromerregung.

Für einen Synchronmotor mit $2 p$ Polen und P Perioden/Sek. ist die einzig mögliche Tourenzahl

$$n = 60 \cdot P : p \text{ in der Min.} \quad (26)$$

welche bei allen Belastungen eingehalten wird. Bei Überlastungen läuft der Motor nicht etwa langsamer, sondern fällt schliesslich aus dem Gang und bleibt stehen.

b) **Asynchronmotoren** (Drehstrom), auch Induktionsmotoren genannt, sind gebräuchlicher, brauchen keine besondere Gleichstromerregung und laufen von selbst mit ziemlich grosser Kraft an.

Diese Motoren haben das Bestreben, im Leerlauf eine Tourenzahl anzunehmen von $n = 60 P : p$. Diese wird allerdings nie erreicht, wenn auch praktisch nahezu.

Ist n_1 die wirklich erreichte Tourenzahl, so wird

$$\text{Schlüpfung des Motors } \sigma = \frac{n - n_1}{n} \cdot 100 \text{ in Prozent.} \quad . . (27)$$

worin n die theoretische Tourenzahl nach Gleich. 26.

Man kann setzen: für Leerlauf $\sigma \sim 1\%$ } (27a)
 „ zunehm. Belast. σ bis 5% }

c) Stromverbrauch der Drehstrom-Elektromotoren.

Bezeichnet:

N die Leistung des Elektromotors in PS,
 η' den Wirkungsgrad des Elektromotors } nach § 338,
 $\cos \varphi$ den sog. Leistungsfaktor

so ist Stromverbrauch $E \cdot J \cdot \cos \varphi = 736 N : \eta'$ in Watt . (28)

angenähert „ $E \cdot J \sim 890 N$ in Watt (28a)

340. Die Verteilung des elektrischen Stromes.

a) **Reihen- oder Hintereinanderschaltung.** Die von der Dynamomaschine gespeisten einzelnen Lampen und dergl. werden derart miteinander verbunden, dass der Strom eine nach der andern durchfliesst. Der Widerstand des äusseren Stromkreises ist

gleich der Summe der Widerstände sämtlicher Lampen.

Die Spannung des von der Stromquelle zu liefernden Stromes ist gleich der Summe der Spannungsbeträge, welche die einzelnen Lampen zum Brennen erfordern.

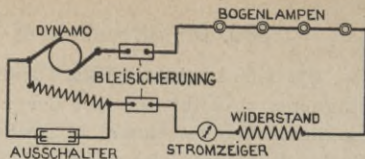


Fig. 15. Hintereinanderschaltung.

Hierbei wird zwar an Leitungsmaterial gespart, aber durch eine Störung, die bei einer Lampe auftritt, wird der ganze Betrieb in Mitleidenschaft gezogen. Als **Stromquelle** verwendet man Hauptstrommaschinen.

b) Parallelschaltung. Hierbei durchziehen zwei Hauptdrähte das mit Strom zu versiehende Gebiet und entsenden Abzweigungen zu den einzelnen Verbrauchsstellen. Es addiert sich der Verbrauch sämtlicher Einzelströme, d. h., ist der Verbrauch einer Lampe an Stromstärke J Ampère, so ist der Verbrauch bei z Lampen $z \cdot J$ Ampère. Als **Stromquelle** sind Nebenschluss- und Compoundmaschinen zu verwenden.

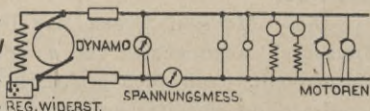


Fig. 16. Parallelschaltung.

Bei dieser Schaltung sind die Verbrauchsstellen unabhängig voneinander, es können beliebige Stromstärken verwendet werden, dagegen trifft man hier erhebliche Kosten für Leitungsmaterial an.

c) Das Ohmsche Gesetz (vergl. § 330 b) findet auch hier sinnig Anwendung.

Bezeichnet:

r_i den inneren Widerstand eines Elementes, einer Akkumulatorenzelle, einer Dynamomaschine oder dergl. in Ohm,

r_a den Widerstand einer in den äusseren Stromkreis eingeschalteten Lampe oder dergl. in Ohm,

J die Stromstärke in Ampère,

E „ Stromspannung in Volt,

z_i „ Anzahl der hintereinander oder parallel geschalteten Elemente, Akkumulatorenzellen, Dynamos oder dergl.,

z_a die Anzahl der in den äusseren Stromkreis eingeschalteten Lampen oder dergl.,

so ist für: Hintereinanderschaltung:

$$\text{Gesamter innerer Widerstand } R_i = z_i \cdot r_i \text{ in Ohm} \quad (29)$$

$$\text{Stromstärke } J = \frac{E}{R_i + z_a \cdot r_a} \text{ in Ampère} \quad (30)$$

worin $z_a \cdot r_a$ gesamter äusserer Widerstand in Ohm . . . (30a)

Parallelschaltung

$$\text{Gesamter innerer Widerstand } R_i = r_i : z_i \text{ in Ohm} \quad (31)$$

$$\text{Stromstärke } J = \frac{E}{R_i + (r_a : z_a)} \text{ in Ampère} \quad (32)$$

worin $r_a : z_a$ gesamter äusserer Widerstand in Ohm . . . (32a)

d) Parallelschaltung mehrerer Dynamomaschinen. Reicht eine Dynamomaschine zur Speisung des Stromnetzes nicht aus, so werden mehrere Maschinen in Parallelschaltung an das Netz angeschlossen, d. h. mehrere Maschinen arbeiten auf dasselbe Stromnetz. Bei Gleichstrommaschinen, welche durch einzelne Kraftmaschinen oder durch eine gemeinsame Transmission angetrieben werden können, ist die Stromstärke J (Ampère) gleich der Summe derjenigen aller Maschinen, die Spannung jedoch dieselbe, vorausgesetzt, dass die Stromspannung E (Volt) vor der Parallelschaltung dieselbe ist. Wechselstrom- und Drehstrommaschinen müssen unabhängig voneinander angetrieben werden (weil sonst Parallelschaltung unmöglich), gleiche Winkelgeschwindigkeit besitzen und die Antriebsmaschinen gleichmässige Tourenzahl aufweisen.

e) Bei Gleichstrom kann die elektr. Energie im Zweileiter-, Dreileiter- oder auch Fünfleitersystem verteilt werden.

f) Das Zweileitersystem ist das einfachste (vergl. Fig. 15 und 16). Die einzelnen Konsumstellen sind voneinander unabhängig.

g) Das Dreileitersystem ist ein Zweileitersystem, bei welchem zwischen die beiden Leitungen ein dritter, sog. Nulleiter, gelegt ist (Fig. 17). Die zwei stromerzeugenden Maschinen werden hintereinander geschaltet und an die Verbindungsstelle zwischen + Pol der einen und - Pol der andern Dynamo der dritte Leiter gelegt.

Der Spannungsunterschied zwischen den Aussenleitern ist gleich der Summe der Spannungen beider Maschinen. Zwischen einem Aussenleiter und dem Nulleiter ist der Spannungsunterschied gleich der Spannung einer Maschine. Beträgt z. B. die Spannung jeder Maschine

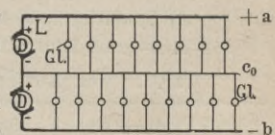


Fig. 17. Dreileitersystem.

110 Volt, so ist der Unterschied zwischen $+a$ und $-b$ 220 Volt, zwischen $+a$ und c_0 sowie $-b$ und c_0 je 110 Volt. Der Vorteil dieses Systems gegenüber dem Zweileiter liegt also darin, dass man ohne Umänderung eine doppelt so hohe Spannung erzielen kann und ferner für die einzuschaltenden Lampen und dergl. nur die ursprüngliche Spannung zur Verfügung hat.

h) Das **Fünfleitersystem** ist eine Weiterbildung des Dreileitersystems. Es besitzt 4 Maschinen. Mit Hilfe dieses Systems kann man die Spannung vervierfachen und erhält trotzdem nur die einfache Spannung in den einzelnen Leitungen.

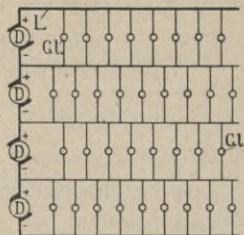


Fig. 18. Fünfleitersystem.

Dieses System ist wenig zur Ausführung gelangt.

341. Elektrische Leitungen.

Bezeichnet:

0,018 spez. Leitungswiderstand des Kupfers.

l Entfernung der Stationen in Mtr.,

$2l$ Drahtlänge (Hin- und Rückleitung) in Mtr.,

E Spannung in Volt,

J Stromstärke in Ampère,

q Querschnitt des Kupferdrahtes in qmm,

so ist:

$$\text{Widerstand } R = \frac{0,018 \cdot 2 \cdot l}{q} \text{ in Ohm} \quad . . . \quad (33)$$

$$\text{Spannungsverlust } e = J \cdot R \text{ in Volt} \quad . . \quad (34)$$

$$\text{Querschnitt } q = \frac{0,018 \cdot 2 \cdot l \cdot J}{e} \text{ in qmm} \quad . . \quad (35)$$

Für Übungsbeispiele sollen nachstehende Angaben Anhaltspunkte geben.

a) Spannungen, Stromstärken, Querschnitte und Verluste

für Hin- und Rückleitung bei Übertragung von 100 PS.

Tab. I. Für Entfernungen von 100 bis 10000 Mtr.

Entfernung der Station =		100	500	1000	5000	10000	Mtr.					
für 100 PS	$E =$	100	120	200	250	500	700	800	900	1000	1200	Volt
	$J =$	736	613	311	294	147	105	92	82	74	61	Ampère
	$e =$	2				3			5		% Verlust	
	$q =$	1270	875	1335	1010	348	172	660	505	540	350	qmm

Durch die Leitung wird nur ein Spannungsverlust in Volt hervorgerufen, die Stromstärke J bleibt dieselbe.

Tab. 2. Für Entfernungen von 10 bis 175 km.

Entferng. der Stat.	= 10	20	50	75	100	140	175	km				
für $E =$	1300	3000	3500	4000	5000	7000	10000	12000	14000	19000	25000	Volt
100 $J =$	56	24	21	18	14	10	7,5	6	5,2	3,8	3	Ampère
$e =$	5	8	9	10	10	12	13	14	15	19	24	% Verl.
PS $q =$	310	35	46	32	50	21	14	9	8	5	3	qmm

342. Elektrische Beleuchtung.

a) Die **Lichteinheit** ist die Normalkerze (NK), die 44,5 mm Flammhöhe und einen Verbrauch von 7,77 g Paraffin in der Stunde hat.

b) **Glühlampen.** Zur Speisung derselben verwendet man Nebenschlussmaschinen (§ 333 c). Glühlampen für || Schaltung arbeiten meist

mit einer Spannung von etwa **110 Volt** (35a)



solche für Hintereinanderschaltung mit kleiner Spannung (5 bis 20 Volt) aber hoher Stromstärke (Siemens & Halske: 11 Amp.) und verbrauchen nur **2 bis 2,5 Volt-Ampère pro NK** (35b)

Jede Lampe ist mit einer **Kurzschlussvorrichtung** versehen, welche beim Durchbrennen der Kohlen- oder vegetabilischen Faser in Wirkung tritt, um beim Durchbrennen einer Lampe das gleichzeitige Erlöschen aller Lampen in derselben Reihe zu verhindern. Brenndauer für gute Lampen 800 bis 1000 Brennstunden.

c) **Bogenlampen.** Das Licht wird erzeugt, indem die Kohlen- spitzen zu glühen beginnen. Das Verbrennen der oberen Kohle geschieht fast doppelt so rasch, wie bei der unteren, weshalb obere auch dicker und länger genommen werden muss. Brennt eine Lampe richtig, so höhlt sich die obere Dochtkohle kraterförmig aus, während die untere spitz abbrennt. Die Kohlen müssen genau übereinander stehen und sich mindestens 5 mm auseinander heben lassen. Beim Einschalten der Lampe hebt sich die Kohle etwas auseinander und bildet den Lichtbogen.

Die Spannung der **Bogenlampen** beträgt **45 Volt** . . . (36)

„ Stromstärke „ „ „ **4–10 Amp. u. höh.** (37)

Bei 65 Volt Spannung an der Maschine ist es zweckmässig, event. sogar geboten, die Lampen || zu schalten, d. h. der Strom geht von der positiven Leitung zur ersten Lampe, von deren

negativen Polklemmen zur positiven einer zweiten Lampe, und geht dann von der negativen Klemme zur negativen Leitung über. Bei 110 Volt ist es möglich, auch zwei Lampen hintereinander zu schalten, da wie bereits erwähnt, jede Lampe nur 45 Volt braucht.

Man unterscheidet drei Kategorien von Bogenlampen:

1. Die **Serienlampe**, bei welcher die Spulen mit dickem Draht umwickelt sind, zum Durchlassen des Hauptstromes. Diese Lampe reguliert auf konstante Stromstärke und eignet sich nur zur Parallelschaltung, da jede Lampe unabhängig von der andern ist. In den gewöhnlichen Betrieben findet man nur selten Serienlampen, ihre hauptsächlichste Verwendung ist für Einzellichter (Scheinwerfer, Leuchttürme usw.).
2. **Nebenschlusslampen**, wobei die Spulen mit feinem Draht umwickelt und an beiden Polen angeschlossen sind. Diese Lampen regulieren auf konstante Spannung.
3. **Differentiallampe**, eine Kombination von beiden Wicklungen. Regulierung auf konstanten Widerstand.

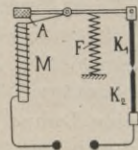
Man unterscheidet Bogenlampen
für Parallel- und Hintereinanderschaltung,
„ Nebenschluss bei Gleichstrom,
„ Wechselstrom bei Einzel- und Serienschaltung.

12 Glühlampen von je 16 *NK* gebrauchen 1 PS . . (38)

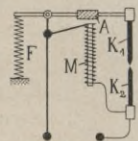
1 Bogenlampe je nach Grösse gebraucht 1—2 PS . (39)

d) Schema der Bogenlampen.

I. **Serien- oder Hauptstrombogenlampe**. Die obere Kohle K_1 hat durch ihr Gewicht das Bestreben, sich Kohle K_2 zu nähern. Ein vom Lampenstrom umflossener Magnet M sucht durch das Anziehen des Eisenkernes A die Kohlen voneinander zu entfernen. Wird durch das allmähliche Abbrennen der Kohlen der Lichtbogen länger und damit dessen Widerstand grösser, so verringert sich die Stromstärke und der Elektromagnet gestattet der oberen Kohle eine geringe Bewegung nach unten.

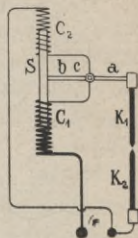


II. **Nebenschlussbogenlampe**. Durch die Feder F werden die Kohlen auseinandergezogen, während die Regulierwindungen M dieselben beim Stromdurchgang unter Vermittlung des Eisenkernes A einander zu nähern suchen.

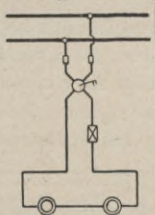


III. **Differentialbogenlampen**. An einem Arm a eines um c drehbaren Hebels ist die obere Kohle K_1 an den anderen Arm b ein

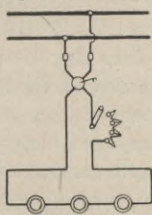
senkrechter Eisenstab S befestigt, dessen unteres Ende in eine aus dickem Draht gewundene, während das obere Ende dagegen in eine aus feinem Draht gewundene Spule hineinragt. Findet nun z. B. der eintretende Strom die Kohlenstäbe weit voneinander entfernt, so geht er ganz durch die dünne Spule C_2 , diese zieht den Stab S in sich hinein, und die Kohle- spitzen treffen sich. In diesem Augenblicke wird die Nebenschliessung, in welcher sich die Spule C_2 befindet, fast stromlos. In Spule C_1 wirkt jetzt ein kräftiger Strom, welcher den Eisen- stab S anzieht und die Kohlen wieder vonein- ander entfernt. Bei einer bestimmten Länge des Lichtbogens halten sich die von C_1 und C_2 auf S ausgeübten Anziehungen das Gleichgewicht, und die Kohlenstäbe brennen langsam ab.



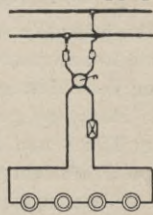
e) Schaltungen der Bogenlampen i. Verbind. m. Sicherh.-Apparaten.*)



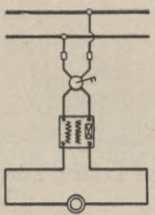
Für Gleichstrom-, Nebenschluss- oder Differentiallampen.



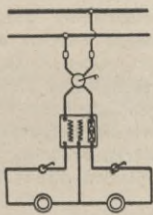
Für 3 Gleichstrom- Differentiallampen bei 110 Volt mit besonderem Anlasser.



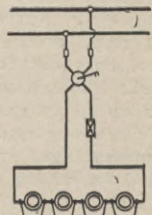
Für 4 Gleichstr.-Nebenschluss- od. Differential- lampen sowie Wechsel- strom-Differentiallamp.



Für 1 Wechselstrom- Differentiallampe unter Anwendung eines Transformators.



Für 2 Wechselstr.-Dif- ferentiallampen unter Anwend. eines Trans- formators, durch den die Lampen sowohl einzeln als auch zusam- men brennen können.



Für 4 Wechselstrom- Differentiallampen unter Anwendung von Sicherheitsspulen für jede Lampe.

*) Elektrizitäts-Ges. Sirius, Leipzig.

343. Elektrische Kraftübertragung. *)

Man verwendet hierzu:

Hauptstrommotoren mit Vorteil überall da, wo es sich um eine grosse Umfangskraft beim Anlaufen handelt, und wo eine Tourenerhöhung bei abnehmender Motorbelastung erwünscht ist. Also bei Hebemaschinen, Laufkränen usw., überhaupt bei Transportmaschinen, Schiebebühnen, Drehscheiben und elektr. Bahnen.

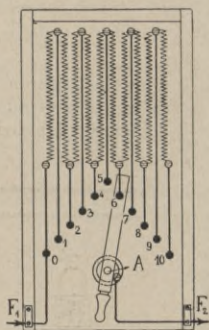
Nebenschluss-Motoren eignen sich zum Betriebe von Transmissionen und allen den Arbeitsmaschinen, welche mit konstanter Tourenzahl arbeiten müssen.

Der Elektromotor mit Nebenschlusswicklung bedarf keiner Regulierung von aussen. Dieselbe vollzieht sich in seinem Innern durch Einwirkung verschiedener Kräfte auf rein elektrischem Wege.

344. Anlasswiderstand oder Rheostat.

In ähnlicher Weise wie bei dem Betriebe von Dampfmaschinen und Druckwassermotoren zum Regulieren der Geschwindigkeit oder zur Vermeidung von Stössen, Ventile oder Absperrschieber vor die Maschine geschaltet werden, verwendet man bei elektrischem Licht und Kraftanlagen, um nicht bei stillstehendem Motor plötzlich dem ganzen Strom den Zutritt desselben zu gestatten, einen Reguliermechanismus, den sog. Anlasswiderstand oder Rheostat.

Derselbe besteht aus einer Anzahl von Drahtwindungen mit einem gewissen Widerstande, welche beim Anlassen des Motors durch Drehung einer Kurbel nacheinander ausgeschaltet resp. kurz geschlossen werden und zwar so, dass der Strom im ersten Anfange durch alle hintereinander geschalteten Drahtspiralen zu gehen gezwungen ist, dann aber nach Weiterbewegung der Kurbel immer weniger Drahtspiralenlängen zu passieren braucht, bis er nach Ausschaltung aller Spiralen direkt von der Leitung zum Motor gehen kann.



345. Akkumulatoren

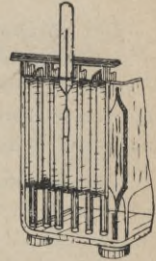
sind Apparate, welche die elektrische Energie in sich aufnehmen und bei Bedarf wieder abgeben oder „sich mit elektrischem Strom laden und entladen lassen“. Die elektrische Energie bleibt als solche nicht unverändert darin, sie ist verschwunden und hat

*) Beachte Fussnote in 333 a.

eine Arbeit geleistet, die in der Zelle befindlichen Substanzen einer chemischen Veränderung zu unterwerfen, oder, die elektrische Energie ist in der Zelle in chemische verwandelt worden.

Die in der Zelle befindlichen Substanzen bilden nunmehr ein galvanisches Element, aus welchem man elektrische Energie entnehmen kann. Zur Herstellung der Elemente verwendet man gewöhnlich schwammiges Blei als negativen, in Verbindung mit Bleisuperoxyd als positiven Pol in verdünnter Schwefelsäure.

Grosse Verwendung finden die Akkumulatoren in Fabrikbetrieben des Nachts (wie z. B. bei Reparaturen), wo Licht oder Kraft gebraucht wird, ohne dass man die Dynamomaschine laufen lassen muss. Dann ferner bei den Strassenbahnen, wo die Akkumulatoren unter den Sitzen angebracht sind und dem Motor Energie zuführen; zur Beleuchtung von Häusern und endlich zum Betriebe und zur Beleuchtung von Booten.



Die Kosten und Gewichte der Akkumulatoren sind ziemlich hohe, weshalb sich diese bis jetzt noch nicht in der genügenden Weise eingeführt haben.

Die Spannung der einzelnen Akkumulatorenzellen beträgt beim Entladen 1,8 bis 2 Volt.

Folgende Tabelle gibt die Anzahl der Akkumulatorenzellen, die notwendig ist, um die im Leitungsnetz vorhandene Spannung zu erreichen.

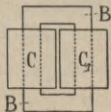
Spannung . . .	65	110	220	500	800	1000 Volt,
Anzahl der Zellen	35	60	115	250	400	500.

346. Transformatoren und Umformer.

a) Transformatoren dienen dazu, Spannungen in der Leitung zu erhöhen oder zu reduzieren und bestehen aus einem in sich geschlossenen Eisenring, auf dem 2 Spulen aufgewickelt sind.

Man unterscheidet 2 Gruppen:

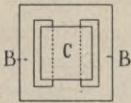
1. die Kerntransformatoren, bei denen ein eiserner Kern ganz oder teilweise von den Kupferwicklungen umgeben ist,



Kerntransformator.

- B Rahmen aus dünnem Eisenblech,
- C primäre Spule,
- C₁ sekundäre Spule.

2. die Manteltransformatoren, bei denen die Wicklung zum grössten Teil von Eisen umgeben wird.



Manteltransformator.

- C* sekundäre und primäre Spule
- B* Eisenkörper aus dünnem Eisenblech bestehend.

Der Vorgang im Transformator beruht auf Induktion. Diejenige Spule, der ein umzusetzender Strom zugeführt wird, heisst primäre Spule oder primäre Wicklung; die Spule, in der ein induzierter Strom entsteht, der dann anderweitige Verwendung finden soll, wird die sekundäre Spule genannt.

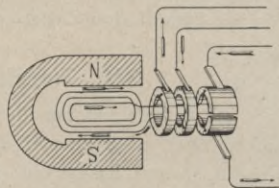
Die in den beiden, dieselben Kraftlinien umschliessenden Spulen tätigen elektromotorischen Kräfte sind den beiden Windungszahlen direkt proportional. Man hat somit die Möglichkeit, durch die Wahl des Verhältnisses der Zahl der Windungen der beiden Spulen jedes beliebige Umsetzungsverhältnis zu erzielen.

Bezeichnet n_p Windungszahl der primären Spule,

n_s " " sekundären " ,

so ist das Übersetzungsverhältnis $\frac{n_s}{n_p}$.

b) Umformer dienen zur Umwandlung einer Stromart in eine andere. Hier wird entweder eine mit einem Motor gekuppelte Dynamomaschine (Motorgenerator) benutzt, oder es wird Drehstrom- und Gleichstromwicklung auf einem Anker untergebracht, oder Gleichstrom- und Drehstromwicklung sind identisch (Einanker-Umformer).



Um aus Gleichstrom Drehstrom zu erzeugen, müssen 3 Schleifringe mit symmetrischen Punkten d. Wicklung verbunden werden. Ein Apparat, wie nebenstehend gezeigt, würde zur Umwandlung genügen ohne Feldmagnet, wenn die Schwierigkeit der Funkenbildung nicht entstände. Der Feldmagnet wird gebraucht, um die elektromotorischen Kräfte in den verschiedenen Wicklungsteilen ins Gleichgewicht zu bringen und die Drehung zu unterhalten.

Gleichstrom-Umformer bestehen in der Regel aus einem Nebenschlussmotor, welcher eine Dynamo antreibt.

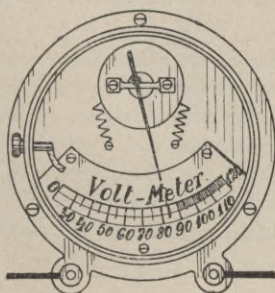
347. Messungen elektrischer Ströme.

a) Erklärung. Hierzu werden Instrumente verwandt, womit man die einzelnen Grössen bestimmen kann, die bei der Verwendung des elektrischen Stromes vorkommen. Durch das Ohmsche Gesetz (vergl. § 330 b) welches lautet: *Stromstärke, Spannung, Widerstand* stehen in geregelter Zusammenhänge, kann jede Grösse entweder durch eigens hierzu konstruierte Instrumente gemessen, oder es können durch andere Messinstrumente zwei Grössen bestimmt und mittels des Ohmschen Gesetzes die dritte durch Rechnung gefunden werden.

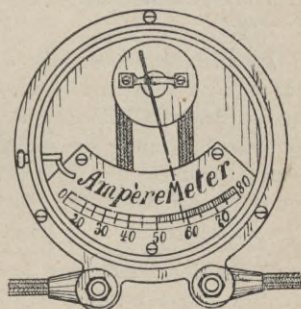
So ist z. B. die genaue Bestimmung hoher Stromstärken nur indirekt möglich. Durch Einschalten eines geeigneten Widerstandes in den Stromkreis wird der Spannungsverlust gemessen. Dividiert man den Widerstand in den gemessenen Spannungsverlust, so ergibt sich nach dem Ohmschen Gesetz die Stromstärke.

b) Voltmeter. Die Spannung wird gemessen mit dem Voltmeter, ähnlich dem Manometer bei Dampfleitungen. Dasselbe besteht im wesentlichen aus einer Spule von dünnem Draht, dem sogenannten Multiplikator, die, vom Strome durchflossen, ein Stück weiches Eisen in bestimmter Richtung bewegt.

Diese Bewegung überträgt sich auf einen Zeiger, der vor einer Skala sich befindet, und lässt dadurch die Spannung des durch die Spule fliessenden Stromes erkennen. Abweichungen sind beim Spannungsmesser bis höchstens $1\frac{0}{10}$ zulässig. Bei denselben ist die Stromstärke im Multiplikator proportional der Spannung, welche auf der Skala in Volt verzeichnet ist.



Voltmeter.

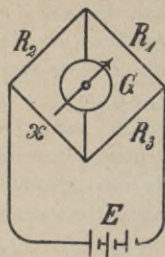


Ampèremeter.

s) Bei Amperemetern, zur Messung der Stromstärke, besteht die Spule aus wenig Windungen starken Drahtes, dieselbe wird aber nicht von einem geringen Zweigstrom, sondern vom ganzen zu messenden Strom durchflossen.

d) Die **Wheatstonesche Brücke** verwendet man zur Messung von Widerständen. R_1, R_2, R_3 sind bekannte Widerstände, und zwar ist R_3 veränderlich. Der gesuchte Widerstand ist X , E ein galvanisches Element und G ein Galvanometer, R_1 u. R_2 werden gleich gross od. im Verhältnis 1:10, 1:100 gewählt.

Ist $R_1 = R_2$ und wird der Widerstand R_3 so lange verändert, bis kein Strom mehr durch das Galvanometer fliesst, also keine Ablenkung zeigt, so ist der gesuchte Widerstand $X = R_3$. Wird $R_1:R_2$ wie 1:1, 1:10, 1:100, 10:1, 100:1 gewählt, so man den Widerstand R_3 mit 1, 10, 100 bzw. 0,1, 0,01 multiplizieren, um den richtigen Wert zu erhalten. Bei ganz kleinen Widerständen findet die **Thomsonsche Doppelbrücke** Anwendung. Hiermit lassen sich Widerstände bis 0,001 Ohm noch genau messen.



Wheatstonesche Brücke.

e) **Elektrizitätszähler** werden benutzt zur Messung der in einer bestimmten Zeit gelieferten **elektrischen Energie**. Gebraucht werden dieselben z. B., um die von einer Zentralstation an die einzelnen Konsumenten abgegebene elektrische Energie festzustellen; sie erfüllen die gleiche Aufgabe, wie die Gasuhren einer Gasanstalt.












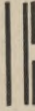

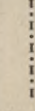
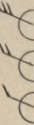
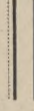
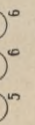
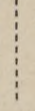
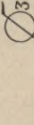
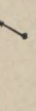

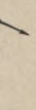
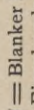
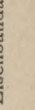
Die gelieferte elektrische Arbeit ergibt sich, wenn man den Effekt in Voltampère oder Watt mit der Zeit, während welcher er geleistet wurde, multipliziert. Die Einheit bei kleineren Energiemengen ist die Voltampère- oder Watt-Sekunde, d. h. diejenige Energie, welche in 1 Sekunde 1 Ampère bei einer Spannung von 1 Volt liefert, bei grösserer Energiemenge die Kilowatt-Stunde. — Wird z. B. ein Effekt von 1 Watt eine Stunde lang geleistet, so beträgt die gesamte Energie eine Wattstunde oder 3600 Voltampère-Sekunden.

f) **Wattstundenzähler** oder Wattzähler, auch Voltampèrezähler genannt, sind so eingerichtet, dass sie bei veränderlicher Spannung das Produkt Volt \times Ampère \times Zeit messen können. Meist ist jedoch die Spannung konstant, wie bei den von Zentralen gelieferten Strömen, und es genügt dann ein Instrument, das die Stromstärke Ampère \times Zeit misst und die Produkte summiert. Derartige Zähler nennt man Ampèrestunde- oder Coulombzähler.

g) Endlich findet man noch Fälle, wo die Stromstärke und Spannung konstant sind, und die Instrumente haben nur zu addieren, während welcher Zeit elektrische Energie verbraucht wird.

Dieselben bestehen aus einem Uhrwerk, das durch den Strom in und ausser Betrieb gesetzt wird. Am häufigsten findet man die Coulombzähler, sie messen das Produkt Stromstärke \times Zeit und addieren gleichzeitig bei schwankendem Stromverbrauch die einzelnen Produkte. Die grösste Verwendung finden die Aronschen Elektrizitätszähler.

348. Zeichen bzw. Abkürzungen in Plänen für elektrische Starkstromanlagen. (Nach Kommissionsbeschluss von 1899.)

	= Blitzpfeil		= Widerstand, Heizapparat und dergl. mit Angabe der höchsten zulässigen Stromstärke (10) in Amp.
	= Erdung		= desgl. beweglich angeschlossen
\times	= Feste Glühlampe		= Transformator mit Angabe der Leistung in Kilowatt (7,5) und der beiden Spannungen ($\frac{5000}{350}$ Volt)
	= Bewegliche Glühlampe		= Drosselspule
\otimes ₅	= Fester Lampenträger mit Lampenzahl (5)		= Blitzschutzvorrichtung
\otimes ₃	= Bewegl. Lampenträger mit Lampenzahl (3)		= Spannungssicherungen
\odot ₆	= Bogenlampe mit Angabe der Stromstärke (6) in Amp.		= Zweileiter- bzw. Dreileiter- oder Drehstromzähler mit Angabe des Mesbereichs in Kilowatt (5 bez. 20)
	= Dynamomaschine bez. Elektromotor jeder Stromart mit Angabe der höchsten zul. Beanspruch. in Kilowatt (10)		= Zweileiter-Schalttafel
	= Akkumulatoren		= Dreileiter-Schalttafel od. Schalttafel für mehrphasigen Wechselstrom
	= Einpoliger bzw. zweipoliger bzw. dreipoliger Ausschalter mit Angabe der höchst. zul. Stromstärke in Amp.		= Einzelleitung
	= Umschalter desgl.		= Hin- und Rückleitung
	= Sicherung (a. d. Abzweigstelle) m. Angabed. Normalstromstärke (10 Amp.)		= Dreileiter- oder Drehstromleitung
			= Fest verlegte biegsame Mehrfachleitung jeder Art
			= nach oben } führende Steigleitung
			= nach unten }

BC = Blanker Kupferdraht, *SB* = Blanker Kupferseil, *BE* = Blanker Eisendraht, *KB* = Blankes Bleikabel, *KA* = Asphaltierte Bleikabel, *KE* = Eisenbandarmiertes Bleikabel.

Ausser den umstehend angegebenen Zeichen und Abkürzungen sind noch folgende gebräuchlich:

☉ Holzmast,

● Eisenmast,

GA Gummiaderleitung,

SGA 3000 Spezial-Gummiaderleitung mit Angabe der Betriebsspannung (3000 V.),

MA Mehrfach-Gummiaderleitung,

SMA 1500 Mehrfach-Spezial-Gummiaderleitung mit Angabe der Betriebsspannung (1500 V.),

PA Panzerader,

SPA 3000 Spezial-Panzerader mit Angabe der Betriebsspannung (3000 V.),

SA Gummiaderschnur,

(g) Verlegung auf Isolierglocken,

(r) " " Rollen oder Ringen,

(k) " " Klemmen,

(o) " " in Rohren,

(f) Schutz durch Eisen,

(l) " " isolierende Verkleidung,

(n) Schutznetz,

(e) Schutz durch Erdung.

Die in § 348 angegebenen Bezeichnungen finden in Plänen elektrischer Anlagen durchweg Anwendung.

Der prakt. Elektriker

prof. H. Heiler

Leipzig

V. Moritz Schäfer

Anhang.

Trigonometrische Tabellen und Mathematische Tabellen.

Anleitung zur Benutzung nachstehender
Tabellen befindet sich in § 1—4.

Trigonometrische Tabelle sin 0° bis 45°; cos 45° bis 90°.

Grad	Sinus							
	0'	10'	20'	30'	40'	50'	60'	
0	0,000	0,003	0,006	0,009	0,012	0,015	0,017	89
1	0,017	0,020	0,023	0,026	0,029	0,032	0,035	88
2	0,035	0,038	0,041	0,044	0,047	0,049	0,052	87
3	0,052	0,055	0,058	0,061	0,064	0,067	0,070	86
4	0,070	0,073	0,076	0,078	0,081	0,084	0,087	85
5	0,087	0,090	0,093	0,096	0,099	0,102	0,105	84
6	0,105	0,107	0,110	0,113	0,116	0,119	0,122	83
7	0,122	0,125	0,128	0,131	0,133	0,136	0,139	82
8	0,139	0,142	0,145	0,148	0,151	0,154	0,156	81
9	0,156	0,159	0,162	0,165	0,168	0,171	0,174	80
10	0,174	0,177	0,179	0,182	0,185	0,188	0,191	79
11	0,191	0,194	0,197	0,199	0,202	0,205	0,208	78
12	0,208	0,211	0,214	0,216	0,219	0,222	0,225	77
13	0,225	0,228	0,231	0,233	0,236	0,239	0,242	76
14	0,242	0,245	0,248	0,250	0,253	0,256	0,259	75
15	0,259	0,262	0,264	0,267	0,270	0,273	0,276	74
16	0,276	0,278	0,281	0,284	0,287	0,290	0,292	73
17	0,292	0,295	0,298	0,301	0,303	0,306	0,309	72
18	0,309	0,312	0,315	0,317	0,320	0,323	0,326	71
19	0,326	0,328	0,331	0,334	0,337	0,339	0,342	70
20	0,342	0,345	0,347	0,350	0,353	0,356	0,358	69
21	0,358	0,361	0,364	0,367	0,369	0,372	0,375	68
22	0,375	0,377	0,380	0,383	0,385	0,388	0,391	67
23	0,391	0,393	0,396	0,399	0,401	0,404	0,407	66
24	0,407	0,409	0,412	0,415	0,417	0,420	0,423	65
25	0,423	0,425	0,428	0,431	0,433	0,436	0,438	64
26	0,438	0,441	0,444	0,446	0,449	0,451	0,454	63
27	0,454	0,457	0,459	0,462	0,464	0,467	0,469	62
28	0,469	0,472	0,475	0,477	0,480	0,482	0,485	61
29	0,485	0,487	0,490	0,492	0,495	0,497	0,500	60
30	0,500	0,503	0,505	0,508	0,510	0,513	0,515	59
31	0,515	0,518	0,520	0,522	0,525	0,527	0,530	58
32	0,530	0,532	0,535	0,537	0,540	0,542	0,545	57
33	0,545	0,547	0,550	0,552	0,554	0,557	0,559	56
34	0,559	0,562	0,564	0,566	0,569	0,571	0,574	55
35	0,574	0,576	0,578	0,581	0,583	0,585	0,588	54
36	0,588	0,590	0,592	0,595	0,597	0,599	0,602	53
37	0,602	0,604	0,606	0,609	0,611	0,613	0,616	52
38	0,616	0,618	0,620	0,623	0,625	0,627	0,629	51
39	0,629	0,632	0,634	0,636	0,638	0,641	0,643	50
40	0,643	0,645	0,647	0,649	0,652	0,654	0,656	49
41	0,656	0,658	0,660	0,663	0,665	0,667	0,669	48
42	0,669	0,671	0,673	0,676	0,678	0,680	0,682	47
43	0,682	0,684	0,686	0,688	0,690	0,693	0,695	46
44	0,695	0,697	0,699	0,701	0,703	0,705	0,707	45
	60'	50'	40'	30'	20'	10'	0'	Grad

Cosinus

Beispiele: sin 23° 20' ist = 0,396, cos 59° 50' ist = 0,503.

cos 0° bis 45°; sin 45° bis 90°.

Grad	Cosinus							
	0'	10'	20'	30'	40'	50'	60'	
0	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	89
1	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	0,999	0,999	88
2	0,999	0,999	0,999	0,999	0,999	0,999	0,999	87
3	0,999	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	86
4	0,998	0,997	0,997	0,997	0,997	0,996	0,996	85
5	0,996	0,996	0,996	0,995	0,995	0,995	0,995	84
6	0,995	0,994	0,994	0,994	0,993	0,993	0,993	83
7	0,993	0,992	0,992	0,991	0,991	0,991	0,990	82
8	0,990	0,990	0,989	0,989	0,989	0,988	0,988	81
9	0,988	0,987	0,987	0,986	0,986	0,985	0,985	80
10	0,985	0,984	0,984	0,983	0,983	0,982	0,982	79
11	0,982	0,981	0,981	0,980	0,979	0,979	0,978	78
12	0,978	0,978	0,977	0,976	0,976	0,975	0,974	77
13	0,974	0,974	0,973	0,972	0,972	0,971	0,970	76
14	0,970	0,970	0,969	0,968	0,967	0,967	0,966	75
15	0,966	0,965	0,964	0,964	0,963	0,962	0,961	74
16	0,961	0,960	0,960	0,959	0,958	0,957	0,956	73
17	0,956	0,955	0,955	0,954	0,953	0,952	0,951	72
18	0,951	0,950	0,949	0,948	0,947	0,946	0,946	71
19	0,946	0,945	0,944	0,943	0,942	0,941	0,940	70
20	0,940	0,939	0,938	0,937	0,936	0,935	0,934	69
21	0,934	0,933	0,931	0,930	0,929	0,928	0,927	68
22	0,927	0,926	0,925	0,924	0,923	0,922	0,921	67
23	0,921	0,919	0,918	0,917	0,916	0,915	0,914	66
24	0,914	0,912	0,911	0,910	0,909	0,908	0,906	65
25	0,906	0,905	0,904	0,903	0,901	0,900	0,899	64
26	0,899	0,898	0,896	0,895	0,894	0,892	0,891	63
27	0,891	0,890	0,888	0,887	0,886	0,884	0,883	62
28	0,883	0,882	0,880	0,879	0,877	0,876	0,875	61
29	0,875	0,873	0,872	0,870	0,869	0,867	0,866	60
30	0,866	0,865	0,863	0,862	0,860	0,859	0,857	59
31	0,857	0,856	0,854	0,853	0,851	0,850	0,848	58
32	0,848	0,847	0,845	0,843	0,842	0,840	0,839	57
33	0,839	0,837	0,835	0,834	0,832	0,831	0,829	56
34	0,829	0,827	0,826	0,824	0,822	0,821	0,819	55
35	0,819	0,817	0,816	0,814	0,812	0,811	0,809	54
36	0,809	0,805	0,806	0,804	0,802	0,800	0,799	53
37	0,799	0,797	0,795	0,793	0,792	0,790	0,788	52
38	0,788	0,786	0,784	0,783	0,781	0,779	0,777	51
39	0,777	0,775	0,773	0,772	0,770	0,768	0,766	50
40	0,766	0,764	0,762	0,760	0,759	0,757	0,755	49
41	0,755	0,753	0,751	0,749	0,747	0,745	0,743	48
42	0,743	0,741	0,739	0,737	0,735	0,733	0,731	47
43	0,731	0,729	0,727	0,725	0,723	0,721	0,719	46
44	0,719	0,717	0,715	0,713	0,711	0,709	0,707	45
	60'	50'	40'	30'	20'	10'	0'	Grad
	Sinus							

Beispiele: sin 66° 30' ist = 0,917, cos 27° 20' ist = 0,888.

Trigonometrische Tabelle tang 0° bis 45°, cotg 45° bis 90°.

Grad	Tangens							Grad
	0'	10'	20'	30'	40'	50'	60'	
0	0,000	0,003	0,006	0,009	0,012	0,015	0,017	89
1	0,017	0,020	0,023	0,026	0,029	0,032	0,035	88
2	0,035	0,038	0,041	0,044	0,047	0,049	0,052	87
3	0,052	0,055	0,058	0,061	0,064	0,067	0,070	86
4	0,070	0,073	0,076	0,079	0,082	0,085	0,087	85
5	0,087	0,090	0,093	0,096	0,099	0,102	0,105	84
6	0,105	0,108	0,111	0,114	0,117	0,120	0,123	83
7	0,123	0,126	0,129	0,132	0,135	0,138	0,141	82
8	0,141	0,144	0,146	0,149	0,152	0,155	0,158	81
9	0,158	0,161	0,164	0,167	0,170	0,173	0,176	80
10	0,176	0,179	0,182	0,185	0,188	0,191	0,191	79
11	0,194	0,197	0,200	0,203	0,206	0,210	0,213	78
12	0,213	0,216	0,219	0,222	0,225	0,228	0,231	77
13	0,231	0,234	0,237	0,240	0,243	0,246	0,249	76
14	0,249	0,252	0,255	0,259	0,262	0,265	0,268	75
15	0,268	0,271	0,274	0,277	0,280	0,284	0,287	74
16	0,287	0,290	0,293	0,296	0,299	0,303	0,306	73
17	0,306	0,309	0,312	0,315	0,318	0,322	0,325	72
18	0,325	0,328	0,331	0,335	0,338	0,341	0,344	71
19	0,344	0,348	0,351	0,354	0,357	0,361	0,364	70
20	0,364	0,367	0,371	0,374	0,377	0,381	0,384	69
21	0,384	0,387	0,391	0,394	0,397	0,401	0,404	68
22	0,404	0,407	0,411	0,414	0,418	0,421	0,424	67
23	0,424	0,428	0,431	0,435	0,438	0,442	0,445	66
24	0,445	0,449	0,452	0,456	0,459	0,463	0,466	65
25	0,466	0,470	0,473	0,477	0,481	0,484	0,488	64
26	0,488	0,491	0,495	0,499	0,502	0,506	0,510	63
27	0,510	0,513	0,517	0,521	0,524	0,528	0,532	62
28	0,532	0,535	0,539	0,543	0,547	0,551	0,554	61
29	0,554	0,558	0,562	0,566	0,570	0,573	0,577	60
30	0,577	0,581	0,585	0,589	0,593	0,597	0,601	59
31	0,601	0,605	0,609	0,613	0,617	0,621	0,625	58
32	0,625	0,629	0,633	0,637	0,641	0,645	0,649	57
33	0,649	0,654	0,658	0,662	0,666	0,670	0,675	56
34	0,675	0,679	0,683	0,687	0,692	0,696	0,700	55
35	0,700	0,705	0,709	0,713	0,718	0,722	0,727	54
36	0,727	0,731	0,735	0,740	0,744	0,749	0,754	53
37	0,754	0,758	0,763	0,767	0,772	0,777	0,781	52
38	0,781	0,786	0,791	0,795	0,800	0,805	0,810	51
39	0,810	0,815	0,819	0,824	0,829	0,834	0,839	50
40	0,839	0,844	0,849	0,854	0,859	0,864	0,869	49
41	0,869	0,874	0,880	0,885	0,890	0,895	0,900	48
42	0,900	0,906	0,911	0,916	0,922	0,927	0,933	47
43	0,933	0,938	0,943	0,949	0,955	0,960	0,966	46
44	0,966	0,971	0,977	0,983	0,988	0,994	1,000	45
	60'	50'	40'	30'	20'	10'	0'	
	Cotangens							

Beispiele: tang 17° 40' ist = 0,318, cotg 53° 30' ist = 0,740.

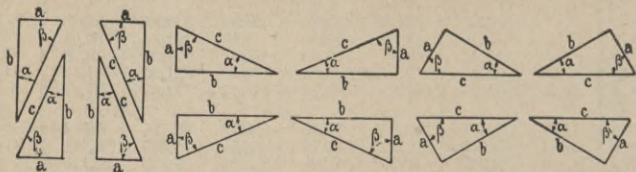
tang 45° bis 90°; cotg 0° bis 45°.

Grad	Cotangens						Grad	
	0'	10'	20'	30'	40'	50'		60'
0	∞	343,8	171,9	114,6	85,94	68,75	57,29	89
1	57,29	49,10	42,96	38,19	34,37	31,24	28,64	88
2	28,64	26,43	24,54	22,90	21,47	20,21	19,08	87
3	19,08	18,07	17,17	16,25	15,60	14,92	14,30	86
4	14,30	13,73	13,20	12,71	12,25	11,83	11,43	85
5	11,43	11,06	10,71	10,39	10,08	9,788	9,514	84
6	9,514	9,255	9,010	8,777	8,556	8,345	8,144	83
7	8,144	7,953	7,770	7,593	7,429	7,279	7,115	82
8	7,115	6,968	6,827	6,691	6,561	6,435	6,314	81
9	6,314	6,197	6,084	5,976	5,871	5,769	5,671	80
10	5,671	5,576	5,485	5,396	5,309	5,226	5,145	79
11	5,145	5,066	4,989	4,915	4,843	4,773	4,705	78
12	4,705	4,638	4,574	4,511	4,449	4,390	4,331	77
13	4,331	4,275	4,219	4,165	4,113	4,061	4,011	76
14	4,011	3,962	3,914	3,867	3,821	3,776	3,732	75
15	3,732	3,689	3,647	3,606	3,566	3,526	3,487	74
16	3,487	3,450	3,412	3,376	3,340	3,305	3,271	73
17	3,271	3,237	3,204	3,172	3,140	3,108	3,078	72
18	3,078	3,047	3,018	2,989	2,960	2,932	2,904	71
19	2,904	2,877	2,850	2,824	2,798	2,773	2,747	70
20	2,747	2,723	2,699	2,675	2,651	2,628	2,605	69
21	2,605	2,583	2,560	2,539	2,517	2,496	2,475	68
22	2,475	2,455	2,434	2,414	2,394	2,375	2,356	67
23	2,356	2,337	2,318	2,300	2,282	2,264	2,246	66
24	2,246	2,229	2,211	2,194	2,177	2,161	2,145	65
25	2,145	2,128	2,112	2,097	2,081	2,066	2,050	64
26	2,050	2,035	2,020	2,006	1,991	1,977	1,963	63
27	1,963	1,949	1,935	1,921	1,907	1,894	1,881	62
28	1,881	1,868	1,855	1,842	1,829	1,816	1,804	61
29	1,804	1,792	1,780	1,767	1,756	1,744	1,732	60
30	1,732	1,720	1,709	1,698	1,686	1,675	1,664	59
31	1,664	1,653	1,643	1,632	1,621	1,611	1,600	58
32	1,600	1,590	1,580	1,570	1,560	1,550	1,540	57
33	1,540	1,530	1,520	1,511	1,501	1,492	1,483	56
34	1,483	1,473	1,464	1,455	1,446	1,437	1,428	55
35	1,428	1,419	1,411	1,402	1,393	1,385	1,376	54
36	1,376	1,368	1,360	1,351	1,343	1,335	1,327	53
37	1,327	1,319	1,311	1,303	1,295	1,288	1,280	52
38	1,280	1,272	1,265	1,257	1,250	1,242	1,235	51
39	1,235	1,228	1,220	1,213	1,206	1,199	1,192	50
40	1,192	1,185	1,178	1,171	1,164	1,157	1,150	49
41	1,150	1,144	1,137	1,130	1,124	1,117	1,111	48
42	1,111	1,104	1,098	1,091	1,085	1,079	1,072	47
43	1,072	1,066	1,060	1,054	1,048	1,042	1,036	46
44	1,036	1,030	1,024	1,018	1,012	1,006	1,000	45
	60'	50'	40'	30'	20'	10'	0'	
Tangens								

Beispiele: Zu cotg = 3,914 gehört ein Winkel von 14° 20'
 „ tang = 1,446 „ „ „ „ 55° 20'

[Tabelle für die Berechnung rechtwinkliger Dreiecke.

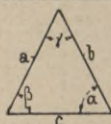
In nachstehenden Figuren sind zur Erleichterung des Aufsuchens der einzelnen Funktionen eine Anzahl rechtwinkliger Dreiecke in den verschiedensten Lagen zusammengestellt, wie sie in Konstruktionszeichnungen häufig erscheinen.



Gesucht	Auflösung
a	$= c \cdot \sin \alpha = c \cdot \cos \beta = b \cdot \tan \alpha = b \cdot \cot \beta = \sqrt{c^2 - b^2}$
b	$= c \cdot \sin \beta = c \cdot \cos \alpha = a \cdot \tan \beta = a \cdot \cot \alpha = \sqrt{c^2 - a^2}$
c	$= \frac{a}{\sin \alpha} = \frac{b}{\sin \beta} = \frac{a}{\cos \beta} = \frac{b}{\cos \alpha} = \sqrt{a^2 + b^2}$
α	$\sin \alpha = \frac{a}{c}; \cos \alpha = \frac{b}{c}; \tan \alpha = \frac{a}{b}; \cot \alpha = \frac{b}{a}$
β	$\sin \beta = \frac{b}{c}; \cos \beta = \frac{a}{c}; \tan \beta = \frac{b}{a}; \cot \beta = \frac{a}{b}$

Tabelle für die Berechnung schiefwinkliger u. ungleichseitiger Dreiecke.

Gesucht	aus Gleichung
a	$= b \cdot \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} = c \cdot \frac{\sin \alpha}{\sin \gamma}$
b	$= a \cdot \frac{\sin \beta}{\sin \alpha} = c \cdot \frac{\sin \beta}{\sin \gamma}$
c	$= a \cdot \frac{\sin \gamma}{\sin \alpha} = a \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin \alpha} = b \cdot \cos \alpha \pm \sqrt{a^2 - b^2 \sin^2 \alpha}$ <small>+ wenn $b > a$ - „ $a > b$</small>
	$= \sqrt{a^2 + b^2 - 2 \cdot a \cdot b \cdot \cos \gamma} = \sqrt{(a + b)^2 - 4 \cdot a \cdot b \cdot \cos^2 \frac{\gamma}{2}}$
α	$\cos \alpha = \frac{b^2 + c^2 - a^2}{2 \cdot b \cdot c}; \tan \alpha = \frac{a \cdot \sin \gamma}{b - a \cdot \cos \gamma}$
β	$\sin \beta = \frac{b \cdot \sin \alpha}{a}$
γ	$= 180^\circ - (\alpha + \beta)$



Weitere Angaben über trigonometrische Funktionen und über Benutzung der vorstehenden Tabellen sind in § 4a-i gemacht.

Mathematische Tabelle.

$$\begin{aligned}
 \pi &= 3,14; \pi^2 = 9,87; \pi^3 = 31,01; \sqrt{\pi} = 1,772; \sqrt[3]{\pi} = 1,465; \\
 \frac{\pi}{4} &= 0,785; \sqrt{\frac{\pi}{4}} = 0,886; g = 9,81; \sqrt{g} = 3,13; g^2 = 96,24; \\
 \sqrt{2g} &= 4,43.
 \end{aligned}$$

Quadrat- und Kubikwurzel, Kreisinhalt. *)

1. Für Zahlen von 0,01 bis 0,9.

2. $\frac{1}{16}$ bis $\frac{1}{3}$

n	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	Kreis- Inhalt	n	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	Kreis- Inhalt	n	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$
0,01	0,100	0,215	0,000078	0,1	0,316	0,461	0,0078	$\frac{1}{16}$	0,250	0,396
0,02	0,141	0,271	0,00031	0,2	0,447	0,585	0,031	$\frac{1}{12}$	0,289	0,437
0,03	0,173	0,311	0,00070	0,3	0,548	0,669	0,070	$\frac{1}{8}$	0,354	0,500
0,04	0,200	0,342	0,00125	0,4	0,632	0,737	0,125	$\frac{3}{8}$	0,612	0,721
0,05	0,224	0,368	0,00196	0,5	0,707	0,794	0,196	$\frac{1}{6}$	0,408	0,550
0,06	0,245	0,391	0,00282	0,6	0,775	0,843	0,282	$\frac{1}{4}$	0,500	0,630
0,07	0,265	0,412	0,00384	0,7	0,837	0,888	0,384	$\frac{3}{4}$	0,866	0,909
0,08	0,283	0,431	0,00502	0,8	0,894	0,928	0,502	$\frac{1}{3}$	0,577	0,693
0,09	0,300	0,448	0,00636	0,9	0,949	0,965	0,636	$\frac{2}{3}$	0,816	0,873

3. Für Zahlen von 1 bis 99,9.

n	n ²	n ³	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	Um- fang	Kreis- Inhalt	n	n ²	n ³	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	Um- fang	Kreis- Inhalt
1,0	1,00	1,000	1,00	1,000	3,142	0,7854	4,0	16,0	64,00	2,00	1,587	12,57	12,560
2	1,21	1,311	1,05	1,032	3,456	0,9503	1	16,8	68,92	2,02	1,601	13,20	13,202
1	1,44	1,728	1,10	1,063	3,770	1,1310	2	17,6	74,09	2,05	1,613	13,20	13,854
3	1,69	2,197	1,14	1,091	4,084	1,3273	3	18,5	79,51	2,07	1,626	13,51	14,522
4	1,96	2,744	1,18	1,119	4,398	1,5394	4	19,4	85,18	2,10	1,639	13,82	15,205
5	2,25	3,375	1,22	1,145	4,712	1,7672	5	20,3	91,13	2,12	1,651	14,14	15,904
6	2,56	4,096	1,26	1,170	5,027	2,0106	6	21,2	97,34	2,14	1,663	14,45	16,619
7	2,89	4,913	1,30	1,194	5,341	2,2698	7	22,1	103,8	2,17	1,675	14,77	17,349
8	3,24	5,832	1,34	1,216	5,655	2,5447	8	23,6	110,6	2,19	1,687	15,08	18,096
9	3,61	6,859	1,38	1,239	5,969	2,8353	9	24,0	117,6	2,21	1,699	15,39	18,857
2,0	4,00	8,000	1,41	1,260	6,283	3,1416	5,0	25,0	125,0	2,24	1,710	15,71	19,635
1	4,41	9,261	1,45	1,281	6,597	3,4636	1	26,0	132,7	2,26	1,721	16,02	20,428
2	4,84	10,65	1,48	1,301	6,912	3,8013	2	27,0	140,6	2,28	1,733	16,34	21,237
3	5,29	12,17	1,52	1,320	7,226	4,1548	3	28,1	148,9	2,30	1,744	16,65	22,063
4	5,76	13,82	1,55	1,339	7,540	4,5239	4	29,2	157,5	2,32	1,754	16,97	22,902
5	6,25	15,63	1,58	1,357	7,854	4,9087	5	30,3	166,4	2,35	1,765	17,28	23,758
6	6,76	17,58	1,61	1,375	8,168	5,3093	6	31,4	175,6	2,37	1,776	17,59	24,630
7	7,29	19,68	1,64	1,393	8,482	5,7256	7	32,5	185,2	2,39	1,786	17,91	25,518
8	7,84	21,95	1,67	1,410	8,797	6,1575	8	33,6	195,1	2,41	1,797	18,22	26,421
9	8,41	24,39	1,70	1,426	9,111	6,6052	9	34,8	205,4	2,43	1,807	18,54	27,340
3,0	9,0	27,00	1,73	1,442	9,425	7,0686	6,0	36,0	216,0	2,45	1,817	18,85	28,274
1	9,6	29,79	1,76	1,458	9,739	7,5477	1	37,2	227,0	2,47	1,827	19,16	29,225
2	10,2	32,77	1,79	1,474	10,05	8,0425	2	38,4	238,3	2,49	1,837	19,48	30,191
3	10,9	35,94	1,82	1,489	10,37	8,5530	3	39,7	250,0	2,51	1,847	19,79	31,173
4	11,6	39,30	1,84	1,504	10,68	9,0792	4	41,0	262,1	2,53	1,857	20,11	32,170
5	12,3	42,88	1,87	1,518	11,00	9,6211	5	42,3	274,6	2,55	1,866	20,42	33,183
6	13,0	46,66	1,90	1,533	11,31	10,179	6	43,6	287,5	2,57	1,876	20,74	34,212
7	13,7	50,65	1,92	1,547	11,62	10,752	7	44,9	300,8	2,59	1,885	21,05	35,257
8	14,4	54,87	1,95	1,561	11,94	11,341	8	46,2	314,4	2,61	1,895	21,36	36,317
9	15,2	59,32	1,97	1,574	12,25	11,946	9	47,6	328,5	2,63	1,904	21,67	37,399

*) Diese oberen Tabellen 1 und 2 sind für den Gebrauch nicht zu benutzen, sie sollen nur einen Anhalt geben über die Anzahl der Dezimalstelleu (vergl. auch § 1 und 2).

$n = 7$ bis $17,9$.

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	Umfang	Kreis-Inhalt	n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	Umfang	Kreis-Inhalt
7,0	49,0	343,0	2,65	1,913	21,99	88,485	12,5	156	1953	3,54	2,321	89,27	122,72
1	50,4	357,9	2,66	1,922	22,31	89,592	6	159	2000	3,55	2,327	89,58	124,69
2	51,8	373,2	2,68	1,931	22,62	40,715	7	161	2048	3,56	2,333	89,90	126,68
3	53,3	389,0	2,70	1,940	22,93	41,854	8	164	2097	3,58	2,339	40,21	128,68
4	54,8	405,2	2,72	1,949	23,25	43,008	9	166	2147	3,59	2,345	40,53	130,70
5	56,3	421,9	2,74	1,957	23,56	44,179	13,0	169	2197	3,61	2,351	40,84	132,73
6	57,8	439,0	2,76	1,966	23,88	45,365	1	172	2248	3,62	2,357	41,16	134,78
7	59,3	456,5	2,77	1,975	24,19	46,566	2	174	2270	3,63	2,363	41,47	136,85
8	60,8	474,6	2,79	1,983	24,50	47,784	3	177	2353	3,65	2,369	41,78	138,93
9	62,4	493,0	2,81	1,992	24,82	49,017	4	180	2406	3,66	2,375	42,10	141,03
8,0	64,0	512,0	2,83	2,000	25,13	50,266	5	182	2460	3,67	2,381	42,41	143,14
1	65,6	531,4	2,85	2,008	25,45	51,530	6	185	2515	3,69	2,387	42,73	145,27
2	67,2	551,4	2,86	2,017	25,76	52,810	7	188	2571	3,70	2,393	43,04	147,41
3	68,9	571,8	2,88	2,025	26,07	54,106	8	190	2628	3,71	2,399	43,35	149,57
4	70,6	592,7	2,90	2,033	26,39	55,418	9	193	2686	3,73	2,404	43,67	151,75
5	72,3	614,1	2,92	2,041	26,70	56,745	14,0	196	2744	3,74	2,410	43,98	153,94
6	74,0	636,1	2,93	2,049	27,02	58,088	1	199	2803	3,76	2,416	44,30	156,15
7	75,7	658,5	2,95	2,057	27,33	59,447	2	202	2863	3,77	2,422	44,61	158,37
8	77,4	681,5	2,97	2,065	27,65	60,821	3	204	2924	3,78	2,427	44,93	160,61
9	79,2	705,0	2,98	2,072	27,96	62,211	4	207	2986	3,79	2,433	45,24	162,86
9,0	81,0	729,0	3,00	2,080	28,27	63,617	5	210	3049	3,81	2,438	45,55	165,13
1	82,8	753,6	3,02	2,088	28,59	65,039	6	213	3112	3,82	2,444	45,87	167,42
2	84,6	778,7	3,03	2,095	28,90	66,476	7	216	3177	3,83	2,450	46,18	169,72
3	86,5	804,4	3,05	2,103	29,22	67,929	8	219	3242	3,85	2,455	46,50	172,03
4	88,4	830,6	3,07	2,111	29,53	69,398	9	222	3308	3,86	2,461	46,81	174,37
5	90,3	857,4	3,08	2,118	29,85	70,882	15,0	225	3375	3,87	2,466	47,12	176,72
6	92,2	884,7	3,10	2,125	30,16	72,382	1	228	3443	3,89	2,472	47,44	179,08
7	94,1	912,7	3,11	2,133	30,47	73,898	2	231	3512	3,90	2,477	47,75	181,46
8	96,0	941,2	3,13	2,140	30,79	75,430	3	234	3582	3,91	2,483	48,07	183,85
9	98,0	970,3	3,15	2,147	31,10	76,977	4	237	3652	3,92	2,488	48,38	186,27
10,0	100	1000	3,16	2,154	31,42	78,540	5	240	3724	3,94	2,493	48,70	188,69
1	102	1030	3,18	2,162	31,73	80,119	6	243	3796	3,95	2,499	49,01	191,13
2	104	1061	3,19	2,169	32,04	81,713	7	246	3870	3,96	2,504	49,32	193,59
3	106	1093	3,21	2,176	32,36	83,323	8	250	3944	3,97	2,509	49,64	196,07
4	108	1125	3,22	2,183	32,67	84,949	9	253	4020	3,99	2,515	49,95	198,56
5	110	1158	3,24	2,190	32,99	86,590	16,0	256	4096	4,00	2,520	50,27	201,06
6	112	1191	3,26	2,197	33,30	88,247	1	259	4173	4,01	2,525	50,58	203,58
7	114	1225	3,27	2,204	33,62	89,920	2	262	4252	4,02	2,530	50,89	206,12
8	117	1260	3,29	2,210	33,93	91,609	3	266	4331	4,04	2,536	51,21	208,67
9	119	1295	3,30	2,217	34,24	93,313	4	269	4411	4,05	2,541	51,52	211,24
11,0	121	1331	3,32	2,224	34,56	95,033	5	272	4492	4,06	2,546	51,84	213,83
1	123	1368	3,33	2,231	34,87	96,769	6	276	4574	4,07	2,551	52,15	216,42
2	125	1405	3,35	2,237	35,19	98,520	7	279	4657	4,09	2,556	52,47	219,04
3	128	1443	3,36	2,244	35,50	100,289	8	282	4742	4,10	2,571	52,78	221,67
4	130	1482	3,38	2,251	35,81	102,07	9	286	4827	4,11	2,566	53,09	224,32
5	132	1521	3,39	2,257	36,13	103,87	17,0	289	4913	4,12	2,571	53,41	226,98
6	135	1561	3,41	2,264	36,44	105,68	1	292	5000	4,14	2,576	53,72	229,66
7	137	1602	3,42	2,270	36,76	107,51	2	296	5088	4,15	2,581	54,04	232,35
8	139	1643	3,44	2,277	37,07	109,36	3	299	5178	4,16	2,586	54,35	235,06
9	142	1685	3,45	2,283	37,39	111,22	4	303	5268	4,17	2,591	54,66	237,79
12,0	144	1728	3,46	2,289	37,70	113,10	5	306	5359	4,18	2,596	54,98	240,53
1	146	1772	3,48	2,296	38,01	114,99	6	310	5452	4,20	2,601	55,29	243,29
2	149	1814	3,49	2,302	38,33	116,90	7	313	5545	4,21	2,606	55,61	246,06
3	151	1861	3,51	2,308	38,64	118,82	8	317	5640	4,22	2,611	55,92	248,85
4	154	1907	3,52	2,315	38,96	120,76	9	320	5735	4,23	2,616	56,24	251,65

$n = 18$ bis $28,9$.

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	Umfang	Kreis-Inhalt	n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	Umfang	Kreis-Inhalt
18,0	324	5832	4,24	2,621	56,55	254,47	23,5	552	12978	4,85	2,864	73,83	433,74
1	328	5930	4,25	2,626	56,86	257,30	6	557	13144	4,86	2,868	74,14	437,44
2	331	6029	4,27	2,630	57,18	260,16	7	562	13312	4,87	2,872	74,46	441,15
3	335	6128	4,28	2,635	57,49	263,02	8	566	13481	4,88	2,877	74,77	444,88
4	339	6230	4,29	2,640	57,81	265,90	9	571	13652	4,89	2,881	75,08	448,63
5	342	6332	4,30	2,645	58,12	268,80	24,0	576	13824	4,90	2,885	75,40	452,38
6	346	6436	4,31	2,650	58,43	271,72	1	581	13998	4,91	2,889	75,71	456,16
7	350	6539	4,32	2,654	58,75	274,65	2	586	14172	4,92	2,893	76,03	459,96
8	353	6645	4,34	2,659	59,06	277,59	3	590	14349	4,93	2,897	76,34	463,77
9	357	6751	4,35	2,667	59,38	280,55	4	595	14527	4,94	2,900	76,66	467,59
19,0	361	6859	4,36	2,668	59,69	283,53	5	600	14706	4,95	2,904	76,97	471,43
1	365	6968	4,37	2,673	60,00	286,52	6	605	14887	4,96	2,908	77,28	475,29
2	369	7078	4,38	2,678	60,32	289,53	7	610	15069	4,97	2,912	77,60	479,16
3	372	7189	4,39	2,682	60,63	292,55	8	615	15253	4,98	2,916	77,91	483,05
4	376	7301	4,40	2,687	60,95	295,59	9	620	15438	4,99	2,920	78,23	486,95
5	380	7415	4,42	2,692	61,26	298,65	25,0	625	15625	5,00	2,924	78,54	490,87
6	384	7530	4,43	2,696	61,58	301,72	1	630	15813	5,01	2,928	78,85	494,80
7	388	7645	4,44	2,701	61,89	304,81	2	635	16003	5,02	2,932	79,17	498,75
8	392	7762	4,45	2,705	62,20	307,91	3	640	16194	5,03	2,936	79,48	502,72
9	396	7881	4,46	2,710	62,52	311,03	4	645	16387	5,04	2,940	79,80	506,70
20,0	400	8000	4,47	2,714	62,83	314,16	5	650	16581	5,05	2,943	80,11	510,70
1	404	8121	4,48	2,719	63,15	317,31	6	655	16777	5,06	2,947	80,43	514,71
2	408	8242	4,49	2,723	63,46	320,47	7	660	16975	5,07	2,951	80,74	518,74
3	412	8365	4,50	2,728	63,77	323,66	8	666	17174	5,08	2,955	81,05	522,79
4	416	8490	4,52	2,732	64,09	326,85	9	671	17374	5,09	2,959	81,37	526,85
5	420	8615	4,53	2,737	64,40	330,06	23,0	676	17576	5,10	2,963	81,68	530,92
6	424	8742	4,54	2,741	64,72	333,29	1	681	17780	5,11	2,966	82,00	535,02
7	428	8870	4,55	2,746	65,03	336,54	2	686	17985	5,12	2,970	82,31	539,12
8	433	8999	4,56	2,750	65,35	339,80	3	692	18191	5,13	2,974	82,62	543,25
9	437	9129	4,57	2,755	65,66	343,07	4	697	18400	5,14	2,978	82,94	547,39
21,0	441	9261	4,58	2,759	65,97	346,36	5	702	18610	5,15	2,981	83,25	551,54
1	445	9394	4,59	2,763	66,29	349,67	6	708	18821	5,16	2,985	83,57	555,71
2	449	9528	4,60	2,768	66,60	352,99	7	713	19034	5,17	2,989	83,88	559,90
3	454	9664	4,62	2,772	66,92	356,33	8	718	19249	5,18	2,993	84,20	564,10
4	458	9800	4,63	2,776	67,23	359,68	9	724	19465	5,19	2,996	84,51	568,32
5	462	9938	4,64	2,781	67,54	363,05	27,0	729	19683	5,20	3,000	84,82	572,55
6	467	10078	4,65	2,785	67,86	366,41	1	734	19903	5,21	3,004	85,14	576,80
7	471	10218	4,66	2,789	68,17	369,84	2	740	20124	5,22	3,007	85,45	581,06
8	475	10360	4,67	2,794	68,49	373,25	3	745	20346	5,22	3,011	85,77	585,34
9	480	10503	4,68	2,798	68,80	376,69	4	751	20571	5,23	3,015	86,08	589,64
22,0	484	10648	4,69	2,802	69,12	380,13	5	756	20797	5,24	3,018	86,39	593,95
1	488	10794	4,70	2,806	69,43	383,60	6	762	21025	5,25	3,022	86,71	598,28
2	493	10941	4,71	2,811	69,74	387,08	7	767	21354	5,26	3,026	87,02	602,62
3	497	11090	4,72	2,815	70,06	390,57	8	773	21485	5,27	3,029	87,34	606,98
4	502	11239	4,73	2,819	70,37	394,08	9	778	21718	5,28	3,033	87,65	611,36
5	506	11391	4,74	2,823	70,69	397,61	28,0	784	21952	5,29	3,037	87,97	615,75
6	511	11543	4,75	2,827	71,00	401,15	1	790	22188	5,30	3,040	88,28	620,15
7	515	11697	4,76	2,831	71,31	404,71	2	795	22426	5,31	3,044	88,59	624,58
8	520	11852	4,77	2,836	71,63	408,28	3	801	22665	5,32	3,047	88,91	629,01
9	524	12009	4,79	2,840	71,94	411,87	4	807	22906	5,33	3,051	89,22	633,47
23,0	529	12167	4,80	2,844	72,26	415,48	5	812	23149	5,34	3,055	89,54	637,94
1	534	12326	4,81	2,848	72,57	419,10	6	818	23394	5,35	3,058	89,85	642,42
2	538	12487	4,82	2,852	72,79	422,73	7	824	23640	5,36	3,062	90,16	646,92
3	543	12649	4,83	2,856	73,20	426,39	8	829	23888	5,37	3,065	90,48	651,44
4	548	12813	4,84	2,860	73,51	430,05	9	835	24138	5,38	3,069	90,79	655,97

$n = 29$ bis $39,9$.

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	Umfang	Kreis-Inhalt	n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	Umfang	Kreis-Inhalt
29,0	841	24389	5,39	3,072	91,11	660,52	34,5	1190	41064	5,87	3,255	108,4	934,82
1	847	24642	5,40	3,076	91,42	665,08	6	1197	41422	5,88	3,259	108,7	940,25
2	853	24897	5,40	3,079	91,74	669,66	7	1204	41782	5,89	3,262	109,0	945,69
3	858	25154	5,41	3,083	92,05	674,25	8	1211	42144	5,90	3,265	109,3	951,15
4	864	25412	5,42	3,086	92,36	678,86	9	1218	42509	5,91	3,268	109,6	956,62
5	870	25672	5,43	3,090	92,68	683,49	35,0	1225	42875	5,92	3,271	110,0	962,11
6	876	25934	5,44	3,093	92,99	688,13	1	1232	43244	5,92	3,274	110,3	967,62
7	882	26198	5,45	3,097	93,31	692,79	2	1239	43614	5,93	3,277	110,6	973,14
8	888	26464	5,46	3,100	93,62	697,47	3	1246	43987	5,94	3,280	110,9	978,68
9	894	26731	5,47	3,104	93,93	702,15	4	1253	44362	5,95	3,284	111,2	984,23
30,0	900	27000	5,48	3,107	94,25	706,86	5	1260	44739	5,96	3,287	111,5	989,80
1	906	27271	5,49	3,111	94,56	711,58	6	1267	45118	5,97	3,290	111,8	995,38
2	912	27544	5,50	3,114	94,88	716,32	7	1274	45499	5,97	3,293	112,2	1001,0
3	918	27818	5,50	3,118	95,19	721,07	8	1282	45883	5,98	3,296	112,5	1006,6
4	924	28094	5,51	3,121	95,50	725,83	9	1289	46268	5,99	3,299	112,8	1012,2
5	930	28373	5,52	3,124	95,82	730,62	36,0	1296	46656	6,00	3,302	113,1	1017,9
6	936	28653	5,53	3,128	96,13	735,42	1	1303	47046	6,01	3,305	113,4	1023,5
7	942	28934	5,54	3,131	96,45	740,23	2	1310	47438	6,02	3,308	113,7	1029,2
8	949	29218	5,55	3,135	96,76	745,06	3	1318	47832	6,02	3,311	114,0	1034,9
9	955	29504	5,56	3,138	97,08	749,91	4	1325	48229	6,03	3,314	114,4	1040,6
31,0	961	29791	5,57	3,141	97,39	754,77	5	1332	48627	6,04	3,317	114,7	1046,4
1	967	30080	5,58	3,145	97,70	759,65	6	1340	49028	6,05	3,320	115,0	1052,1
2	973	30371	5,59	3,148	98,02	764,54	7	1347	49431	6,06	3,323	115,3	1057,8
3	980	30664	5,60	3,152	98,33	769,45	8	1354	49836	6,07	3,326	115,6	1063,6
4	986	30959	5,61	3,155	98,65	774,37	9	1362	50243	6,07	3,329	115,9	1069,4
5	992	31256	5,61	3,158	98,96	779,31	37,0	1369	50653	6,08	3,332	116,2	1075,2
6	999	31554	5,62	3,162	99,27	784,27	1	1376	51065	6,09	3,335	116,6	1081,0
7	1005	31855	5,63	3,165	99,59	789,24	2	1384	51479	6,10	3,338	116,9	1083,9
8	1011	32157	5,64	3,168	99,90	794,23	3	1391	51895	6,11	3,341	117,2	1092,7
9	1018	32462	5,65	3,172	100,2	799,23	4	1399	52314	6,12	3,344	117,5	1098,6
32,0	1024	32768	5,66	3,176	100,5	804,25	5	1406	52734	6,12	3,347	117,8	1104,5
1	1030	33076	5,67	3,178	100,9	809,28	6	1414	53157	6,13	3,350	118,1	1110,4
2	1037	33386	5,67	3,181	101,2	814,33	7	1421	53583	6,14	3,353	118,4	1116,3
3	1043	33698	5,68	3,185	101,5	819,40	8	1429	54010	6,15	3,356	118,8	1122,2
4	1050	34012	5,69	3,188	101,8	824,48	9	1436	54440	6,16	3,359	119,1	1128,2
5	1056	34328	5,70	3,191	102,1	829,58	38,0	1444	54872	6,16	3,362	119,4	1134,1
6	1063	34646	5,71	3,195	102,4	834,70	1	1452	55306	6,17	3,365	119,7	1140,1
7	1069	34966	5,72	3,198	102,7	839,82	2	1459	55743	6,18	3,368	120,0	1146,1
8	1076	35288	5,73	3,201	103,0	844,96	3	1467	56182	6,19	3,371	120,3	1152,1
9	1082	35611	5,74	3,204	103,4	850,12	4	1475	56623	6,20	3,374	120,6	1158,1
33,0	1089	35937	5,74	3,208	103,7	855,30	5	1482	57067	6,20	3,377	121,0	1164,2
1	1096	36265	5,75	3,211	104,0	860,49	6	1490	57512	6,21	3,380	121,3	1170,2
2	1102	36594	5,76	3,214	104,3	865,70	7	1498	57961	6,22	3,383	121,6	1176,3
3	1109	36926	5,77	3,217	104,6	870,92	8	1505	58411	6,23	3,385	121,9	1182,4
4	1116	37260	5,78	3,220	104,9	876,16	9	1513	58864	6,24	3,388	122,2	1188,5
5	1122	37595	5,79	3,224	105,2	881,41	39,0	1521	59319	6,25	3,391	122,5	1194,6
6	1129	37933	5,80	3,227	105,6	886,68	1	1529	59776	6,25	3,394	122,8	1200,7
7	1136	38273	5,81	3,230	105,9	891,97	2	1537	60236	6,26	3,397	123,2	1206,9
8	1142	38614	5,81	3,233	106,2	897,27	3	1544	60698	6,27	3,400	123,5	1213,0
9	1149	38958	5,82	3,236	106,5	902,59	4	1552	61163	6,28	3,403	123,8	1219,2
34,0	1156	39304	5,83	3,240	106,8	907,92	5	1560	61630	6,28	3,406	124,1	1225,4
1	1163	39652	5,84	3,243	107,1	913,27	6	1568	62099	6,29	3,409	124,4	1231,6
2	1170	40002	5,85	3,246	107,4	918,63	7	1576	62571	6,30	3,411	124,7	1237,9
3	1176	40354	5,86	3,249	107,8	924,01	8	1584	63045	6,31	3,414	125,0	1244,1
4	1183	40708	5,87	3,252	108,1	929,41	9	1592	63521	6,32	3,417	125,4	1250,4

$n = 40$ bis $50,9$.

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	Umfang	Kreisinhalt	n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	Umfang	Kreisinhalt
40,0	1600	64000	6,32	3,420	125,7	1256,6	45,5	2070	94196	6,75	3,570	142,9	1626,0
1	1606	64481	6,33	3,423	126,0	1262,9	6	2079	94819	6,75	3,573	143,3	1633,1
2	1616	64966	6,34	3,426	126,3	1269,2	7	2089	95444	6,76	3,575	143,6	1640,3
3	1624	65451	6,35	3,429	126,6	1275,6	8	2098	96072	6,77	3,578	143,9	1647,5
4	1632	65939	6,36	3,431	126,9	1281,9	9	2107	96703	6,78	3,581	144,2	1654,7
5	1640	66430	6,36	3,434	127,2	1288,3	46,0	2116	97336	6,78	3,583	144,5	1661,9
6	1648	66923	6,37	3,437	127,6	1294,6	1	2125	97972	6,79	3,586	144,8	1669,1
7	1656	67419	6,38	3,440	127,9	1301,0	2	2134	98611	6,80	3,588	145,1	1676,4
8	1665	67917	6,39	3,443	128,2	1307,4	3	2144	99253	6,80	3,591	145,4	1683,7
9	1673	68418	6,40	3,445	128,5	1313,8	4	2153	99897	6,81	3,593	145,7	1690,9
41,0	1681	68921	6,40	3,448	128,8	1320,3	5	2162	100545	6,82	3,596	146,0	1698,2
1	1689	69427	6,41	3,451	129,1	1326,7	6	2172	101195	6,83	3,599	146,4	1705,5
2	1697	69935	6,42	3,454	129,4	1333,2	7	2181	101848	6,83	3,601	146,7	1712,9
3	1706	70445	6,43	3,457	129,8	1339,7	8	2190	102503	6,84	3,604	147,0	1720,2
4	1714	70958	6,43	3,459	130,1	1346,1	9	2200	103162	6,85	3,606	147,3	1727,6
5	1722	71473	6,44	3,462	130,4	1352,7	47,0	2209	103823	6,86	3,609	147,6	1734,9
6	1731	71991	6,45	3,465	130,7	1359,2	1	2218	104487	6,86	3,611	147,9	1742,3
7	1739	72512	6,46	3,468	131,0	1365,7	2	2228	105154	6,87	3,614	148,2	1749,7
8	1747	73035	6,47	3,471	131,3	1372,3	3	2237	105824	6,88	3,617	148,6	1757,2
9	1756	73560	6,47	3,473	131,6	1378,9	4	2247	106496	6,88	3,619	148,9	1764,6
42,0	1764	74088	6,48	3,476	132,0	1385,4	5	2256	107172	6,89	3,622	149,2	1772,1
1	1772	74618	6,49	3,479	132,3	1392,1	6	2266	107850	6,90	3,624	149,5	1779,5
2	1781	75151	6,50	3,482	132,6	1398,7	7	2275	108531	6,91	3,627	149,8	1787,0
3	1789	75687	6,50	3,484	132,9	1405,3	8	2285	109215	6,92	3,629	150,1	1794,5
4	1798	76225	6,51	3,487	133,2	1412,0	9	2294	109902	6,92	3,632	150,4	1802,0
5	1806	76766	6,52	3,490	133,5	1418,6	48,0	2304	110592	6,93	3,634	150,8	1809,6
6	1815	77309	6,53	3,493	133,8	1425,3	1	2314	111285	6,94	3,637	151,1	1817,1
7	1823	77854	6,53	3,495	134,2	1432,0	2	2323	111980	6,94	3,639	151,4	1824,7
8	1832	78403	6,54	3,498	134,5	1438,7	3	2333	112679	6,95	3,642	151,7	1832,3
9	1840	78954	6,55	3,501	134,8	1445,5	4	2343	113380	6,96	3,644	152,0	1839,8
43,0	1849	79507	6,56	3,503	135,1	1452,2	5	2352	114084	6,96	3,647	152,3	1847,5
1	1858	80063	6,57	3,506	135,4	1459,0	6	2362	114791	6,97	3,649	152,6	1855,1
2	1866	80622	6,57	3,509	135,7	1465,7	7	2372	115501	6,98	3,652	153,0	1862,7
3	1875	81183	6,58	3,512	136,0	1472,5	8	2381	116214	6,99	3,654	153,3	1870,4
4	1884	81747	6,59	3,514	136,4	1479,3	9	2391	116930	6,99	3,657	153,6	1878,1
5	1892	82313	6,60	3,517	136,7	1486,2	49,0	2401	117649	7,00	3,659	153,9	1885,7
6	1901	82882	6,60	3,520	137,0	1493,0	1	2411	118371	7,01	3,662	154,2	1893,5
7	1910	83453	6,61	3,522	137,3	1499,9	2	2421	119095	7,01	3,664	154,5	1901,2
8	1918	84028	6,62	3,525	137,6	1506,7	3	2430	119823	7,02	3,667	154,8	1908,9
9	1927	84605	6,63	3,528	137,9	1513,6	4	2440	120554	7,03	3,669	155,1	1916,7
44,0	1936	85184	6,63	3,530	138,2	1520,5	5	2450	121287	7,04	3,672	155,5	1924,4
1	1945	85766	6,64	3,533	138,5	1527,5	6	2460	122024	7,04	3,674	155,8	1932,2
2	1954	86351	6,65	3,536	138,9	1534,4	7	2470	122763	7,05	3,677	156,1	1940,0
3	1962	86938	6,66	3,538	139,2	1541,3	8	2480	123506	7,06	3,679	156,4	1947,8
4	1971	87528	6,66	3,541	139,5	1548,3	9	2490	124251	7,06	3,682	156,7	1955,7
5	1980	88121	6,67	3,544	139,8	1555,3	50,0	2500	125000	7,07	3,684	157,0	1963,5
6	1989	88717	6,68	3,546	140,1	1562,3	1	2510	125752	7,08	3,687	157,3	1971,4
7	1998	89315	6,69	3,549	140,4	1569,3	2	2520	126508	7,09	3,689	157,7	1979,2
8	2007	89915	6,69	3,552	140,7	1576,3	3	2530	127264	7,09	3,691	158,0	1987,1
9	2016	90519	6,70	3,554	141,1	1583,4	4	2540	128024	7,10	3,694	158,3	1995,0
45,0	2025	91125	6,71	3,557	141,4	1590,4	5	2550	128788	7,11	3,696	158,6	2003,0
1	2034	91734	6,72	3,560	141,7	1597,5	6	2560	129554	7,11	3,699	158,9	2010,9
2	2043	92345	6,72	3,562	142,0	1604,6	7	2570	130323	7,12	3,701	159,2	2018,9
3	2052	92960	6,73	3,565	142,3	1611,7	8	2581	131097	7,13	3,704	159,5	2026,8
4	2061	93577	6,74	3,567	142,6	1618,8	9	2591	131872	7,13	3,706	159,9	2034,8

$n = 51$ bis $61,9$.

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	Um- fang	Kreis- Inhalt	n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	Um- fang	Kreis- Inhalt
51,0	2601	132651	7,14	3,708	160,2	2042,8	56,5	3192	180362	7,52	3,837	177,5	2507,2
1	2611	133433	7,15	3,711	160,5	2050,8	6	3204	181321	7,52	3,840	177,8	2516,1
2	2621	134218	7,16	3,713	160,9	2058,9	7	3215	182284	7,53	3,842	178,1	2525,0
3	2632	135006	7,16	3,716	161,2	2066,9	8	3226	183250	7,54	3,844	178,4	2533,9
4	2642	135797	7,17	3,718	161,5	2075,0	9	3238	184220	7,54	3,846	178,8	2542,8
5	2652	136591	7,18	3,721	161,8	2083,1	57,0	3249	185193	7,55	3,849	179,1	2551,8
6	2663	137388	7,18	3,723	162,1	2091,2	1	3260	186169	7,56	3,851	179,4	2560,7
7	2673	138188	7,19	3,725	162,4	2099,3	2	3272	187149	7,56	3,853	179,7	2569,7
8	2683	138992	7,20	3,728	162,7	2107,4	3	3283	188133	7,57	3,855	180,0	2578,7
9	2694	139798	7,20	3,730	163,1	2115,6	4	3295	189119	7,58	3,858	180,3	2587,7
52,0	2704	140608	7,21	3,733	163,4	2123,7	5	3306	190109	7,58	3,860	180,6	2596,7
1	2714	141421	7,22	3,735	163,7	2131,9	6	3318	191103	7,59	3,862	181,0	2605,8
2	2725	142237	7,23	3,737	164,0	2140,1	7	3329	192100	7,60	3,864	181,3	2614,8
3	2735	143056	7,23	3,740	164,3	2148,3	8	3341	193101	7,60	3,866	181,6	2623,9
4	2746	143878	7,24	3,742	164,6	2156,5	9	3352	194105	7,61	3,869	181,9	2633,0
5	2756	144703	7,25	3,744	164,9	2164,8	58,0	3364	195112	7,62	3,871	182,2	2642,1
6	2767	145532	7,25	3,747	165,3	2173,0	1	3376	196123	7,62	3,873	182,5	2651,2
7	2777	146363	7,26	3,749	165,6	2181,3	2	3387	197137	7,63	3,875	182,8	2660,3
8	2788	147198	7,27	3,752	165,9	2189,6	3	3399	198155	7,64	3,878	183,2	2669,5
9	2798	148036	7,27	3,754	166,2	2197,9	4	3411	199177	7,64	3,880	183,5	2678,7
53,0	2809	148877	7,28	3,756	166,5	2206,2	5	3422	200202	7,65	3,882	183,8	2687,8
1	2820	149721	7,29	3,759	166,8	2214,5	6	3434	201230	7,66	3,884	184,1	2697,0
2	2830	150569	7,29	3,761	167,1	2222,9	7	3446	202262	7,66	3,886	184,4	2706,2
3	2841	151419	7,30	3,763	167,5	2231,2	8	3457	203297	7,67	3,889	184,7	2715,5
4	2852	152273	7,31	3,766	167,8	2239,6	9	3469	204336	7,67	3,891	185,0	2724,7
5	2862	153130	7,31	3,768	168,1	2248,0	59,0	3481	205379	7,68	3,893	185,4	2734,0
6	2873	153991	7,32	3,770	168,4	2256,4	1	3493	206425	7,69	3,895	185,7	2743,3
7	2884	154854	7,33	3,773	168,7	2264,8	2	3505	207475	7,69	3,897	186,0	2752,5
8	2894	155721	7,33	3,775	169,0	2273,3	3	3516	208528	7,70	3,900	186,3	2761,8
9	2905	156591	7,34	3,777	169,3	2281,8	4	3528	209585	7,71	3,902	186,6	2771,2
54,0	2916	157464	7,35	3,780	169,7	2290,2	5	3540	210645	7,71	3,904	186,9	2780,5
1	2927	158340	7,36	3,782	170,0	2298,7	6	3552	211709	7,72	3,906	187,2	2789,9
2	2938	159219	7,36	3,784	170,3	2307,2	7	3564	212776	7,73	3,908	187,6	2799,2
3	2948	160103	7,37	3,787	170,6	2315,7	8	3576	213847	7,73	3,911	187,9	2808,6
4	2959	160989	7,38	3,789	170,9	2324,3	9	3588	214922	7,74	3,913	188,2	2818,0
5	2970	161879	7,38	3,791	171,2	2332,8	60,0	3600	216000	7,75	3,915	188,5	2827,4
6	2981	162771	7,39	3,794	171,5	2341,4	1	3612	217082	7,75	3,917	188,8	2836,9
7	2992	163667	7,40	3,796	171,9	2350,0	2	3624	218167	7,76	3,919	189,1	2846,3
8	3003	164567	7,40	3,798	172,2	2358,6	3	3636	219256	7,77	3,921	189,4	2855,8
9	3014	165469	7,41	3,801	172,5	2367,2	4	3648	220349	7,77	3,924	189,8	2865,3
55,0	3025	166375	7,42	3,803	172,8	2375,8	5	3660	221445	7,78	3,926	190,1	2874,8
1	3036	167284	7,42	3,805	173,1	2384,5	6	3672	222545	7,78	3,928	190,4	2884,3
2	3047	168197	7,43	3,808	173,4	2393,1	7	3684	223649	7,79	3,930	190,7	2893,8
3	3058	169112	7,44	3,810	173,7	2401,8	8	3697	224756	7,80	3,932	191,0	2903,3
4	3069	170031	7,44	3,812	174,0	2410,5	9	3709	225867	7,80	3,934	191,3	2912,9
5	3080	170954	7,45	3,814	174,4	2419,2	61,0	3721	226981	7,81	3,937	191,6	2922,5
6	3091	171880	7,46	3,817	174,7	2428,0	1	3733	228099	7,82	3,939	192,0	2932,1
7	3102	172809	7,46	3,819	175,0	2436,7	2	3745	229221	7,82	3,941	192,3	2941,7
8	3114	173741	7,47	3,821	175,3	2445,5	3	3758	230346	7,83	3,943	192,6	2951,3
9	3125	174677	7,48	3,824	175,6	2454,2	4	3770	231476	7,84	3,945	192,9	2960,9
56,0	3136	175616	7,48	3,826	175,9	2463,0	5	3782	232608	7,84	3,947	193,2	2970,6
1	3147	176558	7,49	3,828	176,3	2471,8	6	3795	233745	7,85	3,949	193,5	2980,2
2	3158	177503	7,50	3,830	176,6	2480,6	7	3807	234885	7,85	3,952	193,8	2989,9
3	3170	178454	7,50	3,833	176,9	2489,5	8	3819	236029	7,86	3,954	194,2	2999,6
4	3181	179406	7,51	3,835	177,2	2498,3	9	3832	237177	7,87	3,956	194,5	3009,3

$n = 62$ bis $72,9$.

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	Um- fang	Kreis- Inhalt	n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	Um- fang	Kreis- Inhalt
62,0	3844	238328	7,87	3,958	194,8	3019,1	67,5	4556	307547	8,22	4,072	212,1	3578,5
1	3856	239488	7,88	3,960	195,1	3028,8	6	4570	308916	8,22	4,074	212,4	3589,1
2	3869	240642	7,89	3,962	195,4	3038,6	7	4583	310289	8,23	4,075	212,7	3599,7
3	3881	241804	7,89	3,964	195,7	3048,4	8	4597	311666	8,23	4,078	213,0	3610,4
4	3894	242971	7,90	3,966	196,0	3058,2	9	4610	313047	8,24	4,080	213,3	3621,0
5	3906	244141	7,91	3,969	196,4	3068,0	68,0	4624	314432	8,25	4,082	213,6	3631,7
6	3919	245314	7,91	3,971	196,7	3077,8	1	4638	315821	8,25	4,084	213,9	3642,4
7	3931	246492	7,92	3,973	197,0	3087,6	2	4651	317215	8,26	4,086	214,3	3653,1
8	3944	247673	7,92	3,975	197,3	3097,5	3	4665	318612	8,26	4,088	214,6	3663,8
9	3956	248858	7,93	3,977	197,6	3107,3	4	4679	320014	8,27	4,090	214,9	3674,5
63,0	3969	250047	7,94	3,979	197,9	3117,3	5	4692	321419	8,28	4,092	215,2	3685,3
1	3982	251240	7,94	3,981	198,2	3127,2	6	4706	322829	8,28	4,094	215,5	3696,1
2	3994	252436	7,95	3,983	198,6	3137,1	7	4720	324243	8,29	4,096	215,8	3706,8
3	4007	253636	7,96	3,985	198,9	3147,0	8	4733	325661	8,29	4,098	216,1	3717,6
4	4020	254840	7,96	3,988	199,2	3157,0	9	4747	327083	8,30	4,100	216,5	3728,5
5	4032	256048	7,97	3,990	199,5	3166,9	69,0	4761	328509	8,31	4,102	216,8	3739,3
6	4045	257259	7,98	3,992	199,8	3176,9	1	4775	329939	8,31	4,104	217,1	3750,1
7	4058	258475	7,98	3,994	200,1	3186,9	2	4789	331374	8,32	4,106	217,4	3761,0
8	4070	259694	7,99	3,996	200,4	3196,9	3	4802	332813	8,32	4,108	217,7	3771,9
9	4083	260917	7,99	3,998	200,8	3207,0	4	4816	334255	8,33	4,110	218,0	3782,8
64,0	4096	262144	8,00	4,000	201,1	3217,0	5	4830	335702	8,34	4,111	218,3	3793,7
1	4109	263375	8,01	4,002	201,4	3227,1	6	4844	337154	8,34	4,113	218,7	3804,6
2	4122	264609	8,01	4,004	201,7	3237,1	7	4858	338609	8,35	4,115	219,0	3815,5
3	4134	265848	8,02	4,006	202,0	3247,2	8	4872	340068	8,35	4,117	219,3	3826,5
4	4147	267090	8,03	4,008	202,3	3257,3	9	4886	341532	8,36	4,119	219,6	3837,5
5	4160	268336	8,03	4,010	202,6	3267,5	70,0	4900	343000	8,37	4,121	219,9	3848,5
6	4173	269586	8,04	4,013	203,0	3277,6	1	4914	344472	8,37	4,123	220,2	3859,5
7	4186	270840	8,04	4,015	203,3	3287,8	2	4928	345948	8,38	4,125	220,5	3870,5
8	4199	272098	8,05	4,017	203,6	3297,9	3	4942	347429	8,38	4,127	220,9	3881,5
9	4212	273359	8,06	4,019	203,9	3308,1	4	4956	348914	8,39	4,129	221,2	3892,6
65,0	4225	274625	8,06	4,021	204,2	3318,3	5	4970	350403	8,40	4,131	221,5	3903,6
1	4238	275894	8,07	4,023	204,5	3328,5	6	4984	351896	8,40	4,133	221,8	3914,7
2	4251	277168	8,07	4,025	204,8	3338,8	7	4998	353393	8,41	4,135	222,1	3925,8
3	4264	278445	8,08	4,027	205,1	3349,0	8	5013	354895	8,41	4,137	222,4	3936,9
4	4277	279726	8,09	4,029	205,5	3359,3	9	5027	356401	8,42	4,139	222,7	3948,1
5	4290	281011	8,09	4,031	205,8	3369,6	71,0	5041	357911	8,43	4,141	223,1	3959,2
6	4303	282300	8,10	4,033	206,1	3379,9	1	5055	359425	8,43	4,143	223,4	3970,4
7	4316	283593	8,10	4,035	206,4	3390,2	2	5069	360944	8,44	4,145	223,7	3981,5
8	4330	284890	8,11	4,037	206,7	3400,5	3	5084	362467	8,44	4,147	224,0	3992,7
9	4343	286191	8,12	4,039	207,0	3410,8	4	5098	363994	8,45	4,149	224,3	4003,9
66,0	4356	287496	8,12	4,041	207,3	3421,2	5	5112	365526	8,46	4,151	224,6	4015,2
1	4369	288805	8,13	4,043	207,7	3431,6	6	5127	367062	8,46	4,152	224,9	4026,4
2	4382	290118	8,14	4,045	208,0	3442,0	7	5141	368602	8,47	4,154	225,3	4037,7
3	4396	291434	8,14	4,047	208,3	3452,4	8	5155	370146	8,47	4,156	225,6	4048,9
4	4409	292755	8,15	4,049	208,6	3462,8	9	5170	371695	8,48	4,158	225,9	4060,2
5	4422	294080	8,15	4,051	208,9	3473,2	72,0	5184	373248	8,49	4,160	226,2	4071,5
6	4436	295408	8,16	4,053	209,2	3483,7	1	5198	374805	8,49	4,162	226,5	4082,8
7	4449	296741	8,17	4,056	209,5	3494,2	2	5213	376367	8,50	4,164	226,8	4094,1
8	4462	298078	8,17	4,058	209,9	3504,6	3	5227	377933	8,50	4,166	227,1	4105,5
9	4476	299418	8,18	4,060	210,2	3515,1	4	5242	379503	8,51	4,168	227,5	4116,9
67,0	4489	300763	8,19	4,062	210,5	3525,7	5	5256	381078	8,51	4,170	227,8	4128,3
1	4502	302112	8,19	4,064	210,8	3536,2	6	5271	382657	8,52	4,172	228,1	4139,7
2	4516	303464	8,20	4,066	211,1	3546,7	7	5285	384241	8,53	4,174	228,4	4151,1
3	4529	304821	8,20	4,068	211,4	3557,3	8	5300	385828	8,53	4,176	228,7	4162,5
4	4543	306182	8,21	4,070	211,7	3567,9	9	5314	387420	8,54	4,177	229,0	4173,9

$n = 73$ bis $83,9$.

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	Um- fang	Kreis- Inhalt	n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	Um- fang	Kreis- Inhalt
73,0	5329	389017	8,54	4,179	229,3	4185,4	78,5	6162	483737	8,86	4,282	246,6	4839,8
1	5344	390618	8,55	4,181	229,7	4196,9		6178	485588	8,87	4,284	246,9	4852,2
2	5368	392223	8,56	4,183	230,0	4208,4		76194	487443	8,87	4,285	247,2	4864,5
3	5373	393833	8,56	4,185	230,3	4219,9		86209	489304	8,88	4,287	247,6	4876,9
4	5388	395447	8,57	4,187	230,6	4231,4		96225	491169	8,88	4,289	247,9	4889,3
5	5402	397065	8,57	4,189	230,9	4242,9	79,0	6241	493039	8,89	4,291	248,2	4901,7
6	5417	398688	8,58	4,191	231,2	4254,5		16257	494914	8,89	4,293	248,5	4914,1
7	5432	400316	8,58	4,193	231,5	4266,0		26273	496793	8,90	4,295	248,8	4926,5
8	5446	401947	8,59	4,195	231,9	4277,6		36288	498677	8,91	4,296	249,1	4939,0
9	5461	403583	8,60	4,196	232,2	4289,2		46304	500566	8,91	4,298	249,4	4951,4
74,0	5476	405224	8,60	4,198	232,5	4300,8		56320	502460	8,92	4,300	249,8	4963,9
1	5491	406869	8,61	4,200	232,8	4312,5		66336	504358	8,92	4,302	250,1	4976,4
2	5506	408518	8,61	4,202	233,1	4324,1		76352	506262	8,92	4,304	250,4	4988,9
3	5520	410172	8,62	4,204	233,4	4335,8		86368	508170	8,93	4,305	250,7	5001,5
4	5535	411831	8,63	4,206	233,7	4347,5		96384	510082	8,93	4,307	251,0	5014,0
5	5550	413494	8,63	4,208	234,1	4359,2	80,0	6400	512000	8,94	4,309	251,3	5026,6
6	5565	415161	8,64	4,210	234,4	4370,9		16416	513922	8,94	4,311	251,6	5039,1
7	5580	416833	8,64	4,212	234,7	4382,6		26432	515850	8,95	4,313	252,0	5051,7
8	5595	418509	8,65	4,213	235,0	4394,3		36448	517782	8,96	4,314	252,3	5064,3
9	5610	420190	8,65	4,215	235,3	4406,1		46464	519718	8,96	4,316	252,6	5076,9
75,0	5625	421875	8,66	4,217	235,6	4417,9		56480	521660	8,97	4,318	252,9	5089,6
1	5640	423565	8,67	4,219	235,9	4429,7		66496	523607	8,97	4,320	253,2	5102,2
2	5655	425259	8,67	4,221	236,3	4441,5		76512	525558	8,98	4,321	253,5	5114,9
3	5670	426958	8,68	4,223	236,6	4453,3		86529	527514	8,98	4,323	253,8	5127,6
4	5685	428661	8,68	4,225	236,9	4465,1		96545	529475	8,99	4,325	254,2	5140,3
5	5700	430369	8,69	4,227	237,2	4477,0	91,0	6561	531441	9,00	4,327	254,5	5153,0
6	5715	432081	8,69	4,228	237,5	4488,8		16577	533412	9,00	4,329	254,8	5165,7
7	5730	433798	8,70	4,230	237,8	4500,7		26593	535387	9,01	4,330	255,1	5178,5
8	5746	435520	8,71	4,232	238,1	4512,6		36610	537368	9,01	4,332	255,4	5191,2
9	5761	437245	8,71	4,234	238,4	4524,5		46626	539353	9,02	4,334	255,7	5204,0
76,0	5776	438976	8,72	4,236	238,8	4536,5		56642	541343	9,02	4,336	256,0	5216,8
1	5791	440711	8,72	4,238	239,1	4548,4		66659	543338	9,03	4,337	256,4	5229,6
2	5806	442451	8,73	4,240	239,4	4560,4		76675	545339	9,03	4,339	256,7	5242,5
3	5822	444195	8,74	4,241	239,7	4572,3		86691	547343	9,04	4,341	257,0	5255,3
4	5837	445944	8,74	4,243	240,0	4584,3		96708	549353	9,04	4,343	257,3	5268,1
5	5852	447697	8,75	4,245	240,3	4596,4	82,0	6724	551368	9,05	4,345	257,6	5281,0
6	5868	449455	8,75	4,247	240,7	4608,4		16740	553388	9,06	4,346	257,9	5293,9
7	5883	451218	8,76	4,249	241,0	4620,4		26757	555412	9,06	4,348	258,2	5306,8
8	5898	452985	8,76	4,251	241,3	4632,5		36773	557442	9,07	4,350	258,6	5319,7
9	5914	454757	8,77	4,253	241,6	4644,5		46790	559476	9,07	4,352	258,9	5332,7
77,0	5929	456533	8,78	4,254	241,9	4656,6		56806	561516	9,08	4,353	259,2	5345,6
1	5944	458314	8,78	4,256	242,2	4668,7		66823	563560	9,08	4,355	259,5	5358,6
2	5960	460100	8,79	4,258	242,5	4680,9		76839	565609	9,09	4,357	259,8	5371,6
3	5975	461890	8,79	4,260	242,9	4693,0		86856	567664	9,09	4,359	260,1	5384,6
4	5991	463685	8,80	4,262	243,2	4705,1		96872	569723	9,10	4,360	260,4	5397,6
5	6006	465484	8,80	4,264	243,5	4717,3	83,0	6889	571787	9,11	4,362	260,8	5410,6
6	6022	467289	8,81	4,265	243,8	4729,5		16906	573856	9,11	4,364	261,1	5423,7
7	6037	469097	8,81	4,267	244,1	4741,7		26922	575930	9,12	4,366	261,4	5436,7
8	6053	470911	8,82	4,269	244,4	4753,9		36939	578010	9,12	4,367	261,7	5449,8
9	6068	472729	8,83	4,271	244,7	4766,1		46956	580094	9,13	4,369	262,0	5462,9
78,0	6084	474552	8,83	4,273	245,0	4778,4		56972	582183	9,13	4,371	262,3	5476,0
1	6100	476380	8,84	4,275	245,4	4790,6		66989	584277	9,14	4,373	262,6	5489,1
2	6115	478212	8,84	4,276	245,7	4802,9		77006	586376	9,14	4,374	263,0	5502,3
3	6131	480049	8,85	4,278	246,0	4815,2		87022	588480	9,15	4,376	263,3	5515,4
4	6147	481890	8,85	4,280	246,3	4827,5		97039	590590	9,15	4,378	263,6	5528,6

$n = 84 \text{ bis } 94,9.$

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	Um- fang	Kreis- Inhalt	n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	Um- fang	Kreis- Inhalt
84,0	7056	592704	9,17	4,380	233,9	5541,8	89,5	8010	716917	9,46	4,478	281,2	6291,6
1	7073	594823	9,17	4,381	234,2	5555,0		68028	719823	9,47	4,475	281,5	6305,3
2	7090	596948	9,18	4,383	234,5	5568,2		78046	721734	9,47	4,476	281,8	6319,4
3	7106	599077	9,18	4,385	234,9	5581,4		88064	724151	9,48	4,478	282,1	6333,5
4	7123	601212	9,19	4,387	235,2	5594,7		98082	726573	9,48	4,480	282,4	6347,6
5	7140	603351	9,19	4,388	235,5	5607,9	90,0	8100	729000	9,49	4,481	282,7	6361,7
6	7157	605496	9,20	4,390	235,8	5621,2		18118	731433	9,49	4,483	283,1	6375,9
7	7174	607645	9,20	4,392	236,1	5634,5		28136	733871	9,50	4,485	283,4	6390,0
8	7191	609800	9,21	4,393	236,4	5647,8		38154	736314	9,50	4,486	283,7	6404,2
9	7208	611960	9,21	4,395	236,7	5661,2		48172	738763	9,51	4,488	284,0	6418,4
85,0	7225	614125	9,22	4,397	237,0	5674,5		58190	741218	9,51	4,490	284,3	6432,6
1	7242	616295	9,23	4,399	237,4	5687,9		68208	743677	9,52	4,491	284,6	6446,8
2	7259	618470	9,23	4,400	237,7	5701,2		78226	746143	9,52	4,493	284,9	6461,1
3	7276	620650	9,24	4,402	238,0	5714,6		88245	748613	9,53	4,495	285,3	6475,3
4	7294	622836	9,24	4,404	238,3	5728,0		98263	751089	9,53	4,496	285,6	6489,6
5	7310	625026	9,25	4,405	238,6	5741,5	91,0	8281	753571	9,54	4,498	285,9	6503,9
6	7327	627222	9,25	4,407	238,9	5754,9		18299	756058	9,54	4,500	286,2	6518,2
7	7344	629423	9,26	4,409	239,2	5768,4		28317	758551	9,55	4,501	286,5	6532,5
8	7362	631629	9,26	4,411	239,6	5781,8		38336	761048	9,56	4,503	286,8	6546,8
9	7379	633840	9,27	4,412	239,9	5795,3		48354	763552	9,56	4,505	287,1	6561,2
86,0	7396	636056	9,27	4,414	240,2	5808,8		58372	766061	9,57	4,506	287,5	6575,6
1	7413	638277	9,28	4,416	240,5	5822,3		68391	768575	9,57	4,508	287,8	6589,9
2	7430	640504	9,28	4,417	240,8	5835,9		78409	771095	9,58	4,509	288,1	6604,3
3	7448	642736	9,29	4,419	241,1	5849,4		88427	773621	9,58	4,511	288,4	6618,7
4	7465	644973	9,30	4,421	271,4	5863,0		98446	776152	9,59	4,513	288,7	6633,2
5	7482	647215	9,30	4,422	271,8	5876,6	92,0	8464	778688	9,59	4,514	289,0	6647,6
6	7500	649462	9,31	4,424	272,1	5890,1		18482	781230	9,60	4,516	289,3	6662,1
7	7517	651714	9,31	4,425	272,4	5903,8		28501	783777	9,60	4,518	289,7	6676,5
8	7534	653972	9,32	4,428	272,7	5917,4		38519	786330	9,61	4,519	290,0	6691,0
9	7552	656235	9,32	4,429	273,0	5931,0		48538	788889	9,61	4,521	290,3	6705,5
87,0	7569	658503	9,33	4,431	273,3	5944,7		58556	791453	9,62	4,522	290,6	6720,1
1	7586	660776	9,33	4,433	273,6	5958,4		68575	794023	9,62	4,524	290,9	6734,6
2	7604	663055	9,34	4,434	274,0	5972,0		78593	796598	9,63	4,526	291,2	6749,2
3	7621	665339	9,34	4,436	274,3	5985,8		88612	799179	9,63	4,527	291,5	6763,7
4	7639	667628	9,35	4,438	274,6	5999,5		98630	801765	9,64	4,529	291,9	6778,3
5	7656	669922	9,35	4,440	274,9	6013,2	93,0	8649	804357	9,64	4,531	292,2	6792,9
6	7674	672221	9,36	4,441	275,2	6027,0		18668	806954	9,65	4,532	292,5	6807,5
7	7691	674526	9,36	4,442	275,5	6040,7		28683	809558	9,65	4,533	292,8	6822,2
8	7709	676836	9,37	4,445	275,8	6054,5		38705	812166	9,66	4,536	293,1	6836,8
9	7726	679151	9,38	4,446	276,2	6068,3		48724	814781	9,66	4,537	293,4	6851,5
88,0	7744	681472	9,38	4,448	276,5	6082,1		58742	817400	9,67	4,539	293,7	6866,2
1	7762	683798	9,39	4,450	276,8	6096,0		68761	820026	9,67	4,540	294,1	6880,8
2	7779	686129	9,39	4,451	277,3	6109,8		78780	822657	9,68	4,542	294,4	6895,6
3	7797	688465	9,40	4,453	277,4	6123,7		88798	825294	9,69	4,544	294,7	6910,3
4	7815	690807	9,40	4,455	277,7	6137,5		98817	827936	9,69	4,545	295,0	6925,0
5	7832	693154	9,41	4,456	278,0	6151,4	94,0	8836	830584	9,70	4,547	295,3	6939,8
6	7850	695506	9,41	4,458	278,4	6165,3		18855	833238	9,70	4,549	295,6	6954,6
7	7868	697864	9,42	4,460	278,7	6179,3		28874	835897	9,71	4,550	295,9	6969,3
8	7885	700227	9,42	4,461	279,0	6193,2		38892	838562	9,71	4,552	296,3	6984,2
9	7903	702595	9,43	4,463	279,3	6207,2		48911	841232	9,72	4,553	296,6	6999,0
89,0	7921	704969	9,43	4,465	279,6	6221,1		58930	843909	9,72	4,555	296,9	7013,8
1	7939	707348	9,44	4,466	279,9	6235,1		68949	846591	9,73	4,557	297,2	7028,7
2	7957	709732	9,44	4,468	280,2	6249,1		78968	849278	9,73	4,558	297,5	7043,5
3	7974	712122	9,45	4,470	280,5	6263,2		88987	851971	9,74	4,560	297,8	7058,4
4	7992	714517	9,46	4,471	280,9	6277,2		99006	854670	9,74	4,561	298,1	7073,3

$n = 95$ bis $99,9$.

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	Um- fang	Kreis- Inhalt	n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	Um- fang	Kreis- Inhalt
95,0	9025	857375	9,75	4,563	298,5	7088,2	97,5	9506	926859	9,87	4,603	306,3	7466,2
1	9044	860085	9,75	4,565	298,8	7103,2		69526	929714	9,88	4,604	306,6	7481,5
2	9063	862801	9,76	4,566	299,1	7118,1		79545	932575	9,88	4,606	306,9	7496,9
3	9082	865523	9,76	4,568	299,4	7133,1		89565	935441	9,89	4,607	307,3	7512,2
4	9101	868251	9,77	4,569	299,7	7148,0		99584	938311	9,89	4,609	307,6	7527,6
5	9120	870984	9,77	4,571	300,0	7163,0	98,0	9604	941192	9,90	4,610	307,9	7543,0
6	9139	873723	9,78	4,573	300,3	7178,0		19624	944076	9,90	4,612	308,2	7558,4
7	9158	876468	9,78	4,574	300,7	7193,1		29643	946966	9,91	4,614	308,5	7573,8
8	9178	879218	9,79	4,576	301,0	7208,1		39663	949862	9,91	4,615	308,8	7589,2
9	9197	881974	9,79	4,577	301,3	7223,2		49683	952764	9,92	4,617	309,1	7604,7
96,0	9216	884736	9,80	4,579	301,6	7238,2		59702	955672	9,92	4,618	309,4	7620,1
1	9235	887504	9,80	4,580	301,9	7253,3		69722	958585	9,93	4,620	309,8	7635,6
2	9254	890277	9,81	4,582	302,2	7268,4		79742	961505	9,93	4,621	310,1	7651,1
3	9274	893056	9,81	4,584	302,5	7283,5		89761	964430	9,94	4,623	310,4	7666,6
4	9293	895841	9,82	4,585	302,9	7298,7		99781	967362	9,94	4,625	310,7	7682,1
5	9312	898632	9,82	4,587	303,2	7313,8	99,0	801	970299	9,95	4,626	311,0	7697,7
6	9332	901429	9,83	4,588	303,5	7329,0		19821	973242	9,95	4,628	311,3	7713,3
7	9351	904231	9,83	4,590	303,8	7344,2		29841	976191	9,96	4,629	311,7	7728,8
8	9370	907039	9,84	4,592	304,1	7359,4		39860	979147	9,96	4,631	312,0	7744,4
9	9390	909853	9,84	4,593	304,4	7374,6		49880	982108	9,97	4,632	312,3	7760,0
97,0	9409	912673	9,85	4,595	304,7	7389,8		59900	985075	9,98	4,634	312,6	7775,6
1	9428	915499	9,85	4,596	305,1	7405,1		69920	988048	9,98	4,635	312,9	7791,3
2	9448	918330	9,86	4,598	305,4	7420,3		79940	991027	9,99	4,637	313,2	7806,9
3	9467	921167	9,86	4,599	305,7	7435,6		89960	994012	9,99	4,639	313,5	7822,6
4	9487	924010	9,87	4,601	306,0	7450,9		99980	997003	9,99	4,640	313,9	7838,3

BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW

Wasserröhren-Kessel

mit patentierter rauchloser Feuerung und Patent-Dampfentwässerungsapparat.

Kein Rauch.



Garantie für raschreinen Betrieb, für 0—10fache Verdampfung. — Grösste Kohlenersparnis. — Verdampfungsvorrichtung können jederzeit an querschnittsbetrieblichen Kessel jeder Art.

Wasserröhrenkessel mit Planofenfeuerung

Kessel jeder Art.

Dampfüberhitzer,
höchste Leistungsfähigkeit abstellbar, kann an bestehenden Anlagen angebracht werden

Beste Referenzen. — Mässige Preise.

Unter anderem geliefert an: Königliche Pulverfabrik, Hanau, 2000 qm; Gesellschaft für Lind's Eisenarbeiten, Wiesbaden, ca. 2000 qm; Electr.-Akt.-Ges., vorm. W. Lahmeyer & Co., Frankfurt a. M., 3150 qm; Allg. Electr.-Ges., Berlin, 1020 qm; Gebr. Sulzer, Winterthur, 803 qm.

Elektr.-Akt.-Ges. vorm. Schuckert & Co., Nürnberg, 1290 qm und sonstige erstklassige Firmen. Export.

Göhrig & Leuchs'sche Kesselfabrik, A.-G., Darmstadt.

R. Trenck, Erfurt

fertigt
Regulatoren
mit Drosselventil



für Dampfmaschinen unter Garantie für gleichmässigen Gang unter den verschiedensten Belastungen.

Technikum Neustadt i. Meckl.
Eilbert Lohmann, Elgershausen
A.M.E. Tschudi, Wernitzsch
Rudolf Drehschütz

Uebersicht: 1. B.M. Projekt 20 H. Progr. 100
Maschinenbau, Elektrotechnik, Maschinenbau- u. Turbinen.

Transmissionen.

Theodor Wiede's Maschinenfabrik

Aktiengesellschaft
Chemnitz i. Sa.

Gegründet 1837
ca. 600 Arbeiter

Zugel- und Zerkleinerungsmaschinen.



Feder-Regulatorensystem Tolla D. R. Patente.

Liefert in erstklassiger Ausführung:

Dampfmaschinen für Heissdampf in liegender und stehender Anordnung bis zu den grössten Dimensionen.

Spinnereimaschinen.



H. PAUCKSCH, A.-G., Landsberg a. W.



Zweigniederlassung Berlin NW., Luisenstr. 30. Bureau Bromberg, Bahnhofstr. 50. Bureau Brestlau, Hofstr. 98.

Ein-, Zwei- und Dreiflammrohrkessel

mit Sicherheits-Stufenfeuerrohren und zwangläufigem Wasserrumlauf D. R. P. per 1 qm Heizfläche a. Stunde 30 kg überhitzter Dampf bei 70—75% Nutzeffekt. Bis zu 140 qm Heizfläche 12 Atm.

Wasserrohrkessel

18—20 kg Dampf pro qm Heizfläche u. Stunde, 70—75% Nutzeffekt

mit Dampf-Überhitzer D. R. P.

Doppelkessel

mit Stufenfeuerrohren u. Rauchrohren im Oberkessel.

Axer-Feuerungen D. R. P.

mit mechanischer Kohlen-Zerkleinerung. Absolut rauchlose Verbrennung u. bedeutende Kohlenersparnis.



Bisher über 2000 Stück Stufenrohrkessel geliefert.

Lokomobil-, Lokomotiv- u. Schiffskessel.

Kataloge und Kostenanschläge kostenfrei. — Vertreter gesucht.



Spezialfabrik der Ersten Süddeutschen Manometerbau-Anstalt und Federtriebwerk-Fabrik

J. C. ECKARDT,
CANNSTATT-STUTTGART 20.

Manometer aller Art,
Thermometer, Pyrometer, Zugmesser,
Kolbenwassermesser für Dampfkessel
(verbessertes System Knudsen)
Referenzen von Behörden und ersten Firmen.

Neu! Patent- Neu!
Druckregler für Abdampfheizungen.

Einfachste Konstruktion. Größte Betriebsicherheit.
Man verlange Prospekte.



Gebr. Howaldt's

selbst-wirkende
Metall-packerung
für alle Sorten u. Stoffe
Bereits über
50 000
in Betrieb
bei Dampf-
maschinen und
Fabriken
näherer Details
Prospekte bei



Howaldtwerke Kiel.

Vertreter für Linsen, Brenner, J. L. in Lüneburg, V. v. Sauer, K. v. Sauer

Technikum Lemo i. L.

Bau-, Maschinenbau, Ziegelei, Steinmetz-, Holzerschule, Baugewerkschule, Bauwesen, Maschinenbau, in 1883 in Verbindung mit vier anderen Ing. Dingen

WEGELIN & HÜBNER, Akt.-Ges.,
und ihre Abteilung
VAASS & LITTMANN, Halle a. S.
liefern als Spezialität:

**Dampfmaschinen, Einzylinder u. Compound
Pumpen, Luftpumpen, Filterpressen
Eis- und Kühlmachines** etc.
für alle möglichen Zwecke.

It. Referenzen.

Technikum der freien Hansestadt **Bremen.**

Aufnahmebedingungen: Volksschulbildung u. praktische Tätigkeit. Bei Einjährigenerhebung wird Vorwissen überprüften

A. Baugewerkschule für Hoch und Tiefbau
Alle Tiefbauklassen Sommer und Winter
B. Höhere Maschinenbauschule. C. Höhere Schiffbauschule.
D. Seemaschinenschule. E. Gasmasterschule.

Neues grosses Schulgebäude mit best ausgestatteten Laboratorien. Grosses Maschinenlaboratorium für Versuche mit allgemeiner elektrischer Kraftanlage im Bau - Programm bestimmt durch die Kanäle.

Der Direktor, Prof. Walther Lange.

Die besten Speise-Pumpen

mit gleichmässiger Wasserförderung und alle anderen Wasser- und **Luftpumpen, Luftcompressoren** für jeden Zweck in ersklassiger Ausführung u. modernster Construction.

Maschinenbau A. D. Balcke
Abt. Maschinenfabrik
Frankenthal (Pfalz).



Koch, Bantelmann & Paasch
Magdeburg-Buckau
bauen als Spezialität:



Elektrisch angetriebene **Wasserpumpen** für grössere Leistungen.

■ **Gebr. Meer, M.-Gladbach.** ■

Dampfmaschinen,
liegend, stehend, Ein-, Zwei- und Dreuzylinder-Maschinen



Ventilsteuerung Patentpatent

D. R.-P. System Lentz

absolut geräuschlos, ruhiger Gang, keine Ventilspindelstopfbüchsen, einfachste und zuverlässigste Steuerung der Dampfkraft. Für jeden Betrieb geeignet. Gestattet hohe Tourenzahlen.

Ausserdem: **Maschinen m. Kolben- u. Flachschiebersteuerung. — Pumpwerke. — Moderne Transmissionsen jeder Stärke. — Schmiedebrenne Riem-scheiben. — Uebernahme ganzer Anlagen.**

Maschinenfabrik BADENIA
vorm. Wm. Platz Söhne, A.-G.
Weinheim (Baden)



empfehlen als sparsamste, leistungs-fähigste u. dauerhafteste Dreibockmaschinen für alle Zwecke, unübertroffen in Bezug Ausführung und Ausstattung

Lokomobilen, Pat.-Heissdampf-Lokomobilen.

Vorzügliche Zeugnisse, Kataloge und Referenzen zu Diensten

FRITZ VOSS,
Maschinenfabrik, Cöln-Ehrenfeld.

Dampfmaschinen aller Systeme,



liegend u. stehend, von 10-80 Pferdekraft, vorrätig oder doch schnell lieferbar.

Ferner empfehle ich mich zum Bau von Dampfzylinder- und Abtriebs- u. Schieberflächen an Ort u. Stelle mittelst geeigneter Apparate

ohne wesentliche Betriebsörung.

Geschäftsempfehlungen.

Behufs Aufnahme von Anzeigen in die Haederschen Bücher wende man sich an

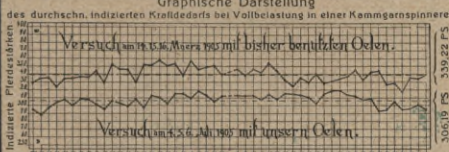
Herm. Haeder, Duisburg a. Rh.

HEINRICH LANZ * MANNHEIM.
LOKOMOBILEN, fahrbar und stationär, für
Satt u. Heißdampf
 — D. R. P. —
 Bewährte Konstruktion! 1905: Goldene Medaille.
 Ueber 16000 Stück verkauft.



Kleemann's
Hochdruck-
 Stopfbüchsen-Packung
„Excelsior“
 — D. R. P. —
 Gustav Kleemann
 Hamburg 1

Je grösser die Reibung, desto höher der Kraftverbrauch.
 Graphische Darstellung
 des durchschn. indizierten Kraftbedarfs bei Vollbelastung in einer Kammgarnspinnerei.
 Versuch am 1. u. 2. März 1905 mit bisher benutzten Ölen.
 Versuch am 2. u. 3. März 1905 mit Vacuum Oil.
 Indizierte Prodezessähren
 339,22 PS im Mittel.
 306,19 PS im Mittel.
 Zeitintervalle der Indizierungen.
 Differenz des indizierten Kraftverbrauchs: 33,03 PS. Kraftersparnis: 9,7%
 Mit näherer Auskunft und Vorschlägen für die Einrichtung einer technisch vollkommenen und billigen Schmieröl-Station stehen zur Verfügung
Deutsche Vacuum Oil Company
 HAMBURG, Klosterburg.



Steinle & Hartung
Quedlinburg.
 Spezialität:
Regulatoren.
 Geegründet 1877.
 Die Ernte 1905 geliefert: ca. 20 000 Stück.
 Feinmechanik 1905 enthält:
 75 Regulatoren zur direkten Beeinflussung der Steuerung,
 98 Regulatoren auf Drosselventil montiert.
 Thüringisches
Technikum Jümenan
 Maschinen- u. Elektrotechnik Abteil.
 Lehranstalt, Technik- u. Werkmeister
 Lehrfabrik



Gegründet 1839.
 Telegr.-Adresse:
Marienhütte Cainsdorf.
 Telefon 39 u. 104
 Amt Zwickau.
Königin Marienhütte
 Aktiengesellschaft
Cainsdorf in Sachsen.
 Abteilung Maschinenbau-Anstalt.
 Ca. 2000 Beamte u. Arbeiter.
 Güterstation Zwickau.
 Reichsbank-Girokonto.

Kompressoren und Vakuumpumpen
 mit höchstem Wirkungsgrad, ein- und mehrstufig, für Dampf-, Elektro- und Riemenantrieb, mit selbsttätiger Ein- und Ausschaltung (D. R.-P. a.). Unberührt in bezug auf Leistungsfähigkeit, sparsamen Kraftbedarf, ruhigen Gang.
Geräuschlose Ventilatoren bis zu den grössten Dimensionen.
Dampfmaschinen stehend u. liegend, mit Schieber- u. Ventilsteuerung, in jeder Grösse u. für alle Betriebe.
Fördermaschinen und Förderhaspel mit Dampf-, Luft- und elektrischem Antrieb.
Abteilung Brückenbau-Anstalt. Eiserne Brücken, Überführungen, Hochbauten, Hallen, Dachkonstruktionen, komplette Lokomotivwerkstätten, Heizhäuser, Hochbehälter und dergl., Beton-Eisenkonstruktionen mit Welleneisen-Einlage D. R.-P.
 — Stahlwerk. — Walzwerk. — Giessereien. —



Zweistufiger Einzylinder-Tandem-Dampfkompresseur mit Rohrwasserkühler Mod. K. D.

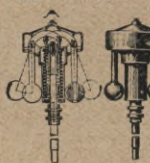
Wasserstandsrohren:

aus Sauer Glas
Verbund-Rohrglas u. Duraxglas
von hochsteigender
Widerstandsfähigkeit



Glaswerk
SCHOTT & GEN. Jena

Man verlange Liste.



R. Trenck
Erfurt

Maschinenfabrik u. Eisengiesserei

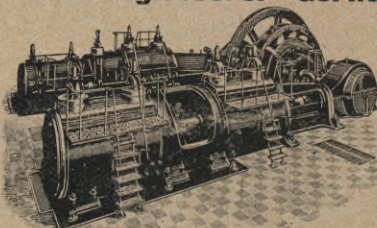
fertigt als Spezialität:

Regulatoren

für Dampfmaschinen von bisher unerreicher Verstellkraft und Gleichförmigkeit

Man verlange Preislisten.

Aktiengesellschaft Görlitzer Maschinenbau-Anstalt und Eisengiesserei · Görlitz.



Telegramm-
Adresse:
„Maschinenbau“.

Fernsprecher
Nr. 138.

GMA-Dampfmaschinen

Beratende Vertreter in: Berlin, Breslau, Cassel, Danzig, Düsseldorf, Hamburg, Hannover, Jena, Leipzig, Stuttgart — St. Petersburg, Moskau, Charkow, Kiew, Lodz, Rostow a. Don, Warschau — Helsingör — Stockholm.

Aug. Reuschel & Co., Schlotheim i. Th.
Mechanische Weberei — Technische Gewebe

liefern als Spezialität:

Patent-Kamelhaar-Treibriemen
mit harten, in sich selbst verbundenen Kanten.
Elevator-Transportgurten und Hantschläuche.



Selbst-
spann-
de, guss-
eisern

Kolbenringe

nach
neuem
Ver-
fahren

von 800 mm Durchmesser an aufwärts.
Einzige Art u. Weise, um absolut runde Ringe zu erzielen. — Größte Elastizität u. Sicherheit gegen Bruch. — Vorrätliches Material. — Tadellose Ausführung. — Preise niedriger als bei gewöhnlicher Herstellung. Verlangen Sie Preisliste.
Gustav Maack, Maschinenfabrik, Köln-Ehrenfeld 5.

SCHÜCHTERMANN & KREMER MASCHINENFABRIK * DORTMUND

liefern

Präzisions-Dampfmaschinen

in jeder Größe, Einzylinder-, Zwillings-, Verbund- und Tandem-Maschinen, mit neuer Collmann-Steuerung D. R. P., sowie mit Rider-Expansions- u. vollständig entlasteter Kolben-Schiebersteuerung, unter Garantie für vorzügl. Leistung u. geringsten Kohlenverbrauch.

Luftcompressoren mit Oelkatarakt-Steuerung,
Patent Collmann,

ausgeführt bis zu 8000 cbm stündlicher Luftansaugung.

Düsseldorf 1902: **Goldene Ausstellungsmedaille, Goldene Staatsmedaille.**

Gebr. Meer, M.-Gladbach.
Kompressoren
 mit Ventilen Patent „Hoerbiger“.

Regulatoren
 System Dreyschardt.

Anleitung u. Reparatur
 kostenlos auf Anfrage



Vorteile: Unverwundlichkeit durch Gewindeverstellung, regulierbare, geringste Eigenleistung, Tausende im Betrieb.
C. F. Pils, Chemnitz
 Hauptstrasse 6-7.

Dampfdruckreduzierventile.



Reduktionen beliebig, beständige, schubstetige, raschomnierte, Feinverstellung des Kesselsatzes, Ueberlastungsvermeidung, -1 Wasser auf Probe, Gasentlastung, Zurücknahme, Fließliche Ventiltreiber, gesteuert durch KELLER & CO., Chemnitz 18, Armaturenfabrik.

Technikum Bingen

Maschinenbau u. Elektrotechnik Abteil.
 Für Ingenieur-, Techniker- u. Werkmeister-
 Chemiefachkurse.
 Progr. fest.

Zinkätzungen
u. Autotypien

liefert in vorzüglichster Ausführung - schnell und billig die Reproduktions-Anstalt von

L. Schwann in Düsseldorf.



GOETZE's elastische Kupferdichtungsringe

seit Jahren in den bedeutendsten Werken eingeführt, dauerhaftestes und bestriebswiderstandsfähigstes Dichtungsmaterial f. Dampfrohre, Maschinen u. Vorrichtungen jeder Art.

Kupferdraht für Dichtungsringe in jedem gewünschten Profil.

Weltausstellung St. Louis 1904: Goldene Medaille.

Dampf-, Wasser- und Luftleitungen der Weltausstellung St. Louis 1904 wurden mit Goetze's Metallringdichtungen verdrichtet.

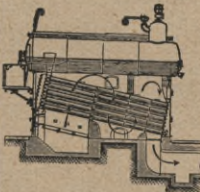
Friedrich Goetze, B. Kolo u. Bk.
 Grösste Fabrik für Kupfer- und Metallringdichtungen.

Ueberhitzer
 für alle Kesselsysteme
Hydraulische Nietung

DÜRR-KESSEL
 für Land- u. Schiffszwecke.

Ueberhitzer
 für alle Kesselsysteme
Hydraulische Nietung

Weltausstellung Paris 1900: 1 goldene Medaille - 2 silberne Medaillen.



Lochboiler

Röhrendampfkessel

bestärkter Konstruktion, mit vollständig getrennter Wasser- und Dampf-Cirkulation.

Patentiert in allen grösseren Staaten Europas.

Referenzen erster Firmen.

Eingeführt bei der Kriegs- und Handelsmarine.

Speiswasser-Vorwärmer

patentierter Konstruktion in allen Grössen bei höchstem Nutzeffekt.

Wasserreiner „System Breda“

Anstellung Düsselndorf 1902: Silberne Medaille.

Düsseldorf-Ratinger Röhrenkesselabrik

vorm. Dürr & Co.

In Ratingen bei Düsseldorf.

Grösste und leistungsstärkste Röhrenkesselabrik Deutschlands.



Lochboiler, Typus für Kriegsschiffe.

Höchste Auszeichnung der Düsseldorf-er Ausstellung 1902 Goldene Medaille.



Rheinische Dampfkessel- u. Maschinen-Fabrik Büttner,

G. m. b. H.

Uerdingen am Rhein.

Dampfkessel und Apparate.
 Eisengiesserei. Blechschweisserei.



Kommandit-Gesellschaft für Pumpen- und Maschinenfabrikation W. Garvens.
 Garvenswerke zu **Wülfel** vor Hannover.

Expresspumpe „Garvenswerke“

8. R.-P. Nr. 127501 und Auslandspatente.

Ventile (Ringventile, Patente in verschiedenen Staaten) sofort zugänglich.

Ausführung: Einfachwirkend, Zweifachwirkend, Vierfachwirkend

Schnellläufer

zur direkten Kupplung

mit Gas-, Petroleum-, Spiritus- usw. Motoren, sowie mit langsam laufende Elektromotoren

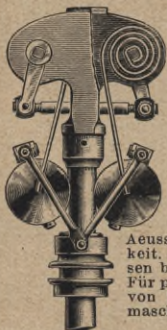
oder zu Riemenbetrieb ohne Zwischenvorlage

— durch rasch laufende Elektromotoren.

Normale Geschwindigkeit 250 Umdrehungen per Minute, unter günstigen Umständen zu steigern bis zu 450 Umdrehungen per Minute.



Federregulatoren



mit gelenk-
loser
Aufhängung
d. Schwung-
gewichte.

D. R. P.
Nr. 90824.

Äusserste Empfindlich-
keit. Sehr geringe Mas-
sen bei grosser Energie
Für präzise Regulierung
von Turbinen, Dampf-
maschinen, Gasmotoren
usw.

Dampf- überhitzer

erprobter und bestbe-
währter Konstruktion
und Ausführung

Kondensstöpfe

vorzüglichst bewährter
Konstruktion

fertigen und liefern

C. E. ROST & Co.

Dresden A IV 211.

Lichtpauspapiere

nach neuestem Verfahren hergestellt, von vor-
züglicher Qualität und **schnellkopierend**.

Prima Qualität:	75 cm breit	100 cm br.
Positiv mit Wasserbad, dick	Mk. 3,35	Mk. 4,60
Positivpapier, unzertrenn- lich, auf Leinen geklebt	„ 15,—	„ 20,—
Negativ, extra dünn	„ 1,40	„ 1,90
Negativ, dick	„ 1,75	„ 2,35

Bei vier Rollen franko.

Pauspapiere, Pausleinen, Zeichenpapiere.
Lichtpausapparate (auch mit elektrisch. Licht).

C. Rob. Lohmann, Abt. B, G. m. b. H.

Westhofen 144 i. Westf.



*Ausführliche Preislisten auf
Anfrage gratis und franko.*

*— Höchste Rabatte —
Kürzeste Liefertermine*

Elektromotorenwerke Heidenau
G. m. b. H., HEIDENAU, Bez. Dresden.

*Gleichstrom- } Dynamos
Drehstrom- } und
Wechselstrom- } Motoren
Anlasser und Regulatoren*

*Spezialität :
Motoren mit vertikaler Welle.*

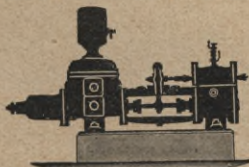


Klein's Original-Unapumpen.

Schwungradlose Dampfmaschinen. Zentrifugalpumpen.



Großer Vorrat.



(6238)



Glänzende Zeugnisse.

Klein, Schanzlin & Becker

Frankenthal (Rheinl.)



Zweig-Bureau: **BERLIN SW. 68**, Lindenstrasse 3.

Oberschlesische Kessel-Werke

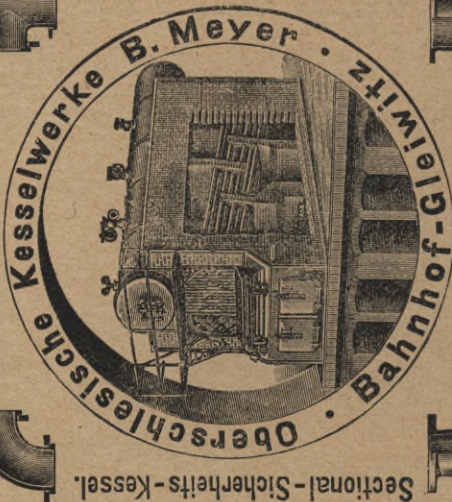
B. MEYER, G. M. B. H., GLEIWITZ.

Wasserröhren - Dampfessel.



Spezialitäten:

1. **Zirkulations-Wasserrohrkessel** bis 400 qm Heizfläche und 15 Atm. Betriebsdruck.
2. **Sektional-Sicherheitsröhrenkessel**, unter bewohnten Räumen aufstellbar, bis 150 qm.
3. **Zirkulations-Siederkessel** (Batterieessel) bis 250 qm u. 15 Atm. Betriebsdr.
4. **Dampfüberhitzer** (D. R. P. und Auslandpat.) aus nahtlosen Rohrschlangen mit \oplus Querschnitt und Drall, mit eigener Feuerung oder eingebaut in die Kesselzüge, für alle Kesselsysteme verwendbar.
5. **Dampfessel - Feuerungen** für jedes Brennmaterial, speziell rauchlose Feuerungsanlagen.
6. **Schweissarbeiten aller Art**, als **Röhren** und Rohrfassons für Gas-, Wasser- und Dampfleitungen bis 2 Meter Durchm. **Bohrröhren**, Transportgefäße, Reortorten, Windkessel, Masten, Raaren usw.



Sectional-Sicherheits-Kessel.

Schweissarbeiten aller Art.



Dampf-Ueberhitzer.

Zweig-Bureau: **BERLIN SW. 68**, Lindenstrasse 3.

Eugen Blasberg & Co., Düsseldorf

Abteilung:

Kondensation

liefert:

Oberflurkaminkühler
 Unterflurkaminkühler
 Ventilator Kühler
 Gradierwerke

für mittlere und tiefe Abkühlung in Holz, Eisen oder Betonkonstruktion. Der Einbau erhält profilierte Kühllatten ohne Nagelung, daher höchste Lebensdauer und leichteste Demontage.

Einbau für Gas-Wascher und -Reiniger in Holz.

Abdampftöler zur Wiedergewinnung vollständig ölfreien Kondenswassers für Einzel- und Zentralkondensationen usw.

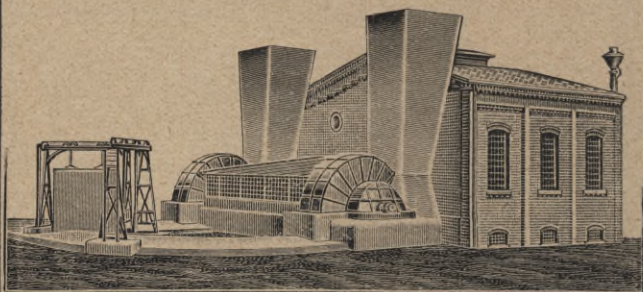
Oberflächen- u. Mischkondensatoren sowie kompl. Zentralkondensationen für normales und sehr hohes Vakuum unter Garantie in jeder Grösse. Zahlreiche Anlagen nach unseren bewährten Systemen im Betrieb und Bau im In- und Ausland.

≡ Feinste Referenzen ≡ Billige Preise ≡ Kurze Lieferzeiten. ≡

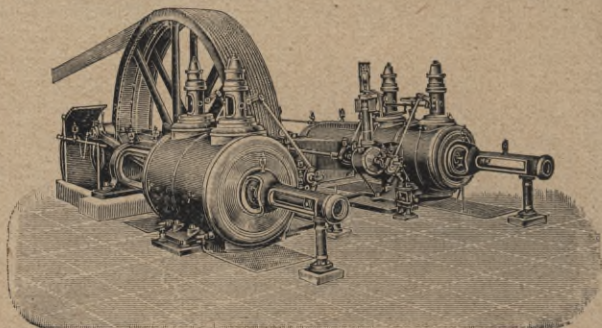
R. W. Dinnendahl Akt.-Ges.

Kunstwerkerhütte bei Steele a. d. Ruhr.

Abt. I. Ventilatoren Patent Capell für Gruben und alle anderen industriell. Zwecke.



Abt. II. Dampfmaschinen modernster Konstruktion, mit Präzisions-Ventil- und Schiebersteuerung.



Abt. III. Bergwerks-Maschinen und -Apparate.

Ferner:

Zentrifugalpumpen — Pumpen und Gebläse Patent Bibus — Streckenförderungen — Wendelrutschen für Mühlen — Eisenkonstruktionen usw. usw.

Anlagen für Hochofengasreinigung.

Quiri & Cie.

Maschinenfabrik

Schiltigheim i. Elsass

liefern als Spezialität:

Eis- u. Kühlmaschinen

für Brauereien, Bierdepots, Wurstfabriken,
Fleischereien, Wildhandlungen usw. usw.

Moderne Dampfmaschinen

Kondensationsanlagen.

Zweigniederlassung:

Köln a. Rh., Friesenplatz 19.

An 700 Anlagen. Prima Referenzen.

Weitgehendste Garantien.

Maschinenfabrik Germania

vorm. J. S. Schwalbe & Sohn

Chemnitz in Sachsen

Spezialitäten:

Dampfmaschinen

jeder Grösse und Konstruktion

Dampfkessel u. Überhitzer

Eis- und Kühlmaschinen

für alle Kältezwecke

Mälzerei-, Brauereianlagen

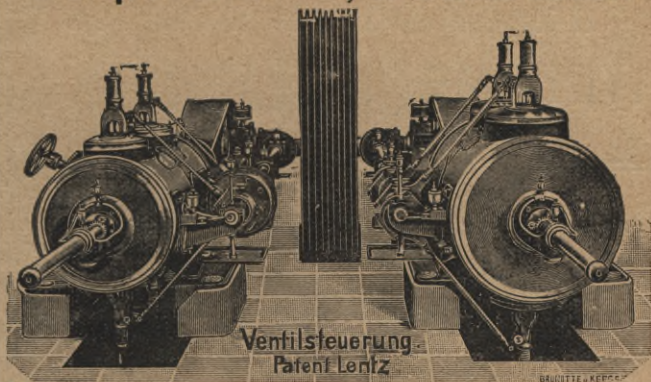
Maschinen für Holz-Schleifereien,
Pappen-, Papier- u. Zellulosefabriken

Turbinen, Transmissionen

Pumpen ≡ Rohrleitungen

Gebr. Meer, M.Gladbach.

Dampfmaschinen, liegend, stehend, Ein-, Zwei- und Dreizylinder-Maschinen.



Kompressoren mit Ventilen Patent „Hoerbiger“.

HERMANN MEUSSER

Berlin W. 35 g, Steglitzerstr. 58.



Spezialbuchhandlung
≡≡≡ für Technik ≡≡≡



ist bestrebt, durch solide, kulante und schnelle Bedienung ihren Kundenkreis zu erweitern. Zur Erleichterung der Anschaffung werden **monatliche Teilzahlungen** in der Höhe des zehnten Teiles des Kaufpreises eingeräumt.

Vollständiges Lager. Allerneueste Auflagen.
Fachkatalog gratis. — Portofreie Sendung.

ALFRED GUTMANN

Aktiengesellschaft für Maschinenbau

OTTENSEN-HAMBURG

erzeugt als Spezialitäten:

Sandstrahlgebläse

(Patent-Drucksystem)

Hebezeuge aller Art



Pumpen und Gebläse

Formmaschinen

Reform-Riemscheiben

Wasserfilter

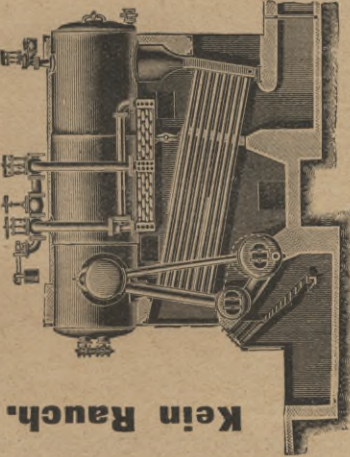
Enteisenungsanlagen

 Erstklassige Referenzen. 

Wasserröhren-Kessel

mit patentierter rauchloser Feuerung und Patent-Dampfentwässerungsapparat.

Garantie für rauchfreien Betrieb, für 9—10 fache Verdampfung. — Grösste Kohlenersparnis. — Verdampfungsversuche können jederzeit an unserem Betriebskessel vorgenommen werden.



Kein Rauch.

Wasserröhrenkessel mit Planrostfeuerung.

=====
Kessel jeder Art. =====

Dampfüberhitzer,

höchste Leistungsfähigkeit, abstellbar, kann an bestehenden Anlagen angebracht werden.

Beste Referenzen. — Mässige Preise.

Unter anderen geliefert an: Königliche Pulverfabrik, Hanau, 2000 qm; Gesellschaft für Linde's Eismaschinen, Wiesbaden, ca. 2000 qm; Elektr.-Akt.-Ges., vorm. W. Lahmeyer & Co., Frankfurt a. M., 3159 qm; Allg. Elektr.-Ges., Berlin, 1020 qm; Gebr. Sulzer, Winterthur, 863 qm; 1290 qm und sonstige erstklassige Firmen. **Export.**

Elektr.-Akt.-Ges. vorm. Schuckert & Co., Nürnberg,

Göhrig & Leuchs'sche Kesselfabrik, A.-G., Darmstadt.

Spezialität seit etwa 27 Jahren.

**Nur das Gute
bricht sich Bahn.**



**Nur das Gute
bleibt bestehen.**

**Reuschels Original-
Kameelhaar-Riemen**

mit in sich verwebten, extra nach innen und aussen gehärteten (nicht nur äusserlich geschwärtzten) Kanten

☞ einzig in seiner Art. ☜

Reuschels Kameelhaar-Riemen sind lieferbar bis zu 1200 mm Breite und einer Kraftleistung bis zu 1000 Pferden. Ganz besonders zu Hauptantrieben zu empfehlen.

Beständiges grosses Lager in allen Breiten bis zu 800 mm.

Gewebte Baumwoll-Riemen nach Art der Kameelhaar-Riemen gewebt.

Gewebte Baumwoll-Riemen nach englischer Webart.

Baumwolltuch-Riemen in ganz vorzüglicher Qualität mit besonders kräftigen Nähten.

Schwedische Baumwoll-Riemen vorzüglicher Riemen für leichten Betrieb.

Endlos gewebte Kameelhaar-Riemen für Dynamos und Elektromotoren.

Endlos gewebte Baumwoll-Riemen für Zucker- und Milch-Zentrifugen etc.

Hanfschläuche roh, gegerbt und imprägniert.

Hanfbindfaden und Hanfgarngurten zu Elevatoren, Transporteuren, Fahrstühlen etc.

Aug. Reuschel & Co., Schlotheim

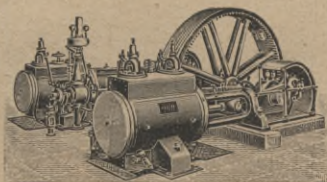
Mechanische Weberei technischer Gewebe.

Beste Bezugsquelle für Wiederverkäufer.

Solideste Preise. — Streng reelle Waren.

Erfurter Maschinen-Fabrik Franz Beyer & Co., Erfurt.

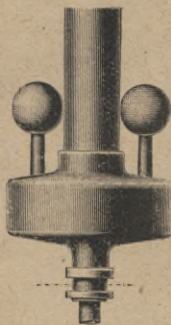
Dampfmaschinen
bis 2000 PS.



**Kompressoren.
Vakuumpumpen.
Nassluftpumpen.**

Beyers
Feder-Regulatoren

von höchster Regulier-
fähigkeit. — Unübertroffen



in bezug auf Empfindlich-
keit u. geringe Eigenreibung.

Herm. Haeder

— Zivil-Ingenieur —

Technischer Berater industrieller Werke

Duisburg a. Rh.

Leistungsfähiges Konstruktionsbureau.

Gutachten

in allen Angelegenheiten des Maschinenbaues.

Kostenloser Nachweis

leistungsfähiger Maschinen-Fabriken.

☞ Bezugsquellen - Vermittelung. ☞

96-9

B-96

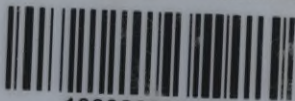
1/2 26

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



I-301745

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



10000295853