

Biblioteka Główna i OINT  
Politechniki Wrocławskiej



100100219015

N 781

m

**Archiwum**

Zweite Auflage und Konstruktions

# Maschinentechnik

W. Reber - A. Pfeiffer

A. Pfeiffer



Berechnung und Konstruktion

der

# Maschinenelemente.

Herausgegeben

von

*Rebber*  
**W. Rebber** und **A. Pohlhausen.**

Neunte, unveränderte Auflage

bearbeitet von

*Rebber*  
**A. Pohlhausen,**

*Rebber*  
Dipl.-Ingenieur.



Mittweida.

Polytechnische Buchhandlung (R. Schulze).

1921.

*1921. 193.*



---

Alle Rechte, besonders das der Übersetzung in fremde Sprachen, vorbehalten.

---



351221 L/1

inv. 25761

## Vorwort zur 8. Auflage.

Die vorliegende Auflage des Buches ist eine Kriegsausgabe. Sie ist entstanden unter den schlimmen Wirkungen, die der Weltkrieg für den Verlag brachte: Schwierige Beschaffung des Papiers zu Preisen, die fünfmal so hoch als zu Friedenszeiten sind, und Steigerung der Druckkosten um das Zwei- bis Dreifache. Die Herausgabe zu einem noch annehmbaren Preise\*) ließ sich deshalb nur bei vereinfachter Herstellung der Tafeln ermöglichen. Sie zeigen sich jetzt nicht mehr in materialfarbigem Buntdruck, sondern in nur schwarzer Ausführung mit schraffierten Querschnitten, wodurch die Deutlichkeit aber nicht gelitten hat.

Mit der neuen Auflage ist eine teilweise Neubearbeitung und Erweiterung des Textes und der Tafeln, sowie eine vollständige Durchsicht beider verbunden worden. Umgearbeitet und erweitert wurden im Texte namentlich die Berechnung der Niet- und Schraubenverbindungen, die Reibungskupplungen, Ein- und Ausrücker, Riemen- und Seilspannungen. Von den Tafeln sind die Schrauben, Schraubensicherungen, Querkeilverbindungen, festen Kuppelungen, Ein- und Ausrücker, Riemscheiben, Riemenleiter ganz neu entworfen, bei vielen anderen einzelne Figuren durch bessere und gebräuchlichere Ausführungen ersetzt worden. Die deutschen Industrie-, Handelsschiff- und Marinennormen fanden, soweit sie vorlagen, Berücksichtigung.

Der Verlagsbuchhandlung spreche ich meinen besonderen Dank aus sowohl für die Bereitwilligkeit, mit der sie unter den jetzigen schwierigen Verhältnissen an eine neue Auflage herantreten ist, als auch für die Mühe und Arbeit, der sie sich dabei unterzogen hat.

\*) Die „Beilage“ konnte aus diesem Grunde der neuen Auflage auch nicht beigegeben werden. Die Verlagsbuchhandlung hat aber von der vorigen Auflage noch eine Anzahl solcher „Beilagen“ vorrätig, die zum Preise von 1,50 Mark pro Stück von ihr bezogen werden können. Sie enthalten: Tabellen der Potenzen, Wurzeln, Logarithmen, Kreisfunktionen, Bogenlängen, Bogenhöhen, Trägheits- und Widerstandsmomente. Gewichtstabellen. Deutsche Normalprofile für Walzeisen. Kesselböden. Zulässige Materialspannungen.

Oberlößnitz, im Juli 1919.

A. Pohlhausen.





## Inhalt.

	Seite	Seite
<b>Niete und Nietverbindungen.</b>		
Text: Die Niete, die Berechnung der Nietverbindungen, die Abmessungen der Kesselbleche, Beispiele . . .	1 bis 8	
Form und Teile der Niete, Profileisen . . . . .	10	
Nur feste Nietverbindungen . . . . .	11	
Nur dichte Nietverbindungen . . . . .	12	
Nietnähte . . . . .	13	
Kesselschüsse . . . . .	14 u. 15	
Nietverbindungen an Dampfkesseln . . . . .	16	
Flammrohrkessel . . . . .	17	
<b>Schrauben und Schraubenverbindungen.</b>		
Text: Das Schraubengewinde, Befestigungsschrauben, Bewegungsschrauben, Beispiele, Schraubentabelle . . . . .	18 bis 23	
Schraubengewinde, Schraubenmutter, -kopf und Unterscheibe . . . . .	24	
Schraubenverbindungen und -arten . . . . .	25 bis 29	
Schraubensicherungen, Schraubenschlüssel . . . . .	30	
<b>Keile und Keilverbindungen.</b>		
Text: Querkeile, Längs- oder Nabenkeile, Beispiele . . . . .	31 bis 32	
Querkeile, Längskeile . . . . .	33	
Querkeilverbindungen . . . . .	34	
<b>Transmissionswellen, Stellringe, Kupplungen und Lager.</b>		
Text: Transmissionswellen, Stellringe, Kupplungen, Beispiele . . . . .	35 bis 42	
Transmissionsanlage, Stellringe . . . . .	43	
Feste Kupplungen: Muffenkupplung, Schalenkupplung mit Schrauben und Ringen, Sellers-Kupplung, Cresson-Kupplung, Scheibekupplungen . . . . .	44 u. 45	
Bewegliche Kupplungen: Universalgelenk, Kreuzgelenk - Kupplung, Ausdehnungs - Kupplungen, Sharp-, Oldham-Kupplung . . . . .	46 u. 47	
Elastische Kupplungen: Band-, Zahn-, Lederring-, Bolzen-, Bürsten- und Lederlaschenkupplung . . . . .	48 u. 49	
Zahnkupplungen: Klauen-, Hildebrandtkupplung. Reibungskupplung: Einfache Kegelpupplung . . . . .	50	
Reibungskupplungen: Doppelte Kegel-, Benn-Kupplung . . . . .		51
Reibungskupplungen: Hill-, Dohmen-, Leblanc-, Penig-Kupplung . . . . .		52 u. 53
Hebel- und Spindelrdrucker . . . . .		54 u. 55
Zahnstangenrdrcker, Motoren-Kupplung . . . . .		56
Schmiervorrichtungen . . . . .		57
Stehlager mit Rotgußschalen . . . . .		58
Stehlager mit Weißmetallschalen u. Ringschmierung . . . . .		59 u. 60
Stehlager mit gußeisernen Schalen . . . . .		61 u. 62
Stehlager mit gußeisernen Schalen u. Ringschmierung . . . . .		63 u. 64
Spindellager mit gußeisernen Schalen . . . . .		65 u. 66
Traglager mit Kugeln u. Rollen . . . . .		67 u. 68
Stützlager: Gleit- und Kugellager . . . . .		69 u. 70
Einfache Lagerstühle . . . . .		71 u. 72
Ein- und mehrfache Lagerstühle . . . . .		73 u. 74
<b>Zahn- und Reibungsrdrer.</b>		
Text: Stirnrdrer, Kegelrdrer, Schnecke und Schneckenrad, Reibungsrdrer, Beispiele, Gewichtstabelle . . . . .		75 bis 87
Verzahnungen . . . . .		88 bis 91
Stirnrdrer mit Eisenzdrhnen . . . . .		92
Geteilte Stirnrdrer mit Eisenzdrhnen . . . . .		93 u. 94
Stirnrdrer mit Holz- auf Eisenzdrhnen . . . . .		95 u. 96
Kegelrdrer . . . . .		97 u. 98
Schnecke und Schneckenrad . . . . .		99 u. 100
Reibungsrdrer . . . . .		101
<b>Riemen-, Stahlband-, Seil- und Kettentriebe.</b>		
Text: Riemen- und Stahlbandtriebe, Hanfseiltriebe, Drahtseiltriebe, Kettentriebe, Beispiele, Gewichtstabelle . . . . .		102 bis 113
Gußeiserne Riemscheiben . . . . .		114 u. 115
Schmiedeeiserne Riemscheiben . . . . .		116
Feste und lose Scheiben, Stufenscheiben, Deckenvorgelege . . . . .		117

	Seite
Riementriebe . . . . .	118
Riemenleiter . . . . .	119
Riemenleiter, Spannrolle . . . . .	120
Hanfseilscheiben . . . . .	121 u. 122
Hanfseiltriebe . . . . .	123 u. 124
Drahtseilscheiben . . . . .	125 u. 126
Drahtseiltriebe . . . . .	127
Gelenkketten und deren Scheiben . . . . .	128

**Zapfen, Achsen und Wellen.**

Text: Zapfen, Achsen und Wellen, Beispiele . . . . .	129 bis 134
Zapfen . . . . .	135
Achsen und Wellen . . . . .	136

**Kurbeltriebteile, Führungen, Kolben und Stopfbüchsen.**







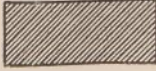


Text: Kurbeltriebteile, Kolben und Kolbenstangen, Beispiele . . . . .	137 bis 146
Kurbeln . . . . .	147 u. 148
Kurbelwellen . . . . .	149
Kurbelwellenlager . . . . .	150 u. 151
Schubstangen . . . . .	152 bis 155

	Seite
Querhäupter, Kreuzköpfe . . . . .	156
Kreuzköpfe . . . . .	157 bis 159
Führungen . . . . .	160 u. 161
Exzenter . . . . .	162
Dampfkolben . . . . .	163 bis 167
Gasmaschinenkolben . . . . .	168
Pumpenkolben . . . . .	169
Stopfbüchsen . . . . .	170 bis 173

**Rohre, Abschlußorgane, Dampfzylinder.**

Text: Deutsche Rohrnormen für gußeiserne Rohre, Schieber-, Ventil- und Hahngehäuse mit niedrigem Druck, Normen zu Rohrleitungen für Dampf von hoher Spannung, Spiral- und überlapptgeschweißte schmiedeeiserne Flanschrohre, Nahtlose Stahlflanschrohre, Gasrohre, Kupferrohre, Wand- und Schraubenstärke der Rohre . . . . .	174 bis 179
Gußeiserne Muffen- und Flanschrohre . . . . .	180
Schmiedeeiserne und kupferne Rohre . . . . .	181 u. 182
Ventile . . . . .	183
Absperrventile . . . . .	184 u. 185
Klappen, Schieber und Hähne . . . . .	186
Dampfzylinder . . . . .	187 u. 188

## Material-Schraffierung.

	Gußeisen.		Stahlguß.		Gummi, Leder usw.
	Schweiß- und Flußeisen.		Messing, Rotguß, Bronze.		Quer- und Längsholz.
	Stahl.		Kupfer.		Mauerwerk, Quader.

Kleine Querschnitte, wie namentlich solche von Nieten Schrauben, Profileisen, Blechen usw, sind ohne Rücksicht auf das Material vollschwarz angelegt; desgleichen Weißmetall und ähnliche Legierungen.

## Zur Beachtung!

Wenn nicht ausdrücklich anders angegeben, sind

im Texte des Buches alle Festigkeitsberechnungen und Materialspannungen auf  
*Zentimeter* und *Quadratcentimeter*,  
auf den Tafeln alle Angaben auf *Millimeter*

bezogen.

## Litteratur.

Die nachstehenden Werke sind im vorliegenden Buche nur durch die Namen der Verfasser angegeben:

Bach, Die Maschinenelemente, Verlag von A. Bergsträsser, Stuttgart.

Güldner, Das Entwerfen und Berechnen der Verbrennungsmotoren, Verlag von Julius Springer, Berlin.

Radinger, Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit, Verlag von Gerolds Sohn, Wien.

v. Reiche, Die Maschinenfabrikation, Verlag von Arthur Felix, Leipzig.

Reuleaux, Der Konstrukteur, Verlag von Friedrich Vieweg & Sohn, Braunschweig.

Ferner bezeichnet:

*DJN*, *HN*, *MN* . . . Die deutschen Industrie-, Handelsschiff- bzw. Marine-Normen.

Z. d. V. d. I. . . . Die Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure.

Hütte . . . . . Des Ingenieurs Taschenbuch, Verlag von Wilhelm Ernst & Sohn, Berlin.



# Niete und Nietverbindungen.

## I. Niete.

Es bezeichnet:

- $d$  den Durchmesser des Nietloches,
- $d_1$  den mittleren Durchmesser,
- $y$  die Länge des Nietschaftes vor dem Einziehen,
- $\Delta$  die Gesamtstärke der miteinander zu verbindenden Platten.

Verhältnisse der Nietköpfe siehe S. 10, Fig. 5 bis 8,  
Mittlerer Durchmesser des Nietschaftes

$$d_1 = d - 1 \text{ mm,}$$

Länge des Nietschaftes

$$y = x + \Delta$$

$$\text{mit } x = 1,7d \quad 1,3d \quad 1,6d \quad 0,75d$$

für Köpfe

nach Fig. 5 6 7 8, S. 10,

Gewicht eines Nietes gleich dem eines Rund-  
eisens vom Durchmesser  $d_1$  und einer Länge  
 $2x + \Delta$ .

## II. Berechnung der Nietverbindungen.

### 1. Nur feste Nietverbindungen (Eisenkonstruktionen).

Den Nietlochdurchmesser dieser Verbindungen wählt man nach einem Übereinkommen der meisten Brücken- und Eisenhochbaufabriken bei einer Plattenstärke von

$$d = \begin{matrix} 6 & 8 & 10 & 13 & 20 \text{ mm,} \\ 12 & 16 & 20 & 23 & 26 \text{ „ ,} \end{matrix}$$

ausnahmsweise auch noch  $d = 28$  und  $30$  mm. Die Schaftlänge der Niete zwischen den Köpfen bzw. die Gesamtstärke der zu verbindenden Platten soll, wenn möglich,  $\approx 4d$ , höchstens aber  $5,5d$  sein, da sonst ein Stauchen durch den ganzen Schaft nicht mehr möglich und ein Abspringen der Köpfe beim Erkalten zu befürchten ist.

#### a) Nietnähte von Blechträgern.

Die Nähte in den Gurtungseisen dieser Träger sind meist 1reihig oder 2reihig versetzt genietet. Bezeichnet nach S. 11, Fig. 1 bis 5,

- $\delta$  die Stärke des Steges,
- $\delta_2$  die der einzelnen Gurtungsplatten,
- $h$  die Höhe zwischen den Steg-Nietreihen,
- $V$  die größte Schubkraft im vertikalen Schnitt des Trägers,
- $k_s'$  die zulässige Schubspannung,
- $k'$  den zulässigen Leitungsdruck der Niete gegen die Lochwand,

so ist die Nietteilung gleich dem kleineren der beiden Werte zu nehmen:

$$\left. \begin{aligned} t &= m \cdot n \cdot \frac{d^2 \pi h}{4 V} k_s' \\ t &= m \cdot n \cdot d \cdot A_{\min} \frac{h}{j} k' \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (I)$$

mit  $A_{\min}$  als kleinste Gesamtdicke der zu verbindenden Platten,

- $k_s' = 600$  bis  $700$  kg/qcm für 1schnittige,
- $k_s' = 1000$  „  $1200$  „ „ 2 „ Nähte\*),
- $k' = 1400$  kg/qcm\*),
- $m = 1$  für I-förmige Träger (S. 11, Fig. 1),
- $m = 2$  „ Kasträger (S. 11, Fig. 2 und 5),
- $n = 1, 2$  für 1- bzw. 2reihige Naht.

Ergibt die Rechnung  $t > 6d$ , so ist  $t = 6d$  zu wählen. Wegen der Kopfbildung muß  $t \geq 2d$  sein; als kleinster zulässiger Nietabstand gilt aber meist  $t = 2,4d$ .

Der Diagonal- und Reihenabstand der 2reihigen Nähte beträgt

$$g \geq \frac{t+d}{2}, \text{ mindestens aber } 2,4d,$$

$$e = \sqrt{g^2 - \left(\frac{t}{2}\right)^2}.$$

die Stärke und Breite der Gurtungswinkel

- $\delta_1 = \delta$  bis  $\delta_2$ ,
- $b \geq 3d$  bei 1-,
- $b \geq 3d + e$  bei 2reihiger Naht.

Die Stoßverbindungen im Stegblech, in den Winkel-  
eisen und Platten der Gurtungen sind so zu be-  
messen, daß der kleinste Nutzquerschnitt\*\*) der Laschen  
mindestens gleich dem 1,15fachen, der Abscherquer-  
schnitt der Niete zu jeder Seite der Stoßfuge mindestens  
gleich dem 1,3fachen Nutzquerschnitt der verbundenen  
Teile ist.

\*) Nach den neuen preußischen Bestimmungen  $k_s' \approx 1000$   
bzw.  $2000$ ,  $k' \approx 2000$  kg/qcm.

\*\*) Das ist der volle Querschnitt abzüglich der Nietlöcher

## b) Nietverbindungen der Flach- und Profileisen.

Ist

$P$  die zu übertragende Kraft einer solchen Verbindung, so folgt die erforderliche Nietzahl  $i^*$  mit dem größeren Werte aus

$$\left. \begin{aligned} P &= i \frac{d^2 \pi}{4} k_s' \\ P &= i \cdot A_{\min} \cdot d \cdot k' \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (2)$$

mit  $A_{\min}$ ,  $k_s'$  und  $k'$  wie unter Gl. (1).

Flacheisen von der Stärke  $\delta$  werden im Längsstoß durch 1- oder besser 2seitige Laschen von der Stärke

$$c \geq \frac{9}{8} \delta \text{ bzw. } c \geq \frac{5}{8} \delta$$

verbunden. Nach Schwedler kann man sich dabei jedes Eisen aus einzelnen Kettengliedern (siehe S. 11, Fig. 9 und 10) bestehend denken, die möglichst dicht und so in- und nebeneinander zu schieben sind, daß jedes Glied immer nur ein Niet umschlingt. Die Breite und Höhe dieser Glieder außerhalb bzw. hinter den Nieten muß

bei 1seitiger Laschung

$$w = 0,4 \alpha \frac{d^2}{\delta}, \quad h = 0,4 \frac{d^2}{\beta \cdot \delta},$$

bei 2seitiger Laschung

$$w = 0,7 \alpha \frac{d^2}{\delta}, \quad h = 0,7 \frac{d^2}{\beta \cdot \delta}$$

mit  $\alpha = 0,8$  bis  $1$  und  $\beta = 1$  betragen.

Als zulässig kleinster Nietabstand (von Mitte bis Mitte Niet) gelten  $2,4 d$ , als größter  $6 d$ .

Profileisen erhalten im Längsstoß Flacheisenlaschen, die bei L-Eisen zu beiden Seiten jedes Schenkels, bei I-, T-, C- und Z-Eisen zu beiden Seiten des Steges sowie außerhalb der Flanschen sitzen. Der Nutzquerschnitt dieser Laschen ist größer als der entsprechende Querschnitt der verbundenen Profilteile zu nehmen.

Der Nietabstand beträgt gewöhnlich  $2,4 d$  bis  $3 d$ , bezüglich der Wurzelmaße siehe die Angaben auf S. 11, Fig. 8.

An Knotenpunkten und Ecken werden die in derselben oder verschiedenen Ebenen zusammenstoßenden Flach- und Profileisen (siehe S. 11, Fig. 6 und 7) mit Hilfe von Formblechen und Winkelstücken vereinigt. Profileisen sollen dabei möglichst mit den Flanschen, nicht mit dem Steg angenietet werden.

Die Stärke der Bleche und Winkelstücke richtet sich nach derjenigen der angeschlossenen Teile und nach der zu übertragenden Kraft  $P$ , für die Form der Bleche ist ihr vorteilhaftester Ausschnitt, die Nietzahl und die gegenseitige Lage der Eisen maßgebend.

Schenkelbreite der Winkelstücke wie unter a), Nietabstand wie oben.

Die erste der beiden Gl. (1) für die Nietteilung der Blechträger folgt aus der Bedingung, daß die vertikale Schubspannung  $\tau$  in dem Stegblech auf der Länge  $l$  von

\*) Bei Stoßverbindungen zu jeder Seite der Fuge.

den auf diese Strecke entfallenden  $n$  Nieten aufzunehmen ist. Bei einer zulässigen Schubspannung  $k_s'$  des Nietmaterials muß also

$$l \cdot \delta \cdot \tau = n \frac{d^2 \pi}{4} k_s'$$

sein. Nach der Mechanik ist für dünnstegige Träger annähernd

$$\tau = \frac{V}{m \cdot h \cdot \delta},$$

wenn  $V$ ,  $h$  und  $m$  die umstehend angegebene Bedeutung haben. Führt man diesen Wert in die obige Gleichung ein, so wird

$$l \frac{V}{m \cdot h} = n \frac{d^2 \pi}{4} k_s'$$

oder

$$l = m \cdot n \frac{d^2 \pi}{4} \frac{h}{V} k_s'$$

Die zweite der Gl. (1) berücksichtigt die Forderung, daß die zwischen Nietschaft und Lochwand auftretende Pressung\*) den zulässigen Wert  $k'$  nicht überschreiten darf. Sie ergibt sich bei einer kleinsten Gesamtstärke  $A_{\min}$  der zu verbindenden Platten, wenn in die erste Gleichung

$$\frac{d^2 \pi}{4} k_s' = d \cdot A_{\min} \cdot k'$$

eingeführt wird.

Bezüglich des Diagonal- und Reihenabstandes  $g$  und  $e$  siehe unter „3. Feste und dichte Nietverbindungen“.

Gl. 2 ist entsprechend Gl. 1 gebildet.

Die Breite  $w$  des nach dem Schwedlerschen Verfahren um jeden Nietschaft zu legenden Kettengliedes ist so zu bemessen, daß der Zugquerschnitt des Gliedes gleich demoderden Abscherquerschnitten des umschlungenen Nietes, also nach Textfig. 1

$$2 w \cdot \delta \cdot k_z = \frac{d^2 \pi}{4} k_s'$$

oder

$$w = \frac{\pi}{8} \frac{k_s' d^2}{k_z \delta} = \sim 0,4 \alpha \frac{d^2}{\delta} \text{ für 1seitige,}$$

$$w = 1,75 \frac{\pi}{8} \frac{k_s' d^2}{k_z \delta} = \sim 0,7 \alpha \frac{d^2}{\delta} \text{ für 2seitige}$$

Laschen wird mit  $\alpha = k_s'/k_z$ ,  $k_s'$  wie oben und

$k_z$  als zulässige Zugspannung der Flacheisen. Bei der 2seitigen Laschung ist dabei der Widerstand der abzuscherenen zwei Nietquerschnitte wegen der Ungenauigkeit der Arbeit nur gleich dem 1,75fachen eines Querschnittes angenommen.

Die Höhe  $h$  der Kettenglieder ergibt sich aus der Bedingung, daß das hinter jedem Niet liegende Flacheisenstück  $n o q p$  in Textfig. 1 dieselbe Festigkeit gegen das Heraus-scheren wie das Niet gegen Abscheren besitzen muß, mit

$$h = n o = p q \text{ und}$$

$k_s$  als zulässige Schubspannung der Flacheisen

aus

$$2 h \cdot \delta \cdot k_s = \frac{d^2 \pi}{4} k_s'$$

zu

$$h = \frac{\pi}{8} \frac{k_s' d^2}{k_s \delta} = \sim 0,4 \frac{d^2}{\beta \cdot \delta},$$

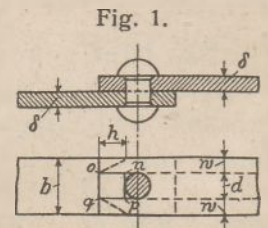
bzw.

$$h = 1,75 \frac{\pi}{8} \frac{k_s' d^2}{k_s \delta} = \sim 0,7 \frac{d^2}{\beta \cdot \delta}$$

mit

$$\beta = \frac{k_s'}{k_s}$$

\*) Bezogen auf die Projektion des Nietloches.



## 2. Nur dichte Nietverbindungen (an Blechgefäßen mit geringem Druck).

Die Ireihigen Überlappungsnahte dieser Verbindungen können nach der nebenstehenden Tabelle bemessen werden. Kommen L-Eisen zur Anwendung, so erhalten sie bei einer Dicke  $\delta$  der Gefäßwände eine

Schenkelstärke

$$\delta_1 = \delta \text{ bis } \delta + 2 \text{ mm,}$$

Schenkelbreite

$$b \geq 3d.$$

Die Normalprofile für Formeisen sind dabei zu berücksichtigen.

	Blechstärke $\delta$ mm	Nietlochdurchmesser $d$ mm	Nietteilung $t$ mm	Blechkantenabstand $a$ mm
Wasserkast. u. Windleitungen	4—6	13	45	25
"	7—8	17	55	30
Gasrohre . . . . .	5—6	13	50	25
Gasometer . . . . .	2—3	6—6,5	28—30	15
Schornsteine: Rundnähte . .	3—4	11	65	20
"	5—6	13	65	25
"	7—8	17	65	30
„ Längsnähte ebenso, aber . . .	—	—	80	—

## 3. Feste und dichte Nietverbindungen (an Dampfkesseln).

Die Verhältnisse der Nietnähte auf S. 13 bestimmen sich für

$$\delta = \text{Blechstärke}$$

nach den folgenden Angaben:

Nietlochdurchmesser  $d$ .

Um mit möglichst wenig Nietsorten auszukommen, gibt man mehreren Blechstärken, ebenso wie den Rund- und Längsnähten eines Kessels, denselben Nietlochdurchmesser und wählt für ihn nur ungerade (oder nur gerade) Zahlen\*).

Überlappung und einseitige Laschung.

$$d = \delta + 9 \text{ bis } 7 \text{ mm für } \delta < 22,$$

$$d = \frac{2}{3} \delta + 16 \text{ bis } 14 \text{ mm für } \delta > 22 \text{ mm.}$$

$\delta =$	7	8	10	12	14	16	18	20
	8	10	12	14	16	18	20	22 mm
$d =$	15	17	19	21	23	25	27	29 "
$\delta =$	22	25	28	31				
	25	28	31	34 mm				
$d =$	31	33	35	37 "				

Zweiseitige Laschung.

$d$  um 0 bis 3 mm kleiner als in der vorstehenden Tabelle, aber nicht kleiner als  $\delta$ .

Nietteilung  $t$ .

Für die Längsnähte eines Kessels berechnet sich

$$t = d \left( 1 + \varphi \cdot n \frac{d}{\delta - 1} \right) \dots \dots \dots (3)$$

mit  $d$  und  $\delta$  in mm und

$n =$  Anzahl der auf einen Blechstreifen von der Breite  $t$  entfallenden Niete (S. 13).

Angaben zur Berechnung von  $\varphi$  nach Gl. (6) siehe umstehend.

\*) Die Kommissionen der DJN, HN und MN streben auch hier wie bei den nur festen Nietverbindungen eine Beschränkung der Nietsorten an.

Für Flußeisenbleche von 3600 kg/qem in Rechnung zu stellender Zugfestigkeit ergeben sich als Mittelwerte\*):

	1-	2-	3reihig	
$n =$	1	2	3	
$\varphi =$	{ 0,64	0,59	0,54 }	Überlappung und 1seitige
	{ 0,67	0,62	0,57 }	Laschung (S. 13, Fig. 1 bis 6),
$\varphi =$	{ 0,96	0,92	0,87 }	2seitige Laschung
	{ 1,02	0,97	0,93 }	(S. 13, Fig. 7 und 8).

	2-	3reihig		
$n =$	2,5**)	3	4,5**)	
$\varphi =$	{ 0,94	0,92	0,87	0,87 }
	{ 1,0	0,97	0,93	0,93 }
	2seitige Laschung mit doppelt so großer Teilung außen (S. 13, Fig. 9 bis 11).			

Für Fluß- und Schweißbleche von anderer Zugfestigkeit  $K$  sind die vorstehenden Werte von  $\varphi$  mit  $K/3600$  zu multiplizieren.

Wegen der Kopfbildung muß  $t \geq 2d$  sein; für gewöhnlich geht man aber auch hier mit dem kleinsten Nietabstand (von Mitte bis Mitte) nicht unter  $2,4d$ . Bei der Ireihigen Überlappung fällt dieser Wert in der Regel größer als der nach Gl. (3) berechnete aus, was bei der Wahl von  $d$  und  $\delta$  zu beachten ist.

Die größte zulässige Nietteilung hängt von der Möglichkeit ab, durch das Verstemmen die Naht dicht zu bekommen. Versuche, bei welchen Nietabständen das Verstemmen anfängt, wirkungslos zu werden, liegen aber noch nicht vor.

Für die Rundnähte eines Kessels, die nur halb so stark beansprucht werden wie die Längsnähte, wird die Nietteilung meist empirisch gewählt, nämlich bei der hier allgemein üblichen Überlappung

$$\left. \begin{aligned} t &= 2,4d \text{ bis } 2,6d \text{ Ireihig} \\ t &= 3d \text{ „ } 3,3d \text{ 2 „} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (4)$$

Diagonaler Nietabstand  $g, g_1$  und Reihenabstand  $e, e_1$ .

Für die 2- und mehrreihig versetzt genieteten Nähte (Zickzacknietung) ist zu nehmen:

bei gleicher Teilung in allen Reihen

\*) Die oberen Werte von  $\varphi$  gelten für Maschinen-, die unteren für Handnietung.

\*\*\*) Mit breiterer innerer Lasche.

$$g \geq \frac{t+d}{2}, \text{ mindestens aber } g = 2,4 d,$$

$$e = \sqrt{g^2 - \left(\frac{t}{2}\right)^2},$$

bei doppelt so großer Teilung außen

$$g \geq \frac{t}{4} + \frac{d}{2}, g_1 \geq \frac{t}{4} + d, \text{ mindestens aber } g \text{ und } g_1 = 2,4 d,$$

$$e = \sqrt{g^2 - \left(\frac{t}{4}\right)^2}, e_1 = \sqrt{g_1^2 - \left(\frac{t}{4}\right)^2}.$$

Für die 2reihig parallel genieteten Nähte (Kettennietung, S. 13, Fig. 3) ist

$$e = 0,8 t$$

ein passender Wert.

Blech- und Laschenkantenabstand

$$a = 1,5 d \text{ bis } 1,6 d.$$

Laschenstärke  $c$ .

Bei gleicher Teilung in allen Reihen

$$c \geq \frac{9}{8} \delta \text{ für 1seitige,}$$

$$c \geq \frac{5}{8} \delta \text{ „ 2 „ Laschen,}$$

bei doppelt so großer Teilung außen

$$c \geq \frac{5}{8} \frac{t-d}{t-2d} \delta \text{ für gleich breite Laschen,}$$

$$c_1 + c_2 \geq \frac{5}{4} \frac{t-d}{t-2d} \delta \text{ für innere breitere Lasche (S. 13, Fig. 11).}$$

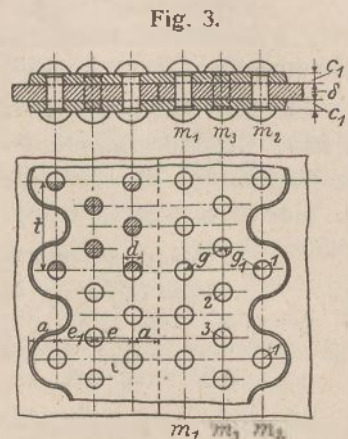
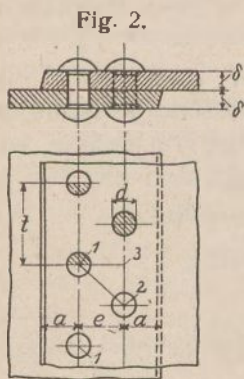
Festigkeit der Nietnaht.

Im Vergleich mit der Festigkeit des vollen Bleches ist die der Nietnaht

$$z = \frac{t-d}{t} \dots \dots \dots (5)$$

Siehe hierzu auch die Anmerkung auf S. 5 mit Gl. (7).

Die Nietteilung  $t$  in Gl. (3) folgt bei gewähltem Nietlochdurchmesser  $d$  aus der Bedingung, daß der Widerstand der Niete gegen Abscheren mindestens gleich der in



Rechnung zu ziehenden Festigkeit des Bleches in der Nietnaht sein soll. Nach Bach liegt allerdings der Nietschaft nach dem Einziehen und Erkalten für gewöhnlich nicht an der Lochwandung der Bleche an, tritt also eine Scherbeanspruchung der Niete erst ein, wenn die zusammengenieteten Bleche sich gegeneinander verschieben. Daran

werden sie aber verhindert durch den Gleitwiderstand der Bleche, die durch das Schwinden der heiß eingezogenen Niete gegeneinander gepreßt werden. Die Berechnung führt nach beiden Ansichten, gleichgültig ob man Scherbeanspruchung oder Gleitwiderstand annimmt, zu denselben Ergebnissen, da man den Gleitwiderstand ebenso wie die Schubspannung im Verhältnis zum Querschnitt des Nietschaftes in Rechnung stellt. Bezeichnet also

$k_z$  die zulässige Zugspannung des Bleches,  
 $k_n'$  den Widerstand der Nietnaht gegen Gleiten oder Abscheren bzw. die zulässige Belastung der Niete in  $kg/qem$  ihres Querschnittes,

so beträgt die in Rechnung zu ziehende Zugfestigkeit eines Blechstreifens von der Breite  $t$  in der Nietnaht

$$(t-d)(\delta-0,1)k_z,$$

wenn  $0,1cm$  der Blechstärke für spätere Abrostung in Abzug gebracht werden. Der Widerstand der auf diesen Blechstreifen entfallenden  $n$  Niete (siehe Textfig. 2 und 3) ist

$$n \frac{d^2 \pi}{4} k_n'.$$

Gemäß der obigen Bedingung soll nun

$$(t-d)(\delta-0,1)k_z = n \frac{d^2 \pi}{4} k_n'$$

oder für  $d$  und  $\delta$  in  $cm$

$$t = d \left( 1 + \varphi \cdot n \frac{d}{\delta - 0,1} \right)$$

mit

$$\varphi = \frac{\pi k_n'}{4 k_z} \dots \dots \dots (6)$$

sein.

Nach den „Bauvorschriften für Landdampfkessel“ ist zu rechnen mit

$$k_z = \frac{K}{x} \text{ (K = Zugfestigkeit des Bleches, } x = \text{gestattete Sicherheit),}$$

$K = 3300$	für	Schweißeisen,
$K = 3600$	„	Flußeisen von 3400 bis 4100 $kg/qem$
$K = 4000$	„	„ 4000 „ 4700 „
$K = 4400$	„	„ 4400 „ 5100 „

Zugfestigkeit,

$x = 4,5$ (4,75)	für	Überlappung und 1seitige Laschung,
$x = 4,0$ (4,25)	„	2seitige Laschung,
$x = 4,1$ (4,35)	„	2seitige Laschung mit innerer breiterer Lasche (S. 13, Fig. 11),
$x = 4,0$ (4,25)	„	

wenn die nicht eingeklammerten Werte für Maschinen-, die eingeklammerten für Handnietung gelten.

Die zulässige Nietbelastung gegen das Gleiten der Bleche\*) ist nach Bach:

$k_n' = 600$ bis $700$	$kg/qem$	bei 1reihiger	Überlappung und 1seitiger Laschung.
$k_n' = 550$ „ $650$ „	„	2 „	
$k_n' = 500$ „ $600$ „	„	3 „	2seitiger Laschung.
$k_n' = 1000$ „ $1200$ „	„	1 „	
$k_n' = 950$ „ $1150$ „	„	2 „	
$k_n' = 900$ „ $1100$ „	„	3 „	

Die umstehend angegebenen Werte von  $\varphi$  sind für die Mittelwerte  $k_n'$  der vorstehenden Angaben berechnet.

Der Diagonalabstand  $g, g_1$  versetzt genieteter Reihen ergibt sich bei gleicher Teilung in allen Reihen, wenn nach Textfig. 2 in der Richtung 1-2-1 mindestens das gleiche Material wie in der Richtung 1-1 sein soll, aus

$$2(g-d)\delta \geq (t-d)\delta$$

zu

$$g \geq \frac{t+d}{2}$$

\*) Der zulässige Widerstand der Niete gegen Abscheren ist größer.



Bei doppelt so großer Teilung außen folgt nach Textfig. 3 für die inneren Reihen mit einem Nietabstand  $t/2$  entsprechend

$$g \geq \frac{t}{4} + \frac{d}{2}$$

während für die Richtungen  $1-2-3-1$  und  $1-1$

$$2(g_1 - d)\delta + \left(\frac{t}{2} - d\right)\delta \geq (t - d)\delta$$

oder

$$g_1 \geq \frac{t}{4} + d$$

sein muß.

Der Reihenabstand  $e, e_1$ , versetzt genietet Reihen ist die Kathete  $1-3$  (Textfig. 2) eines rechtwinkligen Dreiecks  $123$ , dessen Hypotenuse  $12 = g$  bzw.  $g_1$  und dessen andere Kathete  $23 = t/2$ , bei doppelt so großer Teilung außen  $= t/4$  ist.

Die Laschenstärke  $e$  wählt man mit Rücksicht auf die Abnutzung stärker, als theoretisch erforderlich, nämlich bei gleicher Teilung in allen Reihen

$$e \geq \frac{9}{8} \delta \text{ für 1seitige,}$$

$$e \geq \frac{5}{8} \delta \text{ „ 2 „ Laschen;}$$

bei doppelt so großer Teilung außen ist ferner zu berücksichtigen, daß eine Lösung der Verbindung eintritt, wenn nach Textfig. 3 die Laschen nach  $m_1 m_1$  oder das Blech nach  $m_2 m_2$  reißt. Soll in beiden Richtungen gleiche Festigkeit vorhanden sein, so muß werden:

$$2(t - 2d)e \geq (t - d)\delta$$

oder mit  $5/8$  anstatt  $1/2$  wie oben

$$e \geq \frac{5}{8} \frac{t - d}{t - 2d} \delta$$

Bei innerer breiterer Lasche (S. 13, Fig. 11) ist  $e_1 + e_2$  doppelt so groß zu nehmen.

Das Festigkeitsverhältnis der Nietnaht berechnet sich, weil ein Blechstreifen von der Breite  $t$  in ihrer Mitte nur eine Breite  $t - d$  hat, zu

$$z = \frac{t - d}{t}$$

Anmerkung. Unter Umständen kann bei den 2seitigen Laschennähten mit doppelt so großer Teilung außen (Textfig. 3) das Festigkeitsverhältnis in der Linie  $m_2 m_2$  kleiner werden, als vorstehend angegeben. Bei einer Zerstörung der Verbindung in dieser Richtung muß aber nicht nur das Blech reißen, sondern es müssen auch die Niete der äußeren Reihe abgesichert werden. Da auf die Breite  $t$  immer ein Niet kommt, so folgt der Widerstand bzw. das Festigkeitsverhältnis, das die Verbindung in der genannten Richtung bietet, aus

$$t \cdot \delta \cdot k_z = (t - 2d)\delta \cdot k_z + \frac{d^2 \pi}{4} k_s'$$

zu

$$z = \frac{t - 2d}{t} + \frac{d^2 \pi}{4} \frac{k_s'}{t \cdot \delta \cdot k_z} \dots \dots \dots (7)$$

mit  $\frac{k_s'}{k_z} = \sim 0,8$  bei innerer breiterer Lasche (S. 13, Fig. 11),

$\frac{k_s'}{k_z} = \sim 0,8 \cdot 1,75 = 1,4$  bei gleich breiten Laschen (Textfig. 3),

weil im letzteren Falle die Niete der äußeren Reihe 2schnittig sind.

### III. Abmessungen der Kesselbleche.

Es bezeichnet:

- $D$  den lichten Durchmesser eines äußeren zylindrischen,
- $D_1, D_2$  den größten bzw. kleinsten lichten Durchmesser eines konischen Schusses,
- $b$  die Länge des Schusses von Mitte bis Mitte Rundnaht,
- $\delta$  die Blechstärke desselben,
- $u$  die ganze Überlappungs- oder halbe Laschenbreite in der Längsnaht,
- $u'$  die entsprechende Breite in der Rundnaht.

Bei 1reihiger Naht ist  $u$  und  $u' = 2a$ , bei 2reihiger  $= 2a - e$  usw. mit  $a$  als Blech- oder Laschenkanten-,  $e$  als Reihenabstand.

Besteht jeder Schuß aus nur einem Blech, so muß dieses in der Abwicklung die folgenden Abmessungen erhalten:

#### 1. Zylindrische Kesselschüsse.

Bei überlappter Längsnaht (S. 14 u. 15, Fig. 1 und 4) ist

die Länge von Mitte bis Mitte der zusammengehörigen Nietlochreihen\*)

$$\left. \begin{aligned} l_a &= (D + \delta) \pi \text{ für die äußeren,} \\ l_i &= (D - \delta) \pi \text{ „ „ inneren Schüsse,} \end{aligned} \right\} (8)$$

die ganze Länge

$$L_a = l_a + u, \quad L_i = l_i + u,$$

die ganze Breite

$$B = b + u'$$

\*) Deren Löcher beim fertigen Schuß aufeinander zu liegen kommen.

Bei gelaschter Längsnaht (S. 14 u. 15, Fig. 3 und 4) dagegen wird

die ganze Länge

$$\left. \begin{aligned} L_a &= (D + \delta) \pi \text{ für die äußeren,} \\ L_i &= (D - \delta) \pi \text{ „ „ inneren Schüsse,} \end{aligned} \right\} (9)$$

die Länge von Mitte bis Mitte Nietlochreihe

$$l_a = L_a - u, \quad l_i = L_i - u,$$

die ganze Breite wie vorhin.

#### 2. Konische Kesselschüsse.

Bei überlappter Längsnaht (S. 14 u. 15, Fig. 2 und 4) ist

die in den Rundnähten zu messende Bogenlänge von Mitte bis Mitte der zusammengehörigen Nietlochreihen

$$\left. \begin{aligned} l_1 &= (D_1 + \delta) \pi \text{ an der weiten,} \\ l_2 &= (D_2 + \delta) \pi \text{ „ „ engen Seite,} \\ \text{oder für } D_1 &= D_2 + 2\delta = D \\ l_1 &= (D + \delta) \pi, \quad l_2 = (D - \delta) \pi, \end{aligned} \right\} \dots (10)$$

die ganze Bogenlänge in den Rundnähten

$$L_1 = l_1 + u, \quad L_2 = l_2 + u,$$

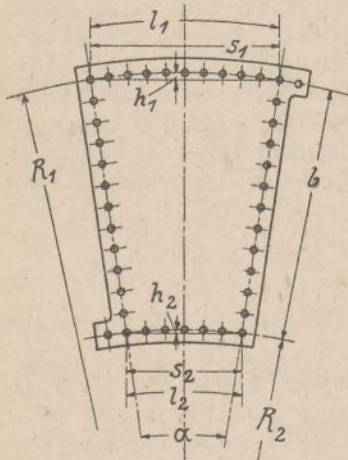
die ganze Breite (radial nach dem Mittelpunkte der Abwicklung gemessen)

$$B = b + u'$$

Bei geringer Konizität der Schüsse können ferner die Sehnen der Bögen  $l_1$  und  $l_2$  gleich diesen Bögen selbst gesetzt werden, und es berechnen sich deren Pfeilhöhen zu

$$\left. \begin{aligned}
 h_1 &= \frac{l_1 - l_2}{8b} l_1 \text{ für die weite,} \\
 h_2 &= \frac{l_1 - l_2}{8b} l_2 \text{ „ „ enge Seite.} \\
 \text{Für } D_1 &= D_2 + 2\delta = D \text{ und} \\
 \pi &\approx \sim 10 \text{ ist auch} \\
 h_1 &= \frac{(D + \delta)\delta}{0,4b}, \quad h_2 = \frac{(D - \delta)\delta}{0,4b}
 \end{aligned} \right\} \dots (11)$$

Fig. 4.



Bei starker Konizität der Schüsse folgt für den Zentriwinkel  $\alpha$  in Textfig. 4 aus

$$\begin{aligned}
 l_1 &= (D_1 + \delta)\pi = R_1 \cdot \alpha \\
 l_2 &= (D_2 + \delta)\pi = R_2 \cdot \alpha \\
 l_1 - l_2 &= (D_1 - D_2)\pi \\
 &= (R_1 - R_2)\alpha = b \cdot \alpha \\
 \alpha &= \frac{l_1 - l_2}{b} = \frac{(D_1 - D_2)\pi}{b}
 \end{aligned}$$

oder gemessen in Graden,

$$\begin{aligned}
 \alpha &= \frac{(D_1 - D_2)\pi}{b} \frac{180}{\pi}, \\
 \alpha &= \frac{D_1 - D_2}{b} 180.
 \end{aligned}$$

Weiter ist der Radius

$$\begin{aligned}
 R_1 &= \frac{(D_1 + \delta)\pi}{\alpha}, \\
 R_1 &= \frac{(D_1 + \delta)b}{D_1 - D_2} \text{ sowie } R_2 = \frac{(D_2 + \delta)b}{D_1 - D_2}
 \end{aligned}$$

Die Sehnenlängen und Pfeilhöhen berechnen sich mit Hilfe der Kreisfunktionen aus

$$\begin{aligned}
 s_1 &= 2 \sin \frac{\alpha}{2} R_1, & R_1 &= 2 \sin \frac{\alpha}{2} R_2, \\
 h_1 &= \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2}\right) R_1, & R_2 &= \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2}\right) R_2.
 \end{aligned}$$

Wird in die aus einem bekannten Lehrsatz der Planimetrie folgende Gleichung

$$\begin{aligned}
 \left(\frac{s_1}{2}\right)^2 &= R_1^2 - (R_1 - h_1)^2 = 2 R_1 \cdot h_1 - h_1^2 \\
 s_1 &\approx \sim l_1 = R_1 \cdot \alpha \\
 \text{eingeführt und } h_1^2 &\text{ vernachlässigt, so ergibt sich} \\
 \frac{l_1^2}{4} &= 2 \frac{l_1 \cdot b}{l_1 - l_2} h_1 \\
 \text{oder der Wert der Gl. (11) für geringe Konizität} \\
 h_1 &= \frac{l_1 - l_2}{8b} l_1.
 \end{aligned}$$

Bei gelaschter Längsnaht ist die ganze Bogenlänge, gemessen in den Rundnähten,

$$L_1 = (D_1 + \delta)\pi, \quad L_2 = (D_2 + \delta)\pi$$

zu machen, und es beziehen sich die Pfeilhöhen  $h_1, h_2$  und Sehnen  $s_1, s_2$  der früheren Gleichungen auf diese Bogenlängen.

### 3. Der Dampfdom.

Sein Mantelblech (S. 14 u. 15, Fig. 5) erhält eine Länge von Mitte bis Mitte Nietlochreihe

$$l = (D + \delta)\pi, \dots (12)$$

eine ganze Länge

$$L = l + u,$$

eine größte Breite

$$B = h + h_1 + m, \dots (13)$$

wenn  $h + h_1$  die größte Höhe des Mantels,

$m$  die gestreckte Länge der Krempe ist.

Besteht ein Schuß aus zwei oder mehr Blechen, so hat man

bei überlappter Längsnaht die für  $l_a$  und  $l_i$  bzw.  $l_1$  und  $l_2$ ,

bei gelaschter Längsnaht die für  $L_a$  und  $L_i$  nach den obigen Gleichungen berechneten Längen durch die Zahl der Bleche zu dividieren, um die entsprechenden Abmessungen der einzelnen Bleche zu bekommen.

## IV. Beispiele.

### 1.

Welche Verhältnisse erhält die Längsnaht eines Dampfsammlers von 13 mm Blechstärke, wenn diese Naht einmal als 2reihige Überlappung, das andere Mal als 1reihige, 2seitige Laschung ausgeführt wird? Das Material der Bleche und Niete ist Flußeisen.

Die 1schnittige, 2reihige Überlappung (S. 13, Fig. 2) bekommt nach den Angaben auf S. 3 für  $\delta = 13$ ,  $n = 2$  und Maschinennietung

einen Nietlochdurchmesser

$$d = \delta + 8 = 13 + 8 = 21 \text{ mm,}$$

eine Nietteilung für  $\varphi = 0,59$

$$(3) \quad t = 21 \left(1 + 0,59 \cdot 2 \frac{21}{15 - 1}\right) = \sim 65 \text{ mm,}$$

einen diagonalen Nietabstand

$$g \cong \frac{t + d}{2} = \frac{65 + 21}{2} = 43 \text{ mm.}$$

Für den Mindestabstand

$$g = 2,4d = 2,4 \cdot 21 = \sim 50 \text{ mm}$$

folgt ein Reihenabstand

$$e = \sqrt{50^2 - 32,5^2} = 38 \text{ oder } \sim 40 \text{ mm.}$$

Der Abstand der Blechkante von der Mitte der nächsten Nietreihe kann

$$a = 1,5 \cdot 21 \text{ bis } 1,6 \cdot 21 \text{ oder } \sim 32,5 \text{ mm}$$

betragen, das Festigkeitsverhältnis der Naht zum vollen Blech ist

$$(5) \quad x = \frac{65 - 21}{65} = \sim 0,68.$$

Nach den Angaben unter 1 auf S. 1 ist ferner zu nehmen: ein mittlerer Durchmesser des Nietschaftes

$$d_1 = d - 1 = 21 - 1 = 20 \text{ mm}$$

und eine Länge desselben vor dem Einziehen

$$y = x + \Delta = 1,7d + 2\delta = 1,7 \cdot 21 + 2 \cdot 13 = 62 \text{ mm.}$$

Das Gewicht eines Nietes ist dann ebenso groß wie das eines Rundeisens von  $d_1 = 20 \text{ mm}$  Durchmesser und

$$2x + A = 2 \cdot 1,7d + 2\delta = 2 \cdot 1,7 \cdot 21 + 2 \cdot 13 = \sim 98 \text{ mm}$$

Länge, beträgt also, da 1 m Rundeseisen von 20 mm Durchmesser 2,47 kg wiegt

$$0,098 \cdot 2,47 = \sim 0,245 \text{ kg.}$$

Soll die Naht als 2schnittige, 1reihige Laschung (S. 13, Fig. 7) ausgebildet werden, so ergibt sich für  $\delta = 13$  und  $n = 1$  bei demselben Nietlochdurchmesser  $d = 21 \text{ mm}$

eine Nietteilung mit  $\varphi = 0,96$

$$(3) \quad t = 21 \left( 1 + 0,96 \frac{21}{13 - 1} \right) = \sim 56 \text{ mm,}$$

eine Laschenstärke

$$c \geq \frac{5}{8} 13 = \sim 9 \text{ mm,}$$

ein Abstand der Blech- und Laschenkanten von der Mitte der nächsten Nietreihe wie oben.

Das Festigkeitsverhältnis der Nietnaht ist hier aber nur

$$(5) \quad \kappa = \frac{56 - 21}{56} = 0,625.$$

Die Schaftlänge der Niete vor dem Einziehen muß, da nun

$$A = \delta + 2c = 13 + 18 = 31 \text{ mm}$$

ist, um 5 mm größer als bei der vorigen Naht sein. Das Gewicht eines Nietes wird  $\sim 0,26 \text{ kg}$  betragen.

## 2.

Für den auf S. 17 dargestellten Zweiflammrohrkessel von den nachstehenden Abmessungen und Blechstärken sind die Verhältnisse der Nietnähte, die Maße und Gewichte der erforderlichen Niete und Bleche zu bestimmen.

Es beträgt:

der lichte Durchmesser des Kesselmantels in den äußeren Schüssen 2,2 m,

die Länge des Kesselmantels 10 m,

der lichte Durchmesser der Flammrohre 0,8 m, im vorletzten Schuß auf 0,7 m abnehmend,

der lichte Durchmesser des Dampfdomes 0,9 m,

die Höhe des Dommantels über dem Kesselscheitel 0,825 m,

die Blechstärke des Kesselmantels 19 mm,

die der gewölbten Kesselböden 24 mm,

die Blechstärke der Flammrohre in den beiden Rostrohren 15, in den übrigen 14 mm,

die Blechstärke des Dommantels 13 mm,

die des Dombodens 17 mm.

Der Kesselmantel besteht, um vorne und hinten einen Boden von 2,2 m äußerem Durchmesser verwenden zu können, aus 5 zylindrischen Schüssen. Die Rundnähte derselben sind 2reihig überlappt, die Längsnähte 3reihig gelascht mit breiterer innerer Lasche und doppelt so großer Teilung außen genietet. Die Flammrohre sind in den Längsnähten geschweißt, in den 1reihigen Rundnähten durch Adamsonsche Ringe versteift. Das Material der Bleche und Niete ist Flußeisen.

## 1. Der Kesselmantel.

Der Nietlochdurchmesser soll nach den Angaben auf S. 3

bei den 2reihigen Rundnähten

$$d = \delta + 8 = 19 + 8 = 27 \text{ mm,}$$

bei den 3reihigen Längsnähten

$$d = 27 - 3 = 24 \text{ mm}$$

sein. Entscheidet man sich, um gleich starke Niete bei den Rund- und Längsnähten verwenden zu können, für

$$d = 25 \text{ mm,}$$

so kann der Abstand der Blech- und Laschenkanten von der Mitte der nächsten Nietreihe

$$a = 1,6 \cdot 25 = 40 \text{ mm}$$

betragen.

Für die Rundnähte kann die Nietteilung

$$(4) \quad t = 3d \text{ bis } 3,3d = 75 \text{ bis } 82,5 \text{ mm}$$

genommen werden. Da diese Teilung aber in den gemeinschaftlichen Umfang der äußeren und inneren Schüsse aufgehen muß, so sind

$$\frac{2200\pi}{75 \text{ bis } 82,5} = \sim 92 \text{ bis } 84 \text{ Nietteilungen}$$

erforderlich. Bei 88 Teilungen würde

$$t = \frac{2200\pi}{88} = \sim 78,5 \text{ mm}$$

sein.

Der diagonale Nietabstand soll

$$g \geq \frac{t + d}{2} = \frac{78,5 + 25}{2} = \sim 52 \text{ mm,}$$

mindestens aber

$$g = 2,4d = 2,4 \cdot 25 = 60 \text{ mm}$$

betragen. Mit dem letzteren Werte folgt als Reihenabstand

$$e = \sqrt{60^2 - \left(\frac{78,5}{2}\right)^2} = \sim 45 \text{ mm.}$$

Für die Längsnähte berechnet sich die Nietteilung mit  $n = 4,5$  und  $\varphi = 0,93$  (Handnietung) zu

$$(3) \quad t = 25 \left( 1 + 0,93 \cdot 4,5 \frac{25}{19 - 1} \right) = 170 \text{ mm.}$$

Bei der Einteilung ist Rücksicht auf den Abstand der Rundnähte an den Schüssen zu nehmen. Sollen nämlich die 5 Schüsse des Mantels gleich lang werden, so muß jeder von ihnen einen Abstand (S. 17, Fig. 1)

$$b = \frac{10000 - (2 \cdot 40 + 45)}{5} = 1975 \text{ mm}$$

erhalten. Wählt man dann den auf S. 17, Fig. 7, mit  $y$  bezeichneten Abstand zu 72,5 mm, so muß die äußere Nietreihe

$$\frac{1975 - 2 \left( 72,5 + \frac{170}{4} + 22,5 \right)}{170} = 10$$

Nietteilungen bekommen.

Bei einem diagonalen Nietabstand  $g = 60 \text{ mm}$  (wie oben) folgt weiter für den Abstand der beiden inneren Nietreihen

$$e = \sqrt{58^2 - \left(\frac{170}{4}\right)^2} = \sim 40 \text{ mm},$$

während der Abstand der äußeren Reihe wegen der Kopfbildung  $2,7 d = \sim 70 \text{ mm}$  verlangt.

Die innere Lasche ist  $e_2 = 14$ , die äußere  $e_1 = 16 \text{ mm}$  stark gemacht, so daß der Bedingung

$$e_1 + e_2 \geq \frac{5}{4} \frac{170 - 25}{170 - 2 \cdot 25} 19 = 28,6 \text{ mm}$$

genügt ist.

Der Blech- und Laschenkantenabstand ist wie oben  $a = 40 \text{ mm}$ .

Das Festigkeitsverhältnis der Längsnaht beträgt für die äußere Nietreihe

$$(5) \quad z = \frac{170 - 25}{170} = \sim 0,85,$$

für die mittlere

$$(7) \quad z = \frac{170 - 2 \cdot 25}{170} + \frac{25^2 \pi}{4} \frac{0,8}{170 \cdot 19} = \sim 0,83.$$

Die Niete müssen vor dem Einziehen im Schaft einen mittleren Durchmesser

$$d_1 = 25 - 1 = 24 \text{ mm}$$

besitzen und für die Längsnahte

$$y = 1,7 \cdot 25 + 19 + 14 + (16) = \sim 92 \text{ bzw. } 76 \text{ mm},$$

für die Rundnähte 81 bzw. 86 mm lang sein.

Jedes dieser Niete wiegt

$$0,134 \cdot 3,55 = 0,48 \text{ kg}$$

$$\text{bis } 0,118 \cdot 3,55 = 0,42 \text{ kg}.$$

Da jede Rundnaht des Kessels  $2 \cdot 88 = 176$ , jede Längsnaht  $2 \cdot 53 = 106$  Niete erfordert, so sind im ganzen

$$6 \cdot 176 + 5 \cdot 106 = 1586 \text{ Stück}$$

nötig.

Jeder Schuß des Mantels besteht nur aus einem Blech. Die Breite desselben von Mitte bis Mitte der betreffenden Nietlochreihe einer jeden Seite ist oben zu  $b = 1975 \text{ mm}$  berechnet. Die ganze Breite muß

$$B = b + e + 2a = 1975 + 45 + 2 \cdot 40 = 2100 \text{ mm},$$

die ganze Länge, wenn der äußere Durchmesser der Böden genau  $2,2 \text{ m}$  ist, ohne Zugabe für die Laschenzuschärfung

bei den äußeren Schüssen (S. 17, Fig. 2)

$$L_a = (2200 + 19) \pi = \sim 6970 \text{ mm},$$

(9) bei den inneren Schüssen

$$L_i = (2200 - 19) \pi = \sim 6850 \text{ mm}$$

sein.

Das Gewicht eines Schußbleches ist, da  $1 \text{ qm}$  Blech von  $19 \text{ mm}$  Stärke  $\sim 149,2 \text{ kg}$  wiegt,

$$2,1 \cdot 6,97 \cdot 149,2 = \sim 2184 \text{ kg (3 Stück)}$$

$$\text{bzw. } 2,1 \cdot 6,85 \cdot 149,2 = \sim 2146 \text{ kg (2 Stück)}.$$

## 2. Die Flammrohre.

Für die Treihigen Rundnähte derselben ist mit  $\delta = 14 (15)$  zu nehmen:

ein Nietlochdurchmesser

$$d = 23 \text{ mm},$$

eine Nietteilung

$$(4) \quad t = 2,4 \cdot 23 = 55 \text{ mm},$$

ein Abstand der Blechkante von der Nietreihenmitte

$$a = 1,5 \cdot 23 = \sim 35 \text{ mm.}^*)$$

Da die Nietteilung ohne Rest in den Umfang der Rundnähte aufgehen muß, so sind die Nähte am vorderen Boden in

$$\frac{830 \pi}{55} = \sim 48,$$

am hinteren Boden in

$$\frac{728 \pi}{55} = \sim 42,$$

an den Versteifungsringen in

$$\frac{940 \pi}{55} = \sim 54 \text{ und } \frac{840 \pi}{55} = \sim 48$$

gleiche Teile zu zerlegen.

Die Flammrohren müssen im kalten Zustande einen mittleren Schaftdurchmesser

$$d_1 = 22 \text{ mm}$$

und für die Bodenrundnähte eine Schaftlänge

$$y = 1,7 \cdot 23 + (15 + 24) = \sim 78 \text{ mm},$$

für die Versteifungsringe eine solche

$$y = 1,7 \cdot 23 + (15 + 16 + 15) = 85 \text{ mm}$$

haben. Von der ersten Sorte sind

$$2(48 + 42) = 180 \text{ Stück}$$

erforderlich, und jedes Niet wiegt

$$0,117 \cdot 2,99 = 0,35 \text{ kg},$$

von der zweiten Sorte

$$10 \cdot 54 + 2 \cdot 48 = 636 \text{ Stück}$$

bzw.

$$0,124 \cdot 2,99 = 0,37 \text{ kg}.$$

Jedes Flammrohr besteht aus 7 Schüssen, und die Versteifungsringe des einen Rohres sind um  $125 \text{ mm}$  gegen die des anderen versetzt. Die Verhältnisse der Versteifungsringe und anschließenden Bördel sind aus S. 17, Fig. 5, ersichtlich. Denkt man sich einen solchen Bördel gerade gestreckt, so wird die Länge des Rohres um  $115 - 45 = 70 \text{ mm}$  größer als dessen achsiale Länge bis zur Mitte des Versteifungsringes. Am vorderen Boden stehen die Flammrohre um  $60 \text{ mm}$  vor.

Die ganze Länge der Rohre bestimmt sich also mit den auf S. 17, Fig. 4, eingetragenen Abmessungen der Böden zu

$$10000 - \underbrace{125 \cdot 525}_{\text{vorderer Boden}} - \underbrace{60}_{\text{hinterer Boden}} - 125 + 95 + 75 = 10505 \text{ mm}.$$

Sollen alle Schüsse, ausgenommen der letzte und erste des einen Rohres, aus gleich breiten Blechen hergestellt werden, so muß unter Berücksichtigung des Umstandes, daß der erste und letzte Schuß nur an der einen Seite gebördelt ist, der Abstand von Mitte bis Mitte Versteifungsring der mittleren Schüsse

$$\frac{10505 - 2 \cdot 70}{7} = \sim 1480 \text{ mm}$$

betragen, während der erste und letzte Schuß bis zur Mitte seines Ringes

\*) An den Bodenkanten  $40 \text{ mm}$ .

$$1480 + 70 = 1550 \text{ mm}$$

Länge verlangt. Für das andere Flammrohr muß wegen der Versetzung der Versteifungsringe die fragliche Länge des ersten Schusses

$$1550 + 125 = 1675 \text{ mm},$$

die des letzten

$$1550 - 125 = 1425 \text{ mm}$$

sein. Im abgewickelten Zustande ist somit sämtlichen Blechen (S. 17, Fig. 3) eine Breite

$$B = 1480 + 2 \cdot 70 = 1620 \text{ mm}$$

zu geben, ausgenommen die des ersten und letzten Schusses bei dem einen Flammrohre, für welche die Breite

$$B = 1675 + 70 = 1745 \text{ mm} \text{ bzw. } 1425 + 70 = 1495 \text{ mm}$$

sein muß.

Die Länge der zylindrischen Schußbleche berechnet sich weiter, wenn 40 bzw. 43 mm für die Schweißnaht zugegeben werden, zu

$$L = \left(800 + \frac{15}{14}\right) \pi + \frac{40}{43} = 2600 \text{ mm}$$

und

$$L = (700 + 14) \pi + 40 = 2283 \text{ mm}.$$

Bei den konischen Schußblechen hat man sich die beiden Bördel als konische Fortsetzung der Rohre ausgestreckt zu denken. Die Schüsse erhalten dann an der weiteren Seite eine lichte Weite von

$$800 + \frac{70}{1480} (800 - 700) = \sim 805 \text{ mm},$$

an der engeren Seite eine solche von 695 mm. In der Abwicklung ist daher den Schußblechen ohne Zugabe für die Schweißung eine Bogenlänge von

$$(805 + 14) \pi = 2573 \text{ bzw. } (695 + 14) \pi = 2227 \text{ mm}$$

zu geben. Die Pfeilhöhe der Bögen hat mit  $l_1 = 2573$ ,  $l_2 = 2227$  und  $B = 1620 \text{ mm}$  anstatt  $b$

$$(11) \quad h_1 = \frac{2573 - 2227}{8 \cdot 1620} 2573 = 68,6 \text{ mm},$$

$$h_2 = \frac{2573 - 2227}{8 \cdot 1620} 2227 = 59,5 \text{ mm}$$

zu betragen.

Das Gewicht der Flammrohrbleche ist

für die 15 mm starken Rostrohre

$$1,62 \cdot 2,6 \cdot 117,75 = 496 \text{ kg (3 Stück)}$$

bzw.

$$1,745 \cdot 2,6 \cdot 117,75 = 534 \text{ kg (1 Stück)},$$

für die 14 mm starken zylindrischen Rohre

$$1,62 \cdot 2,6 \cdot 109,9 = 463 \text{ kg (6 Stück)},$$

$$1,62 \cdot 2,283 \cdot 109,9 = 407 \text{ kg (1 Stück)},$$

$$1,495 \cdot 2,283 \cdot 109,9 = 375 \text{ kg (1 Stück)}.$$

Für die 14 mm starken konischen Schüsse sind Blechtafeln von ca.

$$(1,62 + 0,06) 2,613 \cdot 109,9 = \sim 483 \text{ kg (2 Stück)}$$

nötig.

### 3. Der Dampfdom.

Die 1-reihige Rundnaht desselben erhält für  $\delta = 13 \text{ mm}$  einen Nietlochdurchmesser

$$d = 21 \text{ mm},$$

eine Teilung in der Bodenrundnaht

$$(4) \quad t = 2,4 \cdot 21 = 50 \text{ mm},$$

sodaß diese Naht in

$$\frac{900 \pi}{50} = 56$$

Teile zu zerlegen ist.

Für die Längsnaht können die im 1. Beispiel auf S. 6 berechneten Verhältnisse

$$t = 65, e = 40 \text{ und } \alpha = 32,5 \text{ mm}$$

gewählt werden.\*)

Die Niete haben im kalten Zustande einen mittleren Durchmesser

$$d_1 = 20 \text{ mm}$$

	Bodenrund-	Kesselrund-	Längsnaht
eine Schaftlänge	66	68	62 mm
ein Gewicht	0,25 kg	0,26 kg	0,24 kg
Stückzahl ca.	56	110	25

Das Mantelblech des Domes (S. 17, Fig. 8) bekommt im abgewickelten Zustande eine Länge von Mitte bis Mitte der zusammengehörigen Nietlochreihen

$$(12) \quad l = (900 + 13) \pi = \sim 2870 \text{ mm}$$

und eine ganze Länge

$$L = 2870 + 40 + 2 \cdot 32,5 = 2975 \text{ mm}.$$

Konstruiert man die Mantelabwicklung, so ergibt sich die Höhe  $h_1 = 100 \text{ mm}$ . Die Krempe, mit welcher der Dom am Kesselmantel befestigt ist, ist  $m = 120 \text{ mm}$  lang. Die größte Breite des Mantelbleches muß demnach

$$(13) \quad B = 825 + 100 + 120 = 1045 \text{ mm}$$

betragen.

Die rechteckige Platte, aus der das Mantelblech herzustellen ist, wiegt

$$2,975 \cdot 1,045 \cdot 102 = \sim 317 \text{ kg}.$$

\*) Die Handnietung würde hier nach Gl. (3) mit  $\varphi = 0,62$  nur eine um 2 mm größere Teilung verlangen.



# Form und Teile der Niete.

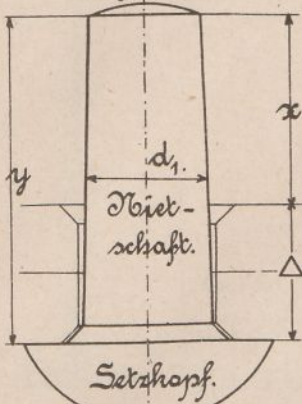
$d$  Durchm. des Nietloches,  
 $d_1$  mittl. Durchm. des Nieteisens.

Vor dem Einziehen.

Nach dem Einziehen.

Beim Einziehen.

Fig. 1.  $\frac{1}{4}$ .



bei gebohrten Blechen.

bei gelochten Blechen.

Fig. 2.  $\frac{1}{4}$ .

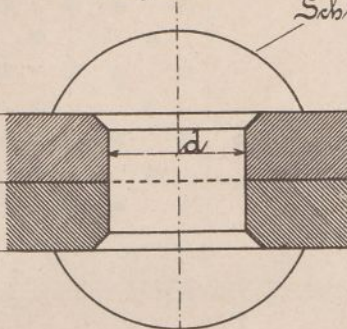


Fig. 3.  $\frac{1}{4}$ .

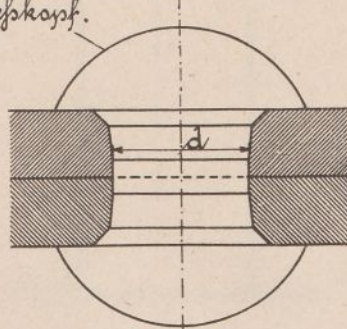
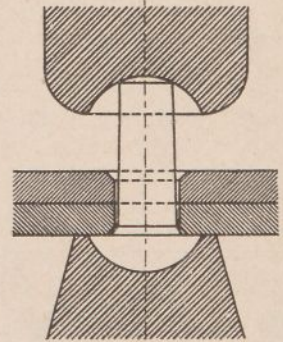


Fig. 4.  $\frac{1}{2}$ .



Geschellter Nietkopf für dichte Verbindungen.

Geschellter Nietkopf für nur feste Verbindungen.

Gehämmertes Nietkopf.

Versenkter Nietkopf.

Fig. 5.  $\frac{1}{4}$ .

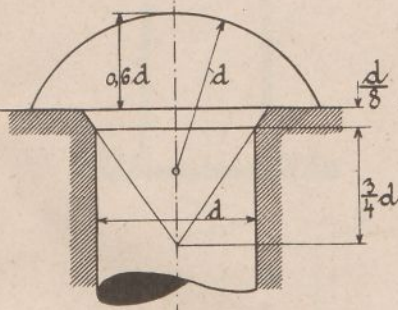


Fig. 6.  $\frac{1}{4}$ .

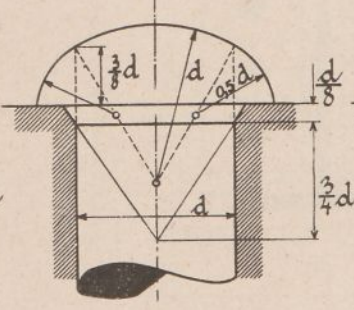


Fig. 7.  $\frac{1}{4}$ .

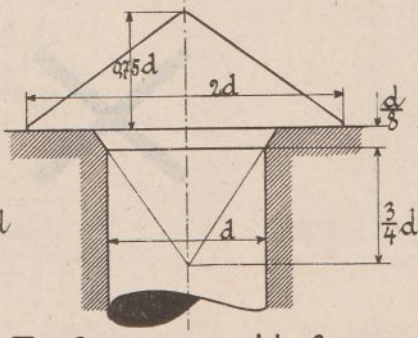
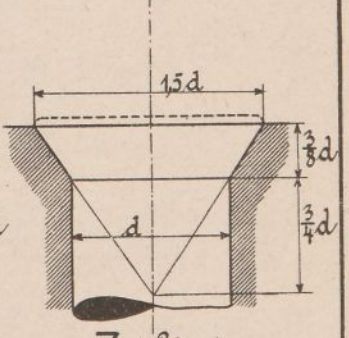


Fig. 8.  $\frac{1}{4}$ .



## Profileisen. (Normalprofile)<sup>\*)</sup>

L-Eisen.

T-Eisen.

I-Eisen.

U-Eisen.

Z-Eisen.

gleichschenkelig.

breitfüßig.

Fig. 13.  $\frac{1}{5}$ .

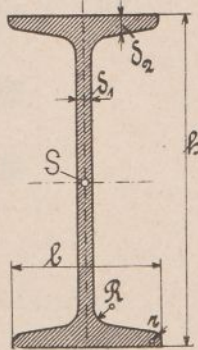


Fig. 14.  $\frac{1}{5}$ .

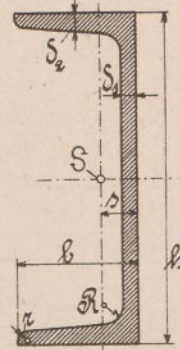


Fig. 15.  $\frac{1}{5}$ .

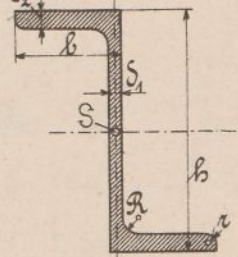


Fig. 9.  $\frac{1}{5}$ .

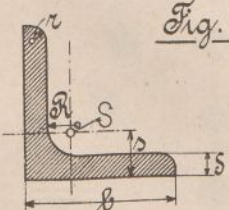
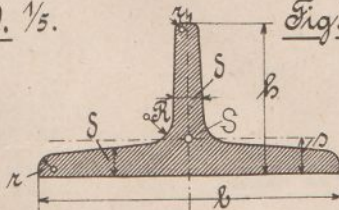


Fig. 11.  $\frac{1}{5}$ .



ungleichschenkelig.

hochsteigig.

Fig. 10.  $\frac{1}{5}$ .

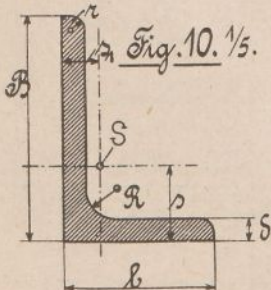
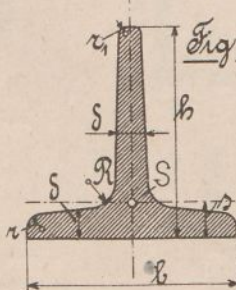


Fig. 12.  $\frac{1}{5}$ .



Belag-Eisen.

Fig. 16.  $\frac{1}{5}$ .

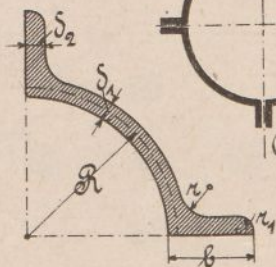
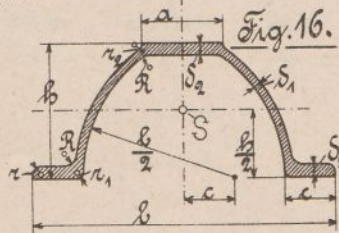


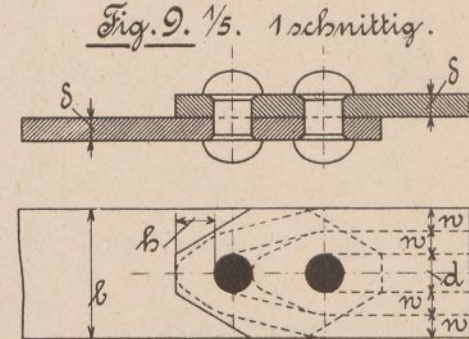
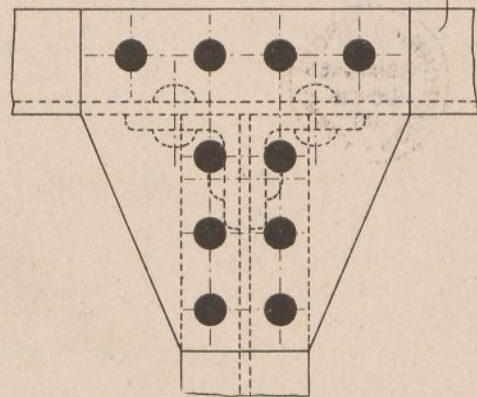
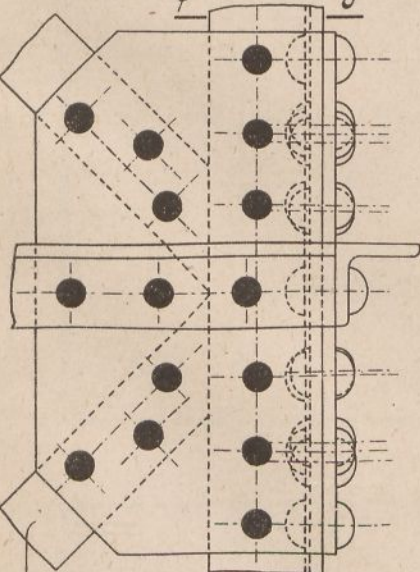
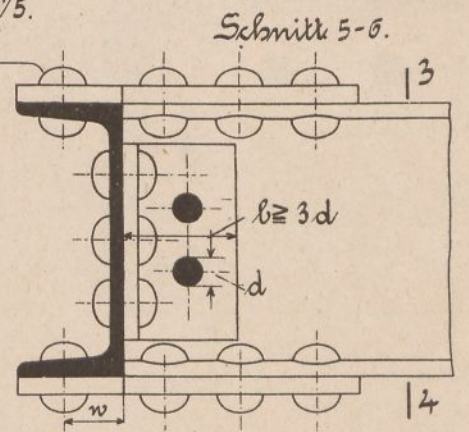
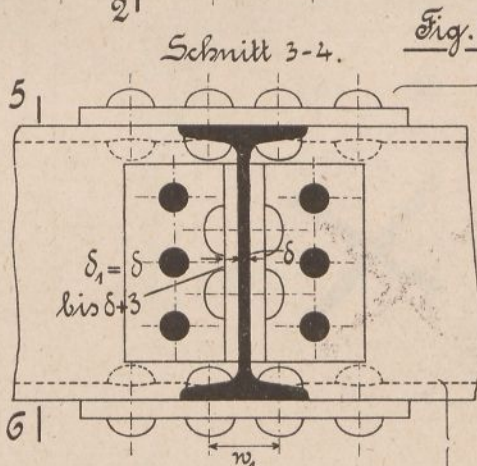
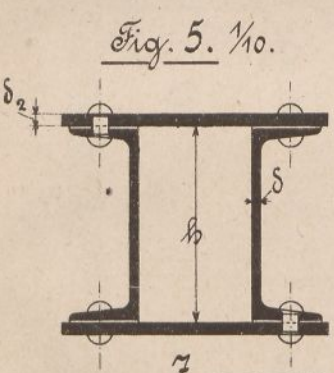
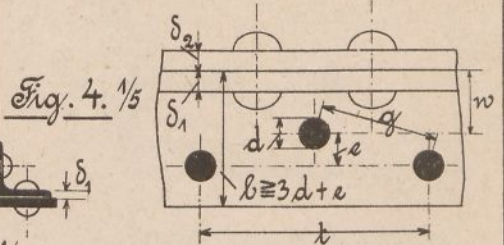
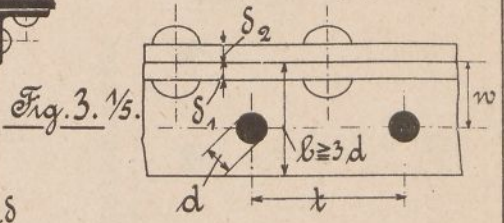
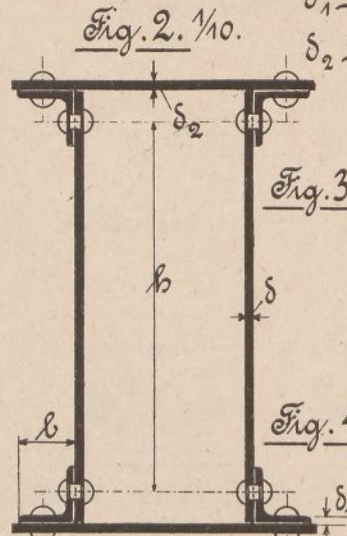
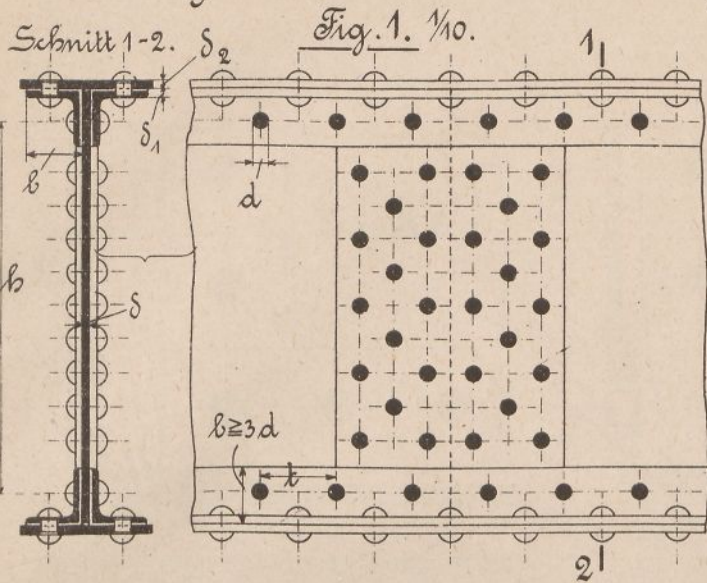
Fig. 17.  $\frac{1}{5}$ .

Quadrant-Eisen.

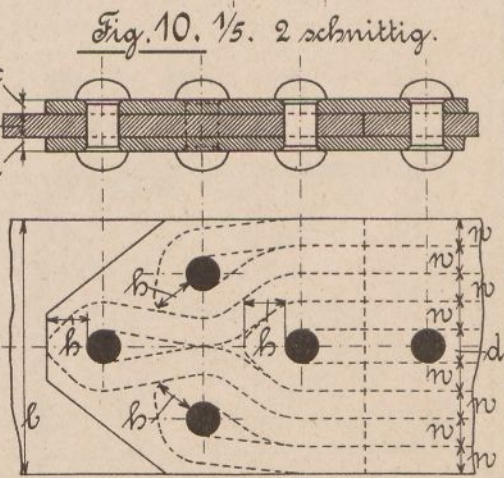
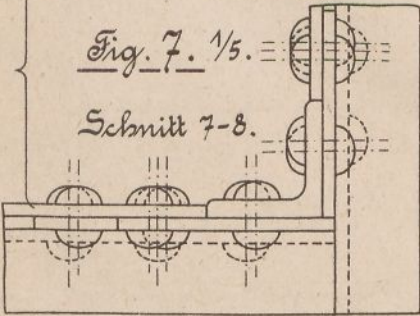
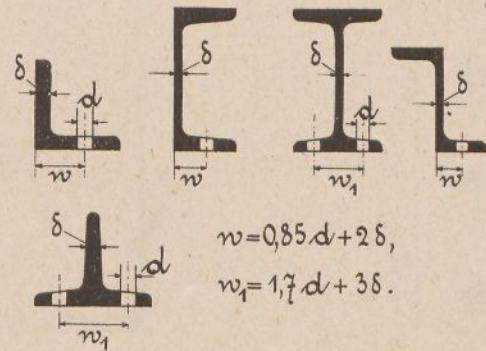
\*) Maße siehe Ingenieurkalender.

# Nur feste Nietverbindungen.

$\delta$  Stärke des Steges oder Bleches,  
 $\delta_1$  Stärke der L-Eisen,  
 $\delta_2$  Stärke der Gurtungsplatten.



**Fig. 8. Wurzelmaße.**





# Nur dichte Nietverbindungen.

$\delta$  Stärke der Seitenwände,  $\delta_1$  Stärke der L-Eisen.  
 $\delta_0$  Stärke des Bodens,  $b$  Breite } L-Eisen.

Fig. 1.  $\frac{1}{3}$ .

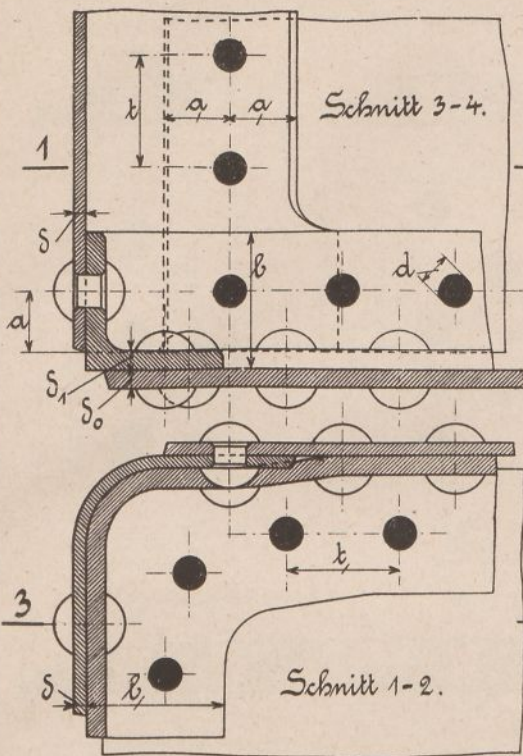


Fig. 2.  $\frac{1}{3}$ .

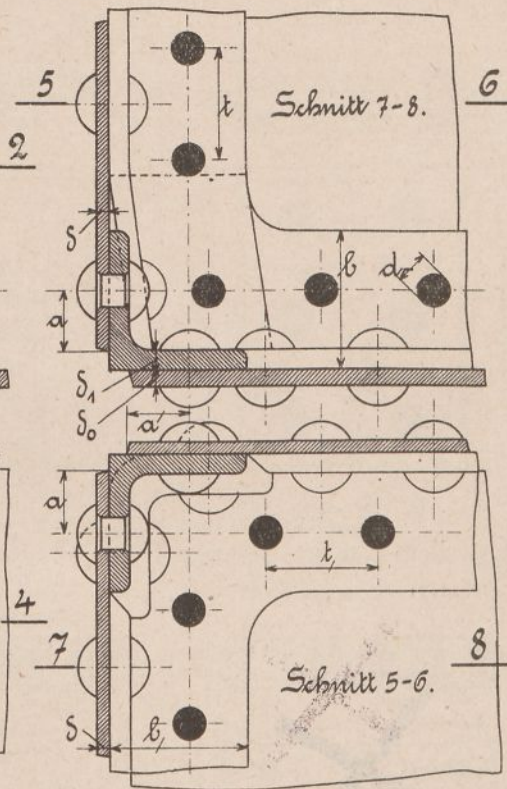


Fig. 3.  $\frac{1}{3}$ .

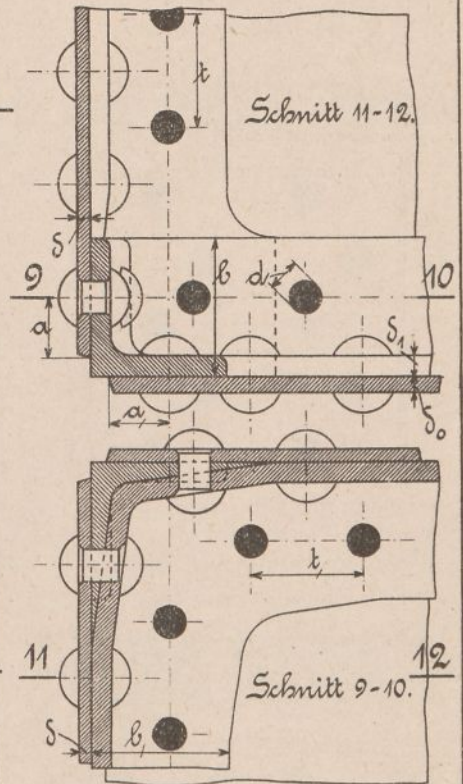
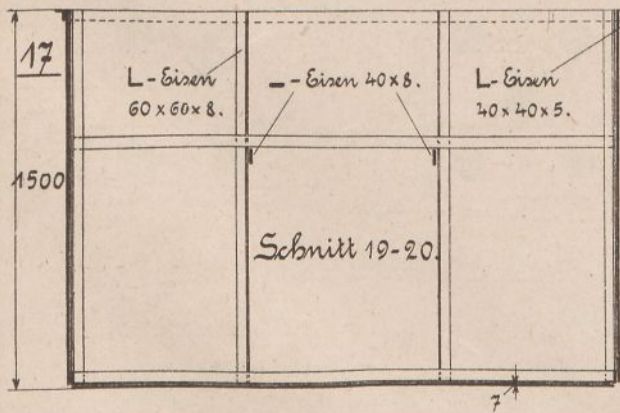


Fig. 5.  $\frac{1}{30}$ .

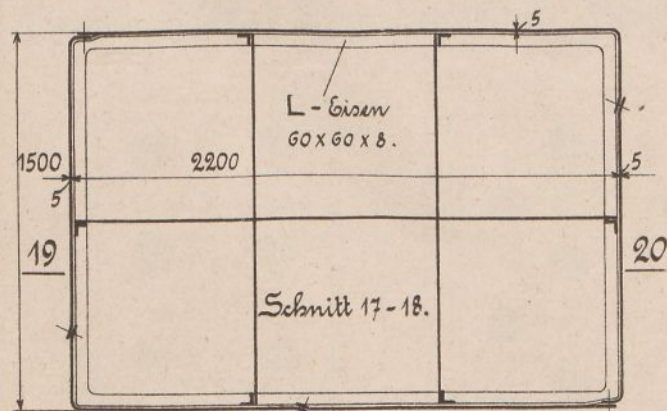
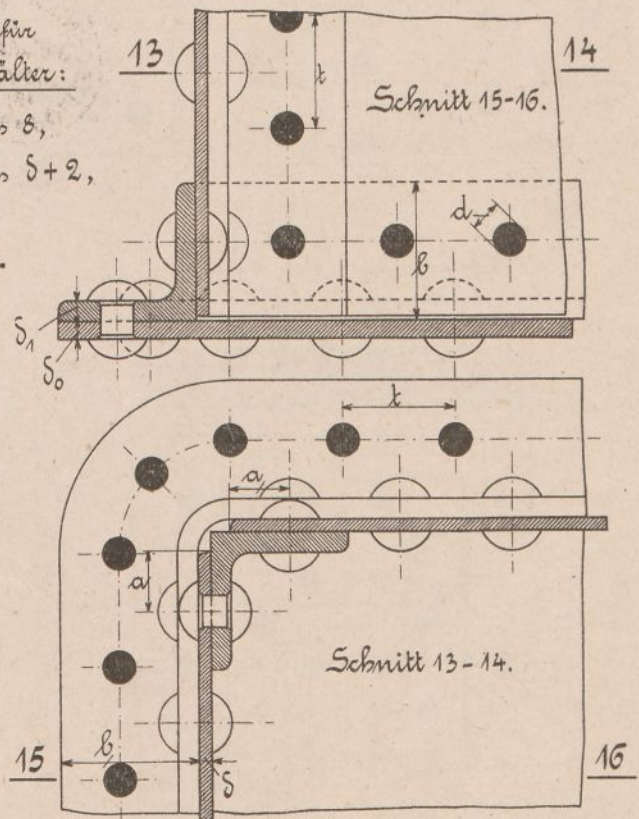


18

Verhältnisse für Wasserbehälter:

$$\begin{aligned} \delta &= 4 \text{ bis } 8, \\ \delta_0 &= \delta \text{ bis } \delta + 2, \\ \delta_1 &= \delta_0, \\ b &\geq 3d. \end{aligned}$$

Fig. 4.  $\frac{1}{3}$ .



# Nietnähte

$\delta$  Blechstärke,  
 $c$  Laschenstärke,

$d$  Nietlochdurchm.  
 $t$  Nietteilung,

$a$  Abstand der Blech- u.  
Laschenkante.

## 1 schnittige Überlappung.

Fig. 1.  $\frac{1}{4}$ .

1 reihig ( $n=1$ ).

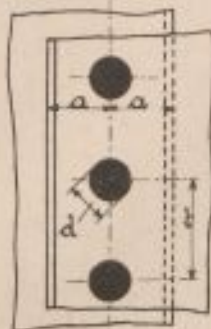
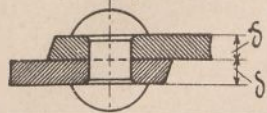
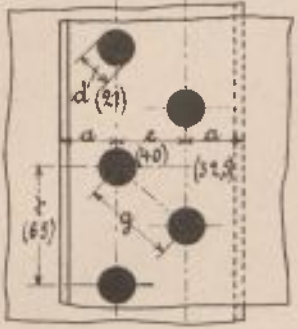
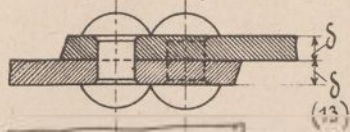


Fig. 2.  $\frac{1}{4}$ .

2 reihig versetzt ( $n=2$ ).



## 2 schnittige, 2 seitige Laschung.

Fig. 7.  $\frac{1}{4}$ .

1 reihig ( $n=1$ ).

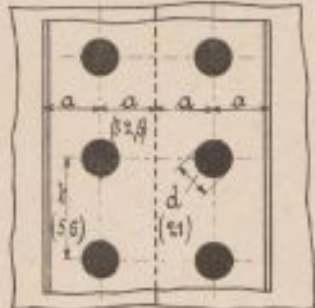
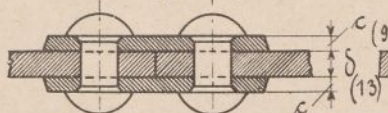


Fig. 8.  $\frac{1}{5}$ .

2 reihig versetzt ( $n=2$ ).

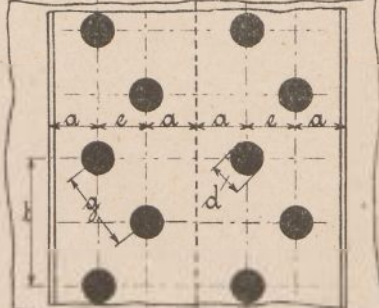
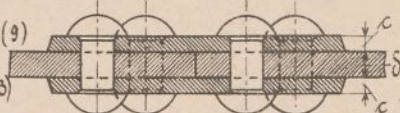


Fig. 3.  $\frac{1}{4}$ .

2 reihig parallel ( $n=2$ ).

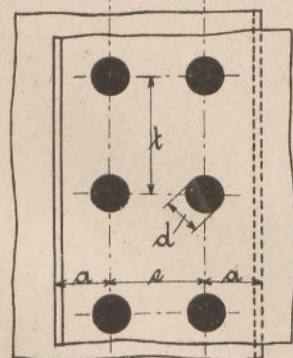
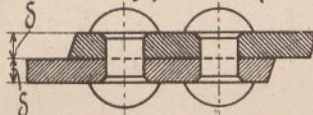


Fig. 4.  $\frac{1}{5}$ .

3 reihig ( $n=3$ ).

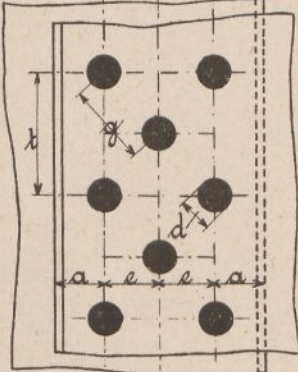
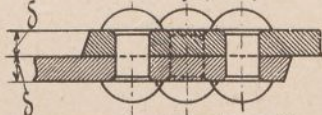


Fig. 9.  $\frac{1}{6}$ .

2 reihig mit doppelt so großer  
Teilung außen ( $n=3$ ).

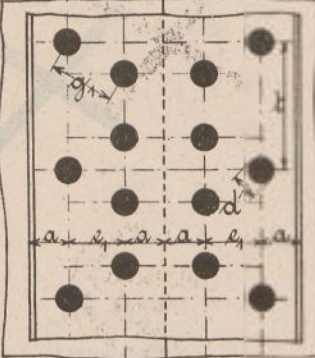
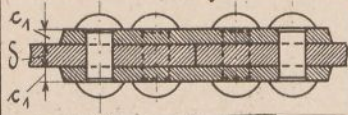
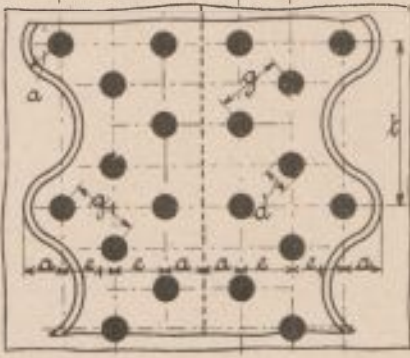
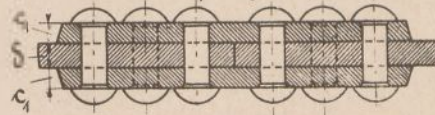


Fig. 11.  $\frac{1}{6}$ .

3 reihig mit doppelt so großer  
Teilung außen ( $n=5$ ).



## 1 schnittige, 1 seitige Laschung.

Fig. 5.  $\frac{1}{4}$ .

1 reihig ( $n=1$ ).

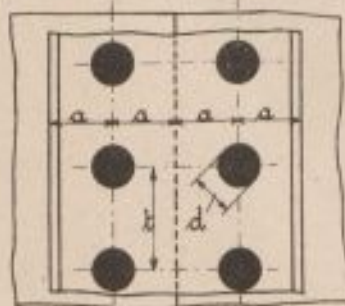
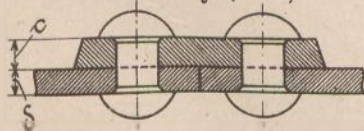


Fig. 6.  $\frac{1}{4}$ .

2 reihig versetzt ( $n=2$ ).

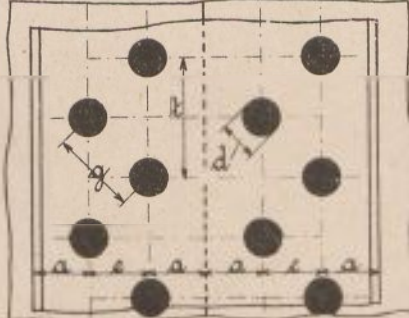
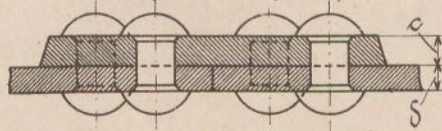
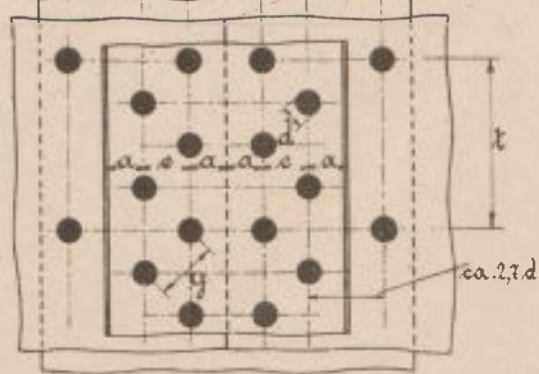
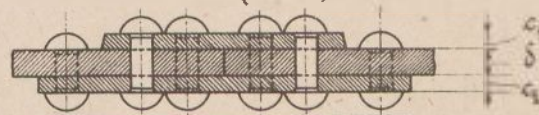


Fig. 10.  $\frac{1}{6}$ .

3 reihig mit ungleich breiten  
Laschen ( $n=4,5$ ).



# Kesselschüsse und -böden.

Fig. 1. 1/20. Zylindrische Kesselschüsse mit überlappter Längsnäht.

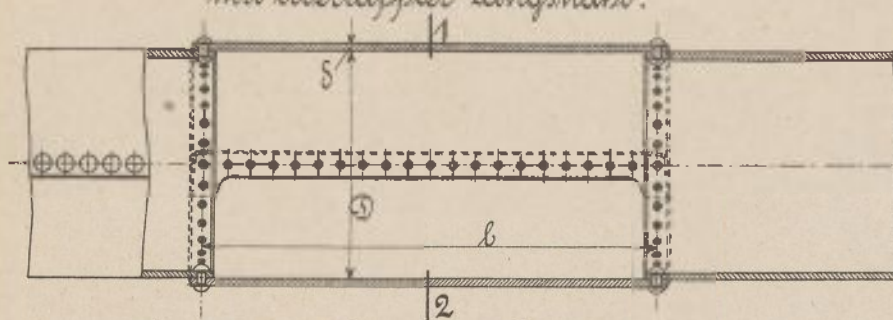


Fig. 2. 1/20. Konische Kesselschüsse mit überlappter Längsnäht.

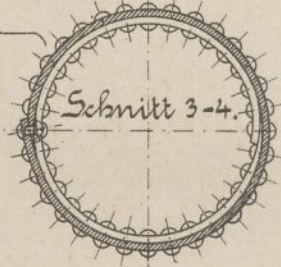
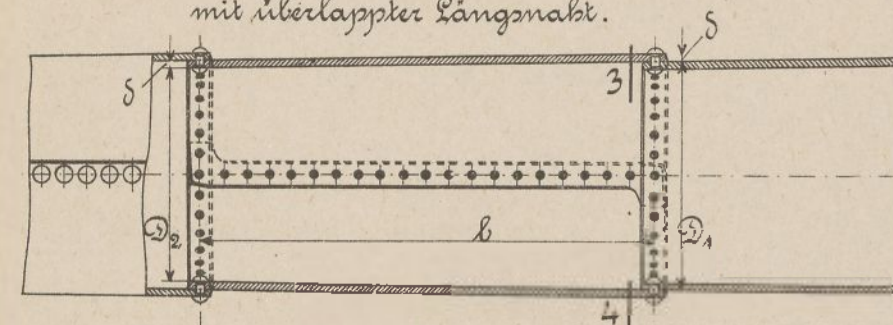


Fig. 3. 1/20. Zylindrische Kesselschüsse mit überlappter Rund- u. gelaschter Längsnäht.

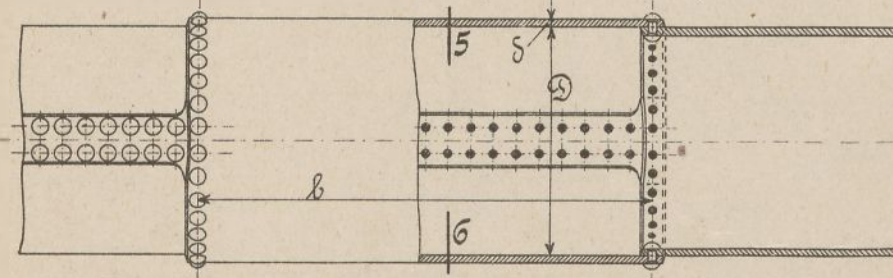
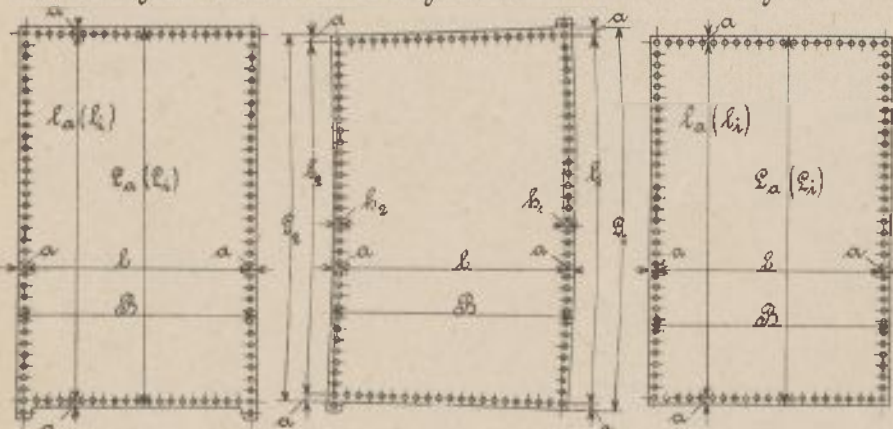
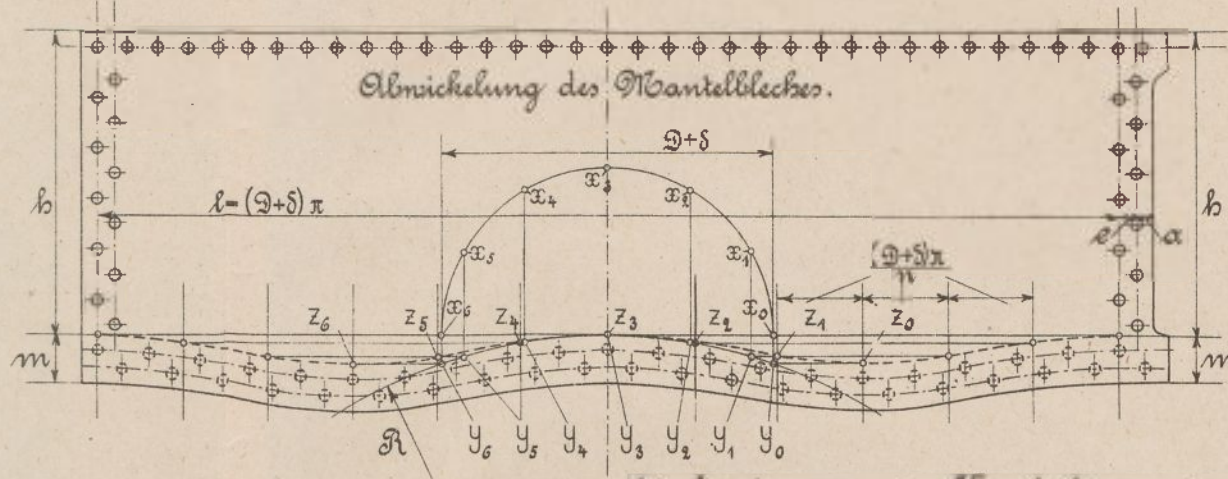


Fig. 4. 1/40. Abwicklung der Schußbleche in Fig. 1. Fig. 2. Fig. 3.



Abwicklung der Längsnähte in zwei aufeinander folgenden Schüssen mindestens 6 Theilungen der Rundnäht.

Zylindrische Schüsse:  $D$  lichter Durchm. der äußeren Schüsse.  
 Konische Schüsse:  $D_1$  lichter Durchm. an der weiten Seite,  $D_2$  lichter Durchm. an der engen Seite, für  $D_1 = D_2 + 2\delta$  ist  $D_1 = D$ .  
 $\delta$  Blechstärke.



Verbindung zweier Kesselschüsse mit:

Fig. 6. 1/6. 2reihig überlappter Längsnäht.

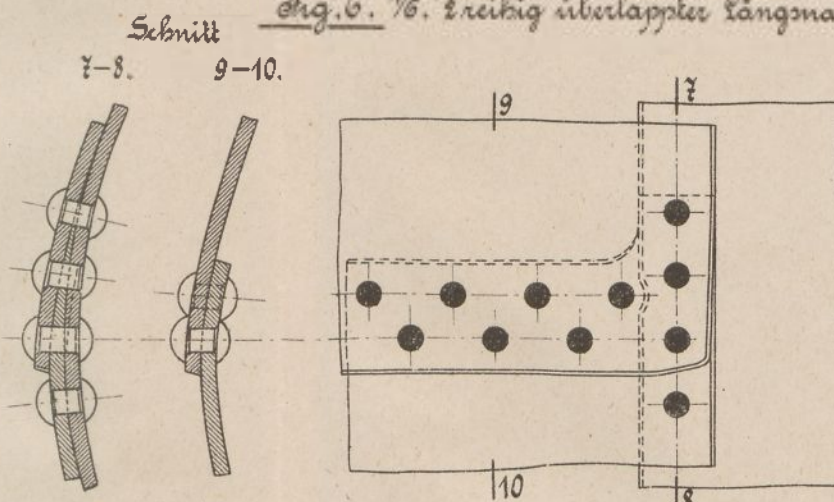


Fig. 8. 1/6. doppelt gelaschter Längsnäht.

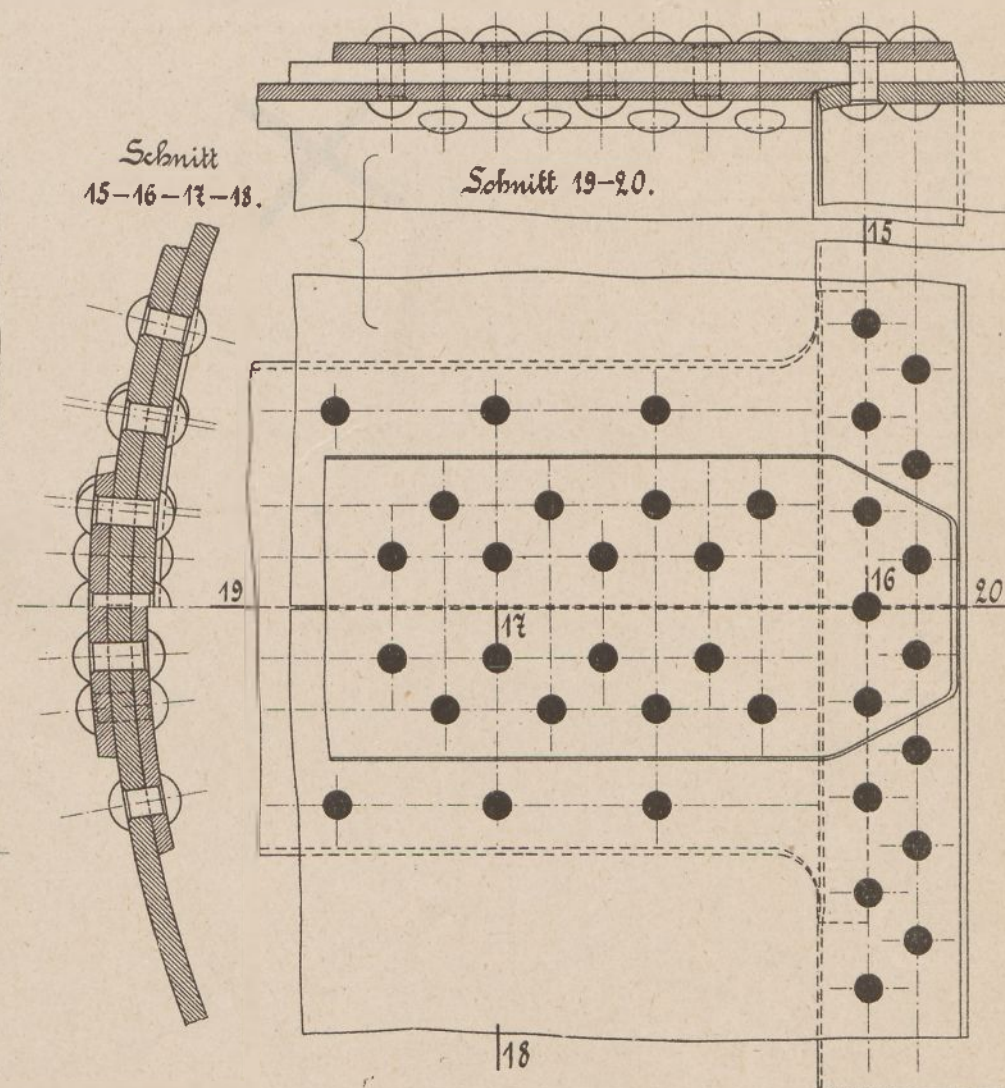
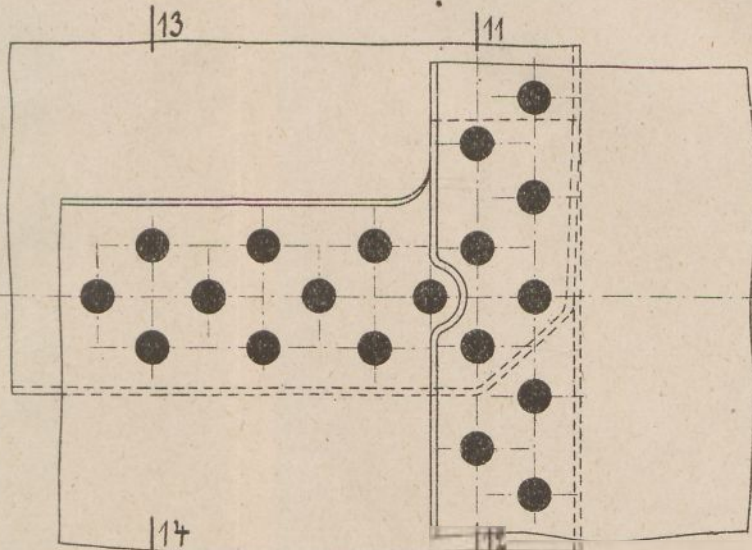


Fig. 7. 1/6. 3reihig überlappter Längsnäht.



# Nietverbindungen an Dampfkesseln.

Fig. 2. 1/6. Flache Böden

Wandstärke:  
 $\delta$  des Kesselmantels,  
 $\delta_1$  der Flammrohre,  
 $\delta_0$  der Böden.

$\alpha = 1,5d$  bis  $1\beta d$  mit  
 $d$  als Nietlochdurchm.

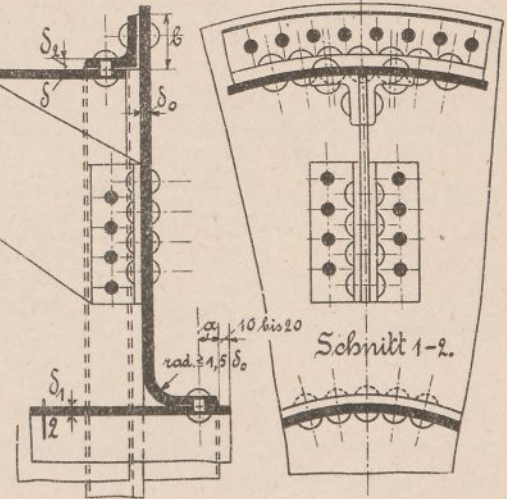
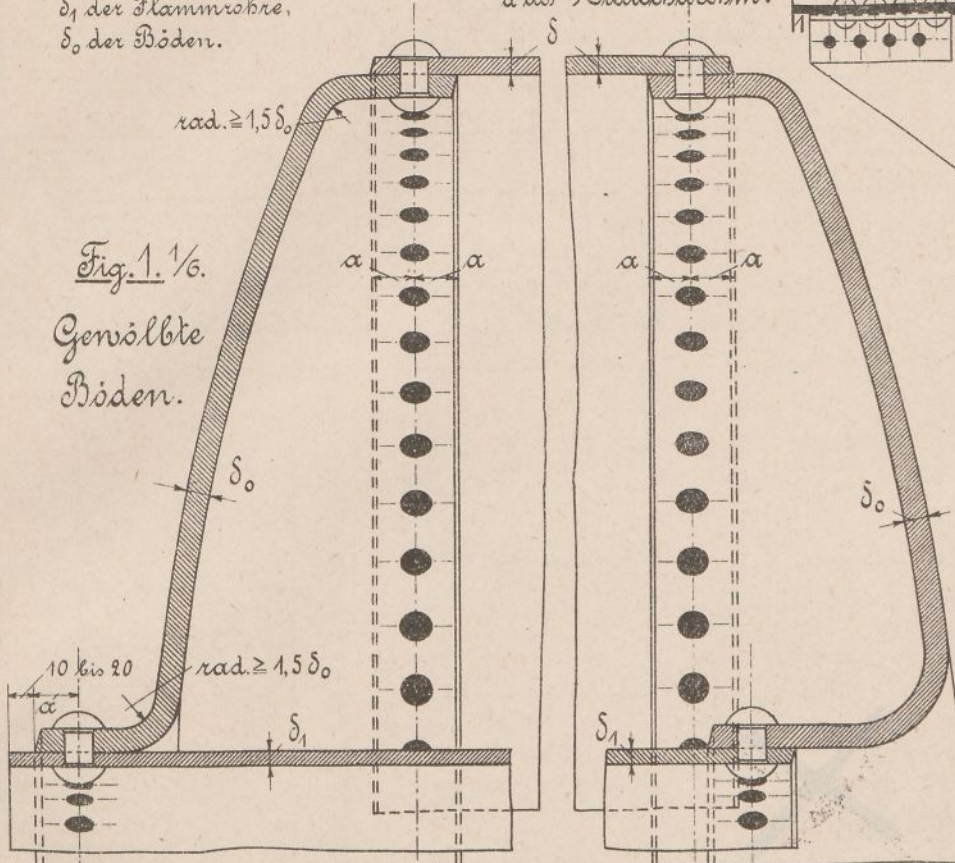


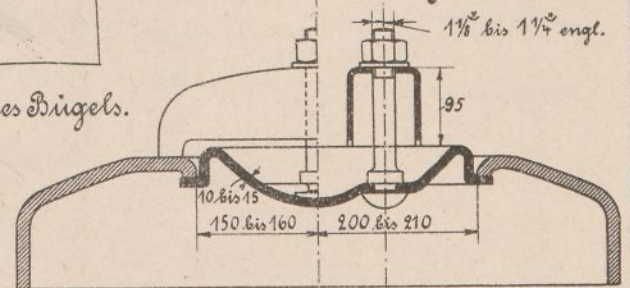
Fig. 1. 1/6.  
 Gewölbte  
 Böden.

Breite  $b$  und Stärke  $\delta_2$  der L-Eisen  
 zur Verbindung von

Böden u. Mantel.      Böden u. Flammrohr.  
 $b=90, \delta_2=13$  für  $\delta_0=16$  bis  $18, b=80, \delta_2=13$  für  $\delta_1=8$  bis  $9,$   
 $b=100, \delta_2=20$  für  $\delta_0=20, b=90, \delta_2=16$  bis  $18$  für  $\delta_1=10$  bis  $14,$   
 $b=100, \delta_2=22$  für  $\delta_0=22.$

Mannloch. Fig. 8. 1/6.

Ansicht des Brügels.



## Flammrohrversteifungen.

Fig. 3. 1/6.

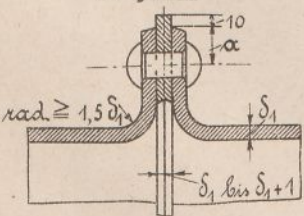


Fig. 4. 1/6.

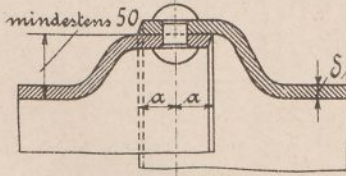


Fig. 5. 1/6.

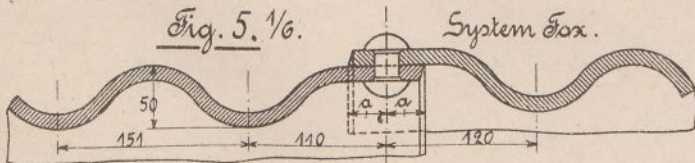


Fig. 6. 1/6.

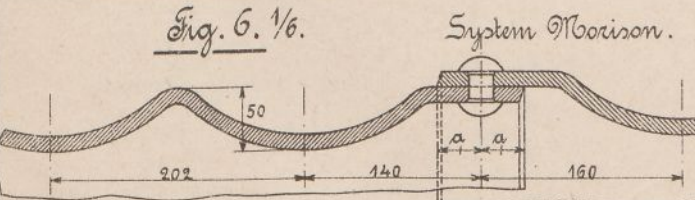


Fig. 7. 1/6.

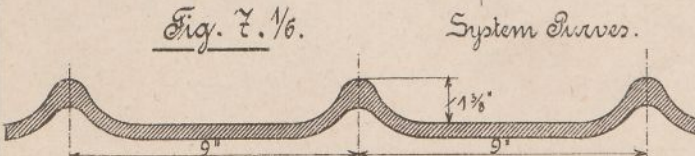


Fig. 9. 1/10.

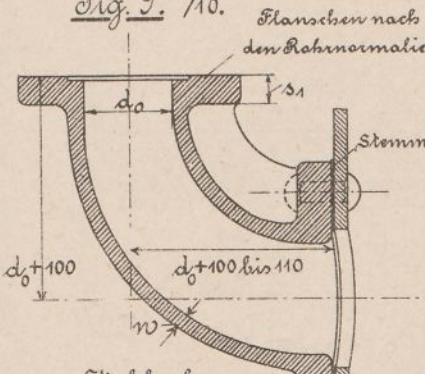
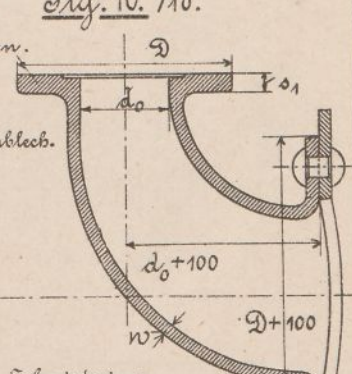


Fig. 10. 1/10.



Stahlguß.

$$w = \frac{d_0}{20} + 10,$$

$$\delta_1 = \frac{d_0}{10} + 13 \text{ bis } 15,$$

$$\delta_2 = \frac{d_0}{10} + 20 \text{ bis } 25.$$

Schmiedeeisen.

$$w = 10 \text{ für } d_0 < 50,$$

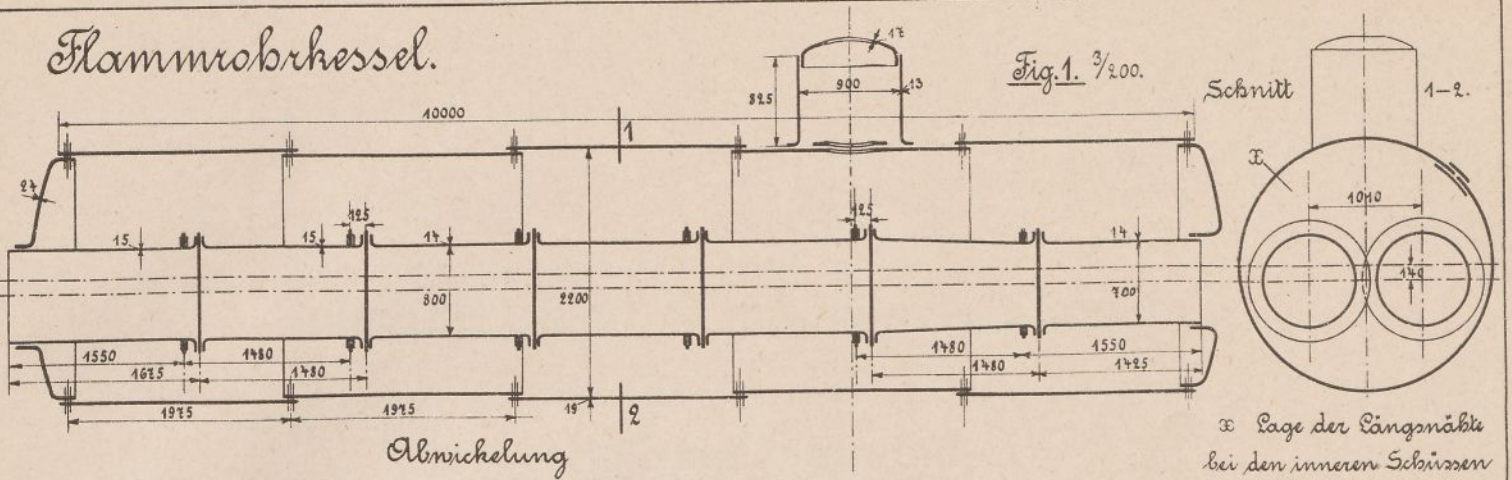
$$w = 11 \text{ für } d_0 = 50 \text{ bis } 75,$$

$$w = 12 \text{ für } d_0 = 80 \text{ bis } 120,$$

$$w = 13 \text{ für } d_0 > 120, \delta_1 = \frac{d_0}{20} + 14.$$

# Flammrohrkessel.

Fig. 1.  $\frac{3}{200}$ .



⊗ Lage der Längsnähte bei den inneren Schirren

Fig. 2.  $\frac{1}{60}$  der Mantelbleche.

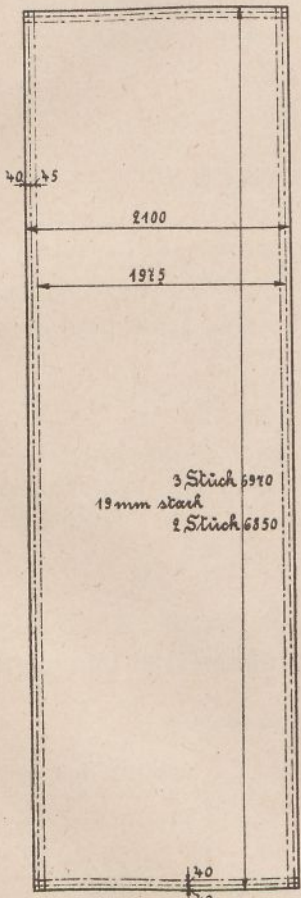
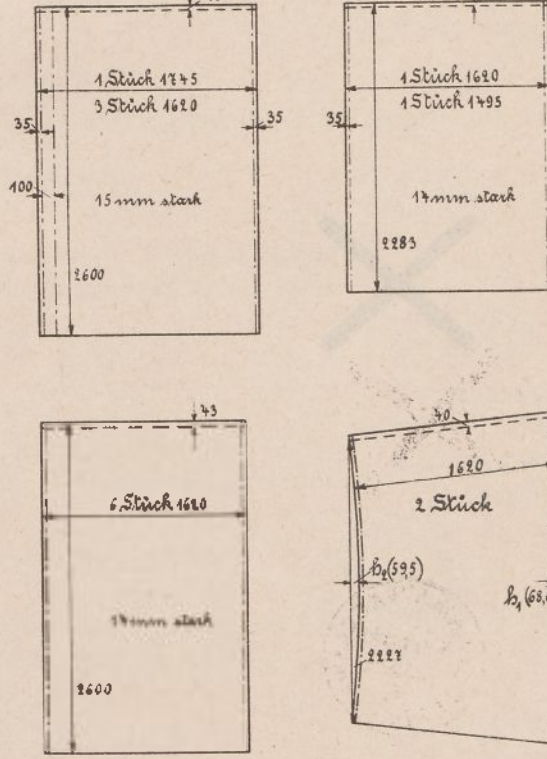


Fig. 3.  $\frac{1}{60}$  der Flammrohrbleche.



- Wirtlochdurchm.:
- Kesselmantel 25,
  - Flammrohre 23,
  - Dampfdom 21.

Fig. 4.  $\frac{1}{30}$ .

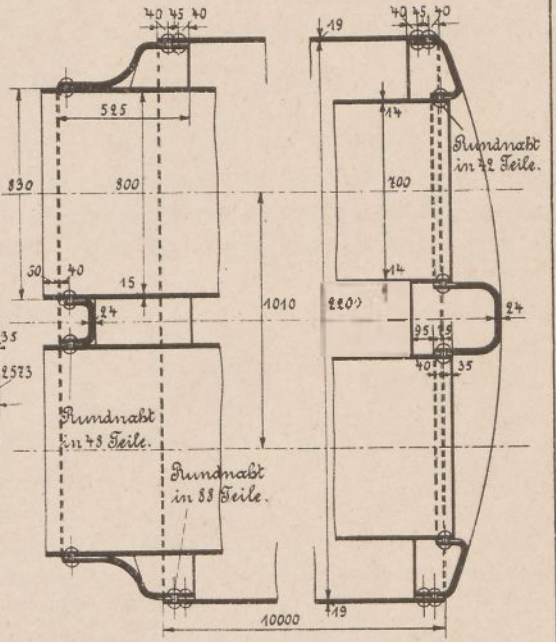


Fig. 5.  $\frac{1}{10}$ .

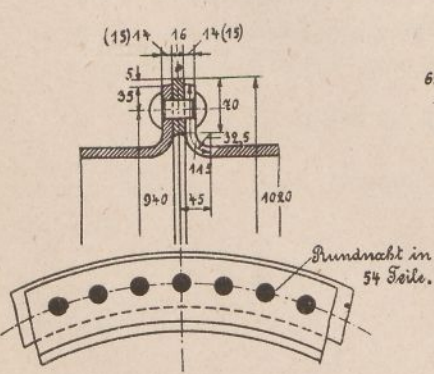


Fig. 6.  $\frac{1}{10}$ .

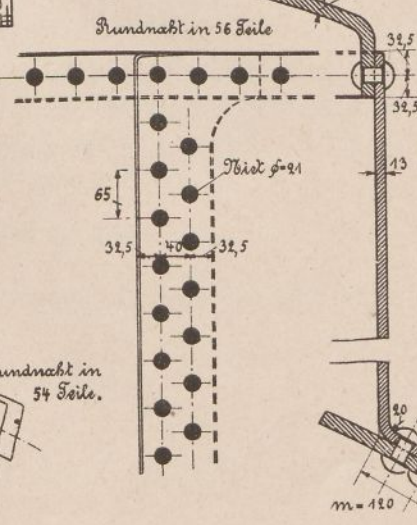
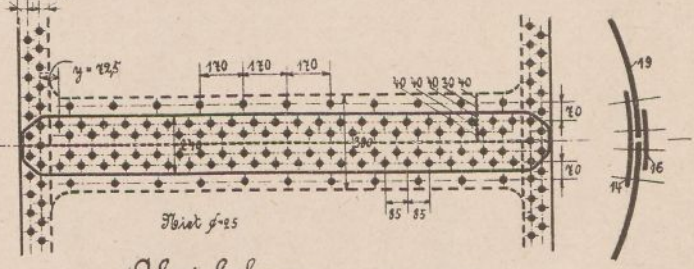
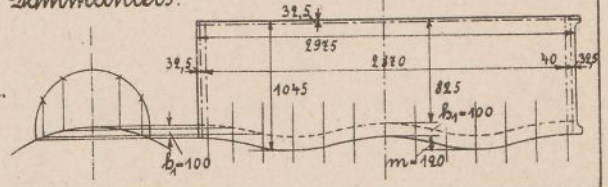


Fig. 7.  $\frac{1}{30}$ .



Abmichelung des Dampfdoms.

Fig. 8.  $\frac{1}{60}$ .



# Schrauben und Schraubenverbindungen.

## I. Schraubengewinde.

Es bezeichnet:

$d$  den äußeren,

$d_1$  den Kerndurchmesser,

$t = 0,5 (d - d_1)$  die Gangtiefe,

$h$  die Steigung des Gewindes.

### 1. Verhältnisse des scharfen Gewindes.

#### a) Whitworth-Gewinde.

(Tabelle siehe S. 23.)

Es ist im engl. Zollmaß aufgestellt. Seine Steigung wird durch die auf 1 Zoll engl. kommende Gangzahl  $n$  festgelegt, beträgt also

$$h = \frac{1}{n} \text{ Zoll engl.} = \frac{25,4}{n} \text{ mm.}$$

Der Gewindequerschnitt ist nach S. 24, Fig. 1, ein gleichschenkliges Dreieck von  $55^\circ$  Spitzenwinkel und einer Höhe

$$t_0 = \frac{h}{2} \text{ctg } 27\frac{1}{2}^\circ = 0,9605 h.$$

Gangtiefe bei einer Ab- bzw. Ausrundung an den Spitzen und im Grunde der Dreiecke um  $t_0/6$

$$t = \frac{2}{3} t_0 = 0,6403 h,$$

Kerndurchmesser

$$d_1 = d - 2t = d - 1,2806 h.$$

#### b) Sellers-Gewinde.

Es wird in Amerika benutzt und unterscheidet sich von dem Whitworth-Gewinde durch die Gangzahl  $n$  und den Gewindequerschnitt, der hier nach S. 24, Fig. 2, ein gleichseitiges Dreieck von der Höhe

$$t_0 = \frac{h}{2} \text{ctg } 30^\circ = 0,866 h$$

bildet. Gangtiefe bei gerader Ab- und Ausflachung um  $t_0/8$

$$t = \frac{3}{4} t_0 = 0,6495 h,$$

Kerndurchmesser

$$d_1 = d - 2t = d - 1,299 h.$$

#### c) System-International-Gewinde.

Ihm liegt das metrische Maßsystem zu Grunde. Die Steigung ist für jeden Gewindedurchmesser un-

mittelbar festgelegt. Der Gewindequerschnitt bildet nach S. 24, Fig. 3, ein gleichseitiges Dreieck, das

$$t_0 = \frac{h}{2} \text{ctg } 30^\circ = 0,866 h$$

hoch ist und in der Spitze um  $t_0/8$  gerade abgeflacht, im Grunde beliebig ausgerundet wird, wobei der zur Vermeidung von Klemmungen vorgesehene Spielraum zwischen Bolzen- und Muttergewinde höchstens  $t_0/16$  betragen soll.

Gangtiefe höchstens

$$t = \frac{13}{16} t_0 = 0,704 h,$$

Kerndurchmesser

$$d_1 = d - 2t.$$

#### System-International-Gewinde.\*)

Gewindedurchm.	Kerndurchmess.	Steigung	Schlüsselweite	Gewindedurchm.	Kerndurchmess.	Steigung	Schlüsselweite
$d$ mm	$d_1$ mm	$h$ mm	$s$ mm	$d$ mm	$d_1$ mm	$h$ mm	$s$ mm
5	3,89	0,8	10	42	35,75	4,5	63
(5,5)	4,25	0,9	12	(45)	38,75	4,5	67
6	4,61	1,0	12	48	41,05	5,0	72
(7)	5,61	1,0	13	(52)	45,05	5,0	76
8	6,26	1,25	14	56	48,36	5,5	82
(9)	7,26	1,25	16	(60)	52,36	5,5	88
10	7,92	1,5	17	64	55,67	6,0	94
(11)	8,92	1,5	19	(68)	59,67	6,0	100
12	9,57	1,75	21	72	62,97	6,5	105
14	11,22	2,0	23	(76)	66,97	6,5	112
16	13,22	2,0	27	80	70,28	7,0	116
(18)	14,53	2,5	29	(85)	75,28	7,0	125
20	16,53	2,5	31	90	79,58	7,5	132
(22)	18,53	2,5	35	(95)	84,58	7,5	139
24	19,83	3,0	38	100	88,89	8,0	146
(27)	22,83	3,0	42	110	98,89	8,0	160
30	25,14	3,5	45	120	107,50	9,0	174
(33)	28,14	3,5	49	130	117,50	9,0	188
36	30,44	4,0	54	140	127,50	9,0	202
(39)	33,44	4,0	58	150	136,11	10,0	217

\*) Nach den DJN. Die eingeklammerten Durchmesser sind möglichst nicht zu verwenden.

**d) Löwenherz-Gewinde.**

Es ist bei den Schrauben der Feinmechanik in Gebrauch und im metrischen Maßsystem mit unmittelbarer Angabe der Steigung für jeden Gewindedurchmesser aufgestellt. Der Gewindegewindequerschnitt hat nach S. 24, Fig. 4, die Form eines gleichschenkligen Dreiecks von  $53^{\circ} 8'$  Spitzenwinkel und

$$t_0 = \frac{h}{2} \operatorname{ctg} 26^{\circ} 34' = \sim h$$

Höhe. Gangtiefe bei gerader Ab- und Ausflachung von  $t_0/8$

$$t = \frac{3}{4} t_0 = 0,75 h,$$

Kerndurchmesser

$$d_1 = d - 2t = d - 1,5 h.$$

**2. Verhältnisse des Flach-, Rund- und Trapezgewindes.**

Die Gangtiefe dieser Gewinde (S. 24, Fig. 5 bis 8) beträgt im Mittel

$$t = \frac{d_1}{8} = \frac{d}{10}.$$

Die Steigung (vielfach noch in engl. Zollen) wählt man für 1gängige Schrauben und Spindeln

$$h = 2t \text{ bis } 2,5t \text{ beim Flach-},$$

$$h = 1,5t \text{ „ } 2t \text{ „ Rund-},$$

$h = 1,33t$  beim halbierten Trapezgewinde (S. 24, Fig. 8). Bei dem letzteren ist die Höhe  $t_0 = h$  und die Ab- bzw. Ausflachung  $t_0/8$ .

Bei dem vollen Trapezgewinde nach S. 24, Fig. 7, das namentlich für Ventil- und Schieberspindeln anstelle

**Löwenherz-Gewinde.**

Gewinde-durchm.	Kern-durchm.	Steigung	Gewinde-durchm.	Kern-durchm.	Steigung
$d$ mm	$d_1$ mm	$h$ mm	$d$ mm	$d_1$ mm	$h$ mm
1,0	0,625	0,25	4,0	2,95	0,70
1,2	0,825	0,25	4,5	3,375	0,75
1,4	0,95	0,30	5,0	3,80	0,80
1,7	1,175	0,35	5,5	4,15	0,90
2,0	1,40	0,40	6,0	4,50	1,0
2,3	1,70	0,40	7,0	5,35	1,1
2,6	1,925	0,45	8,0	6,20	1,2
3,0	2,25	0,50	9,0	7,05	1,3
3,5	2,60	0,60	10,0	7,90	1,4

des Flachgewindes empfohlen wird, ist nach den *DJN*, *HN* und *MN* der Flankenwinkel  $30^{\circ}$  und

die Tragtiefe bei  $0,25 \text{ mm}$  Spielraum zwischen Bolzen- und Muttergewinde

$$t' = t - 0,25 \text{ mm},$$

die Steigung

$$h = 2t' = 2t - 0,5 \text{ mm},$$

die Höhe

$$t_0 = 0,933 h,$$

der mittlere Berührungsdurchmesser

$$d_m = 0,5(d + d_1) + 0,25 \text{ mm}.$$

2-, 3gängige Schrauben und Spindeln erhalten eine 2-, 3mal so große Steigung als 1gängige.

**II. Befestigungsschrauben.**

Das Gewinde ist meist scharf, selten flach, rund oder trapezförmig.

**1. Schraubenmutter, -kopf und Unterlagscheibe.**

Die 6- oder 4eckigen Muttern und Köpfe erhalten nach der Tabelle auf S. 23 eine Schlüsselweite

$$s = 1,4 d + 5 \text{ mm},$$

wobei das Sechskant über Eck gemessen

$$e = 1,15 s$$

wird, eine Mutter- und Kopfhöhe

$$m = d$$

$$k = 0,7 d.$$

Die *HN*, *MN* und *DJN* (Entwurf 1) geben nach bewährten Ausführungen der Marine

$$m = 0,78 d + 1,5 \text{ mm}$$

$$k = 0,63 d + 1 \text{ mm} = \sim 0,8 m$$

an.

Bei flachem Gewinde ist die Mutterhöhe

$$m = 1,4 d,$$

bei rundem und halbiert trapezförmigem

$$m = d,$$

für gußeiserne Muttern mit scharfem Gewinde

$$m = 1,4 d.$$

Verhältnisse der runden Muttern, Köpfe und besonderen Kopfformen nach S. 24, Fig. 13 bis 15, 16 und 18.

Der Unterlagscheibe gibt man einen Durchmesser

$$u = 1,25 s \text{ bis } 1,2 s$$

und eine Dicke

$$c = 0,1 s + 0 \text{ bis } 2 \text{ mm}.$$

**2. Gewicht der Schrauben.**

Normale Befestigungsschrauben mit 6eckiger Mutter und 6- oder 4eckigem Kopf wiegen annähernd ebenso viel wie ein Rundeisen vom Schaftdurchmesser  $d$  und einer um  $x \cdot d$  vermehrten Bolzenlänge mit

	$\frac{1}{2}$	1	$1\frac{1}{2}$	2	$2\frac{1}{2}$	3	Zoll engl.,
$x = 2,9$	1,9	1,7	1,65	1,55	1,35	für die 6eckige Mutter,	
$= 2,6$	2	1,8	1,75	1,7	1,65	„ den 6eckigen Kopf,	
$= 3$	2,3	2	2	2	1,95	„ den 4eckigen Kopf,	
$= 1$	0,6	0,5	0,43	0,425	0,42	„ die Unterlagscheibe.	

**3. Berechnung der Schrauben.**

Ist

$P$  die in der Längsachse einer Befestigungsschraube wirkende Zugkraft, so bestimmt man den Kernquerschnitt bei nur festen Verbindungen aus

$$\frac{d_1^2 \pi}{4} = \frac{P}{k_z} \dots \dots \dots (14)$$

und nach ihm im Anschluß an die zugehörigen Werte der Schraubentabelle auf S. 23 den Gewindedurch-

messer  $d$  der Schraube. Der letztere folgt auch annähernd aus

$$d = \sqrt{\frac{2P}{k_z}} \dots \dots \dots (15)$$

da für Schrauben mittlerer Stärke

$$\frac{d_1^2 \pi}{4} = \sim \frac{d^2}{2}$$

ist. Die zulässige Materialspannung  $k_z$  wählt man um so größer, je sorgfältiger das Gewinde hergestellt wird, und setzt, wenn  $P$  zwischen Null und einem größten Werte veränderlich ist, nach Bach:

für Schrauben aus Schweiß- oder Flußeisen, die ohne die Last angezogen, also nur auf Zug beansprucht werden,

- $k_z = 480 \text{ kg/qcm}$  bei gewöhnlicher,
- $k_z = 600 \text{ kg/qcm}$  bei sorgfältiger Herstellung des Gewindes durch besonders scharfe Schneidbacken oder auf der Drehbank;

für Schrauben aus Schweiß- oder Flußeisen, die mit der Last angezogen werden, also wie die meisten Befestigungsschrauben beim Anziehen neben der Zug- auch noch eine Verdrehungsbeanspruchung erleiden, unter Vernachlässigung der letzteren

- $k_z = \frac{3}{4} 480 = 360 \text{ kg/qcm}$  bzw.
- $k_z = \frac{3}{4} 600 = 450 \text{ kg/qcm}$ .

Für Schrauben aus bestem Flußeisen kann  $k_z$  um  $\frac{1}{10}$  für solche aus Flußstahl, je nach dessen Güte, um  $\frac{1}{3}$  bis  $\frac{2}{3}$  höher, als vorstehend, genommen werden.

Dünne Schrauben, von  $\frac{5}{8}$  Zoll engl. abwärts, sind um 10 bis 20 % niedriger zu beanspruchen, solche von weniger als  $\frac{1}{2}$  Zoll engl. möglichst zu vermeiden.

Auftretenden Stößen in der Verbindung ist bei der Wahl von  $k_z$  besonders Rechnung zu tragen.

Bei ruhender Belastung kann  $k_z$  gleich dem 1,5fachen der bei veränderlicher Last zulässigen Werte gewählt werden.

**Zulässige Belastung schweiß- oder flußeiserner Schrauben in kg nach Gl. (14).**

Gewindedurchm. in Zoll engl. $d =$		$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$
Nur Zug	$k_z = 480$	190	340	630	940	1305	1715	2160	2770	3285
	$= 600$	240	420	785	1175	1630	2140	2700	3460	4105
Zug und Drehung	$k_z = 360$	145	255	470	705	980	1285	1620	2080	2460
	$= 450$	180	315	590	880	1225	1605	2025	2600	3080
Gewindedurchm. in Zoll engl. $d =$		$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$1\frac{7}{8}$	2	$2\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{2}$	$2\frac{3}{4}$	3
Nur Zug	$k_z = 480$	4030	4560	5430	6160	7160	9060	11560	13825	16870
	$= 600$	5035	5700	6785	7700	8950	11320	14450	17280	21090
Zug und Drehung	$k_z = 360$	3020	3420	4070	4620	5370	6795	8670	10370	12655
	$= 450$	3775	4275	5090	5775	6715	8490	10835	12960	15820

Die Schrauben der festen und dichten Verbindungen erleiden neben ihrer eigentlichen Belastung noch eine zusätzliche Beanspruchung dadurch, daß sie

\*) Für  $d = \frac{3}{8}$  und  $\frac{1}{2}$  Zoll engl. ist  $k_z$  um 10 % niedriger angenommen.

zur Erzielung des erforderlichen Dichtungsdruckes von vornherein stärker angezogen, sowie während des Betriebes nachgezogen werden müssen. Führt man zu ihrer Berechnung in Gl. (14 u. 15) als Belastung  $P$  einer Schraube nur den auf sie entfallenden Teil des gesamten Flüssigkeitsdruckes ein, wobei dieser auch auf die Dichtungsfläche als wirksam anzunehmen ist, setzt also z. B. für Flanschenrohre

$$P = \frac{1}{i} \frac{D_0^2 \pi}{4} p$$

mit  $i$  als Schraubenzahl,

$D_0$  als äußeren Durchmesser der Dichtungsleiste in  $cm$ ,

$p$  als Flüssigkeitsüberdruck in  $at$ ,

so kann  $k_z = 250$  bis  $350 \text{ kg/qcm}$

je nach der Güte der Schrauben sowie der Beschaffenheit der Dichtungsfläche und des Dichtungsmaterials gewählt werden, für Schrauben unter  $\frac{5}{8}$  Zoll engl. aber nur  $k_z \approx 200$ .

Die „Bauvorschriften für Landdampfkessel“ geben für den Kerndurchmesser der vorliegenden Schrauben

$$d_1 = c \sqrt{P} + 5 \text{ mm} \dots \dots \dots (16)$$

an mit  $c = 0,45$  (für  $d_1$  in  $mm$ ) bei guten Schrauben, guter Bearbeitung der Flächen und weichem Dichtungsmaterial,

$= 0,55$ , wenn den genannten Anforderungen weniger entsprochen ist,

$= 0,4$ , wenn im ersten Falle die Schrauben aus Nieteisenqualität bestehen.

Die stattfindende Beanspruchung der Schrauben ist dann

$$k_z = \frac{P}{\frac{d_1^2 \pi}{4}} = 1,27 \frac{P}{d_1^2}$$

Schrauben aus Flußeisen sollen nach diesen Vorschriften kein scharfes, sondern möglichst abgerundetes Gewinde erhalten.

Sind Biegungsspannungen für die Schrauben zu befürchten, wie namentlich bei unbearbeiteten Flächen, Durchbiegen der Flanschen, einseitig liegenden Dichtungen usw., so ist diesen bei der Bemessung der Schrauben besonders Rechnung zu tragen.

Schwächere Schrauben als solche von 16 mm äußerem Durchmesser sind tunlichst zu vermeiden, solche unter 13 mm nicht zulässig.

**Zulässige Belastung schweiß- oder flußeiserner Schrauben in kg nach Gl. (16).**

Gewindedurchm. in Zoll engl. $d =$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	1	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$1\frac{1}{2}$
	$c = 0,4$	155	395	730	1160	1670	2440	3055	3755
$= 0,45$	120	310	575	915	1320	1770	2410	2965	3785
$= 0,55$	80	210	385	615	885	1185	1615	1985	2535
Gewindedurchm. in Zoll engl. $d =$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{4}$	2	$2\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{2}$	$2\frac{3}{4}$	3	
	$c = 0,4$	5540	6785	7835	9310	12110	15855	19285	23945
$= 0,45$	4375	5360	6190	7355	9570	12530	15235	18925	
$= 0,55$	2930	3590	4145	4920	6405	8385	10200	12665	

Der Durchmesser einer senkrecht zu ihrer Längsachse (auf Schub, Biegung) beanspruchten Befestigungs-



schraube ist nach Art der Beanspruchung und beabsichtigten Kraftübertragung in jedem einzelnen Falle zu bestimmen; gewöhnlich wählt man aber in solchen Fällen die Stärke der Schraube empirisch.

Wenn möglich, sind solche Schrauben stets durch Nasen an den zu verbindenden Platten (S. 27, Fig. 7) oder

durch zwischengetriebene Keile (S. 27, Fig. 8) zu entlasten. Ist das nicht angängig, so genügen bei nicht wechselnder Krafttrichtung abgedrehte zylindrische Schraubenbolzen, die stramm in die aufgeriebenen Löcher passen müssen. Bei wechselnder Krafttrichtung sowie auftretenden Stößen sind abgedrehte und eingeschlifene konische Schraubenbolzen (S. 27, Fig. 9) erforderlich.

### III. Bewegungsschrauben.

(Schrauben an Windwerken und Pressen.)

Das Gewinde ist flach oder trapezförmig.

Bezeichnet

- $Q$  die zu bewegende Last bei Winden oder die in der Schraubenachse auszuübende Kraft bei Pressen,
- $r$  den mittleren Gewinderadius,
- $\alpha$  den Steigungswinkel der mittleren Schraubenlinie,
- $\mu$  den Reibungskoeffizienten zwischen Mutter- und Schraubenmaterial,
- $\varrho$  den zugehörigen Reibungswinkel, also  $\operatorname{tg} \varrho = \mu$  (für  $\mu = 0,1$  ist  $\varrho = 5^\circ 40'$ ),

so beträgt das auf die Schraube wirkende Drehmoment, wenn nur die Reibung in den Gewindegängen berücksichtigt wird,

$$M_d = Q \cdot r \cdot \operatorname{tg} (\alpha + \varrho) \dots \dots \dots (17)$$

Bei der Berechnung der Schrauben bestimmt man, wenn eine Zerknickung nicht in Frage kommt, zunächst versuchsweise den Kerndurchmesser  $d_1$  allein nach der Druckfestigkeit aus

$$\frac{d_1^2 \pi}{4} = \frac{Q}{k} \dots \dots \dots (18)$$

mit  $k = 600$  bis  $800 \text{ kg/qcm}$  für Flußstahl je nach der Größe des zu erwartenden Drehmomentes.

Dann wählt man die Gangtiefe  $t$  und die Steigung  $h$  im Anschluß an die Angaben unter I, womit

der äußere Gewindedurchmesser

$$d = d_1 + 2t,$$

sowie der Radius  $r$  und der Winkel  $\alpha$  aus

$$r = 0,5 (d_1 + t) \text{ und } \operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{2r}$$

folgen. Schließlich ist zu prüfen, ob die durch das Moment  $M_d$  hervorgerufene Schubspannung

$$\tau_{\max} = \frac{M_d}{\frac{\pi}{16} d_1^3} = \sim \frac{Q \cdot r \cdot \operatorname{tg} (\alpha + \varrho)}{0,2 d_1^3}$$

im Verein mit der Druckspannung

$$\sigma = \frac{Q}{\frac{d_1^2 \pi}{4}}$$

eine resultierende Spannung

$$\sigma_r = 0,35 \sigma + 0,65 \sqrt{\sigma^2 + 4 \alpha_0^2 \cdot \tau_{\max}^2} \dots (19)$$

$$\text{mit } \alpha_0 = \frac{k}{1,3 k_d} = \sim 1$$

ergibt, die bei Flußstahl unter  $1000 \text{ kg/qcm}$  bleibt. Andernfalls ist  $d_1$  zu berichtigen.

Die Zahl  $z$  der erforderlichen Gewindegänge in der Mutter bzw. die Höhe  $m$  der letzteren bestimmt sich hier aus

$$\left. \begin{aligned} z &= \frac{Q}{2r \cdot t \cdot k} \\ m &= \frac{z \cdot h}{n} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (20)$$

mit  $k \approx 100 \text{ kg/qcm}$  als zulässige Flächenpressung für Flußstahl auf demselben Material oder Bronze,  $n = 1, 2, 3$  für 1-, 2-, 3gängige Schrauben.

Bei einer Umdrehung der Schraube bewegt sich die Kraft  $Q$  in ihrer Richtung um die Steigung  $h$ , die erforderliche Drehkraft  $K_0$ , bezogen auf den Radius  $r$ , um  $2r\pi$ . Ohne die Reibungswiderstände ist also

$$K_0 \cdot 2r\pi = Q \cdot h$$

oder

$$K_0 = Q \frac{h}{2r\pi} = Q \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

Bei Berücksichtigung der Gewindereibung ist hierin, wenn  $Q$  als Widerstand auftritt,  $\operatorname{tg} \alpha$  durch  $\operatorname{tg} (\alpha + \varrho)$ , wenn  $Q$  treibend wirkt,  $\operatorname{tg} \alpha$  durch  $\operatorname{tg} (\alpha - \varrho)$

zu ersetzen, so daß die wirkliche Drehkraft sich zu

$$K = Q \cdot \operatorname{tg} (\alpha + \varrho) \text{ bzw. } K' = Q \cdot \operatorname{tg} (\alpha - \varrho)$$

und das Drehmoment im ersten Falle sich zu

$$M_d = K \cdot r = Q \cdot r \cdot \operatorname{tg} (\alpha + \varrho)$$

ergeben.

Der Wirkungsgrad des Gewindes ist das Verhältnis

$$\eta = \frac{K_0}{K} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} (\alpha + \varrho)}$$

Die Bedingung der Selbstsperrung für Schraubenwinden folgt aus

$$K' = Q \cdot \operatorname{tg} (\alpha - \varrho) = 0$$

oder negativ zu

$$\alpha \leq \varrho.$$

### IV. Beispiele.

1.

Für eine Zugkraft  $P = 3000 \text{ kg}$  sind die Verhältnisse eines Spannschlusses nach S. 27, Fig. 1, zu bestimmen.

Gestattet man für die meist ruhende Belastung eine Zugspannung  $k_z = 1,5 \cdot 480 = 720 \text{ kg/qcm}$  im Gewinde, so muß der Kernquerschnitt desselben

$$(14) \quad \frac{d_1^2 \pi}{4} = \frac{3000}{720} = 4,17 \text{ qcm}$$

betragen. Der nächst größere Querschnitt der Schraubentabelle auf S. 23 ist  $4,50$ , und zu ihm gehört ein Gewindedurchmesser

$$d = 1\frac{1}{8} \text{ Zoll engl.} = 28,57 \text{ mm.}$$

Außerhalb des Gewindes können die Zugstangen bei demselben  $k_z$  den zum berechneten Kernquerschnitt gehörigen Durchmesser

$$d_1 = \sim 23 \text{ mm}$$

bekommen.

Gibt man weiter jedem Spannschloßbügel als Querschnitt das 1,2fache des berechneten Querschnittes, so wird bei einer Bügelhöhe  $h = 3\delta$

$$\delta \cdot h = 3\delta^2 = 1,2 \cdot 4,17 = 5 \text{ qcm}$$

oder 
$$\delta = \sqrt{\frac{5}{3}} = \sim 1,3 \text{ cm} = 13 \text{ mm}$$

und 
$$h = 3\delta = 3 \cdot 13 = \sim 40 \text{ mm.}$$

## 2.

Für einen Dampfzylinder von 450 mm Bohrung, in dem ein größter Dampfüberdruck von 7,5 at herrscht, sind die Deckelschrauben zu berechnen. Die Vorbohrung des Zylinders ist 460 mm, der Durchmesser des Kreises, auf dem die Mitten der Deckelschrauben liegen, 570 mm.

Wird der Zylinderdeckel in einer 10 mm breiten Leiste aufgeschliffen, so beträgt der äußere Durchmesser derselben

$$460 + 2 \cdot 10 = 480 \text{ mm}$$

und der gesamte Dampfüberdruck auf den Deckel (die Dichtungsleiste mit gerechnet)

$$\frac{48^2 \pi}{4} 7,5 = \sim 13\,570 \text{ kg.}$$

Die Zahl der Deckelschrauben wählt man zweckmäßig so, daß ihr Abstand 150 mm nicht übersteigt. Es sind also deren

$$\frac{570 \pi}{150} = \sim 12$$

nötig, und jede von ihnen erhält bei gleichmäßiger Verteilung des gesamten Dampfüberdruckes eine Belastung

$$P = \frac{13\,570}{12} = \sim 1130 \text{ kg.}$$

Ihr Kernquerschnitt berechnet sich dann für  $k_z = 300 \text{ kg/qcm}$  zu

$$(14) \quad \frac{d_1^2 \pi}{4} = \frac{1130}{300} = 3,77 \text{ qcm.}$$

Der nächstliegende Wert der Schraubentabelle auf S. 23 ist etwas kleiner, nämlich 3,57 qcm. Wird er noch als genügend erachtet, so müssen die Schrauben bei einem etwas größeren  $k_z$  einen Gewindedurchmesser

$$d = 1 \text{ Zoll engl.} = 25,4 \text{ mm} \text{ bekommen.}$$

Gl. (16) ergibt denselben Durchmesser, denn die nach ihr berechnete Tabelle auf S. 20 enthält als zulässige Belastung einer 1zölligen Schraube für  $c = 0,45$  den Wert 1320 kg.

Unter Berücksichtigung eines Dichtungsdruckes von im Mittel 15 kg für 1 cm des Kreisumfanges, auf dem die Schraubenmitten liegen, würde die Belastung einer Schraube

$$P = 1130 + \frac{57 \pi \cdot 15}{12} = \sim 1355 \text{ kg}$$

und die Zugspannung im Kern

$$\sigma = \frac{1355}{3,57} = \sim 380 \text{ kg/qcm}$$

sein.

Die Bolzenlänge der Deckel-Stiftschrauben muß bei 40 mm Flanschstärke des Zylinders und Deckels in den Leisten, sowie 33 mm Länge des vorstehenden Endes 113 mm betragen. Das Gewicht einer solchen Schraube ist bei 6eckiger Mutter nach den Angaben auf S. 19 ungefähr gleich dem eines Rundeisens von  $d = 26 \text{ mm}$  Durchmesser und

$$113 + 1,9 \cdot 26 = 163 \text{ mm}$$

Länge, also, da 1 m dieses Eisens 4,17 kg wiegt,  $0,163 \cdot 4,17 = \sim 0,68 \text{ kg.}$

## 3.

Welche Verhältnisse sind der 3gängigen Schraubenspindel einer Presse nach S. 27, Fig. 10, zu geben, wenn die resultierende Spannung im Kern 1000 kg/qcm für Flußstahl bei einem Preßdruck von 65 000 kg nicht übersteigen soll?

Auf Druck allein berechnet, muß der Kernquerschnitt der Spindel, wenn  $k$  wegen des 3gängigen Gewindes und des damit verbundenen großen Drehmomentes nur zu 650 kg/qcm angenommen wird,

$$(18) \quad \frac{d_1^2 \pi}{4} = \frac{65\,000}{650} = 100 \text{ qcm}$$

betragen; der zugehörige Kerndurchmesser ist

$$d_1 = 11,3 \text{ cm} \text{ oder } \sim 115 \text{ mm.}$$

Wählt man dann nach den Angaben auf S. 19 die Gangtiefe des Gewindes

$$t = \frac{d_1}{8} = \frac{115}{8} = \sim 15 \text{ mm,}$$

die Steigung des 1gängigen Flachgewindes

$$2 \cdot 15 \text{ bis } 2,5 \cdot 15 = 30 \text{ bis } 37,5, \text{ im Mittel} = 34 \text{ mm,}$$

die des 3gängigen also

$$h = 3 \cdot 34 = 102 \text{ mm} \text{ oder } 4 \text{ Zoll engl.}$$

so ergibt sich ein äußerer Gewindedurchmesser

$$d = d_1 + 2t = 115 + 2 \cdot 15 = 145 \text{ mm,}$$

ein mittlerer Gewinderadius

$$r = 0,5 (d_1 + t) = 0,5 (115 + 15) = 65 \text{ mm}$$

und, entsprechend

$$\text{tg } \alpha = \frac{h}{2r} = \frac{102}{2 \cdot 65} = 0,25,$$

ein Steigungswinkel der mittleren Schraubenlinie

$$\alpha = 14^\circ.$$

Hiermit und für  $\rho = 5^\circ 40'$  ( $\mu = 0,1$ ) folgt das auf die Spindel einwirkende Drehmoment bei dem angegebenen Preßdruck zu

$$(17) \quad M_d = 65\,000 \cdot 6,5 \cdot \text{tg} (14^\circ + 5^\circ 40') \\ = \sim 151\,000 \text{ kg/qcm}$$

und die von ihm hervorgerufene Schubspannung

$$\tau_{\max} = \frac{151\,000}{0,2 \cdot 11,5^2} = \sim 495 \text{ kg/qcm.}$$

Sie liefert im Verein mit der gleichzeitigen Druckspannung

$$\sigma = \frac{65\,000}{11,5^2 \pi} = \sim 625 \text{ kg/cm}$$

eine resultierende Spannung im Gewindekern

$$\sigma_r = 0,35 \cdot 625 + 0,65 \sqrt{625^2 + 4 \cdot 495^2} = \sim 980 \text{ kg/qcm.}$$

Die Grenzspannung von 1000 kg wird also nicht ganz erreicht.

In der Spindelmutter müssen, wenn die Flächenpressung bei dem gegebenen Preßdruck 100 kg/qcm nicht übersteigen soll,

$$(20) \quad z = \frac{65\,000}{2 \cdot 6,5 \pi \cdot 1,5 \cdot 100} = 10,6$$

Gewindegänge sein. Die Mutter muß also

$$(20) \quad m = \frac{10,6 \cdot 102}{3} = \sim 360 \text{ mm}$$

Höhe erhalten.

## Schraubentabelle.

## Whitworth-Gewinde.

Gewinde- und Schaftdurchm. <i>d</i>	Kern-		Gang- zahl auf 1 Zoll engl. <i>n</i>	Schlüs- sel- weite <i>s</i>	Eck- maß <i>e</i>	Mutter und Kopf				Ab- run- dung <i>r</i>	Kernspitze und Splint			Unterlag- scheibe			
	durch- messer <i>d<sub>1</sub></i>	quer- schnitt $d_1 \frac{\pi}{4}$				Mutterhöhe <i>m</i>		Kopfhöhe <i>k</i>			Durch- mess.*) <i>d<sub>a</sub></i>	Länge*)		Durch- mess.*) <i>f</i>	Durch- mess. <i>u</i>	Dicke <i>c</i>	
	<i>d<sub>1</sub></i>	<i>q<sub>em</sub></i>				<i>= d</i>	<i>= 0,78d + 1,5*</i>	<i>= 0,7d</i>	<i>= 0,68d + 1*</i>			<i>a</i>	<i>b</i>				<i>mm</i>
Zollengl. <i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>q<sub>em</sub></i>	<i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>mm</i>	
$\frac{1}{4}$	6,35	4,72	0,175	20	12	14	6	6	4	5	1	4	2	—	1,5	17	2
$\frac{5}{16}$	7,94	6,13	0,295	18	14	16	8	8	6	6	1	6	2	—	2	20	2
$\frac{3}{8}$	9,52	7,49	0,441	16	17	20	10	9	7	7	1	7	2	—	2	25	2,5
$(\frac{1}{16})$	11,11	8,79	0,607	14	19	22	11	10	8	8	1	8	2	—	2,5	27	2,5
$\frac{1}{2}$	12,70	9,99	0,784	12	21	24	13	11	9	9	1	9	3	—	2,5	30	3
$\frac{5}{8}$	15,87	12,92	1,31	11	27	31	16	14	11	11	1	12	3	6	3	36	3,5
$\frac{3}{4}$	19,05	15,80	1,96	10	31	36	19	16	13	13	1	15	3	8	3	40	4
$\frac{7}{8}$	22,22	18,61	2,72	9	35	40	22	19	15	15	1	17	4	8	4	45	4
1	25,40	21,33	3,57	8	40	46	25	21	18	17	2	20	4	8	4	50	4,5
$1\frac{1}{8}$	28,57	23,93	4,50	7	45	52	29	24	20	19	2	23	4	10	4	56	5
$1\frac{1}{4}$	31,75	27,10	5,77	7	49	57	32	26	22	21	2	26	5	10	5	62	5
$1\frac{3}{8}$	34,92	29,50	6,84	6	54	62	35	29	24	23	2	28	5	12	5	67	6
$1\frac{1}{2}$	38,10	32,68	8,39	6	58	67	38	31	27	25	2	31	5	12	5	73	6,5
$1\frac{5}{8}$	41,27	34,77	9,50	5	63	73	41	34	29	27	3	33	5	14	6	80	7
$1\frac{3}{4}$	44,45	37,94	11,31	5	67	77	44	36	32	29	3	36	6	14	6	85	7
$(1\frac{7}{8})$	47,62	40,40	12,82	$4\frac{1}{2}$	72	83	48	39	34	31	3	38	6	16	6	90	8
2	50,80	43,57	14,91	$4\frac{1}{8}$	76	88	51	41	36	33	3	42	6	18	6	95	8
$(2\frac{1}{8})$	53,97	46,75	17,17	$4\frac{1}{4}$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
$2\frac{1}{4}$	57,15	49,02	18,87	4	85	98	57	46	40	37	4	46	8	20	8	105	9
$(2\frac{3}{8})$	60,32	52,19	21,39	4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
$2\frac{1}{2}$	63,50	55,37	24,08	4	94	109	64	51	45	41	4	52	8	20	8	115	10
$(2\frac{5}{8})$	66,67	58,54	26,92	4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
$2\frac{3}{4}$	69,85	60,56	28,80	$3\frac{1}{2}$	103	119	70	56	49	45	4	57	10	22	8	126	11
$(2\frac{7}{8})$	73,02	63,73	31,90	$3\frac{1}{4}$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
3	76,20	66,91	35,16	$3\frac{1}{2}$	112	129	76	61	53	49	6	64	10	24	10	138	12
$(3\frac{1}{8})$	79,37	70,08	38,57	$3\frac{1}{8}$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
$3\frac{1}{4}$	82,55	72,54	41,33	$3\frac{1}{8}$	121	140	83	66	58	53	6	68	10	—	10	148	13
$(3\frac{3}{8})$	85,72	75,71	45,02	$3\frac{1}{4}$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
$3\frac{1}{2}$	88,90	78,89	48,88	$3\frac{1}{4}$	130	150	89	71	62	57	6	75	10	—	10	158	14
$(3\frac{5}{8})$	92,07	82,06	52,89	$3\frac{1}{4}$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
$3\frac{3}{4}$	95,25	84,40	55,95	3	139	161	95	76	67	61	6	80	12	—	10	168	15
$(3\frac{7}{8})$	98,42	87,58	60,24	3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
4	101,60	90,75	64,68	3	148	171	102	81	71	65	6	85	12	—	10	180	16
$4\frac{1}{8}$	107,95	96,63	73,33	$2\frac{7}{8}$	157	181	108	86	76	69	6	92	12	—	—	190	17
$4\frac{1}{4}$	114,30	102,98	83,29	$2\frac{1}{2}$	160	192	114	90	80	73	8	98	12	—	—	200	18
$4\frac{3}{4}$	120,65	108,82	93,01	$2\frac{3}{4}$	175	202	121	94	85	77	8	104	14	—	—	210	19
5	127,00	115,17	104,2	$2\frac{3}{4}$	184	212	127	98	89	81	8	110	14	—	—	220	20
$5\frac{1}{4}$	133,35	120,96	114,9	$2\frac{5}{8}$	193	223	133	102	93	85	8	115	14	—	—	232	20
$5\frac{1}{2}$	139,70	127,31	127,3	$2\frac{1}{2}$	202	233	140	106	98	89	8	122	14	—	—	242	21
$5\frac{3}{4}$	146,05	133,04	139,0	$2\frac{1}{2}$	211	244	146	110	102	92	8	128	16	—	—	252	23
6	152,40	139,39	152,6	$2\frac{1}{2}$	220	254	152	114	106	95	8	135	16	—	—	262	23

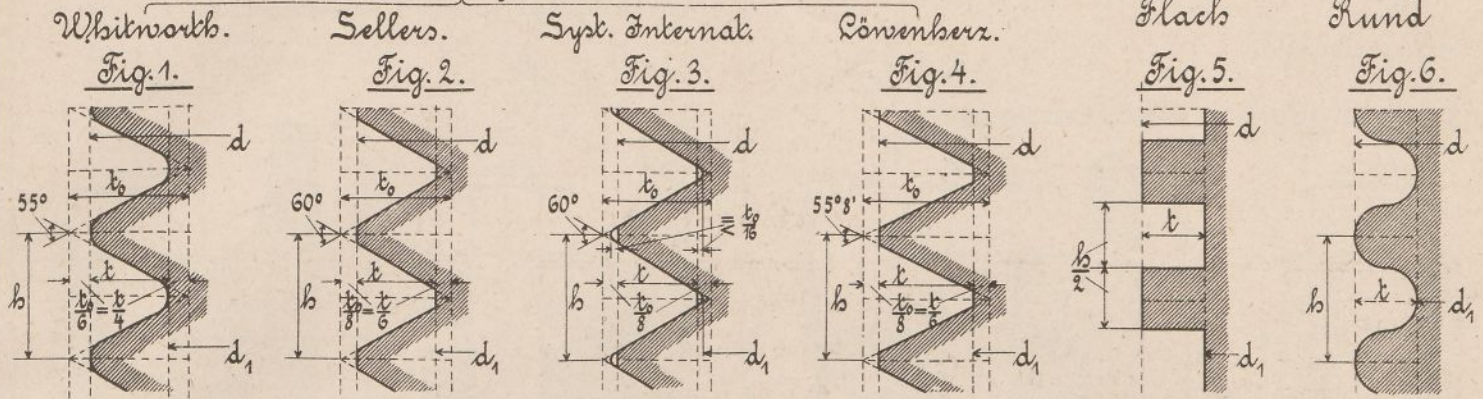
\*) Nach den MN, HN und DJN (Entwurf 1).

Die eingeklammerten Schrauben sind möglichst nicht zu verwenden.

# Schraubengewinde.

$d$  (Äußerer) Gewindedurchm.,  $h$  Steigung,  $s$  Schlüsselweite.  
 $d_1$  Kerndurchm.,  $t$  Gangtiefe,

## Scharf

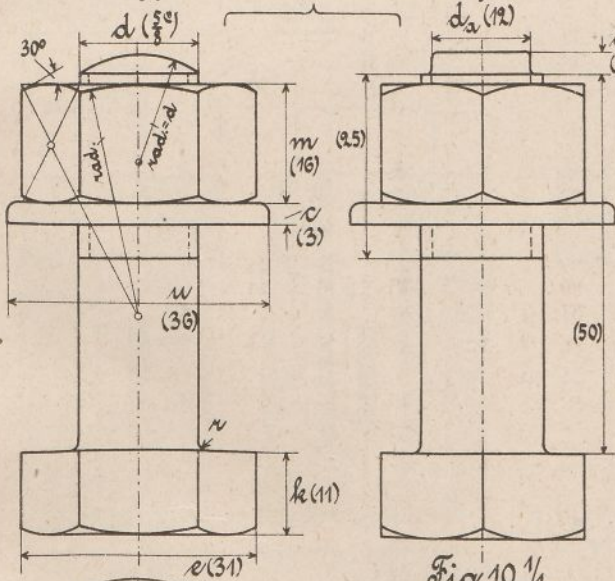


# Schraubenmutter, -kopf u. Unterlagscheibe.

Köpfe nach nebenstehender Tabelle.

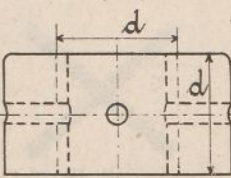
## Sechseckige Mutter u. Kopf.

Kupps. **Fig. 9. 1/1.** Kernspitze.  $d_a$  (12)

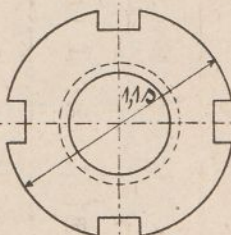
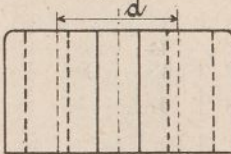


## Runde Mutter.

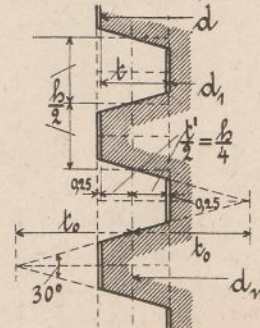
**Fig. 12. 1/1.**



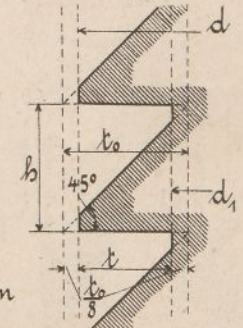
**Fig. 13. 1/1.**



**Fig. 7.**

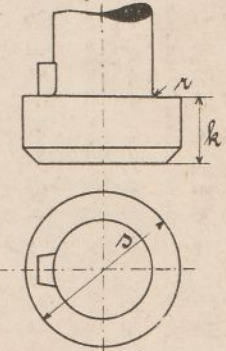


**Fig. 8.**



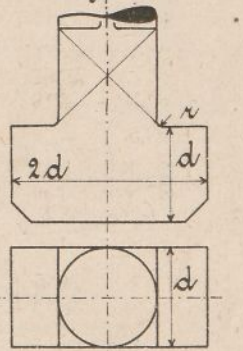
## Runder Kopf.

**Fig. 15. 1/1.**

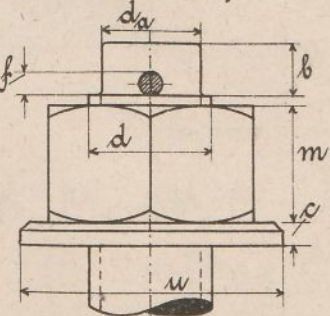


## Anker-od. T-Kopf.

**Fig. 16. 1/1.**

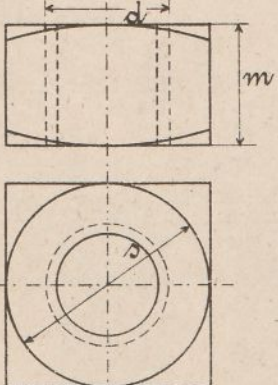


## Kernspitze mit Splint.



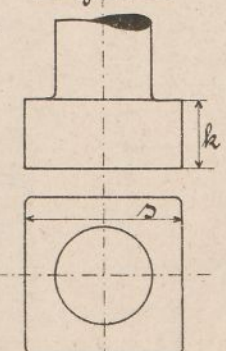
## 4eckige Mutter.

**Fig. 14. 1/1.**



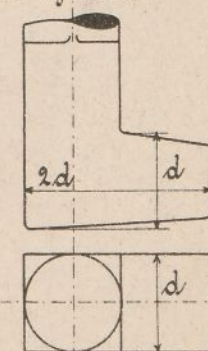
## 4eckiger Kopf.

**Fig. 17. 1/1.**



## Hakenkopf.

**Fig. 18. 1/1.**



$120^\circ$  Aussenkung.



Halbmesser der Fasenbögen nach den DIN.

# Schraubenverbindungen u. - arten.

$d$  Gewindedurchm.,  
 $s$  Schlüsselweite,  $h$  Kopfhöhe  
 siehe Tabelle S. 23.

Schrauben an Rohr- u. Zylinderflanschen.<sup>\*)</sup>

Fig. 1.  $\frac{1}{2}, 5.$

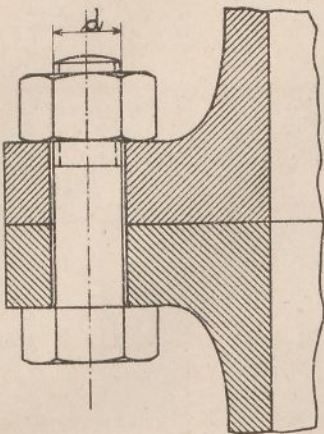


Fig. 2.  $\frac{1}{2}, 5.$

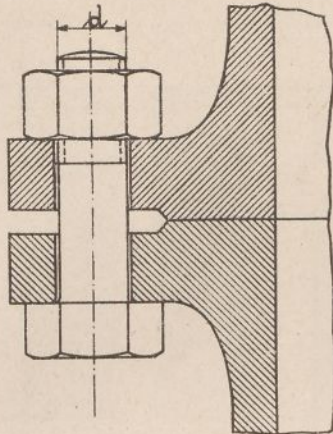
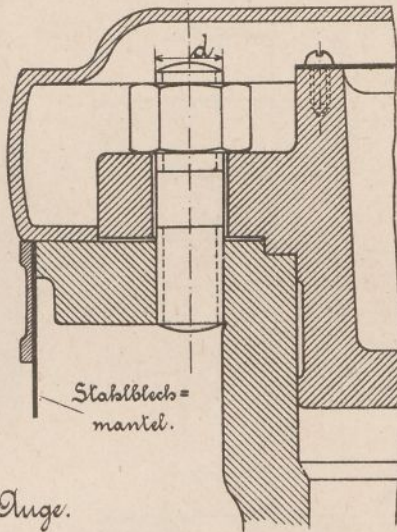


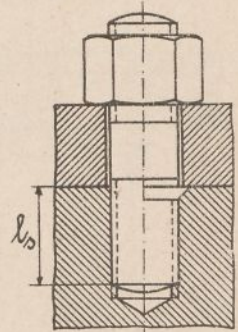
Fig. 3.  $\frac{1}{2}, 5.$



Stahlblech-  
mantel.

Stiftschrauben.

Fig. 4.  $\frac{1}{2}, 5.$  Fig. 5.  $\frac{1}{2}, 5.$



$h_s$

Schraube zum Ein-  
stecken von oben.

Splintschrauben.

Fig. 6.  $\frac{1}{2}, 5.$

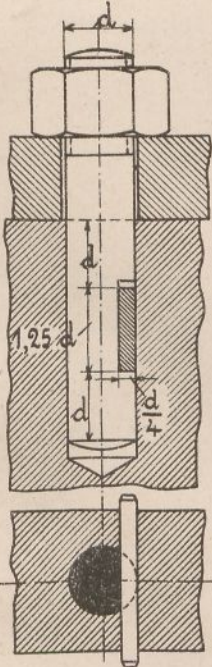
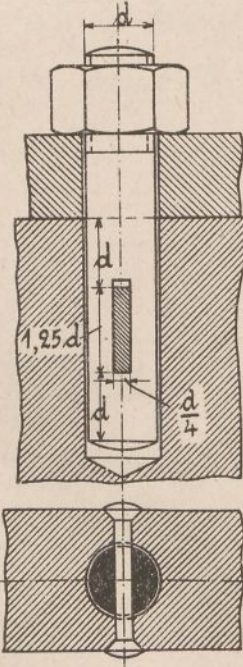
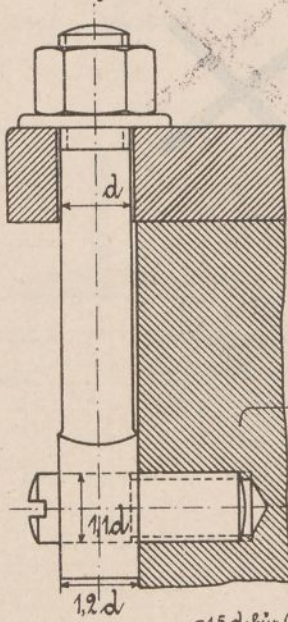


Fig. 7.  $\frac{1}{2}, 5.$



Schraube mit Auge.

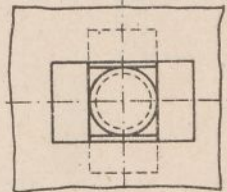
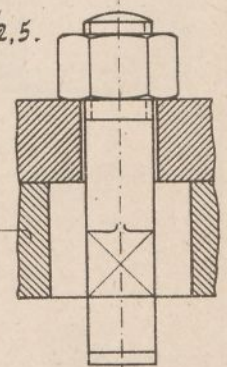
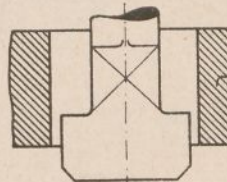
Fig. 8.  $\frac{1}{2}, 5.$



Einschraublänge  $l_s = \begin{cases} 1,5d \text{ für Gusseisen,} \\ d \cdot \text{Stahl,} \\ 2d \cdot \text{Weichmetall.} \end{cases}$

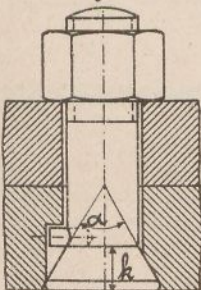
Fig. 9.  $\frac{1}{2}, 5.$

Lage des Kopfes  
beim Durchstecken.



Schraube mit  
versenktem Kopf.

Fig. 10.  $\frac{1}{2}, 5.$



Kopfschrauben ohne Mutter.

Fig. 11.  $\frac{1}{2}, 5.$

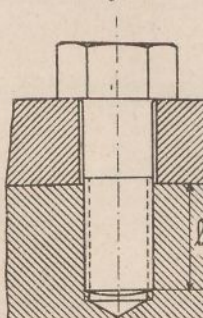


Fig. 12.  $\frac{1}{2}, 5.$

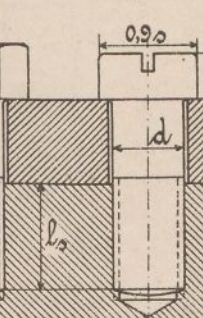


Fig. 13.  $\frac{1}{2}, 5.$

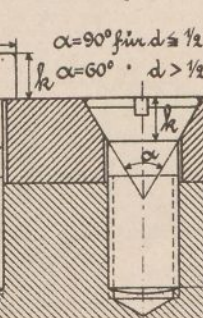
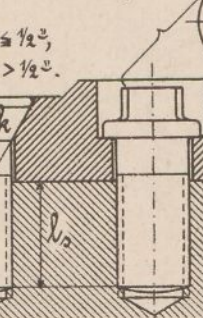


Fig. 14.  $\frac{1}{2}, 5.$



$0,9s$   
 $\alpha = 90^\circ$  für  $d \leq \frac{1}{2}s$ ,  
 $\alpha = 60^\circ$  für  $d > \frac{1}{2}s$ .

Parsonsbolzen.

Querschnitt 1-2 =  
 Kernquerschnitt des Gewindes.

Fig. 15.  $\frac{1}{2}, 5.$

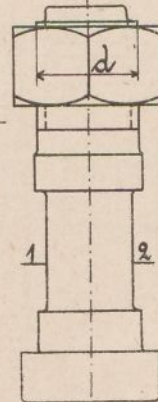
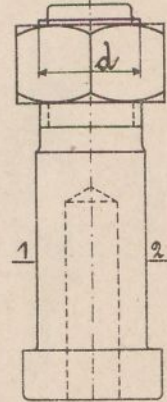


Fig. 16.  $\frac{1}{2}, 5.$



<sup>\*)</sup> Verhältnisse der Flanschen siehe letzter Abschnitt.

# Schraubenverbindungen u.-arten.

## Schrauben mit Zwischenkopf.

$d$  ( $d'$ ) Gewindedurchm.,  
 $\circ$  Schlüsselweite.

## Stehbolzen.

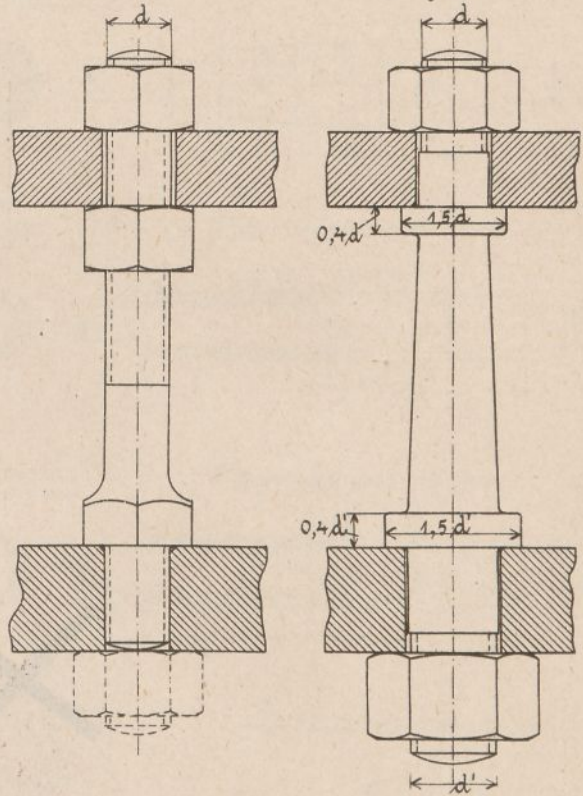
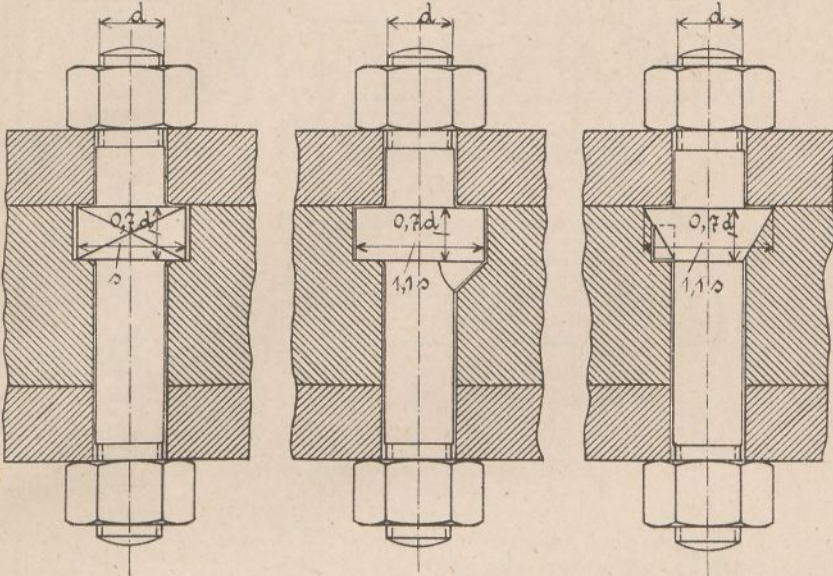
Fig. 1.  $\frac{1}{2}, 5$

Fig. 2.  $\frac{1}{2}, 5$

Fig. 3.  $\frac{1}{2}, 5$

Fig. 4.  $\frac{1}{2}, 5$

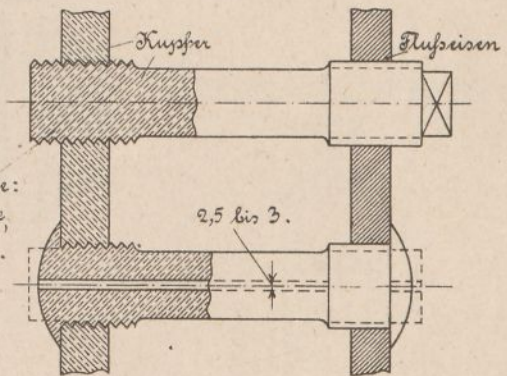
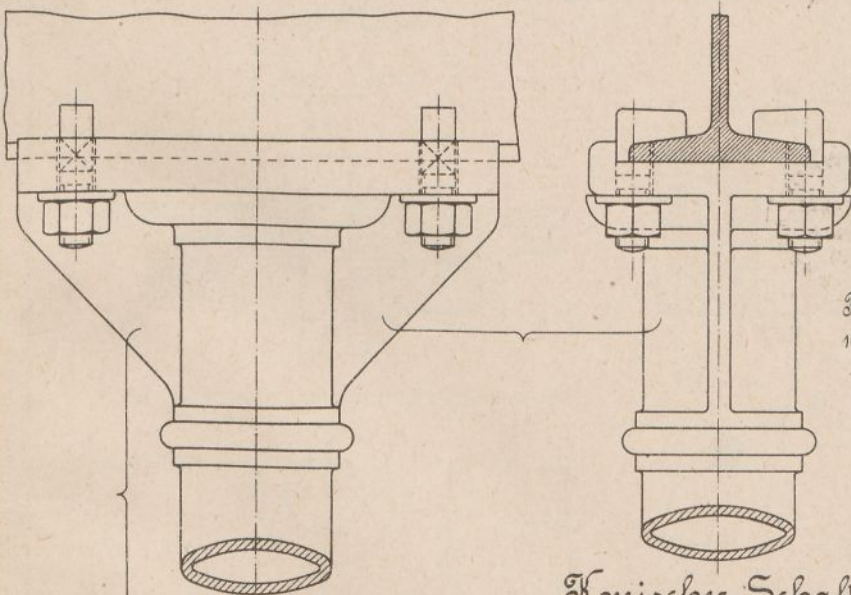
Fig. 5.  $\frac{1}{2}, 5$



Befestigung von I-Trägern auf Säulen.

Fig. 8.  $\frac{1}{5}$

Fig. 6.  $\frac{1}{2}, 5$



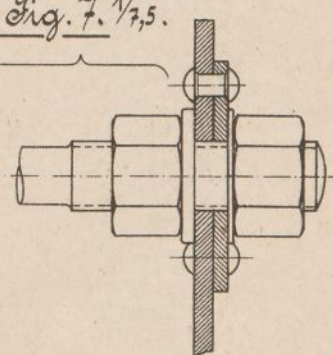
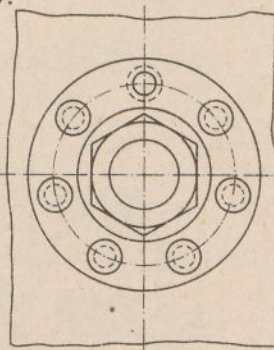
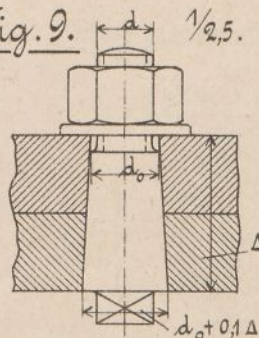
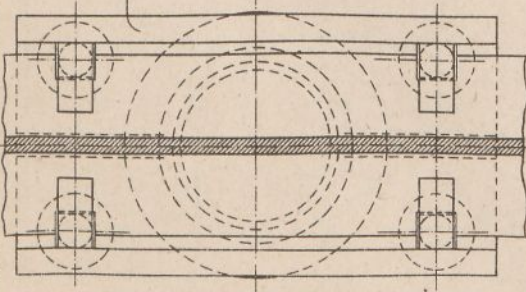
Feingewinde:  
 10 Gang auf 1",  
 1,65 Gangtiefe.

Kesselanker.

Konischer Schaft.

Fig. 9.  $\frac{1}{2}, 5$

Fig. 7.  $\frac{1}{7}, 5$



# Schraubenverbindungen u. - arten.

## Spannschlösser.

$d$  (äußerer) Gewindedrehm.,  
 $d_1$  Kerndrehm.,  
 $s$  Schlüßelweite.

Fig. 1.  $\frac{1}{5}$ .  $s \cdot b = d_1^2 \frac{\pi}{4}$  bis  $1,5 d_1^2 \frac{\pi}{4}$  mit  $b = 2,5 d$  bis  $4 d$ .

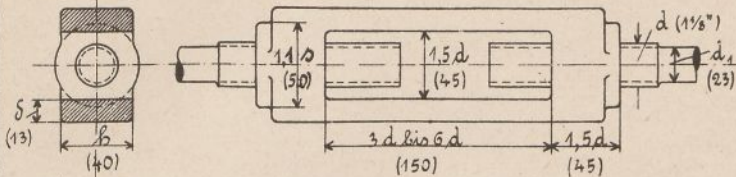


Fig. 4.  $\frac{1}{5}$ . Amerikanische Ausführung. \*)

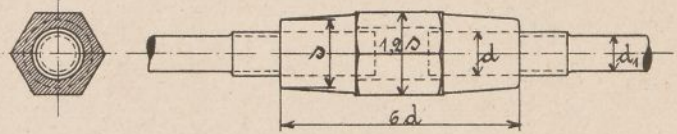


Fig. 2.  $\frac{1}{5}$ . C. u. S. Bertelmann, Alkendorf i. W.

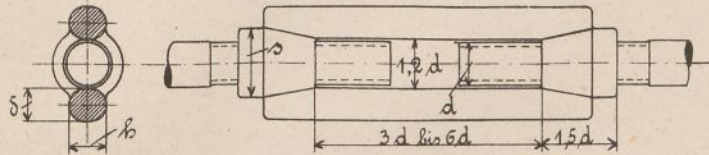


Fig. 5.  $\frac{1}{5}$ . Mannesmannröhre.

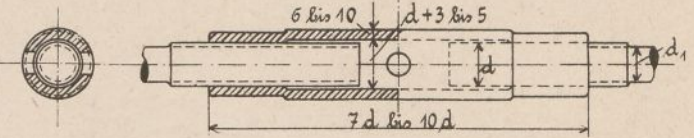


Fig. 3.  $\frac{1}{5}$ . Amerikanische Ausführung. \*)

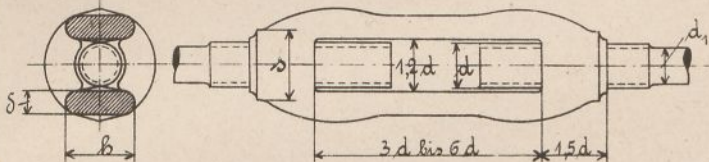
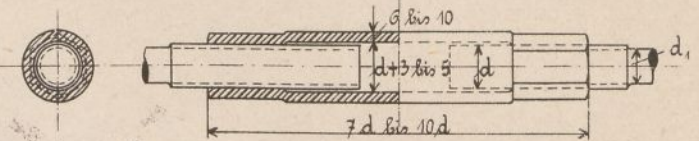


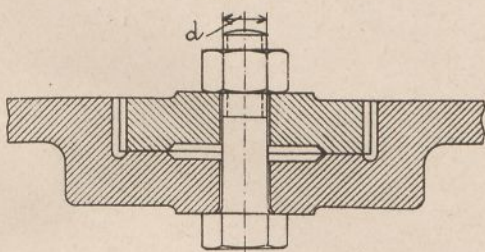
Fig. 6.  $\frac{1}{5}$ . Mannesmannröhre.



## Gegen Querkräfte entlastete Schraubenverbindungen

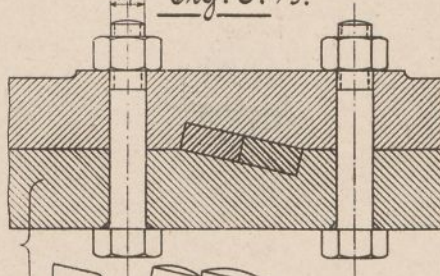
durch Nasen.

Fig. 7.  $\frac{1}{5}$ .



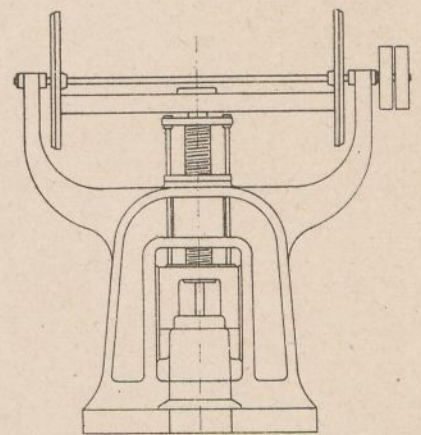
durch Keile.

Fig. 8.  $\frac{1}{5}$ . \*\*)



## Schraubenpresse.

Fig. 10.  $\frac{1}{60}$ .



## Fest eingespannter Bolzen.

Fig. 9.  $\frac{1}{2,5}$ .

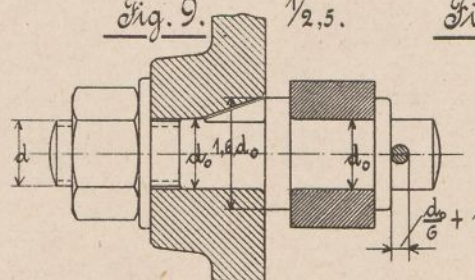
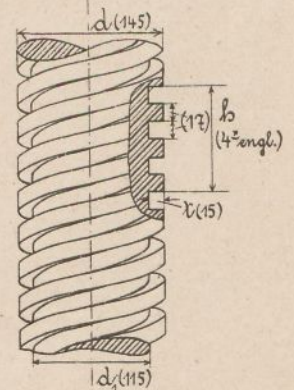


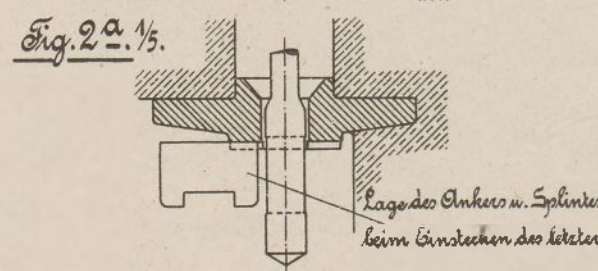
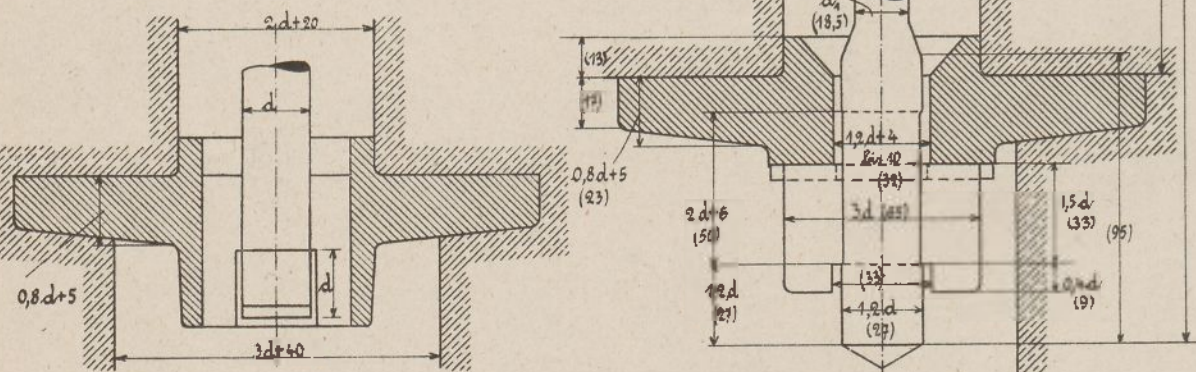
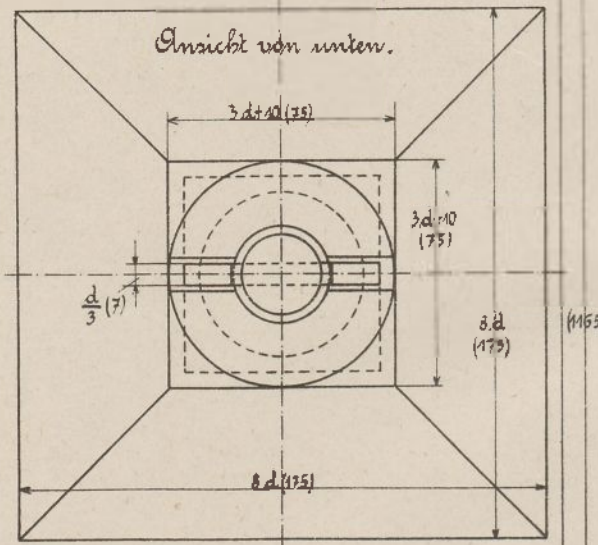
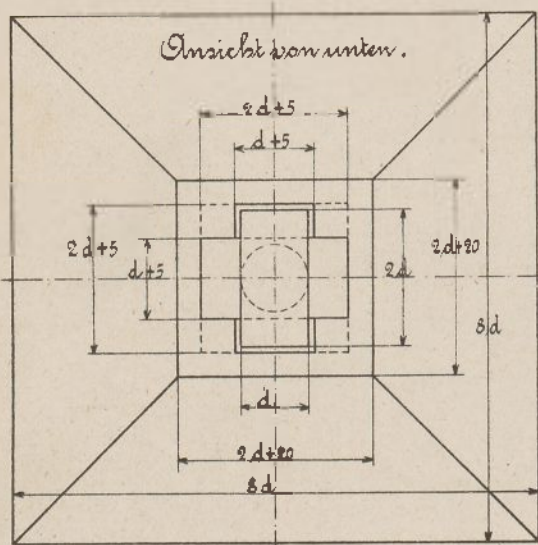
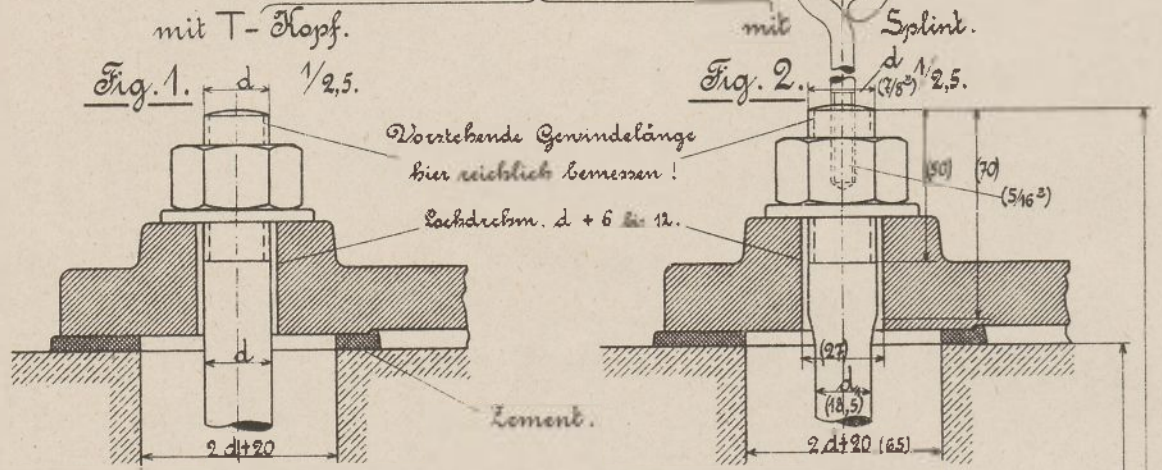
Fig. 10a.  $\frac{1}{10}$ .



\*) Nach Backhausen, L. d. V. d. F., 1893. \*\*) Nach Back.

# Schraubenverbindungen und -arten.

## Fundamentanker.

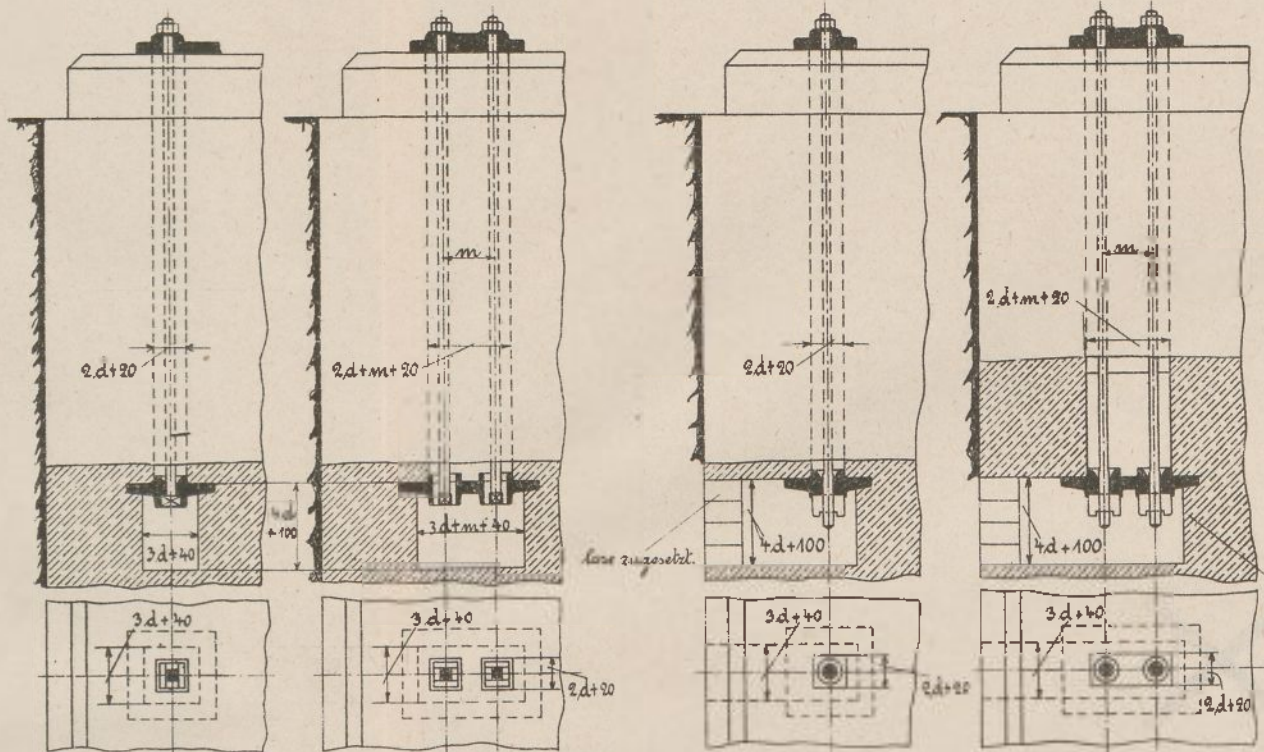


Lage des Kopfes beim Durchstecken.  
 Lage des Kopfes nach dem Durchstecken u. Drehen.

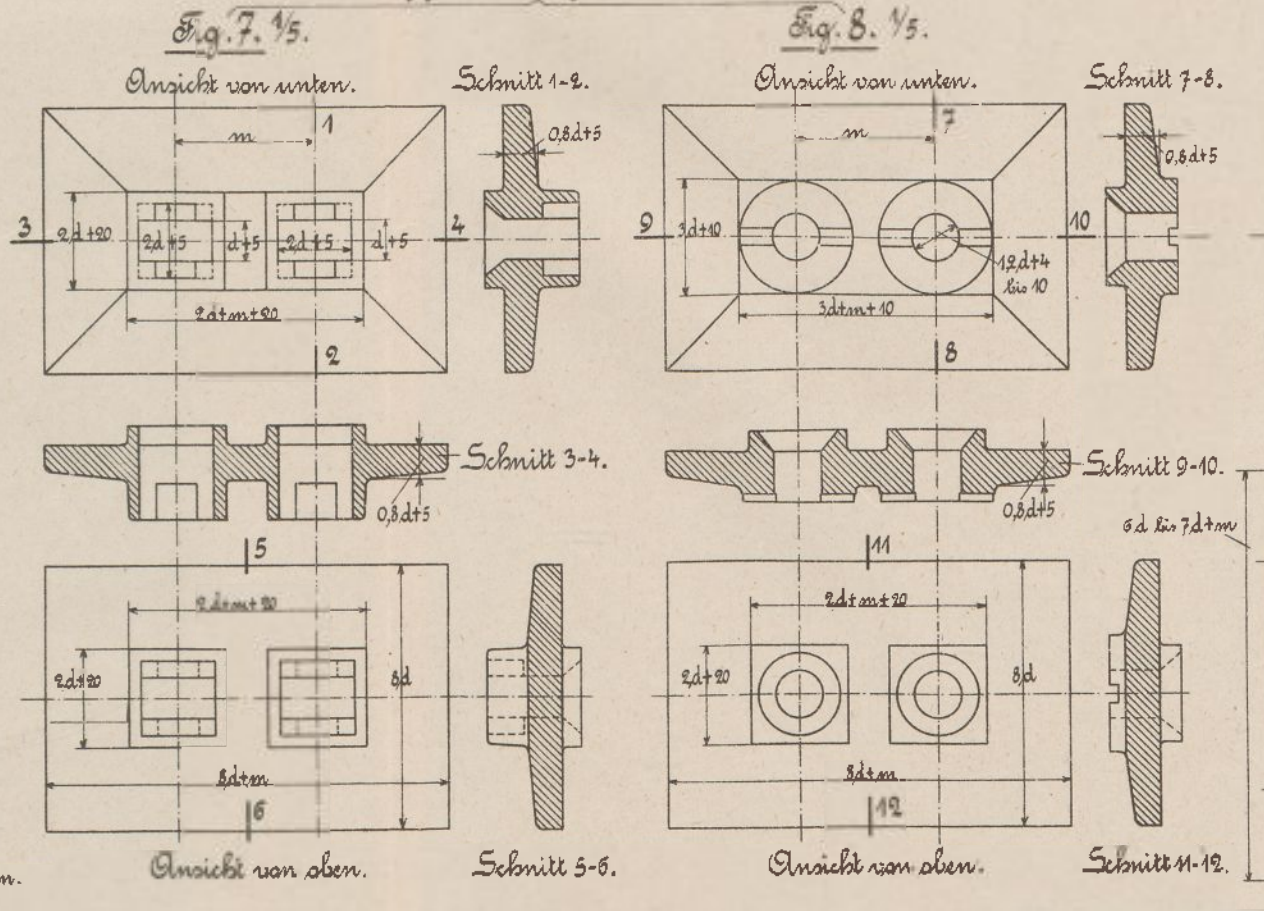
Lage des Ankers u. Splintes beim Einstecken des Betons.

## Anordnung der Fundamente.

1 Anker mit T-Kopf Fig. 3.  $\frac{1}{15}.$  Doppelanker mit T-Kopf Fig. 4.  $\frac{1}{15}.$   
 1 Anker mit Splint Fig. 5.  $\frac{1}{15}.$  Doppelanker mit Splint Fig. 6.  $\frac{1}{15}.$

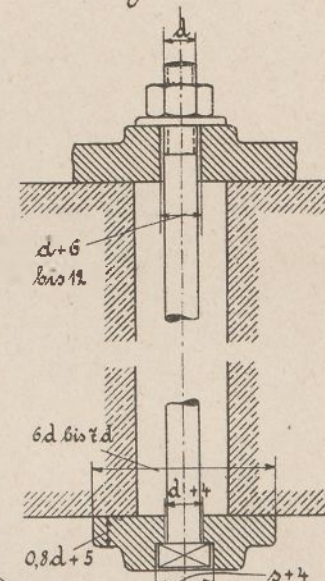


## Doppelankerplatten.\*

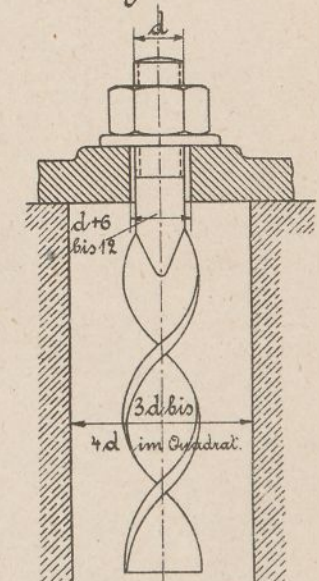


d Gewinde-,  $d_1$  Kleindurchm.,  
 $\phi$  Schlüsselweite.

Maueranker. Fig. 9.  $\frac{1}{5}.$



Steinschrauben. Fig. 12.  $\frac{1}{2}, 5.$



Wenn Anker in Fig. 5 u. 6 nicht am Fundamentrande, dann Kanäle von 850 Höhe und 500 Breite zu den Einstecklöchern!

## Mauerplatten.

Fig. 10.  $\frac{1}{5}.$

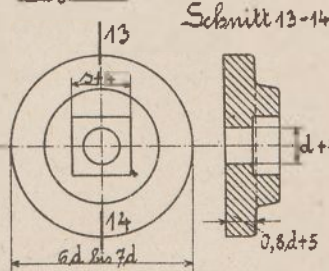
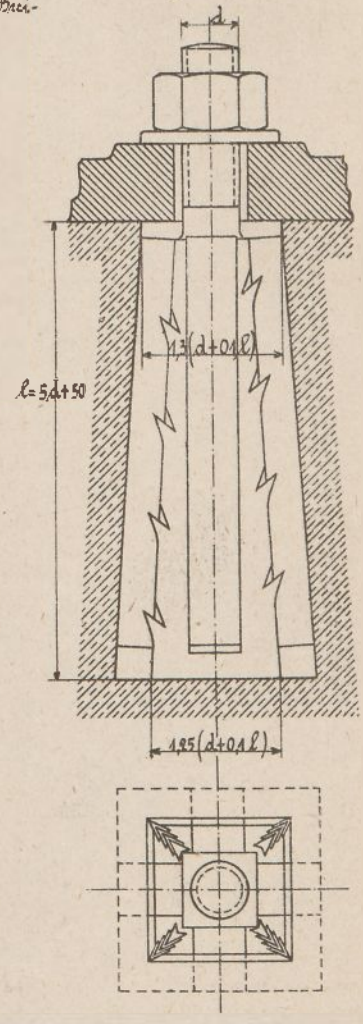
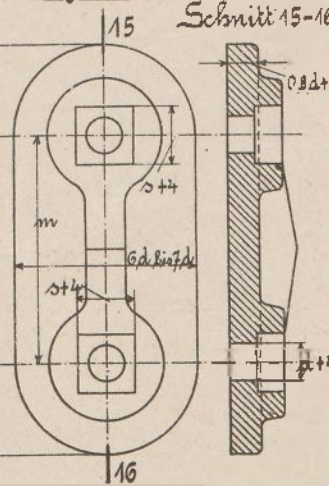


Fig. 11.  $\frac{1}{5}.$



\* Ankerplatten nach Ausführungen des Eisennetzes Wülfel im Wülfel vor Hannover.

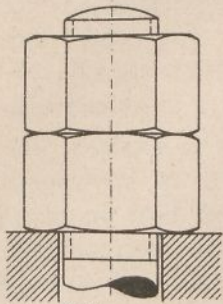


# Schraubensicherungen.

$d$  Gewindedurchm.,  $s$  Schlüsselweite,  $f$  Splint- u. Stiftstärke } siehe Tabelle S. 23.

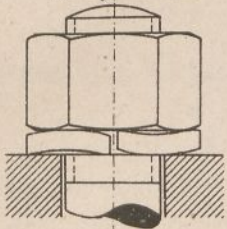
Gegenmutter.

Fig. 1.  $\frac{1}{4}$ .



Federling.

Fig. 6.  $\frac{1}{4}$ .



Splint.

Fig. 2.  $\frac{1}{4}$ .

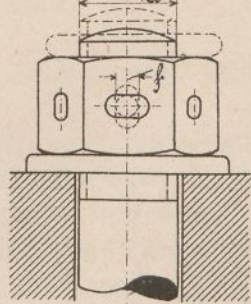
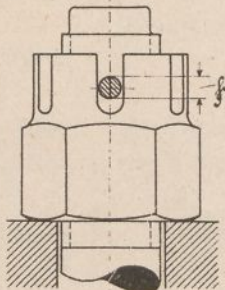
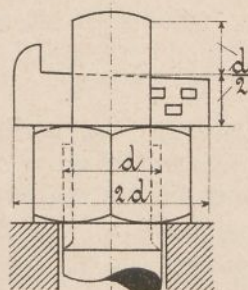


Fig. 3.  $\frac{1}{4}$ .



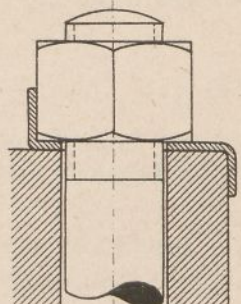
Keil.

Fig. 4.  $\frac{1}{4}$ .



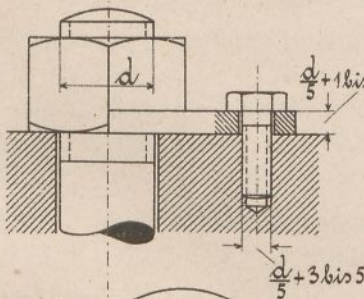
Umschlagblech.

Fig. 5.  $\frac{1}{4}$ .



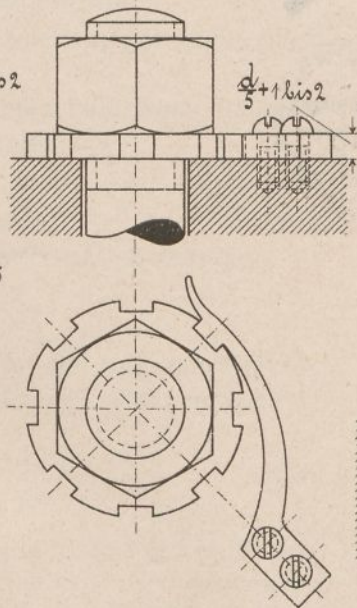
Legerschlüssel.

Fig. 7.  $\frac{1}{4}$ .



Verzahnte Scheibe.

Fig. 8.  $\frac{1}{4}$ .



Druckschraube (nach Pen.).

Fig. 9.  $\frac{1}{2}$ , 5.

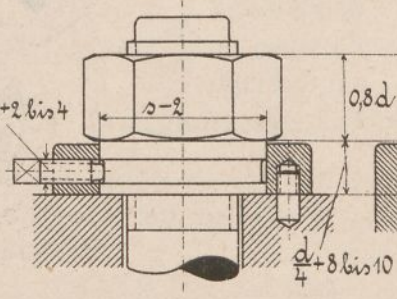
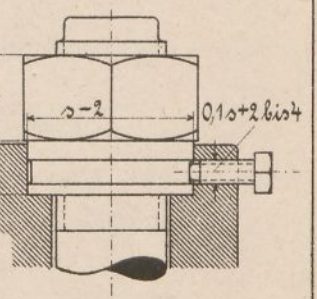


Fig. 10.  $\frac{1}{2}$ , 5.



Stift.

Fig. 11.  $\frac{1}{4}$ .



Fig. 12.  $\frac{1}{4}$ .

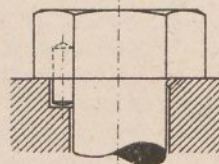
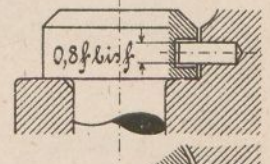


Fig. 13.  $\frac{1}{4}$ .\*)



# Schraubenschlüssel.

Fig. 14.  $\frac{1}{3}$ .

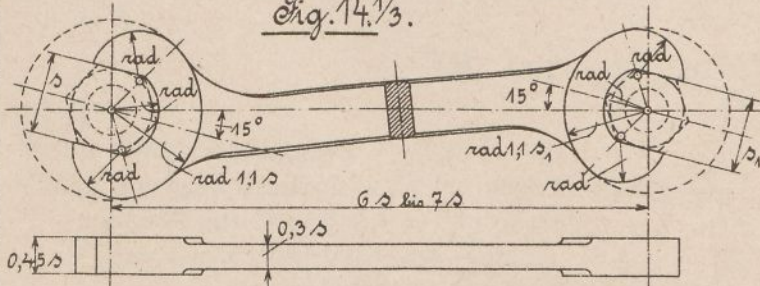
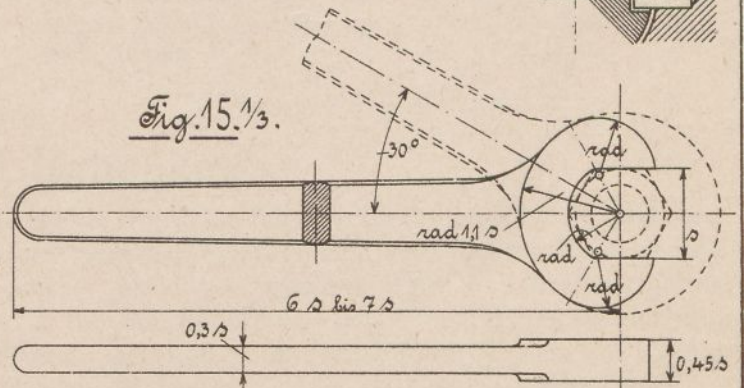


Fig. 15.  $\frac{1}{3}$ .



# Keile und Keilverbindungen.

## I. Querkeile.

Es bezeichnet:

$d$  den Stangendurchmesser an der Verbindungsstelle,

$P$  die zu übertragende Kraft,\*)

$\delta$  die Dicke,

$h, h_1, h_2$  die mittlere, größte bzw. kleinste Höhe des Keiles.

Die Stärke  $d$  der Stangen außerhalb der Verbindungsstelle ist in jedem Falle nach der Art der Beanspruchung und Belastung zu berechnen.

Der Stangendurchmesser  $d$  an der Verbindungsstelle wird im Anschluß an  $d$  und mit Rücksicht auf die Zugfestigkeit der Stange im Querschnitt 1-1 (S. 34, Fig. 1) bestimmt. Nach der letzteren ist

$$P = \left( \frac{d^2 \pi}{4} - \delta \cdot d \right) k_z$$

oder mit den nachstehenden Werten für  $\delta$  und  $k$

$$\frac{d^2 \pi}{4} = P \left( \frac{1}{k_z} + \frac{1}{k} \right) \dots \dots \dots (21)$$

wobei die zulässige Materialspannung\*\*\*) bei einfachen Zugverbindungen mit ruhender Belastung (S. 34, Fig. 1 u. 2)

$k_z = 700 \text{ kg/qcm}$  für Schweiß- und Flußeisen,

bei den Spannungsverbindungen zwischen Kolbenstange und Kreuzkopf (S. 34, Fig. 5 und 6)

$k_z = 500$  bis  $700 \text{ kg/qcm}$  für Flußstahl,

sonst nach der jeweiligen Beanspruchung gesetzt werden kann.

Die Keildicke  $\delta$  folgt bei einem zulässigen Flächen-  
druck  $k$  zwischen Keil und Stange aus

$$P = \delta \cdot d \cdot k \dots \dots \dots (22)$$

mit  $k \approx 1500 \text{ kg/qcm}$  für ruhende,

$k \approx 1000$  " " veränderliche Belastung.

Gewöhnlich ist  $\delta = \frac{d}{4}$  bis  $\frac{d}{3}$ .

Entsprechend ergibt sich für den äußeren Hülsendurchmesser  $d_0$  bei einem zulässigen Flächendruck  $k'$  zwischen Keil und Hülse

$$P = (d_0 - d) \delta \cdot k' \dots \dots \dots (23)$$

mit  $k' = 0,8 k$  bis  $k$ .

\*) An Spannungsverbindungen (S. 34, Fig. 3 bis 8) unter Berücksichtigung der Vorspannung, welche die Verbindungsteile schon im unbelasteten Zustande durch das Eintreiben des Keiles erhalten.

\*\*)  $k_z$  wird hier kleiner, als sonst üblich, angenommen, weil sich die Kraft  $P$  nicht gleichmäßig über den Stangenquerschnitt 1-1 verteilt.

An schmiedeeisernen Hülsten kommen aber vielfach höhere Werte vor.

Für die mittlere Keilhöhe  $h$  gilt nach der Biegezugfestigkeit die Gleichung

$$\frac{P}{2} a = \frac{\delta \cdot h^2}{6} k_b \dots \dots \dots (24)$$

mit  $a$  als dem in Textfig. 5 eingetragenen Abstand zwischen der Keilauflage in der Stange und Hülse einer jeden Seite

$k_b = 1500 \text{ kg/qcm}$  für ruhende,

$k_b = 1000$  " " veränderliche Belastung.

Keile mit  $m = 1$  oder 2 Beilagen von der Höhe  $h_b = x \cdot h$  (S. 34, Fig. 2) sind zu berechnen aus

$$\frac{P}{2} a = (h^2 + m \cdot \delta^2) \frac{\delta}{6} k_b \dots (1 + m \cdot x^2) \frac{\delta \cdot h^2}{6} k_b$$

mit  $x = \frac{1}{3}$  bis 1.

Die größte bzw. kleinste Keilhöhe muß bei einer Keillänge  $l$  und einem Gesamtanzug

$$\left. \begin{aligned} x &= \frac{h_1 - h_2}{l} \\ h_1 &= h + \frac{x \cdot l}{2}, \quad h_2 = h - \frac{x \cdot l}{2} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (25)$$

sein. Es ist

$x = \frac{1}{20}$  bis  $\frac{1}{50}$  an ungesicherten Keilen bei dauernder Befestigung,

$x = \frac{1}{10}$  bis  $\frac{1}{15}$  an meist gesicherten Keilen bei häufiger Lösung,

$x \approx \frac{1}{6}$  an gesicherten Stellkeilen.

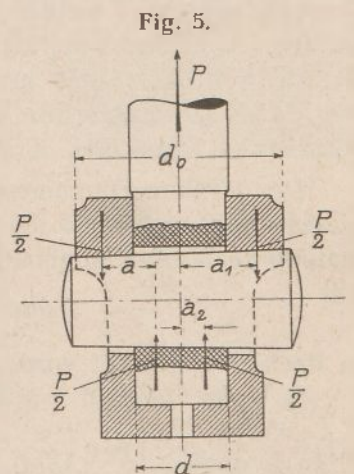
Die Höhe  $h_0$  vor und hinter dem Keilloch wird bei Keilen mit halbrunder Stützfläche

$$h_0 = 0,5 h \text{ bis } 0,75 h \dots (26)$$

und meist an der Hülse etwas größer als an der Stange gemacht.

Das den Keil beanspruchende Biegemoment ist von der Auflage des Keiles an der Stange und Hülse abhängig. Bei gleichmäßiger Verteilung der Kraft  $P$  auf die Stange und der Gegenkraft auf die Hülse ist nach Textfig. 5

$$M_b = \frac{P}{2} a_1 - \frac{P}{2} a_2 = \frac{P}{2} a.$$



## II. Längs- oder Nabenkeile.

Ist

$d$  der Wellendurchmesser,

so kann den gewöhnlichen Keilen nach S. 33, Fig. 13,

eine Breite  $b = 0,2 d + 6$  bis  $8 \text{ mm}$ ,

eine Dicke  $h = 0,5 b$  bei Nuten-,

$= 0,4 b$  bis  $0,5 b$  bei Flach- und Hohl-,

$= 0,6 b$  bei Rillenkeilen

gegeben werden. Für  $d$  ist hierin der kleinste oder mittlere Durchmesser zu nehmen, wenn mehrere Wellendurchmesser Keile von gleicher Höhe und Breite erhalten.

Bei den Rädern und Scheiben mit ungeteilter Nabe kommt der Keil in die Mitte eines Armes, bei solchen mit geteilter Nabe in die Teilfuge zu liegen.

Doppelkeile werden nur  $\frac{2}{3}$  mal so stark als einfache gemacht und gewöhnlich unter  $120^\circ$  gegeneinander

versetzt; bei geteilter Nabe halbiert die Teilfuge dann diesen Winkel.

Tangentialkeile nach S. 33, Fig. 15, erhalten

$$\text{eine Dicke } h = \frac{d}{10} \text{ bei nur 1,} \\ = \frac{d}{15} \text{ bei den meist üblichen}$$

2 Keilpaaren. Anordnung der letzteren wie bei den Doppelkeilen.

Die Breite der Tangentialkeile ergibt sich aus der Zeichnung oder durch Rechnung aus

$$b = \sqrt{\left(\frac{d}{2}\right)^2 - \left(\frac{d}{2} - h\right)^2} = \sqrt{h(d-h)}.$$

Der Anzug der Längskeile ist stets einseitig und liegt stets in der Nabe. Er beträgt

$$z = \frac{h_1 - h_2}{l} = \frac{1}{100}$$

wenn  $h_1$  die größte,  $h_2$  die kleinste Dicke, sowie  $l$  die Länge des Keiles ist.

### Keiltabelle.

Nuten-, Flach- und Hohlkeile						2paarige Tangentialkeile der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg.								
Wellen- durchm.	Breite	Dicke	Wellen- durchm.	Breite	Dicke	Wellen- durchm.	Breite	Dicke	Wellen- durchm.	Breite	Dicke	Wellen- durchm.	Breite	Dicke
$d$	$b$	$h$	$d$	$b$	$h$	$d$	$b$	$h$	$d$	$b$	$h$	$d$	$b$	$h$
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
30	12	6	120	30	15	300	74,83	20	480	119,73	32	600	164,63	44
40	14	7	130	32	16	320	80,97	22	500	125,87	34	680	170,78	46
50	16	8	140	36	18	340	83,64	22	520	132,00	36	700	176,90	48
60	18	9	160	40	20	360	89,80	24	540	134,69	36	720	179,59	48
70	20	10	180	44	22	380	95,94	26	560	140,86	38	740	185,74	50
80	22	11	200	48	24	400	102,06	28	580	146,97	40	760	191,88	52
90	24	12	230	54	27	420	104,77	28	600	149,67	40	780	194,57	52
100	26	13	260	60	30	440	110,90	30	620	155,80	42	800	200,71	54
110	28	14	290	66	33	460	113,58	30	640	161,94	44	820	203,38	54

Wellen von zwischenliegenden Durchmessern erhalten:

Nuten-, Flach- und Hohlkeile mit den

Maßen  $b$  und  $h$ ,

Tangentialkeile mit dem Maß  $h$  der nächst schwächeren Welle.

### III. Beispiel.

Die im Abschnitt „Kurbeltriebteile“ berechnete Kolbenstange einer Tandemmaschine hat einen Durchmesser  $d = 83 \text{ mm}$  und ist durch den Dampfdruck der beiden Kolben mit  $11000 \text{ kg}$  belastet. Welche Verhältnisse sind der Keilverbindung der Stange mit dem Kreuzkopf (S. 34, Fig. 5) zu geben, wenn das Material der Stange Flußstahl, das des Kreuzkopfes Stahlguß ist?

Der mittlere Durchmesser des konischen Stangenendes ergibt sich nach der Zugfestigkeit, wenn die Belastung der Verbindungsstelle wegen der Vorspannung\*) mit

$$P = \frac{5}{4} 11000 = 13750 \text{ kg}$$

in Rechnung gestellt wird,

für  $k_2 = 500$  und  $k = 1000 \text{ kg/qcm}$  gemäß

$$(21) \quad \frac{d^2 \pi}{4} = 13750 \left( \frac{1}{500} + \frac{1}{1000} \right) = 41,25 \text{ qcm}$$

zu  $d = \sim 7,3 \text{ cm} = 73 \text{ mm}$ .

Die Keildicke muß bei dem angegebenen Werte von  $k$

$$(22) \quad \delta = \frac{13750}{7,3 \cdot 1000} = 1,9 \text{ cm oder } \sim 20 \text{ mm}$$

und der äußere Hülsendurchmesser des Kreuzkopfes für denselben Wert  $k' = k$

$$(23) \quad d_0 = \frac{13750}{2 \cdot 1000} + 7,3 = \sim 14 \text{ cm} = 140 \text{ mm}$$

betragen. Für die mittlere Keilhöhe folgt dann mit

$$k_b = 1000 \text{ kg/qcm und } a = d_0/4 = 3,5 \text{ cm}$$

$$(24) \quad h = \sqrt{\frac{3 \cdot 13750 \cdot 3,5}{2 \cdot 1000}} = \sim 8,5 \text{ cm} = 85 \text{ mm},$$

so daß dem Keil bei einem Gesamtanzug von  $z = \frac{1}{100}$  und bei einer Länge  $l = 160 \text{ mm}$  eine größte und kleinste Höhe

$$h_1 = 85 + \frac{160}{2 \cdot 40} = 87, \quad h_2 = 85 - \frac{160}{2 \cdot 40} = 83 \text{ mm}$$

zu geben ist.

Wird schließlich die Höhe der Stange vor dem Keilloch zu  $h_0 = 0,6 h = \sim 50 \text{ mm}$  und diejenige der Hülse hinter dem Keilloch zu  $h_0 = 0,65 h = \sim 55 \text{ mm}$  gewählt, so ist die Länge des konischen Stangenendes

$$l_s = 85 + 50 + 55 = 190 \text{ mm}$$

und bei einer Verjüngung

$$\frac{d_1 - d_2}{l_s} = \frac{1}{19}$$

der größte Durchmesser des Konus

$$d_1 = d + \frac{d_1 - d_2}{2} = 73 + \frac{190}{2 \cdot 19} = 78 \text{ mm},$$

der kleinste

$$d_2 = 73 - \frac{190}{2 \cdot 19} = 68 \text{ mm}$$

zu nehmen. Der Flächendruck zwischen Kreuzkopf und Stangenkonus, bezogen auf die Projektion des letzteren, steigt dann auf

$$k' = \frac{13750}{(7,8^2 - 6,8^2) \frac{\pi}{4}} = \sim 1200 \text{ kg/qcm}.$$

\*) Siehe die Anmerkung unter I. auf der vorigen Seite.

# Querkeile.

## Verbindungskeile.

Fig. 1.  $\frac{1}{3}$ . Einfacher Anzug.

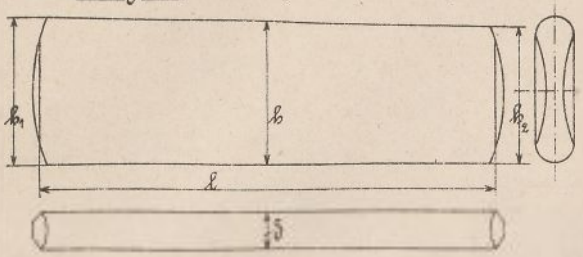
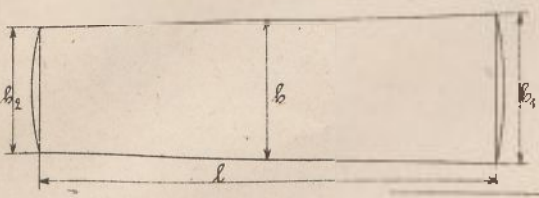


Fig. 2.  $\frac{1}{3}$ . Doppelter Anzug.



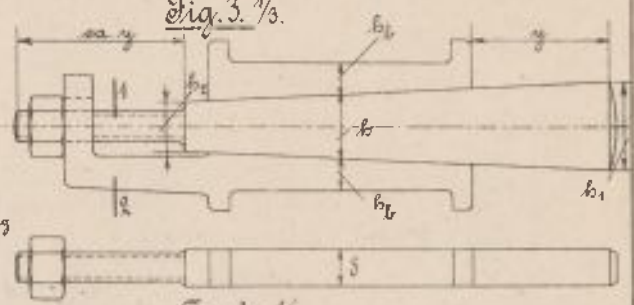
$s$  Dicke,  $b_1$  größte,  $b_2$  kleinste, } der Keile.  
 $l$  Länge,  $b$  mittlere Größe

## Gesicherte Stell- und Verbindungskeile.

Schnitt 1-2



Fig. 3.  $\frac{1}{3}$ .



Schnitt 3-4

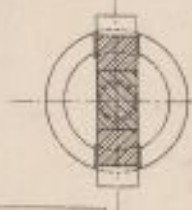
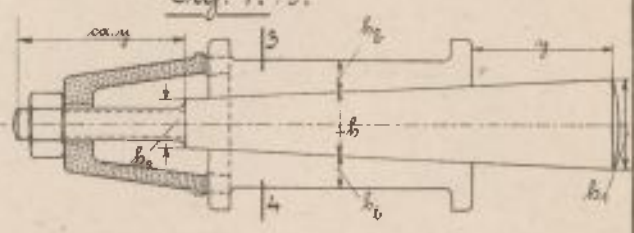


Fig. 4.  $\frac{1}{3}$ .



# Längskeile.

Fig. 7.  $\frac{1}{2}$ . Ohne Nase.

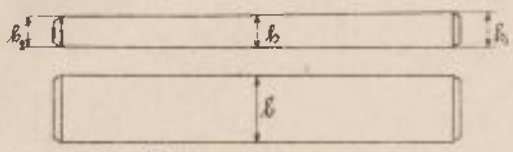


Fig. 8.  $\frac{1}{2}$ . Mit Nase.

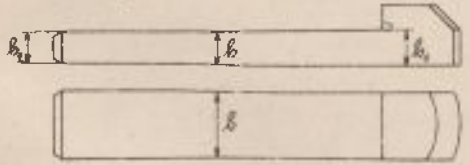


Fig. 9.  $\frac{1}{2}$ . Ohne Anzug (Feder)

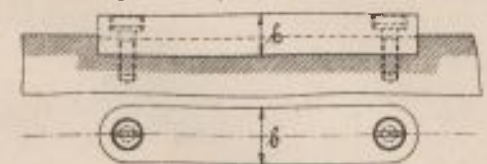


Fig. 10.  $\frac{1}{2}$ . Kapsenkeile

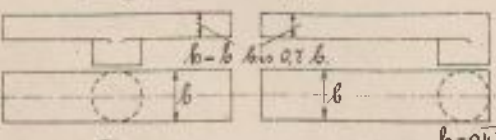


Fig. 11.  $\frac{1}{2}$ . Halbbrundkeil.

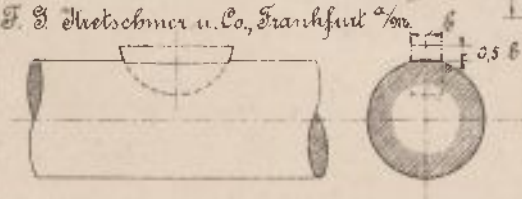


Fig. 12. No.

Schutzbüchse für Nasenkeile

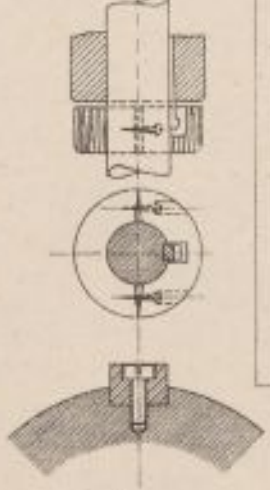
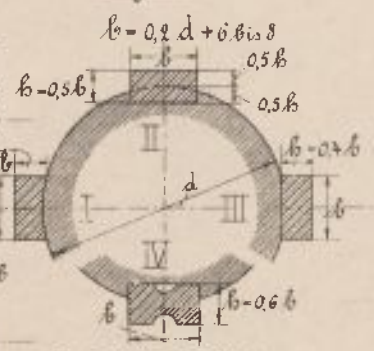


Fig. 13.  $\frac{1}{2}$ .



I Hobl-, II Nut-,  
 III Flach-, IV Nutenkeil.

Fig. 5.  $\frac{1}{6}$ .

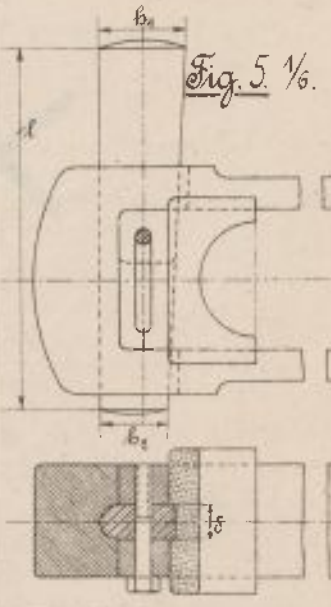
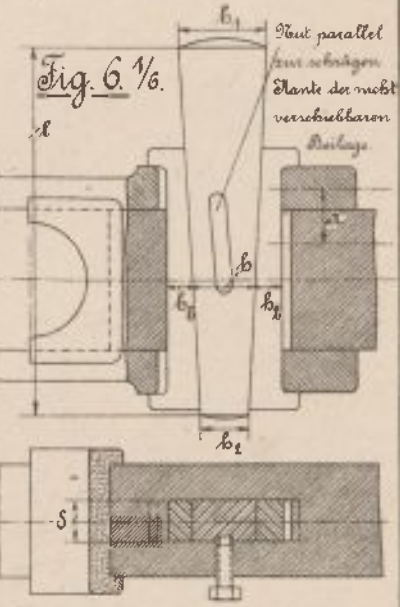
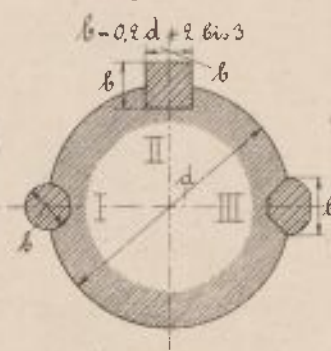


Fig. 6.  $\frac{1}{6}$ .



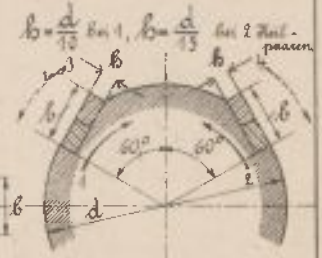
$b$  Breite, } der Keile  
 $b$  mittlere Dicke }  
 $d$  Wellendurchm. (siehe auch nebenstehende Tabelle.)

Fig. 14.  $\frac{1}{2}$ .



I Rund-, II Quadrat-,  
 III Allfahrl.

Fig. 15.  $\frac{1}{2}$ .



Tangentialkeile.

Bei nur 1. Keilpaar:  
 1 horn 2 Richtung von der Welle,  
 3 horn 4 von der Welle ausgehend.

# Querkeilverbindungen.

$\delta$  Dicke,  $h_1$  größte,  $h_2$  kleinste, } der Keile.  
 $l$  Länge,  $b$  mittlere Größe

Befestigung von Zug-, Kolben- u. Diagonalkangen.

Gestängeschlosser.

Fig. 1.  $\frac{1}{4}$ .

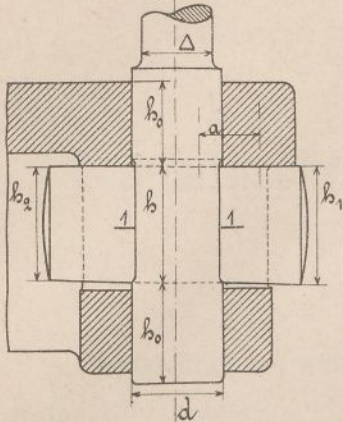


Fig. 3.  $\frac{1}{4}$ .

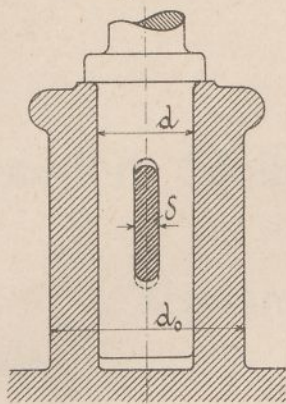


Fig. 4.  $\frac{1}{4}$ .

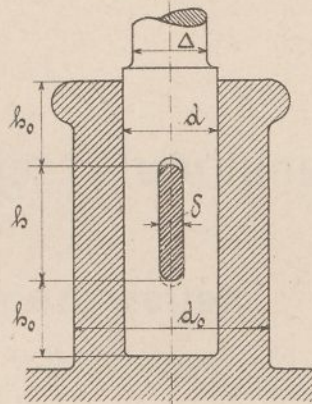
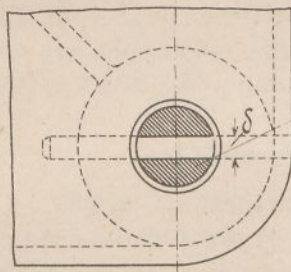
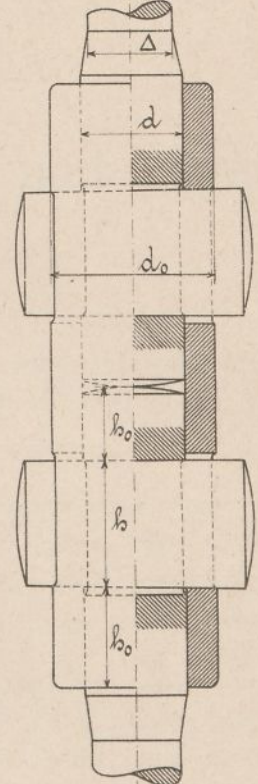


Fig. 7.  $\frac{1}{5}$ .\*)



Schnitz im  
Schnitt 1-1.

Fig. 5.  $\frac{1}{5}$ . Stangenende konisch.

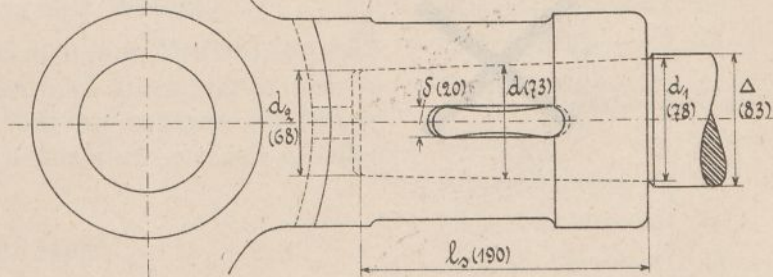
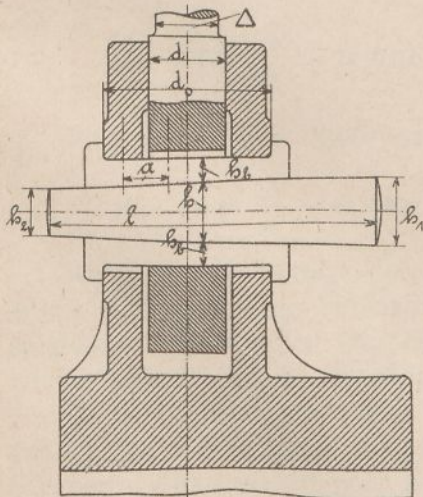


Fig. 2.  $\frac{1}{4}$ .



Verjüngung  
der Stange  
 $\frac{d_1 - d_2}{l_2} = \frac{1}{15}$  bis  $\frac{1}{20}$

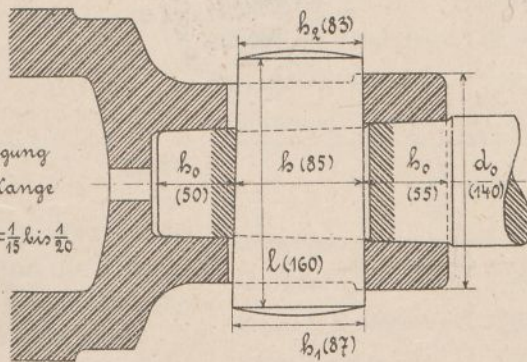
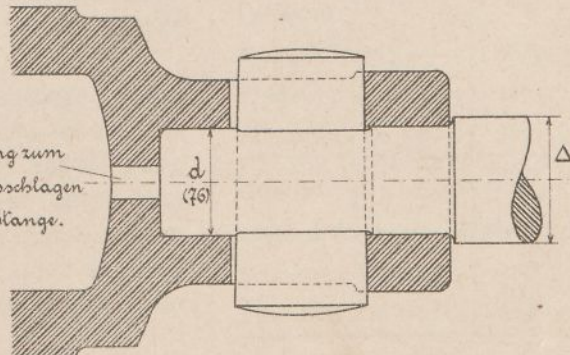
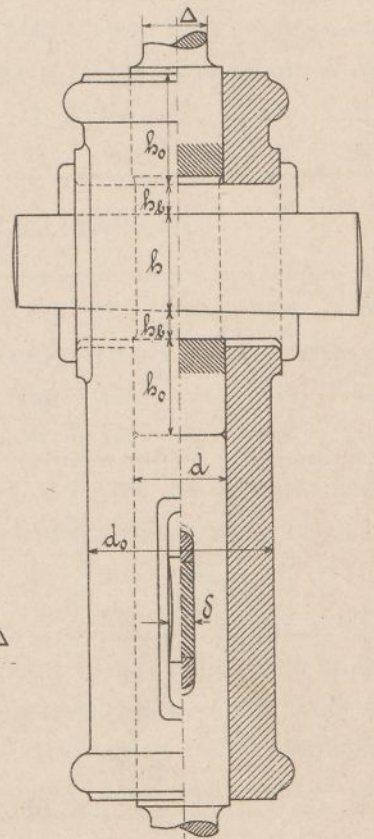


Fig. 6.  $\frac{1}{4}$ . Stangenende zylindrisch.



Öffnung zum  
Heraus schlagen  
der Stange.

Fig. 8.  $\frac{1}{4}$ .



\*) Nach 93ach.

# Transmissionswellen, Stellringe, Kupplungen und Lager.

## I. Transmissionswellen.

Es bezeichnet bei einer Welle:

$d$  den Durchmesser,

$N$  die eingeleitete Leistung in PS,

$n$  die minutliche Umdrehungszahl,

$M_d = 71620 \frac{N}{n}$  das eingeleitete Drehmoment in  $kgcm$ .

### 1. Berechnung der Wellen.

Glatte Transmissionswellen aus Flußeisen, die weder durch schwere Räder noch durch starke Riemen- oder Seilspannungen auf Biegung, sondern zur Hauptsache nur auf Verdrehung beansprucht werden, erhalten einen Durchmesser in  $cm$ :

für  $\frac{N}{n} < 1$ ,  $M_d < 71620 \text{ kgcm}$

$$d = 12 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} = 0,733 \sqrt[3]{M_d} \dots \dots \dots (27)$$

für  $\frac{N}{n} \geq 1$ ,  $M_d \geq 71620 \text{ kgcm}$

$$d = 12 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} = 0,29 \sqrt[3]{M_d} \dots \dots \dots (28)$$

Nach Gl. (27) beträgt der Verdrehungswinkel der Welle  $\frac{1}{4}$  Grad für den laufenden Meter und die Schubspannung  $17,25 d$ , nach Gl. (28) ist der Verdrehungswinkel kleiner und die Schubspannung  $210 \text{ kg/qcm}$ .

Glatte Transmissionswellen aus Flußstahl erhalten gewöhnlich die  $0,8$ fache, solche aus komprimiertem Siemens-Martinstahl nach Angaben der Gebr. Reimboldt in Kalk bei Köln a/Rhein die  $0,66$ fache Stärke der gleichbelasteten flußeisernen Wellen.

Transmissionswellen, die durch schwere Räder belastet sind oder wie die ersten Antriebswellen durch große Riemen- und Seilspannungen stark auf Biegung beansprucht werden, bekommen entweder bei kurzer Lagerung einen um  $10$  bis  $20 \text{ mm}$  größeren Durchmesser, als ihn die obigen Gleichungen ergeben, oder sie sind auf Biegung und Verdrehung zu berechnen (siehe unter „Zapfen, Achsen und Wellen“).

Die Durchmesser der einzelnen Wellen einer längeren Wellenleitung sind entsprechend der bereits erfolgten Leistungsabgabe kleiner zu nehmen.

Durchmesser glatter Transmissionswellen\*), berechnet nach Gl. (27) und (28).

$$\frac{N}{n} < 1, M_d < 71620 \text{ kgcm.}$$

Quotient $\frac{N}{n}$ =	0,004	0,007	0,012	0,020	0,030	0,044
Moment $M_d$ in $kgcm$ =	280	520	880	1420	2 160	3 160
Flußeisen $d$ in $mm$ =	30	35	40	45	50	55
Flußstahl $d$ in $mm$ =	24	28	32	36	40	44
Quotient $\frac{N}{n}$ =	0,063	0,086	0,116	0,153	0,198	0,252
Moment $M_d$ in $kgcm$ =	4 480	6 170	8 295	10 930	14 145	18 030
Flußeisen $d$ in $mm$ =	60	65	70	75	80	85
Flußstahl $d$ in $mm$ =	48	52	56	60	64	68
Quotient $\frac{N}{n}$ =	0,316	0,393	0,482	0,586	0,706	0,844
Moment $M_d$ in $kgcm$ =	22 660	28 130	34 535	41 985	50 570	60 395
Flußeisen $d$ in $mm$ =	90	95	100	105	110	115
Flußstahl $d$ in $mm$ =	72	76	80	84	88	92

$$\frac{N}{n} \geq 1, M_d \geq 71620 \text{ kgcm.}$$

Quotient $\frac{N}{n}$ =	1,000	1,130	1,271	1,424	1,588	1,764
Moment $M_d$ in $kgcm$ =	71 620	80 950	91 060	101 970	113 730	126 355
Flußeisen $d$ in $mm$ =	120	125	130	135	140	145
Flußstahl $d$ in $mm$ =	96	100	104	108	112	116
Quotient $\frac{N}{n}$ =	1,953	2,155	2,370	2,600	2,843	3,102
Moment $M_d$ in $kgcm$ =	139 880	154 340	173 720	186 180	203 630	222 130
Flußeisen $d$ in $mm$ =	150	155	160	165	170	175
Flußstahl $d$ in $mm$ =	120	124	128	132	136	140
Quotient $\frac{N}{n}$ =	3,375	3,664	3,969	4,294	4,630	4,986
Moment $M_d$ in $kgcm$ =	241 710	262 425	284 275	307 520	331 580	357 060
Flußeisen $d$ in $mm$ =	180	185	190	195	200	205
Flußstahl $d$ in $mm$ =	144	148	152	156	160	164

\*) Die fett gedruckten Durchmesser sind die von den  $DJN$  im Entwurf vorgeschlagenen Wellendurchmesser; von  $200 \text{ mm}$  steigen dieselben immer um  $20 \text{ mm}$  an, also  $200, 220, 240 \dots$

### 2. Umdrehungszahl der Wellen.

Die Umdrehungszahl einer Transmission ist möglichst groß zu wählen, damit die Stärke, das Gewicht und der Preis der Wellen, Kupplungen, Lager usw. möglichst niedrig wird.

Man empfiehlt:

für langsamgehende Maschinen (schwere Metallbearbeitungs-, Webereimaschinen) und Hauptwellen . . . . .	100 bis 150
„ schnellgehende Metallbearbeitungsmaschinen . . . . .	150 „ 250
„ andere schnellgehende Maschinen, wie Dynamo-, Holzbearbeitungs- und Maschinen mit ähnlicher Geschwindigkeit . . . . .	250 „ 400
„ Spinnereimaschinen . . . . .	300 „ 400
„ Nebenwellen . . . . .	200 „ 300

Umdrehungen in der Minute.

### 3. Lagerentfernung der Wellen.

Die Abstände der Lager sind hauptsächlich von den baulichen Verhältnissen der Anlage, das heißt von der Lage der Stellen abhängig, wo die Lager angebracht werden können; auch ist die Wellenstärke und die Abgabe der Leistung maßgebend.

Die Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Akt.-Ges. empfiehlt als Durchschnittsabstand der Lager von Mitte bis Mitte:

bei 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90, 100, 110 mm Wellendurchmesser	1,7, 1,8, 1,9, 2,0, 2,1, 2,2, 2,3 2,4, 2,5 m
---	--

Das Eisenwerk Wülfel in Wülfel vor Hannover gibt als zweckmäßige mittlere Lagerentfernung an:

a) wenn die Abgabe der Leistung in unmittelbarer Nähe der Lager erfolgt,

für Wellen von 30 bis 45 mm Durchmesser	1,75 m,
„ „ „ 50 „ 65 „ „	2,50 „
„ „ „ 70 „ 85 „ „	3,00 „
„ „ „ 90 „ 150 „ „	3,50 „

b) wenn die Abgabe der Leistung an beliebiger Stelle zwischen zwei Lagern stattfindet,

für Wellen von 30 bis 45 mm Durchmesser	1,50 m,
„ „ „ 50 „ 65 „ „	2,00 „
„ „ „ 70 „ 85 „ „	2,25 „
„ „ „ 90 „ 150 „ „	3,00 „

Hauptantriebswellen sind möglichst kurz zu lagern.

## II. Stellringe.

Stellringe werden bei einer Wellenleitung zu beiden Seiten eines Lagers oder auf entgegengesetzten Seiten zweier benachbarter Lager angebracht, damit sie die Leitung, ohne deren freie Ausdehnung bei Temperaturänderung zu behindern, gegen eine Verschiebung in der Längsrichtung schützen.

Ist die Wellenleitung, wie bei manchen Reibungskupplungen, konischen Rädern usw., einem starken Druck in der Längsrichtung ausgesetzt, so müssen anstelle der Stellringe eingedrehte Lagerstellen oder aufgeschweißte Bunde vorgesehen werden.

### 4. Länge der Wellen.

Wellen bis zu 45 mm Durchmesser sind für gewöhnlich nicht über 6 m, stärkere Wellen nicht über 6,95 m lang zu nehmen. Längere Wellen werden von den Fabriken nur gegen höheren Einheitspreis geliefert, erschweren den Transport und die Montage.

### 5. Gewicht der Wellen.

Siehe Gewichtstabelle der Rundeisen.

Der Verdrehungswinkel  $\alpha$ , als Bogenmaß des Kreises vom Halbmesser  $l$ , einer auf Verdrehen beanspruchten Welle beträgt

$$\alpha = \frac{M_d}{E_d \cdot J_p}$$

wenn  $E_d$  der Schubelastizitätsmodul des Materiales,  $J_p$  das polare Trägheitsmoment des Wellenquerschnittes ist.

Soll  $\alpha$  nicht größer als  $\frac{1}{4}$  Grad für den laufenden Meter oder  $\frac{1}{100}$  Grad für den laufenden Zentimeter werden, so muß mit

$$\alpha = \frac{l}{400 \cdot 180} \cdot \frac{\pi}{32} d^4$$

und  $E_d = 800\,000 \text{ kg/qcm}$  für Flußeisen

nach der obigen Gleichung

$$\frac{l}{400 \cdot 180} = \frac{M_d}{800\,000 \cdot \frac{\pi}{32} d^4}$$

also

$$d = \sim 0,733 \sqrt[4]{M_d}$$

oder, da zwischen  $M_d$ ,  $N$  und  $n$  die Beziehung

$$M_d = 71620 \frac{N}{n}$$

besteht, auch

$$d = 0,733 \sqrt[4]{71620 \frac{N}{n}} = 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}}$$

sein.

Nach der Drehfestigkeit gilt weiter für den Wellendurchmesser die Beziehung

$$M_d = 0,2 d^3 \cdot \tau$$

mit  $\tau$  als zulässige Schubspannung des Materiales. Hieraus ergibt sich, wenn gemäß der vorstehenden Beziehung

$$M_d = \left( \frac{d}{0,733} \right)^4 = 0,2 d^3 \cdot \tau$$

gesetzt wird,

$$\tau = 17,25 d \text{ kg/qcm,}$$

während für  $\tau = 210 \text{ kg/qcm,}$

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_d}{0,2 \cdot 210}} = \sim 0,29 \sqrt[3]{M_d} = 12 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

folgt.

Bei Ringschmierlagern kann die Welle nicht durch gewöhnliche Stellringe festgelegt werden. Hier sind entweder Bundstellringe nach S. 43, Fig. 4, anzuwenden, oder es muß bei beweglichen Lagerschalen ein aufgeschweißter Bund  $x$  in der Mitte (siehe S. 63 u. 64, Fig. 1), bei feststehenden Lagerschalen ein solcher an jedem Ende der Lagerstelle (siehe S. 59 u. 60, Fig. 1) zur Verhütung der Längsverschiebung vorgesehen werden.

Abmessungen der Stellringe siehe S. 43, Fig. 2 bis 10.

Das Gewicht eines Stellringes vom äußeren Durchmesser  $D$ , der Bohrung  $d$  und der Breite  $b$  in  $cm$  ist annähernd  $0,006 (D^3 - d^3) b$ .

## III. Kupplungen.

### 1. Feste Kupplungen.

(S. 44 u. 45)

Feste Kupplungen verbinden zwei Wellen vollkommen starr, also unter Ausschluß jeder gegenseitigen Beweglichkeit derselben, miteinander. Sie werden in möglichster Nähe der Lager und, von der treibenden Seite aus gesehen, hinter diesen angeordnet. Vorspringende Teile sind stets an ihnen zu vermeiden. Sollen zwei Wellen von verschiedenem Durchmesser durch eine feste Kupplung verbunden werden, so dreht man gewöhnlich das Ende der stärkeren Welle auf den Durchmesser der schwächeren ab und verwendet eine Kupplung, die dem letzteren entspricht; seltener kommen Reduktionskupplungen mit verschiedener Bohrung der Kupplungshälften zur Anwendung.

### 2. Bewegliche Kupplungen.

(S. 46 u. 47)

Bewegliche Kupplungen dienen zur Verbindung zweier Wellen, die eine geringe Beweglichkeit gegeneinander besitzen müssen oder deren Mittellinien nicht in eine Gerade fallen.

Das Universalgelenk oder die Kreuzgelenk-Kupplung (Fig. 1 und 2) ermöglicht die Verbindung zweier Wellen, deren Mittellinien sich schneiden oder bei der Ausführung nach Fig. 2 sogar zu einander geschränkt liegen. Die Bewegungsübertragung durch die Kupplung erfolgt ungleichförmig, das heißt, die getriebene Welle läuft, eine gleichförmige Drehung der treibenden vorausgesetzt, abwechselnd schneller und langsamer als diese. Die Ungleichförmigkeit ist jedoch, so lange der Winkel  $\alpha$  beider Wellen (Fig. 1a) unter  $20^\circ$  bleibt, nur unbedeutend.

Soll eine gleichförmige Bewegungsübertragung durch die Kupplung erzielt werden, so sind zwei Gelenke und eine Zwischenwelle *III* (Fig. 1b) zu nehmen. Dabei ist aber Bedingung, daß

1. die Winkel  $\alpha$ , welche *I* und *II* mit *III* bilden, gleich sind, und daß
2. der Winkel, den die Querachse  $a-b$  des einen Gelenkes mit der durch die Mittellinien von *I* und *III* bestimmten Ebene einschließt, ebenso groß ist wie derjenige, den die entsprechende Querachse  $c-d$  des anderen Gelenkes mit der durch die Mittellinien von *II* und *III* festgelegten Ebene bildet.

Die Ausdehnungs-Kupplungen (Fig. 3 und 4) lassen eine Verschiebung der Wellen nur in deren Längsrichtung zu. Sie werden bei langen Leitungen zur Ausgleichung der durch Temperaturwechsel hervorgerufenen Längenänderung der Wellen verwendet, namentlich dann, wenn diese Leitungen an dem einen Ende mit Rücksicht auf den hier erfolgenden Antrieb fest gelagert sind, am anderen Ende aber Teile, wie z. B. Reibungs-Kupplungen, Kegelräder usw. tragen, die nicht verschoben werden dürfen. Für die Größe der Wellenverschiebung sind  $0,5 \text{ mm}$  pro laufenden Meter der bis zum nächsten Bunde oder Stellring reichenden Wellenlänge zu rechnen.

Die Scharpsche Kupplung (Fig. 5) gestattet eine geringe Verschiebung der Wellen sowohl in deren Längsrichtung als auch senkrecht dazu.

Die Oldhamsche Kupplung (Fig. 6) vermittelt die Bewegungsübertragung zwischen zwei Wellen, die in geringem Abstände voneinander parallel liegen, ruft aber bedeutende Arbeitsverluste durch Reibung hervor.

Sind in Fig. 6 *I* und *II* die Mittelpunkte der beiden Wellen und der auf ihnen durch Keile befestigten Teile *A* und *B*, so bewegt sich der Mittelpunkt *III* der Zwischenscheibe *C* auf einem Kreise, der *IV* zum Mittelpunkte und *I-II* zum Durchmesser hat. Drehen sich die Wellen einmal ganz herum, so durchläuft der Punkt *III* zweimal den Umfang dieses Kreises.

Alle beweglichen Kupplungen sind möglichst dicht zu beiden Seiten durch Lager zu stützen.

### 3. Elastische Kupplungen.

(S. 48 u. 49)

Sie dienen zur Verbindung stark beanspruchter Wellen oder zur unmittelbaren Kupplung des Motors mit seiner Arbeitsmaschine. Die ihnen eigene Nachgiebigkeit wird durch ein elastisches Zwischenglied erreicht, das etwa auftretende Stöße aufnehmen und kleine Verschiebungen der Wellen aus ihrer genauen Lage ausgleichen soll; in der Regel wirkt das Zwischenglied auch elektrisch isolierend.

Die Kupplungen bestehen aus den beiden Hauptteilen *A*, *B*, die den Wellen aufgekeilt und durch das Zwischenglied miteinander verbunden sind. In Fig. 1 und 3 ist auf dem Teil *B* noch ein Kranz *C* durch Schrauben *c* befestigt, nach deren Lösung die Wellen ohne achsiale Verschiebung aus den Lagern gehoben werden können. Als elastisches Zwischenglied dienen:

Leder- oder Gummiriemen (Fig. 1), die abwechselnd durch die Öffnungen von *A* und *C* geschlungen sind;

Holz- und Filzstücke (Fig. 2) zwischen den ineinandergreifenden Zähnen von *A* und *B*;

Lederhülsen (Fig. 3), die über die zylindrischen Ansätze von *A* geschoben sind und sich bei der Drehung gegen die eingreifenden Vorsprünge von *C* legen;

Leder- oder Gummibolzen (Fig. 4), die mit etwas Spiel in die gegenüber liegenden Löcher von *A* und *B* greifen und durch Federringe *f* am Herausfallen verhindert werden;

Radiale Stahlstäbchen *m* (Fig. 5), die in den vier Segmenten *a* dem Teil *A* aufgesetzt sind und zwischen die Zacken *s* der Platten *b* am Teil *B* greifen;

Lederlaschen (Fig. 6) mit abwechselnd in *A* und *B* befestigten Bolzen.

Zu beiden Seiten der elastischen Kupplungen sind die Wellen durch Lager zu stützen.

### 4. Ein- und ausrückbare Kupplungen.

Die Bewegungsübertragung erfolgt bei ihnen nur im eingerückten Zustande der Kupplungen, durch die hier nicht nur zwei Wellen, sondern auch eine Riem- oder Seilscheibe mit einer Welle verbunden werden können.

#### a) Zahnkupplungen.

(S. 50, Fig. 1 und 2)

Sie werden nur bei kleinen Kräften während des Ganges, sonst stets während des Stillstandes der Wellen-



leitung ein- und ausgerückt. Bei großen Kräften würde das Ausrücken während des Ganges sehr schwierig, das Einrücken aber, namentlich bei großen Massen auf der getriebenen Welle, mit Stößen verbunden sein, die leicht zu Brüchen führen.

Die ältere Ausführung der Kupplung (Fig. 1) leidet an dem Übelstande, daß die Federn für den verschiebbaren Teil durch ihre schmalen Seitenflächen das ganze Drehmoment zu übertragen haben und deshalb bald abgenützt und locker werden. Die neuere Ausführung nach Hildebrandt (Fig. 2) sieht deshalb drei Teile vor, von denen *A* und *B* den Wellenenden aufgekeilt sind, während *C* auf *B* lose verschiebbar ist. Im eingerückten Zustande greifen dann die Zähne von *C* zwischen diejenigen von *A* und *B* und übertragen das Drehmoment.

Ist

$M_d$  das zu übertragende Drehmoment in  $kgcm$ ,\*)

$r_1, r_2$  der Schwerpunktsradius der Berührungsflächen zweier Zähne in  $cm$ ,

$z$  die Zähnezahl,  $\mu$  der Reibungskoeffizient,

so bemißt man die Größe  $f_1, f_2$  der Berührungsflächen so, daß der auftretende Flächendruck

$$k = \frac{M_d}{z \cdot r_1 \cdot f_1} \text{ bzw. } \frac{M_d}{z \cdot r_2 \cdot f_2} \dots \dots \dots (29)$$

10 bis 20  $kg/qcm$  wird. Die zum Ausrücken der Kupplung erforderliche Achsialkraft an der Muffe ist

$$K' = \mu \cdot M_d \left( \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \dots \dots \dots (30)$$

mit  $x = 3$  oder  $4$ ,  $\mu = 0,1$ .

### b) Reibungskupplungen.

Sie können während des Ganges der Wellenleitung eingerückt werden.

Die einfache Kegel-Reibungskupplung (S. 50, Fig. 3) leidet an dem Übelstande, daß der beträchtliche Achsialdruck, den sie zur Aufrechterhaltung des Schlusses im eingerückten Zustande erfordert, den Schleifring und Räder der Kupplung dauernd belastet; außerdem wird die treibende Welle mit ihrem Bunde gegen das Lager gepreßt, womit ein starker Verschleiß und Arbeitsverlust verbunden ist. Bezeichnet

$M_d$  wieder das zu übertragende Drehmoment in  $kgcm$ ,\*)

$\alpha$  den Neigungswinkel,

$r$  den mittleren Radius der kegelförmigen Reibflächen in  $cm$ ,

so müssen diese mit einer Gesamtkraft

$$N \geq \frac{M_d}{\mu \cdot r} \dots \dots \dots (31)$$

senkrecht gegeneinander gepreßt werden und eine Breite in  $cm$

$$b = \frac{N}{2 r \pi \cdot k} \dots \dots \dots (32)$$

\*) Das durch eine Welle vom Durchmesser  $d$  übertragbare Drehmoment kann der Tabelle auf S. 35 entnommen werden; bei einer zu übertragenden Leistung  $N$  und einer minutlichen Umdrehungszahl  $n$  ist  $M_d = 71620 \frac{N}{n}$ .

mit einem zulässigen Flächendruck

$k \leq 5 \text{ kg/qcm}$  für wenig,

$k \leq 10$  „ für reichlich geschmierte

Flächen erhalten. Weiter beträgt für gewöhnlich

$\alpha = 10$  bis  $15^\circ$  und  $r = 4d$  bis  $5d$ .

Die an der Muffe erforderliche Achsialkraft ist am größten, wenn die Kupplung während des Stillstandes der treibenden Welle eingerückt wird, nämlich

$$K = N (\sin \alpha + \mu \cdot \cos \alpha) \dots \dots \dots (33)$$

Die Reibflächen der Kupplung müssen so stark gegeneinander gepreßt werden, daß die zwischen ihnen auftretende Reibung größer oder gleich dem am Radius  $r$  des einen Kegels auftretenden Widerstande  $M_d/r$  ist. Wird also nach S. 50, Fig. 3a, jede Kupplungshälfte mit einem Druck  $N/2$  senkrecht zu den Reibflächen angepreßt, so muß

$$\mu \frac{N}{2} \geq \frac{1}{2} \frac{M_d}{r}$$

oder

$$N \geq \frac{M_d}{\mu \cdot r}$$

sein.

Erfolgt das Einrücken der Kupplung während des Ganges der treibenden Welle, so ist die erforderliche Achsialkraft gleich der Resultierenden aus den beiden Kräften  $N/2$ :

$$K = N \cdot \sin \alpha.$$

Beim Einrücken während des Stillstandes der treibenden Welle wirkt dem tieferen Eindringen des verschiebbaren Kegels auf dem festen an jeder Hälfte noch der Reibungswiderstand  $\mu \cdot N/2$  entgegen, zu dessen Überwindung eine Achsialkraft  $\mu \cdot N \cdot \cos \alpha$  nötig ist. Die gesamte Muffenkraft beträgt dann also

$$K = N (\sin \alpha + \mu \cdot \cos \alpha).$$

Bei eingerückter Kupplung ist der erforderliche Achsialdruck nur

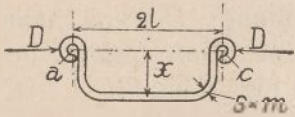
$$K_0 = N (\sin \alpha - \mu \cdot \cos \alpha),$$

da dann die Reibung  $\mu \cdot N$  sich dem Lösen der Kupplung entgegensetzt. Für  $K_0 \leq 0$  oder  $\tan \alpha \leq \mu$  tritt Selbstsperrung ein, auf die aber hier wegen des dann leichten Festklemmens der Kegel verzichtet wird.

Die neueren Reibungskupplungen pressen die Reibflächen durch Kniehebel oder ähnliche Mechanismen an, die bei eingerückter Kupplung eine Strecklage überschritten haben. Schleifring und Räder sind dann unbelastet. Durch entsprechende Anordnung der Reibflächen suchen sie ferner die inneren Kräfte der Kupplungen auszugleichen und jeden achsialen oder radialen Druck von der Welle fernzuhalten.

Die Doppelkegel-Reibungskupplung der Sächsischen Maschinenfabrik vorm. R. Hartmann in Chemnitz (S. 51, Fig. 1) verwendet zu diesem Zweck zwei hintereinander liegende Reibungskegel. Die inneren Ringe  $R_1, R_2$  derselben sitzen auf dem Bolzen  $m$  des Mitnehmers  $C$ , die äußeren gehören den durch Trapezgewinde verbundenen Gehäusehälften  $A, B$  an.  $A$  ist der treibenden Welle  $I, C$  der getriebenen  $II$  aufgekeilt. Beim Einrücken werden die inneren Ringe von der Muffe  $M$  durch Winkelhebel und Federn gegen die äußeren Kegel geschoben und zwar zuerst  $R_1$  mit  $b$ , dann  $R_2$  mit  $a$  als Drehpunkt der Bewegung. Die Anpressung erfolgt durch Anspannen der Federn, wobei  $a$  und  $c$  sich immer mehr nähern. In der Endstellung liegen  $a, c$  und  $b$  auf einer Geraden. Durch das Gewinde der Gehäusehälften kann der Anpressungsdruck geregelt werden.

Die Breite  $b/2$  eines Kegels folgt aus Gl. (32). Geschieht das Einrücken während des Stillstandes der treibenden Welle, so wird jede der  $z = 2$  bis  $4$  Federn durch eine Achsialkraft



$$D = \frac{K}{2z} \dots (34)$$

auf Biegung beansprucht, wenn  $K$  der Wert der Gl. (33) ist. Dicke  $s$  und Breite  $m$  der Federn müssen also der Bedingung

$$D \cdot x = \frac{m \cdot s^2}{6} k_b \dots (35)$$

genügen. Für Federstahl ist  $k_b = 4000$  bis  $5000 \text{ kg/qcm}$  zulässig; gewöhnlich geht man aber mit  $k_b$  nicht über  $3000$ , da die zu beschleunigenden Massen sowie die zu erwartende Abnutzung der Reibflächen und Bolzen bei der Berechnung von  $K$  und  $D$  gewöhnlich nicht berücksichtigt werden.

Die Annäherung, welche die Mitten  $a$  und  $c$  der Federn durch die Kraft  $D$  erfahren, bestimmt sich wie bei der späteren Dohmen-Leblanc-Kupplung aus

$$f = 2 \frac{D \cdot x^2}{E \cdot J} \left( \frac{x}{3} + l \right) \dots (36)$$

mit  $E = 2000000 \text{ kg/qcm}$  als Elastizitätsmodul,

$$J = \frac{m \cdot s^3}{12} \text{ als Trägheitsmoment des Federquerschnittes,}$$

$x$  und  $l$  nach Textfig. 6.

Eine genaue Berechnung der Bolzen ist wegen der Unsicherheit in der Art ihrer Belastung und Befestigung nicht möglich. Die zum Einrücken erforderliche Muffenkraft, die wegen der Bolzenreibung größer als der Wert  $K$  der Gl. (33) ist, wird ebenso wie die entsprechende Ausrückkraft erst an der fertigen Kupplung bestimmt.

Bei der Benn-Kupplung der Maschinenbauanstalt G. Luther in Braunschweig (S. 51, Fig. 2) stehen die ebenfalls hintereinander angeordneten Reibflächenpaare senkrecht zu den Wellen. Der Gehäuseteil  $A$  der treibenden Welle  $I$  enthält wieder die eine, der ihm eingeschraubte Deckel  $B$  die andere äußere Druckfläche.  $R_1, R_2$  sind die inneren Druckringe. Sie führen sich mittels der Stahlstücke  $k$  auf dem Mitnehmer  $C$  der getriebenen Welle  $II$  und werden durch die Hebelmechanismen  $h, w, a, c, b$  beim Einrücken vorgeschoben und angedrückt. Nach Überschreitung der Strecklage halten die Federn  $f$  die Hebel  $h$  zusammen und sichern dadurch den Schluß der Kupplung.

Bei einem zu übertragenden Drehmoment  $M_d$  in  $\text{kgcm}$ , einem Schwerpunktsradius  $r$  der Reibflächen in  $\text{cm}$  und  $z$  Hebelmechanismen ist der von jedem der letzteren an den Stellen  $a, b$  auszuübende Achsialdruck gleich  $N/2z$  für  $N$  nach Gl. (31). Mit ihm und den Längen der einzelnen Hebel ergibt sich aus der Lage, welche die Kniehebel bei Beginn der Anpressung einnehmen, die erforderliche Anspannung der Federn. Die Federung der Bolzen und die Zusammendrückung der einzelnen Hebel liefern ferner die durch Rechnung nur schwierig festzustellende Verkürzung der Kniehebel.

Die Breite  $b/2$  einer der beiden Reibflächenpaare folgt wieder aus Gl. (32) mit  $r$  als mittleren Radius derselben.

Andere Fabriken pressen die Reibflächen radial gegeneinander, wobei eine einseitige Belastung der Wellen wieder durch paarweise Anordnung dieser Flächen diametral gegenüber verhütet wird.

Die Hill-Kupplung des Eisenwerkes Wülfel in Wülfel vor Hannover (S. 52 u. 53, Fig. 1) trägt z. B. festgekeilt auf der treibenden Welle  $I$  die Scheibe  $S$ , auf der getriebenen  $II$  das Kreuz  $A$ . Beim Einrücken werden drei äußere Backen  $B$  und drei innere  $C$ , die sämtlich mit Holzfutter versehen sind, gegen den Rand der Scheibe  $S$  gepreßt, wobei sich die inneren Backen in den Armen des Kreuzes  $A$  führen. Zum Anpressen dienen die Hebel  $E$ . Sie drücken mittels der Rollen  $J$  die Zylinder  $P$  gegen die inneren Backen, sobald die Muffe  $M$  mit den Stangen  $Z$  nach links geschoben wird. Da die Bolzen  $h$  der Hebel  $E$  in den äußeren Backen sitzen, so findet gleichzeitig auch eine Anpressung dieser statt.

Um die Fliehkräfte der Backen auszugleichen und um ein gleichmäßig Abheben derselben von der Scheibe  $S$  beim Lösen der Kupplung zu erzielen, ist jede äußere Backe mit ihrer inneren noch durch einen Hebel  $D$  verbunden, der sich auf dem Ende der Schraube  $N$  drehen kann. Durch die Mutter  $R$  wird diese Schraube im Kreuz  $A$  so eingestellt, wie es die Lage der Backen erfordert, wobei die schräge Fläche der Mutter deren selbsttätige Lösung verhindert. Zum Einstellen der Zylinder  $P$  dienen die Schrauben  $T$ , die durch die Druckschrauben  $L$  gesichert sind. Die Spiralfedern auf  $T$  treiben die Backen beim Lösen der Kupplung wieder auseinander.

Der erforderliche Anpressungsdruck der Backen berechnet sich mit  $\mu = 0,25$  für Holz auf Eisen,  $z = 3$  oder  $4$  als Zahl der Backenpaare und  $N$  nach Gl. (31) zu  $N/2z$ . Breite  $b$  und Länge  $l$  der Reibfläche einer Backe müssen also der Gleichung

$$b \cdot l = \frac{N}{2z \cdot k} \dots (37)$$

mit  $k \leq 3$  bis  $4 \text{ kg/qcm}$  genügen. Die Formänderung der Hebelmechanismen ist aus der seiner einzelnen Teile zu bestimmen, rechnerisch aber nur schwer zu verfolgen.

Bei der Dohmen-Leblanc-Kupplung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Akt.-Ges. (S. 52 u. 53, Fig. 2) drückt die Muffe  $M$  beim Einrücken durch hakenförmige Druckstangen  $F$  4 bis 6 Gleitbacken  $B$  gegen den Rand der Scheibe  $S$ . Zur Führung der Backen dient eine zweite Scheibe  $A$ .  $S$  ist gewöhnlich der treibenden Welle  $I$ ,  $A$  der getriebenen  $II$  aufgekeilt. Die Stangen  $F$  sind elastisch und können in der Druckrichtung nachgeben. Im eingerückten Zustande haben sie die Mittel-lage überschritten und verhindern dadurch die Selbstlösung der Kupplung.

Bei kleinen Drehmomenten haben die Gleitbacken glatte Reibflächen, bei großen sind sie wie in der Figur, mit eingedrehten Rillen versehen. Müssen die

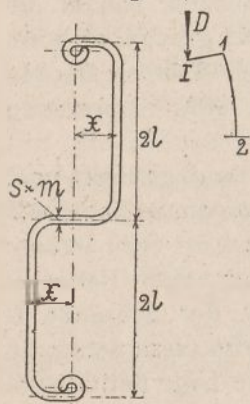
Scheibe *A* und Muffe *M* ausnahmsweise auf die treibende Welle gesetzt werden, so sind die Gleitbacken, wie in Fig. 2a, zur Aufhebung ihrer Fliehkraft durch Gegengewichte *G* auszugleichen, da sonst ein selbsttätiges Einrücken bzw. ein fortwährendes Zerren an den Stangen, der Muffe und dem Schleifringe auftreten würde.

Die erforderliche radiale Anpressung und der Federdruck einer der *z* Backen ist

$$D = \frac{N}{z} \dots \dots \dots (38)$$

mit *N* nach Gl. (31) und  $\mu = 0,1$  für glatte,  $= 0,25$  für geriffelte Reibflächen. Breite *b* und Länge *l* einer Backenreibfläche müssen also für die unter Gl. (32) angegebenen Werte von *k* doppelt so groß als in Gl. (37) bemessen werden. Die Druckstangen sind mit dem vorstehenden Werte von *D* nach Gl. (35) zu berechnen. Die Durchbiegung, die jeder ihrer 4 Teile (Textfig. 7) erfährt, setzt sich nach Bach aus derjenigen des Stückes *I I*

Fig. 7.



erfährt, setzt sich nach Bach aus derjenigen des Stückes *I I*

$$f' = \frac{D \cdot x^3}{3 E \cdot J}$$

und aus der Verdrehung, die *I I* infolge der Ausbiegung von *I 2* erhält,

$$f'' = \frac{D \cdot x^2 \cdot l}{E \cdot J}$$

zusammen. Die ganze Durchbiegung einer Stange ist also mit  $J = m \cdot s^3/12$  als Trägheitsmoment und  $E = 2000000 \text{ kg/qcm}$  als Elastizitätsmodul

$$f = 4 (f' + f'') = 4 \frac{D \cdot x^2}{E \cdot J} \left( \frac{x}{3} + l \right) \dots \dots (39)$$

Die Ein- und Ausrückkraft an der Muffe läßt sich sicher nur bei der ausgeführten Kupplung bestimmen, die Berechnung der Bolzen bleibt unsicher.

Die Penig-Kupplung der Peniger Maschinenfabrik besitzt nach S. 52 u. 53, Fig. 3, vier ringförmig angeordnete Bremsbacken *b*, die drehbar in dem Kreuz *B* der getriebenen Welle *II* gestützt sind und durch zwei Federhebel *h* gegen den Kranz der Scheibe *A* auf der treibenden Welle *I* gepreßt werden. Die beiden Stellschrauben *s*<sub>1</sub>, *s*<sub>2</sub> begrenzen den Hub der Muffe *M*, *s*<sub>1</sub> im ein-, *s*<sub>2</sub> im ausgerückten Zustande der Kupplung.

**c) Ein- und Ausrücker für Zahn- und Reibungskupplungen.**

Sie bestehen aus dem Schleifstein oder -ring und dem Hebel mit seinen Bolzen und Zapfen, wozu bei Ausübung größerer Kräfte noch eine das freie Hebelende bewegende Spindel- oder Zahnstangenübersetzung tritt.

Handhebel (S. 54 u. 55, Fig. 1 bis 3) sind, wenn die örtlichen Verhältnisse die Ausführung genügender Hebellängen gestatten, im allgemeinen bis zu 100 mm Wellendurchmesser gebräuchlich. Bei einer Handkraft  $Q = 10$  bis 15 kg ist die Muffenkraft

$$K = Q \frac{L}{l} \dots \dots \dots (40)$$

mit einer Hebelübersetzung  $L/l$  bis zu 10 und einer Hebellänge bis zu 3 m.

In allen anderen Fällen kommen Spindel- oder Zahnstangenrücker zur Anwendung. Die von ihnen auf das freie Hebelende ausgeübte Kraft beträgt bei den Spindelrückern (S. 54 u. 55, Fig. 4 bis 6)

$$Q = \frac{H \cdot R}{r \cdot \text{tg}(\alpha + \varrho)} \dots \dots \dots (41)$$

bei den Zahnstangenrückern (S. 56, Fig. 1)

$$Q = \frac{H \cdot R}{\eta \cdot r} \dots \dots \dots (42)$$

- wenn *H* die Kraft am Hand- oder Kettenrade,
- R* der Radius des letzteren,
- r* der mittlere Gewinderadius der Spindel oder der Teilkreisradius des Zahnstangenritzels,
- $\alpha$  der mittlere Steigungswinkel der Spindel,
- $\varrho$  ( $\text{tg} \varrho = \mu = 0,1$ ) der Reibungswinkel,
- $\eta = 0,9$  der Wirkungsgrad des Zahnstangen-triebes

ist. Die Muffenkraft *K* folgt mit diesen Werten von *Q* wieder aus Gl. (40). *H* wird mit Rücksicht auf leichtes Ein- und Ausrücken bei normalem Gange zweckmäßig nur zu 2,5 bis 5 kg angenommen, um dann ausnahmsweise auf den doppelten Wert gesteigert werden zu können.

Von den Rückerteilen sind die Hebel auf Biegung zu berechnen (siehe 3. Beispiel auf S. 42), desgleichen die Bolzen und Zapfen, die aber meistens stärker ausgeführt werden müssen, als die Rechnung ergibt. Der Hebelausschlag ist, wie auf S. 54 u. 55, Fig. 4, von der zur Welle senkrechten Mittellage aus nach beiden Seiten gleichmäßig zu verteilen; nur bei lose hängenden Handhebeln bildet die vertikale Stellung die Ausrücklage, um ein selbsttätiges Einrücken zu vermeiden. Schleifsteine aus Stahl (S. 54 u. 55, Fig. 1) werden nur bei kleinen und weniger wichtigen Kupplungen benutzt, sonst stets gußeiserne, zweiteilige Schleifringe (S. 52 u. 53, Fig. 1, sowie S. 54 u. 55, Fig. 2, 3, 4 und 7), bei denen namentlich auf genügende Schmierung der seitlichen Druckflächen zu achten ist.

**d) Motoren-Kupplungen.**

Sie finden Anwendung, wenn zwei Motoren, von denen der eine nur zeitweise arbeitet, ihre Leistung gleichzeitig auf dieselbe Wellenleitung übertragen sollen.

Bei der Uhlhorn-Kupplung (S. 56, Fig. 2) sitzt der äußere Teil *A* auf dem Ende der eigentlichen Wellenleitung *I*, die von dem Hauptmotor angetrieben wird, der innere Teil *B* auf einer Welle *II*, die mit dem Nebemotor verbunden und der eigentlichen Leitung vorgebaut ist. In *B* sind zwei Sperrklinken *K* drehbar gelagert, *A* ist an dem inneren Umfange seines Randes mit vier entsprechenden Knaggen *E* und Federn *F* versehen.

Solange der Nebemotor stillsteht oder eine geringere Geschwindigkeit als der Hauptmotor entwickelt, bleibt die Kupplung ausgerückt; denn dann läuft die in der angegebenen Richtung sich drehende Scheibe *A* gegen *B* vor und drückt mit den Federn *F* die Klinken *K*

in die Aussparungen von  $B$ . Eilt aber mit zunehmender Leistung des Nebenmotors  $B$  gegen  $A$  vor, so richten sich die Klinken auf und übertragen, indem sie sich

gegen die Knaggen  $E$  legen, nun auch die Leistung dieses Motors auf die eigentliche Wellenleitung. Die Schrauben  $s_1, s_2$  dienen zum Einstellen der Federn  $F$ .

## IV. Beispiele.

### 1.

Für die auf S. 43, Fig. 1, im Grundriß dargestellte Wellenleitung, die in der Minute  $n = 150$  Umdrehungen macht, sind die Durchmesser der einzelnen Wellen und die Entfernungen der Lager zu bestimmen. Die Leitung empfängt im Raume I durch die Scheibe  $a$   $18 PS$ , von denen  $6 PS$  nach dem Raume II,  $6 PS$  mittels der Reibungskupplung  $b$  nach dem Raume III abgegeben werden. Das Material der Wellen ist Flußeisen.

Wird die Leitung aus 3 Wellen zusammengesetzt, von denen die in I und II durch eine feste Kupplung  $c$ , die in I und III durch die verlangte Reibungskupplung  $b$  zu verbinden sind, so ist

für die Welle im Raume I  $N = 18$  und

$$\frac{N}{n} = \frac{18}{150} = 0,12,$$

also nach der Tabelle auf S. 35 ein Durchmesser von  $\sim 70 mm$  zu nehmen. Als Antriebswelle und wegen des Riemenzuges der Scheibe  $a$  dürfte sich aber eine Wellenstärke von  $85 mm$  empfehlen.

Für die Wellen im Raume II und III ist  $N = 6$ ,

$$\frac{N}{n} = \frac{6}{150} = 0,04.$$

Nach der Tabelle müssen die Wellen also  $55 mm$  Durchmesser bekommen.

Die Welle im Raume I ist an 4 Stellen zu lagern, da die Breite dieses Raumes  $5250 mm$  und die zweckmäßige Entfernung der Lager einer  $85 mm$  starken Welle nach den Angaben der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Akt.-Ges. auf S. 36 ca.  $2250 mm$  beträgt. Man erzielt diesen Abstand, wenn man die Antriebs-scheibe  $a$  kurz (von Mitte bis Mitte Lager  $1000 mm$ ) lagert und die Endlager der Welle im Raume I auf die Mitten der Zwischenmauern setzt. Es ergibt sich dann für die Entfernung der Lager links von der Antriebs-scheibe nach der Zeichnung der verlangte Abstand von

$$\frac{5250 + 250 - 1000}{2} = \frac{4500}{2} = 2250 mm.$$

Die Wellen im Raume II und III erhalten zweckmäßig je eine 3malige Verlagerung. Für II würde sich dann eine Lagerentfernung von

$$\frac{6000 + 125 - 275}{3} = 1950 mm,$$

für III eine solche von

$$\frac{6000 + 125 - 300 - 800}{3} = 1675 mm$$

berechnen.

Die Stellringe werden bei der Wellenleitung vor-teilhaft in der Mitte zu beiden Seiten der Lager  $k$  an-

gebracht, damit sich die Leitung nach beiden Seiten frei ausdehnen kann.

### 2.

Die Doppel-Kegelreibungskupplung auf S. 51, Fig. 1, ist für  $95 mm$  größte Bohrung bestimmt. Welchen Flächendruck erfahren die Reibflächen, welche Beanspruchung und Durchbiegung die beiden Stahlfedern bei dem dieser Bohrung entsprechenden Drehmoment?

Für eine Flußeisenwelle von  $d = 95 mm$  Durchmesser ist das übertragbare Drehmoment nach der Tabelle auf S. 35  $M_0 = 28130 kgem$ . Die Kegelflächen der Kupplung haben einen mittleren Radius  $r = 21,5 cm$ , eine gesamte Breite  $b = 2 \cdot 7,4 = 14,8 cm$  und einen Neigungswinkel  $\alpha = 14^\circ$ ; mithin beträgt der Flächendruck in ihnen für  $\mu = 0,1$  und

$$(31) \quad N = \frac{28130}{0,1 \cdot 21,5} = \sim 13100 kg,$$

$$(32) \quad k = \frac{13100}{2 \cdot 21,5 \pi \cdot 14,8} = 6,6 kg/qcm.$$

Die zum Einrücken erforderliche Achsialkraft der Kegelkupplung ist ohne Berücksichtigung der zu beschleunigenden Massen und der Bolzenreibung

$$(33) \quad K = 13100 (0,242 + 0,1 \cdot 0,97) = \sim 4440 kg.$$

Auf jede der beiden Federn der Doppelkegel wirkt also an beiden Enden eine Kraft

$$(34) \quad D = \frac{4440}{2 \cdot 2} = 1110 kg.$$

Die Federn sind  $s = 1,3 cm$  dick und  $m = 5,5 cm$  breit, ihre Armhöhe (siehe Textfig. 6) ist  $x = 4,5 cm$ , ihre Länge im ungespannten Zustande  $2l = 14 cm$ . Sie erleiden deshalb eine größte Beanspruchung

$$(35) \quad k_b = \frac{1110 \cdot 4,5 \cdot 6}{5,5 \cdot 1,3^3} = 3224 kg/qcm$$

und erfahren eine Durchbiegung

$$(36) \quad f = \frac{2 \cdot 1110 \cdot 4,5^2}{2000000 \cdot \frac{5,5 \cdot 1,3^3}{12} \left( \frac{4,5}{3} + 7 \right)} = 0,19 cm = 1,9 mm.$$

### 3.

Welche Muffenkraft kann durch den Spindelrücken nach S. 54 u. 55, Fig. 5, bei einer Kraft  $H = 2,5$  bis  $5 kg$  am Handrade ausgeübt werden? Welche Stärken müssen der Hebel, der obere Bolzen und die Zapfen erhalten?

Bei  $35$  und  $45 mm$  Gewindedurchmesser und  $h = 25,4/2,5 = \sim 10 mm$  Steigung der Spindel (Fig. 5a) ist der mittlere Gewinderadius  $r = 0,25 (35 + 45) = 20 mm$  und, gemäß

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{2r\pi} = \frac{10}{2 \cdot 20\pi} = 0,0795,$$

der Steigungswinkel  $\alpha = 4\frac{1}{2}^\circ$ . Mit einem Reibungswinkel  $\varrho = 5\frac{1}{2}^\circ$  und einem Radius  $R = 175 \text{ mm}$  des Handrades folgt dann der auf das Hebelende ausgeübte Spindeldruck

$$(41) \quad Q = \frac{2,5 \cdot 175}{20 \cdot \operatorname{tg} 10^\circ} = \sim 125 \text{ kg}$$

und bei den Hebellängen  $l = 540$ ,  $L = 1930 \text{ mm}$  die für den normalen Betrieb zulässige Muffenkraft

$$(40) \quad K = 125 \frac{1930}{540} = \sim 450 \text{ kg}.$$

In Ausnahmefällen kann dieser Druck für  $H = 5 \text{ kg}$  am Handrade auf das Doppelte gesteigert werden.

Der Hebel wird in der Wellenmitte durch das Moment  $Q(L-l)$  auf Biegung beansprucht. Bei einer Breite  $m$  und einer Dicke  $s = m/4$  seiner beiden Flacheisen ist das Widerstandsmoment seines Querschnittes

$$2 \frac{s \cdot m^2}{6} = \frac{m^3}{12},$$

so daß für  $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$ , entsprechend

$$Q(L-l) = \frac{m^3}{12} k_b,$$

$$m = \sqrt[3]{\frac{125 \cdot 193 \cdot 12}{600}} = \sim 7 \text{ cm} = 70 \text{ mm},$$

$$s = \frac{70}{4} = \sim 18 \text{ mm}$$

werden muß. In Ausnahmefällen würde dann  $k_b$  auf  $2 \cdot 600 = 1200 \text{ kg/qcm}$  steigen, was für Flußeisen noch als zulässig erachtet werden kann, wenn der Hebel wie bei allen neueren Reibungskupplungen im eingerückten Zustande unbelastet ist; die Spindel muß dazu allerdings nach dem Einrücken etwas zurückgedreht werden.

An der Welle ist der Hebel wegen der durchtretenden Muffenzapfen auf  $22 \text{ mm}$  verstärkt. Von diesen Zapfen ist jeder mit  $K/2$  belastet und mit Gewinde in die Muffe eingeschraubt. Der Kerndurchmesser  $d_1$  des Gewindes bestimmt sich für die Zapfenlänge  $l_1 = 2,2 \text{ cm}$  (Fig. 5b) und  $k_b$  ebenfalls  $600 \text{ kg/qcm}$  aus

$$\frac{K}{2} \frac{l_1}{2} = 0,1 d_1^3 \cdot k_b$$

zu

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{450 \cdot 2,2 \cdot 10}{2 \cdot 2 \cdot 600}} = 1,6 \text{ cm}.$$

Ihm genügt nach der Whitworthschen Schraubentabelle ein äußerer Gewindedurchmesser von  $7/8$  Zoll engl. Im Hebel ist der Zapfendurchmesser  $25 \text{ mm}$ .

Der obere Drehbolzen und die unteren Zapfen des Hebels sind stärker gemacht, als es die Festigkeit verlangt. Jener würde als freitragender Balken auf zwei Stützen, der in der Mitte durch  $K-Q$  belastet ist, bei  $l_2 = 8,8 \text{ cm}$  Länge (Fig. 5c) für  $k_b = 600$  einen Durchmesser  $d_2$  erhalten müssen, der sich aus

$$(K-Q) \frac{l_2}{4} = 0,1 d_2^3 \cdot k_b$$

zu

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{(450 - 125) 8,8 \cdot 10}{4 \cdot 600}} = \sim 2,3 \text{ cm}$$

berechnet. Nach der Ausführung ist aber  $d_2 = 25 \text{ mm}$ .

Die unteren Zapfen an der Spindelmutter bestimmen sich für einen Druck  $Q/2$  bei einer Länge  $l_3 = 1,8 \text{ cm}$  (Fig. 5a) im Durchmesser  $d_3$  aus

$$\frac{Q}{2} \frac{l_3}{2} = 0,1 d_3^3 \cdot k_b$$

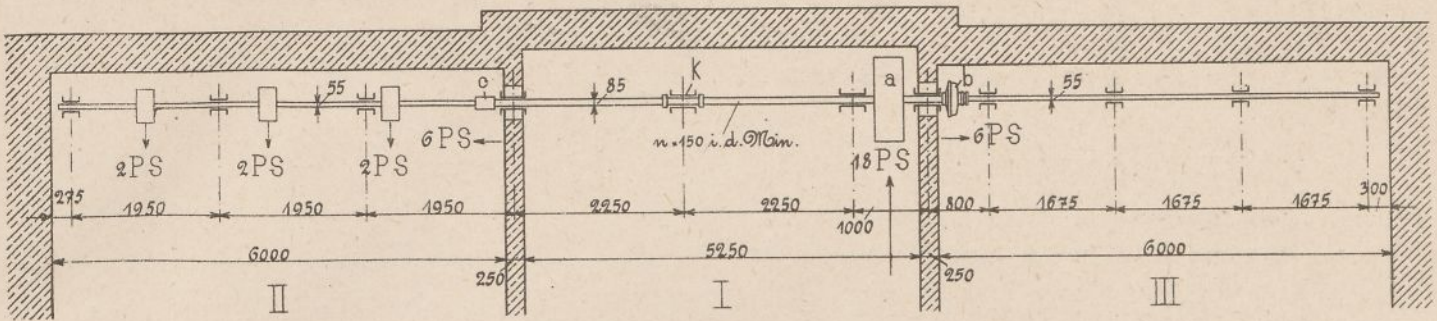
zu nur

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{125 \cdot 1,8 \cdot 10}{2 \cdot 2 \cdot 600}} = 0,98 \text{ cm},$$

sind aber  $22 \text{ mm}$  stark gemacht.

# Transmissionsanlage.

Fig. 1. 1/100.



## Stellringe.

$d$  Wellendurchm.,  
 $s$  Stärke,  $n$  Zahl der Schrauben.

Dimensionen der Ringe.

$d$	30-45	50-65	70-75	80-95	100-120	125-150
$x$	9	11	13	13	15	16
$y$	1	2	3	3	4	5
$s$	engl.	5/8	5/8	3/4	7/8	1
	mm	13	16	16	20	23
$n$	1	1	2	2	2	2

Fig. 2. 1/3. Ungeteilter Ring.

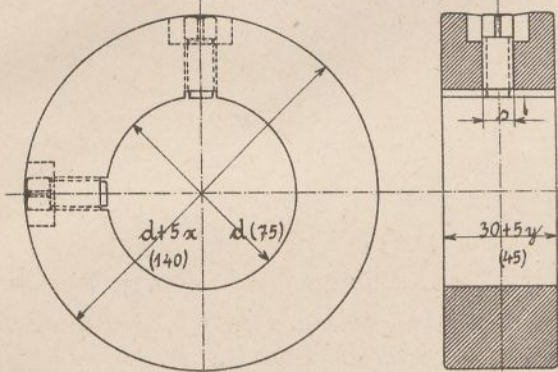


Fig. 3. 1/3. Geteilter Ring.

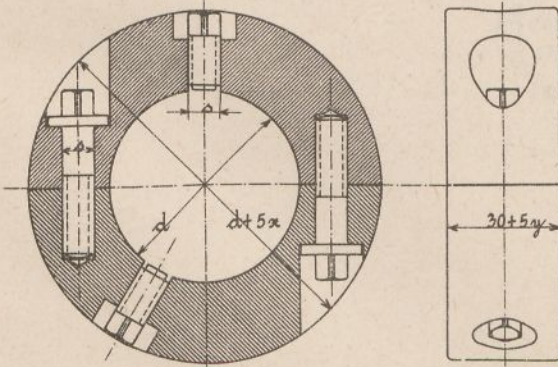
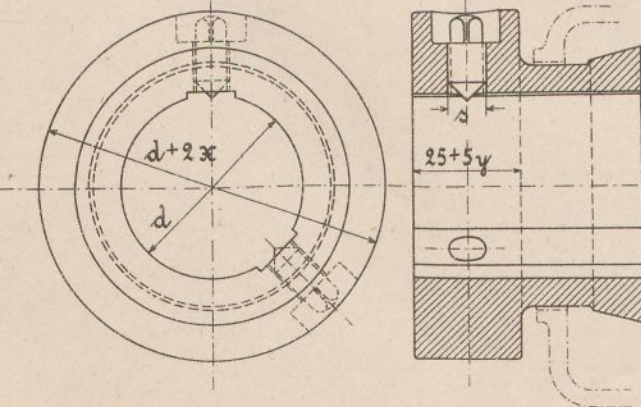


Fig. 4. 1/25. Bundstellring.

Maschinenfabrik  
 Fannwald.



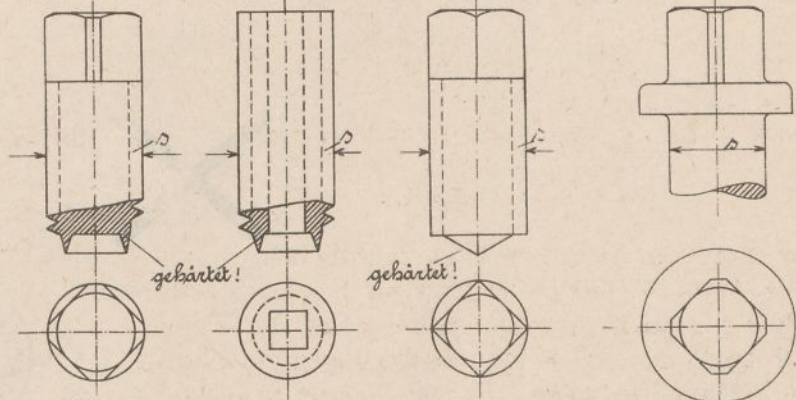
## Stell- u. Verbindungsschrauben.

Fig. 5. 1/4.

Fig. 6. 1/4.

Fig. 7. 1/4.

Fig. 8. 1/4.



## Stellschraubenschlüssel.

Fig. 9. 1/4.

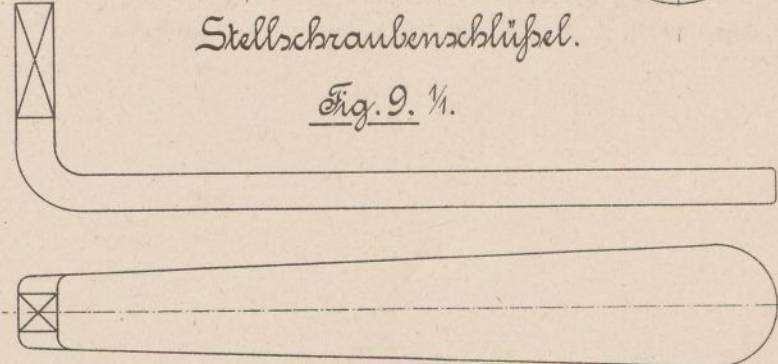
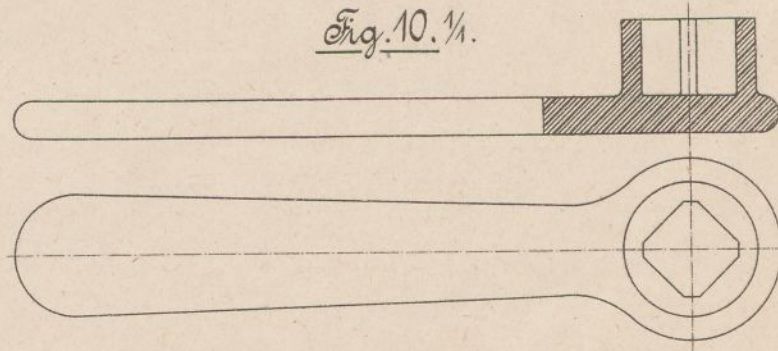


Fig. 10. 1/4.

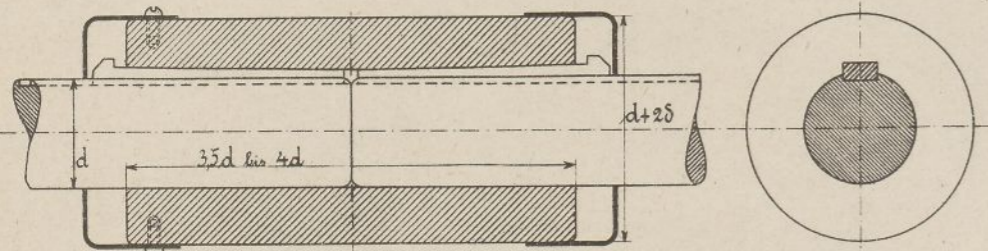


# Feste Kupplungen.

Bei Wellen von verschiedenem Durchmesser ist das Ende der stärkeren Welle auf den Durchmesser der schwächeren abzubraden.

$d$  Wellendrehm.,  
 $\delta = \frac{d}{3} + 10$  kleinste Stübenstärke  
 $s$  Stärke der Schrauben,  
 $n$  Zahl der Schrauben.

Fig. 1.  $\frac{1}{4}$ . Muffenkupplung.



## Schalenkupplungen.

Fig. 2.  $\frac{1}{4}$ .  
 Mit Schrauben.

d	50-55	60-75	80-95	100-115	120-135	140-155	160-175	180-200
engl.	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$1\frac{1}{2}$
mm.	16	20	23	26	29	33	36	39
n	6(8)	6(8)	8	8	8	8	10	10

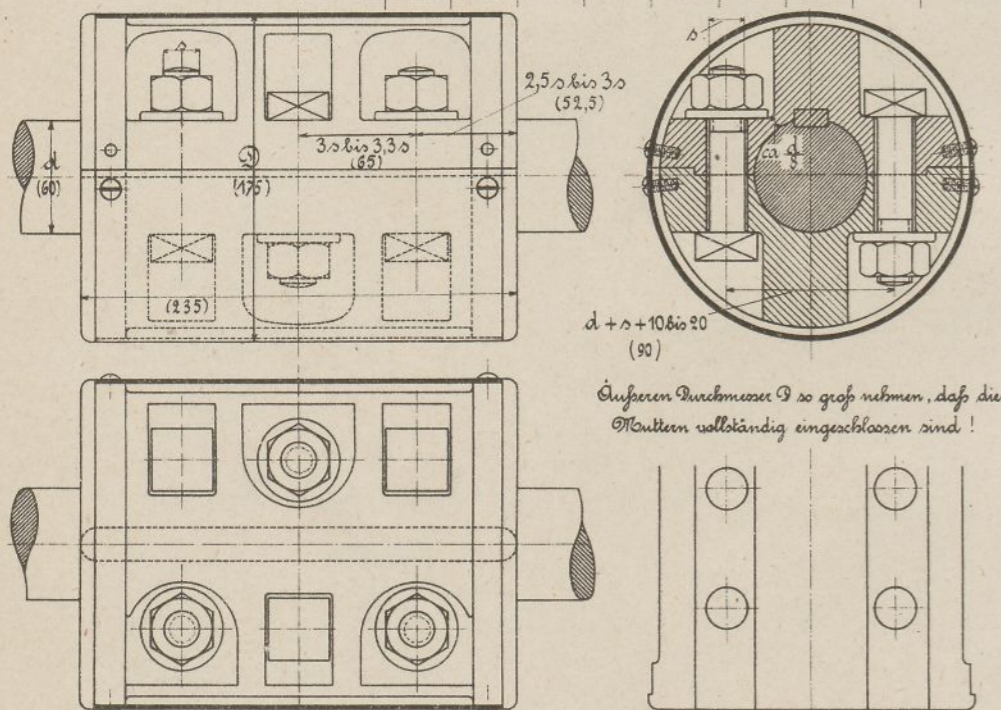
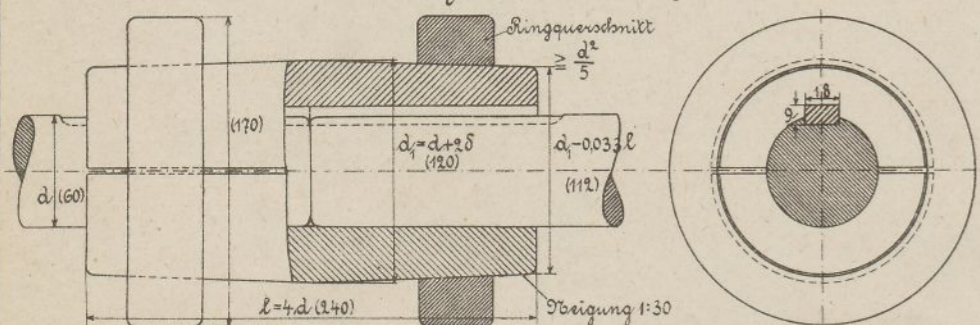


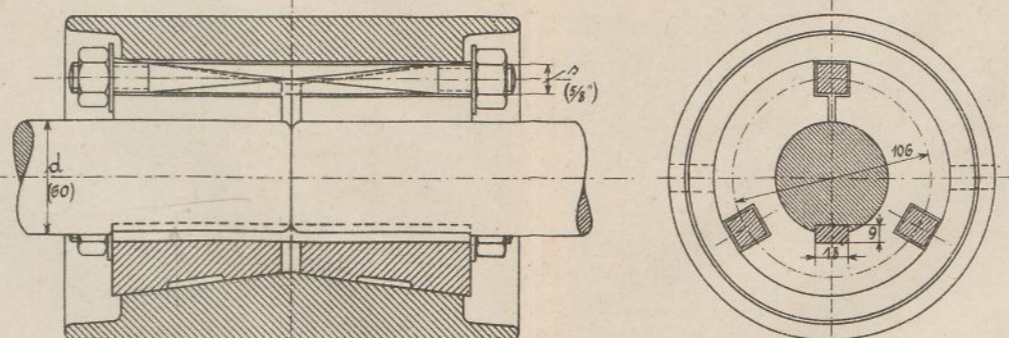
Fig. 3.  $\frac{1}{4}$ . Mit Ringen.



# Sellers-Kupplung.

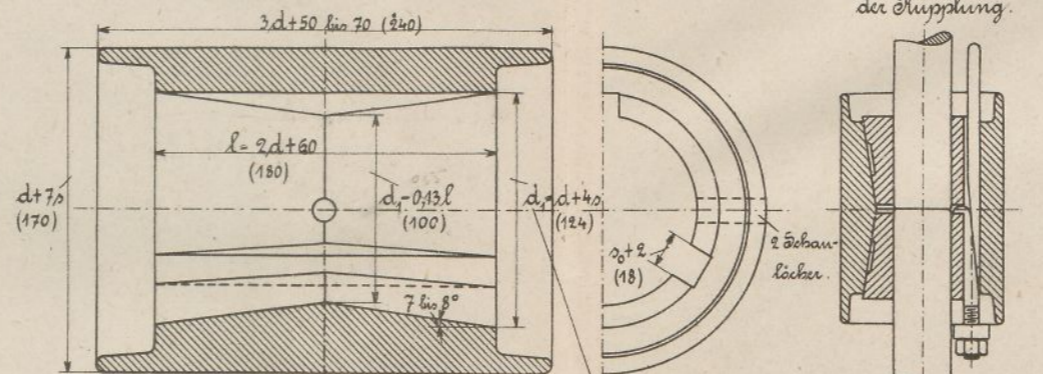
Fig. 4.  $\frac{1}{4}$ .

d	30-45	50-65	70-75	80-85	90-95	100-105	110-125
engl.	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{4}$
mm.	13	16	20	23	26	29	33
n	3	3	3	3	3	3	3



Äußerer Stahl-Doppelkegel.

Vorrichtung zum Lösen der Kupplung.

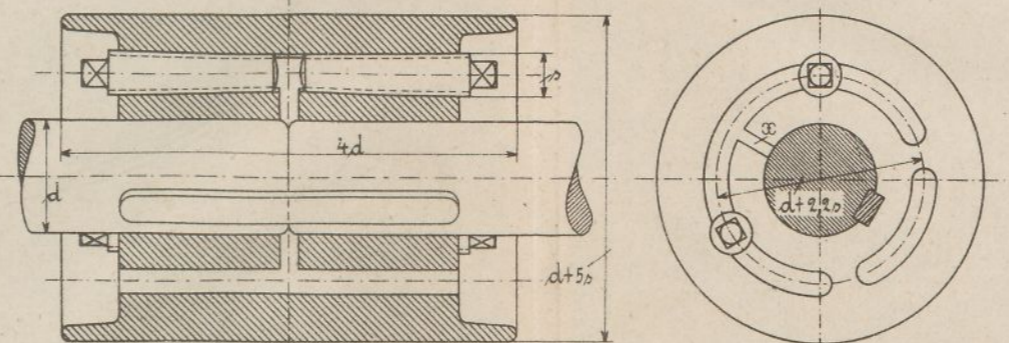


Innerer Kegel.

Teil zum Aufbringen u. Lösen der Kupplung.

Fig. 5.  $\frac{1}{4}$ . Cresson-Kupplung.

$s = ca. 0,2d + 11, n = 2.$



# Scheibekupplungen.

d	50-55	60-65	70-75	80-95	100-115	120-135	140-145	150-165	170-175	180-185	190-200
engl.	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1	1	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{8}$	$1\frac{1}{2}$
mm.	16	20	23	26	26	29	29	32	36	36	39
n	4	6	6	6	6	6	8	8	8	10	10

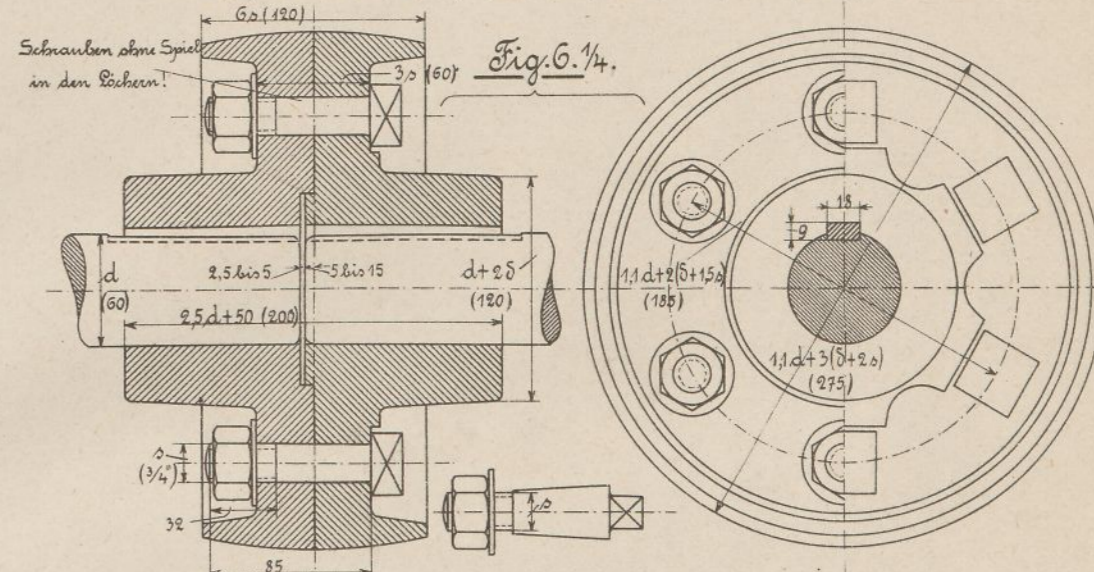


Fig. 6.  $\frac{1}{4}$ .

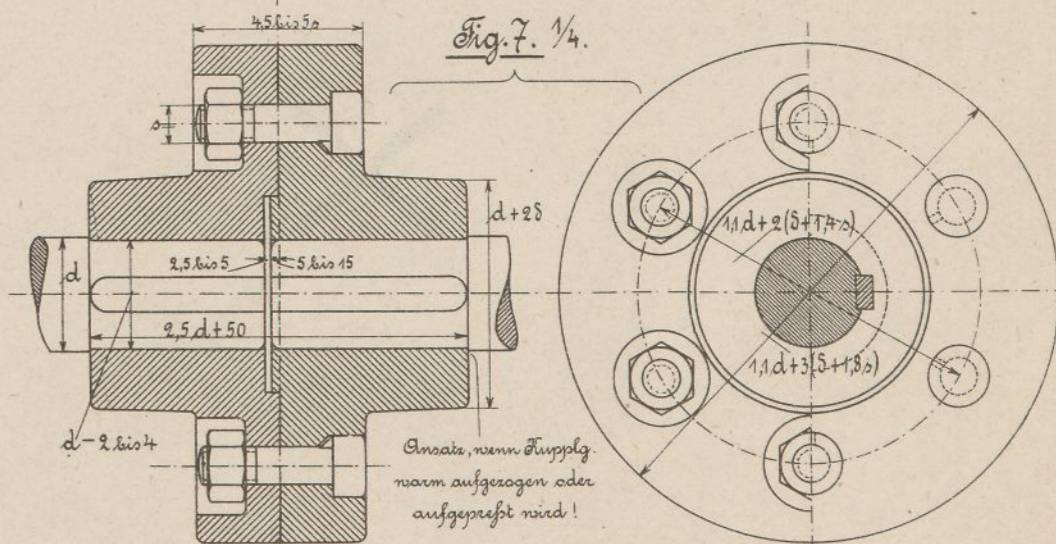


Fig. 7.  $\frac{1}{4}$ .

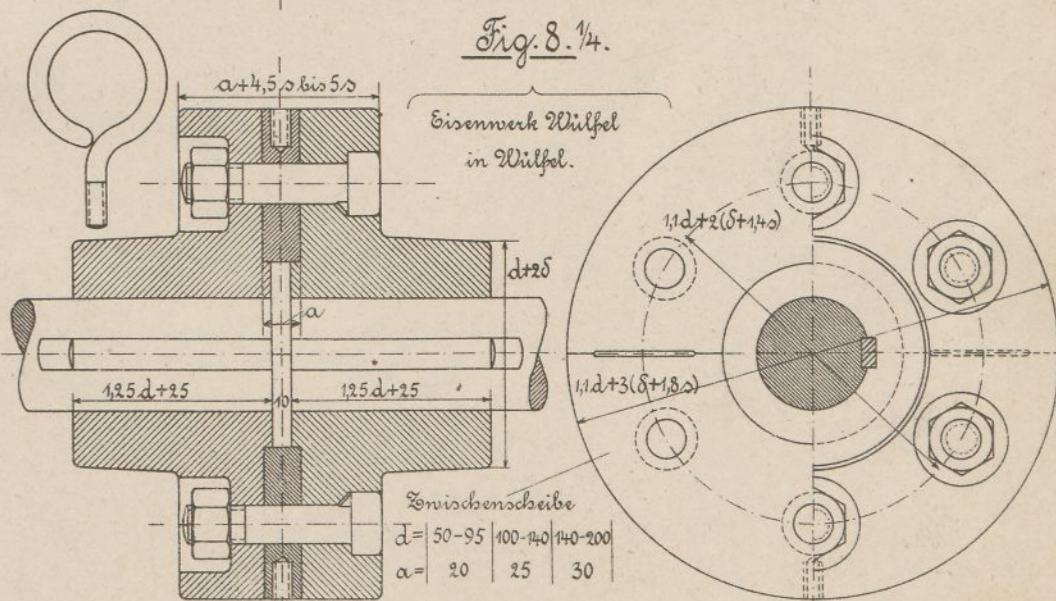


Fig. 8.  $\frac{1}{4}$ .

Zwischenscheibe  
 $d = 50-95 \quad 100-140 \quad 140-200$   
 $a = 20 \quad 25 \quad 30$

# Bewegliche Kupplungen.

$d$  Wellendurchm.,  $\delta = \frac{d}{3} + 10$  kleinste Stülpenstärke.

Fig. 1.  $\frac{1}{3}$ . Universalgelenk, Hook'scher Schlüssel.

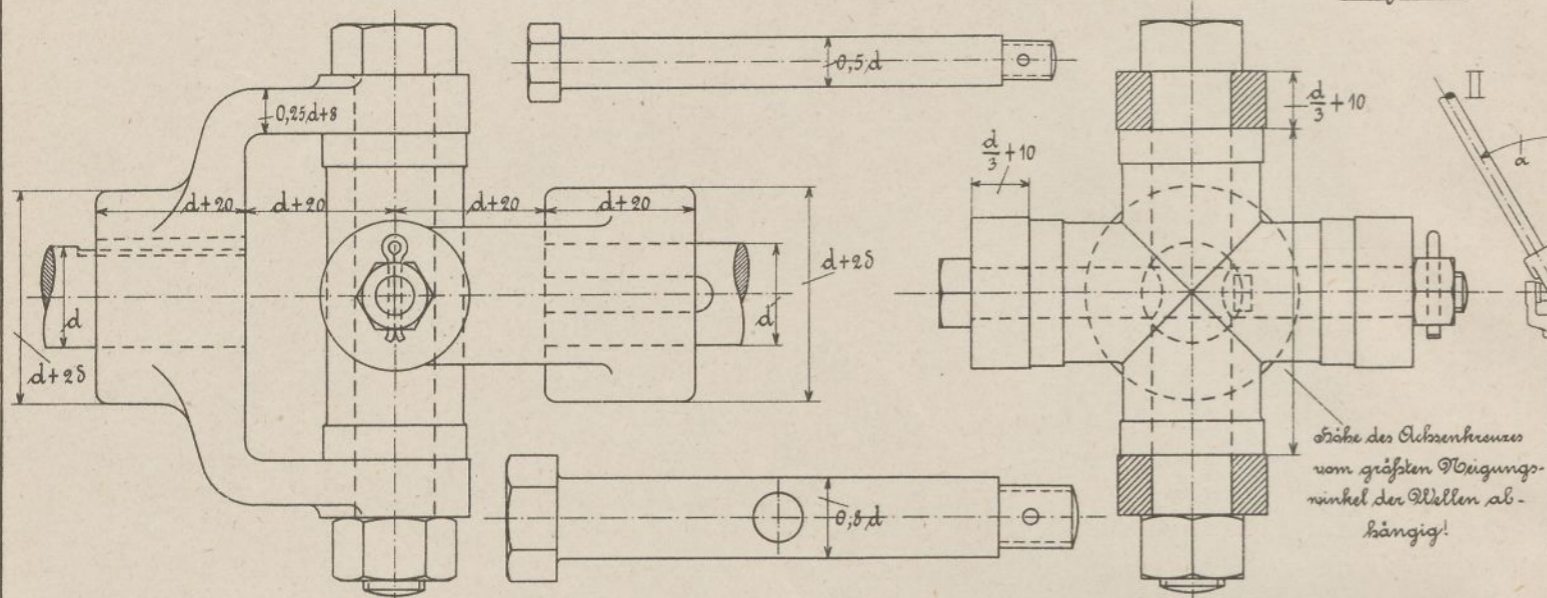
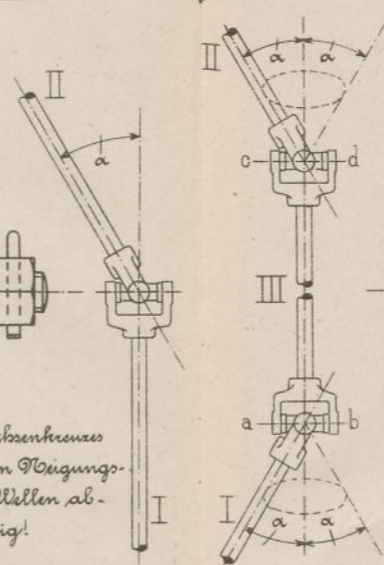


Fig. 1<sup>a</sup>.  $\frac{1}{20}$ .

Fig. 1<sup>b</sup>.  $\frac{1}{20}$ .



## Kreuzgelenk-Kupplung der Berlin-Anhalt-Maschinenbau-Akt.-Ges.

Fig. 2.  $\frac{1}{4}$ .

d	30-35	40-45	50-55	60-65	70-75	80-85	90-95	100-105	110-115	120-135	140-155	160-170
Ø	135	160	200	240	280	305	350	390	430	480	600	800
ℓ	130	160	200	230	270	310	350	390	430	475	530	600

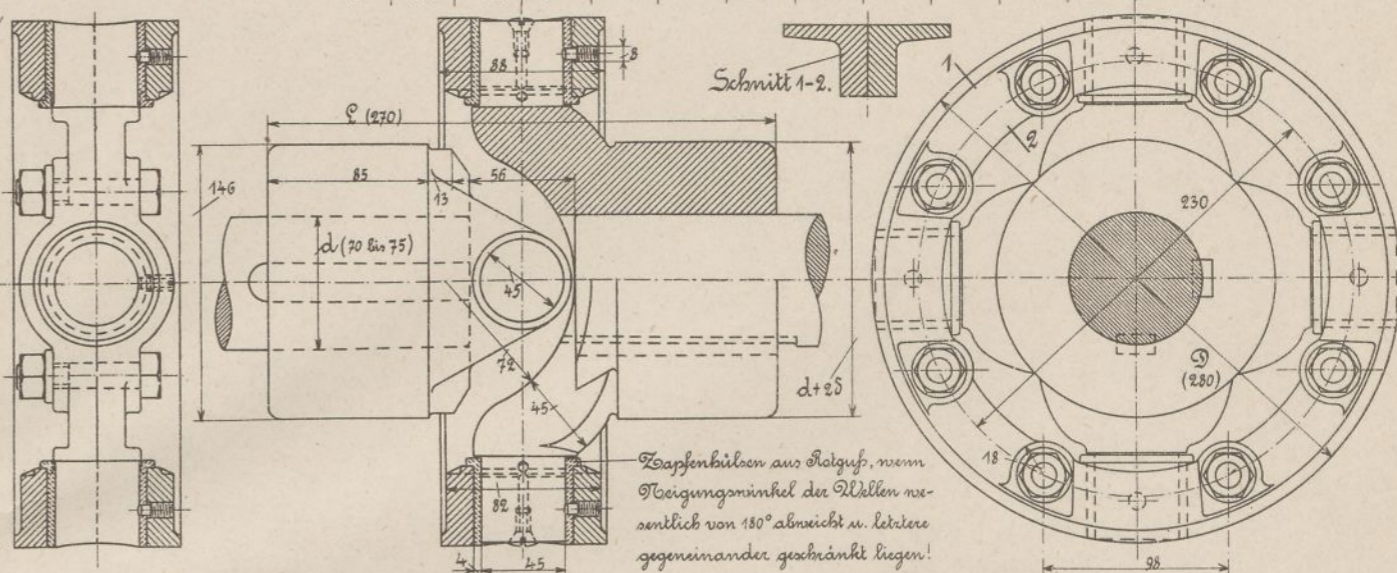


Fig. 5.  $\frac{1}{3}$ . Sharp'sche Kupplung.

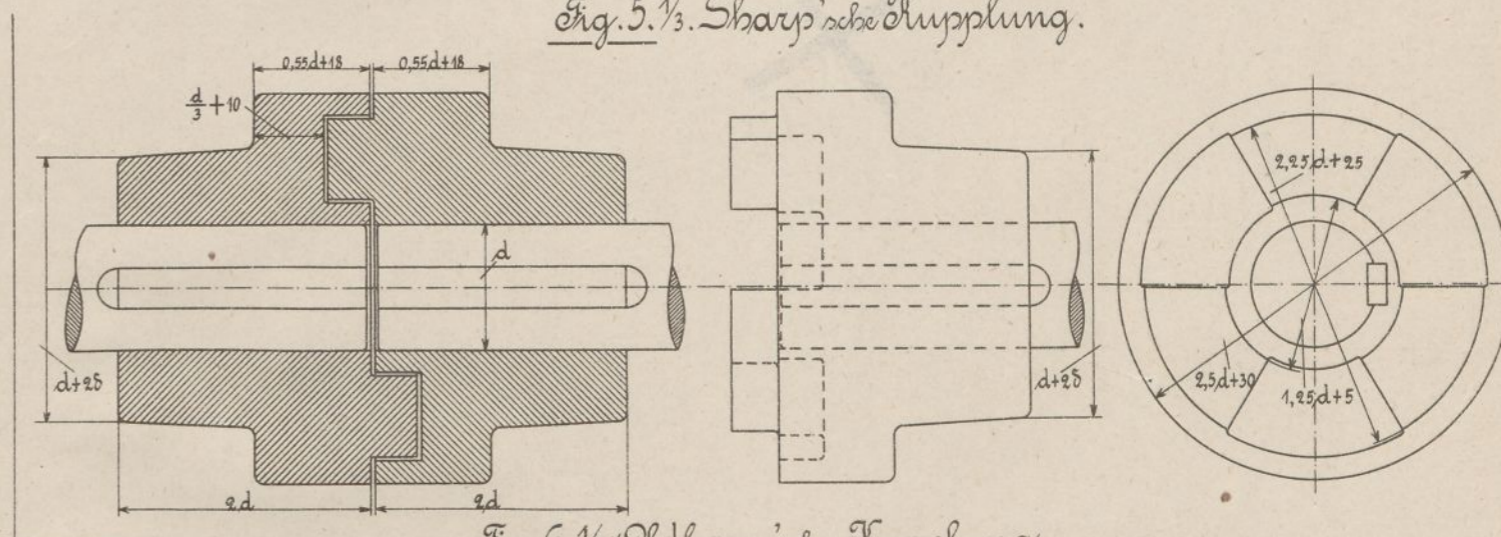
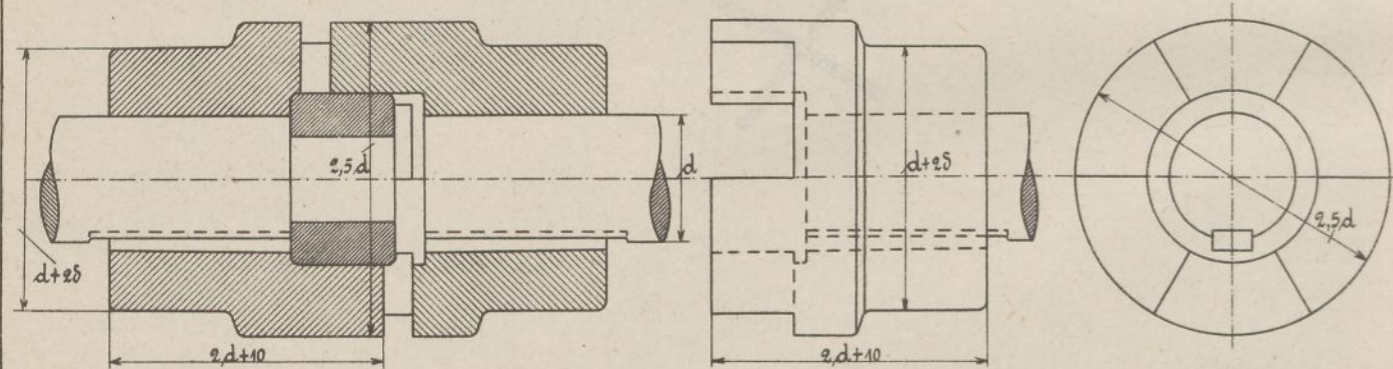


Fig. 3.  $\frac{1}{3}$ . Ausdehnungs-Kupplung der Berlin-Anhalt-Maschinenbau-Akt.-Ges.



Größte Verschiebung:

Fig. 3.

- 12 für  $d = 40$  bis 55,
- 14 für  $d = 60$  bis 75,
- 16 für  $d = 80$  bis 95,
- 20 für  $d = 100$  bis 120.

Fig. 4.

- 15 für  $d = 30$  bis 75,
- 20 für  $d = 80$  bis 115,
- 25 für  $d = 120$  bis 150.

Fig. 4.  $\frac{1}{3}$ . Ausdehnungs-Kupplung der Peniger Maschinenfabrik.

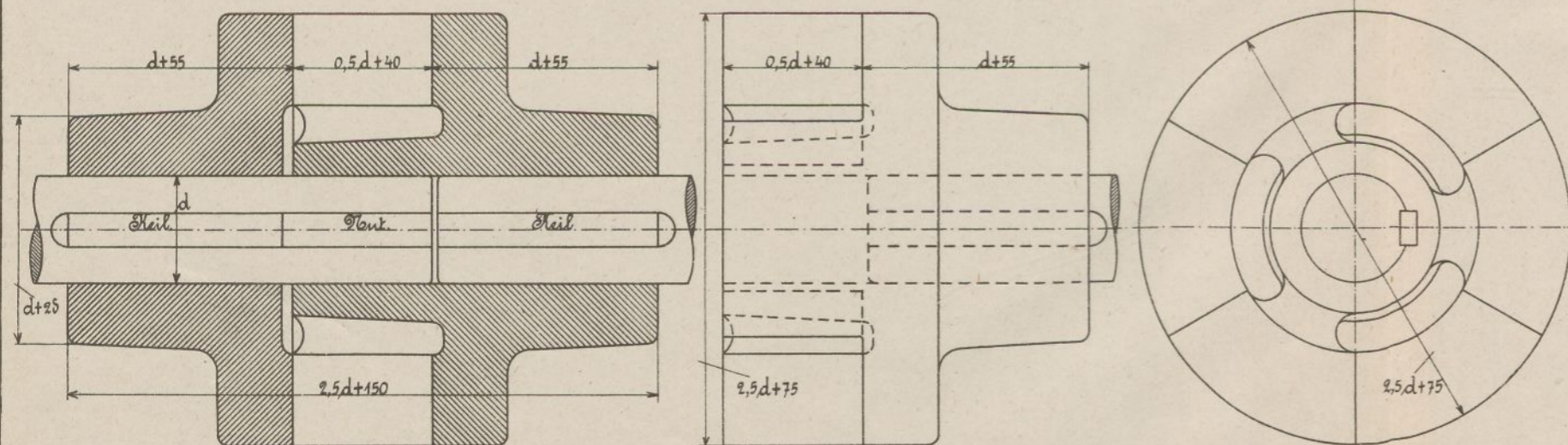
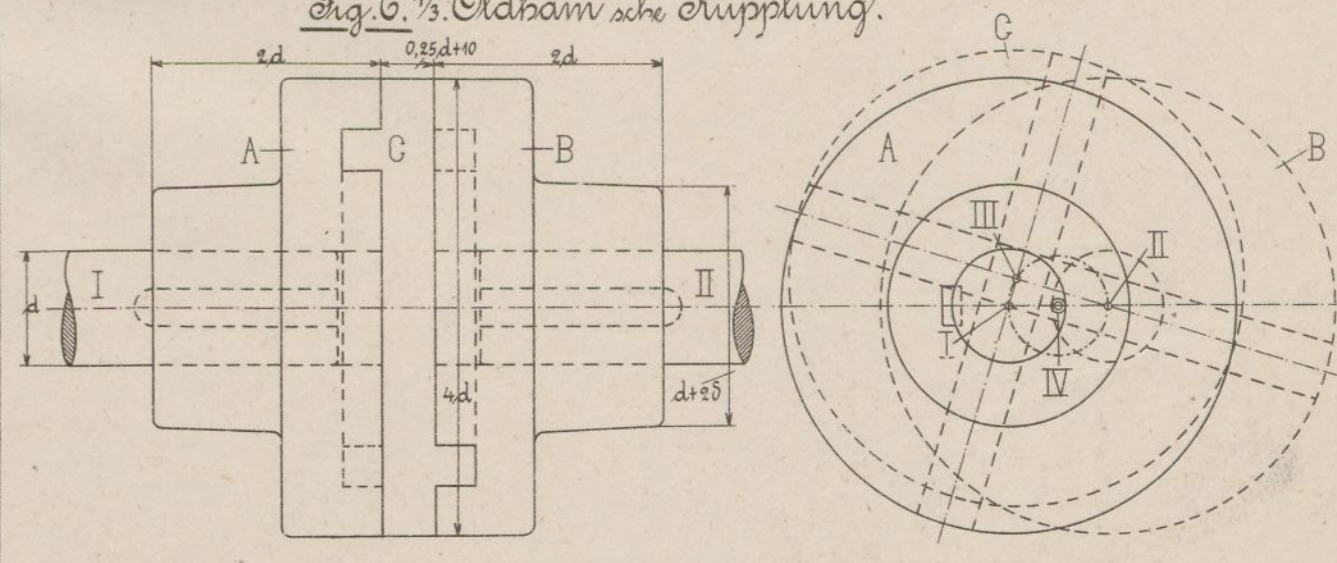
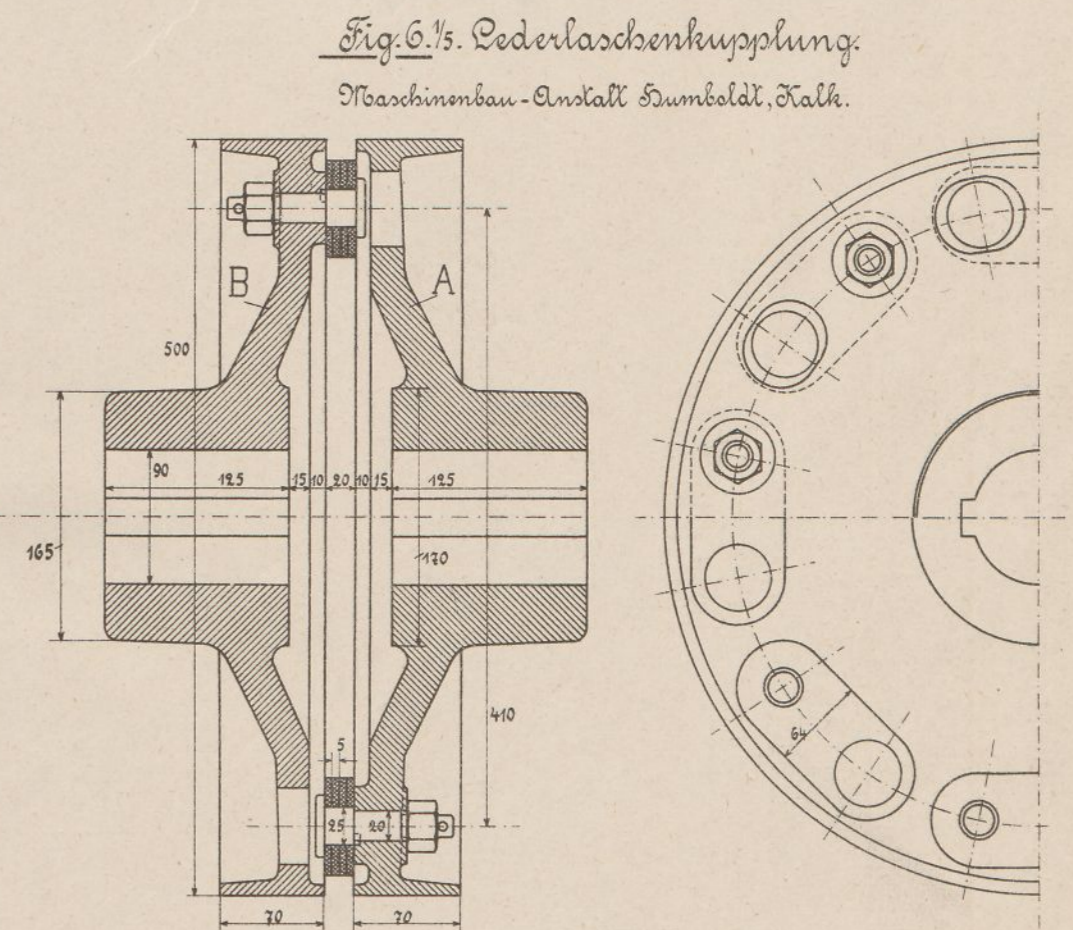
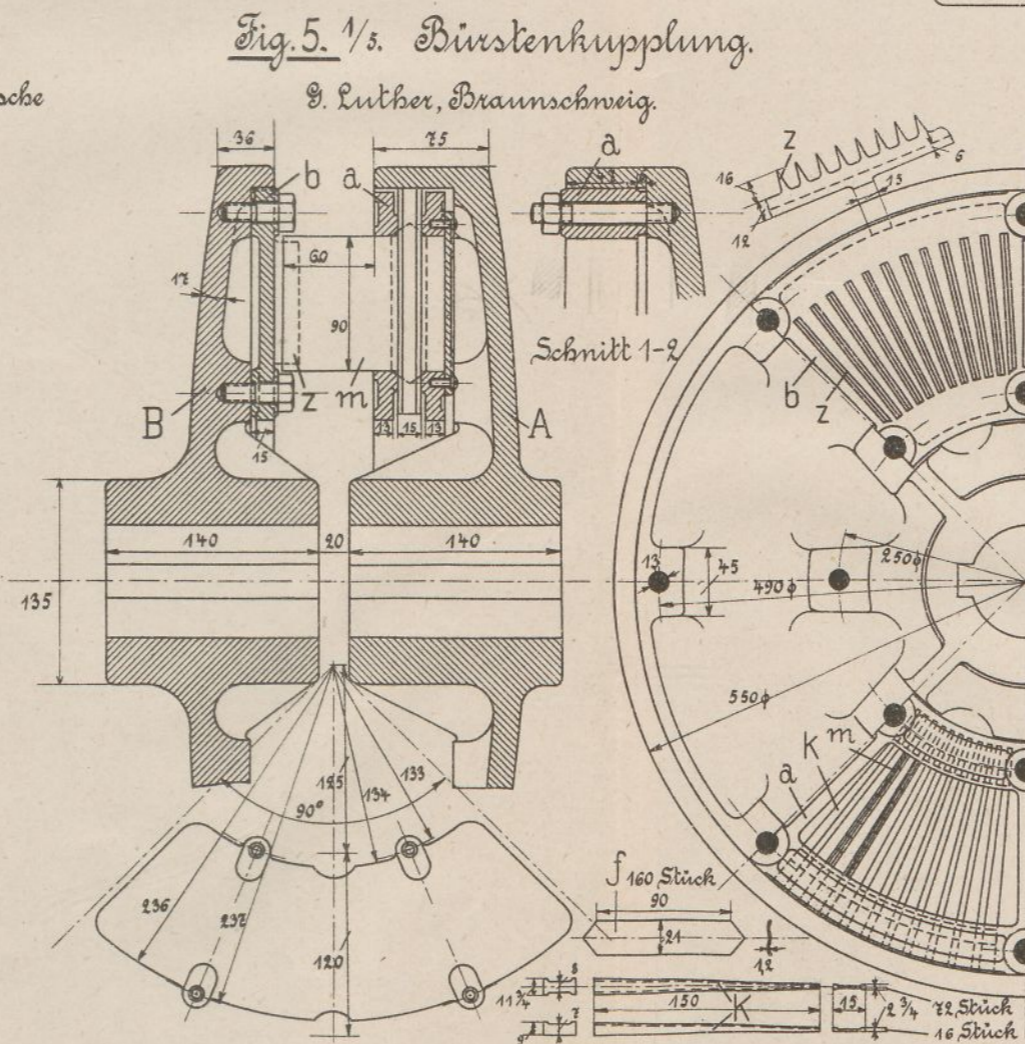
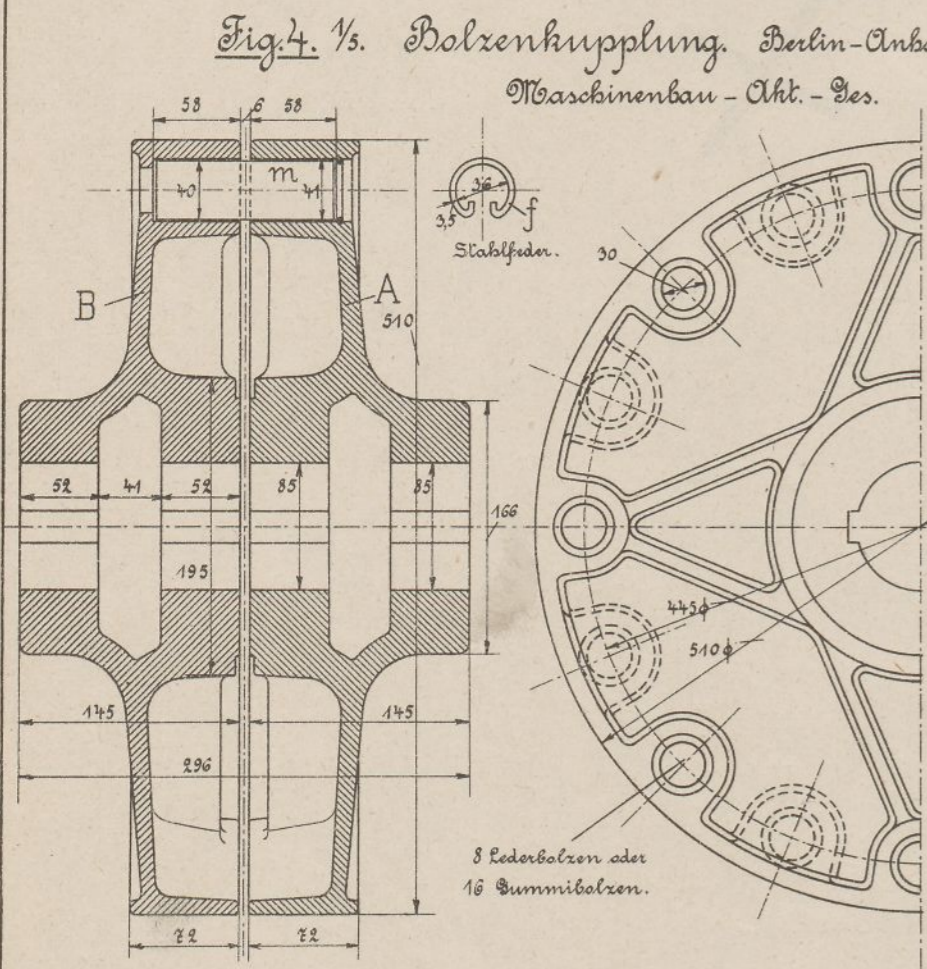
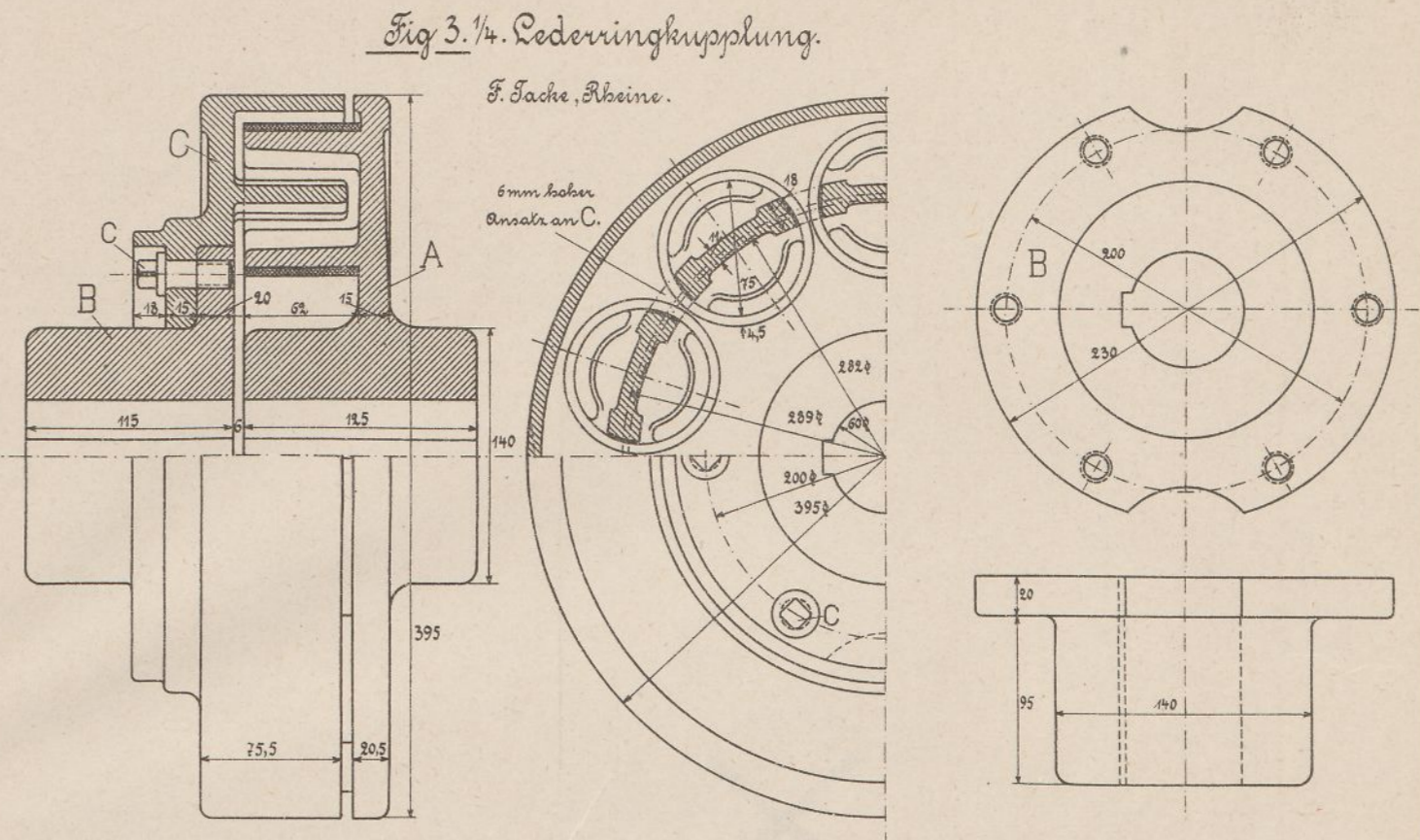
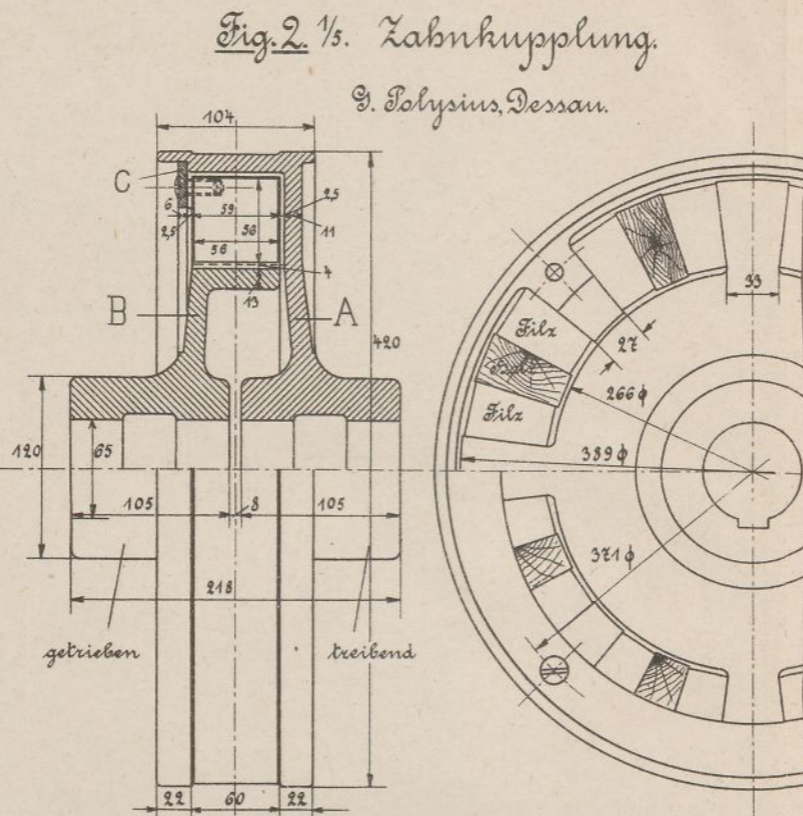
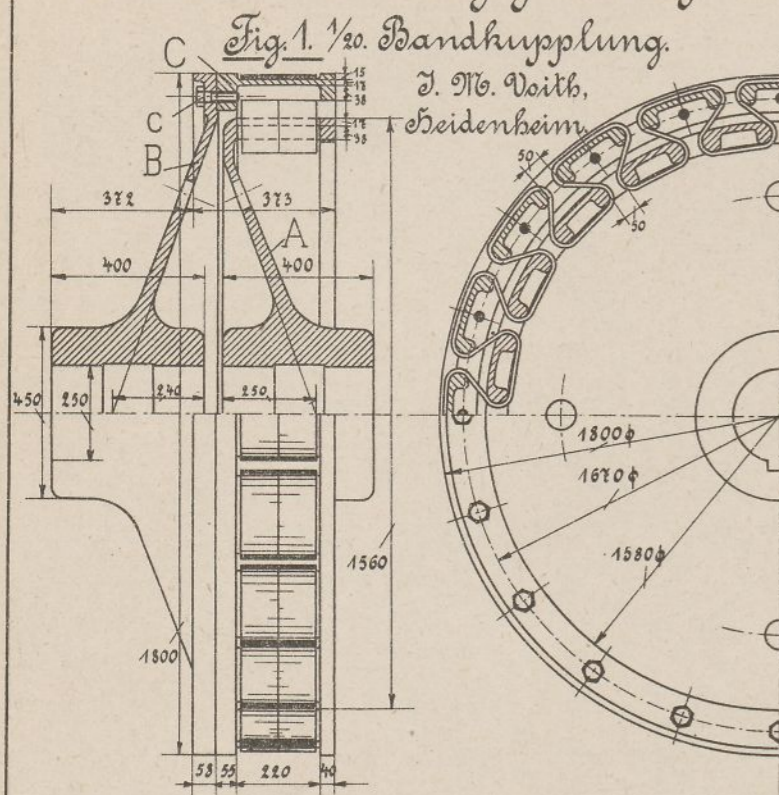


Fig. 6.  $\frac{1}{3}$ . Oldham'sche Kupplung.





# Elastische-Kupplungen.



# Zahnkuppungen.

$d$  Wellendurchm.,  $s = \frac{d}{3} + 10$  kleinste Stilsenstärke,  
I treibende, II getriebene Welle.

Fig. 1.  $\frac{1}{4}$ . Klauenkupplung.

Fig. 1a.

Form der Klauen.

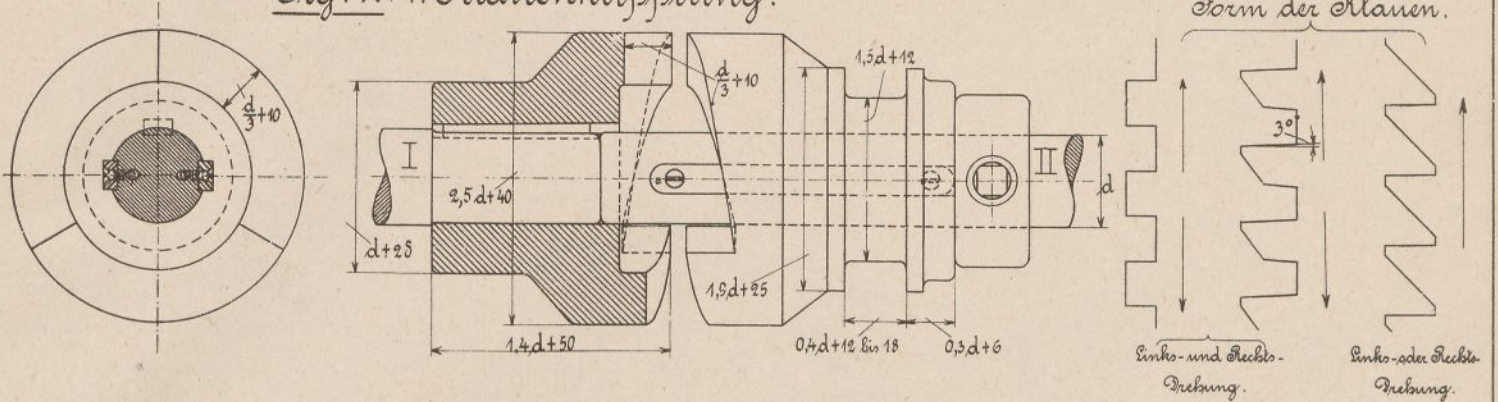
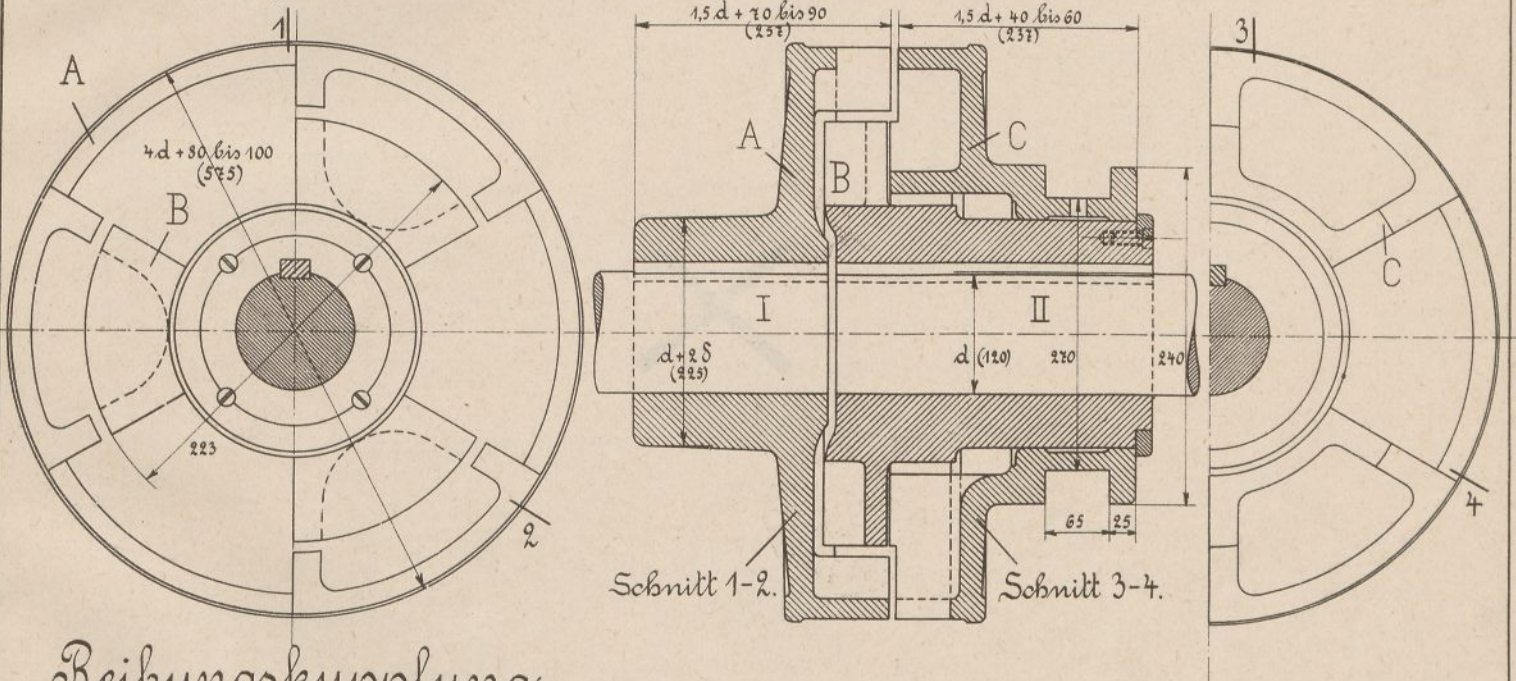


Fig. 2.  $\frac{1}{4}$ .5. Sildebrandt-Kupplung.

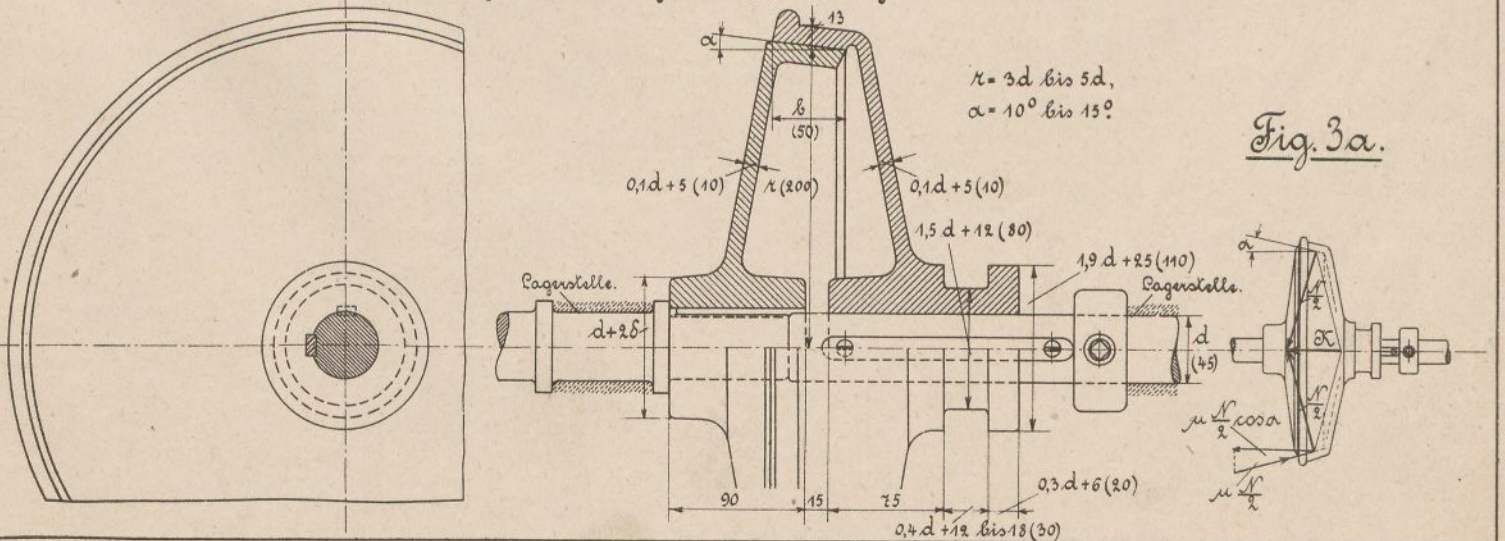
Berlin-Anhaltische-Maschinenbau-Akt.-Ges.



# Reibungskupplung.

Fig. 3.  $\frac{1}{5}$ . Einfache Kegelkupplung.

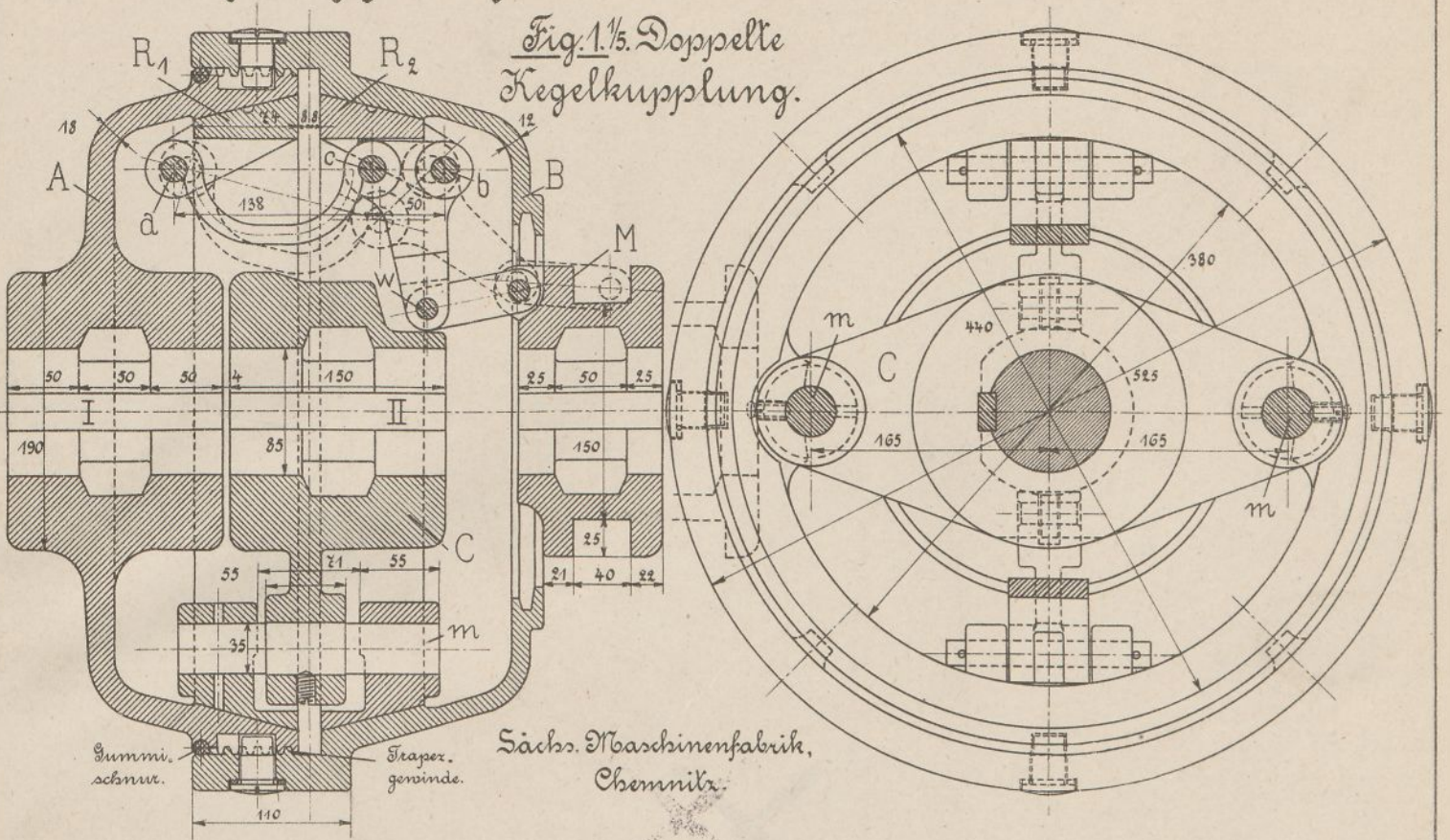
Fig. 3a.



# Reibungskupplungen.

I treibende, II getriebene Welle.

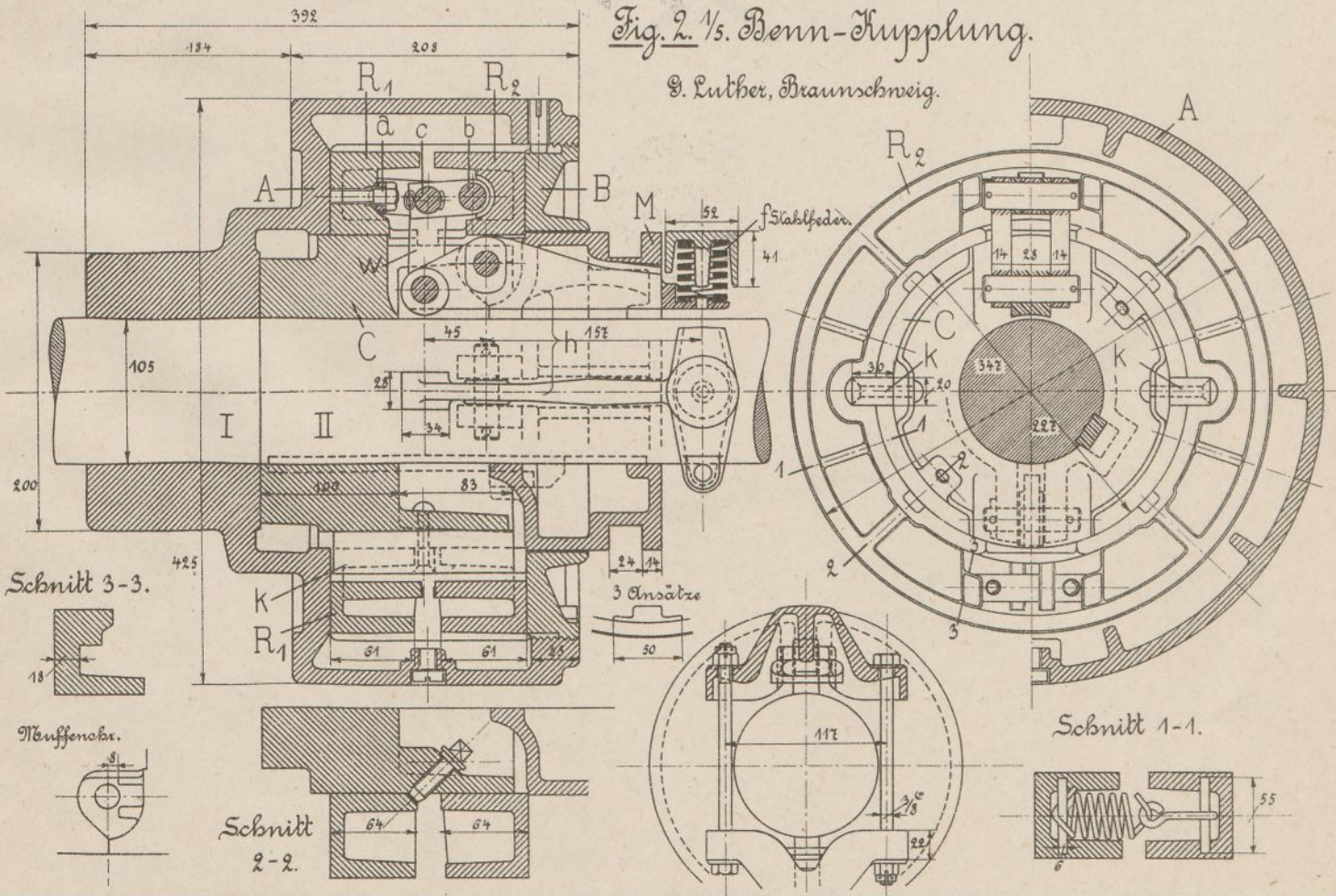
### Fig. 1. 1/5. Doppelte Kegelkupplung.



Sächs. Maschinenfabrik, Chemnitz.

### Fig. 2. 1/5. Benn-Kupplung.

Dr. Luther, Braunschweig.



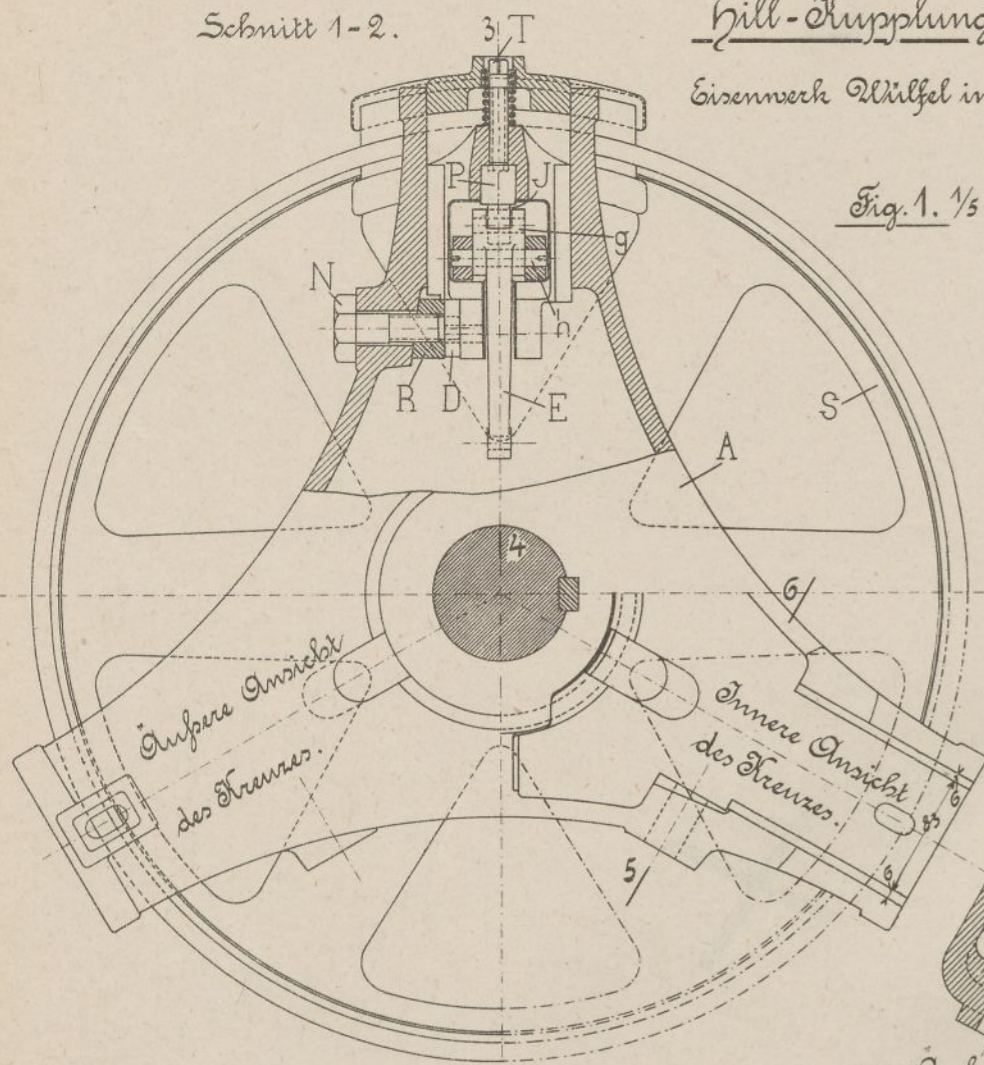
# Reibungskupplungen.

d Wellendurchm., I treibende, II getriebene Welle.

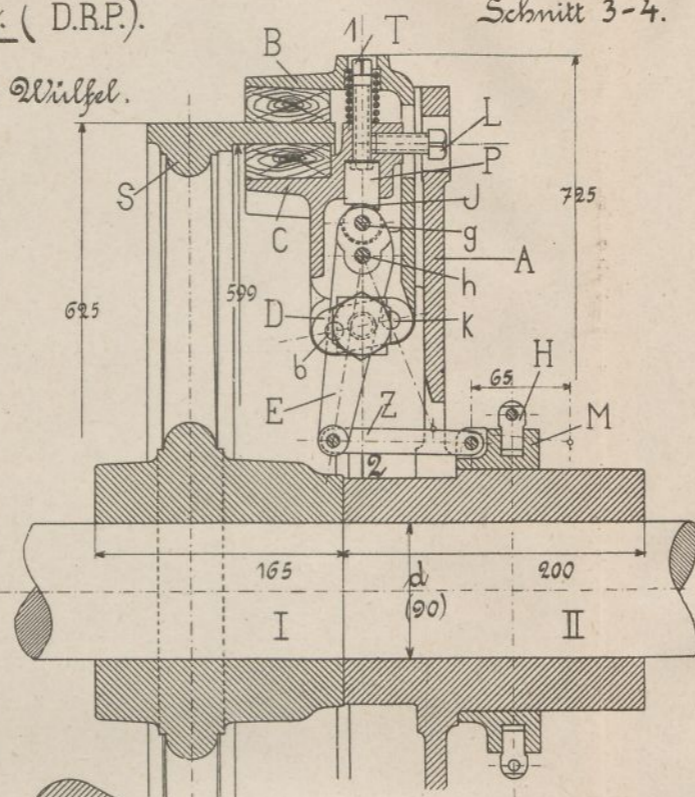
## Hill-Kupplung. (D.R.P.)

Eisenwerk Würfel in Würfel.

Fig. 1. 1/5.

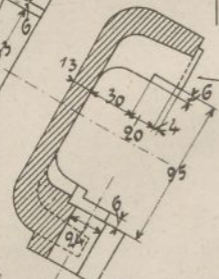


Schnitt 3-4.



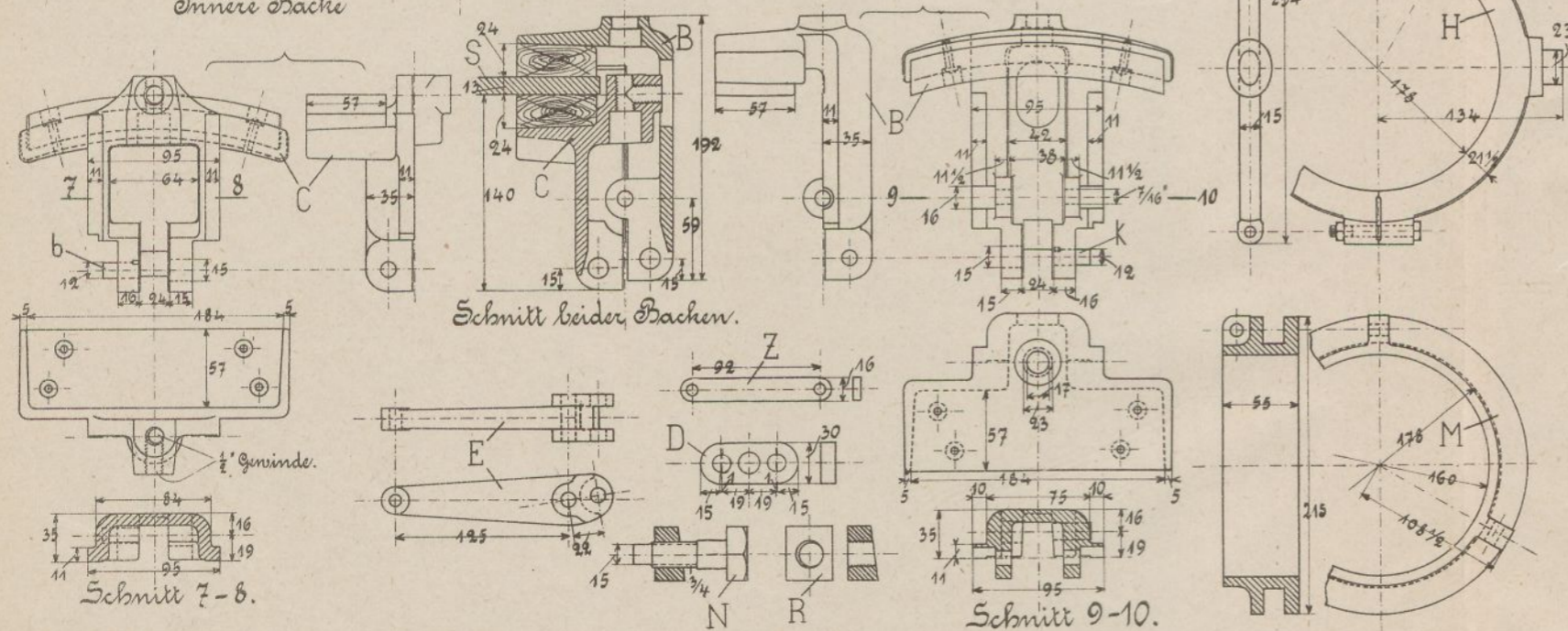
Schnitt 5-6.

Schleifring H und Nuffe M



Äußere Backe.

Innere Backe



## Dahmen - Seblane - Kupplung. Berlin-Anhaltische Maschinenbau - Akt. - Ges.

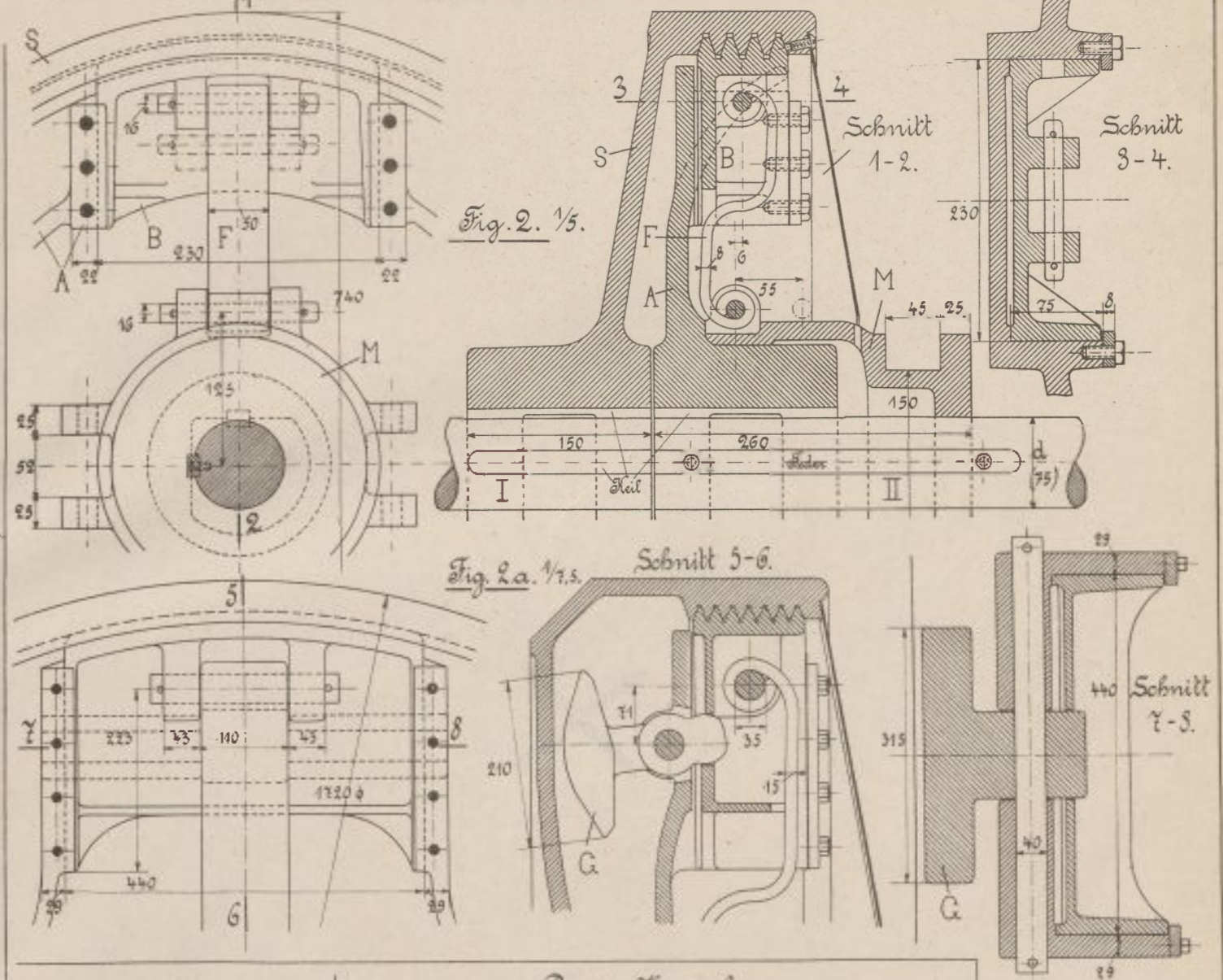
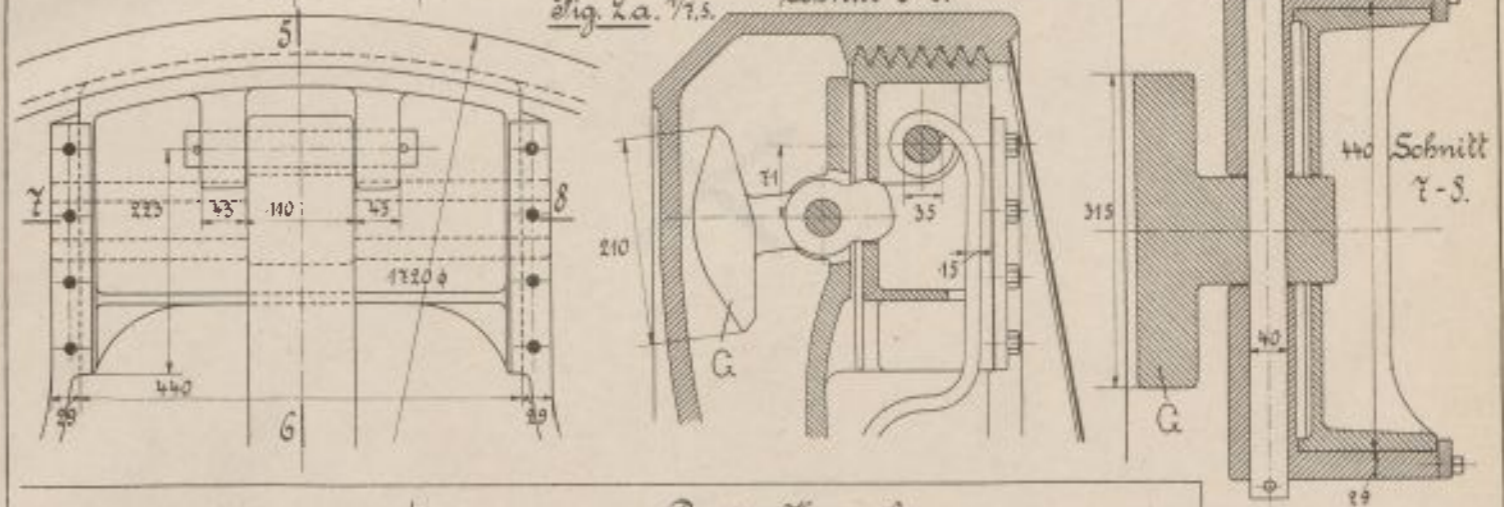


Fig. 2. 1/5.

Fig. 2a. 1/5. Schnitt 5-6.

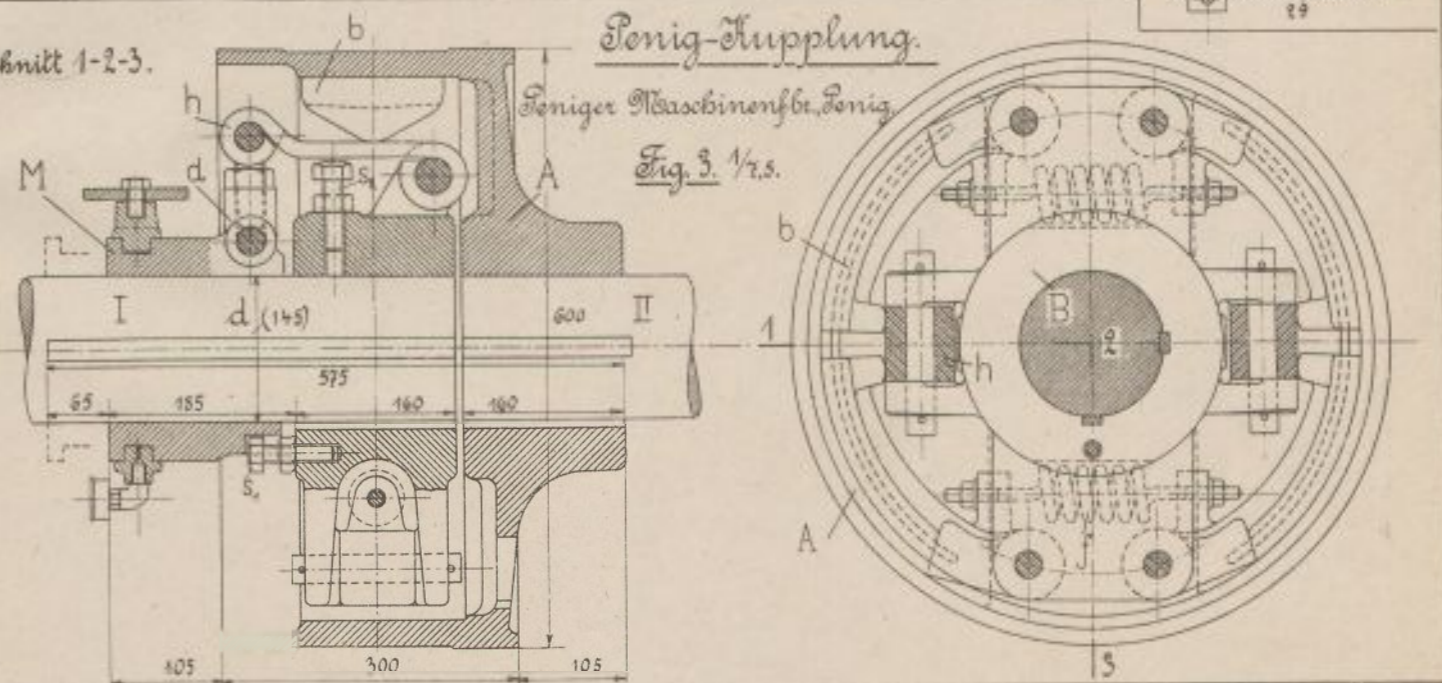


## Ponig-Kupplung.

Poniger Maschinenfab. Ponig

Fig. 3. 1/5.

Schnitt 1-2-3.



# Sebel- u. Spindelrucker.

d Wellendurchm.

Fig. 1. 1/4.

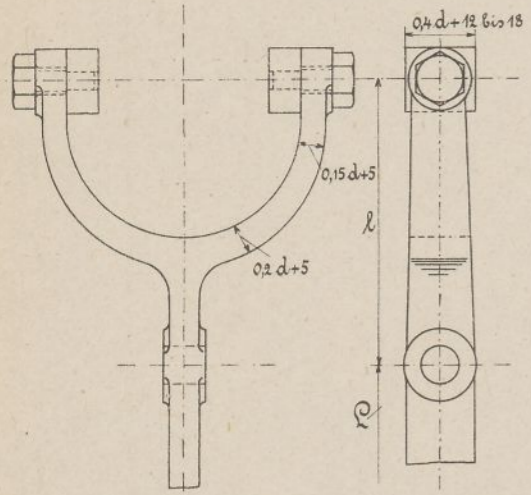


Fig. 2. 1/4.

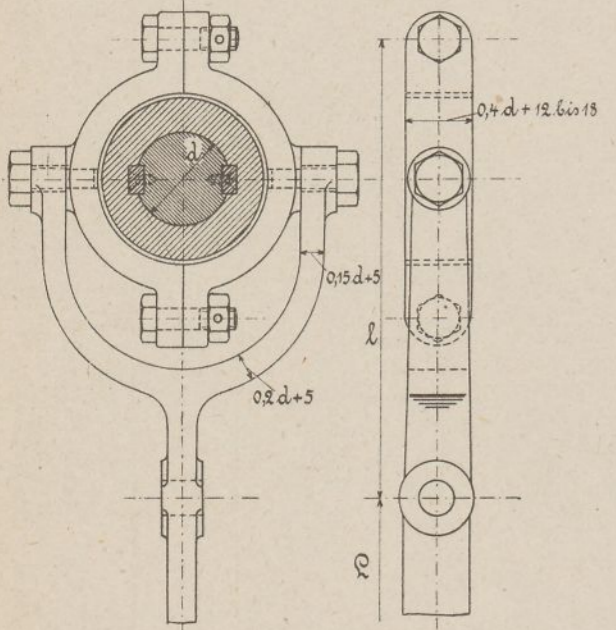


Fig. 6. 1/7.5.

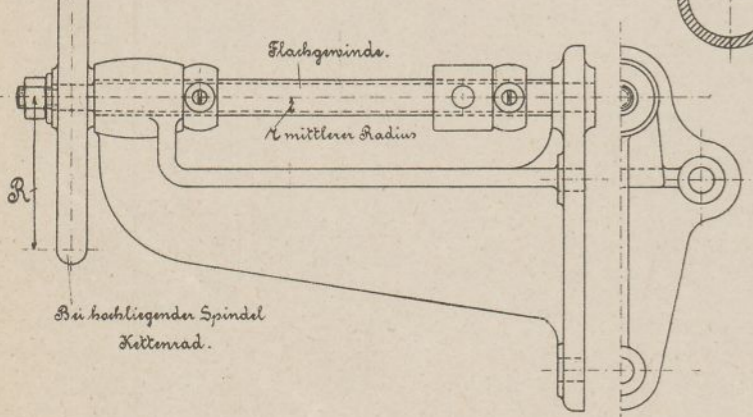
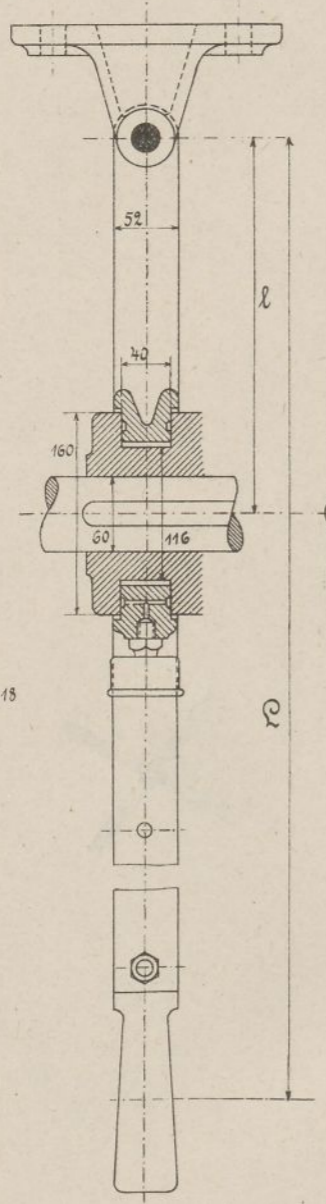


Fig. 3. 1/6.



Schnitt 5-6.



Schnitt 3-4.

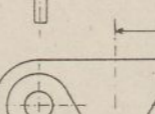
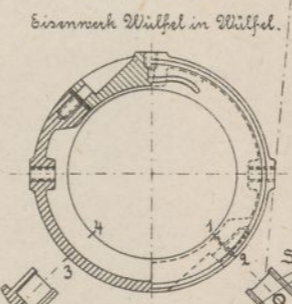
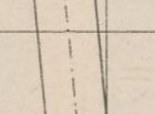


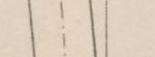
Fig. 7. 1/7.5.



Schnitt 1-2.



Schnitt 3-4.



Schnitt 5-6.

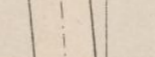
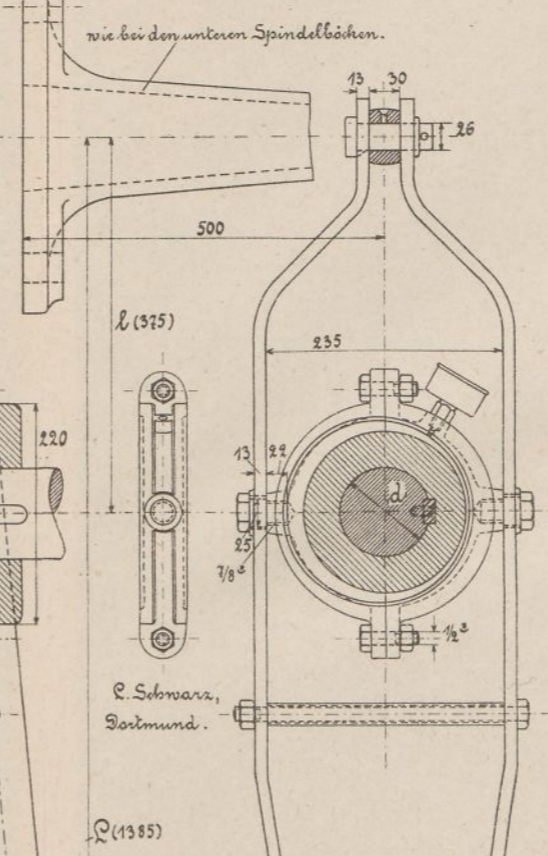


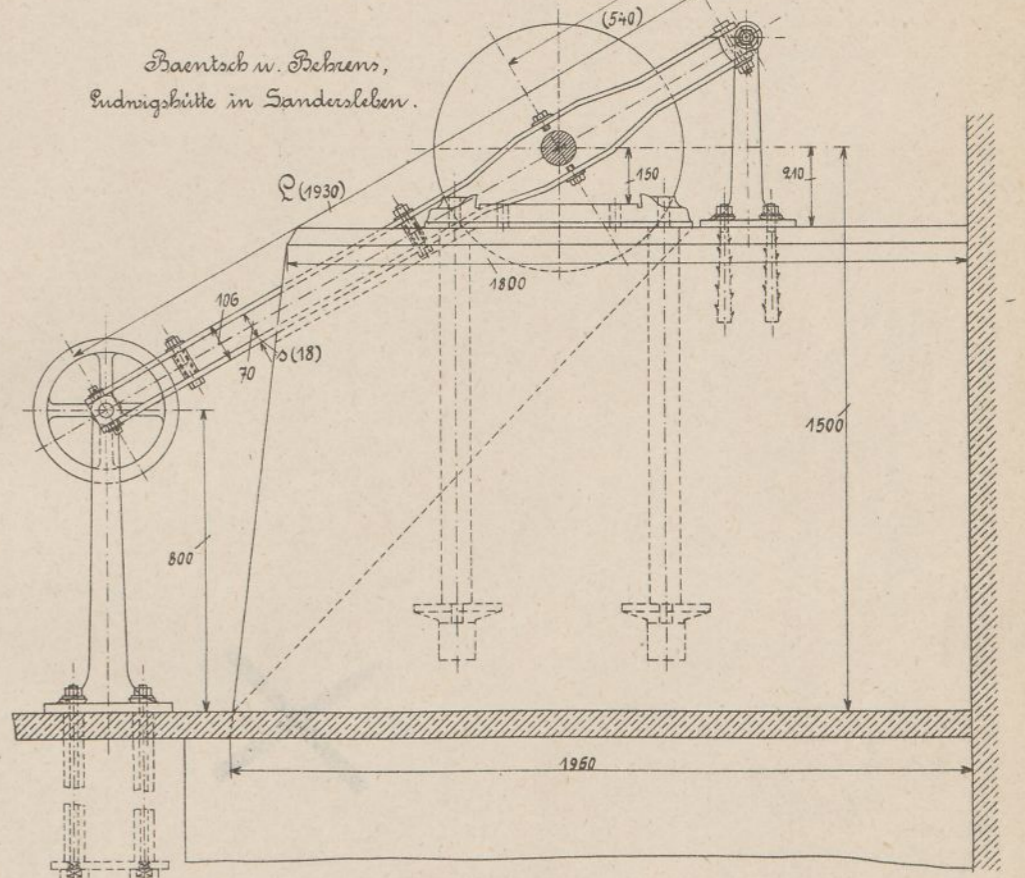
Fig. 4. 1/7.5.



R. Schwarz, Dortmund.

R(1385)

Fig. 5. 1/20.



Baentsch u. Behrens, Endrigshütte in Sandersleben.

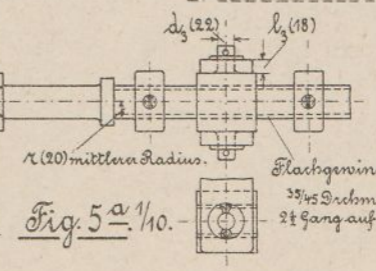
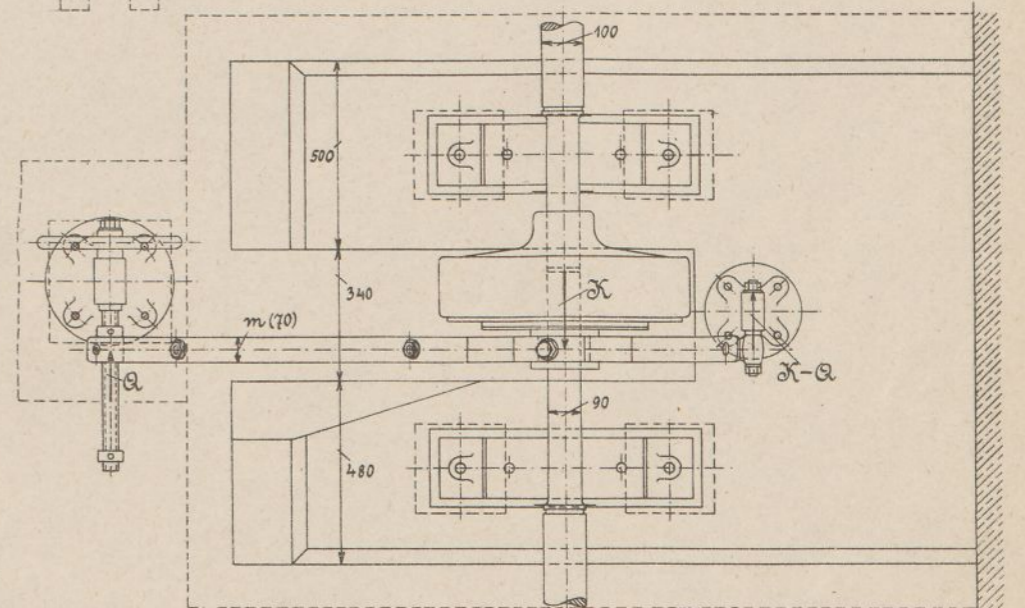


Fig. 5a. 1/10.



Fig. 5b. 1/10.

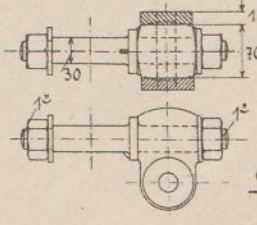
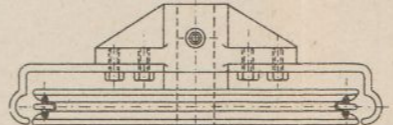


Fig. 5c. 1/10.

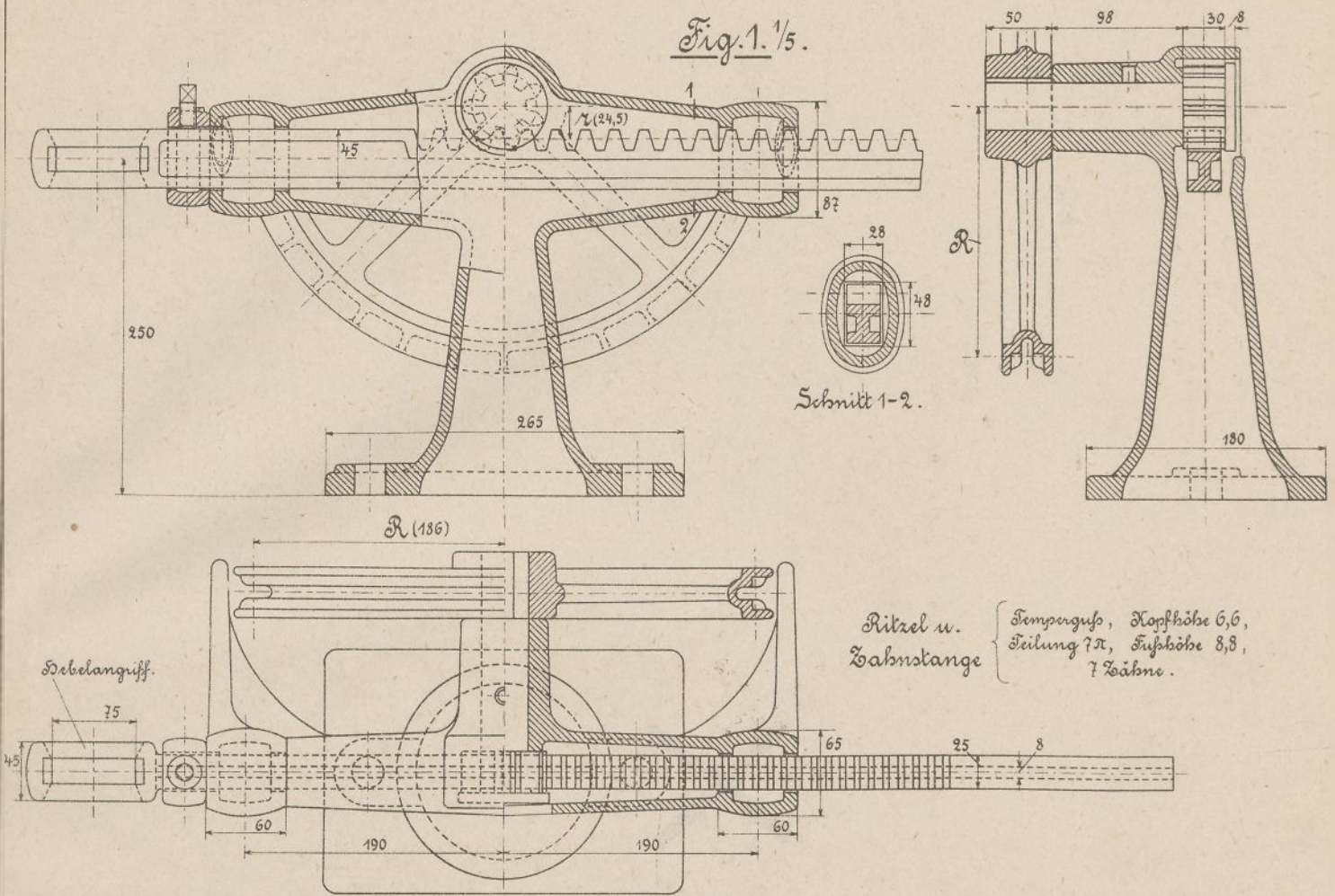
Kettenführung.



# Zahnstangenrücker.

Sächs. Maschinenfabrik, Chemnitz.

Fig. 1. 1/5.



# Motoren-Kupplung.

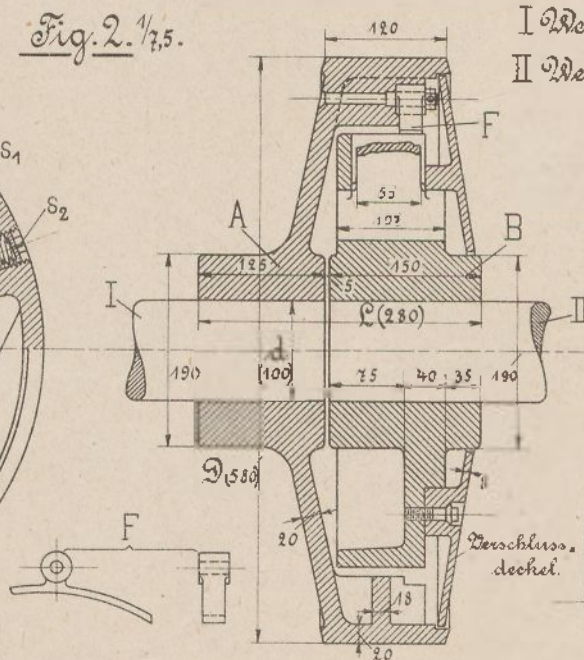
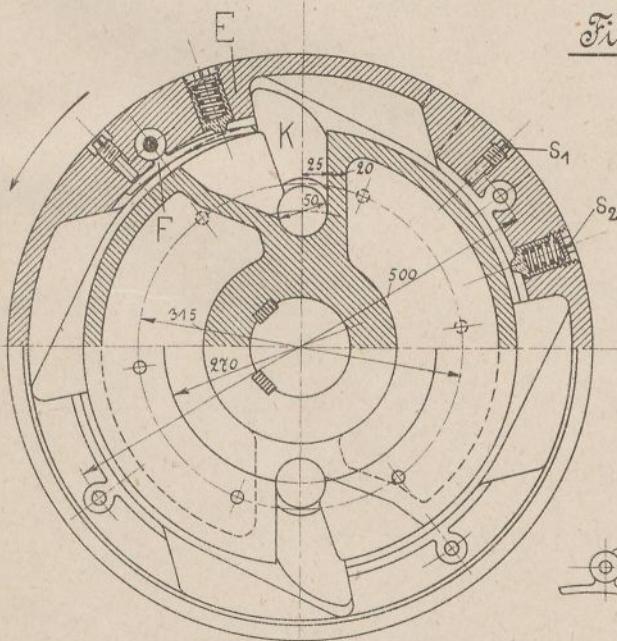
Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Akt-Ges.

Fig. 2. 1/7,5.

I Welle des Hauptmotors,  
II Welle des Nebenmotors.

Abmessungen.

d	90-110	140-165
D	580	730
L	280	360
d	115-135	170-200
φ	640	850
R	356	420



# Schmiervorrichtungen.

## Nadelschmierbüchsen.

### Dochtschmierer.

Fig. 1.

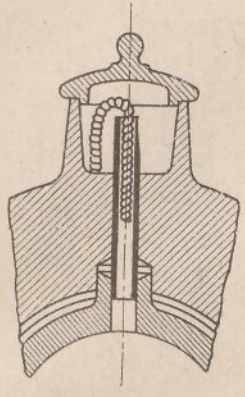


Fig. 2.

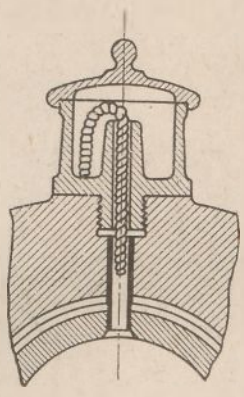


Fig. 3.

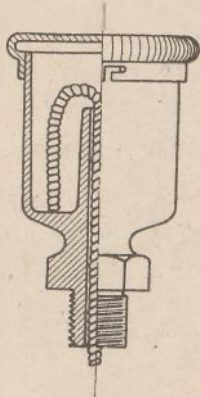


Fig. 4.

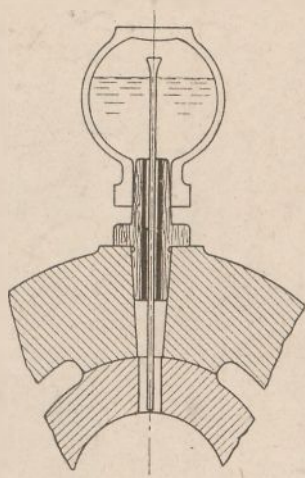
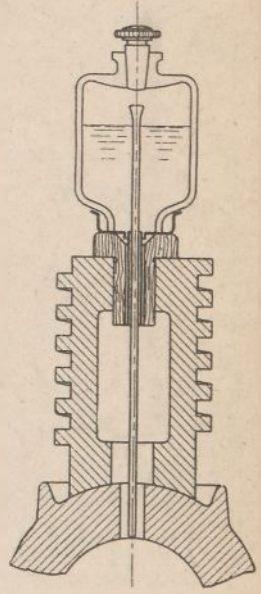


Fig. 5.



### Fettschmierbüchsen.

Fig. 6. Tovote.

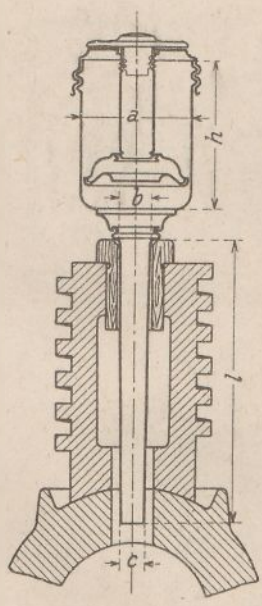


Fig. 9. Reisert.

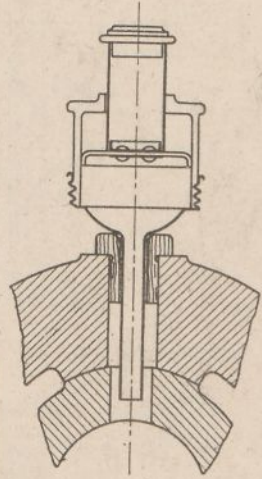
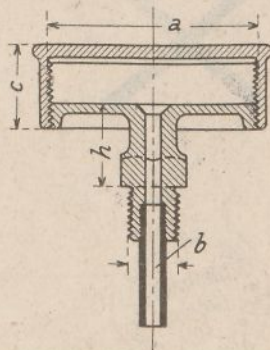


Fig. 10. Stauffer.

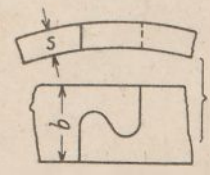


### Maße der Fettschmierbüchsen in mm.

Lager-Bohrung	30	50	75	100	125	150	200
$a =$	28	33	36	40	45	50	60
$b =$	9,8	12	13,2	14	15,5	17	20,5
$c =$	9	11	12	12,5	14	15	18
$h =$	35	38	42	48	55	65	75
$l =$	40	50	60	75	90	110	150

Lager-Bohrung	30	50	75	100	125	150	200
$a =$	16	22	30	40	50	60	70
$b =$	10	13	13	13	13	16	16
$c =$	21	21	21	23	25	28	30
$h =$	19	20	22	22	22	25	29

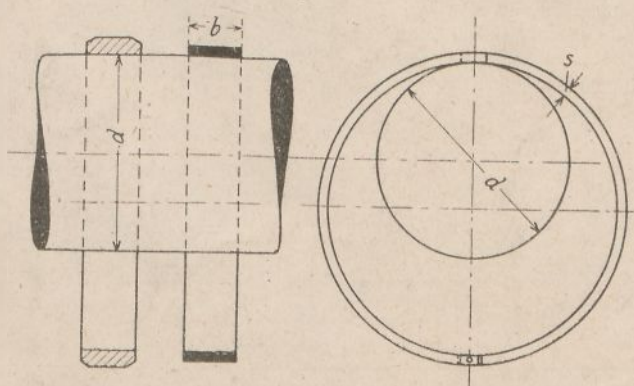
Mit Scharnier.



Lager-Bohrung	30	50	75	100	125	150	200
$a =$	16	22	30	40	50	60	70
$b =$	10	13	13	13	13	16	16
$c =$	21	21	21	23	25	28	30
$h =$	19	20	22	22	22	25	29

### Zweiteilige Schmierringe von R. Gutekunst, Owen-Teck.

Fig. 11.



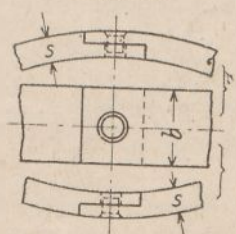
### Maße der Schmierringe in mm.

Innerer Ringdrchm.	40-55	60-80	85-120	125-165	170-245
$s =$	3	3	4	5	5
$b =$	8	10	12	15	20

Innerer Ringdrchm.	250-315	320-395	400-495	500-780
$s =$	6	7	8	8
$b =$	20	25	30	40

Federnd.



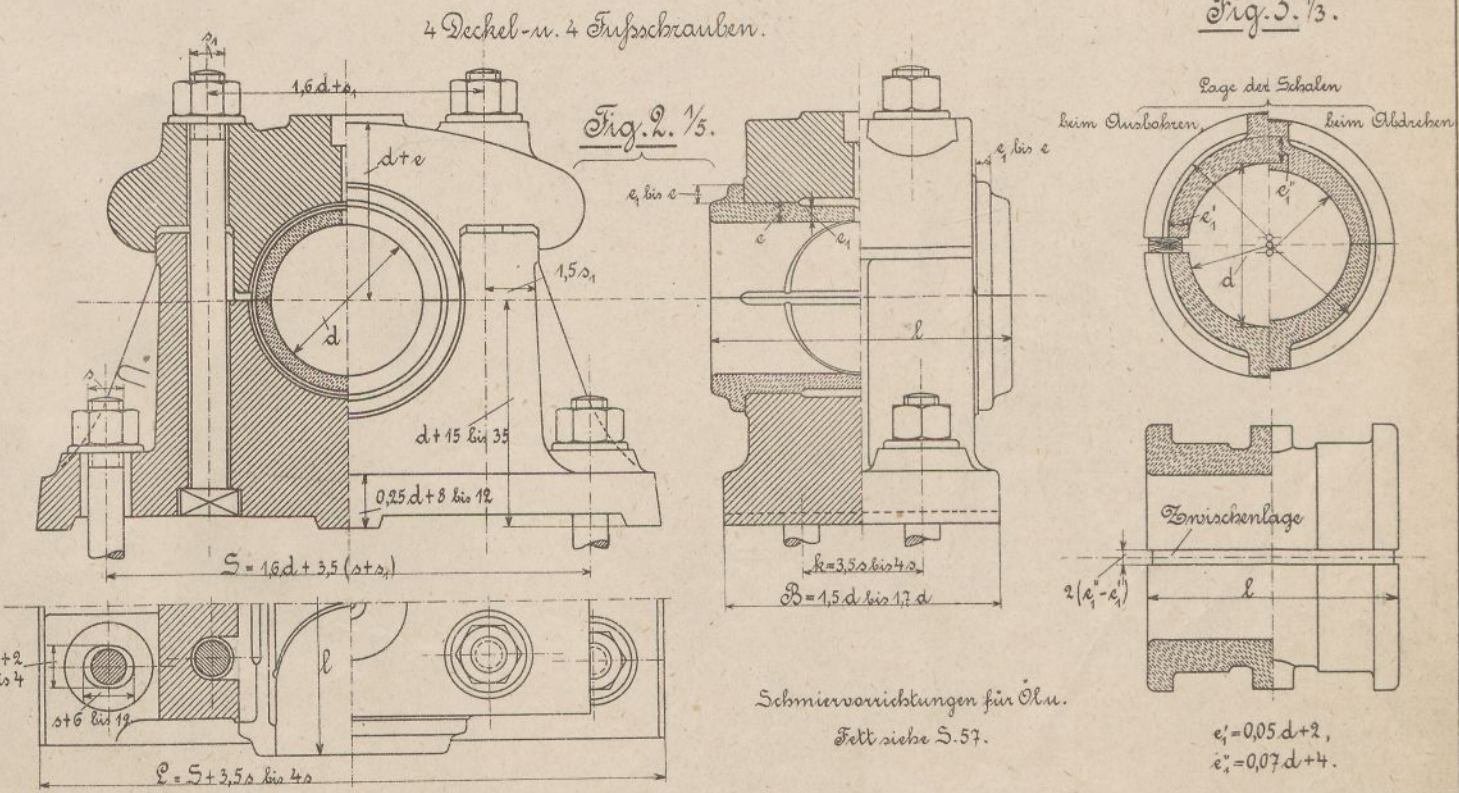
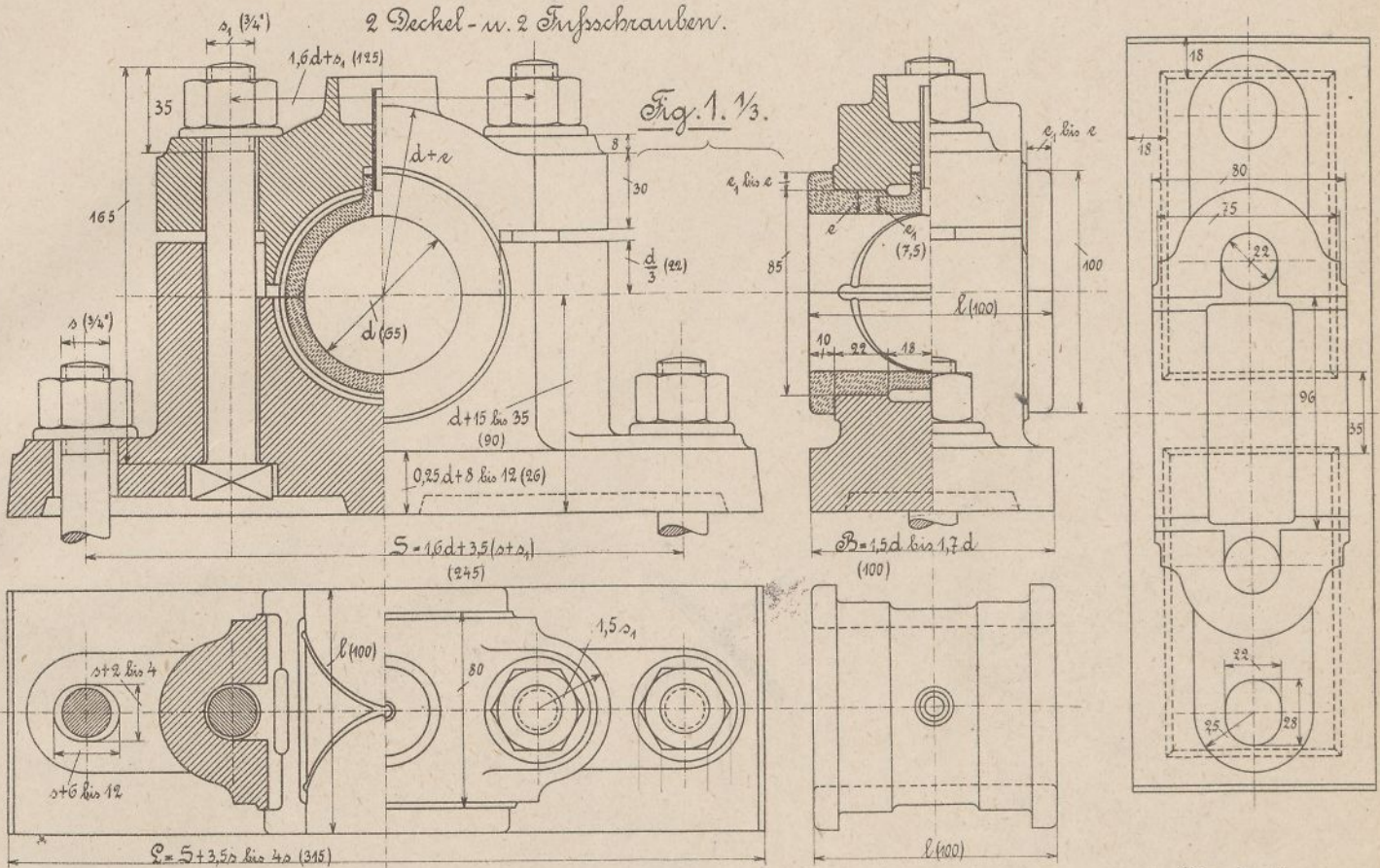
# Stiehlager mit Rotgufsschalen.

$d$  größte Bohrung.

Schalen  $\left\{ \begin{array}{l} \text{Länge } l = 1,5d \text{ bis } 2d, \\ \text{Stärke } e_1 = 0,07d + 3, \quad e_2 = e_1 + 2\frac{1}{2}. \end{array} \right.$

Fußschrauben	Für $d$									
	40-55	60-65	70-85	90-95	100-110	115-125	130-145	150-165	170-200	
	Stärke $s$ engl" mm	5/8	3/4	7/8	1	1 1/8 (7/8)	1	1 1/8	1 3/4	1 1/2
Zahl $n$	2	2	2	2	2 (4)	4	4	4	4	

Deckelschrauben  $\left\{ \begin{array}{l} \text{Stärke } s_1 = s \text{ oder } s - 1/8, \\ \text{Zahl } n_1 = n. \end{array} \right.$





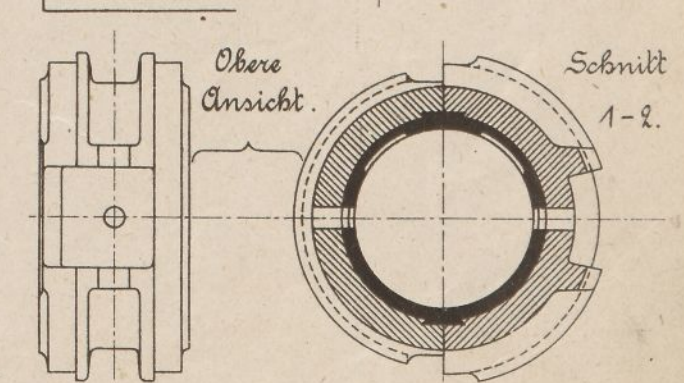
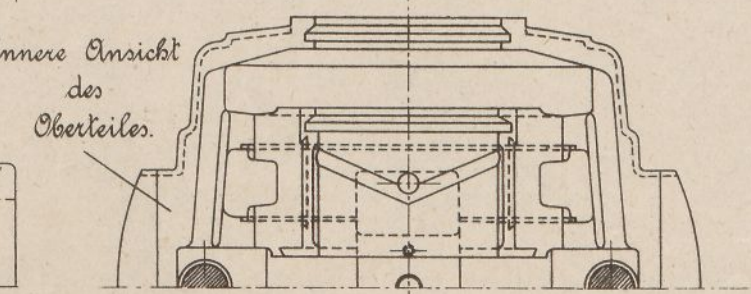
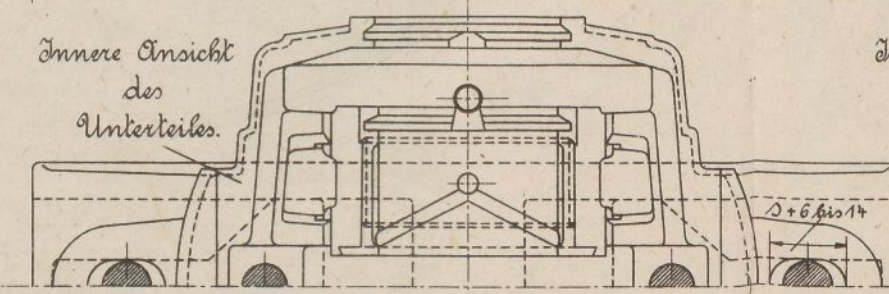
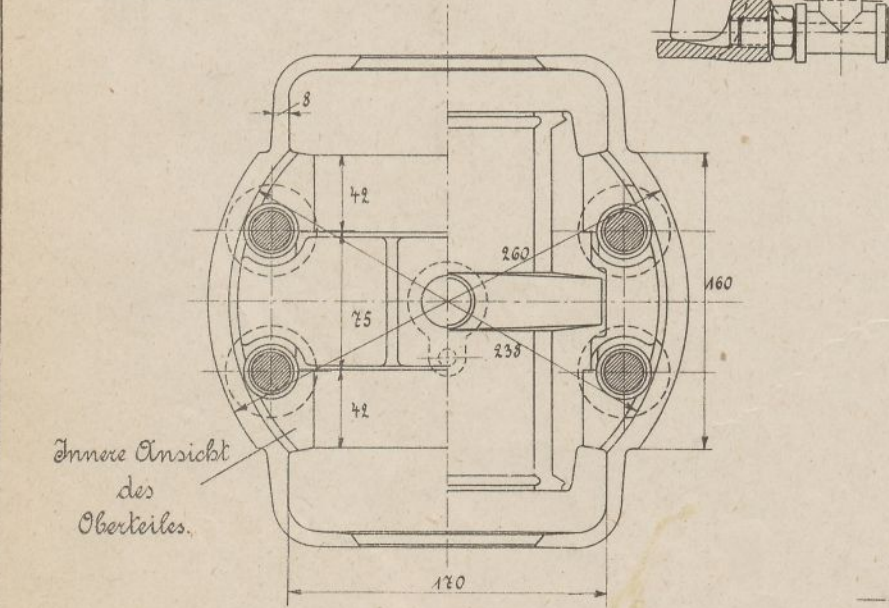
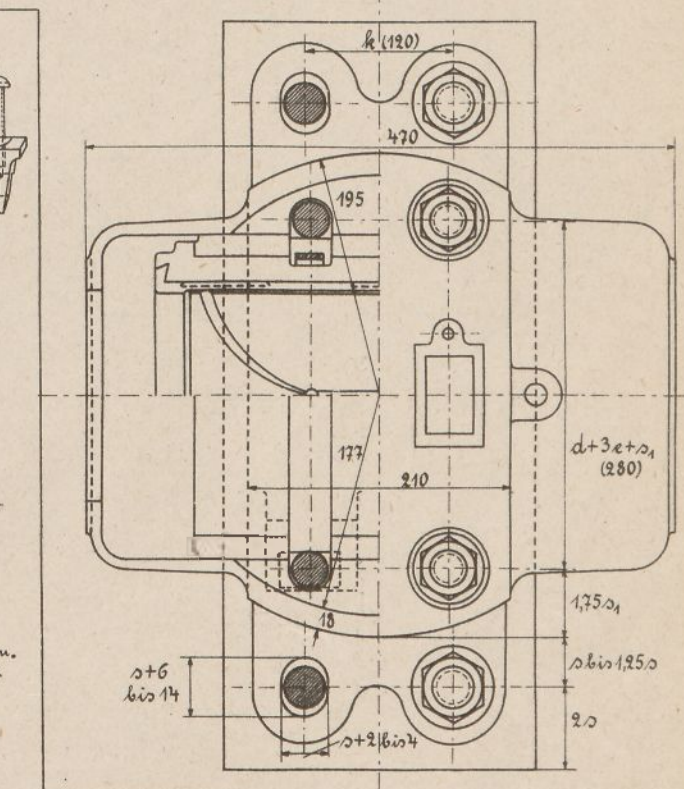
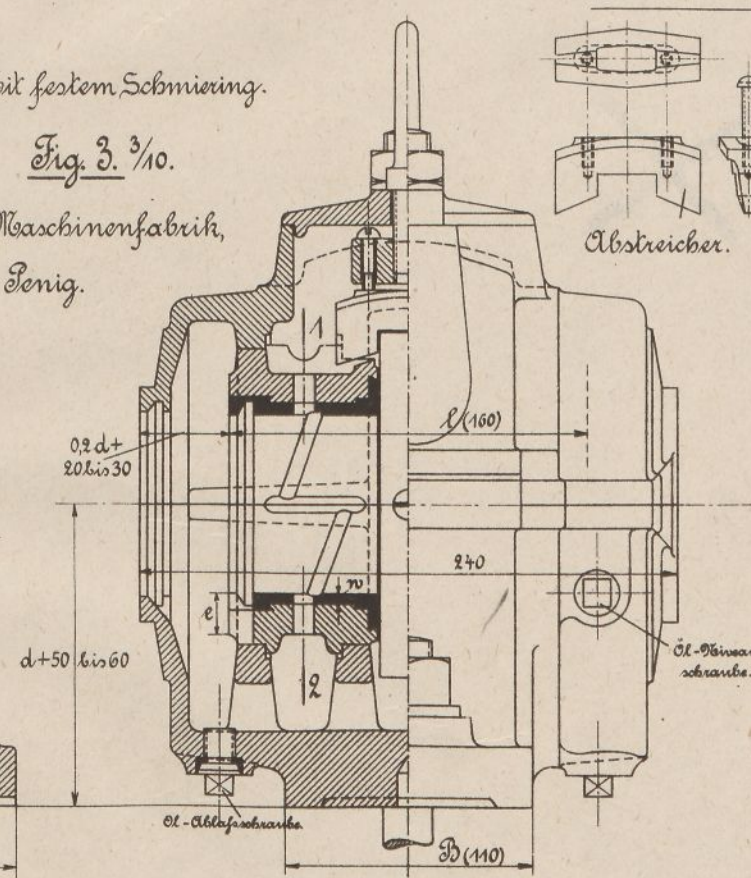
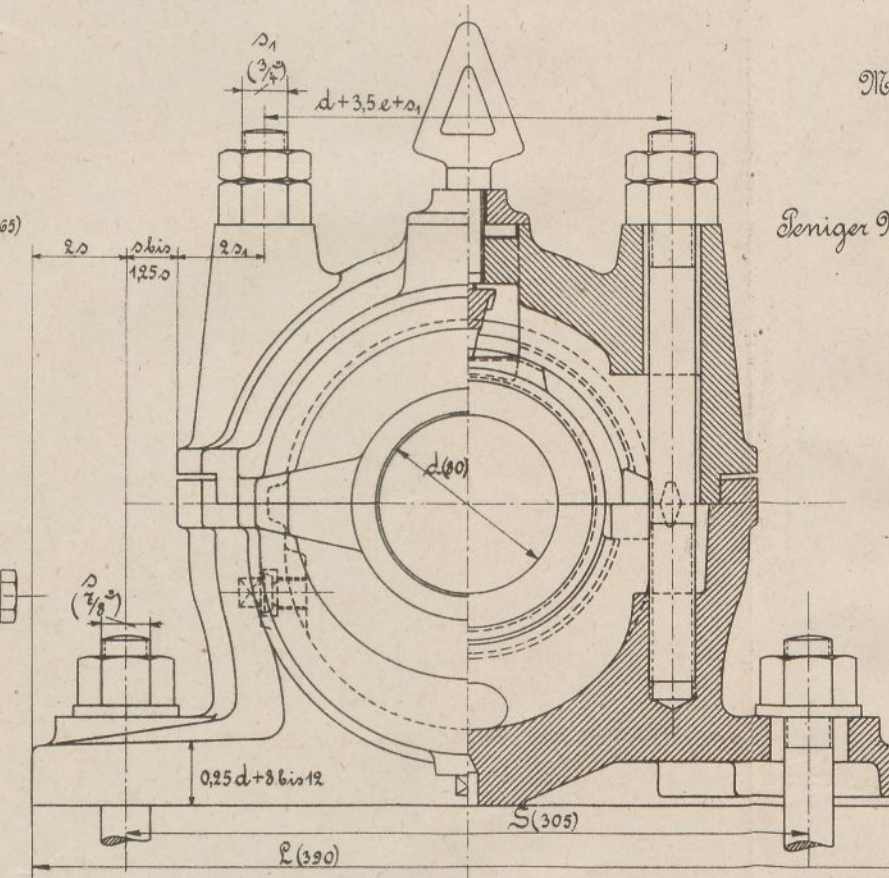
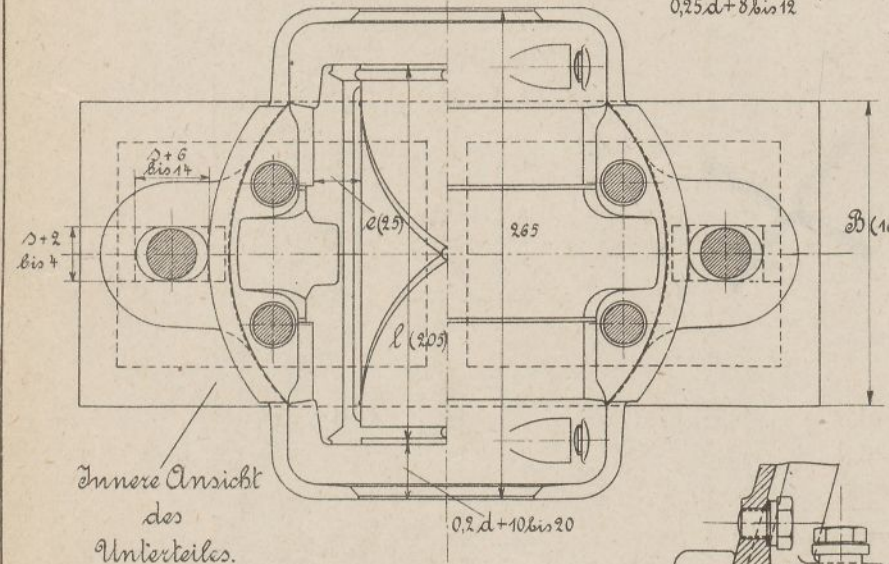
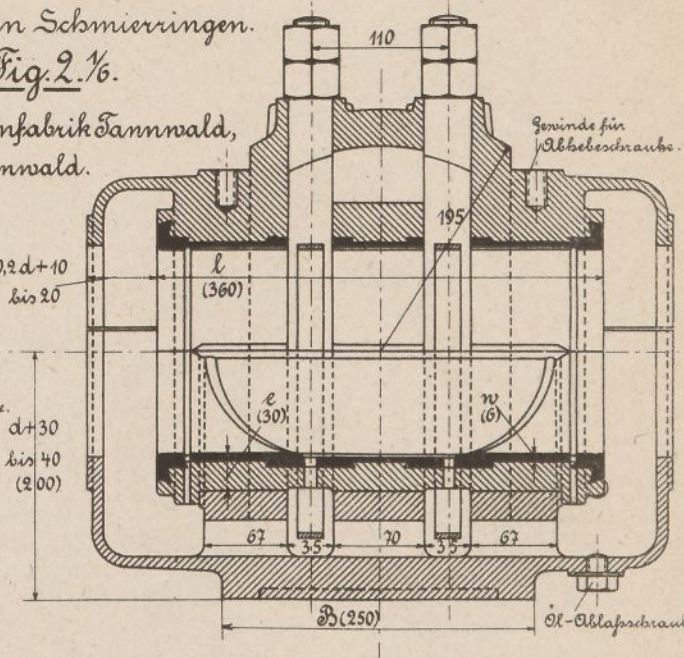
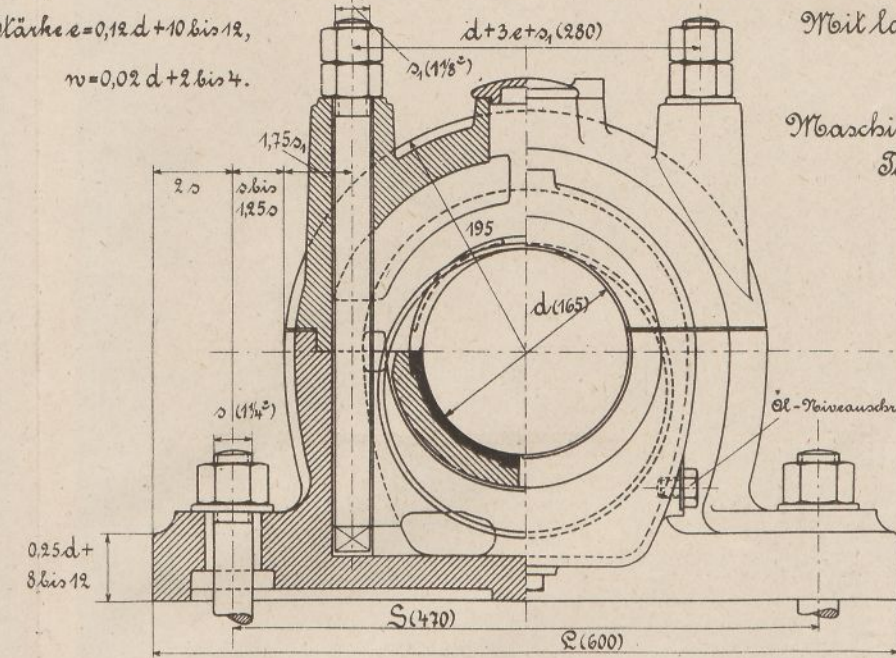
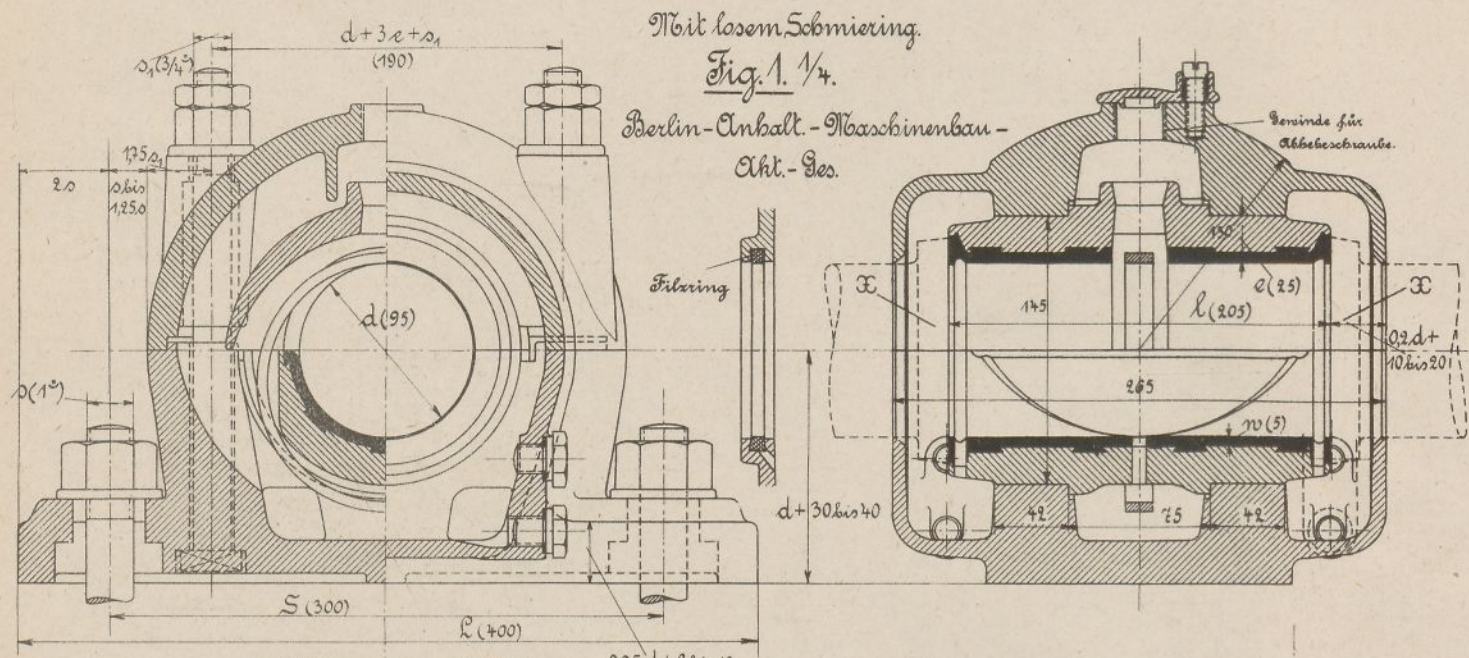
# Stehlager mit Weismetallschalen u. Ringschmierung.

d größte Bohrung.

**Schalen**  
Länge  $l = 2d \text{ bis } 2d + 20$ ,  
Stärke  $e = 0,12d + 10 \text{ bis } 12$ ,  
 $w = 0,02d + 2 \text{ bis } 4$ .

**Fußschrauben** { Stärke  $s_1$  und Zahl  $n$  siehe Tabelle S. 58.

**Deckelschrauben** { Stärke  $s_2 = s_1$  oder  $s_2 = 1/8 s_1$ , Zahl  $n_2 = n$  (in Fig. 1,  $n_2 = 4$  mit  $s_2 = s_1 = 1/4 s_1$ ).



# Stehlager mit gußeisernen Schalen.

$d$  größte Bohrung.

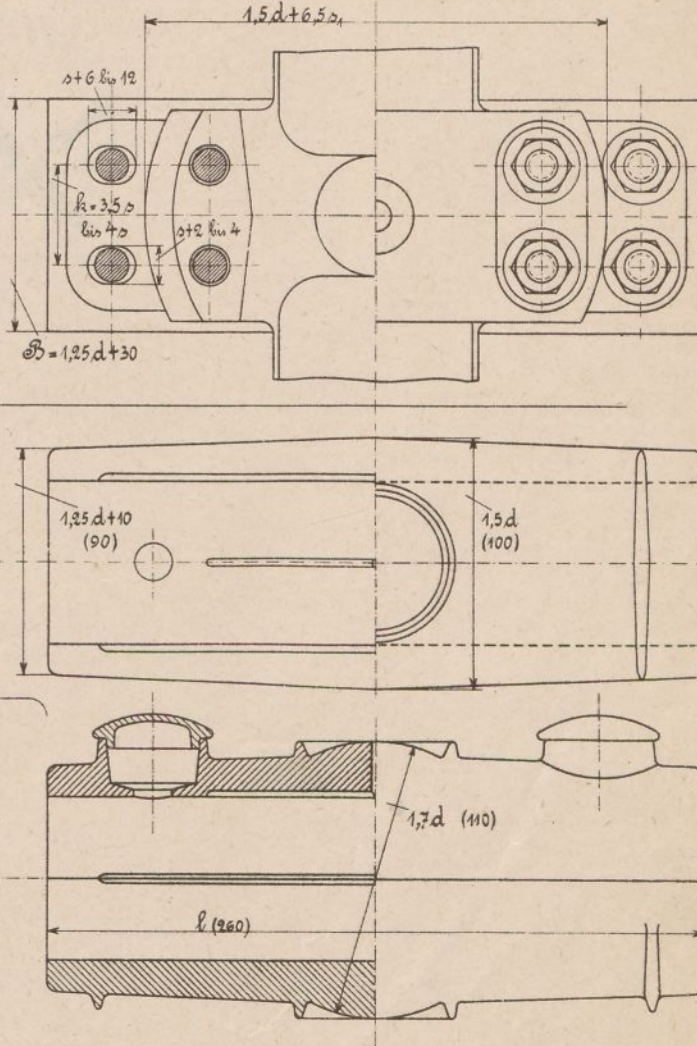
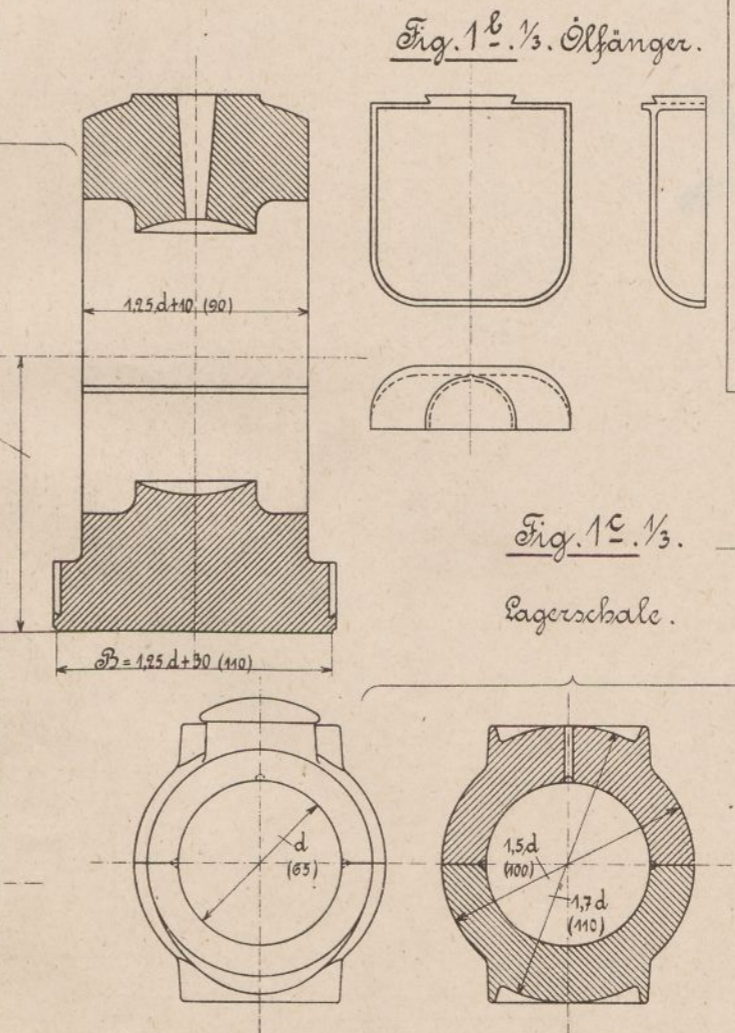
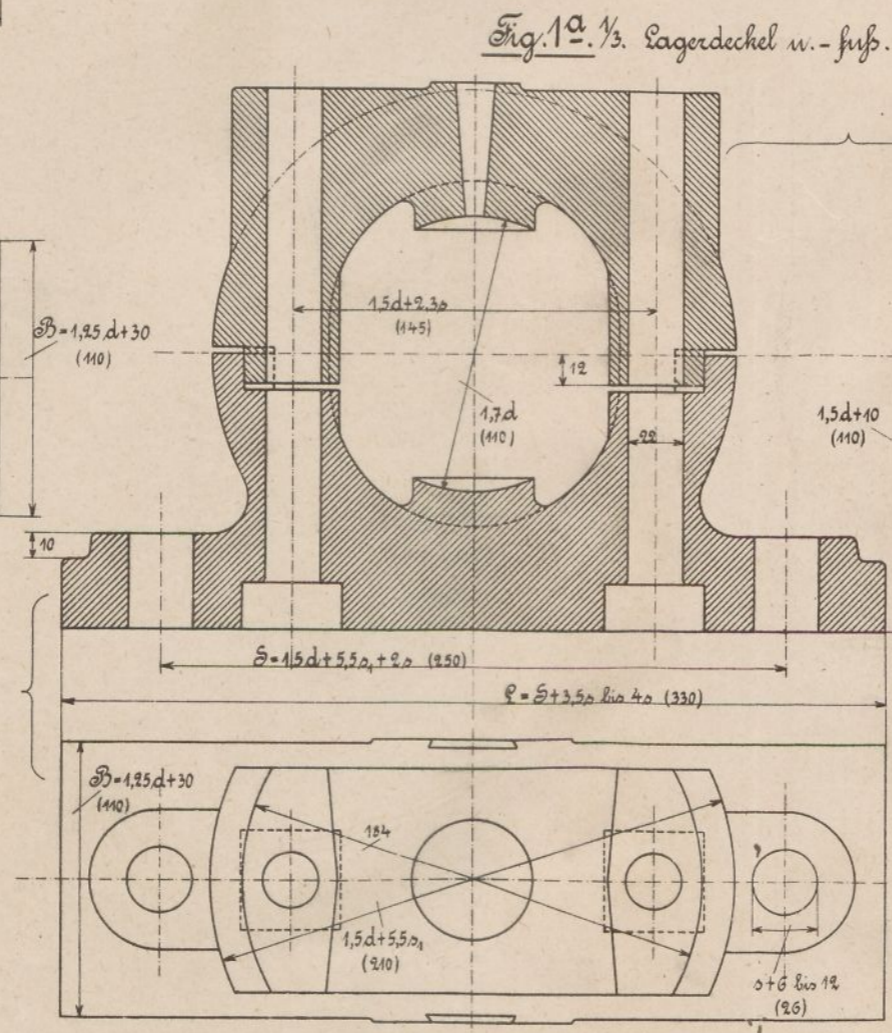
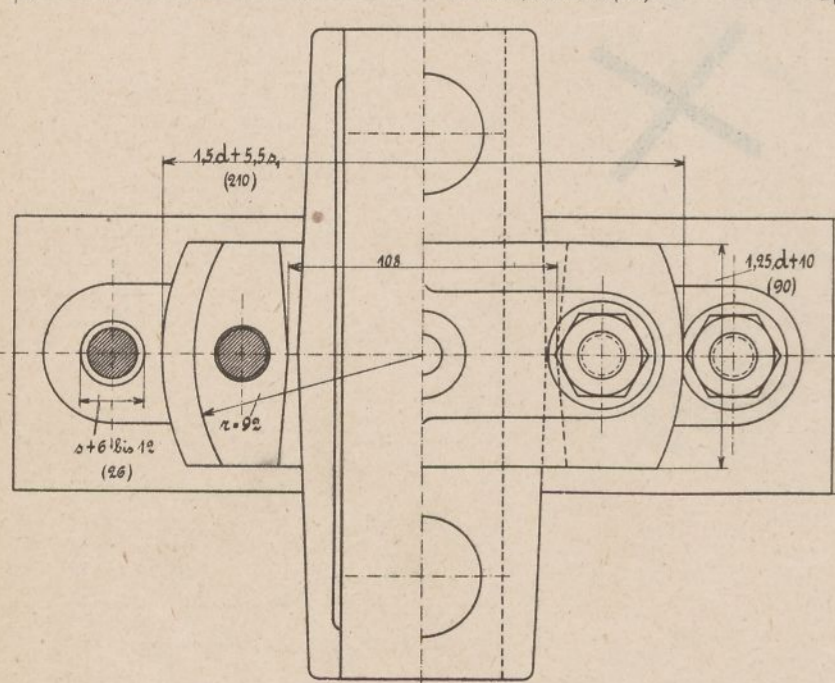
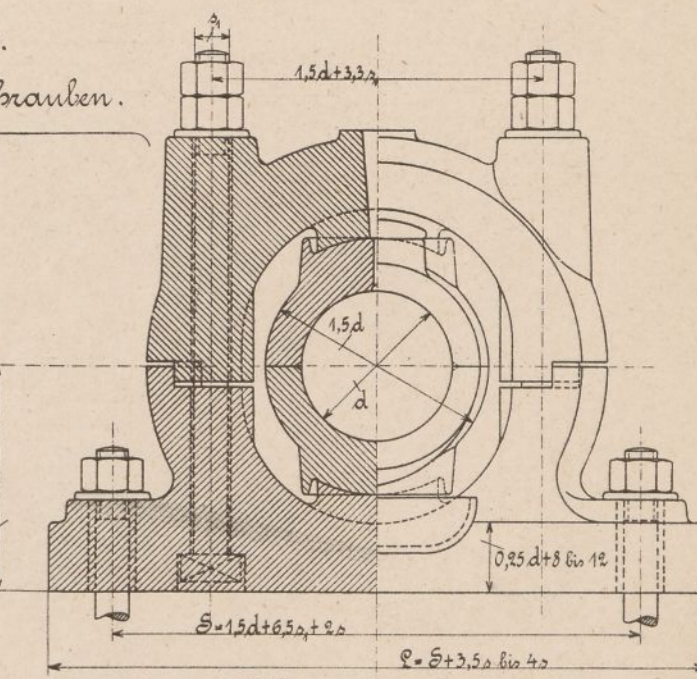
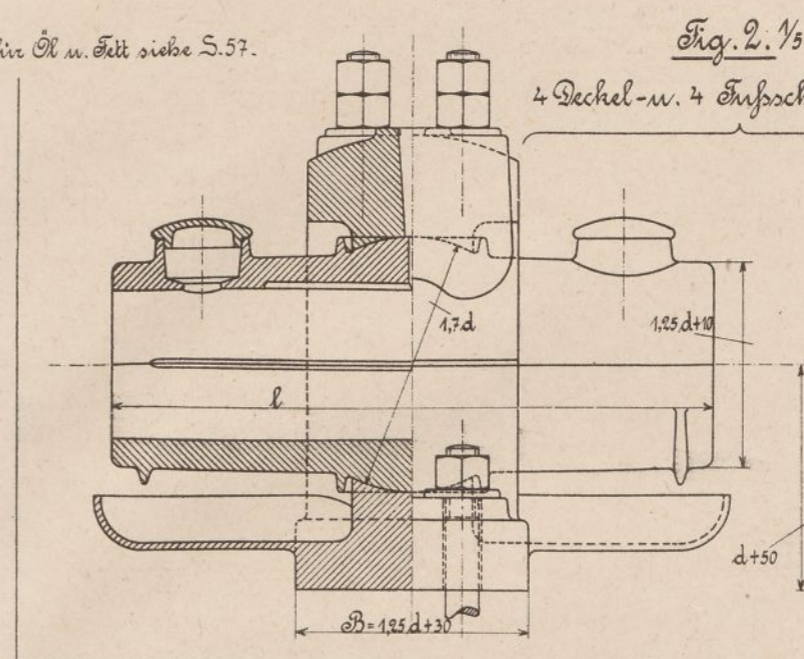
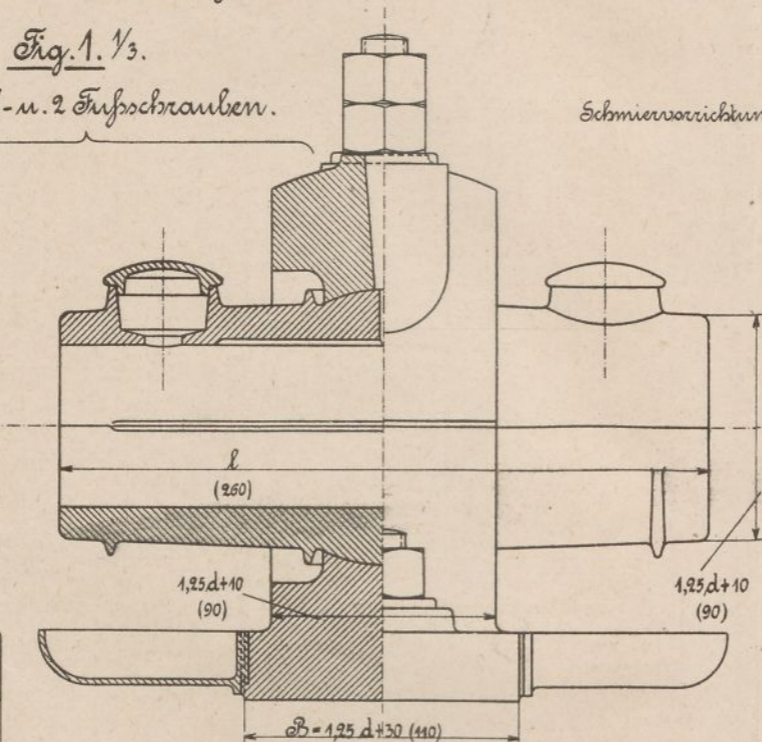
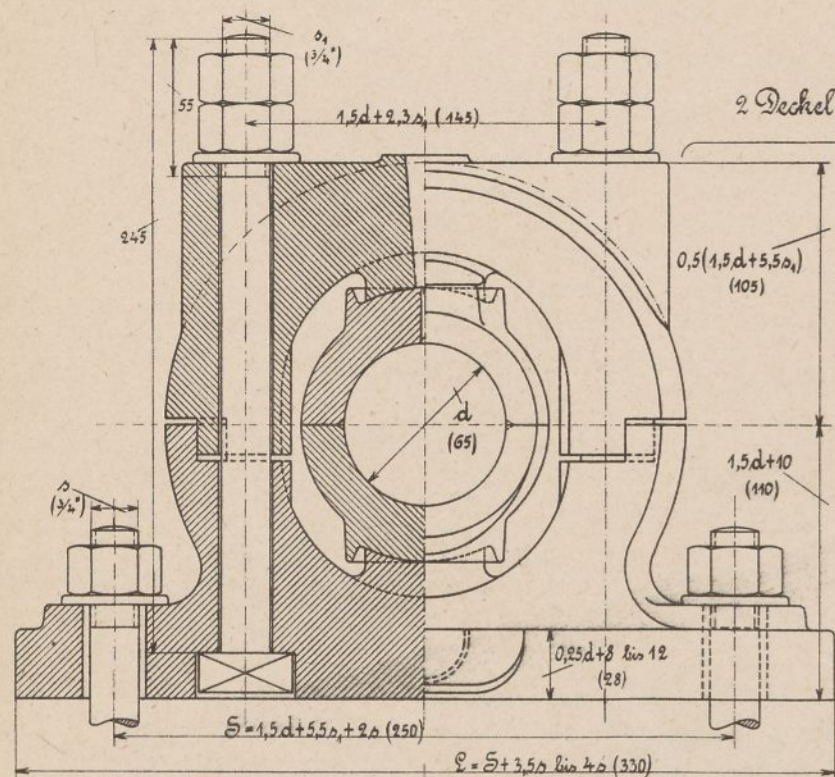
Schalen Länge  $l = 4d$ .

Fußschrauben

Für $d$	30-35	40-55	60-65	70-85	90-95	100-115	120-135
Stärke $\rho$	1/2	5/8	3/4	7/8	1	7/8 (1 1/8)	1 (1 1/4)
Stärke $\rho$ mm	13	16	20	23	26	23 (29)	26 (32)
Zahl $n$	2	2	2	2	2	4 (2)	4 (2)

Deckelschrauben

Stärke  $\rho_1 = \rho$  oder  $\rho - 1/8$  engl.,  
Zahl  $n_1 = n$ .



# Steklager mit gusseisernen Schalen u. Ringschmierung.

**Schalen**  
 Länge  $l = 3d$  bis  $3d+20$ ,  
 Radius  $r_1 = 0,8d$  bis  $0,9d$ ,  
 $r_2 = 1,2d$  bis  $1,3d$ .

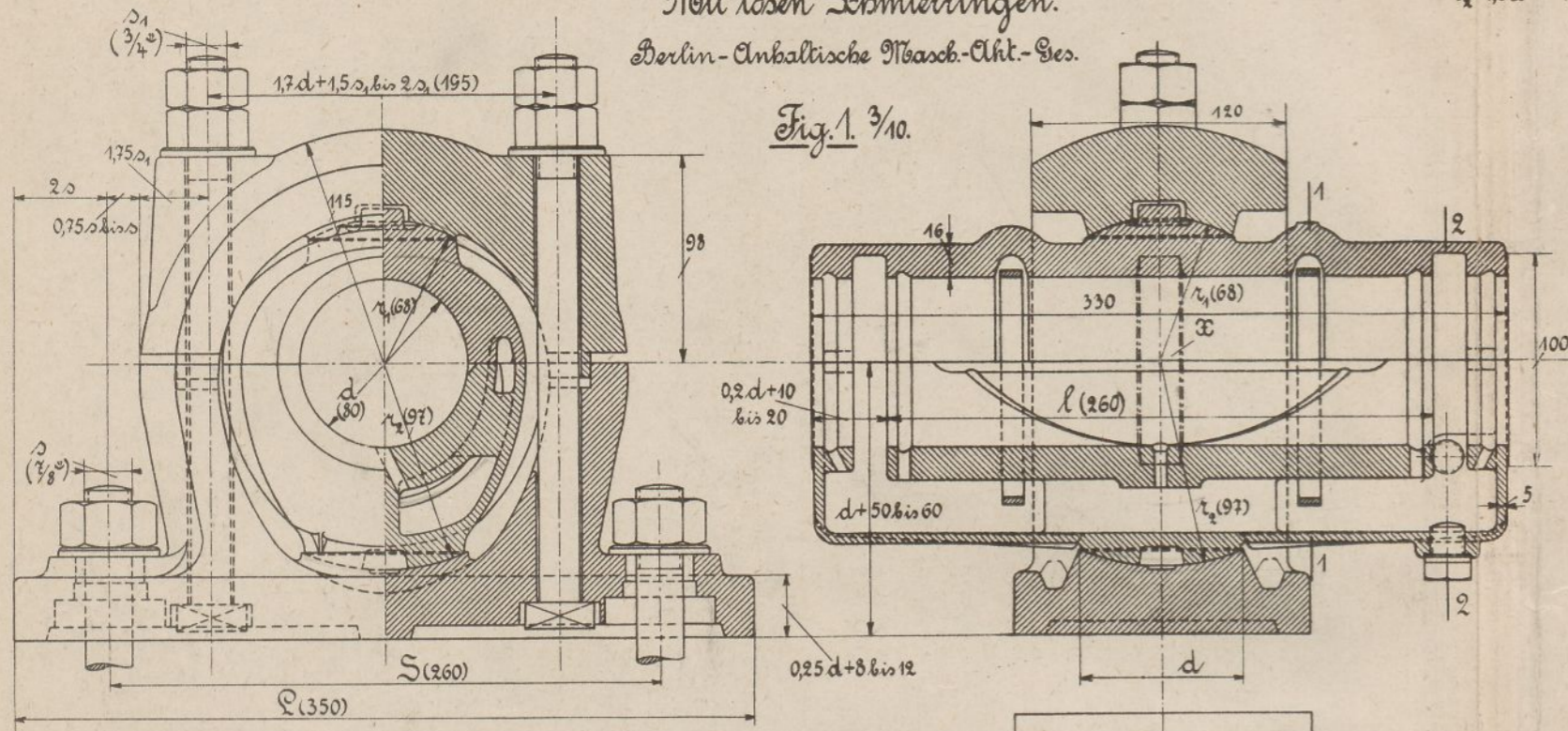
**Fußschrauben** { Stärke  $s$  und Zahl  $n$   
 siehe Tabelle S. 61 u. 62.

**Deckelschrauben** { Stärke  $s_1 = s$  oder  $s - 1/8$ ,  
 Zahl  $n_1 = n$ .

$d$  größte Bohrung.

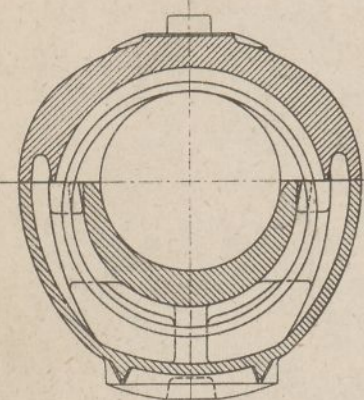
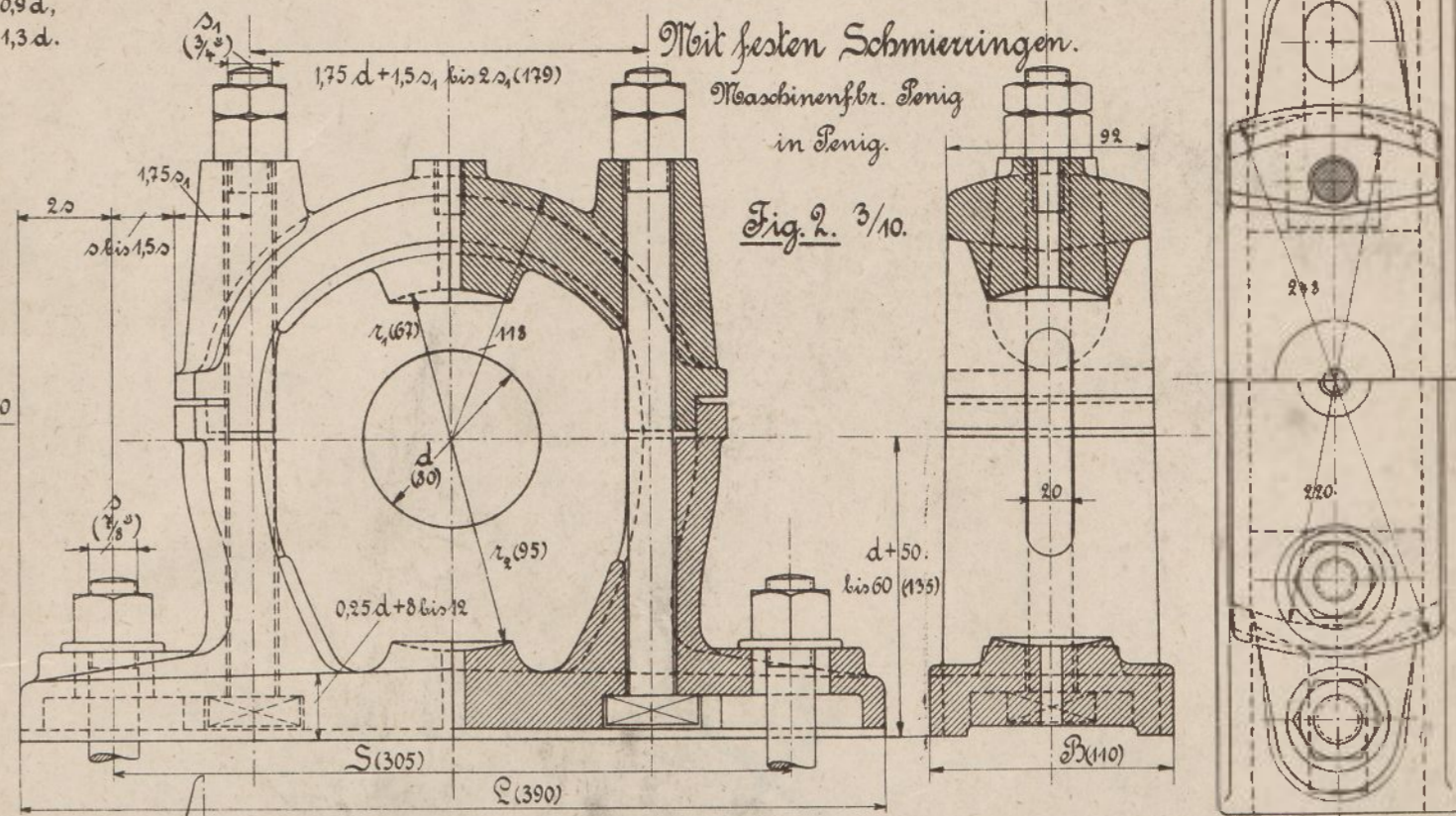
Mit losen Schmierlingen.  
 Berlin-Anbaltische Masch.-Uht.-Ges.

Fig. 1. 3/10.

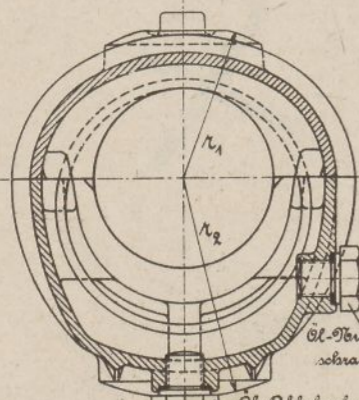


Mit festen Schmierlingen.  
 Maschinenfabr. Penig  
 in Penig.

Fig. 2. 3/10.

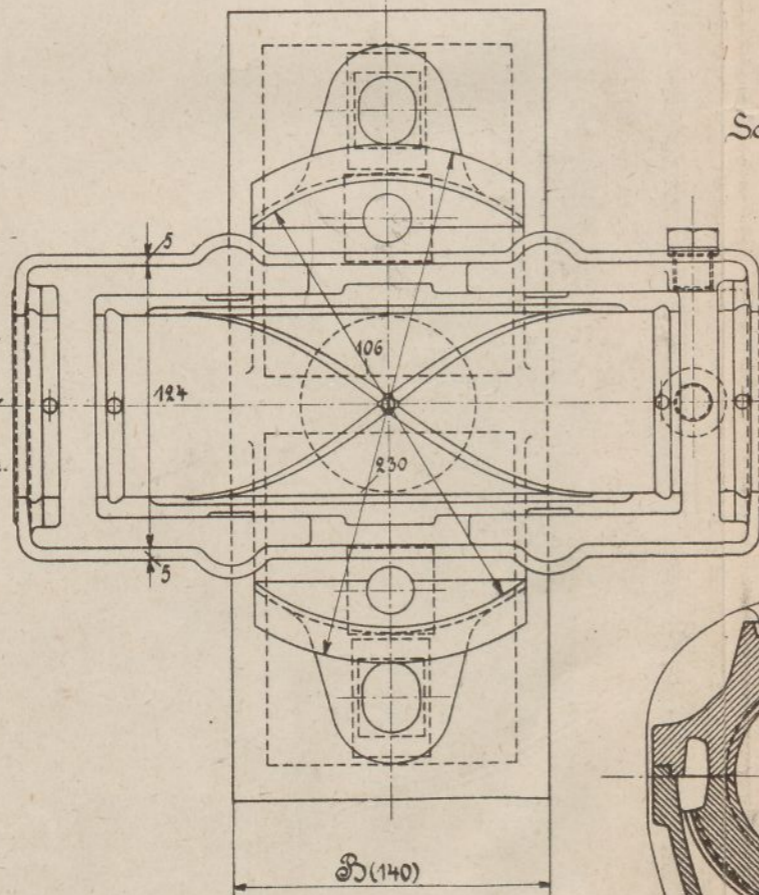


Schnitt 1-1.

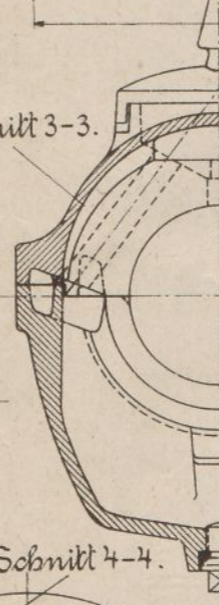


Schnitt 2-2.

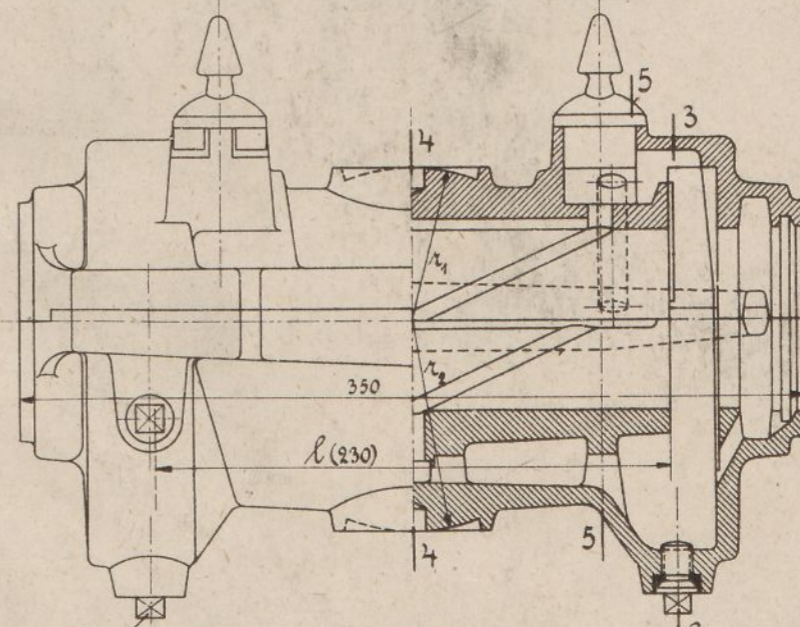
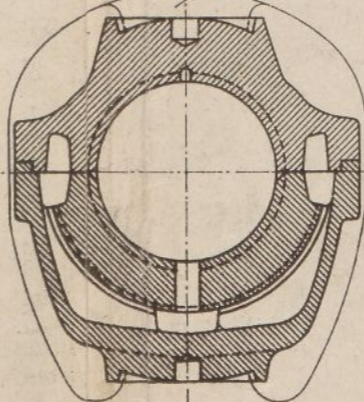
Ansicht der Schalen.



Schnitt 3-3.



Schnitt 4-4.

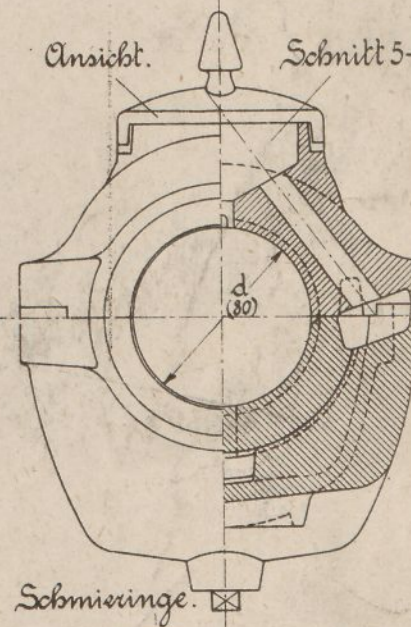


Öl-Ablasschraube.

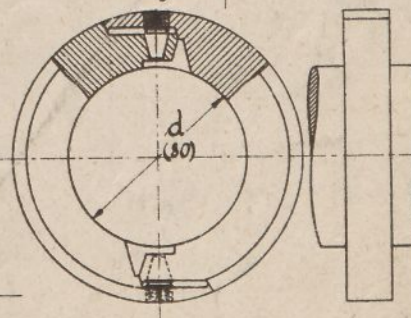
Innere Ansicht  
 der Oberschale, der Unterschale.

Ansicht.

Schnitt 5-5.



Schmierlinge.



# Spindellager mit gußeisernen Schalen.

## Hängelager.

d Bohrung, l Länge der Schalen.

Befestigungsschrauben

Stärke  $s = (0,1d + 1,5)^{1/3}$  engl. Zahl  $n = 2$  für  $d \leq 80$ .  
Stärke  $s = (0,1d - 1,5)^{1/3}$  engl. Zahl  $n = 4$  für  $d > 80$ .

Fig. 1 <sup>1/7.5</sup>  
Zweiarmig geschlossen.

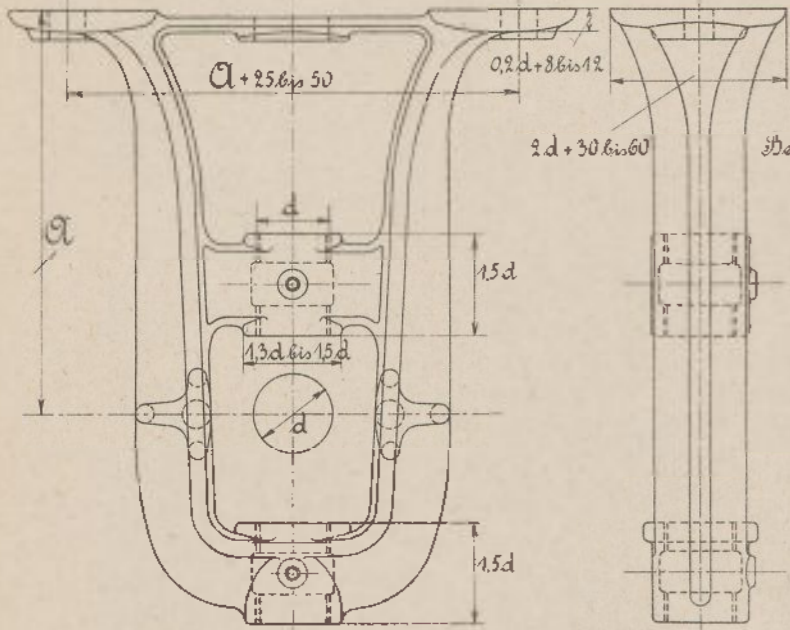


Fig. 2 <sup>1/7.5</sup>  
Zweiarmig mit Stängenschluß.

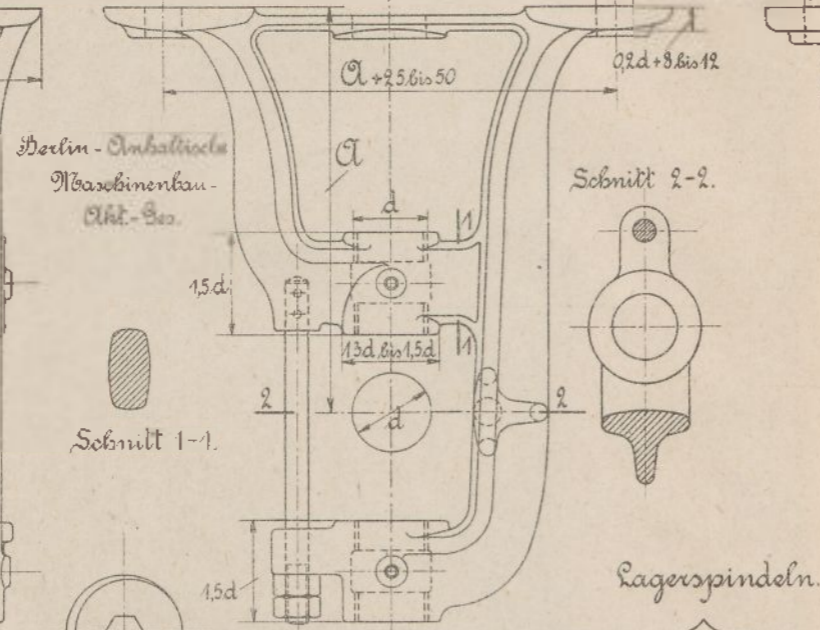


Fig. 3 <sup>1/7.5</sup>  
Zweiarmig offen.

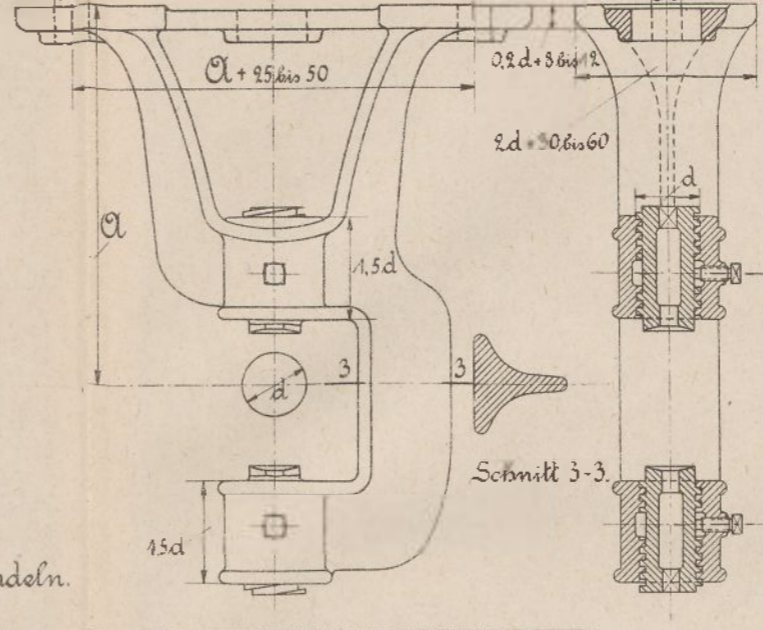
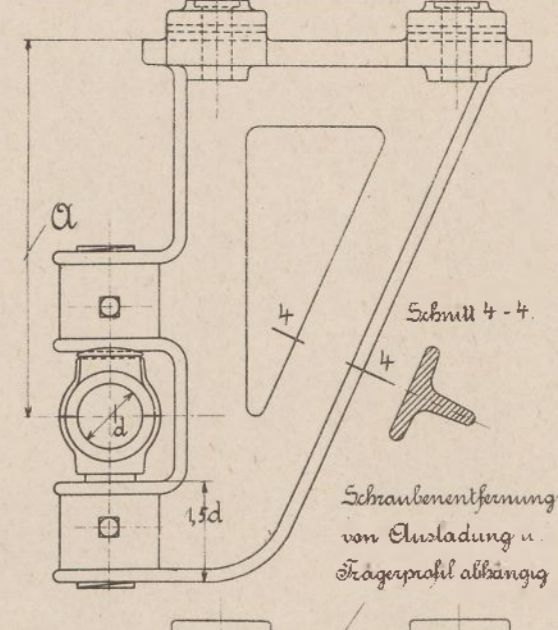


Fig. 4 <sup>1/7.5</sup>  
Einarmig offen



Mit Befestigung an I-Trägern

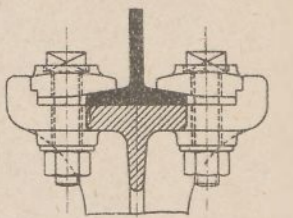


Fig. 5 <sup>1/7.5</sup>

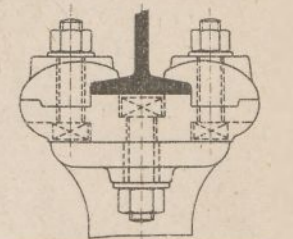


Fig. 6 <sup>1/7.5</sup>

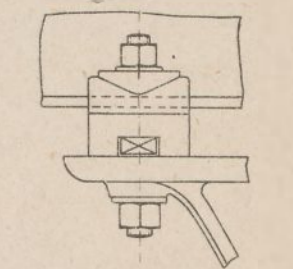


Fig. 10 <sup>1/4</sup>

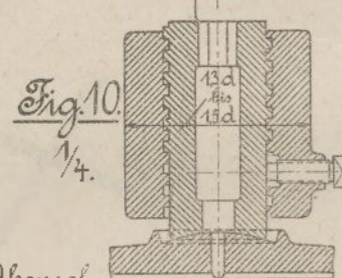


Fig. 11 <sup>1/4</sup>

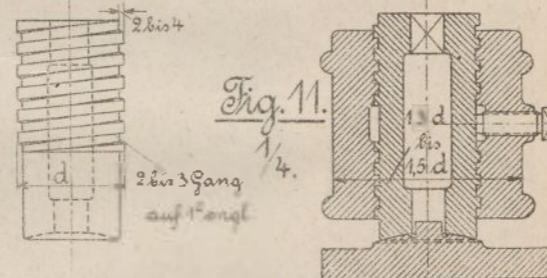
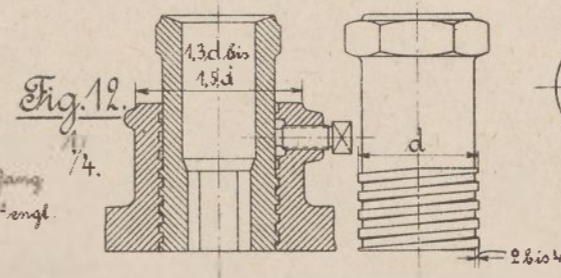


Fig. 12 <sup>1/4</sup>



## Konsollager.

Fig. 7 <sup>1/6</sup>  
Wandkonsol

© Polyzus, Dessau

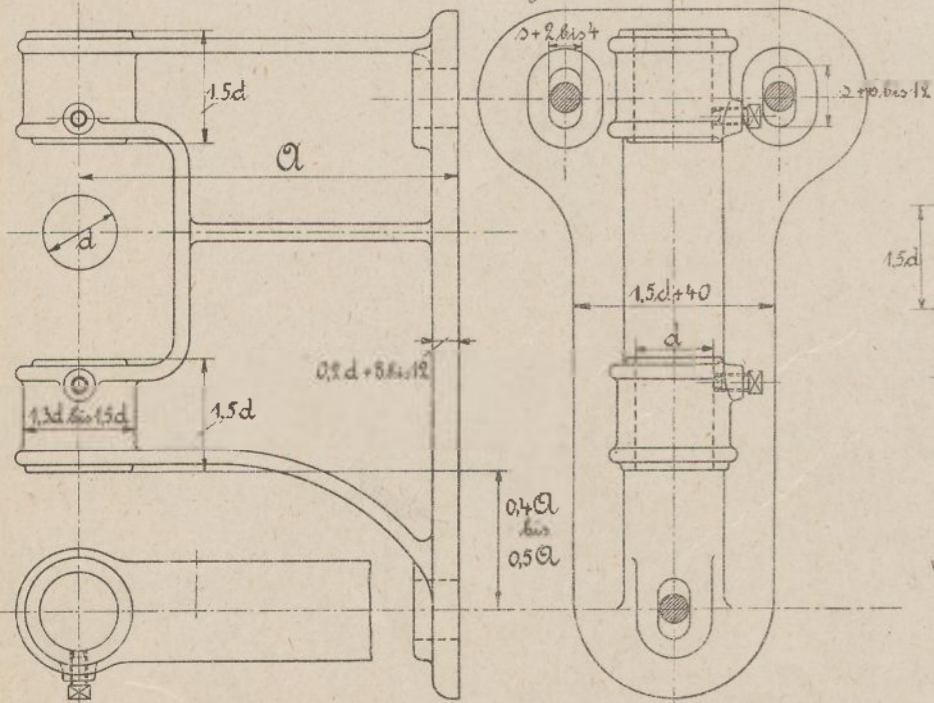


Fig. 8 <sup>1/6</sup>  
Säulenkonsol

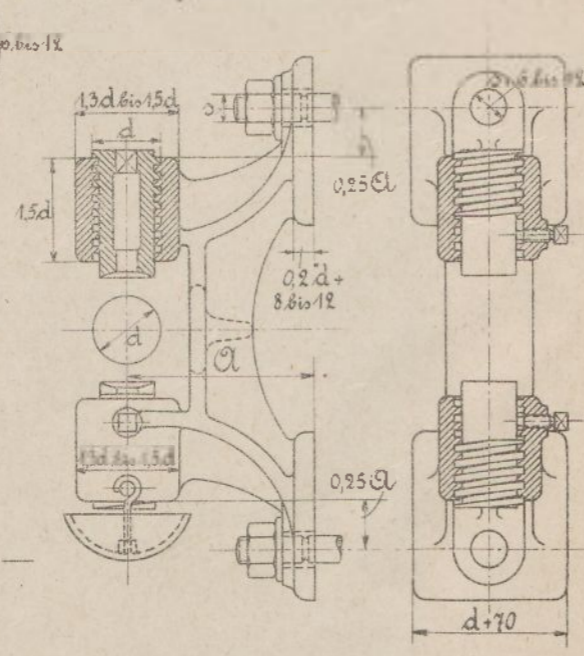


Fig. 9 <sup>1/4</sup>  
Lagerschalen mit Ringschmierung

© Polyzus, Dessau.

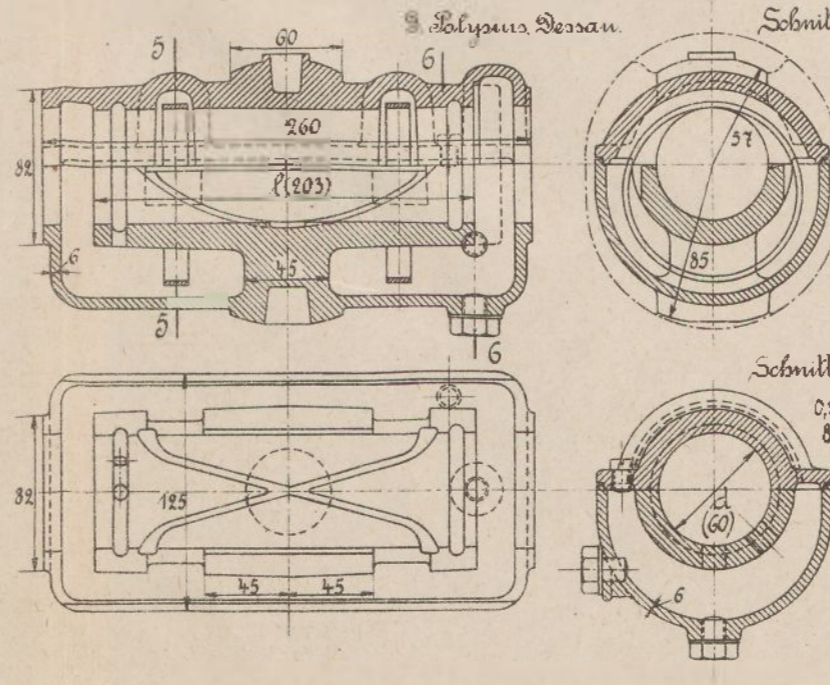
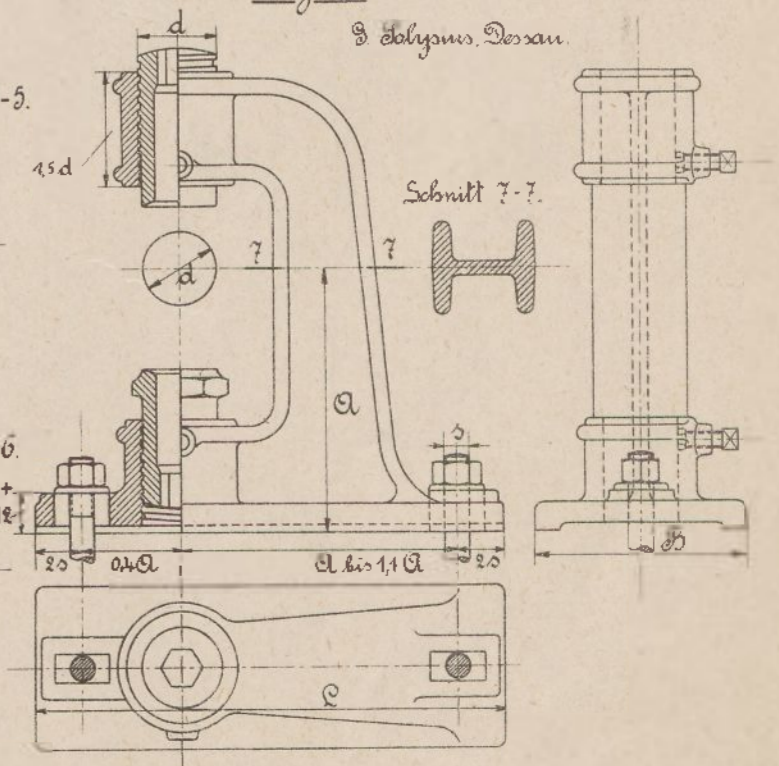


Fig. 10 <sup>1/6</sup>  
Bockkonsol

© Polyzus, Dessau.

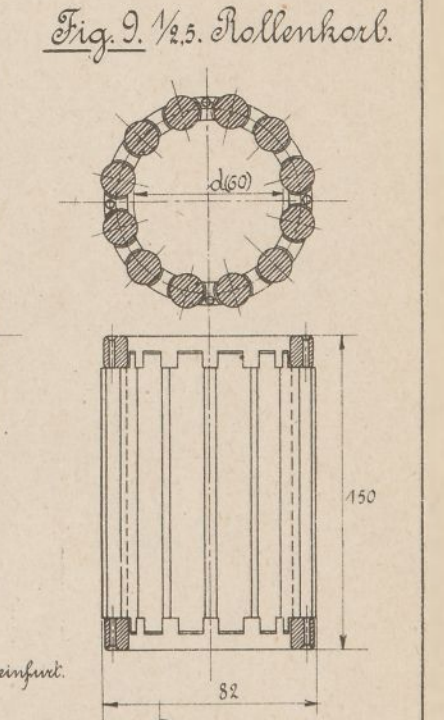
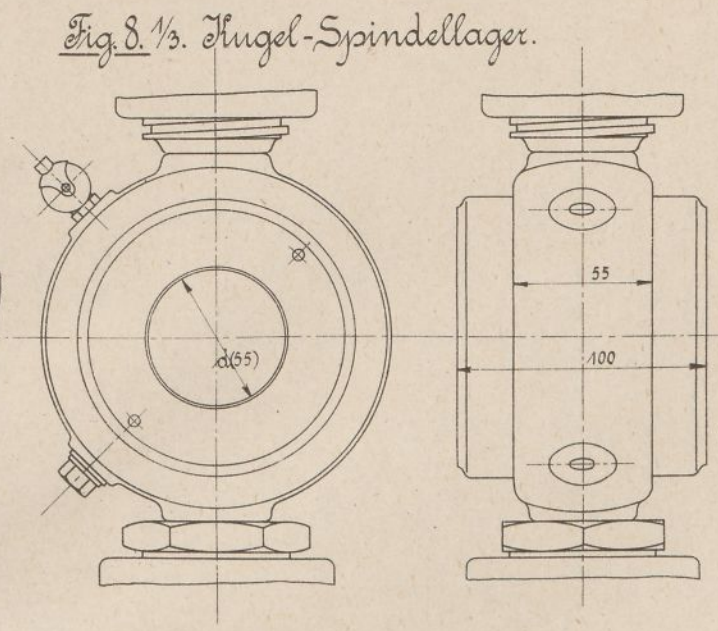
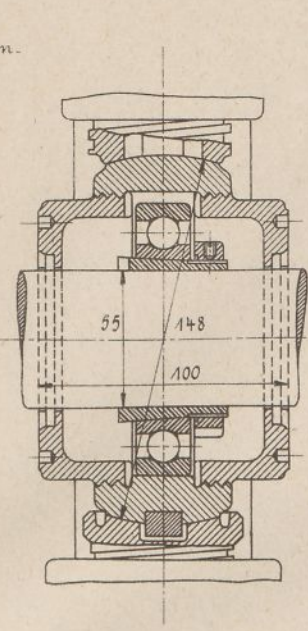
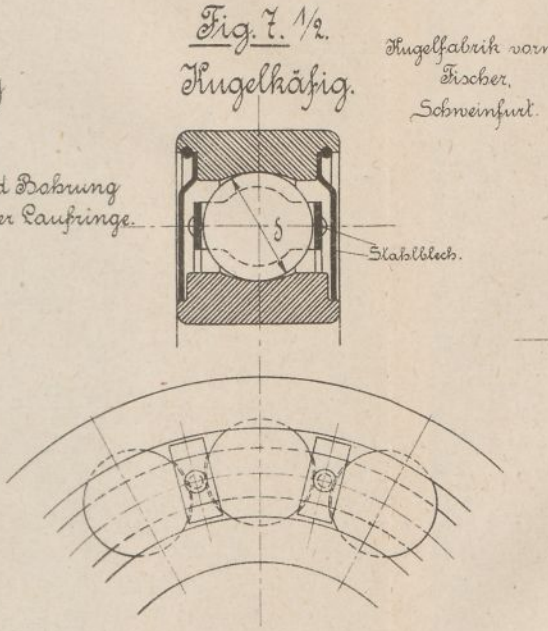
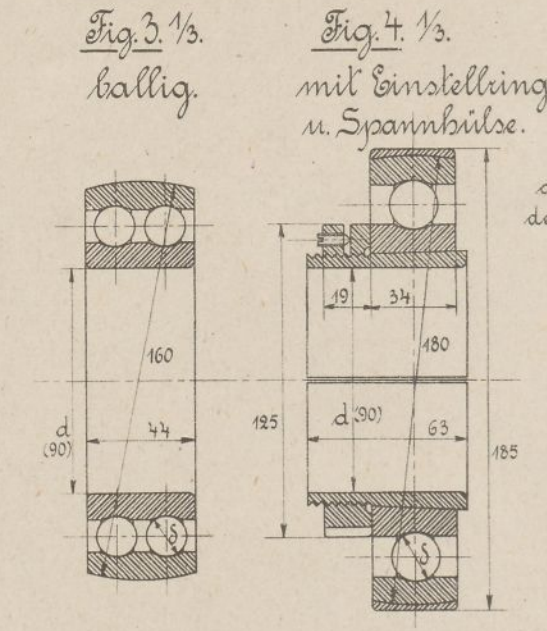
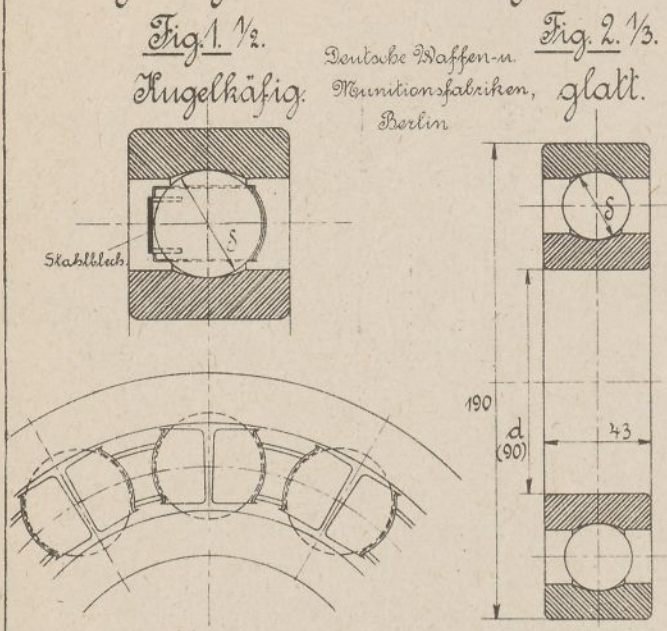


# Traglager mit Kugeln u. Rollen.

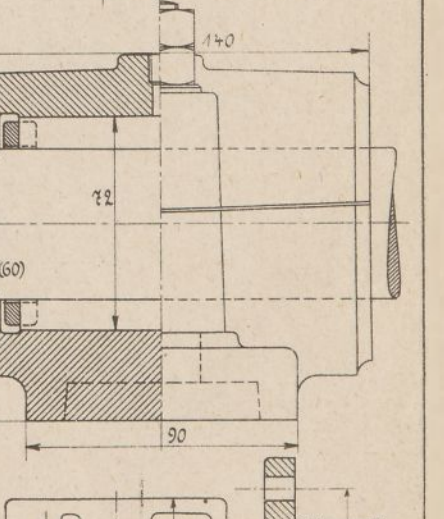
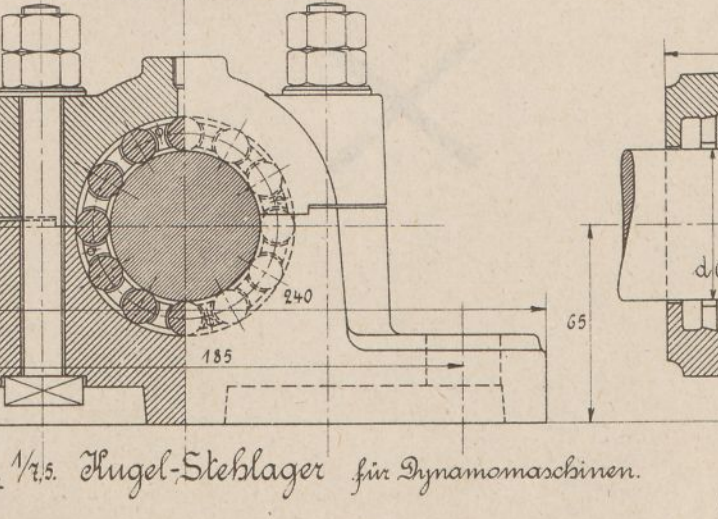
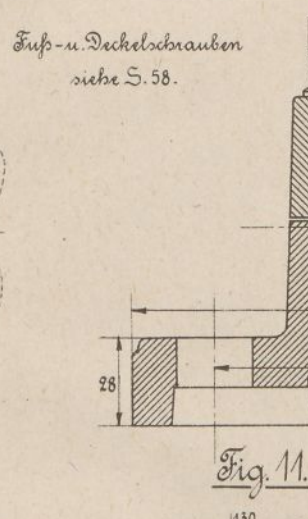
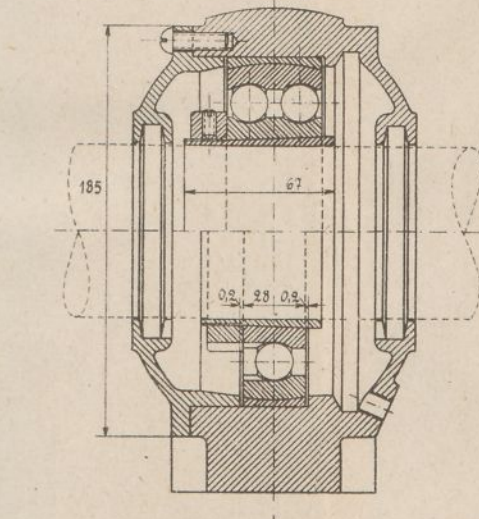
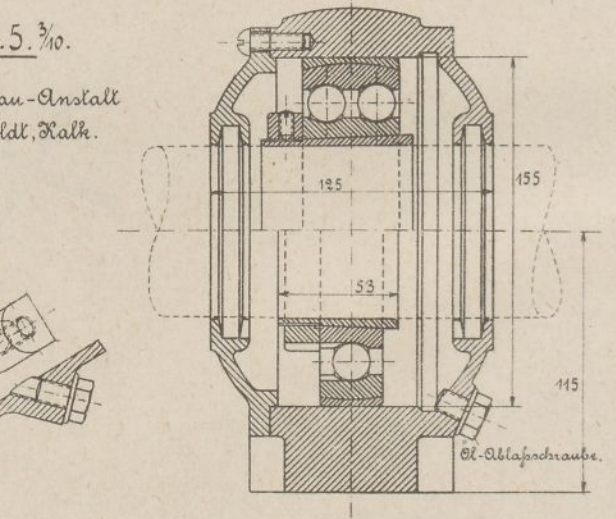
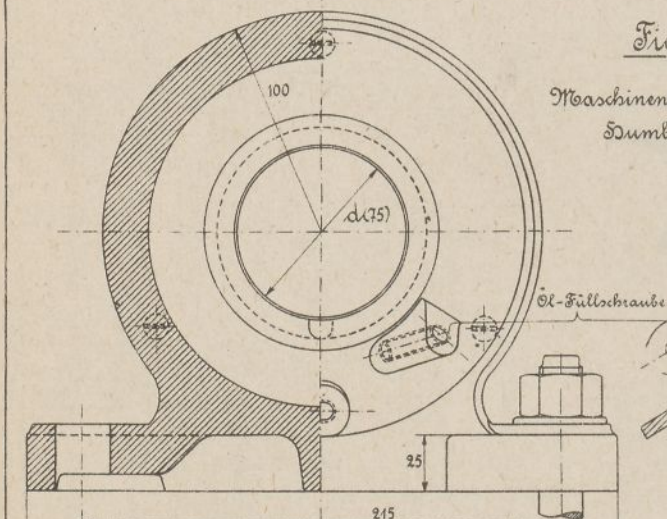
i Zahl,  $\delta$  Durchm. der Kugeln u. Rollen,  $l$  Rollenlänge. Zulässige Belastung der

Kugellager  $P = \frac{2}{3} c \cdot \delta^2$   
Rollenlager  $P = \frac{1}{3} c \cdot \delta \cdot l$

mit  $\left\{ \begin{array}{l} c=200 \text{ für Kugellager mit unterbrochenem,} \\ c=100 \text{ bis } 150 \text{ für solche mit dauerndem Betrieb,} \\ c=60 \text{ für Rollenlager} \end{array} \right\}$   $\delta$  u.  $l$  in cm.



## Kugel-Steblager.



Stützlager.

Gleitlager.

$d$  Zapfendurchmesser.

Kugellager.

$i$  Zahl.  $\delta$  Durchm. der Kugeln.

Zulässige Belastung eines Stützlagers  $P = i \cdot c \cdot S^2$  mit

$c = 200$  für Kugellager mit unterbrochenem Betrieb u  
 $c = 100$  bis 150 für solche mit dauerndem Betrieb u  
 $S$  in cm

Fig. 1.  $\frac{1}{3}$ . Gewöhnliches Spurlager.

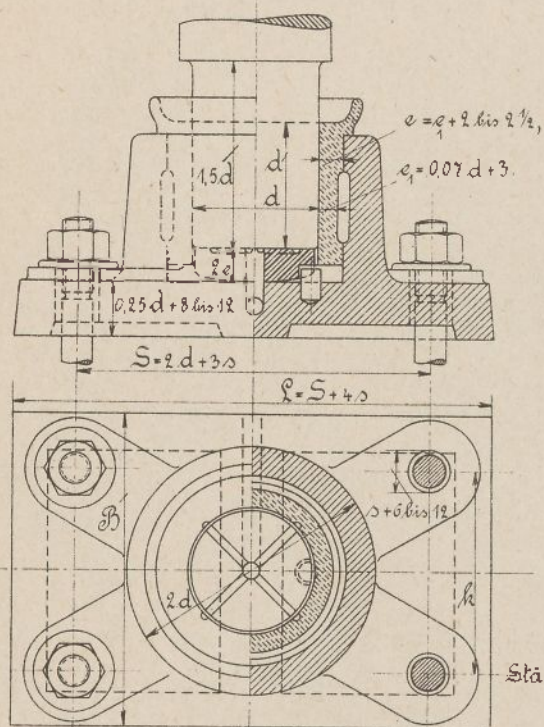
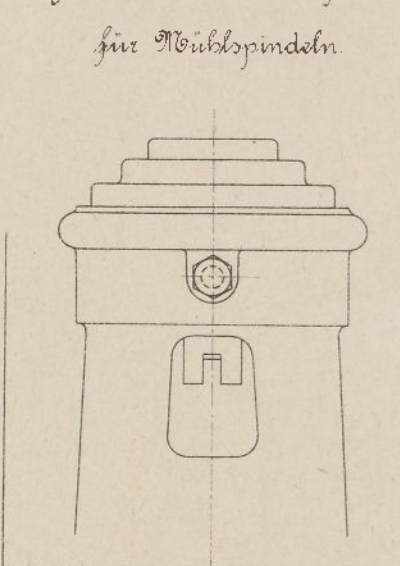


Fig. 2.  $\frac{1}{3}$ . Stellbares Spurlager für Nüßspindeln.



Fußschrauben

Für d	30-55	60-65	70-85	90-110
engl.	1/2	5/8	3/4	7/8
mm.	13	16	20	23
Zahl n.	4	4	4	4

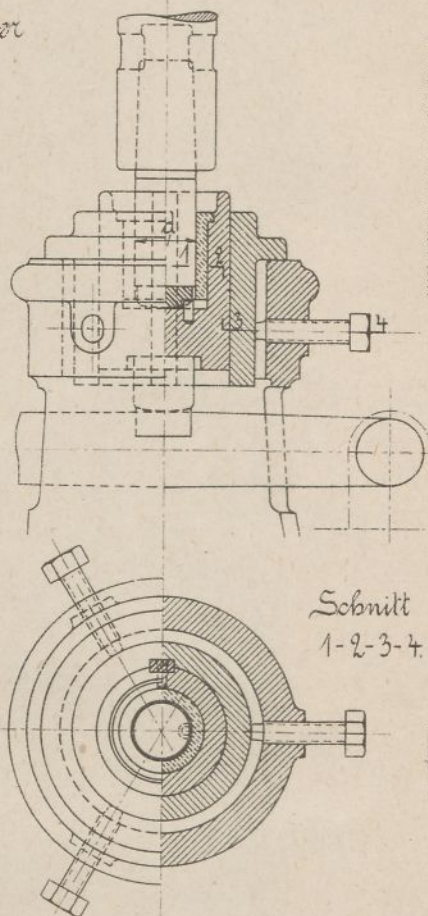


Fig. 4.  $\frac{1}{2}$ .

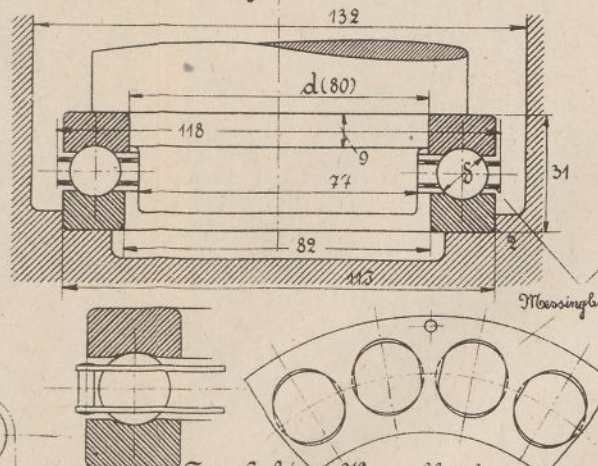


Fig. 5.  $\frac{1}{2}$ .

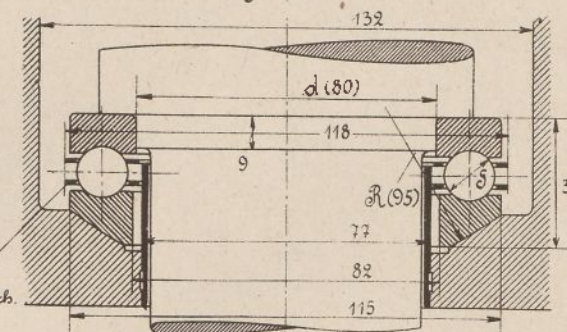


Fig. 7.  $\frac{1}{3}$ .

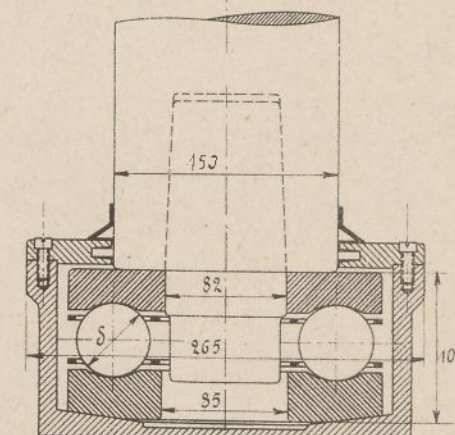


Fig. 6.  $\frac{2}{3}$ . Kugelhäufig.

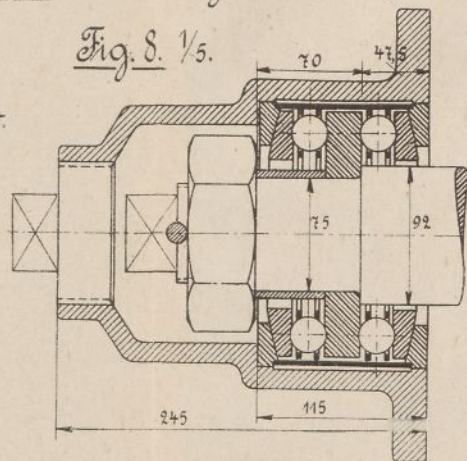


Fig. 9.  $\frac{1}{3}$ .

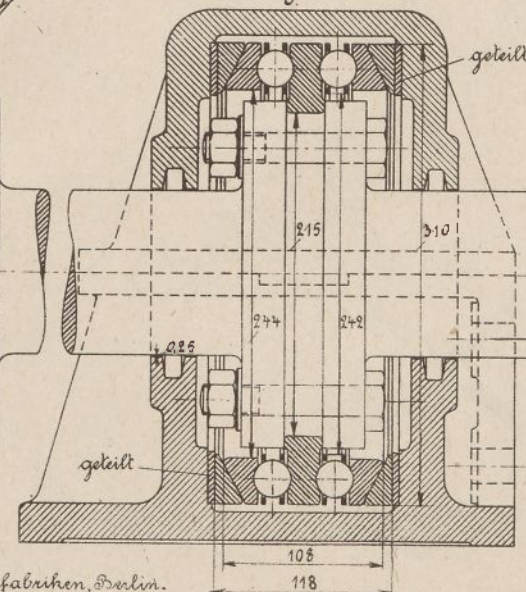


Fig. 10.  $\frac{1}{3}$ .

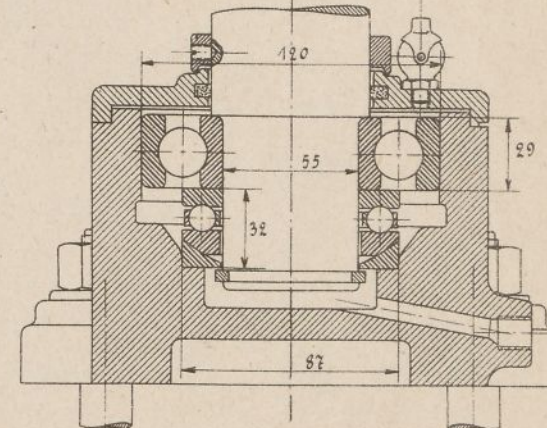


Fig. 3.  $\frac{1}{3}$ . Hammlager. S. Polysius, Dessau.

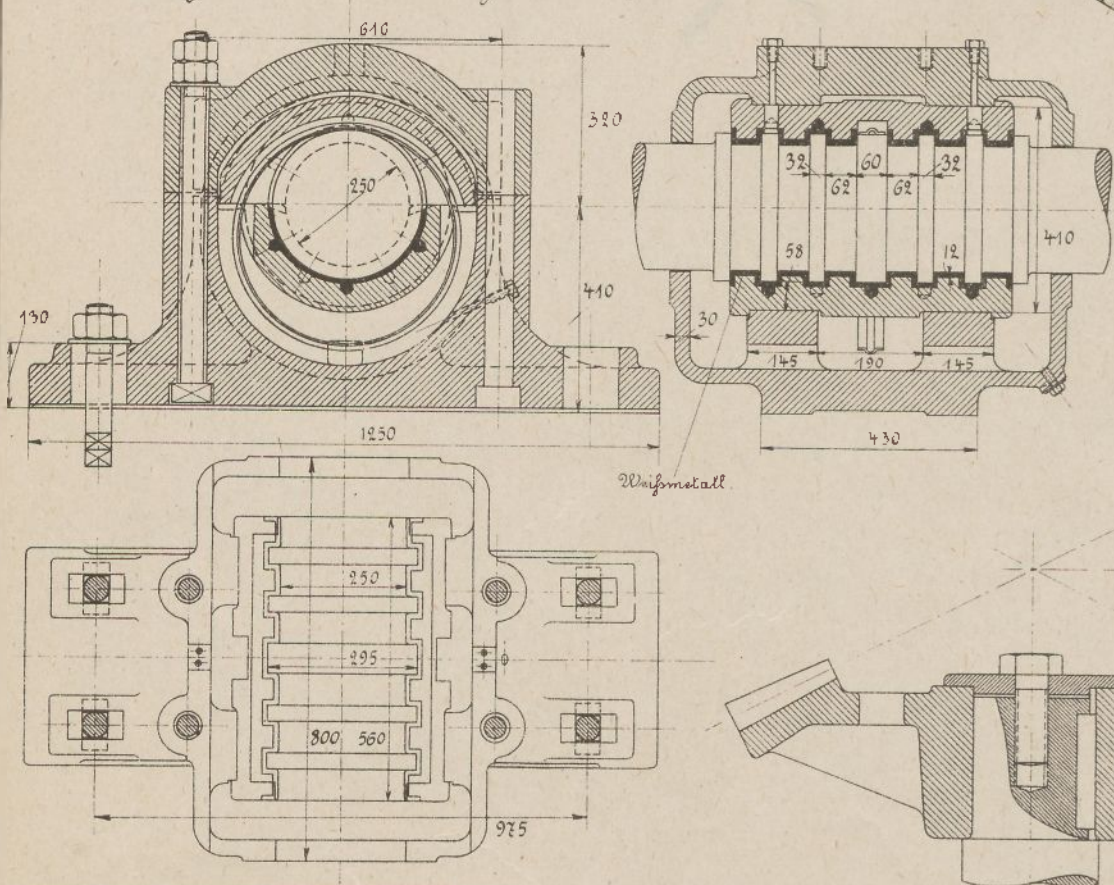


Fig. 4-9: Kugel-Stützlager der Deutschen Waffen- u. Munitionsfabriken, Berlin.

Fig. 10-13: Kugel-Stütz- u. Traglager der Kugelfabrik vorm. Fischer, Schneidemühl.

Fig. 11.  $\frac{1}{3}$ .

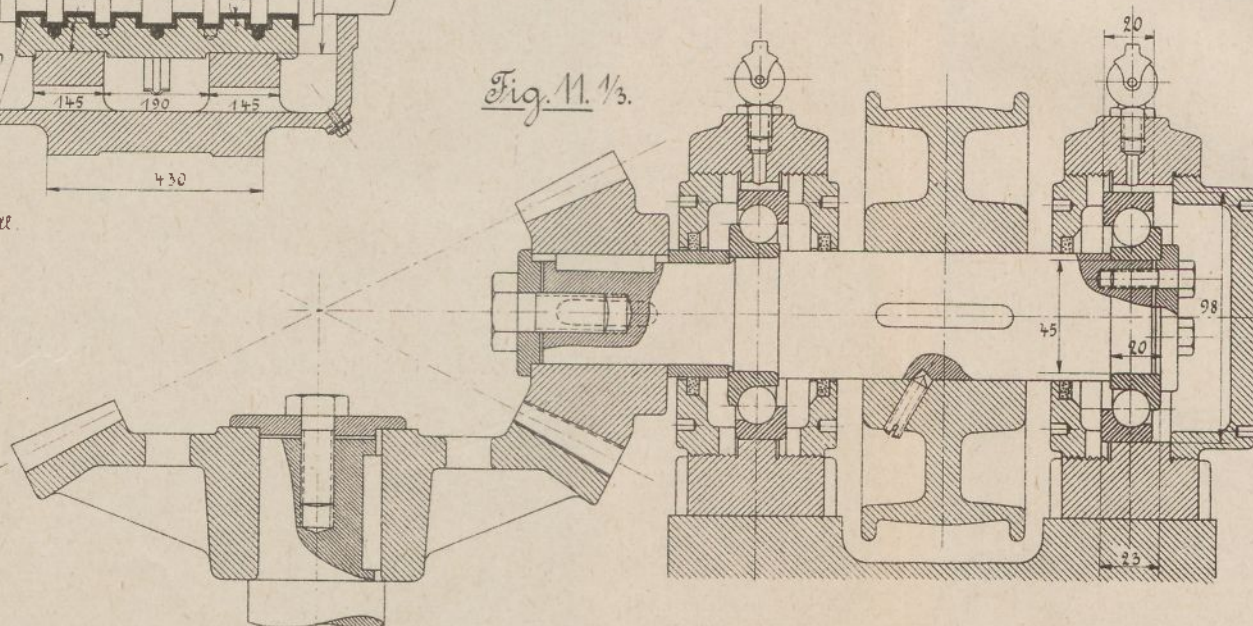


Fig. 12.  $\frac{1}{2}$ . Schräglager.

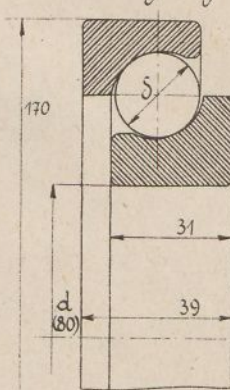
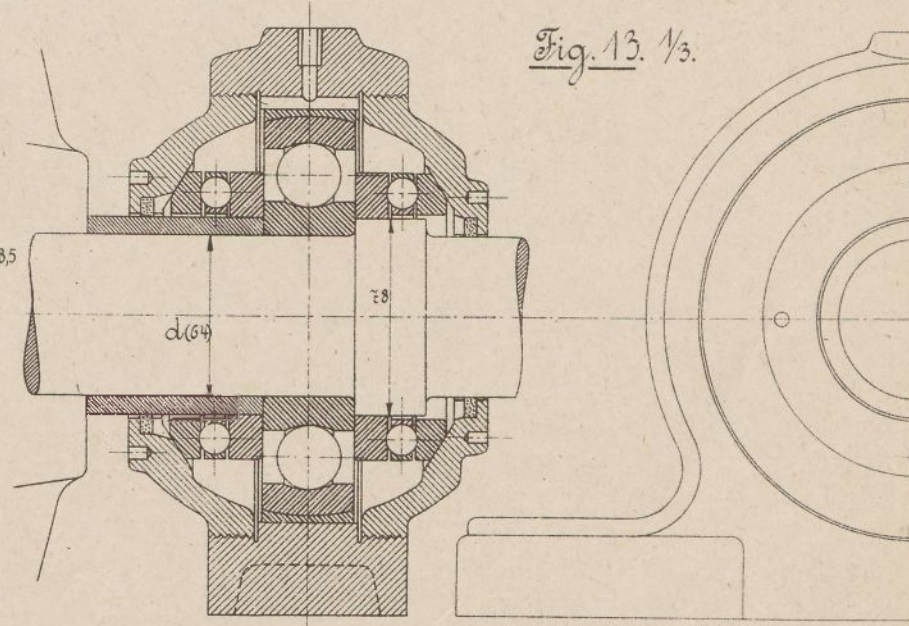


Fig. 13.  $\frac{1}{3}$ .



# Einfache Lagerstüble.

$L$  Länge,  $B$  Breite der Einbauplatte,  
 $d$  Bohrung,  $S, k$  Abstand,  $s$  Stärke der Fußschrauben

der zugehörigen Stahllagers.

Befestigungsschrauben für den Lagerstuhl. Stärke  $n = s + \frac{1}{2}$  engl.

Höhe der Arbeitsleisten 4 bis 10.

## Sohlplatten.

Fig. 1.  $\frac{1}{6}$ .

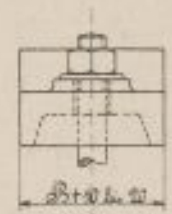
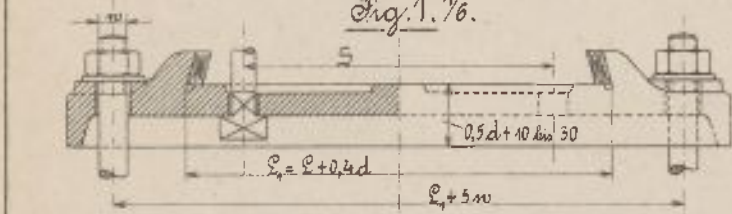


Fig. 2.  $\frac{1}{6}$ .

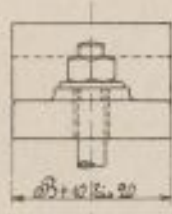
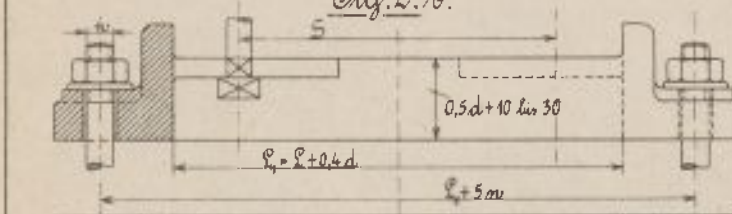


Fig. 3.  $\frac{1}{5}$ .

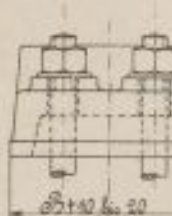
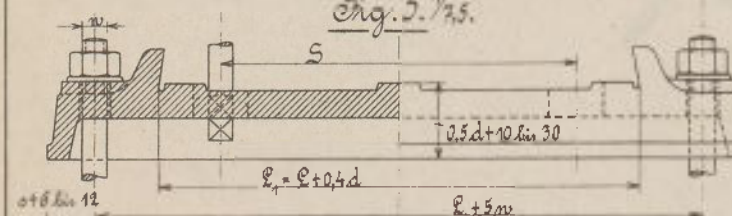


Fig. 4.  $\frac{1}{6}$ . Deutsche Metallpatronen-Fabrik in Karlsruhe.

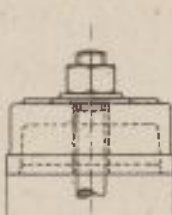
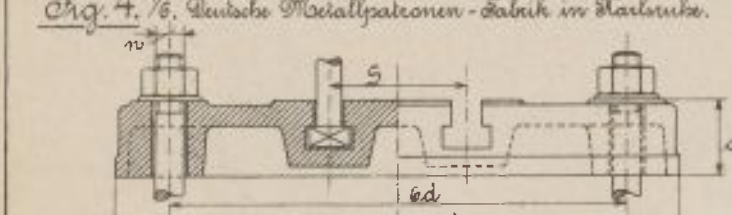
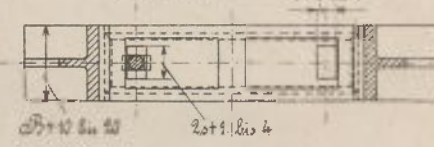
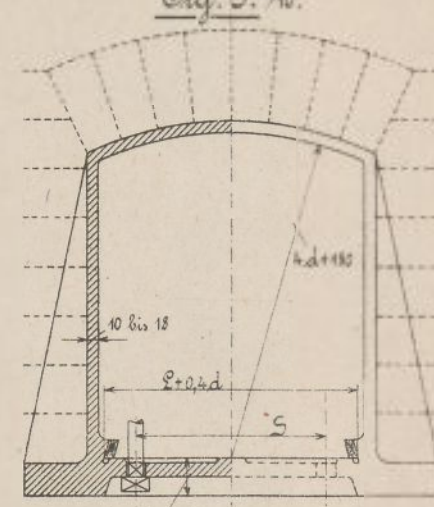


Fig. 5.  $\frac{1}{6}$ .



## Wandkasten.

Fig. 6.  $\frac{1}{6}$ .

Deutsche Metallpatronen-Fabrik in Karlsruhe.

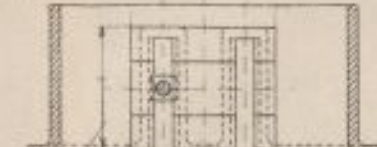
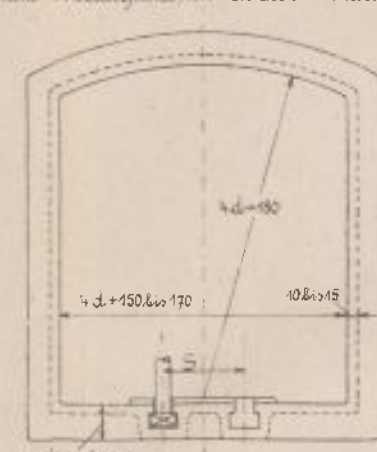
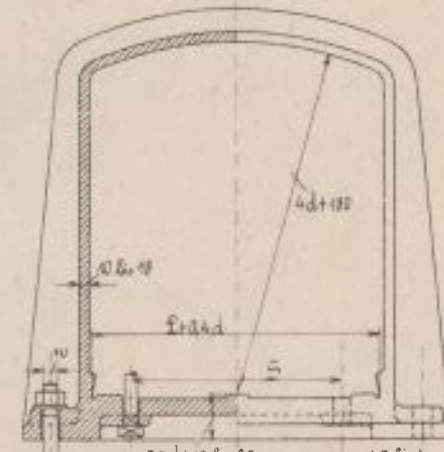


Fig. 7.  $\frac{1}{5}$ .



## Stiehböcke.

Fig. 8.  $\frac{1}{6}$ .

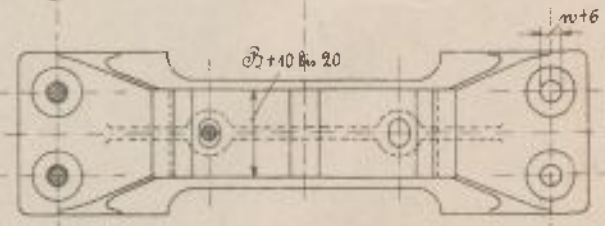
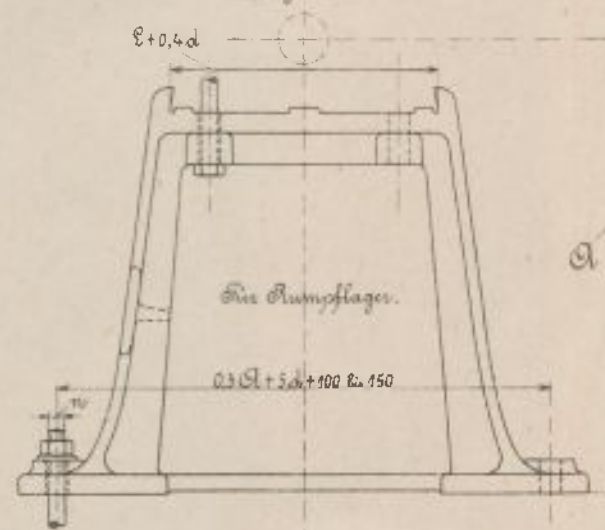
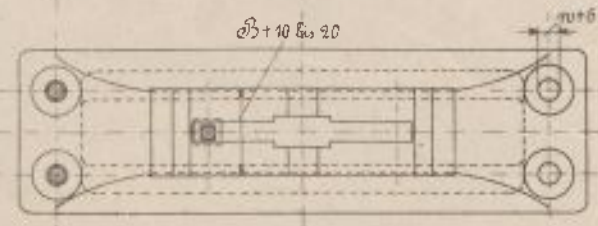
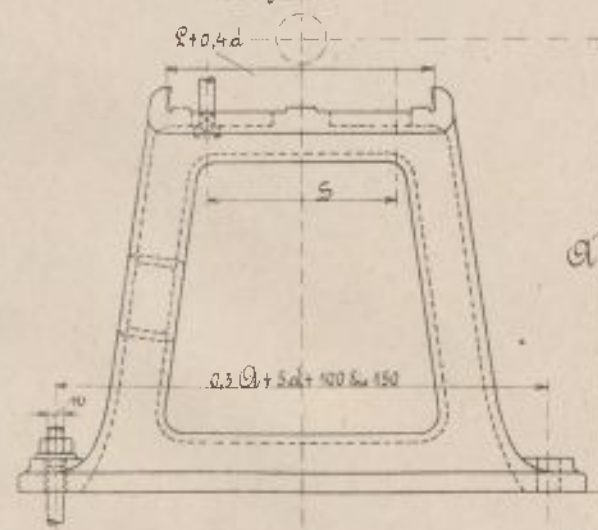
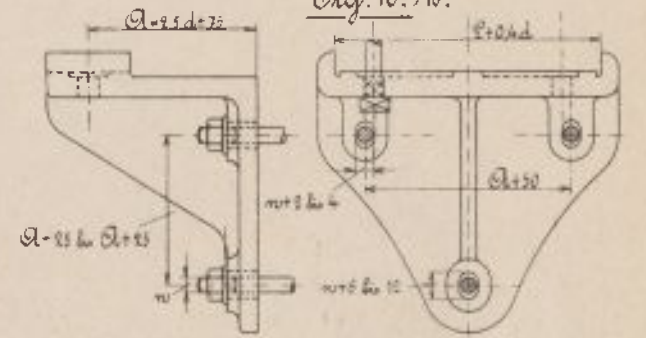


Fig. 9.  $\frac{1}{6}$ .



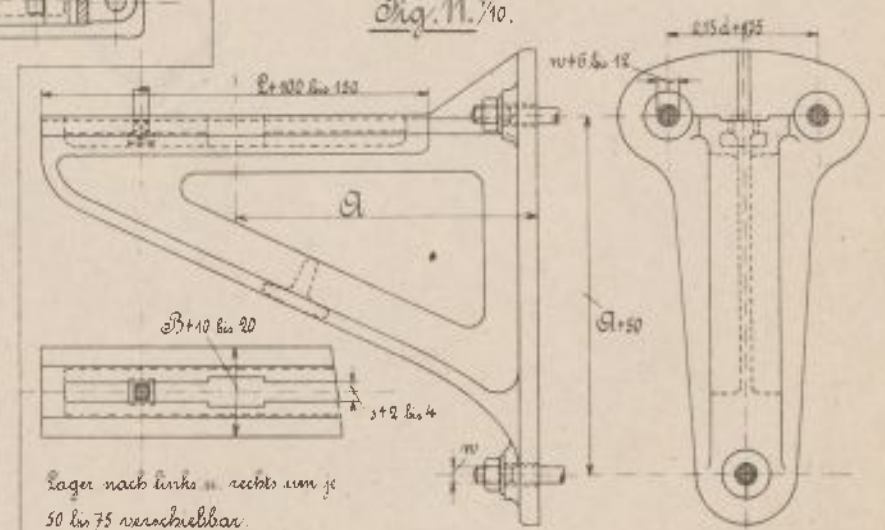
## Winkel- u. Wandkonsole.

Fig. 10.  $\frac{1}{6}$ .



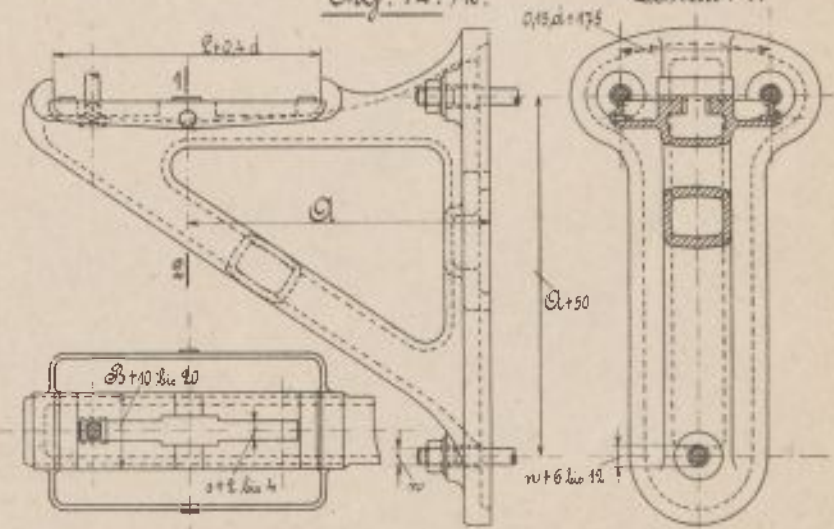
Bei den Schraubenlöchern tritt überall an Stelle von  $s$  u  $n$  der beengigte Schaftdurchm., wenn dieser größer ist.

Fig. 11.  $\frac{1}{10}$ .



Lager nach links u rechts um je 50 bis 75 verschiebbar

Fig. 12.  $\frac{1}{6}$ .



Einfache Hängelböcke siehe S. 73 u. 74.

Grundament- u. Mauereanker siehe S. 28 u. 29.

Ein- u. mehrfache Lagerstühle.

$d$  Bohrung,  $L$  Länge,  $B$  Breite der Fußplatte,  $s$  Stärke der Fußschrauben } des zugehörigen Lagers.

Stärke der Befestigungsschrauben  $\left\{ \begin{array}{l} n = s + \frac{1}{8} \text{ engl. für einfache,} \\ n = s + \frac{1}{4} \text{ bis } \frac{1}{2} \text{ engl. für mehrfache *)} \end{array} \right\}$  Lagerstühle.

Höhe der Arbeitsleisten 4 bis 10.

Gusseiserne Strängeböcke.

\*) s gilt bei mehrfachen Lagerstühlen für das größere Lager.

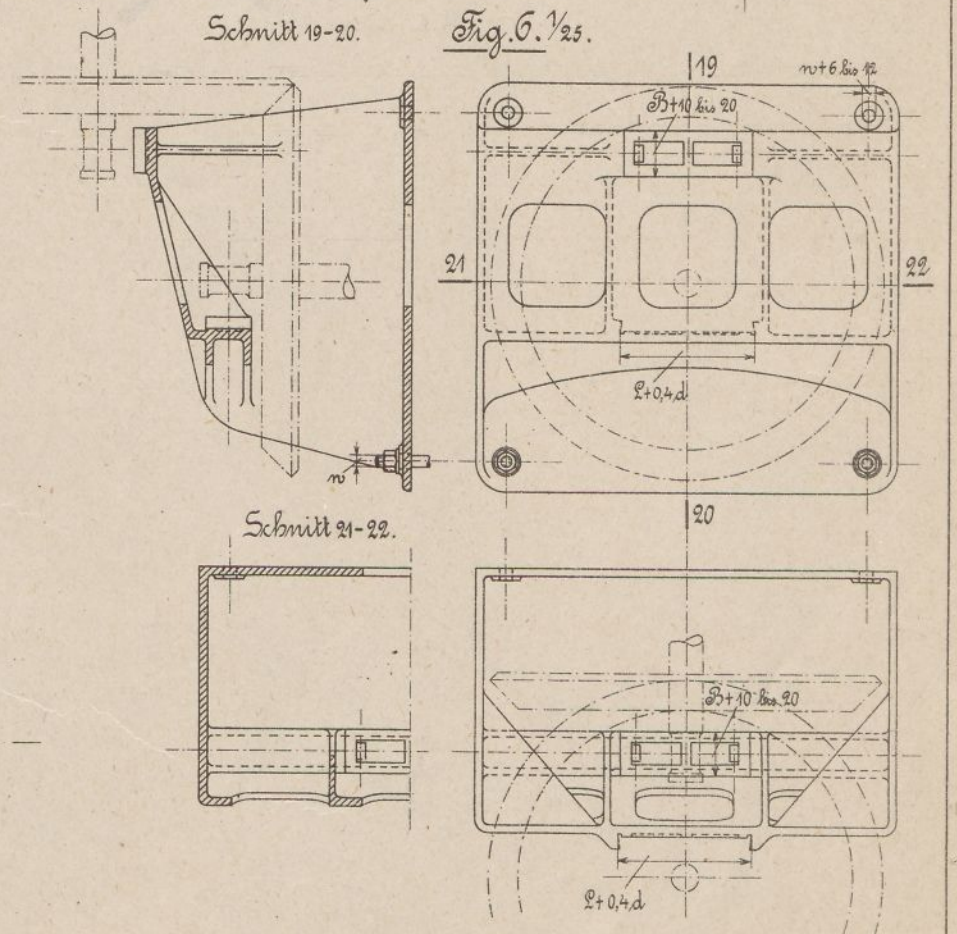
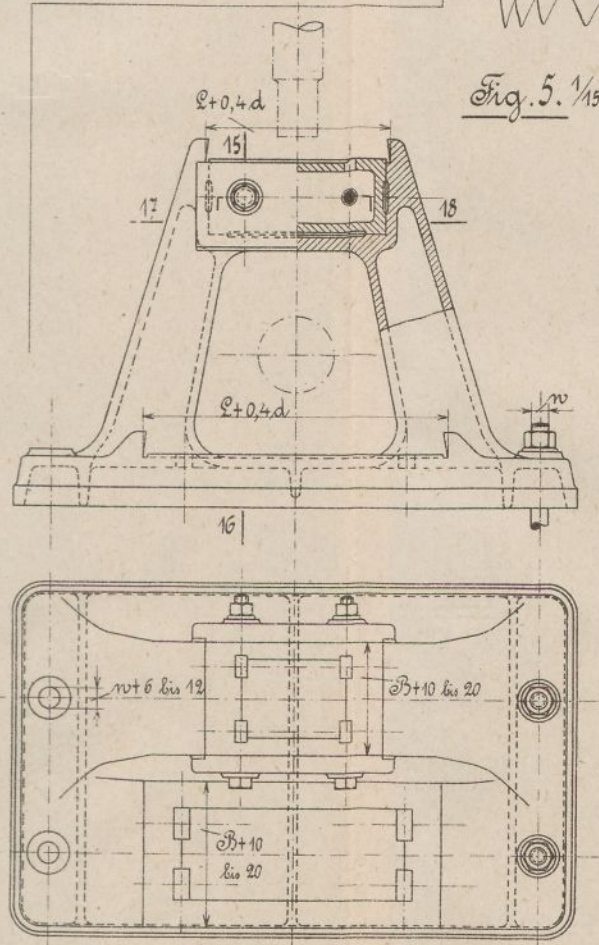
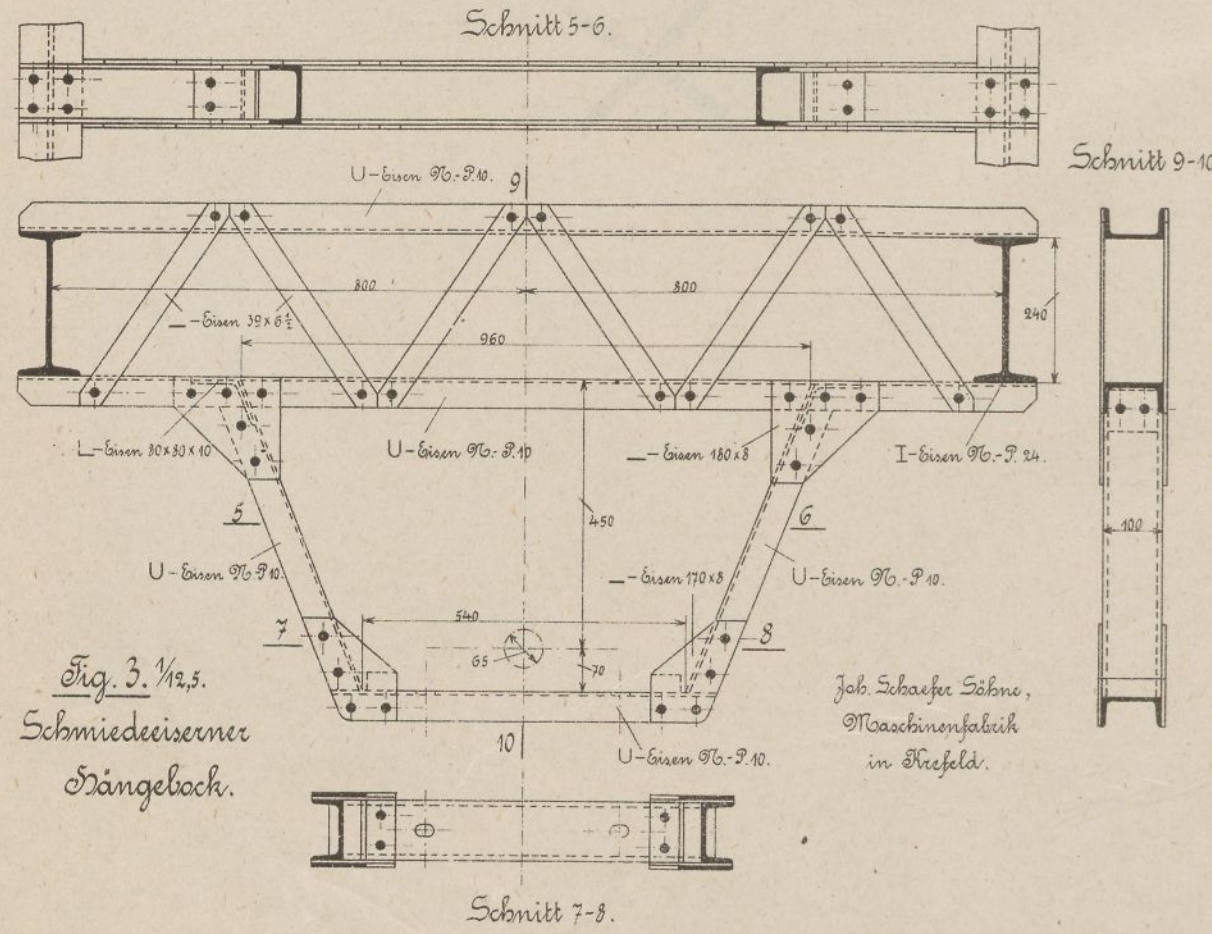
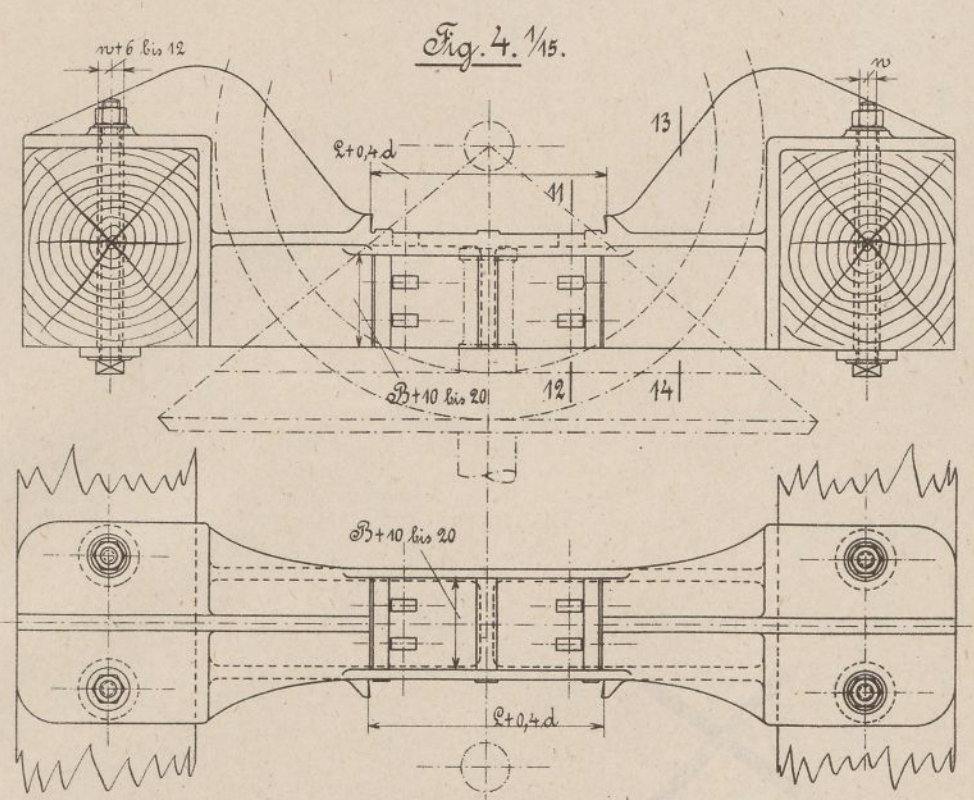
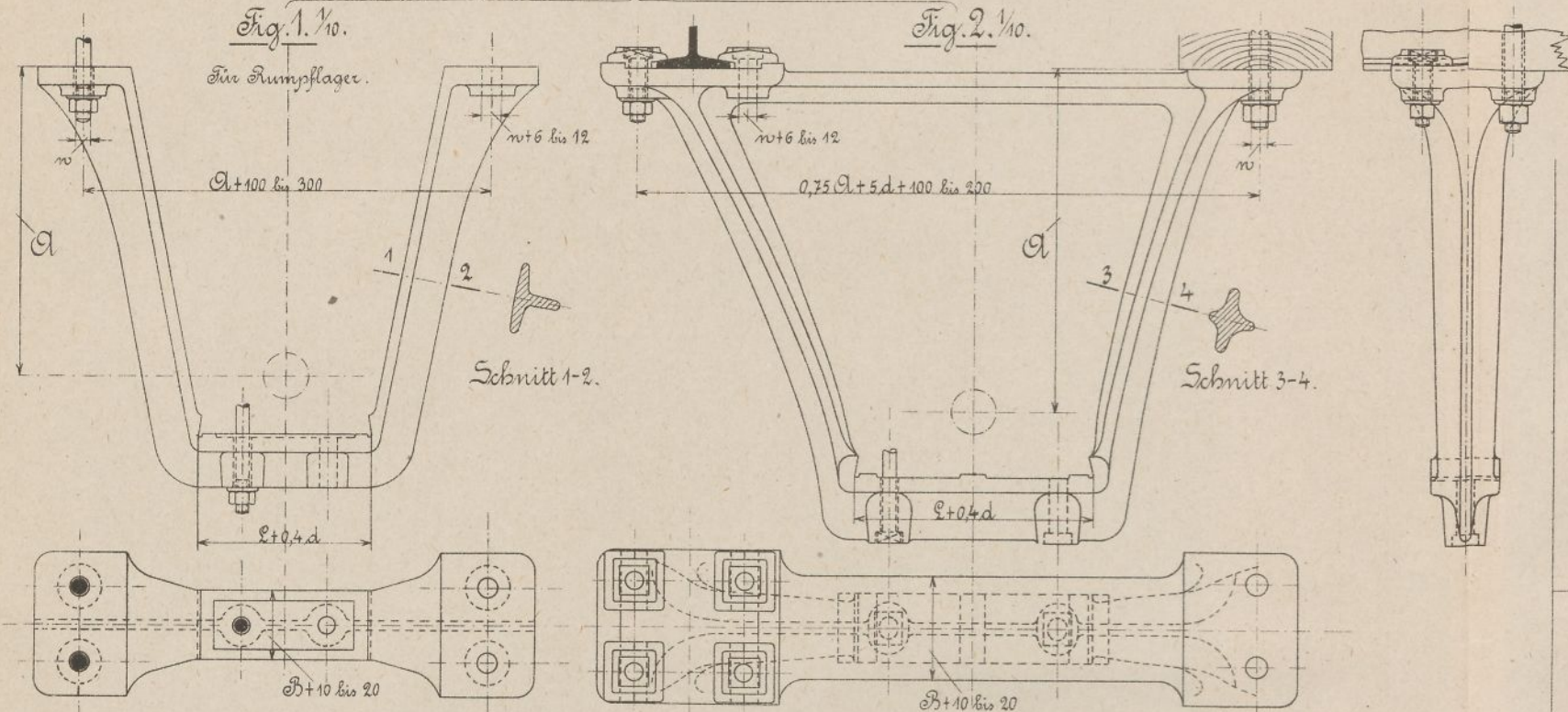


Fig. 3. 1/2, 5.  
Schmiedeeiserner  
Strängebock.

Job. Scharfer Söhne,  
Maschinenfabrik  
in Krefeld.



# Zahn- und Reibungsräder.

## I. Stirnräder.

Für zwei zusammenarbeitende Räder bezeichnet  
 $t$  die Teilung,  
 $m$  den Modul einer als Vielfaches von  $\pi$  gewählten Teilung  $t = m \pi$ ,  
 $r_1$  und  $r_2$  den Radius der Teilkreise,  
 $z_1$  und  $z_2$  die Zahl der Zähne,  
 $n_1$  und  $n_2$  die Zahl der Umdrehungen in der Minute,  
 $\omega_1 = \pi \cdot n_1 / 30$  und  $\omega_2 = \pi \cdot n_2 / 30$  die Winkelgeschwindigkeiten\*),  
 $v$  die Umfangsgeschwindigkeit auf den Teilkreisen in  $m/sk$ ,  
 $N$  die zu übertragende Leistung in  $PS$ ,  
 $M_d = 71620 N/n$  das einwirkende Drehmoment in  $kgem$ ,  
 $P = M_d/r = 75 N/v$  die Umfangskraft in den Teilkreisen in  $kg$ .

### 1. Allgemeine Beziehungen und Verhältnisse.

Die Umfangsgeschwindigkeit in den aufeinander abrollenden Teilkreisen beträgt für  $r$  in  $m$

$$\left. \begin{aligned} v &= r_1 \cdot \omega_1 = r_2 \cdot \omega_2 \\ \text{oder} \\ v &= \frac{2 r_1 \pi \cdot n_1}{60} = \frac{2 r_2 \pi \cdot n_2}{60} \end{aligned} \right\} \dots (43)$$

woraus  
 $2 r_1 \cdot n_1 = 2 r_2 \cdot n_2 \dots (44)$   
 folgt.

Der Umfang des Teilkreises ist bei jedem Rade gleich dem Produkte aus Zähnezahl und Teilung, also

$$2 r_1 \pi = z_1 \cdot t, \quad 2 r_2 \pi = z_2 \cdot t \dots (45)$$

sodaß mit Gl. (44) auch

$$z_1 \cdot n_1 = z_2 \cdot n_2 \dots (46)$$

ist.  
 Der Teilkreisdurchmesser der Räder drückt sich ferner bei einer Teilung  $t = m \pi$  durch

$$2 r_1 = z_1 \cdot m, \quad 2 r_2 = z_2 \cdot m \dots (47)$$

aus.  
 Als Übersetzungsverhältnis der Räder bezeichnet man den Wert

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{z_1}{z_2}$$

wobei gewöhnlich der Index 1 auf das treibende, derjenige 2 auf das getriebene Rad bezogen wird.

Mit  $i$  bestimmen sich bei einem Achsenabstand

$$a = r_2 \pm r_1 = \frac{m}{2} (z_2 \pm z_1)$$

der Räder deren Teilkreisradien zu

$$r_1 = \frac{a \cdot i}{1 \pm i}, \quad r_2 = \frac{a}{1 \pm i}$$

wenn  $+$  für äußeren,  $-$  für inneren Zahneingriff gilt.

Die Zahnstärke  $l_1$  und Zahnücke  $l_2$  im Teilkreise macht man

bei Eisen auf Eisen

$$\text{für unbearbeitete Zähne } l_1 = \frac{19}{40} t, \quad l_2 = \frac{21}{40} t,$$

$$\text{für bearbeitete Zähne } l_1 = \frac{19}{40} t \text{ bis } 0,5 t,$$

$$l_2 = \frac{21}{40} t \text{ bis } 0,5 t,$$

bei Holz auf Eisen

$$\text{für den Eisenzahn } l_1 = 0,4 t, \quad l_2 = 0,6 t,$$

$$\text{für den Holzzahn } l_1 = \frac{23}{40} t \text{ bis } 0,6 t,$$

$$l_2 = \frac{17}{40} t \text{ bis } 0,4 t.$$

Ferner ist gewöhnlich

die Zahnkopfhöhe  $0,3 t$  oder  $\sim m$ ,

die Zahnfußhöhe  $0,4 t$  oder  $1,16 m$ .

### 2. Verzahnung.

(S. 89 bis 91)

Es ist

$R_1$  und  $R_2$  der Radius der Grundkreise,

$\rho_1$  und  $\rho_2$  derjenige der Rollkreise,

$s_1 O s_2$  bzw.  $s_1 s_2$  die Eingriffsstrecke, das ist das zwischen den Kopfkreisen befindliche Stück der Eingriffslinie, auf dem die Berührungspunkte der miteinander arbeitenden Zahnflanken liegen,

$a_1 O b_1$  und  $a_2 O b_2$  der Eingriffsbogen der Teilkreise, um den sich die Räder während des Eingriffes zweier Zähne drehen\*),

\*) Sind bei  $r, z, n$  und  $\omega$  die Indizes fortgelassen, so beziehen sie sich auf beide Räder.

\*) Der Eingriffsbogen ist nur auf S. 89 u. 90, Fig. 1 bis 3, bezeichnet.

$$\varepsilon = \frac{a_1 O b_1}{t} = \frac{a_2 O b_2}{t} \quad \text{die Eingriffsdauer,}$$

$w_1 q_1$  und  $w_2 q_2$  der arbeitende Teil der Zahnflanken, der zwischen den durch  $s_1$  und  $s_2$  um die Mittelpunkte I bzw. II der Räder geschlagenen Kreisen liegt.

Bei gleichförmiger Bewegungsübertragung muß die im jeweiligen Berührungspunkte der Zahnprofile auf diesen errichtete Senkrechte (der Zahndruck) durch den Berührungs(Zentral)punkt  $O$  der Teilkreise gehen.

Die ununterbrochene Bewegungsübertragung zweier Räder verlangt eine Eingriffsdauer  $\varepsilon > 1$  (besser  $> 1,2$ ); bei allen wichtigen Rädern ist  $\varepsilon > 2$ .

Die als Satzräder bezeichnete größere Zahl von Rädern verschiedener Größe, die beliebig untereinander gepaart, einen richtigen Eingriff ergeben, müssen eine kongruente, zum Zentralpunkt  $O$  symmetrisch verlaufende Eingriffslinie haben.

#### a) Gewöhnliche Zykloiden-Verzahnung.

(S. 89 u. 90, Fig. 1 bis 3)

Die Teilkreise sind hier die Grundkreise, also ist

$$r_1 = R_1 \text{ und } r_2 = R_2.$$

Die zusammenarbeitenden Teile der Zähne beider Räder (Zahnkopf des einen und Zahnfuß des anderen Rades) sind durch Kurven zu begrenzen, die durch Rollen desselben Rollkreises auf den beiden Grundkreisen beschrieben werden.

##### Äußere Verzahnung (Fig. 1).

Zahnkurve für die Zähne des Rades I:

Zahnkopf . . . Epizykloide  $m_1 n_1$  mit  $\rho_2$  auf  $R_1^*$ ,

Zahnfuß . . . Hypozykloide  $m_1 p_1$  mit  $\rho_1$  in  $R_1$ .

Zahnkurve für die Zähne des Rades II:

Zahnkopf . . . Epizykloide  $m_2 n_2$  mit  $\rho_1$  auf  $R_2$ ,

Zahnfuß . . . Hypozykloide  $m_2 p_2$  mit  $\rho_2$  in  $R_2$ .

##### Innere Verzahnung (Fig. 2).

Zahnkurve für die Zähne des Rades I wie vorhin.

Zahnkurve für die Zähne des Rades II:

Zahnkopf . . . Hypozykloide  $m_2 n_2$  mit  $\rho_1$  in  $R_2$ ,

Zahnfuß . . . Epizykloide  $m_2 p_2$  mit  $\rho_2$  auf  $R_2$ .

##### Zahnstangen-Verzahnung (Fig. 3).

Zahnkurve für die Zähne des Rades I wie vorhin.

Zahnkurve für die Zähne der Zahnstange II:

Zahnkopf . . . gemeine Zykloide  $m_2 n_2$  mit  $\rho_1$  auf  $R_2$ ,

Zahnfuß . . . gemeine Zykloide  $m_2 p_2$  mit  $\rho_2$  auf  $R_2$ .

Der Teilkreis der Zahnstange ist eine gerade Linie, der Radius  $R_2$  also unendlich groß.

Die Eingriffslinie liegt bei der Zykloiden-Verzahnung auf dem Umfange der beiden Rollkreise und geht im Berührungspunkte  $O$  von dem Rollkreise des treibenden Rades auf den des getriebenen über.

Die Teilkreise beider Räder müssen sich für richtigen Eingriff genau berühren.

\*) Für die Grund- und Rollkreise sind hier der Einfachheit wegen nur deren Radien angegeben.

Die Größe der Rollkreise beeinflusst die Form und Eingriffsverhältnisse der Zähne. Für  $\rho < 0,5 R$  fallen die Zahnfüße konkav, für  $\rho = 0,5 R$  radial und gerade, für  $\rho > 0,5 R$  konvex und unterschritten aus; für den Grenzfall  $\rho = R$  (Rollkreis gleich Grundkreis) schrumpft das ganze Fußprofil in einen Punkt zusammen (siehe die Punkt-Verzahnung auf S. 79). Mit wachsendem Rollkreis nimmt also die Stärke der Zahnwurzel und die Festigkeit der Zähne ab. Ferner wird mit wachsendem Rollkreis die Eingriffsstrecke größer, die Verschiedenheit in der Richtung des Zahndruckes und der arbeitende Teil der Fußprofile aber kleiner. Die beiden ersten Umstände sind günstig für die Ruhe des Ganges, infolge des letzten dagegen nehmen das Gleiten, die Reibung und Abnutzung der Zähne zu.

Für Arbeitsräder wird meistens

$$\rho_1 = 0,4 r_1 \text{ und } \rho_2 = 0,4 r_2$$

gewählt, für Satzräder, bei denen außer der Teilung der Rollkreis überall gleich groß sein muß,

$$\rho = 0,875 t = 2,75 m$$

empfohlen. Satzräder mit Zykloiden-Verzahnung ergeben aber für die größeren Räder eine zu kleine Eingriffsstrecke und keine günstigen Eingriffsverhältnisse.

Die Eingriffsdauer beträgt bei Arbeitsrädern nicht unter 2.

Stribeck\*) empfiehlt für Arbeitsräder eine Eingriffsdauer

$$\varepsilon = 0,1 \sqrt{n_1 + 1} \quad (1,6 \text{ bis } 2)$$

mit  $n_1$  als minutliche Umdrehungszahl des kleinen Rades und 1,6 für kleine, 2 für große Leistungen. Diese Eingriffsdauer wird bei der oben angegebenen Größe der Rollkreisradien annähernd erreicht, wenn die Zähnezahl des kleinen Rades

$$z_1 = 4,4 \varepsilon^2 \left(1 + \frac{n_2}{n_1}\right)$$

ist. Umgekehrt folgt hieraus die Eingriffsdauer für eine gewählte Zähnezahl  $z_1$  zu

$$\varepsilon = \sim 0,475 \sqrt{\frac{z_1}{1 + \frac{n_2}{n_1}}}$$

#### b) Evolventen-Verzahnung.

(S. 89 u. 90, Fig. 4 bis 6)

Der Rollkreis ist eine Gerade  $N-N$ , die durch den Berührungspunkt  $O$  der beiden Teilkreise geht und zur Zentralen  $I-II$  unter einem Winkel  $\alpha$  (von gewöhnlich  $75^\circ$ ) geneigt ist. Die Grundkreise sind die Berührungskreise an diese Gerade.

Die Zahnkurven entstehen durch Abwickeln der Geraden  $N-N$  von den Grundkreisen.

##### Äußere Verzahnung (Fig. 4).

Zahnkurve für die Zähne des Rades I:

zwischen Grund- und Kopfkreis . . . Evolvente  $m_1 n_1$  mit  $N-N$  von  $R_1$ ,

zwischen Grund- und Fußkreis . . . Radiale  $m_1 p_1$ .

Zahnkurve für die Zähne des Rades II:

zwischen Grund- und Kopfkreis . . . Evolvente  $m_2 n_2$  mit  $N-N$  von  $R_2$ ,

zwischen Grund- und Fußkreis . . . Radiale  $m_2 p_2$ .

\*) Z. d. V. d. I. 1894, S. 1132.

Innere Verzahnung (Fig. 5).

Zahnkurve für die Zähne des Rades I wie vorhin.

Zahnkurve für die Zähne des Rades II:

zwischen Kopf- und Fußkreis . . Evolvente  $n_2 p_2$   
mit  $N-N$  von  $R_2$ .

Zahnstangen-Verzahnung (Fig. 6).

Zahnkurve für die Zähne des Rades I wie vorhin.

Zahnkurve für die Zähne der Zahnstange II:

Senkrechte zur Geraden  $N-N$ .

Grants Odontograph\*) gibt gemäß der nachstehenden Tabelle ziemlich passende Werte für den Ersatz der Evolventen durch Kreisbögen. Nach S. 89 u. 90, Fig. 7, ist zu nehmen bei einem Modul  $m = t/\pi$

für den Radius des Kopfbogens 1-2  $a_1 = c_1 \cdot m$ ,  
" " " Fußbogens 2-3  $a_2 = c_2 \cdot m$ ;  
3-4 ist die radiale Verlängerung.

Für Zähnezahlen über 36 gilt

als Radius der ganzen Kurve 1-3  $a = c \cdot m$ .

Die Mittelpunkte aller Bögen liegen auf dem Grundkreise, der für  $\alpha = 75^\circ$  um  $b = 1/60$  des Teilkreisdurchmessers vom Teilkreise entfernt ist.

Die Fußrundung geschieht nach einem Radius von  $0,166 m$ , die Kopfrundung der Zahnstange nach einem solchen von  $2,1 m$ , wobei der Mittelpunkt für die letztere Rundung auf der Teillinie der Zahnstange liegt.

Tabelle zu Grants Odontograph.

$z$	$c_1$	$c_2$	$z$	$c_1$	$c_2$	$z$	$c$
10	2,28	0,69	24	3,64	2,24	37 bis 40	4,20
11	2,40	0,83	25	3,71	2,33		
12	2,51	0,96	26	3,78	2,42	41 " 45	4,63
13	2,62	1,09	27	3,85	2,50	46 " 51	5,06
14	2,72	1,22	28	3,92	2,59		
15	2,82	1,34	29	3,99	2,67	52 " 60	5,74
16	2,92	1,46	30	4,06	2,76	61 " 70	6,52
17	3,02	1,58	31	4,13	2,85	71 " 90	7,72
18	3,12	1,69	32	4,20	2,93		
19	3,22	1,79	33	4,27	3,01	91 " 120	9,78
20	3,32	1,89	34	4,33	3,09	121 " 180	13,38
21	3,41	1,98	35	4,39	3,16		
22	3,49	2,06	36	4,45	3,23	181 " 360	21,62
23	3,57	2,15					

Die Eingriffslinie ist bei der Evolventen-Verzahnung die Gerade  $N-N$ . Die Teilkreise zweier zusammenarbeitenden Räder brauchen sich nicht zu berühren; diese können vielmehr solange voneinander entfernt werden, als die dann kleiner werdende Eingriffsstrecke noch die erforderliche Größe hat. Die Zahnform bleibt dabei richtig und das Übersetzungsverhältnis konstant, weil die veränderte Eingriffslinie als Tangente der beiden Grundkreise die Zentrale stets in demselben Verhältnis teilt.

Die Endpunkte  $s_1, s_2$  der Eingriffsstrecke müssen bei der äußeren Evolventen-Verzahnung innerhalb der oder höchstens in die Berührungspunkte  $N_1, N_2$  der Geraden  $N-N$  mit den beiden Grundkreisen fallen. Das radiale Stück der Zahnfüße kommt dann nicht zum Eingriff, weil dieser nicht über den Grundkreis hinausgeht.

Das radiale Stück verschwindet ganz, wenn der Radius des Grundkreises gleich oder kleiner als der des Fußkreises

\*) Katalog von Fr. Stolzenberg & Co. in Berlin-Reinickendorf,

wird; bei einer um den Anschlußbogen von  $0,1 t$  kleineren Zahnfußhöhe von  $0,3 t$  ist dies für  $\alpha = 75^\circ$  an Rädern mit  $z \geq 55$  Zähnen der Fall.

Soll für den Grenzfall, daß  $s_1$  in  $N_2$  und  $s_2$  in  $N_1$  fällt, die Eingriffsstrecke  $s_1 s_2 = (r_1 + r_2) \cos \alpha \geq 1,1 t$ , die Eingriffsdauer  $\epsilon$  also  $\geq 1,1$  werden, so muß für  $\alpha = 75^\circ$  die Summe der Zähnezahlen beider Räder

$$z_1 + z_2 \geq 27$$

sein.

Die Kopfhöhe des großen Rades wird für den vorgenannten Grenzfall mindestens gleich  $0,3 t$ , wenn bei  $\alpha = 75^\circ$  die Zähnezahl des kleinen Rades

$$\text{für } \frac{z_1}{z_2} = 1 \quad \frac{3}{4} \quad \frac{1}{2} \quad \frac{1}{4} \quad 0 \text{ (Zahnstange)}$$

ist.

Fällt beim Entwurf eines Räderpaares mit äußerer Evolventen-Verzahnung der Punkt  $s_2$  (S. 89 u. 90, Fig. 4) außerhalb von  $N_1$ , was namentlich bei geringer Zähnezahl des kleinen Rades eintritt, so kommt der Punkt  $s_2$  in die radiale Begrenzung der Zähne zu liegen und die eingreifende Zahnspitze des großen Rades beschreibt eine relative Kopfbahn (siehe S. 79), die nicht nur in den radialen, sondern auch noch in den unteren Evolvententeil der Zähne des kleinen Rades fällt. Die letzteren müssen dann zur Vermeidung eines störenden Eingriffes unterschritten werden\*). Da hierdurch aber der Zahnfuß geschwächt und die Eingriffsdauer verkürzt wird, so ist es besser, die Verhältnisse solange zu ändern, bis  $s_2$  in  $N_1$  oder wie in der Figur zwischen  $O$  und  $N_1$  zu liegen kommt. Dies kann erreicht werden

1) Durch Verkleinerung des Winkels  $\alpha$ , womit man aber für gewöhnlich nicht unter  $70^\circ$  geht.

2) Durch Änderung der normalen Kopfhöhe unter Beibehaltung des günstigsten Winkels  $\alpha$ . So gibt z. B. die Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft in Berlin nach dem Vorschlage von Lasche\*\*) für Motorantrieb dem großen Rade bei einer Fußhöhe von  $1,7 m$  eine Kopfhöhe von nur  $0,5 m$  und dem kleinen bei einer Kopfhöhe von  $1,5 m$  eine Fußhöhe von nur  $0,7 m$  (S. 89 u. 90, Fig. 10), wodurch die Eingriffsstrecke zur Hauptsache hinter die Zentrale und bei Zähnezahlen über 14 und größeren Übersetzungen ( $1:4$ ) innerhalb  $N_1 N_2$  zu liegen kommt. Die Zahnstärke ist behufs gleichmäßiger Verteilung und mit Rücksicht auf die schnellere Abnutzung des kleinen Rades beim großen, dessen Zahnwurzel bei starken Übersetzungen verhältnismäßig groß ausfällt, nur  $0,4 t$ , beim kleinen Rade aber  $0,6 t$  abzüglich des geringen Spielraumes, mit dem die Räder arbeiten, gemacht.

3) Durch gleichzeitige Anwendung der beiden vorgenannten Mittel. Dies geschieht z. B. bei der Satzräder-Verzahnung von C. Hoppe in Berlin, bei der aber die Teilung auf den Grundkreisen abgetragen und der Achsenabstand zweier zusammenarbeitenden Räder mit Hilfe besonderer Tabellen bestimmt werden muß.

Bei der inneren und Zahnstangen-Verzahnung muß ebenfalls der Punkt  $s_2$  zwischen  $N_1$  und  $O$  oder

\*) Beim Schneiden der Zähne mit Hilfe eines Schneckenfräasers stellt dieser die erforderliche Unterschneidung her.

\*\*) Z. d. V. D. I. 1899, S. 1488.

höchstens in  $N_1$  liegen, widrigenfalls dem Innenrade oder der Zahnstange eine niedrigere Kopfhöhe zu geben ist oder die Köpfe der Zahnstange an der Spitze stark abzurunden sind.

Satzräder verlangen bei der Evolventen-Verzahnung nur gleiche Teilung und dieselbe Neigung der Geraden  $N-N$  zur Zentralen.

### c) Gleiten, Reibung und Abnützung der Zähne, Vergleich der Zykloiden- und Evolventen-Verzahnung.

Die zusammenarbeitenden Teile zweier Zahnflanken gleiten um den Unterschied ihrer Längen aufeinander. Vor der Zentralen, wo der Zahnfuß des treibenden Rades mit dem Zahnkopf des getriebenen zusammenarbeitet, ist also nach S. 89 u. 90, Fig. 1,  $Ow_2 - Oq_1$  die Gleitstrecke, hinter der Zentralen, wo der Zahnkopf des treibenden Rades den Zahnfuß des getriebenen berührt, ist sie gleich  $Ow_1 - Oq_2$ . Vor der Zentralen geht die Gleitrichtung nach innen, hinter ihr nach außen; jenes (das Stemmen der Zähne) wirkt ungünstiger als dieses (das Ausstreichen der Zähne). Im Teilkreispunkt der Zahnflanken kehrt sich die Gleitrichtung um. Ein Bild von der Änderung des Gleitens erhält man nach S. 89 u. 90, Fig. 8 und 9, wenn man nach Lasche den arbeitenden Teil  $w_1 q_1$  des treibenden Zahnes in eine Anzahl gleich langer Strecken  $I, 2, 3 \dots$  teilt und die mit diesen zusammenarbeitenden Strecken  $I, II, III \dots$  des getriebenen Zahnes aufsucht. Das Verhältnis  $1: I, 2: II, 3: III \dots$  bestimmt dann das Maß des Gleitens. Bei der Zykloiden-Verzahnung (Fig. 8) ist das Gleitmaß auf jeder Seite der Zentralen unveränderlich, bei der Evolventen-Verzahnung (Fig. 9) ist es zu Anfang (am Kopfende des getriebenen Rades) besonders stark, nimmt dann aber schnell ab.

Die Zahnreibung wird durch das Gleiten der Zahnflanken aufeinander hervorgerufen. Für eine symmetrische Eingriffsstrecke  $e$  mit der Eingriffsdauer  $\varepsilon = e/t$  berechnet sich der durch die Zahnreibung bewirkte verhältnismäßige Arbeitsverlust annähernd zu\*)

$$\mathfrak{B} = \pi \cdot \mu \left( \frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \left( \frac{\varepsilon^2}{2} - \varepsilon + 1 \right) = \pi \cdot \mu \left( \frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \psi$$

mit  $\mu = 0,1$  bis  $0,3$  als Reibungskoeffizient je nach Material und Oberflächenbeschaffenheit,  $+$  für Außen-,  $-$  für Innen- und  $1/z_2 = 0$  für Zahnstangenverzahnung.

Für  $\mu = 0,16$ ,  $\pi \cdot \mu = 0,5$  wird

für $\varepsilon = 1$	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
$\psi = 0,5$	0,52	0,58	0,68	0,82	1,0.

Der Wirkungsgrad eines Zahnradpaars ist

$$\eta = 1 - \mathfrak{B}$$

und beträgt einschließlich Zapfenreibung je nach Bearbeitung und Schmierung  $0,90$  bis  $0,97$ .

Für die Abnützung der Zähne ist die auf die Längeneinheit der arbeitenden Zahnkurven entfallende Reibungsarbeit maßgebend. Sie ist am kleinsten im Teilkreis und wächst von hier sowohl nach außen als auch nach innen. Der treibende Zahnfuß und der

\*) Hütte, 21. Auflage, S. 260.

getriebene Zahnkopf erfahren wegen des Stemmens die größere Abnützung. Besonders groß ist die Abnützung am Grundkreise der Evolventenzähne.

Die Änderung, die das Zahnprofil infolge der Abnützung erleidet, hängt von der Beschaffenheit des Zahnmaterials, der Eingriffsdauer und dem Übersetzungsverhältnis ab. Nach eingetretener Abnützung kommt die eingreifende Kopfkante auch mit den tiefer liegenden Teilen der Zahnflanke in Berührung und schabt diese aus, um sich eine freie Bahn zu schaffen. Die Verhältnisse der Zykloidenverzahnung sind hinsichtlich der Abnützung günstiger als die der Evolventenverzahnung; bei der letzteren bildet sich durch die Abnützung eine doppelt geschwungene Kurve, so daß abgenützte Evolventenzähne sich der Form der Zykloidenzähne nähern. Die Änderung des Zahnprofils infolge der Abnützung ruft Störungen des richtigen Eingriffes hervor.

Für den Vergleich der Zykloiden- und Evolventen-Verzahnung kommen folgende Umstände in Betracht:

Bei der Zykloiden-Verzahnung bewirkt unter sonst gleichen Verhältnissen das Aufliegen des konvexen Zahnkopfes im konkaven Zahnfuß ein innigeres Anschmiegen der Zähne und eine geringere spezifische Flächenpressung als bei der Evolventen-Verzahnung. Auch die Abnützungsverhältnisse sind, wie schon oben angeführt, bei der Zykloiden-Verzahnung günstiger.

Die Evolventen-Verzahnung dagegen besitzt eine einfachere und deshalb billigere und genauer herzustellende Zahnform, welcher Umstand namentlich für die Zahnbearbeitung auf Maschinen nach dem Abwälzungsverfahren maßgebend ist. Sie ist weiter unempfindlicher gegen Änderungen des Achsenabstandes als die Zykloiden-Verzahnung, bei der schon geringe Ungenauigkeiten in dem theoretischen Achsenabstande größere Unregelmäßigkeiten hervorrufen. Endlich fällt die Zahnwurzel des Evolventenzahnes größer als die des Zykloidenzahnes aus, was der Festigkeit zu gute kommt. Evolventenräder mit kleiner Zähnezahl erfordern aber meist eine besondere Ausbildung, da sie bei normalen Verhältnissen unterschritten werden müssen und leicht einen störenden Eingriff ergeben.

Die Praxis bevorzugt jetzt allgemein die Evolventen-Verzahnung.

### d) Besondere Zykloiden-Verzahnungen.

(S. 91, Fig. 1 bis 5)

#### Geradflanken-Verzahnung (Fig. 1).

Es ist nur ein Rollkreis vorhanden. Er gehört dem Rade mit den Geradflanken an und hat den Teilkreisradius des Rades zum Durchmesser. Die beiden Teilkreise sind die Grundkreise. Es ist also, wenn das Rad  $II$  die Geradflanken besitzt,

$$e_2 = \frac{r_2}{2} \text{ und } r_1 = R_1, r_2 = R_2.$$

Zahnkurve für die Zähne des Rades  $I$ :

zwischen Teil- und Kopfkreis . . Epizykloide  $m_2 m_1$   
mit  $e_2$  auf  $R_1$ .

zwischen Teil- und Fußkreis . . Radiale  $m_1 p_1$ .

Zahnkurve für die Zähne des Rades *II*:

- zwischen Teil- und Fußkreis . . Hypozykloide (Radiale) mit  $e_2$  in  $R_2$ ,
- zwischen Teil- und Kopfkreis . . Viertelkreisbogen vom Radius  $0,1 t$ .

Die Eingriffslinie  $s_1 s_2$  liegt einseitig vom Berührungspunkte  $O$  auf dem Umfange des Rollkreises. Die Verzahnung ist dort angebracht, wo auf die gerade Form der Zähne bei dem einen Rade besonderer Wert gelegt wird.

**Triebstock-Verzahnung.**

Der Teilkreis des Rades mit den Triebstöcken ist der Rollkreis, der Teilkreis des Rades mit den Zähnen der Grundkreis.

Bei der äußeren Verzahnung ist nach Fig. 2

$$e_2 = r_2 \text{ und } r_1 = R_1.$$

Zahnkurve der Zähne des Rades *I*:

- für die Köpfe . . . Äquidistante zur Epizykloide  $m_1 n_1$  mit  $e_2$  auf  $R_1$ ,
- für die Zahnfüße . . Halbkreise von einem Durchmesser gleich der Größe der Zahnücke auf dem Teilkreise.

Zahnkurve der Triebstöcke des Rades *II*:

Kreis von einem Durchmesser gleich der Zahnstärke auf dem Teilkreise.

Bei der Zahnstangen-Verzahnung in Fig. 3 ist  $e_2 = r_2$  unendlich groß, der Rollkreis und Teilkreis der Zahnstange also eine gerade Linie. Deshalb

Zahnkurve für die Zahnköpfe des Rades *I*:

Äquidistante zur Evolvente  $m_1 n_1$  des Kreises  $r_1 = R_1$ . Das Übrige wie im vorigen Falle.

Steht in Fig. 2 die Mitte eines Triebstockes in  $a_2$ , so ist der Schnittpunkt  $e_2$  der Geraden  $a_2 O$  mit dem Triebstockkreise der Eingriffspunkt. Durch Wiederholung dieser Konstruktion ergibt sich die Eingriffslinie. Die Eingriffsstrecke reicht von dem innersten Punkte  $s_2$  der Eingriffslinie am verzahnten Rade (rechts von  $O$ ) bis zum Schnittpunkte  $s_1$  derselben mit dem Kopfkreise der Zähne.

In Fig. 3 liegt die Eingriffsstrecke  $s_1 s_2$  auf der Teilinie der Zahnstange.

Eine Triebstock-Verzahnung mit starker Übersetzung ( $1:5$  bis  $1:50$ ) ist auch das Grisson-Getriebe (Fig. 5). Das kleine Rad hat bei ihm zwei um  $180^\circ$  gegeneinander versetzte Daumen (Zähnezahl  $I$ ), das große zwei Triebstockreihen, die um die halbe Teilung gegeneinander versetzt sind. Die Triebstöcke sind zur Verminderung der Reibung als Rollen ausgebildet und um durchbohrte, schmierbare Zapfen drehbar. Zapfen und Rollen bestehen ebenso wie das Daumenrad aus hartem Stahl.

Der Teilkreisradius  $r_2$  (Fig. 5a) des großen Rades, der wieder zugleich der Rollkreis ist, geht nicht durch die Mitten der Triebstöcke, sondern berührt diese außen wegen der dann günstigeren Verzahnungsverhältnisse. Die Daumenkurven des kleinen Rades bilden Äquidistanten zur Epizykloide, die der Mittelpunkt der Triebstöcke beim Abrollen von  $e_2 = r_2$  auf  $r_1$  beschreibt.

Zu ihrer Konstruktion geht man am besten von den Punkten der Eingriffslinie aus. Steht z. B. die Mitte eines Triebstockes in  $a_2$  (mit  $s_2$  als zugehörigem Punkte des Teilkreises), so ist der Schnittpunkt  $e_2$  von  $a_2 O$  mit dem Triebstockkreise der zugehörige Eingriffspunkt. Trägt man dann den Bogen  $O s_2$  auf dem Teilkreise des Rades *I* als  $O s_1$  ab und schlägt mit  $O e_2$  als Radius um  $s_1$  einen Kreisbogen, so schneidet dieser den um die Mitte von *I* durch  $e_2$  gezogenen Kreis in dem zu letzteren gehörigen Punkt  $e_1$  der Daumenkurve.

Der Wirkungsgrad des Getriebes beträgt  $0,8$  bis  $0,95$  bei der Übersetzung ins Langsame,  $0,6$  bis  $0,85$  bei der Übersetzung ins Schnelle.

Verhältnisse der Daumenräder (S. 91, Fig. 5)  
nach E. Becker in Berlin-Reinickendorf.

Bohrung . . .	$d = 10$	$20$	$30$	$40$	$50$	$60$	$70$	$80$	$90$	$100$	$mm$
Teilkreisdurchm. $2r_1 =$	$22$	$34$	$44$	$56$	$68$	$78$	$90$	$100$	$112$	$124$	$mm$
Scheibenbreite $B =$	$53$	$68$	$80$	$110$	$140$	$170$	$205$	$225$	$260$	$280$	$mm$

**Doppelte Punkt-Verzahnung (Fig. 4).**

Der Teilkreis des einen Rades ist der Rollkreis für den Teil- oder Grundkreis des anderen und umgekehrt, also ist  $r_1 = e_2$  und  $r_2 = R_2$  und umgekehrt  $r_2 = e_2$  und  $r_1 = R_1$ .

Zahnkurve der Zähne des Rades *I*:

- für den Zahnkopf . . Epizykloide  $m_1 n_1$  mit  $r_2 (e_2)$  auf  $r_1 (R_1)$ ,
- für den Zahnfuß . . angelehnt an das theoretische Lückenprofil (siehe unter e).

Zahnkurve der Zähne des Rades *II*:

- für den Zahnkopf . . Epizykloide  $m_2 n_2$  mit  $r_1 (e_1)$  auf  $r_2 (R_2)$ ,
- für den Zahnfuß . . angelehnt an das theoretische Lückenprofil (siehe unter e).

Die Eingriffslinie  $s_1 s_2$  liegt auf den Umfängen der beiden Teilkreise und geht im Punkte  $O$  von dem einen auf den anderen über. Nur die Zahnköpfe kommen zum Arbeiten. Die Verzahnung wird zu den Trieblingen der Zahnstangenwinden, also nur für Räder mit sehr geringer Zähnezahl benutzt.

**e) Konstruktion des theoretischen Lückenprofils.**  
(S. 91, Fig. 4)

Die Konstruktion des theoretischen Lückenprofils bzw. der relativen Bahn der Zahnspitze des einen Rades in bezug auf das andere ist nötig, wenn man sich davon überzeugen will, daß die Zahnspitze nicht mit dem beliebig gestalteten Teil des Zahnfußes am anderen Rade zum störenden Eingriff kommt, oder wenn man sehen will, wie weit mit dem beliebig gestalteten Teil des Zahnfußes behufs eines kräftigen Anschlusses an den Radkranz in die Zahnücke gegangen werden kann.

Das theoretische Lückenprofil der Spitze  $w_2$  z. B. ergibt sich in der folgenden Weise. Man trägt gleiche Teile  $\widehat{O I_1}, \widehat{I_1 2_1}, \widehat{2_1 3_1} \dots$  bzw.  $\widehat{O I_2}, \widehat{I_2 2_2}, \widehat{2_2 3_2} \dots$  von dem Berührungspunkte  $O$  in der Richtung der zu profilierenden Lücke auf den beiden Teilkreisen ab, nimmt dann nacheinander die Abstände  $w_2 I_2, w_2 2_2, w_2 3_2 \dots$  in den Zirkel und schlägt mit ihnen um  $I_1$ , bzw.  $2_1, 3_1 \dots$

Kreisbögen. Sie hüllen das theoretische Lückenprofil ein. Das Profil des Zahnfußes muß von dem letzteren in dem nötigen Abstände verbleiben, wenn keine Berührung der Zahnschnecke mit dem Zahnfuß stattfinden soll.

**f) Winkelzähne.**

(S. 89 u. 90, Fig. 11)

Die Zähne verlaufen schraubenförmig von den Stirnflächen des Radkörpers nach dessen Mitte und sind im Normalschnitt 1-1 (senkrecht zu ihrer Laufrichtung) wie die eines gewöhnlichen Stirnrades zu bemessen. Der halbe Spitzenwinkel beträgt  $\beta = 55$  bis  $60^\circ$ , der Bogen des Teilkreises, um den die Stirnprofile gegen das Mittelprofil versetzt sind, der sogenannte Sprung, gewöhnlich  $t_0 \leq 1,4 t$ , oft aber auch  $\leq t$ , die achsiale Zahnbreite  $b = 2 t_0 \cdot t \beta$ .

Die Verzahnung entspricht im Normalschnitt an der Eingriffsstelle annähernd derjenigen eines gewöhnlichen Stirnrades von der Teilung  $t \cdot \sin \beta$  und dem Teilkreisradius  $r / \sin^2 \beta$ . Wird bei der allgemeinen üblichen Evolventen-Verzahnung die Gerade  $N-N$  im Normalschnitt unter  $75^\circ$  gegen die Zentrale angenommen, so ist sie im achsialen Schnitt nur  $68$  bis  $72^\circ$  gegen diese geneigt.

Vorteile der Winkelzähne gegenüber den gewöhnlichen geraden Zähnen sind: Die um den Sprung größere Eingriffsstrecke und entsprechende Eingriffsdauer gibt im Verein mit der allmählichen Zunahme der Berührungslänge der Zähne beim Eingriff und des damit verbundenen allmählichen Eintrittes in die volle Belastung eine ruhigere Arbeitsweise. Außerdem ist die Festigkeit der Winkelzähne größer, wenn sie wie gewöhnlich mit der Spitze voraneilen.

**3. Berechnung.**

Bei der Berechnung der Zahnräder hat man zwischen Kraft- und Arbeitsrädern zu unterscheiden. Jene dienen bei geringer Geschwindigkeit und häufig unterbrochenem Betriebe mehr der Kraft-, diese bei größerer Geschwindigkeit und längere Zeit andauerndem Betriebe mehr der Arbeitsübertragung. Krafträder kommen namentlich an Windwerken mit Handbetrieb oder häufig unterbrochenem Maschinenbetrieb, Arbeitsräder hauptsächlich an Triebwerken mit dauerndem Maschinenbetrieb vor.

Zur Bestimmung der Zahnteilung  $t$  oder des Moduls  $m$  in  $cm$  dient allgemein die Gleichung

$$P = c \cdot b \cdot t,$$

in der  $P$  den zu übertragenden Zahndruck,

$c$  einen nach den späteren Angaben zu wählenden Koeffizienten,

$b$  die Zahnbreite in  $cm$

bezeichnet und aus der

$$\left. \begin{aligned} t &= \sqrt[3]{\frac{P}{c \left(\frac{b}{t}\right)}} \\ m &= \sqrt[3]{\frac{P}{10 c \left(\frac{b}{t}\right)}} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (48)$$

folgt.

Wird das zu übertragende Drehmoment  $M_d$  in  $kgem$ , also

$$P = \frac{M_d}{r} = \frac{2 \pi \cdot M_d}{z \cdot t}$$

eingeführt, so ergibt sich

$$\left. \begin{aligned} t &= \sqrt[3]{\frac{2 \pi \cdot M_d}{c \cdot z \left(\frac{b}{t}\right)}} \\ m &= \sqrt[3]{\frac{0,2 M_d}{c \cdot z \left(\frac{b}{t}\right)}} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (49)$$

Bei gegebener Leistung  $N$  in  $PS$  wird mit

$$P = \frac{75 N}{v} = \frac{100 \cdot 60 \cdot 75 N}{2 r \pi \cdot n} = \frac{1000 \cdot 450 N}{z \cdot t \cdot n}$$

$$\left. \begin{aligned} t &= 10 \sqrt[3]{\frac{450 N}{c \cdot z \cdot n \left(\frac{b}{t}\right)}} \\ m &= 10 \sqrt[3]{\frac{14,5 N}{c \cdot z \cdot n \left(\frac{b}{t}\right)}} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (50)$$

An *Krafträdern* ist  $c$  allein von der Festigkeit der Zähne abhängig und im Mittel gleich  $k_b/15$ , also für Gußeisen, entsprechend  $k_b = 270$  bis  $420 kg/qcm$ ,  $c = 18$  bis  $28$ ,

wobei an Windwerken um so höhere Werte zugelassen werden, je seltener die Maximallast zu heben ist und je näher die Räder der Lasttrommel sitzen,

für Gußstahl  $c = 3$ - bis  $3,3$ mal\*),

„ Stahlguß  $c = 2$ - „  $2,5$  „

„ Phosphorbronze  $c = 1,8$  „

„ Rotguß  $c = 1,3$  „

„ Deltametall  $c = 2,5$  „

„ Rohhaut  $c = 0,8$ - bis  $1$  mal

so groß als wie für Gußeisen.

Ferner beträgt hier

das Verhältnis  $b/t \leq 2$  an unbearbeiteten,

$b/t \leq 2,5$  an bearbeiteten Rädern,

die Zähnezahle des kleinen Rades nicht unter  $9$  bis  $12$ , die Übersetzung (ins Langsame) höchstens  $1:10$ .

An *Arbeitsrädern* ist  $c$  so zu wählen, daß bei genügender Festigkeit der Zähne deren Abnutzung und Erwärmung innerhalb der zulässigen Grenzen bleiben. Die Häufigkeit des Zahneingriffes bzw. die Höhe der Umdrehungszahl oder der Umfangsgeschwindigkeit ist hier also vor allem für die Wahl von  $c$  maßgebend.

Bach setzt mit  $n$  als Umdrehungszahl des für Abnutzung und Erwärmung als maßgebend angesehenen Rades:

bei unbearbeiteten (nur geglätteten) Gußeisenzähnen ohne erhebliche Mängel in der Teilung und bei durchschnittlicher Instandhaltung der Anlage

\*) Für Nickelstahl (naturhart) wird  $c = 6$ -, für Chromnickelstahl (Räder in Öl gehärtet)  $c = 8$ - bis  $10$ mal so groß als für Gußeisen als zulässig angegeben.

$$e = 20 - \sqrt{n} \dots \dots \dots (51)$$

bei bearbeiteten (geschnittenen) Gußeisenzähnen mit genauer Teilung und bei entsprechender Instandhaltung der Anlage

$$e = 20 - 0,5 \sqrt{n} \dots \dots \dots (52)$$

Die Zahnradfabriken machen  $e$  von der Umfangsgeschwindigkeit  $v$  in den Teilkreisen abhängig und gestatten Werte, die annähernd der Gleichung

$$e = 30 \text{ (bis 25)} - 5 \sqrt{v} \dots \dots \dots (53)$$

entsprechen.

Für Holzzähne sind die 0,4- bis 0,5 (0,6) fachen Werte wie für Gußeisenzähne, für andere Stoffe die bei den Krafrädern angegebenen Verhältniszahlen zulässig.

Stehen stets zwei Zähne im Eingriff, so kann mit  $e$  bis zum doppelten Betrage gegangen werden. Bei stoßendem Betrieb, großen Massen, schwankender Kraftübertragung empfiehlt es sich, wenn der Durchschnittswert von  $P$  in die Rechnung eingeführt wird,  $e$  um 10% kleiner zu nehmen.

Die Umfangsgeschwindigkeit in den Teilkreisen beträgt für gewöhnlich nicht mehr als

- $v = 5$ , höchstens aber 7 m/sk bei Gußeisen,
- $v = 5$ , " " 10 " " Gußstahl,
- $v = 8$ , " " 10 " " Bronze und Delta-
- metall,
- $v = 10$ , " " 15 " " Rohhaut.

Das Verhältnis von Zahnbreite und Teilung ist hier

- $b/t = 2$  bis 3 für gewöhnliche Triebwerke,
- $b/t = 3$  bis 5 (6) für solche mit großer Arbeitsübertragung.

Die Zähnezahzahl  $z$  des kleinen Rades nimmt man für dauernd laufende Triebwerkkräder mit Rücksicht darauf, daß Abnützung und Reibung bei wachsender Zähnezahzahl kleiner werden, in der Regel nicht unter 24, wenn möglich nicht unter 36. Empfohlen wird

$$z \geq 2 (v + 10).$$

An Elektromotoren ist  $z = 12$  bis 30. Bei Rädern mit Holzkämmen beträgt die Kammzahl der besseren und leichteren Herstellung wegen gewöhnlich ein ganzes Vielfaches der Armzahl.

Die Übersetzung  $i$  ist bei Arbeitsrädern mit gleichbleibendem Zahndruck meist 1:2, 1:3, 1:4 usw.; weniger gut sind die Verhältnisse 2:3, 2:5, 2:7, die man zur Vermeidung ungleichmäßiger Abnützung bei periodisch wechselndem Zahndruck wählt. Als Grenze gilt für kleine Geschwindigkeiten 1:6, für große 1:5 oder sogar 1:4.

Die Gleichung für die Teilung  $t$  der Stirnräder ergibt sich aus der Biegefestigkeit, wenn man sich die Umfangskraft  $P$  nur an einem Zahne, und zwar an dessen Spitze, in der Mitte angreifend denkt. Ist dann

- $l$  die Höhe des Zahnes,
- $s$  dessen Stärke am Fuße,
- $k_b$  die zulässige Biegungsspannung in dem Querschnitt 1, 2, 3, 4 (Textfig. 8), so gilt für diesen die Gleichung

$$P \cdot l = \frac{b \cdot s^2}{6} k_b$$

oder für  $l = 0,7 t$  und  $s = 0,53 t$ ,

$$P = \frac{b (0,53)^2 t}{6 \cdot 0,7} k_b$$

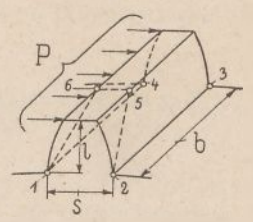
$$P = \frac{b \cdot t}{15} k_b$$

oder allgemein

$$P = e \cdot b \cdot t$$

mit  $e = \frac{k_b}{15}$ .

Fig. 8.



Greift infolge schlechter Verlagerung oder Formveränderung der Zahndruck  $P$  an der äußersten Ecke des Zahnes an, so übersteigt nach Bach die Spannung im Querschnitt 1, 2, 5, 6 (Textfig. 8) die nach der obigen Angriffsweise im Querschnitt 1, 2, 3, 4 herrschende, sobald  $b > 2t$  wird. Soll also die Spannung in dem erstgenannten Querschnitt an Arbeitsrädern mit Gußeisenzähnen nicht größer als 300 kg/qcm werden, so muß bei den für sie angegebenen Werten von  $e$  und unbearbeiteten Zähnen

$$\frac{b}{2t} \leq \frac{300}{k_b}, \text{ oder mit } e = \frac{k_b}{15}$$

$$\frac{b}{t} \leq \frac{40}{e} \text{ sein.}$$

Bei geschnittenen Zähnen ist ein einseitiger Angriff des Zahndruckes für gewöhnlich nicht zu befürchten.

### 4. Arme, Kranz und Nabe.

Die Armzahl  $A$  eines Stirnrades kann für

$r \leq 375$	375 bis 400	750 bis 1050	$\geq 1050$ mm
$A = 4$	4 oder 6	6	8

genommen werden.

Geteilte Räder erhalten immer eine gerade Armzahl. Bei Rädern mit Holzkämmen soll die Zähnezahzahl, wenn möglich, ein ganzes Vielfaches der Armzahl sein.

Die Armhöhe  $h$  in der Nabenmitte ist für Gußeisenräder zu bestimmen aus:

$$\left. \begin{aligned} h &= \sqrt[3]{30 \frac{P \cdot r}{A \cdot k_b}} \text{ für } +- \text{ und } \perp\text{-Arme} \\ h &= \sqrt[3]{20 \frac{P \cdot r}{A \cdot k_b}} \text{ für } \text{---}\text{-Arme} \\ h &= \sqrt{\frac{6}{b} \frac{P \cdot r}{A \cdot k_b}} \text{ für } \text{---}\text{-Arme} \end{aligned} \right\} (54)$$

wobei mit Rücksicht auf Gußspannungen und Stöße  $k_b = 150$  bis 100 kg/qcm für +- ,  $\perp$ - und ---Arme, und zwar um so niedriger, je schneller die Räder laufen,

$k_b = 250$  kg/qcm für ---Arme von der Breite  $b$  wegen der federnden Nachgiebigkeit dieser Arme genommen werden kann.

Die Armhöhe im Teilkreise beträgt  $h_0 = 0,75 h$ .

Geteilte Arme erhalten vielfach die 1,15fache Höhe der ungeteilten.

Die weiteren Verhältnisse der Arme, des Kranzes und der Nabe sind nach den Angaben auf S. 92 bis 96 zu nehmen; desgleichen die Stärke der Verbindungsschrauben geteilter Räder, wobei aber für größere Geschwindigkeiten zu prüfen ist, ob die im Kernquerschnitt der Kranzschrauben durch die Fliehkraft hervorgerufene Spannung innerhalb der zulässigen Grenzen bleibt. Angaben hierzu siehe unter „Riemscheiben“.

Gewicht der Stirnräder siehe S. 88.

Für den durch die Kraft  $P/A$  auf Biegung beanspruchten Armquerschnitt an der Nabe gilt nach der Festigkeitslehre

$$\frac{P}{A} r = w \cdot k_b$$

mit  $w$  als Widerstandsmoment dieses Querschnittes.

Setzt man unter Vernachlässigung der Nebenrippen

$$w = \frac{b \cdot h^3}{6}$$

und außerdem für  $\perp$ - und  $\perp$ -Arme (S. 92, Fig. 1)  $b = 0,2 h$ ,

für  $\perp$ -Arme (S. 92, Fig. 3)  $b = 2 \cdot 0,15 h$ ,

so erhält man die Werte der Gl. (54).

Für  $r$  in  $mm$  und  $k_b = 1,5$  bis  $1$  bzw.  $2,5 \text{ kg/qmm}$  ergeben sich die auf S. 92 bis 96 angegebenen Werte

$$h = 2,7 \text{ bis } 3,1 \sqrt{\frac{P \cdot r}{A}} \text{ für } \perp \text{ und } \perp \text{-Arme,}$$

$$h = 2,4 \text{ bis } 2,7 \sqrt{\frac{P \cdot r}{A}} \text{ für } \perp \text{-Arme,}$$

$$h = 1,55 \sqrt{\frac{P \cdot r}{b \cdot A}} \text{ für } \perp \text{-Arme.}$$

## II. Kegelhäder.

Ist  $t = m \pi$  die Teilung,

$r_1, r_2$  der Teilkreisradius der Räder an der äußeren Seite, so gelten für diese die bei den Stirnrädern angegebenen allgemeinen Beziehungen und Verhältnisse.

Die Verzahnung der Kegelhäder wird auf den sogenannten Ergänzungskegeln vorgenommen. Man erhält die Spitzen und Seitenlängen derselben, wenn man in  $A$  und  $B$  (S. 97 u. 98, Fig. 1) eine Senkrechte auf  $OAB$  errichtet und diese zum Schnitt mit den Achsen der Räder bringt. Für die äußeren Zahnprofile des Rades  $I$  und  $II$  sind dann  $B_1$  und  $B_2$  die Spitzen und  $B_1B$  bzw.  $B_2B$  die Seitenlängen, für die inneren Zahnprofile  $A_1$  und  $A_2$  die Spitzen und  $A_1A$  bzw.  $A_2A$  die Seitenlängen der zugehörigen Ergänzungskegel. Die äußeren Zahnprofile der Kegelhäder ergeben sich, wenn man die abgewickelten Mantelflächen der äußeren Ergänzungskegel in die Ebene ausbreitet und die Abwickelungen als zwei zusammenarbeitende Stirnräder von den Teilkreisradien  $B_1B$  bzw.  $B_2B$  und der Teilung  $t$  betrachtet. Um die inneren Zahnprofile zu bekommen, hat man die abgewickelten Mantelflächen der inneren Ergänzungskegel wie zwei zusammenarbeitende Stirnräder von den Teilkreisradien  $A_1A$  bzw.  $A_2A$  und der Teilung  $t'$  zu behandeln.

Gewöhnlich gibt man den Kegelhädern Evolventen-Verzahnung. Bei Zykloiden-Verzahnung muß der Radius des Rollkreises für die inneren Profile (S. 97 u. 98, Fig. 2)

$$\rho' = \rho \frac{OA}{OB}$$

sein.

Die Teilung  $t_m$  der Kegelhäder auf den mittleren Teilkreisen ist ebenso groß wie die der entsprechenden Stirnräder zu machen, also nach Gl. (48) bis (50) zu

berechnen. Die Teilung an der Außenseite der Räder muß

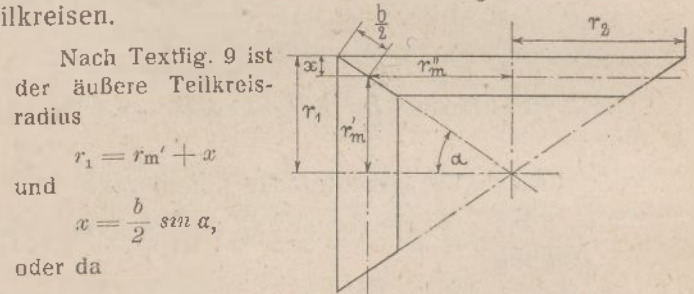
$$t = t_m + \frac{\pi \cdot b}{\sqrt{x_1^2 + x_2^2}} \dots \dots \dots (55)$$

betragen. Für die Teilung  $t'$  an der Innenseite gilt diese Gleichung mit dem  $-$  Zeichen anstelle des  $+$  Zeichen.

Die Teilkreisdurchmesser an der Außen- und Innenseite folgen mit  $t$  bzw.  $t'$  aus Gl. (47).

Arme, Kranz und Nabe der Kegelhäder sind wie bei den Stirnrädern zu bemessen mit  $P$  als Umfangskraft in den mittleren Teilkreisen.

Fig. 9.



Nach Textfig. 9 ist der äußere Teilkreisradius

$$r_1 = r_m' + x$$

und

$$x = \frac{b}{2} \sin \alpha,$$

oder da

$$\sin \alpha = \frac{r_m'}{\sqrt{(r_m')^2 + (r_m'')^2}} = \frac{I}{\sqrt{I + \left(\frac{x_2}{x_1}\right)^2}},$$

auch

$$x = \frac{b}{2 \sqrt{I + \left(\frac{x_2}{x_1}\right)^2}}.$$

Hiermit und mit

$$r_m' = \frac{x_1 \cdot t_m}{2 \pi}$$

wird dann

$$r_1 = \frac{x_1 \cdot t_m}{2 \pi} + \frac{b}{2 \sqrt{I + \left(\frac{x_2}{x_1}\right)^2}}$$

woraus mit

$$r_1 = \frac{x_1 \cdot t}{2 \pi}$$

der Wert der Gl. (55) folgt.

## III. Schnecke und Schneckenrad.

Es bezeichnet:

$t = m \pi$  die Teilung,  $m$  den Modul im mittleren Teilkreise,

$x t$  die Steigung der Schnecke mit  $x = 1$  für  $1$ -,  $x = 2$  für  $2$ gängige Schnecken usw.,

$z$  die Zähnezah des Schneckenrades,

$r_1$  den mittleren Radius,  $n_1$  die minutliche Umdrehungszahl der Schnecke,

$r_2$  den mittleren Teilkreisradius,  $n_2$  die minutliche Umdrehungszahl des Rades,

$b$  die Zahnbreite desselben als Bogen am Zahnfuß,

$P$  die Umfangskraft am Radius  $r_2$  in  $kg$ ,

$M_d'$  das Drehmoment der Schnecke,

$M_d''$  das des Schneckenradius in  $kgcm$ ,

$\eta$  den Wirkungsgrad des Getriebes.



Für den Durchmesser des mittleren Teilkreises, dessen Umfang gleich Zähnezahl mal Teilung ist, bestehen beim Schneckenrade wieder die Beziehungen

$$\left. \begin{aligned} 2 r_2 \pi &= z \cdot t \\ 2 r_2 &= z \cdot m \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (56)$$

Die Umfangsgeschwindigkeit im mittleren Teilkreise des Rades ist ferner gleich der Verschiebegeschwindigkeit der Schnecke parallel zu deren Längsachse, und beide betragen für  $r_2$  und  $xt$  in  $m$

$$v = \frac{2 r_2 \pi \cdot n_2}{60} = \frac{x t \cdot n_1}{60} \text{ m/sk} \dots \dots (57)$$

Durch Vereinigung der vorstehenden Gleichungen ergibt sich dann

$$z \cdot n_2 = x \cdot n_1 \dots \dots \dots (58)$$

Das Übersetzungsverhältnis von Schnecke und Schneckenrad ist

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{x}{z}$$

Die Verzahnung (S. 99 u. 100, Fig. 4) ist bei der Schnecke im Längsschnitt durch deren Drehachse wie die einer Zahnstange mit Evolventen-Verzahnung auszubilden; die Zähne sind also durch Senkrechte zur Eingriffslinie  $N-N$  zu begrenzen. Der Neigungswinkel der letzteren gegen die Zentrale ist auch hier gewöhnlich  $\alpha = 75^\circ$ . Die Schneckengänge werden auf der Drehbank geschnitten.

Die Zahnform des Schneckenrades entspricht im Mittelschnitt derjenigen eines Stirnrades mit Evolventen-Verzahnung. Will man die genaue Form der Radzähne auch in den anderen Schnittebenen konstruieren, was sich bei gegossenen und unbearbeiteten Zähnen mehr empfiehlt, als die Zähne einfach schräg aufzusetzen, so kann man sich hierzu eines von Ernst\*) angegebenen Verfahrens bedienen. Darnach bildet man die Zahnform nicht nur in der Mittelebene  $A-B$ , sondern auch in den geneigten Ebenen  $A-I, A-II \dots$  unter Berücksichtigung des vorhandenen Schneckenprofils als Zahnstange aus. In den genannten Ebenen ist dann  $A O_1, A O_2 \dots$  der Teilkreisradius der Schnecke bzw. Zahnstange,  $B_1 O_1, B_2 O_2 \dots$  der des Schnecken- bzw. Stirnrades, denn für sie ist die Verschiebegeschwindigkeit der Schnecke gleich der Umfangsgeschwindigkeit des Rades.

Bei bearbeiteten Radzähnen, wie sie jetzt in der Regel verwendet werden, wird die genaue Zahnform mittels eines Schneckenfräasers hergestellt, der um den Zahnspielraum größer als die später zu verwendende Schnecke ist; Fräser und Schneckenrad werden dabei mit passender gegenseitiger Geschwindigkeit bewegt.

Die Stärke und Höhe der Zähne sind beim Schneckenrade wie bei den Stirnrädern zu bemessen.

Bei der Berechnung sind entweder die Drehmomente  $M_d'$  und  $M_d''$  der Schnecke und des Schneckenrades oder die zu übertragende Leistung  $N$  mit den Umdrehungszahlen  $n_1, n_2$  gegeben. Man bestimmt dann die Zähnezahl des Schneckenrades, und zwar im ersten Falle aus

\*) Z. d. V. d. I. 1900, S. 1229.

$$z = \frac{x M_d''}{\eta M_d'} \dots \dots \dots (59)$$

im zweiten Falle aus Gl. (58).

Der Wirkungsgrad des Getriebes, einschließlich der Zapfenreibung beträgt

bei Selbsthemmung, je nachdem diese Eigenschaft während der Bewegung oder nur im Ruhezustande vorhanden sein soll,

$$\eta \leq 0,4 \text{ bzw. } \eta = 0,4 \text{ bis } 0,7;$$

bei nicht vorhandener Selbsthemmung

$$\eta = 0,6 \text{ bis } 0,7 \text{ für } 1\text{g} \text{ängige,}$$

$$\eta = 0,7 \text{ " } 0,8 \text{ " } 2 \text{ "}$$

$$\eta = 0,8 \text{ " } 0,9 \text{ " } 3 \text{ " Schnecken.}$$

Otto Gruson & Co. in Magdeburg geben  $\eta = 0,7, 0,8, 0,85, 0,9, 0,95$  für 1-, 2-, 3-, 4-, 5gängige Schnecken an.

Die Teilung  $t$  oder der Modul  $m$  des Schneckenrades kann aus Gl. (49) und (50) mit  $M_d''$  anstatt  $M_d$  berechnet werden. In sie ist hier zu setzen:

für Kraftschnecken (mit Hand- oder häufig unterbrochenem Maschinenbetrieb)

$$c = 20 \text{ bis } 25 \text{ (30) bei Radzähnen aus Gußeisen,}$$

$$c = 32 \text{ bis } 40 \text{ (50) bei solchen aus Phosphorbronze,}$$

wobei die eingeklammerten Werte nur bei seltener Belastung durch die Maximallast gelten,

für Arbeitsschnecken (mit dauerndem Maschinenbetrieb), wenn die Radzähne aus Phosphorbronze, die Schneckengänge aus hartem Stahl bestehen und beide in Öl laufen, nach den Angaben von Gebr. Stolzenberg & Co. in Berlin-Reinickendorf

für  $v_s = 1 \quad 2,5 \quad 4 \quad 5,5 \quad 7 \text{ m/sk}$   
 $c = 30 \text{ bis } 40, 25 \text{ bis } 30, 20 \text{ bis } 24, 15 \text{ bis } 18, 10 \text{ bis } 12,$   
 mit

$$v_s = \frac{2 r_1 \pi \cdot n_1}{60} \text{ m/sk} \dots \dots \dots (60)$$

und  $r_1$  in  $m$  als Umfangsgeschwindigkeit der Schnecke im mittleren Kreise.

Nach Stribeck\*) ist weiter zu nehmen: das Verhältnis

$$\frac{b}{t} = \frac{\pi \cdot \beta}{90} \left( \frac{r_1}{t} + 0,4 \right)^{**} \dots \dots \dots (61)$$

der Winkel  $\beta$ , den die Seitenflächen der Radzähne mit der Mittelebene einschließen (S. 99 u. 100, Fig. 1), gemäß

$$\text{tg } \beta = \frac{a}{\frac{r_1}{t} + 0,6} \dots \dots \dots (62)$$

mit  $a = 1,0 \quad 2,1 \quad 2,3 \quad 2,5 \quad 2,6 \quad 2,7 \quad 2,8 \quad 2,9$   
 für  $z = 28 \quad 36 \quad 45 \quad 56 \quad 62 \quad 68 \quad 76 \quad 84,$

das Verhältnis

$$\frac{r_1}{t} = 0,75 \text{ bis } 1,25 \text{ für Stahlschnecken, die mit der Welle aus einem Stück bestehen,}$$

$$\frac{r_1}{t} \geq 1,25 \text{ für solche, die ihrer Welle aufgesetzt sind.}$$

\*) Z. d. V. d. I. 1897, S. 936.

\*\*\*)  $0,4t$  als Zahnfußhöhe gerechnet.

Bei Selbsthemmung muß wie bei dem Schraubengewinde der mittlere Steigungswinkel  $\alpha$  der Schnecke kleiner als der Reibungswinkel  $\varrho$  sein, also mit  $\mu = \operatorname{tg} \varrho = 0,1$  und

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{x t}{2 r_1 \pi} \leq 0,1$$

$$r_1 \geq 1,6 x t.$$

Arme, Kranz und Nabe des Schneckenrades sind wie bei den Stirnrädern zu bemessen.

Die Schnecke ist eine Schraube, deren mittlerer Steigungswinkel durch

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{x t}{2 r_1 \pi}$$

bestimmt ist und deren Last die Umfangskraft am Schneckenrade

$$P = \frac{M_d''}{r_2}$$

bildet. Zur Überwindung dieser Last gehört deshalb am mittleren Schneckenradius  $r_1$  eine Umfangskraft

$$P \cdot \operatorname{tg} (\alpha + \varrho)$$

oder ein Drehmoment

$$M_d' = P \cdot r_1 \cdot \operatorname{tg} (\alpha + \varrho)$$

$$M_d' = P \cdot r_1 \frac{x t + 2 r_1 \pi \cdot \mu}{2 r_1 \pi - x t \cdot \mu}$$

Der achsiale Schub der Schneckenwelle ist gleich der Umfangskraft  $P$ .

Der Wirkungsgrad eines Schneckengetriebes bestimmt sich, wenn nur die Reibung zwischen den Gewindegängen und Schnekenzähnen berücksichtigt wird, wie bei einem Schraubengewinde zu

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} (\alpha + \varrho)}$$

Führt man hierin für  $\operatorname{tg} \alpha$  und  $\operatorname{tg} (\alpha + \varrho)$  die obigen Werte ein, so folgt schließlich die Beziehung

$$\eta = \frac{x t P \cdot r_1}{2 r_1 \pi M_d'} = \frac{x t M_d''}{2 r_1 \pi r_2 M_d'} = \frac{x t M_d''}{x \cdot t M_d'}$$

oder

$$z = \frac{x M_d''}{\eta M_d'}$$

### IV. Reibungsräder.

Es bezeichnet:

$r_1$  den Radius,  $n_1$  die Umdrehungszahl des treibenden,  $r_2$  den Radius,  $n_2$  die Umdrehungszahl des getriebenen Rades in der Minute,

$v$  die Umfangsgeschwindigkeit beider Räder in  $m/sk$ .

$M_d''$  das Drehmoment des getriebenen Rades in  $kgcm$ ,

$N$  die an dieses Rad zu übertragende Leistung in  $PS$ ,

$P$  den Widerstand am Umfange des getriebenen Rades in  $kg$ .

Aus der für beide Räder gleichen Umfangsgeschwindigkeit

$$v = \frac{2 r_1 \pi \cdot n_1}{60} = \frac{2 r_2 \pi \cdot n_2}{60}$$

ergibt sich für die Raddurchmesser wieder die Beziehung

$$2 r_1 \cdot n_1 = 2 r_2 \cdot n_2.$$

Bei gegebenem Achsenabstande  $a$  und Übersetzungsverhältnis  $i$  gelten für  $r_1$  und  $r_2$  auch hier die auf S. 75 angegebenen Gleichungen.

Die Anpressungskraft  $D$  senkrecht zu den Berührungsf lächen muß so groß sein, daß die erzeugte Reibung größer oder gleich dem Widerstande  $P$ , also bei einem Reibungskoeffizienten  $\mu$

$$\mu \cdot D \geq P$$

mit

$$P = \frac{M_d''}{r_2} = \frac{75 N}{v} = \frac{71620 N}{n_2 \cdot r_2}$$

wird.

Als Anpressungsdruck der Wellen folgt deshalb für glatte zylindrische Räder (S. 101, Fig. 4)

$$K = D \geq \frac{P}{\mu} \dots \dots \dots (63)$$

für glatte kegelförmige Räder (S. 101, Fig. 6) annähernd

$$\left. \begin{aligned} K_1 &= D \cdot \cos \alpha \geq \frac{P}{\mu} \cos \alpha \\ K_2 &= D \cdot \sin \alpha \geq \frac{P}{\mu} \sin \alpha \end{aligned} \right\} \dots \dots (64)$$

Die Radbreite in  $cm$  muß in beiden Fällen

$$b = \frac{P}{p} \dots \dots \dots (65)$$

betragen mit  $p$  als übertragbare Umfangskraft von 1  $cm$  Radbreite.

Zulässige Werte von  $\mu$  und  $p$  sind für Gußeisen auf

- Gußeisen  $\mu = 0,1$  bis  $0,15$ ,  $p = 20$  bis  $25$   $kg$ ,
- Papier  $\mu = 0,15$  „  $0,2$ ,  $p \leq 1,5$   $kg$ ,
- Leder  $\mu = 0,2$  „  $0,3$ ,  $p = 1,5$  bis  $2,5$   $kg$ ,
- Ahornholz (Pappel- oder Tannenholz)  $\mu = 0,3$  bis  $0,5$ ,  $p = 5$  ( $2,5$  bis  $3,75$ )  $kg$ .

Für zylindrische Keilräder (S. 101, Fig. 5) ergibt sich wie bei der Kegel-Reibungskupplung nach Gl. (33), S. 38,

$$K = D (\sin \alpha + \mu \cdot \cos \alpha)$$

$$K = \frac{P}{\mu} (\sin \alpha + \mu \cdot \cos \alpha) = \frac{P}{\mu_1} \dots \dots (66)$$

mit  $2 \alpha = 28$  bis  $33^\circ$  als Keilwinkel der Rillen. Bei dem meist gebräuchlichen Winkel  $2 \alpha = 30^\circ$  ist für  $\mu = 0,1$   $\mu_1 = 0,28$ . Die Rillenzahl der Räder, die gewöhnlich  $z = 3$  bis  $6$  beträgt, soll nach Bach

$$z \geq \frac{P}{20},$$

die Rillentiefe nur 10 bis 15  $mm$  sein.

Als Wirkungsgrad wird angegeben für

- glatte zylindrische Räder  $\eta = 0,5$  bis  $0,75$ ,
- glatte kegelförmige Räder  $\eta = 0,85$  „  $0,92$ ,
- zylindrische Keilräder  $\eta = 0,88$  „  $0,90$ .

## V. Beispiele.

1.

Für eine Kettenwinde mit Handbetrieb nach S. 92, Fig. 4, sind die Zahnräder eines doppelten Vorgeleges zu bestimmen. Die erforderliche Gesamtübersetzung beträgt 1:18, und die Maximallast kann durch 2 Arbeiter, die mit je 16 kg an den Kurbeln von 400 mm Radius wirken, gehoben werden.

Zerlegt man mit Rücksicht auf die sonstigen Verhältnisse der Winde die Gesamtübersetzung in

$$\frac{1}{18} = \frac{1}{3} \cdot \frac{1}{6}$$

und gibt dem kleinen Rade eines jeden Räderpaares  $z_1' = z_1'' = 12$  Zähne, so müssen die großen Räder  $z_2' = 3 \cdot 12 = 36$  bzw.  $z_2'' = 6 \cdot 12 = 72$  Zähne bekommen.

Auf das kleine Rad des ersten Paares wirkt, abgesehen von den Nebenhindernissen der Kurbelwelle, ein Drehmoment

$$M_d' = 2 \cdot 16 \cdot 40 = 1280 \text{ kgcm}$$

ein, während das entsprechende Rad des zweiten Paares, den Arbeitsverlust im ersten Paare zu 8% gerechnet, ein Moment

$$M_d'' = 0,92 M_d' \frac{z_2'}{z_1'} = 0,92 \cdot 1280 \cdot 3 = 3532,8 \text{ kgcm}$$

empfangt.

Mit  $c = 18$  für das erste und  $c = 25$  für das zweite Räderpaar ergibt sich dann bei einem Verhältnis  $b/t = 2$  als erforderlicher Modul der Zahnteilung

$$(49) \quad m = \sqrt[3]{\frac{0,2 \cdot 1280}{18 \cdot 12 \cdot 2}} = \sim 0,85 \text{ cm}$$

bzw.

$$(49) \quad m = \sqrt[3]{\frac{0,2 \cdot 3532,8}{25 \cdot 12 \cdot 2}} = \sim 1,05 \text{ cm,}$$

also für das erste Räderpaar

eine Teilung  $t = 0,85 \pi = 2,67 \text{ cm} = 26,7 \text{ mm}$ ,  
ein Teilkreisdurchmesser

$$(47) \quad \begin{aligned} 2r_1' &= 12 \cdot 0,85 = 10,2 \text{ cm} = 102 \text{ mm,} \\ 2r_2' &= 36 \cdot 0,85 = 30,6 \text{ cm} = 306 \text{ mm,} \end{aligned}$$

eine Zahnbreite  $b = 2t = 2 \cdot 26,7 = \sim 55 \text{ mm}$ ,

für das zweite Räderpaar

eine Teilung  $t = 1,05 \pi = 3,299 \text{ cm} = 32,99 \text{ mm}$ ,  
ein Teilkreisdurchmesser

$$(47) \quad \begin{aligned} 2r_1'' &= 12 \cdot 1,05 = 12,6 \text{ cm} = 126 \text{ mm,} \\ 2r_2'' &= 72 \cdot 1,05 = 75,6 \text{ cm} = 756 \text{ mm,} \end{aligned}$$

eine Zahnbreite  $b = 2t = 2 \cdot 32,99 = \sim 70 \text{ mm}$ .

Die Räder des zweiten Paares sind auf S. 92, Fig. 1 bis 3, dargestellt. Das kleine Rad (Fig. 2) ist voll gegossen und an den Seiten wegen der geringen Stärke der Zahnfüße mit Verstärkungsringen versehen. Das große Rad erhält nach der Tabelle auf S. 92 4 oder 6 Arme. Wählt man wie in der Figur deren 6 und beachtet, daß das Drehmoment des Rades

$$P \cdot r = M_d'' \frac{z_2''}{z_1''} = 3532,8 \frac{72}{12} = 21196,8 \text{ kgcm}$$

ist, so folgt für die Armhöhe in der Nabenmitte nach den Angaben auf S. 92 mit  $P \cdot r$  in kgmm

bei +-Armen (Fig. 1)

$$h = 2,7 \sqrt[3]{\frac{211968}{6}} = \sim 90 \text{ mm,}$$

bei I-Armen (Fig. 3)

$$h = 2,4 \sqrt[3]{\frac{211968}{6}} = \sim 80 \text{ mm.}$$

Am Kranze sind die Arme

$$h_0 = 0,75 h = \sim 68 \text{ bzw. } 60 \text{ mm}$$

hoch gemacht.

2.

Ein 50pferdiger Elektromotor, der in der Minute 575 Umdrehungen macht, soll durch ein Stirnräderpaar ein Pumpwerk mit einer Übersetzung von 1:7,5 antreiben. Welche Hauptabmessungen sind dem Räderpaar zu geben, wenn das Ritzel auf der Motorwelle Rohhaut-, das große Rad auf der Pumpenwelle Gußeisenzähne erhält?

Wird die Umfangsgeschwindigkeit in den Teilkreisen der Räder zu  $v = 10 \text{ m/sk}$  angenommen, so ist der zu übertragende Zahndruck

$$P = \frac{75 \text{ N}}{v} = \frac{75 \cdot 50}{10} = 375 \text{ kg}$$

und der zur Berechnung der Zahnteilung erforderliche Koeffizient  $c$ , wenn wegen der hohen Tourenzahl des Ritzels ein möglichst niedriger Wert gewählt wird, für Gußeisen auf Gußeisen

$$(53) \quad c = 25 - 5\sqrt{70} = \sim 9,$$

für Rohhaut auf Gußeisen

$$c = 0,8 \cdot 9 = 7,2.$$

Mit einem angenommenen Verhältnis  $b/t = 4$  folgt hierfür als Zahnteilung

$$(48) \quad t = \sqrt{\frac{375}{7,2 \cdot 4}} = \sim 3,6 \text{ cm} = 36 \text{ mm,}$$

oder bei einem Modul

$$m = 11,5 \text{ mm, } t = 11,5 \pi \text{ mm.}$$

Die Zähnezahlnzahl des Ritzels bestimmt sich für das gewählte  $v$  mit  $r_1$  und  $t$  in  $m$  aus

$$v = \frac{2r_1 \pi \cdot n_1}{60} = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{60}$$

zu

$$z_1 = \frac{60 v}{n_1 \cdot t} = \frac{60 \cdot 10}{575 \cdot 0,0115 \pi} = \sim 29,$$

wofür besser die genügend große Zähnezahlnzahl  $z_1 = 28$  gewählt wird\*). Das große Rad muß dann

$$z_2 = 7,5 \cdot 28 = 210$$

Zähne erhalten, und es wird der Teilkreisradius der beiden Räder

\*) Hätte sich eine zu kleine oder zu große Zähnezahlnzahl ergeben, so müßten für  $v$  oder  $c$  andere Annahmen gemacht werden.

$$(47) \quad \begin{aligned} 2r_1 &= 11,5 \cdot 28 = \mathbf{322 \text{ mm}}, \\ 2r_2 &= 11,5 \cdot 210 = \mathbf{2415 \text{ mm}}, \end{aligned}$$

die Zahnbreite

$$b = 4 \cdot 11,5 \pi = \mathbf{145 \text{ mm}}.$$

## 3.

Durch ein Kegelhäderpaar mit Holz- auf Eisenzähnen (S. 97 u. 98, Fig. 1) sind 35 PS von einer Welle, die in der Minute 100 Umdrehungen macht, auf eine andere zu übertragen, die sich 150mal in der Minute dreht. Welche Abmessungen sind den Rädern zu geben?

Erhält das kleine (getriebene) Rad  $n_2 = 40$  Eisenzähne, so muß die Kammzahl des großen (treibenden)

$$(46) \quad z_1 = \frac{z_2 \cdot n_1}{n_2} = \frac{40 \cdot 150}{100} = 60$$

betragen.

In der Mitte der Zähne ist die Teilung wie die eines entsprechenden Stirnrades zu berechnen. Für Gußeisen auf Gußeisen würde ein Koeffizient

$$(52) \quad c = 20 - 0,5 \sqrt{100} = 15$$

statthaft sein. Läßt man für Gußeisen auf Holz

$$c = 0,45 \cdot 15 = 6,75$$

zu, so folgt mit einem Verhältnis  $b/t = 3,5$  als mittlere Teilung

$$(50) \quad t_m = 10 \sqrt[3]{\frac{450 \cdot 35}{6,75 \cdot 60 \cdot 100 \cdot 3,5}} = \sim 4,8 \text{ cm} = 15,3 \pi \text{ mm}$$

bei einer Zahnbreite

$$b = 3,5 \cdot 48 = \mathbf{168 \text{ mm}}.$$

An der Außenseite der Räder muß die Teilung

$$(55) \quad t = 15,3 \pi + \frac{\pi \cdot 168}{\sqrt{40^2 + 60^2}} = \sim \mathbf{17,6 \pi \text{ mm}},$$

an der Innenseite

$$t' = 15,3 \pi - \frac{\pi \cdot 168}{\sqrt{40^2 + 60^2}} = \sim \mathbf{13 \pi \text{ mm}}$$

betragen, sodaß beim Holzrade die Teilkreisdurchmesser

$$(47) \quad 2r_1 = 60 \cdot 17,6 = \mathbf{1056 \text{ mm}},$$

$$(47) \quad 2r_1' = 60 \cdot 13 = \mathbf{780 \text{ mm}},$$

beim Eisenrade

$$(47) \quad 2r_2 = 40 \cdot 17,6 = \mathbf{704 \text{ mm}}$$

$$(47) \quad 2r_2' = 40 \cdot 13 = \mathbf{520 \text{ mm}}$$

werden.

Das große Rad bekommt ferner nach den Angaben auf S. 97 u. 98 zweckmäßig 6, das kleine 4 Arme. Da die Umfangsgeschwindigkeit in den mittleren Teilkreisen vom Durchmesser

$$(47) \quad 2r_m = 60 \cdot 15,3 = 918 \text{ mm}$$

$$(43) \quad v = \frac{0,918 \pi \cdot 100}{60} = \sim 4,8 \text{ m/sk},$$

die Umfangskraft daselbst also

$$P = \frac{75 \text{ N}}{v} = \frac{75 \cdot 35}{4,8} = 547 \text{ kg}$$

ist, so ergibt sich mit  $r = r_m$  in mm nach den Gleichungen auf S. 97 u. 98 für beide Räder eine Armhöhe in der Nabenmitte

$$h = 2,7 \sqrt[3]{\frac{547 \cdot 459}{6}} = \sim 95 \text{ mm},$$

die nach dem Kranz hin auf

$$h_0 = 0,75 \cdot 95 = \sim 72 \text{ mm}$$

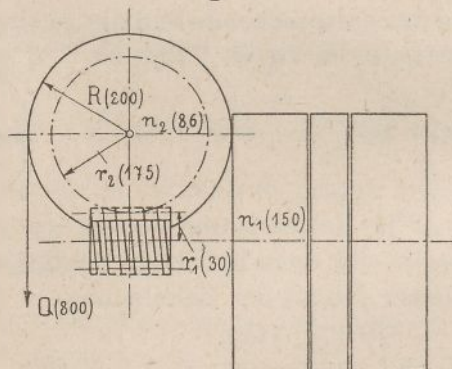
abnehmen kann.

Die Zahnstärken, Zahnhöhen, Kranzstärken und Nabenabmessungen sind nach den Verhältniszahlen auf S. 97 u. 98 zu bemessen.

## 4.

Es ist die Schnecke und das Schneckenrad eines Aufzuges mit Riemenantrieb nach Textfig. 10 zu berechnen. Die Maximallast  $Q = 800 \text{ kg}$  soll mit  $w = 0,18 \text{ m/sk}$  Geschwindigkeit gehoben werden und hängt an einem Drahtseil, dessen Trommelradius  $R = 200 \text{ mm}$  beträgt. Die Riemenscheiben- und Schneckenwelle macht  $n_1 = 150$  Umdrehungen in der Minute. Die 2gängige Schnecke ist aus Stahl geschmiedet, der Zahnkranz des Schneckenrades in Phosphorbronze gegossen.

Fig. 10.



Die schwebende Last übt ein Drehmoment  $Q \cdot R$  auf die Trommel- und Schneckenradwelle aus. Rechnet man 5% des Momentes für die Nebenhindernisse der Welle, so beträgt das erforderliche Drehmoment des Rades

$$M_d'' = 1,05 Q \cdot R = 1,05 \cdot 800 \cdot 20 = 16800 \text{ kgcm}.$$

Die Umdrehungszahl  $n_2$  des Rades und seiner Welle bestimmt sich ferner, da die Umfangsgeschwindigkeit der Trommel zugleich die Hubgeschwindigkeit der Last ist, aus

$$w = \frac{2 R \pi \cdot n_2}{60}$$

für  $R = 0,2 \text{ m}$  zu

$$n_2 = \frac{60 \cdot 0,18}{2 \cdot 0,2 \pi} = \sim 8,6.$$

Hiermit und mit  $n_1 = 150$  folgt dann als erforderliche Zähnezahzahl des Schneckenrades

$$(58) \quad z = x \frac{n_1}{n_2} = 2 \frac{150}{8,6} = \sim 35.$$

Zur Berechnung der Teilung bedarf man des Verhältnisses  $b/t$ . Wählt man den mittleren Radius der Schnecke

$$r_1 = t, \text{ also } \frac{r_1}{t} = 1,$$

so ist der Winkel der Radzähne für  $a = 2,1$ , entsprechend  $z = 35$ , gemäß

$$(62) \quad \begin{aligned} \operatorname{tg} \beta &= \frac{2,1}{1 + 0,6} = \sim 1,31, \\ \beta &= \sim 53^\circ \end{aligned}$$

und hiermit das Verhältnis

$$(61) \quad \frac{b}{t} = \frac{\pi \cdot 53}{90} (1 + 0,4) = \sim 2,6$$

zu nehmen. Mit  $c = 40$  ergibt sich dann als Teilung des Rades (siehe S. 99 u. 100, Fig. 1)

$$(49) \quad t = \sqrt[3]{\frac{2 \pi \cdot 16800}{40 \cdot 35 \cdot 2,6}} = 3,075 \text{ cm.}$$

Für  $t = 10 \pi = 31,4 \text{ mm}$

wird der mittlere Teilkreisdurchmesser des Schneckenrades

$$(56) \quad 2 r_2 = 35 \cdot 10 = 350 \text{ mm,}$$

die Zahnbreite am Zahnfuß

$$b = 26 \pi = \sim 82 \text{ mm,}$$

die Steigung der Schnecke

$$x t = 2 \cdot 10 \pi = 62,8 \text{ mm}$$

und der mittlere Schneckenradius

$$r_1 = t = \sim 30 \text{ mm.}$$

Bestimmt man aus der Gleichung

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{x t}{2 r_1 \pi} = \frac{2 \cdot 10 \pi}{2 \cdot 30 \pi} = 0,333$$

den mittleren Steigungswinkel der Schnecke  $\alpha = 18^\circ 20'$ , so erhält man für einen Reibungswinkel  $\rho = 5^\circ 40'$  (entsprechend einem Reibungskoeffizienten  $\mu = 0,1$ ) als Wirkungsgrad der Schneckengänge

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} (\alpha + \rho)} = \frac{0,333}{0,445} = 0,75$$

und als Wirkungsgrad des Schneckengetriebes (die Zapfenreibung zu 5% gerechnet)

$$\eta = 0,7.$$

Die Leistung, die beim Heben der Maximallast in den Aufzug zu leiten und der Berechnung des Antriebsriemens zu Grunde zu legen ist, ergibt sich dann zu

$$N = \frac{Q \cdot w}{\eta \cdot 75} = \frac{800 \cdot 0,18}{0,7 \cdot 75} = 2,75 \text{ PS.}$$

# Tabelle

## der Gewichte von Zahnrädern.

Nach Otto Gruson in Magdeburg-Buckau.

Gewicht eines normalen Stirnrades mit geraden Eisenzähnen  $G = z (\alpha + \beta \cdot b) - \gamma$  kg.

$z$  = Zähnezahl,  $b$  = Zahnbreite in mm.

Teilung $t$ mm	4 Arme				6 Arme				8 Arme				10 Arme			
	$z$	$\alpha$	$\beta$	$\gamma$	$z$	$\alpha$	$\beta$	$\gamma$	$z$	$\alpha$	$\beta$	$\gamma$	$z$	$\alpha$	$\beta$	$\gamma$
15	41-90	0,03	—	0,3	91-150	0,04	—	0,5	151-300	0,05	—	1,1	—	0,07	—	1,3
20	35-95	0,08	—	0,8	96-155	0,10	—	1,3	156-300	0,13	—	2,3	—	0,15	—	3,4
25	32-80	0,15	0,01	1,5	81-160	0,20	0,01	3,2	161-300	0,25	0,01	4,9	—	0,30	0,01	6,5
30	26-72	0,25	0,01	2,7	73-143	0,34	0,01	5,2	114-243	0,43	0,01	8,5	249-300	0,51	0,01	11,1
35	25-68	0,40	0,01	4,3	69-133	0,54	0,01	8,0	134-220	0,68	0,01	12,6	221-300	0,81	0,01	17,2
40	24-64	0,60	0,01	5,5	65-124	0,81	0,01	12,7	125-205	1,01	0,02	19,9	206-300	1,21	0,02	26,2
45	23-60	0,86	0,02	8,1	61-117	1,15	0,02	17,5	118-193	1,44	0,02	28,0	194-300	1,73	0,02	37,3
50	22-58	1,18	0,02	11,5	59-111	1,58	0,02	24,7	112-184	1,98	0,03	38,0	185-300	2,38	0,03	51,2
55	21-55	1,56	0,02	15,6	56-105	2,10	0,03	33,3	106-176	2,63	0,03	51,0	177-300	3,16	0,03	67,4
60	20-52	2,03	0,03	20,3	53-101	2,72	0,03	42,0	102-168	3,41	0,04	65,5	169-285	4,10	0,04	88,8
65	19-45	2,58	0,03	24,8	46-98	3,46	0,04	54,1	99-161	4,34	0,04	83,4	162-265	5,22	0,05	112,7
70	18-44	3,22	0,04	31,4	45-93	4,32	0,05	68,1	94-154	5,42	0,05	104,1	155-245	6,52	0,05	141,4
75	17-44	3,97	0,05	39,3	45-91	5,32	0,05	83,7	92-149	6,67	0,06	128,3	150-230	8,02	0,06	172,7
80	17-43	4,81	0,05	46,2	44-87	6,42	0,06	102,0	88-145	8,09	0,07	155,8	146-216	9,73	0,07	209,6
85	16-43	5,77	0,06	56,2	44-84	7,74	0,07	122,2	85-140	9,70	0,07	186,1	141-200	11,67	0,08	252,0
90	16-42	6,85	0,07	67,6	43-83	9,19	0,07	144,9	84-133	11,52	0,08	222,3	137-190	13,85	0,09	299,7
95	15-41	8,06	0,07	77,8	42-82	10,80	0,08	170,4	83-136	13,55	0,09	260,6	134-180	16,29	0,10	353,2
100	15-40	9,40	0,08	92,0	41-80	12,60	0,09	198,0	81-130	15,89	0,10	304,0	131-172	19,00	0,11	410,0

Holzkammräder, Schraubenräder und Stirnräder mit Winkelzähnen wiegen annähernd so viel wie Stirnräder mit Eisenzähnen gleicher Teilung, Zähnezahl und Breite.

Kegelräder wiegen  $\sim 0,9$ mal so viel wie Stirnräder.

Das Gewicht der Stahlgußräder ist etwa das 1,13fache eines gußeisernen Rades gleicher Abmessung.

Beispiel. Ein Kegelrad aus Stahlguß von 1,536 m mittlerem Durchmesser und 96 Zähnen von 150 mm Breite hat eine Teilung von

$$\frac{1536 \pi}{96} = 16 \pi \approx 50 \text{ mm.}$$

Es wiegt bei 6 Armen

$$G = [96 (1,58 + 0,02 \cdot 150) - 24,7] 0,9 \cdot 1,09 = \sim 407 \text{ kg.}$$

# Verzahnungen.

Fig. 1. Äußere Cycloiden-Verzahnung.

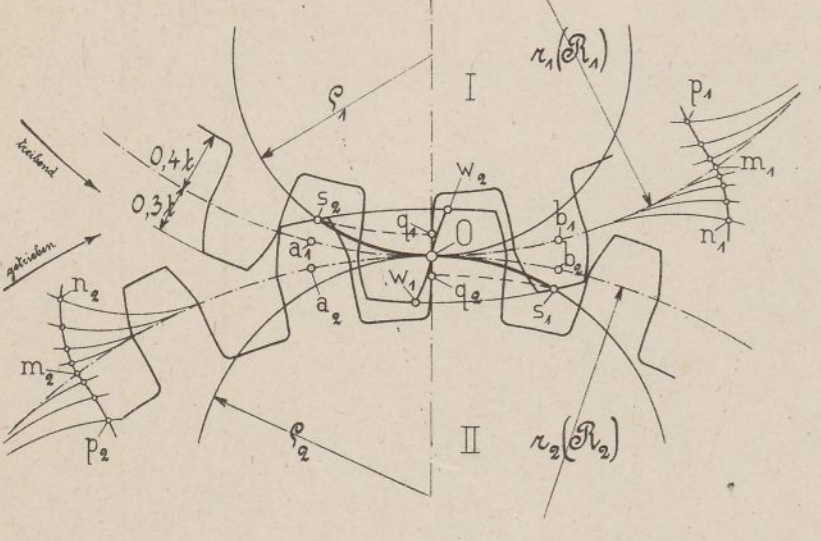


Fig. 2. Innere Cycloiden-Verzahnung.

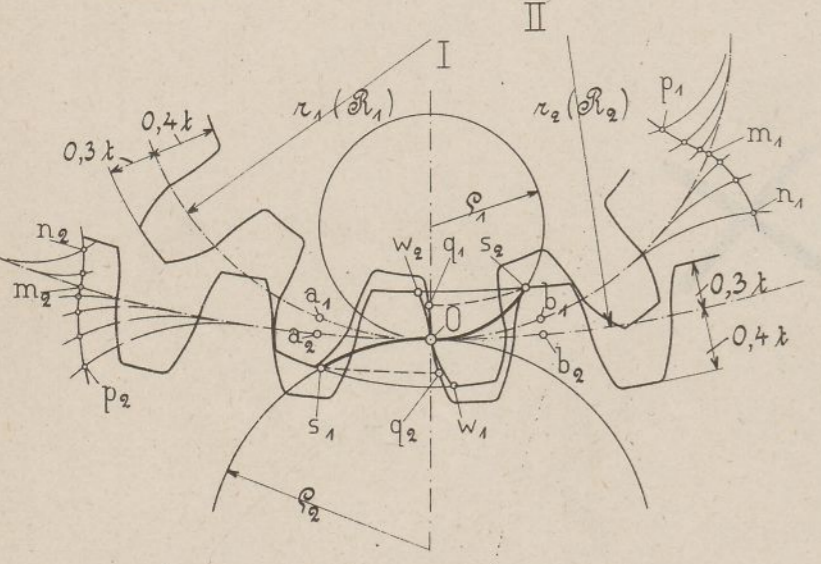


Fig. 3. Zahnstangen-Cycloiden-Verzahnung.

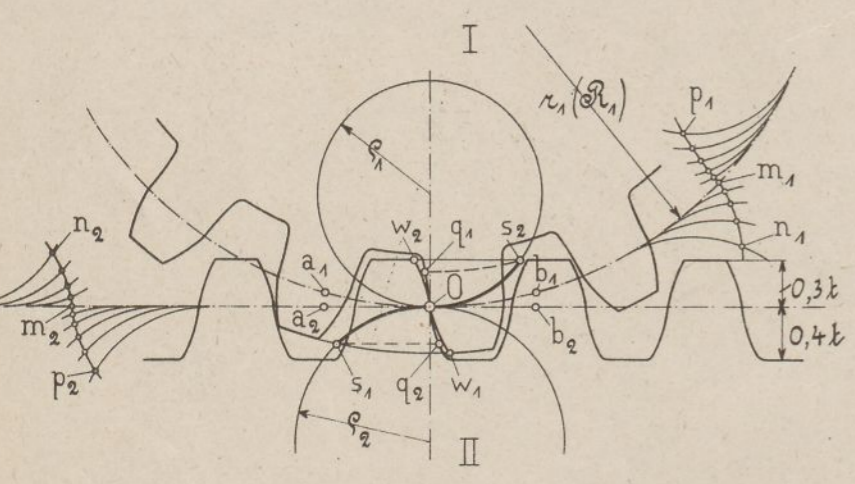


Fig. 4. Äußere Evolventen-Verzahnung.

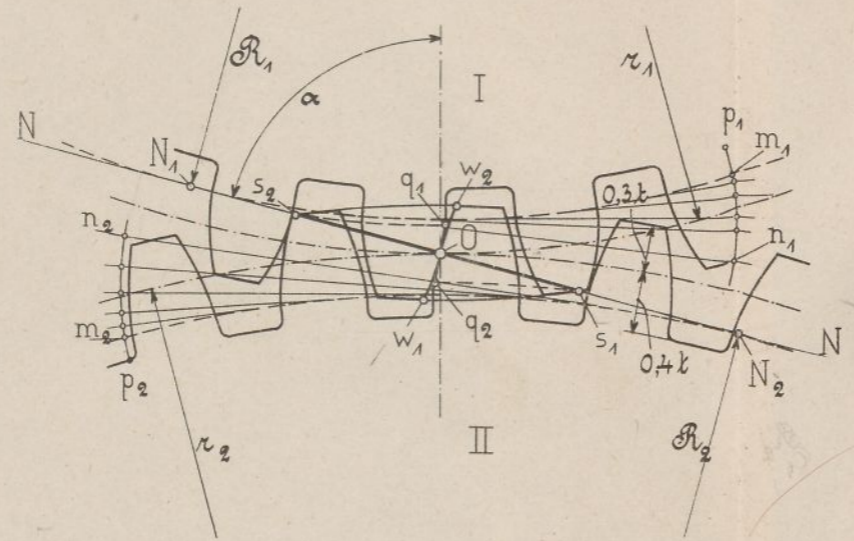


Fig. 5. Innere Evolventen-Verzahnung.

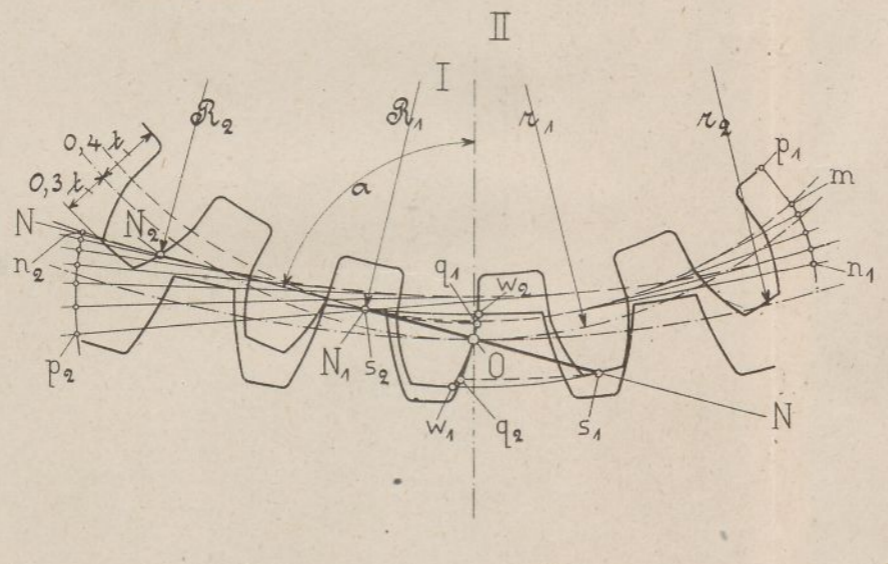


Fig. 6. Zahnstangen-Evolventen-Verzahnung.

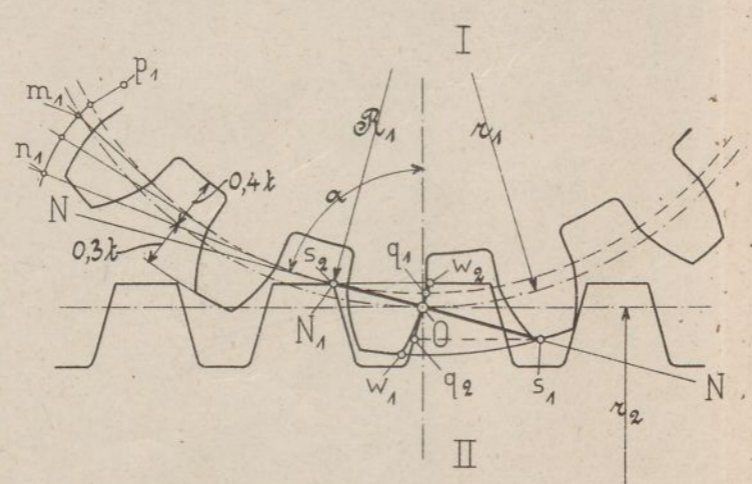


Fig. 7. Evolventen-Verzahnung nach Grant's Odontograph.\*)

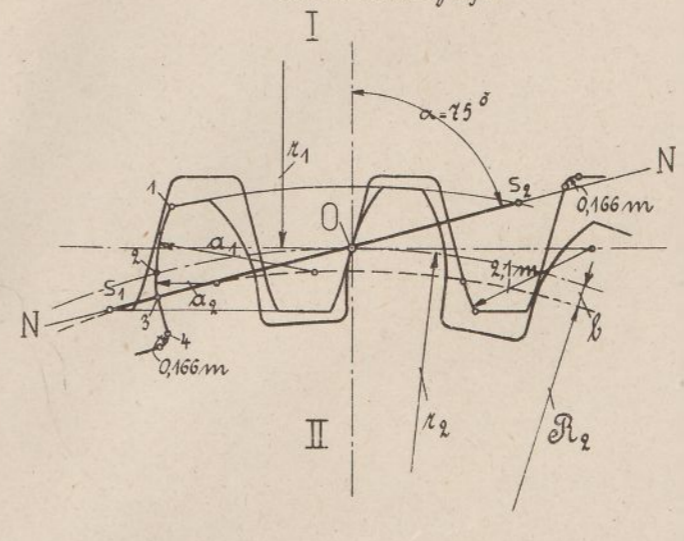


Fig. 8. Gleitverhältnisse der Cycloiden-Verzahnung.

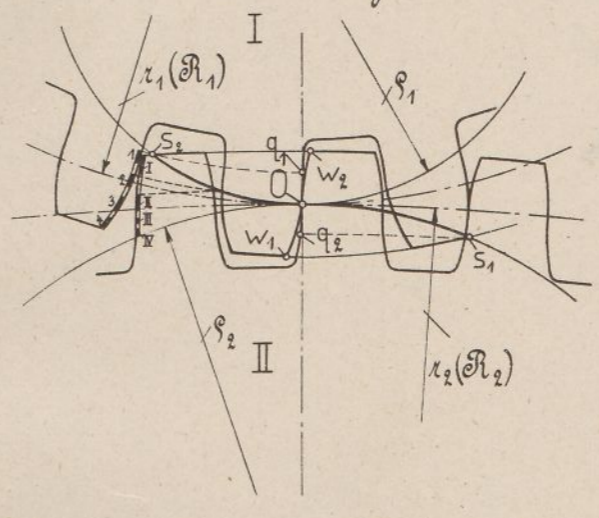
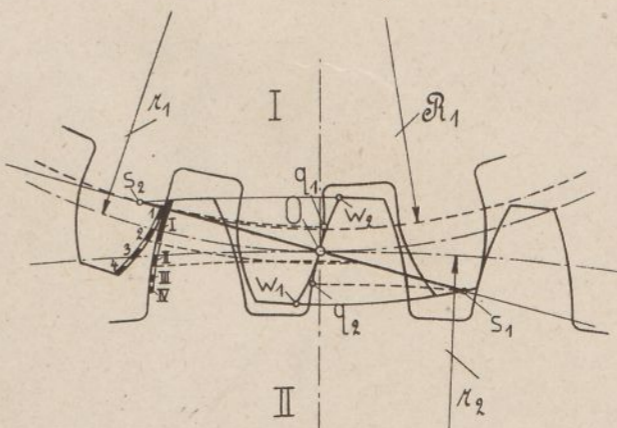


Fig. 9. Gleitverhältnisse der Evolventen-Verzahnung.



$r_1, r_2$  Teilkreisradien,  
 $R_1, R_2$  Grundkreisradien,  
 $\rho_1, \rho_2$  Rollkreisradien,  
 $s_1, s_2$  Eingriffstrecke,  
 $a_1, b_1, a_2, b_2$  Eingriffsbögen,  
 $w_1, q_1, w_2, q_2$  arbeitender Teil  
der Zähne.

Fig. 10. Evolventen-Verzahnung der Allg. Electricitäts-Ges., Berlin.

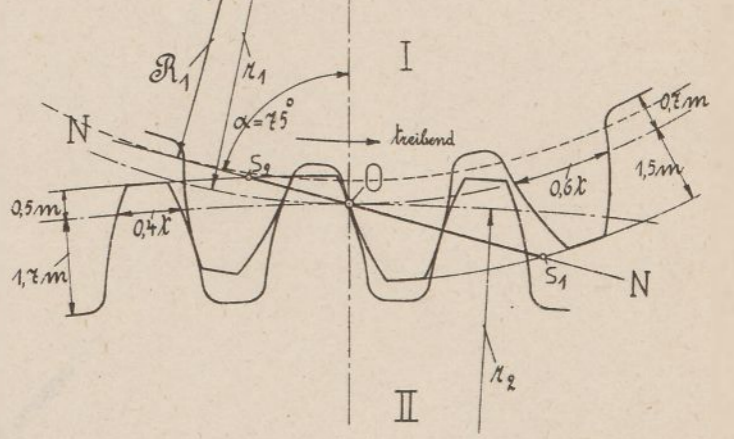
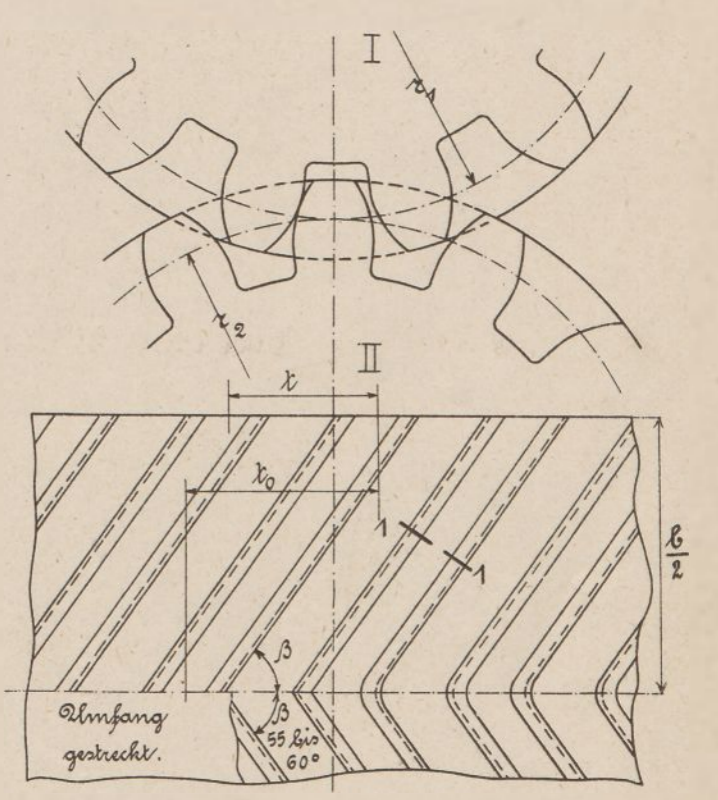


Fig. 11. Winkelzähne.



\*) Nach Friedrich Stolzenberg u. Co. Berlin-Remickendorf.

# Verzahnungen.

$r_1, r_2$  Teilkreisradien,  $\rho_1, \rho_2$  Rollkreisradien,  
 $R_1, R_2$  Grundkreisradien,  $s_1, s_2$  Eingriffstrecke,  
 $w_1, w_2$  arbeitender Teil der Zähne.

Fig. 1. Äußere Geradflanken-Verzahnung. Fig. 3. Zahnstangen-Friebstock-Verzahnung.

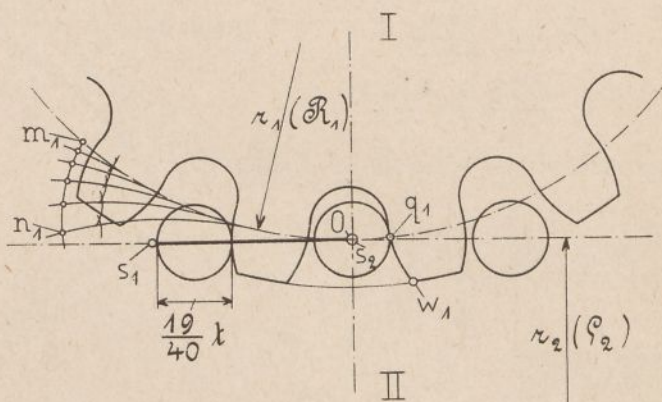
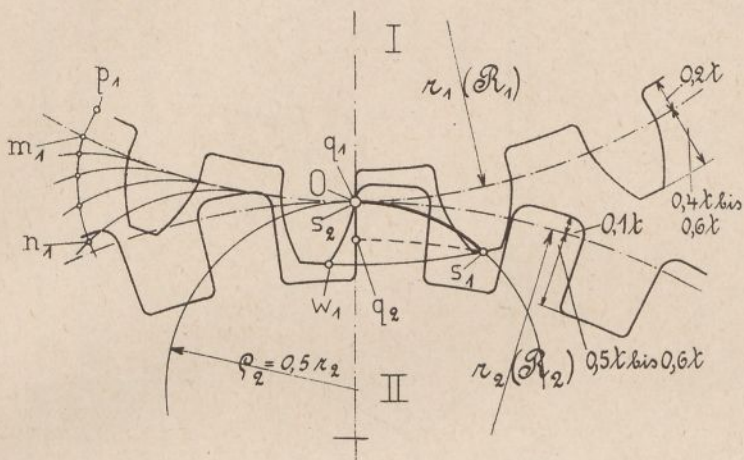


Fig. 2. Äußere Friebstock-Verzahnung.

Fig. 4. Doppelte Punkt-Verzahnung.

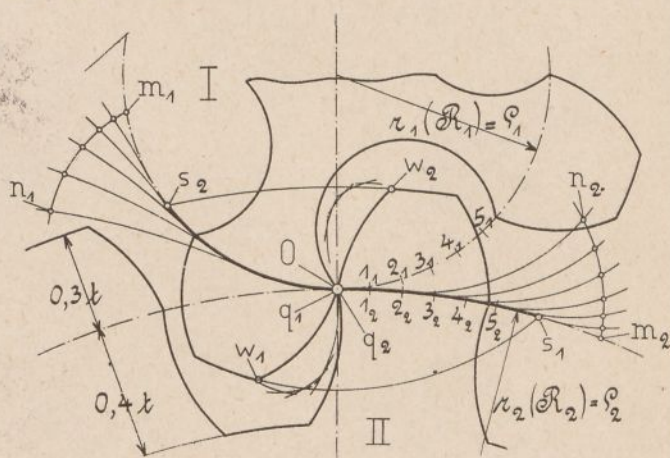
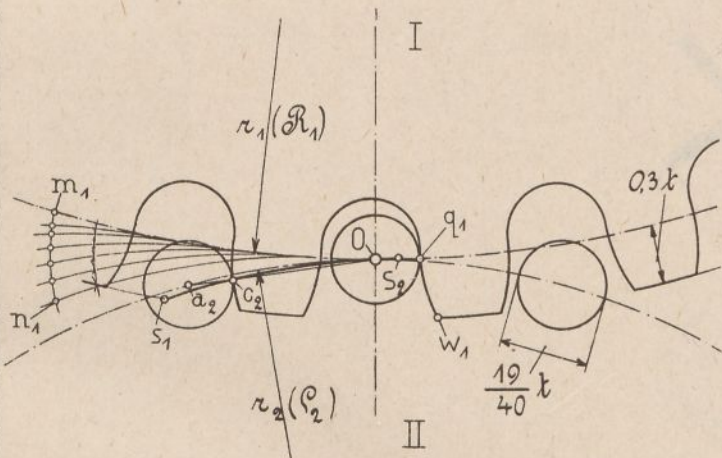


Fig. 5a. 1/3.

Drisongetriebe.

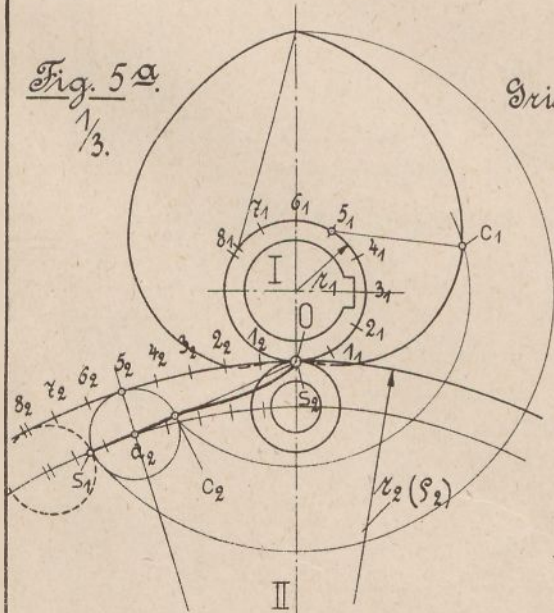
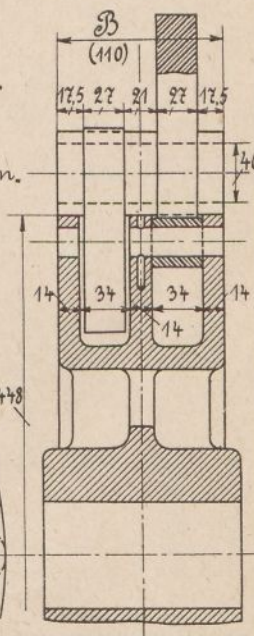
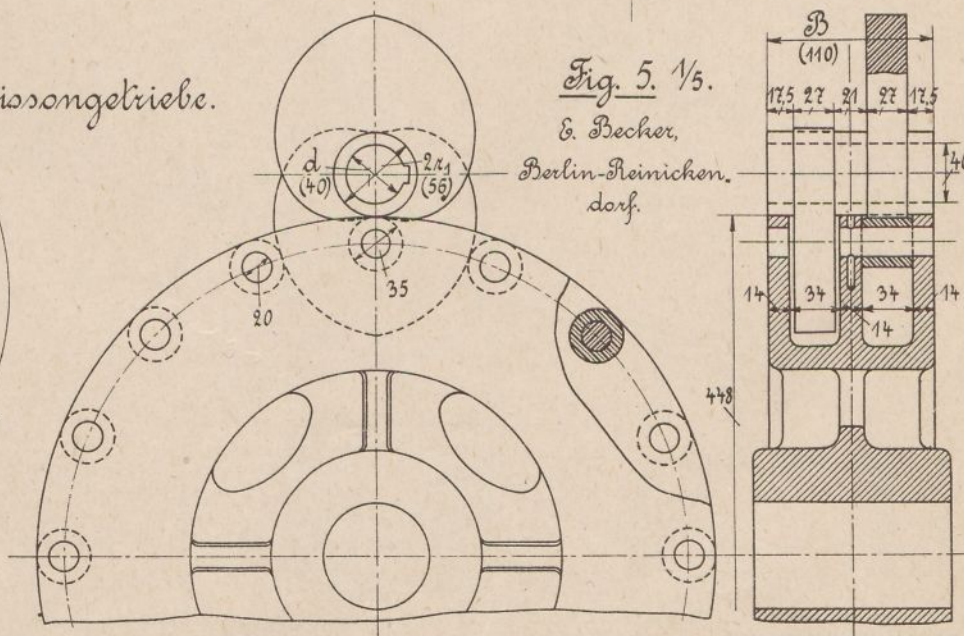


Fig. 5. 1/5.

E. Becher,  
 Berlin-Reinichen-  
 dorf.





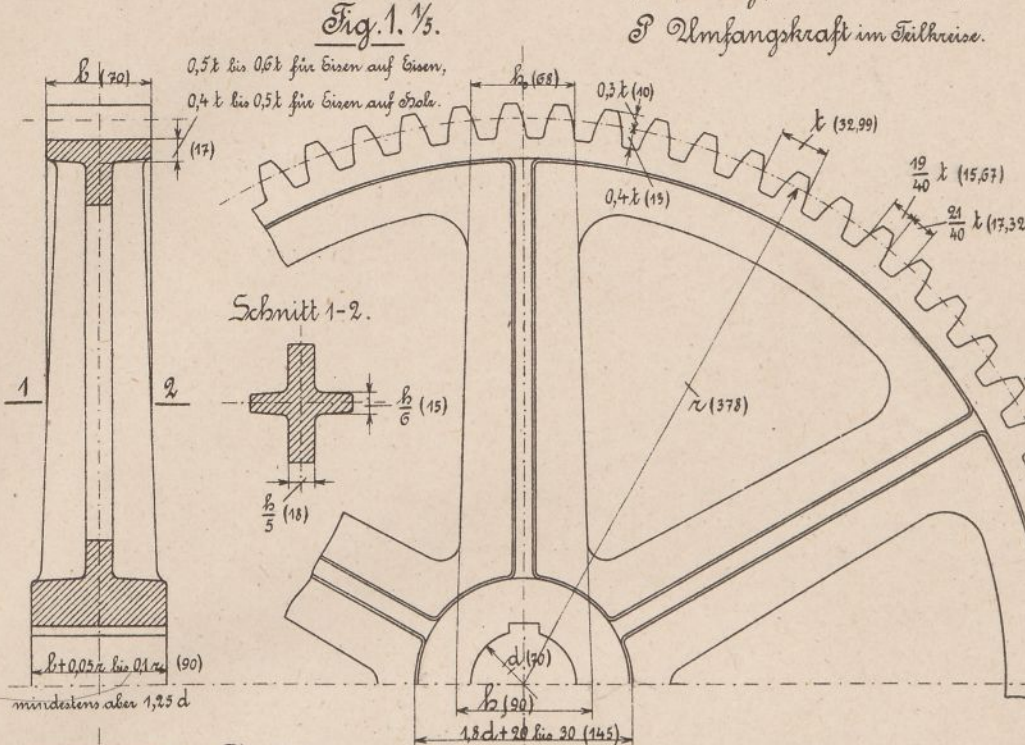
# Stirnräder mit Eisenzähnen.

$d$  Bohrung,  $r$  Teilkreisradius,  
 $k$  Teilung,  $b$  Zahnbreite,  
 $P$  Umfangskraft im Teilkreise.

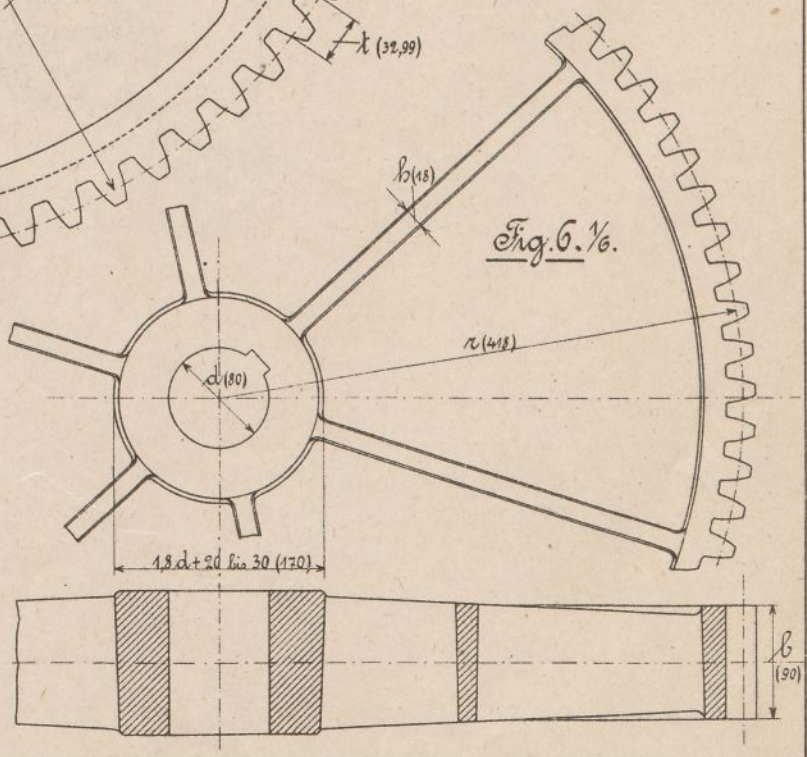
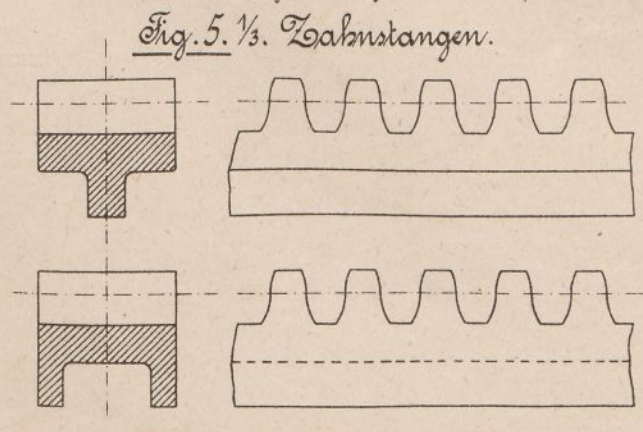
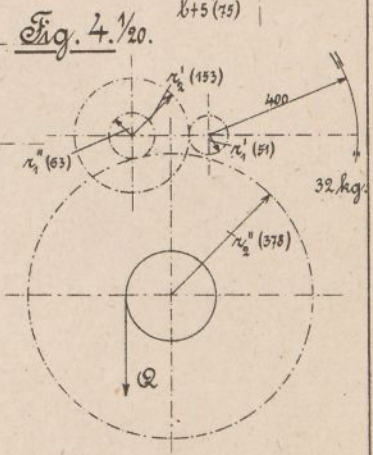
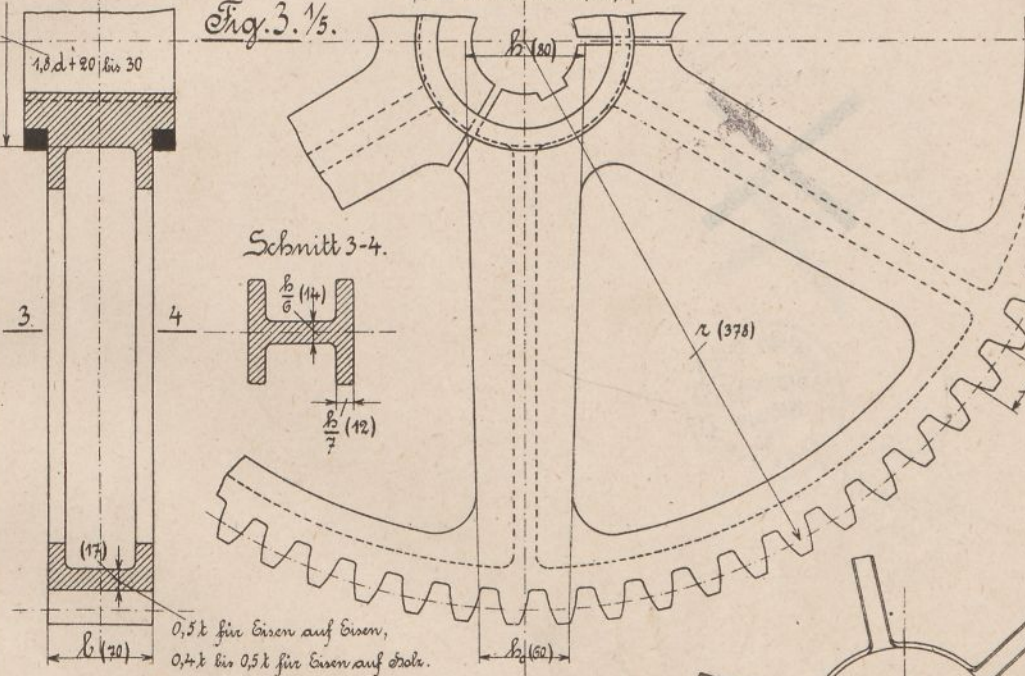
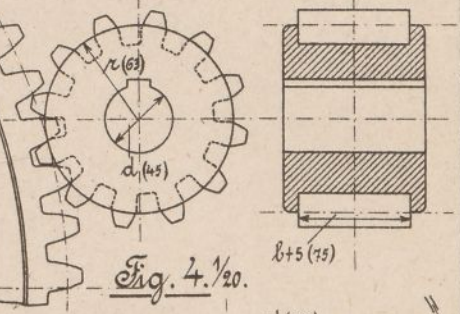
Armsahl:

$A$	4	5 oder 6	6	8
Für $r$	$\leq 375$	375-750	750-1050	$> 1050$

Armshöhe in der Nabenmitte:  
 $h = 2,7 \text{ bis } 3,1 \sqrt{\frac{P \cdot r}{A}}$  für + u.  $\perp$  Arme,  
 $h = 2,4 \text{ bis } 2,7 \sqrt{\frac{P \cdot r}{A}}$  für I Arme,  
 $h = 1,55 \sqrt{\frac{P \cdot r}{b \cdot A}}$  für - Arme.  
 Armshöhe im Teilkreise  $h_0 = 0,75 h$ .



**Fig. 2. 1/5. Ritzel mit Bordscheiben.**



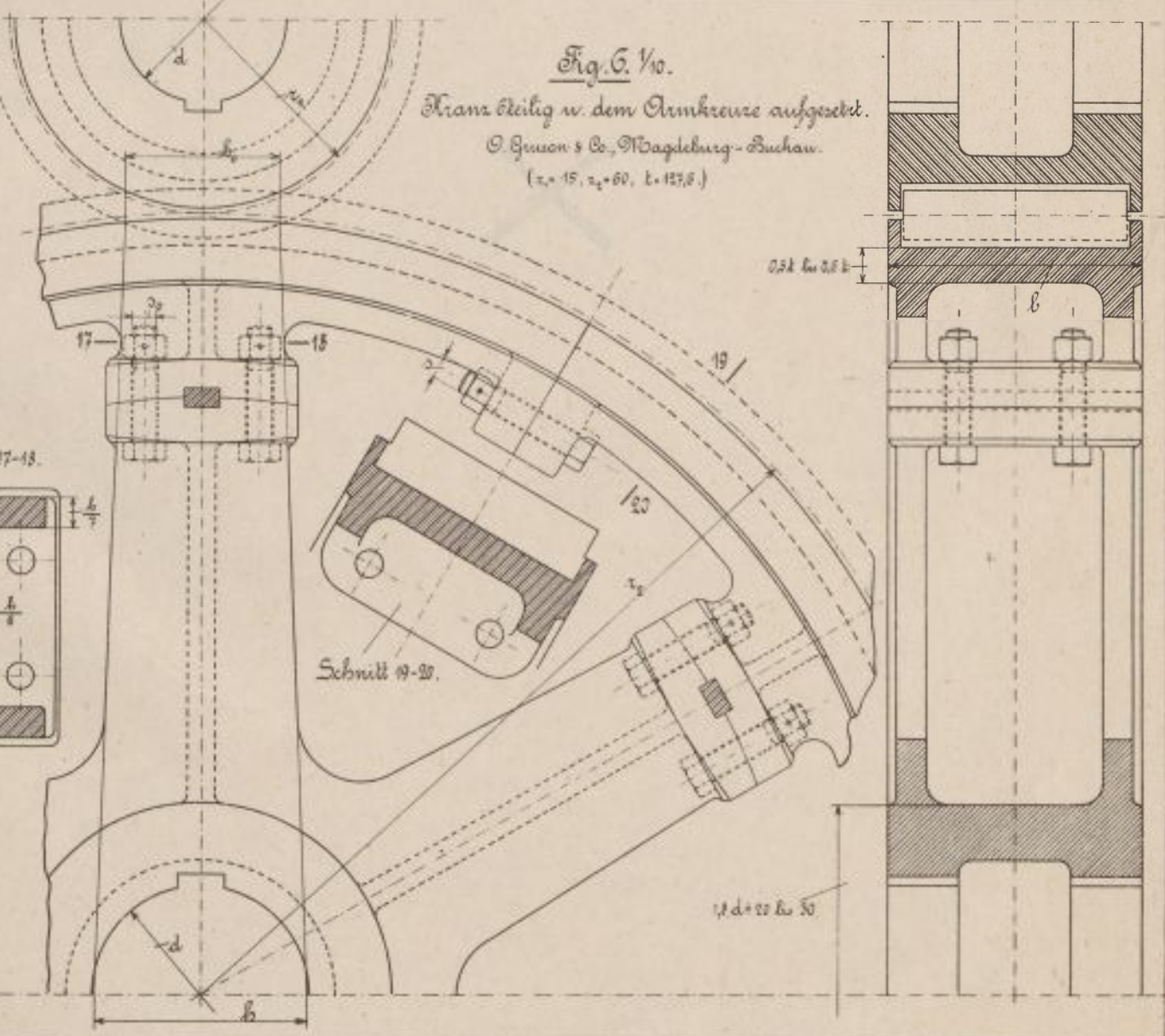
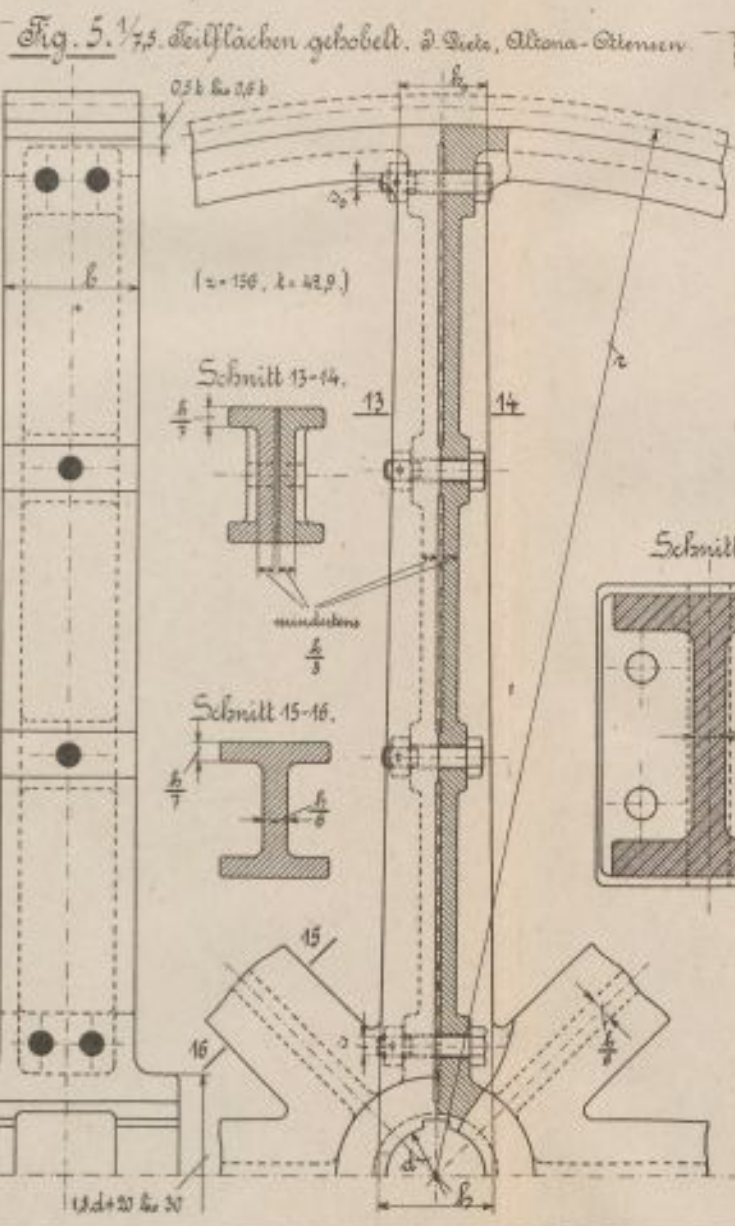
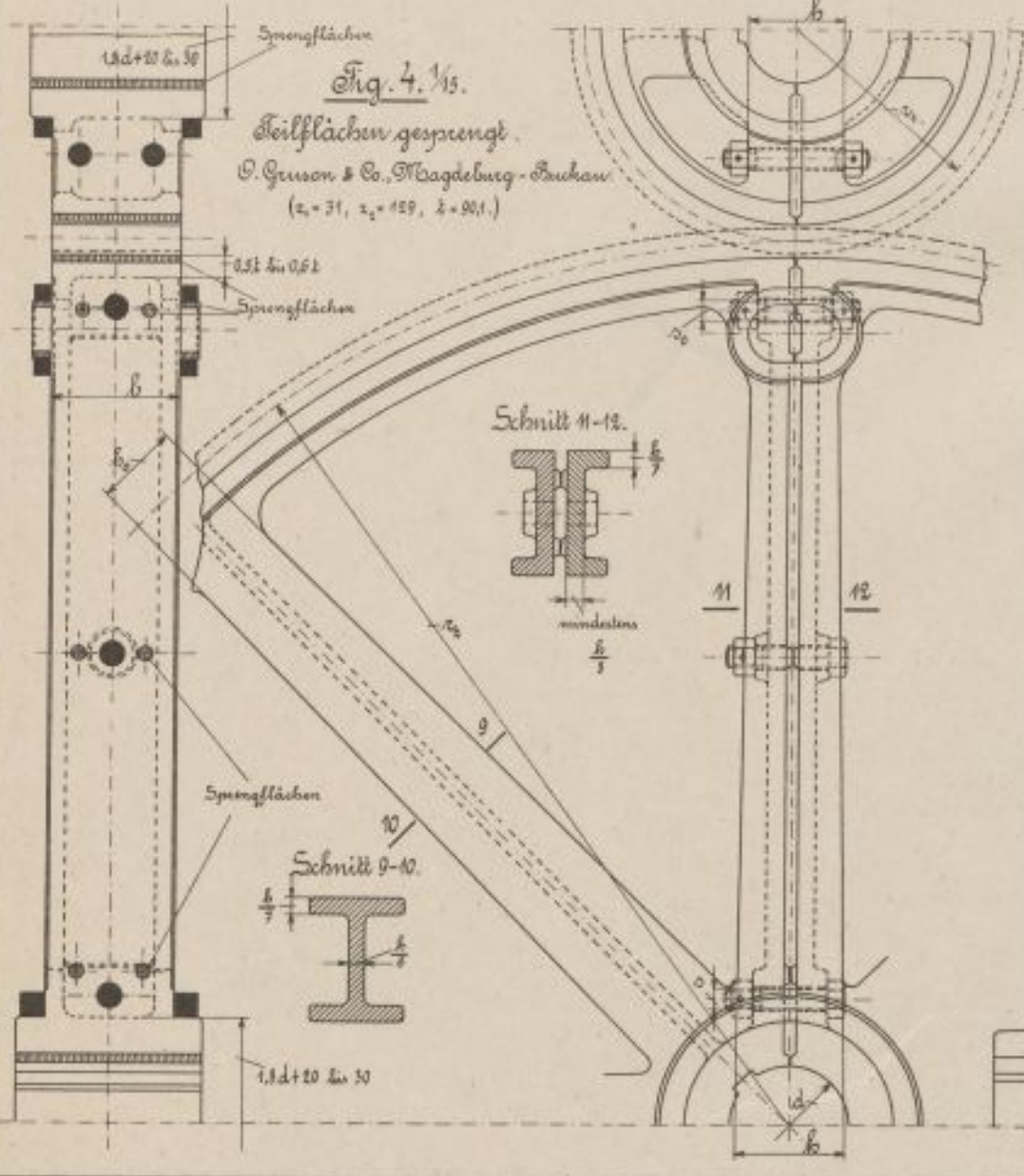
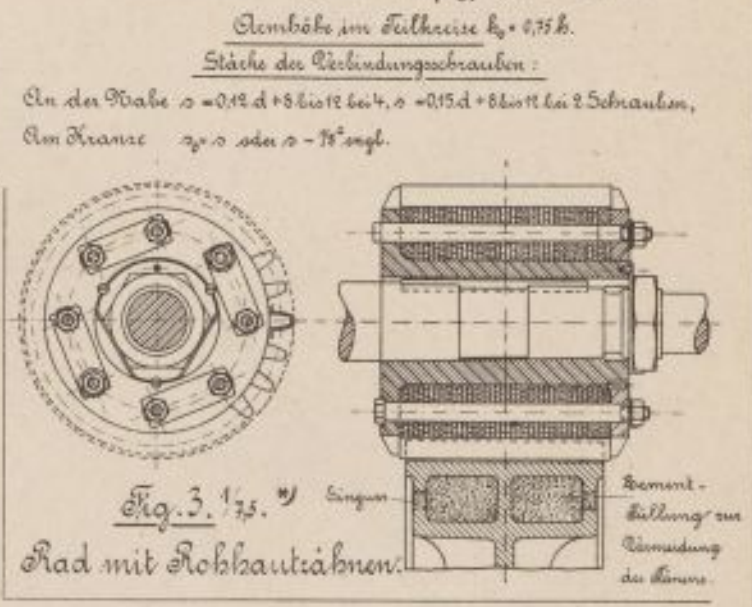
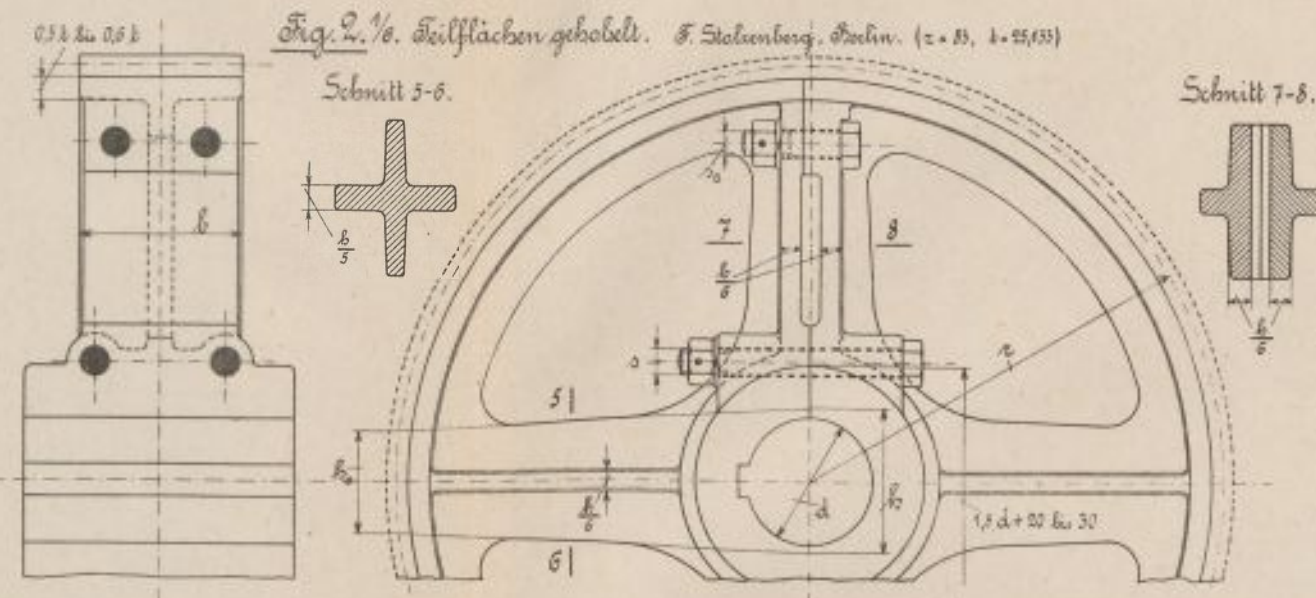
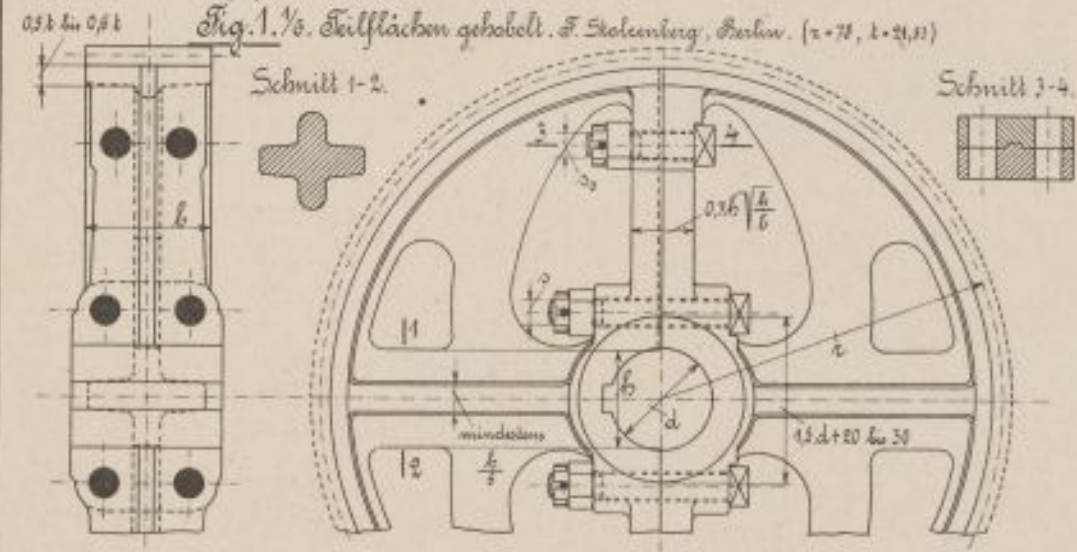
# Geteilte Stirnräder mit Eisenzähnen.

Teilfugen am Kranze stets zwischen den Zähnen.

$t$  Teilung,  $z$  Zähnerabl.,  $r$  Teilkreisradius,  
 $b$  Zahnbreite,  $d$  Bohrung,  $P$  Umfangskraft im Teilweise.

Armsahl	4	4 oder 6	6	8
(Grade bei gebogenen Rädern) für $r$	375	375-750	750-1050	>1050

Armshöhe in der  
 Nabenmitte  $\begin{cases} h = 2,7 \text{ bis } 3,1 \sqrt{\frac{P}{d}} \text{ für } + \text{ u. l. Arme.} \\ h = 2,7 \text{ bis } 2,7 \sqrt{\frac{P}{d}} \text{ für I Arme.} \end{cases}$



<sup>1)</sup> Nach „Lasche“ S. d. V. d. 1899.

# Stirnräder mit Holz- auf Eisenzähnen.

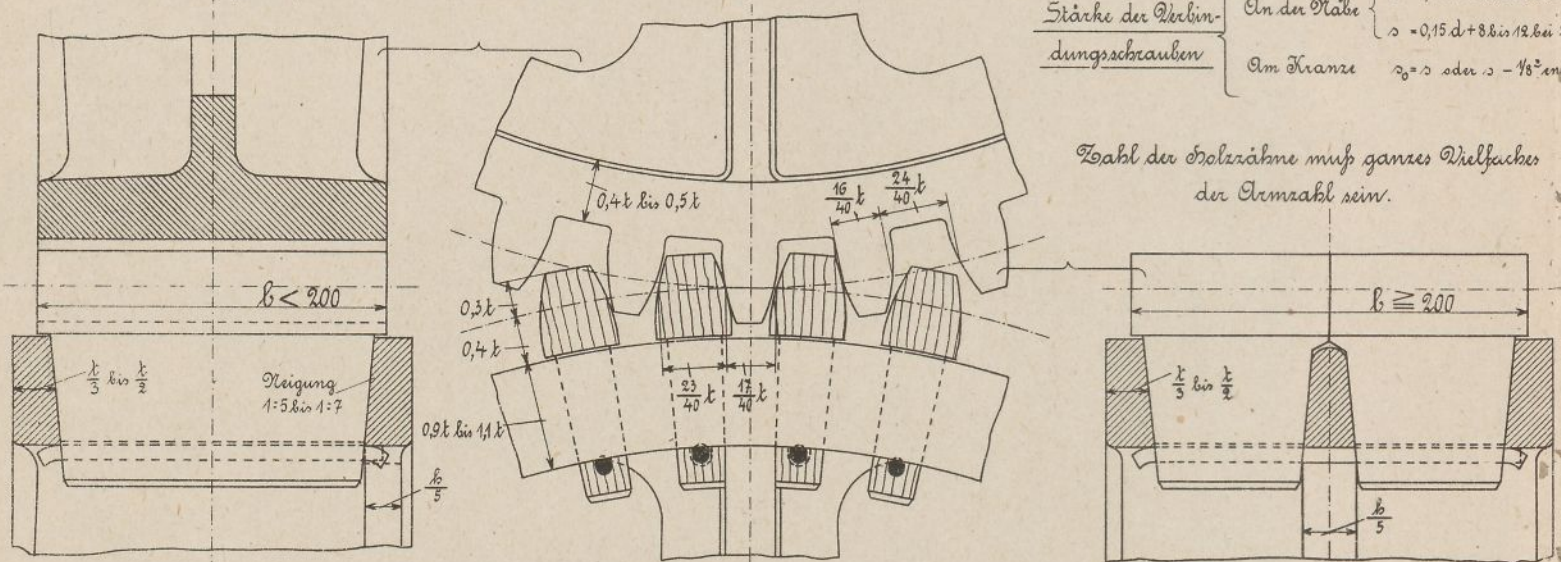
$z$  Teilung,  $\alpha$  Zähnerahl,  $r$  Teilkreisradius,  
 $b$  Zahnbreite,  $d$  Bohrung,  $P$  Umfangskraft im Teilkreis.

Armsahl	4	4 oder 6	6	8
(Grade bei geteilten Rädern)	$\leq 375$	375-750	750-1050	> 1050

Armshöhe in der Nabenmitte  $\begin{cases} h = 2,7 \text{ bis } 3,1 \sqrt{\frac{P \cdot r}{\alpha}} \text{ für } + \text{ u. } 1 \text{ Arme,} \\ h = 2,4 \text{ bis } 2,7 \sqrt{\frac{P \cdot r}{\alpha}} \text{ für } I \text{ Arme.} \end{cases}$

Armshöhe im Teilkreis  $h_0 = 0,75 b$ .

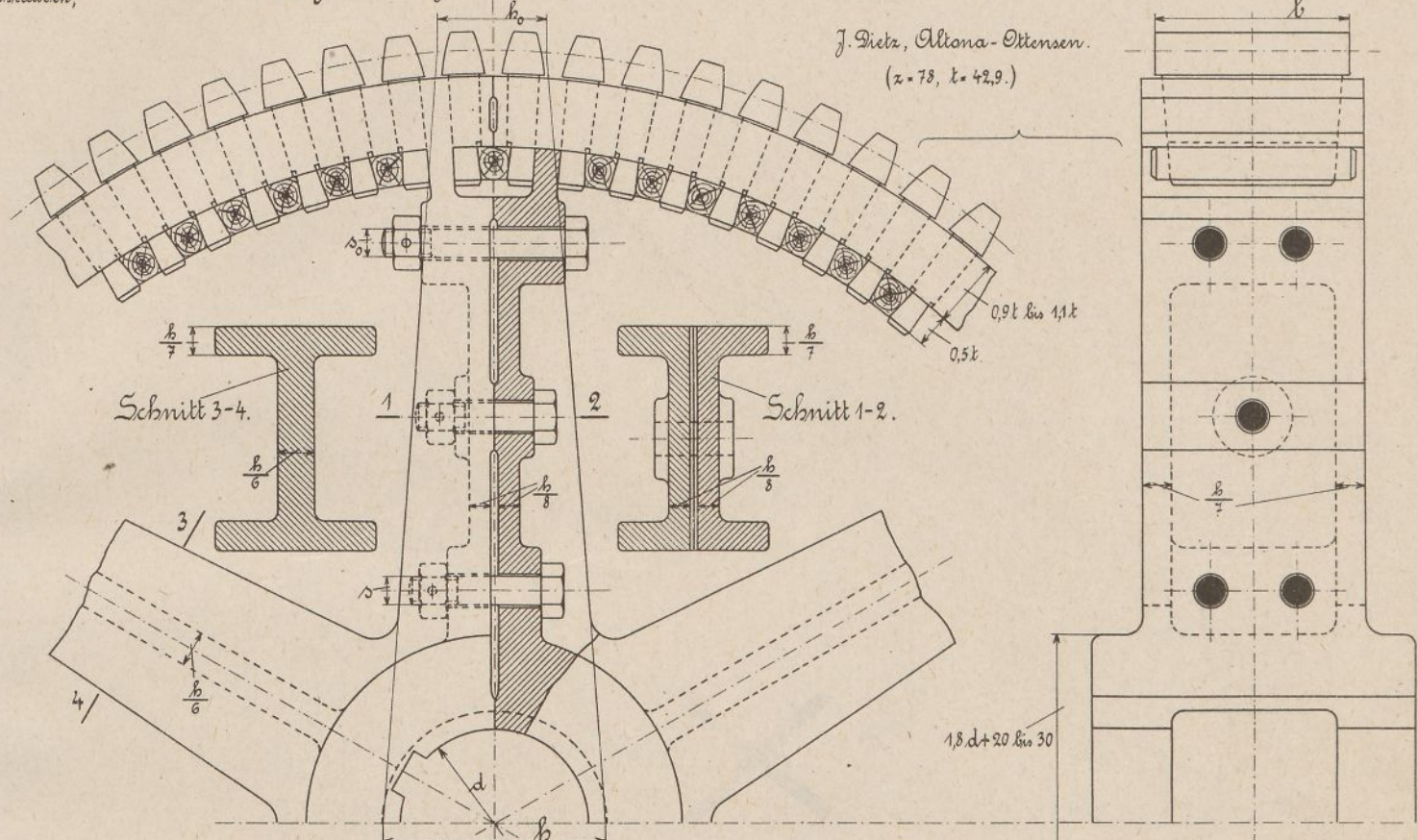
Fig. 1. 1/4. Kamm-Befestigung durch Stifte.



Stärke der Verbindungs-schrauben  $\begin{cases} \text{An der Nabe } \begin{cases} \rho = 0,12 d + 8 \text{ bis } 12 \text{ bei } 4, \\ \rho = 0,15 d + 8 \text{ bis } 12 \text{ bei } 2 \end{cases} \\ \text{Am Kranze } \rho = \rho \text{ oder } \rho = 1/8 \text{ engl.} \end{cases}$  Schrauben,

Zahl der Holz-zähne muß ganzes Vielfaches der Armsahl sein.

Fig. 5. 1/5. Geteiltes Rad mit Holz-zähnen.



J. Dietz, Altona-Ottensen.  
 $(z = 78, \alpha = 42,9)$

Fig. 2. 1/4. Kamm-Befestigung durch Holzkeile.

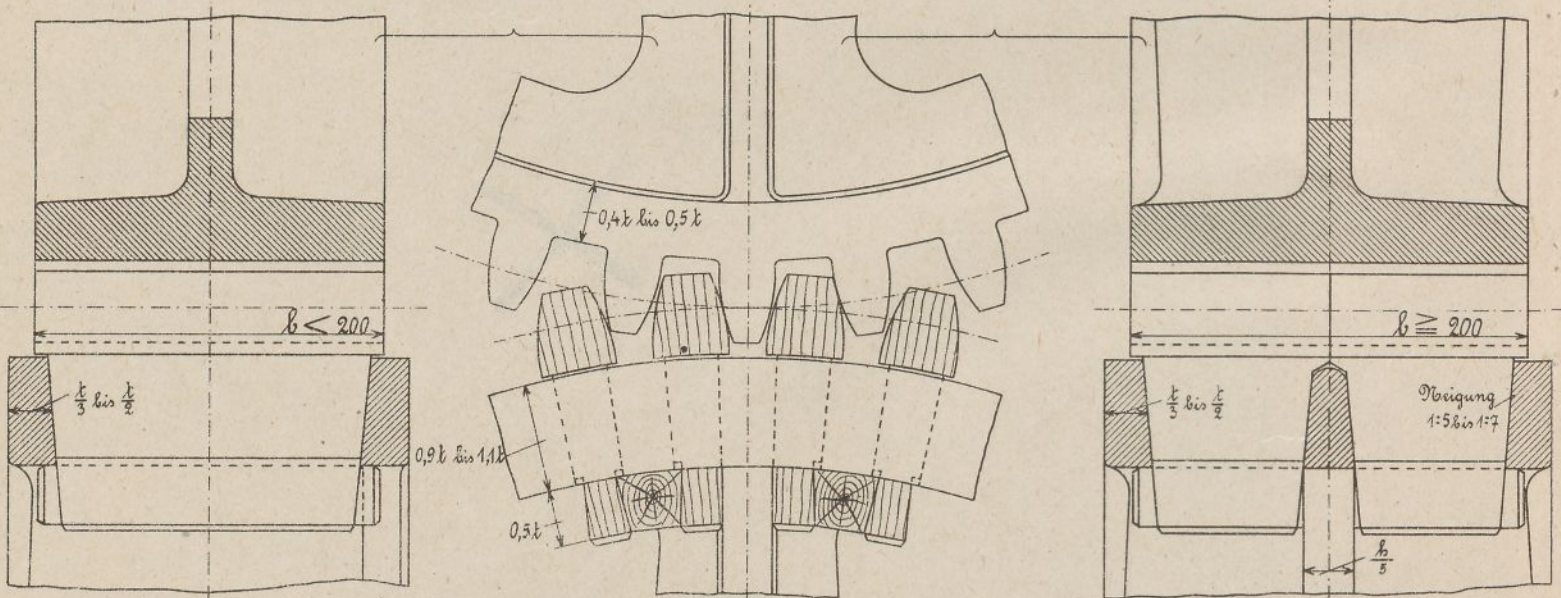


Fig. 6. 1/5. Geteilter Kranz mit Holz-zähnen.

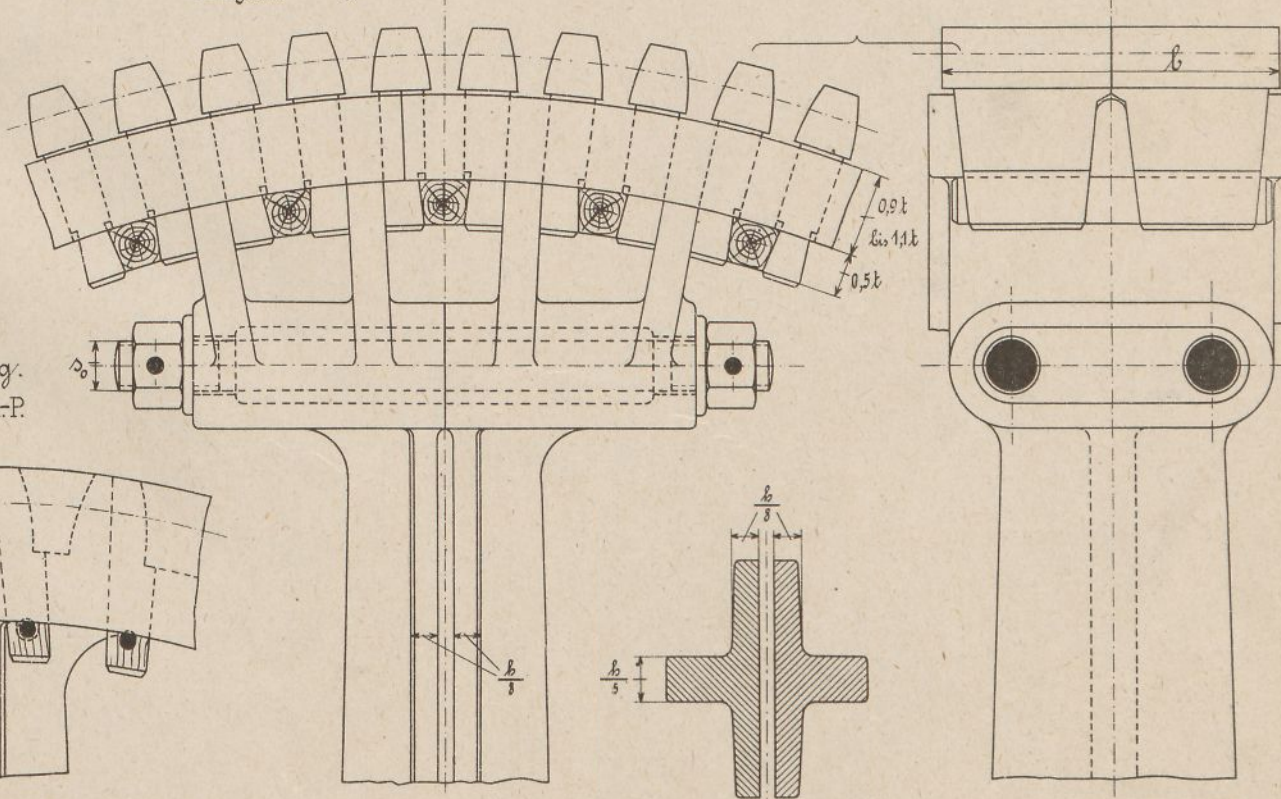


Fig. 3. 1/4. Kamm-Befestigung durch Holzkeile.

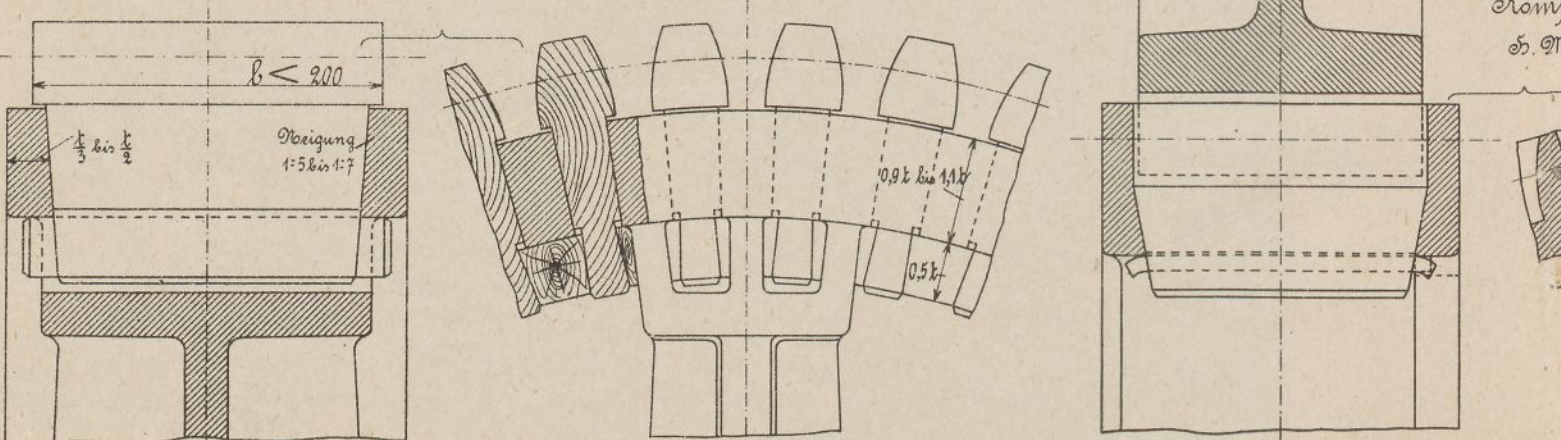
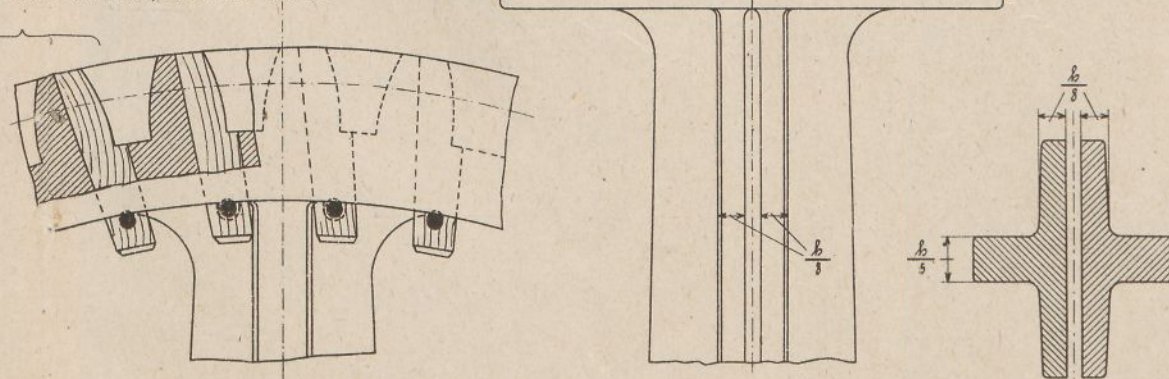


Fig. 4. 1/4.

Compound-Verzahnung.  
 S. Michaelis, Chemnitz DR-P.



# Kegekräder.

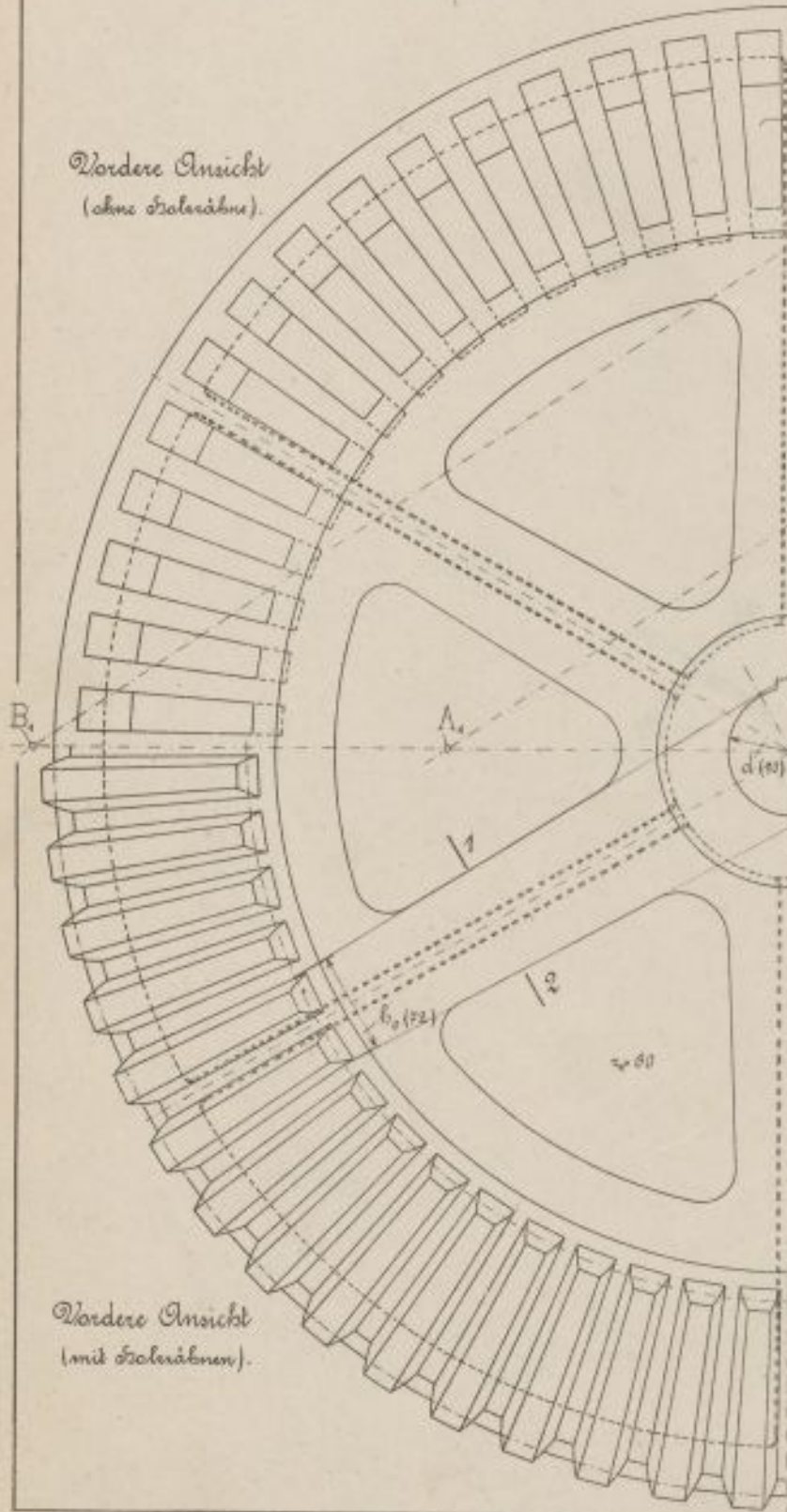
$z$  Teilung,  $z$  Zahnzahl,  $r$  Teilkreisradius,  
 $b$  Zahnbreite,  $d$  Bohrung,  $P$  Umfangskraft  
 im Teilkreis.

Armsahl	3	4	4 bis 6	6	8
(Gerade bei geteilten Rädern)	Ein d	≤ 375	375-750	750-1125	> 1125

Zahl der Bolzenmitten muß ganzzahliges Vielfaches der Armsahl sein.

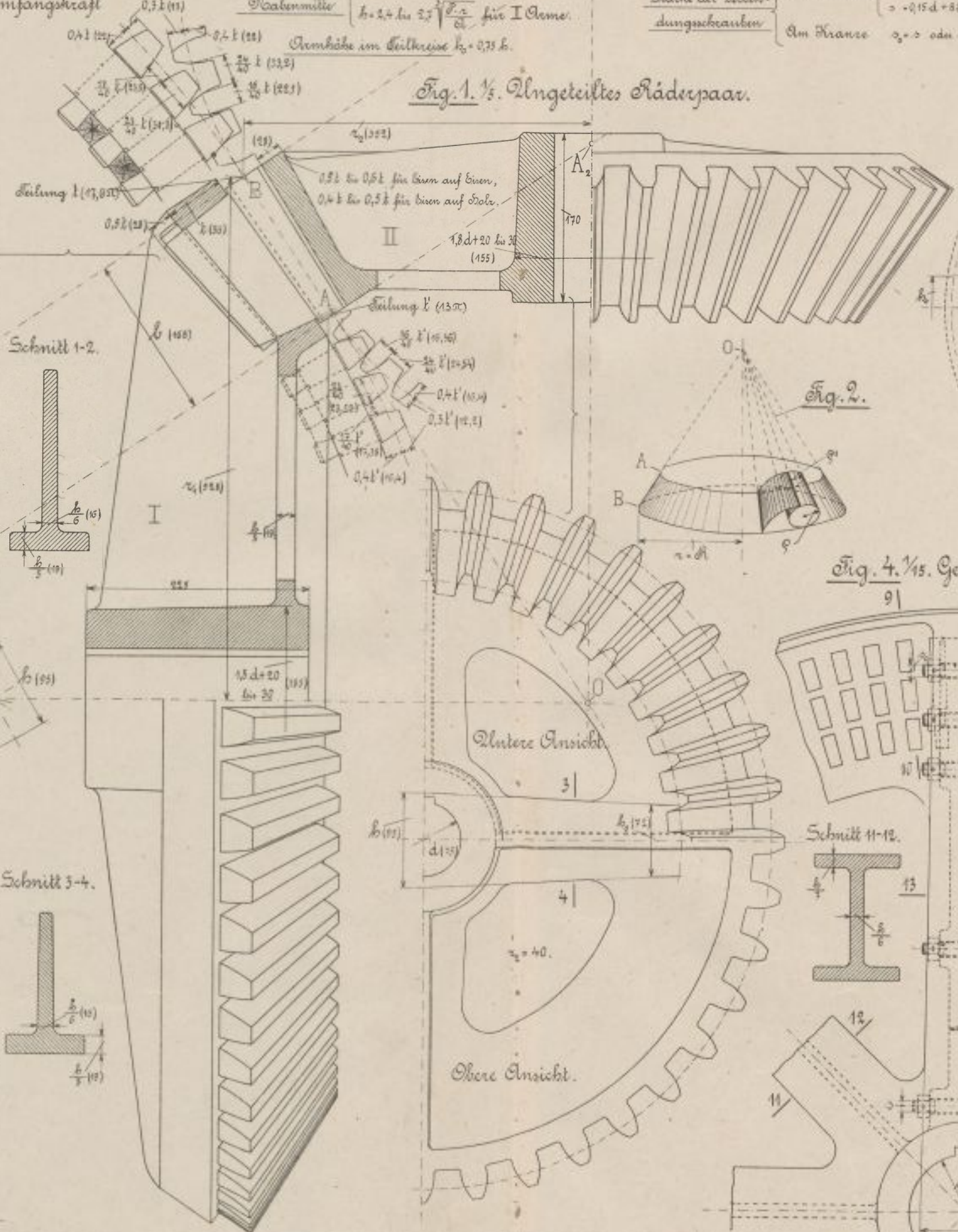
Vordere Ansicht  
(ohne Bolzenmitten).

Vordere Ansicht  
(mit Bolzenmitten).



Armshöhe in der  
 Bolzenmitte  $h = z \cdot k \cdot 3,1 \sqrt{\frac{P}{z}}$  für  $\pm$  Arms  
 $h = z \cdot k \cdot 2,7 \sqrt{\frac{P}{z}}$  für I-Arme.  
 Armshöhe im Teilkreis  $h_2 = 0,75 \cdot h$ .

Fig. 1.  $\frac{1}{2}$ . Unterteiltes Räderpaar.



Stärke der Wellen-  
 dungschrauben  $\left\{ \begin{array}{l} \text{An der Welle} \\ \text{Am Kranze} \end{array} \right. \left\{ \begin{array}{l} = 0,02 d + 0,6 \text{ bei } 7 \\ = 0,015 d + 0,6 \text{ bei } 2 \end{array} \right. \text{Schrauben}$   
 $z = 2$  oder  $= 11$  engl.

Fig. 3.  $\frac{1}{6}$ . Geteiltes Räderpaar, Teilflächen gehobelt.  
 J. Dietz, Altona-Altonen. ( $z_1 = z_2 = 44, l = 57,24$ )

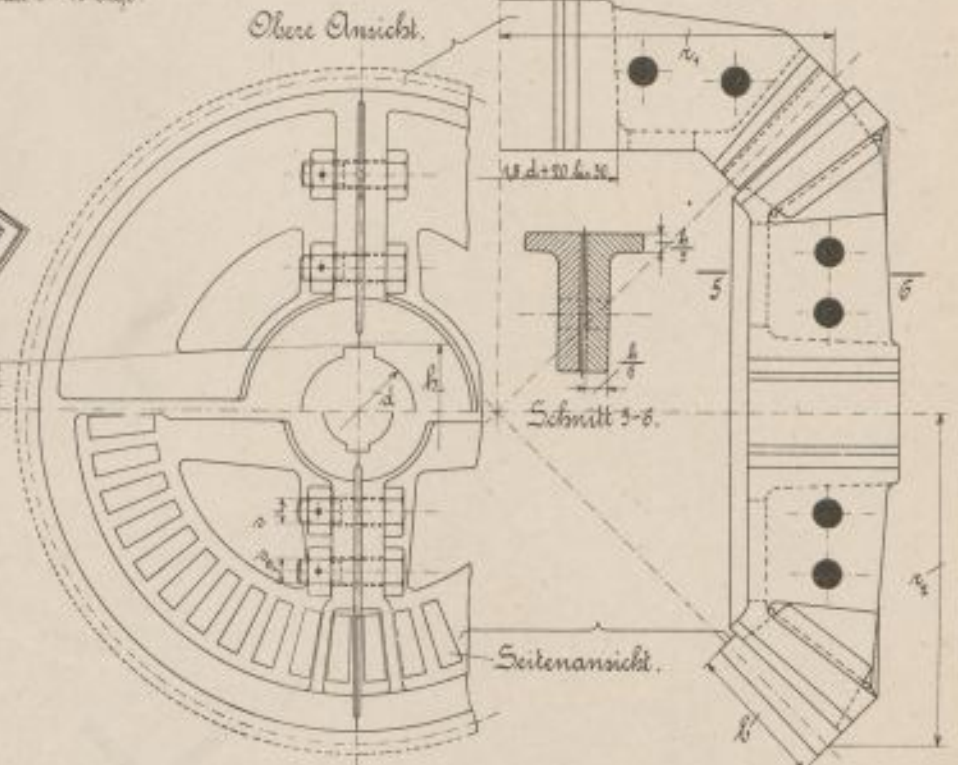
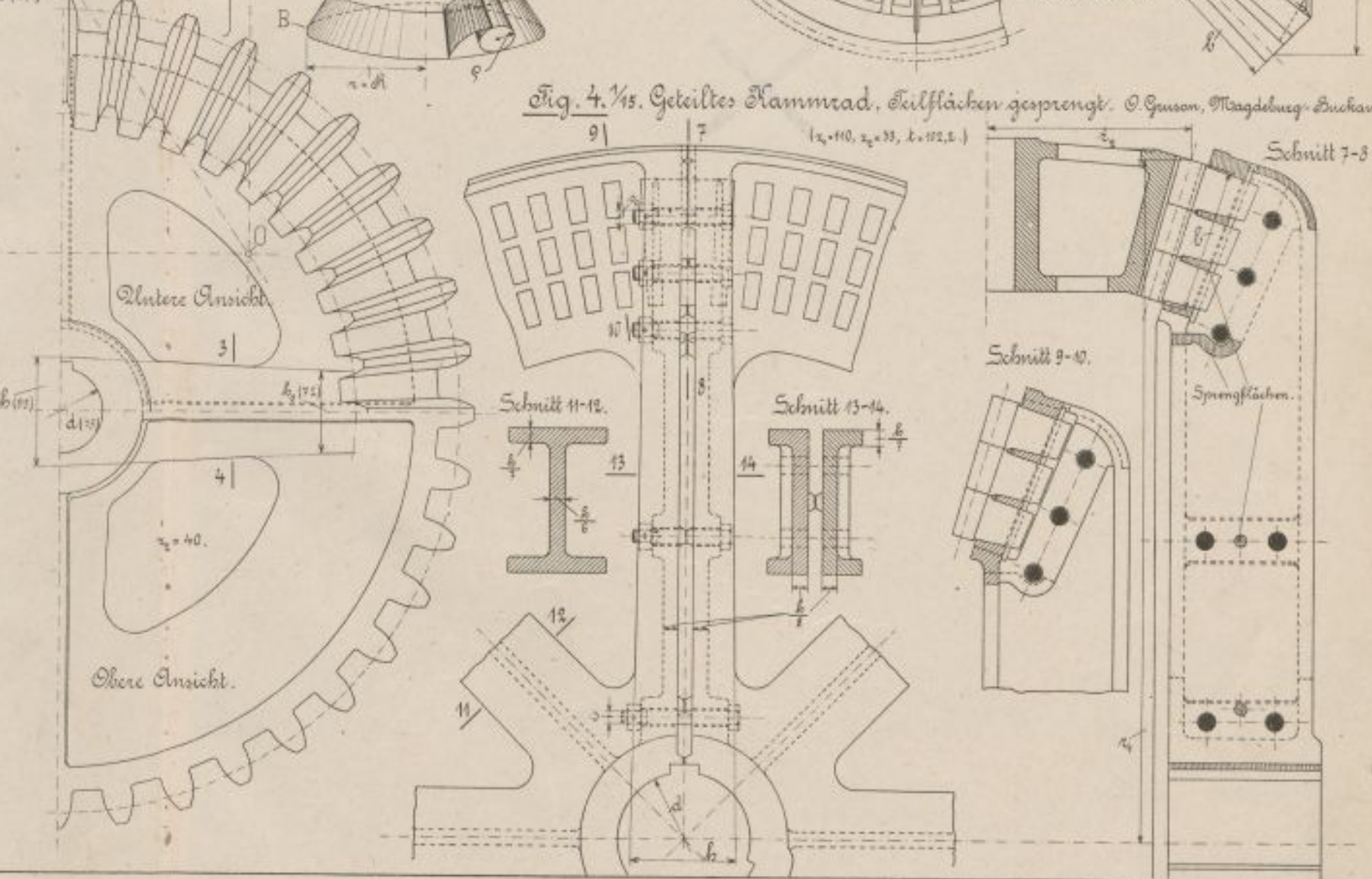


Fig. 4.  $\frac{1}{5}$ . Geteiltes Kammrad, Teilflächen gesprengt. O. Gussow, Magdeburg-Buchau.  
 ( $z_1 = 110, z_2 = 33, l = 102,5$ )



# Schnecke u. Schneckenrad.

Armszahl  $A = 4-6$ .

Armshöhe in der Nabenmitte  $h = 2,7$  bis  $3,1 \sqrt{\frac{P}{\alpha}}$  für  $t$  Arme,  
Armshöhe am Kranz  $h_0 = 0,75 h$ .

$\alpha t$  Steigung,  $r_1$  mittlerer Radius der Schnecke,  
 $t$  Teilung,  $r_2$  mittlerer Teilkreisradius,  
 $P$  Umfangskraft des Rades.

Fig. 1. 1/5. Okt. Ges. Rauchkammer.

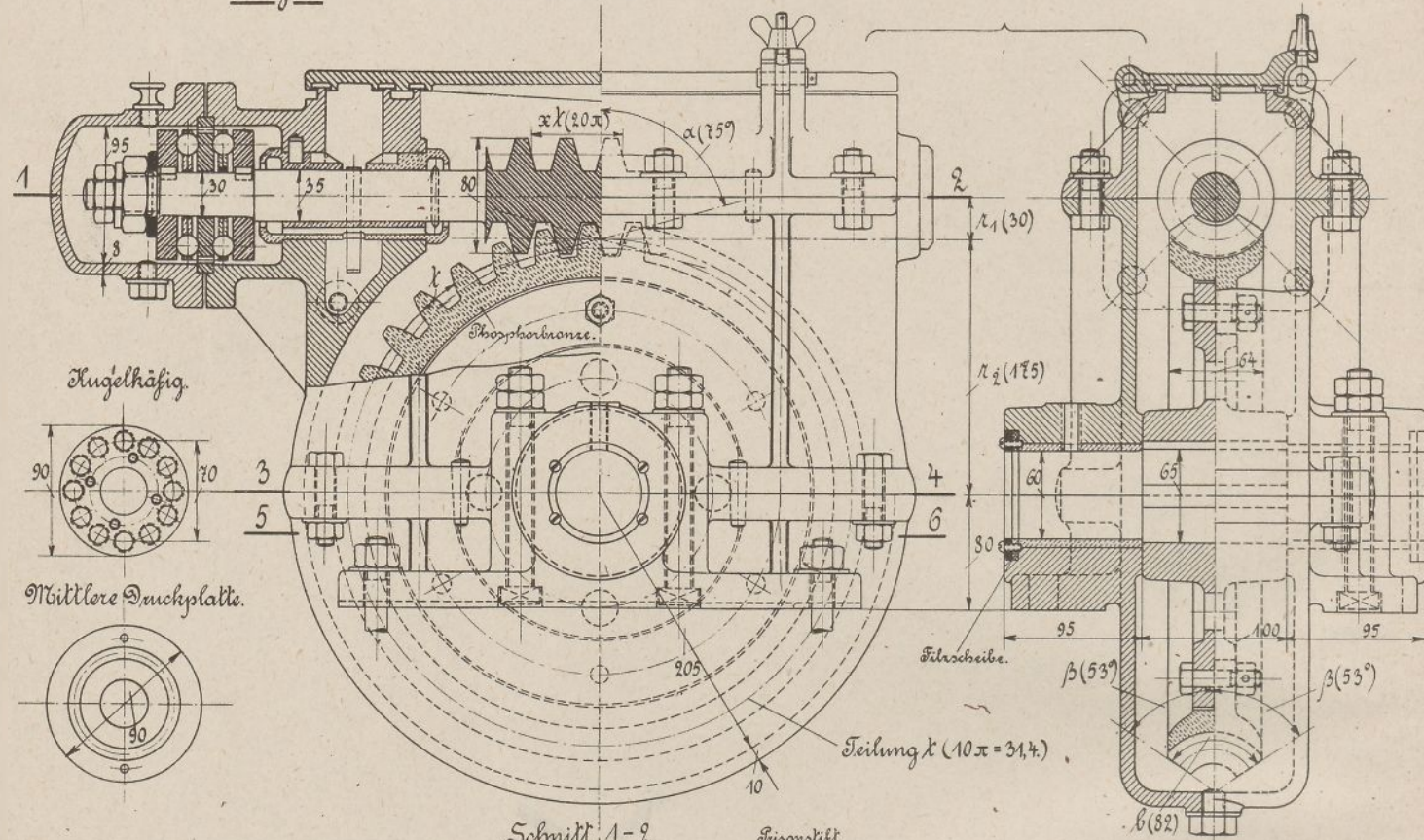


Fig. 1a. 1/5.

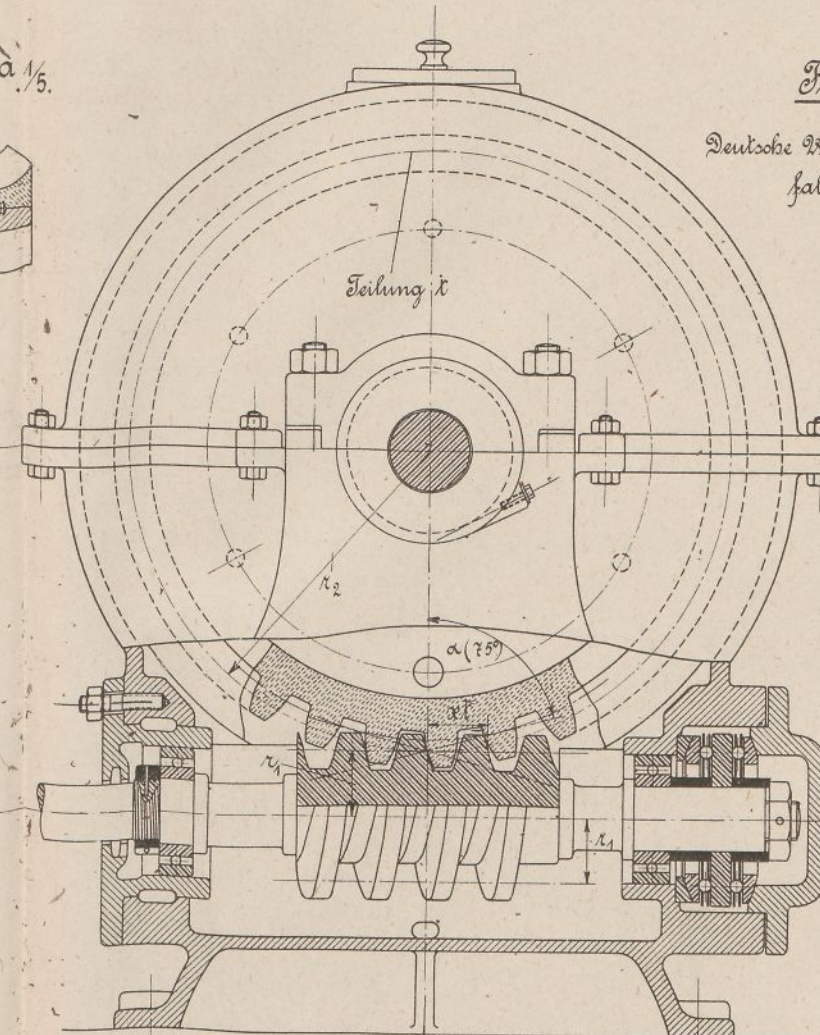
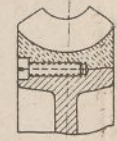


Fig. 2. 1/5.

Deutsche Waffen- u. Munitionsfabriken, Berlin.

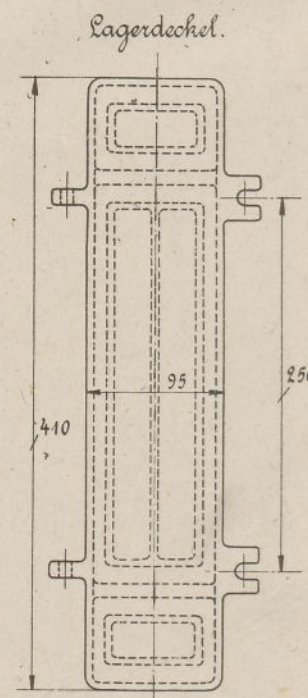
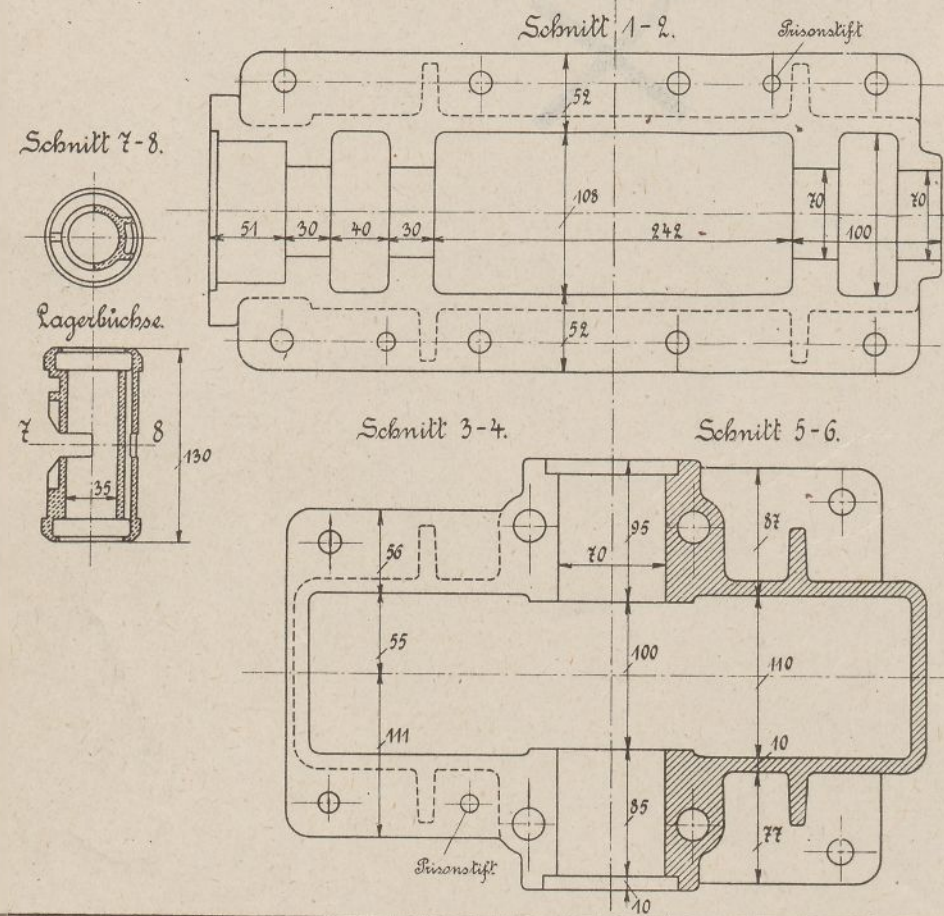
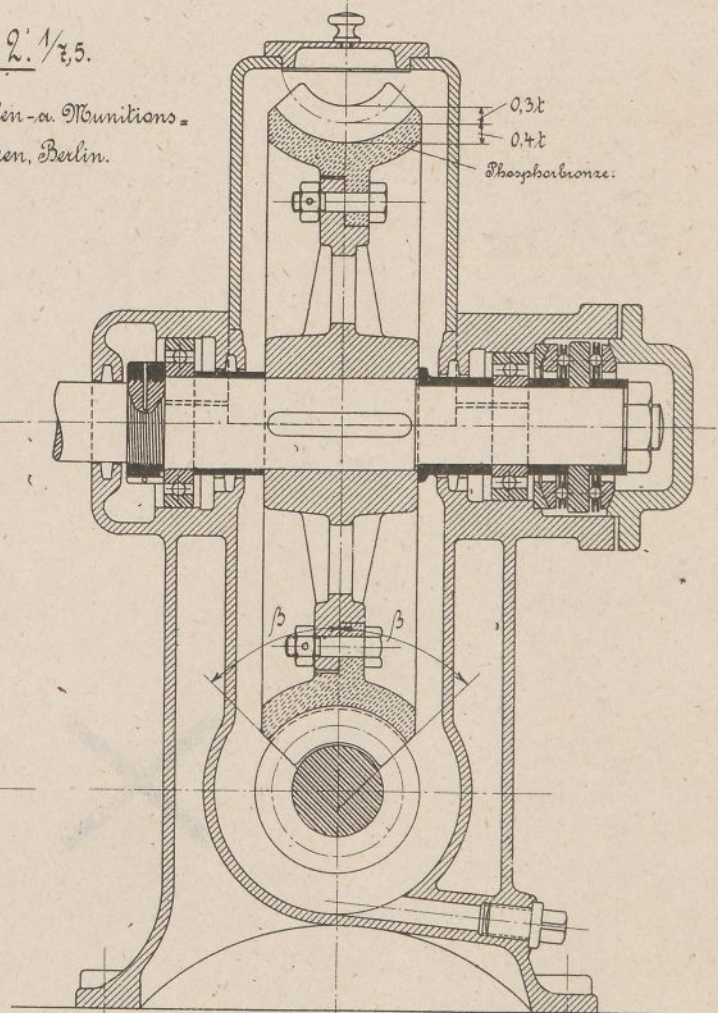
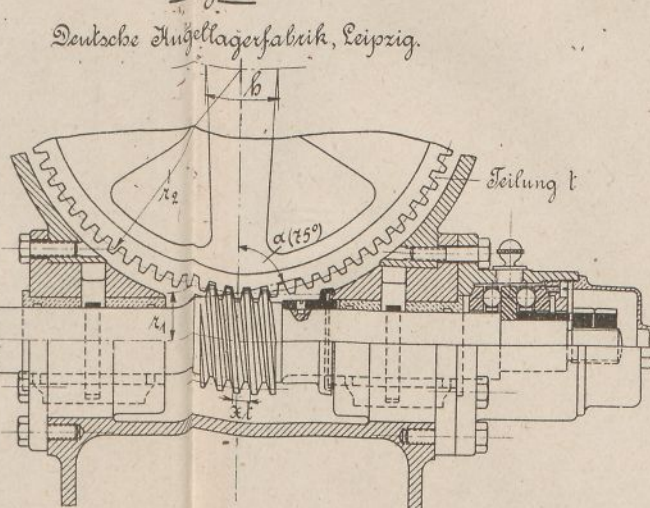
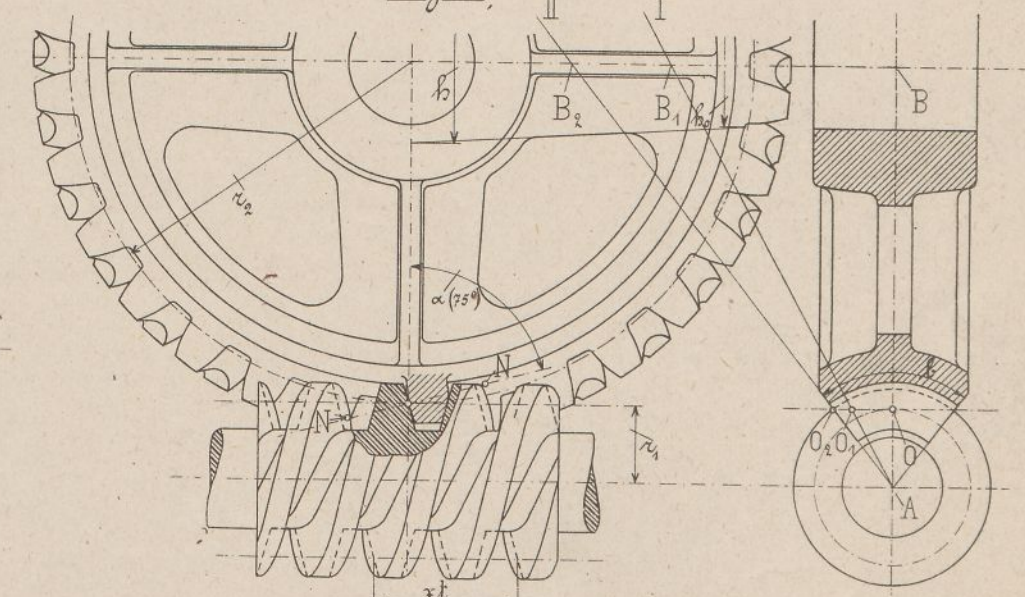


Fig. 3. 1/5.



Deutsche Kugellagerfabrik, Leipzig.

Fig. 4. 1/5.



# Reibungsräder.

$r_1$  Radius des treibenden, } Rades,  
 $r_2$  Radius des getriebenen }  
 $P$  Widerstand am Umfange des letzteren.

Anpressungskraft:  
 $Q \perp$  zu den Reibungsflächen,  
 $H (H_1, H_2) \perp$  zu den Wellen.

Räder mit Holzbelag.

Zentrifugen-Antrieb.

Fig. 1. \*)  
 $\frac{1}{7.5}$

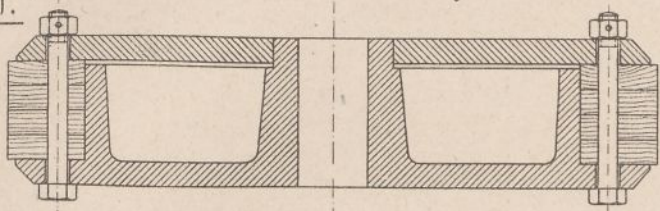


Fig. 2. \*)  
 $\frac{1}{7.5}$

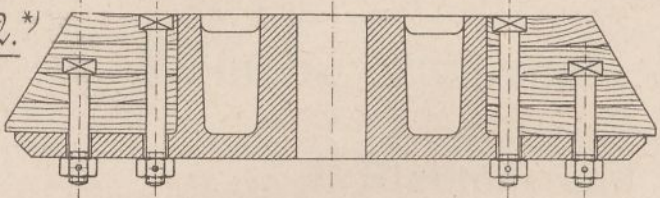


Fig. 3. \*)  
 $\frac{1}{10}$

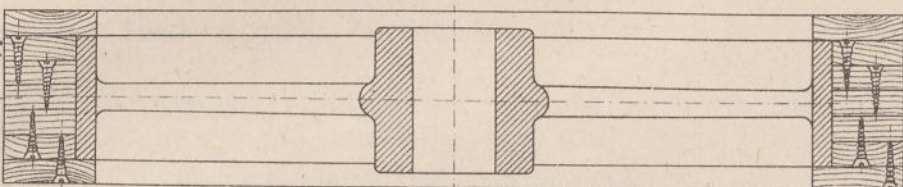


Fig. 6.  $\frac{1}{5}$ . \*\*)

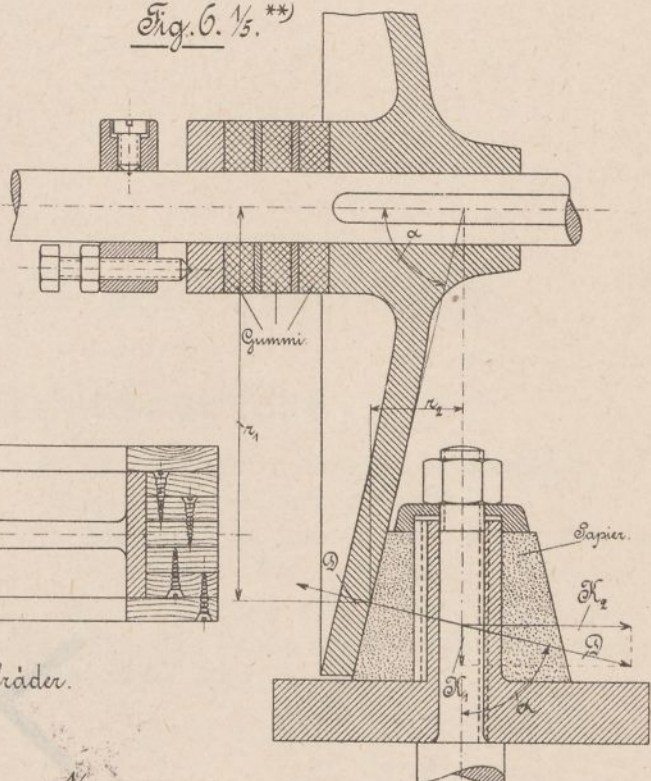
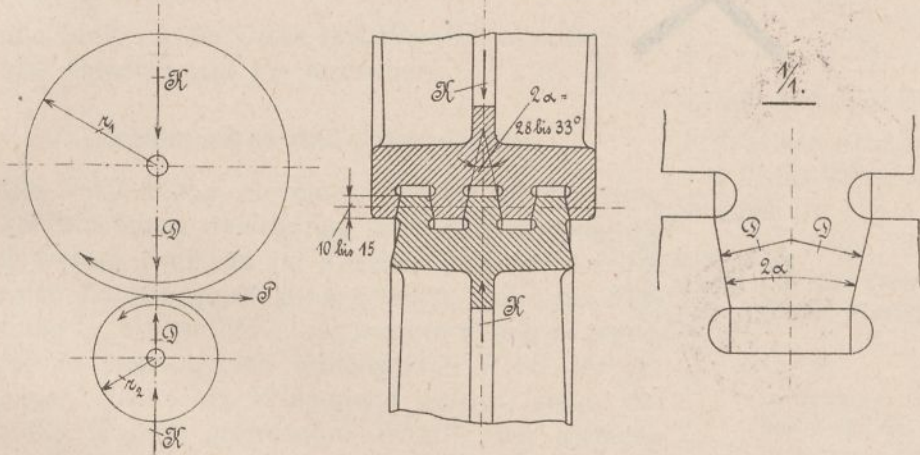


Fig. 4.

Fig. 5.  $\frac{1}{4}$ . Keilräder.



Veränderliche Umsetzung.

Fig. 7.  $\frac{1}{5}$ . \*\*)

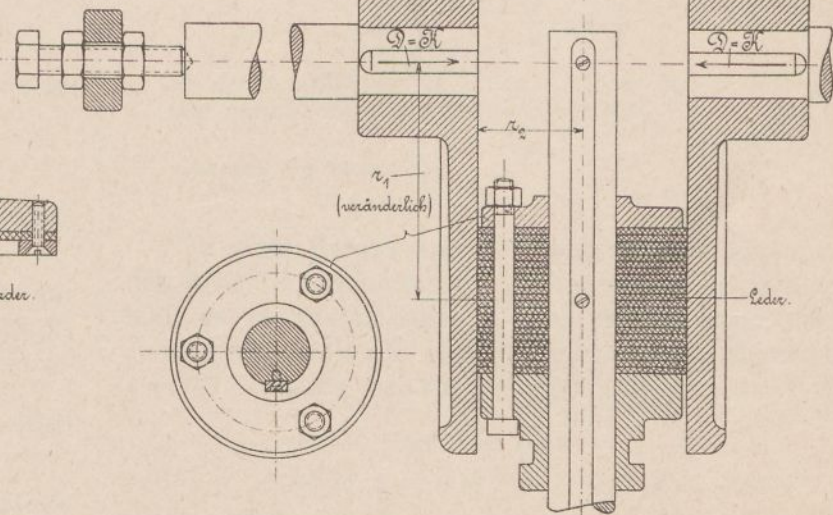
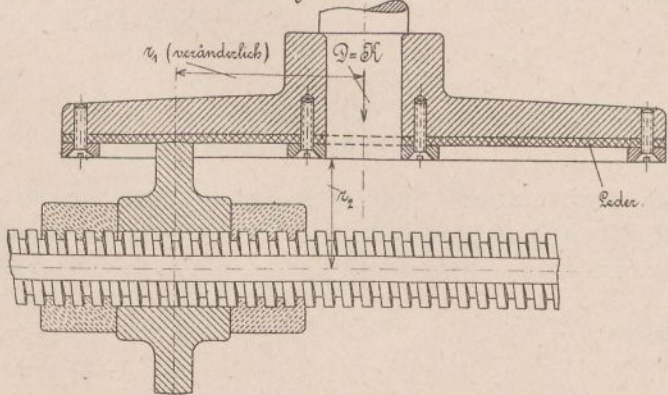


Fig. 8.  $\frac{1}{5}$ .

\*) Nach Schulhaus. \*\*) Nach v. Reiche.

# Riemen-, Stahlband-, Seil- und Kettentriebe.

## I. Riemen- und Stahlbandtriebe.

Bei einem Triebe zwischen den Scheiben *I* und *II* bezeichnet:

- N* die zu übertragende Leistung in *PS*,
- v* die Riemen- oder Bandgeschwindigkeit in *m/sk*,
- $P = 75 N/v$  die zu übertragende Umfangskraft in *kg*,
- $r_1$  und  $r_2$  den Radius,
- $n_1$  und  $n_2$  die Umdrehungszahl der Scheiben in der Minute\*),
- $\beta$  die Breite,  $\delta$  die Dicke des Riemens oder Bandes,
- q* das Gewicht von *1 m* desselben.

### a) Spannungen und Übersetzung.

Die Anspannung, die einem Riemen zur Erzielung der beabsichtigten Bewegungs- und Kraftübertragung erteilt werden muß, ist im Ruhezustande des Triebes in beiden Trumen gleich groß, nämlich gleich der Vorspannung  $t_0$ . Bei der Einleitung der Bewegung dagegen, wo die zu übertragende Umfangskraft *P* an der getriebenen Scheibe als Widerstand auftritt, steigt die Spannung in dem gespannten Trum\*\*) des Riemens auf *T* und sinkt sie in dem losen auf *t*, so daß während der Bewegung

$$T - t = P,$$

und da die Gesamtspannung in beiden Trumen unverändert bleibt, auch

$$T + t = 2 t_0$$

oder

$$\left. \begin{aligned} T &= t_0 + 0,5 P \\ t &= t_0 - 0,5 P \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (67)$$

ist. Nach der Reibungslehre muß ferner, wenn der Riemen, als elastischer Faden von dünnem Querschnitt betrachtet, auf den Scheiben nicht gleiten soll, sein

$$\frac{T}{t} \geq e^{\mu \cdot \alpha} \dots \dots \dots (68)$$

\*) Sind bei *r* und *n* die Indizes fortgelassen, so beziehen sich die Angaben auf beide Scheiben.

\*\*) Das gespannte oder führende Trum ist das der treibenden, das lose oder geführte das der getriebenen Scheibe auflaufende Riemenende.

mit *e* als Basis der natürlichen Logarithmen,

$\mu$  als Reibungskoeffizient und

$\alpha$  als dem vom Riemen an der kleineren Scheibe umspannten Bogen, bezogen auf den Radius *l*.

Die Vereinigung der beiden vorstehenden Gleichungen ergibt für die erforderliche Vorspannung eines Riemens den Wert

$$t_0 \geq \frac{e^{\mu \cdot \alpha} + 1}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1} \frac{P}{2} \dots \dots \dots (69)$$

mit dem aus Gl. (67) die Spannungen *T* und *t* folgen.

Der Achsdruck, der durch die Riemen Spannungen auf die Welle und von dieser auf die Lager ausgeübt wird, ist

$$K = 2 t_0 = T + t.$$

Bei großer Geschwindigkeit des Riemens kommt noch dessen Fliehkraft

$$t_f = q \frac{v^2}{g}$$

in Betracht. Da sie den Riemen während des Ganges von den Scheiben abzuheben, also die Reibung zu vermindern sucht, so ist diesem eine um  $t_f$  größere Vorspannung, nämlich

$$t_0 \geq \frac{e^{\mu \cdot \alpha} + 1}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1} \frac{P}{2} + q \frac{v^2}{g} \dots \dots \dots (70)$$

zu geben, während für *T* und *t* wieder die Gl. (67) gilt. Der Achsdruck ist jetzt während der Ruhe

$$K_0 = 2 t_0,$$

während der Bewegung

$$K = T + t - 2 t_f = 2 (t_0 - t_f).$$

Zu einer Berechnung der Riemen Spannungen und des Achsdruckes nach den vorstehenden Gleichungen fehlt es an zuverlässigen Werten des Reibungskoeffizienten  $\mu$ . Während man früher nämlich allgemein  $\mu = 0,25$  annahm, also nach Gl. (67) bis (69) mit  $\alpha = 0,9 \pi$

$$e^{\mu \cdot \alpha} = \sim 2$$

$$t_0 = 1,5 P, T = 2 P, t = P \text{ und } K = 3 P$$

setzte, kann nach den Versuchen von Kammerer\*) mit höheren Werten von  $\mu$ , und zwar um so größeren,

\*) Z. d. V. D. J. 1907, S. 1085.

je schneller der Riemen läuft, gerechnet werden. Es rührt dies daher, daß der Riemen nicht nur durch seine Eigenspannung, sondern auch noch durch die Adhäsionswirkung, die sein Strecken auf der getriebenen und sein Stauchen auf der treibenden Scheibe hervorruft, angepreßt wird. Je größer aber  $\mu$  bzw. die Riemengeschwindigkeit  $v$  ist, desto kleiner braucht  $t_0$  zu sein und desto niedriger fallen  $T$ ,  $t$  und  $K$  aus, desto größer wird also die Übertragungsfähigkeit des Riemens und desto kleiner der Achsdruck. Große Geschwindigkeiten sind demnach für den Riemetrieb günstig.

Mit dem von Kammerer für gußeiserne Scheiben als zulässig angegebenen Wert  $\mu = 0,5$  wird z. B. nach Gl. (67) bis (69) für  $\alpha = 0,9 \pi$

$$e^{\mu \cdot \alpha} = 4,11$$

$$t_0 = 0,82 P, T = 1,32 P, t = 0,32 P \text{ und } K = 1,64 P.$$

Für die unelastischen Bänder der Stahlbandtriebe können die oben mit  $\mu = 0,25$  berechneten Spannungswerte angenommen werden.

Ist bei einem Riemen- oder Stahlbandtriebe mit  $r_1$  und  $r_2$  in  $m$

$$\left. \begin{aligned} v_1 &= \frac{2 r_1 \pi \cdot n_1}{60} \\ \text{die Umfangsgeschwindigkeit der treibenden,} \\ v_2 &= \frac{2 r_2 \pi \cdot n_2}{60} \end{aligned} \right\} \dots (71)$$

die der getriebenen Scheibe in  $m/sk$ ,

$$\psi = \frac{r_1 - r_2}{r_1}$$

der durch das Gleiten des Riemens oder Bandes hervorgerufene Geschwindigkeitsverlust, so folgt als Übersetzungsverhältnis eines Triebes

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{r_1}{r_2} (1 - \psi) \dots (72)$$

mit  $\psi = 0,01$  bis  $0,02$  für Riemen- und höchstens  $0,0015$  für Stahlbandtriebe. Nach den Versuchen von Kammerer ist für Riementriebe auch

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{2 r_1 + \delta}{2 r_2 + \delta} \dots (73)$$

**b) Berechnung.**

Gegeben sind die zu übertragende Leistung  $N$  und die Umdrehungszahlen  $n_1, n_2$  der Scheiben. Man wählt die Riemen- bzw. Umfangsgeschwindigkeit der einen Scheibe und bestimmt deren Durchmesser aus Gl. (71), den der anderen Scheibe aus Gl. (72) oder (73). Große Geschwindigkeiten sind, wie schon früher angegeben, für den Riemetrieb vorteilhaft; sie vergrößern seine Belastungsfähigkeit und verringern die Arbeitsverluste. In der Regel ist

$$v \leq 15 \text{ m/sk für Neben- und}$$

$v = 15$  bis  $50 \text{ m/sk}$  für Haupttriebe, wobei man aber für gewöhnlich mit Rücksicht auf die durch die Fliehkraft der Scheiben gegebene Sicherheitsgrenze nicht über  $30 \text{ m}$  hinaus geht.

Der Durchmesser der kleineren Scheibe soll bei der Übersetzung ins Schnelle womöglich  $\geq 100 \delta$

sein; bei der Übersetzung ins Langsame (ohne Leitrollen) erhält die treibende Scheibe nicht unter  $500$  bis  $1000 \text{ mm}$  Durchmesser.

Stufenscheiben müssen außerdem der Bedingung genügen, daß die Summe der Durchmesser für alle Bahnen gleich ist, damit beim Verschieben des Riemens von einer Bahn auf die andere die Anspannung nicht geändert zu werden braucht.\*) Mit den Bezeichnungen auf S. 117, Fig. 3a, muß also nach Gl. (72) mit  $\psi = 0$

$$2 r_1 \cdot n_1 = 2 R_1 \cdot n_2, 2 r_2 \cdot n_1 = 2 R_2 \cdot n_2 \text{ usw.}$$

und

$$r_1 + R_1 = r_2 + R_2 = r_3 + R_3 \text{ usw.}$$

sein.

Die Riemenbreite  $b$  in  $cm$  bestimmt man, unabhängig von der Riemendicke, aus

$$\beta = \frac{P}{p} = \frac{75 N}{p \cdot v} \dots (74)$$

mit  $p$  als übertragbare Umfangskraft von  $1 \text{ cm}$  Riemenbreite. Die übertragbare Leistung eines Riemens ist danach

$$N = \frac{\beta \cdot p \cdot v}{75}$$

Die Vernachlässigung der Riemendicke bei der Berechnung ist zulässig wegen der ungleichen Festigkeit der Mittel- und Seitenstücke einer Haut, wegen der verschiedenen Beanspruchung der einzelnen Querschnittsteile, sowie dicker Riemen auf kleinen und dünner Riemen auf großen Scheiben, usw.

$p$  kann erfahrungsgemäß um so höher gewählt werden, je größer die Riemengeschwindigkeit und der Durchmesser der kleinen Scheibe ist, je besser sich der Riemen an die Scheiben anschmiegt und je glatter und genauer deren Lauffläche hergestellt ist.

**Lederriemen.**

Die nachstehende Tabelle enthält die von C. Otto Gehrckens in Hamburg angegebenen Werte von  $p$ , die gute Übereinstimmung mit den Versuchen von Kammerer zeigen.

Riemen- geschwin- digkeit in $m/sk$	Durchmesser der kleineren Scheibe in $mm$									
	100	200	300	400	500	600	750	1000	1500	2000
3	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
	—	—	5	6,5	8	9,5	11	13	15	17
5	2,5	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	—	—	6	8	9,5	11	12,5	15	17	19
10	3	5	6	7,5	8	9	10	11	12	13
	—	—	7	9	11	12	14	17	19	21
20	3,5	6	7	9	10	11	12	13	13,5	14
	—	—	9	11	13	15	17,5	21	23	25
30	3,5	6,5	8,5	10	11	12,5	13	14	14,5	15
	—	—	10	12	13,5	16	18,5	22	26	28
40	3,5	6,5	9	10	11,5	13	13,5	14,5	15	15,5
	—	—	10	12,5	14	16,5	19,5	23	27	29
50	3	6,5	9	11	12	13,5	14	15	15,5	16
	—	—	10	12,5	14	17	20	24	28	30

Die nicht fett gedruckten Zahlen der Tabelle beziehen sich auf einfache, die fett gedruckten auf Doppelriemen.

Alle Werte gelten ferner für offene horizontale oder wenig geneigte Triebe mit günstigster Anordnung (Über-

\*) Genau ist dies bei der obigen Bedingung nur für gekreuzte Riemen erfüllt, angenähert dagegen für offene.



setzung ins Schnelle 1:2, sorgfältig abgedrehte und montierte Scheiben usw.). Für hiervon abweichende Verhältnisse ist  $p$  kleiner zu nehmen, und zwar

bei stärkerer Übersetzung steigend bis zu 30% bei 1:6 ins Schnelle,

bei Übersetzung ins Langsame je nach deren Größe bis zu 50%,

bei vertikalen Trieben und kleinen Achsenabständen bis zu 20%,

in feuchten Räumen bis zu 30%.

Dagegen sind für Gliederriemen um ein Drittel höhere Werte als für Doppelriemen zulässig. Für Spannrollentriebe (siehe unter c) gestattet man oft die 1,5fachen Werte.

Einfache Riemen haben eine Dicke und Breite

$$\delta = (3,5) 4 \text{ bis } 7 (8) \text{ mm, } \beta \text{ bis zu } 600 \text{ mm,}$$

Doppelriemen eine solche

$$\delta = 10 \text{ bis } 14 \text{ mm, } \beta \text{ bis zu } 1200 \text{ mm,}$$

wobei die eingeklammerten Werte nur für Ausnahmefälle gelten.

#### Textilriemen.

Man gestattet bei ihnen für  $p$  die 0,8fachen Werte der einfachen Lederriemen. Für Gummi- und Baumwollriemen ist ferner nach Bach mit  $\delta$  in *cm*

$$p = 8\delta \text{ bis } 10\delta,$$

für Baumwollriemen\*) nach Vollrath & Sohn in Blankenburg

$$p = 15 \text{ für } \beta < 400 \text{ mm,}$$

$$p = 18 \text{ „ } \beta > 400 \text{ „ .}$$

Die Dicke und Breite beträgt bei Gummi- und Balatriemen

$$\delta = 4 \text{ bis } 14 \text{ mm (2 bis 7 Einlagen aus Segeltuch),}$$

$$\beta = 25 \text{ „ } 1200 \text{ mm,}$$

bei Baumwollriemen

$$\delta = 6 \text{ bis } 18 \text{ mm (4-, 6-, 8- und 10fache Riemen),}$$

$$\beta = 25 \text{ „ } 1200 \text{ mm,}$$

bei Kameelhaarriemen bis

$$\beta = 800 \text{ mm Lager-, } \beta = 1800 \text{ mm größte Breite.}$$

#### Stahlbänder.

Sie sind nur für gleichmäßigen Betrieb zulässig und kommen dann namentlich für große Leistungen in Frage. Zur Erhöhung der Reibung werden die Scheiben bei ihnen mit einem Korkbelag versehen.

Nach den Angaben der Eloesser Kraftbandgesellschaft in Berlin erhält das Band  $\frac{1}{4}$  bis  $\frac{1}{5}$  der Breite und  $\frac{1}{10}$  der Dicke des gleichbelasteten Lederriemens. Die Firma liefert die Bänder in einer Dicke und Breite von

$$\delta = 0,2 \text{ bis } 0,9 \text{ mm und } \beta = 12 \text{ bis } 200 \text{ mm.}$$

Der Achsdruck  $K$  eines Riementriebes ist meist kleiner als  $3P$ , namentlich bei schnelllaufenden Riemen. Nur für frisch aufgelegte Riemen, die stark angespannt werden, fällt er größer aus, und mit Rücksicht hierauf wird bei der Berechnung der Wellen  $K$  vielfach mit  $5P$  bis  $6P$  eingeführt. Für Stahlbänder wurde  $K = 3,5P$  festgestellt.

\*) Bei 20 bis 25 m/sk Riemengeschwindigkeit.

Die größte Durchsenkung eines Riemens kann zu 1 bis 2% des Achsenabstandes angenommen werden.

Der Wirkungsgrad  $\eta$  eines Riementriebes steigt mit wachsendem  $p$  bis zu einem gewissen Werte, bleibt dann konstant und nimmt schließlich wieder langsam ab. Kammerer fand als Höchstwerte für  $p = 2$  bis  $6 \text{ kg/cm}$   $\eta = 0,94$  bis  $0,98$ , wenn nur das Gleiten des Riemens, seine Steifigkeit und sein Luftwiderstand in Rücksicht gezogen werden; mit Einschluß der Lagerreibung und des Luftwiderstandes der Scheiben ist  $\eta = 0,90$  bis  $0,95$ . Versuche mit Stahlbändern haben Wirkungsgrade bis zu  $0,99$  ergeben.

#### c) Anordnung.

Dem Riemen wird die zur Bewegungsübertragung erforderliche Anspannung entweder durch Dehnung beim Auflegen oder durch ein Belastungsgewicht mit Spannrolle erteilt. Demnach unterscheidet man:

1. Riementriebe mit Dehnungsspannung. Sie sind für alle Wellenlagen gebräuchlich, haben aber den Nachteil, daß der Riemen beim Auflegen der Sicherheit wegen, und um ein baldiges Nachspannen zu vermeiden, in der Regel zu stark angespannt wird und deshalb unnötig hohe Achsdrucke mit entsprechenden Arbeitsverlusten, namentlich zu Anfang des Betriebes, hervorruft. Dazu kommt das später erforderliche Nachspannen des Riemens.

Soll er bei den Trieben von selbst auf den Scheiben und Leitrollen verbleiben, also selbstleitend sein, so muß er diesen gerade zugeführt, höchstens aber unter einem Winkel von  $26^\circ$  schräg abgeführt werden. Die erste Bedingung ist erfüllt, wenn die Mittelebene einer jeden Scheibe oder Leitrolle den Ablaufpunkt des Riemens an der vorhergehenden enthält; die zweite setzt einen genügend großen Abstand der Scheiben voneinander voraus.

Der offene oder gekreuzte Riemen (S. 118, Fig. 1 und 2) für parallele Wellen mit gleicher oder entgegengesetzter Drehrichtung ist hiernach selbstleitend, wenn die Mittelebenen der beiden Scheiben zusammenfallen. Der Achsenabstand beträgt für offene Riemen bis zu  $100 \text{ mm}$  Breite vorteilhaft mindestens  $5m$ , für breitere mindestens  $10m$ , höchstens aber  $15m$ . Als kleinster zulässiger Achsenabstand gilt für horizontale offene Riemen die um  $1$  bis  $2m$ , für vertikale die um  $3$  bis  $4m$  vermehrte Summe der Scheibendurchmesser. Bei gekreuzten Riemen soll dessen Kreuzungspunkt mindestens um die 10fache Riemenbreite von der nächsten Welle abstehen. Als größte zulässige Übersetzung wird für beide Triebe 1:5 (ins Schnelle oder Langsame) empfohlen. Vertikale oder stark geneigte Triebe sind zu vermeiden. Die treibende Scheibe erhält gewöhnlich keine, die getriebene nur eine schwache Wölbung, wodurch kleine Fehler in der geraden Zuführung des Riemens aufgehoben werden; nur bei mehr als  $25m$  Riemengeschwindigkeit findet man beide Scheiben gewölbt. Solche, auf denen der Riemen verschoben wird (Antriebsscheiben für feste und lose Riemen), sind stets zylindrisch abzdrehen.

Der halbgeschränkte Riemen (S. 118, Fig. 3 und 4) für sich kreuzende Wellen verlangt bei Selbstleitung nach der obigen Regel, daß die Ablaufpunkte *a* und *b*, wie im Grundriß punktiert angegeben, in der Spur der Mittelebenen beider Scheiben liegen. Streng genommen, gilt dies aber nur für einen Faden von geringem Querschnitt. Bei der vorhandenen Breite des Riemens sucht dieser, indem er sich um seine innere Kante drehen will, die Scheiben von dem Kreuzungspunkte *x* der Wellen im Grundriß abzudrängen und in die in den Figuren ausgezogene Lage zu bringen. Die Verschiebung beträgt für die treibende Scheibe  $e_1 = 0,1\beta$  bis  $0,2\beta$ , für die getriebene  $e_2 = 0,5\beta$  bis  $0,6\beta$ . Als kleinster zulässiger Achsenabstand gilt für den halbgeschränkten Riemen nach Völkers  $10\sqrt{2r \cdot \beta}$  mit  $2r$  als Durchmesser der treibenden Scheibe und  $\beta$  als Riemenbreite in *m*, nach Gehrckens  $20\beta$  oder der 4fache Durchmesser der größeren Scheibe. Die Scheiben sind hier gerade abzdrehen und vorteilhaft um ein Drittel oder die Hälfte breiter als sonst zu machen.

Für die Leitrollentriebe nach S. 118 Fig. 5 bis 9, ergibt sich die richtige Anordnung der Scheiben und Leitrollen, wenn die obige Regel für die gerade Zuführung des Riemens auf jede einzelne derselben angewandt wird. Die Leitrollen werden zweckmäßig stellbar eingerichtet, die Scheiben und Rollen, namentlich im gespannten Trum, oft breiter als sonst ausgeführt.

In Fig. 5 gilt die punktiert angegebene Lage der Leitrollen für die ebenso eingetragene Drehrichtung der Scheiben, in Fig. 8 für den Lauf des Riemens auf der losen Scheibe.

2. Riementriebe mit Belastungsspannung, Spannrollentriebe. Sie arbeiten mit der zulässig kleinsten Vorspannung des Riemens, die hier durch das Belastungsgewicht geregelt werden kann, und bieten deshalb bei einer größeren Übertragungsfähigkeit des Riemens, dessen Umspannungswinkel noch durch die Spannrolle vergrößert wird, trotz der hinzutretenden Rolle infolge des kleineren Achsdruckes geringere Arbeitsverluste, als die Triebe mit Dehnungsspannung. Zudem kann der Riemen bei ihnen bei längeren Betriebspausen durch Zurückschlagen der Rollen entspannt werden. Anwendung der Triebe namentlich bei starken Übersetzungen (bis 1:15), großen Leistungen und kleinen Achsenabständen.

Die Spannrolle ist jetzt allgemein in einem Lenix-Apparat (S. 118, Fig. 10, und S. 120, Fig. 3) gelagert und wirkt stets auf das lose Trum des Riemens in möglicher Nähe der kleinen Scheibe. Der Anpressungsdruck der Rolle muß nach S. 118, Fig. 10,

$$D = 2t \cdot \cos \frac{\alpha}{2}$$

betragen, wobei die Spannung *t* des losen Trumes bei mindestens halber Umschlingung der Rolle durch den Riemen zu  $0,3P$  angenommen werden kann. Die Größe *Q* des Belastungsgewichtes folgt mit *D* aus dem Hebelgesetz unter Berücksichtigung des Eigengewichtes der Spannrolle und des Hebels. Der Durchmesser der letzteren beträgt selten mehr als das 0,8fache des Durchmessers der kleineren Scheibe.

Bei den Stahlbandtrieben müssen die Wellen genau parallel liegen und die eine von ihnen sich zur Anspannung des Bandes, dem die Elastizität des Riemens fehlt, auch parallel verschieben lassen.

d) Riemscheiben.

Breite, Stärke und Wölbung des Kranzes sind nach den Angaben auf S. 114 bis 116 zu bemessen.

Die Arme der gußeisernen Scheiben haben nach S. 114 u. 115 elliptischen (ovalen) Querschnitt. Ihre Zahl ist stets gerade und beträgt

$$\text{für } r \leq 500, \quad 500-750, \quad 750-2000, \quad \geq 2000 \text{ mm,}$$

$$A = 4, \quad 6, \quad 6-8, \quad 8-10.$$

Scheiben von mehr als 300 mm Breite erhalten zwei Armkreuze mit dieser Zahl.

Die Armhöhe in der Nabenmitte berechnet sich zu

$$h = \sqrt[3]{25 \frac{P \cdot r}{A \cdot k_b}} \dots \dots \dots (75)$$

bei einer Armbreite von  $0,4h$  daselbst. Für *P* ist hierin die größte Umfangskraft einzuführen, die das Armkreuz übertragen soll, für *A* bei Scheiben mit doppeltem Armkreuz die Armzahl beider Kreuze. *k<sub>b</sub>* wird wegen der geringen Nachgiebigkeit der gegossenen Arme, sowie mit Rücksicht auf etwa vorhandene Gußspannungen und die meist stärkere Anspannung des Riemens beim Auflegen  $\leq 100 \text{ kg/qcm}$  gewählt.

Nach dem Kranze nimmt die Höhe und Breite der Arme bis auf  $h_0 = 0,75h$  bzw.  $0,4h_0$  ab. Geteilte Arme bekommen die 1,3- bis 1,4fache Höhe der ungeteilten.

Die Arme der schmiedeeisernen Scheiben haben nach S. 116 runden oder doppeltflachen Querschnitt. Die Rundeisenarme (Fig. 1 und 2) können in der Zahl

$$\text{für } r \leq 300, \quad 300-650, \quad 650-1000, \quad \geq 1000 \text{ mm,}$$

$$A = 6-8, \quad 8-12, \quad 14-16, \quad 20-30$$

(bei doppeltem Armkreuz für jedes Kreuz) genommen werden. Ihre Stärke ergibt sich aus

$$h = \sqrt[3]{10 \frac{P \cdot r}{A \cdot k_b}} \dots \dots \dots (76)$$

mit  $k_b \leq 300 \text{ kg/qcm}$  und *A* als Armzahl beider Kreuze bei Scheiben mit doppeltem Armkreuz.

Die Flacheisenarme (Fig. 3) erhalten die Armzahl *A* der gußeisernen Scheiben und eine Dicke

$$h = \sqrt[3]{0,3 \frac{P \cdot r}{A \cdot k_b}} \dots \dots \dots (77)$$

bei einer Breite von  $5h$  und *k<sub>b</sub>* wie vorhin.

Die Verhältnisse der Nabe sowie die Stärke der Kranz- und Nabenschrauben sind nach den Angaben auf S. 114 bis 116 zu wählen. Bezüglich der Kranzschrauben ist aber bei größerer Geschwindigkeit zu prüfen, ob die Beanspruchung ihres Kernquerschnittes durch die Fliehkraft und das halbe Eigengewicht der

Scheibe innerhalb der zulässigen Grenzen bleibt. Diese Beanspruchung\*) berechnet sich zu

$$\sigma_z = \frac{1}{f} \left( 2 F \cdot \gamma \frac{v^2}{g} + \frac{G}{2} \right) \dots \dots \dots (78)$$

wenn  $f$  der Kernquerschnitt sämtlicher Kranzschrauben in  $qcm$ ,

- $F$  der Kranzquerschnitt der Scheibe in  $qm$ ,
- $G$  das Gewicht der Scheibe,
- $\gamma$  das Gewicht von  $1 cbm$  des Scheibenkranzes,
- $v$  wie früher,  $g = 9,81 m/sk^2$

ist, und soll 300 bis 400  $kg/qcm$  nicht überschreiten.

Gewicht der Riemscheiben siehe S. 113.

\*) Bei zwischen den Armen geteilten Scheiben nach Seite 114 u. 115, Fig. 4, kann diese Beanspruchung auf das Doppelte und mehr steigen infolge der Kniehebelwirkung, welche beim Auseinandergehen der Scheibenränder und Anliegen der Lappen an der inneren Seite entsteht.

Die Armstärken in der Nabenmitte ergeben sich nach der Biegefestigkeit wie bei den Zahnrädern (siehe S. 82) aus

$$\frac{P}{A} r = w \cdot k_b$$

mit einem Widerstandsmoment

$$w = \sim 0,1 \cdot 0,4 h \cdot h^2 = \frac{h^3}{25} \text{ für den elliptischen Querschnitt der gußeisernen Arme,}$$

$$w = \sim 0,1 h^3 = \frac{h^3}{10} \text{ für den runden,}$$

$$w = 5 h \frac{(2h)^2}{6} = \frac{h^3}{0,3} \text{ für den doppelt flachen Querschnitt der schmiedeeisernen Arme.}$$

Mit  $r$  in  $mm$  und  $k_b = 1$  bzw.  $3 kg/qmm$  folgen die auf S. 114 bis 116 angegebenen Werte für die Armhöhe, nämlich

$$h = \sim 3 \sqrt[3]{\frac{P \cdot r}{A}} \text{ bei ovalen Gußeisenarmen,}$$

$$h = 1,5 \sqrt[3]{\frac{P \cdot r}{A}} \text{ bei Rundeisenarmen,}$$

$$h = 0,46 \sqrt[3]{\frac{P \cdot r}{A}} \text{ bei Flacheisenarmen.}$$

## II. Hanfseiltriebe.

Bezeichnungen:

- $N, P, r_1, r_2, n_1, n_2$  wie unter I,
- $N_1, P_1$  die von einem Seil übertragbare Leistung in  $PS$  bzw. Umfangskraft in  $kg$ ,
- $v$  Seilgeschwindigkeit in  $m/sk$ ,
- $A$  Durchmesser oder Dicke,
- $i$  Zahl der Seile bzw. Seilumschlingungen,
- $q$  Gewicht von  $1 m$  Seil.

### a) Spannungen und Übersetzung.

Die über die Riemenspannungen gemachten Angaben gelten auch hier. Bei dem Reibungskoeffizienten  $\mu$  ist die Klemmwirkung der Seile in den Scheibenrillen in Rücksicht zu ziehen. Nach den Versuchen von Kammerer haben sich die mit  $\mu = 0,25$  und  $\alpha = 0,9 \pi$  berechneten Spannungswerte

$$t_0 = 1,5 P, T = 2 P \text{ und } t = P$$

auch bei den Seiltrieben als unnötig hoch erwiesen; es wurde vielfach  $\mu$  bis zu  $0,6$  beobachtet, ohne daß ein Gleiten der Seile eintrat. Die hiermit aus Gl. (69) sich ergebende kleinste Vorspannung  $t_0$  läßt sich aber nur bei den Trieben mit Belastungsspannung, nicht bei denjenigen mit Dehnungsspannung (siehe unter c) praktisch ermöglichen und nutzbar verwerten.

Das Übersetzungsverhältnis der Hanfseiltriebe ist wieder durch Gl. (71) u. (72) bestimmt. Der Faktor  $\psi$  wird hier zu Anfang des Betriebes wegen der meist starken Anspannung der Seile sehr gering sein, steigt später aber nach dem Nachlassen derselben auf  $0,02$  bis  $0,03$ .

### b) Berechnung.

Gegeben sind wie beim Riemtrieb die zu übertragende Leistung und die Umdrehungszahlen  $n_1, n_2$  der Scheiben. Man wählt wieder die Seilgeschwindigkeit  $v$  bzw. Umfangsgeschwindigkeit  $v_1$  der treibenden Scheibe und bestimmt deren Durchmesser aus Gl. (71),

den der anderen aus Gl. (72). Der Faktor  $\psi$  wird dabei aus den oben angegebenen Gründen oft gleich Null, besser aber gleich  $0,02$  bis  $0,03$  gesetzt.

Die Seilgeschwindigkeit beträgt gewöhnlich

$$v = (10) 15 \text{ bis } 25 m/sk,$$

die Scheibendurchmesser sind möglichst groß, mindestens aber

für runde Hanfseile  $\geq 30 A$ ,

„ Quadratseile aus Hanf oder Baumwolle  $\geq 20 A$

zu nehmen.

Die von einem Seil übertragbare Umfangskraft setzt man mit  $A$  in  $cm$

$$\left. \begin{array}{l} \text{für Rundseile aus Hanf} \\ P_1 = 4 A^2 \text{ bis } 6 A^2 \\ \text{für Quadratseile aus Hanf} \\ P_1 = 6 A^2 \text{ bis } 8 A^2 \\ \text{für Baumwollseile} \\ P_1 = 4 A^2 \text{ bis } 5 A^2 \end{array} \right\} \dots \dots \dots (79)$$

und läßt in jedem Falle um so höhere Werte zu, je größer die Seilgeschwindigkeit und die Scheibendurchmesser sind, je ruhiger und stoßfreier der Betrieb ist. Die von einem Seil übertragbare Leistung folgt mit diesen Werten aus

$$N_1 = \frac{P_1 \cdot v}{75}$$

Sind mehrere Seile nötig, so muß die Seilzahl (meist unter Zugabe von einem oder zwei Reserveseilen)

$$i = \frac{P}{P_1} = \frac{N}{N_1} \dots \dots \dots (80)$$

betragen. Bei Seiltrieben mit Belastungsspannung ist  $i$  die Zahl der für jede getriebene Welle erforderlichen Seilumschlingungen, wenn  $N$  und  $P$  deren erforderliche Leistung bzw. Umfangskraft ist.

Der Durchmesser der Rundseile beträgt

$$d = 25, 30, 35, 40, 45, 50 \text{ oder } 55 \text{ mm.}$$

Die Seitenlänge der Quadratseile wird gewöhnlich um 5 mm kleiner als der Durchmesser der gleich belasteten Rundseile genommen. Haupttriebe erhalten in der Regel Rundseile von 50 mm Durchmesser oder Quadratseile von 45 mm Stärke.

Die Durchsenkung der Seile kann im losen Trum bis auf 7,5 bis 10 % der Achsenentfernung steigen. Die zu einer Vorspannung  $t_0$  erforderliche Seilsenkung folgt wie bei den Drahtseilen aus Gl. (86).

Der Achsdruck der Seiltriebe mit Dehnungsspannung wird bei der Berechnung der Wellen mit

$$K = 8P \text{ bis } 10P, \text{ oft sogar mit } 12P$$

eingeführt.

Der Wirkungsgrad  $\eta$  eines Seiltriebes stieg bei den Versuchen von Kammerer mit zunehmender Nutzspannung  $k_n^*$  sehr rasch an. Bei Anwendung von nur einem Seil blieb er dann bis zu einem hohen Werte von  $k_n$  nahezu unveränderlich und fiel darauf langsam ab. Bei Parallelschaltung von vier Seilen dagegen sank  $\eta$  nach Erreichung des Höchstwertes wieder merklich. Die Grenze der bei den Versuchen mit Rundseilen von 50 mm Durchmesser erreichten Höchstwerte lagen

bei einem Seil zwischen  $\eta = 0,94$  und  $0,97$   
( $P_1 = 80$  bis  $120$  kg),

bei vier Seilen zwischen  $\eta = 0,89$  bis  $0,94$   
( $P_1 = 35$  bis  $45$  kg),

bei einem Kreisseiltrieb zwischen  $\eta = 0,86$  und  $0,90$   
( $P_1 = 50$  bis  $60$  kg),

wobei die Lagerreibung und der Luftwiderstand der Scheiben nicht mit berücksichtigt waren; unter Einschluß beider kann  $\eta = 0,90$  als passender Mittelwert gelten.

Mit zunehmender Geschwindigkeit und abnehmendem Scheibendurchmesser fiel der Wirkungsgrad bei den Versuchen rasch; für große Geschwindigkeiten und kleine Scheibendurchmesser ist deshalb der Riementrieb wirtschaftlicher.

### c) Anordnung.

Ebenso wie den Riemen kann den Seilen die erforderliche Anspannung auf doppelte Weise erteilt werden.

Bei den Seiltrieben mit Dehnungsspannung, wo jedes Seil die treibende und getriebene Scheibe nur einmal umschlingt und erforderlichenfalls mehrere Seile nebeneinander laufen, werden diese kürzer zusammengespleißt, als es die Achsenentfernung und Scheibendurchmesser verlangen. Damit ist der Nachteil verbunden, daß die Seile eine Vorspannung erhalten, die der Sicherheit wegen und mit Rücksicht auf das Strecken, das jedes Seil zu Anfang des Betriebes erfährt, meist bedeutend höher ausfällt, als es die zu übertragende Umfangskraft erfordert, und infolge des hohen Achsdruckes neben großen Reibungsverlusten der Wellen in den Lagern erhöhte Anlagekosten entstehen.

\*)  $k_n = \frac{P_1}{F}$  ( $F$  = Seilquerschnitt).

Das lose Trum wird bei den Trieben zweckmäßig nach oben gelegt, damit seine Durchsenkung den umspannten Bogen an den Scheiben vergrößert. Die Achsenentfernung beträgt vorteilhaft 10 bis 20, aber nicht über 25 m. Als kleinster zulässiger Achsenabstand gilt die Summe der Scheibendurchmesser. Vertikale Hanfseiltriebe mit Dehnungsspannung sind möglichst zu vermeiden, da sie große Arbeitsverluste, hohe Anlagekosten und besonders hergestellte Scheiben erfordern.

Zum Spleißen eines Seiles sind der theoretischen Seillänge 3 bis 4 m zuzugeben.

Bei den Seiltrieben mit Belastungsspannung, die hier kurz Kreisseiltriebe genannt werden, umschlingt ein einziges Seil die sämtlichen Scheiben einer Anlage. Zu seiner Anspannung dient eine von ihm umschlungene Spannrolle, die in einem verschiebbaren Schlitten gelagert ist und von einem Belastungsgewicht angezogen wird. Das Seil geht bei diesen Trieben, wie die Zahlen 1, 2, 3 . . . auf S. 123 u. 124. Fig. 2 u. 3, angeben, von der Spannrolle zunächst an eine getriebene Scheibe und von dieser an die treibende, dann kehrt es nach der jedesmaligen weiteren Umschlingung einer getriebenen Scheibe immer an die treibende zurück, bis es schließlich nach der letzten Umschlingung der treibenden Scheibe wieder an die Spannrolle gelangt.

Die Anspannung des Seiles kann hier durch das regelbare Belastungsgewicht gerade so groß bemessen werden, wie es die zu übertragende Kraft erfordert. Die Triebe arbeiten also mit der zulässig kleinsten Vorspannung, so daß die Arbeitsfähigkeit des Seiles gesteigert und unnötig hohe Achsdrucke vermieden werden. Andererseits haben die vorliegenden Triebe den Nachteil, daß beim Reißen des einen Seiles die ganze Anlage außer Betrieb gesetzt wird, während er bei den Trieben mit Dehnungsspannung und mehreren Seilen beim Reißen eines derselben doch in der Hauptsache weiter geführt werden kann.

Spannrollen ohne Schlitten haben sich bei den Seiltrieben nicht bewährt.

Das aus einzelnen Scheiben hergestellte Belastungsgewicht kann vorbehaltlich der späteren Regelung annähernd doppelt so groß wie die Spannung der Seilschlinge gemacht werden, in der die Spannrolle hängt, also wenn diese wie gewöhnlich in einem losen Trum liegt,  $Q = 2t$ .

### d) Hanfseilscheiben.

Die Verhältnisse des Kranzes und der Nabe sind auf S. 121 u. 122 angegeben.

Die Armzahl  $A$  wird wie bei den gußeisernen Riemscheiben gewählt; Scheiben mit mehr als 6 Rillen erhalten doppeltes Armkreuz.

Die Armhöhe in der Nabenmitte berechnet sich für ovale und T-Arme (S. 121 u. 122, Fig. 1 bzw. 5) aus

$$h = \sqrt[3]{25 \frac{P \cdot r}{A \cdot k_b}}$$

für T-Arme (S. 121 u. 122, Fig. 2) aus . . . . . (81)

$$h = \sqrt[3]{36 \frac{P \cdot r}{A \cdot k_b}}$$

mit  $k_b \leq 100 \text{ kg/qcm}$  und  $P$  als größte Umfangskraft. Bei doppeltem Armkreuz ist hierin für  $A$  die Armzahl beider Kreuze zu setzen.

Am Kranze ist die Armhöhe  $h_0 = 0,75 h$ .

Die Armbreite ist bei ovalen Armen in jedem Querschnitt das 0,4fache der Höhe.

Bezüglich der Verbindungsschrauben geteilter Scheiben gilt das bei den Riemscheiben Angegebene.

Die vorstehenden Gleichungen für die Armhöhe in der Nabenmitte ergeben sich wieder aus

$$\frac{P}{A} r = w \cdot k_b$$

mit

$$w = 0,1 \cdot 0,4 h \cdot h^2 = \frac{h^3}{25} \text{ für ovale,}$$

$$w = \frac{1}{6} \frac{h}{\delta} h^2 = \frac{h^3}{36} \text{ für } \text{---} \text{Arme.}$$

Für  $\text{---}$ Arme, die gewöhnlich nur an Seilscheiben-Schwungrädern vorkommen, ist derselbe Wert wie bei den ovalen Armen genommen, wenn auch die Verhältnisse auf S. 121 u. 122 in Fig. 5 einen größeren Wert für das Widerstandsmoment  $w$  liefern.

Mit  $r$  in  $mm$  und  $k_b = 1 \text{ kg/qmm}$  folgen die auf S. 121 u. 122 angeführten Werte, nämlich

$$h \sim 3 \sqrt[3]{\frac{P \cdot r}{A}} \text{ für ovale und } \text{---} \text{Arme,}$$

$$h \sim 3,3 \sqrt[3]{\frac{P \cdot r}{A}} \text{ für } \text{---} \text{Arme.}$$

### III. Drahtseiltriebe.

Bezeichnungen:

$N, P, r$  und  $n$  wie unter I,

$v$  Seilgeschwindigkeit in  $m/sk$ ,

$\delta$  Dicke,  $i$  Zahl der Drähte,

$A$  Durchmesser des Seiles,

$q$  Gewicht von  $1 m$  desselben.

#### a) Spannungen und Übersetzung.

Der Reibungskoeffizient der Drähte auf dem meist gebräuchlichen Holz- oder Lederfutter der Seilscheiben ist  $\mu = 0,25$ . Mit ihm ergibt sich aus Gl. (70) bei einem Umschlingungswinkel  $\alpha = 0,9 \pi$  für normale Verhältnisse und unter Berücksichtigung der Fliehkraft  $t_f$  als erforderliche Anspannung des ruhenden Seiles

$$t_0 = 1,5 P + q \frac{v^2}{g},$$

die während der Bewegung

$$\text{im gespannten Trum auf } T = 2 P + q \frac{v^2}{g} \quad (82)$$

$$\text{im losen Trum auf } t = P + q \frac{v^2}{g}$$

steigt bzw. sinkt.\*) In Fällen, wo die zu diesen Spannungen gehörigen Seilsenkungen nicht zur Verfügung stehen oder aus anderen Gründen nicht zugelassen werden, müssen die dann erforderlichen größeren Spannungen aus den zulässigen Senkungen nach Gl. (86) bestimmt werden.

Eine Übersetzung, für die wieder Gl. (71) und (72) mit  $\psi = 0$  gelten würde, findet beim Drahtseiltrieb für gewöhnlich nicht statt.

#### b) Berechnung.

Bei gegebener Leistung  $N$  wählt man die Seilgeschwindigkeit

$$v = 10 \text{ bis } 12 \text{ m/sk für } N = 10 \text{ bis } 15 \text{ PS,}$$

$$v = 12 \text{ " } 18 \text{ " " } N = 15 \text{ " } 30 \text{ "}$$

$$v = 18 \text{ " } 20 \text{ " " } N = 30 \text{ " } 100 \text{ "}$$

$$v = 20 \text{ " } 25 \text{ " " } N \geq 100 \text{ PS}$$

und bestimmt den erforderlichen Drahtquerschnitt des Seiles aus

\*) Ohne Berücksichtigung der infolge von Temperaturschwankungen auftretenden Spannungsänderungen.

$$i \cdot \delta^2 \frac{\pi}{4} = \frac{P}{k_n} = \frac{75 N}{v \cdot k_n} \quad (83)$$

mit einer zulässigen Nutzspannung

$$k_n = 250 \text{ bis } 350 \text{ kg/qcm für Eisendraht,}$$

$$k_n = 625 \text{ " } 725 \text{ " " } \text{Stahldrahtseile,}$$

die um so höher genommen werden kann, je größer das Verhältnis  $r/\delta$  (siehe Gl. 84) gemacht wird. Der berechnete Querschnitt ergibt dann für eine gewählte Drahtdicke  $\delta = 0,1$  bis  $0,2 \text{ cm}$  die erforderliche Drahtzahl  $i$  und im Anschluß an die Tabellen der Seilwerke auch den Seildurchmesser  $A$ .

Die zu prüfende Gesamtbeanspruchung des Seiles setzt sich zusammen aus der Zugspannung

$$\sigma_z = \frac{T}{i \cdot \delta^2 \frac{\pi}{4}} = \frac{1}{i \cdot \delta^2 \frac{\pi}{4}} \left( 2P + q \frac{v^2}{g} \right)$$

und der Biegungsspannung ( $E = 2000000 \text{ kg/qcm}$  als Elastizitätsmodul)

$$\sigma_b = \frac{3}{8} E \frac{\delta}{2r} = 375000 \frac{\delta}{r}$$

$$\sigma_z + \sigma_b \text{ soll } \begin{matrix} 1050 \text{ kg/qcm für Eisendrähte,} \\ 1800 \text{ " " " } \text{Stahldrähte} \end{matrix}$$

nicht übersteigen.

Der Scheibenradius, der mit Rücksicht auf die Biegungsbeanspruchung der Drähte möglichst groß zu nehmen ist, beträgt für normale Verhältnisse

$$r = 750 \delta \text{ bis } 1250 \delta \quad (84)$$

Die Umdrehungszahl der Scheiben berechnet sich aus Gl. (71) mit  $v_1 = v_2 = v$  und  $r_1 = r_2 = r$  zu

$$n = \frac{60 v}{2 r \pi} \quad (85)$$

Sie liegt gewöhnlich zwischen 100 und 130.

Für den Achsdruck  $K_0, K$  gelten die beim Riementrieb angegebenen Gleichungen.

Der Wirkungsgrad der Drahtseiltriebe wird für Längen bis zu 100 m ohne Berücksichtigung der Seilsteiligkeit und des Luftwiderstandes zu

$$\eta = 0,98 \text{ bis } 0,99,$$

mit Berücksichtigung beider zu

$$\eta = 0,96 \text{ bis } 0,97$$

angegeben. Für je 100 m mehr Achsenabstand ist er um 1 bis 2% kleiner.

### Transmissions-Drahtseile

vom Felten & Guilleaume-Carlswerke in Mülheim a/Rhein.

Mit Hanf in den Litzen.

Ohne Hanf in den Litzen.

Seil-durchmesser	Draht-durchmesser	Draht-zahl	Gewicht von 1m	Seil-durchmesser	Draht-durchmesser	Draht-zahl	Gewicht von 1m	Seil-durchmesser	Draht-durchmesser	Draht-zahl	Gewicht von 1m	Seil-durchmesser	Draht-durchmesser	Draht-zahl	Gewicht von 1m
$\Delta$	$\delta$	$i$	$q$	$\Delta$	$\delta$	$i$	$q$	$\Delta$	$\delta$	$i$	$q$	$\Delta$	$\delta$	$i$	$q$
mm	mm		kg	mm	mm		kg	mm	mm		kg	mm	mm		kg
Für normale Scheibendurchmesser $2r = 150 \Delta$ bis $175 \Delta$ .															
9	1,0	36	0,26	18	1,6	48	0,91	7		24	0,18	10,5		24	0,41
10	1,0	42	0,31	20	1,8	48	1,15	9		42	0,32	14		42	0,71
11	1,2	36	0,38	22	1,8	54	1,30	11	1,0	49	0,38	16	1,5	49	0,84
12	1,2	42	0,45	24	1,8	60	1,46	12		56	0,42	18		56	0,95
13	1,4	36	0,51	26	2,0	60	1,80	7,5		24	0,22	11		24	0,46
14	1,4	42	0,61	28	2,0	66	2,00	10		42	0,38	15		42	0,81
15	1,4	48	0,70	30	2,0	72	2,20	12	1,1	49	0,45	17	1,6	49	0,96
16	1,6	42	0,79	—	—	—	—	13		56	0,51	19		56	1,08
Für kleine Scheibendurchmesser $2r = 120 \Delta$ bis $150 \Delta$ .															
								8,5		24	0,26	12		24	0,52
								11		42	0,46	16		42	0,92
								13	1,2	49	0,54	18	1,7	49	1,08
								14		56	0,60	20		56	1,21
11	1,0	48	0,36	22	1,4	80	1,20	9		24	0,30	13		24	0,58
12	1,0	54	0,40	24	1,4	88	1,33	12		42	0,54	17		42	1,03
13	1,0	60	0,45	26	1,6	80	1,56	14	1,3	49	0,63	19	1,8	49	1,22
14	1,0	64	0,48	28	1,6	88	1,73	15		56	0,71	21		56	1,36
15	1,0	72	0,55	30	1,8	80	1,98	10		24	0,35	14		24	0,72
16	1,2	64	0,69	32	1,8	88	2,19	13		42	0,62	19		42	1,27
18	1,2	72	0,79	34	1,8	96	2,41	15	1,4	49	0,74	21	2,0	49	1,50
20	1,2	80	0,88	37	2,0	96	2,97	17		56	0,82	23		56	1,68

**c) Anordnung.**

Die Anspannung wird den Drahtseilen durch ihr eigenes Gewicht erteilt. Die zur Erzielung einer Vorspannung  $t_0$  nötige Durchsenkung des Seiles im Ruhezustande ergibt sich bei einer Achsenentfernung  $L$ , wenn die Seilkurve als Parabel angenommen wird, für den horizontalen Trieb (S. 127, Fig. 5 u. 6) annähernd aus

$$h_0 = \frac{q \cdot L^2}{8 \cdot t_0}$$

Während der Bewegung sinkt bzw. steigt sie  
 im gespannten Trum auf  $H = \frac{q \cdot L^2}{8 T}$   
 im losen Trum auf  $h = \frac{q \cdot L^2}{8 t}$  (86)

Liegt das gespannte Trum unten (S. 127, Fig. 6), so muß, damit beide Seile nicht aufeinander stoßen  $2r > h - H$  sein.

Für den geneigten Trieb (S. 127, Fig. 7) berechnen sich die Koordinaten des tiefsten Seilpunktes in bezug auf den obersten Punkt der unteren Scheibe für den Ruhezustand zu

$$a_0 = \frac{L}{2} - \frac{t_0 \cdot y}{q \cdot L} \quad h_0' = \frac{a_0^2 \cdot q}{2 \cdot t_0}$$

für das gespannte bzw. lose Trum zu

$$A = \frac{L}{2} - \frac{T \cdot y}{q \cdot L} \quad H' = \frac{A^2 \cdot q}{2 \cdot T}$$

$$a = \frac{L}{2} - \frac{t \cdot y}{q \cdot L} \quad h' = \frac{a^2 \cdot q}{2 \cdot t}$$

(87)

mit  $y$  als Höhendifferenz beider Scheiben.

Der Achsenabstand der Drahtseiltriebe soll für kleine Leistungen mindestens 16, besser 20 m, für

Leistungen von 100 und mehr PS aber zweckmäßig 100 bis 150 m betragen. Für Entfernungen von mehr als 150 m sind Tragrollen (S. 127, Fig. 8) oder besser Zwischenrollen (S. 127, Fig. 9) anzuordnen.

Zum Spleißen eines Drahtseiles sind 5 bis 6 m erforderlich, die der theoretischen Länge zugegeben sind.

**d) Drahtseilscheiben.**

Die Abmessungen des Kranzes und der Nabe sind nach den Angaben auf S. 125 u. 126 zu wählen.

Gußeiserne Arme sind wie die Arme der gegossenen Riemscheiben zu bemessen; ihre Höhe in der Nabenmitte folgt also aus Gl. (75). Die Zahl der Arme beträgt gewöhnlich 6 bis 10.

Schmiedeeiserne Arme aus doppeltem Flach-eisen (S. 125 u. 126, Fig. 9) erhalten eine Höhe

$$h = \sqrt[3]{15 \frac{P \cdot r}{A \cdot k_b}} \dots \dots \dots (88)$$

bei einer Dicke  $m = h/5$  und  $k_b \leq 300 \text{ kg/qcm}$ . Ihre Zahl kann für  $r$  in  $cm$

$$A = 0,1 r$$

genommen werden.

Schmiedeeiserne Arme aus Rundeisen (S. 125 u. 126, Fig. 10) sind möglichst nur zu Tragrollen zu verwenden. Ihre Zahl beträgt dann für  $r$  in  $cm$

$$A = 0,13 r \text{ bis } 0,15 r,$$

ihre Stärke

$$h = 0,5 \Delta + 12 \text{ bis } 15 \text{ mm.}$$

Werden sie auch zu Kraftrollen benützt, so können sie bei derselben Zahl wie vorhin in der Stärke wie die

entsprechenden Arme der schmiedeeisernen Riemscheiben, also nach Gl. (76) bemessen werden.

Gl. (88) folgt aus der bei den Riemscheiben angegebenen Gleichung

$$\frac{P}{4} r = w \cdot k_t$$

mit einem Widerstandsmoment

$$w = 2 \frac{h}{5} \frac{h^2}{6} = \frac{h^3}{15}$$

Für  $r$  in  $mm$  und  $k_t = 3 \text{ kg/qmm}$  ergibt sich der auf S. 125 u. 126 angegebene Wert

$$h = \sim 1,7 \sqrt[3]{\frac{P \cdot r}{A}}$$

### IV. Kettentriebe.

Es bezeichnet bei einem Triebe:

$N, P$  und  $v$  die zu übertragende Leistung in  $PS$ , Umfangskraft in  $kg$  bzw. Kettengeschwindigkeit in  $m/sk$ ,

$r_1$  und  $r_2$  den Teilkreisradius,

$n_1$  und  $n_2$  die Umdrehungs-,

$z_1$  und  $z_2$  die Zähnezahl,

$t$  die Teilung der Kettenscheiben.

Die Spannung  $t$  in dem losen Trum eines Kettentriebes rührt nur von dem Eigengewichte der Kette her, ist also gleich Null, wenn wie gewöhnlich das Eigengewicht bei der Rechnung vernachlässigt wird. Die Spannung in dem gespannten Trum ist dann

$$T = P.$$

Wie bei den Zahnrädern ist ferner für  $r$  in  $m$

$$\left. \begin{aligned} v &= \frac{2 r_1 \pi \cdot n_1}{60} = \frac{2 r_2 \pi \cdot n_2}{60} \\ 2 r_1 \cdot n_1 &= 2 r_2 \cdot n_2 \\ i &= \frac{n_2}{n_1} = \frac{z_1}{z_2} \end{aligned} \right\} \dots \dots (89)$$

dagegen, weil die Teilung  $t$  hier als Sehne der Scheiben gemessen wird,

$$2 r_1 = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_1}} \text{ und } 2 r_2 = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_2}} \dots (90)$$

Die Kettengeschwindigkeit  $v$  beträgt bei gewöhnlichen Gelenkketten mit einfachen Bolzen bis zu  $2,5 \text{ m/sk}$ , bei Ketten mit Doppelbolzen nach den Angaben von Otto Kötter in Barmen

- bis zu  $6 \text{ m/sk}$  für Teilungen von  $15$  bis  $25 \text{ mm}$ ,
- " "  $3 \text{ m/sk}$  " " "  $30$  "  $45 \text{ mm}$ ,
- " "  $2 \text{ m/sk}$  " " "  $50$  "  $60 \text{ mm}$ ,
- " "  $1,5 \text{ m/sk}$  " " "  $65$  "  $80 \text{ mm}$ ,
- " "  $0,8 \text{ m/sk}$  " " "  $85$  "  $100 \text{ mm}$ .

Die Zähnezahl der kleineren Kettenscheibe ist je nach der Größe der Übersetzung zwischen  $15$  und  $40$  zu nehmen.

Bei der Berechnung wählt man die Kettengeschwindigkeit  $v$  nach den vorstehenden Angaben und bestimmt für die zu übertragende Umfangskraft  $P = 75 N/v$  die erforderliche Kettenteilung aus den nachstehenden Tabellen. Die übrigen Abmessungen der Kette sind den Listen der betreffenden Fabriken zu entnehmen.

Die Scheibendurchmesser folgen aus Gl. (90), sobald die Zähnezahl der einen Scheibe gewählt und die der anderen aus Gl. (89) für das geforderte Übersetzungsverhältnis  $i$  berechnet ist;  $r_1$  und  $r_2$  müssen dabei mit dem gewählten  $v$  übereinstimmen, widrigenfalls die Rechnung für ein anderes  $v$  nochmals durchzuführen ist.

#### Tabelle

für die Teilung  $t$  und übertragbare Umfangskraft  $P$  von Gallschen Gelenkketten.

1. Gewöhnliche Kette mit einfachen Bolzen. (S. 128, Fig. 2)

$P =$	12,5	32,5	65	100	125	175	250	375	500	650 $kg$
$t =$	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60 $mm$
$P =$	750	1000	1250	1600	1900	2200	2500	3150	3750 $kg$	
$t =$	65	70	80	85	90	100	110	120	130 $mm$	

2. Kette mit Doppelbolzen. (S. 128, Fig. 3 u. 4)

$P =$	100	150	200	300	400	500	750	1000	1500 $kg$
$t =$	15	20	25	30	35	40	45	50	55 $mm$
$P =$	2000	2500	3000	4000	5000 $kg$				
$t =$	60	65	70	80	90 $mm$				

3. Kette mit Rollenlager. (S. 128, Fig. 5)

$P =$	100	150	200	300	400	600	800	1000	1500 $kg$
$t =$	50	58	68	75	82	88	94	106	114 $mm$
$P =$	2000	2500	3000 $kg$						
$t =$	122	134	146 $mm$						

### V. Beispiele.

#### 1.

Von einer  $85 \text{ mm}$  starken Welle, die in der Minute  $200$  Umdrehungen macht, sind  $20 \text{ PS}$  durch einen offenen horizontalen Riemen an eine parallele Welle zu übertragen, die sich  $400$  mal in der Minute drehen soll. Welche Ab-

messungen muß der einfache Lederriemen und die Antriebsscheibe bekommen, wenn diese einmal als gußeiserne, das andere Mal als schmiedeeiserne Scheibe ausgeführt wird?

Bei einer Riemengeschwindigkeit  $v = 12,5 \text{ m/sk}$  ergibt sich die zu übertragende Umfangskraft zu

$$P = \frac{75 N}{v} = \frac{75 \cdot 20}{12,5} = 120 \text{ kg,}$$

der Durchmesser der Antriebsscheibe für  $v = v_1$  zu

$$(71) \quad 2r_1 = \frac{60 v_1}{\pi \cdot n_1} = \frac{60 \cdot 12,5}{\pi \cdot 200} = \sim 1,2 \text{ m} = 1200 \text{ mm}$$

und der der getriebenen Scheibe für  $\psi = 0,01$  zu

$$(72) \quad 2r_2 = 2r_1 (1 - \psi) \frac{n_1}{n_2} = 1200 \cdot 0,99 \frac{200}{400} = 594 \text{ mm.}$$

Der einfache Lederriemen muß, wenn die von 1 cm Riemenbreite übertragbare Umfangskraft nach der Tabelle auf S. 103 zu  $p = 9 \text{ kg}$  angenommen wird,

$$(74) \quad \beta = \frac{120}{9} = \sim 13,5 \text{ cm} = 135 \text{ mm}$$

Breite bei  $\delta = 5$  oder 6 mm Dicke erhalten. Er verlangt nach den Angaben auf S. 114 bis 116 eine Scheibenbreite

$$b = 1,1 \beta + 10 = 1,1 \cdot 135 + 10 = \sim 160 \text{ mm.}$$

Wird die Antriebsscheibe in Gußeisen nach S. 114 u. 115, Fig. 3 oder 4, ausgeführt, so ist ihr nach den Angaben daselbst eine Kranzstärke

$$\text{vorne } m = 0,006 r + 0,01 b + 2 = 0,006 \cdot 600 + 0,01 \cdot 160 + 2 = \sim 7,5 \text{ mm,}$$

in der Mitte für  $w = 0$

$$m_0 = m + 0,025 b = 7,5 + 0,025 \cdot 160 = 11,5 \text{ mm}$$

zu geben. Die Stärke der 2 Nabenschrauben in Fig. 3 kann

$$s = 0,15 d + 12 = 0,15 \cdot 85 + 12 = 25 \text{ mm oder } 1 \text{ Zoll engl.,}$$

die der 2 Kranzschrauben

$$s_0 = s - \frac{1}{8} = \frac{7}{8} \text{ Zoll engl.}$$

gewählt werden. Da der Kernquerschnitt der letzteren nach S. 23  $f = 2 \cdot 2,72 = 5,44 \text{ qcm}$ , der Kranzquerschnitt der Scheibe ohne den mittleren Wulst

$$\frac{1}{2} (m + m_0) b = \frac{1}{2} (7,5 + 11,5) 160 = 1520 \text{ qmm,}$$

mit Wulst ca.

$$F = 1700 \text{ qmm}$$

beträgt, so ergibt sich bei einem Scheibengewicht von  $G = \sim 100 \text{ kg}$  die Beanspruchung der Schrauben durch die Fliehkraft des Kranzes und das halbe Scheibengewicht für  $\gamma = 7300 \text{ kg/cbm}$  zu nur

$$(78) \quad \sigma_s = \frac{1}{5,44} \left( 2 \cdot 0,0017 \cdot 7300 \frac{12,5^2}{9,81} + 50 \right) = \sim 82 \text{ kg/qcm.}$$

Für die 4 Naben- und Kranzschrauben in Fig. 4 würde sich entsprechend

$$s = 0,12 d + 12 = 0,12 \cdot 85 + 12 = 22 \text{ mm oder } \frac{7}{8} \text{ Zoll engl.,}$$

$$s_0 = s - \frac{1}{8} = \frac{3}{4} \text{ Zoll engl.}$$

und mit  $f = 4 \cdot 1,96 = 7,84 \text{ qcm}$

$$\sigma_s = 82 \frac{5,44}{7,84} = \sim 57 \text{ kg/qcm}$$

ergeben, wobei aber nach der Anmerkung auf S. 105 mit einer Steigerung der Schraubenbeanspruchung infolge der Kniehebelwirkung beim Klaffen der Scheibenfuge auf das Zwei- bis Dreifache zu rechnen ist.

Bei  $A = 6$  Armen muß weiter nach S. 114 u. 115 die Höhe und Breite der ungeteilten Arme in der Nabenmitte, wenn das Armkreuz noch für Scheiben von  $P = 200 \text{ kg}$  benützt werden soll, mit  $r$  in mm

$$h = 3 \sqrt[3]{\frac{P \cdot r}{A}} = 3 \sqrt[3]{\frac{200 \cdot 600}{6}} = \sim 80 \text{ mm}$$

bezw.

$$0,4 h = 0,4 \cdot 80 = 32 \text{ mm,}$$

am Kranz

$$h_0 = 0,75 \cdot 80 = 60 \text{ bzw. } 0,4 h_0 = 0,4 \cdot 60 = 24 \text{ mm}$$

sein. Die geteilten Arme sind bei derselben Breite in der Nabenmitte

$$1,35 h = 1,35 \cdot 80 = \sim 110 \text{ mm,}$$

am Kranz

$$1,35 h_0 = 1,35 \cdot 60 = \sim 80 \text{ mm}$$

hoch zu machen.

Die Nabe schließlich kann im äußeren Durchmesser

$$1,8 d + 10 \text{ bis } 20 = 1,8 \cdot 85 + 12 = 165 \text{ mm,}$$

in der Länge gleich der Scheibenbreite  $b = 160 \text{ mm}$  bemessen werden.

Für die schmiedeeiserne Scheibe nach S. 116, Fig. 2 oder 3, ist ein Kranz von

$$m = 3 + 0,004 (b + r) = 3 + 0,004 (160 + 600) = \sim 6 \text{ mm}$$

Stärke zu nehmen. Erhalten die zu seiner Laschung erforderlichen Schrauben und Niete einen Durchmesser von

$$s_0 = 2 m = 2 \cdot 6 = 12 \text{ oder } \sim 13 \text{ mm } (\frac{1}{2} \text{ Zoll engl.}),$$

so sind deren

$$n = \frac{m \cdot b}{s_0^2} = \frac{6 \cdot 160}{13^2} = \sim 6$$

zu jeder Seite der Teilfuge erforderlich. Die Schubbeanspruchung dieser Schrauben und Niete berechnet sich dann mit  $\gamma = 7800 \text{ kg/cbm}$  für den schmiedeeisernen Kranz,  $F = 6 \cdot 160 = 960 \text{ qmm} = \sim 0,001 \text{ qm}$  für den Querschnitt desselben,  $f = 6 \cdot 1,3^2 \pi / 4 = \sim 8 \text{ qcm}$  für den Scherquerschnitt der Schrauben und Niete und  $G = 85 \text{ kg}$  als Eigengewicht der Scheibe zu nur

$$(78) \quad \sigma_s = \frac{1}{8} \left( 2 \cdot 0,001 \cdot 7800 \frac{12,5^2}{9,81} + 42,5 \right) = \sim 36,5 \text{ kg/qcm.}$$

Die Nabenschrauben der Scheibe haben wieder  $s = \frac{3}{4} \text{ Zoll engl.}$  Gewindedurchmesser.

Für die  $A = 12$  schmiedeeisernen Rundeisenarme (Fig. 2) ist nach der auf S. 116 angegebenen Gleichung mit  $r$  in mm eine Dicke

$$h = 1,5 \sqrt[3]{\frac{P \cdot r}{A}} = 1,5 \sqrt[3]{\frac{120 \cdot 600}{12}} = 2,7 \text{ cm}$$

oder besser 26 mm,

für die  $A = 6$  doppelten Flacheisenarme (Fig. 3) eine solche

$$h = 0,46 \sqrt[3]{\frac{P \cdot r}{A}} = 0,46 \sqrt[3]{\frac{120 \cdot 600}{6}} = \sim 1 \text{ cm} = 10 \text{ mm}$$

bei  $5 h = 50 \text{ mm}$  Breite zu wählen.



Die Nabe kann wie bei der gußeisernen Scheibe bemessen werden.

## 2.

Die Webstühle einer Weberei sollen von 6 parallelen Wellen  $II_a$  und  $II_b$ ,  $III_a$  und  $III_b$ ,  $IV_a$  und  $IV_b$  (S. 123 u. 124, Fig. 1) angetrieben werden. Jeder Wellenstrang erhält eine Leistung von 20 PS und macht 120 Umdrehungen in der Minute. Die zum Antrieb der Wellen dienende Verbundmaschine dreht sich 80mal in der Minute und gibt ihre Leistung durch zwei Hanfseiltriebe mit Dehnungsspannung zunächst an die Wellen  $II_a$  und  $II_b$  ab, von denen aus dann die übrigen Wellen durch 4 weitere Hanfseiltriebe gedreht werden. Welche Durchmesser müssen die Scheiben und wieviel Seile muß jeder Trieb bekommen?

Wählt man für die beiden Haupttriebe zwischen den Wellen  $I$  und  $II_a$  bzw.  $II_b$  eine Seilgeschwindigkeit  $v = v_1 = 17,5 \text{ m/sk}$ , für die übrigen eine solche von  $15 \text{ m/sk}$ , so ergibt sich für das Seilscheibenschwungrad der Verbundmaschine ein Durchmesser (bis Mitte Seil)

$$(71) \quad 2r_1 = \frac{17,5 \cdot 60}{\pi \cdot 80} = \sim 4,2 \text{ m} = 4200 \text{ mm.}$$

Der Durchmesser der vorderen Scheiben auf den Wellen  $II_a$  und  $II_b$  muß dann für  $\psi = 0$

$$(72) \quad 2r_2 = 4200 \frac{80}{120} = 2800 \text{ mm}$$

betragen, während für die Scheiben der Nebentriebe

$$(71) \quad 2r_3 = \frac{15 \cdot 60}{\pi \cdot 120} = \sim 2,4 \text{ m} = 2400 \text{ mm}$$

folgt.

Die von  $I$  nach  $II_a$  bzw.  $II_b$  zu übertragende Leistung ist

$$N = 3 \cdot 20 = 60 \text{ PS,}$$

also die Umfangskraft

$$P = \frac{75 \cdot 60}{17,5} = \sim 258 \text{ kg.}$$

Für die 4 Nebentriebe ist die zu übertragende Leistung je

$$N = 20 \text{ PS}$$

und die Umfangskraft

$$P = \frac{75 \cdot 20}{15} = 100 \text{ kg.}$$

Nimmt man für die beiden Haupttriebe 50 mm, für die 4 Nebentriebe 40 mm Rundseile und setzt die von einem Seil zu übertragende Umfangskraft bei jenen

$$(79) \quad P_1 = 4 \Delta^2 = 4 \cdot 5^2 = 100 \text{ kg,}$$

bei diesen

$$(79) \quad P_1 = 4 \cdot 4^2 = 64 \text{ kg,}$$

so machen sich

$$(80) \quad i = \frac{258}{100} = \sim 3$$

bzw.

$$(80) \quad i = \frac{100}{64} = \sim 2$$

Seile erforderlich. Bei je einem Reserveseil für die beiden Haupttriebe muß dann die Rillenzahl des Seilscheibenschwungrades  $2(3+1) = 8$  betragen.

## 3.

Für den auf S. 123 u. 124, Fig. 3, dargestellten Hanfseiltrieb mit Belastungsspannung von der Peniger Maschinenfabrik in Penig sind die Durchmesser und erforderliche Zahl der Seilumschlingungen an den einzelnen Scheiben zu berechnen. Die Antriebsscheibe macht  $n_1 = 150$  Umdrehungen in der Minute und hat  $2r_1 = 2000 \text{ mm}$  Durchmesser. Die an die einzelnen Scheiben abzugebende Leistung sowie die Umdrehungszahl dieser Scheiben beträgt

$$N_2 = 50 \text{ PS, } n_2 = 180,$$

$$N_3 = 50 \text{ PS, } n_3 = 110,$$

$$N_4 = 30 \text{ PS, } n_4 = 140,$$

$$N_5 = 30 \text{ PS, } n_5 = 140.$$

Die Scheiben der Wellen  $II$ ,  $III$ ,  $IV$  und  $V$  müssen nach Gl. (72) für  $\psi = 0$

$$2r_2 = 2r_1 \frac{n_1}{n_2} = 2000 \frac{150}{180} = \sim 1665 \text{ mm,}$$

$$2r_3 = 2r_1 \frac{n_1}{n_3} = 2000 \frac{150}{110} = \sim 2725 \text{ mm,}$$

$$2r_4 = 2r_5 = 2r_1 \frac{n_1}{n_4} = 2000 \frac{150}{140} = \sim 2150 \text{ mm}$$

Durchmesser erhalten.

Die Seilgeschwindigkeit beträgt

$$v = \frac{2\pi \cdot 150}{60} = 15,7 \text{ m/sk,}$$

womit die zu übertragenden Umfangskräfte

$$P_{II} = P_{III} = \frac{75 \cdot 50}{15,7} = \sim 240 \text{ kg,}$$

$$P_{IV} = P_V = \frac{75 \cdot 30}{15,7} = \sim 143 \text{ kg}$$

folgen.

Wählt man ein Rundseil von 40 mm Durchmesser und

$$(79) \quad P_1 = 5 \Delta^2 = 5 \cdot 4^2 = 80 \text{ kg}$$

übertragbarer Umfangskraft, so sind für die Scheiben der Wellen  $II$  und  $III$

$$(80) \quad i_2 = i_3 = \frac{240}{80} = 3,$$

für diejenigen der Wellen  $IV$  und  $V$

$$(80) \quad i_4 = i_5 = \frac{140}{80} = \sim 2$$

Seilumschlingungen erforderlich.

Das Belastungsgewicht hängt in dem auf die getriebene Scheibe  $II$  auflaufenden losen Trum 22, 23, 1, 2, dessen Spannung den Wert

$$t = \frac{P_{II}}{3} = \frac{240}{3} = 80 \text{ kg}$$

wohl nicht übersteigen dürfte. Es kann also, vorbehaltlich späterer Regelung,

$$Q = 2t = 160 \text{ kg}$$

schwer gemacht werden.

4.

Durch ein Eisendrahtseil sind 80 PS auf eine Entfernung von 140 m zu übertragen. Welchen Durchmesser muß das Seil und welche Hauptabmessungen jede Seilscheibe erhalten?

Bei einer Seilgeschwindigkeit  $v = 20 \text{ m/sk}$  ist die zu übertragende Umfangskraft

$$P = \frac{75 \cdot 80}{20} = 300 \text{ kg.}$$

Sie erfordert für  $k_n = 300 \text{ kg/qcm}$  einen gesamten Drahtquerschnitt des Seiles von

$$(83) \quad i \cdot \delta^2 \frac{\pi}{4} = \frac{300}{300} = 1 \text{ qcm} = 100 \text{ qmm.}$$

Für eine Drahtdicke  $\delta = 1,6 \text{ mm}$  müßte also die Drahtzahl

$$i = \frac{100}{1,6^2 \frac{\pi}{4}} = \frac{100}{2,01} = \sim 50$$

betragen. Die Tabelle auf S. 109 enthält für normale Scheibendurchmesser und Hanf in den Litzen ein Seil von 48 Drähten und 1,6 mm Drahtdicke. Sein Durchmesser ist  $\Delta = 18 \text{ mm}$ , sein Gewicht  $q = 0,91 \text{ kg}$  für 1 m. Bei einem Verhältnis  $\delta/r = 1/1000$  und einem Scheibenradius (bis Mitte Seil)

$$r = 1000 \cdot 1,6 = 1600 \text{ mm}$$

würde sich dann nach den Angaben auf S. 108 eine Gesamtspannung der Seildrähte

$$\sigma_z + \sigma_b = \frac{1}{48 \cdot 0,16^2 \frac{\pi}{4}} \left( 2 \cdot 300 + 0,91 \frac{20^2}{9,81} \right) + 375000 \frac{1}{1000} = 1036 \text{ kg/qcm}$$

ergeben, während 1050 kg zulässig sind.

Als Umdrehungszahl der Scheiben folgt für den gewählten Radius

$$(85) \quad n = \frac{60 \cdot 20}{2 \cdot 1,6 \pi} = \sim 120.$$

Erhalten die Scheiben  $A = 8$  Gußeisenarme, so sind diese nach den Angaben auf S. 125 u. 126, Fig. 8, für  $r$  in mm in der Nabenmitte

$$h = 3 \sqrt[3]{\frac{300 \cdot 1600}{8}} = \sim 120 \text{ mm,}$$

am Kranz

$$h_0 = 0,75 \cdot 120 = 90 \text{ mm}$$

hoch und

$$0,4 \cdot 120 = 48 \text{ bzw. } 0,4 \cdot 90 = 36 \text{ mm}$$

breit zu machen.

Schmiedeeiserne Arme aus doppeltem Flacheisen müßten nach S. 125 u. 126, Fig. 9, bei einer Zahl

$$A = 0,01 \cdot 1600 = 16$$

$$h = 1,7 \sqrt[3]{\frac{300 \cdot 1600}{16}} = \sim 52 \text{ mm}$$

hoch und

$$m = \frac{52}{5} = \sim 10 \text{ mm}$$

dick werden.

### Gewichte von gußeisernen ungeteilten Riemscheiben

nach den Ausführungen des Eisenwerkes Wülfel in Wülfel vor Hannover.

Scheiben- durchmesser in mm	Scheibenbreite in mm														
	75	100	125	150	175	200	225	250	275	300	350	400	450	500	600
175	6	7	9	10	12	13	15	16	18	20	—	—	—	—	—
250	7	9	10	12	14	16	18	20	22	25	—	—	—	—	—
400	12	14	16	18	21	24	27	30	34	39	45	51	—	—	—
560	16	20	24	28	32	37	41	47	52	57	67	77	86	96	—
700	20	26	32	38	45	51	58	65	72	80	94	108	121	135	—
860	—	34	41	51	61	69	79	89	99	110	129	148	167	186	—
1000	—	43	52	63	75	86	99	112	125	141	164	189	216	244	—
1150	—	54	64	76	90	106	122	138	154	176	204	236	272	312	—
1300	—	66	77	90	106	124	144	163	183	213	247	288	334	388	—
1450	—	—	—	106	124	144	167	190	214	253	293	342	399	464	—
1600	—	—	—	126	146	170	195	222	250	297	345	400	466	544	—
1750	—	—	—	143	167	193	222	253	287	339	394	459	535	626	—
1900	—	—	—	160	185	216	249	285	324	379	442	517	605	710	—
2050	—	—	—	—	—	243	280	319	364	428	495	576	678	810	—
2200	—	—	—	—	—	270	311	354	406	478	550	638	752	906	—
2350	—	—	—	—	—	—	341	392	451	529	606	706	832	996	—
2500	—	—	—	—	—	—	373	430	494	578	663	771	910	1089	1410
2650	—	—	—	—	—	—	406	467	536	626	719	836	988	1184	1530
2800	—	—	—	—	—	—	—	504	578	676	776	902	1066	1280	1660
2950	—	—	—	—	—	—	—	529	606	710	814	946	1118	1344	1745
3000	—	—	—	—	—	—	—	554	634	744	852	990	1170	1408	1830

Geteilte Scheiben wiegen 10 bis 15 % mehr als ungeteilte.

# Gusseiserne Riemscheiben.

$\beta$  Breite,  $\delta$  Dicke des Riemens,  
 $r$  Radius,  $d$  Bohrung,  
 $P$  Umfangskraft der Scheiben.

Scheibenbreite  $b = 11\beta + 10$ ,  
 Abflüßung  $m = 0,04\beta + 15$  bis 2,  
 Kranzstäcker  $n = 0,006r + 0,01b + 2$ ,  
 $m_p = m + 0,295b$ .

Armszahl.

$d$	4-6	6-8	8-10
Für $\beta$	< 500	500-750	750-2000

Armshöhe in der Nabelmitte:

$$h = 5\sqrt{\frac{P}{d}}$$

Armshöhe am Kranz  $h_0 = 0,75h$ .

Verbindungschrauben:

An der Nabe  $s = 0,12d + 8$  bis 12 bis 4,  $s = 0,15d + 8$  bis 12 bis 2 Schrauben,  
 Am Kranz  $s = s$  oder  $s = 1/8$  angl.

Fig. 1 a 1/5.

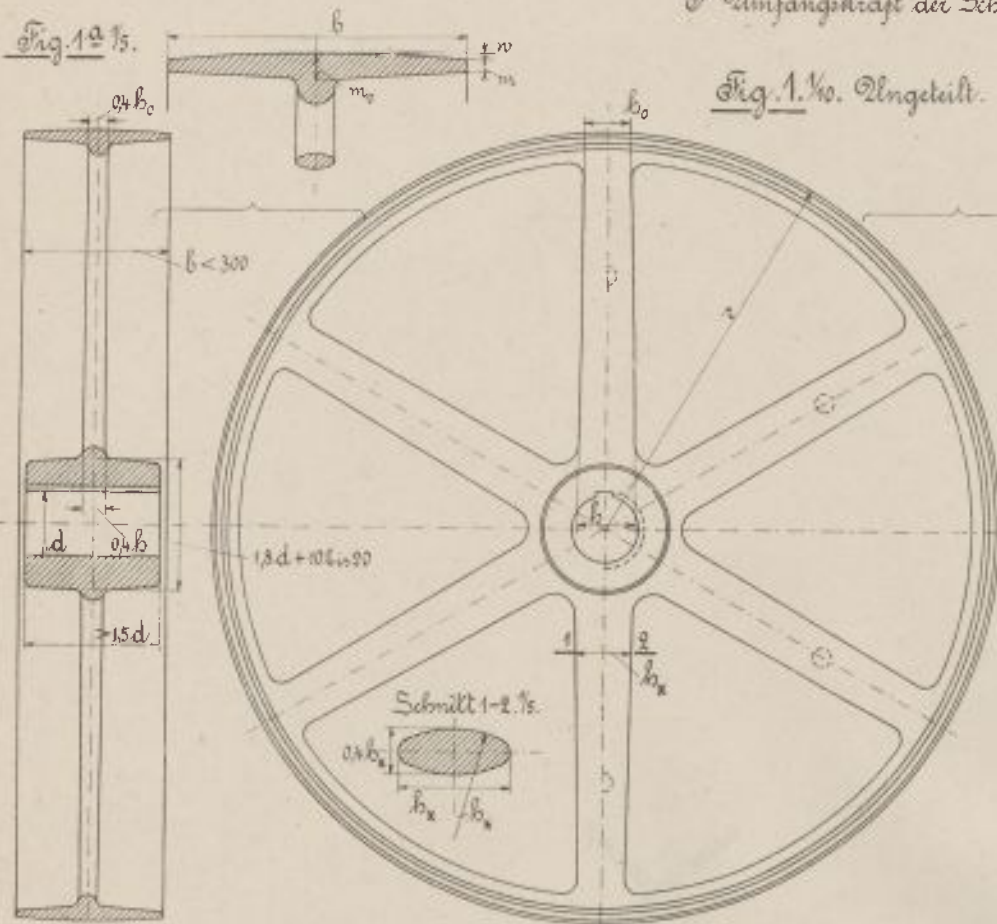


Fig. 1. 1/10. Unterteilt.

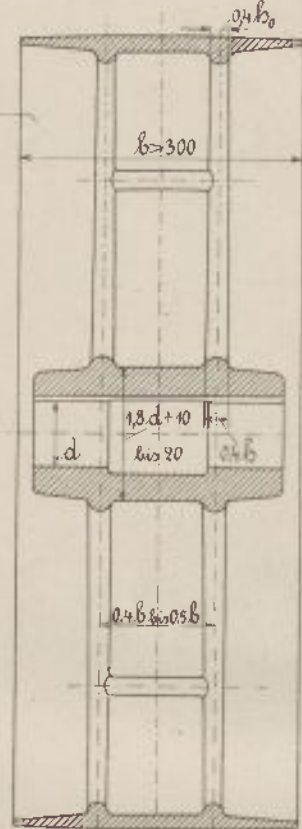


Fig. 3. 1/10. In den Armen gesprengt.

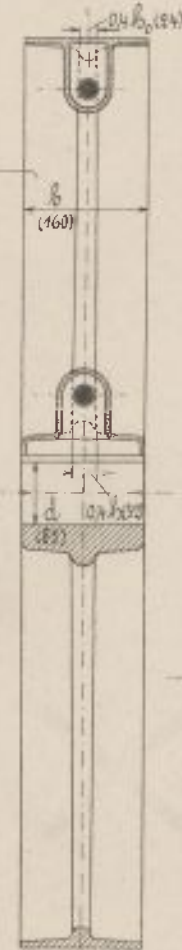
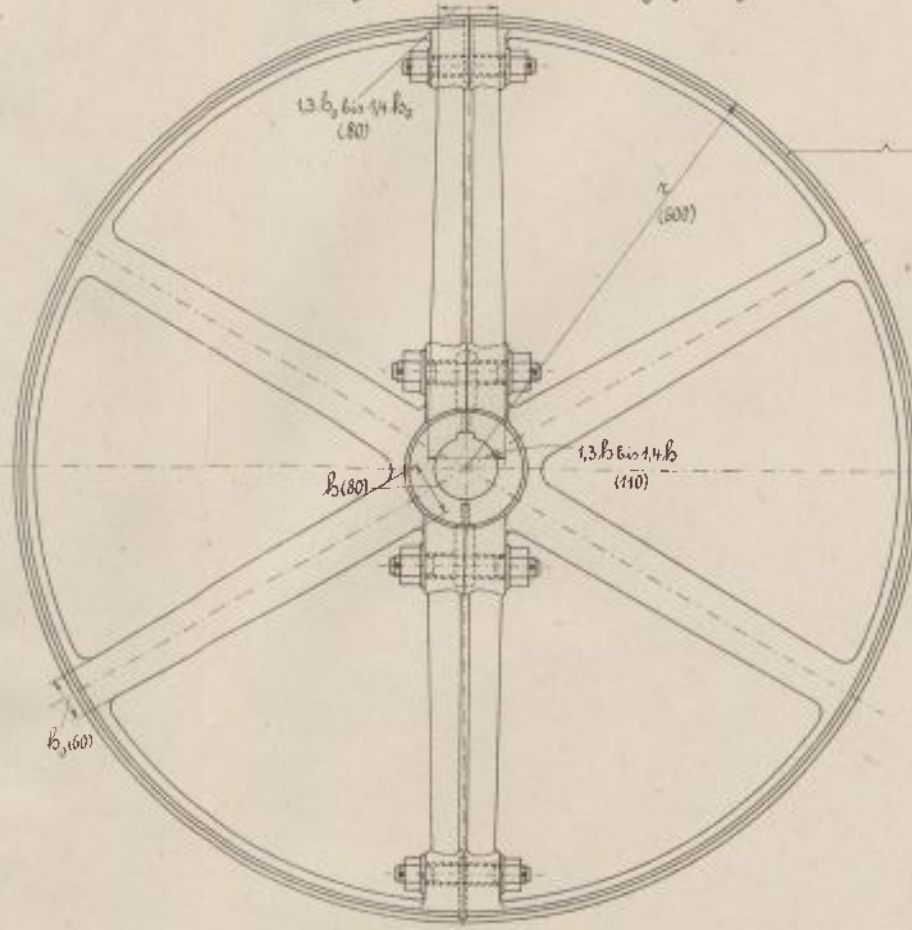


Fig. 3 a 1/5.

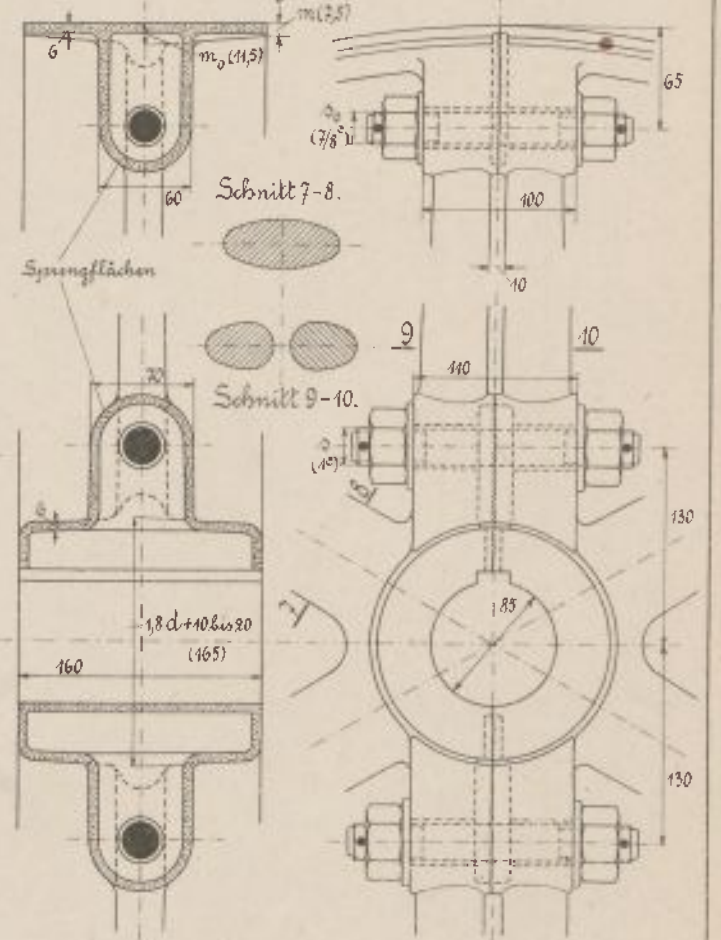
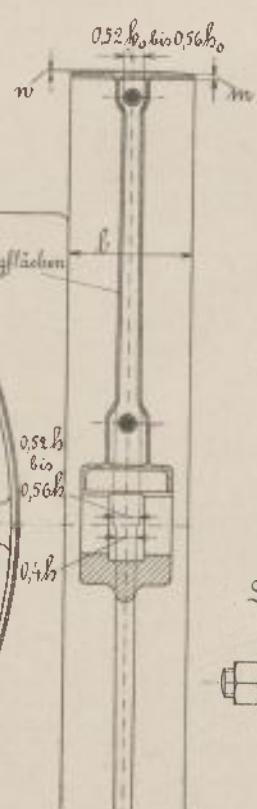
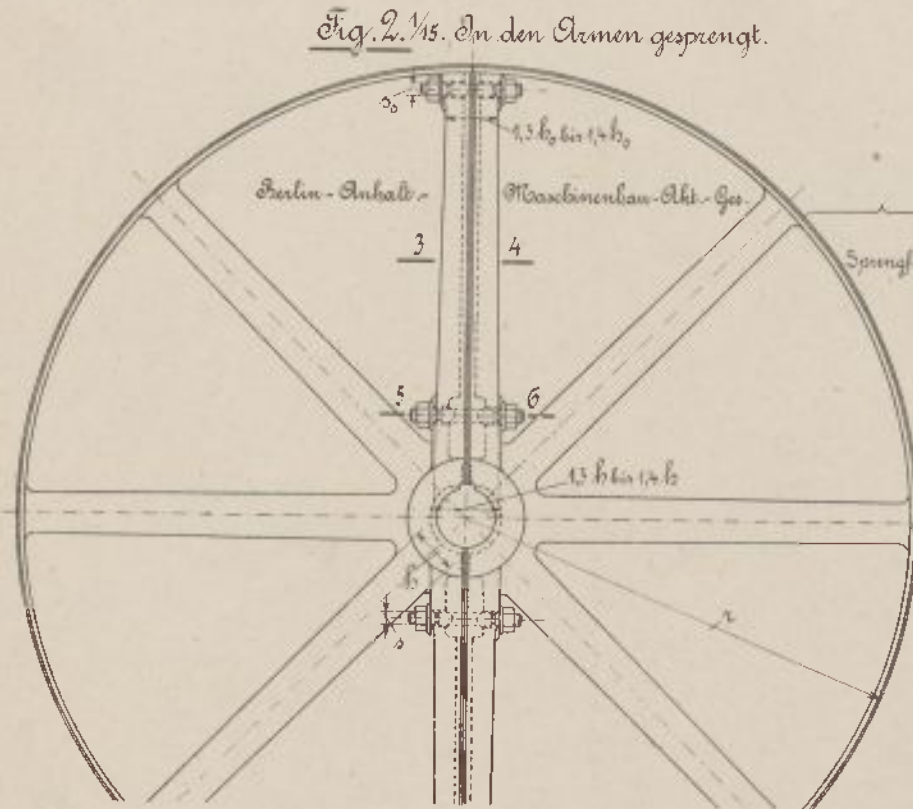


Fig. 2. 1/15. In den Armen gesprengt.



Schnitt 3-4 1/5.



Schnitt 5-6 1/5.

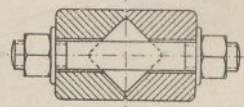


Fig. 4. 1/10. Zwischen den Armen gesprengt.

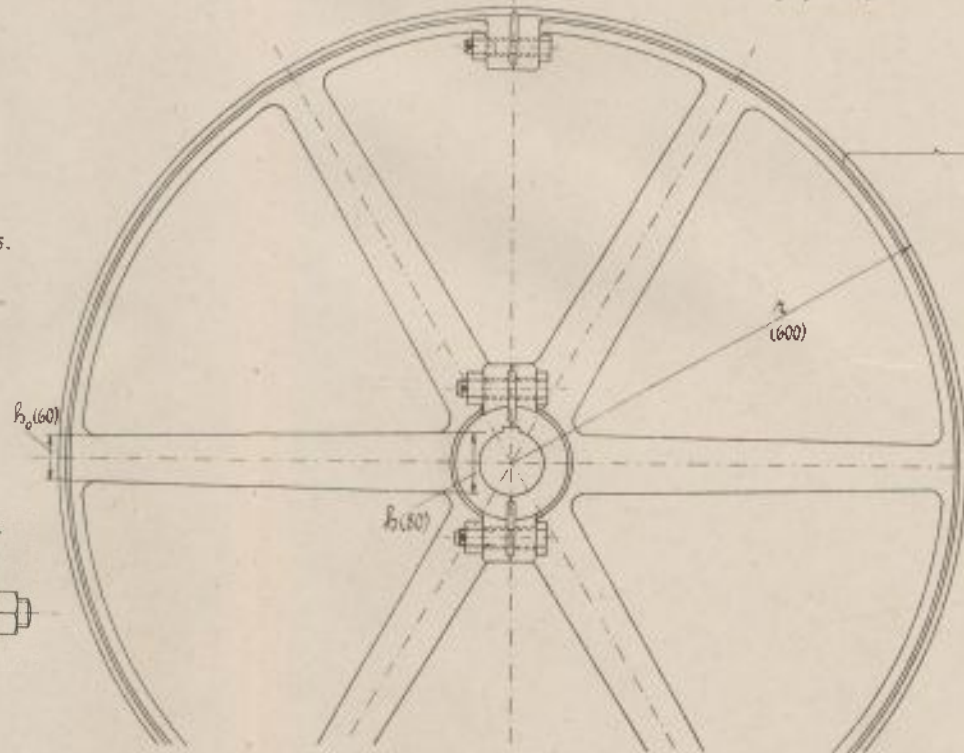
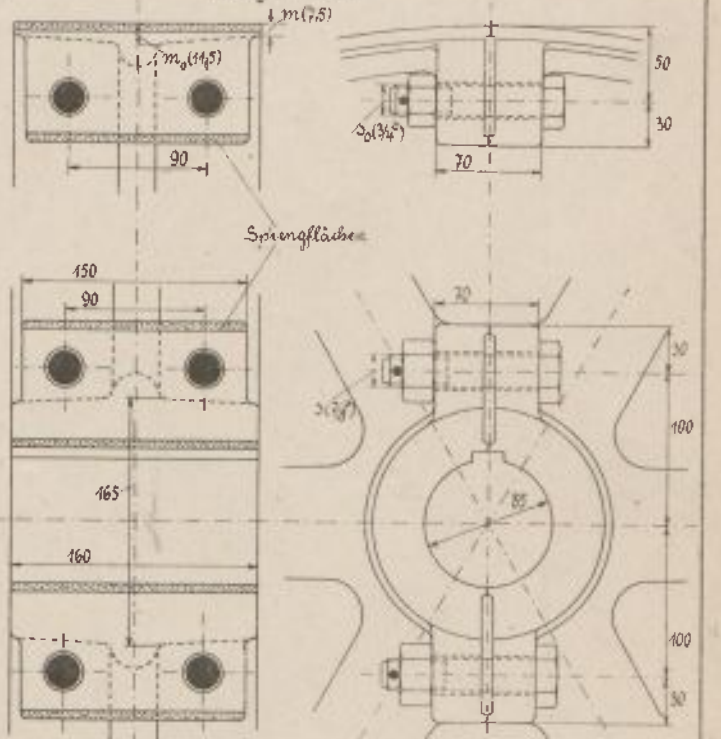


Fig. 4 a 1/5.



# Schmiedeeiserne Riemscheiben.

$\beta$  Breite,  $\delta$  Dicke des Riemens,  
 $r$  Radius,  $d$  Bohrung,  
 $P$  Umfangskraft der Scheiben.

Scheibenbreite  $b = 1,1 \beta + 10$ ,  
 Wölbung  $w = 0,01 b + 1,5$  bis  $2$ ,  
 Kranzstärke  $m = 3 + 0,004(b+r)$ .

Armszahl:

$a$	6-8	8-12	14-20	20-30
Für $r$	$\leq 300$	300-650	650-1000	$\leq 1000$

Armstärke:

$h = 1,5 \sqrt[3]{\frac{P \cdot r}{a}}$  für Rundstange,  
 $h = 0,46 \sqrt[3]{\frac{P \cdot r}{a}}$  für doppelte Flachstange.

Verbindungsschrauben u. -niete:

An der Nabe Stärke  $s = 0,12 d + 8$  bis  $12$  bei  $4$ ,  $s = 0,15 d + 8$  bis  $12$  bei  $2$  Schrauben,  
 Am Kranz Stärke  $s_0 = 2 m$ ,  
 Zahl  $n = \frac{m \cdot b}{\delta}$  an jeder Teilstelle.

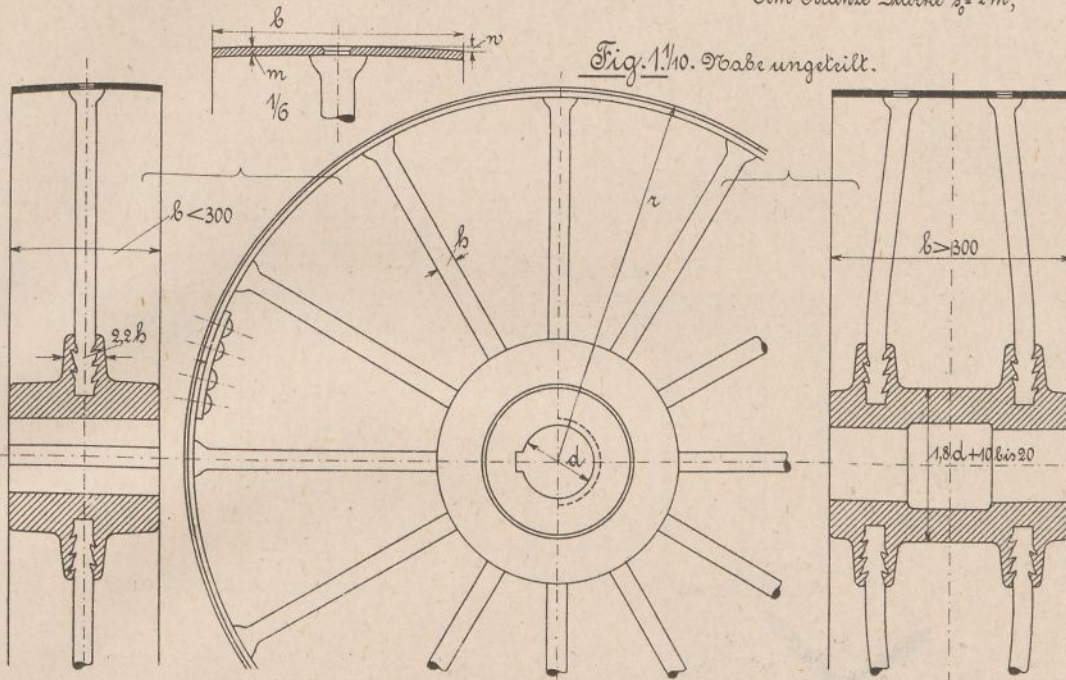


Fig. 1. 1/10. Nabe ungeteilt.

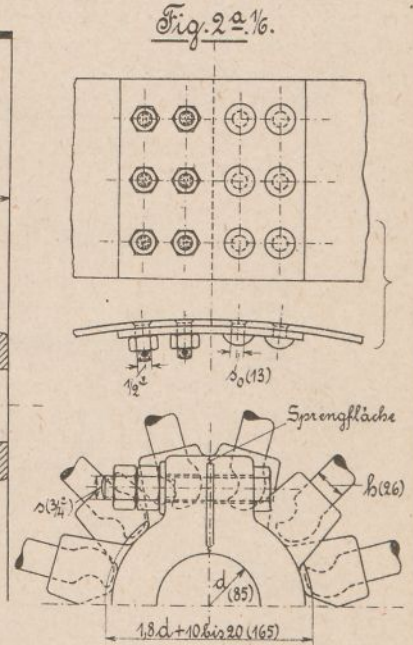


Fig. 2. 2/16.

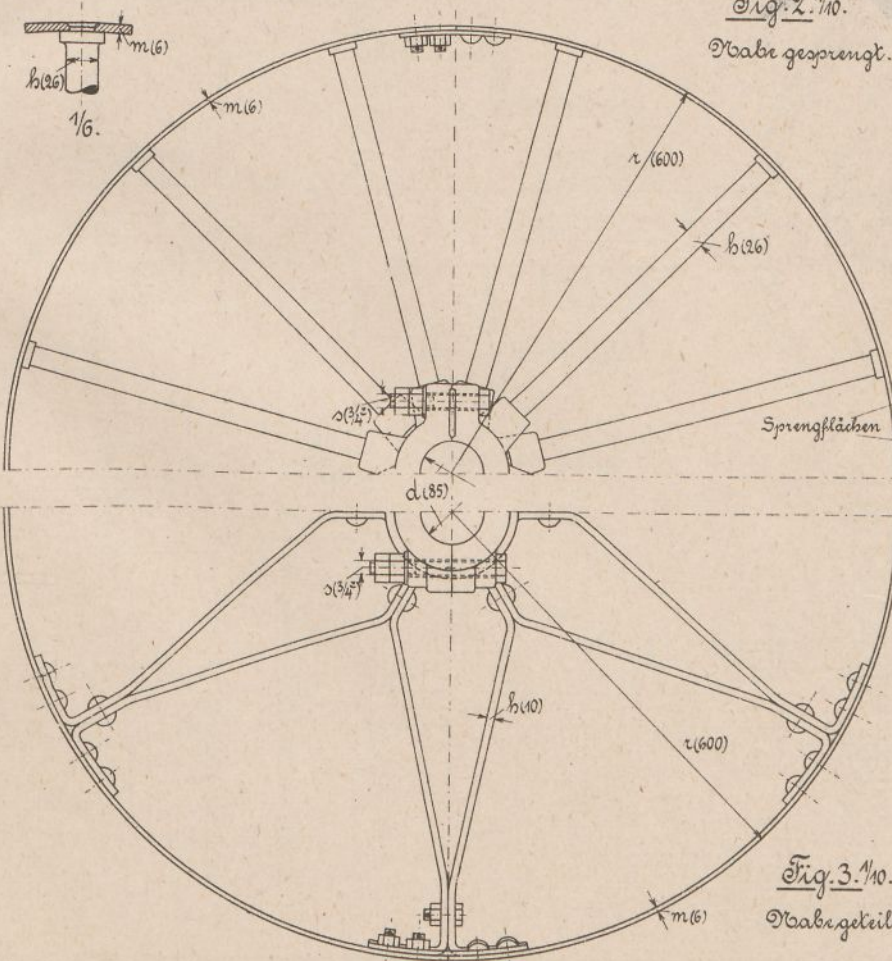


Fig. 2. 1/10. Nabe gesprengt.

Fig. 3. 1/10. Nabe geteilt.

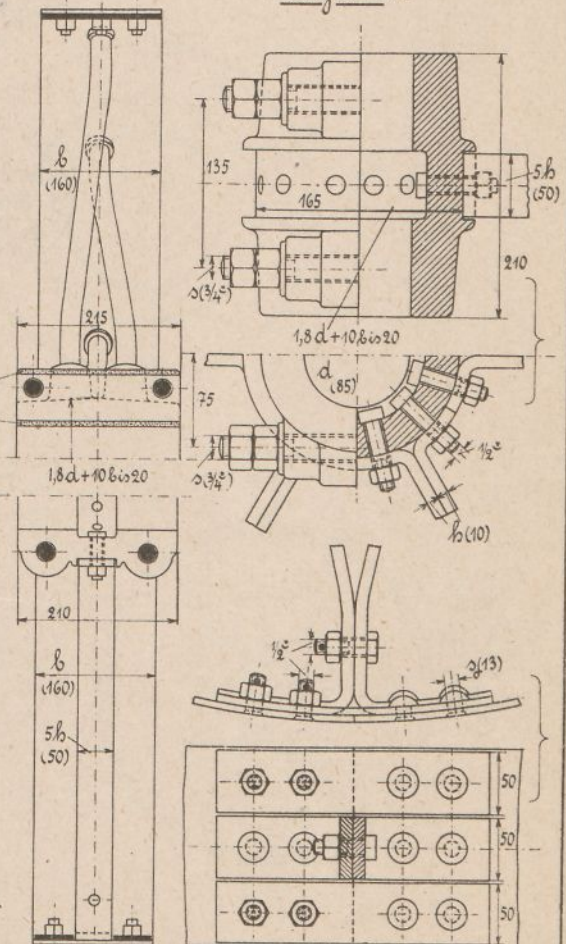


Fig. 3. 2/16.

# Riemscheiben.

d Bohrung der Scheiben.

Dimensionen der Scheiben siehe S. 114 bis 116.

Feste u. lose Scheiben.

Fig. 1. 1/3.

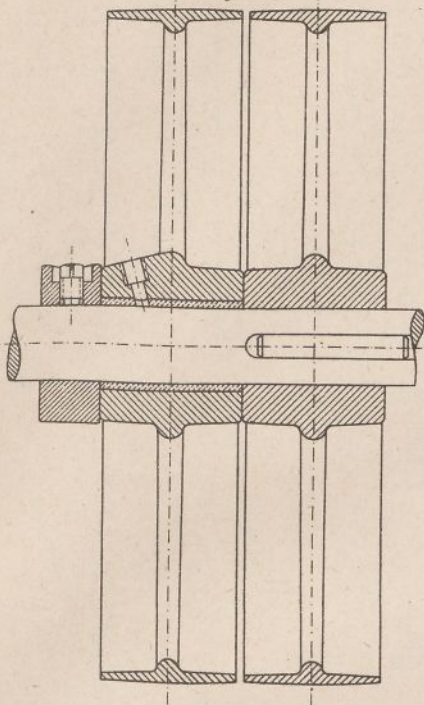


Fig. 2. 1/3.

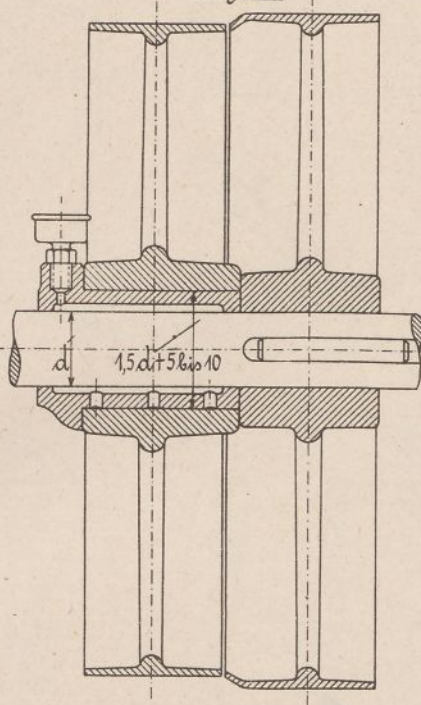


Fig. 2<sup>a</sup>. 1/4.

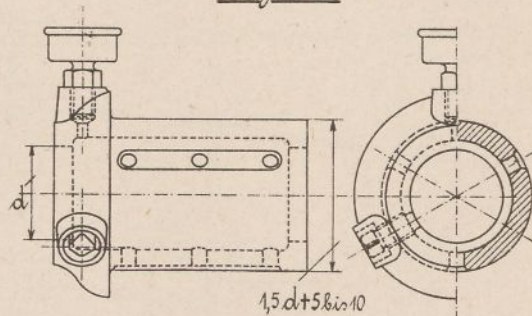


Fig. 2<sup>b</sup>. 1/4.

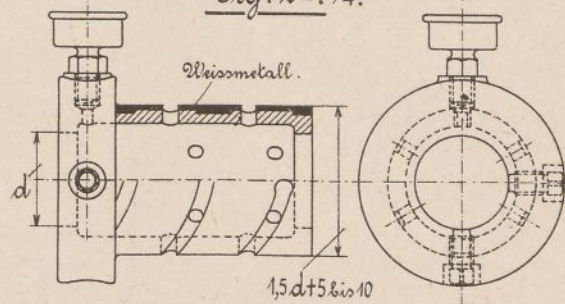


Fig. 3. 1/3. Stufenscheibe.

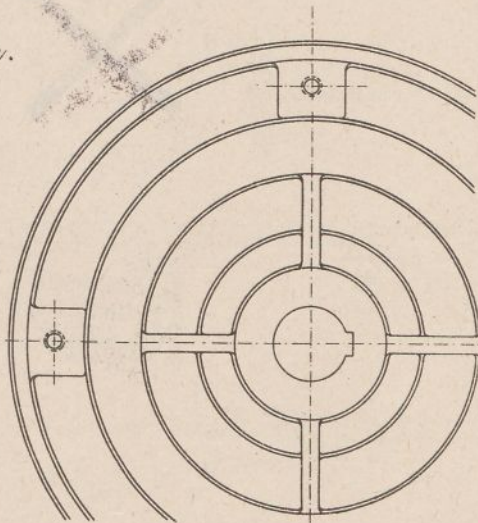
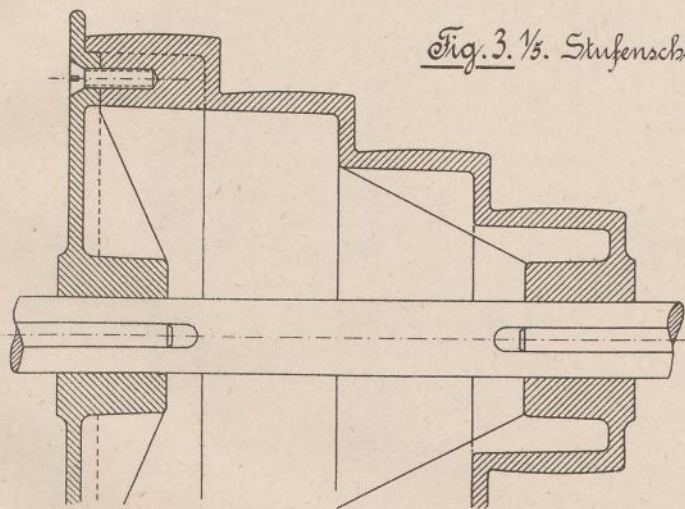


Fig. 3<sup>a</sup>.

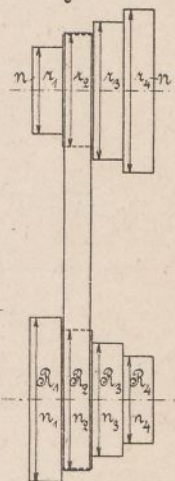
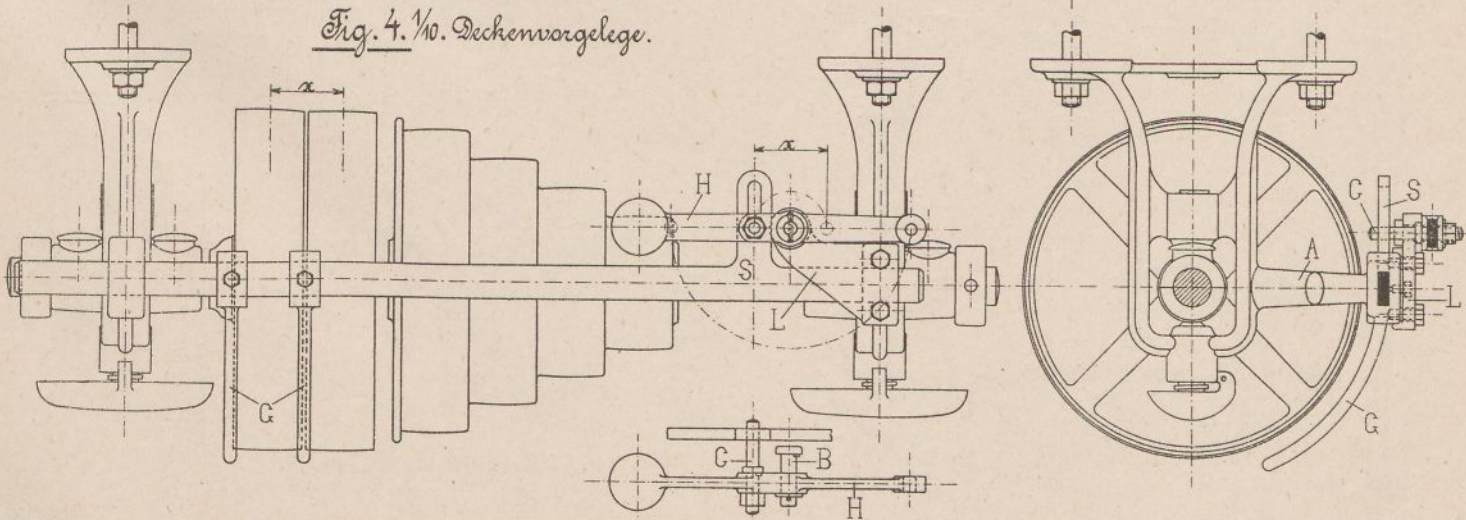
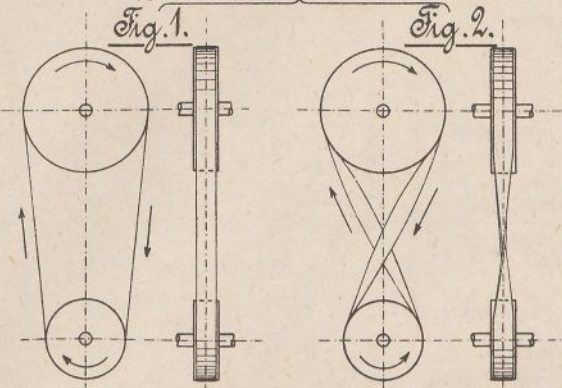


Fig. 4. 1/10. Deckenvorgelege.

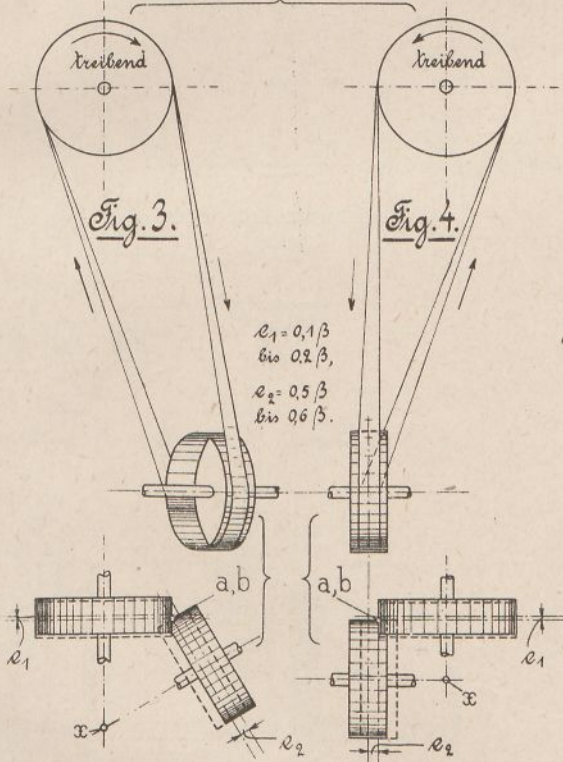


# Riementriebe.

Offener u. gekreuzter Trieb.



Halbgeschränkter Trieb.



$\beta$  Riemenbreite.

Leitrollentriebe.

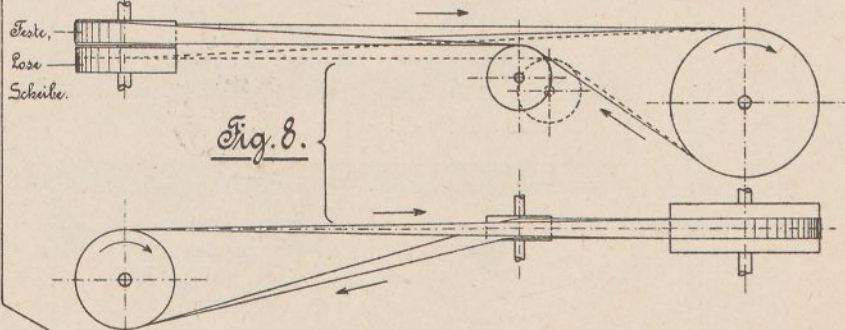
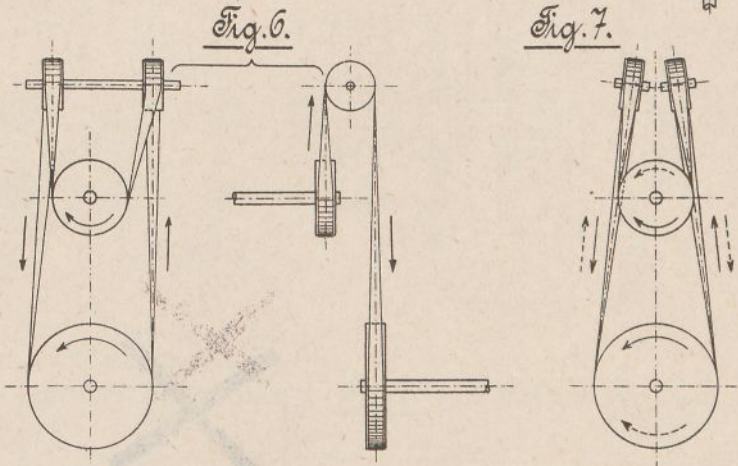
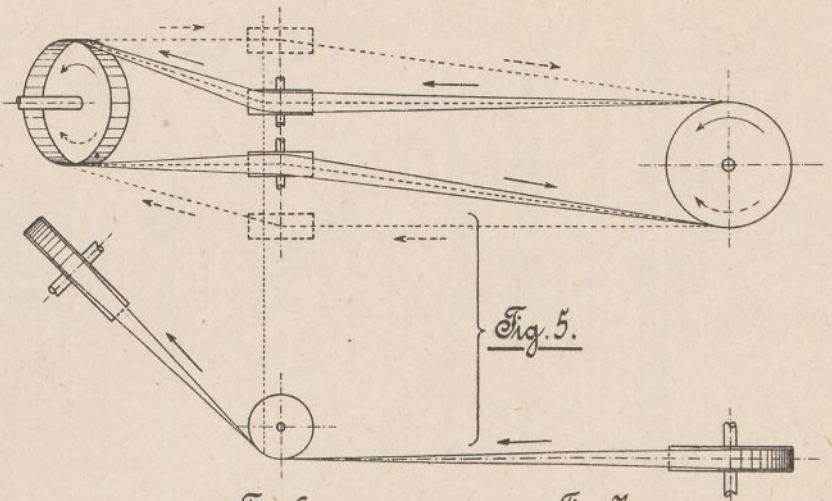
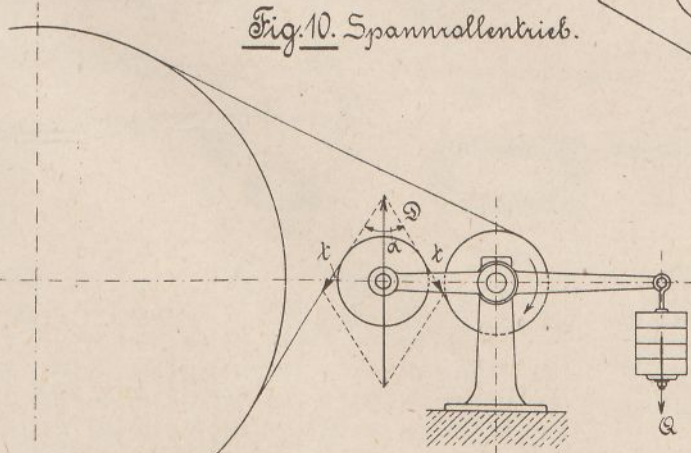
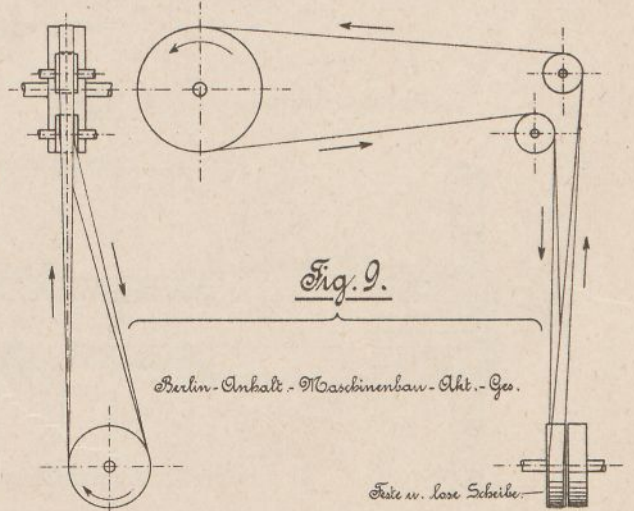


Fig. 10. Spannrollentrieb.



Spannrolle mit Ständer siehe S. 120, Fig. 3.

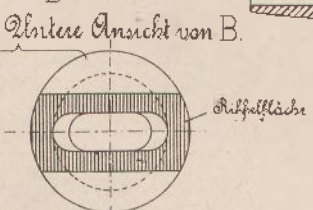
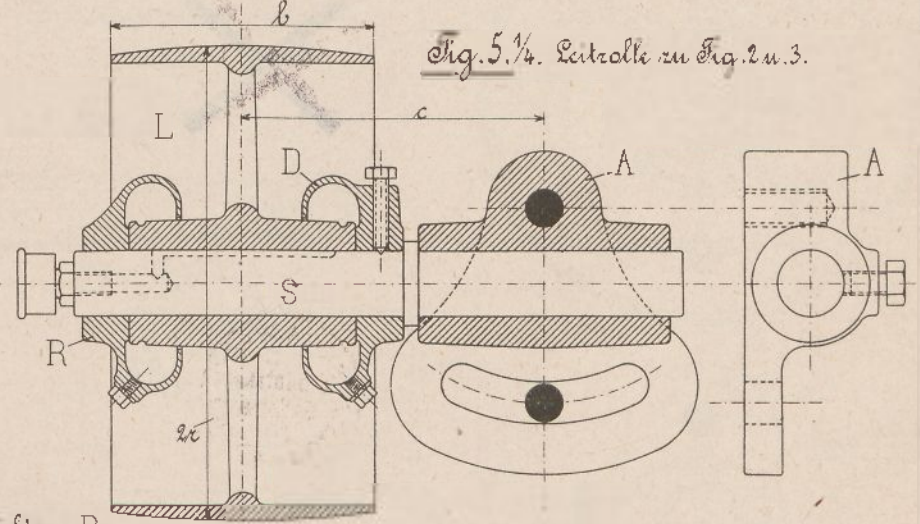
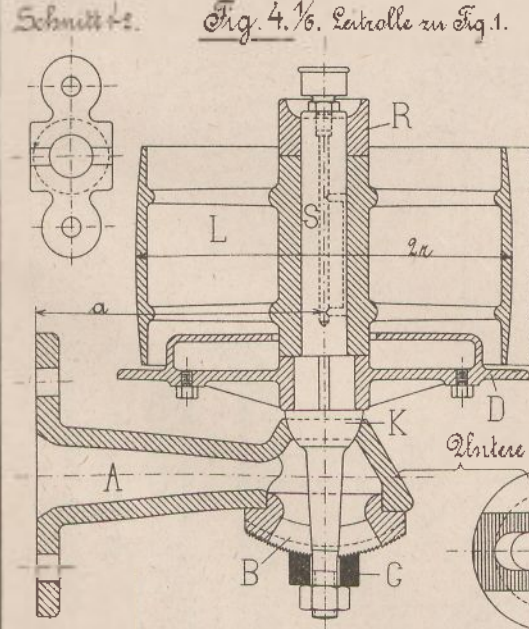
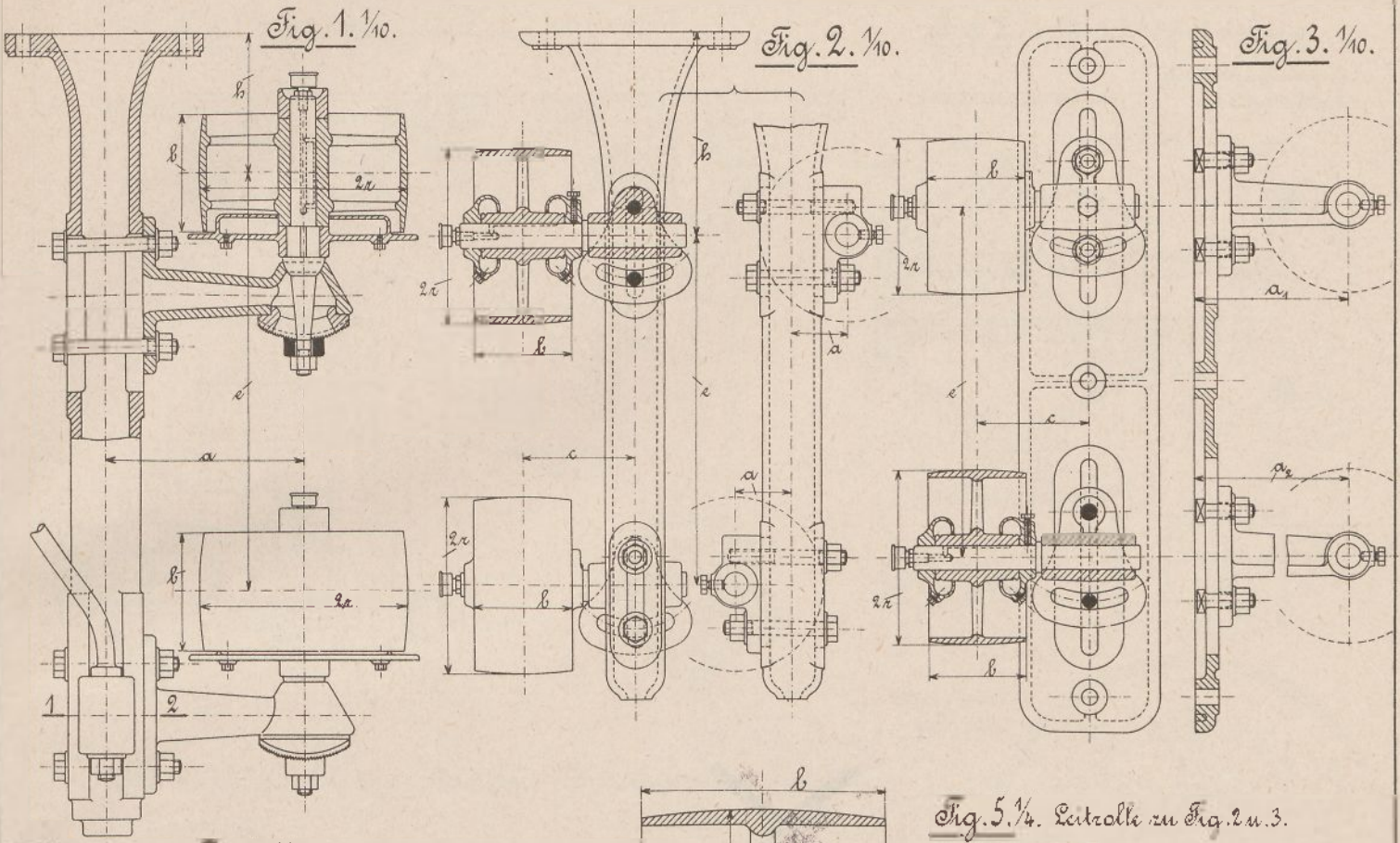


Berlin-Orskalt-Maschinenbau-Abt.-Ges.

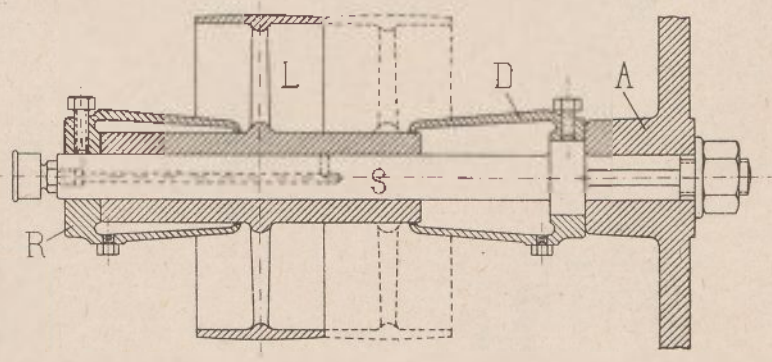
Feste u. lose Scheibe.

# Riemenleiter.

Berlin-Anhalt. Maschinenbau-Akt.-Ges.



**Fig. 6.  $\frac{1}{16}$ . Wechsel-Riemenleiter.**



Nomen	Fig. 1.			Fig. 2.			Fig. 3.						
	breite	2r	b	e <sub>max</sub>	e <sub>min</sub>	a	h <sub>1/2</sub>	a	c	h <sub>1/2</sub>	a <sub>1</sub>	a <sub>2</sub>	c
50	140	80	420	300	165	300	70	110	400	160	250	110	
70	170	100	500	400	200	400	80	135	520	185	290	135	
100	250	140	550	450	255	450	90	160	600	220	350	160	
150	300	170	600	500	285	500	100	180	670	250	380	180	
160	350	200	700	550	335	600	110	200	800	280	440	200	
200	430	250	800	600	390	700	120	225	950	320	500	220	
250	500	300	900	700	435	700	130	240	1000	370	580	240	
300	600	350	1000	800	500	800							

# Riemenleiter.

Berlin-Anhalt. Maschinenbau-Akt.-Ges.

Fig. 1. 1/5. Mit Ringschmierung.

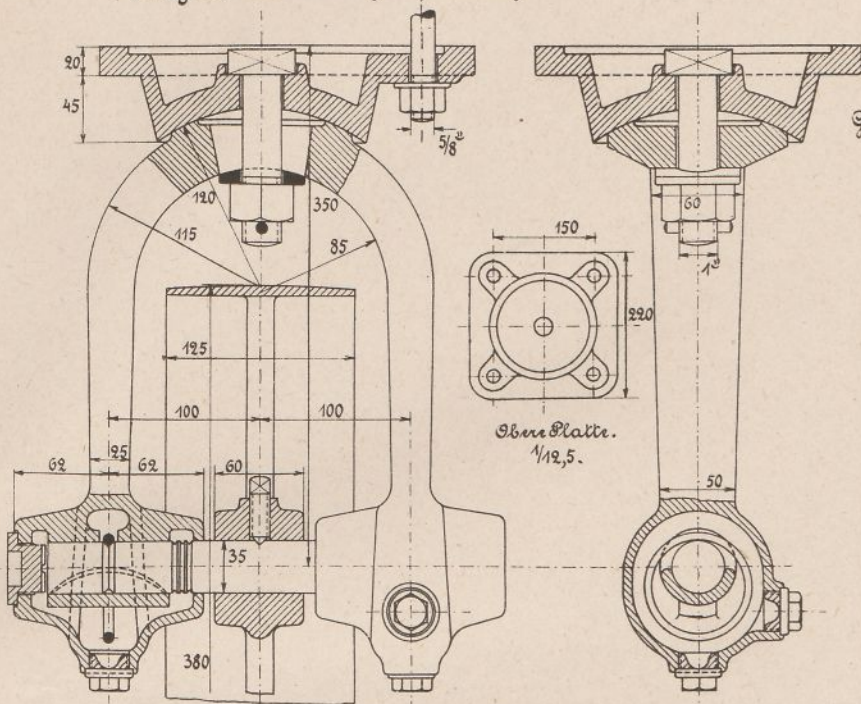
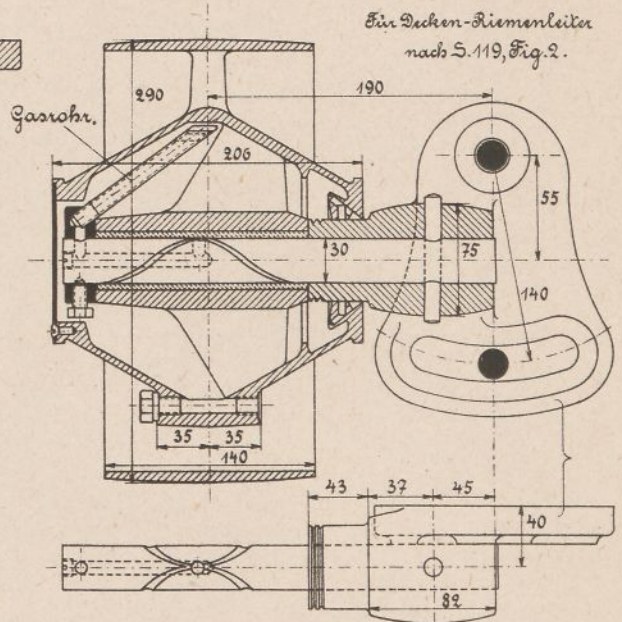


Fig. 2. 1/5. Mit Schöpferschmierung.

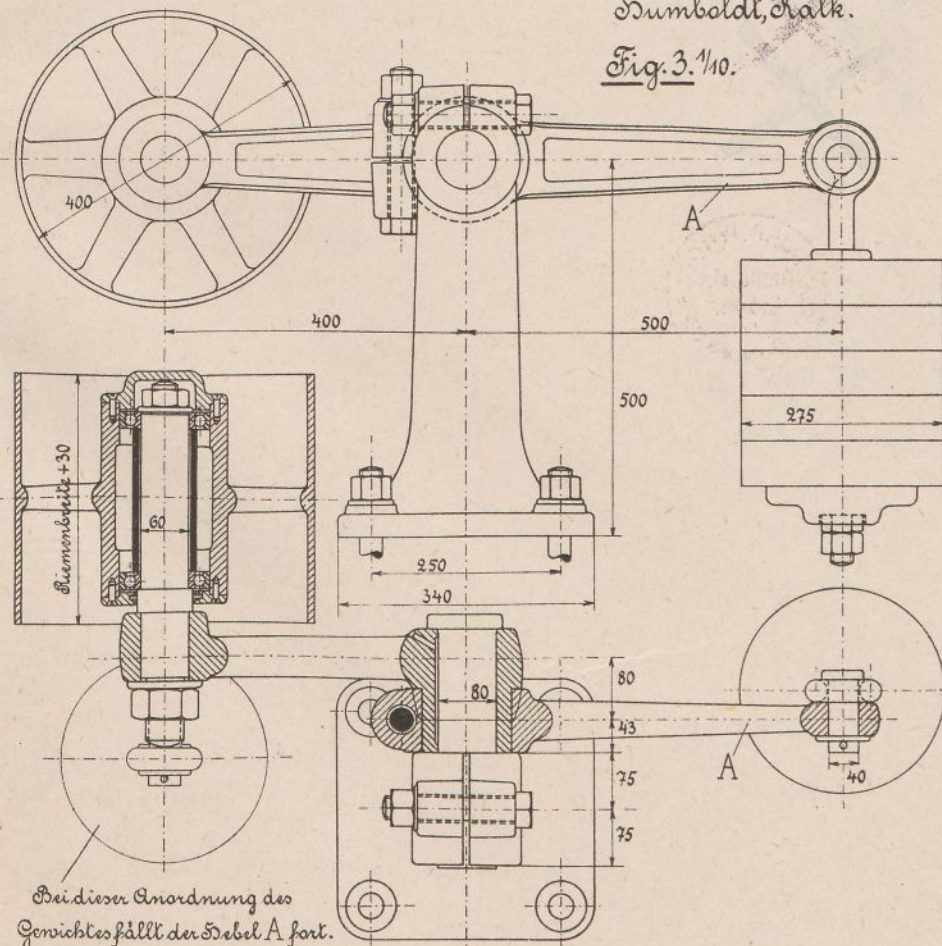


Ein Decken-Riemenleiter nach S. 119, Fig. 2.

# Spannrolle mit Ständer. Maschinenbau-Anstalt

Sumboldt, Kalk.

Fig. 3. 1/10.



Ansicht der Leitrolle.

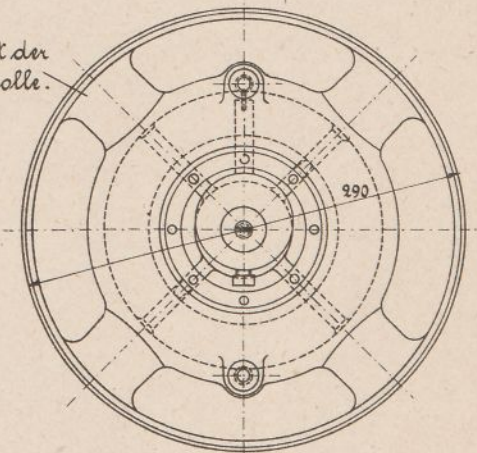
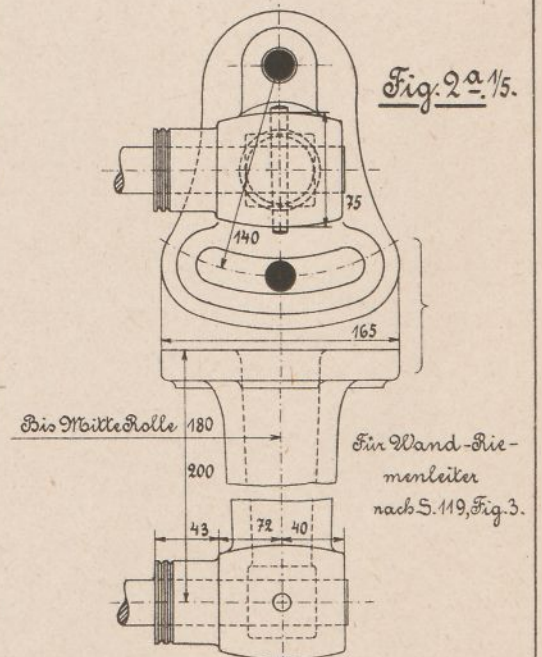


Fig. 2<sup>a</sup>. 1/5.



Bis Mitte Rolle 180

Ein Wand-Riemenleiter nach S. 119, Fig. 3.

Bei dieser Anordnung des Gewichtes fällt der Stempel A fort.



# Kranseilscheiben.

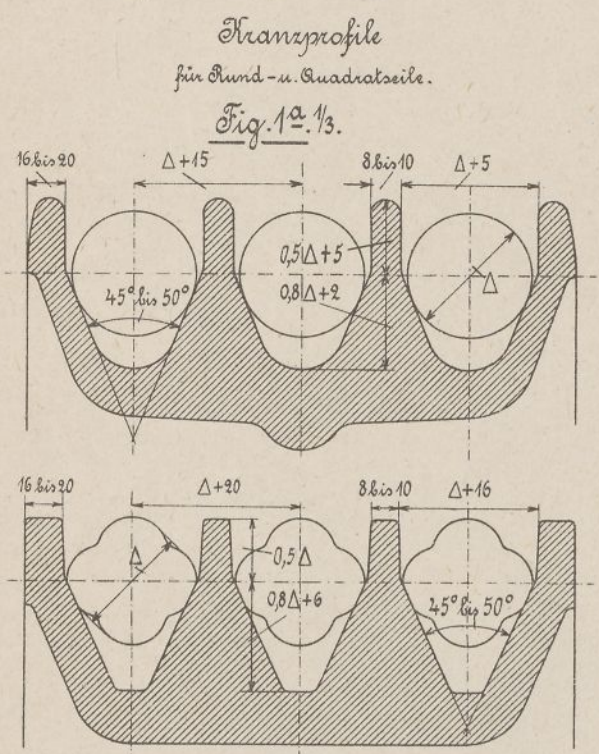
$i$  Stollenzahl,  $r$  Radius,  $d$  Bohrung,  
 $\Delta$  Seilstärke,  $F$  Umfangskraft der Scheiben.

Armszahl:

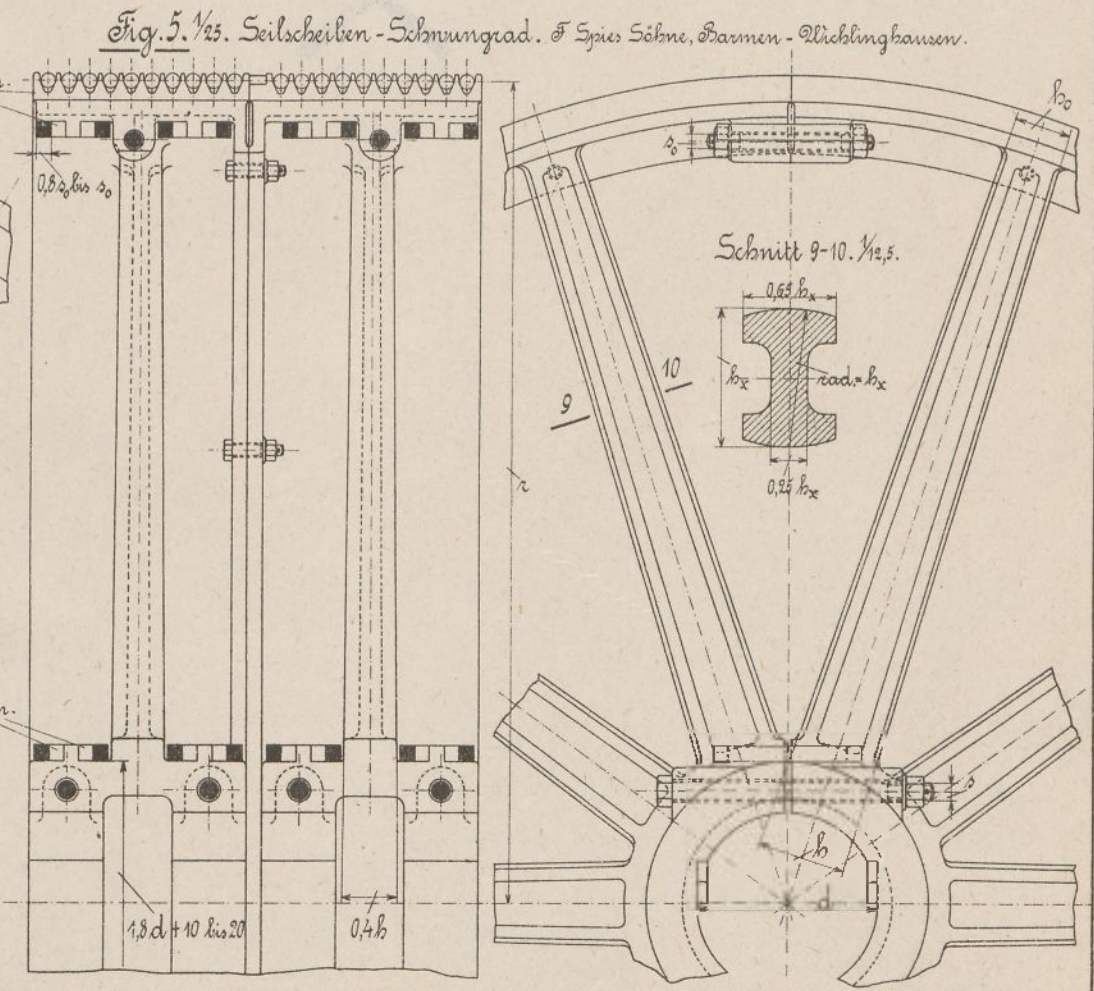
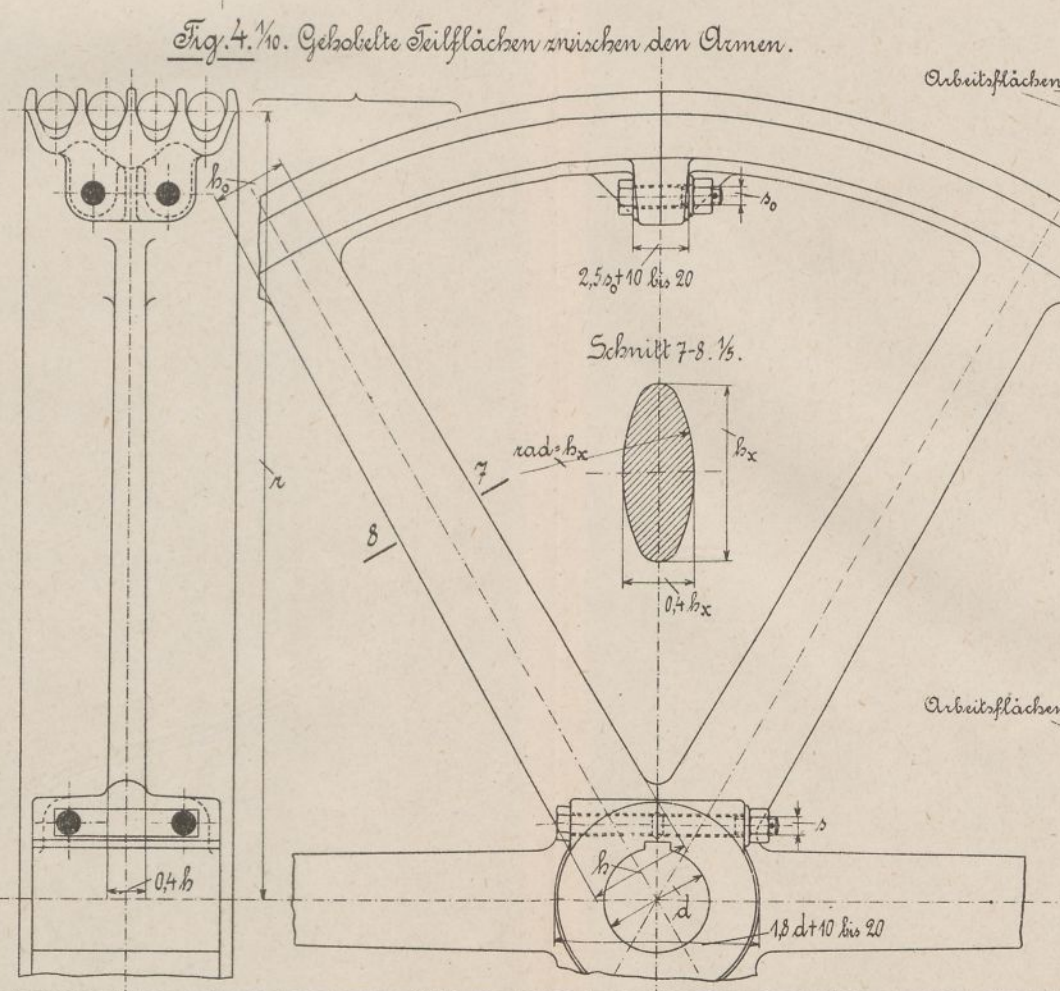
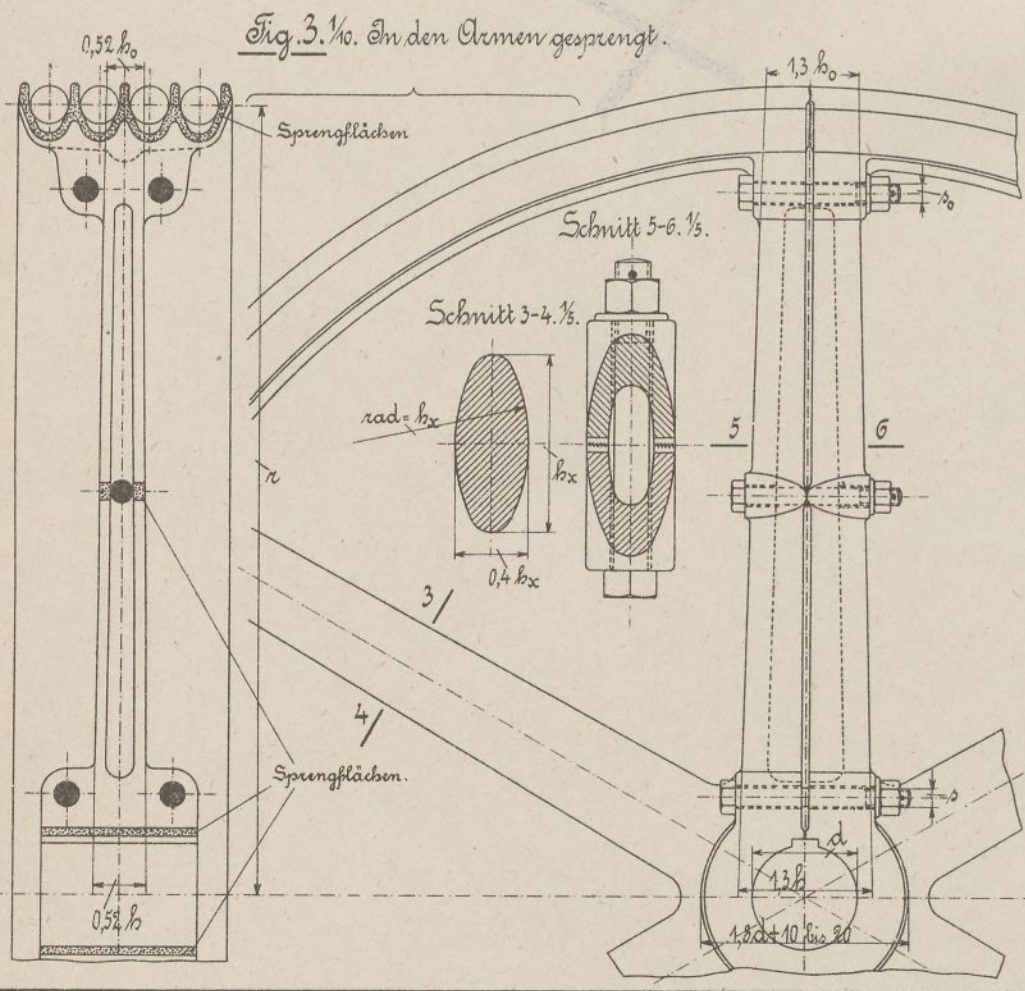
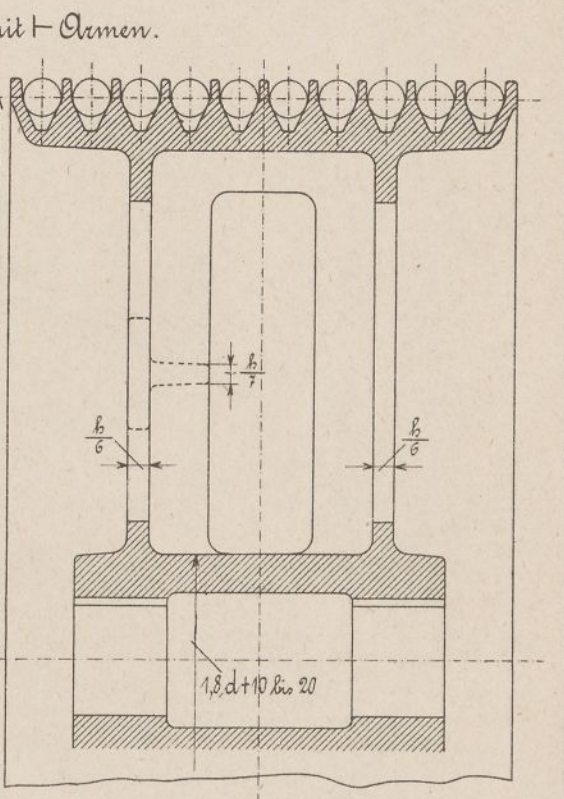
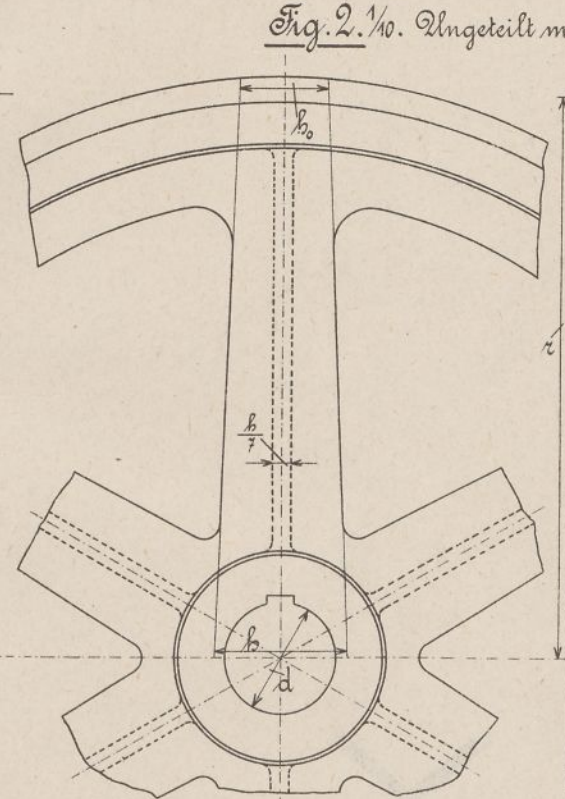
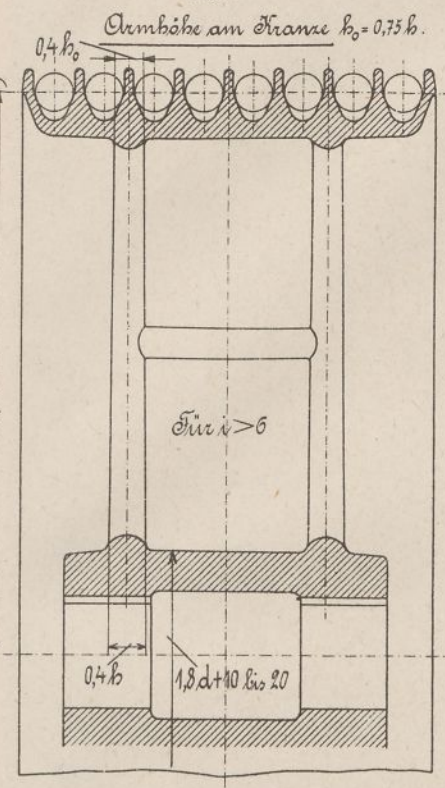
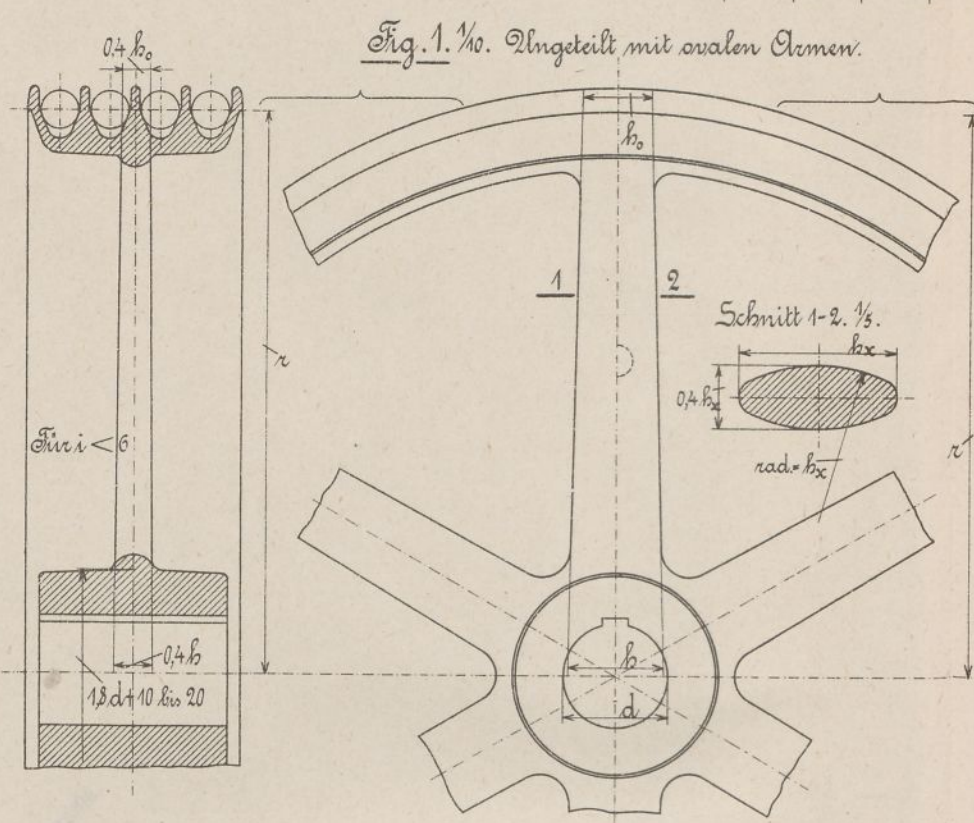
$a$	4	4-6	6-8	8-10
Für $r$	$\leq 500$	500-750	750-2000	$\leq 2000$

Armhöhe in der Nabenmitte:  
 $h = 3\sqrt[3]{\frac{F \cdot r}{a}}$  für ovale u. T-Arme,  
 $h = 3,3\sqrt[3]{\frac{F \cdot r}{a}}$  für I-Arme.

Verbindungsschrauben:  
 An der Nabe  $s = 0,12d + 8$  bis 12 bei 4,  $s = 0,15d + 8$  bis 12 bei 2 Schrauben,  
 Am Kranze  $s_0 = s$  oder  $s = 18^\circ$



Quadratseilfabrik in Stockach u. Mannheim.



# Seilseiltriebe.

$r_1, r_2, \dots$  Scheibenradien,  
 $n_1, n_2, \dots$  Umdrehungszahlen,  $\mathcal{G}_1, \mathcal{G}_2, \dots$  zu übertragende Leistungen.

Fig. 1.  $\frac{1}{200}$ . Trieb mit Dehnungsspannung.

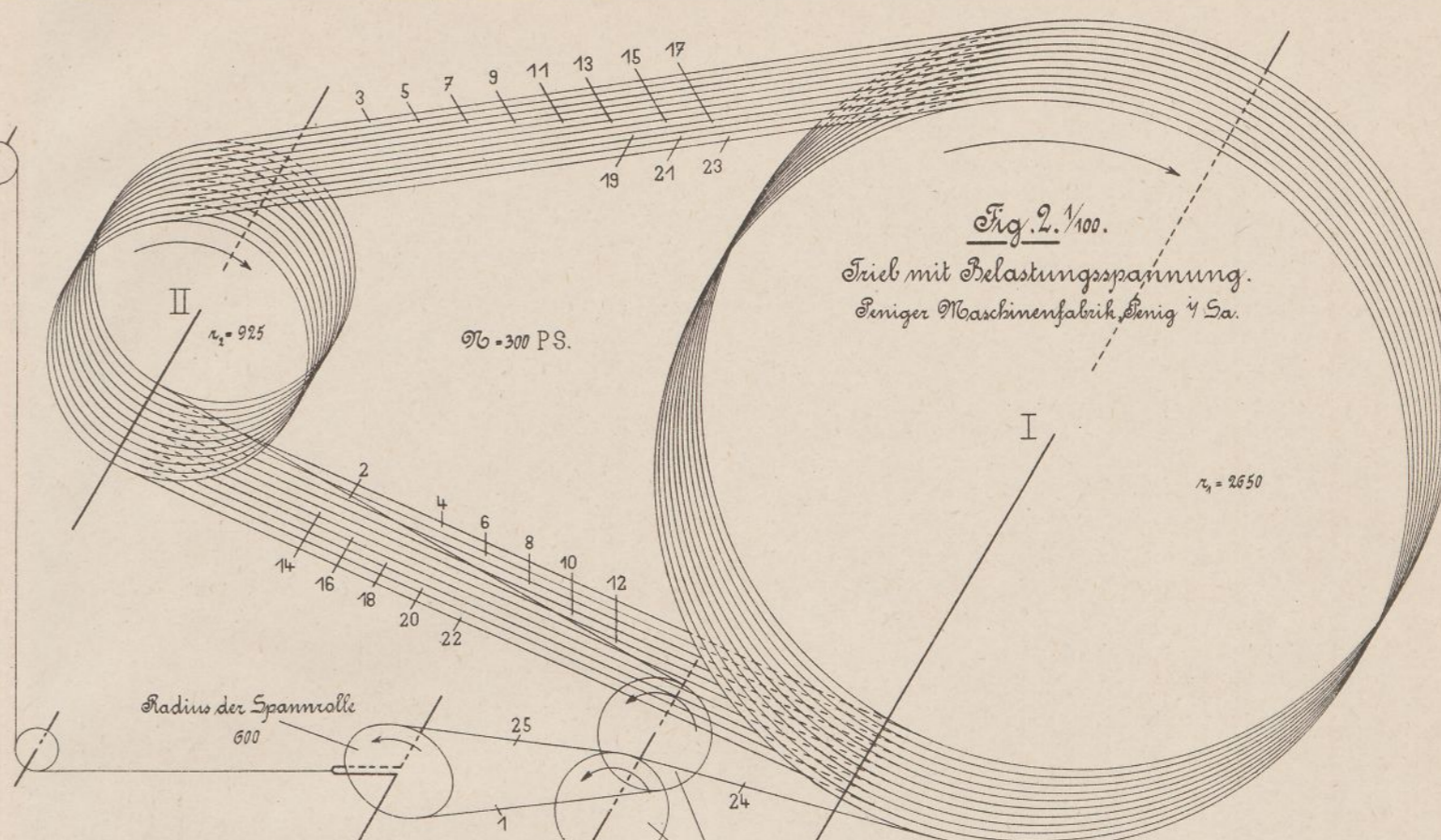
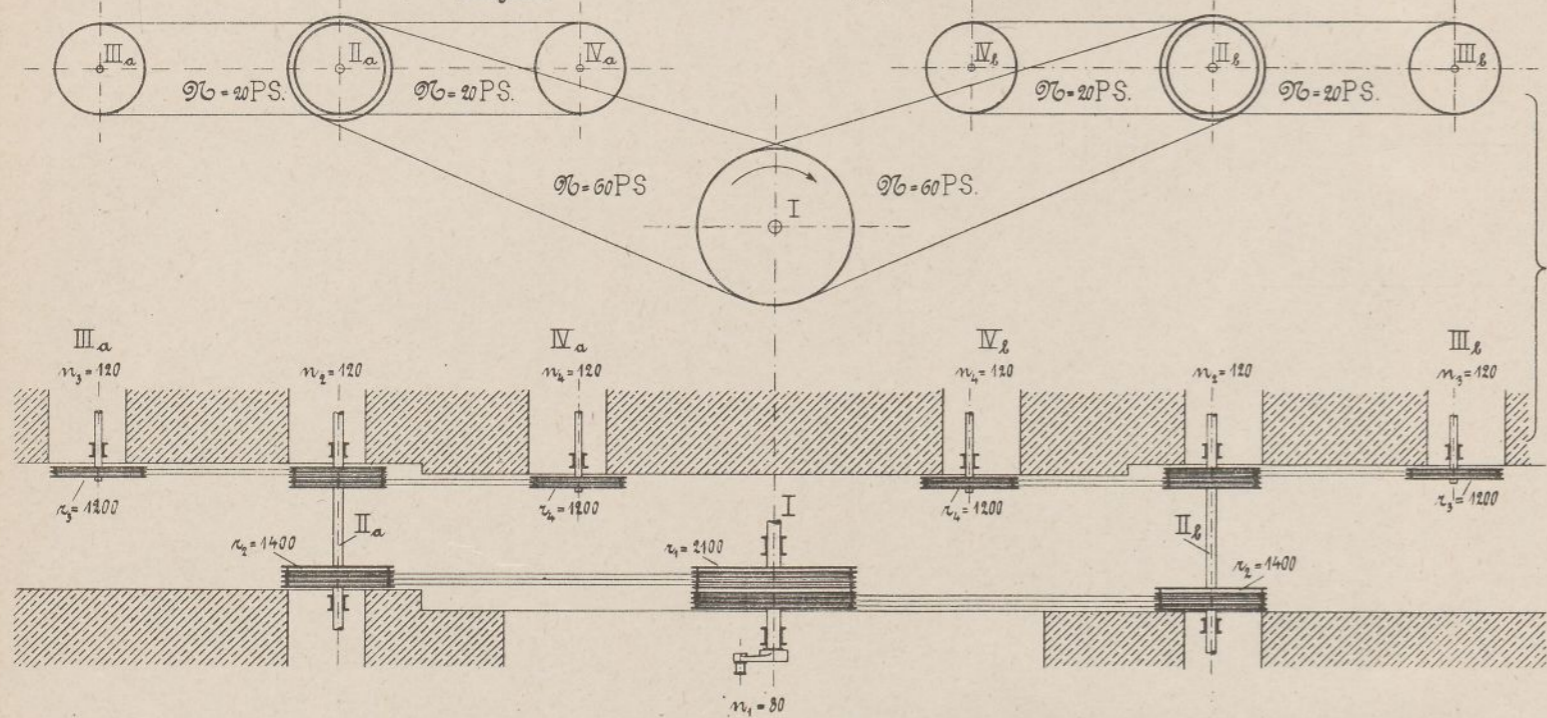


Fig. 2.  $\frac{1}{100}$ .  
 Trieb mit Belastungsspannung.  
 Seniger Maschinenfabrik, Senig 4 Sa.

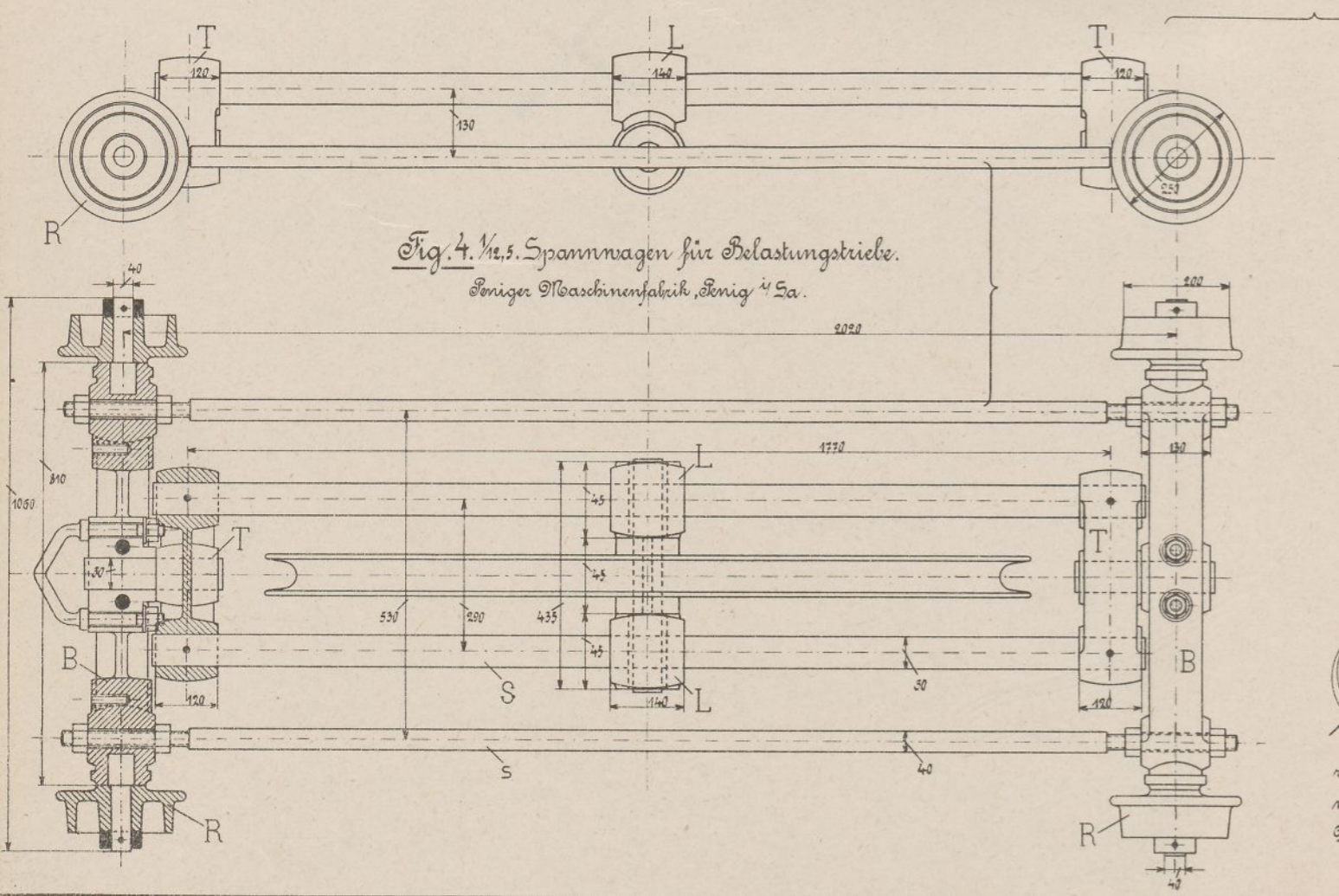
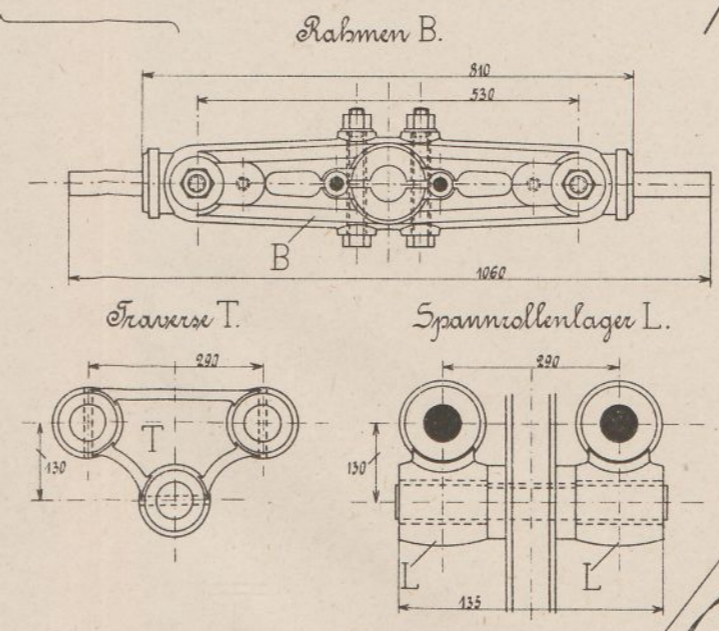


Fig. 4.  $\frac{1}{25}$ . Spannwagen für Belastungstrieb.  
 Seniger Maschinenfabrik, Senig 4 Sa.



Rahmen B.

Transvers T.

Spannrollenlager L.

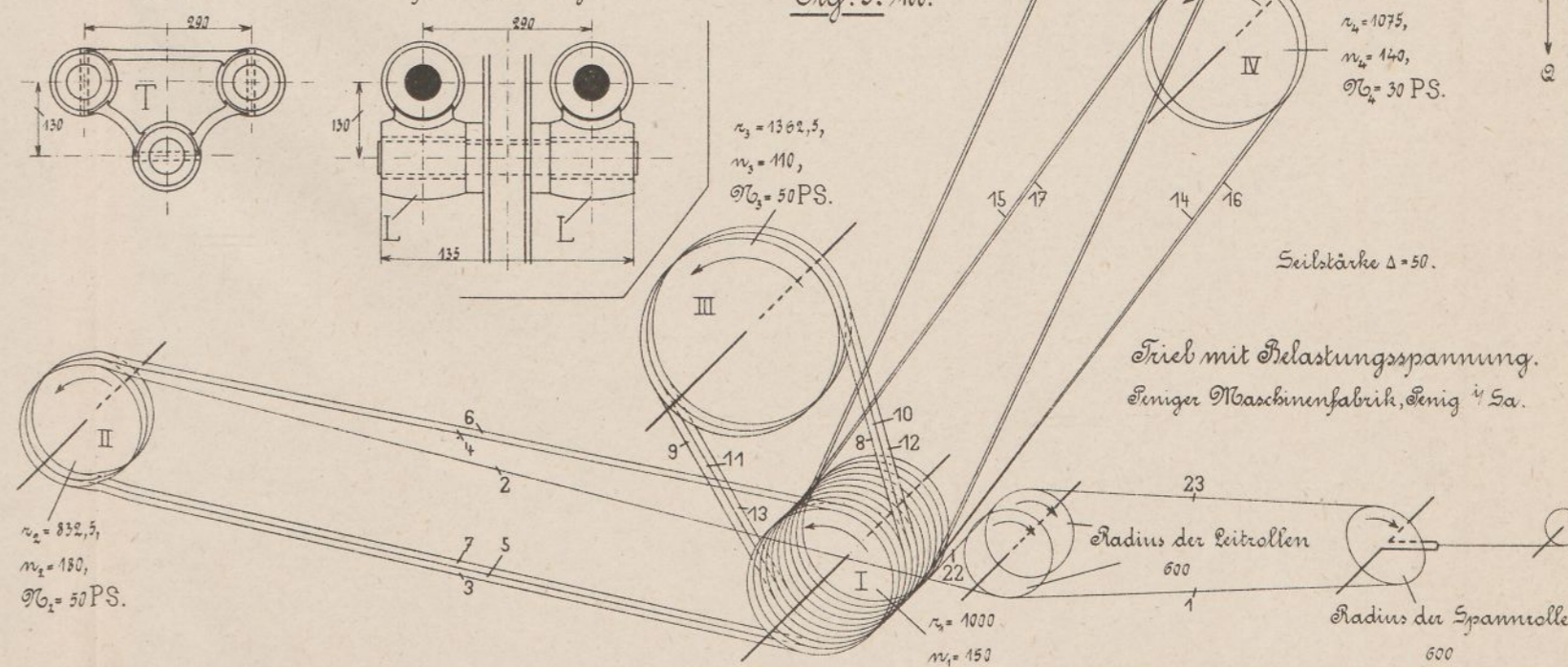


Fig. 3.  $\frac{1}{100}$ .

Trieb mit Belastungsspannung.  
 Seniger Maschinenfabrik, Senig 4 Sa.



# Drabtseiltriebe.

Pfeiler u. Gerüste der Scheiben.

Winkelstation.

Fig. 1. 1/100.

Fig. 2. 1/100.

Fig. 4. 1/100.

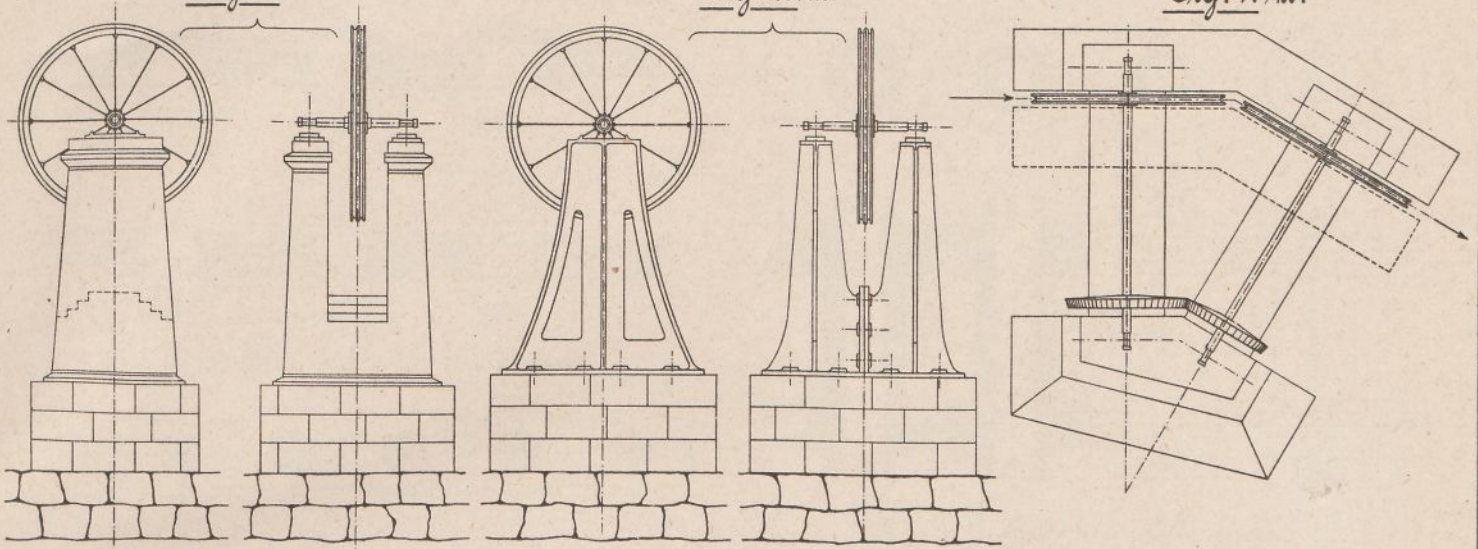


Fig. 3. 1/100.

Einfache Triebe.

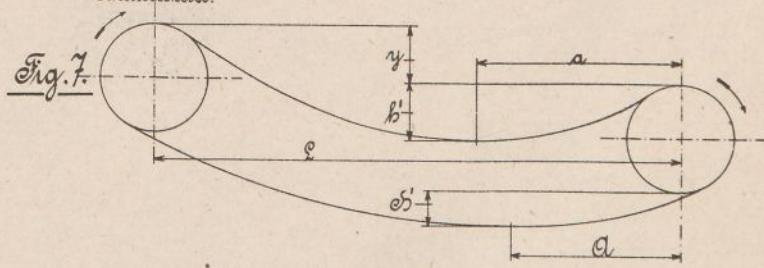
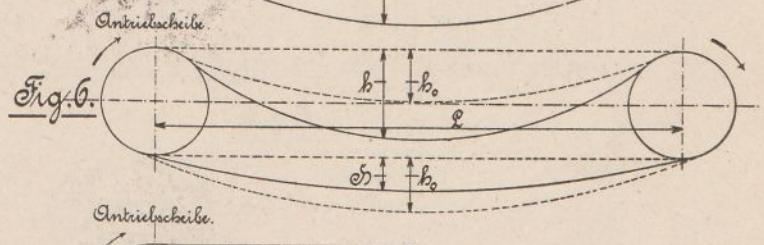
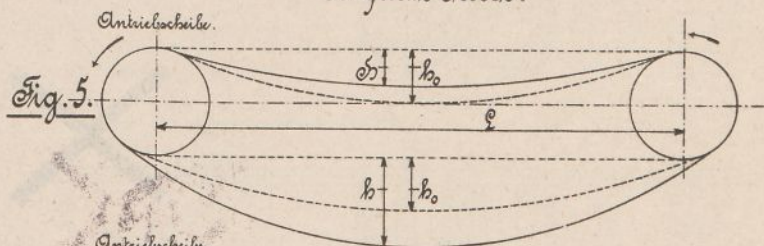
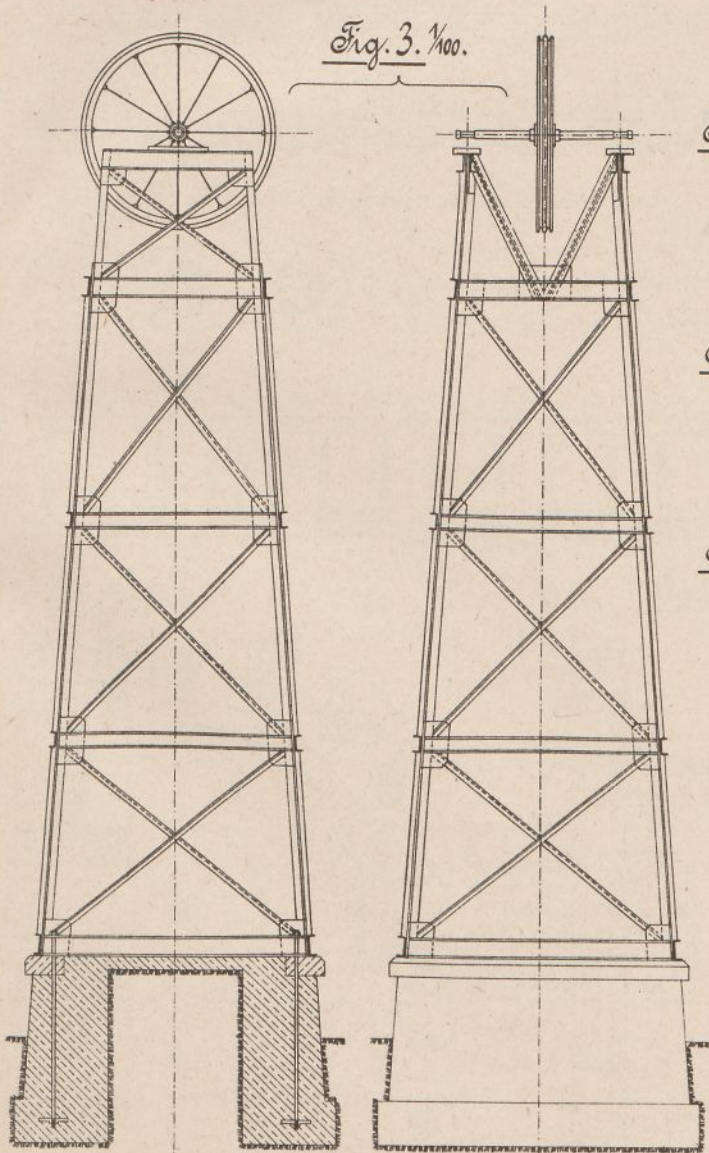
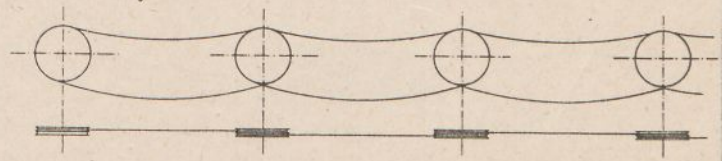


Fig. 8. Trieb mit Tragrollen.



Fig. 9. Trieb mit Zwischenrollen.



# Gelenkketten u. deren Scheiben.

Abmessungen der Ketten siehe Fabriklisten.

Fig. 3 u. Fig. 4. Zobel, Neubert & Co., Schmalkalden. Fig. 5. Robert Kaiser, Barmen.

Fig. 1. Zapfenbefestigungen.

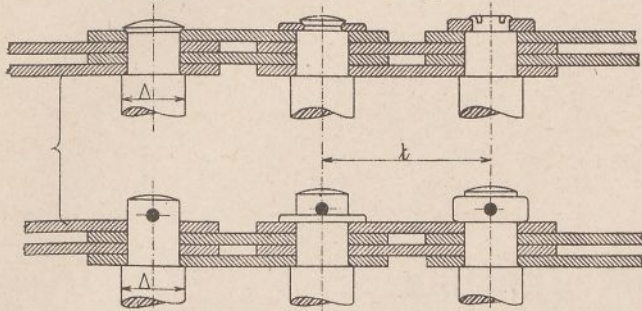


Fig. 2. 1/3. Kette mit einfachen Bolzen.

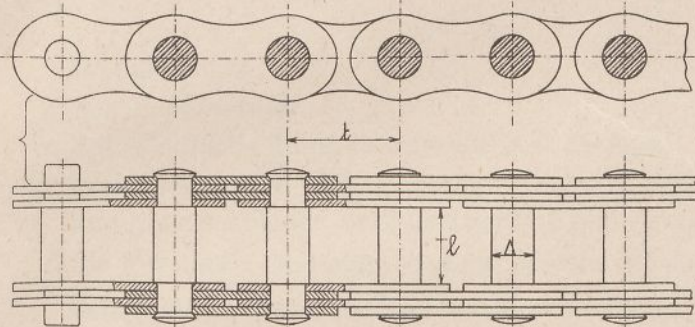


Fig. 3. 1/3. Kette mit doppelten Bolzen für  $k \leq 55$ .

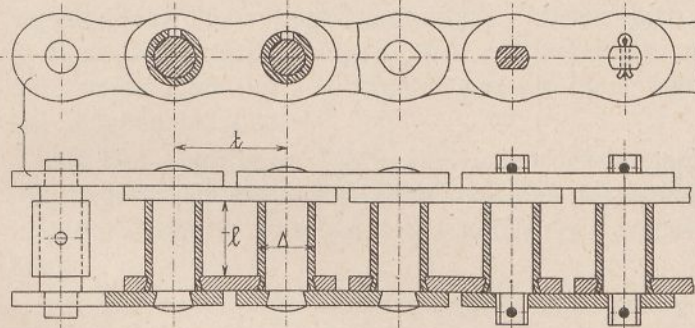


Fig. 4. 1/3. Kette mit doppelten Bolzen für  $k \geq 60$ .

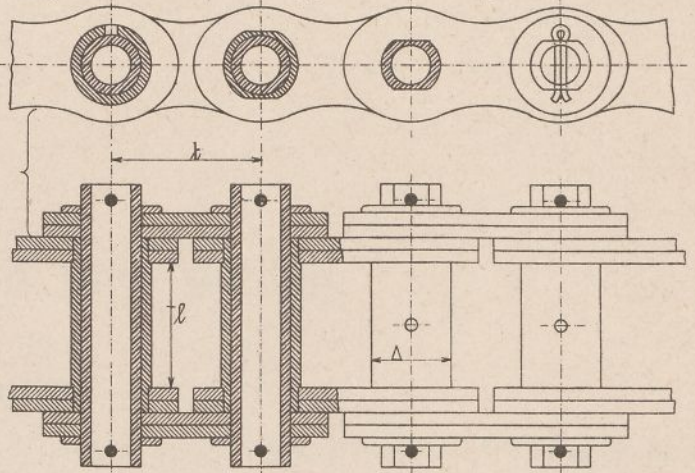


Fig. 5. 1/3. Kette mit Rollenlager.

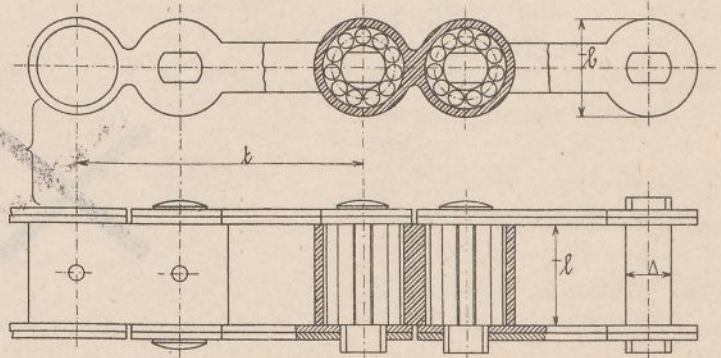


Fig. 6. 1/3. Verzahnung

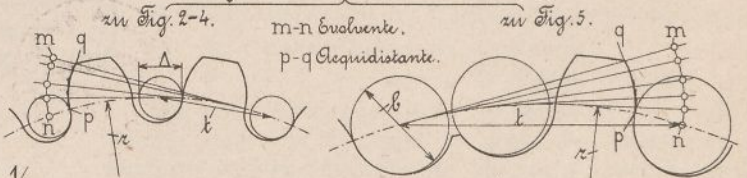


Fig. 7. 1/4.  $l-2$  bis 3

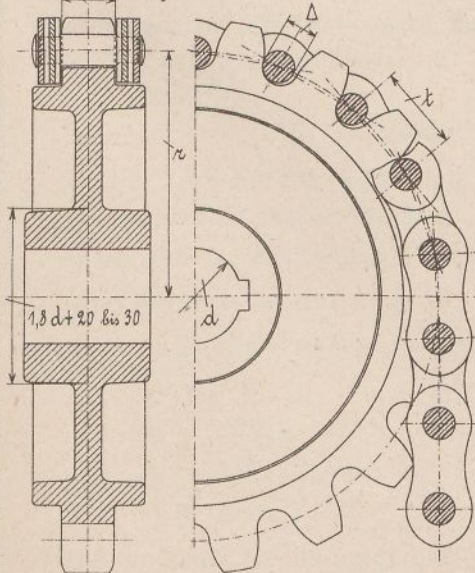


Fig. 8. 1/4.  $l-2$  bis 3

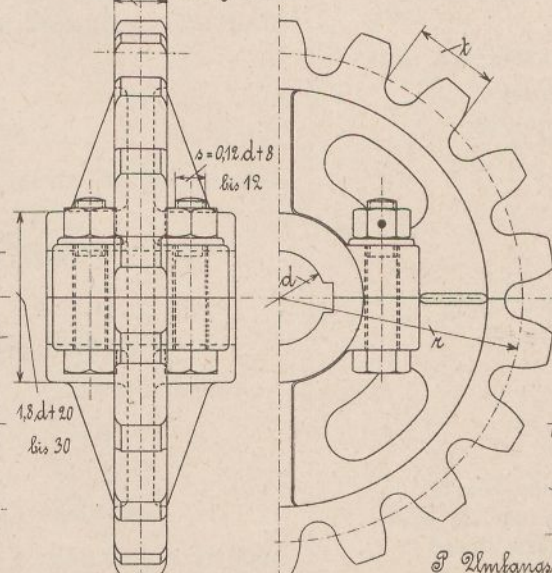
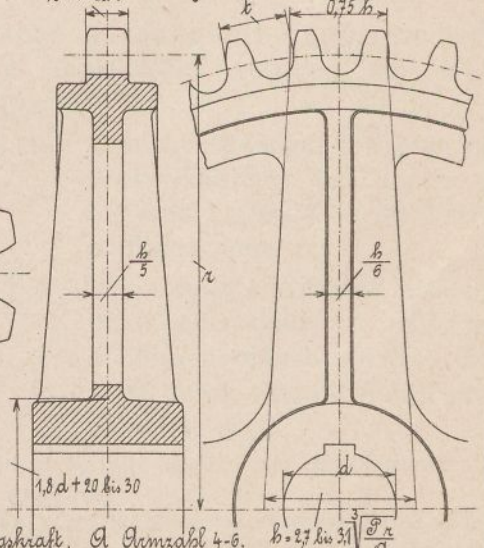


Fig. 9. 1/3.  $l-2$  bis 3



P Umfangskraft, A Zahnzahl 4-6.  $h=2,7$  bis  $3,1 \sqrt[3]{\frac{P}{A}}$

# Zapfen, Achsen und Wellen.

## I. Zapfen.

Es bezeichnet

$P$  den Zapfendruck,

$n$  die minutliche Umdrehungszahl des Zapfens,

$k$  den spezifischen Flächendruck zwischen Zapfen und Lagerschale für  $1\text{qcm}$  der Laufflächenprojektion,

$A$  die spezifische Reibungsarbeit des Zapfens in  $\text{mkg/sk}$ .

Bei der Berechnung der Zapfen ist auf die folgenden drei Punkte Rücksicht zu nehmen:

1. Die aus der Beanspruchung des Zapfens sich ergebenden Querschnittsspannungen dürfen die zulässigen Materialspannungen nicht überschreiten, und der Zapfen muß sich gleichmäßig auf die ganze Länge der Schalen anlegen.

2. Der spezifische Flächendruck zwischen Zapfen und Lagerschale darf nur so groß sein, daß das Schmiermaterial dauernd zwischen den Laufflächen verbleiben kann.

3. Die spezifische Reibungsarbeit muß genügend klein sein, damit der Zapfen nicht zu schnell verschleißt und damit er die Wärme, in die ein Teil der Reibungsarbeit umgesetzt wird, zur Verhütung des Heißlaufens noch ableiten kann.

### 1. Tragzapfen.

Der Zapfendruck wirkt bei ihnen in der Hauptsache senkrecht zur Drehachse.

Bei der Berechnung gestattet man:

eine Materialspannung

$k_b = 400$ bis $500$	$\text{kg/qcm}$	für Flußstahl,
$k_b = 300$	"	" Schweißbeisen,
$k_b = 300$ " $400$	"	" Flußeisen,
$k_b = 250$ " $350$	"	" Stahlguß,
$k_b = 150$ " $250$	"	" Gußeisen,

wenn die Materialspannungen, wie gewöhnlich, zwischen einem größten positiven und negativen Werte wechseln. Bei nicht vollständigem Spannungswechsel sind höhere Werte zulässig;

einem spezifischen Flächendruck nach Bach

$k = 150$   $\text{kg/qcm}$  für gehärteten Tiegelstahl auf demselben Material,

$k = 90$  " für gehärteten Tiegelstahl

$k = 60$  " für ungehärteten auf Bronze,

$k = 40$  " für Schweiß- und Flußeisen mit glatter, dichter Oberfläche auf Bronze,

$k = 30$  " für Schweißbeisen mit nicht ganz reiner Oberfläche oder Gußeisen auf Bronze,

$k = 25$  " für Schweiß- oder Flußeisen auf Pockholz bei Wasserschmierung;

Werte von  $k$  für die Zapfen der Kurbeltriebe siehe S. 137 und folgende.

An den Lagerstellen der Transmissionswellen läßt man zu

$k = 4$  bis  $6$   $\text{kg/qcm}$  bei Gußeisen-,

$k = 10$  "  $15$  " Weißmetallschalen.

Für nur schwingende oder nur zeitweise sich drehende Zapfen kann  $k$  2- bis 3mal so groß, als vorstehend, genommen werden; auch Zapfen, die nicht dauernd mit dem vollen Zapfendruck belastet sind, gestatten höhere Werte von  $k$ .

eine spezifische Reibungsarbeit (bei veränderlichem Zapfendruck bezogen auf dessen Mittelwert)

$A = 0,5$  bis  $1$  für nicht schwingende Zapfen ohne Wasserkühlung, bei denen nur die eine Lagerschale die Wärme abführen kann,

$A = 1$  bis  $2$  für schwingende Zapfen, bei denen beide Lagerschalen an der Wärmeabführung teilnehmen und diese noch durch einen kühlen Luftzug gefördert wird.

Werte von  $A$  für die Zapfen der Kurbeltriebe siehe Seite 137 und folgende.

Bei Wasser- und Ölkühlung sind höhere Werte zulässig.

Die Zapfen der Eisenbahn-Personenwagen zeigen nach der Hütte Werte von  $A$  bis zu  $2,66$ , die Laufachsen dreiachsiger Lokomotiven sogar solche bis zu  $5$  bei allerdings stark gesteigertem Luftzuge.

**a) Zylindrischer Stirnzapfen.**

(S. 135, Fig. 1 bis 3)

$d$  Durchmesser,  $l$  Länge des Zapfens in *cm*.

Festigkeit und Flächendruck verlangen ein Verhältnis

$$x = \frac{l}{d} = \sqrt{\frac{k_b}{5k}} \dots \dots \dots (91)$$

einen Zapfendurchmesser

$$d = \sqrt[3]{\frac{P \cdot x}{5k_b}} \dots \dots \dots (92)$$

und eine Zapfenlänge  $l = x \cdot d$ .

Bei schnellaufenden Zapfen ist ferner zu prüfen, ob die aus der spezifischen Reibungsarbeit  $A$  sich ergebende Zapfenlänge (mit  $P$  als Mittelwert bei veränderlichem Zapfendruck)

$$l = \frac{P \cdot n}{30000 A} \dots \dots \dots (93)$$

größer ausfällt. Ist das der Fall, so ist dieser größere Wert von  $l$  beizubehalten und der Zapfendurchmesser aus

$$d = \sqrt[3]{\frac{P \cdot l}{5k_b}} \dots \dots \dots (94)$$

zu bestimmen.

Andere nehmen wegen der starken Schwankungen, welche die Werte von  $A$  in der Praxis zeigen, bei schnellaufenden Zapfen (mit  $n > 100$ ) den Flächendruck kleiner als bei langsamlaufenden an, indem sie die zulässigen Werte von  $k$  mit  $\frac{10}{\sqrt{n}}$  multiplizieren und hierfür die Zapfenabmessungen aus Gl. (91 und 92) berechnen.

Für hohle Zapfen ist in den vorstehenden Gleichungen  $k_b$  durch  $(1 - \alpha^4) k_b$  zu ersetzen, wenn

- $\alpha$  das Hohlungsverhältnis und
- $\alpha \cdot d$  den inneren Durchmesser

bezeichnet.

Die Biegefestigkeit gibt für den vollen Zapfen die Gleichung

$$P \frac{l}{2} = \sim 0,1 d^3 \cdot k_b,$$

der spezifische Flächendruck diejenige

$$P = d \cdot l \cdot k.$$

Aus der Vereinigung beider folgt das Verhältnis

$$x = \frac{l}{d} = \sqrt{\frac{k_b}{5k}},$$

das, in die Festigkeitgleichung eingeführt,

$$d = \sqrt[3]{\frac{P \cdot x}{5k_b}}$$

liefert.

Die spezifische Reibungsarbeit des Zapfens berechnet sich aus

$$A = \frac{4}{\pi} \mu \frac{P}{d} \frac{dn}{l} \frac{n}{100 \cdot 60} \text{ mkg|sk}$$

für  $\mu = 1/20$  als Reibungskoeffizient zu

$$A = \frac{P \cdot n}{30000 l}$$

Hieraus folgt Gl. (93). Gl. 94 ergibt sich aus der Festigkeitgleichung.

**b) Kugelförmiger Stirnzapfen.**

(S. 135, Fig. 4)

$d$  Durchmesser des Zapfens in *cm*.

Der Zapfen wird nur noch selten, und zwar als Kurbelzapfen in Fällen angewandt, wo er unempfindlich

gegen kleine Abweichungen der Kurbelwelle aus ihrer richtigen Lage sein soll.

Nach der Biegefestigkeit ist mit den in die Figur eingetragenen Bezeichnungen

$$P \cdot a = \sim 0,1 d_1^3 \cdot k_b,$$

oder für  $a = 0,4d$  und  $d_1 = 0,625d$ ,

$$d = \sim 4 \sqrt[3]{\frac{P}{k_b}} \dots \dots \dots (95)$$

Flächendruck bzw. Reibungsarbeit verlangen nach Bach den größeren der beiden Werte

$$\left. \begin{aligned} d &= \frac{P}{40} \\ d &= \frac{P \cdot n}{30000} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (96)$$

wobei in die letztere Gleichung für  $P$  bei veränderlichem Zapfendruck dessen Mittelwert einzuführen ist.

**c) Zylindrischer Halszapfen.**

(S. 135, Fig. 5 u. 6)

$d$  Durchmesser,  $l$  Länge des Zapfens in *cm*.

Da das den Zapfen beanspruchende Biege- und Drehmoment von den äußeren Kräften und deren Lage an der zugehörigen Welle abhängig ist, so muß der Zapfendurchmesser nach den unter II. gegebenen Gleichungen berechnet werden.

Die Zapfenlänge ist mit den als zulässig erachteten Werten von  $k$  und  $A$  aus den unter a) angeführten Gleichungen

$$\left. \begin{aligned} l &= \frac{P}{d \cdot k} \\ l &= \frac{P \cdot n}{30000 A} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (97)$$

zu bestimmen, wobei der größere von beiden Werten zu wählen und auf ein für die Lagerkonstruktion passendes Verhältnis von  $x = l/d$  zu achten ist.

**d) Zylindrischer Gabelzapfen.**

(S. 135, Fig. 7)

$d$  Durchmesser,  $l$  Länge des Zapfens in *cm*.

Man wählt das Verhältnis  $x = l/d$  des Zapfens nach der jeweiligen Lagerkonstruktion und bestimmt den Zapfendurchmesser mit dem zulässigen Werte von  $k$  aus

$$P = d \cdot l \cdot k = x \cdot d^2 \cdot k$$

oder

$$d = \sqrt[3]{\frac{P}{x \cdot k}} \dots \dots \dots (98)$$

Die Festigkeit verlangt für das berechnete  $d$  und  $l$  unter der Annahme, daß sich der Zapfendruck gleichmäßig über die Zapfen- und Augenlänge verteilt, eine aus

$$\frac{P}{2} a = \sim 0,1 d^3 \cdot \sigma_b \dots \dots \dots (99)$$

sich ergebende Materialspannung  $\sigma \leq k_b$ , wenn  $a$  der in die Figur eingetragene Abstand von Mitte Zapfen- und Augenlänge jeder Seite ist.

Die Reibungsarbeit kann wegen dernurschwingenden Bewegung des Zapfens oder seines Lagers bei der Berechnung außer acht gelassen werden.

### 2. Stützzapfen.

Der Zapfendruck fällt zur Hauptsache in die Drehachse des Zapfens.

Von den für die Berechnung maßgebenden drei Punkten auf S. 129 kann hier der erste unberücksichtigt bleiben, da die beiden anderen stets größere Abmessungen ergeben.

Der zulässige Flächendruck  $k$  ist ebenso groß wie bei den Tragzapfen zu nehmen; höhere Werte sind nur zulässig, wenn das Schmiermaterial von einer Pumpe zwischen die Laufflächen gepreßt wird.

Die spezifische Reibungsarbeit soll bei den Zapfendergewöhnlichen Triebwerke unter  $A = 0,66 \text{ mkg/sk}$  bleiben und darf nur bei Wasserkühlung diesen Wert übersteigen. An Turbinenzapfen gestattet man bei sorgfältiger Schmierung und vorzüglicher Herstellung  $A$  bis zu  $2 \text{ mkg/sk}$ .

#### a) Ebener Spurzapfen.

(S. 135, Fig. 8 und 9)

$d$  Durchmesser der vollen,

$d$  und  $d_1$  Durchmesser der ringförmigen Lauffläche in  $cm$ .

Für die letztere gelten die Gleichungen

$$\left. \begin{aligned} (d^2 - d_1^2) \frac{\pi}{4} &= \frac{P}{k} \\ d - d_1 &= \frac{P \cdot n}{60000} \end{aligned} \right\} \dots \dots (100)$$

in die bei voller Lauffläche  $d_1 = 0$  zu setzen ist.

Die spezifische Reibungsarbeit eines ringförmigen Spurzapfens beträgt

$$A = \frac{1}{2} \mu \frac{P}{(d^2 - d_1^2) \frac{\pi}{4}} \frac{(d + d_1) \pi \cdot n}{100 \cdot 60} \text{ mkg/sk}$$

oder für  $\mu = 1/20$  als Reibungskoeffizient

$$A = \frac{P \cdot n}{60000 (d - d_1)}$$

#### b) Kammzapfen.

(S. 135, Fig. 10)

$d, d_1$  äußerer und innerer,

$d_m = 0,5 (d + d_1)$  mittlerer Durchmesser der Laufflächen in  $cm$ .

Die Breite  $b$  und Dicke  $s$  der Ringe macht man

$$b = 0,12 d_1 \text{ bis } 0,2 d_1,$$

$$s = b \text{ bis } 1,5 b.$$

Für die Zahl der Ringe gelten die Gleichungen

$$\left. \begin{aligned} z &= \frac{P}{b \cdot d_m \pi \cdot k} \\ z &= \frac{P \cdot n}{120000 b \cdot A} \end{aligned} \right\} \dots \dots (101)$$

wobei man für  $k$  wegen der Schwierigkeit, die sämtlichen Ringe bei großen Zapfendruckten zum Anliegen zu bringen, nur die 0,3- bis 0,5fachen Werte auf S. 129, für  $A$  wegen der schwierigen Wärmeableitung nach außen höchstens  $0,3 \text{ mkg/sk}$  zuläßt.

Die spezifische Reibungsarbeit ist hier

$$A = \frac{1}{2} \mu \frac{P \cdot n}{d_m \pi \cdot b \cdot z} \frac{2 d_m \pi}{100 \cdot 60} \text{ mkg/sk},$$

oder für  $\mu = 1/20$  als Reibungskoeffizient,

$$A = \frac{P \cdot n}{120000 b \cdot z}$$

## II. Achsen und Wellen.

Für einen Querschnitt der Achse bzw. Welle sei:

$M_b$  das angreifende Biegungs-

$M_d$  das angreifende Drehmoment,

$M_i$  das aus beiden gebildete ideale Biegemoment in  $kgcm$ ,

$d$  der Durchmesser des vollen oder der äußere Durchmesser des hohlen,

$a \cdot d$  der innere Durchmesser des hohlen Querschnittes in  $cm$ .

### 1. Achsen.

Sie dienen nur zur Stützung anderer Maschinenteile und werden deshalb nur auf Biegung beansprucht. Ihre Querschnitte sind zu berechnen aus

$$M_b = \sim 0,1 d^3 \cdot k_b \dots \dots (102)$$

wobei für Hohlachsen  $d^3$  durch  $(1 - a^4) d^3$  zu ersetzen ist.

Die zulässige Biegungsspannung  $k_b$  ist wie bei den Zapfen auf S. 129 zu wählen.

### 2. Wellen.

Sie haben nicht nur andere Maschinenteile zu stützen, sondern auch ein Drehmoment zu übertragen.

Sollen ihre Querschnitte auf Biegung und Verdrehung berechnet werden, so sind  $M_b$  und  $M_d$  zu dem ideellen Biegemoment

$$\left. \begin{aligned} M_i &= 0,35 M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + (\alpha_0 \cdot M_d)^2} \\ &\text{mit } \alpha_0 = \frac{k_b}{1,3 k_d} \end{aligned} \right\} (103)$$

zu vereinigen, für das dann wieder

$$M_i = \sim 0,1 d^3 \cdot k_b$$

gilt.  $k_b$  ist wie bei den Zapfen zu nehmen, bei Hohlwellen  $d^3$  durch  $(1 - a^4) d^3$  zu ersetzen;  $k_d$  siehe nachstehend.

Zur leichteren Berechnung von  $M_i$  kann die nachfolgende Tabelle dienen.

Ist das Biegemoment gegenüber dem Drehmoment nur klein, so genügt es, die Verdrehung allein zu berücksichtigen und nach der Gleichung

$$M_d = \sim 0,2 d^3 \cdot k_d \dots \dots (104)$$

zu rechnen. Hierin ist zu setzen

$k_d = 300$  bis  $400 \text{ kg/qcm}$  für Flußstahl,

$k_d = 120$  " " Schweißeisen,

$k_d = 200$  " 280 " " Flußeisen,

$k_d = 160$  " 280 " " Stahlguß,

$k_d = 80$  " 100 " " Gußeisen,



wenn das Drehmoment zwischen einem größten positiven und negativen Werte wechselt. Ändert es sich nur zwischen einem größten Werte und Null, so ist für  $k_b$  das Doppelte, bei unveränderlichem Drehmoment

das Dreifache der vorstehenden Werte zulässig. Stöße sind besonders zu berücksichtigen.

Berechnung der Transmissionswellen siehe S. 35.

Tabelle der Werte  $\xi = 0,35 + 0,65 \sqrt{1 + \left(\frac{\alpha_0 \cdot M_d}{M_b}\right)^2}$  zur Berechnung von  $M_1 = \xi \cdot M_b^*$

$\frac{M_d}{\alpha_0 M_b}$	$\xi$	$\frac{M_d}{\alpha_0 M_b}$	$\xi$	$\frac{M_d}{\alpha_0 M_b}$	$\xi$	$\frac{M_d}{\alpha_0 M_b}$	$\xi$	$\frac{M_d}{\alpha_0 M_b}$	$\xi$
0,50	1,077	0,80	1,182	1,10	1,316	1,40	1,468	1,70	1,632
0,52	1,083	0,82	1,191	1,12	1,326	1,42	1,479	1,72	1,643
0,54	1,089	0,84	1,199	1,14	1,336	1,44	1,490	1,74	1,655
0,56	1,095	0,86	1,207	1,16	1,346	1,46	1,500	1,76	1,666
0,58	1,101	0,88	1,216	1,18	1,355	1,48	1,511	1,78	1,677
0,60	1,108	0,90	1,225	1,20	1,365	1,50	1,522	1,80	1,688
0,62	1,115	0,92	1,233	1,22	1,375	1,52	1,533	1,82	1,700
0,64	1,122	0,94	1,242	1,24	1,385	1,54	1,544	1,84	1,711
0,66	1,129	0,96	1,251	1,26	1,400	1,56	1,554	1,86	1,723
0,68	1,136	0,98	1,260	1,28	1,406	1,58	1,565	1,88	1,734
0,70	1,143	1,00	1,269	1,30	1,416	1,60	1,576	1,90	1,746
0,72	1,151	1,02	1,279	1,32	1,426	1,62	1,587	1,92	1,757
0,74	1,159	1,04	1,288	1,34	1,437	1,64	1,599	1,94	1,769
0,76	1,166	1,06	1,300	1,36	1,447	1,66	1,610	1,96	1,780
0,78	1,174	1,08	1,307	1,38	1,458	1,68	1,621	1,98	1,792

\*) Nach W. Prollius, Duisburg.

### III. Beispiele.

#### 1.

Es sind die Abmessungen einer einfach belasteten flußeisernen Tragachse nach S. 136, Fig. 1, für  $Q = 6000 \text{ kg}$  und  $n = 70$  Umdrehungen in der Minute zu berechnen. Die Materialspannungen wechseln zwischen einem größten positiven und negativen Werte.

Die Auflager- und Zapfendrucke bestimmen sich für

$$a = 500, b = 400 \text{ und } L = 900 \text{ mm}$$

zu

$$P_1 = Q \frac{b}{L} = 6000 \frac{400}{900} = \sim 2665 \text{ kg,}$$

$$P_2 = Q - P_1 = 6000 - 2665 = 3335 \text{ kg.}$$

Die beiden Zapfen der Achse müssen für  $k_b = 400$  und  $p = 40 \text{ kg/qcm}$  (Flußeisen auf Bronze) ein Verhältnis

$$(91) \quad x = \frac{l}{d} = \sqrt{\frac{400}{5 \cdot 40}} = 1,414$$

erhalten, wofür  $\sim 1,5$  genommen werden soll. Der Durchmesser des linken Zapfens folgt dann zu

$$(92) \quad d_1 = \sqrt[3]{5 \frac{2665 \cdot 1,5}{400}} = \sim 7 \text{ cm} = 70 \text{ mm}$$

und seine Länge zu

$$l_1 = 1,5 \cdot 70 = 105 \text{ mm.}$$

Die spezifische Reibungsarbeit würde für  $A = 0,6 \text{ mkg/sk}$  nur

$$(93) \quad l_1 = \frac{2665 \cdot 70}{30000 \cdot 0,6} = 10,4 \text{ cm}$$

verlangen.

Für den rechten Zapfen ergibt sich entsprechend

$$(92) \quad d_2 = \sqrt[3]{5 \frac{3335 \cdot 1,5}{400}} = \sim 8 \text{ cm} = 80 \text{ mm,}$$

$$l_2 = 1,5 \cdot 80 = 120 \text{ mm,}$$

und

$$(93) \quad l_2 = \frac{3335 \cdot 70}{30000 \cdot 0,6} = 13 \text{ cm} = 130 \text{ mm.}$$

Wird die letztere Länge als die größere beibehalten, so muß der Durchmesser

$$(94) \quad d_2 = \sqrt[3]{5 \frac{3335 \cdot 13}{400}} = 8,2 \text{ cm}$$

betragen, wofür nach der Figur  $85 \text{ mm}$  genommen sind.

Setzt man jetzt Gl. (102) nacheinander für die Querschnitte der Achse in den Abständen  $x, y, z$  und  $a$  von der Mitte des linken Zapfens mit

$$P_1 \cdot x = 0,1 d_x^3 \cdot k_b, \quad P_1 \cdot y = 0,1 d_y^3 \cdot k_b,$$

$$P_1 \cdot z = 0,1 d_z^3 \cdot k_b, \quad P_1 \cdot a = 0,1 d^3 \cdot k_b$$

an, so folgt für dasselbe  $k_b$

$$x : y : z : a = d_x^3 : d_y^3 : d_z^3 : d^3,$$

das heißt, die linke Achsenhälfte würde als Körper von gleicher Festigkeit ein Rotationskörper sein, dessen Erzeugende eine kubische Parabel ist. Der Scheitel derselben liegt im Mittelpunkt des linken Zapfens. Um die Parabel zeichnen zu können, muß man von ihr einzelne Punkte bestimmen. Für die Belastungsstelle ist

$$0,1 d^3 = \frac{P_1 \cdot a}{k_b},$$

oder mit  $k_b = 400 \text{ kg/qcm}$ ,

$$(102) \quad d = \sqrt[3]{\frac{2665 \cdot 50}{0,1 \cdot 400}} = \sim 15 \text{ cm} = 150 \text{ mm.}$$

Für die Abstände  $x, y, z$  von der Mitte des linken Zapfens berechnet sich dann mit Hilfe der obigen Proportion

$$d_x = \sqrt[3]{d^3 \frac{x}{a}} = d \sqrt[3]{\frac{x}{a}},$$

oder mit  $x = 125 \text{ mm}$ ,

$$d_x = 150 \sqrt[3]{\frac{125}{500}} = \sim 94,5 \text{ mm};$$

ferner für  $y = 250 \text{ mm}$

$$d_y = 150 \sqrt[3]{\frac{250}{500}} = \sim 119 \text{ mm}$$

und für  $z = 375 \text{ mm}$

$$d_z = 150 \sqrt[3]{\frac{375}{500}} = \sim 136,5 \text{ mm}.$$

Entsprechendes gilt für die rechte Achsenhälfte. Die beiden Parabeln sind in die Figur eingetragen. Aus praktischen Gründen begrenzt man die Achse aber im Längsschnitt möglichst nur durch gerade Linien, wobei darauf zu achten ist, daß die Parabeln vollständig innerhalb der geradlinigen Begrenzungen liegen.

## 2.

Für den auf S. 113 berechneten Drahtseiltrieb sollen die Abmessungen der flußeisernen Antriebswelle nach S. 136, Fig. 5, bestimmt werden. Die Kraft wird durch ein am Ende der Welle sitzendes Kegelrad eingeleitet. Es trägt:

- das Gewicht des Kegelrades  $420 \text{ kg}$ ,
- das Gewicht der zwischen den Lagern sitzenden Seilscheibe  $500 \text{ kg}$ ,
- das Gewicht des auf die Scheibe entfallenden Seilendes ( $140 \text{ m} \dot{a} 0,91 \text{ kg}$ )  $\sim 130 \text{ kg}$ ,
- der horizontal wirkende Zahndruck  $640 \text{ kg}$ ,
- der ebenfalls horizontal gerichtete Seilzug  $K = 3P = 3 \cdot 300 = 900 \text{ kg}$ .

Denkt man sich nach S. 136, Fig. 5a, in der Nabenmitte des Kegelrades zweimal den Zahndruck von  $640 \text{ kg}$  nach entgegengesetzten Richtungen aufgetragen, wodurch nichts am vorhandenen Zustande geändert wird, so erkennt man, daß die eine von diesen beiden Kräften mit dem Zahndrucke ein Kräftepaar  $M_a$  bildet, dessen Drehmoment gleich demjenigen der Seilscheibe  $P \cdot r$  ( $P$  Umfangskraft,  $r$  Radius der Scheibe) ist. Es verbleibt dann noch in der Nabenmitte eine auf Biegung wirkende Horizontalkraft von  $640 \text{ kg}$  an der Welle.

### a) Berechnung der Zapfendrucke.

Die in der Horizontalebene wirkenden Auflagerdrucke berechnen sich nach Fig. 5a zu

$$H_1 = \frac{640 \cdot 1250 - 900 \cdot 500}{1000} = 350 \text{ kg},$$

$$H_2 = 900 + 350 - 640 = 610 \text{ kg}.$$

Die in der Vertikalebene wirkenden Auflagerdrucke betragen

$$V_1 = \frac{630 \cdot 500 + 420 \cdot 1250}{1000} = 840 \text{ kg},$$

$$V_2 = 630 + 420 - 840 = 210 \text{ kg}.$$

$H_1$  und  $V_1$  ergeben einen Zapfendruck

$$P_1 = \sqrt{H_1^2 + V_1^2} = \sqrt{350^2 + 840^2} = 910 \text{ kg},$$

$H_2$  und  $V_2$  einen solchen

$$P_2 = \sqrt{H_2^2 + V_2^2} = \sqrt{610^2 + 210^2} = \sim 645 \text{ kg}.$$

### b) Berechnung des Halszapfens zwischen Kegelrad und Seilscheibe.

Der Zapfen wird auf Biegung und Verdrehung beansprucht, und es ist für den mittleren Querschnitt

$$M_b = (\sqrt{640^2 + 420^2}) 25 = 19150,$$

$$M_a = P \cdot r = 300 \cdot 160 = 48000 \text{ kgcm}.$$

Hiermit folgt für  $k_b = 350$ ,  $k_a = 2 \cdot 240 = 480 \text{ kg/qcm}$ ,\*)

$$\alpha_0 = \frac{350}{1,3 \cdot 480} = 0,56 \text{ und } \frac{\alpha_0 \cdot M_a}{M_b} = \frac{0,56 \cdot 48000}{19150} = 1,4$$

nach der Tabelle auf S. 132 ein ideelles Biegemoment

$$M_1 = 1,468 \cdot 19150 = \sim 28100 \text{ kgcm},$$

dem ein Zapfendurchmesser

$$(103) \quad d_1 = \sqrt[3]{\frac{28100}{0,1 \cdot 350}} = \sim 9,3 \text{ cm}$$

genügen würde. Die Zapfenlänge müßte für  $k = 40 \text{ kg/qcm}$ ,  $n = 120$  und  $A = 0,6 \text{ mkg/sk}$

$$(97) \quad l_1 = \frac{910}{9,3 \cdot 40} = 2,45 \text{ cm}$$

bezw.

$$(97) \quad l_1 = \frac{910 \cdot 120}{30000 \cdot 0,6} = \sim 6,1 \text{ cm}$$

betragen. Für die Ausführung dürfte sich mit Rücksicht auf die Lagerkonstruktion

$$d_1 = l_1 = 100 \text{ mm}$$

empfehlen.

### c) Berechnung des hinteren Stirnzapfens.

Sein Durchmesser muß mit dem angegebenen Werte von  $k_b$  und einem Verhältnis  $x = l/d = 1,5$

$$(92) \quad d_2 = \sqrt[3]{5 \frac{645 \cdot 1,5}{350}} = \sim 3,7 \text{ cm},$$

seine Länge

$$l_2 = 1,5 \cdot 3,7 = \sim 5,5 \text{ cm}$$

bezw. mit  $A = 0,6$

$$(93) \quad l_2 = \frac{645 \cdot 120}{30000 \cdot 0,6} = 4,3 \text{ cm}$$

sein. Aus praktischen Gründen wird man den Zapfen stärker und länger, nämlich bei  $l_2 = 60 \text{ mm}$

$$(94) \quad d_2 = \sqrt[3]{5 \frac{645 \cdot 6}{350}} = 3,8 \text{ cm oder } \sim 40 \text{ mm}$$

nehmen.

### d) Berechnung des Wellenquerschnittes in der Seilscheibenmitte.

Für diesen Querschnitt ist

$$M_b = P_2 \cdot 50 = 645 \cdot 50 = 32250,$$

$$M_a = P \cdot r = 300 \cdot 160 = 48000 \text{ kgcm}.$$

Mit  $k_b$ ,  $k_a$  und  $c$ , wie oben wird

$$\frac{\alpha_0 \cdot M_a}{M_b} = \frac{0,56 \cdot 48000}{32250} = \sim 0,84$$

und nach der Tabelle auf Seite 132

$$M_1 = 1,199 \cdot 32250 = 38670 \text{ kgcm}$$

sowie

$$(103) \quad d = \sqrt[3]{\frac{38670}{0,1 \cdot 350}} = 10,5 \text{ cm}.$$

\*) Entsprechend der sehr ungünstigen Annahme, daß das Drehmoment zwischen einem größten Werte und Null schwankt.

Da der Zapfen zwischen Kegelrad und Seilscheibe aber geschlossen liegen soll, so wird man der Welle, wenn sie keine aufgezogenen Bunde oder Stellringe erhält, von diesem Zapfen an bis hinter die Seilscheibe einen Durchmesser geben, der nach den in S. 136, Fig. 2, eingeschriebenen Verhältnissen mindestens  $d_1 + 2(0,1 d_1 + 3) = 100 + 2(10 + 3) = \sim 125$  mm betragen muß.

Ähnliches gilt für den Teil der Welle, auf dem das Kegelrad sitzt.

## 3.

Welche Abmessungen erhält die S. 136, Fig. 6 und 6a, dargestellte hohle gußeiserne Wasserradwelle? Die beiden Armkreuze *A* und *B* belasten die Welle mit je 3000 kg, das bei *C* aufgekeilte Zahnrad von 2000 mm Radius wirkt auf sie durch sein Eigengewicht mit 1500 kg, durch den vertikal abwärts gerichteten Zahn- druck mit 720 kg ein. Die Welle dreht sich 15mal in der Minute.

## a) Berechnung der Zapfendrucke.

Der Zapfendruck  $P_1$  hat nach den in Fig. 6a eingezeichneten Längen der Welle eine Größe

$$P_1 = \frac{(1500 + 720) 2900 + 3000 (2200 + 300)}{2500} \\ = \sim 5575 \text{ kg,}$$

der Zapfendruck  $P_2$  eine solche

$$P_2 = 1500 + 720 + 3000 + 3000 - 5575 = 2645 \text{ kg.}$$

b) Berechnung des Zapfens zwischen *B* und *C*.

Der mittlere Querschnitt dieses Zapfens wird beansprucht durch ein Biegemoment

$$M_b = (1500 + 720) 40 = 88800,$$

durch ein Drehmoment

$$M_d = 720 \cdot 200 = 144000 \text{ kgcm.}$$

Für  $k_b = 200$ ,  $k_d = 0,5(3 \cdot 90 + 2 \cdot 90) = 225 \text{ kg/qcm}^*$  ist

$$\alpha_0 = \frac{200}{1,3 \cdot 225} = \sim 0,68,$$

$$\alpha_0 \frac{M_d}{M_b} = 0,68 \frac{144000}{88800} = 1,1$$

und nach der Tabelle auf S. 132 das ideale Biegemoment

$$M_1 = 1,316 \cdot 88800 = \sim 117000 \text{ kgcm.}$$

Ihm genügt bei einem Hohlungsverhältnis  $\alpha = 0,65$  ein äußerer Zapfendurchmesser

$$(103) \quad d_1 = \sqrt[3]{\frac{117000}{0,1(1-0,65^4)200}} = \sim 19,3 \text{ cm,}$$

wofür  $d_1 = \sim 200$  mm

genommen ist. Der innere Durchmesser wird dann

$$\alpha \cdot d_1 = 0,65 \cdot 200 = 130 \text{ mm.}$$

Wegen der Lagerkonstruktion kann die Zapfenlänge kaum unter  $l_1 = d_1 = 200$  mm

\*) Entsprechend einer Änderung des Drehmomentes zwischen  $M_{d \max}$  und  $\frac{1}{2} M_{d \max}$ .

gemacht werden. Der spezifische Flächendruck zwischen Zapfen und Lagerschale beträgt dann nur

$$(97) \quad k = \frac{P_1}{d_1 \cdot l_1} = \frac{5575}{20 \cdot 20} = \sim 14 \text{ kg/qcm.}$$

Die spezifische Reibungsarbeit kann wegen der geringen Umdrehungszahl unberücksichtigt bleiben.

c) Berechnung des vorderen Zapfens bei *A*.

Für ein Verhältnis  $x = l_2/d_2 = 1,5$ ,  $k_b$  und  $\alpha$  wie vorhin folgt für den äußeren Zapfendurchmesser

$$(92) \quad d_2 = \sqrt[3]{\frac{2645 \cdot 1,5}{(1-0,65^4)200}} = \sim 11 \text{ cm} = 110 \text{ mm,}$$

für den inneren

$$\alpha \cdot d_2 = 0,65 \cdot 110 = \sim 72 \text{ mm}$$

und die Zapfenlänge

$$l_2 = 1,5 \cdot 110 = \sim 165 \text{ mm.}$$

d) Berechnung des Querschnittes in *A*.

Für ihn ist

$$M_b = P_2 \cdot 30 = 2645 \cdot 30 = 79350,$$

$$M_d = \frac{144000}{2} = 72000 \text{ kgcm,}$$

und für  $k_b$ ,  $k_d$ ,  $\alpha_0$  und  $\alpha$  wie oben

$$\alpha_0 \frac{M_d}{M_b} = 0,68 \frac{72000}{79350} = 0,62,$$

also nach der Tabelle auf S. 132

$$M_1 = 1,115 \cdot 79350 = 88500 \text{ kgcm.}$$

Als äußerer Durchmesser in *A* folgt dann

$$(103) \quad d' = \sqrt[3]{\frac{88500}{0,1(1-0,65^4)200}} = 17,6 \text{ cm} = 176 \text{ mm,}$$

als innerer

$$\alpha \cdot d' = 0,65 \cdot 176 = \sim 115 \text{ mm.}$$

e) Berechnung des Querschnittes in *B*.

Für ihn ist das Biegemoment

$$M_b = P_1 \cdot 30 - (1500 + 720) 70 = 5575 \cdot 30 \\ - 2220 \cdot 70 = 11850,$$

das Drehmoment

$$M_d = 144000 \text{ kgcm.}$$

Mit  $k_b$ ,  $k_d$  und  $\alpha_0$  wie oben ergibt sich dann ein ideales Biegemoment

$$(103) \quad M_1 = 0,35 \cdot 11850 + 0,65 \sqrt{11850^2 + (0,68 \cdot 144000)^2} \\ = \sim 68300 \text{ kgcm,}$$

das für  $\alpha = 0,65$  einen äußeren Durchmesser

$$(103) \quad d = \sqrt[3]{\frac{68300}{0,1(1-0,65^4)200}} = \sim 16 \text{ cm} = 160 \text{ mm}$$

liefert. Da bei dieser Stärke aber die Welle vor dem rechten Zapfen eine Einschnürung erhalten würde, so ist der äußere Durchmesser auf

$$d = 190 \text{ mm}$$

verstärkt, der innere wie bei dem Zapfen zwischen *B* und *C* 130 mm gemacht.

Zwischen *A* und *B* ist der äußere Wellendurchmesser wegen des Aufbringens der Wasserradnaben um einige Millimeter stärker bezw. schwächer als in *A* und *B* gehalten.

# Zapfen.

$d$  Durchmesser,  $l$  Länge des Zapfens.

## Fragszapfen.

### Stirnzapfen.

Fig. 1.

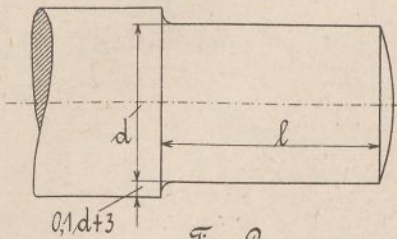


Fig. 2.

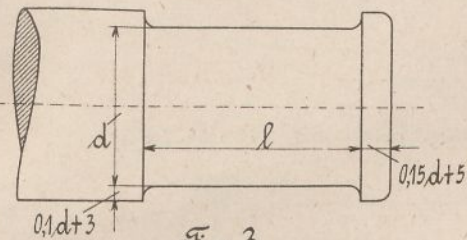


Fig. 3.

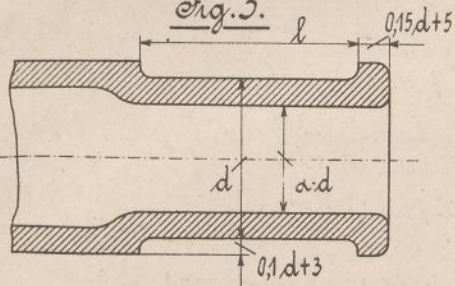
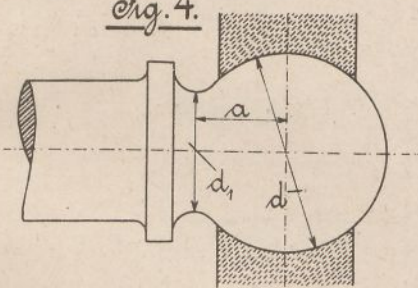


Fig. 4.



### Seilszapfen.

Fig. 5.

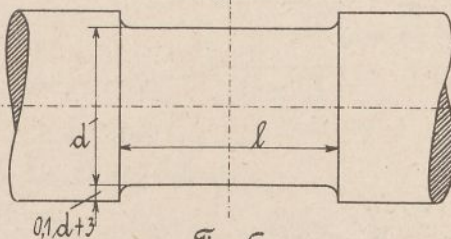
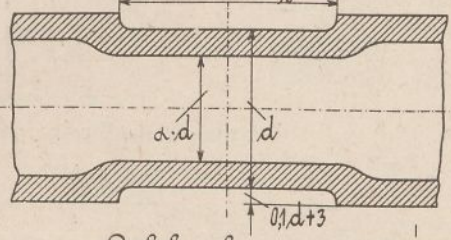
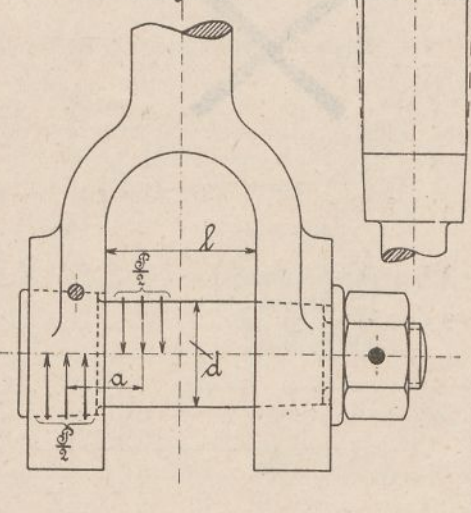


Fig. 6.



### Gabelzapfen.

Fig. 7.



## Zapfenbefestigungen.

Fig. 11. 1/10. \*)

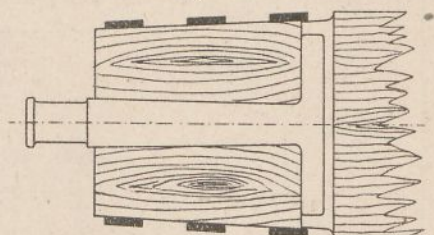


Fig. 12. 1/10. \*)

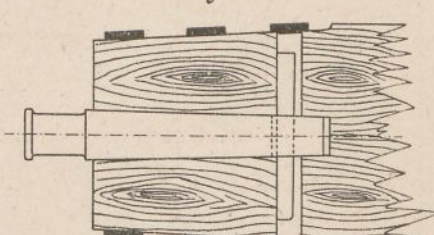


Fig. 13. 1/10.

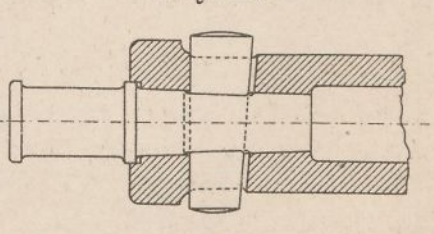
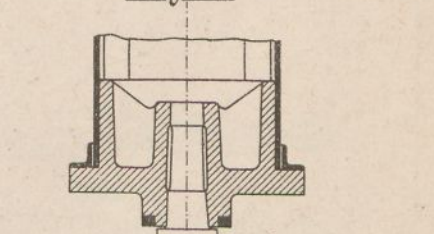


Fig. 15. 1/10.



## Stützapfen.

Fig. 8 u. 9. Spurzapfen.

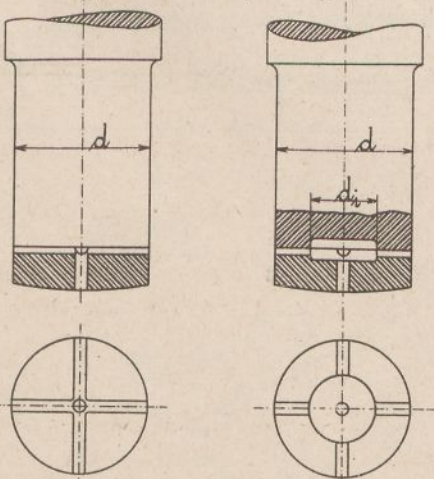


Fig. 10. Kammzapfen.

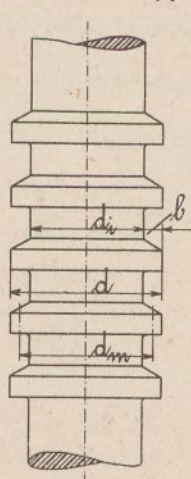
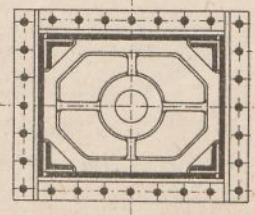
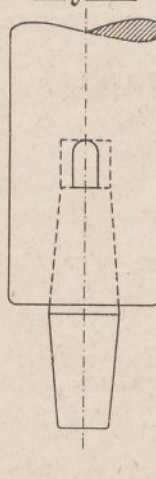


Fig. 14. 1/10.



# Achsen.

Fig. 1.  $\frac{1}{10}$ . Einfach zwischen den Lagern belastet.

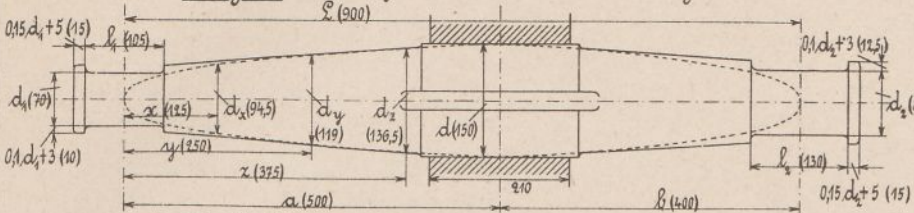
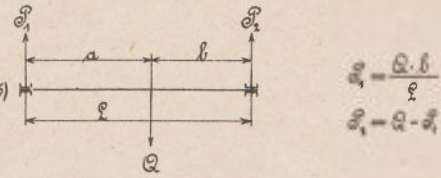


Fig. 1<sup>a</sup>.



$$S_1 = \frac{Q \cdot b}{l}$$

$$S_2 = Q - S_1$$

Fig. 2.  $\frac{1}{10}$ . Einfach außerhalb der Lager belastet.

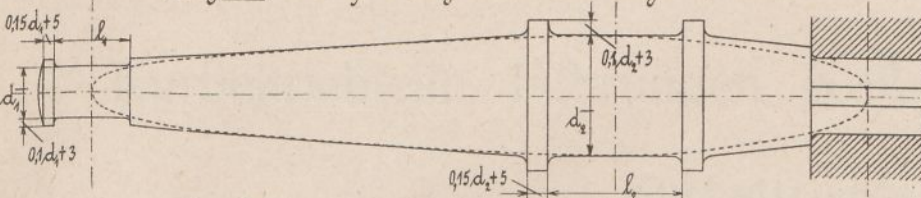
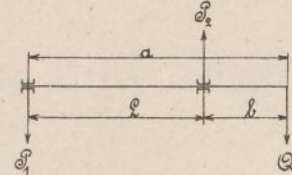


Fig. 2<sup>a</sup>.



$$S_1 = \frac{Q \cdot b}{l}$$

$$S_2 = Q + S_1$$

Fig. 3.  $\frac{1}{12,5}$ . Zweifach zwischen den Lagern belastet.

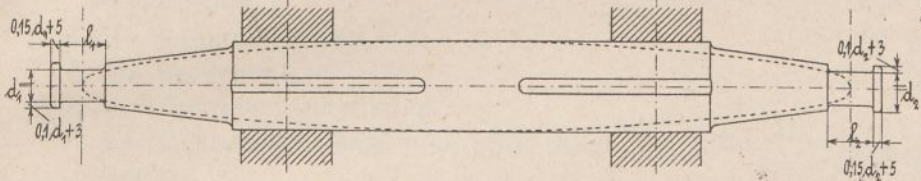
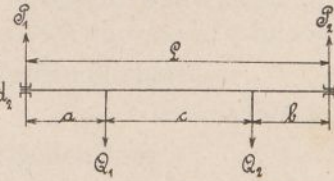


Fig. 3<sup>a</sup>.



$$S_1 = \frac{Q_1 \cdot (l+c) + Q_2 \cdot b}{l}$$

$$S_2 = Q_1 + Q_2 - S_1$$

Fig. 4.  $\frac{1}{12,5}$ . Zweifach zu beiden Seiten eines Lagers belastet.

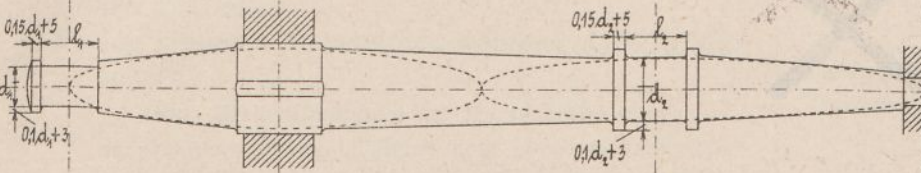
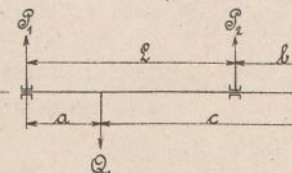


Fig. 4<sup>a</sup>.



$$S_1 = \frac{Q_1 \cdot (c-b) - Q_2 \cdot b}{l}$$

$$S_2 = Q_1 + Q_2 - S_1$$

Fig. 5.  $\frac{1}{10}$ . Antriebsachse eines Drahtseiltriebes.

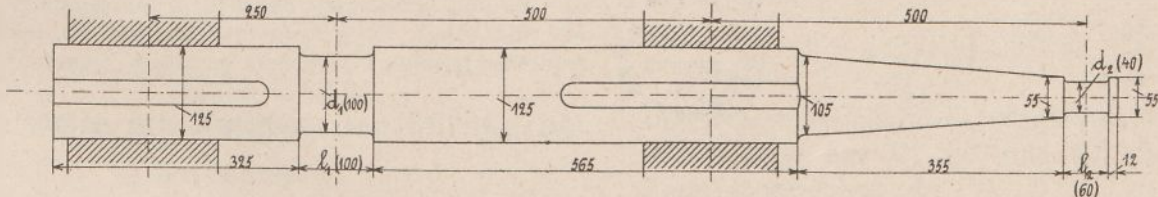


Fig. 6.  $\frac{1}{12}$ . Wasserradachse.

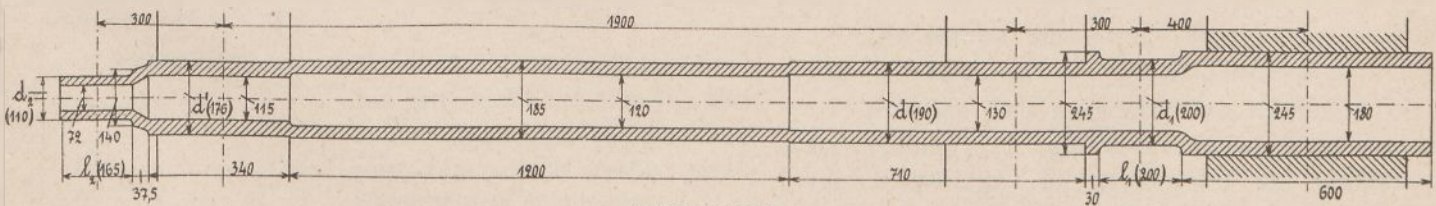


Fig. 5<sup>a</sup>.

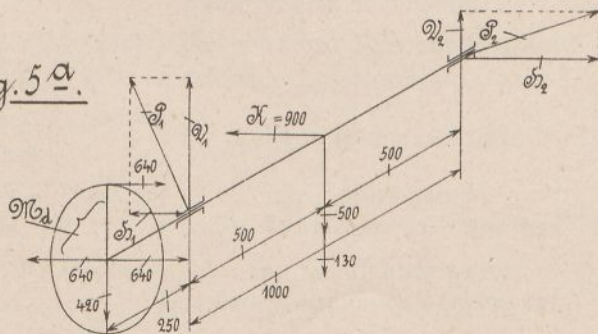
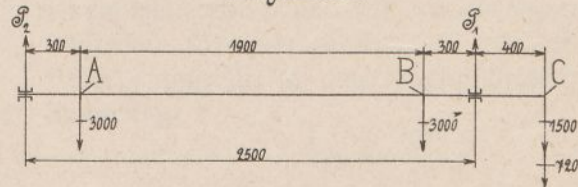


Fig. 6<sup>a</sup>.



# Kurbeltriebteile, Führungen, Kolben und Stopfbüchsen.

## I. Kurbeltriebteile.

Es bezeichnet:

$D$  die Zylinderbohrung,

$S$  den Kolbenhub,

$R = 0,5 S$  den Kurbelradius,

$L$  die Schubstangenlänge von Mitte Auge bis Mitte Auge,

$n$  die minutliche Umdrehungszahl der Kurbel,

$P$  den größten,

$P_m$  den mittleren Kolbendruck während eines Arbeitsspieler.

Ohne Berücksichtigung der Massenkräfte wird

bei Dampfmaschinen  $P$  gleich dem höchsten Dampfüberdruck auf den Kolben,  $P_m = 0,5 P$  bis  $0,7 P$  gesetzt,

bei Verbrennungsmotoren nach Güldner  $P$  aus dem Zündungsdruck (25 at bei Verpufungs-, 35 bis 38 at bei Gleichdruckmotoren),  $P_m$  für 4,25 at bei Verpufungs-, 5,25 at bei Gleichdruckmotoren berechnet.

### 1. Kurbelwelle mit aufgesetzter Stirnkurbel.

#### a) Kurbelzapfen.

Er ist als zylindrischer Stirnzapfen nach Gl. (91 bis 94) auf S. 130 mit den folgenden Werten zu berechnen:

$k_b = 500$  bis  $600 \text{ kg/qcm}$  für Flußstahl, da die Spannungen bei ihm nicht vollständig zwischen einem größten positiven und dem gleich großen negativen Werte wechseln,

$k = 60$  bis  $70 \text{ kg/qcm}$  } für ortsfeste Betriebsdampfma-  
 $A = 1,5$  bis  $2,5$  (3)\* } schinen, Lokomobilen,

$k = 90$  bis  $120 \text{ kg/qcm}$  } für Verbrennungsmotoren,  
 $A$  wie vorhin }

$k = 120$  bis  $150 \text{ kg/qcm}$  } für Lokomotiven  
 $A = 7$  bis  $10$  } (voller Kesseldruck in Rechnung,\*\*)

$k = 24$  bis  $28 \text{ kg/qcm}$  } für Schiffsmaschinen  
 $A = 2,5$  bis  $3,6$  } (mittlerer Kesseldruck in Rechnung.\*\*)

\*) Die eingeklammerten Werte nur unter sehr günstigen Verhältnissen, also bei kleinem  $l$  und  $k$ , Weißmetallschalen und vorzüglicher Schmierung.

\*\*\*) Nach Radinger.

Für ortsfeste Betriebsdampfmaschinen ergibt sich mit  $k_b = 600$  und  $k = 70 \text{ kg/qcm}$

ein Zapfendurchmesser

$$d = 0,105 \sqrt{P} \dots \dots (105)$$

eine Zapfenlänge

$$l = 1,3 d$$

bezw.

$$l = \frac{P_m \cdot n}{30000 A} \dots \dots (106)$$

Liefert die letzte Gleichung das größere  $l$ , so folgt der Zapfendurchmesser aus

$$d = 0,2 \sqrt[3]{P \cdot l} \dots \dots (107)$$

Andere nehmen für schnellaufende Maschinen (mit  $n > 100$ )

$$k = 70 \sqrt{\frac{100}{n}} = \frac{700}{\sqrt{n}}$$

und berechnen hierfür das Verhältnis  $x$  und den Zapfendurchmesser aus Gl. (91 und 92), S. 130, bei einer Zapfenlänge  $l = x \cdot d$ .

#### b) Kurbelarm.

Die Naben des Armes sind nach den auf S. 147, Fig. 1, eingetragenen Verhältniszahlen zu bemessen.

Für den Teil zwischen den Naben ist die genaue Berechnung der auftretenden Spannungen umständlich und schwierig. Es genügt für die weitaus meisten Fälle, die größte Normalspannung festzustellen, die bei der Todlage der Kurbel in dem kleinsten Armquerschnitt auftritt. Die Kraft  $P$  am Zapfen wirkt dann an einem Hebelarm  $y$  und ruft, da sie exzentrisch zu dem fraglichen Armquerschnitt 1—2 von der Dicke  $\delta$  und Höhe  $h$  angreift, in den langen Seiten desselben die Spannung

$$\sigma'_b = \frac{6 P \cdot y}{h \cdot \delta^2},$$

sowie gleichmäßig über den ganzen Querschnitt verteilt, die Spannung

$$\sigma' = \frac{P}{h \cdot \delta}$$

hervor. Die größte Spannung in der einen langen Seite ist also

$$\sigma = \sigma'_b + \sigma' = \frac{P}{h \cdot \delta} \left( \frac{6y}{\delta} + 1 \right) \quad (108)$$

Sie soll bei genügender Sicherheit 400 kg/qcm an schmiedeeisernen oder Stahlgußkurbeln nicht überschreiten.

**c) Kurbel mit Gegenkurbel.**

(S. 148, Fig. 2)

Länge  $l_0$  und Durchmesser  $d_0$  des Gegenkurbelzapfens sind für die an ihm wirksame Kraft  $P_0$  nach Gl. (91 bis 94), S. 130, zu bestimmen.

Der Durchmesser  $d$  des Hauptzapfens, der hier auf Biegung und Verdrehung beansprucht wird, folgt aus Gl. (103), S. 131, mit

$$M_b = P \frac{l}{2} - P_0 \left( a_0 + \frac{l}{2} \right)$$

als Biegemoment,

$$M_d = P_0 \cdot R_0$$

als Drehmoment und

- $P$  als Kraft am Hauptzapfen,
- $R_0$  als Radius der Gegenkurbel,
- $a_0$  als horizontaler Abstand beider Zapfen.

Für die Länge  $l$  des Hauptzapfens ist Gl. (97), S. 130, mit  $k$  und  $A$  wie beim gewöhnlichen Kurbelzapfen maßgebend.

**d) Kurbelwelle.**

(S. 149, Fig. 1, 1a und 1b)

Sie ist auf Biegung und Verdrehung zu berechnen. Der Einfachheit wegen nimmt man dabei die Kurbel (der liegenden Maschine) vertikal auf- oder abwärtsstehend und den Kolbendruck  $P$  am Kurbelzapfen horizontal nach rechts oder links gerichtet an. Auf Biegung wirken dann nach Fig. 1a und 1b

- die Kraft  $P$  im Punkte *IV* bzw. 4,
- das Schwungradgewicht  $G$  und der Riemen- oder Seilzug  $K$  (letzterer horizontal angenommen) in der Schwungradmitte *III*, auf Verdrehen das Kräftepaar

$$M_d = P \cdot r$$

von 4 bis *III*, wenn die Kraftabgabe durch das Schwungrad erfolgt.  $K$  wird bei der Berechnung häufig vernachlässigt.

Die aus diesen Kräften sich ergebenden Gegen-drucke der Lager sind

beim Hingange des Kolbens (Kurbel vertikal aufwärts, Fig. 1a)

$$H_1 = P \left( 1 + \frac{a}{c} \right) + K \frac{b}{c}, \quad H_2 = H_1 - (P + K),$$

$$V_1 = G \frac{b}{c}, \quad V_2 = G - V_1,$$

beim Rückgange des Kolbens (Kurbel vertikal abwärts, Fig. 1b)

$$H_1 = P \left( 1 + \frac{a}{c} \right) - K \frac{b}{c}, \quad H_2 = H_1 - (P - K),$$

$V_1$  und  $V_2$  wie im vorigen Falle.

Bei Vernachlässigung von  $K$  wird für beide Kurbellagen

$$H_1 = P \left( 1 + \frac{a}{c} \right), \quad H_2 = H_1 - P.$$

**Die Resultierenden**

$$P_1 = \sqrt{H_1^2 + V_1^2} \quad \text{und} \quad P_2 = \sqrt{H_2^2 + V_2^2}$$

bilden dann die größten Zapfendrucke des vorderen und hinteren Lagers für jede der beiden Kurbellagen. Der mittlere Zapfendruck  $P_m$  im vorderen Lager folgt aus den obigen Gleichungen mit  $P_m$  anstelle von  $P$ ; im hinteren Lager ändert sich der Zapfendruck wegen des nahen Schwungradgewichtes nur wenig.

Bei der Berechnung der Welle ist der Abstand  $a$  von Mitte Kurbelzapfen bis Mitte vorderes Lager zunächst schätzungsweise anzunehmen; die Zylinderbohrung  $D$  bildet für ihn einen passenden Mittelwert.

**Vorderer Wellenzapfen.**

Der mittlere Querschnitt desselben erhält ein Bieigungs- und Drehmoment

$$M_b = P \cdot a, \quad M_d = P \cdot R,$$

die, nach Gl. (103), S. 131, zu einem ideellen Bieigungsmoment  $M_i$  vereinigt, den Zapfendurchmesser  $d_i$  ergeben, wobei nach Bach unter der Annahme, daß die Spannungen nur zwischen  $+\sigma_{\max}$  und  $-\frac{1}{2}\sigma_{\max}$  wechseln, für Flußstahl

$$k_b = \frac{800 + 400}{2} = 600 \text{ kg/qcm,}$$

$$k_d = \frac{600 + 300}{2} = 450$$

$$\alpha_0 = \frac{600}{1,3 \cdot 450} = \sim 1$$

gesetzt werden kann.

Die Länge des vorderen Zapfens muß nach Gl. (97), S. 130, den größeren der beiden Werte

$$\left. \begin{aligned} l_1 &= \frac{P_1}{d_i \cdot k} \\ l_2 &= \frac{P_{1m} \cdot n}{30000 A} \end{aligned} \right\} \dots \dots (109)$$

erhalten mit

- $k = 12$  bis  $20$  (25) kg/qcm } für ortsfeste Betriebsdampfmaschinen, Lokomobilen und Verbrennungsmotoren,
- $A = 0,75$  bis  $1,25$  (1,5) }
- $k = 50$  bis  $60$  kg/qcm } für Lokomotiven
- $A = 4$  bis  $6$  } (voller Kesseldruck in Rechnung),
- $k = 12$  bis  $16$  kg/qcm } für Schiffsmaschinen
- $A = 1,5$  bis  $2$  } (mittlerer Kesseldruck in Rechnung).

Das Verhältnis von Zapfenlänge und Zapfendurchmesser beträgt gewöhnlich

$$\frac{l_1}{d_i} = 1,7 \text{ bis } 2,$$

das Verhältnis der Projektionen des vorderen Wellen- und Kurbelzapfens

$$\frac{d_1 \cdot l_1}{d \cdot l} = 4 \text{ bis } 5.$$

Sind  $d_i$  und  $l_1$  nach den vorstehenden Angaben bestimmt, so ist zu prüfen, ob bei dem gewählten  $a$  die innere Nabe des Kurbelarmes genügend lang ist, widrigenfalls die Rechnung für ein anderes  $a$  nochmals durchzuführen ist.

### Hinterer Wellenzapfen.

Er wird nur auf Biegung beansprucht und ist deshalb als einfacher Stirnzapfen nach Gl. (91 bis 94), S. 130, für den größten Zapfendruck  $P_2$  und  $k_b = 400 \text{ kg/qcm}$  zu berechnen, wobei wegen des nahen Schwungradgewichtes ein vollständiger Spannungswechsel zwischen  $+\sigma_{\max}$  und  $-\sigma_{\max}$  angenommen ist. Gewöhnlich wird der Zapfen aber mit Rücksicht auf die Abnutzung in den Lagern und Durchbiegung der Welle stärker gemacht, als die Rechnung verlangt, oft sogar

$$d_2 = d_1 \text{ und } l_2 = l_1,$$

um dasselbe Modell für beide Lager verwenden zu können.

### Querschnitt in der Schwungradmitte.

Das ihn beanspruchende ideelle Biegemoment und der erforderliche Durchmesser  $d_2$  sind aus Gl. (103), S. 131, für

$$M_b = P_2 \cdot b, \quad M_d = P \cdot R,$$

$k_b = k_d = 400 \text{ kg/qcm}$  und

$$\alpha_0 = \frac{400}{1,3 \cdot 400} = 0,77$$

unter der Annahme eines vollständigen Spannungswechsels zwischen  $+\sigma_{\max}$  und  $-\sigma_{\max}$  zu bestimmen.

## 2. Gekröpfte Kurbelwelle.

(S. 149, Fig. 2, 2a bis 2f)

Neben dem Kolbendruck  $P$  bzw.  $P_m$  am Kurbelzapfen greift außerhalb des einen Lagers noch das Schwungradgewicht  $G$  und der horizontal gerichtete Riemen- oder Seilzug  $K$  an, von denen der letztere vernachlässigt werden kann, wenn es auf möglichst einfache Gestaltung der Rechnung ankommt.

Zunächst sind auch hier die horizontalen und vertikalen Gegendrucke sowie die resultierenden Zapfendrucke  $P_1$  und  $P_2$  ( $P_{2m}$ ) für die beiden Todlagen der Kurbel nach Fig. 2a und 2b zu bestimmen.

Zur Berechnung des Kurbelzapfens denkt man sich weiter nach Fig. 2c den rechten Teil der Welle, wenn die Kurbel mit der Hubrichtung einen Winkel von  $90^\circ$  bildet, bis zur Mitte dieses Zapfens eingespannt und im Punkt 1 zweimal die Kraft  $H_1$  angebracht. Es wirkt dann auf den Querschnitt IV ein Kräftepaar

$$M_d = H_1 \cdot R$$

als Drehmoment ein, während das angreifende Biegemoment

$$M_b = P_1 \cdot a_1$$

ist. Mit beiden folgt der Durchmesser  $d$  des Zapfens aus Gl. (103), S. 131, in die hier zweckmäßig nur  $k_b = 500 \text{ kg/qcm}$  für Flußstahl eingeführt wird.

Die Länge  $l$  des Kurbelzapfens muß wieder den beiden Gleichungen

$$\left. \begin{aligned} l &= \frac{P}{d \cdot k} \\ l &= \frac{P_m \cdot n}{30000 A} \end{aligned} \right\} \dots \dots (110)$$

genügen, wobei  $k$  und  $A$  die bei dem Kurbelzapfen der Stirnkurbel auf S. 137 angegebenen Werte haben kann.

Zur Berechnung des Wellendurchmessers neben dem Kurbelarm denkt man sich die Welle nach Fig. 2d eingespannt und im Punkt 4 zweimal die Kraft  $P$  angebracht. Es wirkt dann auf Verdrehen das Kräftepaar

$$M_d = P \cdot R,$$

auf Biegung das Moment

$$M_b = \sqrt{[H_1 (a_1 + z) - P \cdot z]^2 + [V_1 (a_1 + z)]^2}.$$

Für die Mitte des rechten Wellenzapfens gilt dasselbe Drehmoment, während

$$M_b = (\sqrt{G^2 + K^2}) b$$

wird, wie es sich aus dem rechts vom Zapfen II liegenden Wellenende ergibt. Mit Hilfe dieser Werte ist der Durchmesser der Welle und des rechten Wellenzapfens wieder aus Gl. (103) zu ermitteln. Die Länge  $l_2$  des Zapfens folgt für  $P_2$  ( $P_{2m}$ ) als Zapfendruck und  $d_2$  als Durchmesser aus Gl. (109), wobei die dort angegebenen Werte von  $k$  und  $A$  gelten.

Der linke Wellenzapfen wäre als Stirnzapfen für den Druck  $P_1$  zu berechnen, erhält aber gewöhnlich dieselben Abmessungen wie der rechte Zapfen.

Bei den Kurbelarmen beschränkt man sich der einfachen Rechnung wegen in der Regel darauf, die Normalspannungen im ungünstigsten Armquerschnitt bei der Todlage festzustellen.

Für den linken Arm kann man sich dazu die Welle nach Fig. 2e eingespannt und im Punkte 5 zweimal die Kräfte  $H_1$  und  $V_1$  angebracht denken. Normalspannungen in dem eingespannten Querschnitt rufen dann das Moment des Kräftepaares  $H_1 (a_1 - y)$  und die in 5 noch verbleibende Druckkraft  $H_1$ , sowie das Moment  $V_1 \cdot x$  hervor, während das Kräftepaar  $V_1 (a_1 - y)$  auf Verdrehung wirkt. Die größte Normalspannung ist also bei einer Dicke  $\delta$  und Höhe  $h$  des Kurbelarmes

$$\sigma = \frac{6 H_1 (a_1 - y)}{h \cdot \delta^2} + \frac{H_1}{h \cdot \delta} + \frac{6 V_1 \cdot x}{\delta \cdot h^2}$$

oder

$$\sigma = \frac{1}{h \cdot \delta} \left( 6 H_1 \frac{a_1 - y}{\delta} + H_1 + 6 V_1 \frac{x}{h} \right) \quad (111)$$

Für den rechten Kurbelarm ergibt sich nach Fig. 2f entsprechend

$$\sigma = \frac{1}{h \cdot \delta} \left\{ 6 \frac{H_1 (a_1 + y) - P \cdot y}{\delta} + (P - H_1) + 6 V_1 \frac{x}{h} \right\} \quad (112)$$

$\sigma$  soll in beiden Armquerschnitten bei hinreichender Sicherheit  $400 \text{ kg/qcm}$  nicht überschreiten.

## 3. Schubstange.

### a) Schaft.

Er wird durch die in der Längsachse wirkende Stangenkraft auf Zerknicken und Zug oder Druck, durch das Eigengewicht, die Zapfenreibung und die Trägheitskräfte der Stange auf Biegung beansprucht. Bei der Berechnung wird aber gewöhnlich nur die Zerknickungsbeanspruchung durch den Kolbendruck  $P$  berücksichtigt, für die

$$P = \kappa^2 \frac{J \cdot E}{m \cdot L^2} = \sim 10 \frac{J \cdot E}{m \cdot L^2} \quad (113)$$

mit



$J$  als kleinstem Trägheitsmoment des Querschnittes in der Stangenmitte,

$E$  als Elastizitätsmodul des Stangenmaterials und

$m$  als Sicherheit

gilt.

Die Stangenlänge beträgt

$$L = 4R \text{ bis } 6R,$$

und zwar meist

$$L = 5R \text{ an liegenden,}$$

$$L = 4,5R \text{ an stehenden Maschinen.}$$

$m$  ist namentlich bei langsam gehenden Maschinen genügend hoch zu nehmen; an schnell gehenden können sich die Formänderungen infolge des raschen Wechsels in der Richtung der Stangenkraft nicht ausbilden.

**Runder Schaft.**

Mit  $E = 2000000 \text{ kg/qcm}$  für Flußeisen und Flußstahl und

$$J = \frac{\pi}{64} d_m^4 = \sim \frac{d_m^4}{20}$$

wird nach Gl. (113) der Durchmesser des mittleren Schaftquerschnittes in  $cm$

$$d_m = \sqrt[4]{\frac{m \cdot P \cdot L^3}{1000000}} \dots (114)$$

worin

$m = 25$  bei normalen Dampfmaschinen von 1,5 bis 2,5 m/sk mittlerer Kolbengeschwindigkeit,

$m$  bis zu 33 bei solchen mit geringerer Geschwindigkeit,

$m = 15$  bis 20 bei Verbrennungsmotoren (nach Güldner),

$m = 40$  bis 60 bei stoßweisem Wechsel von  $P$ , wie er z. B. an Pumpen auftreten kann, (nach Bach)

gesetzt wird.

**Rechteckiger Schaft.**

Für  $h_m$  als Höhe und  $b_m$  als Breite des mittleren Schaftquerschnittes (S. 154, Fig. 1a) ist

$$J = \frac{h_m \cdot b_m^3}{12} \text{ und } h_m = 1,5b \text{ bis } 2b.$$

Mit  $h_m = 1,8b_m$  und  $E$  wie oben wird nach Gl. (113)

$$b_m = \sqrt[4]{\frac{m \cdot P \cdot L^3}{3000000}} \dots (115)$$

$m \leq 15$  an ortsfesten Maschinen,

$m = 20/3$  bis  $10/3$  an Lokomotiven.

**I-förmiger Schaft.**

Sind  $h_m, b_m$  und  $h_m', b_m'$  die Höhen bzw. Breiten des mittleren Querschnittes (S. 154, Fig. 2a), so muß dem aus Gl. (113) mit  $E = 2000000 \text{ kg/qcm}$  berechneten Werte

$$J = \frac{m \cdot P \cdot L^3}{20000000} \dots (116)$$

durch

$$J = \frac{(h_m - h_m') b_m^3 + h_m'^3 \cdot b_m'^3}{12}$$

genügt werden.

$m = 20/3$  bis  $10/3$  bei größerer Geschwindigkeit.

**b) Köpfe.**

Die geschlossenen Köpfe nach Textfig. 11 und 12 sind in den Seitenteilen auf Zug, im Bügel auf Biegung zu berechnen.

Die Stärke  $a$  des Querschnittes 1—1' folgt also aus

$$\frac{P}{2} = a \cdot b \cdot k_z \dots (117)$$

mit  $b$  als voller Kopfbreite.

$k_z$  ist nur zu ein Drittel der unter Gl. (118) angegebenen Werte von  $k_b$  anzunehmen, da die Seiten auch an der Aufnahme des Biegemomentes am Bügel beteiligt sind.

Die Stärke  $a'$  im Querschnitt 2—2' (Textfig. 12) ist entsprechend der durch die Stellschrauben- oder Stellkeilöffnung verringerten Breite größer zu machen.

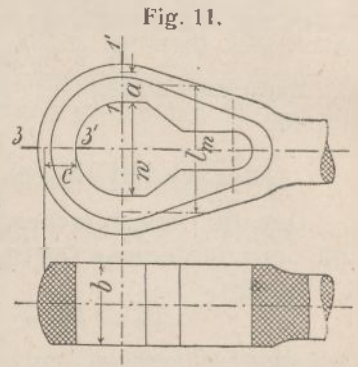
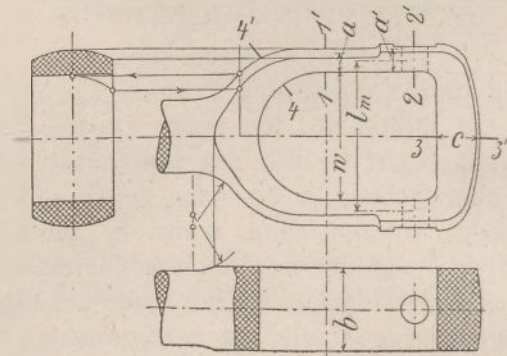


Fig. 12.



Für die Höhe  $c$  im Querschnitt 3—3' gilt unter der Annahme, daß der Bügel in den Mitten der Seitenteile frei aufliegt und die Kraft  $P$  sich gleichmäßig über die Lagerschale und deren Nachstellstück verteilt, die Gleichung

$$\frac{P}{2} \left( \frac{l_m}{2} - \frac{w}{4} \right) = \frac{b \cdot c^2}{6} k_b \dots (118)$$

mit  $k_b = 600$  bis  $800 \text{ kg/qcm}$  für Flußeisen,

$k_b = 800$  „  $1000$  „ „ Flußstahl,

$l_m = w + a$  (bzw.  $a'$ ).

Im Querschnitt 4—4' ist besonders auf hinreichende Höhe zu achten.

Bezogen auf  $mm$ , ergeben sich die auf S. 152 angegebenen Werte für Flußeisen

$$a = 0,2 \text{ bis } 0,25 \frac{P}{b}$$

$$c = 0,45 \text{ bis } 0,5 \sqrt{\frac{P}{b} \left( \frac{w}{2} + a \right)}$$

aus Gl. (117 und 118) für

$$k_z = 2,5 \text{ bis } 2 \text{ kg/qmm},$$

$$k_b = 7,5 \text{ „ } 6$$

Für den offenen Kopf nach Textfig. 13 bestimmt sich die Höhe  $c$  im Querschnitt 3—3' aus Gl. (118) mit  $l_m$  als Abstand von Mitte bis Mitte Schraube. Der

Kernquerschnitt der letzteren ist nach der Zugfestigkeit aus

$$\frac{P}{2} = s_1^2 \frac{\pi}{4} \cdot k_z \quad \dots \quad (119)$$

zu berechnen mit

$$k_z \leq 350 \text{ kg/qcm für bestes Flußeisen,}$$

$$k_z \leq 450 \text{ " " " guten Flußstahl}$$

wegen der ungünstigen Beanspruchung, welche diese Bolzen infolge der Trägheitskräfte und der beim Anziehen oft erteilten Vorspannung erleiden.

Die auf S. 153 angegebenen Werte für den äußeren Gewindedurchmesser in mm

$$s \geq 0,54 \sqrt{P} \text{ für Flußeisen und}$$

$$s \geq 0,47 \sqrt{P} \text{ " " Flußstahl}$$

folgen aus Gl. (119) für  $k_z \leq 3,5$  bzw.

$$4,5 \text{ kg/qmm und } s_1^2 \frac{\pi}{4} = \sim \frac{s^2}{2}$$

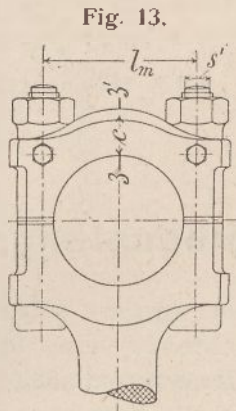
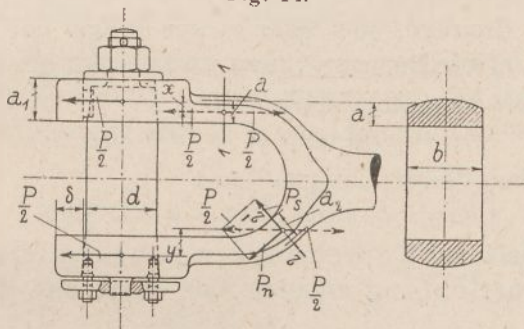


Fig. 13.

Die Verhältnisse des Gabelkopfes nach Textfig. 14 sind zuerst nach Gefühl aufzuzeichnen und, wenn die Berechnung der auftretenden Spannungen zu geringe oder zu große Werte liefert, entsprechend abzuändern.

Fig. 14.



Für den Querschnitt 1-1' ergibt sich, wenn im Schwerpunkte desselben zweimal die Stangenkraft  $P/2$  angebracht wird, ein auf Biegung wirkendes Kräftepaar  $(P/2) x$  und eine Zug- oder Druckkraft  $P/2$ . Die stattfindende Normalspannung ist also

$$\sigma = \frac{P}{2a \cdot b} + \frac{P \cdot x}{2} \frac{6}{b \cdot d^2} = \frac{P}{2a \cdot b} \left( 1 + \frac{6x}{a} \right) \quad (120)$$

Für den Querschnitt 2-2' folgt entsprechend, wenn die eine der zugefügten Kräfte  $P/2$  in eine Normalkraft  $P_n$  und eine Schubkraft  $P_s$  zerlegt, die letztere aber vernachlässigt wird,

$$\sigma = \frac{P_n}{a_2 \cdot b} + \frac{P \cdot y}{2} \frac{6}{b \cdot a_2^2} = \frac{1}{a_2 \cdot b} \left( P_n + \frac{3P \cdot y}{a_2} \right) \quad (121)$$

$\sigma$  soll in beiden Querschnitten für Flußeisen 300, für Flußstahl 400 kg/qcm nicht übersteigen.

Die Augenstärke  $\delta$  folgt aus

$$\frac{P \cdot d + \delta}{2} \frac{1}{8} = \frac{a_1 \cdot \delta^2}{6} k_b \quad \dots \quad (122)$$

mit  $k_b$  wie unter Gl. (118).

#### 4. Querhaupt und Kreuzkopf.

Die Zapfen des Querhauptes sind nach Gl. (91 und 92), S. 130, für einen Zapfendruck  $P_1 = 0,5 P$  auf

Festigkeit und Flächendruck zu berechnen; die Reibungsarbeit kommt hier nicht in Frage.

Die Arme des Querhauptes werden durch die Kraft  $P_1$  auf Biegung beansprucht. Für den Querschnitt im Abstand  $x$  (S. 156, Fig. 2a und 2b) muß also das Widerstandsmoment

$$w = \frac{M_b}{k_b} = \frac{P_1 \cdot x}{k_b}$$

mit  $w = \sim 0,1 d_x^3$  für den runden Querschnitt vom Durchmesser  $d_x$ ,

$$w = \frac{b \cdot h_x^2}{6} \text{ für den rechteckigen von der Breite } b \text{ und Höhe } h_x,$$

$$k_b = 300 \text{ bis } 400 \text{ kg/qcm für Flußeisen,}$$

$$k_b = 400 \text{ " } 500 \text{ " " Flußstahl}$$

sein. Als Körper von gleicher Festigkeit ist der Längsschnitt der runden Arme durch eine kubische Parabel, der der rechteckigen durch eine quadratische zu begrenzen.

Der Zapfen des Kreuzkopfes ist nach Gl. (98 und 99), S. 130, zu bestimmen. Das Verhältnis von Zapfenlänge und Zapfendurchmesser beträgt bei ihm

$$x = \frac{l}{d} = 1,2 \text{ bis } 1,6 \text{ für Zapfen, deren Lager sich in der Schubstange,}$$

$$x = 1,9 \text{ bis } 2,1 \text{ für solche, deren Lager sich im Kreuzkopf befindet.}$$

Der zulässige Flächendruck ist

$$k = 70 \text{ bis } 80 \text{ kg/qcm für ortsfeste Betriebsdampfmaschinen und Lokomobilen,}$$

$$k \leq 125 \text{ kg/qcm für Verbrennungsmotoren,}$$

$$k = 250 \text{ bis } 280 \text{ kg/qcm für Lokomotiven (voller Kesseldruck in Rechnung),}$$

$$k = 50 \text{ bis } 70 \text{ kg/qcm für Schiffsmaschinen (mittlerer Kesseldruck in Rechnung).}$$

Oft macht man den Kreuzkopfbzapfen ebenso groß wie den Kurbelzapfen.

Der Normaldruck des Kreuzkopfes auf die Schlittenbahn beträgt höchstens

$$N = P \frac{R}{L} \quad \dots \quad (123)$$

Die Gleitflächen der Schleifer sind für diesen Druck so zu bemessen, daß die Flächenpressung der Projektion höchstens

$$k = 2 \text{ bis } 2,5 \text{ kg/qcm für ortsfeste Betriebsdampfmaschinen, Lokomobilen und Verbrennungsmotoren,}$$

$$k = 6 \text{ bis } 8 \text{ kg/qcm für Lokomotiven (voller Kesseldruck in Rechnung),}$$

$$k = 4 \text{ bis } 6 \text{ kg/qcm für Schiffsmaschinen (mittlerer Kesseldruck in Rechnung)}$$

wird.

#### 5. Exzenter.

Bezeichnet nach S. 162

$d_x$  den Durchmesser,

$l_x$  die Breite der Exzenterscheibe in der Lauffläche in cm,

$P_x$  die mittlere Exzenterstangenkraft,

so soll zur Vermeidung des Warmlaufens die spezifische Reibungsarbeit

$$A = \frac{4}{\pi} \mu \cdot \frac{P_x \cdot d_x \cdot \pi \cdot n}{d_x \cdot l \cdot 100 \cdot 60} \text{ mkg/sh}$$

nach Bach den Wert

$A = 0,33$  für gußeiserne Scheiben in Flußeisen- oder Stahlbügeln,

$A = 0,66$  für gußeiserne Scheiben in Bügeln mit Weißmetallfutter

nicht übersteigen. Hiermit wird für  $\mu = 1/20$

$$l_x = \frac{P_x \cdot n}{10000} \text{ bzw. } \frac{P_x \cdot n}{20000} \quad (124)$$

Bei Lokomotiven kann  $l_x$  wegen des kühlenden Luftzuges noch kleiner gewählt werden.

Für den Kernquerschnitt der Bügelschrauben ist

$$s_1^2 \frac{\pi}{4} = \frac{P_x}{2 \cdot k_z} \quad (125)$$

mit  $k_z \leq 200 \text{ kg/qcm}$

zu nehmen.

Für  $s_1^2 \frac{\pi}{4} = \sim \frac{s^2}{2}$  und  $k_z \leq 2 \text{ kg/qmm}$  folgt hieraus der auf S. 162 angegebene äußere Gewindedurchmesser in mm

$$s \geq 0,7 \sqrt{P_x}$$

## II. Kolben und Kolbenstangen.

Es bezeichnet wieder

$D$  die Zylinderbohrung,

$P$  den größten Kolbendruck.

### 1. Kolbenringe.

Ist bei Selbstspannern

$h$  die Dicke der Ringe,

$p$  die Pressung, mit der sie sich im Betriebe gegen die Zylinderwand legen, so tritt im gefährlichen Querschnitt (der Schnitfluge gegenüber) nach Reinhardt\*) eine Spannung

$$\sigma_b = 3p \left( \frac{D}{h} - 1 \right)^2$$

ein, woraus

$$\frac{D}{h} = 1 + \sqrt{\frac{\sigma_b}{3p}} \quad (126)$$

folgt. Gewöhnlich beträgt

$\sigma_b = 800$  bis  $1300 \text{ kg/qcm}$ ,

$p = 0,1$  bis  $1,2 \text{ kg/qcm}$  bei Dampfmaschinen,

$p \leq 0,5 \text{ kg/qcm}$  bei Verbrennungsmotoren,

$\frac{D}{h} = \frac{1}{30}$  bis  $\frac{1}{40}$

Zwischen der Spannung  $\sigma_b$  und der am äußeren Umfange gemessenen Ausschnittlänge  $a$  der Ringe besteht ferner die Beziehung

$$\frac{a}{D} = 2,36 \left( \frac{D}{h} - 1 \right) \frac{\sigma_b}{E} \quad (127)$$

mit  $E = 800000 \text{ kg/qcm}$  als Elastizitätsmodul für Gußeisen.

Beim Streifen der Ringe über den Kolben erleiden diese eine größte Spannung

$$\sigma_b' = 0,64 \left\{ \frac{4E}{\left( \frac{D}{h} - 1 \right)^2} - \sigma_b \right\} \quad (128)$$

unter der Voraussetzung, daß die Ringenden beim Überstreifen höchstens unter einem Winkel von  $\gamma = 30^\circ$  gegeneinander geneigt sind. Bei größerem Winkel wächst  $\sigma_b'$  bis auf das 1,5fache für  $\gamma = 90^\circ$ .

Soll die Ringspannung im Betriebe und beim Überstreifen gleich werden, so folgt aus Gl. (128) mit  $\sigma_b' = \sigma_b$  und dem obigen Werte von  $E$

\*) Z. d. V. d. I. 1901, S. 232.

$$\frac{D}{h} = \sim \frac{1120}{\sqrt{\sigma_b}} + 1 \quad (129)$$

Hiernach und nach Gl. (126 und 127) ist die nachstehende Tabelle berechnet.

$\frac{D}{h}$	32	33	34	35	36	37	38	39	40
$\sigma_b = \sigma_b'$	1300	1225	1155	1090	1025	970	920	870	830 kg/qcm
$p$	0,45	0,40	0,35	0,32	0,28	0,25	0,22	0,20	0,18
$\frac{a}{D}$	0,119	0,116	0,113	0,109	0,106	0,103	0,100	0,098	0,095

Die Breite  $b$  und Zahl  $z$  der Ringe hat keinen Einfluß auf die Beanspruchung und beträgt gewöhnlich bei Dampfmaschinen

$b = 1,25 h$  bis  $2 h$ ,  $z = 2$  oder  $3$ ,

bei Verbrennungsmotoren

$b = 0,75 h$  bis  $1,25 h$ ,  $z = 4$  bis  $8$ .

Gußeiserne Kolbenringe mit besonderer Anspannvorrichtung erhalten eine Dicke und Breite

$h = \frac{D}{25}$  bis  $\frac{D}{35}$ ,

$b = 2 h$  bis  $3 h$ .

### 2. Kolbenkörper.

Zur Berechnung der Kolbenwandstärke können die nachstehenden Angaben von Pfeleiderer\*) dienen, in denen

$p$  der den Kolben belastende Druck in  $at$ ,

$\sigma$  die stattfindende Gesamtspannung ist,

die für Gußeisen unter  $300$  bis  $360 \text{ kg/qcm}$ ,

„ Stahlguß „  $600$  „  $700$  „

bleiben soll.

#### a) Scheibenkolben.

Der auf der ebenen Scheibe vom Radius  $R_1 - r_n$  (Textfig. 15) lastende Flüssigkeitsdruck ruft eine Spannung

$$\sigma' = 11,5 \frac{p}{\delta^2} \frac{R_1^2 (R_1 - r_n)}{16 r_n + 0,1 \frac{R_1^2}{r_n}} \quad (130)$$

hervor, während durch den Druck auf den Kolbenrand

$$p \cdot \pi (R^2 - R_1^2)$$

eine solche

\*) Z. d. V. d. I. 1910, S. 317.

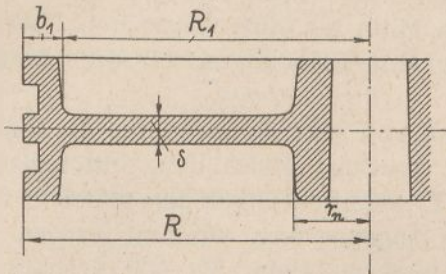
$$\sigma'' = 0,52 \frac{p}{\delta^2} (R^2 - R_1^2) \frac{R_1 - r_n}{0,2 R_1 + r_n} \quad (131)$$

entsteht. Die Gesamtspannung ist

$$\sigma = \sigma' + \sigma''.$$

Die Gleichungen gelten unter der Voraussetzung, daß der Nabendurchmesser  $2r_n$  mindestens 1,6 mal so groß wie die Bohrung und  $b_1 = R - R_1$  größer als  $0,8\delta$  ist.

Fig. 15.



Kolben mit kegelförmiger Scheibe können eine im Verhältnis von  $1 : \cos^2(90 - \varphi)$  schwächere Wandung als solche mit ebener Scheibe erhalten, wenn  $\varphi$  der halbe Winkel an der Kegelspitze ist.

**b) Doppelwandige Hohlgußkolben.**

Bei fehlenden Rippen ist eine genaue Berechnung dieser Kolben zurzeit noch nicht möglich. Man empfiehlt, ihnen eine Wandstärke zu geben, die  $3/4$  derjenigen nach Gl. (130) und (131) berechneten ist.

Für Hohlgußkolben mit Rippen (Textfig. 16) beträgt die Spannung in der Rippe (am äußeren Lochrande) in der Entfernung  $x$  von der Kolbenmitte

$$\sigma = \frac{H M_b}{2 J} + \frac{P \cdot l_1}{4} \left( \frac{1}{a \cdot f} + \frac{a - \frac{w_1}{2}}{J_1} \right) \quad (132)$$

Fig. 16.

mit

$$M_b = \frac{\pi}{3i} p (R-x)^2 (2R+x),$$

$$P = \frac{\pi}{6} p (R^2 - v^2),$$

wobei

$J$  das Trägheitsmoment des T-förmigen Querschnittes 1, 2, 3 vom Flächeninhalte  $2f$ ,

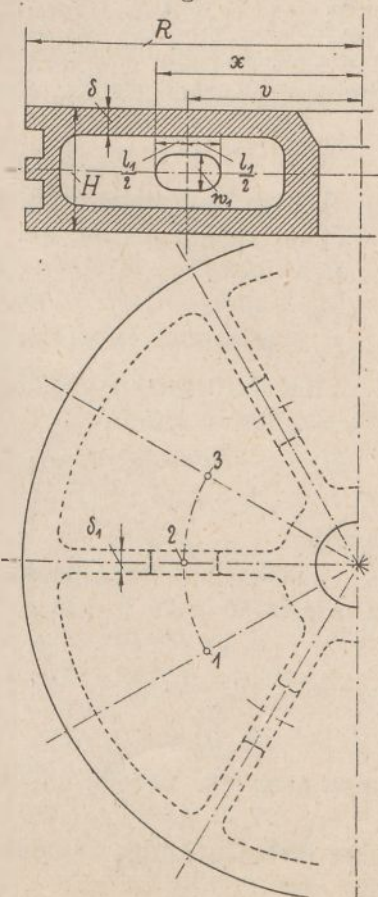
$J_1$  dasjenige des T-förmigen vom Inhalte  $f$ ,

$2a$  die Entfernung der Schwerpunkte der beiden Querschnitte  $f$ ,

$i$  die Zahl der Rippen,

$l_1, w_1, v$  die in Textfig. 16 eingetragenen Abmessungen sind.

Damit der Bruch nicht in der vollen Scheibe oder in der Nabe auftritt, muß die Stärke  $\delta$  der Kolbenwandung mindestens das 0,6-fache der Rippenstärke  $\delta_1$



und der Durchmesser der Nabe größer als das 1,5fache der Bohrung sein.

**3. Kolbenstange.**

$\Delta$  Durchmesser,

$\lambda$  Länge der Stange von Mitte Kolben bis Mitte Kreuzkopf.

Die Kolbenstange wird durch den Kolbendruck  $P$  auf Zerknicken, an liegenden Maschinen aber außerdem durch ihr eigenes Gewicht und das des Kolbens auf Biegung beansprucht.

An stehenden und kleinen oder mittleren liegenden Maschinen mit nicht zu schwerem Kolben ist die Zerknickungsbeanspruchung die ungünstigste. Nach ihr muß das Trägheitsmoment  $J$  des Stangenquerschnittes der Gleichung

$$P = \pi^2 \frac{J \cdot E}{m \cdot \lambda^2}$$

genügen, woraus mit  $\pi^2 = \sim 10$  und

$$J = \sim \frac{\Delta^4}{20},$$

$E = 2000000 \text{ kg/qcm}$  als Elastizitätsmodul für Flußstahl der Stangendurchmesser in  $\text{cm}$

$$\Delta = 0,1 \sqrt[4]{m \frac{P \cdot \lambda^2}{100}} \quad (133)$$

folgt. Den Sicherheitsgrad nimmt man

$m = 8$  bis  $11$ , wenn  $P$  zwischen Null und einem größten Werte (einfach wirkende Pumpen),

$m = 11$  bis  $22^*$ , wenn  $P$  zwischen einem größten positiven und negativen Werte (doppelt wirkende Pumpen und Dampfmaschinen) wechselt.

An großen liegenden Maschinen mit schwerem Kolben, durchgehender Kolbenstange und hinterer Führung ist nach Bach die Stange als Träger auf zwei Stützen nach der Biegefestigkeit so zu berechnen, daß die Durchbiegung  $1$  bis  $2 \text{ mm}$  nicht überschreitet. Die Durchbiegung bestimmt sich, wenn

$\lambda_0$  die Länge der durch beide Zylinderdeckel gehenden Stange von Mitte Kreuzkopf bis Mitte Gleitschuh,

$G_1$  das Gewicht der Stange,

$G_2$  das des Kolbens ist, aus

$$f = \left( \frac{5}{8} G_1 + G_2 \right) \frac{\lambda_0^3}{48 E \cdot J} \quad (134)$$

Bei der Berechnung wählt man am besten  $\Delta$ , bestimmt hiernach  $G_1$  und kontrolliert, ob die nach Gl. (134) berechnete Durchbiegung  $f$  unter dem zulässigen Werte von  $1$  bis  $2 \text{ mm}$  bleibt. Der Gl. (133) muß natürlich auch genügt sein.

\*) Der größte Wert für Maschinen mit Tragkolben, bei denen die exzentrische Reibung am Kolben und an der Stange die Beanspruchung erheblich steigert.

## III. Beispiele.

## 1.

Es sind die Kurbeltriebteile und Kolbenstange einer liegenden Tandemmaschine\*) zu berechnen, die normal  $N = 150$  PS leistet. Die Bohrung der beiden Zylinder, von denen der kleine hinter dem großen angeordnet ist, beträgt 300 und 500 mm, der Hub ist 600 mm, die Tourenzahl 150 in der Minute. Hinter dem kleinen Kolben herrscht ein größter Dampfüberdruck von 6,5, hinter dem großen ein solcher von 3,3 at

Der größte Dampfüberdruck auf den kleinen Kolben berechnet sich zu

$$P' = 30^2 \frac{\pi}{4} 6,5 = 4595 \text{ kg},$$

der auf den großen, wenn der Durchmesser der Kolbenstange zwischen den beiden Kolben vorläufig zu 80 mm angenommen wird, zu

$$P'' = (50^2 - 8^2) \frac{\pi}{4} 3,3 = 6315 \text{ kg}.$$

Der größte Druck beider Kolben ist somit

$$P = P' + P'' = 4595 + 6315 = 10910 \text{ oder } \sim 11000 \text{ kg}.$$

Der mittlere Druck beider Kolben soll zu

$$P_m = 0,6 P = 0,6 \cdot 11000 = 6600 \text{ kg}$$

angenommen werden.

## a) Kurbelzapfen und Kurbelarm.

Festigkeit und Flächendruck verlangen für den Zapfen einen Durchmesser

$$(105) \quad d = 0,105 \sqrt{11000} = \sim 11 \text{ cm} = 110 \text{ mm}$$

und eine Länge

$$(106) \quad l = 1,3 \cdot 110 = 143 \text{ mm}.$$

Für die letztere würde sich mit einer spezifischen Reibungsarbeit  $A = 2,2$  der größere Wert

$$(106) \quad l = \frac{6600 \cdot 150}{30000 \cdot 2,2} = 15 \text{ cm} = 150 \text{ mm}$$

ergeben, der einen Durchmesser

$$(107) \quad d = 0,2 \sqrt[3]{11000 \cdot 15} = 11 \text{ cm} = 110 \text{ mm}$$

beansprucht.

Für einen spezifischen Flächendruck

$$k = \frac{700}{\sqrt{n}} = \frac{700}{\sqrt{150}} = \sim 60 \text{ kg/qcm}$$

würde das Verhältnis

$$(91) \quad x = \frac{l}{d} = \sqrt{\frac{600}{5 \cdot 60}} = 1,414,$$

der Zapfendurchmesser

$$(92) \quad d = \sqrt[5]{\frac{11000 \cdot 1,414}{600}} = \sim 11,4 \text{ cm},$$

die Länge

$$l = 1,414 \cdot 11,4 = \sim 16 \text{ cm}$$

folgen.

Die Abmessungen der beiden Naben des Kurbelarmes sind nach den Verhältniszahlen auf S. 147 gewählt und der Figur eingetragen.

Die größte Spannung im kleinsten Armquerschnitt 1-2, dessen Dicke  $\delta = 140$  mm und dessen Höhe  $h = 240$  mm ist, bestimmt sich bei der Todlage der

\*) Nach einer Ausführung von Scharer & Groß in Nürnberg.

Kurbel für  $y = 150$  mm zu nur

$$(108) \quad \sigma = \frac{11000}{24 \cdot 14} \left( \frac{6 \cdot 15}{14} + 1 \right) = \sim 243 \text{ kg/qcm}.$$

## b) Kurbelwelle.

(S. 149, Fig. 1, 1a und 1b).

Die Länge der Welle beträgt

von Mitte bis Mitte Lager  $c = 1900$  mm,

von Mitte Schwungrad bis Mitte hinteres Lager

$$b = 600 \text{ mm}.$$

Der Abstand von Mitte Kurbelzapfen bis Mitte vorderes Lager war zunächst gleich dem arithmetischen Mittel der beiden Zylinderbohrungen, also gleich  $0,5(300 + 500) = 400$  mm angenommen worden, erwies sich dann aber als etwas zu klein. Es soll deshalb als zweite Annahme

$$a = 410 \text{ mm}$$

gemacht werden. Das Gewicht des Schwungrades ist  $G = 4500$  kg und der durch den Riemen hervorgerufene Achsdruck bei 2,87 m Schwungrad Durchmesser,

$$v = \frac{2,87 \pi \cdot 150}{60} = \sim 22,5 \text{ m/sk}$$

Geschwindigkeit und  $N_{\max} = \sim 200$  PS Maximalleistung der Maschine

$$K = 5 \frac{75 N_{\max}}{v} = 5 \frac{75 \cdot 200}{22,5} = \sim 3330 \text{ kg}.$$

Mit diesen Werten ergeben sich die Auflager- und Zapfendrucke in den beiden Lagern, wenn die Kurbel vertikal aufwärts steht (Fig. 1a), zu

$$H_1 = 11000 \left( 1 + \frac{410}{1900} \right) + 3330 \frac{600}{1900} = \sim 14420 \text{ kg},$$

$$V_1 = 4500 \frac{600}{1900} = 1420 \text{ kg},$$

$$P_1 = \sqrt{14420^2 + 1420^2} = \sim 14490 \text{ kg};$$

$H_2$  und  $P_2$  sind kleiner als bei der nächsten Kurbellage.

Steht die Kurbel vertikal abwärts (Fig. 1b), so ist

$$H_1 = 11000 \left( 1 + \frac{410}{1900} \right) - 3330 \frac{600}{1900} = \sim 12320 \text{ kg},$$

$$V_1 \text{ (wie im vorigen Fall)} = 1420 \text{ kg},$$

$P_1$  ist kleiner als bei der vorigen Kurbellage;

$$H_2 = 12320 - (11000 - 3330) = 4650 \text{ kg},$$

$$V_2 = 4500 - 1420 = 3080 \text{ kg},$$

$$P_2 = \sqrt{4650^2 + 3080^2} = \sim 5580 \text{ kg}.$$

Bei Berücksichtigung des mittleren Kolbendruckes  $P_m = 6600$  kg würde

$$H_1 = \sim 9080 \text{ kg}, \quad V_1 \text{ wie oben} = 1420 \text{ kg},$$

$$P_{1m} = \sqrt{9080^2 + 1420^2} = \sim 9190 \text{ kg}$$

werden.

Für den mittleren Querschnitt des vorderen Wellenzapfens ist nach S. 138

$$M_b = 11000 \cdot 41 = 451000,$$

$$M_d = 11000 \cdot 30 = 330000 \text{ kgcm},$$

$$\alpha_0 \frac{M_d}{M_b} = 1 \frac{330000}{451000} = \sim 0,73,$$

also nach der Tabelle auf S. 132

$$M_1 = 1,155 \cdot 451000 = 520900 \text{ kgcm}.$$

Der hierzu gehörige Zapfendurchmesser berechnet sich für  $k_b = 600$  kg/qcm zu

$$(103) \quad d_1 = \sqrt[3]{\frac{520900}{0,1 \cdot 600}} = \sim 20,6 \text{ cm,}$$

wofür in der Ausführung

$$d_1 = 200 \text{ mm}$$

genommen ist. Für

$$l_1 = 1,7 d_1 = 1,7 \cdot 200 = 340 \text{ mm}$$

Zapfenlänge und ein Verhältnis

$$\frac{d_1 \cdot l_1}{d \cdot l} = \frac{20 \cdot 34}{11 \cdot 15} = 4,12$$

würde sich ein spezifischer Flächendruck im vorderen Lager von

$$(109) \quad k = \frac{14490}{20 \cdot 34} = 21,3 \text{ kg/qcm}$$

und eine spezifische Reibungsarbeit von

$$(109) \quad A = \frac{9190 \cdot 150}{30000 \cdot 34} = 1,35 \text{ mkg/sk}$$

ergeben. Beide Werte dürfen aber nur bei sorgfältigster Herstellung und Schmierung zulässig sein.

Zu prüfen ist jetzt, ob bei dem gewählten Abstände  $a = 410 \text{ mm}$  die innere Kurbelnabe genügend lang wird. Nach S. 147, Fig. 1, ist für die Länge dieser Nabe der Wert  $0,8 d_1$  bis  $d_1$  angegeben. Im vorliegenden Falle verbleiben für die Nabelänge, wenn der innere Bund des Kurbelzapfens um 5, die innere Nabe aber um 10 mm gegen den Kurbelarm vorsteht,

$$a - \left(\frac{l_1}{2} + \frac{l}{2}\right) - 5 + 10 = 410 - (170 + 75) + 5 = 170 \text{ mm,}$$

das sind 10 mm mehr als  $0,8 d_1$ .

Der hintere Wellenzapfen müßte, als Stirnzapfen berechnet, für  $k_b = 400$  und  $k = 15 \text{ kg/qcm}$  ein Verhältnis

$$(91) \quad x = \frac{l_2}{d_2} = \sqrt{\frac{400}{5 \cdot 15}} = \sim 2,3$$

einen Durchmesser

$$(92) \quad d_2 = \sqrt[3]{5 \frac{5580 \cdot 2,3}{400}} = \sim 12,7 \text{ cm,}$$

eine Länge  $l_2 = 2,3 \cdot 12,7 = 29,3 \text{ cm}$  oder  $\sim 300 \text{ mm}$  bekommen. In der Ausführung ist diese Länge beibehalten, der Durchmesser aber aus den auf S. 139 angegebenen Gründen auf

$$d_2 = 160 \text{ mm}$$

verstärkt worden. Die spezifische Reibungsarbeit beträgt nur

$$(93) \quad A = \frac{5580 \cdot 150}{30000 \cdot 30} = 0,93 \text{ mkg/sk.}$$

In der Schwungradmitte ist nach S. 139

$$M_b = 5580 \cdot 60 = 334800,$$

$$M_d = 11000 \cdot 30 = 330000 \text{ kgcm}$$

und für

$$a_0 \frac{M_d}{M_b} = 0,77 \frac{330000}{334800} = 0,76$$

nach der Tabelle auf S. 132

$$M_1 = 1,166 \cdot 334800 = \sim 390400 \text{ kgcm,}$$

wozu für  $k_b = 400$  ein Durchmesser

$$(103) \quad d_3 = \sqrt[3]{\frac{390400}{0,1 \cdot 400}} = 21,4 \text{ cm}$$

gehört. Wegen der Keilnute ist dieser auf 230 mm verstärkt worden.

### c) Schubstange.

(S. 152, Fig. 1 und 1a)

Sie hat eine Länge von Mitte bis Mitte Auge

$$L = 5 R = 5 \cdot 300 = 1500 \text{ mm}$$

und besteht aus Flußeisen.

Der runde Schaft muß bei  $m = 25$ facher Sicherheit gegen Zerknicken in bezug auf den größten Kolbendruck  $P$  in der Längsmittle einen Durchmesser

$$(114) \quad d_m = \sqrt[4]{\frac{25 \cdot 11000 \cdot 150^2}{1000000}} = 8,85 \text{ cm}$$

erhalten, während die Ausführung 87 mm zeigt. Am Kreuzkopfe nimmt dieser Durchmesser bis auf  $0,9 d_m = \sim 80 \text{ mm}$  ab, am Kurbelende bis auf  $1,1 d_m = \sim 95 \text{ mm}$  zu.

Bei dem linken Schubstangenkopf muß weiter die Stärke der Seitenteile für  $k_2 = 250 \text{ kg/qcm}$  und  $b = 104 \text{ mm}$  Breite

$$(117) \quad a \cong \frac{11000}{2 \cdot 10,4 \cdot 250} = \sim 2,1 \text{ cm}$$

betragen, wofür in der Ausführung wegen der oberen Aussparung für die Schmierung

$$a = 23 \text{ mm}$$

gewählt ist. Die Bügelstärke  $c$  des Kopfes bestimmt sich für  $k_b = 800 \text{ kg/qcm}$  und  $w = 120$ ,  $l_m = w + a = 120 + 23 = 143 \text{ mm}$  zu

$$(118) \quad c = \sqrt{\frac{11000 \left(\frac{14,3}{2} - \frac{12}{4}\right) 6}{2 \cdot 10,4 \cdot 800}} = \sim 4,1 \text{ cm} = 41 \text{ mm.}$$

Bei dem rechten Kopf sind die Seitenteile in der Mitte trotz der größeren Breite  $b = 110 \text{ mm}$  ebenfalls  $a = 23 \text{ mm}$  gemacht und dort, wo die Stellschraube hindurchgeht, auf  $a' = 30 \text{ mm}$  verstärkt. Für  $w = 164 \text{ mm}$ ,  $l_m = 164 + 30 = 194 \text{ mm}$  und  $k_b = 800 \text{ kg/qcm}$  folgt dann als Bügelstärke

$$(118) \quad c = \sqrt{\frac{11000 \left(\frac{19,4}{2} - \frac{16,4}{4}\right) 6}{2 \cdot 11 \cdot 800}} = 4,58 \text{ cm,}$$

während in der Ausführung  $c = 52 \text{ mm}$  ist.

### d) Kreuzkopf.

(S. 152 und 157, Fig. 1)

Wählt man das Verhältnis von Länge und Durchmesser des Kreuzkopfszapfens mit Rücksicht auf die Lagerkonstruktion  $x = l/d = 1,5$ , so wird für  $k = 80 \text{ kg/qcm}$  Flächendruck

$$(98) \quad d = \sqrt{\frac{11000}{1,5 \cdot 80}} = 9,6 \text{ cm oder } \sim 95 \text{ mm}$$

$$l = 1,5 \cdot 96 = 144 \text{ mm.}$$

Für eine Augenlänge  $a_1 = 0,75 d = \sim 70 \text{ mm}$  des Zapfens im Kreuzkopf ergibt sich dann der Abstand (S. 135, Fig. 7)

$$a = \frac{a_1}{2} + \frac{l}{4} = \frac{7}{2} + \frac{14,4}{4} = 7,1 \text{ cm}$$

und die größte Spannung im Zapfenquerschnitt

$$(99) \quad \sigma_b = \frac{P \cdot a}{2 \cdot 0,1 d^3} = \frac{11000 \cdot 7,1}{2 \cdot 0,1 \cdot 9,5^3} = \sim 455 \text{ kg/qcm.}$$

Der Normaldruck auf die Schlittenbahn beträgt höchstens

$$(123) \quad N = 11000 \frac{1}{5} = 2200 \text{ kg.}$$

Soll der Flächendruck in der Projektion des Schleifers  $2,5 \text{ kg/qcm}$  nicht übersteigen, so muß die Länge des unteren Schleifers bei einer Breite von 240 mm mindestens

$$\frac{2200}{2,5 \cdot 24} = 36,6 \text{ cm}$$

sein; in der Ausführung ist sie 380 mm.

## e) Kolbenstange.

Der zwischen den beiden Kolben befindliche Teil der Stange wird durch den Druck des kleinen Kolbens  $P' = 4595 \text{ kg}$ , der zwischen dem großen Kolben und dem Kreuzkopf liegende durch den Druck beider Kolben  $P = 11000 \text{ kg}$  beansprucht. Der erste verlangt bei einer Stangenlänge  $\lambda = 1900 \text{ mm}$  und  $m = 22$ facher Sicherheit einen Stangendurchmesser

$$(133) \quad d = 0,1 \sqrt[4]{22 \frac{4595 \cdot 190^2}{100}} = 7,8 \text{ cm oder } \sim 80 \text{ mm},$$

der zweite bei einer Länge  $\lambda = 1375 \text{ mm}$  und derselben Sicherheit einen solchen

$$(133) \quad d = 0,1 \sqrt[4]{22 \frac{11000 \cdot 137,5^2}{100}} = \sim 8,3 \text{ cm oder } 83 \text{ mm}.$$

## 2.

Für eine liegende Einzylinder-Auspuffmaschine von  $250 \text{ mm}$  Zylinderbohrung und  $400 \text{ mm}$  Hub, die in der Minute  $150$  Umdrehungen macht, ist die gekröpfte Kurbelwelle nach S. 149, Fig. 2, zu berechnen. Die größte Dampfeintrittsspannung beträgt  $9 \text{ at}$  absolut, das Schwungrad hat  $1900 \text{ mm}$  Durchmesser und wiegt  $1200 \text{ kg}$ .

Bei  $1,2 \text{ kg/qcm}$  Gegenspannung im Zylinder und  $45 \text{ mm}$  Durchmesser der einseitigen Kolbenstange ist der größte Kolbendruck

$$P = (9 - 1,2) \left( 25^2 - \frac{1}{2} 4,5^2 \right) \frac{\pi}{4} = \sim 3770 \text{ kg};$$

der mittlere soll zu  $P_m = 0,6 \cdot 3770 = \sim 2260 \text{ kg}$  angenommen werden. Der Achsdruck des Riemens dürfte bei einer Leistung der Maschine von  $20 \text{ PS}$  und

$$v = \frac{1,9 \pi \cdot 150}{60} = \sim 15 \text{ m/sk}$$

Riemengeschwindigkeit nicht größer werden als

$$K = 5 \frac{75 \cdot 20}{15} = 500 \text{ kg}.$$

Mit diesen Kräften und  $G = 1200 \text{ kg}$  bestimmen sich die Auflagerdrucke in den Lagern,

wenn die Kurbel in der rechten Todlage (Fig. 2a) steht, zu

$$H_1 = P \frac{a_2}{c} + K \frac{b}{c} = 3770 \frac{270}{540} + 500 \frac{260}{540} = \sim 2130 \text{ kg},$$

$$H_2 = P - (K + H_1) = 3770 - (500 + 2130) = 1140 \text{ kg},$$

$$V_1 = G \frac{b}{c} = 1200 \frac{260}{540} = \sim 580 \text{ kg},$$

$$V_2 = V_1 + G = 580 + 1200 = 1780 \text{ kg},$$

wenn die Kurbel in der linken Todlage (Fig. 2b) steht, zu

$$H_1 = P \frac{a_2}{c} - K \frac{b}{c} = 3770 \frac{270}{540} - 500 \frac{260}{540} = \sim 1640 \text{ kg},$$

$$H_2 = P + K - H_1 = 3770 + 500 - 1640 = 2630 \text{ kg},$$

$V_1$  und  $V_2$  wie im vorigen Falle.

Die größten Zapfendrucke ergeben sich hiernach zu

$$P_1 = \sqrt{H_1^2 + V_1^2} = \sqrt{2130^2 + 580^2} = \sim 2210 \text{ kg},$$

$$P_2 = \sqrt{H_2^2 + V_2^2} = \sqrt{2630^2 + 1780^2} = \sim 3180 \text{ kg}.$$

Für  $P_m$  anstelle von  $P$  wird bei der linken Todlage

$$H_1 = 2260 \frac{270}{540} - 500 \frac{260}{540} = \sim 1370 \text{ kg},$$

$$H_2 = 2260 + 500 - 1370 = 1390 \text{ kg},$$

$$P_{2,m} = \sqrt{1390^2 + 1780^2} = \sim 2260 \text{ kg}.$$

Der Durchmesser des Kurbelzapfens bestimmt sich nach Fig. 2c für

$$M_d = H_1 \cdot R = 2130 \cdot 20 = 42600 \text{ kgcm},$$

$$M_b = P_1 \cdot a_1 = 2210 \cdot 27 = 59670 \text{ kgcm},$$

$$k_b = 500, \quad k_d = 400 \text{ kg/qcm}, \quad \alpha_0 = \frac{500}{1,3 \cdot 400} = \sim 1,$$

$$\alpha_0 \frac{M_d}{M_b} = \frac{42600}{59670} = \sim 0,72,$$

$$M_1 = 1,151 \cdot 59670 = \sim 68700 \text{ kg/qcm}$$

$$\text{zu} \quad (103) \quad d = \sqrt[3]{\frac{68700}{0,1 \cdot 500}} = \sim 11 \text{ cm} = 110 \text{ mm}.$$

Die Länge des Zapfens wird mit  $k = 60 \text{ kg/qcm}$  und  $A = 1$

$$(110) \quad l = \frac{3770}{11 \cdot 60} = \sim 5,7 \text{ cm}$$

$$\text{bezw.} \quad (110) \quad l = \frac{2260 \cdot 150}{30000 \cdot 1} = 11,3 \text{ cm},$$

weshalb  $d = l = 110 \text{ mm}$  gemacht ist.

Für den Querschnitt der Welle, der im Abstände  $\alpha = 160 \text{ mm}$  von der Kurbelzapfenmitte dicht neben dem Ansatz des rechten Kurbelarmes liegt, und den Beginn des rechten Wellenzapfens ist nach Fig. 2d

$$M_d = P \cdot R = 3770 \cdot 20 = 75400 \text{ kgcm},$$

$$M_b = \sqrt{[2130(27 + 16) - 3770 \cdot 16]^2 + [580(27 + 16)]^2} = \sim 40000 \text{ kg},$$

sodaß für  $k_b, k_d$  und  $\alpha_0$  wie vorhin

$$\alpha_0 \frac{M_d}{M_b} = \frac{75400}{40000} = \sim 1,89$$

$$M_1 = 1,74 \cdot 40000 = 69600 \text{ kgcm}$$

und der Zapfendurchmesser

$$(103) \quad d_2 = \sqrt[3]{\frac{69600}{0,1 \cdot 500}} = 11,2 \text{ cm oder } \sim 110 \text{ mm}$$

wird. Die Länge des Zapfens ergibt sich für  $k = 13 \text{ kg/qcm}$  und  $A = 1$  zu

$$(109) \quad l_2 = \frac{P_1}{d_2 \cdot k} = \frac{3180}{11 \cdot 13} = \sim 22 \text{ cm} = 220 \text{ mm},$$

$$\text{bezw.} \quad (109) \quad l_2 = \frac{P_{2,m} \cdot n}{30000 A} = \frac{2260 \cdot 150}{30000} = 11,3 \text{ cm},$$

von welchen beiden Werten der größere beibehalten ist.

Der linke Wellenzapfen hat dieselben Abmessungen wie der rechte.

Gibt man den Kurbelarmen eine Dicke und Höhe  $\delta = 70$  und  $h = 160 \text{ mm}$ ,

so berechnet sich die größte Normalspannung in dem nach Fig. 2e eingespannten Querschnitt des linken Armes für  $y = 100$  und  $x = 140 \text{ mm}$  zu

$$(111) \quad \sigma = \frac{1}{16 \cdot 7} \left( 6 \cdot 2130 \frac{27-10}{7} + 2130 + 6 \cdot 580 \frac{14}{16} \right) = \sim 325 \text{ kg/qcm},$$

während für den in Fig. 2f eingespannten Querschnitt des rechten Armes

$$(112) \quad \sigma = \frac{1}{16 \cdot 7} \left\{ 6 \frac{2130(27+10) - 3770 \cdot 10}{7} + (3770 - 2130) + 6 \cdot 580 \frac{14}{16} \right\} = \sim 350 \text{ kg/qcm}$$

folgt. Beide Spannungen bleiben unter dem als zulässig angegebenen Werte von  $400 \text{ kg/qcm}$ .

# Kurbeln.

$R$  Kurbelradius,  $d$  Durchmesser,  $l$  Länge des Kurbelzapfens,  $d_1$  Durchmesser des vorderen Wellenzapfens.

Ölschmierung.

Fig. 1.  $\frac{1}{5}$ .

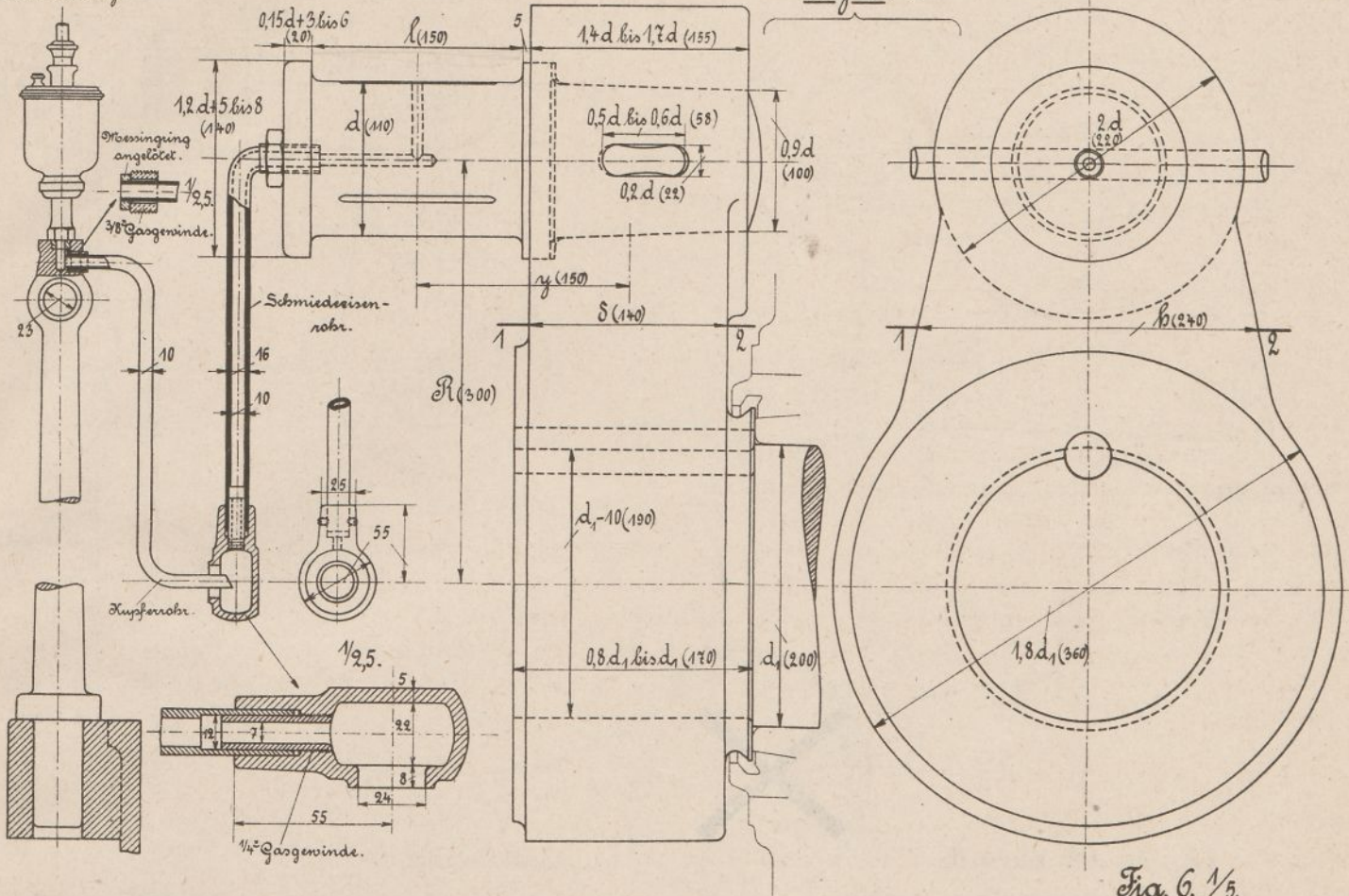


Fig. 6.  $\frac{1}{5}$ .

Fig. 2.  $\frac{1}{5}$ .

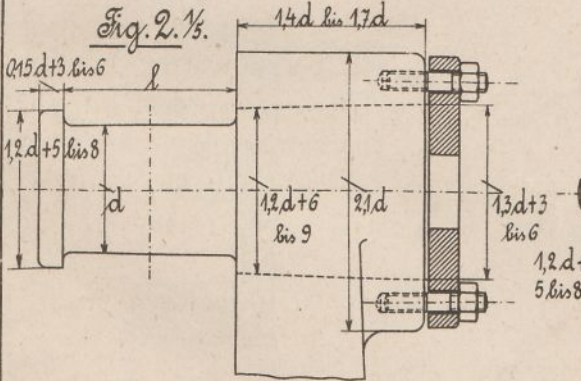


Fig. 4.  $\frac{1}{5}$ . F. Müller, Esslingen.

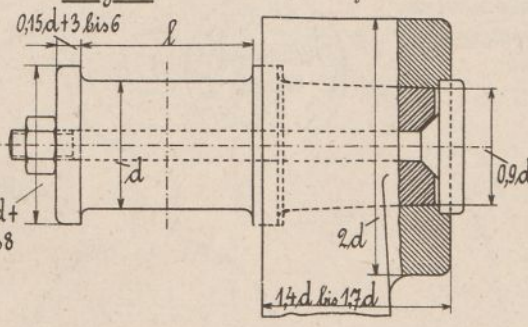


Fig. 3.  $\frac{1}{3}$ .

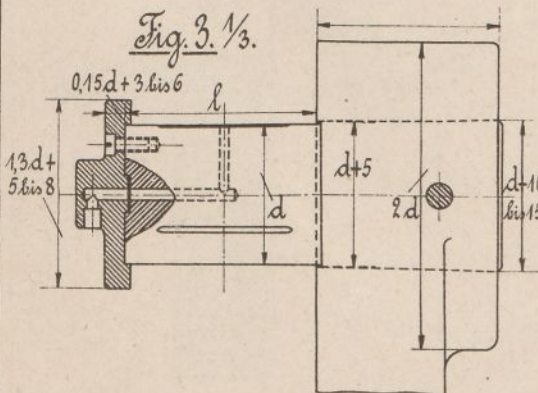
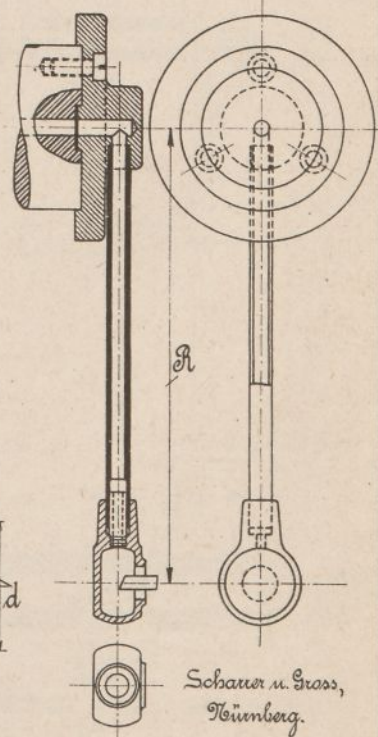
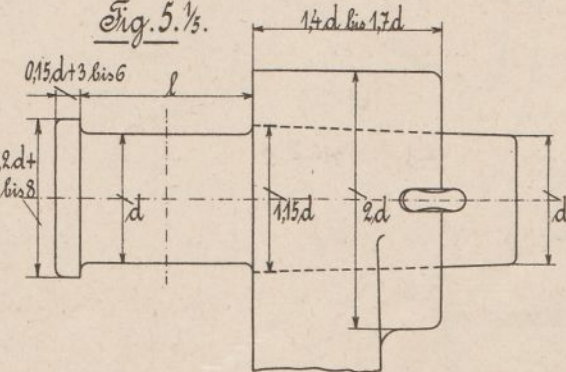


Fig. 5.  $\frac{1}{5}$ .





# Kurbeln.

$R$  Kurbelradius,

$d$  Durchmesser,  $l$  Länge des Kurbelzapfens,  
 $d_1$  Durchmesser des vorderen Wellenzapfens.

Fig. 1.  $\frac{1}{4}$ . Kurbel mit Gegengewicht.

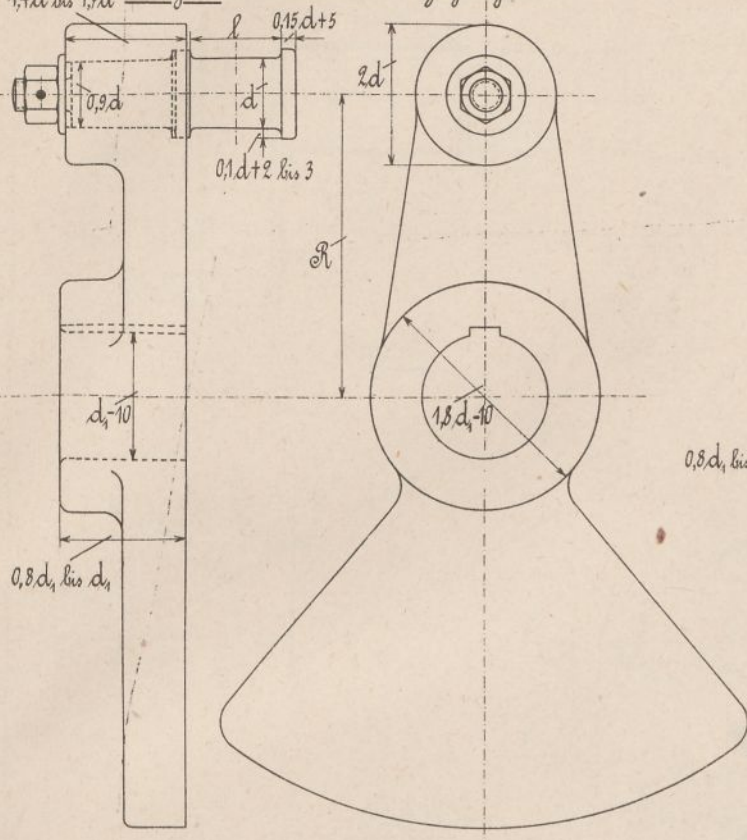


Fig. 2.  $\frac{1}{4}$ . Kurbel mit Gegenkurbel.

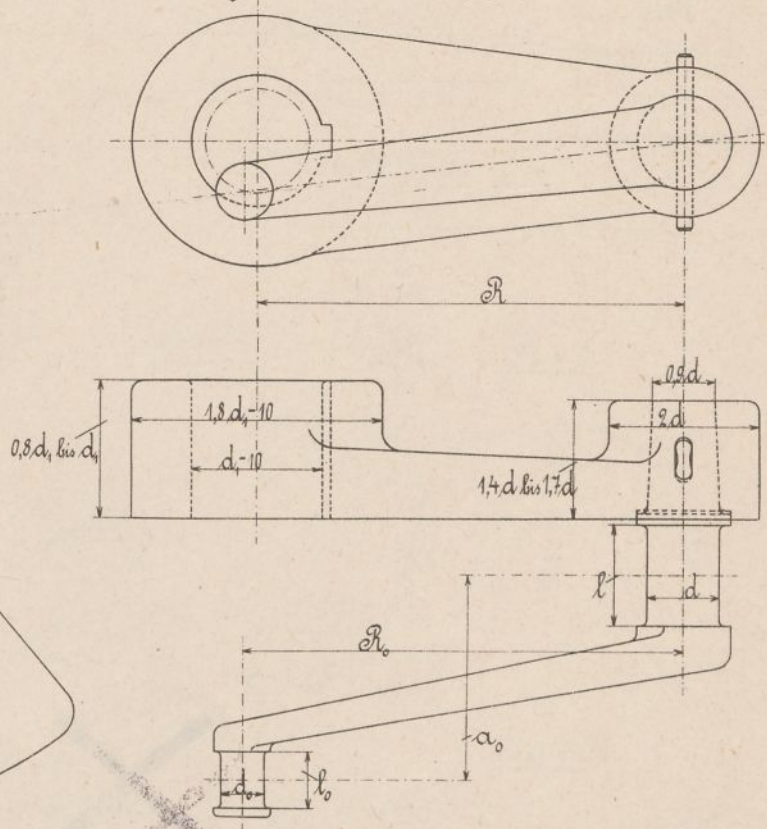


Fig. 3.  $\frac{1}{4}$ . Kurbelscheibe.

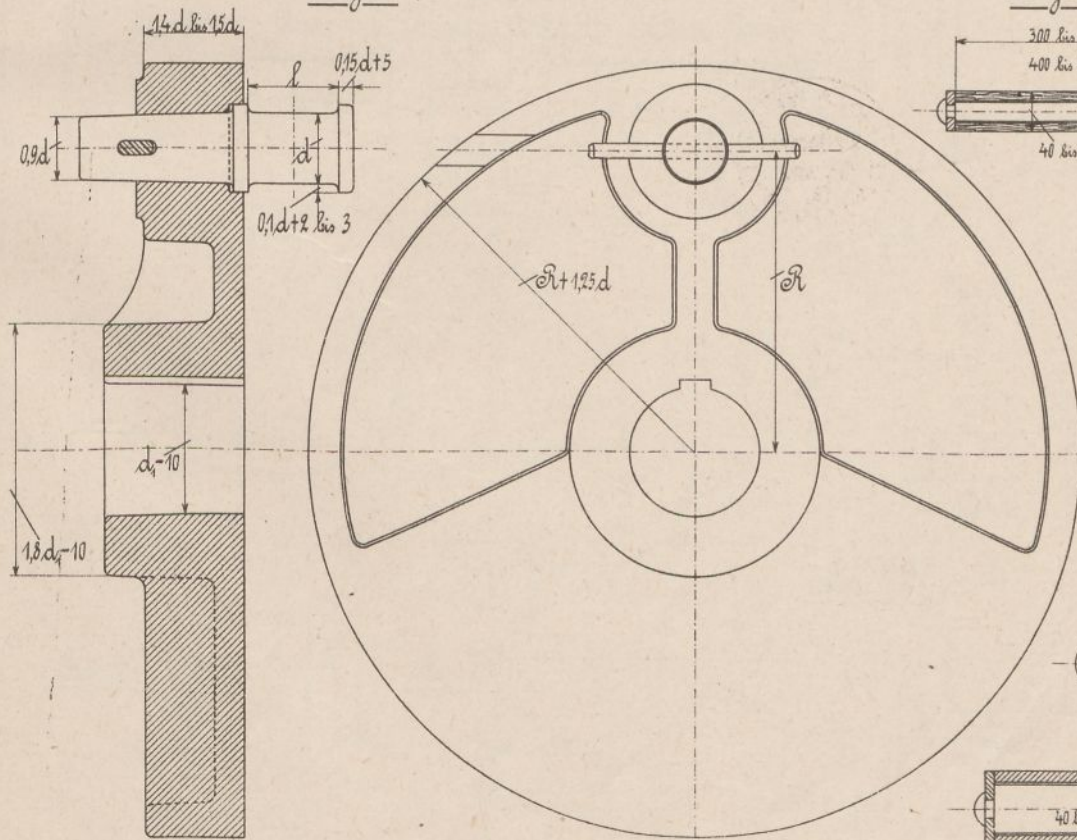


Fig. 4.  $\frac{1}{4}$ . Handkurbel.

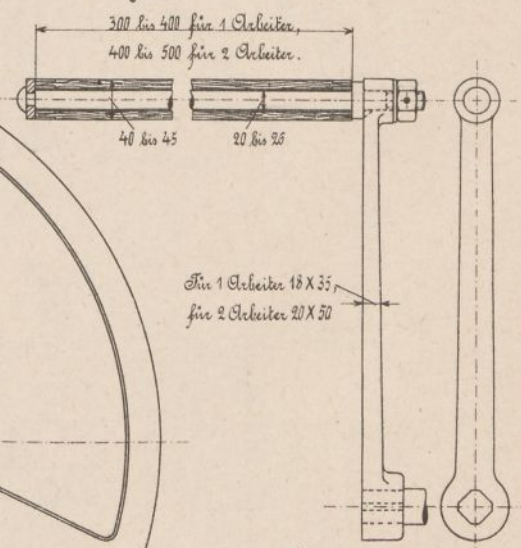


Fig. 4<sup>a</sup>.  $\frac{1}{4}$ .

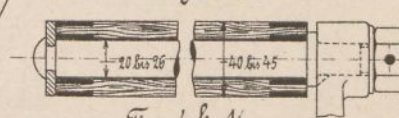
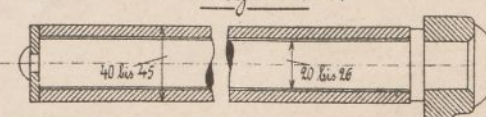


Fig. 4<sup>b</sup>.  $\frac{1}{4}$ .



# Kurbelnellen.

$R$  Kurbelradius,

$d$  Durchmesser,  $l$  Länge des Kurbelzapfens,

$d_1, d_2$  Durchmesser,  $l_1, l_2$  Längen der Wellenzapfen.

Fig. 1.  $\frac{1}{15}$ . Welle mit Stirnkurbel.

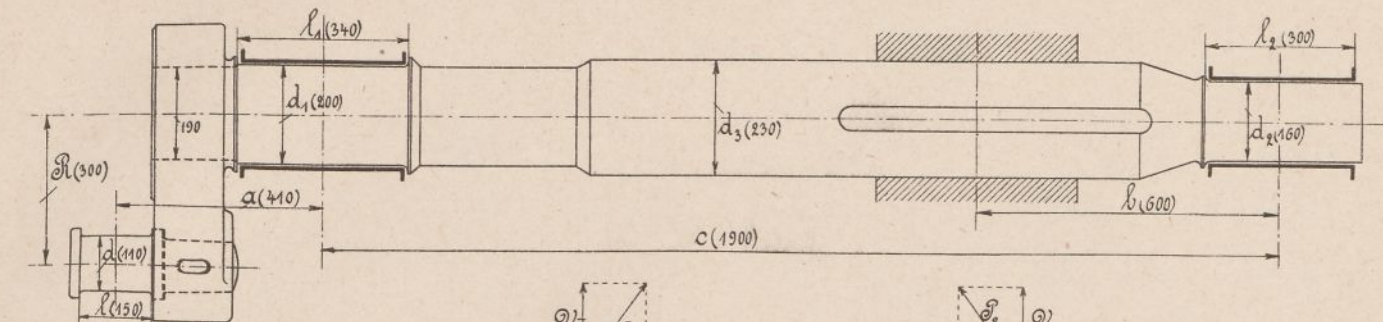


Fig. 1a.

Fig. 1b.

Fig. 3.

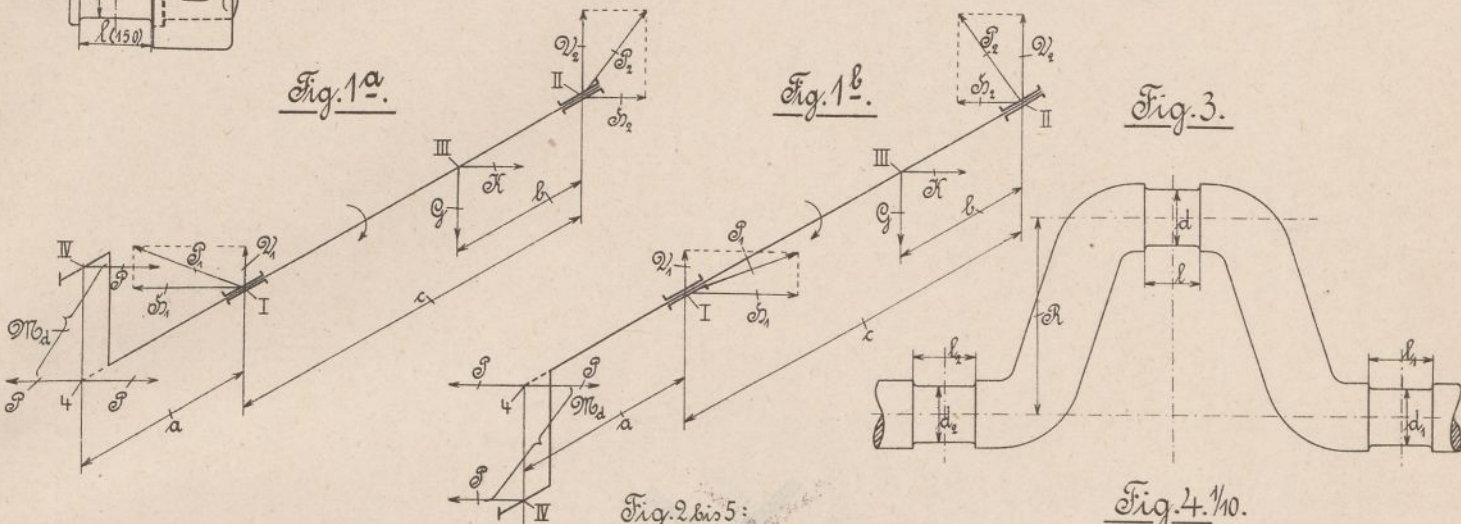


Fig. 2 bis 5:

Gekröpfte Wellen.

Fig. 2.  $\frac{1}{12,5}$

Fig. 4.  $\frac{1}{10}$ .

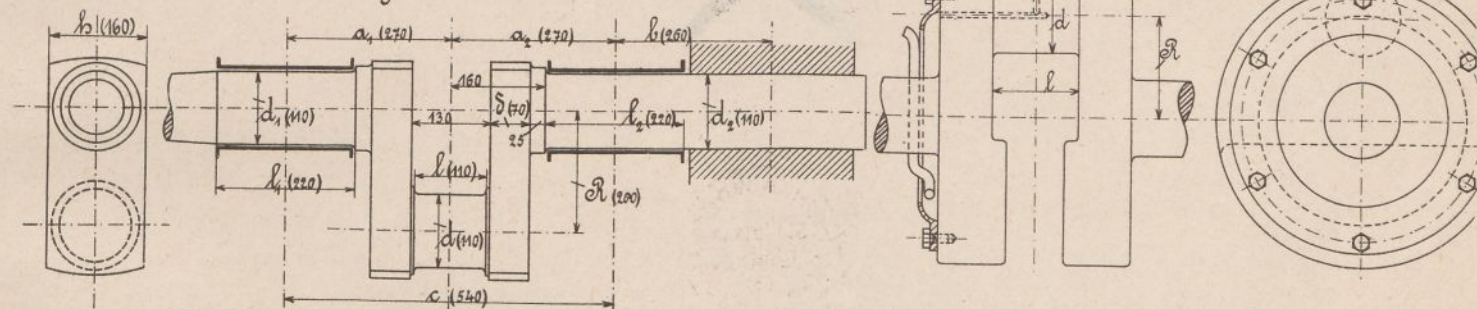


Fig. 2a.

Fig. 2b.

Fig. 5.  $\frac{1}{12,5}$ .

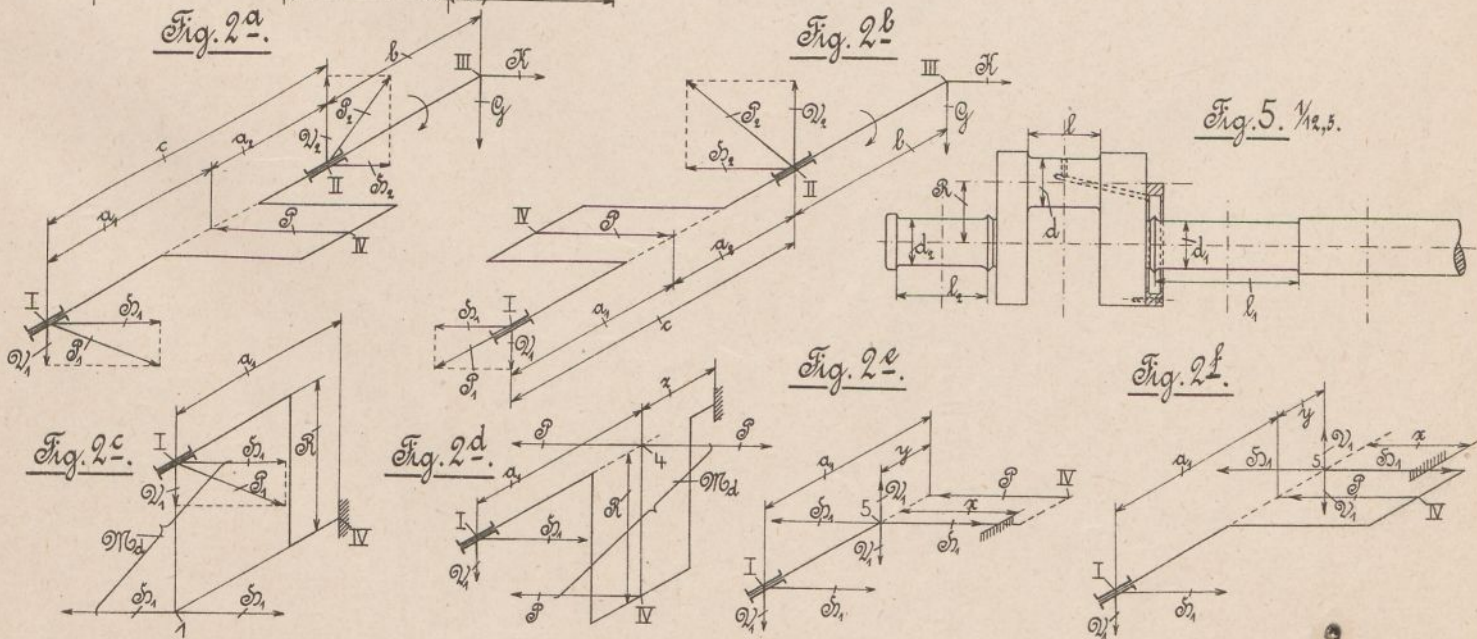


Fig. 2c.

Fig. 2d.

Fig. 2e.

Fig. 2f.

# Kurbelwellenlager.

$d$  Durchmesser,  $l$  Länge der Bohrung.

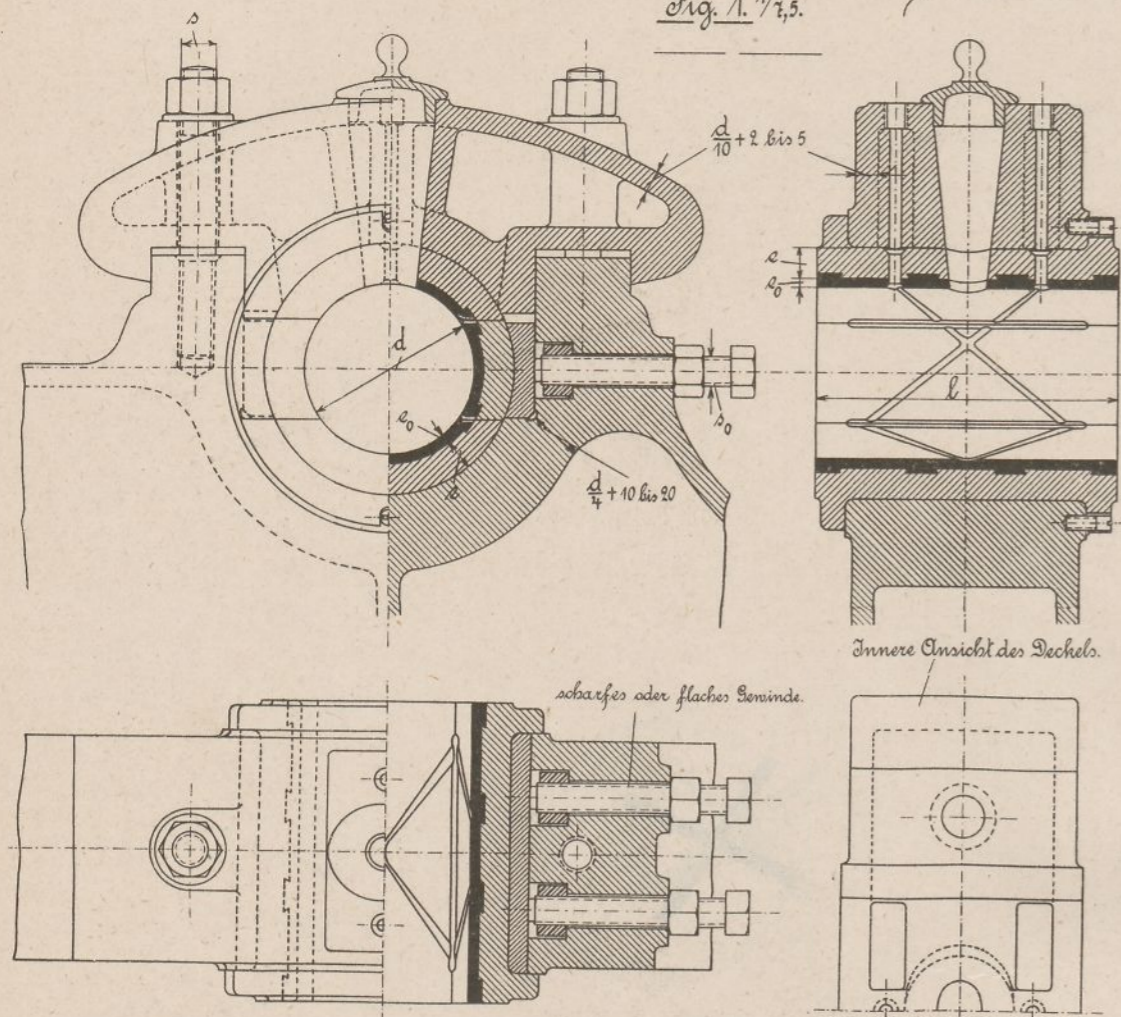
Deckelschrauben  $\left\{ \begin{array}{l} \text{Stärke } s = \frac{d}{4} + 3 \text{ bis } 5 \text{ bei } 7, \\ \text{Stärke } s = \frac{d}{4} + 5 \text{ bis } 10 \text{ bei } 2 \end{array} \right\}$  Schrauben.

Stellschrauben: Stärke  $s_0 = \frac{d}{3} + 3 \text{ bis } 8$ .

Schalenstärke  $\left\{ \begin{array}{l} e = 0,2 d + 5 \text{ bis } 10, \\ e_0 = 0,02 d + 4 \text{ bis } 6. \end{array} \right.$

Für liegende Maschinen.

Fig. 1.  $\frac{1}{1,5}$ .



Für stehende Maschinen.

Fig. 4.  $\frac{1}{1,5}$ .

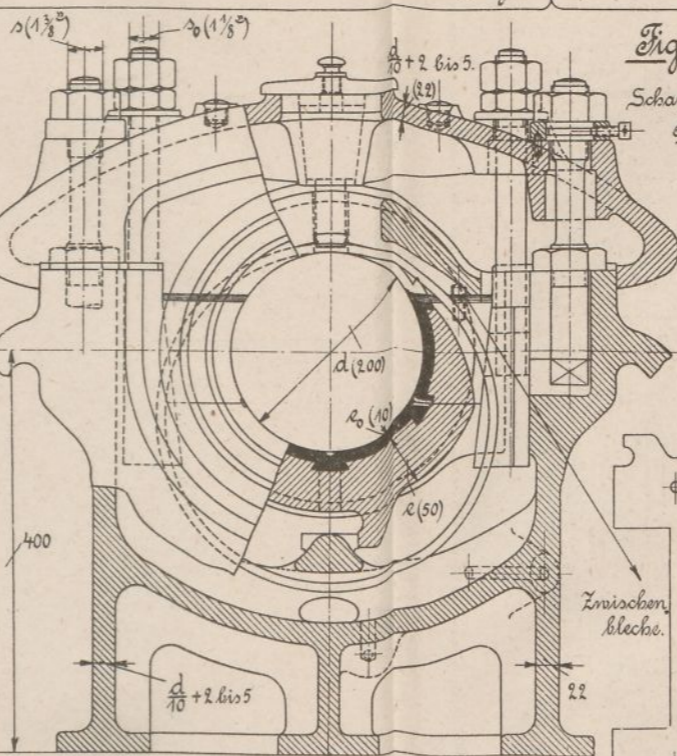
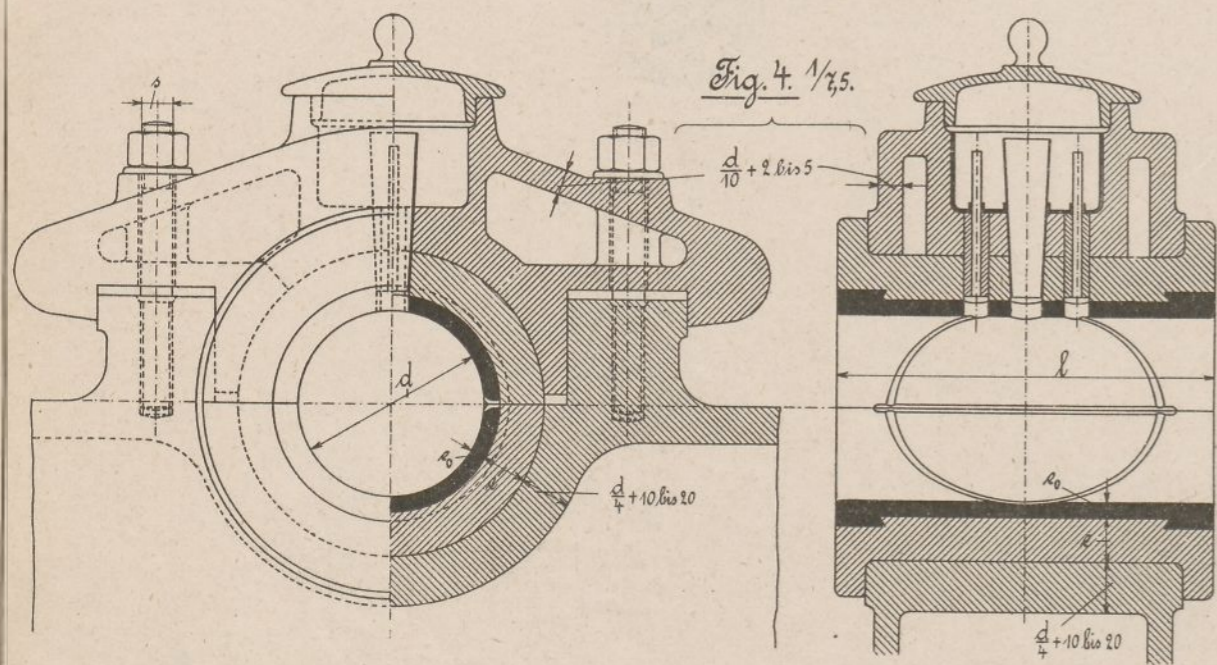
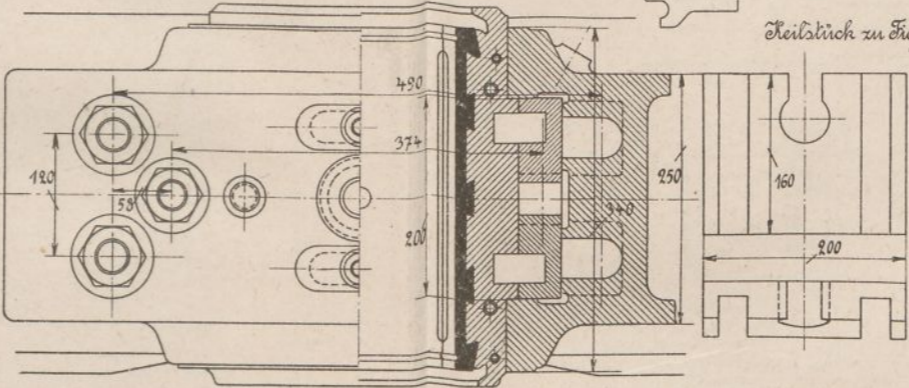


Fig. 2.  $\frac{1}{1,5}$ .

Scharer u. Gross, Wümburg.



Teilstück zu Fig. 2.

Teilstück zu Fig. 3.

Sinkeres Kurbelwellenlager.

Fig. 5.  $\frac{1}{1,5}$ .

Scharer u. Gross, Wümburg.

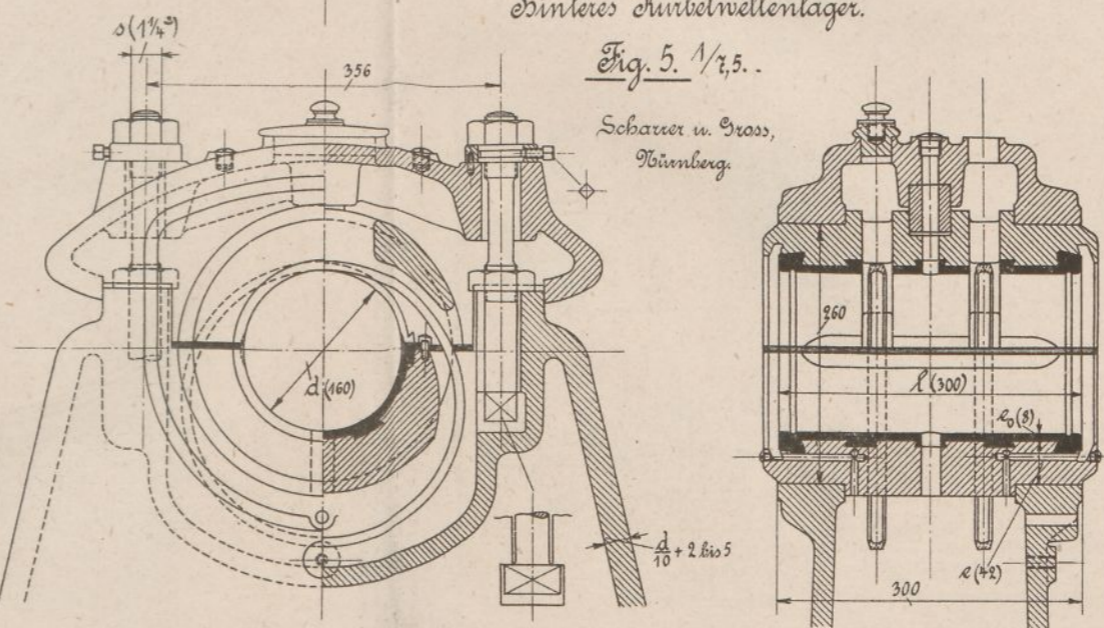
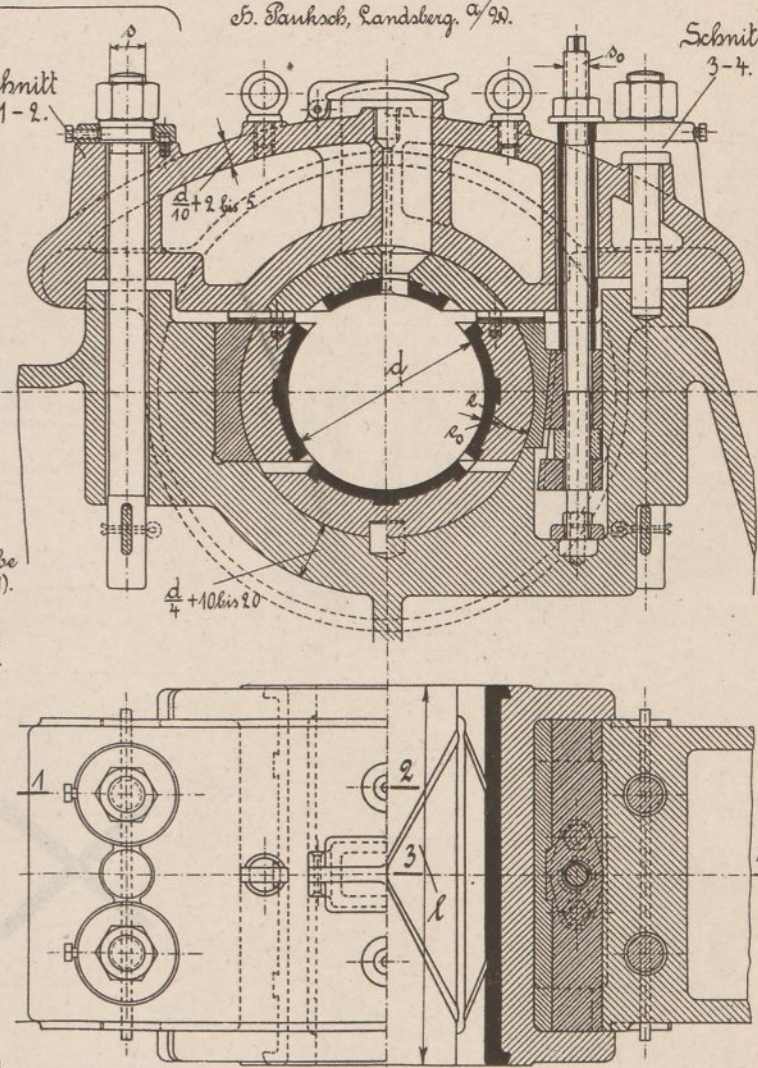


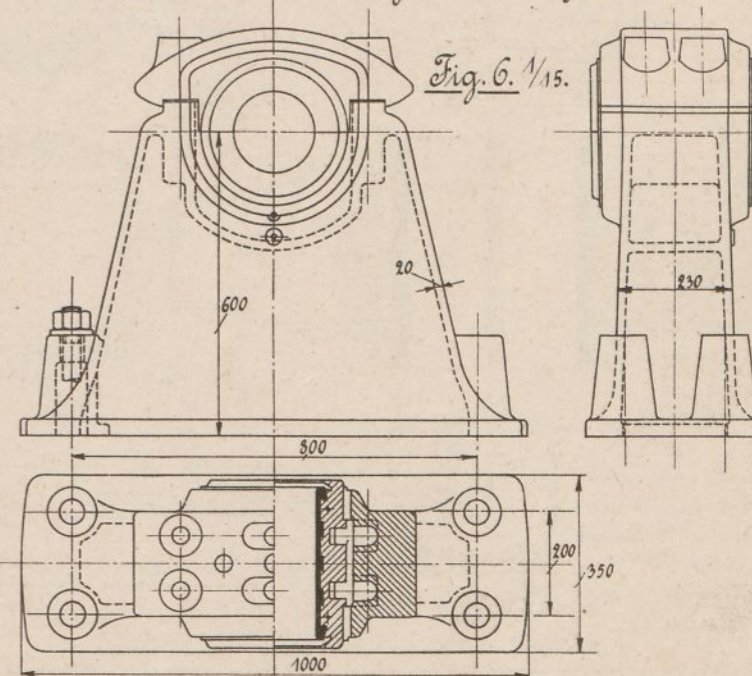
Fig. 3.  $\frac{1}{10}$ .

St. Bankoch, Landsberg.  $\frac{1}{20}$ .



Lagerbock zu Fig. 5.

Fig. 6.  $\frac{1}{15}$ .



# Schubstangen.

Schalenstärke

Rotguss allein  $e=0,1d+3$  bis 5,  
Rot- oder Stahlguss mit Weißmetall

Flügelstärken

$\alpha=0,2$  bis  $0,25 \frac{f}{d}$ ,  
(Flügelstärken)  $c=0,45$  bis  $0,5 \sqrt{\frac{f}{d}(\psi+a)}$   
s. m. a.

$d$  Durchm.,  $l$  Länge des Kreuzkopf- bzw. Kurbelzapfens,  
 $P$  Stangenkraft.

Fig. 1.  $\frac{1}{5}$ .

Scharner u. Gross,  
Nürnberg.

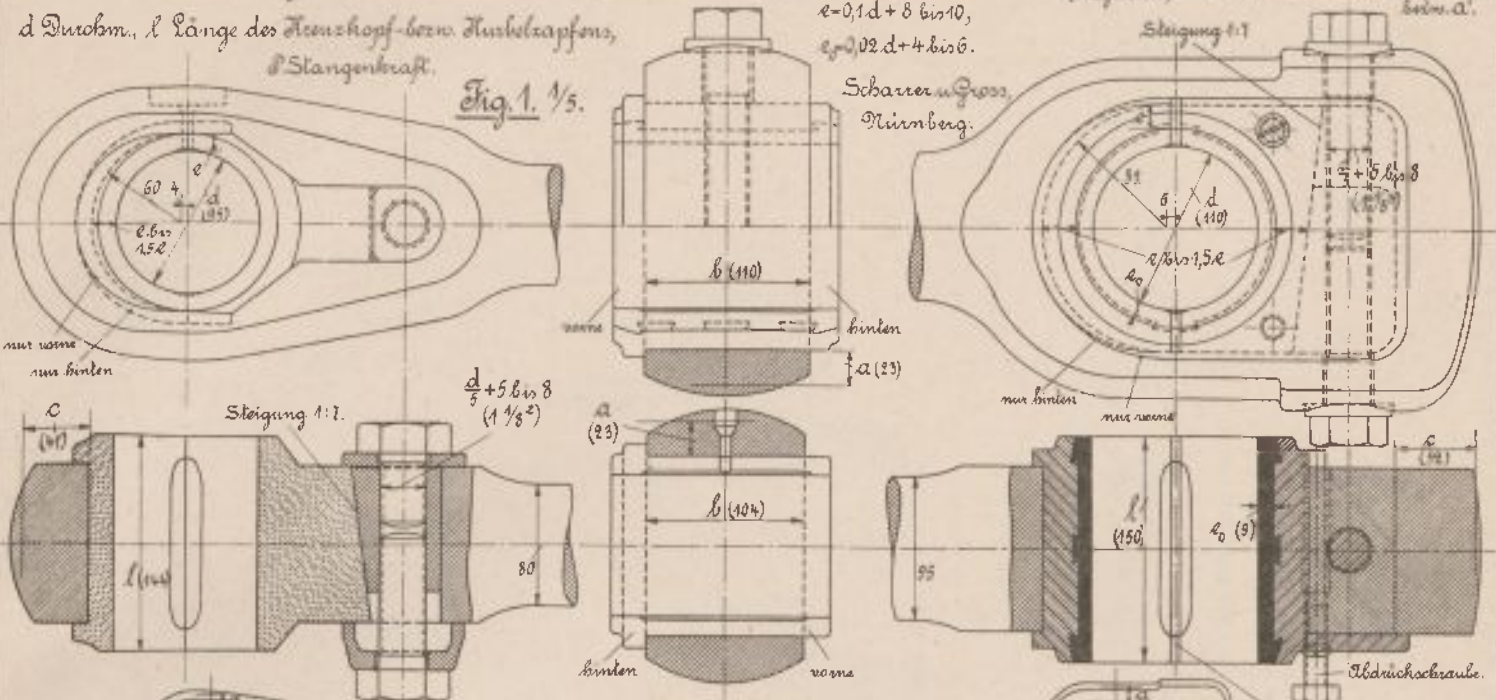


Fig. 1<sup>a</sup>.

$\frac{1}{12,5}$ .

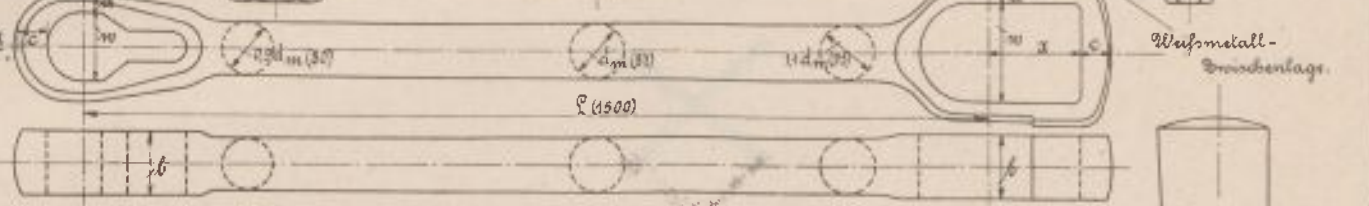


Fig. 2.  $\frac{1}{5}$ .

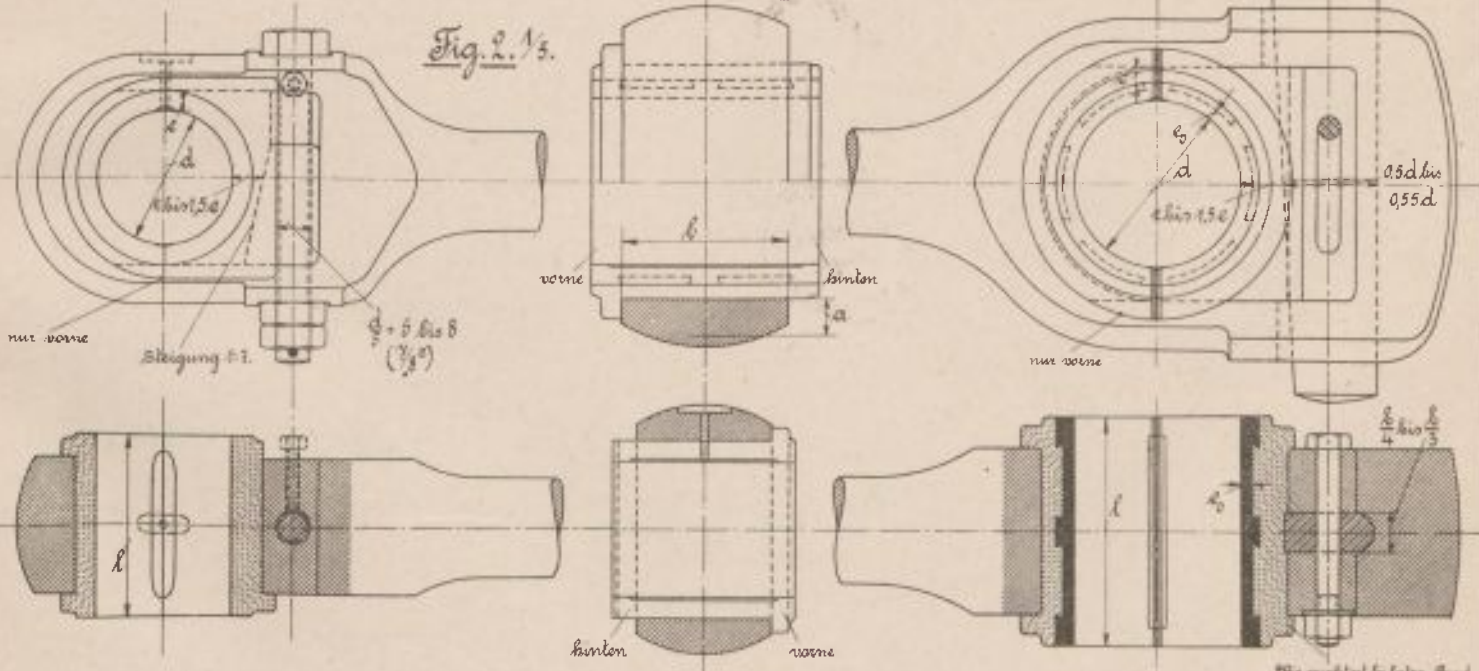
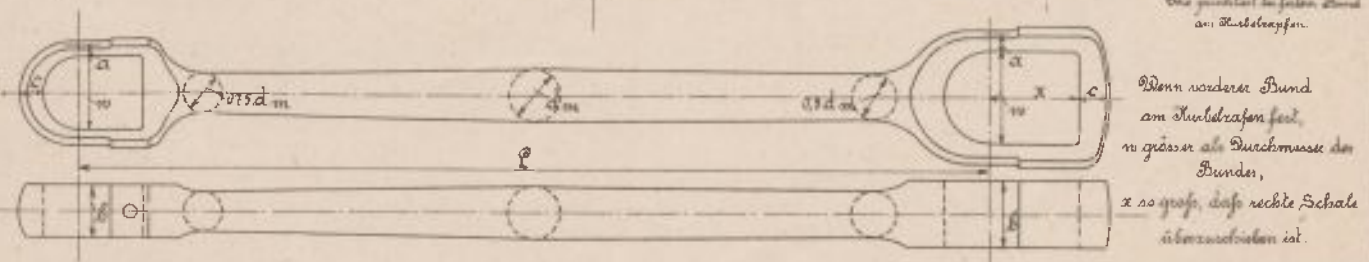


Fig. 2<sup>a</sup>.

$\frac{1}{12,5}$ .



# Schubstangen.

Schalen- u. Bügelstärke  
siehe S. 152.

Schraubenstärke  $\begin{cases} s \geq 0,54 \sqrt{P} \text{ für Flußeisen} \\ s \geq 0,47 \sqrt{P} \text{ für Flußstahl} \end{cases}$  mit Pals Stangenkraft.

d Durchm., l Länge des Kreuzkopf- bezw. Kurbelzapfens.

Fig. 1.  $\frac{1}{16}$ .

Främls u. Freudenberg  
Schneidmitz.

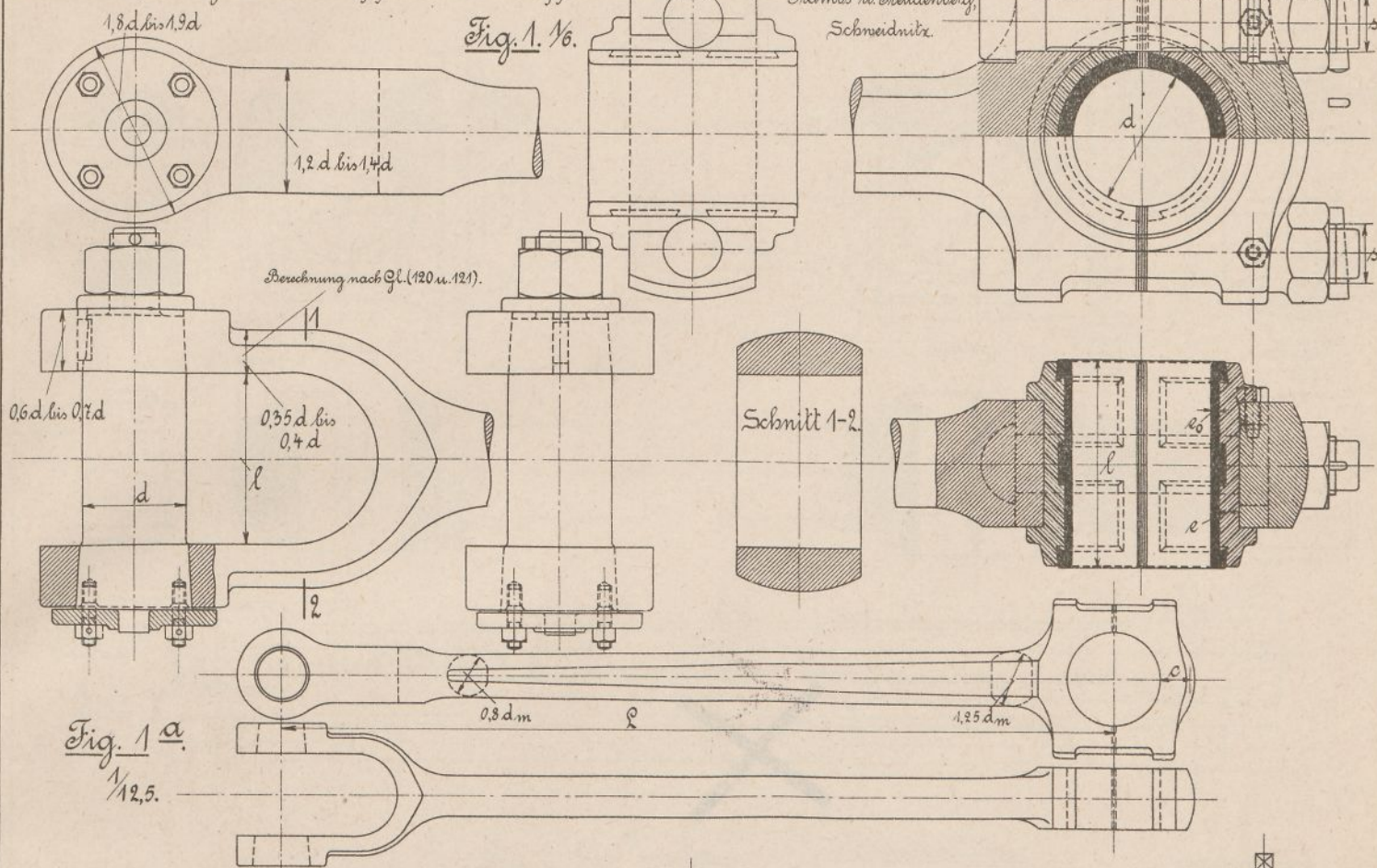


Fig. 1 a  
 $\frac{1}{12,5}$ .

Fig. 2.  $\frac{1}{16}$ .

A. Borsig,  
Berlin - Fagel.

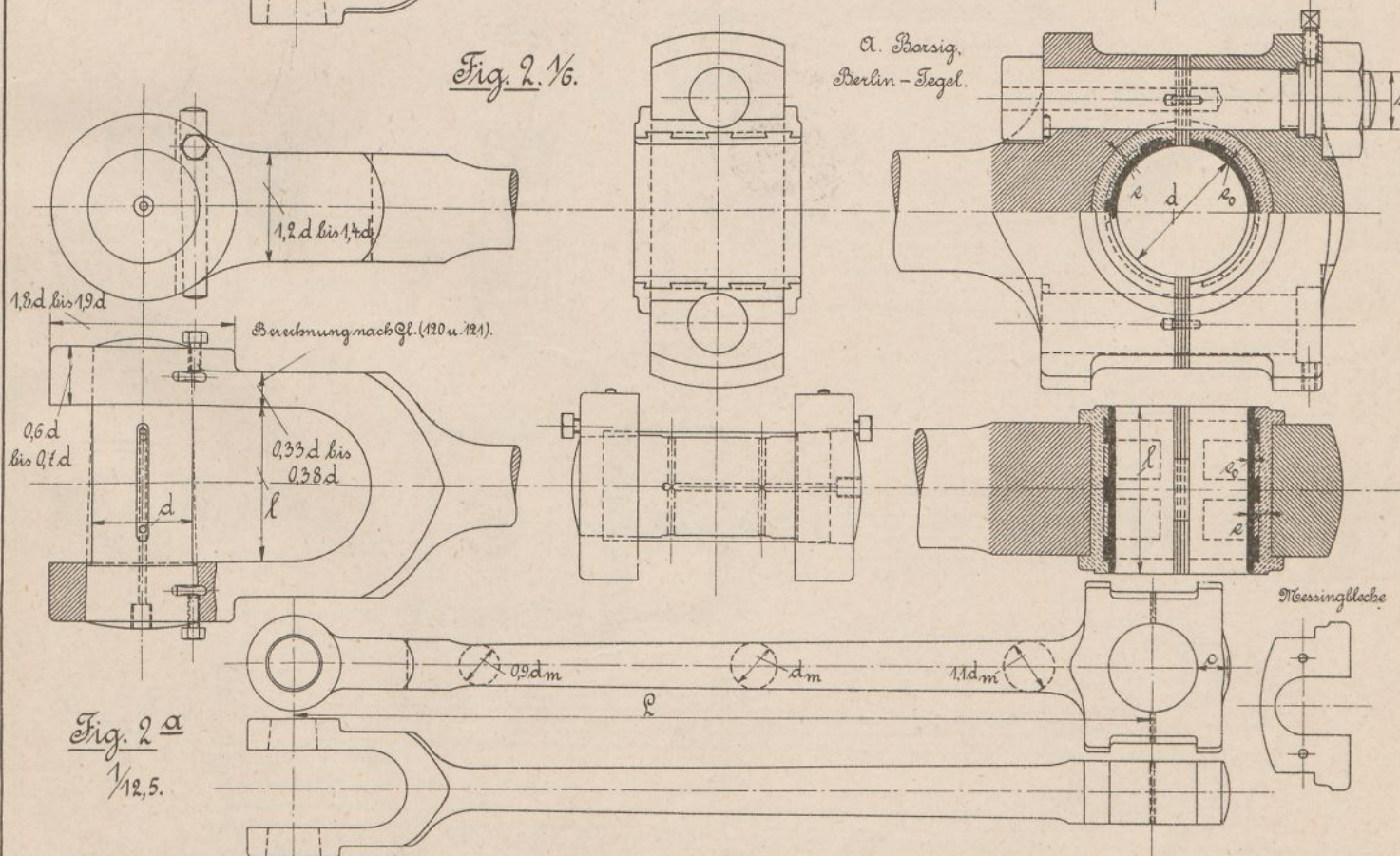


Fig. 2 a  
 $\frac{1}{12,5}$ .

Messingbleche

# Schubstangen

Schalenstücke u. Ringelstücke siehe S. 152.

Wenn vorderer Fund am Antriebszapfen fest, so geben ab Durchmesser des Bundes,  $x$  so gross, daß rechte Schale überzustehen ist.

$d$  Durchm.,  $l$  Länge des Antriebszapfen- bzw. Antriebszapfens

Fig. 1.  $\frac{1}{5}$ .

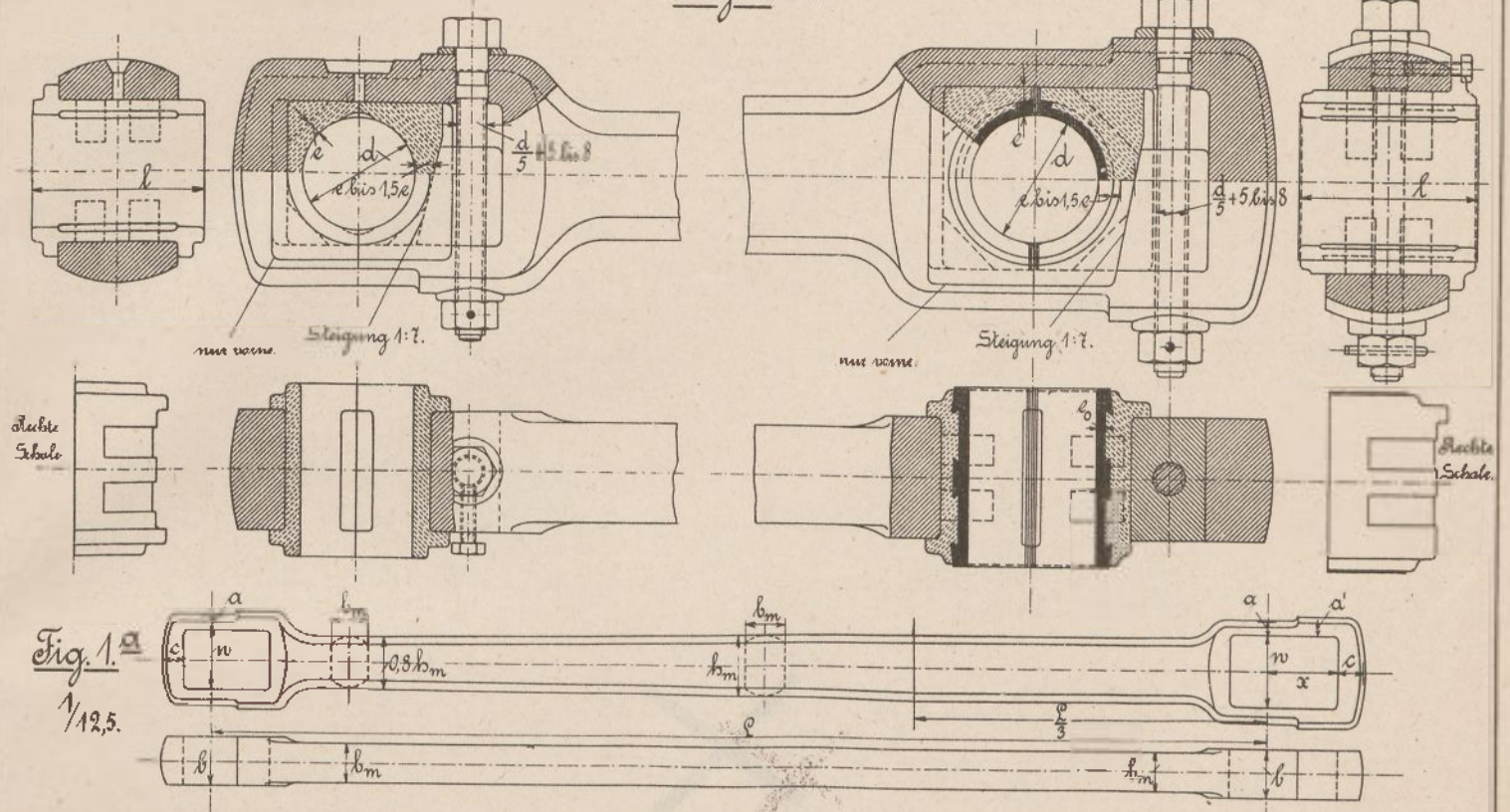


Fig. 1. a  
 $\frac{1}{12,5}$ .

Fig. 2.  $\frac{1}{7,5}$  \*)

Schraubenstücke  
siehe S. 153.

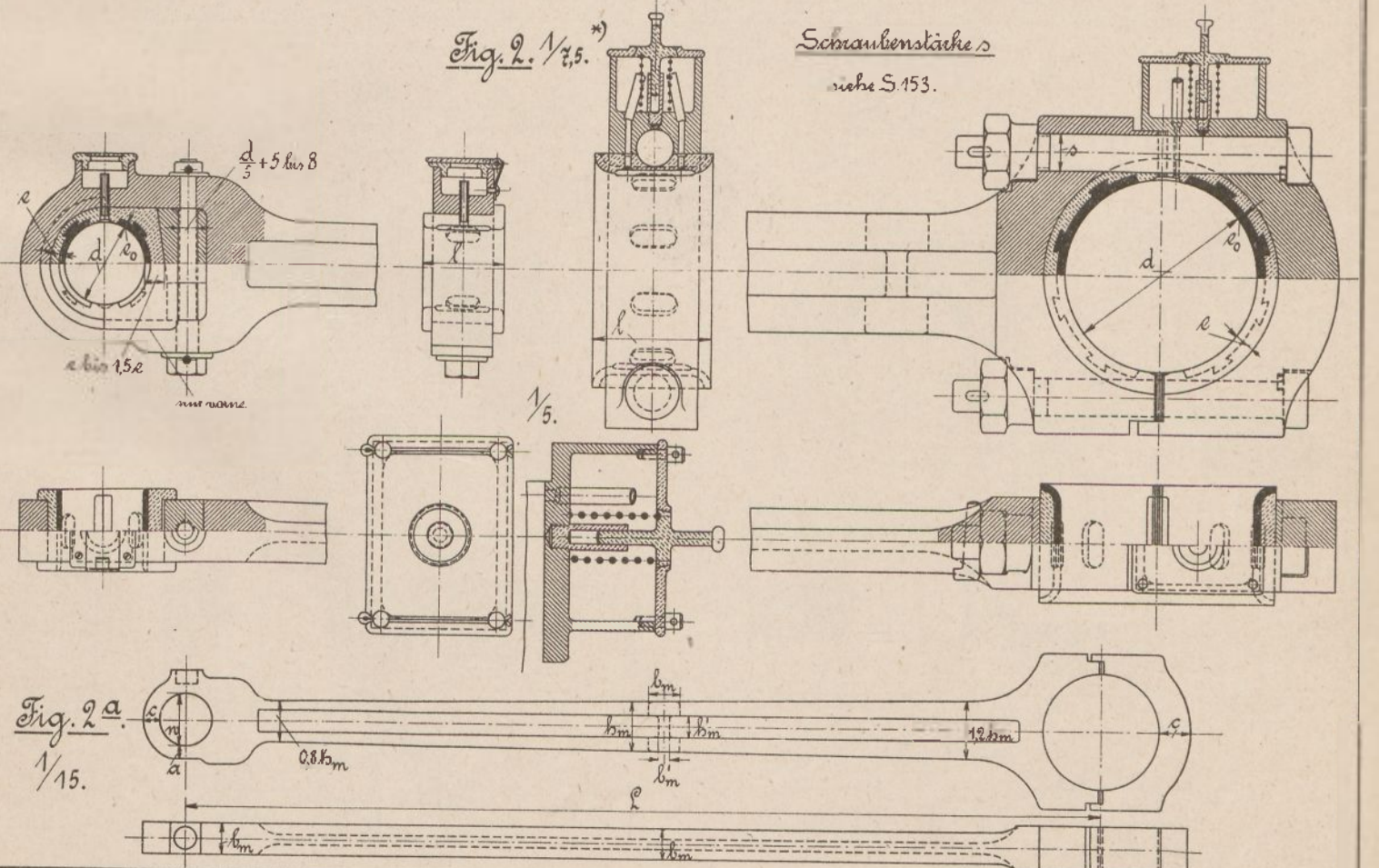


Fig. 2 a  
 $\frac{1}{15}$ .

\*) D. d. 1902, S. 993.

# Schubstangen.

$d$  Durchmesser,  $l$  Länge des Kreuzkopf- bzw. Kurbelzapfens.

Schalenstärke u. Bügelstärke siehe S. 152.

Keilhöhe  $h, h_g$   
Keildicke  $\delta$  } nach S. 31.

Wenn vorderer Bund  $n$  größer als Durchmesser des Bundes, am Kurbelzapfen fest,  $x$  so groß, daß rechte Schale überauschieben ist.

Fig. 1.  $\frac{1}{5}$ .

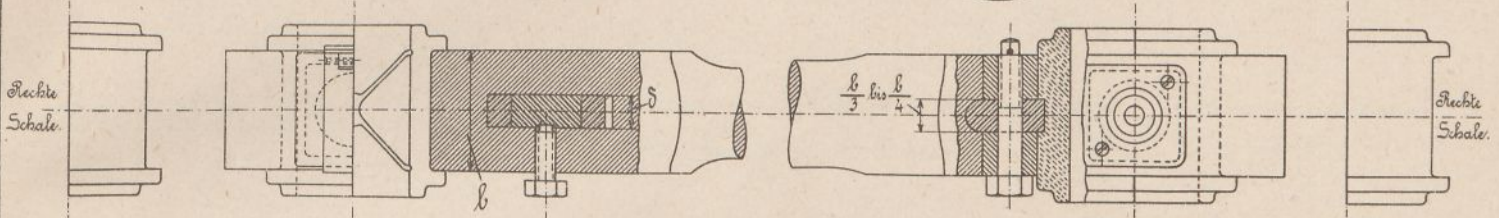
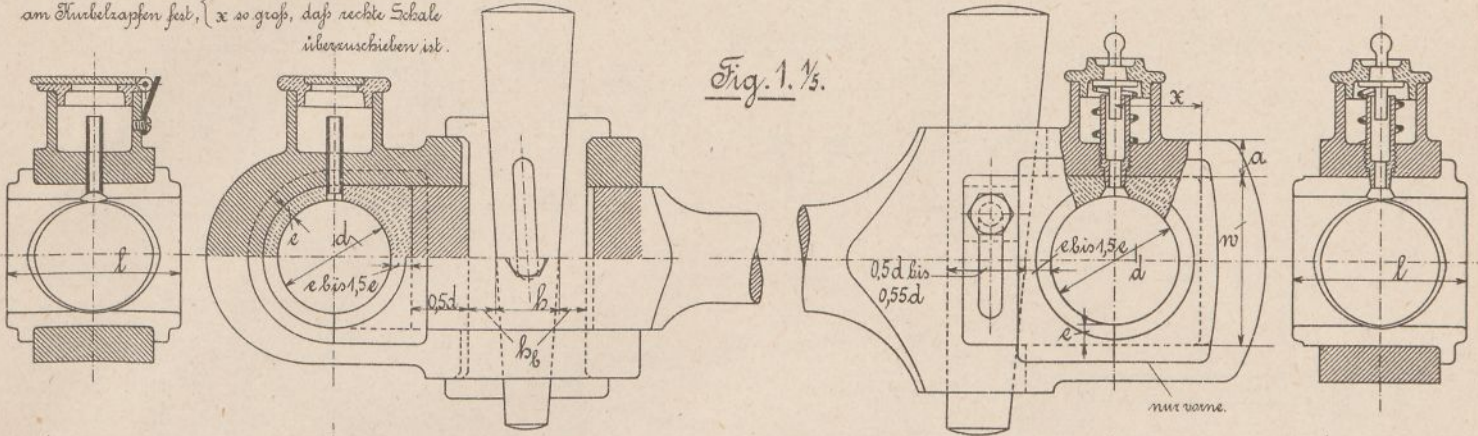


Fig. 1a.  $\frac{1}{12,5}$ .



Fig. 2.  $\frac{1}{5}$ .

Fig. 3.  $\frac{1}{5}$ .

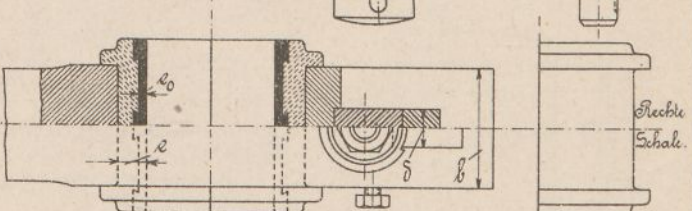
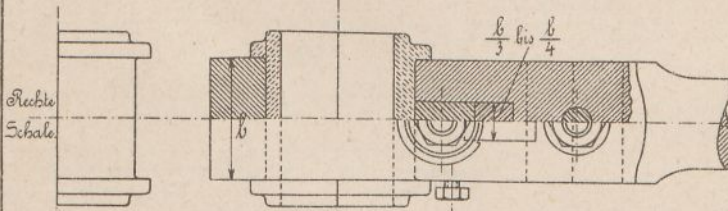
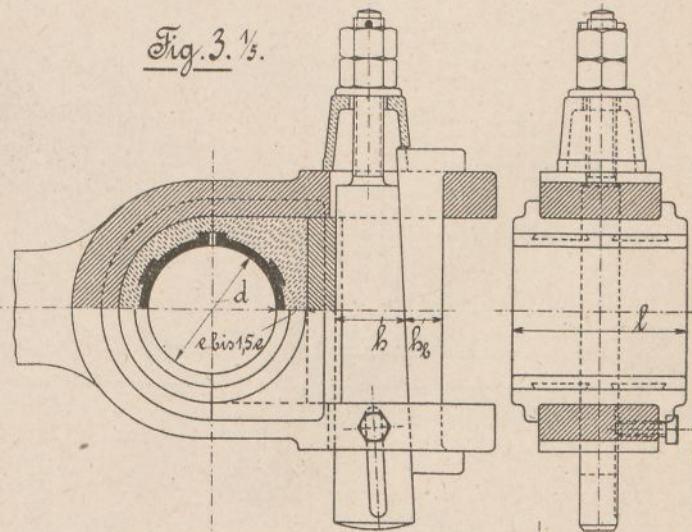
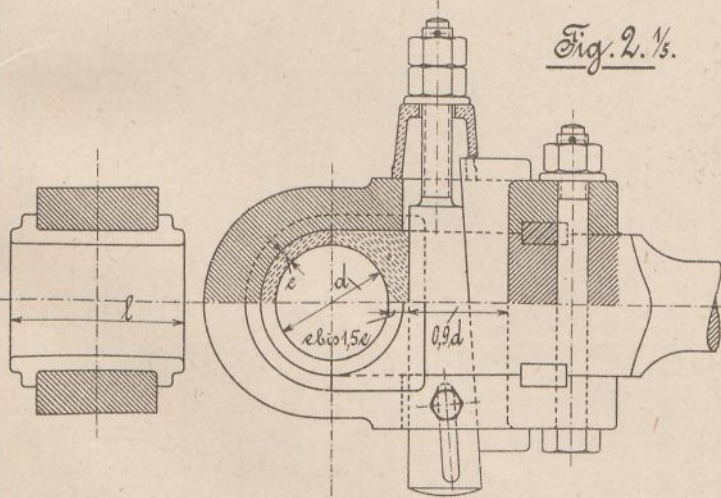
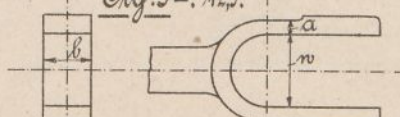
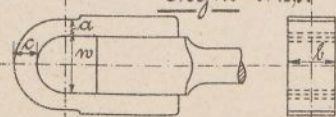


Fig. 2a.  $\frac{1}{12,5}$ .

Fig. 3a.  $\frac{1}{12,5}$ .



# Querkäpfer.

$d_1$  Durchmesser,  $l_1$  Länge der Zapfen,  
 $\Delta$  Durchmesser der Kolbenstange,

Keilhöhe  $h$ , Keildicke  $\delta$   
 und Höhe  $h_0$ , nach S. 31.

Fig. 1.  $\frac{1}{5}$ .

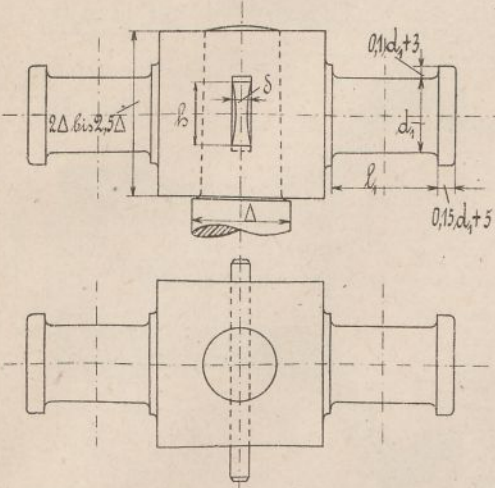


Fig. 2a.  $\frac{1}{7,5}$ .

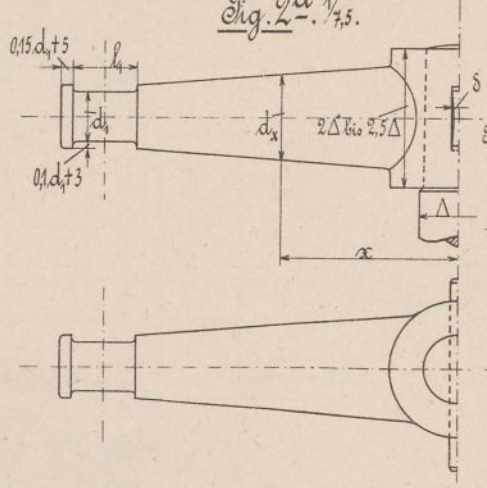
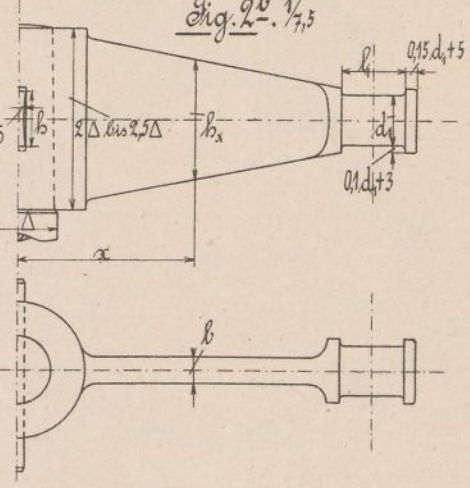


Fig. 2b.  $\frac{1}{7,5}$ .



# Kreuzköpfe für ebene Bahnen.

$d$  Durchmesser,  $l$  Länge des Kreuzkopfszapfens,  
 $\Delta$  Durchmesser der Kolbenstange.

Kolbenstangenkonus  
 siehe S. 34.

Fig. 3.  $\frac{1}{5}$ .

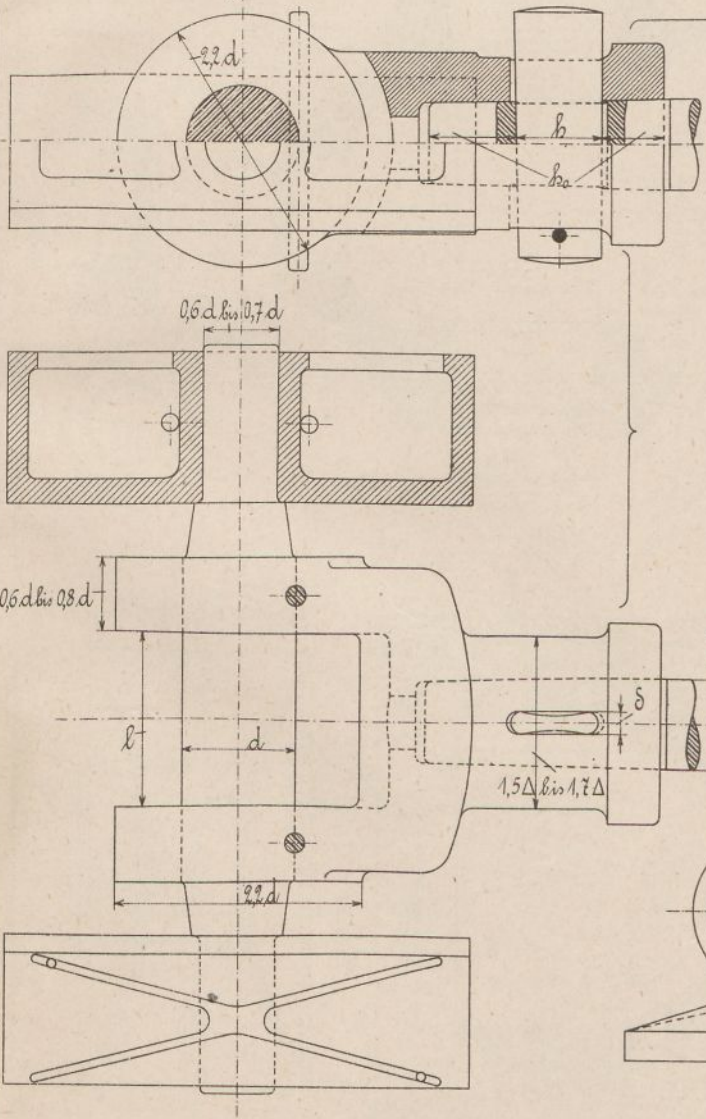


Fig. 4.  $\frac{1}{5}$ .

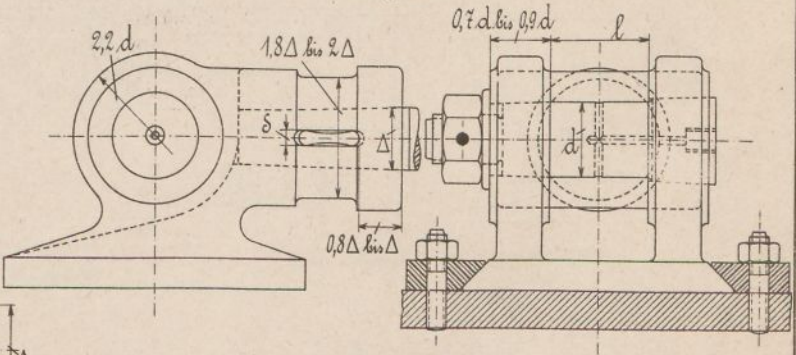
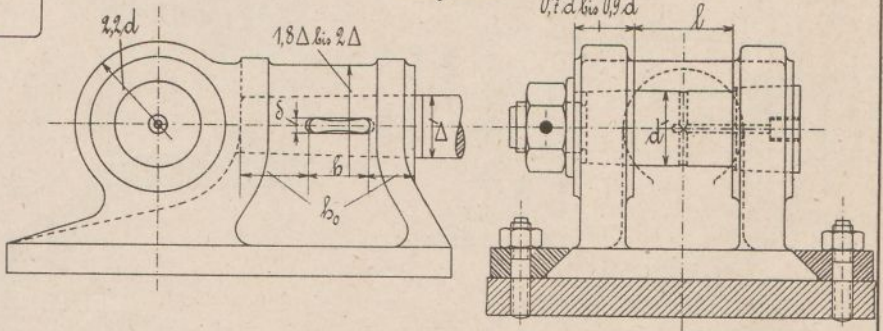


Fig. 5.  $\frac{1}{5}$ .



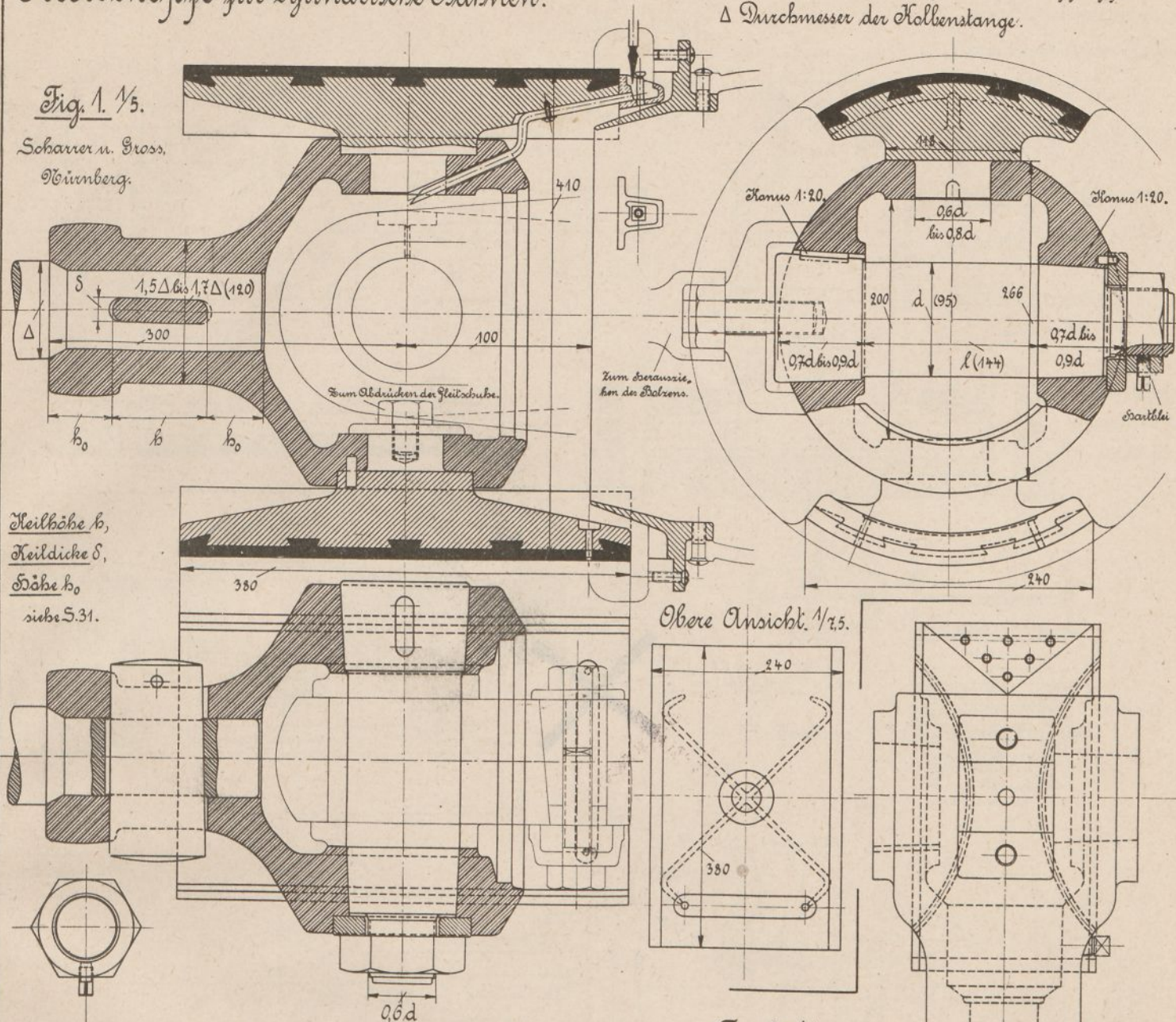


# Kreuzköpfe für zylindrische Bahnen.

$d$  Durchmesser,  $l$  Länge des Kreuzkopfszapfens,  
 $\Delta$  Durchmesser der Kolbenstange.

Fig. 1.  $\frac{1}{5}$ .

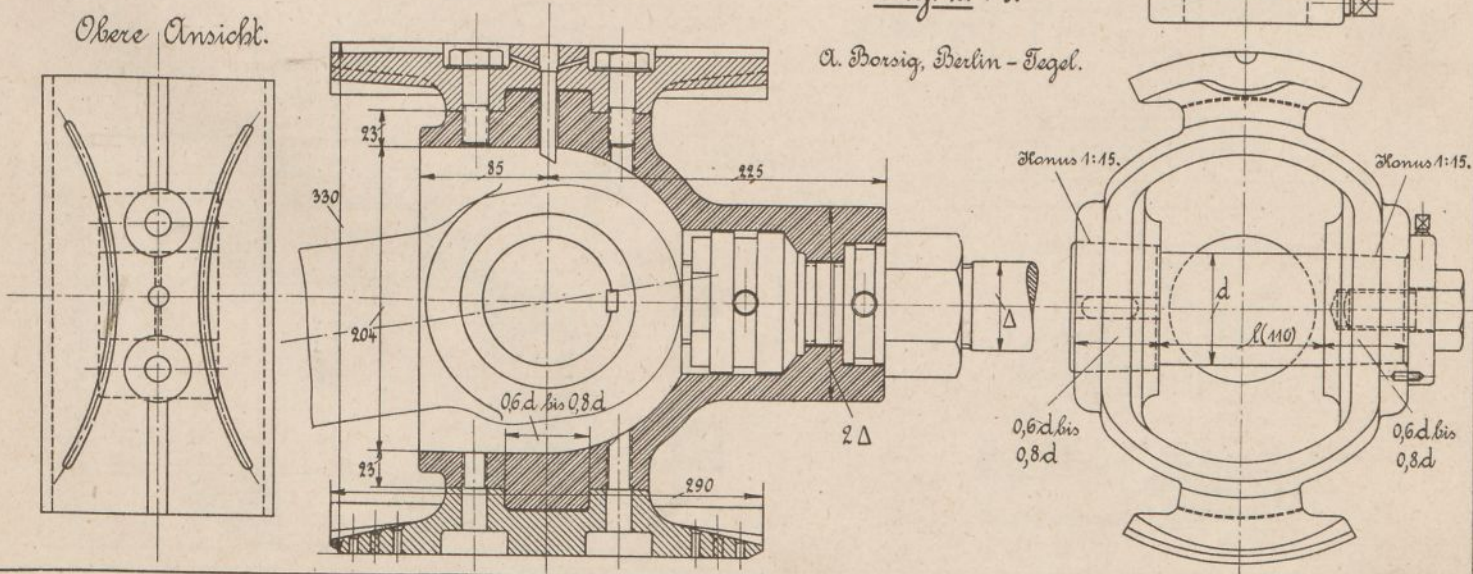
Scharner u. Gross,  
 Nürnberg.



Teilhöhe  $b$ ,  
 Teildicke  $\delta$ ,  
 Höhe  $b_0$   
 siehe S. 31.

Fig. 2.  $\frac{1}{5}$ .

A. Borsig, Berlin - Tegel.



# Kreuzköpfe für ebene Bahnen.

Fig. 1.  $\frac{1}{7.5}$ .

S. Pauksch,  
Landsberg  $\frac{1}{20}$ .

$d$  Durchmesser,  $l$  Länge  
des Kreuzkopfzapfens,  
 $\Delta$  Durchmesser der Kolben-  
stange.

Schalenstärke  $e = 0,1d + 3$  bis  $5$ .

Teilhöhe  $b$ , Höhe  $b_0$ ,

Teildicke  $\delta$  siehe S. 31.

Kolbenstangenkonus  
siehe S. 34.

Bügelstär-  
ken  $a$  und  $c$   
siehe S. 152.

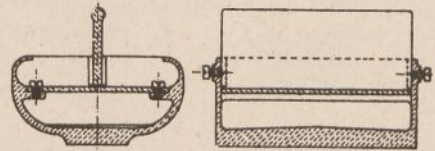
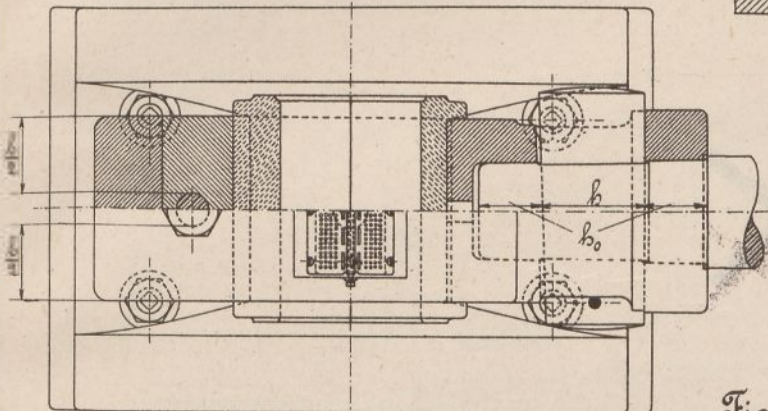
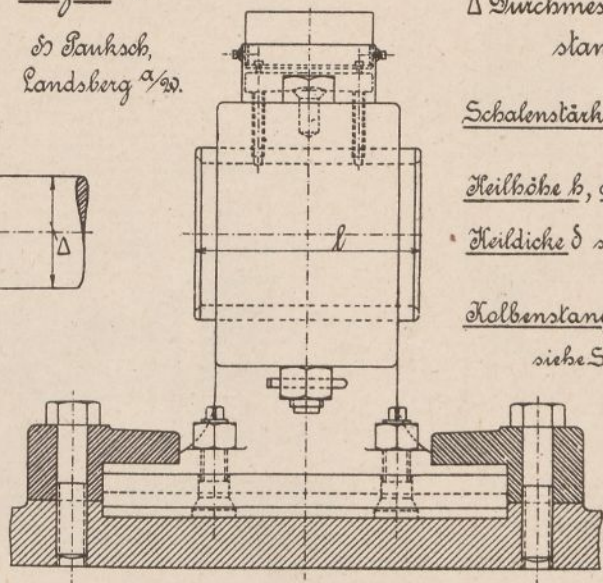
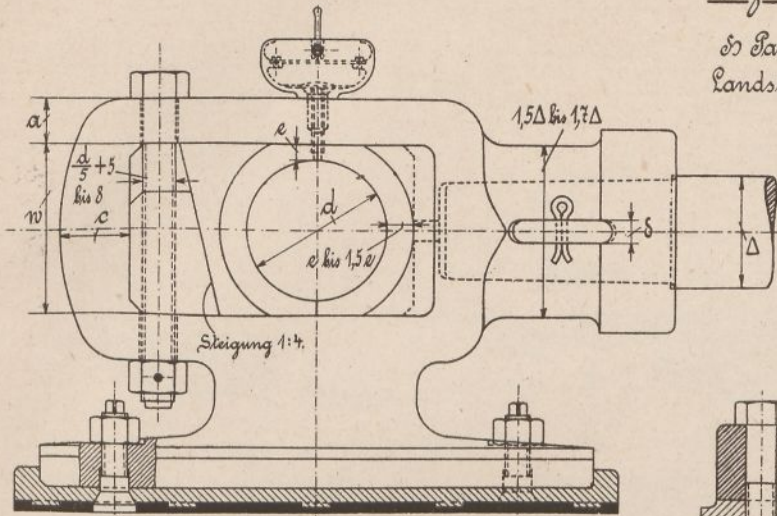


Fig. 1<sup>a</sup>.  $\frac{1}{5}$ .

Ölaufnehmer.

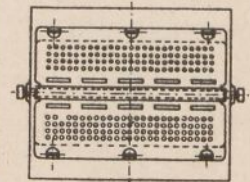


Fig. 2.  $\frac{1}{5}$ .

Th. Sniderski,  
Leipzig - Plagwitz.

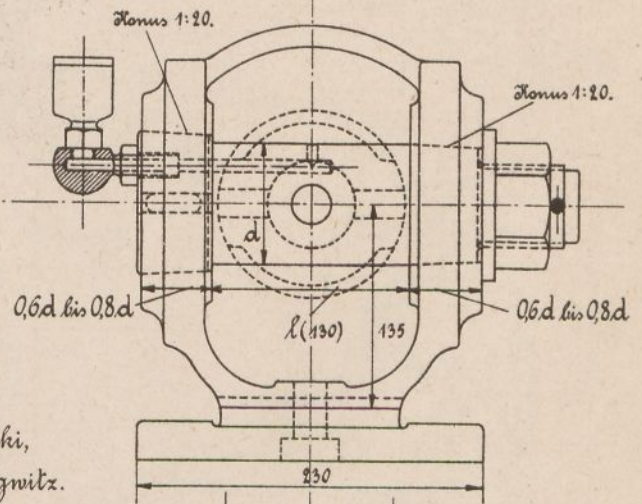
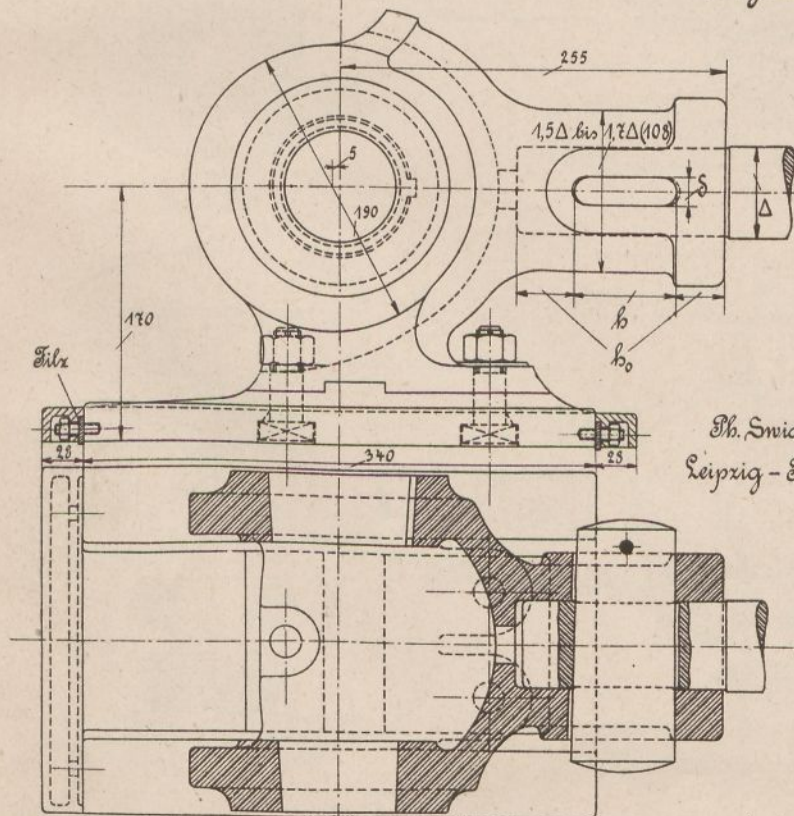
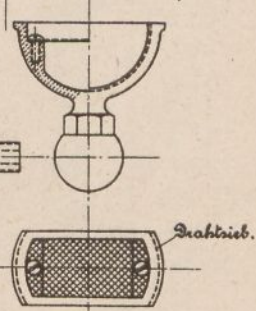


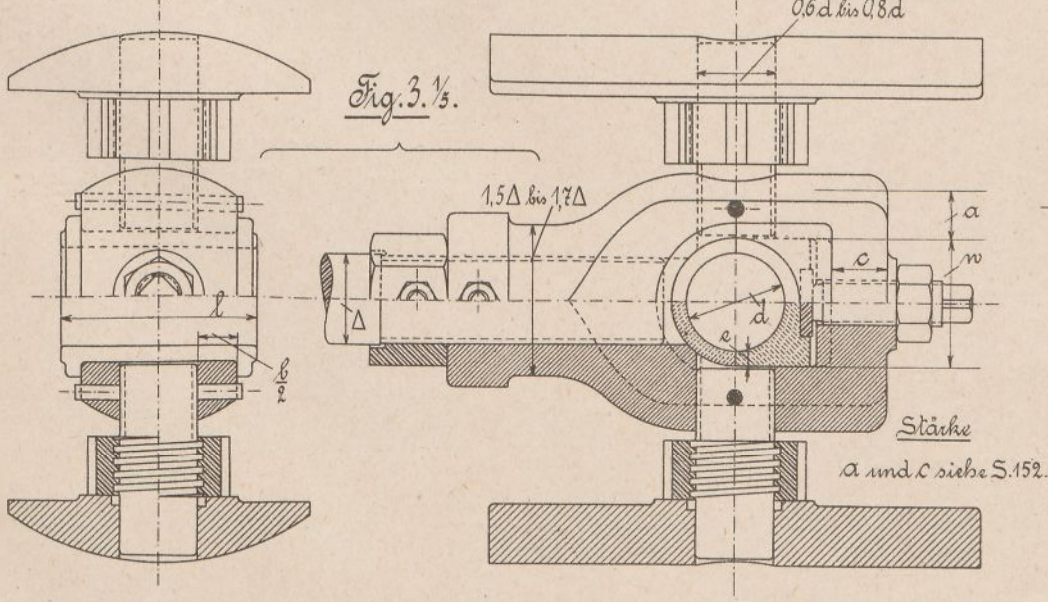
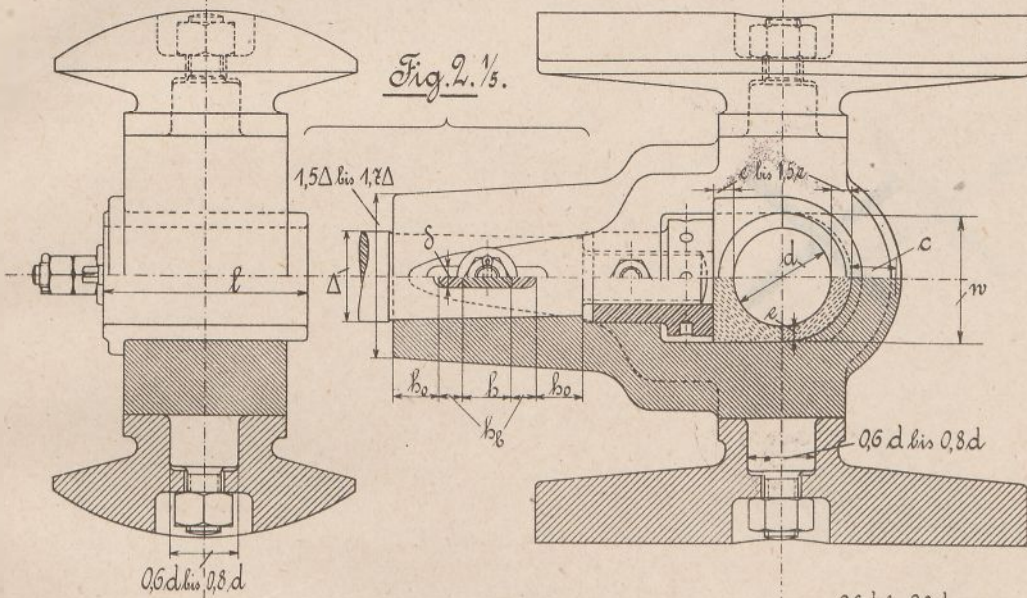
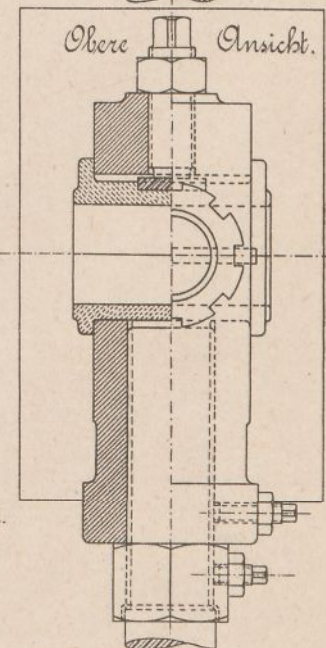
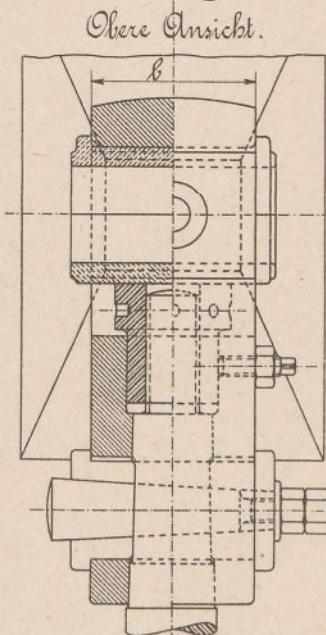
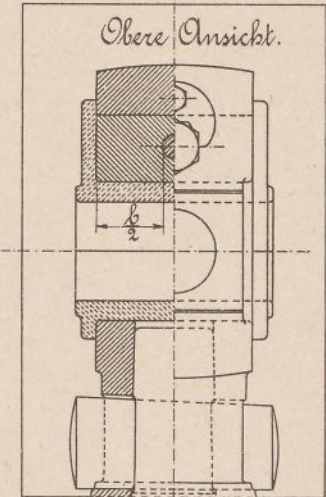
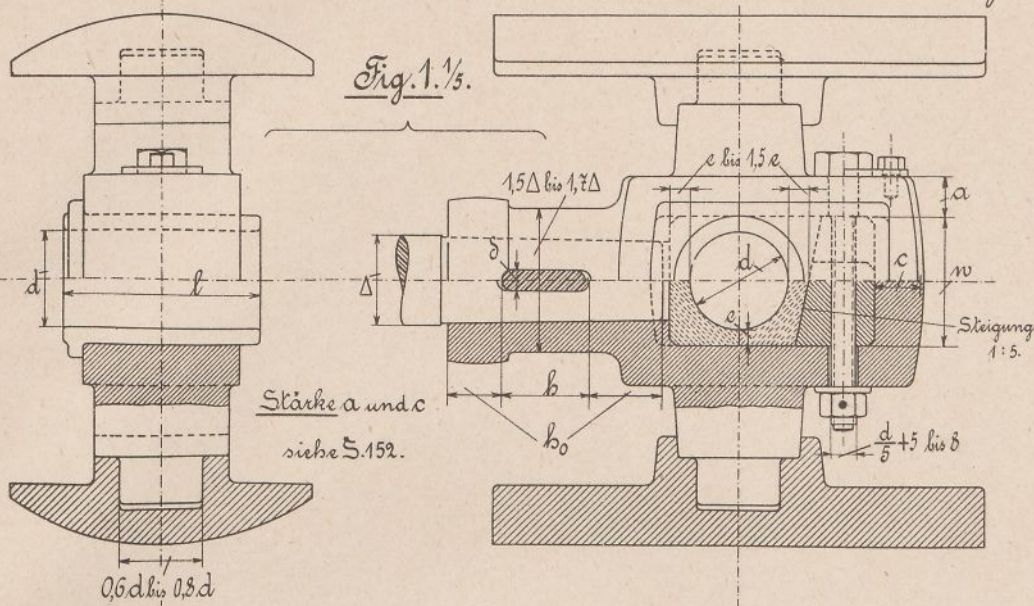
Fig. 2<sup>a</sup>.  $\frac{1}{4}$ .

Ölaufnehmer.



# Kreuzköpfe für zylindrische Bahnen.

$d$  Dchm.,  $l$  Länge des Kreuzkopfzapfens,  $\Delta$  Dchm., der Halben-  
 Schalenstärke  $e = 0,1d + 3$  bis  $5$ . Keilhöhe  $h$ , Höhe  $h_0$  und Keildicke  $\delta$  siehe S. 31.  $w$  Stange.



# Führungen.

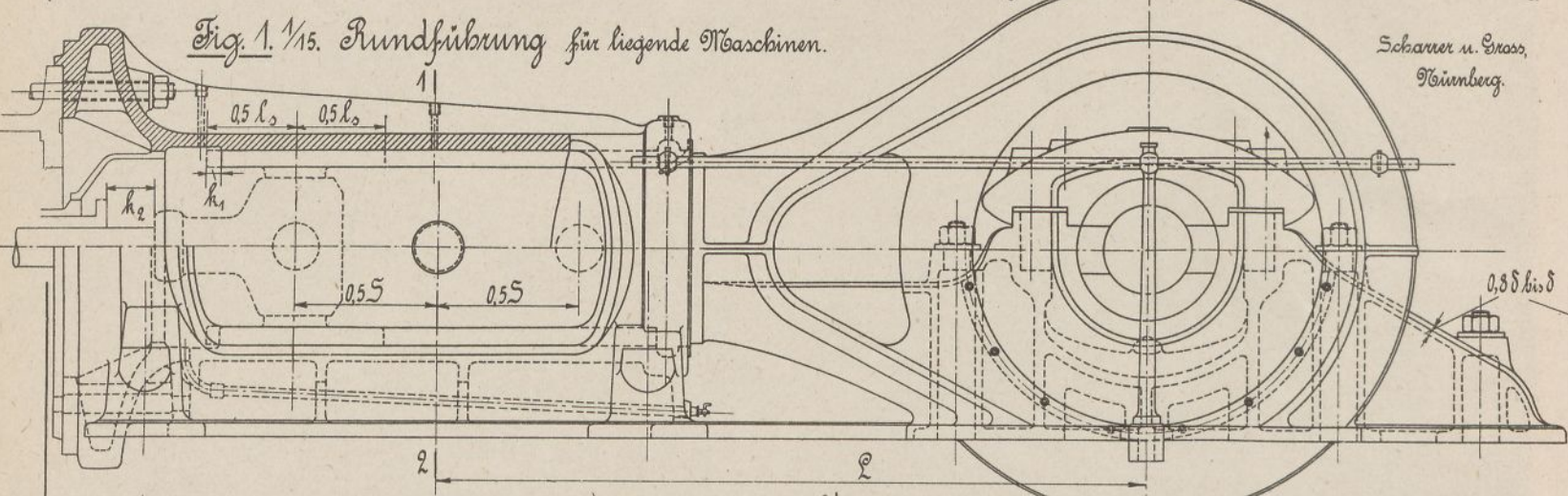
$S$  Kolbenhub,  $L$  Schubstangenlänge,  $l_s$  Schleiferlänge,  $a$  Abstand von Mitte Führung bis Mitte Lager.

Wandstärke  
 $\delta = 0,025 S + 5$ .

Ankerstärke  
 $s = 0,03 S + 15$  bis 20.

Schleifer-Albertritt  
 $h_2 = 10$  bis 15.

Spiel zwischen Kreuzkopfnahe u. ausgerogener Brille  
 $h_2 = 50$  bis 100.



Scharer u. Gross  
Weinberg.

Schnitt  
1-2.

Ansicht nach  
dem Flansch.

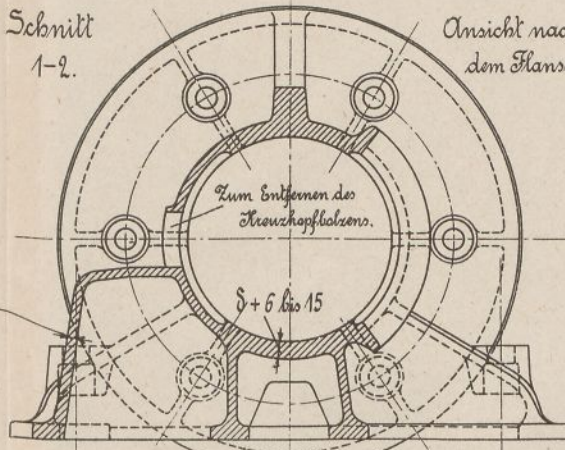
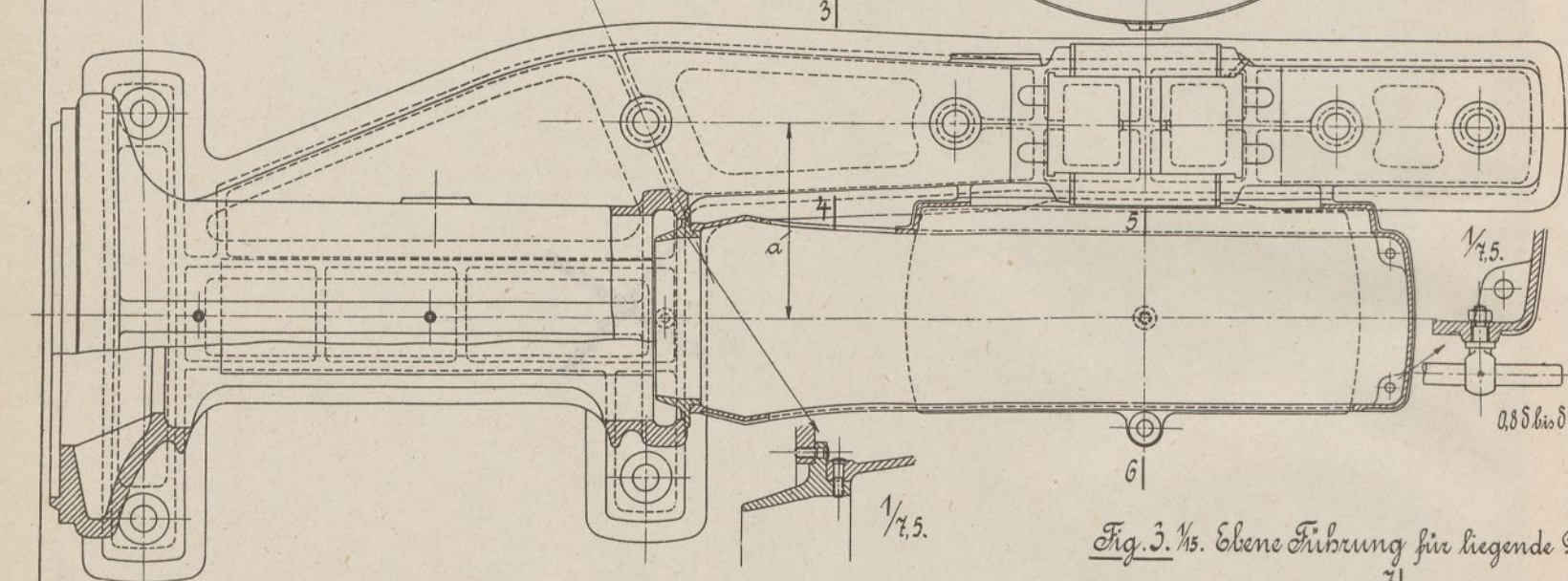
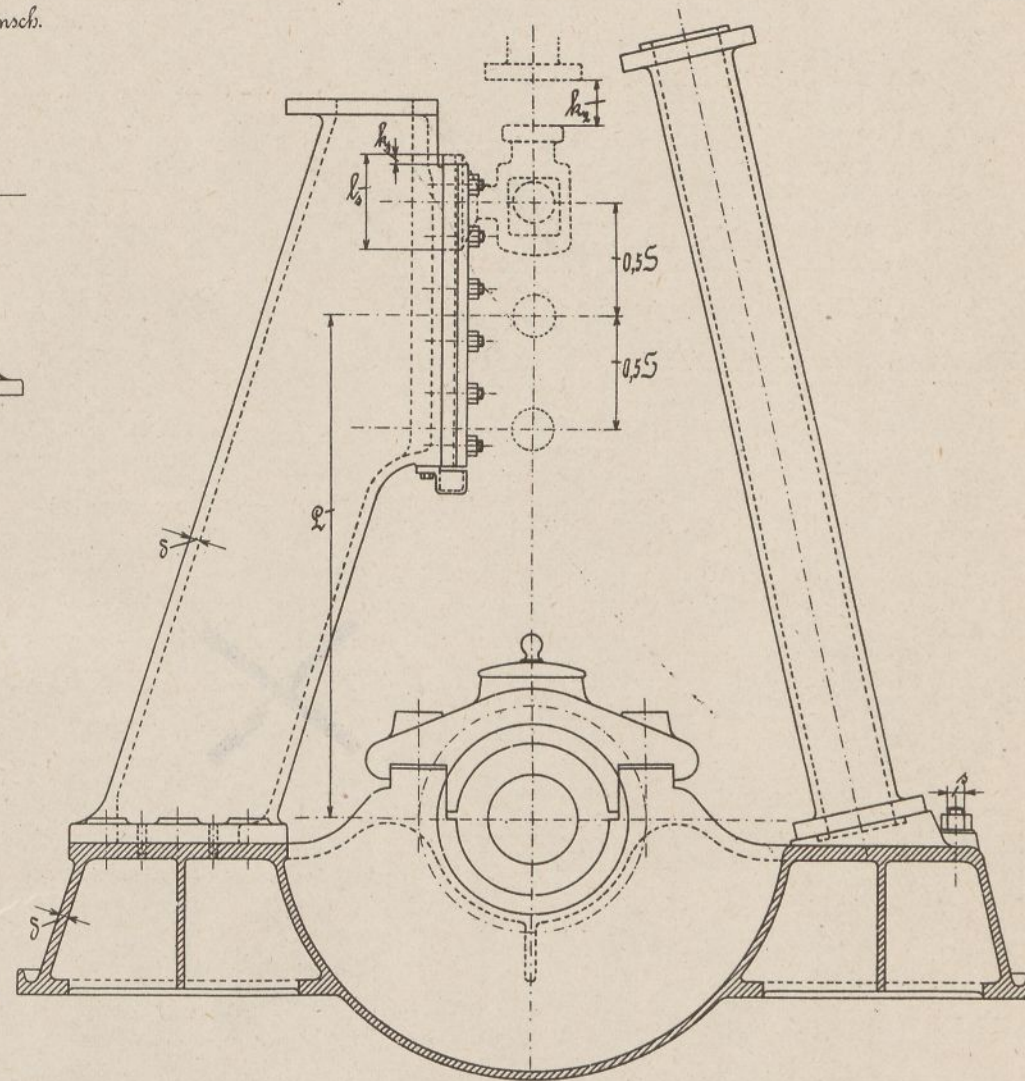


Fig. 5. 1/5. Ebene Führung für stehende Maschinen.



Schnitt  
3-4-5-6.

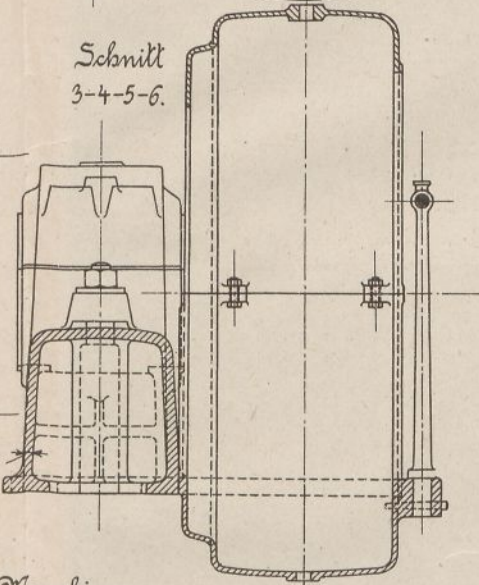
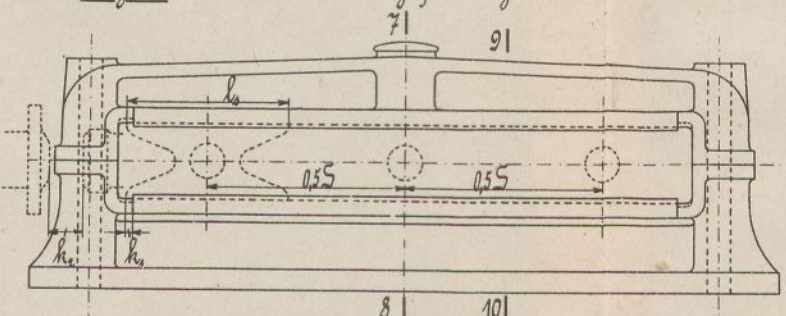


Fig. 3. 1/5. Ebene Führung für liegende Maschinen.



Schnitt 9-10.

Schnitt 7-8.

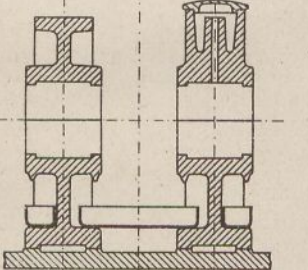
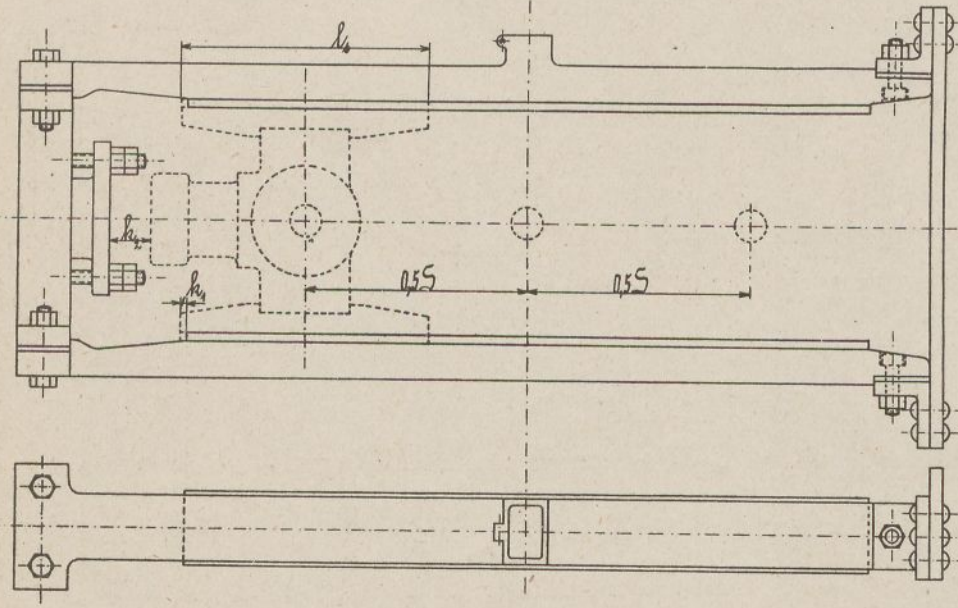
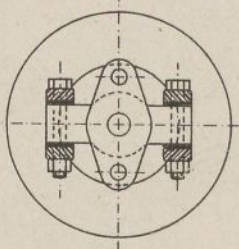


Fig. 2. 1/2. Ebene Führung für Lokomotiven.

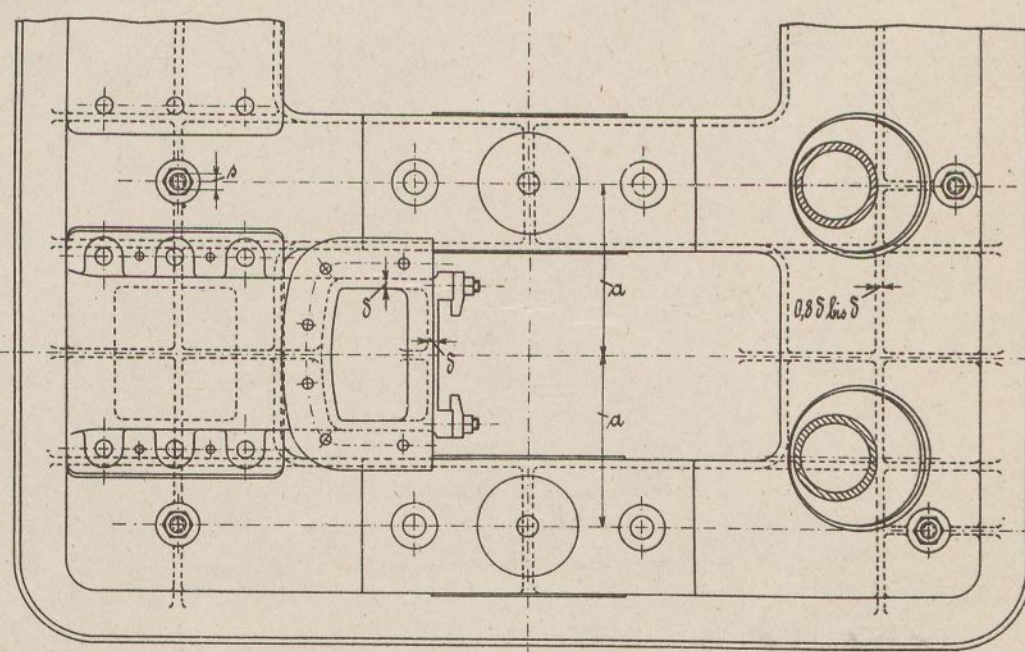
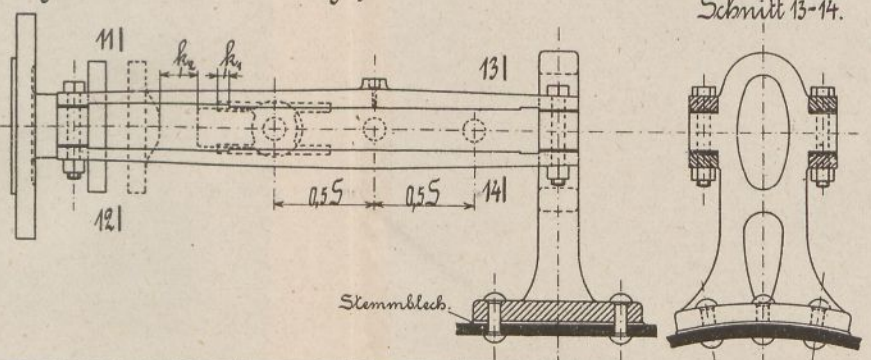


Schnitt 11-12.

Fig. 4. 1/10. Ebene Führung für Lokomobilen.



Schnitt 13-14.



# Exzenter.

$D$  Zylinderbohrung,  $F_x$  Exzenterstangenkraft,  
 $d_x$  Durchmesser,  $l_x$  Breite der Lauffläche,  
 $d_3$  Bohrung,  $x$  Exzentricität.

Schraubenstärke  
 $s = 0,1 d_3 + 6$  bis 12, mindestens aber  $s \geq 0,7 \sqrt{P_x}$

Kleinste Wandstärke  
 $w = 10 + 0,1 (2x + d_3)$ .

Exzenterstangenstärke  
 $h_x = 0,04 D + 15$  bis 22.

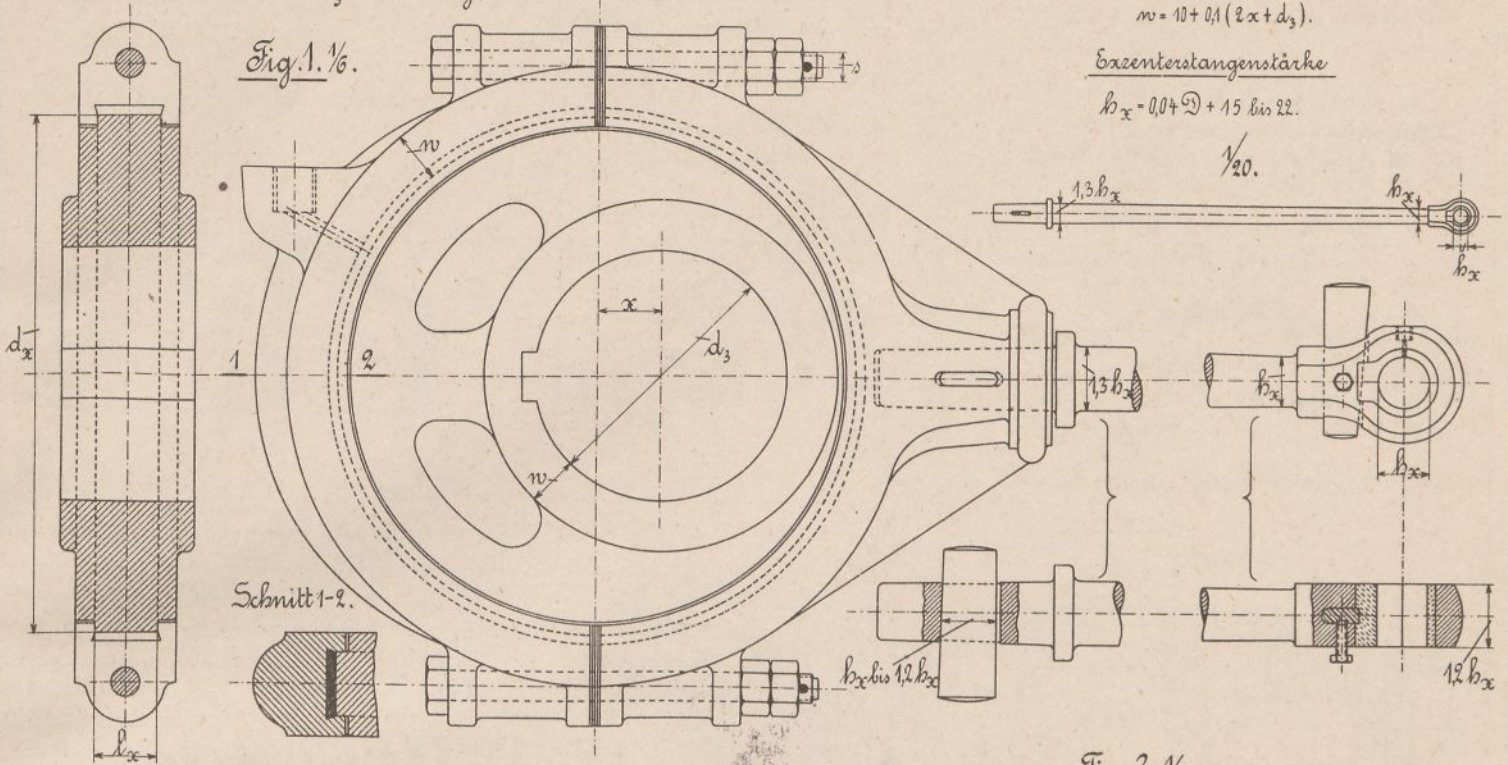
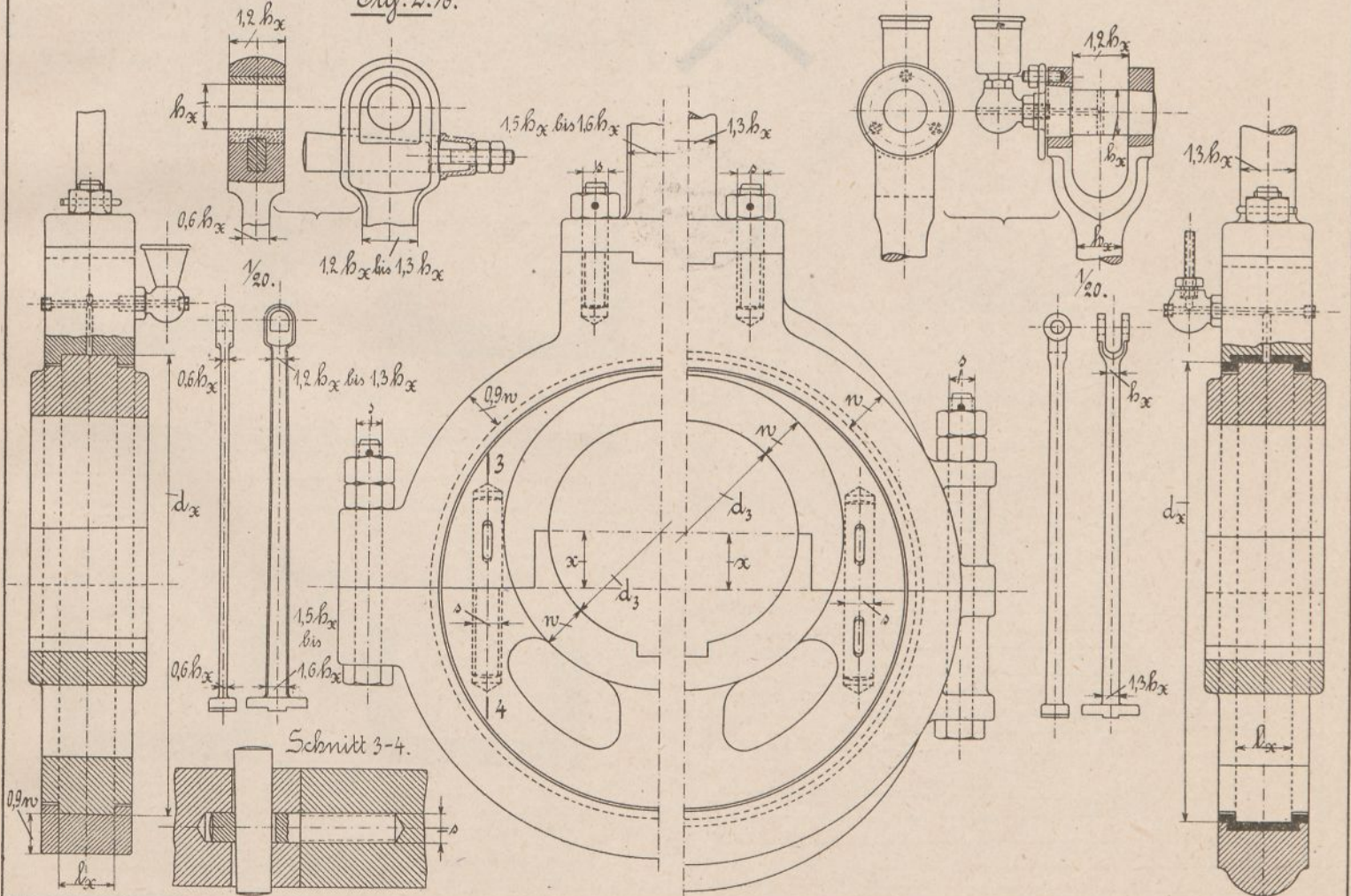


Fig. 2. 1/6.

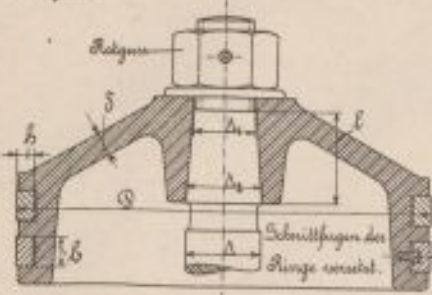


# Dampfkolben.

Ø Zylinderbohrung.

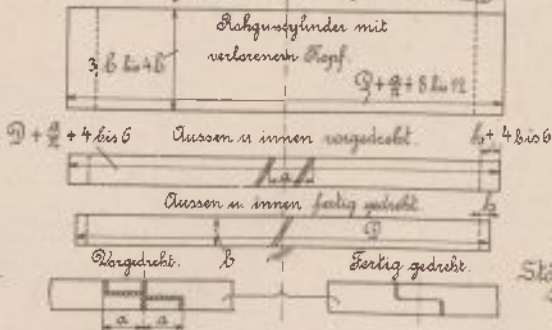
Δ Durchmesser der Kolbenstange.

Fig. 1. 1/3. Einfache Selbstspanner.



**Kolbenwandstücke\***  
 Scheibenkolben  $\delta = 0,025 D + 8$  bis 12,  
 Schlgusskolben  $\delta = 0,025 D + 6$  bis 10 ohne,  
 $\delta = 0,02 D + 6$  bis 10 mit Rippen.  
 Kolbenstangenkonus  $\Delta_1 = \Delta_2 + \frac{\Delta}{4}$ .

Fig. 2. 1/3. Liderringe. b bis 12



## Kolbenringe

Selbstspanner.

Gufraisen  $\left. \begin{matrix} h = \frac{D}{3,5} \text{ bis } \frac{D}{10} \\ a = \frac{D}{8,5} \text{ bis } \frac{D}{10,5} \end{matrix} \right\}$  siehe Tabelle unter Gl. (129).  
 $b = (2,5 h \text{ bis } 2 h)$

Ø	50	90	140	200	250	350	450
bis	85	225	400	500	700	900	1200 mm
h	1/8	1/16	3/32	3/8	7/16	5/8	3/4 engl.
a	3/16	1/16	1/8	3/16	1/4	1/2	3/10

Mit Spannvorrichtung.

Gufraisen  $h = \frac{D}{2,5} \text{ bis } \frac{D}{3,5}$ ,  $b = 2 h \text{ bis } 3 h$ .

## Deckelschrauben

Für D	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200
Stärke engl	5/8	3/4	3/8	1	1	1	1 1/8	1 1/2	1 3/4	1 3/4
mm	16	20	25	26	26	26	29	29	29	32
Zahl n	4	4-6	6	6	8	8	10	10	12	12

Fig. 7. 1/3. Spinalspanner nach Cremer.

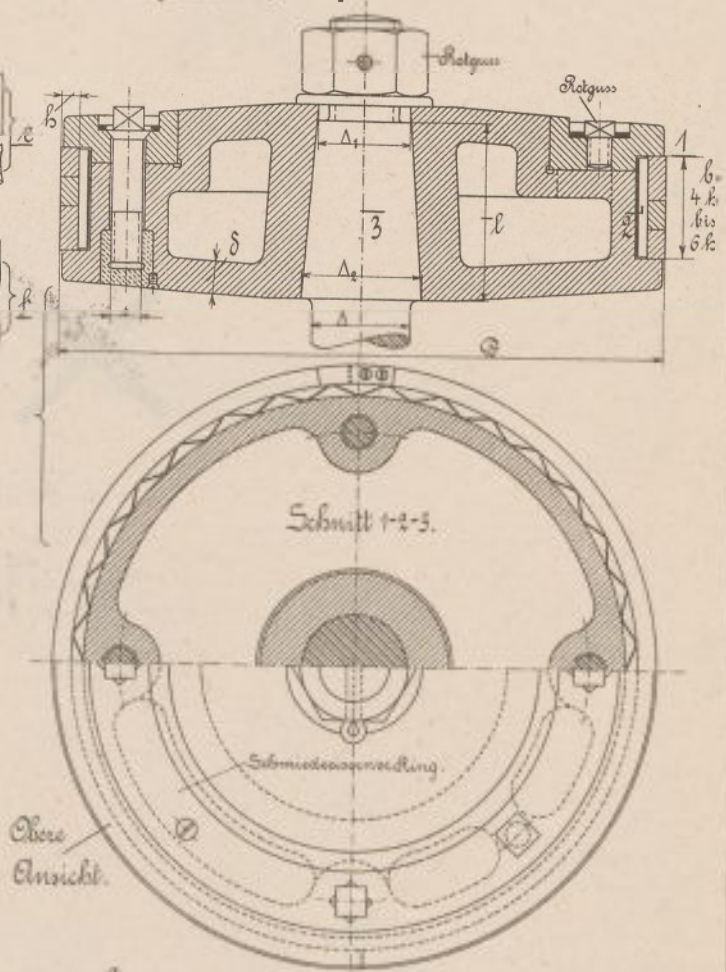


Fig. 3. 1/3.

Ringloss

Stanzblech und Kupfermit.

Fig. 4. 1/3

Ringschlösser.

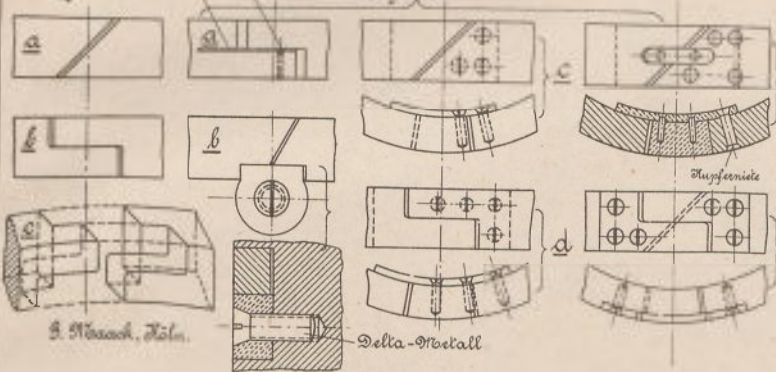


Fig. 5. 1/6. Einfache Selbstspanner.

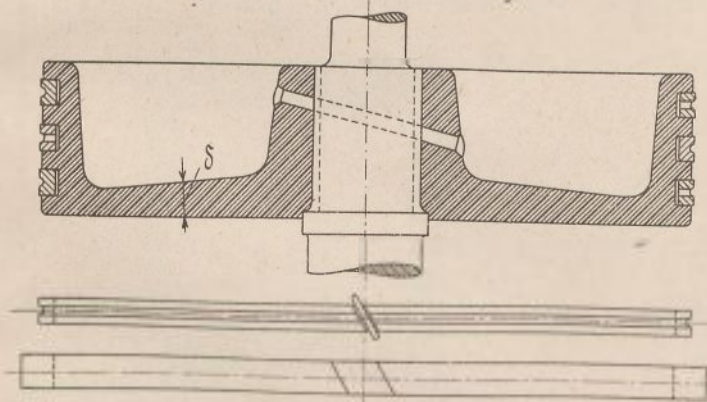
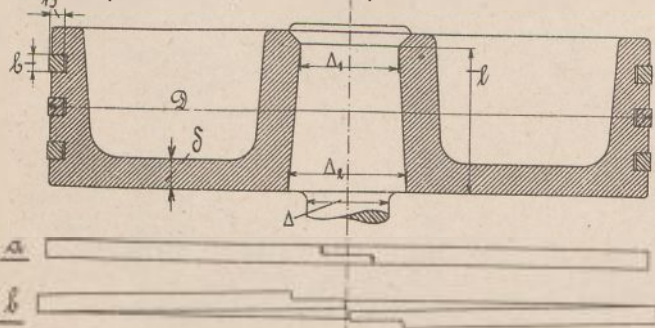


Fig. 6. 1/3. Einfache Selbstspanner aus Stahl.



\* Als erste Annahme für die Berechnung nach Gl. (130 bis 132).

# Dampfkolben.

Kolbenwandstärke  $\delta$ , Ringstärke  $h$  u.  $b$  siehe S. 163.

Zylinderbohrung,  $\Delta$  Durchm. der Kolbenstange.

Fig. 1.  $\frac{1}{5}$ .

Roßgusskolben mit einfachen Selbstspannern.

A. Borsig, Berlin-Teget.

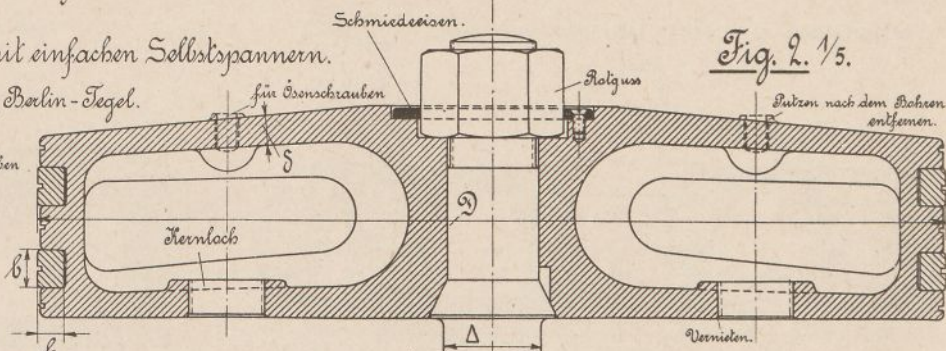
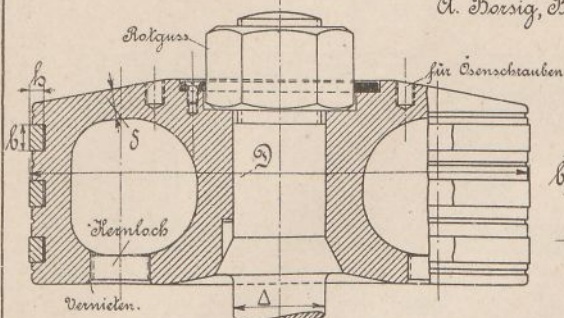


Fig. 2.  $\frac{1}{5}$ .

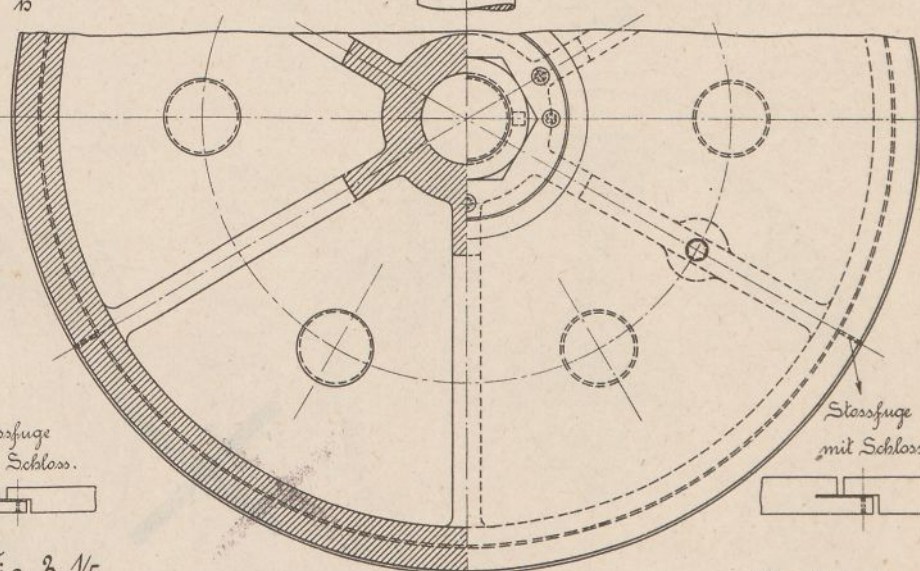
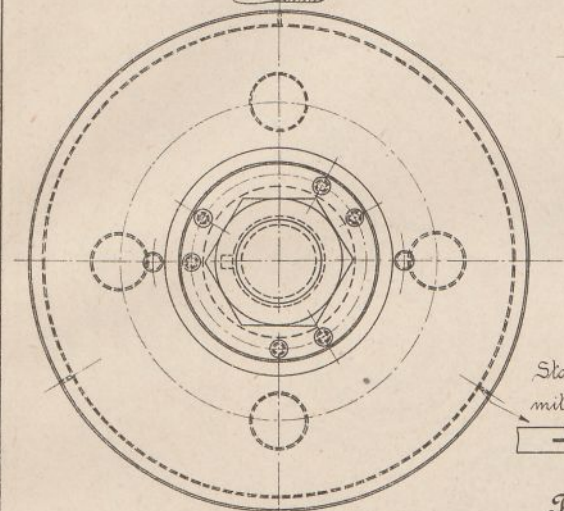


Fig. 3.  $\frac{1}{5}$ .

Trag-Roßgusskolben mit einfachen Selbstspannern.

Schauer u. Gross, Nürnberg.

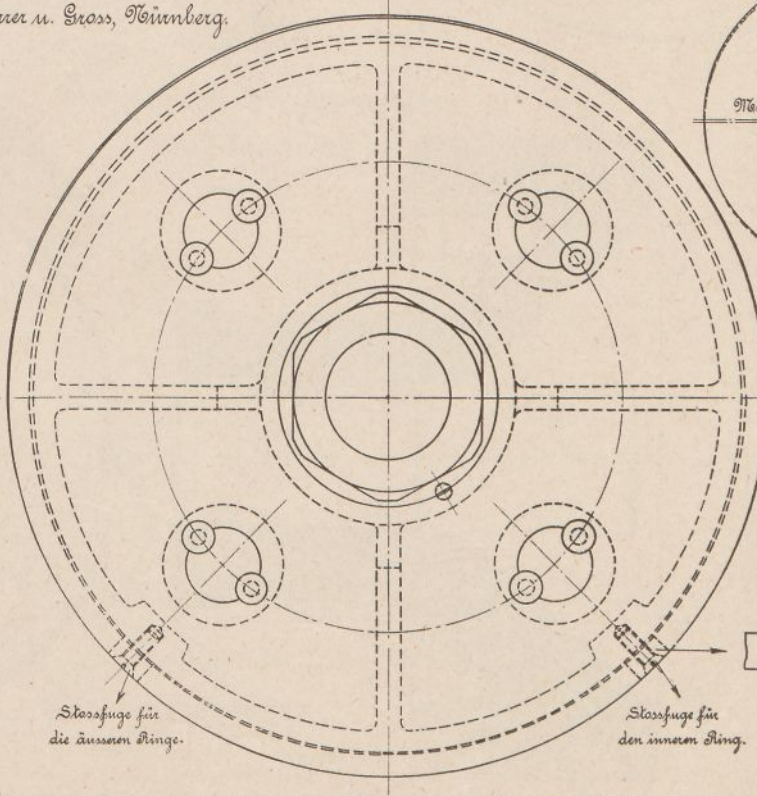
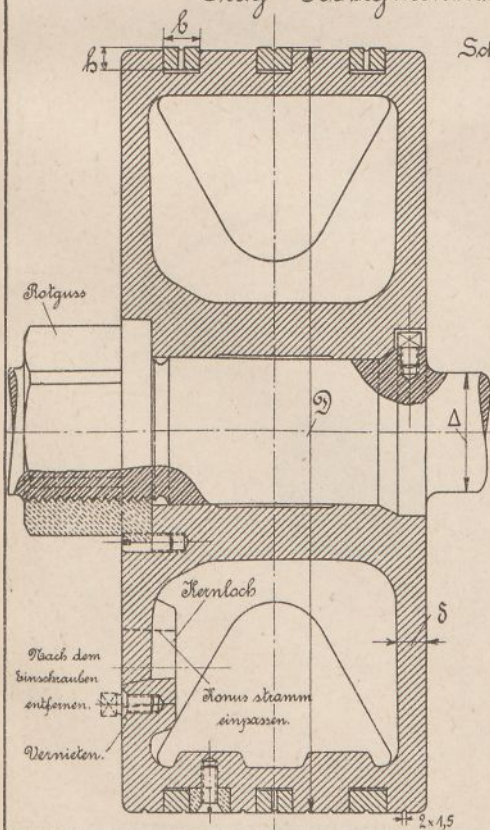
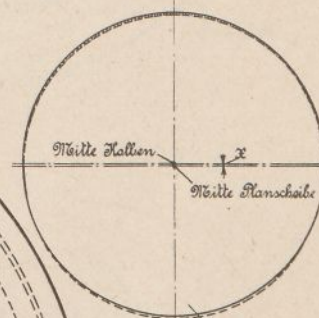


Fig. 3<sup>a</sup>.  $\frac{1}{12,5}$ .



Aufspannen des vorge-drehten Kolbens um  $x = 0,75$  bis  $1,5$  excentrisch nach oben zum Abdrehen der schraffierten Spanne.

Stoßfuge mit Schloss.



# Dampfkolben.

Kolbenwandstärke  $\delta$ , Ringstärken  $b$  u.  $b$  } siehe S. 163.  
 Stärke  $s$  u. Zahl der Deckelschrauben

Kolbenstangenkanus  
 $\Delta_2 = \Delta_1 + \frac{l}{7}$ .

$\Delta$  Zylinderbohrung,  $\Delta$  Durchmesser der Kolbenstange.

Fig. 1.  $\frac{1}{5}$ . Selbstspanner mit Zwischenring.

Fig. 2.  $\frac{1}{6}$ . Kolbenringe mit innerem Spanning.

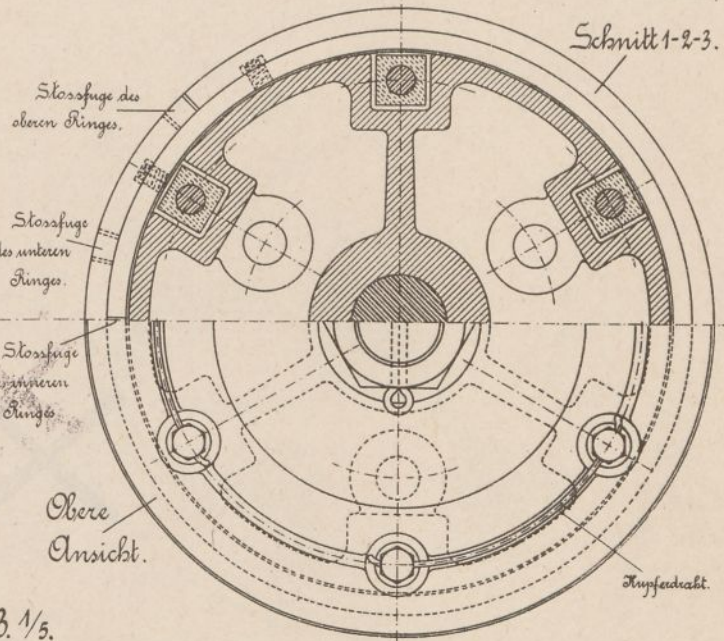
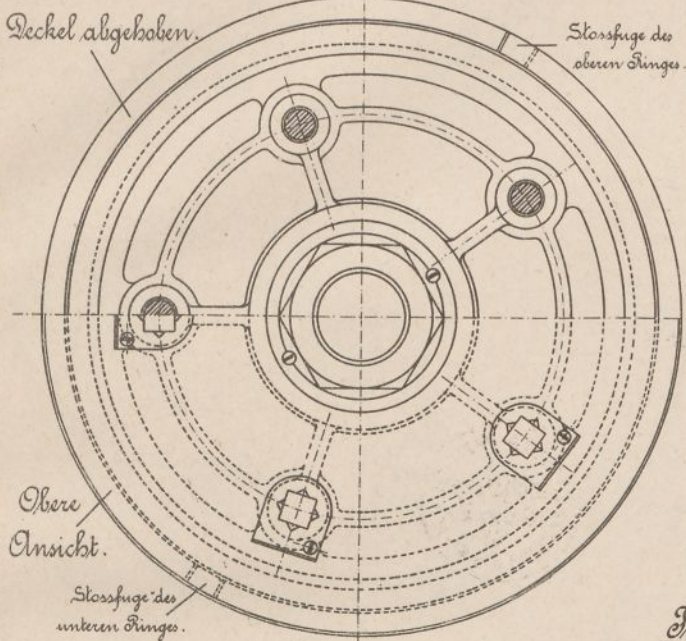
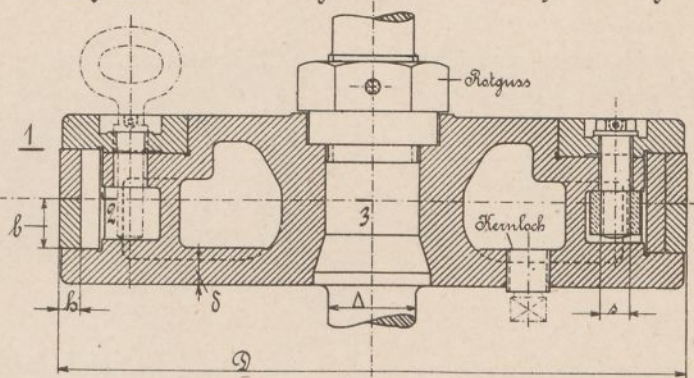
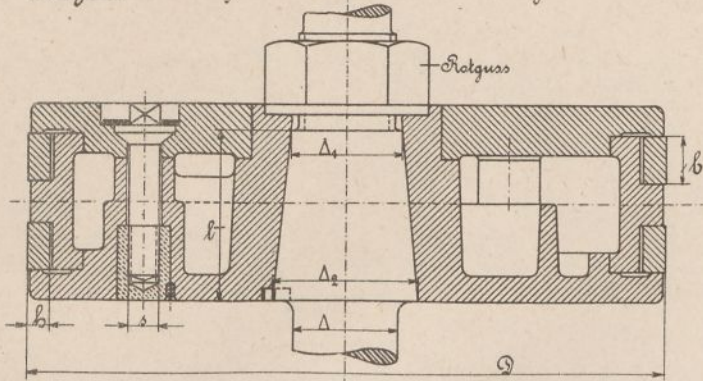


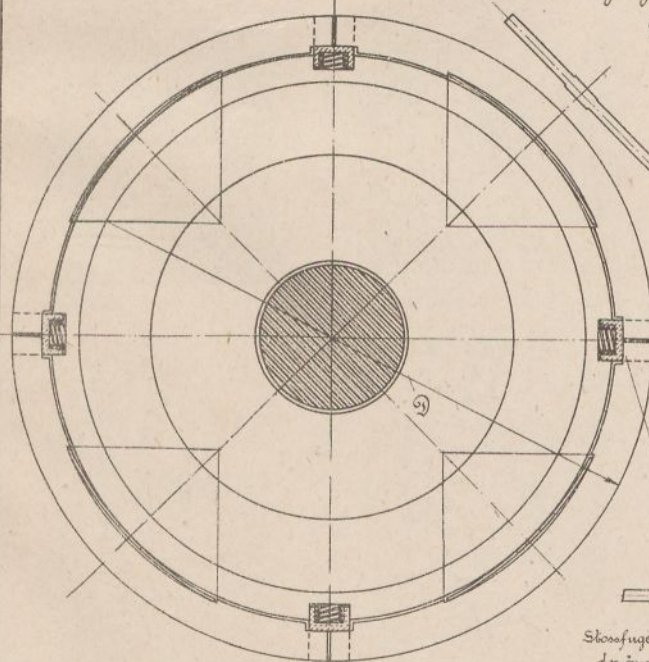
Fig. 3.  $\frac{1}{5}$ .

Schnitt 4-5.

Ringsegmente mit Spannfedern.

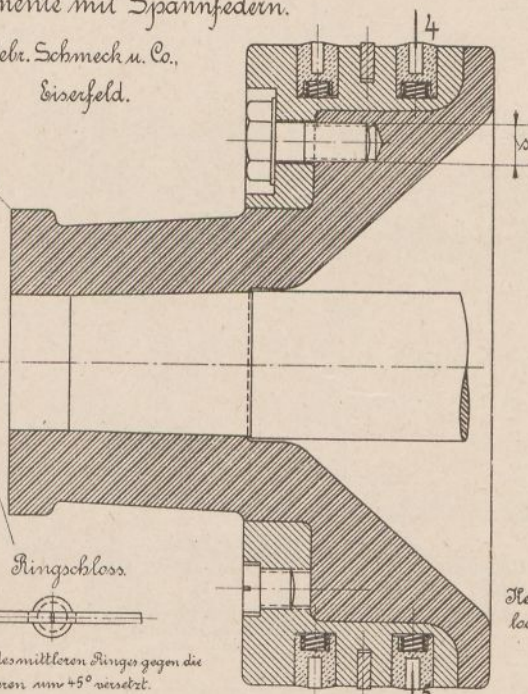
Gebr. Schmeck u. Co.,  
 Eiserafeld.

Fig. 4.



Ring Schloss

Stoßfuge des mittleren Ringes gegen die der inneren um +5° versetzt.



Kernloch



# Dampfkolben.

D Zylinderbohrung,  $\Delta$  Dchm. der Kolbenstange.

Kolbenwandstärke  $\delta$ , Ringstärken  $b$  u.  $b'$   
 Stärke u. Zahl der Deckelschrauben } siehe S 163.

Kolbenstangenkonus

$$\Delta_2 = \Delta_1 + \frac{l}{r}$$

Fig. 1. 1/2. Kolbenringe mit Spiralfeder.

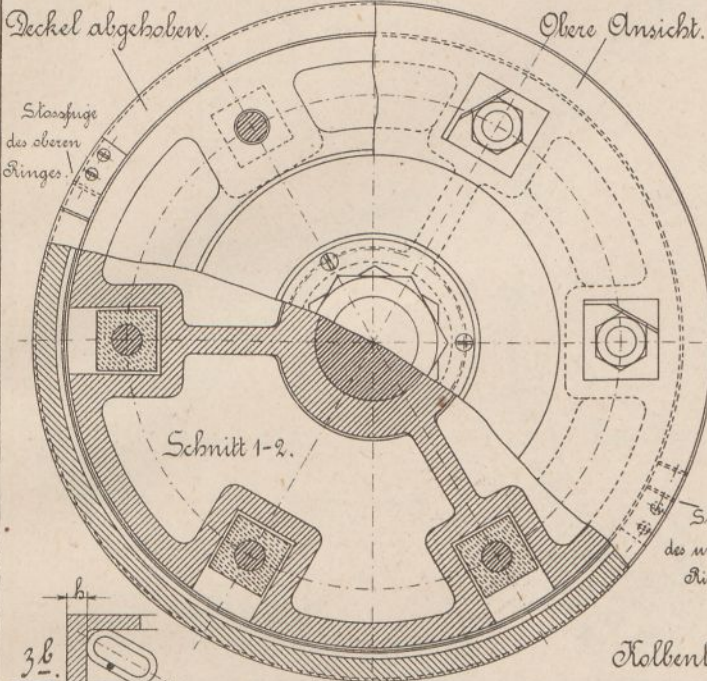
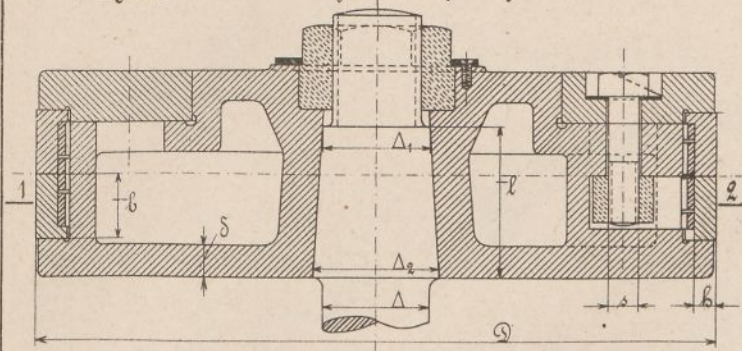
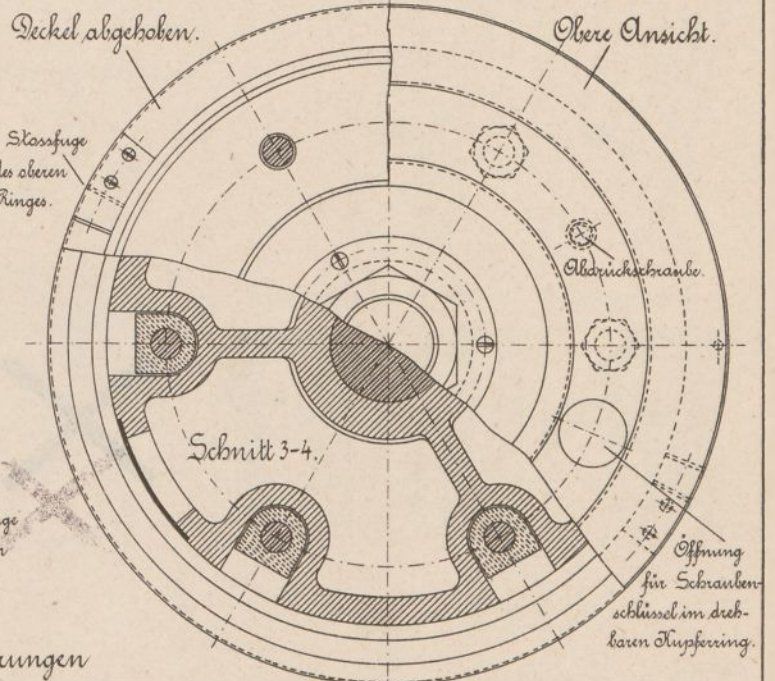
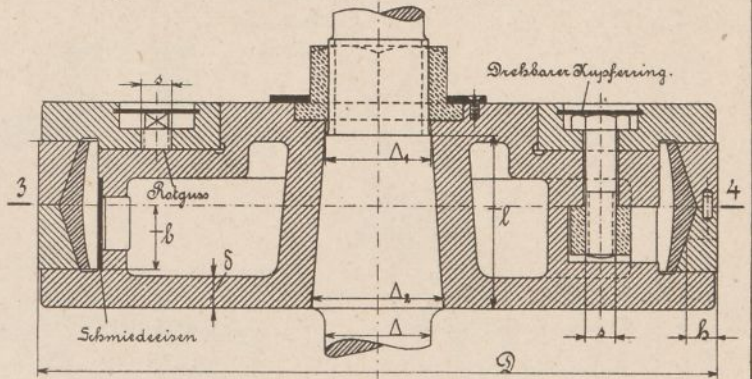
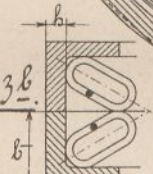


Fig. 2. 1/2. Kolbenringe mit Kegelfeder.



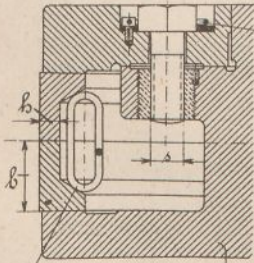
Kolbenliderungen



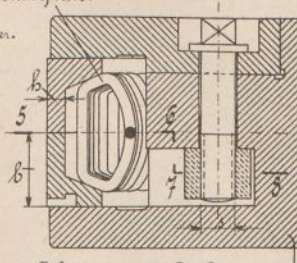
nach Buchley.  
Fig. 3. 1/2.

nach Cooper-Sattinson.  
Fig. 4. 1/2.

Stahlfeder.



Stahlfeder.



Schumann & Co., Leipzig.

Schnitt 5-6-7-8.

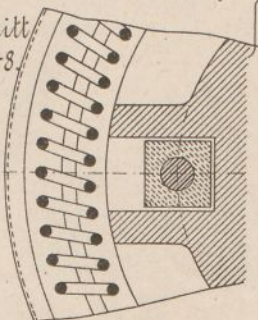
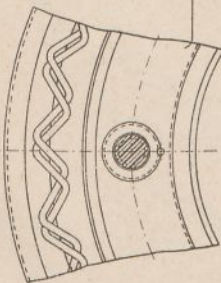


Fig. 5. 1/2. Gebr. Jellinghaus, Camen.

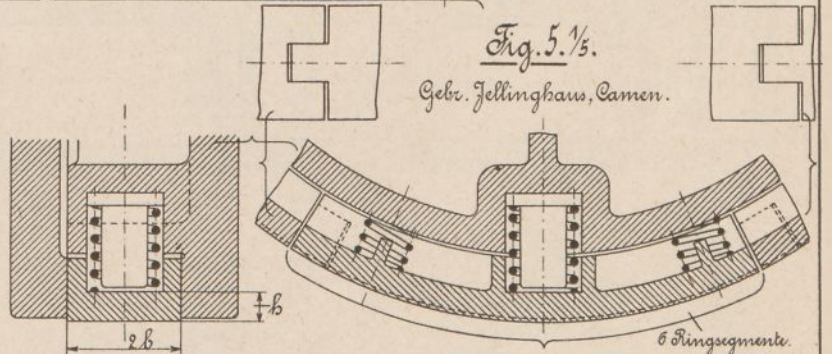
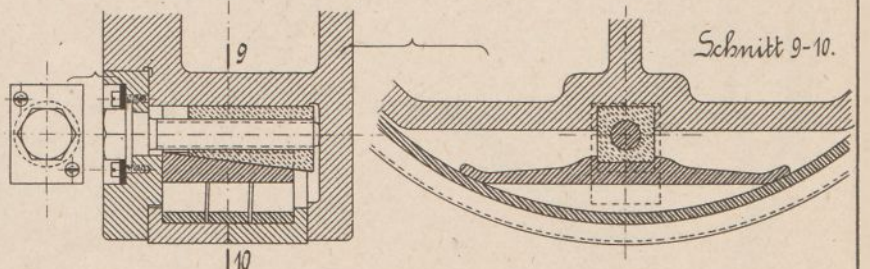


Fig. 6. 1/2. Stützvorrichtung für schwere liegende Kolben.



# Dampfkolben.

$D$  Zylinderbohrung,  $\Delta$  Durchmesser der Kolbenstange.

Kolbenwandstärke  $s$ , Ringstärken  $h_u, b$ ,  
Stärke  $s$  u. Zahl der Deckelschrauben } siehe S. 163.

Kolbenstangenkonus  
 $\Delta_2 = \Delta_1 + \frac{1}{4}$ .

Fig. 1.  $\frac{1}{5}$  u.  $\frac{1}{15}$ .

A. Borsig, Berlin-Teget.

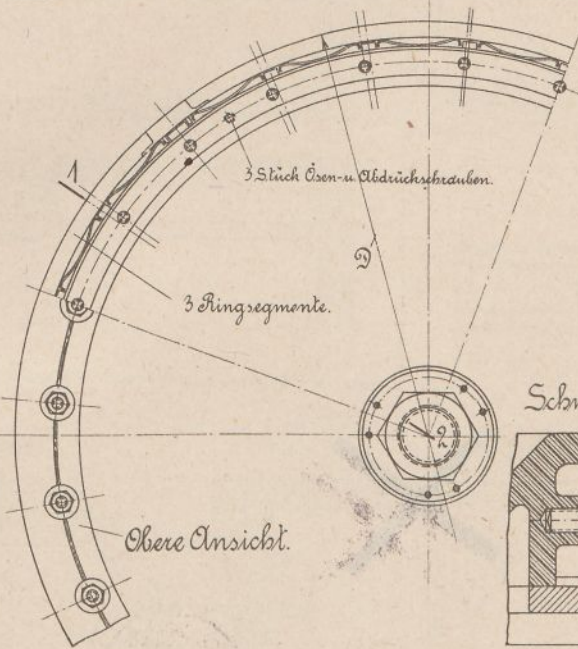
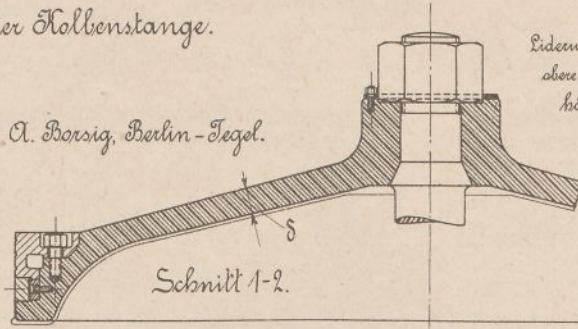
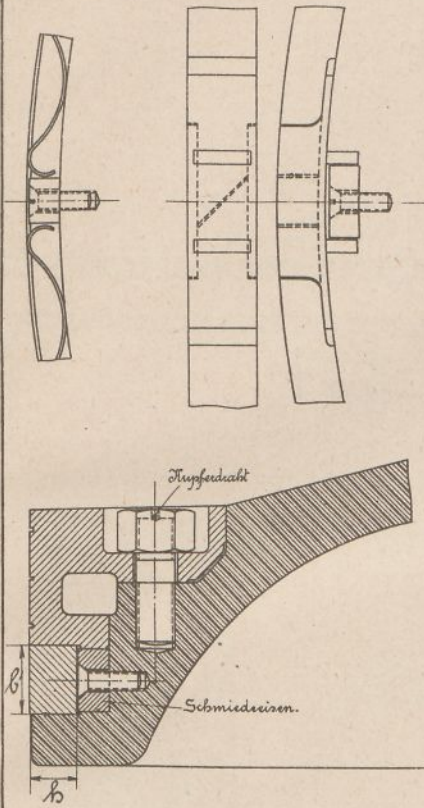
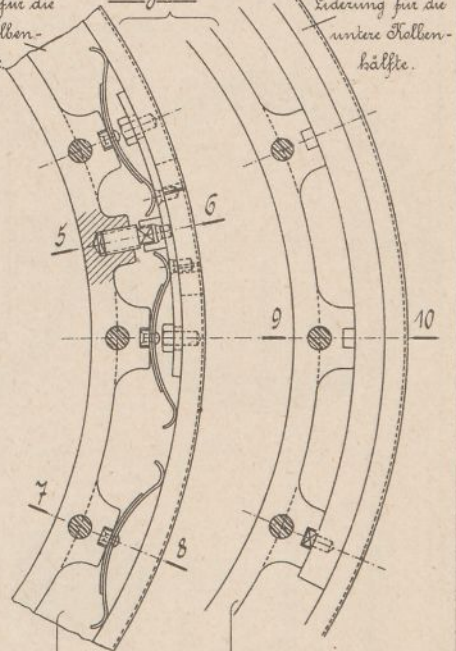


Fig. 3.  $\frac{1}{10}$ .

Lederung für die obere Kolbenhälfte

Lederung für die untere Kolbenhälfte



Schnitt 5-6.

Schnitt 7-8.

Schnitt 9-10.

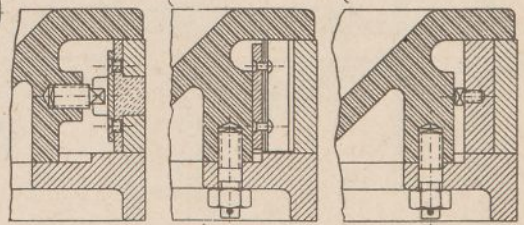


Fig. 2.  $\frac{1}{10}$ .

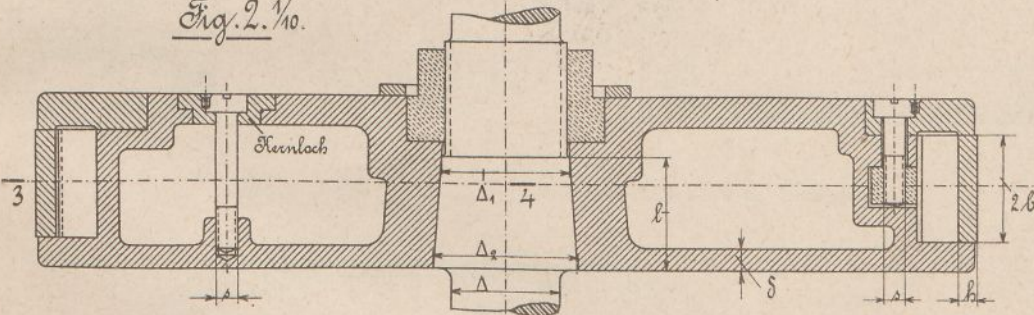
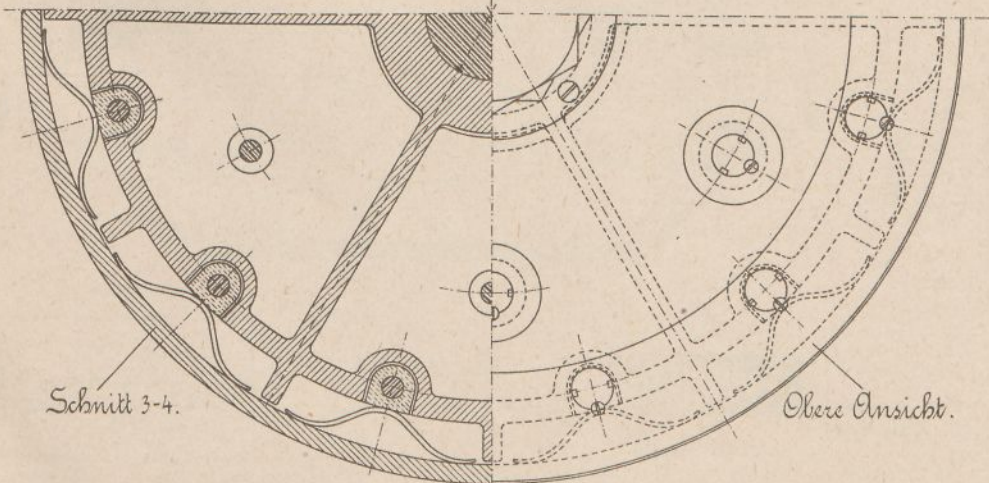
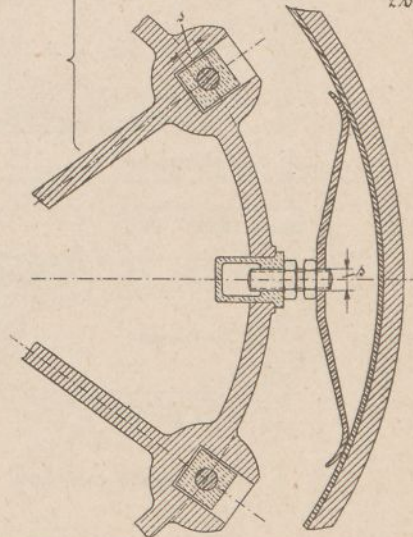
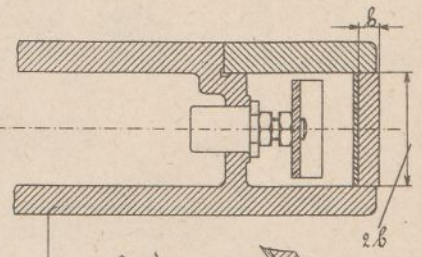


Fig. 4.  $\frac{1}{10}$ .



Schnitt 3-4.

Obere Ansicht.

# Gasmaschinenkolben.

⊙ Zylinderbohrung, Δ Durchm. der Kolbenstange.

## Kolbenringe

Dicke  $h$  und Ausschnitt  $a$  nach S. 163,  
Breite  $b = 0,75h$  bis  $1,25h$ .

## Kolbenwandstärken

$\delta = 0,07D$  bis  $0,09D$ ,  $\delta_1 = 0,5\delta$  bis  $0,55\delta$ ,  
 $\delta_0 \geq 0,25D \sqrt{p_2}$  mit  $p_2$  als Zündungsdruck in at.

Fig. 1. 1/6. Für einfachwirkende Maschinen. Gebr. Körting, Hannover.

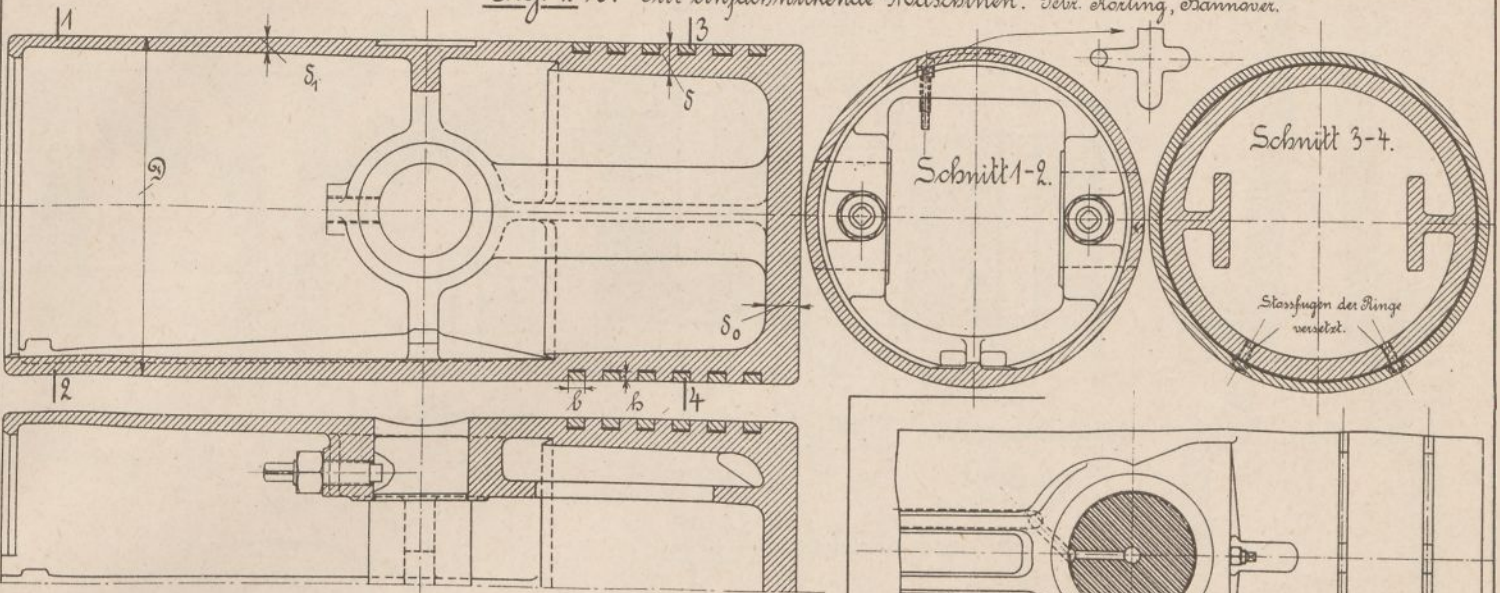


Fig. 2. 1/4,5 Für einfachwirkende Maschinen. Gasmotorenfabrik Deutz.

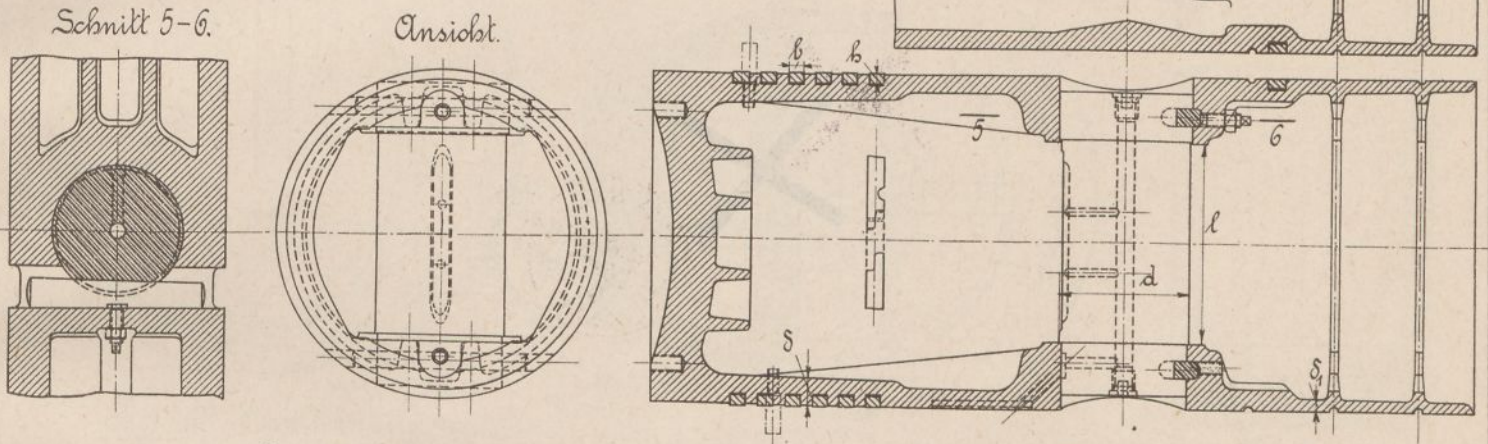
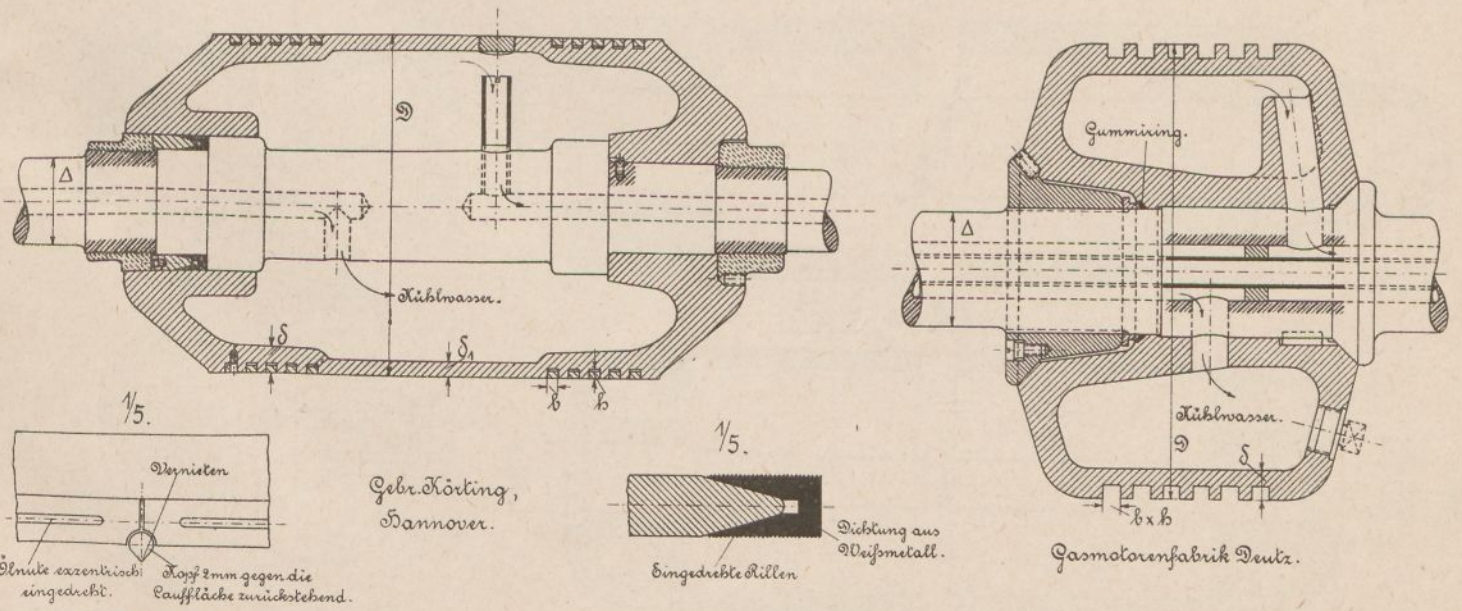


Fig. 3. 1/20. Für doppeltwirkende Maschinen. Gebr. Körting, Hannover.

Fig. 4. 1/10. Gasmotorenfabrik Deutz.



1/5.  
Dennisten  
Kopf 2mm gegen die  
Lauffläche zurückstehend.  
Stühle exzentrisch  
eingedreht.

Gebr. Körting,  
Hannover.

1/5.  
Eingedrehte Rillen  
Dichtung aus  
Weißmetall.

Gasmotorenfabrik Deutz.

# Pumpenkolben.

$\Delta$  Zylinderbohrung,  $\Delta$  Durchmesser der Kolbenstange.

Fig. 1.  $\frac{1}{3}$ .

Fig. 2.  $\frac{1}{3}$ .

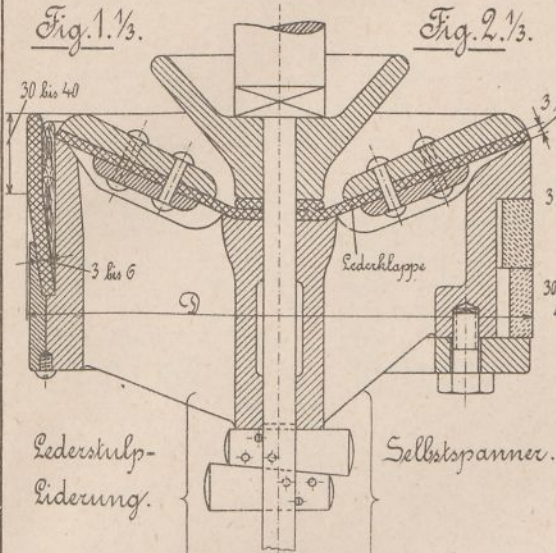


Fig. 3.  $\frac{1}{3}$ .

$$\Delta_1 = \Delta_1 + \frac{1}{4}$$

Fig. 4.  $\frac{1}{3}$ .

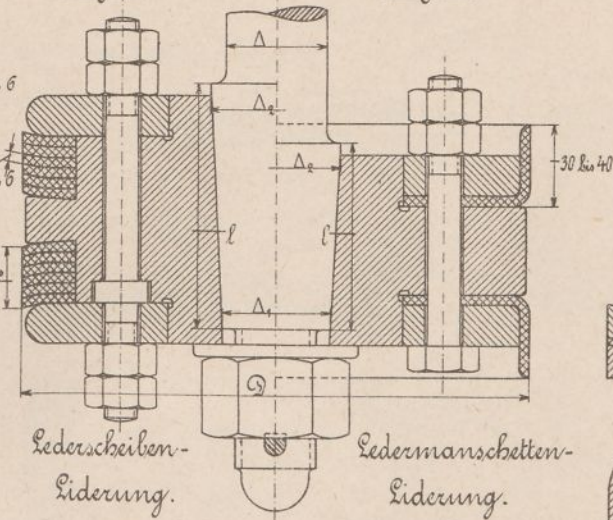


Fig. 7.  $\frac{1}{3}$ . Plunger.

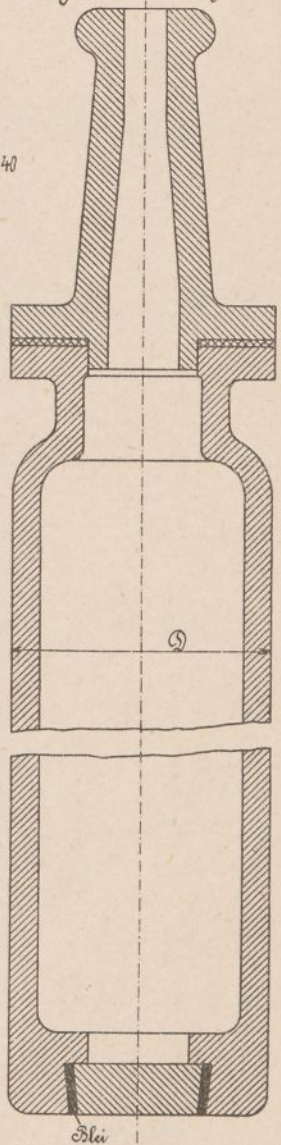


Fig. 5.  $\frac{1}{3}$ . Stahlliderung.

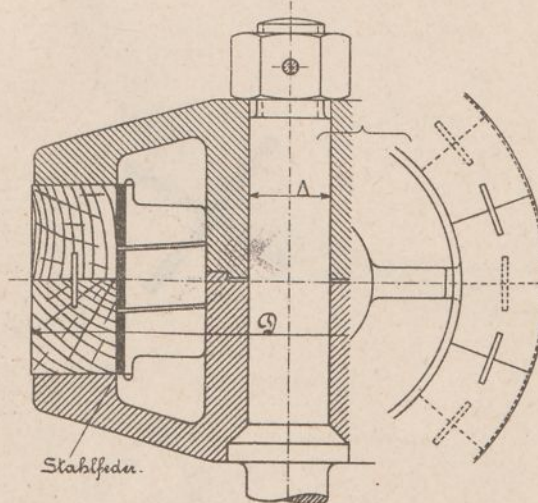


Fig. 6.  $\frac{1}{10}$ . Stahnliderung.

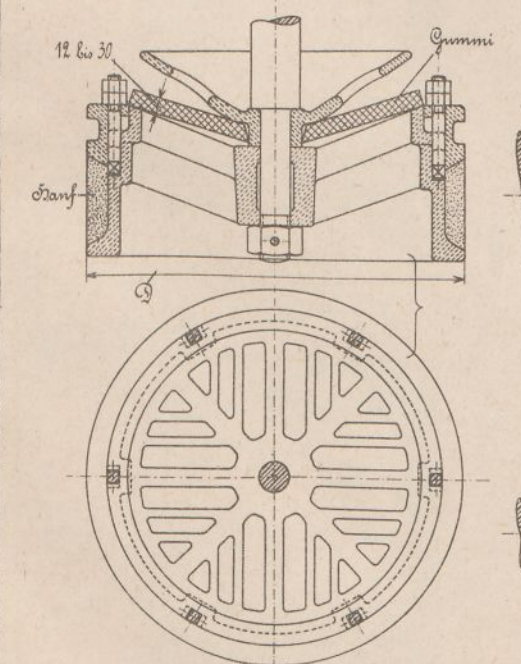


Fig. 8.  $\frac{1}{3}$ . Plunger.

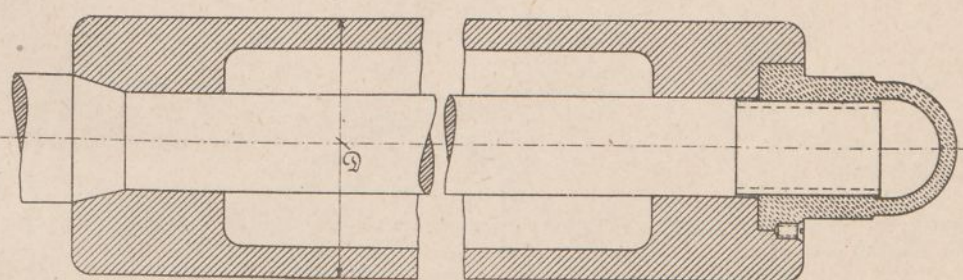
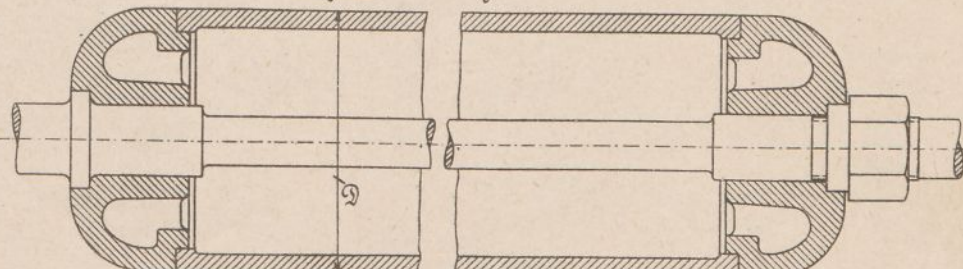


Fig. 9.  $\frac{1}{10}$ . Plunger.



# Stopfbüchsen für Stangf, Baumwolle, Leder etc.

Stangendurchmesser $\Delta$	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
Packungsraum	$b$	$0,2\Delta + 5$ bis 7,5			$0,2\Delta + 2$ bis 5			$0,2\Delta$ bis $0,2\Delta + 2$						
	$h$	$\Delta + 40$ bis 60			$\Delta + 70$ bis 80			$\Delta + 80$ bis 90						
Brillenschrauben $s$	engl	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{1}{2}$	1	1	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$
	mm	13	16	16	20	20	23	23	25	26	26	29	29	32

$\Delta$  Dchm. der Kolbenstange. Anring der Brille mindestens:  $0,5b$ .

Fig. 1.  $\frac{1}{5}$ . 2 Brillenschrauben.

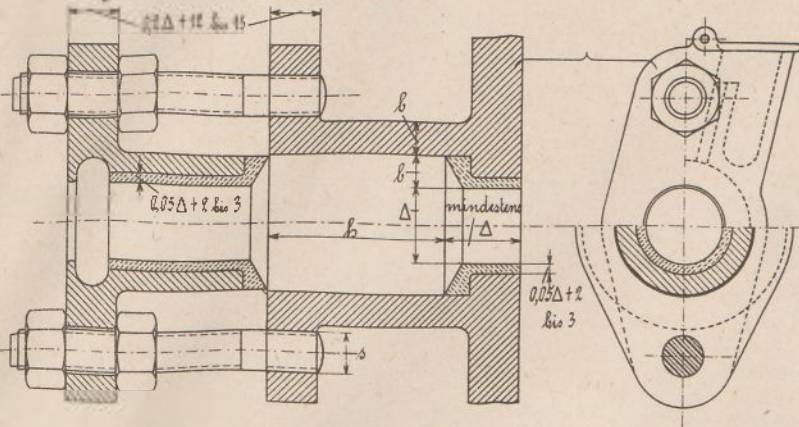


Fig. 2.  $\frac{1}{5}$ . 1 Brillenschraube.

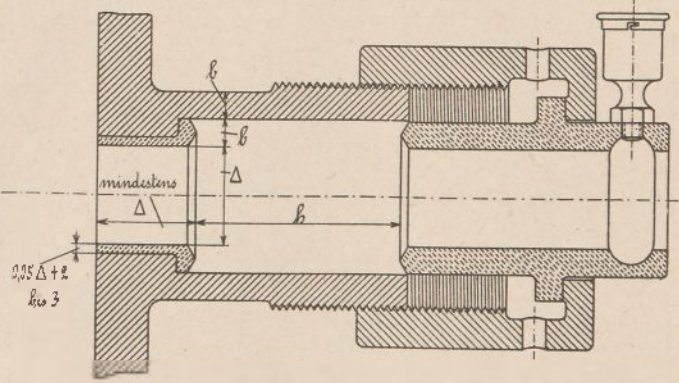


Fig. 3.  $\frac{1}{5}$ . 3 Brillenschrauben.

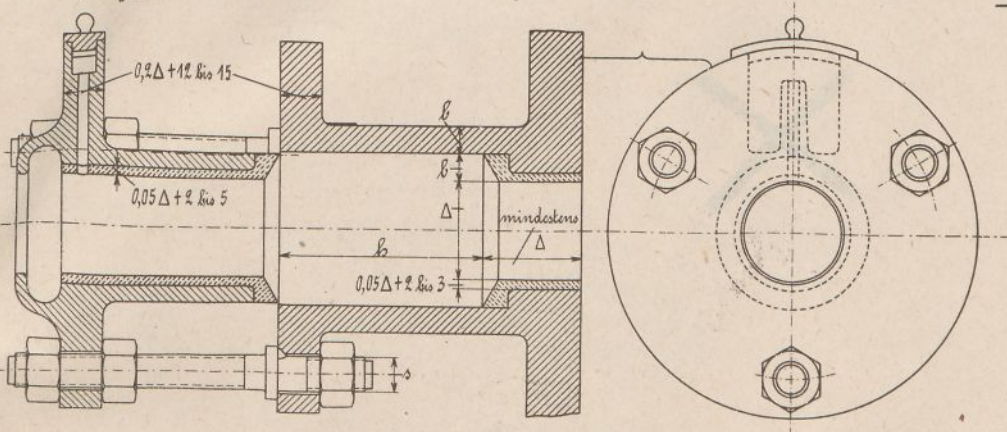
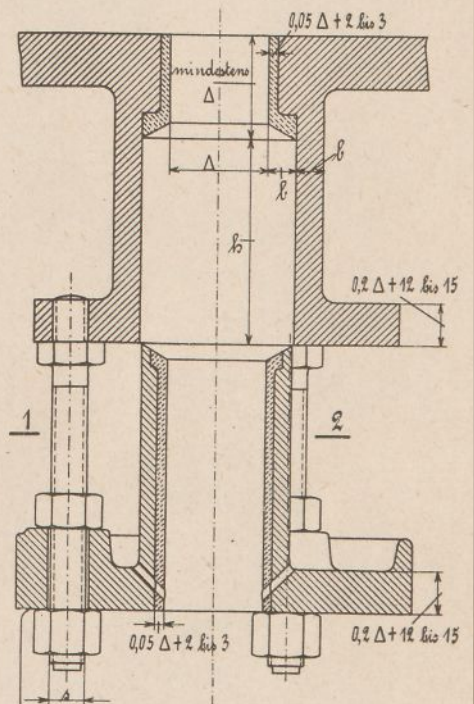


Fig. 4.  $\frac{1}{5}$ . Stängende Stopfbüchse.



## Stopfbüchsen für Ventilspindeln.

Fig. 5.  $\frac{1}{2,5}$ .

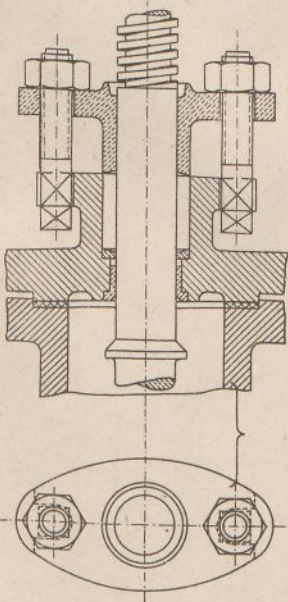


Fig. 6.  $\frac{1}{2,5}$ .

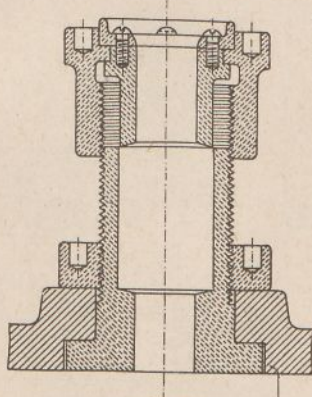


Fig. 7.  $\frac{1}{2,5}$ .

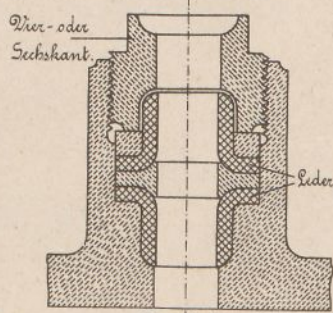
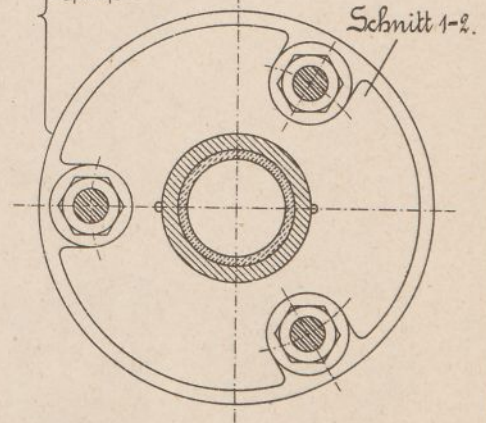
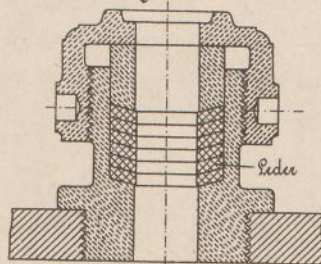


Fig. 8.  $\frac{1}{2,5}$ .



# Stopfbüchsen für Hanf, Baumwolle, Leder etc.

$\Delta$  Drehm. der Kollenslange.  
 Dimensionen  $b, s, s$  siehe S. 170.

Fig. 1.  $\frac{1}{3}$ . Ölbehälter.

Anzug der Brille mindestens  $0,5b$ .

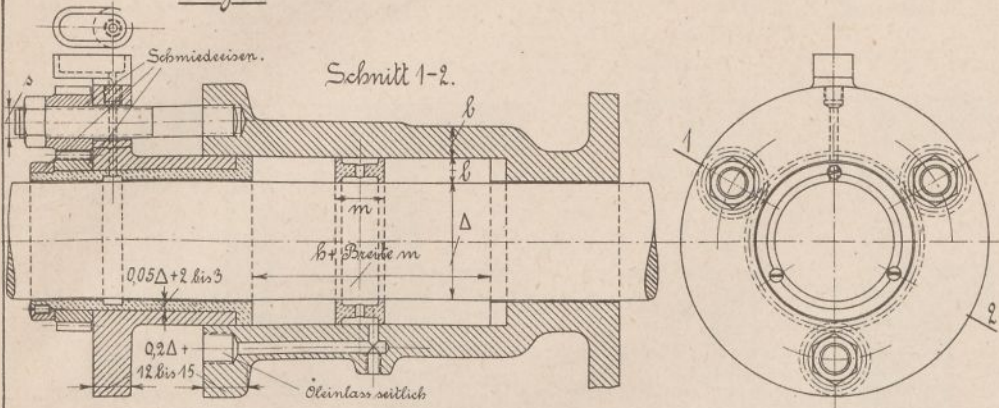


Fig. 3.  $\frac{1}{3}$ . Zwischenrad.

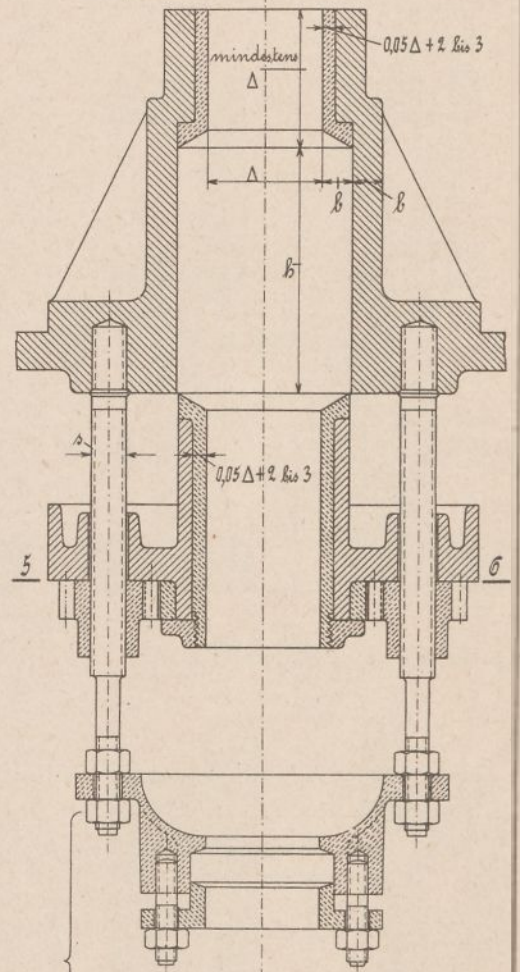


Fig. 2.  $\frac{1}{3}$ . Führungsbüchse.

Schnitt 3-4.

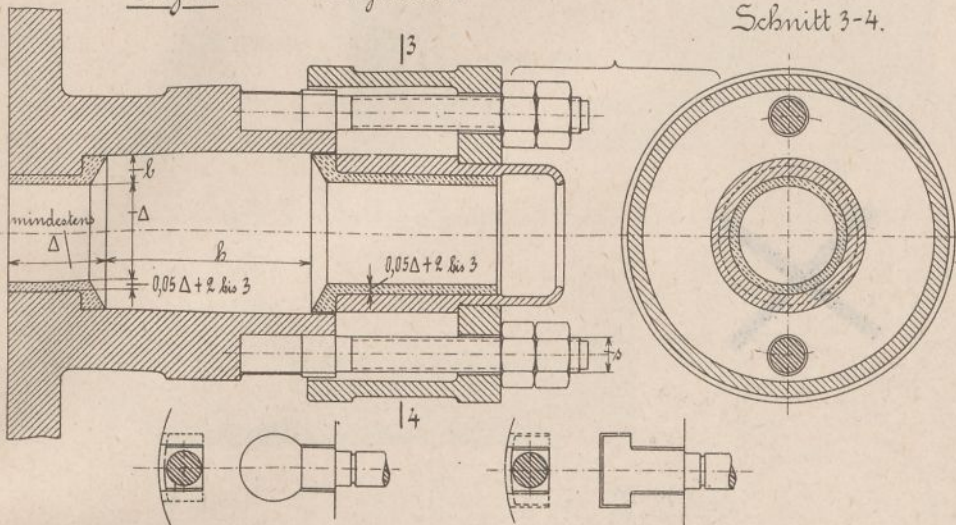


Fig. 4.  $\frac{1}{3}$ . Schneckenanzug, v. Fankoch, Landsberg  $\frac{1}{2}$  W.

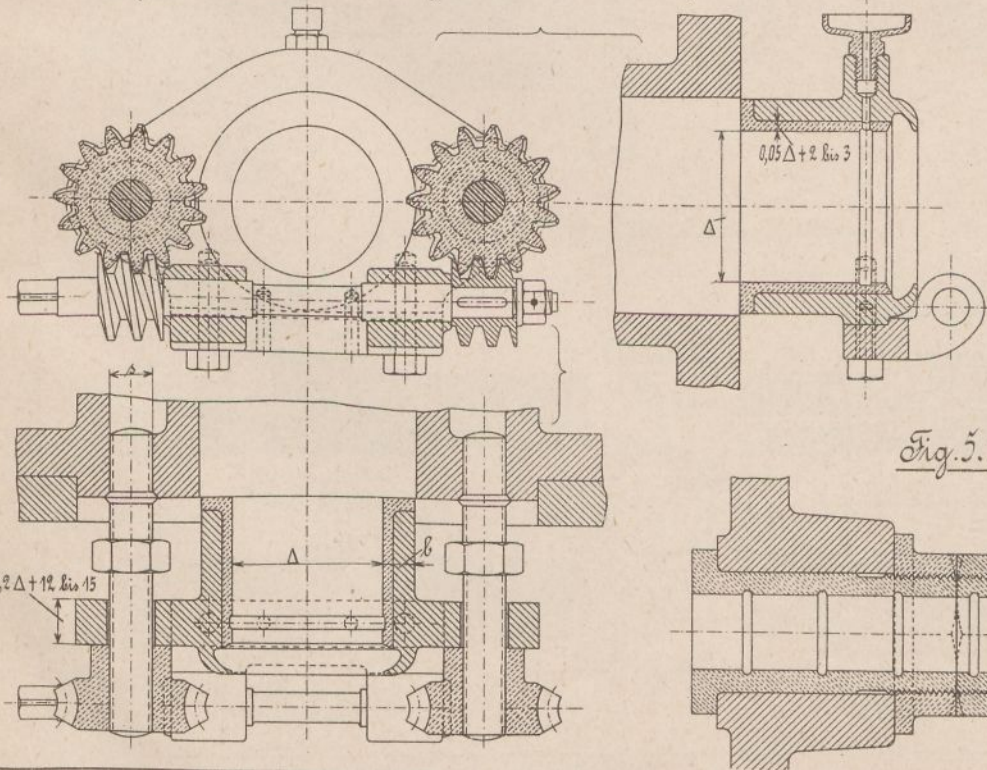
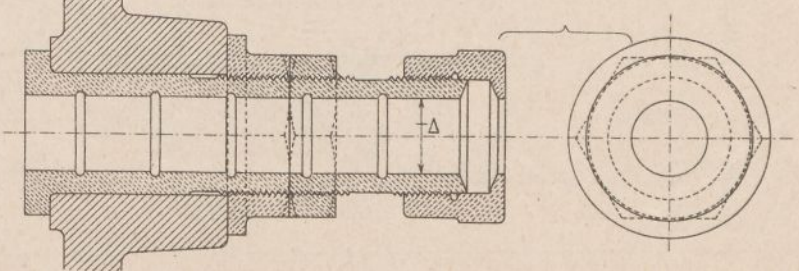


Fig. 5.  $\frac{1}{3}$ . Schieberstangen-Stopfbüchse.



# Stopfbüchsen für Metallliderung.

$\Delta$  Durchm. der Kolbenstange.  
Schraubenstärke  $s$  siehe S.170.

Anzug der Bülle mindestens 0,5 h.

Fig.1.  $\frac{1}{2}$ . *Snowaldt.*

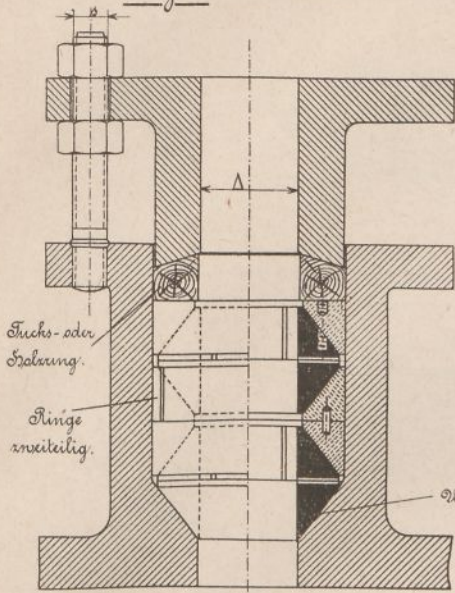


Fig.2.  $\frac{1}{2}$ . *Gminder.*

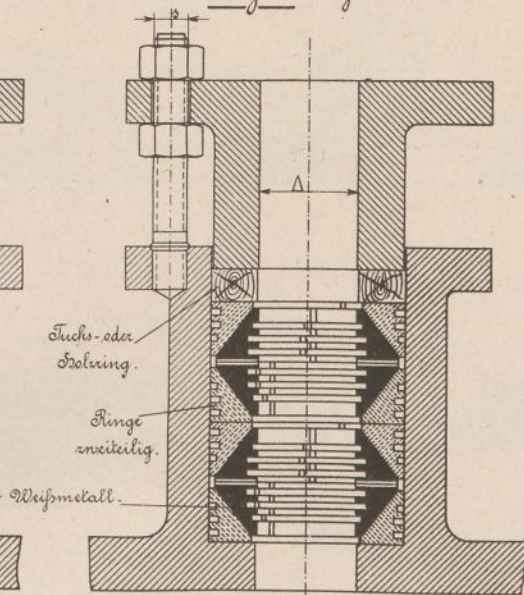


Fig.3.  $\frac{1}{2}$ . *Schelling.*

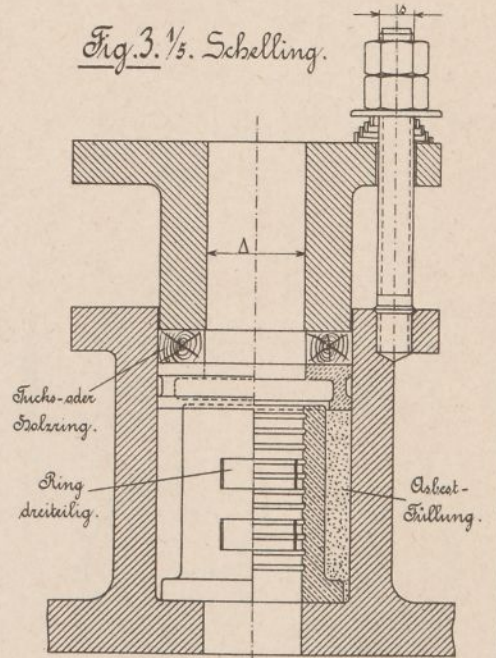


Fig.4.  $\frac{1}{2}$ . *United Kingdom, Schumann & Co., Leipzig-Plagwitz.*

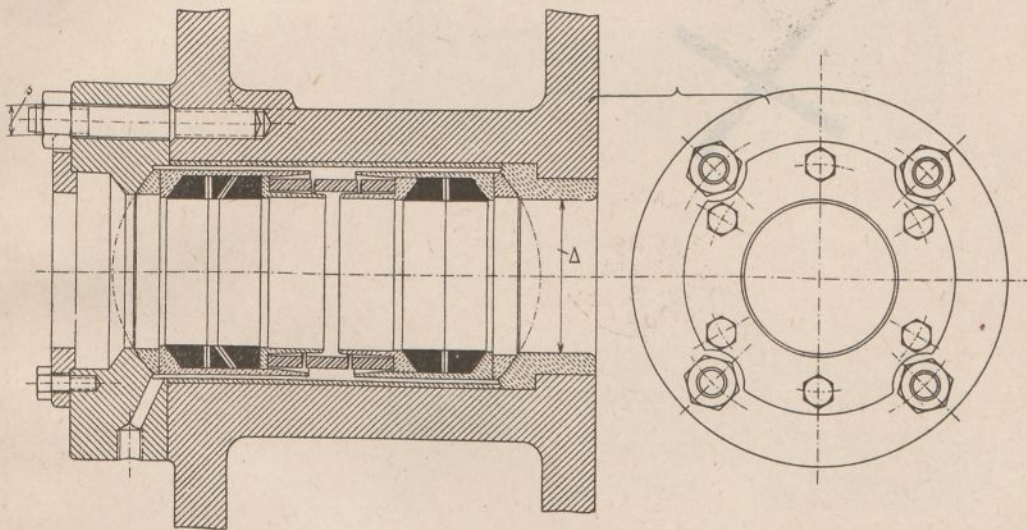


Fig.5.  $\frac{1}{2}$ . *Cordts & Co., Hamburg.*

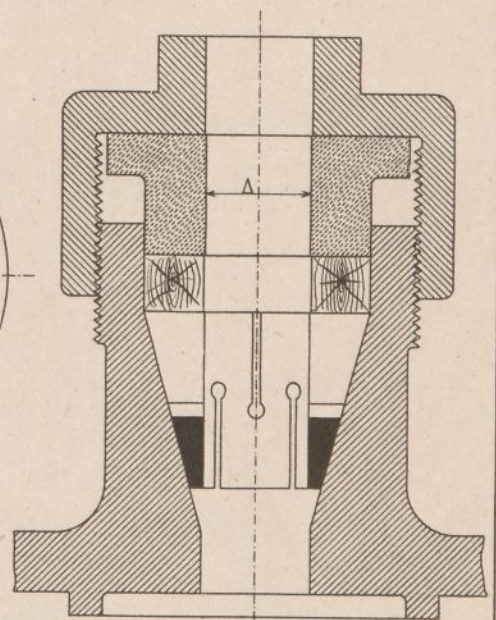
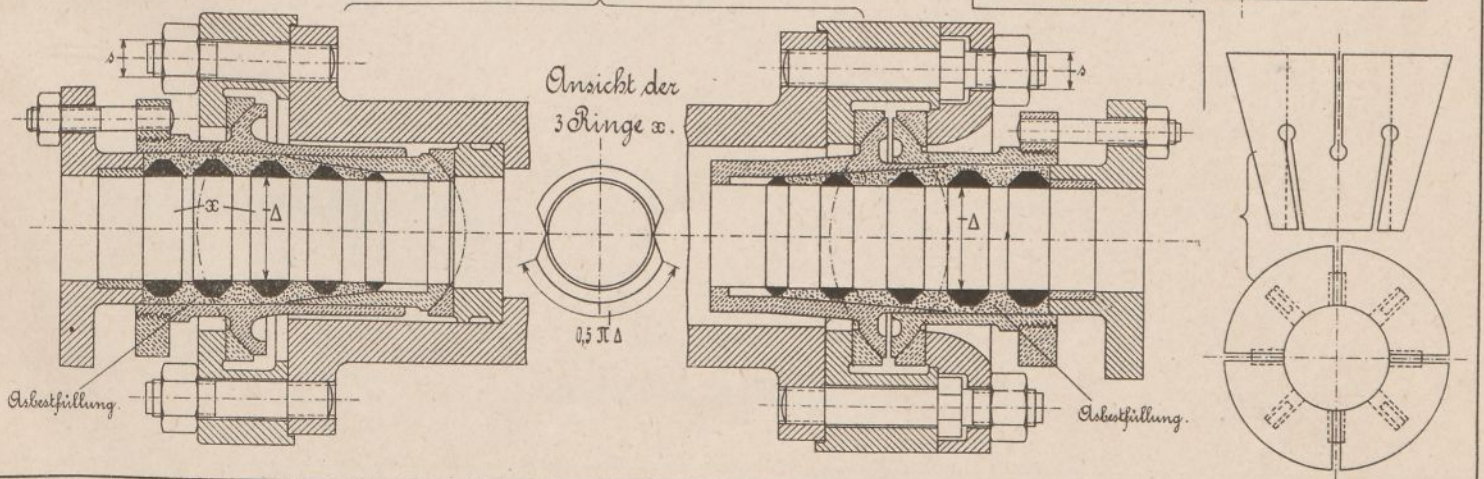


Fig.6 u. 7.  $\frac{1}{4}$ . *Macheth, L. Ziegler, Berlin.*



# Stopfbüchsen mit Metall- u. Labyrinthdichtung.

Δ Durchm. der Kolbenstange.

Fig. 1. 1/4.

Dr. R. Kraell, Dresden.

Ansicht der Seiten:

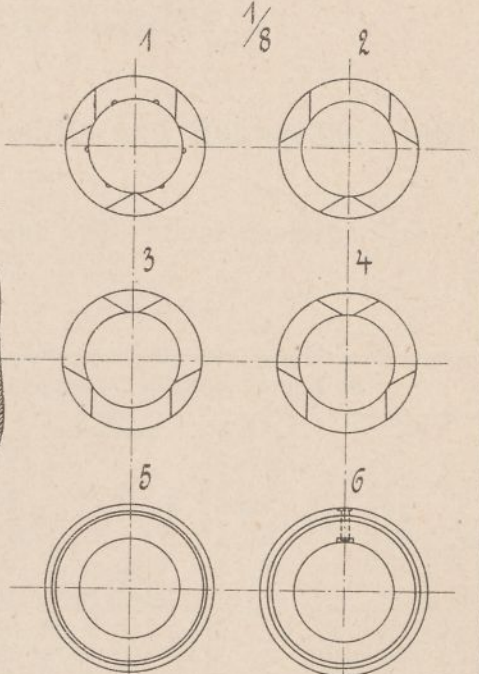
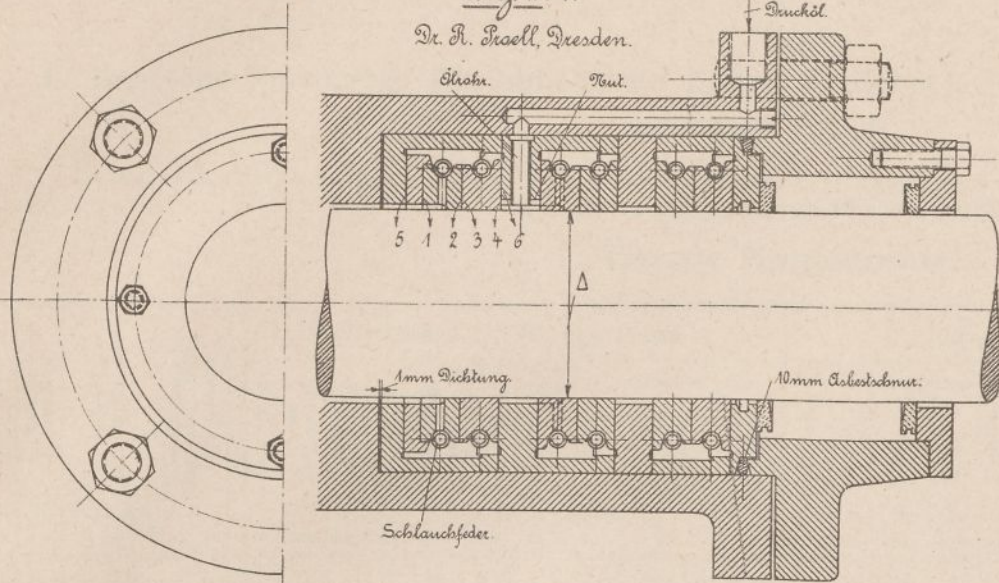


Fig. 2. 1/5. Lentz- P. Smiderski, Leipzig

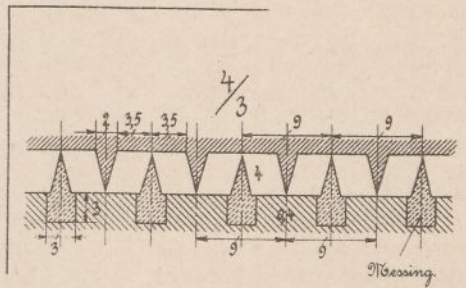
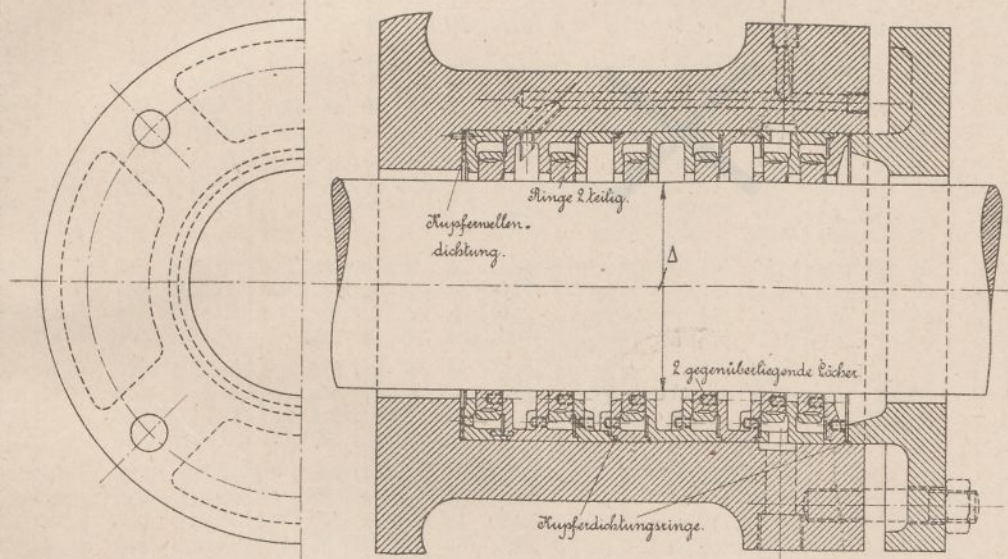
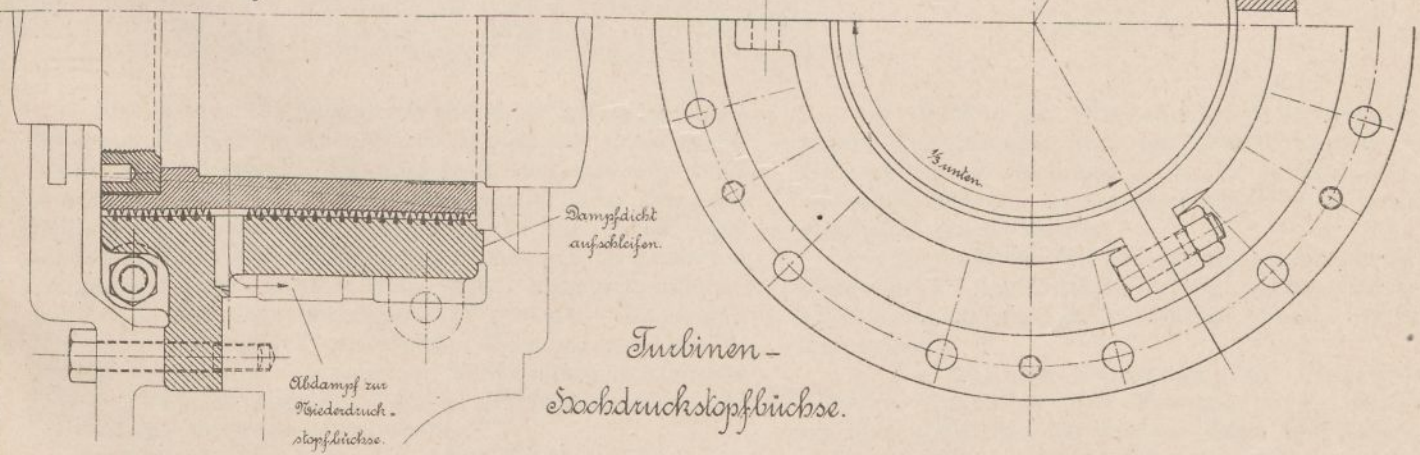


Fig. 3. 1/5. Bergmann- Electricitäts- Werke, Berlin.





# Rohre, Abschlußorgane, Dampfzylinder.

## I. Deutsche Normalien für gußeiserne Rohre, Schieber-, Ventil- und Hahngehäuse mit geringem Druck.

Gemeinschaftlich aufgestellt von dem Vereine deutscher Ingenieure und dem Vereine deutscher Gas- und Wasserfachmänner, revidiert 1882.

### 1. Gerade Normalrohre.

Lichter Durchmesser <i>D</i> mm	Normale Wandstärke <i>δ</i> mm	Äußerer Rohrdurchmesser <i>D + 2δ</i> mm	Gewicht von 1 m Rohr inkl. Muffe oder Flansch kg	Muffenrohre (S. 180, Fig. 1 und 2)										Flanschrohre (S. 180, Fig. 13 und 14)										Lichter Durchmesser <i>D</i> mm					
				Stärke der Dichtungslinge		Innere Muffenweite		Innere Muffentiefe		Dichtungs-tiefe		Wulst		Gewicht		Flansch		Dichtungs-leiste		Schrauben		Gewicht							
				<i>f</i> mm	<i>D<sub>1</sub></i> mm	<i>t</i> mm	<i>t'</i> mm	Stärke, Breite u. Anschlußradius <i>∞</i> mm	Äußerer Durchmesser <i>D<sub>2</sub></i> mm	Obi. Nutzlänge <i>L</i> m	der Muffe kg	eines Rohres von vorsteh. Nutzlänge kg	von 1 m Rohr inkl. Muffe kg	Durchmesser <i>D<sub>1</sub></i> mm	Dicke <i>α</i> mm	Breite <i>b</i> mm	Höhe <i>h</i> mm	Lochkreis-durchmesser <i>D<sub>2</sub></i> mm	Zahl	Stärke <i>s</i> mm	engl. Zoll	Länge mm	Durchmesser des Schrauben-loches <i>s'</i> mm		Obi. Baulänge <i>L</i> m	eines Flansches kg	eines Rohres von vorsteh. Baulänge kg	von 1 m Rohr inkl. des Flansches kg	
40	8	56	8,75	7	70	74	62	23	116	2	2,68	20,18	10,09	140	18	25	3	110	4	12,7	1/2	70	15	2	1,89	21,28	10,64	40	
50	8	66	10,57	7,5	81	77	65	23	127	2	3,14	24,28	12,14	160	18	25	3	125	4	15,9	5/8	75	18	2	2,41	25,96	12,98	50	
60	8,5	77	13,26	7,5	92	80	67	24	140	2	3,89	30,41	15,21	175	19	25	3	135	4	15,9	5/8	75	18	2	2,96	32,44	16,22	60	
70	8,5	87	15,20	7,5	102	82	69	24	150	3	4,35	49,95	16,65	185	19	25	3	145	4	15,9	5/8	75	18	3	3,21	52,02	17,34	70	
80	9	98	18,24	7,5	113	84	70	25	163	3	5,09	59,81	19,94	200	20	25	3	160	4	15,9	5/8	75	18	3	3,84	62,40	20,80	80	
90	9	108	20,29	7,5	123	86	72	25	173	3	5,70	66,57	22,19	215	20	25	3	170	4	15,9	5/8	75	18	3	4,37	69,61	23,20	90	
100	9	118	22,34	7,5	133	88	74	25	183	3	6,20	73,22	24,41	230	20	28	3	180	4	19	3/4	85	21	3	4,96	76,94	25,65	100	
125	9,5	144	29,10	7,5	159	91	77	26	211	3	7,64	94,94	31,65	260	21	28	3	210	4	19	3/4	85	21	3	6,26	99,82	33,27	125	
150	10	170	36,44	7,5	185	94	79	27	239	3	9,89	119,21	39,74	290	22	28	3	240	6	19	3/4	85	21	3	7,69	124,70	41,57	150	
175	10,5	196	44,36	7,5	211	97	81	28	267	3	12,00	145,08	48,36	320	22	30	3	270	6	19	3/4	85	21	3	8,96	151,00	50,33	175	
200	11	222	52,86	8	238	100	83	29	296	3	14,41	172,99	57,66	350	23	30	3	300	6	19	3/4	85	21	3	10,71	180,00	60,00	200	
225	11,5	248	61,95	8	264	100	83	30	324	3	16,89	202,71	67,57	370	23	30	3	320	6	19	3/4	85	21	3	11,02	207,89	69,30	225	
250	12	274	71,61	8,5	291	103	84	31	353	4	19,61	306,05	76,51	400	24	30	3	350	8	19	3/4	100	21	3	12,98	240,79	80,26	250	
275	12,5	300	81,85	8,5	317	103	84	32	381	4	22,51	349,91	87,48	425	25	30	3	375	8	19	3/4	100	21	3	14,41	274,37	91,46	275	
300	13	326	92,68	8,5	343	105	85	33	409	4	25,78	396,50	99,13	450	25	30	3	400	8	19	3/4	100	21	3	15,32	308,68	102,89	300	
325	13,5	352	104,08	8,5	369	105	85	34	437	4	28,83	445,15	111,29	490	26	35	4	435	10	22,2	7/8	105	25	3	19,48	351,20	117,07	325	
350	14	378	116,07	8,5	395	107	86	35	465	4	32,23	496,51	124,13	520	26	35	4	465	10	22,2	7/8	105	25	3	21,29	390,79	130,26	350	
375	14	403	124,04	9	421	107	86	35	491	4	34,27	530,43	132,61	550	27	35	4	495	10	22,2	7/8	105	25	3	24,29	420,70	140,23	375	
400	14,5	429	136,89	9,5	448	110	88	36	520	4	39,15	586,71	146,68	575	27	35	4	520	10	22,2	7/8	105	25	3	25,44	461,55	153,85	400	
425	14,5	454	145,15	9,5	473	110	88	36	545	4	41,26	621,82	155,46	600	28	35	4	545	12	22,2	7/8	105	25	3	27,64	490,73	163,58	425	
450	15	480	158,87	9,5	499	112	89	37	573	4	44,90	680,38	170,10	630	28	35	4	570	12	22,2	7/8	105	25	3	29,89	536,39	178,80	450	
475	15,5	506	173,17	9,5	525	112	89	38	601	4	48,97	741,65	185,51	655	29	40	4	600	12	22,2	7/8	105	25	3	32,41	584,33	194,78	475	
500	16	532	188,04	10	552	115	91	39	630	4	54,48	806,64	201,66	680	30	40	4	625	12	22,2	7/8	105	25	3	34,69	633,50	211,17	500	
550	16,5	583	212,90	10	603	117	92	40	683	4	62,34	913,94	228,49	740	33	40	5	675	14	25,4	1	120	28,5	3	44,28	727,26	242,42	550	
600	17	634	238,90	10,5	655	120	94	41	737	4	71,15	1026,75	256,69	790	33	40	5	725	16	25,4	1	120	28,5	3	47,41	811,52	270,51	600	
650	18	686	273,86	10,5	707	122	95	43	793	4	83,10	1178,54	294,64	840	33	40	5	775	18	25,4	1	120	28,5	3	50,13	921,84	307,28	650	
700	19	738	311,15	11	760	125	96	45	850	4	98,04	1342,64	335,66	900	33	40	5	830	18	25,4	1	120	28,5	3	56,50	1046,45	348,82	700	
750	20	790	350,76	11	812	127	97	47	906	4	111,29	1514,39	378,58	950	33	40	5	880	20	25,4	1	120	28,5	3	59,81	1171,90	390,63	750	
800	21	842	392,69	12	866	130	98	49	964	4	129,27	1700,03	425,01																
900	22,5	945	472,76	12,5	970	135	101	52	1074	4	160,17	2051,21	512,80																
1000	24	1048	559,76	13	1074	140	104	55	1184	4	195,99	2435,03	608,76																
1100	26	1152	666,81	13	1178	145	106	59	1296	4	243,76	2911,00	727,75																
1200	28	1256	783,15	13	1282	150	108	63	1408	4	294,50	3427,10	856,78																

Anmerkung. Die normalen Wandstärken gelten für Rohre, die einem Betriebsdrucke von 10 at (kg/qcm) und einem Probe-drucke von höchstens 20 at ausgesetzt sind und vor allem Wasserleitungszwecken dienen. Für gewöhnliche Druckver-hältnisse von Wasserleitungen (4 bis 7 at) ist eine Verminderung der Wandstärken zulässig, ebenso für Leitungen, in denen nur ein geringer Druck herrscht (Gas-, Wind-, Kanalisationsleitun-gen usw.). Für Dampfleitungen, die größeren Temperatur-differenzen und dadurch entstehenden Spannungen, sowie für Leitungen, die unter besonderen Verhältnissen schädlichen äußeren Einflüssen ausgesetzt sind, ist es empfehlenswert, die Wandstärken entsprechend zu erhöhen.

Der äußere Durchmesser  $D + 2δ$  des Rohres ist feststehend. Änderungen der Wandstärke sind also nur auf den lichten Durch-messer des Rohres von Einfluß. Als unabänderlich normal gilt ferner die innere Muffenform, die Art des Anschlusses an das Rohr und die Fugenweite (Bleifuge)  $f$ .

Aus Gründen der Fabrikation sind bei geraden Normal-rohren Abweichungen von den durch Rechnung ermittelten Gewichten um höchstens  $\pm 3\%$  zu gestatten. In den Ge-wichtsberechnungen ist das spezifische Gewicht des Gußeisens gleich 7,25 gesetzt worden.

Für die Anordnung der Schraubenlöcher bei den Flansch-rohren gilt die Regel, daß die lotrechte Ebene durch die Rohr-achse Symmetrieebene für die Löcher ist und kein Schrauben-loch enthält.

$L$ , die übliche Nutzlänge der Muffenrohre und übliche Baulänge der Flanschrohre, wird von ver-schiedenen Fabriken für manche Rohre um 0,5 m und 1,0 m größer ausgeführt, sodaß bei Bestellungen eine vorhergehende Vereinbarung mit dem Lieferanten geboten erscheint.

## 2. Normale Formstücke, Schieber-, Ventil- und Hahngehäuse.

### a) Muffen-Formstücke.

*A*- und *B*-Stücke (S. 180, Fig. 3 und 4)

$$a = 0,2D + 0,5d + 100 \text{ mm,}$$

$$l = 0,1d + 120 \text{ mm,}$$

*t* = Muffentiefe des Abzweiges für *d* als lichten Durchmesser,

$$r = 0,05d + 40 \text{ mm.}$$

Durchmesser des Hauptrohres <i>D</i> mm	Durchmesser des Abzweiges <i>d</i> mm	Baulänge <i>L</i> m
40 bis 100	40 bis 100	0,80
125 " 325	40 " 325	1,00
350 " 500	40 " 300	1,00
	325 " 500	1,25
550 " 750	40 " 250	1,00
	275 " 500	1,25
	550 " 750	1,50

*C*-Stücke (S. 180, Fig. 5)

$$a = 0,1D + 0,7d + 80 \text{ mm,}$$

$$c = 0,1D + 80 \text{ mm,}$$

$$l = 0,75a,$$

$$r = d.$$

Durchmesser des Hauptrohres <i>D</i> mm	Durchmesser des Abzweiges <i>d</i> mm	Baulänge <i>L</i> m
40 bis 100	40 bis 100	0,80
125 " 275	40 " 275	1,00
300 " 425	40 " 250	1,00
	275 " 425	1,25
450 " 600	40 " 250	1,00
	275 " 425	1,25
	450 " 600	1,50
650 " 750	40 " 250	1,00
	275 " 425	1,25
	450 " 600	1,50
	650 " 750	1,75

*E*-Stücke (S. 180, Fig. 7)

(Flansch-Muffenstücke)

$$L = 300; \text{ zulässig für } D \geq 40 \text{ mm.}$$

*F*-Stücke (S. 180, Fig. 8)

(Flansch-Schwanzstücke)

$$L = 600 \text{ für } D = 40 \text{ bis } 475 \text{ mm,}$$

$$L = 800 \text{ " } D = 500 \text{ " } 750 \text{ mm.}$$

*J*-Stücke (S. 180, Fig. 10)

(Scharfe Bogenstücke)

$$R = \begin{cases} 250 & \text{für } D = 40 \text{ bis } 90 \text{ mm,} \\ D + 150 \text{ mm} & \text{für } D \geq 100 \text{ mm,} \end{cases}$$

$$m = \begin{cases} D + 200 \text{ mm} & \text{für } D = 40 \text{ bis } 375 \text{ mm,} \\ 600 & \text{für } D \geq 400 \text{ mm.} \end{cases}$$

*K*-Stücke (S. 180, Fig. 11)

(Schlanke Bogenstücke)

$$R = 10D; \text{ zulässig für } D \geq 40 \text{ mm.}$$

*L*-Stücke (S. 180, Fig. 12)

(Schlanke Bogenstücke)

$$R = 5D; \text{ zulässig für } D \geq 300 \text{ mm.}$$

*R*-Stücke (S. 180, Fig. 9)

(Übergangrohr)  $L = 1000 \text{ mm.}$

*Ü*-Stücke (S. 180, Fig. 6)

(Überschieber)

$$L = 4t, \text{ wenn } t \text{ die } D \text{ entsprechende Muffentiefe.}$$

Außer den *A*-, *B*- und *C*-Stücken sind *AA*-, *BB*- und *CC*-Stücke mit zwei gegenüberliegenden Abzweigen erhältlich; die Abmessungen sind dieselben wie bei den einfachen Stücken.

### b) Flansch-Formstücke.

*T*-, *+*-Stücke und Normalkrümmen.

(S. 180, Fig. 16 bis 18)

Schenkellänge

$$L = D + 100 \text{ mm,}$$

$$l = 0,5(D + d) + 100 \text{ mm.}$$

### c) Schieber-, Ventil- und Hahngehäuse.

Muffenschieber.

Baulänge

$$L = 0,7D + 100 \text{ mm} \text{ bei unmittelbar eingetriebenen,}$$

$$L = D - 2t + 250 \text{ mm} \text{ bei eingeleiteten Sitzringen.}$$

Flanschschieber.

$$\text{Baulänge } L = D + 200 \text{ mm.}$$

Ventile und gußeiserne Hähne.

Baulänge der Durchgangsventile und Hähne

$$L = 2D + 100 \text{ mm,}$$

Schenkellänge der Eckventile

$$L = D + 50 \text{ mm.}$$

Anmerkung. Die Bezeichnung der einzelnen Formstücke geschieht in der Weise, daß die Art (*A*, *B*, *C* . . .) unter Hinzufügung der Zahl für den lichten Durchmesser angegeben wird (z. B. *E* 300). Bei den *A*-, *B*-, *C*-Stücken gibt eine zweite Zahl unter einem Bruchstrich (z. B.  $A \frac{300}{150}$ ) den lichten Durchmesser des Abzweiges, bei den Krümmern die Anzahl der Stücke für den Quadranten an (also  $90^\circ : \alpha$ );  $\alpha = 45, 30, 22\frac{1}{2}$  und  $15^\circ$ . Sämtliche Formstücke über 750 mm Durchmesser werden nicht als normale Formstücke betrachtet.

Bei der Berechnung der Gewichte von Formstücken ist dem Gewichte, das nach den normalen Abmessungen berechnet ist, ein Zuschlag von 15%, bei Krümmern ein solcher von 20% zu geben. Die Abzweigstücke, deren Abzweig einen Durchmesser von 400 mm und mehr besitzt, sind von 2 at Betriebsdruck an sowohl in ihren Wandungen als auch, wenn nötig, durch Rippen zu verstärken.



### 1. Geltungsbereich der Normalien hinsichtlich des Rohrdurchmessers und des Dampfdruckes; Prüfungsdruck.

Die Rohre gelten für Rohre von 25 bis 400 mm Durchmesser, für einen Betriebsdruck bis 20 at Überdruck und für eine Dampftemperatur bis 400° C.

Die Einzelstücke sind bei gewöhnlicher Temperatur mit dem Zweifachen des höchsten Betriebsdruckes zu prüfen. Dabei sind dieselben, während sie unter Druck stehen, mit dem Hammer abzuklopfen.

### 2. Druckfläche der Flanschverbindungen.

Die den Festigkeitsrechnungen zugrunde gelegte Druckfläche der Flanschverbindungen ist gleich der Kreisfläche, welche sich bis zur Außenkante der Dichtungsringfläche erstreckt.

### 3. Baustoffe.

#### a) Gußeisen.

Gußeisen darf bis 8 at zu Röhren, Formstücken und Ventilkörpern für alle Durchmesser, von 8 bis 13 at zu Ventilkörpern und Formstücken für alle Durchmesser, zu Röhren nur bis 150 mm Durchmesser, über 13 at überhaupt nicht verwendet werden, mit Ausnahme von Ventilen bis 50 mm Durchmesser. Das Gußeisen muß für 30 mm starke Rundstäbe mit Gußhaut bei 600 mm Entfernung der Auflager eine Biegezugfestigkeit von mindestens 3400 kg/qcm und eine Durchbiegung von mindestens 10 mm ergeben.

#### b) Bronze.

Für Ventilkörper und Formstücke ist bei Temperaturen bis 220° C gewöhnliche Bronze zulässig, vorausgesetzt, daß sie bei Zimmertemperatur eine Zugfestigkeit von mindestens 2000 kg/qcm bei wenigstens 15% Dehnung besitzt.

Soll bei Verwendung von Legierungen über 220° C hinausgegangen werden, so ist vorher die Ermittlung der Festigkeitseigenschaften für die in Betracht kommenden höheren Temperaturen geboten.

#### c) Flußeisen, Schweißisen, Stahlguß.

Aus Flußeisen oder Schweißisen können angefertigt werden: die Schrauben und die Rohrwandungen; aus Flußeisen, Schweißisen oder Stahlguß: die Flansche. Die Ventile werden aus Stahlguß, die Formstücke aus Stahlguß, Fluß- oder Schweißisen hergestellt, sofern nicht Gußeisen oder Bronze im Rahmen der für diese Baustoffe geltenden Beschränkungen gewählt wird.

Die Zahlen der Festigkeit und der Dehnung (auf die Meßlänge  $l = 11,3 \sqrt{f}$ , wenn  $f$  der Stabquerschnitt) sollen betragen:

für Flußeisen: 3600 bis höchstens 4500 kg/qcm bei wenigstens 20% Dehnung,

für Schweißisen: in der Längsrichtung mindestens 3400 kg/qcm bei wenigstens 12% Dehnung, in der Querrichtung mindestens 3200 kg/qcm bei wenigstens 8% Dehnung,

für Stahlguß: mindestens 3800 kg/qcm bei wenigstens 20% Dehnung.

Bei Stahlguß gelten die angegebenen Festigkeitszahlen für angegossene Probestäbe.

Stumpfgeschweißte Rohre (sog. Gasrohre) sollen nicht verwendet werden.

### 4. Rohrverbindungen.

#### a) Flansche und Bordringe.

Winkelflansche sind für alle Rohrdurchmesser und für Drucke bis 20 at zulässig.

Die Verbindung der Flansche mit den Rohren mittels Lötung allein ist nicht zulässig, die Sicherung der Flanschköpfe gegen Abschieben von den Rohren muß durch Schweißen oder Nieten, durch Einwalzen, mittels Gewindes oder durch Umbördeln erzielt werden.

Das Einwalzen mit Walzapparaten ist zweckmäßig, erfordert aber da, wo die Wandstärke größer als 8 mm ist, maschinelle Vorrichtungen. Sind diese nicht vorhanden, so ist Nietung zu empfehlen.

Das Aufschiessen von Bordringen ist bis 250 mm zulässig, wobei der Schweißdruck durch mechanische Vorrichtungen zu erzeugen ist. Das Vorschweißen von Bordringen oder Flanschen kann nur für die größeren Rohrweiten empfohlen werden, bei denen eine beiderseitige Bearbeitung der Schweißnaht möglich ist.

Die Flansche können mit Schrägsitz oder mit Flachsitz ausgeführt werden.

#### b) Flanschdurchmesser, Lochkreisdurchmesser.

Bis zu 80 mm Durchmesser stimmen die Flansch- und Lochkreisdurchmesser mit den Maßen der deutschen Rohrnormalien (S. 174) für geringen Druck überein; über 80 mm Durchmesser hinaus sind sie größer.

c) Die glatten Bordringe und Flansche setzen voraus, daß ein dem hohen Druck und der hohen Temperatur entsprechend gewähltes Dichtungsmaterial verwendet wird.

Die Abmessungen der Bordringe und Flansche gestatten auch die Herstellung von Nut und Feder.

Die Abmessungen der Rohre wurden den tatsächlichen Ausführungen der Rohrwalzwerke entsprechend aufgenommen. Für die Herstellung ist der Außendurchmesser maßgebend. Die lichte Weite wird aus ihm durch Abziehen der Wandstärken berechnet. Änderungen der letzteren beeinflussen also die lichte Weite, die in der Zahlentafel als Bezeichnung dient.

Von den in der Zahlentafel enthaltenen Abmessungen sollen nur die Maße für Flansch- und Lochkreisdurchmesser sowie die Angaben für Zahl und Stärke der Schrauben bindend sein.

#### Absperrvorrichtungen.

Von der Aufnahme der Baulängen der Ventile ist abgesehen worden.

#### Prüfung der Rohrleitungen.

Die in den früheren Normalien enthaltene Empfehlung, die fertigen Rohrleitungen nach den für Dampfkessel geltenden Vorschriften zu prüfen, ist fallen gelassen worden.

#### Baustoffe.

Für Gußeisen, dessen Anwendungsbereich nicht geändert ist, sollen die Prüfungsbestimmungen angewendet werden, die der Verein deutscher Eisengießereien und der deutsche Verband für die Materialprüfungen der Technik neuerdings für Maschinenguß von hoher Festigkeit angenommen haben.

#### Flußeisen, Schweißisen, Stahlguß.

Die angegebenen Festigkeitszahlen sollen nur als Empfehlung, nicht als Vorschrift gelten.

#### Rohrverbindungen.

Durch Versuche der Königl. Materialprüfungsanstalt in Stuttgart ist die Zulässigkeit der für die Flanschverbindungen vorgeschlagenen Abmessungen nachgewiesen worden.

### III. Spiralgeschweißte schmiedeeiserne Flanschrohre

nach Gebr. Forstreuter in Oschersleben.

(Verbindung der Rohre nach S. 182, Fig. 1 bis 4, für Betriebsüberdrucke bis zu 1, 2 bzw. mehr at)

Äußerer Rohrdurchmesser $D + 2\delta$		Zulässiger Betriebsüberdruck in at bei einer Wandstärke $\delta$ in mm						Äußerer Flanschdurchmesser	Lochkreisdurchmesser	Schrauben		Niete	
mm	engl. Zoll	2 1/2	3	3 1/2	4	5	6	$D_1$ mm	$D_2$ mm	s engl. Zoll	Zahl	t mm	Zahl
157	6 3/16	24	28	30	—	—	—	290	240	3/4	6	13	12
182	7 3/16	20	25	30	—	—	—	320	270	3/4	6	13	14
208	8 3/16	18	22	26	—	—	—	350	300	3/4	6	13	16
233	9 3/16	16	19	23	—	—	—	370	320	3/4	6	13	18
259	10 3/16	15	17	20	—	—	—	400	350	3/4	8	13	20
311	12 1/4	—	15	18	20	24	—	450	400	7/8	8	16	24
362	14 1/4	—	13	15	17	21	—	520	465	7/8	10	16	26
416	16 3/8	—	—	13	15	18	—	575	520	7/8	10	16	28
467	18 3/8	—	—	11	13	16	19	630	570	7/8	12	18	30
517	20 3/8	—	—	10	12	15	18	680	625	7/8	12	18	32
571	22 1/2	—	—	9 1/2	11	13	15	740	675	1	14	18	36
622	24 1/2	—	—	8 1/2	10	12 1/2	15	790	725	1	16	18	40

Baulänge der Rohre 10 m. Probedruck gleich dem 1,5fachen des angegebenen zulässigen Betriebsüberdruckes.

### IV. Überlappt geschweißte schmiedeeiserne Flanschrohre

der Düsseldorfer Röhren- und Eisenwalzwerke (Verbindung nach S. 182, Fig. 1, 4 und 5)

und Nahtlose Stahlflanschrohre nach Mannesmann.

Äußerer Rohrdurchmesser $D + 2\delta$		Wandstärke	Flansch		Lochkreisdurchmesser	Schraubenloch		Gewicht inkl. des Flansches von 1 m	Äußerer Rohrdurchmesser $D + 2\delta$		Wandstärke	Flansch		Lochkreisdurchmesser	Schraubenloch		Gewicht inkl. des Flansches von 1 m
mm	engl. Zoll	$\delta$ mm	Durchmesser $D_1$ mm	Stärke $x$ mm	$D_2$ mm	Durchmesser $s'$ mm	Zahl	kg	mm	engl. Zoll	mm	Durchmesser $D_1$ mm	Stärke $x$ mm	$D_2$ mm	Durchmesser $s'$ mm	Zahl	kg
38	1 1/2	2 1/4	96	8	68	11,5	3	2,20	133	5 1/4	4	231	16	184	21	4	14,35
41,5	1 5/8	2 1/4	99	8	71	11,5	3	2,40	140	5 1/2	4 1/2	239	16	192	21	4	16,70
44,5	1 3/4	2 1/4	103	8	75	11,5	3	2,52	146	5 3/4	4 1/2	245	16	198	21	6	17,40
47,5	1 7/8	2 1/4	106	8	78	11,5	3	2,74	152	6	4 1/2	254	16	207	21	6	18,10
51	2	2 1/2	116	10	84	14	3	3,22	159	6 1/4	4 1/2	261	16	214	21	6	19,10
54	2 1/8	2 1/2	121	10	89	14	3	3,50	165	6 1/2	4 1/2	269	16	222	21	6	19,70
57	2 1/4	2 3/4	124	10	92	14	3	4,00	171	6 3/4	4 1/2	275	16	228	21	6	20,60
60	2 3/8	3	129	10	97	14	3	4,60	178	7	4 1/2	286	18	240	21	6	21,70
63,5	2 1/2	3	133	12	101	14	3	4,90	191	7 1/2	5 1/2	300	18	253	21	6	27,70
70	2 3/4	3	140	12	108	14	4	5,40	203	8	5 1/2	313	20	266	21	6	29,90
76	3	3	146	12	114	14	4	5,90	216	8 1/2	6 1/2	327	20	280	21	6	36,67
83	3 1/4	3 1/4	163	12	126	17	4	7,05	229	9	6 1/2	341	20	294	21	7	38,92
89	3 1/2	3 1/4	169	14	132	17	4	7,66	241	9 1/2	6 1/2	354	22	306	21	7	41,44
95	3 3/4	3 1/4	175	14	138	17	4	8,17	254	10	6 1/2	372	22	323	21	7	44,26
102	4	3 3/4	185	14	148	17	4	10,00	267	10 1/2	7	385	22	336	21	7	49,52
108	4 1/4	3 3/4	191	14	154	17	4	10,60	279	11	7 1/2	404	25	353	21	8	55,90
114	4 1/2	3 3/4	197	14	160	17	4	11,20	292	11 1/2	7 1/2	417	25	365	21	8	58,70
121	4 3/4	4	204	14	167	17	4	12,63	305	12	7 1/2	430	25	379	21	8	61,48
127	5	4	226	16	179	21	4	13,68	318	12 1/2	8	442	25	392	21	8	66,00

Baulänge der Rohre gewöhnlich 4 bis 5 m, zulässiger Betriebsüberdruck der schmiedeeisernen Rohre 15 at, Probedruck der Stahlrohre 50 at.

### V. Stumpf geschweißte Gasrohre.

Lichter Rohrdurchmesser		Wandstärke	Gewöhnliche Verhältnisse				Vorschläge des Vereines deutscher Ingenieure, des Vereines deutscher Gas- und Wasserfachmänner usw.		
Zoll engl.	mm	mm	Äußerer Gewindedurchmesser	Gewindetiefe	Zahl der Gänge auf 1 Zoll engl.	Äußerer Rohr- und Gewindedurchmesser	Kerndurchmesser des Gewindes	Zahl der Gänge auf 1 Zoll engl.	
			Zoll engl.	mm	mm	mm	mm		
1/8	3,175	1,9	19/32	10,3	0,58	19	—	—	
1/4	6,350	2,1	17/32	13,5	0,86	19	13,0	11,3	
3/8	9,525	2,3	5/8	15,9	0,86	19	16,5	14,8	
1/2	12,700	2,7	13/16	20,6	1,17	14	20,5	18,2	
5/8	15,875	3,0	29/32	23,0	1,17	14	23,0	20,7	
3/4	19,050	3,0	1 1/32	26,2	1,17	14	26,5	24,2	
7/8	22,225	3,3	1 3/16	30,2	1,47	11	—	—	
1	25,400	3,3	1 5/16	33,3	1,47	11	33,0	30,0	
1 1/4	31,749	3,7	1 5/8	41,3	1,47	11	42,0	39,0	
1 1/2	38,099	3,9	1 7/8	47,6	1,47	11	48,0	45,0	
1 3/4	44,499	4,0	2 1/8	54,0	1,47	11	52,0	49,0	
2	50,799	4,3	2 3/8	60,3	1,47	11	59,0	56,0	
2 1/4	57,149	4,5	2 5/8	66,7	1,47	11	70,0	67,0	
2 1/2	63,499	4,7	3	76,2	1,47	11	76,0	73,0	
2 3/4	69,849	4,8	3 1/8	79,4	1,47	11	—	—	
3	76,199	5,0	3 1/2	88,9	1,47	11	89,0	86,0	
3 1/2	88,898	5,3	3 15/16	100,0	1,47	11	101,5	98,5	
4	101,600	5,3	4 7/16	112,7	1,47	11	114,0	111,0	

**VI. Kupferrohre nach F. G. Rühmkorff & Co., Metallwarenfabrik in Hannover.**

**1. Gerade Rohre.**

Wandstärke für gelötete Rohre

1, 1<sup>1</sup>/<sub>4</sub>, 1<sup>1</sup>/<sub>2</sub>, 2, 2<sup>1</sup>/<sub>2</sub>, 3, 3<sup>1</sup>/<sub>4</sub>, 4, 5 mm bei Rohrdurchmessern bis zu 250 mm.

Wandstärke für gezogene Rohre

1 mm bei Rohrdurchmessern bis zu	80 mm,
1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> " " " "	90 "
1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> , 1 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> " " " "	100 "
2, 2 <sup>1</sup> / <sub>4</sub> " " " "	140 "
2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> , 2 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> " " " "	160 "

3, 3<sup>1</sup>/<sub>2</sub>, 4, 5 mm bei Rohrdurchmessern bis zu 250 mm.

**2. L-Stücke, Krümmer.**

Schenkellänge  $D \pm 100$  mm,

Wandstärke

2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> mm für Rohrdurchmesser von	40 bis 80 mm,
3 " " " "	90 " 125 "
3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> " " " "	150 " 200 "
4, 5 " " " "	225 " 300 "

**VII. Wand- und Schraubenstärke der Rohre.**

**1. Empirische Formeln zur Bestimmung der Wandstärke.**

Bezeichnet

$D$  den lichten Durchmesser,

$\delta$  die Wandstärke des Rohres,

so ist zu nehmen:

für gußeiserne Wasser- und Gasleitungsrohre (siehe die Tabelle auf S. 174)

$$\delta = \frac{D}{60} + 7 \text{ mm bei stehendem,}$$

$$\delta = \frac{D}{50} + 9 \text{ mm bei liegendem Guß,}$$

für gußeiserne Dampfleitungsrohre

$$\delta = \frac{D}{20} + 8 \text{ mm,}$$

für schmiedeeiserne, stumpf geschweißte Wasser- und Gasleitungsrohre

$$\delta = \frac{D}{30} + 2,5 \text{ mm,}$$

für Kupfer- und Messingrohre

$$\delta = \frac{D}{30} + 1 \text{ mm,}$$

für Bleirohre

$$\delta = 3 \text{ bis } 6 \text{ mm.}$$

**2. Berechnung der Wandstärke.**

Rohre für hohen Druck können in ihrer Wandstärke, wenn außer den obigen Bezeichnungen noch  $p$  der höchste Überdruck der Flüssigkeit im Rohre in  $at$

ist, nach der Formel von Bach

$$\delta = \frac{D}{2} \left( \sqrt{\frac{k_z + 0,4p}{k_z - 1,3p}} - 1 \right) + c \quad (135)$$

berechnet werden, worin  $\delta$  in  $cm$  ausgedrückt und  $c$  eine Zuschlagskonstante ist.

In den meisten Fällen, namentlich dann, wenn der Überdruck nicht sehr hoch ist, genügt auch zur Berechnung die angehäuerte Formel

$$\delta = \frac{D p}{2 k_z} + c \quad (136)$$

In die beiden vorstehenden Gleichungen ist einzusetzen:

für gußeiserne Rohre

$$k_z = 200 \text{ (250) } kg/qcm \text{ und } c = 0,5 \text{ bis } 0,7 \text{ cm,}$$

für schmiedeeiserne und stählerne Rohre,

wenn sie in der Längsnaht stumpf geschweißt sind,

$$k_z = 100 kg/qcm \text{ und } c = 0,1 \text{ bis } 0,2 \text{ cm,}$$

wenn sie in der Längsnaht mit Überlappung geschweißt sind,

$$k_z = 200 \text{ bis } 400 \text{ (800)* } kg/qcm \text{ und } c = 0,$$

wenn sie nahtlos aus dem Vollen hergestellt sind,

$$k_z = 1800 kg/qcm \text{ und } c = 0,$$

für Kupfer- und Messingrohre

bei gelöteter Längsnaht (für höhere Dampfspannungen nicht zu verwenden)

$$k_z = 100 kg/qcm \text{ und } c = 0,1 \text{ cm,}$$

bei nahtlosen Rohren ( $\delta$  stets größer als 4 mm)

$$k_z = 200 kg/qcm$$

und  $c = 0$  bei Rohren, die mit Stahldrahtseilen umwickelt,

$$c = 0,15 \text{ cm bei solchen, die nicht umwickelt sind.}$$

**3. Berechnung der Schrauben an Flanschverbindungen.**

Die Zahl  $n$  der Schrauben kann nach den Normalien unter I und II gewählt werden. Sie soll stets eine gerade Zahl und so groß sein, daß der Abstand zweier aufeinanderfolgenden Schrauben 150 mm nicht übersteigt.

Der Kerndurchmesser  $s_1$  der Schrauben ist nach den Vorschlägen des Vereins deutscher Ingenieure unter der Annahme zu berechnen, daß die dem äußeren Durchmesser  $D_a$  des Dichtungsringes entsprechende Fläche die Druckfläche bildet. Der Überdruck  $p$  der Flüssigkeit wird mit Rücksicht auf die in der Dichtung auftretende Flächenpressung oft um 5  $at$  höher eingesetzt. Es folgt dann der Kernquerschnitt einer Schraube aus

$$n \left( s_1^2 \frac{\pi}{4} \right) k_z = D_a^2 \frac{\pi}{4} (p + 5)$$

oder der Kerndurchmesser aus

$$s_1 = D_a \sqrt{\frac{p + 5}{n \cdot k_z}} \quad (137)$$

$k_z$  soll, wenn möglich, für Betriebsüberdrucke von 20  $at$  für Schrauben von

3/8" engl. Durchmesser höchstens	240 kg/qcm,
3/4" " " "	310 "
7/8" " " "	335 "
1" " " "	415 "
1 1/8" " " "	445 "

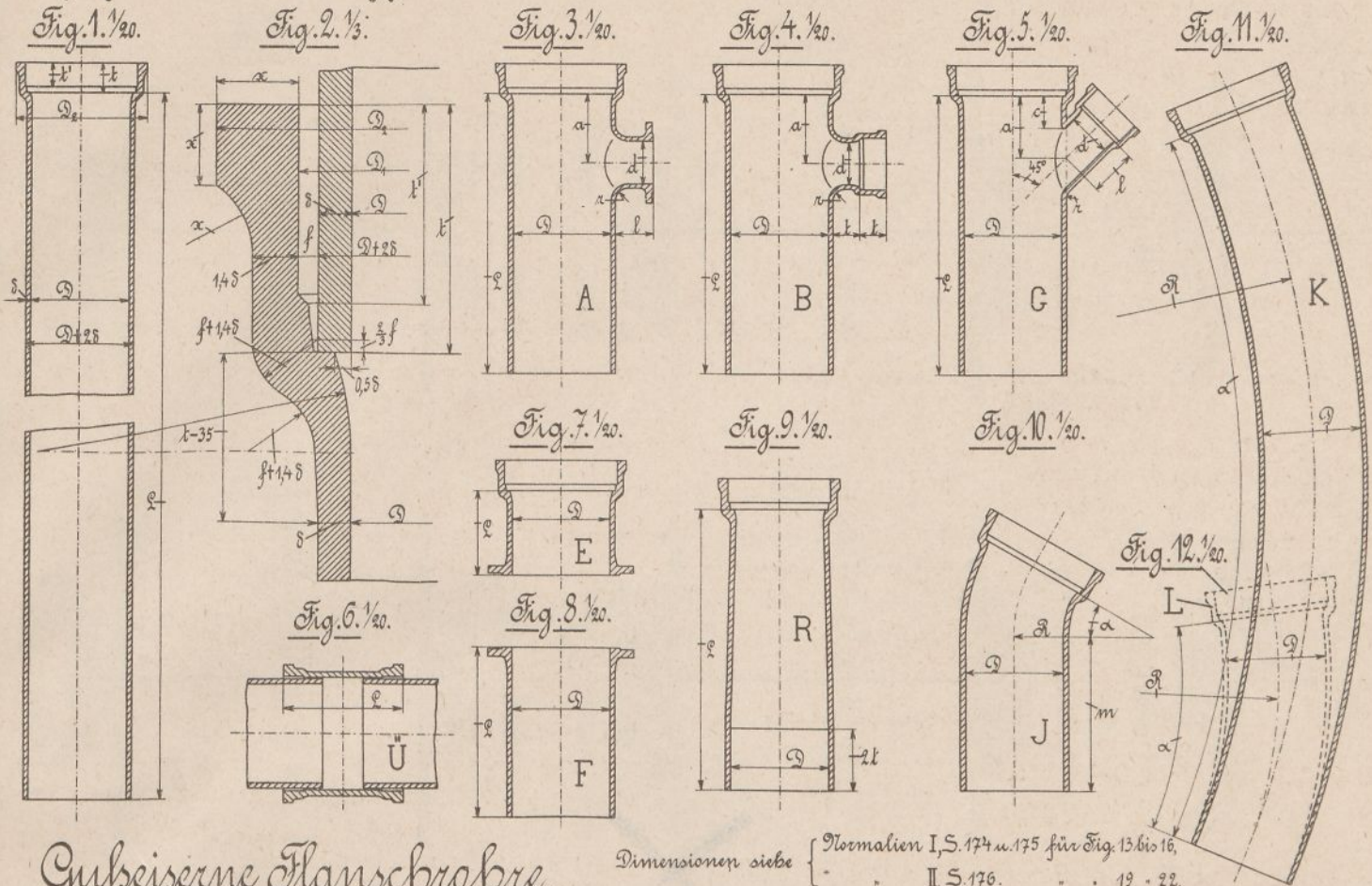
betragen.

\*) Der höhere Wert für spiralgeschweißte Rohre.

# Gusseiserne Muffenrohre.

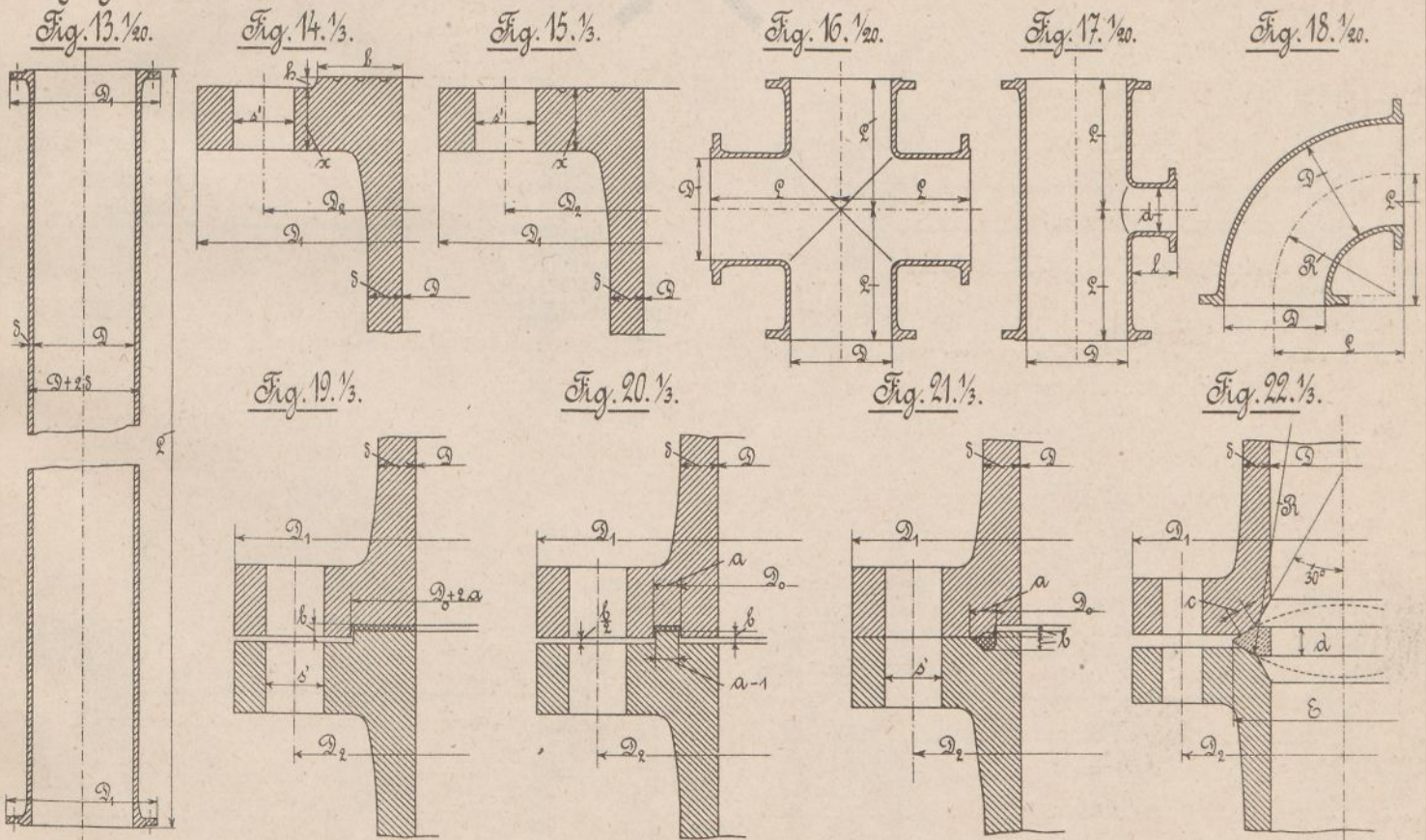
⊙ Lichter Rohrdurchm.

Dimensionen der Rohre u. Rohrverbindungen siehe Normalien I, S. 174.



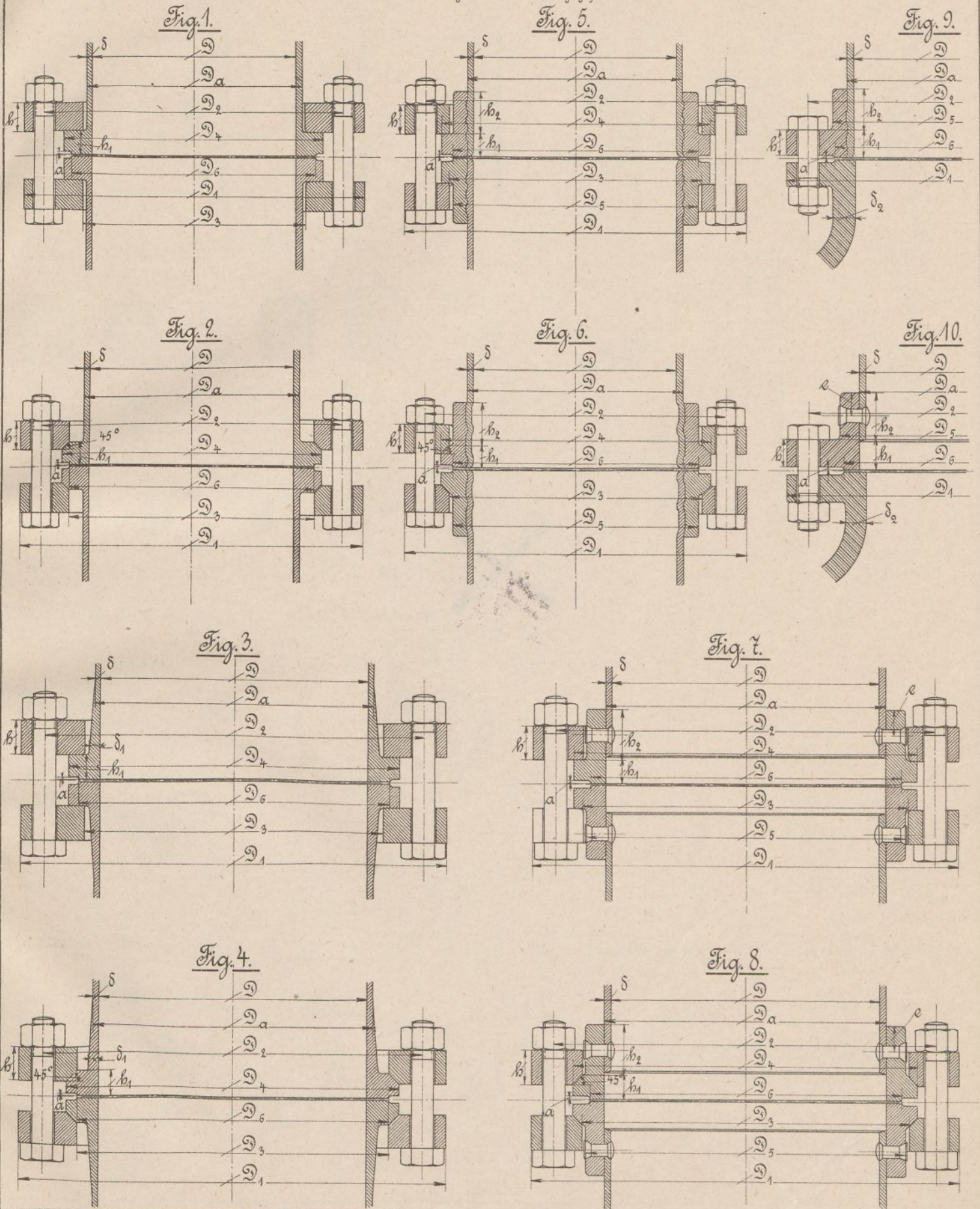
# Gusseiserne Flanschrohre.

Dimensionen siehe { Normalien I, S. 174 u. 175 für Fig. 13 bis 16, II, S. 176. . . 19 - 22.



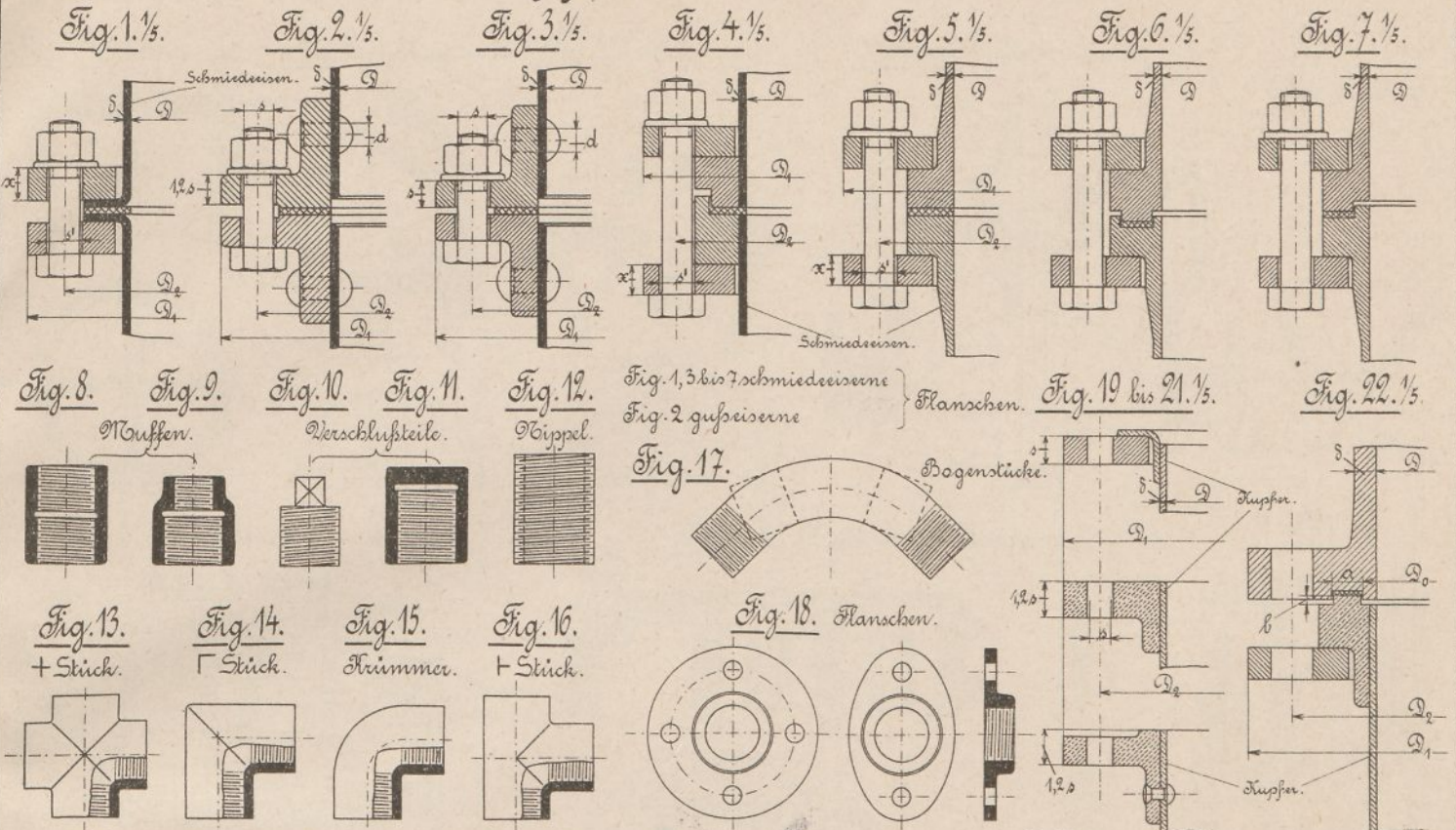
# Schmiedeeiserne Rohre.

Flanschverbindungen zu den Normalien II auf S. 176.  
Fig. 1 bis 8 schmiedeeiserne Flanschen und Bordringe,  
Fig. 9 und 10 Stahlgussflanschen.

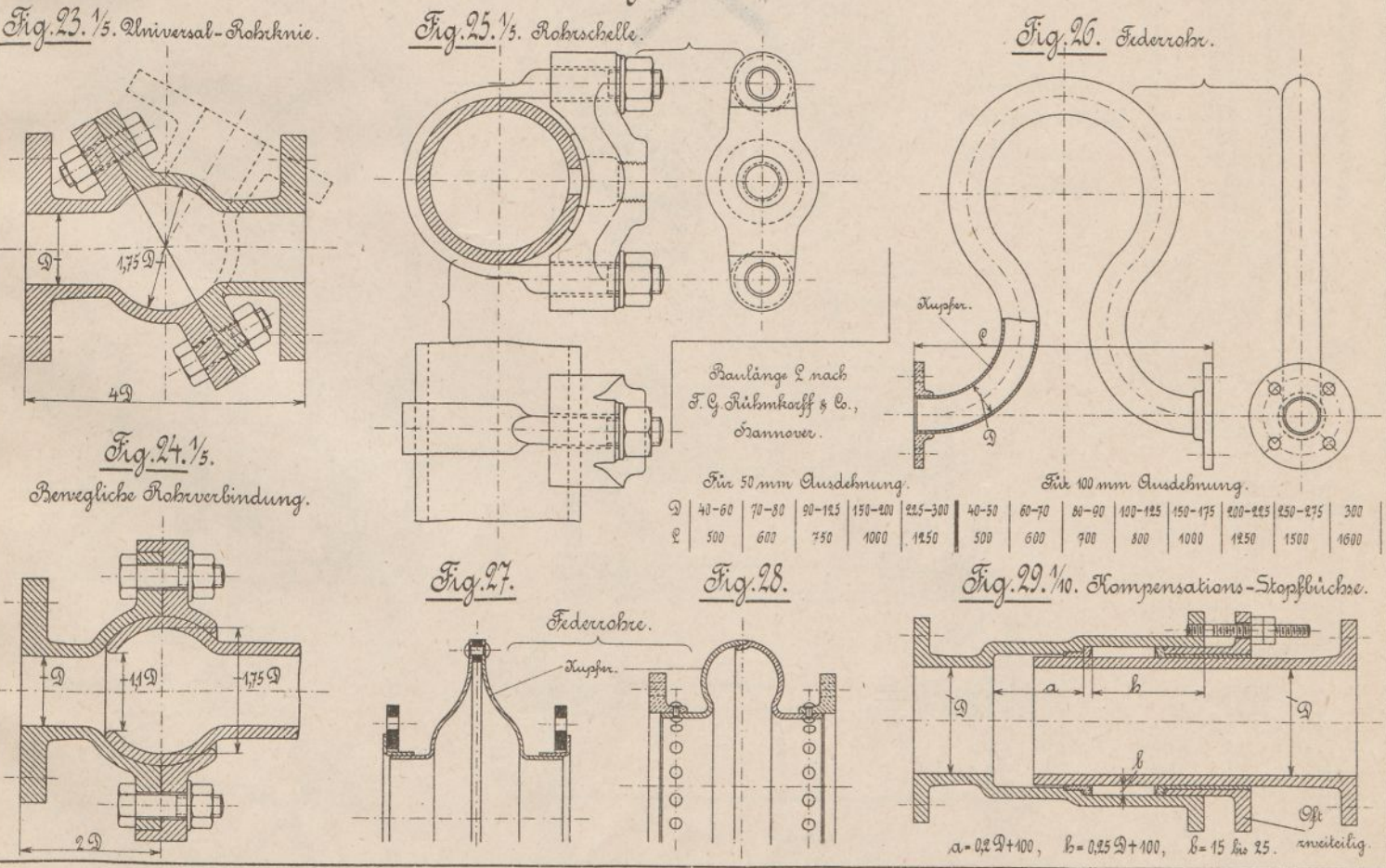




Schmiedeeiserne u. kupferne Rohre.  $\varnothing$  Lichter Rohrdurchm. Dimensionen in Fig. 1 bis 5 siehe Tabellen III u. IV, S. 178.



Besondere Rohrverbindungen.



# Ventile.

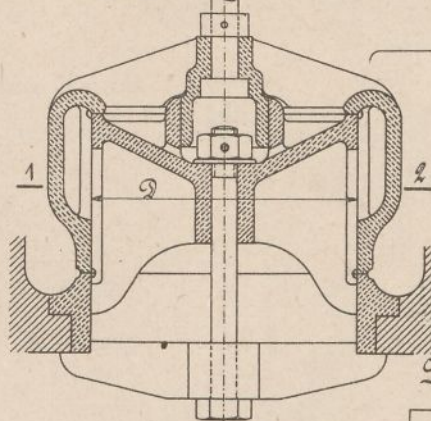
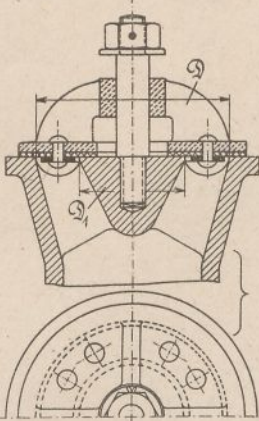
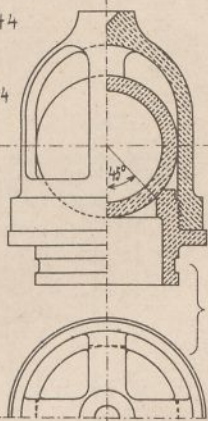
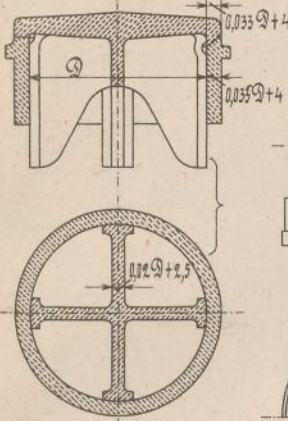
D(2) Zeichn. des Ventilsitzes.

Fig. 1.  $\frac{1}{3}$ . Füllventil.

Fig. 2.  $\frac{1}{3}$ . Kugelventil.

Fig. 3.  $\frac{1}{3}$ . Ringventil.

Fig. 4.  $\frac{1}{3}$ . Glockenventil.



Oberer Ansicht.

Schnitt 1-2.

Steuerventile.

Fig. 5.  $\frac{1}{5}$ . Einlaß.

Fig. 7.  $\frac{1}{10}$ . Mehrsitziges Ringventil.

$\frac{1}{5}$ .

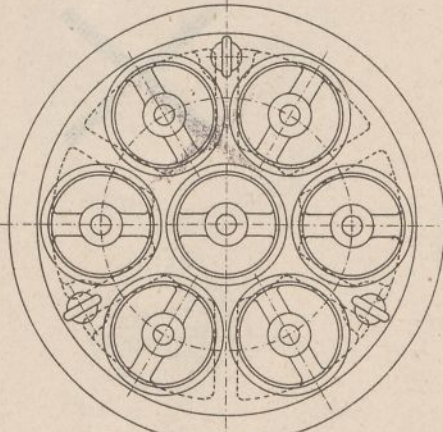
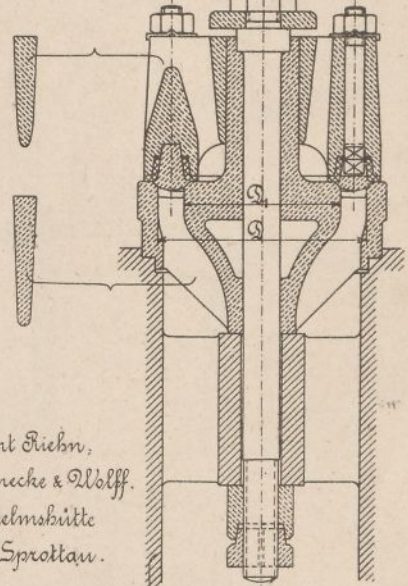
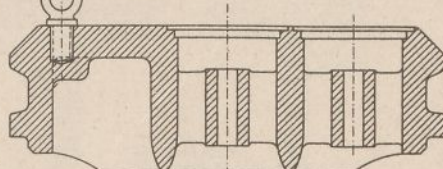
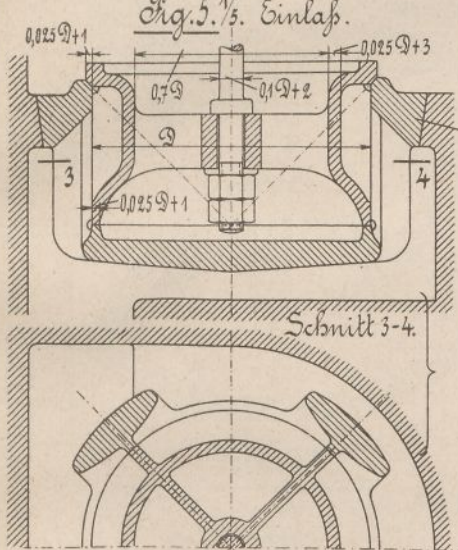
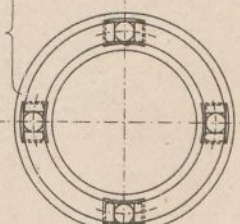
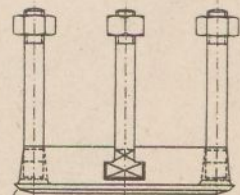
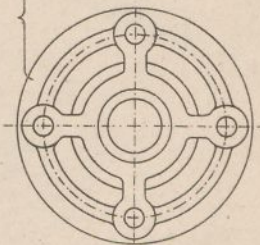
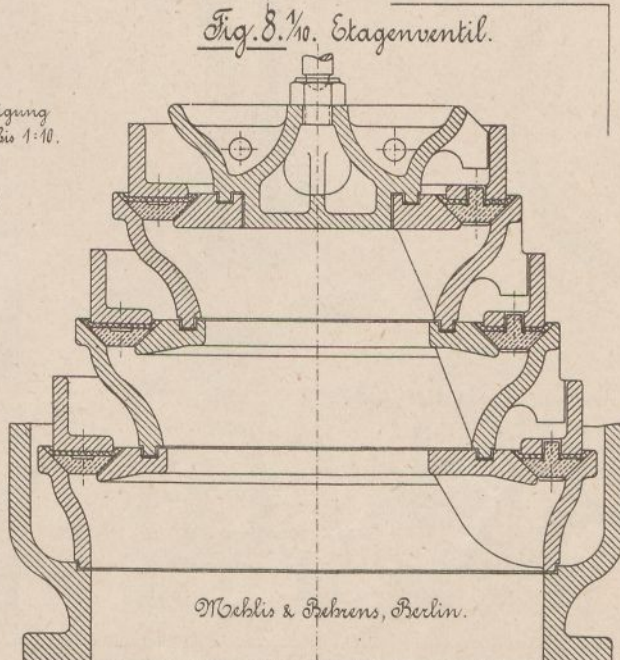
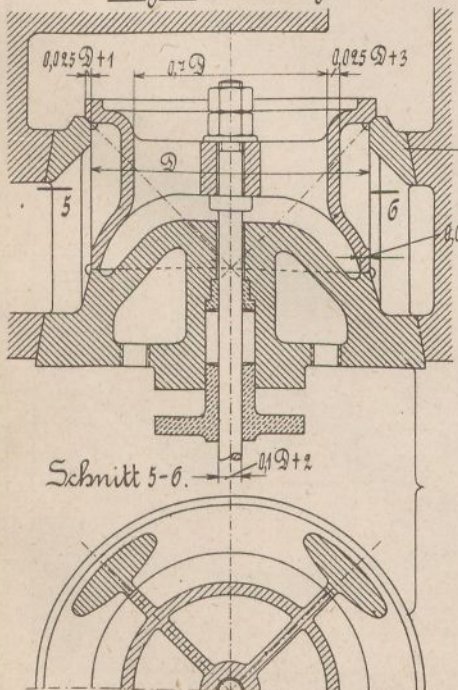


Fig. 6.  $\frac{1}{5}$ . Auslaß

Fig. 8.  $\frac{1}{10}$ . Stagenventil.



Mehlis & Behrens, Berlin.

# Absperrventile.

Wandstärke  $\delta$ , Bau- u. Schenkel-  
länge  $L$ , Dimensionen der Flanschen  
siehe Normen, S. 174 bis 176.

$\varnothing$  Lichter Durchm.

Fig. 2.  $\frac{1}{3}$ .

Fig. 1.  $\frac{1}{4}$ .

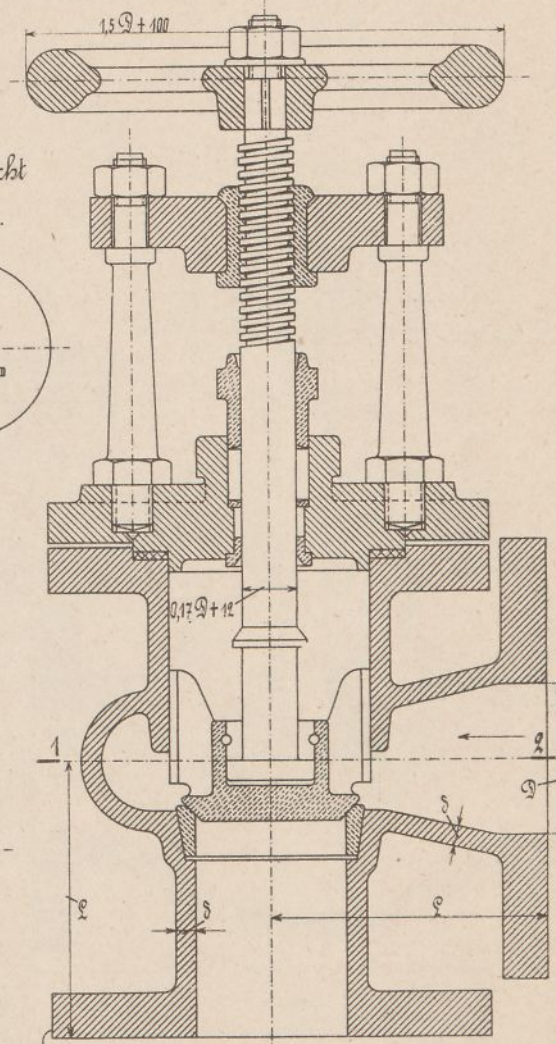
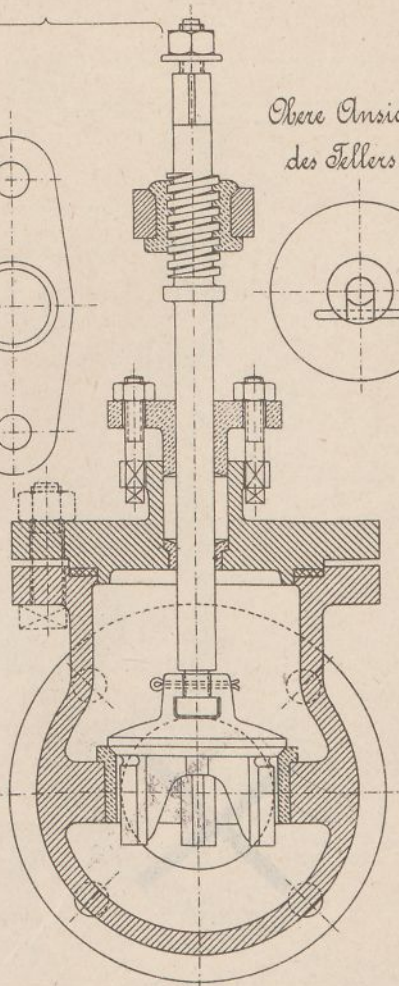
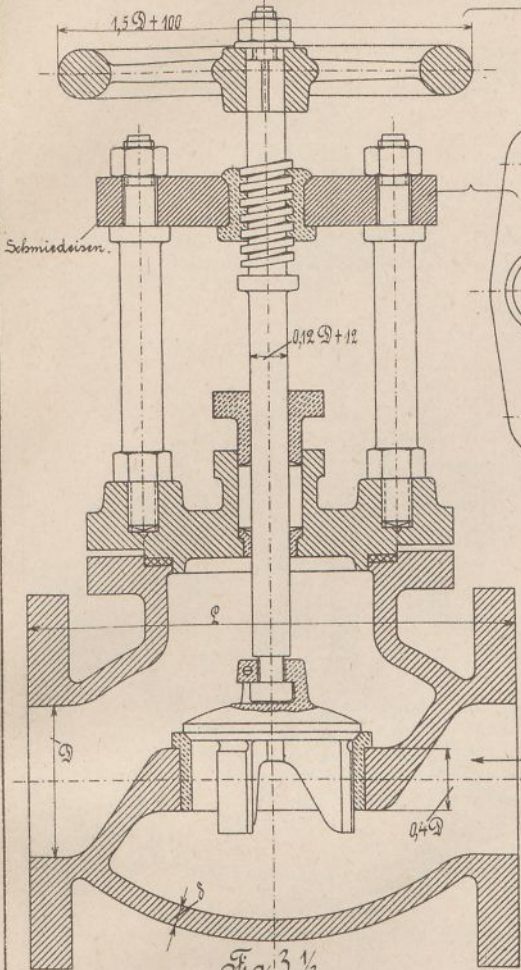


Fig. 3.  $\frac{1}{3}$ .

Fig. 4.  $\frac{1}{2,5}$ .

Schnitt 1-2.

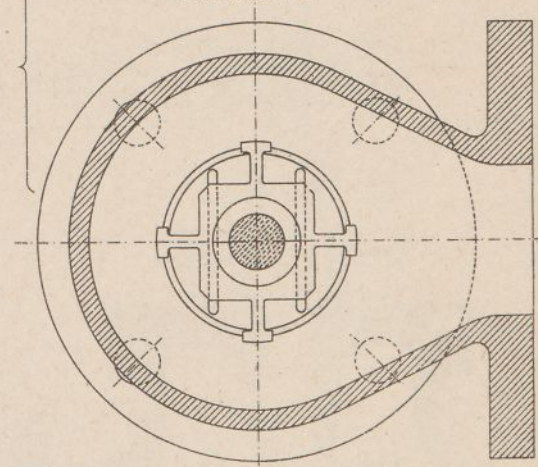
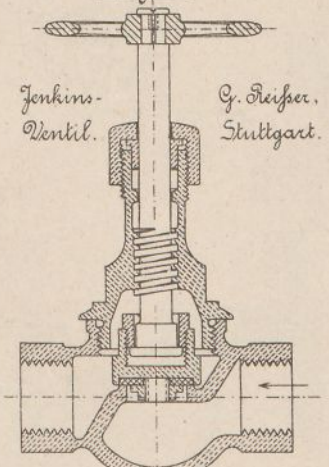
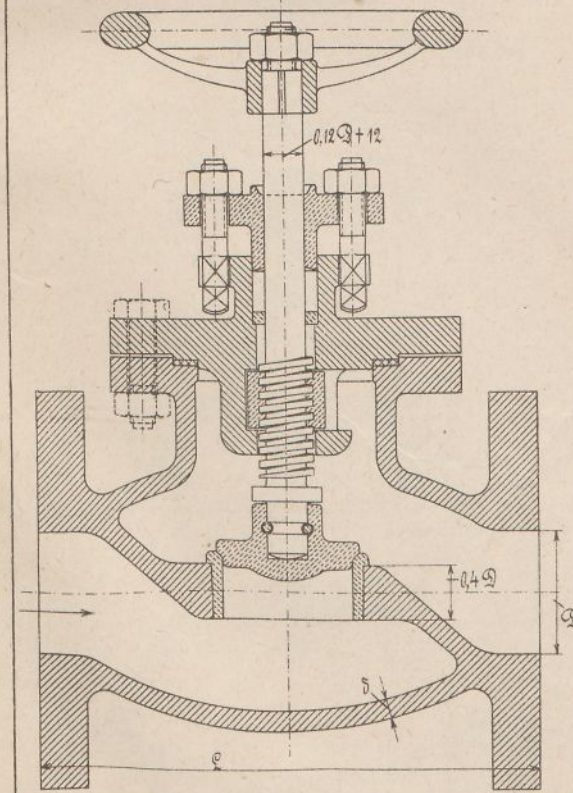
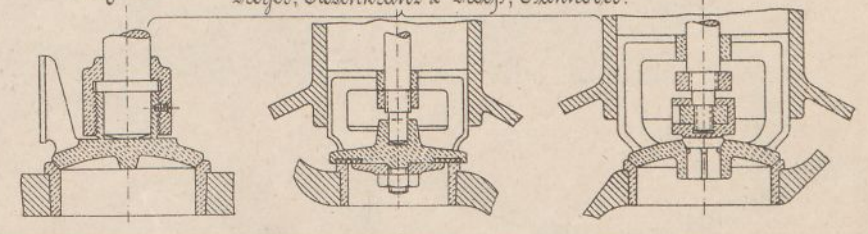


Fig. 5.

Fig. 6. Dreyer, Rosenkranz & Droop, Hannover.

Fig. 7.



# Absperrventile.

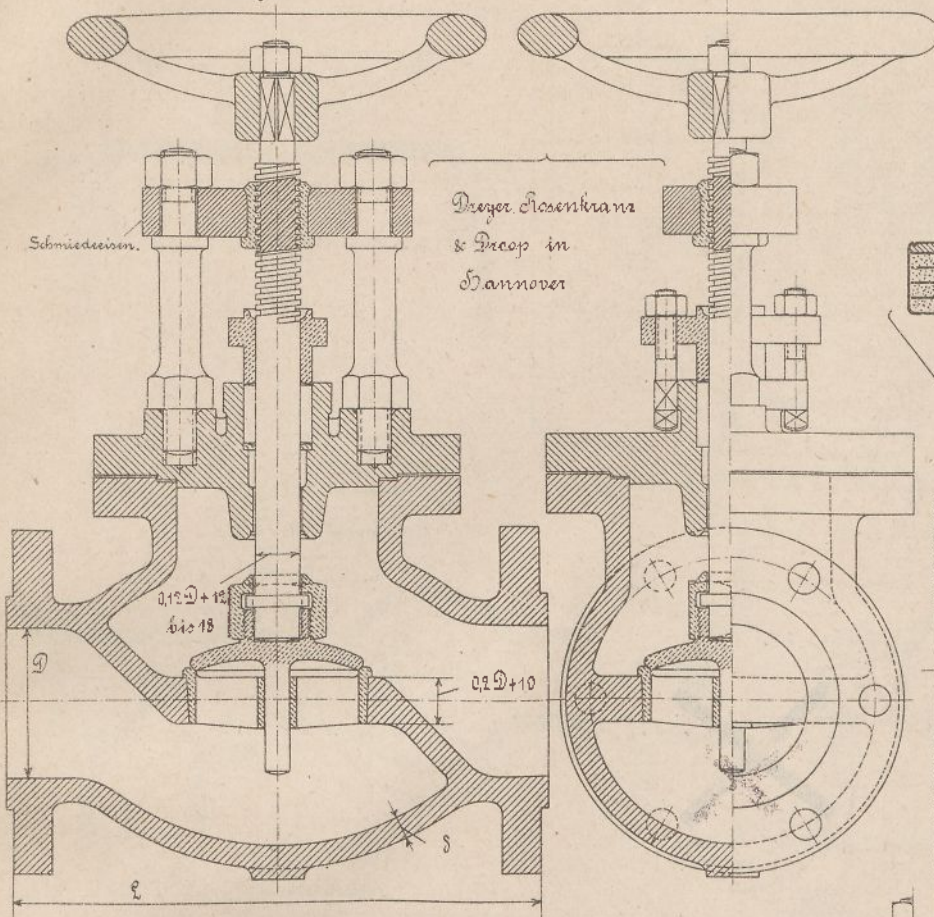
Wandstärke  $\delta$ , Bau-u. Schenkel-  
länge  $L$ , Dimensionen der Flanschen  
siehe Normalien S. 174 bis 176.

☉ Lichter Drehm

Fig. 2.  $\frac{1}{4}$ .

C. W. Julius Blanche & Co., Merseburg.

Fig. 1.  $\frac{1}{5}$ .



$\frac{1}{4}$ .

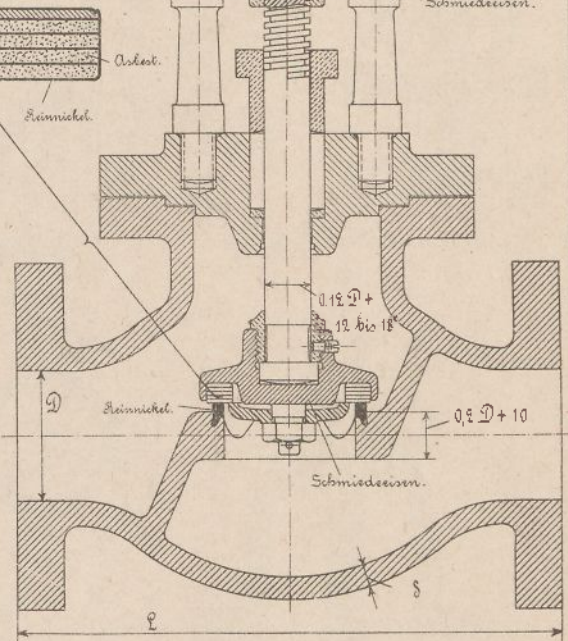
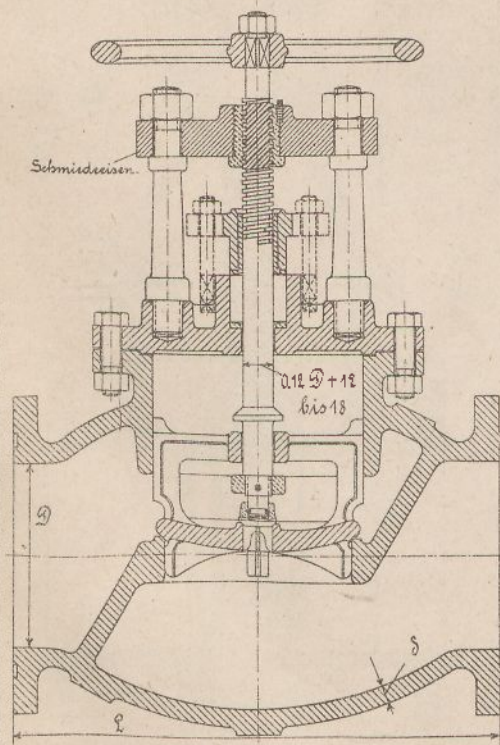


Fig. 3.  $\frac{1}{10}$ .

Gehr. Reuling, Mannheim.



Schäffer & Budden-  
berg, Magdeburg.

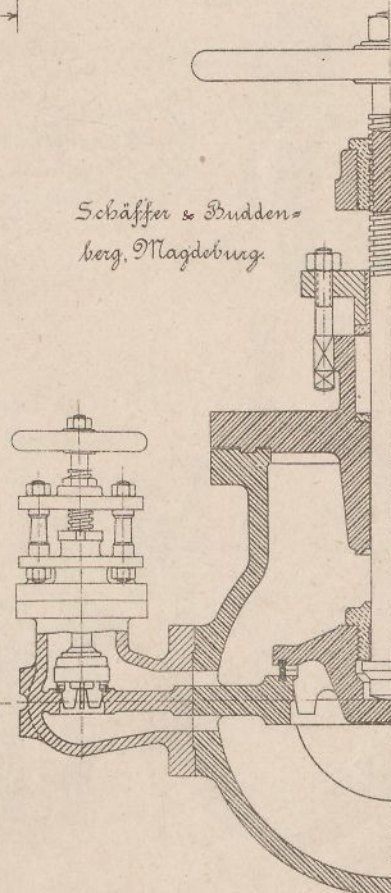
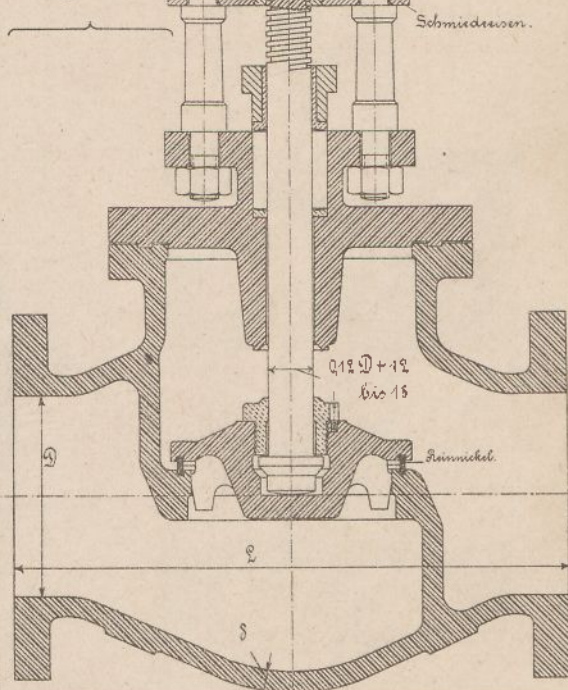


Fig. 4.  $\frac{1}{7,5}$ .



# Klappen, Schieber u. Säbne.

⊙ Lichter Durchm.

Fig. 6. 1/2.5.

Fig. 1. 1/3. Gummiklappe.

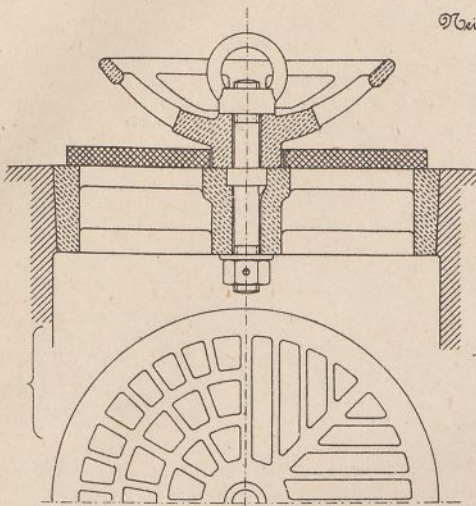


Fig. 4. 1/5. Einfacher Saahn.

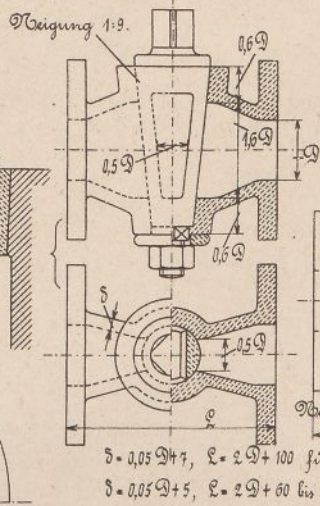
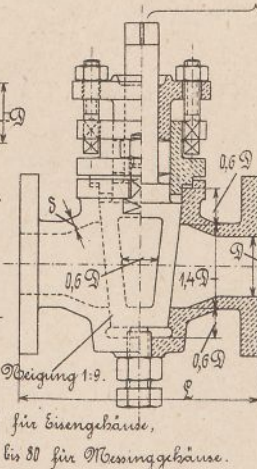


Fig. 5. 1/5.

Saahn mit Stopfbüchse.



Jenkins-Schieber, G. Reuber, Stuttgart.

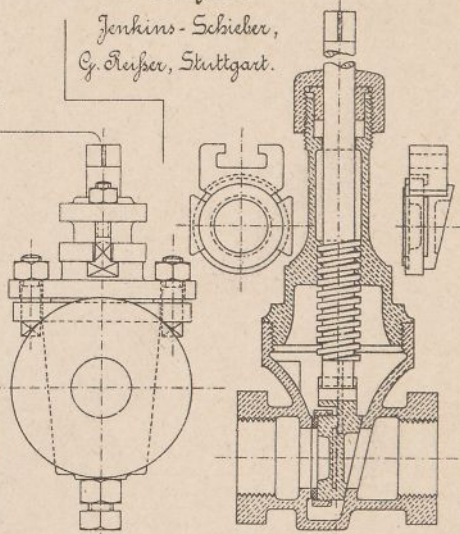


Fig. 9. 1/10. Wasserschieber.

Fig. 2. 1/10. Lederklappe.

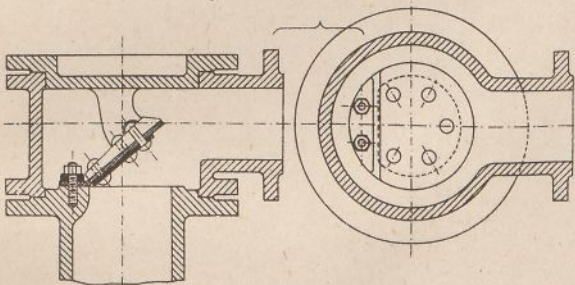


Fig. 3. 1/5. Drosselklappe.

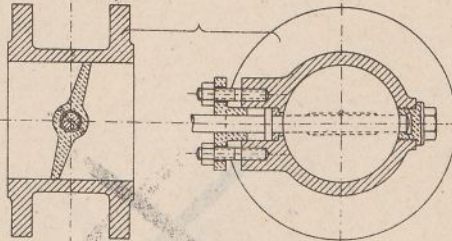
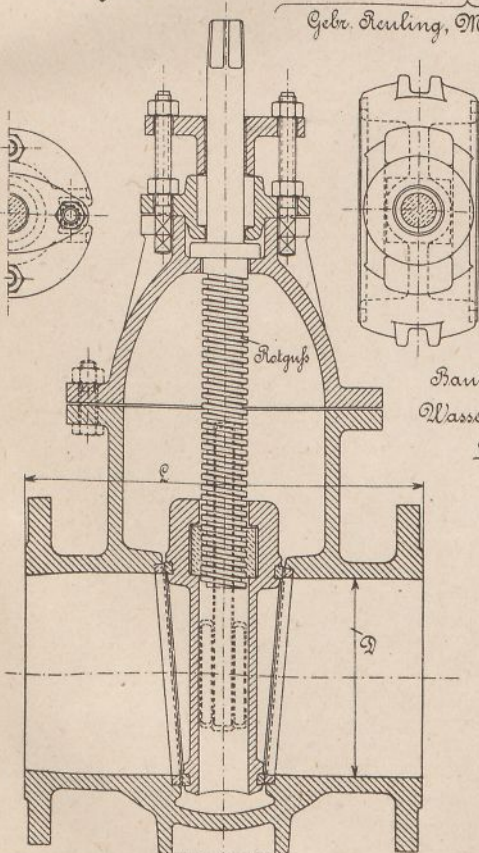


Fig. 7. 1/2.5. Wasserschieber.

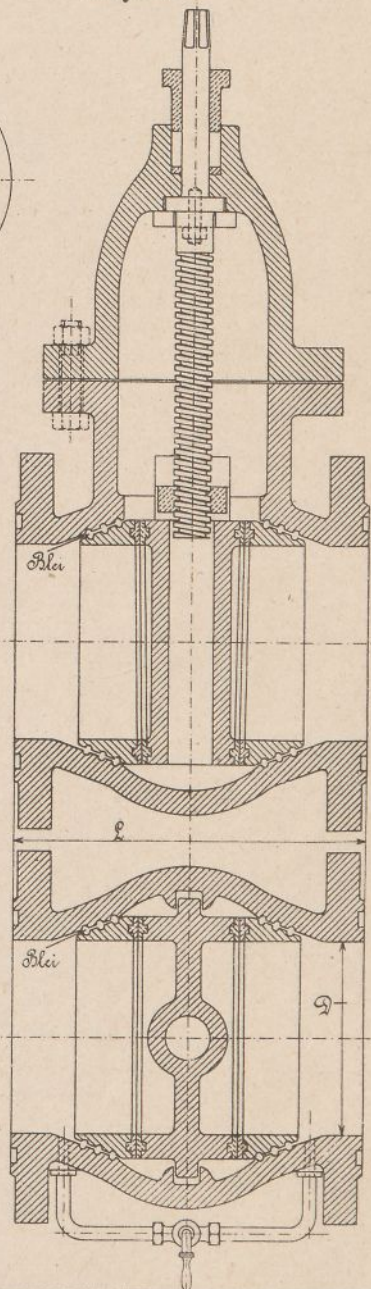
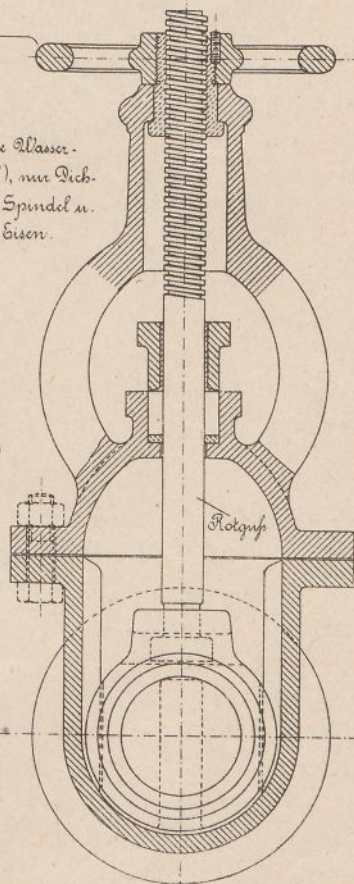
Geb. Feuling, Mannheim.



Gaschieber mit Wasserschieber (Fig. 7), mit Dichtungsf lächen, Spindel u. Mutter aus Eisen.

Stammlänge L der Wasserschieber nach S. 175.

Fig. 8. 1/5. Dampfschieber.



# Dampfzylinder.

D Bohrung, S Kolbenhub,  
p Größter Dampfüberdruck in at.

Zylinder  
 $\delta = 0,02 D + 15$  bis 25.

Wandstärken  
Schieberkasten u.-deckel (glatt)  
 $\delta_1$  bezw.  $\delta_2 = \frac{a \sqrt{p}}{a^2 + b^2}$   
mit  $\varphi = 0,75$  bis 1,25.

Zahl der Deckelschrauben  
so groß, das Teilung  $\leq 150$  ist.

Stärke der Schrauben  
nach S. 20.

$h_1 = 0$  bis 1,  $h_2 = 3$  bis 6.

Fig. 1. 1/35. Flachschieber.

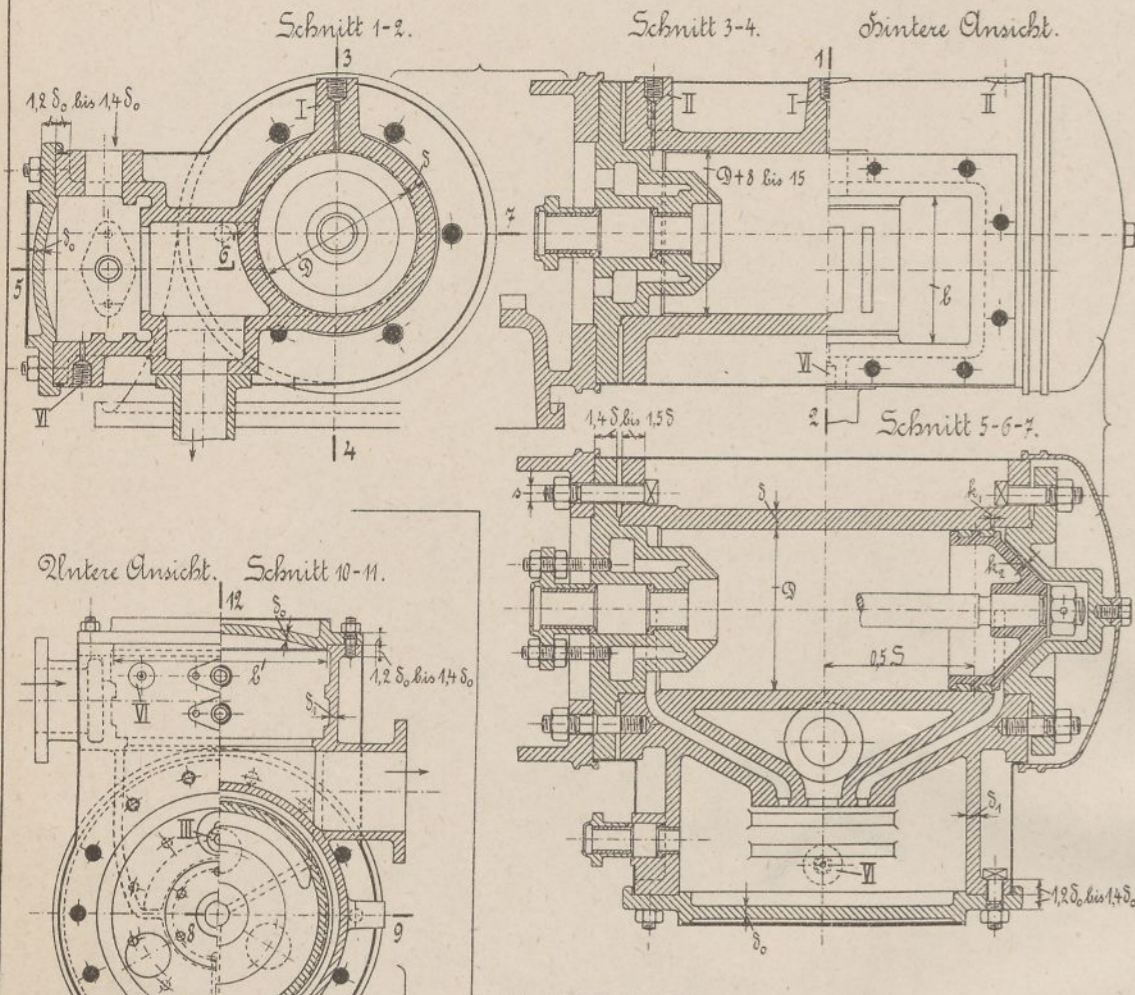


Fig. 2. 1/20. Flachschieber.

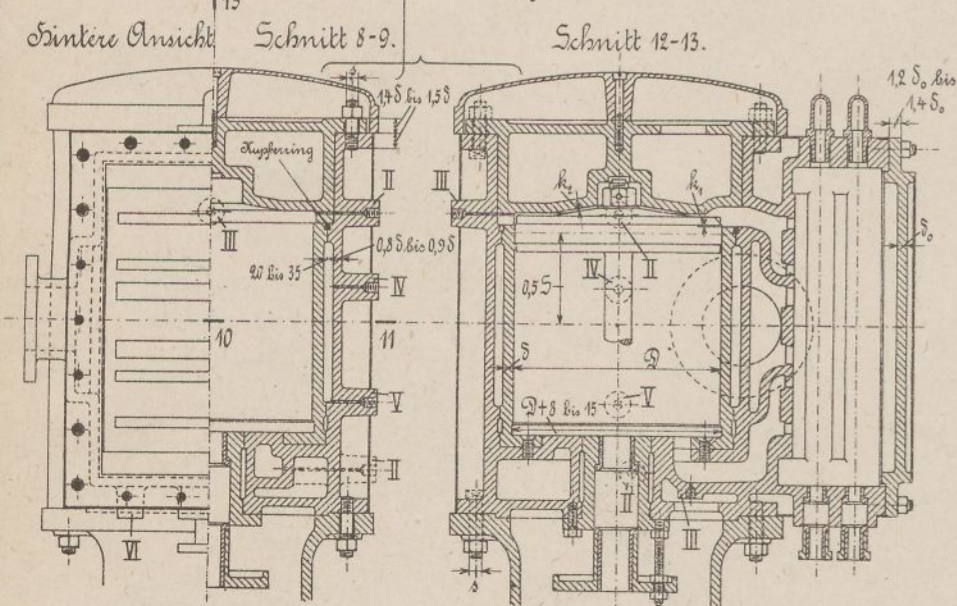


Fig. 3. 1/10. Dreifachdampf-Ventilzylinder. Schaner u. Gross, Nürnberg.

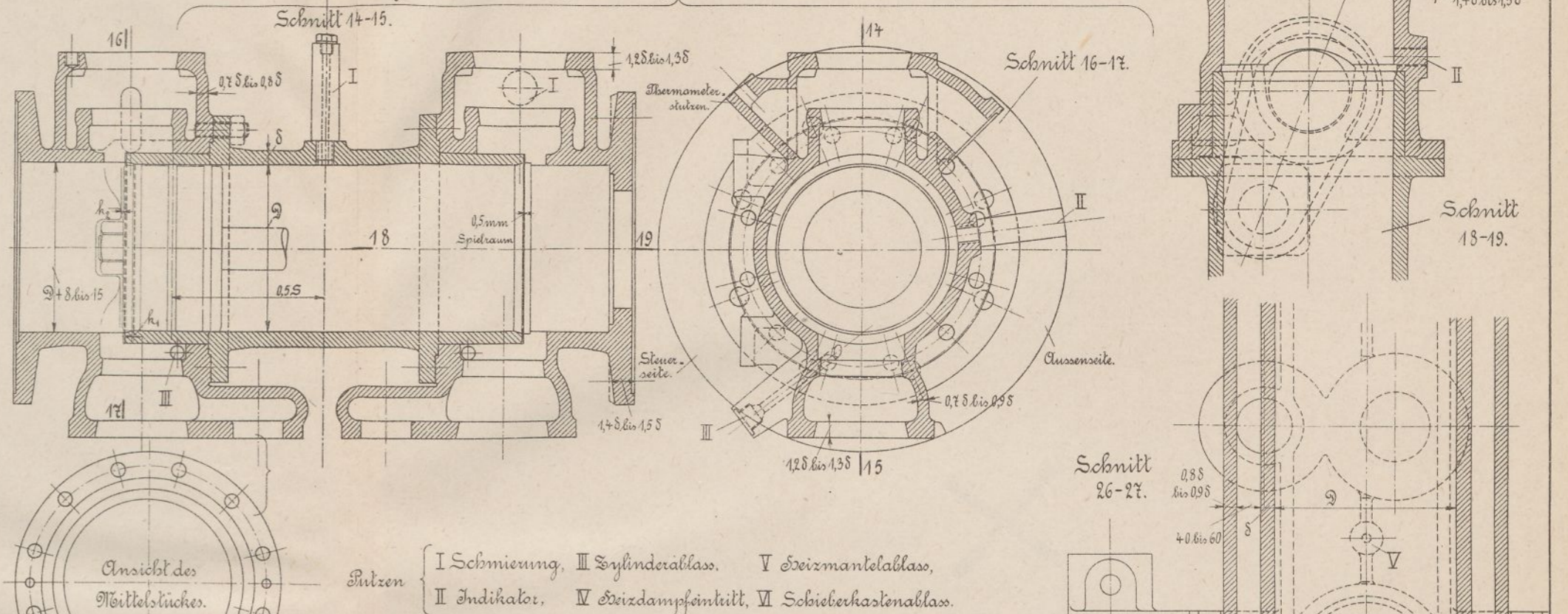
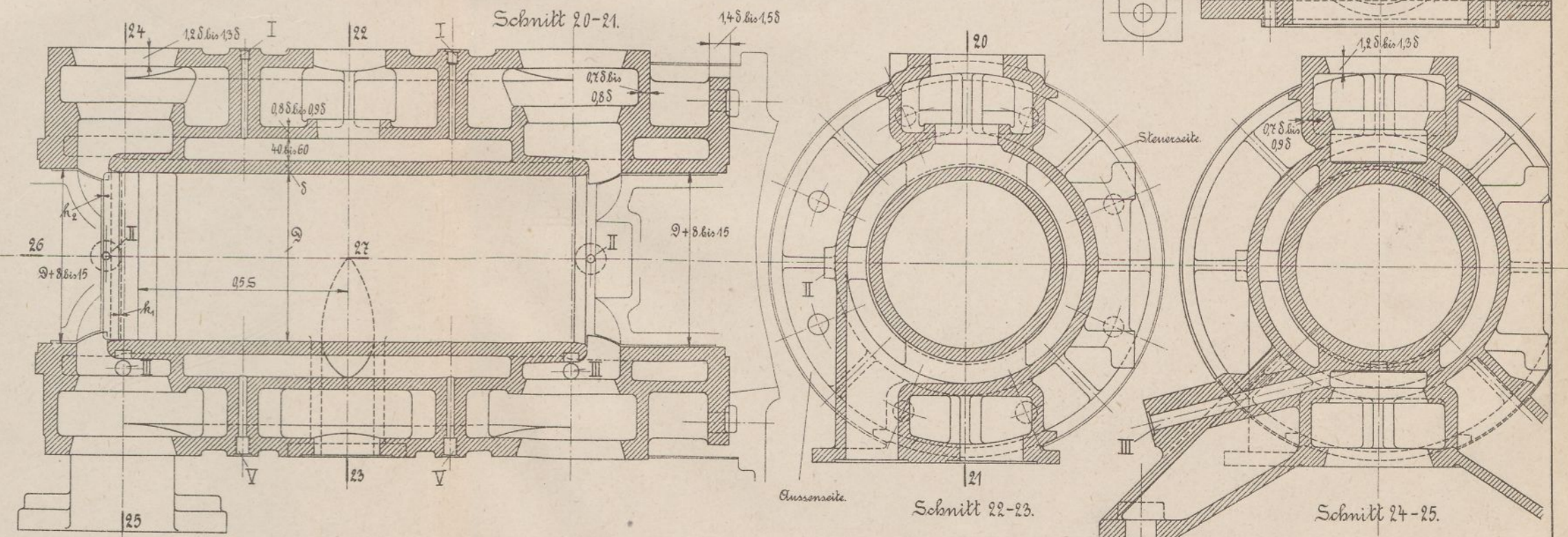


Fig. 4. 1/10. Sattdampf-Ventilzylinder. Maschinenfabrik, Grevenbroich.



Putzen { I Schmierung, III Zylinderablass, V Heizmantelablass,  
II Indikator, IV Heizdampfentritt, VI Schieberkastenablass.

Die  
**Kolbendampfmaschinen.**

(Die Wärmemechanik und die Kolbendampfmaschinen)

Lehr- und Handbuch  
für Studierende, Techniker und Ingenieure.

Bearbeitet von  
**A. Pohlhausen,**  
Dipl. Ingenieur.

Dritte, völlig neu bearbeitete Auflage.

Mit 20 Tafeln und 454 Textfiguren.

Preis: Geb. 41.65 M.

**I. Band des Werkes: Die Dampfmaschinen.**

(Der II. Band enthält: „Die Dampfturbinen“.)

Der I. Band des Werkes behandelt in zwei Teilen die Wärmemechanik und die Kolbendampfmaschinen.

Der erste Teil enthält in gedrängter Form alle diejenigen Erklärungen und Gesetze der Wärmemechanik, die zum Verständnis der verschiedenen Vorgänge in der Dampfmaschine, sowie zur Berechnung und Untersuchung derselben nötig sind. Neben der mathematischen Behandlung hat das bessere und leichtere Verständnis wegen auch die graphische Behandlung Aufnahme gefunden. Die neueren theoretischen Grundlagen des Dampfmaschinenbaues (Wärmediagramme, Ts-, is-Kurven usw.) sind dabei besonders berücksichtigt worden.

Der zweite Teil behandelt in den Abschnitten:

1. Die Einzylindermaschinen,
2. Die Mehrzylindermaschinen,
3. Die Untersuchung der Kolbendampfmaschinen,
4. Die Bewegungsverhältnisse, Druckverteilung und Massenwirkung der Kolbendampfmaschinen,
5. Die Steuerungen,
6. Die Regulierung der Kolbendampfmaschinen,
7. Die Kondensation,
8. Die Bauarten und Hauptteile der Kolbendampfmaschinen

die zum Antrieb einer Transmissions- oder Arbeitsmaschinenwelle dienenden Kolbendampfmaschinen. Der Inhalt dieses Teiles dürfte sowohl dem angehenden als auch dem ausübenden Techniker und Ingenieur alle Erklärungen, Angaben und Unterlagen bieten, deren er zum Studium und Entwurf, zur Ausführung und Untersuchung der genannten Maschinen bedarf. Besonderer Wert ist bei dem Buche auf gute Übersicht des Stoffes, schnelles Auffindens in demselben, Deutlichkeit der vielen Figuren usw. gelegt worden. Auch ist die Anwendung der verschiedenen Angaben und entwickelten Gleichungen in zahlreichen Beispielen gezeigt, die sich fast alle an ausgeführte Maschinen der besseren Praxis leihen. So enthält das Buch neben vielen Beispielen von Steuerungen, Dampfmaschinenanteilen, Regulatoren und dergleichen die Berechnung einer Heißdampf-Einzylinder- und -Tandemmaschine, sowie einer Satteldampf-Verbundmaschine mit ihren Hauptteilen. Hierdurch wird einestheils dem in der Praxis stehenden und schon vorbereiteten Techniker und Ingenieur, dem sein Beruf in der Regel keine lange Zeit zum Einarbeiten in ein Buch übrig läßt, ein Mittel in die Hand gegeben, durch das er schnell den Inhalt des Buches benutzen lernt, andernteils aber auch dem Studierenden des Maschinenbaues gezeigt, wie er die Lehren des Buches beim Berechnen und Entwerfen zu verwerten hat.

Zur Unterstützung und Erläuterung des Textes (509 Seiten) sind dem Werke 20 Tafeln und 454 Abbildungen beigegeben, welche die wichtigsten Teile der zu behandelnden Kolbendampfmaschinen darstellen und mit den erforderlichen Maßen und Bezeichnungen versehen sind. Zum Verständnis des zweiten Teiles genügt die Kenntnis der elementaren Mathematik, Mechanik und Festigkeitslehre; nur in der Wärmemechanik ist die Differential- und Integralrechnung benützt.

Berechnung und Konstruktion  
der

**Maschinen-Elemente.**

Herausgegeben von

Ingenieur W. Rebber und Ingenieur A. Pohlhausen.

Mit 150 Blatt Text und Zeichnungen.

9. Auflage.

Bearbeitet von A. Pohlhausen, Dipl.-Ingenieur.

Gebunden ca. 75.— Mark.

Das an technischen Lehranstalten und in der Praxis viel benützte Buch behandelt auf 70 Seiten Text und 115 Tafeln die sämtlichen Maschinen-Elemente. Der Text ist in Form von kurzen Angaben, Tabellen und zahlreichen Beispielen, recht passend für den schnellen Gebrauch, gehalten, die Tafeln sind sehr sauber ausgeführt und mit den nötigen Bemerkungen zur Konstruktion der einzelnen Teile versehen. Überall ist auf größte Deutlichkeit, leichte Übersicht und rasches Zurechtfinden besonderer Wert gelegt; dabei sind die neuesten und bekanntesten Ausführungen der einzelnen Maschinenelemente zur Darstellung gebracht.

Das Buch kann jedem Ingenieur und Techniker, der sich sicher und schnell über richtige Berechnung und zweckmäßige Konstruktion der allgemeinen Maschinenteile orientieren will, aufs beste empfohlen werden.

**Die Dampfturbinen.**

Lehr- und Handbuch  
für Studierende, Techniker und Ingenieure.

Bearbeitet  
von

**A. Pohlhausen,**  
Dipl. Ingenieur.

Mit zirka 15 Tafeln und vielen Textfiguren.

Preis: Gebunden 38.30 M.

**II. Band des Werkes: Die Dampfmaschinen.**

(Der I. Band enthält: „Die Wärmemechanik und die Kolbendampfmaschinen“.)

Der II. Band des Werkes „Die Dampfmaschinen“ behandelt  
**die ortsfesten Dampfturbinen**

in den folgenden Abschnitten:

Einleitung.

1. Die einstufigen Gleichdruckturbinen.
2. Die mehrstufigen Gleichdruckturbinen.
3. Die Überdruckturbinen.
4. Die gemischten Gleich- und Überdruckturbinen.
5. Die Turbinen für Niederdruckdampf oder Heißdampfabgabe.
6. Die Kondensation der Dampfturbinen.
7. Vergleich von Kolbendampfmaschinen und Dampfturbinen.

Die Bearbeitung des Stoffes ist in der gleichen Weise wie bei dem I. Bande durchgeführt und berücksichtigt vornehmlich die Bedürfnisse der Studierenden und angehenden Ingenieure des Dampfturbinenbaues. Den theoretischen Erklärungen und Angaben über die Wirkungsweise und das Verhalten des Dampfes in der Turbine sind deshalb nicht nur zahlreiche Beispiele für die Berechnung der ein- und mehrstufigen Turbinen, der Laufradscheiben der Turbinenwellen usw., sondern auch eine große Zahl von Tafeln und Abbildungen über die Hauptteile und Anlage ausgeführter Maschinen beigegeben. Für die Berechnung der Turbinen wurde die im I. Teile\*) erklärte is-Tafel von Mollier, zur Darstellung der Vorgänge auch das Ts- oder Entropiediagramm benutzt. Die Ableitung der notwendigen Formeln ist, soweit als möglich, elementar gehalten, die Anschaulichkeit der entwickelten Beziehungen auch meistens durch graphische Darstellungen gefördert.

\*) Besteller, welche den I. Band nicht besitzen, können den I. Teil desselben „Die Wärmemechanik“ zum Preise von 1 Mk. 80 Pfg. von der Verlagsbuchhandlung beziehen. Er enthält in gedrängter Form alle diejenigen Erklärungen und Gesetze, welche zum Verständnis der verschiedenen Vorgänge in der Dampfmaschine nötig sind. Die neueren theoretischen Grundlagen des Dampfmaschinenbaues, wie das Wärmediagramm, die p-v-, Ts- und is-Kurven, haben dabei besonders Berücksichtigung gefunden.

**Die Festigkeitslehre**

und ihre Anwendung auf den Maschinenbau.

Elementar behandelt zum Gebrauche für Studierende  
und in der Praxis

von

**Wilh. Rebber und L. Hummel.**

5. vermehrte und verbesserte Auflage.

Mit 326 Abbildungen im Text.

Preis: Gebunden 28.— M.

Inhalt:

1. Allgemeine Erklärungen.
2. Die Formeln für Zugfestigkeit und deren Anwendungen.
3. Die Druckfestigkeit und deren Anwendungen.
4. Die Formeln für Schubfestigkeit.
5. Die Biegezugfestigkeit.
6. Die Zerknickungsfestigkeit.
7. Die Torsions- oder Verdrehungsfestigkeit und ihre Anwendungen.
8. Die zusammengesetzte Festigkeit.
9. Die Festigkeitsrechnungen bei Zugorganen.
10. Festigkeitsrechnungen bei Nietkonstruktionen.
11. Berechnung von Fachwerkskonstruktionen.
12. Berechnung v. Triebwerksteilen.
13. Die wichtigsten Federkonstruktionen.
14. Beispiele für die Anwendung der Festigkeitslehre bei der Berechnung zusammengesetzter Maschinen.

Berechnung, Ausführung und Wartung  
der heutigen

# Dampfkessel - Anlagen.

Lehr- und Handbuch für Techniker und Ingenieure.

Bearbeitet von  
**A. Pohlhausen,**

Dipl.-Ingenieur und Lehrer für Maschinenbau.

Mit 150 in den Text gedruckten Abbildungen, 36 Tafeln, Zeichnungen und einer Beilage.

3. Auflage. — Gebunden 41.65 Mark.

Das vorliegende Buch ist wie alle übrigen des Verfassers nach den folgenden Grundsätzen bearbeitet:

1. Klare und übersichtliche Einteilung des Stoffes, durch die ein schnelles und leichtes Zurechtfinden ermöglicht wird.
2. Hervorhebung aller Erfahrungs- und Konstruktionsangaben, welche der besonderen Beachtung bedürfen.
3. Durchrechnung zahlreicher, den Bedürfnissen der Praxis entsprechender Beispiele, welche die Anwendung der gegebenen Berechnungs- und Konstruktionsregeln zeigen.
4. Deutliche und detaillierte Darstellung der Kesselanlagen und ihrer Teile nach bewährten Ausführungen.

Das Buch behandelt in 7 Abschnitten:

- |  |  |
|--|--|
| <p>I. Den Wasserdampf und die Dampferzeugung der Kessel, wie die Eigenschaften und Bildung des Wasserdampfes, die Erzeugung trockenen Dampfes, die Dampfabnahme usw.</p> <p>II. Die Brennstoffe und deren Verbrennung, die Wärmeentwicklung bei den Dampfkesseln, so die Vorgänge bei der Verbrennung, die Rauch- und Rußbildung, die mittlere Zusammensetzung, Eigenschaften, Heizwerte der Brennstoffe, die Untersuchung der Feuergasen usw.</p> <p>III. Die Feuerungsanlagen der Dampfkessel, insbesondere die Einrichtung, den Betrieb der gewöhnlichen Feuerungen, die bekanntesten rauchverzehrenden Feuerungen, die Feuerzüge und Einmauerung der Kessel, Anlage, Berechnung und Stabilität der Steine usw.</p> | <p>IV. Die Dampfkessel, wie die allgemeinen Gesichtspunkte für die Beurteilung derselben, die Einrichtung, Konstruktion und Ausführung der verschiedenen Systeme, Material, Wanddicken, Blechausmittlung der Kessel usw.</p> <p>V. Die Dampfkesselarmatur, nämlich Einteilung, Konstruktion, Anbringung und Wartung der feinen und groben Armatur.</p> <p>VI. Das Zubehör der Dampfkesselanlagen, wie die Vorrichtungen zum Speisen der Kessel, die Vorwärmer, die Überhitzer und Wasserabscheider, die Reinigung des Speisewassers usw.</p> <p>VII. Die Berechnung der Dampfkesselanlagen, als die Verluste und den Wirkungsgrad derselben, die Bestimmung von Heiz- und Rostfläche, des Brennstoffverbrauches usw.</p> |
|--|--|

Die 36 Tafeln des Buches sind in Runddruck ausgeführt. Eine Beilage enthält die für den Dampfkesselbau wichtigsten Zahlen- und Materialtabellen, Normen und Vorschriften.

In der neuen Auflage hat der Verfasser namentlich den Fortschritten Rechnung getragen, welche der Dampfkesselbau in den letzten Jahren gemacht hat. Zu diesen Fortschritten gehört zunächst die nun allgemeiner gewordene Anwendung des überhitzten Dampfes. In der vorliegenden Ausgabe sind deshalb nicht nur die mit der Überhitzung verbundenen Vor- und Nachteile erörtert, sondern auch die Überhitzer selbst hinsichtlich ihrer Konstruktion, Anordnung und Berechnung eingehend behandelt. Auch wurden auf den Tafeln meistens Dampfkesselanlagen mit Überhitzer zur Darstellung gebracht und der Einfluß des überhitzten Dampfes auf die Ausbildung der Armaturteile und Rohrleitungen nicht unbeachtet gelassen. Einen weiteren Fortschritt im Dampfkesselbau bildet die fortgesetzte Steigerung des Betriebsdruckes und der Leistungen. Spannungen von 10 und 12 Atmosphären sind jetzt für Neuanlagen fast allgemein gebräuchlich, die verlangten Leistungen des Brennstoffes und der Heizfläche auch gewöhnlich höher als früher. Beiden Umständen ist bei der Neubearbeitung des Buches dadurch Rechnung getragen, daß die für hohen Druck bzw. große Leistungen besonders geeigneten Wasserrohr- und Flammrohrkessel mehr Berücksichtigung und auf den Tafeln, sowie in den durchgerechneten Beispielen namentlich Kessel für hohen Druck Aufnahme fanden. Nicht ohne Einfluß auf den Dampfkesselbau blieben endlich die Arbeiten, welche in den verschiedenen Kommissionen von Sachverständigen geleistet und unter anderem in den „Würzburger und Hamburger Normen“, in den Angaben zur Berechnung von Schornsteinen, sowie in den Vorschlägen für eine neue Fassung des Gesetzes über die polizeilichen Bestimmungen zur Anlage von Dampfkesseln niedergelegt sind. Auch sie wurden in der neuen Auflage berücksichtigt.

Berechnung, Konstruktion und Ausführung  
der wichtigsten

# Flaschenzüge, Winden, Aufzüge und Krane

mit besonderer Beachtung der elektrisch betriebenen  
Hebezeuge dieser Art.

Bearbeitet von

**A. Pohlhausen,**

Dipl.-Ingenieur und Lehrer für Maschinenbau.

In zwei Bänden.

Mit in den Text gedruckten Abbildungen und 50 Tafeln Zeichnungen.

2. Auflage. — Gebunden 52.— Mark.

Der elektrische Antrieb hat infolge der vielen Vorzüge, welche er für Maschinen mit rotierender Kraftübertragung und häufig unterbrochenem Betriebe bietet, den Bau der Hebezeuge und die Anforderungen, welche an sie gestellt werden, wesentlich gesteigert. Er hat ferner die Ausführung dieser Maschinen stark beeinflusst und in mancher Hinsicht andere Gesichtspunkte und Bedingungen für deren Konstruktion geschaffen. Der Verfasser hat diesen neuen Verhältnissen im Hebezeugbau bei der Bearbeitung des vorliegenden Buches möglichst Rechnung getragen und nicht nur dem elektrischen Antriebe der Hebezeuge besondere Beachtung geschenkt, sondern auch an der Hand zahlreicher Ausführungen und Berechnungen diesbezüglicher Anlagen die erforderlichen Angaben für deren Konstruktion geliefert. Daneben haben natürlich die übrigen Betriebsarten und die Hebezeuge mit geradliniger Kraftübertragung die gebührende Behandlung gefunden.

Der nachstehende Auszug läßt die Anordnung des Stoffes und den reichen Inhalt des Buches erkennen.

- I. Abschnitt: Einleitung. Allgemeines über den Betrieb der Hebezeuge, besondere Verhältnisse desselben. Hebezeuge mit Hand-, unmittelbarem Dampf-, Transmissions- und Druckwasserbetrieb. Der elektrische Antrieb der Hebezeuge. Erzeugung und Fortleitung des elektrischen Stromes. Wirkungsweise, Einrichtung und Eigenschaften der verschiedenen Elektromotoren, Hilfsapparate.
- II. Abschnitt: Hauptgleichungen für die Berechnung der Hebezeuge. Betriebskraft, Umsetzungsverhältnis, Wirkungsgrad und Verluste der Hebezeuge mit geradliniger und rotierender Kraftübertragung, sowie der Vereinigung beider.
- III. Abschnitt: Elemente der Hebezeuge wie die Lastorgane, Rollen, Trommeln, Haken, Hakenflaschen.
- IV. Abschnitt: Einfache Flaschenzüge und Winden für die verschiedenen Betriebsarten. Berechnung ihrer wichtigsten Verhältnisse, Angabe über Konstruktion derselben.
- V. Abschnitt: Die Krane. Dreh-, Lauf-, Wipp- und Velocipedkrane für Hand- und Elementarkraftbetrieb. Graphische und analytische Berechnung der Gestelle. Neuere Ausführung der elektrischen Krane mit Ein- und Mehrmotorenbetrieb. Vor- und Nachteile der beiden Systeme. Aufstellung der maßgebenden Konstruktionsbedingungen usw.
- VI. Abschnitt: Die Aufzüge für Hand-, Transmissions-, hydraulischen und elektrischen Betrieb unter besonderer Beachtung des letzteren und seiner Zubehörteile. Gestelle, Fahrstühle, Stouerungen, Sicherheitsvorrichtungen usw.

Die Behandlung des Stoffes ist in einfacher und übersichtlicher Weise vorgenommen. Sämtliche Rechnungen schließen an die Hauptgleichungen der Festigkeitslehre und Mechanik an und sind mit Hilfe der niederen Mathematik durchgeführt. Die Zusammenstellung der Gleichungen und Konstruktionsregeln, sowie die zahlreichen Beispiele machen das Buch sowohl für das Studium der Hebezeuge als auch für den Gebrauch in der Praxis geeignet. Die in Runddruck ausgeführten Tafeln stellen die verschiedenen Hebezeuge mit ihren Teilen nach bewährten Ausführungen dar, viele Figuren im Text dienen zur Erläuterung und Unterstützung desselben.

# Konstruktions - Handbuch

für Ingenieure, Techniker und Studierende des Maschinenbaues.

Herausgegeben von **A. Pohlhausen**, Dipl.-Ingenieur.

Das Buch behandelt in einzelnen Heften, von denen jedes für sich ein abgeschlossenes Ganze bildet, in zwangloser Reihenfolge einzelne Gebiete des Maschinenbaues. Es bietet in leicht faßlicher, knapper Darstellung unter Hilfenahme zahlreicher Detailfiguren und vieler Beispiele alle Angaben, die zur Berechnung, Konstruktion und Ausführung der Teile des betreffenden Gebietes erforderlich sind.

Im 1. Hefte (erscheint Juli 1921) sind behandelt:

## Die Zahn- und Reibungsräder.

Inhalt:

- |  |                                 |
|--|---------------------------------|
| 1. Stirnräder mit geraden und schrägen Zähnen. | 4. Schraubenträder.             |
| 2. Kegelräder mit geraden und schrägen Zähnen. | 5. Schnecke und Schneckenräder. |
| 3. Hyperboloidische Räder.                     | 6. Reibungsräder.               |



Leitfaden und Aufgabensammlung

zur

höheren Mathematik

mit Anwendung auf Physik und Technik.

Für Studierende an höheren technischen Lehranstalten, sowie besonders auch zum Selbststudium für Ingenieure und Naturwissenschaftler bearbeitet von **Robert Geigenmüller.**

**I. Band: Die analytische Geometrie der Ebene und die algebraische Analysis.**

7. Auflage mit 101 Textfiguren und 363 Übungsaufgaben. Eleg. geb. 24.15 Mark.

**II. Band: Die Differential- und Integralrechnung.**

8. Auflage mit 123 Textfiguren und 813 Übungsbeispielen. Eleg. geb. 24.15 Mark.

Die Eigenart dieses Werkes, in welchem Theorie und Praxis der höheren Mathematik zu einem organischen Ganzen vereinigt wurden, besteht darin, daß der sorgfältig ausgewählte und in leicht faßlicher Form entwickelte Lehrstoff auf das Wichtigste beschränkt und dafür in zahlreichen Übungsbeispielen und zweckdienlichen Aufgaben zur Anwendung gebracht, daß also ebensoviel Gewicht auf das Können wie auf das Wissen gelegt wird. Das Lehr- und Übungsbuch ist in studentischen und technischen Kreisen allgemein bekannt und beliebt geworden und hat in der Fachpresse viel Anerkennung gefunden, sodaß es allen denjenigen empfohlen werden kann, welche sich möglichst rasch mit den Methoden und Hauptsätzen der analytischen Geometrie, algebraischen Analysis, Differential- und Integralrechnung bekannt machen, zugleich aber deren Anwendungen auf Mechanik, Technik und Naturwissenschaften kennen lernen wollen.

Leitfaden und Aufgabensammlung

zur

Mechanik

Für technische Fachschulen

und

zum Selbstunterricht

für

Monteure, Maschinenbauer, Werkmeister und Techniker aller Industriezweige

bearbeitet von

Oberlehrer **R. Geigenmüller.**

**I. Teil: Elementarmechanik**

7. Auflage mit 163 Textfiguren und 379 Übungsaufgaben. Geb. 24.60 Mark.

Zur Erreichung des Zieles werden unter Voraussetzung einer guten Volksschulbildung die wichtigsten Gesetze der Mechanik in einfacher Sprache und leicht verständlicher Darstellung entwickelt. Dabei wird der eigentliche Lehrstoff durchflochten mit einem reichlichen und sorgfältig ausgewählten Übungsmaterial, welches dazu dienen soll, die vorausgegangenen Formeln richtig gebrauchen zu lernen, das Verständnis für die Theorie zu vertiefen und zu zeigen, wie die letztere für die Praxis ausgenutzt werden kann.

**II. Teil: Technische Mechanik.**

Ungefähr 250 Seiten mit 140 Figuren im Text und 200 Übungsaufgaben. 2. Auflage. — Erscheint 1921.

Dieses Buch bildet die Fortsetzung, bzw. eine Ergänzung der Elementarmechanik und setzt sich, ebenso wie diese, das Ziel, den Bedürfnissen der Praxis dadurch zu dienen, daß es vorwiegend speziellere Aufgaben der Technik ins Auge faßt und dann dieselben auf dem bequemsten und kürzesten Wege zu lösen sucht. Während aber im ersten Teil nur diejenigen Gegenstände Aufnahme fanden, welche einer ganz elementaren Behandlung zugänglich sind, wurden im zweiten Teil die schwierigeren Probleme erledigt und deshalb, wo es entweder unumgänglich oder doch mit großem Vorteil verbunden war, selbst die Hilfsmittel der höheren Mathematik herangezogen, so daß die technische Mechanik auch als Übungsbuch zur höheren Mathematik desselben Verfassers empfohlen werden kann.

Der Entwurf der Gleichstrommaschine.

Von **H. M. Hobart,**

M. I. E. E., Mem. A. I. E. E.

Deutsche Bearbeitung von **A. von Königslöw,** Ingenieur. Mit 104 Textfiguren und 5 Tafeln.

Preis: Gebunden 20.— Mark.

**Inhalts-Verzeichnis.**

**Kapitel I.**  
Erste Annahme für den Entwurf, Wicklung.  
Grundformeln, Erfahrungswerte, Ausführung des Ankers, Wicklungen, Wicklungsschritt, Schaltungen.  
**Kapitel II.**  
Anker.  
Berechnung des Ankers: Widerstand, Stromwärmeverlust, Eisenverluste, Erwärmung. Beisp.: 400 KW-, 100 KW-Generator.  
**Kapitel III.**  
Magnetische Verhältnisse.  
Materialkurven, Gestell, Pol- und Polschub-Konstruktionen. Berechnung der Amperewindungen für Ankerreisen, Luft, Zähne, Pole, Joch. Beisp.: 400 KW-Generator.  
**Kapitel IV.**  
Ankerückwirkung.  
Entmagnetisierende und quermagnetisierende Ankeramperewindungen, ihr Einfluß auf die Erregung. Beisp.: 400 KW-Generator.  
**Kapitel V.**  
Feldspule. Berechnungsbeispiele.  
Raumfaktor, Nebenanschlußspule, Hauptstromspule. Beisp.: 400 KW-, 1000 KW-Generator.  
**Kapitel VI.**  
Kommutator.  
Konstruktion, Stromabnahme, Eisen. Beispiele: 400 KW-, 100 KW-Generator.  
**Kapitel VII.**  
Wirkungsgrad.  
Lager- und Luftreibung. Konstante,

**Kapitel VIII.**  
Einfluß der Ankerwindungs- und Polzahl auf den Entwurf. Kommutierung.  
Ankererwindungszahl, Polzahl, ihre Bestimmung für die drei Schaltungsarten, Ankerückwirkung, Stromwendung, Funkenbildung, Reaktanzspannung, Ursachen der Funkenbildung bei kleiner Reaktanzspannung.  
**Kapitel IX.**  
Maschinenkonstante.  
Entwicklung und Brauchbarkeit der Maschinenkonstante. Bestimmung des besten Entwurfes, Beispiel. Materialkosten, Herstellungskosten, Selbstkosten. Abänderung des Entwurfes für andere Tourenzahl. Kostenkonstante.  
**Kapitel X.**  
Abnormale Maschinen.  
85 KW-Maschinen der Deutschen Elektr.-Gesellschaft zu Aachen, 110 PS kompensierter Gleichstrommotor der Berliner Maschinenbau-A.-G., vorm. L. Schwartzkopf.  
**Kapitel XI.**  
Wendepolmaschinen.  
Zweck der Wendepole, Nachteile, Berechnung und Beispiel: 1000 KW-Hochspannungs-Generator.  
**Kapitel XII.**  
Äquipotentialverbindungen.  
Zweck, Ausführung. Bestimmung der Anzahl der Verbindungen und der Anschlußpunkte. Beispiele: 100 KW-, 300 KW-Generator.  
**Anhang.**

Francis-Turbinen

Ein Lehrbuch für Schule und Praxis

von **R. Honold,** Oberingenieur der Firma Briegleb, Hansen & Co. in Gotha und **K. Albrecht,** Ingenieur und Lehrer am Technikum Mittweida.

**Band I: Theorie der Wasserturbinen** unter besonderer Berücksichtigung der Francis-Turbinen.

Mit 132 Textfiguren.

Preis: Gebunden 20.—Mark.

**Band II: Die Schaufelschnitte der Francis-Turbine.**

Mit 18 Doppeltafeln und 49 Textfiguren.

Preis: Gebunden 20.—Mark.

Band I und II zusammen gebunden 32.30 Mark.

**Inhalts-Verzeichnis des Bandes I:**

- § 1 Grundbegriffe aus der Hydraulik.
- § 2 Wirkungsweise des Wassers.
- § 3 Einteilung der Turbinen.
- § 4 Ableitungen der Grundgleichung, deren Besprechung und graphische Darstellung.
- § 5 Das Tauchen der Turbine im Unterwasser und ihre Aufstellung über demselben.
- § 6 Einfluß der verschiedenen Umfangsgeschwindigkeit auf die Grundgleichung bei der Radialturbine.
- § 7 Rückführung der allgemeinen Grundgleichung 3 auf die einfache Form der Grundgleichung der Turbinenstange.
- § 8 Die Vorgänge in der Francis-Turbine bei veränderlicher Beaufschlagung mittels drehbarer Leitschaufeln.
- § 9 Wahl der Umfangsgeschwindigkeit bei Reaktionsturbinen und deren Grenzen.
- § 10 Abhängigkeit des Spaltdruckes  $b$ , von der Umfangsgeschw.  $u$ , bei Reaktionsturbinen.
- § 11 Einfluß der verschiedenen Umfangsgeschwindigkeit bei Francis-Turbinen auf das mit  $u$ , sich ändernde  $b$ .
- § 12 Einfluß des Verhältnisses  $\frac{D}{D_1}$  bei gegebenem  $u$ , und  $y$  auf die Eintrittsverhältnisse von Francis-Turbinen.
- § 13 Einfluß der Radialkomponente  $y$  bei gegebenem  $u$ , und  $\frac{D}{D_1}$  auf die Eintrittsverhältnisse, und die Abhängigkeit der Querschnittsverhältnisse des Laufradkanales von  $y$  und im Zusammenhang damit vom Austrittsverlust bei Francis-Turbinen.
- § 14 Übergang des Wassers vom Leitapparat

- § 15 Verallgemeinerung und Erweiterung der seitherigen Ergebnisse.
- § 16 Zusammenstellung der theoretischen Ergebnisse des Vorhergehenden, ergänzt durch Resultate praktischer Erfahrung.
- § 17 Rechnungsbeispiele mit Schlußbetrachtungen.
- § 18 Nachträge.

**Inhalts-Verzeichnis des Bandes II.**

- Einleitung.
- § 19 Zeichnerische Grundlagen.
- § 20 Laufrad Größe 10  $\frac{0.35}{2.92}$  (Beisp. A aus § 17).
- § 21 Laufrad Größe 12  $\frac{0.156}{2.98}$  (Beisp. B aus § 17).
- § 22 Laufrad Größe 10  $\frac{0.85}{3.5}$  (Beisp. C aus § 17).
- § 23 Laufrad mit schiefwinkl. Schnitt zwischen Schichtlinien u. Ein- bzw. Austrittskante.
- § 24 Konstruktive Notizen.
- § 25 Laufrad Größe 10  $\frac{1}{3.5}$
- § 26 Laufrad Größe 10  $\frac{1}{3.5}$
- § 27 Laufrad Größe 9  $\frac{1.0}{2.9}$
- § 28 Laufrad Größe 6.5  $\frac{3}{3.5}$  (Camerer Schnellläufer).
- § 29 Laufrad Größe 6.5  $\frac{3}{3.5}$
- § 30 Leitapparate.
- § 31 Berechnung der Nutzgrade eines Laufrades Größe 10  $\frac{1}{2.0}$
- § 32 Rechenbeispiele

Aus der Praxis — für die Praxis!

Eine Skizzensammlung

zur

**Kalkulation und Ausführung**

von

## Maschinen, Kessel- u. Walzwerks- Bestandteilen usw.

Ein zuverlässiges Hilfsbuch zum Gebrauche für  
Ingenieure, Betriebsleiter, Werkführer und Werkmeister

von

**Michael Gaubichler,**

Werk- und Maschinenmeister i. R.

126 Seiten Text und 92 Tafeln mit 526 Figuren.

Folio, Preis 12.— Mark.

## Lehrbuch der ebenen Trigonometrie

nebst einer Sammlung von

**Übungsaufgaben zum Gebrauche an höheren  
Lehranstalten**

von Oberlehrer **Paul Killmann**, Direktor am Technikum Mittweida.  
13. umgearbeitete und vermehrte Auflage. Preis: Geb 6.— Mark.

### Inhaltsverzeichnis.

Einleitung.	ligen u. der gleichschenkligen
Über die verschiedenen Arten,	Dreiecke, sowie der regel-
einen Winkel zu messen.	mäßigen Vielecke.
Von den trigonometrischen Funk-	Von der Berechnung der unregel-
tionen einfacher Winkel.	mäßigen Dreiecke.
Von den trigonometr. Funktionen	Von der Berechnung der Vierecke
zusammengesetzter Winkel.	und der Polygone.
Von der Berechnung der rechtwink-	Vermischte Aufgaben.

## Einfache, doppelte und amerikanische Buchführung

für

**Eisengießereien, Maschinenfabriken und mech. Werkstätten.**

Theoretisch dargestellt  
und praktisch durchgeführt während eines Zeitraumes von einem Monat  
nebst einem Anhang über Wechsellehre usw.

Von **C. A. Funk**, Lehrer am Technikum Mittweida.

2. Auflage. Gebunden 8.— Mark.

Inhalt: Einleitung. — Allgemeines über die Buchführung. — Theorie der einfachen  
Buchführung. — Praxis der einfachen Buchführung. — Theorie der doppelten Buchführung. —  
Praxis der doppelten Buchführung. — Theorie der amerikanischen Buchführung. — Praxis  
der amerikanischen Buchführung. — Anhang: 1. Das Wichtigste von den Wechseln. —  
2. Etwas über die Konkursordnung. — 3. Kaufmännische Fachausdrücke.

## Die darstellende Geometrie

an

**maschin.-techn. Lehranstalten, Gewerbe- u. Fachschulen,**

**Als Wegweiser  
für Lehrende und Lernende nach den Formalstufen  
bearbeitet von**

**F. Schubert**, Lehrer am Technikum zu Mittweida.

Bd. I. Das geometrische Zeichnen. Geb 5.80. Mark Bd. II. Die dar-  
stellende Geometrie, einschl. der Elemente der Projektions-  
lehre. Schattenlehre, Axonometrie und Perspektive. 2 Teile.  
Geb. à 7.75 Mark.

Da die meisten bis in die Gegenwart erschienenen Unterrichts-  
werke für „darstellende Geometrie und Projektionslehre  
usw.“ ihre Grundlagen sowohl, als auch ihre Anwendungsstoffe dem  
Gebiete der Architektur oder des Kunstgewerbes entlehnen, so be-  
stand seit jeher für den maschinen-technischen Unterricht  
das Bedürfnis, ein Lehrbuch zu erhalten, das seine Entwicklungs- und

## Moderne Dampfkesselanlagen.

Von **O. Herre**, Ingenieur und Lehrer.

Inhalt: Walzenkessel und Flammrohrkessel. Feuerrohr-  
kessel und Wasserrohrkessel.

Mit 318 Figuren im Text. 10.50 Mark.

## Moderne Dampfkesselfeuerungen.

Von **O. Herre**, Ingenieur und Lehrer.

Mit 45 Figuren im Text. 2.70 Mark.

## Die Anwendung überhitzten Dampfes

im Maschinenbetriebe.

Von **O. Herre**, Ingenieur.

Mit 150 Abbildungen. 3.30 Mark.

**Konstruktion und Berechnung**

der

## Wasserräder.

Von **W. Rebber**, Ingenieur und Lehrer für den Maschinenbau.

Mit 35 lithogr. Tafeln.

Gebunden 16.— Mark, herabges. Preis 10.— Mark.

**Tabellen und Formulare**

zum

**Berechnen u. Entwerfen v. Heizungs- u. Lüftungsanlagen**

von **W. Heepke**, Ingenieur und Lehrer am Technikum Mittweida.

3. Auflage. Preis: 2.— Mark.

## Die Herstellung

**und Brauchbarkeit künstlicher Pflastersteine**

bis zu den neuesten Fortschritten.

Von **Karl Wetzel**, Zivil-Ingenieur.

Preis: 3.— Mark.

In diesem Buche sind die Herstellungsarten der ver-  
schiedenen Pflastersteine, die Entwicklung, Brauchbarkeit  
und Prüfung derselben in erschöpfender Weise beschrieben,  
sodaß dieses allen „Ziegeleien“, Tonwaren-, Zement- und  
Asphaltfabriken, Glashütten, Eisenhütten- und Kalkwerken,  
Sandgräbereien, Steinbruchwerken, Maschinenfabriken, Che-  
mikern, Technikern, Ingenieuren, Bauunternehmern, Bau-  
ämtern usw. bestens empfohlen werden kann.

Illustrierte Kataloge über:

**Reisszeuge aller Systeme:**

Richter, Riefler usw.

**Rechenschieber:**

Faber, Dennert & Pape, Nestler, Frank, Rietz usw.

durch die

**Polytechnische Buchhandlung**

(R. Schulze) Mittweida









BIBLIOTEKA GŁÓWNA

351221 L/1