

WYDZIAŁY POLITECHNICZNE KRAKÓW

BIBLIOTEKA GŁÓWNA

L. inw.

15602

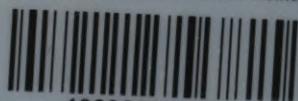
Die
Schiffsmaschinen

Ihre Berechnung und Konstruktion
mit Einschluss der Dampfturbinen

von

Hermann Wilda

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000301470

26 129

DIE SCHIFFSMASCHINEN

ihre Berechnung und Konstruktion
mit Einschluß der Dampfturbinen

HANDBUCH UND ATLAS

für den Entwurf und die Ausführung, zum
Gebrauch in der Praxis und für Studierende

Von

HERMANN WILDA

Inhaber der Medaille des Vereins zur Beförderung des Gewerbleißes in Preußen

Der Atlas enthält auf 64 Tafeln 1200 Konstruktionszeichnungen
ausgeführter moderner Maschinen mit sämtlichen Arbeitsmaßen

HANDBUCH

Mit 364 Abbildungen im Text und 108 Zahlentafeln, sowie
zahlreichen Beispielen nach Ausführung moderner Maschinen

H. W. 26 129



HANNOVER
VERLAG VON GEBRÜDER JÄNECKE
1905

g. 11
68.42

xx
240



III - 306636

Alle Rechte, namentlich das Recht der Übersetzung in andere Sprachen, vorbehalten.

**BIBLIOTEKA POLITECHNICZWA
KRAKÓW**

III ~~15602~~

Hofbuchdruckerei Gebrüder Jänecke, Hannover.

Akc. Nr. _____

~~2876~~ 149

BPK-13 382/2011

Vorwort.

Zur Abfassung des vorliegenden Buches wurde ich durch eine Besprechung des Werkes „Der Schiffsmaschinenbau“ in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure veranlaßt, in der hervorgehoben wurde, daß eine kritische Besprechung der in der Praxis ausgeführten und üblichen Konstruktionen der Einzelheiten der Schiffsmaschinen wünschenswert sei.

Diese Aufgabe konnte aber nur dann annähernd gelöst werden, wenn die Ausführungen seitens der herstellenden Fabriken, Werften und Reedereien zur Verfügung gestellt wurden, was zu meiner großen Dankverpflichtung in reichem Maße geschehen ist, so daß es möglich wurde, den Text reich zu illustrieren und in dem Atlas eine solche Anzahl verschiedenartiger Ausführungen zu vereinigen, daß ein allgemeiner Überblick über die üblichen Ausführungsweisen gegeben werden konnte.

Der Textband enthält die Berechnung der Schiffsmaschine und ihrer Teile, und ich bin bemüht gewesen, dieselbe so zu gestalten, daß der Gebrauch des Buches für den Entwurf mit einem möglichst geringen Aufwand von Zeit und Mühe verknüpft ist, um den Bedürfnissen der Praxis und des Studierenden zu genügen.

Auf weitläufige theoretische Ableitungen und Beschreibungen von Konstruktionen habe ich verzichtet, dagegen mich bemüht, Daten der Praxis und Ausführungen heranzuziehen, um stets für die Berechnungsformeln die Probe auf die Übereinstimmung mit wirklichen Ausführungen zu ermöglichen. Den Berechnungen der einzelnen Teile habe ich Zahlentafeln über ausgeführte Konstruktionen angehängt, die nicht immer leicht erhältlich waren, die aber, wie ich hoffe, beim Entwurf wertvolle Dienste leisten können, wenn es darauf ankommt, die Übereinstimmung berechneter Daten mit bewährten Ausführungen darzutun.

Da, wo ich es für nötig fand, statt älterer, den modernen Verhältnissen nicht mehr entsprechenden Formeln und Berechnungsweisen, passendere einzuführen, habe ich die Richtigkeit durch Beispiele belegt, die sich auch an anderen Stellen finden.

Bei der Bedeutung, die die Dampfturbinen in den letzten Jahren für den Schiffsbetrieb erlangt haben, war eine Besprechung im letzten Abschnitt erforderlich. Wenn auch von einer einigermaßen feststehenden Konstruktionslehre z. Z. noch nicht gesprochen werden kann, so dürfen doch die Hauptgesichtspunkte als geklärt angesehen werden. Die allgemeine Kenntnis der Wirkungsweise ist jetzt allen technischen Kreisen geläufig, und so konnte auch hier der beschreibende Teil fortfallen. Natürlich sind die für Schiffsfahrtszwecke in Betracht kommenden Konstruktionen in den Vordergrund gestellt und von diesem Gesichtspunkte aus das Wesentliche der Anlagen von Dampfturbinen behandelt, ebenso wie die Festlegung der Hauptabmessungen. Leider umgeben die maßgebenden Fabriken ihre Ausführungen mit einem dichten Schleier des Geheimnisses, so daß die Erlangung zuverlässiger Konstruktionsdaten fast ausgeschlossen ist.

In dem 64 Tafeln enthaltenden Atlas (vgl. die Anzeige am Schluß dieses Werkes) habe ich besonderen Wert darauf gelegt, nur wirkliche Konstruktionszeichnungen moderner Schiffsmaschinenanlagen mit allen Ausführungsmaßen vorzuführen, so daß dem Fachmanne an der Hand der Darstellungen ein Urteil über die verschiedenen Möglichkeiten der Ausführung möglich ist, besser als weitläufige Beschreibungen es vermögen.

In dem Atlas sind zu diesem Zweck, abweichend von der üblichen Gepflogenheit, die zu einer Maschinenanlage gehörigen Darstellungen zusammenhängend wiedergegeben, um auf diese Weise die Abhängigkeit der einzelnen Abmessungen von den zur Wirkung kommenden Kräften deutlicher zum Ausdruck zu bringen und ausgeführte Beispiele zu dem die Berechnung der Schiffsmaschine enthaltenden Text darzubieten.

Der Atlas enthält Konstruktionen bedeutender deutscher, englischer und amerikanischer Werften, da diejenigen nur einer Werft doch kaum genügen dürften, um die Bauweisen der einzelnen Konstruktionsteile im modernen Schiffsmaschinenbau zu illustrieren und besonders um ihre Vor- und Nachteile zu beleuchten. Die Texterläuterungen sind auf den Tafeln deutsch und englisch gegeben, da der Text vielen Wünschen entsprechend, auch in englischer Ausgabe erscheint.

Zu besonderem Danke bin ich für die weitgehendste Unterstützung durch Zugänglichmachung von authentischem Material einer großen Anzahl von Fabriken, Werften und Reedereien verpflichtet, und ich erfülle eine angenehme Pflicht, wenn ich besonderen Dank mir auszusprechen gestatte dem technischen Bureau der Hamburg-Amerika-Linie, im besonderen Herrn Direktor Blumenthal und Herrn Ing. Gumbel, den Verwaltungen der Werften der Maschinenbau-A.-G. Vulkan in Stettin, den Herren Blohm & Voß, Hamburg, Herrn Klawitter, Danzig, den Oder-Werken, Stettin, den Herren Joh. C. Tecklenborg, Bremerhaven-Geestemünde, ferner den Herren Messrs. Wigham, Richardson & Co. Ltd., Newcastle-on-Tyne, den Herren Amos & Smith, Hull, den Union Iron-Works, San Francisco, dem Herrn George Clark, Sunderland, den Herren Harland & Wolf, Belfast, Palmers Shipbuilding Co., Yarrow-on-Tyne und einer großen Anzahl anderer, die mich mit ihrem Wohlwollen unterstützt haben.

Der Verlagshandlung der Herren Gebrüder Jänecke spreche ich meinen aufrichtigen Dank aus für die stets wohlwollende und bereitwillige Berücksichtigung meiner Wünsche in bezug auf Umfang, Herstellung und Ausstattung und besonders für das lebhafteste Interesse, das sie an dem recht schwierig herzustellenden Tafeln und Abbildungsmaterial genommen haben.

Ich hoffe, daß die Fachkreise Text und Atlas wohlwollend aufnehmen, für Vorschläge zur Verbesserung, Hinweis auf Fehler usw. werde ich jederzeit dankbar sein.

Bremen 1905.

Hermann Wilda.

Inhaltsverzeichnis.

Erster Abschnitt. Schiffswiderstand und Maschinenleistung.

I. Schiffswiderstand.	Seite
1. Gesamtwiderstand, allgemeine Gleichung	1
2. Reibungswiderstand	2
a) Allgemeine Gleichung (Froude)	2
b) Formel von Middendorf.....	2
c) Formel von Riehn.....	2
3. Wirbelwiderstand	2
4. Restwiderstand	2
a) Mechanisches Ähnlichkeitsgesetz.	2
b) Formel von Middendorf.....	3
Zahlentafel Nr. 1: Widerstandskoeffizienten	3
Zahlentafel Nr. 2: Widerstandskoeffizienten	4
c) Änderung bei verschiedenen Geschwindigkeiten.....	4
5. Gesamtwiderstand.....	4
a) Nach Froude, Beispiel.....	4
Zahlentafel Nr. 3: Ergebnisse von Modellschleppversuchen	5
b) Nach Middendorf.....	5
Zahlentafel Nr. 4: Verhältnis vom Reibungs- zum Gesamtwiderstand.....	6
6. Benetzte Oberfläche	6
a) Bestimmung auf Grund von Zeichnungen	6
b) Nach Bourgois.....	6
c) Nach Mumford	6
d) Nach Normand.....	6
e) Nach Denny.....	6
f) Nach Taylor.....	6
g) Nach Dupré	6
h) Nach Middendorf.....	6
Zahlentafel Nr. 5: Koeffizienten für benetzte Oberfläche	7
i) Nach Kirk	7
7. Spantenumfang	7
II. Maschinenleistung.	
Ermittlung der Nutzleistung oder effektiven Leistung.	
1. Begriff der Nutzleistung.....	8
2. Ermittlung der Nutzleistung aus dem Widerstande	8
a) Modellschleppversuche.....	8
b) Nach Middendorf	8
c) Nach Warrington.....	8
3. Ermittlung der Nutzleistung durch direkte Messung	9
a) Aus der Verdrehung der Welle.	9
b) Messung der Wellenverdrehung.	9

c) Versuche von Frahm.....	9
d) Torsionsindikator von Föttinger	10
4. Ermittlung der Nutzleistung aus der indizierten Leistung	11
a) Wirkungsgrad.....	11
b) Werte nach Middendorf.....	11
Zahlentafel Nr. 6: Wirkungsgrade nach Middendorf	11
c) Arbeitsverluste	12
d) Wirkungsgrad bei abnehmender Leistung.....	12
Zahlentafel Nr. 7: Abnahme des Wirkungsgrades für sinkende Leistung.....	12
Beispiel	13
e) Bestimmung der indizierten Leistung nach Afonassieff....	13
Zahlentafel Nr. 8: Zusammenhang zwischen Leistung und verminderteter Geschwindigkeit	13
5. Ermittlung der indizierten Leistung aus dem Schiffswiderstande	13
a) Angenäherte Ermittlung	13
b) Leistungswerte	14
Zahlentafel Nr. 9: Leistungswerte	14
Zahlentafel Nr. 10: Leistungswerte für verschiedene Schiffe	16
c) Nach Kirk	19
Zahlentafel Nr. 11: N_i für 9,29 qm Oberfläche bei 10 Seemeilen Geschwindigkeit	19
Zahlentafel Nr. 12: N_i für 9,29 qm Oberfläche bei 10 Seemeilen Geschwindigkeit	19
d) Nach Afonassieff	20
Zahlentafel Nr. 13: Werte von $x = 1000 \cdot \left(\frac{v_k}{A}\right)^{\frac{10}{3}}$	20
Zahlentafel Nr. 14: Werte von N_i nach Afonassieff	20

Zweiter Abschnitt. Untersuchung ausgeführter Maschinen.

I. Ermittlung der indizierten Leistung.	
1. Allgemeine Beziehungen zwischen der indizierten Leistung, den Zylinderabmessungen und dem Arbeitsdrucke	21
a) Formel für die indizierte Leistung von Mehrfach-Expansionsmaschinen	21
b) Vorhandensein mehrerer Zylinder derselben Expansionsstufe	22

	Seite		Seite
c) Berücksichtigung der Kolbenstange.....	22	6. Füllung, Gesamtexpansion und Endvolumen.....	39
d) Bestimmung des mittleren Druckes	22	a) Gesamtfüllungsgrad	39
α) Planimetrieren	22	b) Expansionsgrad	39
β) Trapezregel	22	α) Kriegsschiffe	39
γ) Simpsonsche Regel.....	22	β) Handelsschiffe	39
δ) Graphische Ermittlung	23	γ) Einfluß der Füllungsänderung	39
II. Beispiel einer ausgeführten Maschine.			
Hauptabmessungen	23	c) Anfangsdruck p_a und Enddruck p_e	40
1. Mittlerer Druck.....	24	Zahlentafel Nr. 24: Anfangs- und Enddrucke	40
Zahlentafel Nr. 15: Zylinderkonstanten	25	Zahlentafel Nr. 25: Druck- und Füllungsverhältnisse für verschiedene Leistungen	40
2. Völligkeitsgrad.....	25	7. Kolbengeschwindigkeit, Hub, Umdrehungszahl	41
a) ohne Berücksichtigung der schädlichen Räume.....	26	a) Übliche Verhältnisse	41
b) mit Berücksichtigung der schädlichen Räume	27	b) Hub H	41
3. Druckverluste durch den plötzlichen Druckabfall bei der unvollständigen Expansion des Dampfes	28	Zahlentafel Nr. 26: Kolbengeschwindigkeit, Hub, Umdrehungszahl	41
4. Der indizierte stündliche Dampfverbrauch ohne Berücksichtigung der schädlichen Räume....	29	α) Hub und mittlere Kolbengeschwindigkeit	41
Dritter Abschnitt.			
Die Ermittlung der indizierten Leistung für neu zu erbauende Maschinen.			
1. Indizierte Leistung	31	β) Hub und Durchmesser der Niederdruckzylinder.....	41
2. Mittlerer Druck	32	γ) Hub und innere Zylinderlänge	42
a) Der theoretische mittlere Druck ohne Berücksichtigung der schädlichen Räume	32	c) Umdrehungszahl.....	42
Zahlentafel Nr. 16: Werte von $\varphi = \varepsilon \cdot \left(1 + \log \text{nat} \frac{1}{\varepsilon}\right)$	32	α) Umdrehungszahl und Eigenschwingungszahl der Welle..	42
b) mit Berücksichtigung der schädlichen Räume	33	β) Umdrehungszahl und verminderte Maschinenleistung	43
Zahlentafel Nr. 17: Theoretischer mittlerer Druck unter Berücksichtigung der schädlichen Räume	33	Zahlentafel Nr. 27: Werte der Umdrehungszahlen für verschiedene Leistungen.....	43
c) der auf den Niederdruckzylinder reduzierte mittlere Druck p_{mr} ..	33	8. Die schädlichen Räume.....	44
d) der wirkliche mittlere Druck p_{mw}	33	Zahlentafel Nr. 28: Größe der schädlichen Räume	44
3. Der Anfangsdruck p_a	33	a) Größe der schädlichen Räume ..	44
4. Die Endspannung p_e	34	b) Ermittlung der schädlichen Räume	45
Zahlentafel Nr. 18: Verhältnis zwischen p_e und p_c für vier neuere Maschinen	34	c) Nachteiliger Einfluß der schädlichen Räume	45
Zahlentafel Nr. 19: Abhängigkeit des Kondensatordrucks von der Temperatur	34	d) Spielraum zwischen Kolben- und Zylinderdeckel bzw. -Boden....	45
5. Das theoretische Hilfsdiagramm	35	Zahlentafel Nr. 29: Schädliche Räume für einige neuere Maschinen	45
a) Der theoretische mittlere Druck	35	9. Zusammenstellung der auftretenden Verluste	46
Zahlentafel Nr. 20: Werte von p_{mr}	35	a) Druck- und Arbeitsverluste in der Dampfleitung	46
b) Druckabfall p_x zwischen Einströmungsspannung und Beginn der Expansion	35	α) Gerade Rohre	46
Zahlentafel Nr. 21: Mittelwerte für den Druckabfall während der Füllung	36	β) Druckverluste beim Durchgang durch Ventile	46
c) Der wirkliche mittlere Druck p_{mw} und der Völligkeitsgrad β	36	γ) Druckverlust in Krümmern ..	46
Zahlentafel Nr. 22: Werte des Völligkeitsgrades	37	δ) Druckverlust während der Einströmung	46
Zahlentafel Nr. 23: Größe des mittleren Drucks für verschiedene Leistungen.....	38	b) Druckverluste durch unvollständige Expansion	46
		c) Verluste durch Kondensation ..	46
		d) Dampfverluste	46
		α) durch Undichtigkeiten.....	46
		β) durch äußere Wärmestrahlung	46
		γ) durch Kondensation an den Wandungen.....	46
		10. Dampfmäntel.....	47
		11. Dampfverbrauch	47
		a) Genaue Ermittlung	47
		b) Angenäherte Bestimmung aus dem Indikatorgramm.....	47
		c) Dampfverbrauch und Dampftemperatur	48

	Seite
d) Stündlicher Dampfverbrauch	48
e) Dampfverbrauch für Hilfsmaschinen	48
Zahlentafel Nr. 30: Dampfverbrauch	48

Vierter Abschnitt.

Ermittlung der Zylinderabmessungen.

1. Verhältnisse der Zylinderinhalte	49
2. Durchmesser des Mitteldruckzylinders	49
Zahlentafel Nr. 31: Zylinderverhältnisse	49
3. Aufnehmer	49
a) Inhalt der Aufnehmer	49
b) Einfluß der Aufnehmerinhalte auf die Arbeitsverteilung	50
c) Allgemeine Gesichtspunkte für Zylinderabmessungen	50
4. Ermittlung der Zylinderabmessungen durch Rechnung	50
Beispiel für einen Fracht- und Passagierdampfer und einen Kreuzer	50
5. Maschinen gleichen Typs	52
6. Ermittlung der Zylinderabmessungen aus dem theoretischen Diagramm	52
a) Überschlägliche Bestimmung	52
b) Ermittlung der Arbeitsverteilung	53
Zahlentafel Nr. 32: Werte von $\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{0,88}$	53
Beispiel	54
c) Die wirkliche Gestalt des verstreckten Diagrammes	55
7. Die Ermittlung des Wechsels der Dampfspannungen mittels des Volumendiagrammes	56
a) Ursachen der Verschiedenheit der Spannungen im theoretischen und Indikatorgramm und Rechnungsvorgang für die Konstruktion des Volumendiagrammes, S. 59	56
b) Beispiel für einen Kreuzer mit geteiltem Niederdruckzylinder	57
Zahlentafel Nr. 33: Hauptverhältnisse von 150 ausgeführten Schiffsmaschinen	61

Fünfter Abschnitt.

I. Ermittlung der Zylinderwandstärken.

1. Berechnung der Zylinderwandstärken unter Zugrundelegung der Prüfungsdrucke	67
Zahlentafel Nr. 34: Prüfungsdrucke	67
a) Prüfungsdrucke	67
b) Beanspruchung von Zylindereinsätzen	67
Zahlentafel Nr. 35: Beanspruchung von Zylindereinsätzen	68
2. Zusammenstellung der gebräuchlichen Formeln	69
II. Einzelheiten der Dampfzylinder.	
1. Flanschen	69
a) Deckelflansch	69

	Seite
b) Flansch für die Verbindung von zwei Zylindern	69
c) Flansch des Einsatzzylinders	69
2. Zylinderrippen	69
3. Zylinderböden	72
a) Einwandige, ebene Böden	72
b) Einwandige, konische Böden	73
c) Doppelwandige, ebene Böden	73
d) Doppelwandige, konische Böden	74
4. Zylinderfüße	74
5. Zylinderdeckel	74
a) Gußeiserne einwandige Deckel	74
b) Gußeiserne doppelwandige Deckel	74
c) Gußeiserne oder gußstählerne konische Deckel	75
d) Flanschen der Zylinderdeckel	76
6. Schrauben	76
a) Zylinderdeckelschrauben	76
b) Befestigungsschrauben der Einsatzzylinder	76
c) Befestigungsschrauben der Zylinderfüße	77
d) Schrauben für die Verbindungsflanschen von zwei Zylindern	77
7. Schieberkasten und Kolbenschiebergehäuse	77
a) Flache Schieberkastenwandungen	77
b) Kolbenschiebergehäuse	77
c) Flache Schieberkastendeckel	77
d) Gewölbte Stahlgußdeckel	78
e) Runde Deckel für Kolbenschiebergehäuse	78
f) Schrauben der Schieberkastendeckel	79
8. Kanalwandungen, Schieberspiegel und Kanalquerschnitte	79
a) Flachschieber	79
b) Kolbenschiebereinsatz	79
Zahlentafel Nr. 36: Geschwindigkeit des Dampfes	79
c) Kanalquerschnitte	79
α) Flachschieber	80
β) Kolbenschieber	80
Zahlentafel Nr. 37: Querschnitte von Dampfrohren und Dampfkämen bei verschiedenen Kolben- und Dampfgeschwindigkeiten	81
Zahlentafel Nr. 38: Stündliches Dampfgewicht in kg bei 1 m Geschwindigkeit	81
Zahlentafel Nr. 39: Verhältnisse ausgeführter Zylinder	82, 83

III. Stopfbüchsen.

1. Packungen für Wasser	84
2. Packungen für Dampf	84
a) Weiche Packungen	84
α) Asbestpackungen	84
β) Tuckpackung	84
γ) Stopfbüchsenbrille	84
b) Metallpackungen	84
α) Dichtungsringe	84
β) Packung	84
c) Stopfbüchsen für schnellaufende Maschinen	85
Zahlentafel Nr. 40: Verhältnisse der Abmessungen für Stopfbüchsen mit weicher Packung	86, 87

Sechster Abschnitt. Zylinderarmatur und Dampfleitung.

	Seite
I. Zylinderarmatur.	
1. Manövrierventile	89
a) Unentlastete Ventile	89
b) Entlastete Ventile	89
a) Einsitzige Ventile	89
β) Zweisitzige (Doppelsitz-) Ventile	90
γ) Rohrschieberventile	91
c) Abmessungen der Ventile	91
a) Durchmesser	92
β) Hub	92
γ) Wandstärken	92
Zahlentafel Nr. 41: Wandstärken von Ventilgehäusen	92
δ) Einzelheiten	93
2. Hilfsschieber	93
a) Anordnung	93
b) Durchmesser der Zuführungsrohre	94
3. Zylindersicherheitsventile	94
a) Anordnung	94
b) Durchmesser	94
c) Ventilbelastung	95
d) Ventildedern	95
Beispiel	95
4. Entwässerung	96
a) Zylinder, Hähne am Boden und Deckel	96
b) Hähne am Schieberkasten	96
c) Hähne am Dampfmantel	96
5. Indikatoranschluß	96
II. Dampfleitung.	
1. Material	97
a) Anforderungen an die Festigkeit der Rohrmaterialien	97
b) Kupferrohre	97
c) Schmiedeeiserne Rohre	97
d) Flußeisen(Stahl-)rohre	97
2. Durchmesser der Dampfleitung	97
a) Hauptdampfleitung	97
Zahlentafel Nr. 42: Hauptdampfrohr, Durchmesser für $D_n = 1$	98
b) Zweigleitungen	98
c) Rohrdurchmesser und Dampfgewicht	98
Beispiel	98
d) Dampfzuführung zu den Zylindermänteln	99
e) Abdampfleitung	99
f) Hilfsdampfleitung	99
3. Rohrwandstärken	99
a) Zusammenstellung der üblichen Formeln	99
b) Abdampfrohre, Kupfer	100
4. Verbindungen der Rohrleitung	100
a) Rohrverschraubungen	100
b) Flanschverbindungen	100
α) Material	100
β) Befestigung der Flanschen auf dem Rohr	100
γ) Form der Flanschen	101
δ) Abmessungen der Flanschen	101
1. Hochdruckflanschen	101
2. Niederdruckflanschen	102
3. Flanschschrauben	102

	Seite
Zahlentafel Nr. 43: Verhältnisse von Flanschverbindungen ..	103
5. Flanschdichtungen	103
a) Federnde Flanschdichtungen ..	103
b) Flanschen mit Nut und Feder ..	104
6. Verstärkung der Rohrleitungen ..	104
7. Umhüllung der Rohrleitungen ..	104
8. Expansionsvorrichtungen	104
a) Ausdehnung	104
b) Federrohre	105
c) Expansionsstopfbüchsen	105
Zahlentafel Nr. 44: Wandstärken bronzener Gleitrohre	105
9. Entwässerung der Rohrleitung ..	106
10. Anordnung der Rohrleitung ..	106
a) Hauptdampfleitung	106
a) Handelsschiffe	106
β) Kriegsschiffe	107
b) Abdampfleitung	107
c) Hilfsdampfleitung	107
a) Zuleitung	107
β) Ableitung	108
11. Durchführung der Rohre durch Schotte	108
12. Aufhängung der Dampfleitung ..	108

Siebenter Abschnitt. Kolben, Kolbenstange, Kreuzköpfe, Pleuelstangen.

I. Kolben.

1. Gußeiserne, doppelwandige Kolben	109
a) Kolbenkörper	109
b) Kolbendeckel	112
2. Schmiedeeiserne, einwandige Kolben	112
3. Stahlgußkolben	113
a) Flache Kolben	113
b) Konische Kolben	113
4. Kolben aus Schmiedestahl	114
5. Kolbendichtungen	115
a) Ein oder zwei Dichtungsringe mit dahinter liegender Feder ..	115
b) Buckley-Dichtung	116
c) Peck-Dichtung	117
d) Selbstspannende Kolbenringe ..	117
a) Gußeisen	117
β) Stahl	119
γ) Ringstärken	119
Beispiel	120
6. Kolbendeckelschrauben	120
7. Spielraum der Kolben	121
8. Ermittlung der Hauptabmessungen	121
Zahlentafel Nr. 45 und 46: Koeffizienten für die Bestimmung der Kolbenabmessungen	121
Zahlentafel Nr. 47: Abmessungen ausgeführter Kolben	122
II. Kolbenstangen.	
1. Material	122
2. Kolbenstangenschaft	122
a) Volle Kolbenstangen	122
β) Hohle Kolbenstangen	123
3. Bund zwischen Kolbenstange und Konus	124
4. Gewinde der Kolbenstange und Stangenmutter	124

	Seite		Seite
5. Durchgehende Kolbenstangen	125	5. Vorschriften der Klassifikationsgesellschaften.....	152
6. Verbindung von Kolbenstange und Kolben durch Flansch ...	125	Zahlentafel Nr. 54: Abmessungen gebauter Kurbelwellen	156
7. Befestigung der Kolbenstange im Kreuzkopf	125	Zahlentafel Nr. 55: Abmessungen von Kurbelwellen ausgeführter Maschinen	156
Zahlentafel Nr. 48: Durchmesser ausgeführter Kolbenstangen...	125	6. Kupplungen der Kurbelwellen	156
Zahlentafel Nr. 49: Verhältnisse ausgeführter Kolbenstangen...	126	a) Beanspruchung	157
III. Kreuzköpfe.			
1. Maximalkraft	126	b) Abmessungen.....	157
a) Für normale Fälle	126	Zahlentafel Nr. 56: Abmessungen von Kupplungsflanschen.....	158
b) Für Tandemaufstellung.....	126	Zahlentafel Nr. 57: Kupplungen ausgeführter Kurbelwellen....	159
2. Zweigleisige Kreuzköpfe.....	128	VII. Zylinderträger.	
a) Mittelteil	128	1. Beanspruchung	159
b) Kreuzkopfszapfen	128	2. Abmessungen von gußeisernen Ständern	160
c) Gleitschuhe	129	3. Biegungsbeanspruchung von gußeisernen Ständern und Säulen	162
3. Eingleisige Kreuzköpfe	130	4. Beanspruchung von geschmiedeten Säulen	164
a) Kreuzköpfe mit eingesetzter Kolbenstange	130	5. Befestigung von Hohl- oder Rippengußständern.....	165
b) Kreuzköpfe mit angeschmiedeter Kolbenstange	131	6. Anordnung der Zylinderträger	167
4. Viergleisige Kreuzköpfe	132	Zahlentafel Nr. 58: Abmessungen ausgeführter Zylinderträger....	169
5. Gabelzapfen.....	133	VIII. Grundplatten und Grundlager.	
Beispiel	134	I. Grundplatten.	
6. Abmessungen ausgeführter Kreuzköpfe	135	1. Material und Beanspruchung..	169
Zahlentafel Nr. 50: Abmessungen ausgeführter Kreuzköpfe	135	Zahlentafel Nr. 59: Wandstärken von Grundplatten	169
IV. Pleuelstangen.			
1. Schaft.....	137	2. Ausführung	170
2. Gabel	138	a) Handelsschiffsmaschinen.....	170
a) Gabeln mit Gabelzapfen.....	138	b) Kriegsschiffsmaschinen	170
Beispiel	139	c) Querschnitte der Längsträger..	170
b) Gabeln mit Lagern für Stirnzapfen	139	d) Querschnitte der Querträger...	171
Beispiel	140	3. Fundamentbolzen	172
3. Lager.....	140	Zahlentafel Nr. 60: Abmessungen ausgeführter Grundplatten....	172
a) Kreuzkopfszapfenlager	140	II. Grundlager.	
b) Kurbelzapfenlager	140	1. Lagerkörper	172
4. Lagerdeckel.....	142	2. Lagerschalen	175
a) Kreuzkopflager	142	3. Lagerdeckel	176
b) Kurbelzapfenlager	142	4. Lagerschrauben	177
5. Lagerbolzen	142	Zahlentafel Nr. 62: Abmessungen ausgeführter Grundlager.....	178
Zahlentafel Nr. 51: Abmessungen der Pennschen Sicherung....	143	IX. Druckwelle.	
Zahlentafel Nr. 52: Abmessungen ausgeführter Pleuelstangen ..	144	1. Material	178
V. Gleitbahnen.			
Zahlentafel Nr. 53: Abmessungen ausgeführter Gleitbahnen	148	2. Druckwelle.....	178
VI. Kurbelwellen.			
1. Material und Herstellung.....	148	Zahlentafel Nr. 63: Indizierter Propellerschub für 1 PS.	180
2. Kurbelwelle.....	149	3. Druckringe	180
a) Volle Kurbelwellen	150	Zahlentafel Nr. 64: Abmessungen ausgeführter Druckwellen	181
b) Hohle Kurbelwellen	150	X. Drucklager.	
3. Kurbelzapfen	151	1. Anordnung.....	182
a) Beanspruchung	151	2. Abmessungen.....	182
b) Abmessungen	151	Zahlentafel Nr. 65: Erforderliche Druckfläche der Druckbügel in qem für 1 indizierte PS.....	184
4. Kurbelarme	151	3. Druckspindel	184
a) Beanspruchung	151		
b) Angeschmiedete Arme	155		
c) Gebaute Kurbeln	155		
a) Befestigung der Arme auf der Welle.....	155		
b) Abmessungen	155		

	Seite		Seite
4. Traglager.....	185	5. Innere Einströmung.....	206
Zahlentafel Nr. 66: Abmessungen ausgeführter Drucklager.....	185	6. Zusammenhang zwischen den Schieberelementen.....	207
XI. Zwischenwellen.			
1. Beanspruchung.....	186	II. Darstellung der Schieberbewegung in Beziehung zur Kolbenbewegung.	
2. Abmessungen.....	186	1. Diagramm von Schorch.....	207
3. Torsionsschwingungen der Wellenleitung.....	187	2. Entwurf der Schiebersteuer- ruug, Schieberdiagramme....	208
Beispiel.....	189	a) Gegebenes Dampfdiagramm ...	208
XII. Laufwellentager.			
1. Material und Anordnungen ...	190	b) Zeuner-Diagramm.....	208
2. Abmessungen.....	191	c) Bilgram-Diagramm.....	209
XIII. Schraubenwellen.			
1. Beanspruchung.....	191	III. Abmessungen der Schieber.	
a) Verdrehung.....	191	1. Flachschieber.....	210
b) Biegung durch Eigengewicht ..	192	a) Muschelschieber.....	210
c) Druck.....	192	b) Trick-Schieber.....	211
d) Biegung durch das Propellerge- wicht.....	192	c) Thom-Schieber.....	212
2. Vorschriften der Klassifika- tionsgesellschaften über den Durchmesser von Schrauben- wellen.....	193	d) Penn-Schieber.....	212
3. Anordnung.....	193	e) Dachschieber.....	213
4. Konisches Ende der Schrauben- wellen.....	194	Zahlentafel Nr. 70: Abmessungen ausgeführter Flachschieber ...	213
5. Abdichtung der Schrauben- wellen.....	195	f) Rückentlastungen für Flach- schieber.....	214
Zahlentafel Nr. 67: Abmessungen ausgeführter Schraubenwellen.	195	α) Anpressungskraft.....	214
XIV. Lösbare Kupplungen.			
1. Kupplungen zwischen Schrau- benwellen und Wellenleitung	195	Beispiel.....	214
a) Schalenkupplung.....	195	β) Anordnung der Entlastung..	214
b) Muffenkupplung.....	197	γ) Gewichtsentlastung.....	215
c) Scheibenkupplung.....	197	δ) Hilfszylinder von Joy.....	215
2. Lose Kupplungen für Kriegs- schiffe.....	198	2. Kolbenschieber.....	217
Beispiel.....	199	a) Ausführungsformen.....	217
3. Wellenbremse.....	199	b) Abdichtung.....	217
XV. Stevenrohr.			
1. Material.....	199	Zahlentafel Nr. 71: Abmessungen ausgeführter Kolbenschieber ..	218
2. Anordnung.....	199	III. Umsteuerungen.	
3. Abmessungen.....	201	1. Umsteuerung von Stephenson	218
4. Bronzebüchsen.....	202	a) Anordnung und Wirkungsweise	218
5. Weißmetallbüchsen mit Öl- schmierung.....	202	α) Offene und gekreuzte Stangen	218
6. Gußeisenbüchsen.....	202	β) Anordnung der Exzenter- stangen.....	219
7. Pockholzausfütterung.....	202	γ) Wirkungsweise.....	219
8. Stevenrohrstopfbüchse.....	203	b) Bestimmung des Ersatzexzenters, Scheitelkurve, Stellung der Kulisse bei beliebiger Auslage.	220
a) Vordere Stopfbüchse.....	203	α) Stellungen der Kulisse bei beliebigen Auslagen und ver- schiedenen Kurbellagen ...	220
b) Hintere Stopfbüchse.....	203	β) Ermittlung der Größe und des Voreilungswinkels des Ersatzexzenters.....	220
Zahlentafel Nr. 68: Abmessungen ausgeführter Stevenrohre....	204	γ) Berücksichtigung der end- lichen Länge der Pleuelstange	221
Achter Abschnitt.			
Die Steuerungen der Schiffsmaschinen.			
I. Schieberelemente.			
1. Schieberhub und Exzentrizität	205	δ) Ersatzexzenter für beliebige Auslage.....	222
2. Voreinströmung, lineares Vore- eilen.....	205	ε) Besonderheit des Angriffs- punktes der Exzenterstange	222
Zahlentafel Nr. 69: Werte der linearen Voreilung.....	206	ζ) Gleichung der Scheitelkurve	222
3. Vorausstromung.....	206	η) Einfluß offener und gekreuz- ter Stangen auf die Dampf- verteilung.....	222
4. Kompression.....	206	θ) Ausweichung des Schiebers. Beispiel.....	223
		Zahlentafel Nr. 72-74: Koeffizienten zur Bestimmung des Schieber- weges.....	223
		c) Länge der Exzenterstange, Krümmung und Aufhängung der Kulissen.....	225

	Seite
a) Entfernung des Schiebers vom Wellenmittel	225
β) Länge der Exzenterstange ..	225
γ) Angriffspunkt der Exzenterstange	225
δ) Krümmung der Kulisse	225
ε) Länge der Kulisse	225
ζ) Aufhängung der Kulisse	225
d) Steuerungsgestänge	226
a) Schieberstangenkraft	226
Beispiel	227
Zahlentafel Nr. 75: Druck auf die Schieberfläche	227
β) Schieberstange	227
1. Abmessungen	227
2. Seitliche Lage der Schieberkasten	228
Zahlentafel Nr. 76: Abmessungen ausgeführter Schieberstangen ..	229
γ) Die Kulisse	230
1. Anordnung	230
2. Abmessungen	231
δ) Kulissenstein	232
1. Schlitzkulisse	232
2. Schildkulissen	234
ε) Exzenterstangen	234
Zahlentafel Nr. 77: Abmessungen ausgeführter Kulisse	235
ζ) Exzenterstange	235
1. Anordnung	235
2. Abmessungen	235
Zahlentafel Nr. 78: Abmessungen ausgeführter Exzenterstange ..	237
η) Exzenterbügel	237
Zahlentafel Nr. 79: Abmessungen ausgeführter Exzenterbügel ..	238
θ) Kulissenhängestangen	239
ι) Umsteuerungswelle	239
2. Steuerung von Klug	241
a) Anordnung	241
b) Bestimmung der Schieber-elemente	243
Beispiel	233
c) Abmessungen	243
d) Wirkende Kräfte	244
α) Schwinde	244
β) Exzenterstange	244
γ) Umsteuerungshebel	245
δ) Umsteuerungswelle	245
3. Steuerung von Marshall	246
a) Anordnung	246
b) Schieber-elemente	247
c) Abmessungen	247
4. Steuerung von Joy	248
a) Anordnung	248
b) Bestimmung der Schieber-elemente	248
c) Abmessungen	249
Zahlentafel Nr. 80: Verhältnisse der Joy-Steuerung	249
d) Wirkende Kräfte	250
5. Steuerung von Lang und Walch ..	250
a) Anordnung	250
b) Arbeitsweise	250
6. Steuerung von Heusinger von Waldegg (Walschaert)	252
a) Anordnung	252

	Seite
b) Bestimmung der Schieber-elemente	253
c) Abmessungen	253
Beispiel	253
7. Umsteuerungsvorrichtungen ..	254
a) Handumsteuerung	254
b) Umsteuerungsmaschinen	255
α) Rundlauf - Umsteuerungsmaschinen	255
β) Direkt wirkende Umsteuerungsmaschinen	257
c) Abmessungen	258
α) Rundlauf - Umsteuerungsmaschinen	258
β) Direkt wirkende Umsteuerungsmaschinen	262
8. Maschinendrehvorrichtungen ..	262
a) Anordnungen	262
b) Abmessungen	262
α) Gewicht der auf- und abgehenden Teile	263
β) Antriebsmaschine	264
Beispiel	264
γ) Schnecken und Schneckenräder	265

Neunter Abschnitt. Kurbeltrieb und Massenausgleich.

I. Der Kurbeltrieb.

1. Bewegungsverhältnisse im Kurbeltrieb	267
a) Kolbenweg	267
α) Kolbenweg vom oberen Totpunkt der Kurbel	267
β) Kolbenweg von der Hubmitte	268
Zahlentafel Nr. 81: Werte von $\cos \varphi$, $\cos^2 \varphi$, $\sin \varphi$, $\sin^2 \varphi$, $\sin^4 \varphi$..	268
γ) Konstruktion des Kolbenweges	268
b) Umfangsgeschwindigkeit des Kurbelzapfens	268
c) Winkelgeschwindigkeit im Kurbelkreise	269
d) Kolbengeschwindigkeit	269
e) Kolbenbeschleunigung	270
Zahlentafel Nr. 82: Werte von $\frac{R}{L} \cos 2\varphi$ und $\cos \varphi + \frac{R}{L} \cos 2\varphi$..	270
f) Beschleunigung des Kurbelzapfens	271
α) bei veränderlicher Umfangsgeschwindigkeit v	271
β) bei konstanter Umfangsgeschwindigkeit v_m	271
2. Kräfte am Kurbeltrieb	272
a) Vom Dampfdruck herrührende Kräfte	272
Zahlentafel Nr. 83: Werte von $\frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$ für verschiedene $\frac{R}{L}$..	273
b) Konstruktion der effektiven Kolbenkraft	273
c) Konstruktion der Tangentialkraft	273

	Seite
3. Einfluß des Gewichts der auf- und abgehenden Teile.....	274
Zahlentafel Nr. 84: Mittelwerte für die Gewichtswirkung.....	274
a) Gewicht des auf- und abgehenden Teiles der Pleuelstange...	275
b) Genauere Ermittlung.....	275
Beispiel	276
4. Einfluß des Beharrungsvermögens der beweglichen Teile	276
a) für veränderliche Umfangsgeschwindigkeit.....	276
b) für konstante Umfangsgeschwindigkeit	276
5. Darstellung des Tangentialdrucks für Mehrfach-Expansionsmaschinen.....	277
a) Tangentialdruck-Diagramm	277
b) Mittlerer Tangentialdruck	277
c) Experimentelle Ermittlung der Drehkraftkurve	277
d) Beispiel	278
6. Ermittlung des Verlaufs der Tangentialkraftkurve für neu zu erbauende Maschinen.....	279
a) Genaue Ermittlung der Tangentialkraftkurve	279
b) Angenäherte Ermittlung der Tangentialkraftkurve.....	279
c) Korrektur der Tangentialkraftkurve	281
7. Drehmoment	282

II. Massenausgleich.

1. Zweck des Massenausgleichs	282
2. Grundbedingungen für den Ausgleich	282
3. Die für den Massenausgleich in Betracht kommenden Kräfte..	283
a) Auf- und abgehende Gewichte.	283
b) Rotierende Gewichte	284
c) Vertikaler und horizontaler Beschleunigungsdruck.....	284
d) Beschleunigungsdruck für Maschinen mit vier Kurbeln.....	284
4. Kräftepolygone.....	285
5. Die für den Massenausgleich in Betracht kommenden Momente, Momentenpolygone.....	286
a) Momente erster Ordnung	286
b) Momente zweiter Ordnung.....	286
c) Allgemeine Gleichung für den Ausgleich erster und zweiter Ordnung.....	287
d) Zusammenfassung	287
6. Der Ausgleich der Kräfte und Momente der Vierkurbelmaschine	288
a) Allgemeine Bedingungen	288
b) Praktische Bedingungen für den Ausgleich	288
c) Bedingungen für den Ausgleich der Kräfte erster und zweiter Ordnung und der Momente erster Ordnung.....	289
a) Symmetrische Anordnung... ..	289
b) Unsymmetrische Anordnung. . .	290

	Seite
d) Anordnung der Vierkurbelmaschine für den Massenausgleich	290
a) Die Entfernung der Zylinderachsen, die Zylinderfolge und Anordnung der Steuerung..	290
b) Konstruktion der Kurbelwinkel	290
c) Anordnung der Zylinder... ..	290
1. Dreifach - Expansionsmaschine mit geteiltem Niederdruckzylinder	290
2. Vierfach - Expansionsmaschinen	291
7. Praktische Ausführung des Massenausgleichs.....	291
8. Gegengewichte und Kolbenbelastung.....	292
a) Gegengewichte für den horizontalen Ausgleich	293
b) Kolbenbelastung	293
9. Zahlentafeln für den Massenausgleich	294
10. Zusammenstellung der Gewichte für den Massenausgleich erster und zweiter Ordnung 296—299	299
Zahlentafel Nr. 85: Werte der Gewichtsverhältnisse für den Massenausgleich.....	300
Zahlentafel Nr. 86: Größen der Kurbelwinkel für den Massenausgleich	304
11. Beispiele	308

Zehnter Abschnitt. Kondensator.

I. Oberflächenkondensator.

1. Material.....	313
a) Gehäuse	313
b) Rohrwände	313
c) Rohre	313
d) Rohrstopfbüchsen	313
e) Vorlagen	313
2. Anordnung	313
a) Kondensator mit den Maschinenständern verbunden.....	313
b) Kondensator von den Maschinenständern getrennt	313
c) Vollständige Trennung des Kondensators	313
d) Dampfeintritt	316
e) Kühlwassereintritt.....	316
f) Befestigung der Kühlrohre an der Rohrwand	316
g) Aufstellung	316
3. Abmessungen	316
a) Zusammenhang zwischen Druck und Temperatur	316
b) Stündlicher Wärmedurchgang ..	316
c) Kühlwassermenge	316
d) Kühlfläche	317
a) für das stündliche Dampfgewicht	317
b) Berücksichtigung der Endtemperatur des Kühlwassers	317
c) für 1 kg stündlich zu kondensierenden Dampf.....	317
d) für eine indizierte PS.....	317

	Seite
e) Berücksichtigung des Enddruckes des Dampfes.....	317
ζ) für 1 cbm Kühlrohre.....	317
η) für ein Rohr von 1 m Länge	
Zahlentafel Nr. 87: Kühlfäche und	317
Kühlwasserverbrauch stündlich	
für 1 kg Dampf.....	318
e) Gehäuse.....	318
α) Inhalt des Gehäuses.....	318
β) Inhalt der Kühlrohre.....	319
γ) Wandstärke.....	319
1. für mit der Maschine verbundene Kondensatoren..	319
Zahlentafel Nr. 88: Wandstärken der Kondensatorgehäuse.....	319
2. für getrennt aufgestellte Kondensatoren.....	319
3. Berücksichtigung des äußeren Drucks.....	319
4. Anordnung für Kriegs- und Handelsschiffe.....	319
5. Versteifung der Gehäuse	
f) Vorlagen und Deckel.....	320
g) Rohrwände.....	320
α) Wandstärken.....	320
β) Befestigung und Verankerung der Rohrwände.....	320
h) Kühlrohre.....	320
α) Anzahl.....	320
β) Durchmesser.....	320
Zahlentafel Nr. 89: Vergleich der Rohrwandstärken nach metrischem und englischem Maß...	321
Zahlentafel Nr. 90: Abmessungen für Rohrstopfbüchsen.....	322
i) Rohranschlüsse und Armatur..	322
k) Hilfskondensator.....	323
Zahlentafel Nr. 91: Abmessungen ausgeführter Oberflächenkondensatoren.....	323
II. Einspritzkondensator.	
1. Einspritzwassermenge.....	323
2. Durchmesser des Einspritzrohres.....	324
3. Armatur.....	324

Elfter Abschnitt. Pumpen.

I. Luftpumpen.

1. Materialien und Anordnung....	325
a) Einfach wirkende Pumpen.....	325
b) Edwardspumpe.....	325
c) Doppelt wirkende Luftpumpen.	329
2. Abmessungen.....	330
Angehängte (einfach wirkende) Luftpumpen.....	330
a) Fördervolumen, Hub.....	330
b) Zylinderdurchmesser.....	330
c) Wandstärken der Zylinder....	330
d) Ventilsitzplatten.....	330
e) Ventilkasten.....	331
f) Luftpumpenkolben.....	331
g) Kolbenstange.....	331
h) Ventile.....	332
i) Saug- und Druckleitung.....	333
k) Ausgüßventile.....	333
3. Unabhängige Luftpumpen.....	333

II. Zirkulationspumpen.

	Seite
1. Kolbenzirkulationspumpen...	335
a) Anordnung.....	335
b) Abmessungen.....	335
α) Kolbengeschwindigkeit.....	335
β) Fördervolumen, Hub.....	336
γ) Zylinder, Kolbenstange.....	336
δ) Ventile.....	337
ε) Saug- und Druckrohre.....	338
Zahlentafel Nr. 92: Saugrohrquerschnitte für 1 PS. für Zirkulationspumpen.....	338
2. Zentrifugalpumpen.....	338
a) Anordnung.....	339
α) Gehäuse und Flügelrad, Konstruktion der Verschaufelung	339
b) Allgemeine Formeln zur Berechnung der Hauptverhältnisse...	339
α) Eintritt des Wassers in das Rad	341
β) Bewegung des Wassers durch das Rad.....	341
γ) Austritt des Wassers aus dem Rad.....	341
c) Berechnungsvorgang und Abmessungen.....	342
α) Saughöhe.....	342
β) Druckhöhe.....	342
γ) Widerstandshöhe.....	342
d) Abmessungen.....	342
α) Saugleitung.....	342
β) Druckleitung.....	343
γ) Radius des inneren und äußeren Radumfangs.....	343
δ) Schaufelwinkel.....	343
ξ) Umfangsgeschwindigkeit.....	343
η) Austrittsgeschwindigkeit.....	344
Beispiel.....	344
e) Arbeitsbedarf.....	345
f) Vorschriften des Germanischen Lloyd über Zirkulationspumpen	346
Zahlentafel Nr. 93: Hauptabmessungen der Zentrifugalpumpen	346
Zahlentafel Nr. 94: Abmessungen ausgeführter Zentrifugalpumpen	346
III. Speisepumpen	
1. Anordnung.....	347
2. Abmessungen.....	347
a) Maschinenspeisepumpen, einfach wirkende.....	347
α) Speisewassermenge, Zylinder- volumen.....	347
β) Kolben.....	347
γ) Zylinderwandstärken.....	347
Zahlentafel 95: Wandstärke der Zylinder.....	348
δ) Kolbenstangendurchmesser..	348
ε) Ventile.....	348
ζ) Saug- und Druckleitung....	348
Zahlentafel Nr. 96: Querschnitte der Saug- und Druckrohre für 1 PS. für Speisepumpen.....	348
η) Speiseleitung.....	349
b) Dampfspeisepumpen.....	349
α) Duplex-Steuerung.....	349
β) Speisewassertanks.....	349
γ) Armatur.....	354
δ) Vorschriften der Klassifikationsgesellschaften in bezug auf Speisepumpen.....	354

	Seite
IV. Lenzpumpen.	
1. Anordnung	354
2. Abmessungen	354
3. Ballastpumpen, Trink- und Waschwasserpumpen usw.	355
4. Lenzleitung	355
a) Anordnung	355
b) Vorschriften der Klassifikations- gesellschaften	355
c) Rohrdurchmesser	356
d) Rohrwandstärken	357
5. Vorschriften über Ventile, Hähne, Rohrverbindungen	357
6. Beispiele für die Pumpenanord- nung	358
7. Pumpengestänge	358

Zwölfter Abschnitt. Anordnung der Schiffsmaschinen, Platzbedarf, Gewichte.

I. Anordnung der Zylinder, Kurbeln, Steuerung.

1. Anordnung der Zylinder	361
a) Zweifach-Expansionsmaschinen.	361
b) Dreifach-Expansionsmaschinen.	362
α) mit drei Kurbeln	362
β) mit vier Kurbeln	365
c) Vierfach-Expansionsmaschinen.	368
2. Anordnung der Kurbelfolge ..	371
3. Anordnung in bezug auf die Steuerung	372

II. Hauptabmessungen und Platzbedarf.

1. Hauptabmessungen	373
2. Platzbedarf	373
Zahlentafel Nr. 97: Erforderliche Größe von Maschinenräumen ..	373
Zahlentafel Nr. 98: Hauptabmes- sungen der Schiffsmaschinen nach Höhe, Länge und Breite ..	374
Zahlentafel Nr. 99: Hauptabmes- sungen von 16 Schiffsmaschinen	375

III. Gewichte von Schiffsmaschinen.

Zahlentafel Nr. 100: Gewichte der festen und beweglichen Teile von Schiffsmaschinen	377
Zahlentafel Nr. 101: Maschinen- gewicht für 1 PS. für verschie- dene Schiffstypen	378
Zahlentafel Nr. 102: Gewichte von Maschineneinheiten	378
Zahlentafel Nr. 103: Gewicht der Maschinenanlage für einen Fracht- und Passagierdampfer von 10 000 PS.	379

Dreizehnter Abschnitt.

Die Schiffsschrauben.

1. Bestimmung der Schrauben- elemente	381
a) Slip und Vorstrom	381
α) Scheinbarer Slip	381
β) Vorstrom	382
γ) Wirklicher Slip	382
δ) Negativer Slip	382
ε) Slipwinkel	383
ζ) Steigung	383

η) Verhältnis von Steigung und Durchmesser	383
θ) Durchmesser	384
2. Wirkungsweise der Schrauben	385
a) Wirkungsweise eines Flügelele- ments	385
b) Achsiale Schubkraft, Propeller- schub	386
3. Anordnung der Schrauben ..	386
a) Drehrichtung	386
b) Anordnung der Flügel	386
α) Flügel und Nabe aus einem Stück	
β) Besonders hergestellte Flügel	386
c) Veränderlichkeit der Steigung ..	386
4. Wirkungsgrad der Schrauben.	387
5. Flügelfläche und Form der Flügel	388
a) Abgewinkelte Flügelfläche	388
b) Projizierte Flügelfläche	388
c) Schraubenkreisfläche	388
d) Größte Flügelbreite	388
e) Mittlere Flügelbreite	389
6. Festigkeit der Schraubenflügel	391
a) Material	391
b) Zulässige Beanspruchungen ..	391
c) Angreifende Kräfte und Momente	392
α) Schubkraft	392
β) Tangentialkraft	392
γ) Biegemomente	392
δ) Zentrifugalkraft	392
ε) Die von den Kräften und Mo- menten herrührenden Bean- spruchungen	393
ζ) Flügelstärken	393
η) Befestigungsschrauben der Flügel	394
Zahlentafel Nr. 103: Durchmesser der Befestigungsschrauben von Schraubenflügeln	394
7. Propellernabe	394
a) Naben mit angegossenen Flügeln	394
b) Naben mit aufgeschraubten Flügeln	395
Zahlentafel Nr. 104: Verhältnis- zahlen für Propellernaben ..	395
8. Konstruktion der Schrauben ..	396
a) Flügelabwicklung	396
Zahlentafel Nr. 105: Verhältnisse ausgeführter Schrauben	398
b) Konstruktion der Flügelschnitte	399
c) Konstruktion der Seitenansicht und der Aufsicht	399

Vierzehnter Abschnitt.

Die Dampfturbine als Schiffsmaschine.

1. Wirkungsweise	401
a) Reaktionsturbinen	401
b) Aktionsturbinen	402
2. Der Energieumsatz in den Dampfturbinen	403
a) Reaktionsturbinen	403
α) Allgemeine Anordnung	403
β) Geschwindigkeitsverhältnisse und Wärmegefälle	403
γ) Eintritts- und Austrittswinkel	405
δ) Ermittlung der Arbeitsleistung Beispiele	406
b) Aktionsturbinen	406

	Seite		Seite
3. Dampfverbrauch	407	8. Regulierung	415
4. Messung der Arbeitsleistung	407	9. Umsteuerung	415
5. Zuführung des Dampfes für die Parsons-Turbine	408	10. Kondensator	416
6. Entlastung	408	11. Gesamtanordnung	417
7. Die Konstruktionsteile der Dampfturbinen	409	12. Propeller	319
a) Gehäuse	409	13. Versuchsergebnisse	321
b) Turbinentrommeln	409	Zahlentafel Nr. 106: Versuchsergebnisse der Turbinen des englischen Kreuzers „Amethyst“	421
c) Wellen	411	Zahlentafel Nr. 107: Versuchsergebnisse des Turbinendampfers „Manxman“	421
d) Stopfbüchsen	411	Zahlentafel Nr. 108: Versuchsergebnisse an einem französischen Torpedoboot	421
e) Wellenlager	412	Namen- und Sachverzeichnis	223
f) Schaufeln	413		
α) Reaktionsturbinen, System Parsons	413		
β) Aktionsturbinen, System Rateau	415		

Zahlentafeln.

Nr.	Seite	Nr.	Seite
1. Widerstandskoeffizienten	3	28. Größe der schädlichen Räume	44
2. Widerstandskoeffizienten	4	29. Schädliche Räume für einige neuere Maschinen	45
3. Ergebnisse von Modellschleppversuchen	5	30. Dampfverbrauch	48
4. Verhältnis vom Reibungs- zum Gesamtwiderstand	6	31. Zylinderverhältnisse	49
5. Koeffizienten für benetzte Oberfläche	7	32. Werte von $\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{0,88}$	53
6. Wirkungsgrade nach Middendorf	11	33. Hauptverhältnisse von 150 ausgeführten Schiffsmaschinen	61
7. Abnahme des Wirkungsgrades für sinkende Leistung	12	34. Prüfungsdrucke	67
8. Zusammenhang zwischen Leistung und verminderter Geschwindigkeit	13	35. Beanspruchung von Zylindereinsätzen	68
9. Leistungswerte	14	36. Geschwindigkeit des Dampfes	79
10. Leistungswerte für verschiedene Schiffe	16	37. Querschnitte von Dampfrohren und Dampfkanälen bei verschiedenen Kolben- und Dampfgeschwindigkeiten	81
11. N_i für 9,29 qm Oberfläche bei 10 Seemeilen Geschwindigkeit	19	38. Stündliches Dampfgewicht in kg bei 1 m Geschwindigkeit	81
12. N_i für 9,29 qm Oberfläche bei 10 Seemeilen Geschwindigkeit	19	39. Verhältnisse ausgeführter Zylinder	82
13. Werte von $\alpha = 1000 \cdot \left(\frac{v_k}{A}\right)^{\frac{10}{3}}$	20	40. Verhältnisse der Abmessungen für Stopfbüchsen	86
14. Werte von N_i nach Afonassieff	20	41. Wandstärken von Ventilgehäusen	92
15. Zylinderkonstanten	25	42. Hauptdampfrohr, Durchmesser für $D = 1$	98
16. Werte von $\varphi = \varepsilon \left(1 + \log \cdot \text{nat} \frac{1}{\varepsilon}\right)$	32	43. Verhältnisse von Flanschenverbindungen	103
17. Theoretischer mittlerer Druck unter Berücksichtigung der schädlichen Räume	33	44. Wandstärken bronzener Gleitrohre	105
18. Verhältnis zwischen p_e und p_c für vier neuere Schiffe	34	45. Koeffizienten für die Bestimmung der Kolbenabmessungen	121
19. Abhängigkeit des Kondensatordrucks von der Temperatur	34	46. Koeffizienten für die Bestimmung der Kolbenabmessungen	121
20. Werte von p_{mr}	35	47. Abmessungen ausgeführter Kolben	122
21. Mittelwerte für den Druckabfall während der Füllung	36	48. Durchmesser ausgeführter Kolbenstangen	125
22. Werte des Völligkeitsgrades	37	49. Verhältnisse ausgeführter Kolbenstangen	126
23. Größe des mittleren Druckes für verschiedene Leistungen	38	50. Abmessungen ausgeführter Kreuzköpfe	135
24. Anfangs- und Enddrucke	40	51. Abmessungen an der Pennschen Sicherung	143
25. Druck- und Füllungsverhältnisse für verschiedene Leistungen	40	52. Abmessungen ausgeführter Pleuelstangen	144
26. Kolbengeschwindigkeit, Hub, Umdrehungszahl	41	53. Abmessungen ausgeführter Gleitbahnen	148
27. Werte der Umdrehungszahlen für verschiedene Leistungen	43		

Nr.	Seite	Nr.	Seite
54. Abmessungen gebauter Kurbelwellen	156	84. Mittelwerte für die Gewichtswirkung	274
55. Abmessungen von Kurbelwellen ausgeführter Maschinen	156	85. Werte der Gewichtsverhältnisse für den Massenausgleich	300
56. Abmessungen von Kupplungsflanschen	158	86. Größen der Kurbelwinkel für den Massenausgleich	304
57. Kupplungen ausgeführter Kurbelwellen	159	87. Kühlfläche und Kühlwasserverbrauch stündlich für 1 kg Dampf	318
58. Abmessungen ausgeführter Zylinderträger	169	88. Wandstärken der Kondensatorgehäuse	319
59. Wandstärken von Grundplatten	169	89. Vergleich der Rohrwandstärken nach metrischem und englischem Maß	321
60. Abmessungen ausgeführter Grundplatten	172	90. Abmessungen für Rohrstopfbüchsen	322
62. Abmessungen ausgeführter Grundlager	178	91. Abmessungen ausgeführter Oberflächenkondensatoren	323
63. Indizierter Propellerschub für 1 PS.	180	92. Saugrohrquerschnitte für 1 PS. für Zirkulationspumpen	338
64. Abmessungen ausgeführter Druckwellen	181	93. Hauptabmessungen der Zentrifugalpumpen	346
65. Druckfläche von Druckbügeln	184	94. Abmessungen ausgeführter Zentrifugalpumpen	346
66. Abmessungen ausgeführter Drucklager	185	95. Zylinderwandstärken	348
67. Abmessungen ausgeführter Schraubenwellen	195	96. Querschnitte der Saug- und Druckrohre für 1 PS. für Speisepumpen	348
68. Abmessungen ausgeführter Steuerröhre	204	97. Erforderliche Größe von Maschinenräumen	373
69. Werte der linearen Voreilung	206	98. Hauptabmessungen der Schiffsmaschinen nach Höhe, Länge und Breite	374
70. Abmessungen ausgeführter Flachschieber	213	99. Hauptabmessungen von 16 Schiffsmaschinen	375
71. Abmessungen ausgeführter Kolbenschieber	218	100. Gewichte der festen und beweglichen Teile von Schiffsmaschinen	377
72—74. Koeffizienten zur Bestimmung des Schieberweges	223	101. Maschinen-gewicht für 1 PS. für verschiedene Schiffstypen	378
75. Druck auf die Schieberfläche	227	102. Gewichte von Maschineneinheiten	378
76. Abmessungen ausgeführter Schieberstangen	229	103. Gewicht der Maschinenanlage für einen Fracht- und Passagierdampfer von 1000 PS.	379
77. Abmessungen ausgeführter Kulissen	235	104. Durchmesser der Befestigungsschrauben von Schraubenflügeln	395
78. Abmessungen ausgeführter Exzenter-scheiben	237	105. Verhältniszahlen für Propellernaben	397
79. Abmessungen ausgeführter Exzenterbügel	238	106. Verhältnisse ausgeführter Schrauben	398
80. Verhältnisse der Joy-Steuerung	249	106. Versuchsergebnisse der Turbinen des englischen Kreuzers „Ame-thyst“	421
81. Werte von $\cos \varphi$, $\cos^2 \varphi$, $\sin \varphi$, $\sin^2 \varphi$, $\sin^4 \varphi$	268	107. Versuchsergebnisse des Turbinen-dampfers „Manxman“	421
82. Werte von $\frac{R}{L} \cos 2\varphi$ und $\cos \varphi + \frac{R}{L} \cos 2\varphi$	270	108. Versuchsergebnisse an einem fran-zösischen Torpedoboot	421
83. Werte von $\sin \frac{(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$ für verschie-dene $\frac{R}{L}$	273		

Druckfehler,

vor dem Gebrauche des Buches zu verbessern:

Seite	9, Gleichung 36 a	lies: $v_k^{2,83}$ statt v_k .
„	25, Abb. 13	lies: Theoretisches Indikatordiagramm.
„	58, Abb. 21	„ Volumendiagramm.
„	85, Abb. 54	„ Metallic statt Metalic.
„	145, Abb. 115	„ Hohlgußzylinderständer statt Hohlgußzylinder.

Erster Abschnitt.

Schiffswiderstand und Maschinenleistung.

Bezeichnungen.

L, l Länge, m,	} vom Schiff bzw. Modell,	N_e Nutzleistung der Maschine, PS,
B, b größte Breite, m,		N_i indizierte Leistung der Maschine, PS,
T, t Tiefgang, m,		N_r durch Reibungswiderstände des Schiffs verzehrte Leistung, PS,
D, d Wasserverdrängung, cbm,		N_w vom Wellenwiderstand verzehrte Leistung, PS,
B_w Breite in der Konstruktionswasserlinie, m,		N_n verminderte Maschinenleistung, PS,
W_0 Fläche der Konstruktionswasserlinie, qm,		J_p polares Trägheitsmoment,
W, w Gesamtwiderstand, kg,	} vom Schiff bzw. Modell,	T_w Drehkraft der Maschine, kg,
W_r, w_r Reibungswiderstand, kg,		T_m mittlere Drehkraft der Maschine, kg,
W_w, w_w Restwiderstand, kg,		R Radius der Drehkraft,
W_p Widerstand der Schraube, kg,		G Elastizitätsmodulus der Schubbeanspruchung,
W_f Wirbel- und wellenbildender Widerstand, kg,		l_w Länge des verdrehten Wellenstücks,
A Arbeitsleistung, mkg,		M_f Drehmoment,
V, v allgemein: Geschwindigkeit von Schiff bzw. Modell,		$\hat{\alpha}$ Verdrehungsbogen,
v_k Geschwindigkeit des Schiffs in Seemeilen (Knoten),		d_w Wellendurchmesser,
v_s, v_{s1} Geschwindigkeit des Schiffs bzw. Modells, m,		n minutliche größte Umdrehungszahl der Maschine,
v_n Geschwindigkeit in Seemeilen bei vermindelter Maschinenleistung N_n ,		n_n minutliche verminderte Umdrehungszahl der Maschine,
f Reibungswiderstand für 1 qm der benetzten Oberfläche und die Einheit der Geschwindigkeit,		γ, γ_1 Gewicht von 1 cdm See- bzw. Süßwasser,
U Umfang des benetzten Hauptspantes, m,		$a, x, \xi, \varepsilon, C, C_1, C_2, M$ Koeffizienten,
Ω benetzte Oberfläche, qm,		W_r hängt ab von dem Zustande und den Abmessungen der benetzten Oberfläche Ω ,
\mathcal{V} Inhalt deseingetauchten Hauptspantes, qm,		W_p wird bedingt durch die Lage der Schraube und die Form des Hinterschiffs.
α Verhältnis der linearen Abmessungen von Schiff und Modell,		

I. Schiffswiderstand.

1. Gesamtwiderstand

$$W = W_r + W_p + W_f \quad (1)$$

da W_p und W_f sich nur in der Form $W_p + W_f$ ermitteln lassen, setzt man:

$$W_p + W_f = W_w$$

also:

$$W = W_r + W_w \quad (2)$$

2. Der Reibungswiderstand W_r folgt dem Gesetze:

$$W_r = a \cdot \Omega \cdot v_s^x, \quad (3)$$

a) allgemeine Gleichung.

Der Koeffizient a und der Exponent x sind mit dem Zustande und den Abmessungen der Oberfläche Ω veränderlich. Das ihren genauen Werten zugrunde liegende Gesetz ist z. Z. nicht bekannt, jedenfalls übt die Schiffsform und sehr wahrscheinlich auch die Geschwindigkeit des rückströmenden Wassers einen wesentlichen Einfluß auf W_r aus. In dem Koeffizienten a sind als maßgebende Faktoren γ und f enthalten, so daß gesetzt werden kann:

$$a = \gamma \cdot f.$$

Demnach folgt:
$$W_r = \gamma \cdot f \cdot \Omega \cdot v_s^x. \quad (4)$$

Die von Froude und Tidemann durch Versuche ermittelten Werte von f und x dürften den wirklichen Verhältnissen nur wenig entsprechen.

Als Mittelwert für den Entwurf kann für eiserne Schiffskörper mit gutem Farbanstrich:

$$f = \sim 0,155$$

gesetzt werden.

Nach Versuchen der englischen Marine mit Torpedoboots-Zerstörern ändert sich der Gesamtwiderstand W annähernd

für v_s	bis 11	16	18—20	22	25	25—30	Knoten,
mit x	= 2	3	3,3	2,7	2	1,83	

Als Mittelwert kann angenommen werden:

$$x = 1,83 \text{ bis } 1,85.$$

b) Nach Middendorff beträgt:

$$W_r = 0,16 \cdot \Omega \cdot v_s^{1,85} \text{ für Schraubendampfer,} \quad (4a)$$

$$W_r = 0,204 \cdot \Omega \cdot v_s^{1,85} \text{ für Raddampfer.} \quad (4b)$$

c) Nach Riehn ist zu setzen:

$$W_r = 0,127 \cdot L \cdot T \cdot \left(2 + \frac{B}{T} \cdot \frac{W_0}{L \cdot B_w}\right) \cdot v_s \quad (5)$$

3. Der Wirbelwiderstand W_p , vom Propeller herrührend, ist nach Froude anzunehmen:

$$W_p = \sim 0,08 W_r \text{ bis } 0,1 W_r \quad (6)$$

4. Der Restwiderstand W_w

$$W_w = W - W_r = W_p + W_f \quad (7)$$

läßt sich mit genügender Zuverlässigkeit nur durch Schleppversuche mit Modellen auf Grund des mechanischen Aehnlichkeitsgesetzes ermitteln.

a) Nach dem mechanischen Aehnlichkeitsgesetz besteht zwischen den Geschwindigkeiten V und v zweier geometrisch ähnlicher Schiffskörper, deren lineare Abmessungen L, B, T bzw. l, b, t betragen, falls:

$$L = \alpha \cdot l, \quad B = \alpha \cdot b, \quad T = \alpha \cdot t$$

die Beziehung

$$V = v \cdot \sqrt{\alpha} \quad (8)$$

und ferner gilt, wenn der Restwiderstand des Modells:

$$w_r = w_p + w_f$$

$$W_w = W_p + W_f = \alpha^3 \cdot (w_p + w_f) \quad (9)$$

$$W_w = \alpha^3 \cdot w_w \quad (10)$$

Bezeichnen ω und d die benetzten Oberflächen und die Wasserverdrängung des meist aus Paraffin hergestellten Modells, so ist:

$$\Omega = \alpha^2 \cdot w, \quad (11)$$

$$D = \alpha^3 \cdot d \quad (12)$$

Ist der Reibungswiderstand w_r des Modells aus der Gleichung

$$w_r = \gamma_1 \cdot f_1 \cdot \omega \cdot v_s^x \quad (13)$$

ermittelt, so folgt:

$$w = w_w + w_r \quad (13a)$$

und da w aus den Modellschleppversuchen bestimmbar ist:

$$w_w = w - w_r \quad (13b)$$

Aus Gleichung (10) und (13b) folgt demnach:

$$W_w = \alpha^3 \cdot (w - w_r) \quad (10a)$$

oder:

$$W_w = \alpha^3 \cdot (w - \gamma_1 \cdot f_1 \cdot \omega \cdot v_{s_1}^x) \quad (14)$$

Verglichen mit dem Gesamtwiderstand W läßt sich, wenn v_s die größte Geschwindigkeit bedeutet, nach Froude annehmen:

$$\begin{array}{cccc} \text{für } v_s & 7/8 \cdot v_s & 3/4 \cdot v_s & 1/2 \cdot v_s \\ W_w = & 0,30 \cdot W & 0,18 \cdot W & 0,13 \cdot W, \quad 0,08 \cdot W. \end{array}$$

b) Nach Middendorf ist W_w zu bestimmen aus:

$$W_w = \varepsilon \cdot \frac{\mathcal{K} \cdot B \cdot v_s^{2,5}}{\sqrt{B + \xi \cdot L^2}} \quad (15)$$

Die Werte von ξ und ε sind aus den Zahlentafeln Nr. 1 und Nr. 2 zu entnehmen.

Zahlentafel Nr. 1.

Werte der Koeffizienten ξ .

ξ	$\frac{L}{B}$	ξ	$\frac{L}{B}$	ξ	$\frac{L}{B}$
2,00	unter 8,5	1,79	9,3 und unter 9,4	1,41	10,2 und unter 10,3
1,99	8,5 und "	1,75	9,4 " "	1,38	10,3 " "
1,98	8,6 " "	1,71	9,5 " "	1,35	10,4 " "
1,97	8,7 " "	1,67	9,6 " "	1,32	10,5 " "
1,95	8,8 " "	1,62	9,7 " "	1,29	10,6 " "
1,92	8,9 " "	1,58	9,8 " "	1,27	10,7 " "
1,89	9,0 " "	1,54	9,9 " "	1,25	10,8 " "
1,86	9,1 " "	1,50	10,0 " "	1,24	10,9 " "
1,83	9,2 " "	1,45	10,1 " "	1,23	10,9 " "
			10,2 " "		darüber

Nach Versuchsdaten von 38 Schiffen läßt sich setzen:

$$\xi = 4,7 - 0,32 \cdot \frac{L}{B} \quad (16)$$

Zahlentafel Nr. 2.
Werte der Koeffizienten ϵ .

$\frac{L}{v_s^2}$	ϵ								
0,10	24,3	0,25	20,9	0,40	18,0	0,70	13,5	1,00	10,8
0,11	24,0	0,26	20,7	0,42	17,6	0,72	13,2	1,02	10,7
0,12	23,8	0,27	20,5	0,44	17,3	0,74	13,0	1,04	10,6
0,13	23,5	0,28	20,3	0,46	17,0	0,76	12,8	1,06	10,5
0,14	23,3	0,29	20,1	0,48	16,6	0,78	12,5	1,08	10,4
0,15	23,0	0,30	19,9	0,50	16,3	0,80	12,3	1,10	10,3
0,16	22,8	0,31	19,7	0,52	16,0	0,82	12,1	1,12	10,3
0,17	22,6	0,32	19,5	0,54	15,7	0,84	12,0	1,14	10,2
0,18	22,4	0,33	19,3	0,56	15,4	0,86	11,8	1,16	10,2
0,19	22,1	0,34	19,1	0,58	15,1	0,88	11,6	1,18	10,1
0,20	21,9	0,35	18,9	0,60	14,8	0,90	11,4	1,20	
0,21	21,7	0,36	18,7	0,62	14,5	0,92	11,3	u.darüber	10,0
0,22	21,5	0,37	18,5	0,64	14,3	0,94	11,2		
0,23	21,3	0,38	18,4	0,66	14,0	0,96	11,0		
0,24	21,1	0,39	18,2	0,68	13,7	0,98	10,9		

c) Angenähert ändert sich w_w bei verschiedenen Geschwindigkeiten v_k folgendermaßen:*)

Bis $v_k = 11$ Seemeilen, wie v_k^2
 von $v_k = 12,5-13$ „ „ v_k^3
 bei $v_k = 14$ „ „ v_k^4
 bei $v_k = 18$ „ „ v_k^5
 bei $v_k = 23$ „ „ v_k^2 .

5. Der **Gesamtwiderstand** W ergibt sich:

a) Auf Grund der Angaben von Froude, nach Gleichung (2)

$$W = W_r + 0,30 \cdot W$$

oder

$$W = \sim 1,43 \cdot W_r \quad (17)$$

Unter Zugrundelegung der Gleichung (14) ergibt sich:

$$W = \alpha^3 \cdot [\omega \cdot v_{s_1}^x (\gamma \cdot f - \gamma_1 \cdot f_1) + w] \quad (18)$$

und da:

$$x = \sim 1,83$$

$$W = \alpha^3 [\omega \cdot v_{s_1}^{1,83} (\gamma \cdot f - \gamma_1 \cdot f_1) + w]. \quad (19)$$

Beispiel. Für einen großen Fracht- und Passagierdampfer, dessen Hauptabmessungen betragen:

$$L = 171 \text{ m}, B = 18,9 \text{ m}, T = 8,64 \text{ m}, \Omega = 4621 \text{ qm},$$

ist der Widerstand W für die Geschwindigkeiten:

$$v_k = 10, 11, 12, 12,5, 13,5, 14 \text{ Seemeilen}$$

zu ermitteln.

Für das verwendete Modell war $\alpha = 36$ gewählt, ferner ergab sich $\omega = 3,568 \text{ qm}$. Die Ergebnisse der Modellschleppversuche sind in Zahlentafel Nr. 3 zusammengestellt.

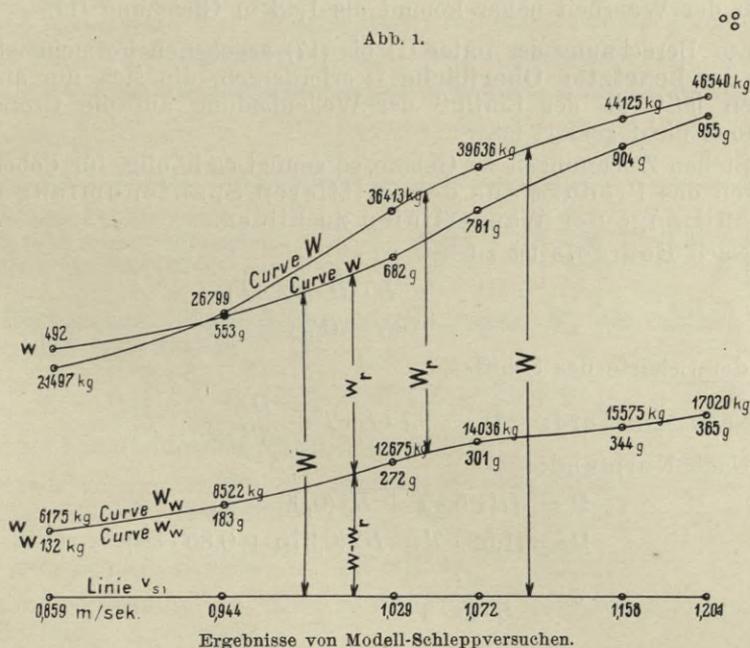
*) Sir W. White, British Association Adress 1899.

Zahlentafel Nr. 3.

Ergebnisse der Modellschleppversuche.

v_k	v_s	Modell					Schiff		
		Oberfläche ω	Schlepp- geschwin- digkeit v_{s1}	Gesamt- widerstand w	Reibungs- widerstand w_r	Rest- widerstand $w_w = w - w_r$	$W_w = 36^3 \cdot w_w$	W_r	W
Knoten	m	qm	m	g	g	g	kg	kg	kg
10,0	5,147	3,566	0,859	492	360	132	6175	15322	21497
11,0	5,662	3,566	0,944	553	370	383	8522	18277	26799
12,0	6,177	3,566	1,029	682	410	272	12675	23738	36413
12,5	6,434	3,566	1,072	781	480	301	14036	25600	39636
13,5	6,949	3,566	1,158	904	560	344	15575	28550	44125
14,0	7,200	3,566	1,201	955	590	365	17020	29520	46540

Abb. 1.



In Abb. 1 sind die Ergebnisse graphisch dargestellt.

b) Nach den von Middendorff angegebenen Gleichungen ist:

$$W = 0,16 \cdot \Omega \cdot v_s^{1,85} + \varepsilon \cdot \frac{\mathcal{Q} \cdot B \cdot v_s^{2,5}}{\sqrt{B + \xi \cdot L^2}} \quad (20)$$

Für die in der Zahlentafel Nr. 4 aufgeführten Schiffe ergeben sich nach den von Middendorff mitgeteilten Werten für das Verhältnis W_r zu W etwas größere Werte als 1,43 in Gleichung (17), die als Mittelwerte für Annäherungsrechnungen benutzt werden können.

Zahlentafel Nr. 4.
Verhältnisse von $W:W_r$.

Name	vk	W: W _r	Name	vk	W: W _r
Stahleck	9,00	1,68	Preußen	13,5	1,54
Ellen Rickmers	10,00	1,54	Prinzregent Luitpold...	13,6	1,58
Elisabeth Rickmers	10,50	1,78	Prinz Waldemar	14,0	1,72
Afrika	10,50	1,75	Pennsylvania	14,0	1,52
Assyria	10,75	1,65	Barbarossa	14,4	1,59
Asturia	11,50	1,73	Lahn	18,0	1,78
Andalusia	11,50	1,66	Meteor (früher Havel)...	20,5	1,82
Alesia	12,00	1,64	Fürst Bismarck	20,7	1,81
Wittekind	12,30	1,61	Kaiserin Maria Theresia	22,0	1,72
Arabia	13,00	1,65	Kaiser Wilhelm d. Große	22,5	1,75
Darmstadt	13,30	1,60			

Als Mittelwert aus Zahlentafel 4 läßt sich setzen:

$$W = 1,64 \cdot W_r \quad (21)$$

was auch der Wahrheit näher kommt als 1,43 in Gleichung (17).

6. Zur Berechnung der unter (1) bis (17) gegebenen Formeln ist die Ermittlung der **benetzten Oberfläche** Ω erforderlich, die sich nur angenähert bestimmen läßt, da der Einfluß der Wellenbildung auf die Größe von Ω zurzeit noch nicht geklärt ist.

a) Stehen Zeichnungen zu Gebote, so genügt es häufig, für Ueberschlagsrechnungen das Produkt aus dem mittleren Spantenumfang und der mittleren Länge der Wasserlinien zu bilden.

b) Nach Bourgois ist zu setzen:

$$\Omega = \varepsilon \cdot L \cdot (B + 2 \cdot T) \quad (22)$$

worin: $\varepsilon = 0,65 - 0,78$

je nach der Schärfe des Schiffes.

c) Nach Mumford: $\Omega = 1,7 \cdot L \cdot T + \frac{D}{T}$ (23)

d) Nach Normand:

$$\Omega = L [1,5 \cdot T + B \cdot (0,09 + \delta)] \quad (24a)$$

oder: $\Omega = [1,52 \cdot T + B \cdot (0,375 + 0,85 \cdot \delta^2)],$ (24b)

worin: $\delta = \frac{D}{L \cdot B \cdot T}$

ist.

e) Nach Denny: $\Omega = 1,7 \cdot L \cdot T + \frac{D \cdot B}{\mathfrak{X}}$ (25)

f) Nach Taylor: $\Omega = 2,66 \cdot \sqrt{D \cdot L}$ (26)

g) Nach Dupré: $\Omega = m \cdot L \cdot \sqrt{\mathfrak{X}}$ (27)

Hierin ist zu setzen:

Für scharfgebaute Schiffe	$m = 2,15$
„ mittelscharfe	„ $m = 2,2$
„ völlige	„ $m = 2,3$
„ sehr völlige	„ $m = 2,35$.

h) Nach Middendorf: $\Omega = \xi \cdot U \cdot L$ (28)

Formel für U , den Umfang des Hauptspants siehe Gleichung (31).
Für ξ sind die Werte aus Zahlentafel 5 zu entnehmen.

Zahlentafel Nr. 5.
Werte für ξ .

Geschwindigkeit in Seemeilen v_k	ξ	Geschwindigkeit in Seemeilen v_k	ξ	Geschwindigkeit in Seemeilen v_k	ξ
8 und unter 9	0,90	16 und unter 17	0,82	24 und unter 25	0,74
9 " " 10	0,89	17 " " 18	0,81	25 " " 26	0,73
10 " " 11	0,88	18 " " 19	0,80	26 " " 27	0,72
11 " " 12	0,87	19 " " 20	0,79	27 " " 28	0,71
12 " " 13	0,86	20 " " 21	0,78	28 " " 29	0,70
13 " " 14	0,85	21 " " 22	0,77	29 " " 30	0,69
14 " " 15	0,84	22 " " 23	0,76		
15 " " 16	0,83	23 " " 24	0,75		

i) Kirk ersetzt den eingetauchten Teil des Schiffes durch ein Blockmodell, Abb. 2, und legt folgende Verhältnisse zugrunde:

	Geschwindigkeit v_k	l	$\frac{\alpha}{4}$
Gewöhnliche Frachtdampfer	10—12	$0,22 \cdot L - 0,26 L$	$30^\circ - 22^\circ$
Gewöhnliche große Seedampfer	12—14	$0,26 \cdot L - 0,30 L$	$21^\circ - 18^\circ$
Schnelle große Seedampfer	14 und mehr	$0,30 \cdot L - 0,36 L$	$18^\circ - 15^\circ$

Die benetzte Oberfläche ergibt sich, wenn B_m die mittlere Breite des Hauptspants bedeutet, zu

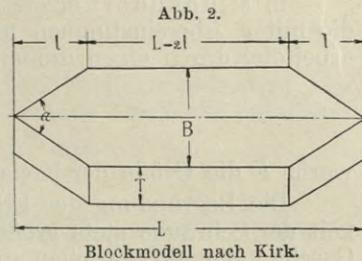
$$\Omega = m \cdot \left[(L - l) \cdot B_m + 2 \cdot T \cdot \left[(L - 2l) + 2 \cdot \sqrt{l^2 + \frac{1}{4} \cdot B_m^2} \right] \right] \quad (29)$$

m ist nach folgenden Angaben zu wählen:

- für sehr völlige Schiffe $m = 0,98$
- für gewöhnliche Seedampfer . $m = 0,97$
- für mittelscharfe Seedampfer. $m = 0,95$
- für sehr scharfe Schiffe $m = 0,92$

Zur Bestimmung von $\frac{\alpha}{4}$ in Abb. 2 hat man die Beziehung:

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{B_m}{2 \cdot l} \quad (30)$$



7. Der **Spantenumfang** U ist entweder aus der Zeichnung zu bestimmen oder angenähert nach Bauer *):

$$\text{für } \frac{\mathfrak{X}}{B \cdot T} < 0,9, \quad U = B + 2 \cdot T \cdot \left(\frac{2 \cdot \mathfrak{X}}{B \cdot T} - 1 \right) \quad (31 \text{ a})$$

$$\text{für } \frac{\mathfrak{X}}{B \cdot T} = 0,9 - 0,1, \quad U = \frac{\mathfrak{X}}{B} \cdot \left(\frac{B}{T} + 4 \right) - 2 \cdot T. \quad (31 \text{ b})$$

*) Schiffbau, 4. Jahrg., Nr. 10.

II. Maschinenleistung.

Ermittlung der Nutzleistung oder effektiven Leistung N_e .

1. Unter **Nutzleistung** oder **effektiver Leistung** wird in der Regel die auf den Propeller übertragene Leistung verstanden. Eine feste Norm läßt sich jedoch für diesen Begriff nicht aufstellen und so wird verschiedentlich die Leistung an einem bestimmten Punkt der Wellenleitung oder der Welle hinter der Maschine als effektive Leistung bezeichnet.

Die Ermittlung der Nutzleistung kann bei Schiffsmaschinen entweder aus dem Widerstande W oder auf dem Wege des Versuchs durch die Messung der wirklich übertragenen Drehkräfte erfolgen.

Die Ermittlung der Nutzleistung durch Berechnung der Einzelverluste erscheint bis jetzt undurchführbar.

2. **Ermittlung der Nutzleistung aus dem Widerstande W .** Um ein Schiff, dessen Gesamtwiderstand W bekannt ist, mit der Geschwindigkeit v_s fortzubewegen, ist angenähert eine Arbeitsleistung:

$$L = W \cdot v_s \text{ mkg} \quad (32)$$

erforderlich, oder in PS.
$$N_e = \frac{W \cdot v_s}{75}. \quad (33)$$

a) Unter der Voraussetzung der Anstellung von Modellschleppversuchen ergibt sich dann nach Gleichung (19):

$$N_e = \frac{W \cdot v_s}{75} = \frac{v_{s1} \cdot \sqrt{\alpha^7}}{75} [\omega \cdot v_{s1}^{1,83} (\gamma \cdot f - \gamma_1 \cdot f_1) + w] \quad (34)$$

Beispiel. Bei Zugrundelegung der im Beispiel, S. 5, ermittelten Zahlenwerte für W ergeben sich nach Gleichung (34) die entsprechenden Nutzleistungen für:

$v_k =$	10	11	12	12,5	13,5	14
zu:	$N_e = 1470$	1510	2920	3400	4100	4500 PS.

b) Middendorf ersetzt die fortschreitende Geschwindigkeit der Schraube, die mit v_s übereinstimmen müßte, wenn die Schraube in einer festen Mutter arbeitete, durch einen größeren Wert:

$$v_s + \sqrt{\frac{W}{160 \cdot F}},$$

worin F die Größe der Kreisfläche der Schraube bzw. der Schrauben darstellt.

Die Begründung der Erhöhung von v_s liegt darin, daß die Geschwindigkeit der Schraube stets größer sein muß, als die des Schiffes, um diesem die Geschwindigkeit v_s erteilen zu können, weil die Schraube in dem dem Schiffe zuströmenden Kielwasser arbeitet. Unter Berücksichtigung dessen ergibt sich:

$$N_e = \frac{W}{75} \cdot \left(v_s + \sqrt{\frac{W}{160 \cdot F}} \right). \quad (35)$$

c) Warrington*) zerlegt die Nutzleistung N_e in einen Teil N_r , der durch die Reibungswiderstände und einen zweiten Teil N_w , der durch den Wellenwiderstand verzehrt wird.

*) Transactions of the Am. Soc. of Naval Engs., Bd. 13, S. 454,
Journal of the Am. Soc. of Naval Engs., Bd. 6, S. 259, Bd. 10, S. 88.

Er setzt demnach: $N_e = N_r + N_w$ (36)

worin: $N_r = \frac{\Omega \cdot v_k^{2,83}}{C_1}$ (37)

und: $C_1 = 30\,000 - 40\,000,$

und: $N_w = \frac{\mathfrak{X}^{3/2} \cdot v_k^7}{C_2 \cdot L^3},$ (38)

mit: $C_2 = 392 - 400,$

also wird: $N_e = \frac{\Omega \cdot v_k}{C_1} + \frac{\mathfrak{X}^{3/2} \cdot v_k^7}{C_2 \cdot L^3}.$ (36 a)

Hiervon sind Ω in Quadratfuß engl. und L , die Länge des benetzten Schiffskörpers, in Fuß engl. einzusetzen. Erprobt ist die Formel (36 a) speziell an amerikanischen Kriegsschiffen.

3. Die Ermittlung der Nutzleistung durch direkte Messung beruht auf der Bestimmung des effektiven Drehmoments aus der zu messenden Torsion der Welle.*)

a) Bezeichnet M_t das wirkliche Drehmoment, J_p das polare Trägheitsmoment der Welle, $\hat{\alpha}$ den Verdrehungsbogen, L die Länge des Wellenstücks, T die entsprechende Drehkraft am Radius R , so ist nach einer bekannten Formel:

$$M_t = \frac{2 \cdot \hat{\alpha} \cdot J_p \cdot G}{L \cdot d_w} = P \cdot R. \quad (39)$$

Nach Versuchen der mechanisch-technischen Versuchsanstalt zu Charlottenburg ist für Siemens-Martin-Stahl im Mittel:

$$G = 828\,000 \text{ kg/qcm}$$

bestimmt worden.

Aus Gleichung (39) folgt:

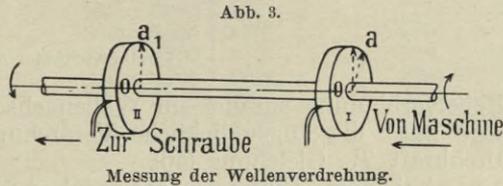
$$T_w = \frac{2 \cdot \hat{\alpha} \cdot J_p \cdot G}{R \cdot l_w \cdot d_w}. \quad (40)$$

Für die mittlere Drehkraft T_m , bei n minutlichen Umdrehungen ist:

$$N_e = T_m \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot R \cdot n}{60 \cdot 75}. \quad (41)$$

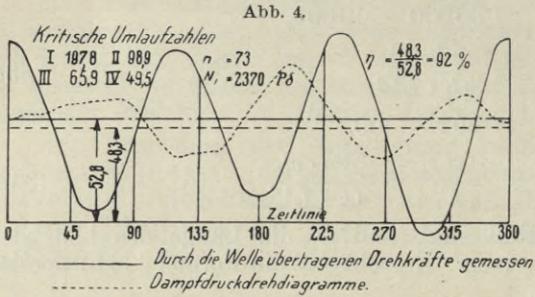
b) Die Grundlage aller Messungen der Wellenverdrehungen beruht darauf, daß von zwei, im spannungslosen Zustand der Welle parallelen Radien Oa und Oa_1 (Abb. 3) auf den Meßscheiben I und II der vordere dem hinteren Radius um den Betrag des Verdrehungsbogens $\hat{\alpha}$ voreilen muß, weil der Widerstand des Propellers die hintere Scheibe zurückhält und daß, wenn während des Betriebes gleichzeitig Marken auf dem Umfange der Meßscheiben eingerissen werden, der Unterschied ihrer Entfernung von einer Nullmarke, die Größe des augenblicklichen Verdrehungsbogens $\hat{\alpha}$ angeben muß.

c) Frahm führte die Versuche so aus, daß um zwei möglichst weit voneinander entfernte Kupplungsflanschen präparierte Zinkblätter gelegt



*) Frahm, Zeitschr. d. Vereins deutscher Ingenieure, Bd. 46, S. 797 ff. Föttinger, Jahrbuch der Schiffbautechn. Gesellsch., Bd. 4, S. 441 ff.

wurden, auf denen Platinstifte, die parallel zur Wellenachse verschiebbar angeordnet waren, unter Mitwirkung eines elektrischen Unterbrechers gestrichelte Linien verzeichneten. Die relativen Verschiebungen der zeitlich zugleich entstandenen Anfangspunkte ergaben dann die auf dem Umfang der Meßflanschen

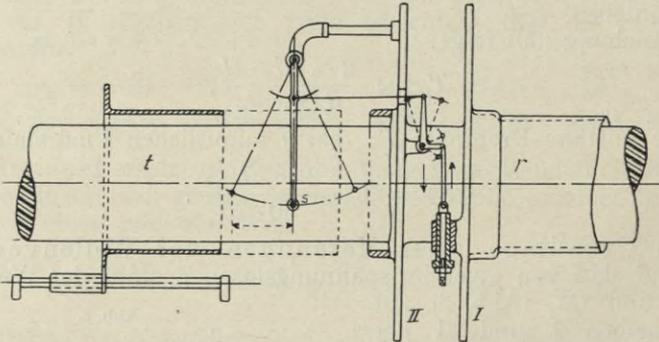


Schwankungen der Wellenverdrehungen und Drehmomente.

Wellen erforderlich sind, um keine zu geringen Verdrehungsbogen zu erhalten, so hat Föttinger*) die Messungsmethoden durch Konstruktion eines Torsionsindikators verbessert, der eine Ausführung der Messungen an Wellenstücken von 1—2 m Länge gestattet und die nutzbaren Drehkräfte selbsttätig aufzeichnet, wobei die Verdrehungsbögen nicht an der Welle selbst, sondern an zwei senkrecht zur Welle befestigten, parallelen Scheiben gemessen und durch den Indikator selbst vergrößert dargestellt werden.

Abb. 5 zeigt den Grundgedanken der Anordnung. I ist eine auf dem auf der Welle festgeklemmten Rohr r befestigte Scheibe, während Scheibe II auf der Welle selbst befestigt ist. Der Schreibstift s bewegt sich durch eine

Abb. 5.



Torsionsindikator nach Föttinger.

Hebelverbindung parallel zur Wellenachse und sein Ausschlag aus der Nulllage mißt die augenblickliche Verdrehung des Wellenstücks und damit die Drehkraft T_w , Gleichung (40).

Auf dem Umfang der axial verschiebbaren, während des Versuchs stillstehenden Schreibtrommel t wird durch den im Betriebe mit dem Hebelwerk rotierenden Schreibstift s , die Kurve der Verdrehungen aufgezeichnet. Die axialen Schreibstiftverschiebungen sind dann proportional der augenblicklichen Drehkraft und die räumlichen Stellungen des Schreibstifts proportional dem zurückgelegten Wege. Die vom Diagramm begrenzte Fläche stellt demnach

*) Ueber weitere Versuchsanordnungen vergl. Jahrbuch der Schiffbautechn. Gesellschaft: Band 1, S. 311 ff, S. 368 ff, Band 4, S. 457 ff.

die durch die Welle übertragene Arbeit dar, so daß sich aus dem Diagramm das mittlere Drehmoment und damit die effektive Leistung N_e nach Gleichung (41) ermitteln läßt.

4. Bestimmung der Nutzleistung N_e aus der indizierten Leistung N_i .

a) Bezeichnet η den Wirkungsgrad der Maschinenanlage, so ist

$$N_e = \eta \cdot N_i. \quad (42)$$

Nach dem heutigen Stande der Technik kann angenommen werden für:

$$\begin{aligned} \text{sehr kleine Maschinen:} & \quad \eta = 0,56-0,60, \\ \text{kleine und mittlere Maschinen:} & \quad \eta = 0,60-0,70, \\ \text{große Maschinen:} & \quad \eta = 0,85-0,90. \end{aligned}$$

Für $N_i = 500$ PS. bis $N_i = 5000$ PS. kann man, falls andere Anhaltspunkte fehlen, genügend genau setzen:

$$\eta = \sim 0,065 \cdot \sqrt[4]{N_i} + 0,36. \quad (43)$$

Für das auf S. 8 gewählte Beispiel ergibt sich für $v_k = 14$, $N_i = 5000$:

$$\eta = \frac{N_e}{N_i} = \sim 0,90.$$

Nach Gleichung (43) würde:

$$\eta = 0,905$$

betragen.

b) Die von Middendorf*) gegebenen in Zahlentafel Nr. 6 aufgeführten Werte von η lassen sich sinngemäß nur anwenden, wenn die von demselben Verfasser abgeleiteten Formeln für N_e , S. 8, Gleichung (35) für die Widerstandsberechnung zugrunde gelegt werden, da sie für kleinere N_e zu große Werte für η ergeben.

Zahlentafel Nr. 6.
Wirkungsgrade η nach Middendorf.

N_e	η	N_e	η	N_e	η
unter 10	0,575	355 und unter 385	0,662	1240 und unter 1300	0,775
10 und " 20	0,580	385 " " 410	0,666	1300 " " 1370	0,780
20 " " 30	0,585	410 " " 440	0,670	1370 " " 1440	0,787
30 " " 40	0,587	440 " " 470	0,675	1440 " " 1510	0,795
40 " " 50	0,592	470 " " 510	0,680	1510 " " 1590	0,800
50 " " 60	0,595	510 " " 530	0,685	1590 " " 1670	0,850
60 " " 70	0,600	530 " " 560	0,690	1670 " " 1770	0,812
70 " " 85	0,602	560 " " 600	0,695	1770 " " 1870	0,820
85 " " 100	0,606	600 " " 640	0,700	1870 " " 1980	0,826
100 " " 115	0,610	640 " " 680	0,705	1980 " " 2090	0,832
115 " " 135	0,615	680 " " 720	0,710	2090 " " 2220	0,840
135 " " 150	0,617	720 " " 760	0,715	2220 " " 2370	0,847
150 " " 175	0,620	760 " " 800	0,720	2370 " " 2540	0,855
175 " " 190	0,625	800 " " 840	0,725	2540 " " 2730	0,862
190 " " 210	0,630	840 " " 880	0,730	2730 " " 3000	0,870
210 " " 230	0,632	880 " " 930	0,735	3000 " " 3500	0,875
230 " " 250	0,637	930 " " 980	0,740	3500 " " 4000	0,885
250 " " 270	0,640	980 " " 1030	0,745	4000 " " 5000	0,892
270 " " 290	0,645	1030 " " 1080	0,752	5000 " " 6000	0,900
290 " " 310	0,650	1080 " " 1130	0,757	6000 und darüber	0,910
310 " " 330	0,653	1130 " " 1180	0,762		
330 " " 355	0,658	1180 " " 1240	0,770		

*) Jahrbuch der Schiffbautechn. Gesellschaft, Band 1, S. 368.

Nach den Versuchen von Frahm und Föttinger wurden in einigen Fällen Wirkungsgrade von 92 % bis 93,5 % festgestellt, vgl. Abb. 4.

c) Die Bemühungen, den Wirkungsgrad η durch die Bestimmung der in den einzelnen Organen der Schiffsmaschinen auftretenden Arbeitsverluste, die von der Reibung und der von der Maschine erzeugten Schwingungsarbeit der Propeller herrühren, erscheint bei unserer heutigen Kenntnis der obwaltenden Verhältnisse ziemlich aussichtslos und kann nur sehr rohe Annäherungen ergeben, wenn auch verschiedene Versuche darüber vorliegen.*)

Für moderne Maschinen lassen sich die einzelnen Verluste, auf N_i bezogen, etwa annehmen:

1. Leergangsarbeit von Maschine und Wellenleitung $\sim 6,0 \%$
2. Zusätzliche Reibungsarbeit der Maschine 0— 1,5 %
3. Arbeit der Pumpen... .. 1— 4,0 %
4. Verluste im Propeller durch Slip (9—11 %):

a) Reibungsarbeit im Wasser.....	10—12 %	}	30—35,0 %
b) Wirkung des Vorstroms und			
c) Schraubenwirkung.....	10—15 %		

Gesamtsumme der Verluste im Mittel: $\sim 45,0 \%$.

Der Wirkungsgrad der Maschinenanlage (1, 2, 3 obiger Zusammenstellung) würde sich hiernach etwa zu $\eta = 0,88 \%$ ergeben.

Selbstverständlich können diese Werte Anspruch auf Zuverlässigkeit nicht erheben. Die von Froude gegebenen Zahlen sind heute wertlos.

d) Mit abnehmender Leistung ein und derselben Maschine sinkt auch der Wirkungsgrad. Dasselbe ist der Fall, wenn die Maschine mit einer Umdrehungszahl arbeitet, die in der Nähe einer ihrer kritischen Umdrehungszahlen liegt, vgl. S. 42.

Beträgt die größte indizierte Leistung N_i PS., der Wirkungsgrad η und sinkt die indizierte Leistung auf N_n PS., so besteht zwischen dem N_n entsprechenden Wirkungsgrad η_n und η die Beziehung*):

$$\frac{\eta_n}{\eta} = \frac{1}{\eta + (1 - \eta) \cdot \left(\frac{\eta}{\eta_n} \cdot \frac{N_i}{N_n} \right)^{2/3}}, \quad (44)$$

oder genügend genau:
$$\frac{\eta_n}{\eta} = \frac{1}{\eta + (1 - \eta) \cdot \left(\frac{n}{n_n} \right)^2}. \quad (45)$$

Für die Wirkungsgrade:

$$\eta = 0,90, \quad \eta = 0,85, \quad \eta = 0,80$$

erhält man die folgende Zusammenstellung für η_n :

Zahlentafel Nr. 7.

Abnahme des Wirkungsgrades für sinkende Leistung.

η	$N_n : N_i$			
	0,20	0,40	0,60	0,80
	η_n			
0,90	0,73	0,82	0,86	0,89
0,85	0,61	0,74	0,79	0,83
0,80	0,50	0,66	0,73	0,77

*) Vgl. Bertin-Wilda, Der Schiffsmaschinenbau, Gebrüder Jänecke, Hannover, 1901, Seite 287 ff.

Beispiel. Für eine Maschine mit einer größten Leistung $N_i = 4000$ PS., deren Leistung auf $N_n = 2400$ PS. sinkt, würde demnach für $\tau_i = 0,85$, nur $\tau_n = 0,80$ zu setzen sein. Bei einer Leistung $N_n = 1300$ PS. würde sich $\tau_n = \sim 0,68$ ergeben.

Für den englischen Panzerkreuzer Good Hope, für den

$$N_i = 31088 \text{ PS.}, \quad n = 126,2, \quad \tau_i = \sim 0,91$$

betrug, erhält man, unter Zugrundelegung der Probefahrtsergebnisse:

N_n	22 467	16 960	12 108	7953	5096	2689
n_n	109,1	99,8	90	77,5	65,8	51
τ_n	0,87	0,83	0,79	0,70	0,59	0,40.

e) Zur Bestimmung der verminderten indizierten Leistung, die erforderlich ist, um einem Schiffe die Geschwindigkeit v_n Seemeilen zu erteilen, wenn bei der größten indizierten Leistung N_i die Geschwindigkeit v_k vorhanden ist, gibt Afonassieff*) die Formel:

$$\frac{N_n}{N_i} = 0,5 \cdot \left(1 + \frac{v_n^2}{v_k^2}\right) \cdot \left(\frac{v_n}{v_k}\right)^{7/3}, \quad (46)$$

solange v_k 6 Seemeilen übersteigt.

Die Nachprüfung der Gleichung (46) auf ihre Zuverlässigkeit ergab Abweichungen bis zu 25 0/0. Zwischen $v_k = 8$ und $v_k = 17$ zeigte sich die beste Übereinstimmung mit den Probefahrtsergebnissen.

Für hohe Geschwindigkeiten sind die Ergebnisse der Gleichung (46) am ungenauesten.

Zahlentafel Nr. 8 gibt einige Beispiele.

Zahlentafel Nr. 8.

Zusammenhang zwischen Leistung und verminderter Geschwindigkeit.

Kreuzer I. Klasse Monmouth		Schlachtschiff Ocean		Panzerkreuzer Good Hope		Yacht Wacouta					
Ergebnisse der Probefahrt	Nach Formel 46	Ergebnisse der Probefahrt	Nach Formel 46	Ergebnisse der Probefahrt	Nach Formel 46	Ergebnisse der Probefahrt	Nach Formel 46				
N_i bei v_k	N_n	N_i bei v_k	N_n	N_i bei v_k	N_n	N_i bei v_k	N_n				
22185	22,80	13828	18,74	31088	23,05	1237	13,50				
N_n bei v_n		N_n bei v_n		N_n bei v_n		N_n bei v_n					
16320	21,40	18080	10314	16,20	8600	16960	20,58	21400	1036	12,90	1070
11066	19,00	12200	2767	11,40	2980	12108	18,10	14800	907	11,85	810
7800	16,93	8520				7953	15,91	9600	585	9,95	490
3585	13,10	4000				5096	13,63	6100	240	7,10	180
1750	10,13	1990				2689	10,60	3060			

5. Ermittlung der indizierten Leistung N_i aus dem Schiffswiderstande. Unter indizierter Leistung wird die an die Kolben der Maschine abgegebene Energie des Dampfes verstanden.

a) Die angenäherte Ermittlung von N_i kann unter Benutzung der auf S. 11 gegebenen Gleichung (42) für den Wirkungsgrad τ_i erfolgen:

$$N_i = \frac{N_e}{\tau_i}. \quad (47)$$

*) Extrait d'un nouveau Mémoire de M. Afonassieff, Congrès d'Arch. et de Constr. Navale, Paris 1900.

b) Leistungswerte. Unter der Voraussetzung, daß für ein neu zu erbauendes Schiff die Konstruktionszeichnungen insoweit vorliegen, daß die Wasserverdrängung D in Tonnen zu je 1000 kg und der Inhalt des Hauptspants \mathfrak{X} bekannt sind, kann N_i überschläglich aus den Leistungswerten:

$$\text{Hauptspantkoeffizient: } C = \frac{\mathfrak{X} \cdot v_k^3}{N_i}, \quad (48)$$

$$\text{Displacementkoeffizient: } C_1 = \frac{D^{2/3} \cdot v_k^3}{N_i} \quad (49)$$

ermittelt werden, wenn für Schiffe von ähnlichen Formen und ähnlichen Maschinen genügend zahlreiche Werte von C bzw. C_1 bekannt sind.

In Frankreich ist als Vergleichswert:

$$M = \frac{v_k}{\sqrt[3]{\frac{N_i}{\mathfrak{X}}}} \quad (50)$$

üblich.

Aus den Gleichungen (48, 49, 50) ergibt sich:

$$N_i = \frac{\mathfrak{X} \cdot v_k^3}{C}, \quad (51)$$

$$N_i = \frac{D^{2/3} \cdot v_k^3}{C_1}, \quad (52)$$

$$N_i = \frac{\mathfrak{X} \cdot v_k^3}{M^3}. \quad (53)$$

Als Grenzwerte für C , C_1 , M können die Werte der Zahlentafel 9 angesehen werden.

Zahlentafel Nr. 9.
Werte von C , C_1 , M .

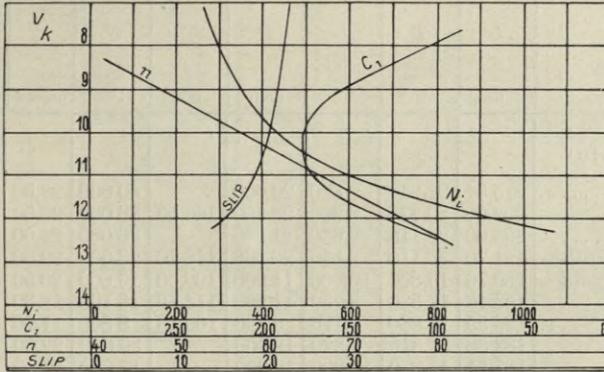
Schiffsgattung	L m	$\frac{L}{B}$	v_k	C	C_1	M
Schnelldampfer.....	160—215	8,5—10,0	18,0—23,0	52—65	240—330	3,0—4,15
Postdampfer.....	90—200	8,0— 9,7	13,0—18,0	60—90	240—400	3,5—4,50
Große Frachtdampfer.....	75—180	6,6— 8,3	10,0—12,5	42—60	220—380	3,5— 3,90
Kleinere Frachtdampfer.....	40— 75	6,4— 7,2	9,0—11,0	39—55	200—260	3,4—3,80
Schlachtschiffe.....	110—135	5,0— 6,0	16,0—18,0	50—70	170—240	3,7—4,10
Kreuzer.....	90—160	6,0— 8,0	16,5—22,0	46—65	160—280	3,6—4,00
Torpedoboote und Torpedobootszerstörer.....	45— 70	6,0— 7,5	20,0—26,0	36—55	160—250	3,3—3,80

Wenn auch progressive Probefahrten, wie sie für Kriegsschiffe stets ausgeführt werden, für Handelsschiffe sehr selten zur Ausführung gelangen, so kann jedoch nur durch progressive Probefahrten Erfahrungsmaterial über den Zusammenhang der Leistungen und der Geschwindigkeiten bei verschiedenen Umdrehungszahlen der Maschine gewonnen werden.

In den Abb. 6 bis 8 sind für einen kleinen Frachtdampfer, einen mittelgroßen Frachtdampfer und einen Doppelschrauben-Schnelldampfer die zusammengehörigen Werte von N_i , n , C_1 und dem Slip bei verschiedenen Geschwindigkeiten graphisch dargestellt, die Kurven sind mit den entsprechenden Buchstaben bezeichnet.

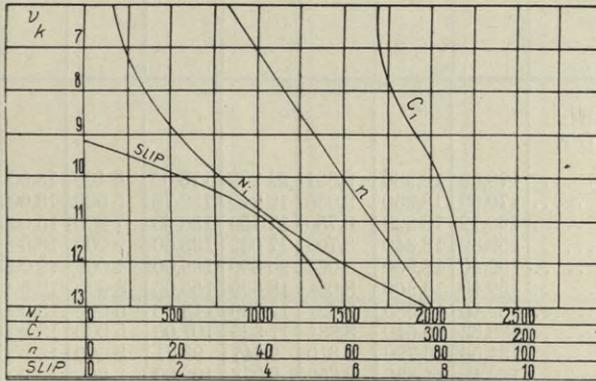
Bei geringen Geschwindigkeiten hat C_1 in der Regel einen kleinen Wert und nimmt zu bis zu einer gewissen Geschwindigkeit, die bei Handelsschiffen zwischen $\frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{6}$ der größten Geschwindigkeit liegt. Von diesem Maximum an nimmt C_1 bei gut geformten Schiffen in fast gleichmäßigem Verhältnis ab.

Abb. 6.



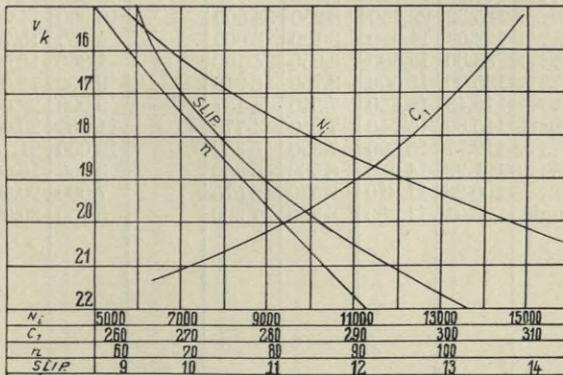
$v_k, n, C_1, N_i, Slip$ für einen kleinen Frachtdampfer.

Abb. 7.



$v_k, n, C_1, N_i, Slip$ für einen grossen Frachtdampfer.

Abb. 8.



$v_k, n, C_1, N_i, Slip$ für einen Doppelschrauben-Schnelldampfer

In Zahlentafel Nr. 10 sind die Leistungswerte für eine Anzahl von Schiffen zusammengestellt.

Zahlentafel Nr. 10.

Leistungswerte C , C_1 , M für verschiedene Schiffe.

	L	B	$\frac{L}{B}$	D	\mathfrak{D}	N_i	v_k	$\frac{\mathfrak{D} \cdot v_k^3}{N_i}$	$\frac{D^{2/3} \cdot v_k^3}{N_i}$	$\frac{v_k}{\sqrt[3]{\frac{N_i}{\mathfrak{D}}}}$
	m	m		cbm	qm	PS.	See meilen	C	C_1	M
1. Schnelldampfer.										
Kaiser Wilhelm II.	215,34	21,940	9,820	26 000	—	40 000	23,50	—	250	—
Deutschland.	202,00	20,270	9,960	22 350	166,50	38 000	23,50	56,7	270	3,85
Kronprinz Wilhelm.	203,60	20,110	9,630	21 280	—	36 000	23,00	—	266	—
Kaiser Wilhelm d. Große. .	191,70	20,110	9,530	20 966	148,70	28 000	22,50	53,4	304	3,95
Kaiserin Maria Theresia .	160,76	15,800	10,600	14 000	106,30	16 600	20,50	55,2	301	3,84
Fürst Bismarck.	153,16	17,530	8,730	11 260	114,70	16 100	19,80	55,3	242	3,82
Lahn.	136,55	14,880	9,170	8 930	100,16	8 800	17,70	63,2	270	4,00
Campania.	182,88	19,810	9,220	18 000	—	30 000	22,00	—	242	—
Teutonic.	187,44	17,370	10,800	12 000	—	17 000	19,00	—	267	—
Oceanic.	208,73	20,822	10,000	28 500	—	27 000	20,72	—	300	—
St. Paul.	163,26	19,200	8,500	16 000	—	18 000	21,08	—	326	—
La Lorraine.	170,00	18,280	9,300	15 410	—	22 000	21,90	—	273	—
2. Fracht- und Passagierdampfer.										
Patricia.	170,69	18,980	9,031	24 200	176,00	5 460	13,50	79,0	384	4,30
Graf Waldersee.	170,69	18,960	9,036	19 240	139,78	5 500	13,00	56,0	353	3,78
Friedrich d. Große.	160,12	18,320	8,750	17 150	138,50	7 200	15,00	64,8	360	4,07
Kiautschou.	159,32	18,340	8,706	17 032	138,50	9 000	16,50	67,5	330	4,10
Bulgaria.	152,40	18,960	8,064	20 600	163,00	4 000	12,00	79,0	325	3,80
Batavia.	152,40	18,900	8,064	18 605	155,00	3 600	12,60	86,0	390	4,47
Rhein.	152,40	17,680	8,621	17 730	143,60	5 000	13,00	63,0	320	3,78
Prinz Heinrich.	138,83	15,540	8,934	11 323	107,00	5 000	13,90	57,5	272	3,87
Bayern.	134,56	13,720	9,810	9 647	93,21	3 600	13,90	67,0	338	4,39
Darmstadt.	126,49	14,630	8,650	9 873	103,00	3 200	13,00	70,7	315	4,15
Celtic.	212,74	22,970	9,270	37 000	—	14 000	16,50	—	354	—
Neckar.	157,50	17,780	8,860	18 700	—	6 000	14,50	—	358	—
Korea.	167,64	19,200	8,730	18 400	—	18 000	18,00	—	226	—
Canadian.	167,64	18,110	9,250	11 000	—	5 500	14,00	—	247	—
Minnesota.	185,32	22,250	8,250	33 000	—	10 000	14,00	—	274	—
Umbria.	122,53	14,990	8,190	6 000	—	4 659	15,70	—	274	—
Amur.	83,80	12,600	6,650	4 100	—	1 860	12,00	—	238	—
Laos.	135,00	15,500	8,750	8 910	—	9 000	18,00	—	284	—
Yacht Hohenzollern.	116,43	15,450	7,540	4 187	—	9 000	22,00	—	306	—
Yacht Victoria and Albert	115,82	15,740	7,350	4 775	—	11 000	20,00	—	206	—
Yacht Standard.	112,77	15,390	7,320	5 330	—	12 000	21,75	—	258	—
Yacht Victoria Louise.	121,92	14,330	8,500	5 650	—	3 600	16,00	—	360	—
Kanaldampfer Anglia.	100,28	11,910	8,580	2 575	—	7 000	20,00	—	214	—
„ Duke of Connought	96,01	11,580	8,290	1 900	—	5 800	20,00	—	211	—

	L	B	$\frac{L}{B}$	D	\mathfrak{D}	N_i	v_k	$\frac{\mathfrak{D} \cdot v_k^2}{N_i}$	$\frac{D^{2/3} \cdot v_k^2}{N_i}$	$\frac{v_k}{\sqrt[3]{\frac{N_i}{\mathfrak{D}}}}$
	m	m		ebm	qm	PS.	See- meilen	C	C_1	M
3. Frachtdampfer.										
Athesia	131,060	16,60	7,962	12 100	115,40	2 500	11,00	61,5	281	4,79
Sithonia	128,020	17,02	7,522	11 890	113,25	2 700	11,00	56,0	257	3,82
Therapia	107,230	13,56	7,961	7 000	86,50	2 250	11,00	51,0	216	4,50
Sardinia	105,160	13,26	7,931	7 790	89,70	1 700	11,00	70,0	307	4,96
Afrika	87,970	11,50	7,676	4 560	68,83	900	10,50	83,0	330	4,82
Wuotan	79,860	10,44	7,650	3 320	59,88	700	9,00	61,0	232	4,20
Nuen-Tung	76,200	10,36	7,350	2 300	38,40	930	10,00	41,0	187	3,46
Hugin	74,370	10,97	6,760	3 342	54,65	750	9,00	55,0	216	2,98
Petschora	54,000	8,23	6,560	856	24,40	400	9,26	48,0	179	3,84
Emmy	47,300	7,62	6,290	942	29,40	350	8,00	43,0	141	2,24
Lichtenfels	129,540	16,20	8,000	12 200	—	2 600	11,00	—	271	—
Julia	81,075	11,28	7,180	2 144	—	1 200	12,00	—	238	—
Cedric	213,360	22,86	9,330	28 000	—	14 000	12,00	—	114	—
Oel-Tankdampfer, amerik.	109,730	15,24	7,200	9 000	—	2 000	10,50	—	250	—
Englische Frachtdampfer	121,610	13,93	8,700	8 640	101,00	3 475	13,00	64,0	266	4,01
	126,480	14,86	8,510	10 240	112,00	3 725	13,00	66,0	277	4,06
	133,500	15,66	8,520	11 870	124,00	3 970	13,00	68,0	287	4,10
	139,600	16,38	8,520	13 500	131,00	4 225	13,00	67,5	295	4,10
	144,780	17,00	8,500	15 100	140,00	4 475	13,00	69,0	300	4,11
	150,260	17,68	8,620	16 750	149,00	4 725	13,00	68,5	305	4,11
	158,790	18,64	8,500	19 850	165,00	5 200	13,00	70,0	311	4,11
	163,060	19,12	8,520	21 470	173,00	5 430	13,00	70,0	313	4,11
	167,020	19,52	8,550	23 070	180,00	5 675	13,00	71,0	314	4,11
	173,120	20,34	8,520	26 150	194,00	6 130	13,00	70,0	316	4,11
4. Schlachtschiffe.										
Weißenburg	108,000	19,50	5,550	10 000	128,00	10 000	16,30	7,0	200	4,12
Kaiser Friedrich III.	115,000	20,40	5,640	11 370	137,10	13 000	17,30	58,7	220	3,88
Wittelsbach	126,800	20,80	6,100	11 800	—	14 000	18,00	—	215	—
Babenberg	108,000	20,00	5,040	8 340	—	11 900	17,00	—	169	—
Majestic	118,870	22,86	5,200	14 900	—	12 000	17,50	—	218	—
Vengeance	118,870	22,55	5,280	12 950	—	13 500	18,00	—	238	—
Corwallis	123,440	23,01	5,360	14 000	—	18 000	18,00	—	191	—
Canopus	118,870	22,55	5,280	12 950	—	13 500	17,50	—	218	—
Jowa	109,730	22,00	4,990	11 340	152,07	12 100	17,00	61,5	219	3,94
Kearsage	112,160	22,00	5,100	11 540	150,77	12 200	16,50	58,0	188	3,87
Illinois	110,630	22,00	5,020	11 560	149,85	10 000	16,00	61,5	210	3,90
Ohio	118,260	22,00	5,150	12 400	152,00	16 000	17,50	51,0	180	3,71
Georgia	132,580	23,16	5,720	14 950	162,10	19 000	18,00	50,0	186	3,68
Mikasa	121,920	23,16	5,280	15 200	—	15 000	18,00	—	240	—

	L	B	$\frac{L}{B}$	D	\mathfrak{K}	N_i	v_k	$\frac{\mathfrak{K} \cdot v_k^3}{N_i}$	$\frac{D^{2/3} \cdot v_k^3}{N_i}$	$\frac{v_k}{\sqrt[3]{\frac{N_i}{\mathfrak{K}}}}$
	m	m		cbm	qm	PS.	See- meilen	C	C_1	M
5. Kreuzer.										
Fürst Bismarck	120,000	20,40	5,880	10 300	135,00	12 990	18,60	67,0	233	4,14
Kaiserin Augusta	118,000	15,60	7,570	6 050	87,80	14 100	21,50	62,0	234	3,98
Hansa	105,000	17,40	6,040	5 518	88,20	10 000	19,10	62,0	200	3,92
Gefion	105,000	13,20	7,950	3 815	58,00	9 800	20,50	51,0	214	3,70
Cormoran	76,000	10,50	7,240	1 615	34,70	2 900	16,00	48,0	195	3,67
Bremen	103,800	13,20	7,860	3 200	—	10 000	22,00	—	230	—
Roon	123,000	20,20	6,100	9 550	—	19 000	21,50	—	234	—
Prinz Adalbert	120,000	19,60	6,120	9 050	—	16 000	21,00	—	248	—
Frauenlob	100,000	12,30	9,060	2 700	—	8 000	21,00	—	224	—
County	134,000	20,13	6,670	9 800	—	22 000	23,00	—	253	—
Cressy	134,110	21,18	6,350	12 000	—	21 000	21,00	—	231	—
Drake	152,400	21,64	7,040	14 100	—	30 000	23,00	—	236	—
Spartiate	138,170	21,03	6,680	11 000	—	18 000	21,00	—	254	—
Europa	132,570	21,18	6,260	11 000	—	16 500	20,40	—	254	—
Hyacinth	106,680	16,46	6,500	5 600	—	10 000	19,50	—	233	—
Pegasus	91,440	11,12	8,200	2 135	—	7 000	21,00	—	283	—
Ariadne	102,110	21,03	4,860	11 000	—	19 000	21,50	—	258	—
Duke of Edinburgh	146,000	22,41	6,510	13 550	—	23 500	22,50	—	258	—
Francesco Ferruccio	104,850	18,00	5,820	7 500	—	13 000	20,00	—	236	—
Garibaldi	105,850	18,66	5,670	7 400	—	13 000	20,00	—	233	—
Leon Gambetta	146,500	21,40	6,850	12 600	—	27 500	22,00	—	203	—
Dupleix	130,000	18,00	7,220	7 700	—	17 100	21,00	—	212	—
Condé	138,000	20,20	6,840	10 000	—	20 500	21,00	—	210	—
California	153,010	21,33	7,190	13 800	149,31	23 000	22,00	—	258	—
St. Louis	129,300	20,11	6,340	9 700	134,10	21 000	22,00	—	222	—
Denver	89,000	13,41	6,650	3 200	56,11	4 500	16,50	—	217	—
Bogatyr	132,000	16,60	78,60	6 750	—	20 000	23,00	—	216	—
Almas	98,800	13,22	7,470	3 000	—	18 000	24,00	—	160	—
Shikishima	121,920	23,01	5,300	14 850	—	15 000	19,00	—	276	—
Tsushima	101,950	13,41	7,600	3 420	—	9 500	20,00	—	191	—
6. Torpedoboots- zerstörer und Torpedoboote.										
S. 90	61,000	7,00	8,710	396	10,50	5 150	25,00	32,0	163	3,17
G. 89	47,000	5,00	9,400	163	5,60	2 260	25,00	39,0	213	3,38
Rafale	45,000	4,78	9,410	162	—	4 400	29,00	—	163	—
Aquilone	64,000	5,85	10,920	270	—	6 000	30,00	—	188	—
Shirakumo	66,000	6,32	10,410	320	—	5 800	25,00	—	126	—

c) Kirk legt für die Bestimmung von N_i die Annahme zugrunde, daß für je 9,29 qm (100 Quadratfuß engl.) der benetzten Oberfläche Ω die in Zahlentafel Nr. 11 aufgeführten Werte von N_i bei $v_k = 10$ Seemeilen Geschwindigkeit erforderlich seien.

Zahlentafel Nr. 11.

N_i für je 9,29 qm (100 Quadratfuß engl.) Oberfläche bei $v_k = 10$ Seemeilen Geschwindigkeit.

Schiffsgattung	v_k	N_i
Gewöhnliche Frachtdampfer	10—12	5
Gewöhnliche große Seedampfer	12—14	5
Schnelle große Seedampfer	14 und mehr	5
Sehr scharf gebaute Schiffe	über 15	4—5
Breite Kriegsschiffe	14—17	6—7

Für höhere Geschwindigkeiten als $v_k = 10$ wächst nach Kirk N_i für je 9,29 qm Oberfläche mit der dritten Potenz der Geschwindigkeit.

$$\text{Demnach:} \quad N_i = 4 \text{ bis } 7 \cdot \Omega \cdot \frac{v_k^3}{1000}. \quad (54)$$

Zahlentafel Nr. 12 gibt für einige neuere Schiffe die Werte von N_i für 9,29 qm Oberfläche (100 Quadratfuß engl.).

Zahlentafel Nr. 12.

Erforderliche N_i für 9,29 qm Oberfläche bei $v_k = 10$ für ausgeführte Schiffe.

	N a m e	N_i	Ω	v_k	N_i
		PS	qm	Seemeilen	für je 9,29 qm
Handelsschiffe	Kaiser Wilhelm II.	40 000	5400,0	23,58	6,95
	Deutschland	37 800	5100,0	23,53	5,90
	Kaiser Wilhelm der Große	28 000	4869,0	22,50	5,10
	Kaiserin Maria Theresia	17 000	3670,0	22,00	4,60
	Lahn	8 600	2800,0	18,00	5,27
	Fürst Bismarck	16 000	3330,0	19,80	6,20
	Friedrich der Große	7 200	4770,0	15,00	4,47
	Graf Waldersee	5 500	4657,0	13,00	5,36
	Rhein	5 000	4289,0	13,00	5,36
	Bayern	3 600	3000,0	13,90	4,55
	Darmstadt	3 200	2712,0	13,00	5,35
	Willehad	2 800	2748,0	12,00	5,90
	Aachen	1 750	2412,0	11,60	4,65
	Afrika	900	1600,0	10,50	4,85
	Ambria	3 300	2997,0	12,00	6,35
	Barbarossa	6 500	4316,0	14,40	6,57
	Pennsylvania	5 300	4621,0	14,00	4,17
Prinz Heinrich	5 000	3324,0	13,90	5,50	
Wuotan	700	1388,0	9,00	6,85	
Emmy	350	550,0	8,00	1,25	
Kriegsschiffe	Hohenzollern	9 634	1977,0	21,50	4,80
	Minneapolis	20 367	2600,0	23,10	6,35
	Terrible	26 300	3755,0	21,94	6,67
	Torpedoboot Cushing	1 754	167,7	22,50	9,17
	„ Rodgers	2 400	227,0	24,90	6,85
	Turbinia	2 100	90,0	32,50	4,65

d) Afonassieff*) gibt folgende Formel:

Bezeichnet D die Wasserverdrängung in Tonnen, v_k die größte Schiffsgeschwindigkeit in Seemeilen, φ den Slip, so ist:

$$N_i = \frac{1000}{1 - \varphi} \cdot \left(\frac{v_k}{A}\right)^{10/3} \cdot \left(\frac{B \cdot D^2}{L^2}\right)^{1/3}. \quad (55)$$

Der Wert von A ist aus der folgenden Zusammenstellung zu entnehmen:

	Gestrichener oder geteilter Boden	Gekupfelter Boden
Nicht polierte Schrauben	29,0	30,0
Polierte Schrauben	29,5	30,5

Zur Erleichterung der Berechnung sind die Werte von:

$$x = 1000 \cdot \left(\frac{v_k}{A}\right)^{10/3}$$

für den meist zutreffenden Wert $A = 29$ aus Zahlentafel 13 zu entnehmen.

Zahlentafel Nr. 13.

Werte von $x = 1000 \cdot \left(\frac{v_k}{A}\right)^{10/3}$.

v_k	10,00	10,50	11,00	11,50	12,00	12,50	13,00
x	28,53	33,82	39,50	48,02	52,80	60,50	68,95
v_k	13,50	14,00	14,50	15,00	15,50	16,00	16,50
x	78,20	88,28	99,22	111,00	124,10	138,20	152,64
v_k	17,00	17,50	18,00	18,50	19,00	19,50	20,00
x	168,51	185,77	204,00	223,56	244,28	266,35	289,80
v_k	20,50	21,00	21,50	22,00	22,50	23,00	23,50
x	314,64	341,00	368,83	399,00	429,20	461,80	496,25
v_k	24,00	24,50	25,00				
x	532,10	570,10	609,70				

Nach Gleichung (55) berechnet, ergibt sich z. B. mit Berücksichtigung des Slips:

Zahlentafel Nr. 14.

Werte von N_i nach Afonassieff.

	L m	B m	D m	v_k	N_i		Slip o/o
					beobachtet	berechnet	
Schnelldampfer Deutschland...	202,000	20,420	22190	23,50	40000	39000	12,00
„ Lahn	136,550	14,880	9107	18,00	8800	9100	10,50
Postdampfer Bulgaria	152,400	18,900	21115	13,50	4000	4210	14,00
„ Darmstadt	126,490	14,630	10070	13,00	3200	3380	7,00
Frachtdampfer Sardinia	105,160	13,260	7985	11,00	1700	1670	16,00
Postdampfer Umbria	122,527	14,199	6050	15,70	4733	4830	12,00

*) Extrait d'un nouveau Mémoire de M. Afonassieff, Congrès d'Arch. et de Constr. navale, Paris 1900.

Zweiter Abschnitt.

Untersuchung ausgeführter Maschinen.

I. Ermittlung der indizierten Leistung N_i .

Bezeichnungen.

<p>$D_h, D_{m_1}, D_{m_2}, D_n$ Zylinderdurchmesser von Hoch-, 1. Mittel-, 2. Mittel-, Niederdruckzylinder, cm,</p> <p>$p_{mh}, p_{m_1}, p_{m_2}, p_{mn}$ mittlere indizierte Drucke von Hoch-, 1. Mittel-, 2. Mittel-, Niederdruckzylinder, kg/qcm,</p> <p>p_m allgemein mittlerer indizierter Druck, kg/qcm,</p> <p>p'_m, p''_m mittlerer indizierter Druck von Boden- bzw. Deckelseite, kg/qcm,</p> <p>p_{mr} mittlerer Druck auf den Niederdruckzylinder reduziert, kg/qcm,</p> <p>d_k, d'_k Durchmesser der Kolbenstange bzw. durchgehenden Kolbenstange,</p>	<p>h Füllungsweg,</p> <p>H Hub, m,</p> <p>ε Füllungsgrad, $\frac{1}{\varepsilon}$ Expansionsgrad,</p> <p>ε_g Gesamtfüllungsgrad, $\frac{1}{\varepsilon_g}$ Gesamtexpansionsgrad,</p> <p>β, β' Völligkeitsgrade,</p> <p>N_i indizierte Pferdestärke,</p> <p>n minutliche Umdrehungen,</p> <p>D_w stündlicher Dampfverbrauch, kg.</p>
--	---

1. Allgemeine Beziehungen zwischen der indizierten Leistung, den Zylinderabmessungen und dem Arbeitsdrucke.

a) Da:

$$N_i = \frac{2 \cdot \pi \cdot H \cdot n}{4 \cdot 60 \cdot 75} [D_h^2 \cdot p_{mh} + D_{m_1}^2 \cdot p_{m_1} + D_{m_2}^2 \cdot p_{m_2} + D_n^2 \cdot p_{mn}], \quad (56)$$

so folgt:

$$N_i = 0,00034907 \cdot D_n^2 \cdot H \cdot n \left[p_{mn} + \frac{D_{m_1}^2}{D_n^2} \cdot p_{m_1} + \frac{D_{m_2}^2}{D_n^2} \cdot p_{m_2} + \frac{D_h^2}{D_n^2} \cdot p_{mh} \right]. \quad (57)$$

In Gleichung (56) sind die Ausdrücke:

$$C_1 = D_h^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \frac{2 \cdot H}{60 \cdot 75}, \quad C_2 = D_{m_1}^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \frac{2 \cdot H}{60 \cdot 75}, \quad C_3 = D_{m_2}^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \frac{2 \cdot H}{60 \cdot 75},$$

$$C_4 = D_n^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \frac{2 \cdot H}{60 \cdot 75},$$

konstante Werte, die mit der unter verschiedenen Betriebsbedingungen der Maschine wechselnden minutlichen Umdrehungszahl multipliziert, für die schnelle rechnerische Ermittlung der N_i in Form einer Zahlentafel zusammen zu stellen sind, vgl. S. 25.

Der Klammerausdruck der Gleichung (57) bedeutet den auf den Niederdruckzylinder reduzierten mittleren Druck p_{mr} , der also dieselbe Gesamtarbeit erzeugen würde, wie die Summe der Einzelarbeiten der einzelnen Zylinder beträgt.

Demnach ist:

$$p_{mr} = p_m + \frac{D_{m1}^2}{D_n^2} \cdot p_{m1} + \frac{D_{m2}^2}{D_n^2} \cdot p_{m2} + \frac{D_h^2}{D_n^2} \cdot p_{mh} \quad (58)$$

b) Besitzt die Maschine mehrere Hoch-, Mittel- oder Niederdruckzylinder, so sind die Zylinder ein und derselben Expansionsstufe zu einem reduzierten Zylinder zu vereinigen, dessen Kolbenfläche gleich der Summe der Kolbenflächen der vorhandenen Zylinder derselben Expansionsstufe ist.

Für zwei Niederdruckzylinder je vom Durchmesser D_n ist demnach in Gleichung (57) $2 \cdot D_n^2$ statt D_n^2 einzuführen.

c) Soll der Durchmesser d_k der Kolben-

stange bzw. der Durchmesser d_k^i der durchgehenden Kolbenstange berücksichtigt werden, so ist in Gleichung (57) für die einzelnen Zylinder:

$$D^2 - 0,5 \cdot (d_k^2 + d_k'^2)$$

statt D^2 einzuführen.

In der Regel werden die Kolbenstangendurchmesser jedoch nicht berücksichtigt.

d) Der mittlere Druck p_m ist für die einzelnen Zylinder zu ermitteln aus

$$p_m = 0,5 \cdot (p'_m + p''_m),$$

worin p'_m und p''_m die mittleren Drucke der Indikatordiagramme von Boden- und Deckelseite für einen Zylinder bedeuten.

Der mittlere Druck wird für jeden Zylinder bestimmt durch:

α) Planimetrieren,

β) die Trapezregel (Abb. 9).

$$p_m = \frac{1}{10 \cdot f} (y_1 + y_2 + y_3 + \dots + y_{10}) \quad (59)$$

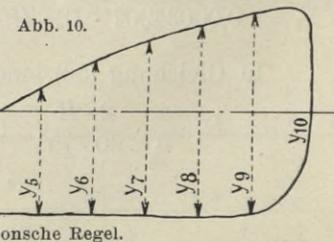
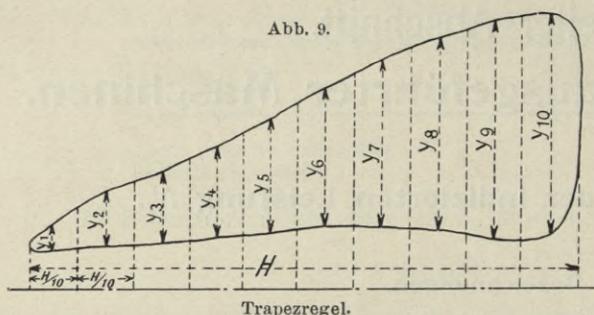
f Federmaßstab des Indikatordiagramms.

Der Klammerausdruck der Gleichung (59) läßt sich schnell dadurch ermitteln, daß man die mittlere Höhe y_1 in den Zirkel nimmt, den Zirkel mit der einen Spitze auf die Gegendruckseite der zweiten Teilung y_2 setzt und y_2 dadurch addiert, daß man die Zirkelöffnung um die Differenz

der beiden Höhen $y_2 - y_1$ bzw. $y_1 - y_2$ erweitert usw., bis man die ganze Summe der mittleren Höhen y_1, y_2, \dots, y_{10} im Zirkel hat. Die schließliche Entfernung der beiden Zirkelspitzen ergibt den Klammerausdruck der Gleichung (59).

γ) Die Simpsonsche Regel (Abb. 10):

$$p_m = \frac{1}{30 \cdot f} [(y_0 + y_{10}) + 4 \cdot (y_1 + y_3 + y_5 + y_7) + 2 \cdot (y_2 + y_4 + y_6 + y_8)]. \quad (60)$$



δ) Eine genügend genaue graphische Inhaltsbestimmung*) von Diagrammflächen zeigt Abb. 11.

Ziehe die Ordinaten y_1, y_2, y_3 usw. in beliebigen Abständen voneinander und die Mittellinien m_1, m_2, m_3 usw. ihrer Abstände. Schlage von den Fußpunkten a_1, a_2, a_3 usw. Kreisbögen mit den Radien $y_1, y_2, y_3 \dots$ bis zu den Horizontalen durch die entsprechenden Fußpunkte. Projiziere die Schnittpunkte der Kreisbögen auf die Linie XX in den Punkten $b_1, b_2, b_3, b_4 \dots$ und schlage von

die Bogen: AB bis m_1 BC bis m_2

die Bogen: CD bis m_3 DE bis m_4

die Bogen: EF bis m_5 FG

Bezeichnet man $b_6 G$ mit n , so ist der Flächeninhalt der Diagrammfläche:

$$F = 0,5 \cdot n^2.$$

An den Enden des Diagramms sind die Ordinaten nicht zu weit zu legen. Mit der Anzahl der Ordinaten steigert sich die Genauigkeit der Konstruktion.

Der mittlere Druck ergibt sich zu:

$$p_m = \frac{n^2}{2 \cdot H}.$$

II. Beispiel einer ausgeführten Maschine.

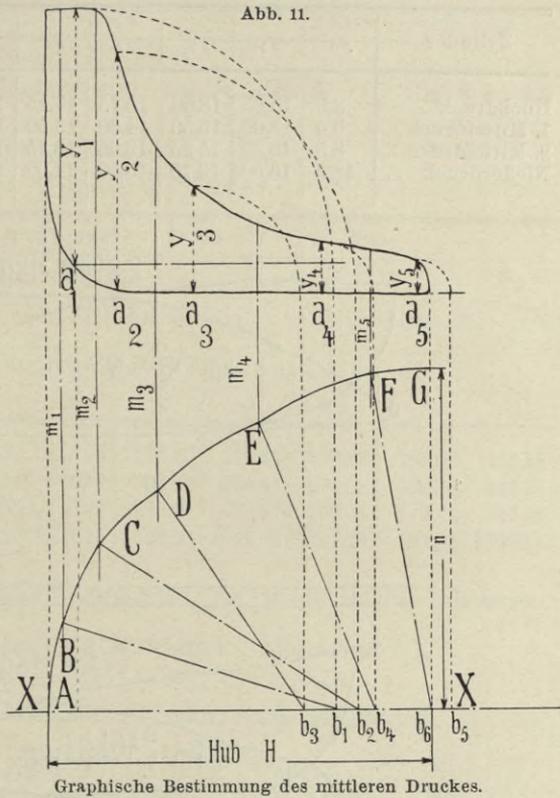
Für einen Fracht- und Passagierdampfer, dessen Indikatordiagramme in Abb. 12 dargestellt sind, ist die indizierte Maschinenleistung zu ermitteln.

Die erforderlichen Daten sind:

Zylinderdurchmesser..... mm	690,000	989,00	1416,000	2016,00
Hub..... mm	1350,000	1350,00	1350,000	1350,00
Schädliche Räume..... %	23,000	18,00	12,700	11,70
Dampfdruck..... kg/qcm	15,540	8,60	4,080	1,70
Füllung..... %	0,644	0,64	0,658	0,69
Minutliche Umdrehungen.....	86,500	86,50	86,500	86,50
Kompressionsdruck..... kg/qcm	9,770	vollständige K.	1,700	0,28
Mittel aus Boden- und Deckelseite. }				

Luftleere im Kondensator: 720 mm.

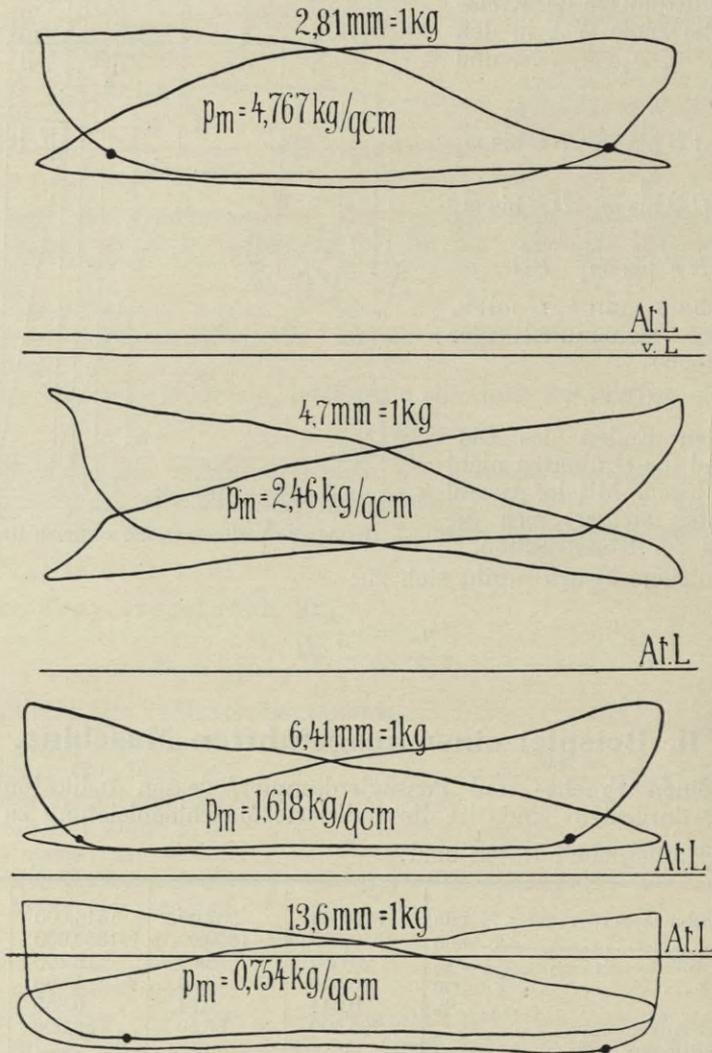
*) Scientific American, 1900, Alfr. E. Wiener.



1. **Mittlerer Druck.** Für das Mittel aus Boden- und Deckelseite der Indikatoridiagramme ergaben sich:

Zylinder	y_0	y_1	y_2	y_3	y_4	y_5	y_6	y_7	y_8	y_9	y_{10}
Hochdruck . . .	3,0	15,25	18,00	15,75	17,25	14,95	16,25	15,95	8,25	5,00	0
1. Mitteldruck..	0,0	13,00	15,50	14,50	13,50	12,00	11,50	8,50	8,50	7,00	0
2. Mitteldruck..	8,5	15,25	15,25	13,25	13,25	11,75	10,25	8,50	6,00	4,50	0
Niederdruck . .	13,0	16,50	16,75	15,00	14,00	13,00	12,25	10,75	9,00	6,50	0

Abb. 12.



Indikatoridiagramme für das Beispiel.

Demnach folgt nach Gleichung (60):

$$p_{m_i} = 4,767 \text{ kg/qcm} \quad p_{m_1} = 2,246 \text{ kg/qcm}, \quad p_{m_2} = 1,618 \text{ kg/qcm}, \\ p_{m_n} = 0,754 \text{ kg/qcm}.$$

Durch Einführung dieser Werte in Gleichung (56) folgt:

	Hochdruck	1. Mitteldruck	2. Mitteldruck	Niederdruckzylinder	
N_i	885	877	1309	1243	PS.
Zusammen 4314 PS.					

Die Konstanten für die Zylinder zeigt Zahlentafel Nr. 15 für $n = 75$ bis $n = 85$.

Zahlentafel Nr. 15.
Konstanten für die Zylinder.

Zylinderdurchmesser	Gemeinsamer Hub: $H = 0,135$ m											
	Konstante:											
	$D_h = 69$ cm,			$D_{m1} = 98,9$ cm,			$D_{m2} = 141,6$ cm,			$D_n = 201,6$ cm		
	$D_h^2 \cdot \frac{\pi}{4} = 3739,28$ qcm, $D_{m1}^2 \cdot \frac{\pi}{4} = 7682,14$ qcm, $D_{m2}^2 \cdot \frac{\pi}{4} = 15617,33$ qcm, $D_n^2 \cdot \frac{\pi}{4} = 31733,73$											
$D^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 60 \cdot \frac{H}{75}$ D in cm, H in m für $n = 1$	Minutliche Umdrehungszahlen n											
	für $n = 1$											
	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	
D_h	2,24	168,00	170,24	172,48	174,72	176,96	179,20	181,44	183,68	185,92	188,16	190,40
D_{m1}	4,61	345,75	350,36	354,97	359,58	364,19	368,80	373,41	378,02	382,63	387,24	391,85
D_{m2}	9,37	702,75	712,12	721,49	730,86	740,23	749,60	758,97	768,34	777,71	787,08	796,45
D_n	19,04	1428,00	1447,04	1466,08	1485,12	1504,16	1523,20	1542,24	1561,28	1580,32	1599,36	1618,40

Hätten sich aus den Indikatordiagrammen für $n = 84$ die mittleren Drucke ergeben:

	Hochdruck	1. Mitteldruck	2. Mitteldruck	Niederdruck
kg/qcm	4,77	2,25	1,62	0,75

so würden die Leistungen der einzelnen Zylinder nach Zahlentafel Nr. 15 betragen:

	$188,16 \cdot 4,77$	$387,24 \cdot 2,25$	$787,08 \cdot 1,62$	$1599,36 \cdot 0,75$ PS.
Also	884	871	1175	1199 PS.

2. Die **Ermittlung des Völligkeitsgrades** erfolgt unter der Annahme, daß der Dampf in den einzelnen Zylindern dem Mariotteschen Gesetz folgt, die Expansionslinie also eine gleichseitige Hyperbel darstellt.

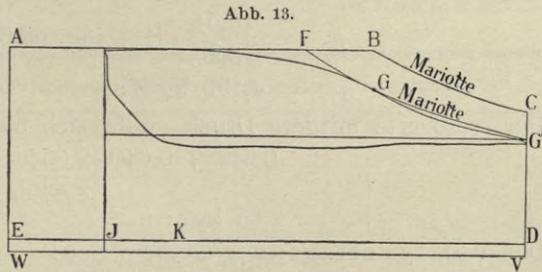
Mit Bezug auf das Diagramm (Abb. 13) ist:

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{H}{h}, \text{ der Expansionsgrad.}$$

$$\varepsilon = \frac{h}{H}, \text{ der Füllungsgrad,}$$

Die Leistung, die dem in den Hochdruckzylinder auf dem Füllungswege h einströmenden Dampf entzogen werden könnte, wenn er mit der Spannung p_a eintritt, bis zum Hubende expandiert und in die Atmosphäre ausströmt, zeigt das Diagramm $A B C D E$ ohne Berücksichtigung der auftretenden Verluste und mit Vernachlässigung des Einflusses der Voreinstromung, der Vorausströmung und der Kompression.

Die Fläche $A F G' D E$ (Abb. 13) ergibt unter derselben Annahme die geleistete Arbeit, wenn die Mariottesche Linie durch den Anfangspunkt G der Expansionslinie im Indikatordiagramm gelegt und bis zur Einstromungslinie $A B$, also bis F verlängert wird.



Theoretisches und Indikatordiagramm.

Die reduzierte Füllung ist dann AF .

Mit Rücksicht auf Abb. 13 ist dann, vgl. das Beispiel S. 23:

$$h = AB = 0,644 \cdot H, \text{ der Füllungsweg}$$

$$h_r = AF = 0,515 \cdot H, \text{ der reduzierte Füllungsweg.}$$

Das Verhältnis der ganzen Diagrammfläche J zur Fläche $AFG'VW$ ist der Völligkeitsgrad.

Für Mehrfach-Expansionsmaschinen ist:

$$\text{der Gesamtfüllungsgrad: } \varepsilon_g = \varepsilon_h \cdot \frac{D_h^2}{D_n^2},$$

$$\text{der Gesamtexpansionsgrad: } \frac{1}{\varepsilon_g} = \frac{D_n^2}{\varepsilon_h \cdot D_h^2}.$$

Das zusammengelegte (rankinisierte) Diagramm der Indikatordiagramme (Abb. 12) zeigt Abb. 14.

a) Ermittlung des Völligkeitsgrades ohne Berücksichtigung der schädlichen Räume.

Der sich aus dem verstreckten Diagramm (Abb. 14) ergebende Gesamtexpansionsgrad ist:

$$\frac{1}{\varepsilon_g} = 13,25.$$

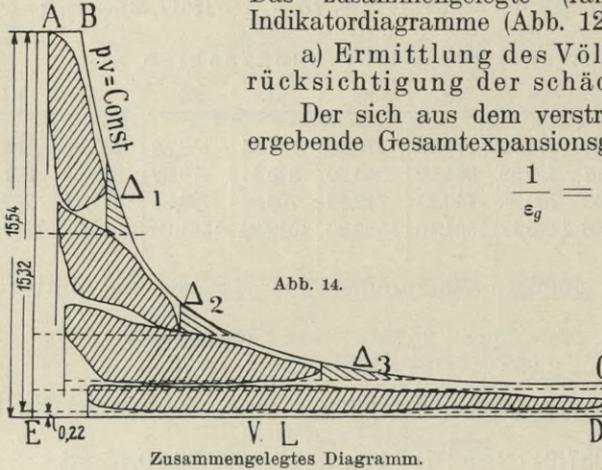


Abb. 14.

Zusammengelegtes Diagramm.

Unter der Annahme völliger Luftleere im Kondensator folgt für den absoluten Einströmungsdruck:

$$p_a = 15,54 \text{ kg/qcm.}$$

Der mittlere Druck in dem Diagramm, Abb. 14, von der Fläche $ABCDE$

ist zu berechnen aus der Gleichung (66):

$$p_m = p_a \cdot \varepsilon_g \cdot \left[1 + \log \cdot \text{nat} \cdot \frac{1}{\varepsilon_g} \right], \text{ vgl. S. 32,}$$

$$p_m = \frac{15,54}{13,25} \cdot [1 + \log \cdot \text{nat} \cdot 13,25],$$

$$p_m = 4,199 \text{ kg/qcm.}$$

Der reduzierte mittlere Druck ergibt sich nach Gleichung (58):

$$p_{mr} = \frac{0,644 + 0,640 \cdot 2,054 + 0,658 \cdot 4,211}{8,536} + 0,69.$$

$$p_{mr} = 2,65 \text{ kg/qcm.}$$

Der Völligkeitsgrad β ist demnach:

$$\beta = \frac{2,65}{4,199} = 0,631.$$

Unter Berücksichtigung des im Kondensator vorhandenen unvermeidlichen Gegendrucks p_c ist für $p_c = 0,22 \text{ kg/qcm}$:

$$p_m = p_a \cdot \varepsilon_g \cdot \left[1 + \log \cdot \text{nat} \cdot \frac{1}{\varepsilon_g} \right] - p_c, \quad (61)$$

$$p_m = 3,979 \text{ kg/qcm,}$$

und der entsprechende Völligkeitsgrad:

$$\beta' = 0,666.$$

b) Ermittlung des Völligkeitsgrades mit Berücksichtigung der schädlichen Räume.

Zu Anfang der Einströmungsperiode sind die schädlichen Räume schon mit Dampf von einer gewissen Spannung erfüllt und je länger die Kompressionsperiode dauert, desto höher wird diese Spannung und um so weniger Dampf braucht während der Einströmung zugeführt zu werden, um die Spannung in den schädlichen Räumen bis zur Eintrittsspannung zu steigern. Wird die Kompression bis zu der Eintrittsspannung getrieben, so sinkt die zur Füllung der schädlichen Räume erforderliche Dampfmenge auf Null und dann werden auch die Verluste, welche durch die Anfangsexpansion des Dampfes in den schädlichen Räumen auftreten, am geringsten. *)

Um zu ermitteln wie groß der Teil der schädlichen Räume ist, der zu Anfang des Hubes als nicht mit Dampf angefüllt anzusehen ist, kann man sich die Kompressionskurve jedes Zylinders verlängert denken, bis der Kompressionsdruck auf den Anfangsdruck gestiegen ist. Ist daher der Druck und das Volumen zu Anfang der Kompression und der Einströmungsdruck bekannt, so läßt sich ermitteln, bis auf welches Volumen der Dampf komprimiert werden müßte, um die Anfangsspannung zu erreichen.

Der Unterschied zwischen dem Gesamtvolumen des schädlichen Raumes und demjenigen, der als schon mit Dampf von der Anfangsspannung p_a erfüllt angesehen werden kann, wird den Bruchteil des Gesamtvolumens der schädlichen Räume darstellen, der zu Anfang der Einströmung als nicht mit Dampf erfüllt angesehen werden kann. Die Summe dieses Volumens und des vom Kolben während der Einströmung beschriebenen, kann dann als das vom einströmenden Dampf erfüllte Volumen angesehen werden.

Unter diesen Voraussetzungen werden natürlich die oben für β und β' gefundenen Werte verändert.

Für die zu untersuchende Maschine betragen die schädlichen Räume:

Hochdruckzylinder	1. Mitteldruckzylinder	2. Mitteldruckzylinder	Niederdruckzylinder
cbm: 0,11321 entsprechend %: 23	0,18289 18	0,2684 12,7	0,47051 11

Aus der Dampfverteilung der einzelnen Zylinder ergibt sich der während der Kompression vom Kolben zurückgelegte Weg zu:

Hochdruckzylinder	1. Mitteldruckzylinder	2. Mitteldruckzylinder	Niederdruckzylinder
mm: 145	0	153,5	148,5

Demnach erhält man für die einzelnen Zylinder die zu Anfang der Kompression schon mit Dampf erfüllten Räume, wenn die den angegebenen Kompressionshüben der Kolben entsprechenden Volumina zu den schädlichen Räumen addiert werden.

Hochdruckzylinder	1. Mitteldruckzylinder	2. Mitteldruckzylinder	Niederdruckzylinder
cbm: 0,11321 + 0,015193 0,16514	0	0,127 + 0,38058 0,50758	0,47051 + 0,47064 0,94115

*) Ausführlich darüber, Bertin-Wilda, Der Schiffsmaschinenbau, Gebrüder Jänecke, Hannover, 1901.

Aus den Indikatordiagrammen (Abb. 12) ergeben sich die Dampfspannungen bei Beginn der Kompression und die absoluten Anfangsspannungen:

Hochdruckzylinder	1. Mitteldruckzylinder	2. Mitteldruckzylinder	Niederdruckzylinder
kg/qcm: 9,77	0,00	1,70	0,28
kg/qcm: 15,54	8,60	4,08	1,70

Die Bruchteile der schädlichen Räume, die nach den obigen Erläuterungen bei Beginn des Hubes als nicht mit Dampf erfüllt angesehen werden können, betragen demnach:

Hochdruckzylinder	1. Mitteldruckzylinder	2. Mitteldruckzylinder	Niederdruckzylinder
cbm: 0,00941	0,00	0,0809	0,28251

Das Füllungsvolumen des Hochdruckzylinders und das Gesamtvolumen des Niederdruckzylinders mit Berücksichtigung der ermittelten schädlichen Räume betragen also:

Hochdruckzylinder Füllungsvolumen	Niederdruckzylinder Gesamtvolumen
cbm: 0,31127 + 0,00941	4,27603 + 0,28251
cbm: 0,32068	4,55854

Mithin hat der sich jetzt ergebende Gesamtexpansionsgrad den Wert:

$$\frac{1}{\epsilon_g} = \frac{4,55854}{0,32068} = 14,21.$$

Der mittlere Druck:

$$p_m = \frac{15,54}{14,21} [1 + \log \cdot \text{nat } 14,21],$$

$$p_m = 3,993 \text{ kg/qcm.}$$

Der Völligkeitsgrad:

$$\beta = \frac{2,65}{3,993} = 0,663.$$

Unter Berücksichtigung des Gegendrucks im Kondensator:

$$p_c = 0,22 \text{ kg/qcm,}$$

$$\beta' = \frac{2,65}{3,773} = 0,702.$$

3. Druckverluste durch den plötzlichen Druckabfall bei der unvollständigen Expansion in den einzelnen Zylindern.

Diese Verluste liegen auf den Expansionskurven der Teildiagramme und sind in Abb. 14 dargestellt durch die Dreiecksflächen Δ_1 , Δ_2 , Δ_3 .

Bezeichnen $\varepsilon_i, \varepsilon_{m1}, \varepsilon_{m2}, \varepsilon_n$ die Füllungsgrade in den einzelnen Zylindern und betragen die Verhältnisse der Volumina von zwei aufeinander folgenden Zylindern:

$$\alpha_2 = \frac{D_h^2}{D_{m1}^2}, \quad \alpha_3 = \frac{D_{m1}^2}{D_{m2}^2}, \quad \alpha_4 = \frac{D_{m2}^2}{D_n^2},$$

so ist:

$$\Delta_1 = \frac{\log \cdot \text{nat} \cdot \frac{\alpha_2 \cdot \varepsilon_{m1}}{\varepsilon_h} - \log \cdot \text{nat} \cdot \frac{1}{\varepsilon_h} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot \varepsilon_{m1}} - 1}{1 + \log \cdot \text{nat} \cdot \frac{\alpha_2 \cdot \alpha_3 \cdot \alpha_4}{\varepsilon_h}}, \quad (62)$$

$$\Delta_2 = \frac{\log \cdot \text{nat} \cdot \frac{\alpha_3 \cdot \varepsilon_{m2}}{\varepsilon_{m1}} - \log \cdot \text{nat} \cdot \frac{1}{\varepsilon_{m1}} + \frac{1}{\alpha_3 \cdot \varepsilon_{m2}} - 1}{1 + \log \cdot \text{nat} \cdot \frac{\alpha_2 \cdot \alpha_3 \cdot \alpha_4}{\varepsilon_h}}, \quad (63)$$

$$\Delta_3 = \frac{\log \cdot \text{nat} \cdot \frac{\alpha_4 \cdot \varepsilon_n}{\varepsilon_{m2}} - \log \cdot \text{nat} \cdot \frac{1}{\varepsilon_{m2}} + \frac{1}{\alpha_4 \cdot \varepsilon_n} - 1}{1 + \log \cdot \text{nat} \cdot \frac{\alpha_2 \cdot \alpha_3 \cdot \alpha_4}{\varepsilon_h}}. \quad (64)$$

Für die in Frage kommende Maschine ist:

$$\begin{array}{ll} \varepsilon_h = 0,644 & \alpha_2 = 2,054 \\ \varepsilon_{m1} = 0,640 & \alpha_3 = 2,050 \\ \varepsilon_{m2} = 0,658 & \alpha_4 = 2,027 \\ \varepsilon_n = 0,690 & \end{array}$$

Durch Einsetzung dieser Werte in Gleichung (62) bis (64) ergibt sich:

$$\begin{aligned} \Delta_1 &= 0,0097, & \Delta_2 &= 0,011, & \Delta_3 &= 0,01417, \\ \Delta &= \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3 = 0,03487 = \sim 3,5\%. \end{aligned}$$

Dieselbe Zahl ergibt sich sehr angenähert aus dem verstreckten Indikator-diagramm, wenn man die Diagrammflächen zwischen den Drucklinien des ersten Aufnehmers und des geringsten Druckes im Niederdruckzylinder zugrunde legt, nämlich:

$$\Delta = \sim 3,7\%.$$

4. Der indizierte stündliche Dampfverbrauch D_w ohne Berücksichtigung der schädlichen Räume betrug nach obigem Beispiel:

$$D_w = D_h^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \varepsilon_h \cdot H \cdot \gamma \cdot n \cdot 60,$$

$$D_w = 24704 \text{ kg},$$

der Dampfverbrauch für 1 PS. der Maschine demnach:

$$\frac{D_w}{N_i} = \frac{24704}{4313} = 5,77 \text{ kg}.$$

Der Dampfverbrauch der Hilfsmaschinen betrug $6,5\%$ desjenigen der Hauptmaschinen; im ganzen wurden also verbraucht stündlich: 26309 kg, für 1 PS.: 6,14 kg.

Ueber die Ermittlung des Dampfverbrauchs aus dem Indikator-diagramm vgl. S. 47.

Die Dampfgeschwindigkeiten beim Eintritt des Dampfes in die Zylinder ergeben sich aus folgender Zusammenstellung:

	Hochdruckzylinder	1. Mitteldruckzylinder	2. Mitteldruckzylinder	Niederdruckzylinder
Querschnitte der Einströmungsöffnungen	604,000 qcm	718,000 qcm	1294,000 qcm	2185,000 qcm
Querschnitt der Einströmungsöffnungen dividiert durch Kolbenfläche.....	0,168 "	0,093 "	0,082 "	0,068 "
Dampfgeschwindigkeit	23,9 m	43,7 m	49,2 m	59,2 m
Temperaturgefälle	—	34° C.	36° C.	47° C.

Dritter Abschnitt.

Die Ermittlung der indizierten Leistung für neu zu erbauende Maschinen.

Bezeichnungen.

<p>Außer den Bezeichnungen, S. 21,</p> <p>p_a Anfangsdruck kg/qcm,</p> <p>p_e Enddruck kg/qcm,</p> <p>p_x Druck bei Beginn der Expansion, kg/qcm,</p> <p>p_m^1 mittlerer Druck mit Berücksichtigung der schädlichen Räume,</p> <p>m Größe der schädlichen Räume, in % des Zylinderinhaltes,</p> <p>s Größe der schädlichen Räume absolut,</p> <p>$\varepsilon_h, \varepsilon_{m1}, \varepsilon_{m2}, \varepsilon_n$ Füllung im Hochdruckzylinder, 1. Mitteldruckzylinder, 2. Mitteldruckzylinder, Niederdruckzylinder,</p> <p>f_n Querschnitt des Ausströmungsrohres aus dem Niederdruckzylinder, qcm,</p> <p>c_m mittlere Kolbengeschwindigkeit, m,</p> <p>H, Hub, m,</p> <p>H_o innere Zylinderlänge,</p> <p>A Höhe des Maschinenraumes,</p> <p>R Kurbelradius,</p> <p>G Modul der Schubelastizität,</p>	<p>J_p polares Trägheitsmoment des Wellenquerschnittes,</p> <p>L_r reduzierte Wellenlänge,</p> <p>M_p Propellermasse auf den Kurbelradius reduziert,</p> <p>M_m Maschinenmasse auf den Kurbelradius reduziert,</p> <p>n_e Eigenschwingungszahl der Wellenleitung,</p> <p>N_i, v_i, n zusammengehörige größte Leistung, Geschwindigkeit, Umdrehungszahl,</p> <p>N_n, v_n, n_n zusammengehörige verminderte Leistung, Geschwindigkeit, Umdrehungszahl,</p> <p>$\Delta p, \Delta p_1, \Delta p_2$ Druckverluste in der Rohrleitung, kg/qcm,</p> <p>γ Gewicht von 1 cbm Dampf, kg,</p> <p>l Länge der Rohrleitung,</p> <p>d Durchmesser der Rohrleitung,</p> <p>D_w Dampfverbrauch, kg,</p> <p>T_a, T_e absolute Temperaturen.</p>
--	--

1. Indizierte Leistung.

Die indizierte Leistung einer Maschine mit vierfacher Expansion ergibt sich aus:*)

$$N_i = 0,00034907 \cdot D_n^2 \cdot H \cdot n \cdot \left[\frac{D_h^2}{D_n^2} \cdot p_{mh} + \frac{D_{m1}^2}{D_n^2} \cdot p_{m1} + \frac{D_{m2}^2}{D_n^2} \cdot p_{m2} + p_{mn} \right] \quad (57)$$

oder:
$$N_i = 0,00034907 \cdot D_n^2 \cdot H \cdot n \cdot p_{mr}; \quad (57a)$$

führt man statt der Zylinderdurchmesser die entsprechenden Zylinderinhalte ein, so ist:

$$N_i = 0,00044445 \cdot V_n \cdot n \cdot \left[\frac{V_h}{V_n} \cdot p_{mh} + \frac{V_{m1}}{V_n} \cdot p_{m1} + \frac{V_{m2}}{V_n} \cdot p_{m2} + p_{mn} \right]. \quad (65)$$

*) Ausführliche Ableitung des folgenden, vgl. Bertin-Wilda, Der Schiffsmaschinenbau, Gebrüder Jänecke, Hannover, 1901.

2. Mittlerer Druck.

a) Der theoretische mittlere Druck ohne Berücksichtigung der schädlichen Räume ergibt sich:

$$p_m = p_a \cdot \varepsilon \cdot \left[1 + \log \cdot \text{nat} \cdot \frac{1}{\varepsilon} \right] = p_a \cdot \varphi \quad (66)$$

oder:

$$p_m = p_a \cdot \varepsilon \cdot \left[1 + 2,3026 \cdot \log \cdot \frac{1}{\varepsilon} \right] = p_a \cdot \varphi. \quad (67)$$

Zahlentafel Nr. 16.

Werte von $\varphi = \varepsilon \left[1 + \log \cdot \text{nat} \cdot \frac{1}{\varepsilon} \right] = \varepsilon \cdot \left[1 + 2,3026 \cdot \log \cdot \frac{1}{\varepsilon} \right]$

$\frac{1}{\varepsilon}$	ε	φ	$\frac{1}{\varepsilon}$	ε	φ	$\frac{1}{\varepsilon}$	ε	φ
100,00	0,0100	0,056	4,760	0,210	0,538	1,65	0,61	0,912
50,00	0,0200	0,098	4,540	0,220	0,553	1,61	0,62	0,916
40,00	0,0250	0,117	4,350	0,230	0,568	1,59	0,63	0,921
36,36	0,0275	0,126	4,160	0,240	0,582	1,56	0,64	0,926
33,40	0,0300	0,135	4,000	0,250	0,597	1,54	0,65	0,930
30,77	0,0325	0,144	3,840	0,260	0,610	1,52	0,66	0,934
28,57	0,0350	0,152	3,710	0,270	0,624	1,49	0,67	0,938
26,67	0,0375	0,161	3,570	0,280	0,636	1,47	0,68	0,942
25,00	0,0400	0,169	3,450	0,290	0,649	1,45	0,69	0,946
23,53	0,0425	0,177	3,330	0,300	0,661	1,43	0,70	0,949
22,22	0,0450	0,184	3,230	0,310	0,673	1,41	0,71	0,953
21,05	0,0475	0,192	3,125	0,320	0,685	1,39	0,72	0,957
20,00	0,0500	0,200	3,040	0,330	0,696	1,37	0,73	0,960
18,18	0,0550	0,214	2,940	0,340	0,708	1,35	0,74	0,963
16,70	0,0600	0,229	2,860	0,350	0,717	1,33	0,75	0,966
15,38	0,0650	0,242	2,780	0,360	0,728	1,32	0,76	0,969
15,00	0,0660	0,250	2,700	0,370	0,738	1,30	0,77	0,971
14,30	0,0700	0,257	2,670	0,375	0,743	1,28	0,78	0,974
14,00	0,0710	0,260	2,630	0,380	0,748	1,27	0,79	0,976
13,33	0,0750	0,269	2,570	0,390	0,757	1,25	0,80	0,979
13,00	0,0770	0,270	2,500	0,400	0,766	1,23	0,81	0,981
12,50	0,0800	0,282	2,440	0,410	0,776	1,22	0,82	0,983
12,00	0,0830	0,290	2,380	0,420	0,784	1,21	0,83	0,985
11,76	0,0850	0,294	2,330	0,430	0,793	1,19	0,84	0,986
11,00	0,0910	0,310	2,270	0,440	0,801	1,17	0,85	0,988
10,53	0,0950	0,318	2,220	0,450	0,809	1,16	0,86	0,990
10,00	0,1000	0,330	2,180	0,460	0,817	1,15	0,87	0,991
9,10	0,1100	0,353	2,130	0,470	0,825	1,13	0,88	0,993
9,00	0,1110	0,360	2,080	0,480	0,832	1,12	0,89	0,994
8,33	0,1200	0,374	2,040	0,490	0,840	1,11	0,90	0,995
8,00	0,1250	0,390	2,000	0,500	0,847	1,10	0,91	0,996
7,69	0,1300	0,395	1,960	0,510	0,853	1,09	0,92	0,997
7,14	0,1400	0,415	1,920	0,520	0,860	1,07	0,93	0,998
7,00	0,1430	0,420	1,890	0,530	0,867	1,06	0,94	0,998
6,66	0,1500	0,435	1,850	0,540	0,873	1,05	0,95	0,999
6,25	0,1600	0,456	1,820	0,550	0,879	1,04	0,96	0,999
6,00	0,1670	0,470	1,780	0,560	0,885	1,03	0,97	0,999
5,88	0,1700	0,471	1,750	0,570	0,890	1,02	0,98	1,000
5,55	0,1800	0,489	1,720	0,580	0,896	1,01	0,99	1,000
5,26	0,1900	0,506	1,700	0,590	0,901	1,00	1,00	1,000
5,00	0,2000	0,522	1,670	0,600	0,906			

Werte von p_{mr} vergl. Zahlentafel Nr. 20, S. 35.

b) Mit Berücksichtigung des schädlichen Raumes ist, wenn m seine Größe in ‰, s seine Größe absolut genommen, bezeichnet:

$$p_m = p_a \cdot \left[\varepsilon + (\varepsilon + m \cdot H) \cdot \log \cdot \text{nat} \left(\frac{1+m}{\varepsilon+m} \right) \right] \quad (68)$$

oder:

$$p_m = p_a \cdot \left[\varepsilon + 2,3026 \cdot (\varepsilon + m \cdot H) \cdot \log \left(\frac{1+m}{\varepsilon+m} \right) \right] \quad (69)$$

$$p_m = \frac{p_a}{H} \cdot \left[h + (h + s) \cdot \log \cdot \text{nat} \left(\frac{H+s}{h+s} \right) \right]. \quad (70)$$

Zahlentafel Nr. 17.

Theoretischer mittlerer Druck unter Berücksichtigung der schädlichen Räume *).

$\frac{1}{\varepsilon}$	20,00	16,70	14,30	12,50	11,10	10,00	8,33	7,14	6,25	5,56	5,00	4,16	3,33	2,50	2,00	1,66	
ε	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50	0,60	
Schädli. Raum	6‰	0,30	0,32	0,34	0,36	0,38	0,40	0,44	0,47	0,50	0,53	0,57	0,63	0,69	0,78	0,86	0,91
	8‰	0,32	0,34	0,36	0,38	0,40	0,42	0,45	0,49	0,52	0,55	0,58	0,64	0,70	0,79	0,86	0,91
	10‰	0,35	0,37	0,39	0,40	0,42	0,44	0,47	0,50	0,53	0,56	0,59	0,65	0,70	0,80	0,87	0,92
	12‰	0,37	0,39	0,41	0,42	0,44	0,46	0,49	0,52	0,55	0,57	0,60	0,66	0,71	0,80	0,87	0,92
	14‰	0,39	0,41	0,43	0,44	0,46	0,47	0,50	0,53	0,56	0,59	0,61	0,67	0,72	0,80	0,87	0,92
	16‰	0,41	0,42	0,44	0,46	0,48	0,49	0,52	0,54	0,57	0,60	0,62	0,68	0,73	0,81	0,88	0,92

c) Der auf den Niederdruckzylinder reduzierte mittlere Druck hat die Größe:

$$p_{mr} = p_a \cdot \varepsilon_g \cdot \left[1 + \log \cdot \text{nat} \cdot \frac{1}{\varepsilon_g} \right] - p_c. \quad (71)$$

Die theoretische, auf den Niederdruckzylinder reduzierte, indizierte Leistung folgt demnach:

$$N_i = 0,00034907 \cdot D_n^2 \cdot H \cdot n \cdot \left[p_a \cdot \varepsilon_g \cdot \left(1 + \log \cdot \text{nat} \cdot \frac{1}{\varepsilon_g} \right) - p_c \right]. \quad (72)$$

d) Der wirkliche mittlere Druck, reduziert auf den Niederdruckzylinder, ist:

$$p_{mv} = \beta \cdot p_{mr}. \quad (73)$$

Demnach die wirkliche, auf den Niederdruckzylinder reduzierte Maschinenleistung:

$$N_i = 0,00034907 \cdot D_n^2 \cdot H \cdot n \cdot \beta \cdot \left[p_a \cdot \varepsilon_g \cdot \left(1 + \log \cdot \text{nat} \cdot \frac{1}{\varepsilon_g} \right) - p_c \right]. \quad (74)$$

3. **Der Anfangsdruck** p_a , mit dem der Dampf in den Hochdruck-schieberkasten eintritt, ist bei Verwendung gesättigten Dampfes kleiner als der Kesseldruck p_k .

Für Zylinderkessel kann gesetzt werden:

$$p_a = \sim p_k - 0,33 \cdot (1 + \varepsilon_k) = p_k - 0,5 \text{ bis } 0,6 \text{ kg/qcm}. \quad (75)$$

Für Wasserrohrkessel, die mit $p_k = 18-20$ kg/qcm arbeiten ist meist, wenn der Dampf vor dem Eintritt in den Schieberkasten durch ein Druckverminderungs-Ventil geleitet wird:

$$p_a = p_k - 3 \text{ bis } 5 \text{ kg/qcm}. \quad (76)$$

*) Haeder, Die Dampfmaschine. Die Werte der Zahlentafel Nr. 17 sind besser um 10‰ bis 12‰ geringer anzunehmen.

Die absichtliche Erniedrigung des Arbeitsdruckes im Hochdruckzylinder gegenüber dem Kesseldruck erfolgt, um der Ungleichmäßigkeit der Dampfwicklung in den Kesseln Rechnung zu tragen.

Der unbeabsichtigte Spannungsabfall des Dampfes auf dem Wege vom Kessel zur Maschine hat seine Ursachen in der Reibung des Dampfes an den Rohrwandungen, dem Vorhandensein von Krümmungen in der Rohrleitung, dem Wechsel des Durchmessers der Leitung, Kondensation, Drosselung beim Durchgang durch Ventile usw.

4. Die Endspannung p_e der Expansion im Niederdruckzylinder liegt in der Regel höher als die Gegendruckspannung p_c im Kondensator.

a) Man kann setzen:

$$p_e = p_c + 0,25 \text{ bis } 0,40 \text{ kg/qcm.} \quad (77)$$

Für den Entwurf ist anzunehmen:

$$p_c = \sim 0,20 \text{ kg/qcm} \quad (78)$$

also $p_e = \sim 0,45 - 0,5 \text{ kg/qcm.} \quad (79)$

Bei der größten Maschinenleistung wird häufig:

$$p_c = 0,10 \text{ bis } 0,12 \text{ kg/qcm.}$$

Allgemein läßt sich annehmen:

$$p_e = \sim p_c + 0,03 p_a. \quad (80)$$

Vgl. Zahlentafel 24, S. 40.

b) Der Kondensatorgegendruck p_c hängt allein von der im Kondensator herrschenden Temperatur ab.

Mit sinkender Arbeitsleistung der Maschine wird die Differenz $p_e - p_c$ kleiner, so daß der durch den Spannungsabfall hervorgerufene Arbeitsverlust in letzterem Falle kleiner wird, wie Zahlentafel Nr. 18 für vier neuere Schiffsmaschinen zeigt.

Zahlentafel Nr. 18.

Verhältnis zwischen p_e und p_c für 4 neue Maschinen.

	Bei der größten Leistung				Bei annähernd $\frac{1}{4}$ der größten Leistung			
	N_i	p_e	p_c	$p_e - p_c$	N_i	p_c	p_e	$p_e - p_c$
1	13 950	0,44	0,10	0,34	3500	0,12	0,09	0,03
2	16 344	0,46	0,10	0,36	4100	0,21	0,06	0,15
3	13 186	0,39	0,07	0,32	3300	0,17	0,06	0,11
4	5 235	0,51	0,22	0,29	1300	0,18	0,14	0,04

Der Zusammenhang zwischen der Kondensatortemperatur t_c und dem entsprechenden absoluten Druck p_c zeigt

Zahlentafel Nr. 19.

Abhängigkeit des Kondensatordrucks von der Temperatur.

$t_c^\circ \text{ C.}$	$p_c \text{ kg/qcm}$	$t_c^\circ \text{ C.}$	$p_c \text{ kg/qcm}$	$t_c^\circ \text{ C.}$	$p_c \text{ kg/qcm}$
15	0,017	35	0,057	55	0,160
20	0,024	40	0,075	60	0,202
25	0,032	45	0,097	65	0,254
30	0,043	50	0,125	70	0,317

Bezeichnet f_n den Querschnitt der Ausströmungsöffnung im Niederdruckzylinder, c_m die mittlere Kolbengeschwindigkeit, so gilt die Beziehung:

$$p_e - p_c = 0,47 - 8,5 \cdot \frac{f_n}{c_m \cdot D_n^2} \quad (81)$$

Beispiel. Für einen größeren Frachtdampfer betrage:

$$D_n = 221,0 \text{ cm}, \quad f_n = 5128,3 \text{ qcm}, \quad c_m = 3,85$$

Nach Gleichung (81) ergibt sich:

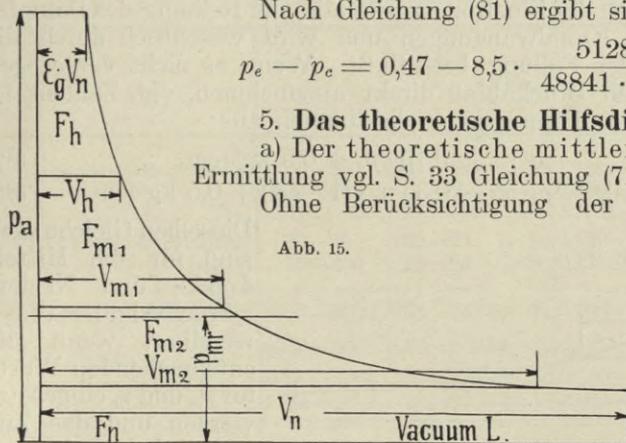
$$p_e - p_c = 0,47 - 8,5 \cdot \frac{5128,3}{48841 \cdot 3,85} = \sim 0,25 \text{ kg/qcm.}$$

5. Das theoretische Hilfsdiagramm.

a) Der theoretische mittlere Druck p_{mr} . Rechnerische Ermittlung vgl. S. 33 Gleichung (71).

Ohne Berücksichtigung der schädlichen Räume, des Kondensatorgegendrucks und Vernachlässigung aller auftretenden Verluste ergibt sich p_{mr} aus Abb. 15.

Für Ueberschlagsrechnungen können die Werte von p_{mr} für verschiedene p_a und $\frac{1}{\varepsilon_g}$ der



Bestimmung von p_{mr} .

Zahlentafel Nr. 20 unter der Annahme eines konstanten Kondensatorgegendrucks: $p_c = 0,25 - 0,3 \text{ kg/qcm}$ entnommen werden. Zwischenwerte lassen sich leicht durch Interpolation bestimmen.

Zahlentafel Nr. 20.

Werte für p_{mr} ($p_c = \sim 0,28 \text{ kg/qcm}$).

p_a	Expansionsgrad $\frac{1}{\varepsilon_g}$								
	2	3	4	6	8	10	12	15	20
5,62	4,48	3,65	3,06	2,35	1,88	1,57	1,35	1,11	0,84
6,30	5,08	4,15	3,50	2,65	2,15	1,81	1,56	1,38	0,98
7,00	5,66	4,65	3,90	3,00	2,42	2,05	1,76	1,46	1,12
7,70	6,26	5,15	4,30	3,32	2,69	2,26	1,96	1,64	1,26
8,40	6,86	5,65	4,75	3,65	2,96	2,50	2,16	1,80	1,40
9,10	7,45	6,10	5,15	3,95	3,24	2,72	2,37	1,98	1,54
9,80	8,05	6,60	5,60	4,30	3,50	2,96	2,57	2,15	1,68
10,50	8,65	7,10	6,00	4,62	3,76	3,20	2,78	2,34	1,82
11,20	9,40	7,60	6,40	4,95	4,05	3,42	2,98	2,51	1,96
11,90	9,85	8,10	6,85	5,27	4,32	3,66	3,18	2,67	2,10
12,70	10,40	8,60	7,25	5,60	4,60	3,90	3,40	2,85	2,25
13,40	10,90	9,10	7,70	5,93	4,85	4,12	3,65	3,02	2,38
14,00	11,60	9,60	8,10	6,25	5,13	4,35	3,80	3,20	2,58
14,80	12,20	10,00	8,50	6,57	5,40	4,60	4,00	3,38	2,66
15,50	13,50	10,60	8,90	6,90	5,66	4,81	4,22	3,52	2,80

c) Für den Entwurf einer Maschinenanlage wird zunächst der Druckabfall p_x zwischen der Einströmungsspannung und der Spannung beim Beginn der Expansion berücksichtigt und häufig die Expansionslinie

durch den letzteren Punkt E gelegt. Die Füllung AB ergibt sich, wenn die Expansionslinie von E aus bis zum Einstromungsdruck p_a verlängert wird, die reduzierte Füllung wird dann der weiteren Bestimmung des mittleren Druck zugrunde gelegt (Abb. 16).

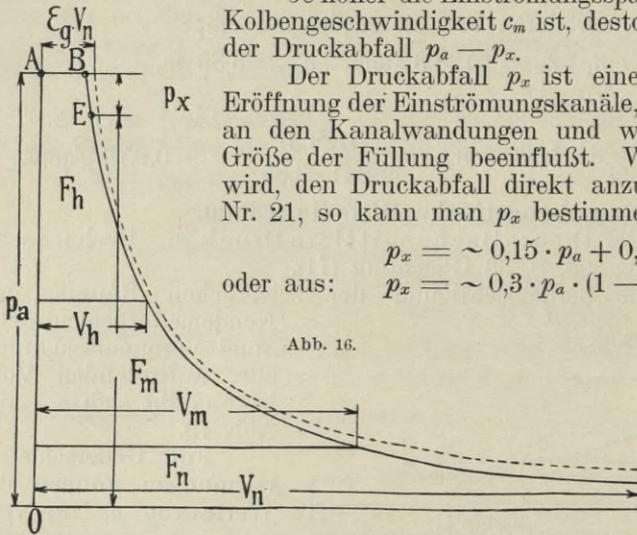


Abb. 16.

Je höher die Einstromungsspannung p_a und die mittlere Kolbengeschwindigkeit c_m ist, desto größer ist im allgemeinen der Druckabfall $p_a - p_x$.

Der Druckabfall p_x ist eine Folge der allmählichen Eröffnung der Einstromungskanäle, der Reibung des Dampfes an den Kanalwandungen und wird wesentlich durch die Größe der Füllung beeinflusst. Wenn es nicht vorgezogen wird, den Druckabfall direkt anzunehmen, vgl. Zahlentafel Nr. 21, so kann man p_x bestimmen aus:

$$p_x = \sim 0,15 \cdot p_a + 0,5 \text{ kg/qcm} \quad (82)$$

$$\text{oder aus: } p_x = \sim 0,3 \cdot p_a \cdot (1 - \varepsilon_h) + 0,5 \text{ kg/qcm.} \quad (83)$$

Dieselben Gleichungen sind für die Mittel- und Niederdruckzylinder verwendbar, wenn die entsprechenden Werte für p_a und ε_h eingesetzt werden und das Zusatzglied $0,5 \text{ kg/qcm}$ fortgelassen wird.

Zahlentafel Nr. 21.

Mittelwerte für den Druckabfall p_x während der Füllung.

	N_i	n	c_m	p_a	p_x	p_x
Einfach-Expansionsmaschine	10—100	150—350	1,2—2,2	5—7	4,0—5,5	1,0—1,5
Zweifach- „ „	100—500	80—120	1,5—2,5	7—8	5,5—6,0	1,5—2,0
Dreifach- „ „	500—7000	120—350	2,0—3,5	8—10	6,0—7,0	2,0—3,0
Vierfach- „ „	3000—9000	70—400	3,5—6,0	12—16	9,0—12,0	3,0—4,0
		80—100	4,0—5,0	14—17	11,5—12,0	3,5—5,0

d) Der wirkliche mittlere Druck p_{mwc} .

Für eine Mehrfach-Expansionsmaschine treten im zusammengesetzten Diagramm für jedes Teildiagramm dieselben Verluste auf, wie sie sich im Diagramm einer Einfach-Expansionsmaschine zeigen würden, dazu kommen noch Drosselungsverluste während der Einstromung und Ausströmung bei den einzelnen Zylindern, Druckverluste, die von der unvollständigen Expansion und Kondensationsverluste, die von den Aufnehmern herrühren.

Für eine ausgeführte Maschine ist der Völligkeitsgrad β das Verhältnis der Flächensumme der Teildiagramme im verstreckten Diagramm zu der Fläche F des theoretischen, auf den Niederdruckzylinder bezogenen Diagramms, also nach Abb. 15.

$$\beta = \frac{F_h + F_{m1} + F_{m2} + F_n}{F}. \quad (84)$$

Um den Wert eines kleineren oder größeren Völligkeitsgrades β für eine ausgeführte Maschine beurteilen zu können, ist es notwendig zu wissen, welche Kurve für die Expansion des Dampfes zugrunde gelegt und von welchem Punkt aus sie konstruiert wurde, Beginn der Einstromung, der Expansion oder Ausströmung.

Im folgenden ist die Expansionslinie (Isotherme) stets als durch den Anfangspunkt E der Expansion gelegt, angenommen (Abb. 16).

Es ist: $p_{mw} = \beta \cdot p_{mr}$.

Für den Entwurf ist es vorzuziehen, den Wert von β nach ausgeführten ähnlichen Maschinen zu wählen. In Ermanglung weiterer Anhaltspunkte kann β aus Zahlentafel Nr. 22 entnommen werden.

Zahlentafel Nr. 22.

Werte des Völligkeitsgrades β .

	N_i PS.	n	p_a kg/qcm	ε_g	β		Mittelwerte aus
					mit Berücksichtigung der schädlichen Räume	ohne Berücksichtigung der schädlichen Räume	
Einfach - Expansionsmaschinen	10—50	200—350	8—12	0,650—0,850	0,60—0,75	0,75—0,85	5 Maschinen
	100—150	40—65	3—4	0,600—0,700	0,57—0,68	0,70—0,80	
Zweifach-Expansionsmaschinen	30—75	100—300	7—10	0,120—0,200	0,55—0,70	0,70—0,85	9 Maschinen
	75—350	75—120	6—8	0,120—0,200	0,58—0,70	0,70—0,80	8 „
Dreifach - Expansionsmaschinen	1000—2000	250—400	12—17	0,130—0,150	0,52—0,54	0,67—0,70	13 Maschinen
	2000—8000	120—200	12—16	0,125—0,135	0,50—0,54	0,65—0,75	9 „
	4000—7000	100—125	12—15	0,100—0,120	0,50—0,54	0,65—0,75	10 „
	1500—2000	70—90	12—16	0,085—0,100	0,53—0,57	0,66—0,70	16 „
Vierfach-Expansionsmaschinen	2000—10000	75—120	15—18	0,075—0,100	0,53—0,55	0,65—0,70	11 „

Bei besonders hoher Kompression sind die Werte von β um 5—8% geringer anzunehmen.

Für Ueberschlagsrechnungen läßt sich annehmen:

	p_a	p_{mw}
Dreifach-Expansionsmaschinen:		
Handeldampfer	10—15 kg/qcm	2,2—2,6 kg/qcm
Kriegsschiffe	12—15 „	2,4—2,8 „
Vierfach-Expansionsmaschinen	14—16 „	2,8—3,1 „

Zeigt β einen anormal großen Wert, so liegt der Grund dafür meist darin, daß die schädlichen Räume im Vergleich mit dem Gesamtfüllungsvolumen sehr groß sind, wodurch die Expansionskurve sehr hoch liegt, so daß die Diagrammfläche bedeutend zunimmt.

Eine Steigerung des mittleren Drucks p_{mw} bei neu zu erbauenden Maschinen hat naturgemäß eine Gewichtsvermehrung der festen und beweglichen Teile zur Folge, wenn nicht eine Verminderung der Zylinderabmessungen durch eine Erhöhung der Umdrehungszahlen bzw. der Kolbengeschwindigkeit erfolgt.

Für die üblichen Steuerungen läßt sich p_{mw} noch auf 0,55 p_{mw} bis 0,6 p_{mw} vermindern, wobei die Maschinenleistung auf 0,40 bis 0,45 der größten Leistung sinken kann, besonders wenn die Drosselklappe zu Hilfe genommen wird. Für Maschinenleistungen, die kleiner sind, als diejenigen, die sich noch durch Verminderung der Füllung durch die Kulisserreichen lassen, ist es wirtschaftlicher den hochgespannten Kesseldampf zu drosseln, als den Kesseldruck zu vermindern.

Für Schiffsmaschinen ist annähernd:

$$\frac{n^2}{p_{mw}} = \text{Konstante.} \quad (85)$$

Zahlentafel Nr. 23.

Größe des mittleren Drucks für verschiedene Leistungen.

	Leistung in PS.				p_k kg/qem	n	Mittlerer Druck p_{mw}			
	Hochdruck	1. Mitteldruck	2. Mitteldruck	Niederdruck			Hochdruck	1. Mitteldruck	2. Mitteldruck	Niederdruck
<i>Yacht Waconta</i>	36,5 109,0 228,0 318,0 357,0 276,0	27,20 81,19 214,00 337,00 389,00 530,00	— — — — — —	19,2 51,3 143,0 252,0 290,0 431,0	10,90 10,90 10,90 10,40 10,90 10,90	48,0 76,0 103,0 120,0 125,0 131,5	1,370 2,620 4,000 4,820 5,210 3,820	0,420 0,800 1,550 2,110 2,340 3,040	— — — — — —	0,130 0,196 0,430 0,617 0,676 0,955
<i>Gr. Kurfürst</i> , Fracht u. Passagiere	725,0	625,0	—	740,0	13,00	75,0	6,175	2,018	—	0,846
<i>Good Hope</i> , Panzerkreuzer	975,0 3780,0 4750,0	1112,0 4034,0 5360,0	— — —	900,0 3580,0 5650,0	16,80 18,80 19,50	71,0 110,0 125,0	2,880 6,700 7,470	1,450 2,760 3,300	— — —	0,356 0,865 1,710
<i>Ariadne</i> , Panzerkreuzer	Zusammen		3758,00	14,20	70,3	1,340	1,240	—	0,537	
	"		14046,00	15,90	109,1	6,020	2,320	—	1,170	
	"		19156,00	16,90	118,9	7,300	2,880	—	1,530	
<i>Cumberland</i> , Panzerkreuzer	830,0 2912,0 3496,0	821,0 2483,0 3587,0	— — —	810,0 2875,0 4323,0	16,85 19,20 20,80	88,5 132,0 143,5	5,860 6,650 7,300	1,090 2,040 2,820	— — —	0,394 0,914 1,335
<i>Habsburg</i> , Kreuzer	2012,0	2194,0	—	3685,0	17,50	144,0	7,530	3,020	—	1,890
<i>Kaiser Karl VI.</i> , Kreuzer	1923,0	2222,0	—	2880,0	12,50	131,0	5,470	2,600	—	1,400
<i>Bremus</i> , Panzerschiff	1649,0	2458,0	—	2672,0	11,90	92,4	3,630	2,580	—	1,030
<i>Kearsarge</i> , Kreuzer	435,6 376,0 1764,0	502,6 459,0 1880,0	— — —	347,0 448,0 1727,0	13,80 13,80 11,90	80,5 80,0 110,0	6,300 5,470 5,400	2,740 2,520 2,460	— — —	0,617 1,040 0,960
<i>Kasumi</i> , Torpedobootszerstörer ..	1072,0	1000,0	—	1034,0	—	399,7	6,400	2,500	—	1,100
<i>Amur</i> , Frachtdampfer	312,0	284,0	—	352,0	12,00	77,0	4,660	1,467	—	0,750
<i>Argonaut</i> , Kreuzer 1. Kl.	Zusammen		3756,00	15,85	74,6	2,500	0,750	—	0,500	
	"		13815,00	—	116,0	6,000	1,850	—	1,190	
	2870,0	2460,0	—	3920,0	—	128,4	7,160	2,290	—	1,400
<i>Swordfish</i> , Torpedobootszerstörer .	670,0	767,0	—	850,0	14,26	400,0	4,650	2,630	—	1,350
<i>Louisiana</i> , Frachtdampfer	609,0	688,0	628	660,0	15,00	69,0	5,300	2,850	1,22	0,600
<i>Victoria Luise</i> , Yacht	424,0	502,0	570	502,0	15,00	123,0	4,820	2,610	1,440	0,740
<i>Prinz Adalbert</i> , Fracht u. Passagiere	274,0	356,0	365	377,0	15,00	77,0	4,500	2,700	1,340	0,657
<i>Umbria</i> , Fracht u. Passagiere	885,0	877,0	1309	1243,0	14,60	89,0	4,770	2,250	1,620	0,750
<i>Perry</i> , Torpedojäger	1359,5	1365,5	—	1851,8	18,30	372,0	7,153	2,910	—	1,396
<i>Preble</i> , "	1146,0	1047,0	—	1429,0	18,27	333,0	6,643	2,460	—	1,188
<i>Paul Jones</i> , "	1120,0	1204,0	—	1534,0	18,27	337,0	6,500	2,830	—	1,274

6. Füllung, Gesamtexpansion und Endvolumen.

a) Für normale Füllungen im Hochdruckzylinder:

$$\varepsilon_h = 0,60-0,70$$

läßt sich der Gesamtfüllungsgrad ε_g , wenn p_k den Kesselüberdruck bezeichnet, ermitteln aus:

$$\varepsilon_g = \frac{\alpha}{p_k + 2}. \quad (86)$$

Hierin ist zu setzen für:

Handelsschiffe	$\alpha = \sim 1,37-1,41,$
Panzerschiffe	$\alpha = \sim 1,60-1,90,$
Kreuzer	$\alpha = 1,70-2,00,$
Torpedoboote und Torpedojäger	$\alpha = 2,00-2,90.$

Für die einzelnen Zylinder läßt sich im Mittel annehmen:

$$\varepsilon_h = 60-70\%, \quad \varepsilon_m = 50-70\%, \quad \varepsilon_n = 50-65\%.$$

b) Da das Endvolumen durch die Größe des Volumens des Niederdruckzylinders bestimmt ist, so läßt sich der Expansionsgrad $\frac{1}{\varepsilon_g}$ für jede Maschine nicht unter einen bestimmten Grenzwert treiben, dessen Größe im äußersten Fall den Ausströmungsdruck im Niederdruckzylinder nicht überschreiten kann. Bei geringerem Endvolumen, also größerem p_{mv} , findet eine geringere Ausnutzung des Dampfes statt und da andererseits die Dampfverluste sich bei einer Maschinenanlage wenig ändern, so würde bei zu weit getriebener Gesamtexpansion der Dampfverlust verglichen mit dem Dampfverbrauch zunehmen. Durch die gebräuchlichen Steuerungen läßt sich die Gesamtfüllung noch fast auf die Hälfte vermindern.

α) Für Kriegsschiffe, die in der Regel nur mit der Hälfte ihrer größten Leistung fahren, muß sich bei dieser Marschgeschwindigkeit, also mit verkleinerter Maschinenleistung noch ein wirtschaftlicher Betrieb erreichen lassen, bei der größten Leistung ist daher ein geringes Endvolumen für 1 PS. und ein hoher wirklicher mittlerer Druck anzustreben, $\frac{1}{\varepsilon_g} =$ höchstens 10.

β) Bei Handelsschiffsmaschinen muß der größten Leistung auch die größte Wirtschaftlichkeit entsprechen, daher muß ein großes Endvolumen und ein kleiner Wert des wirklichen mittleren Drucks erreicht werden, daher häufig:

$$\frac{1}{\varepsilon_g} = 12-15.$$

Kleinere Füllungsänderungen von 12—18% lassen sich durch die Steuerung erzielen, indem die Angriffspunkte der Kulissenhängestangen im Umsteuerungshebel verstellbar gemacht werden.

γ) Den Einfluß der Füllungsänderung in den einzelnen Zylindern zeigt folgende Zusammenstellung:

ε	Mitteldruckzylinder		Niederdruckzylinder	
	fällt	steigt	fällt	steigt
p_c	steigt im Hochdruckzylinder	fällt im Hochdruckzylinder	steigt im Mitteldruckzylinder	fällt im Mitteldruckzylinder
N_i	fällt im Hochdruckzylinder	steigt im Hochdruckzylinder fällt im Mitteldruckzylinder	fällt im Mitteldruckzylinder steigt im Niederdruckzylinder	steigt im Mitteldruckzylinder

c) Der Anfangsdruck p_a und der Enddruck p_e können in den einzelnen Zylindern einer Dreifach-Expansionsmaschine bei einer Füllung im Hochdruckzylinder von $\varepsilon_h = \sim 0,70$ nach Zahlentafel 24 angenommen werden:

Zahlentafel Nr. 24.

Anfangs- und Enddrucke.

Hochdruckzylinder absolut		Mitteldruckzylinder absolut		Niederdruckzylinder absolut	
p_{ah}	p_{eh}	p_{am}	p_{em}	p_{an}	p_{en}
10—13	$0,5 \cdot p_{ah}$ bis $0,6 \cdot p_{ah}$	$0,4 \cdot p_{ah}$ bis $0,5 \cdot p_{ah}$	$0,15 \cdot p_{ah}$ bis $0,18 \cdot p_{ah}$	$0,14 \cdot p_{ah}$ bis $0,17 \cdot p_{ah}$	$0,08 \cdot p_{ah}$ bis $0,01 \cdot p_{ah}$

Zahlentafel Nr. 25.

Druck- und Füllungsverhältnisse für verschiedene Leistungen.

	Bruchteil der größten Leistung									
	I					II		III		
	$1/5$	$1/5$	$1/2$	$5/6$	$1/1$	$7/8$	$1/1$	$3/4$	$9/10$	$1/1$
Maschinenleistung N_i	1000,00	1000,00	3100,00	4100,00	5000,00	5200,00	6000,00	9000,00	11 000,00	13 000,00
Umdrehungszahl n	67,25	64,42	82,91	136,00	145,00	97,16	102,00	102,70	109,00	114,50
Kesseldruck p_k	10,55	10,48	9,77	14,60	15,80	10,55	10,70	15,66	15,80	17,60
Einströmungsdruck p_a	10,33	10,48	9,56	11,40	12,65	10,40	10,33	14,00	13,78	14,55
Einströmungsdruck p_{ah}	9,30	9,85	9,56	10,26	10,26	10,40	10,34	13,50	13,36	14,41
Druckabfall:										
Bei Beginn des Hubes kg/qcm	0,00	0,91	1,26	0,28	0,49	0,35	0,42	2,32	1,97	0,28
In Mitte der Füllung kg/qcm	1,75	1,97	2,81	1,27	0,98	1,41	1,62	3,73	3,66	2,39
Mittlerer Druck (absolut):										
Füllung Hochdruckzylinder	0,42	0,28	0,56	0,77	0,72	0,64	0,71	0,60	0,69	0,74
Hochdruckzylinder	2,70	2,16	2,30	3,78	4,67	3,39	3,80	5,22	5,63	6,70
Mitteldruckzylinder	0,81	0,96	1,36	1,99	2,14	1,76	1,97	2,03	2,25	2,85
Niederdruckzylinder	0,39	0,45	0,61	0,85	0,94	0,92	1,00	1,08	1,29	1,23
Reduziert auf Niederdruck- zylinder	1,19	1,26	1,67	2,50	2,81	1,00	2,70	2,88	3,28	3,60

7. Kolbengeschwindigkeit, Hub, Umdrehungszahl.

a) Die üblichen Verhältnisse sind aus Zahlentafel Nr. 26 zu ersehen.

Zahlentafel Nr. 26.

Kolbengeschwindigkeit, Hub, Umdrehungszahl.

	N_i bei Zwei- und Dreischraubendampfern für eine Maschine	Mittlere Kolbenge- schwindigkeit, $c_m = \frac{H \cdot n}{30}$ m	Hub, H m	Umdrehungs- zahl, minütlich n
Handelsschiffe:				
Schnelldampfer	4000—10 000	3,60—5,00	1,50—1,90	75—95
Postdampfer für Fracht und Passagiere	1500—7000	3,00—4,50	1,20—1,60	70—90
Große Frachtdampfer...	1000—4000	3,30—4,00	0,95—1,50	70—90
Kleinere Frachtdampfer .	300—800	2,60—3,80	0,50—0,95	65—95
Schnelle Postdampfer für kurze Reisen (Kanal- dampfer)	2000—3500	3,50—5,80	0,69—0,92	140—200
Fischdampfer	300—500	2,00—3,50	0,35—0,65	120—140
Kleine Passagierdampfer.	100—200	2,00—3,50	0,275—0,50	120—220
Kriegsschiffe:				
Panzerschiffe	2000—8000	3,50—4,50	1,00—1,30	90—125
Panzerkreuzer	3000—10000	3,50—4,50	0,95—1,20	100—140
Kleinere Kreuzer	1500—5000	3,50—5,00	0,80—1,00	120—220
Torpedojäger	1500—2500	4,50—7,00	0,40—0,55	300—400
Torpedoboote	1000—2000	4,20—6,50	0,30—0,40	300—550

b) Der Hub H beeinflusst die Größe der schädlichen Räume insofern, als diese mit Verkleinerung des Hubes, also des Zylinderinhaltes, im Vergleich mit dem Zylinderinhalt zunehmen. Auch der Nutzeffekt der Maschine wird durch einen zu kleinen Hub vermindert. Unter allen Umständen ist der Hub so groß zu wählen, als es die zur Verfügung stehenden Höhenverhältnisse irgend zulassen.

a) Vielfach ist es üblich, den Kolbenhub auf die mittlere Kolbengeschwindigkeit c_m zu beziehen und zu setzen:

$$c_m = \sim m \cdot \sqrt[3]{H} \quad (87)$$

$$H = \sim \left(\frac{c_m}{m}\right)^3. \quad (87a)$$

Hier ist anzunehmen für:

Frachtdampfer	$m = \sim 2,4 - 3,2$
Post- und Schnelldampfer	$m = \sim 3,2 - 4,0$
Panzerschiffe und Kreuzer	$m = \sim 3,8 - 4,6$
Torpedoboote und Torpedojäger ...	$m = 7,0 - 8,0.$

β) Die üblichen Verhältnisse zwischen dem Hub H und dem Durchmesser D_n des Niederdruckzylinders zeigt folgende Zusammenstellung:

Bei zwei vorhandenen Niederdruckzylindern ist $D_n \cdot \sqrt{2}$ statt D_n gesetzt.

Frachtdampfer	$H = 0,64 \cdot D_n$ bis $0,80 \cdot D_n$
Fracht- und Passagierdampfer...	$H = 0,67 \cdot D_n$ „ $0,83 \cdot D_n$
Schnelldampfer	$H = 0,46 \cdot D_n$ „ $0,59 \cdot D_n$
Panzerschiffe und Kreuzer	$H = 0,26 \cdot D_n$ „ $0,56 \cdot D_n$
Torpedoboote und Torpedojäger .	$H = 0,20 \cdot D_n$ „ $0,80 \cdot D_n$

γ) Bezeichnet H_o die ganze innere Länge des Zylinders, so beträgt bei neueren Ausführungen:

$$\begin{aligned} H &= 0,78 \cdot H_o \text{ bis } 0,87 \cdot H_o \\ \text{im Mittel } H &= \sim 0,82 \cdot H_o. \end{aligned} \quad (88)$$

Auf Kriegsschiffen, bei denen die zur Verfügung stehende Höhe A des Maschinenraumes in der Regel sehr beschränkt ist, kann der ausführbare Kolbenhub annähernd zu:

$$H = \sim 0,15 \cdot A \text{ bis } 0,17 \cdot A \quad (89)$$

angenommen werden.

c) Die minutliche Umdrehungszahl n , vergl. Zahlentafel Nr. 26, ergibt sich nach Festlegung des Kolbenhubes H aus der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m :

$$n = 30 \cdot \frac{c_m}{H}. \quad (90)$$

Hohe Umdrehungszahlen sind die Grundbedingung für geringes Gewicht der Maschinen, wenn gleichzeitig eine Steigerung der Maschinenleistung beabsichtigt wird. Außerdem läßt sich durch Erhöhung von n der Gleichförmigkeitsgrad des Maschinendrehmomentes verbessern, sowie die Beanspruchung der arbeitenden Teile vermindern, andererseits aber steigern sich in der Regel die Schiffsschwingungen.

α) Frahm*) hat zuerst experimentell nachgewiesen, welche Beanspruchungen in den Wellenleitungen auftreten können, wenn die normale Umdrehungszahl n der Maschine mit der Eigenschwingungszahl n_e der Welle zusammenfällt oder ihr sehr nahe liegt.

Unter Eigenschwingungszahl der Welle ist diejenige Schwingungszahl zu verstehen, welche die Wellenmasse unter der Einwirkung einer äußeren verdrehenden Kraft ausführen würde, wenn keine dämpfenden Einflüsse vorhanden sind.

Bezeichnet:

R den Kurbelradius in cm,

G den Modul der Schubelastizität, kg/cm^2 ,

J_p das polare Trägheitsmoment des Wellenquerschnitts in cm^4 ,

L_r in cm die reduzierte Wellenlänge, d. h. die Länge einer Wellenleitung von überall gleichem Durchmesser, welche der wirklichen, aus einzelnen Stücken von verschiedenen Durchmessern bestehenden, Wellenleitung elastisch gleichwertig ist,

M_p die auf den Kurbelkreis reduzierte Masse des Propellers,

M_m die auf den Kurbelkreis reduzierte Masse der Maschine,

so ist die Eigenschwingungszahl n_e bestimmt durch:

$$n_e = \frac{30}{\pi \cdot R} \cdot \sqrt{\frac{G \cdot J_p \cdot (M_p + M_m)}{L_r \cdot M_p \cdot M_m}}. \quad (91)$$

Macht die Maschine n minutliche Umdrehungen, so kommen

$$\frac{n_e}{n}$$

Torsionsschwingungen der Welle auf eine Umdrehung, die sich der äußeren Beobachtung völlig entziehen. Durch diese Torsionsschwingungen wird die Welle $n_e : n$ mal während einer Umdrehung um einen Betrag beansprucht, der die mittlere übertragene Drehkraft weit übersteigt, wobei die Beanspruchungen

*) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Bd. 36, Nr. 22 und 24.

$n_e : n$ mal ihr Vorzeichen wechseln, weil die Welle ebenso oft aus der positiven Verdrehung durch den spannungslosen Zustand in eine entgegengesetzt gerichtete Verdrehung übergeht.

Die Umdrehungszahlen $n_e \cdot (n : n_e) = n_k$

heißen kritische Umdrehungszahlen

erster, zweiter, dritter, vierter Ordnung
wenn $n_e : n =$ 1 2 3 4

Die Umdrehungszahlen n , die in der Nähe derartiger kritischer Umdrehungszahlen n_k liegen, müssen demnach vermieden werden, was sich durch eine Aenderung der Eigenschwingungszahlen, also eine Aenderung des Wellendurchmessers erreichen läßt.

Schon durch Aenderung der Schraubensteigung läßt sich häufig n aus dem Bereiche der nächstliegenden kritischen Umdrehungszahl entfernen, was jedoch aus anderen Gründen nicht immer möglich ist. Da, wie schon erwähnt, die Beanspruchungen durch Torsionsschwingungen der Welle, schon in der Nähe der kritischen Umlaufszahlen hohe Werte erreichen, so empfiehlt es sich bei der Festlegung der minutlichen Umdrehungszahl n , etwa 8 bis 10 Umdrehungen von der nächstliegenden kritischen Umlaufszahl n entfernt zu bleiben.

Beispiel. Für eine Vierfach-Expansionsmaschine von $N_i = 3850$ PS. beträgt die nach Gleichung (91) berechnete Eigenschwingungszahl n_e der reduzierten Wellenleitung:

$$n_e = 200,$$

die minutliche Umdrehungszahl der Maschine betrug:

$$n = 72,$$

demnach sind:

$$\frac{200}{1} = 200, \quad \frac{200}{2} = 100, \quad \frac{200}{3} = 66,66, \quad \frac{200}{4} = 50$$

kritische Umdrehungszahlen erster, zweiter, dritter, vierter Ordnung

Die minutliche Umdrehungszahl $n = 72$ liegt demnach um sechs Umdrehungen von der kritischen Umlaufszahl dritter Ordnung entfernt.

β) Zur Ermittlung der Umdrehungszahl n , der bei einer verminderten Maschinenleistung N_n PS. die Schiffsgeschwindigkeit v_n Seemeilen entspricht, wenn die entsprechenden Höchstleistungen, n , N_i und v_k betragen, läßt sich folgende, von Afonassieff aufgestellte Gleichung verwenden:

$$n_n = n \cdot \left[\frac{v_n}{v_k} \right]^{1,11}. \quad (92)$$

Zahlentafel Nr. 27 zeigt den Vergleich der Werte von n_n nach den Ergebnissen von Probefahrten und nach Gleichung (92) für einige neuere Schiffe.

Zahlentafel Nr. 27.

Werte der Umdrehungszahlen bei verschiedener Leistung.

	N_i	v_k bzw. v_n	n_n	
			Probefahrt	berechnet nach Gleichung 92
Kleiner Kreuzer <i>Frauenlob</i>	8 594	21,02	159,5	—
	5 746	19,22	141,7	142,0
	3 576	16,68	121,3	120,0
	1 259	11,80	83,9	82,0

	N_i	v_k bzw. v_n	Probefahrt	n_n
				berechnet nach Gleichung 92
Panzerkreuzer <i>Monmouth</i>	22 185	22,80	139,0	—
	16 320	21,40	127,8	126,0
	11 066	19,00	113,3	113,0
	7 800	16,90	101,3	99,5
	3 585	13,10	77,8	75,2
	1 750	10,10	60,2	57,0
Panzerkreuzer <i>Essex</i>	22 219	22,80	140,7	—
	16 132	19,28	121,2	117,0
	4 658	13,80	81,7	81,0
Panzerkreuzer <i>King Alfred</i>	31 156	23,50	120,2	—
	21 450	21,60	104,9	108,0
	6 743	15,20	72,3	73,5
Torpedoboot	3 576	27,75	393,0	—
	3 114	25,57	362,0	354,0
	2 582	24,04	337,0	335,0
	1 595	20,08	292,0	275,0
Dampfyacht <i>Wacouta</i>	1 237	13,50	131,5	—
	1 036	12,90	125,0	126,0
	907	11,85	120,0	118,0
	485	9,95	103,0	96,0
	241	7,10	76,0	66,0
	83	4,54	48,0	40,0

8. Die schädlichen Räume. *)

a) Die Größe der schädlichen Räume schwankt bei Schiffsmaschinen je nach der Art der verwendeten Schieber und der Zahl der Umdrehungen.

Bei Verwendung von Kolbenschiebern sind sie in der Regel größer als bei Flachschiebern, schnell laufende Maschinen haben in der Regel größere schädliche Räume als langsamer laufende.

Die schädlichen Räume sind meist auf beiden Zylinderseiten verschieden.

Zahlentafel Nr. 28.

Größe der schädlichen Räume.

	Hochdruckzylinder		Mitteldruckzylinder		Niederdruckzylinder	
	Flach- schieber	Kolben- schieber	Flach- schieber	Kolben- schieber	Flach- schieber	Kolben- schieber
Kriegsschiffe	10—16 %	15—20 %	8—15 %	15—30 %	10—15 %	15—25 %
Handelsschiffe	10—16 %	12—25 %	10—20 %	15—30 %	8—12 %	18—35 %

Die kleineren Werte gelten für langsamer laufende Maschinen.

*) Vgl. Ausführliches über den Einfluß der schädlichen Räume, Bertin-Wilda, Der Schiffsmaschinenbau, S. 54 ff., Gebrüder Jänecke, Hannover 1901.

Für einige ausgeführte neuere Maschinen gibt Zahlentafel Nr. 29 die Größe der schädlichen Räume wieder.

Zahlentafel Nr. 29.

Schädliche Räume für einige neuere Maschinen.

	Hochdruckzylinder		Mitteldruckzylinder		Niederdruckzylinder	
	Flach- schieber	Kolben- schieber	Flach- schieber	Kolben- schieber	Flach- schieber	Kolben- schieber
<i>Brennus</i> , Panzerschiff	—	10,0 %	—	9,0 %	9 %	—
<i>Jeanne d'Arc</i> , Kreuzer	—	16,0 %	—	18,0 %	13 %	—
<i>Powerful</i> , Kreuzer	—	22,0 %	18 %	—	16 %	—
<i>Habsburg</i> , Kreuzer	—	48,0 %	—	40,0 %	17 %	—
<i>Fürst Bismarck</i> , Schnelldampfer	—	15,0 %	13 %	—	13 %	—
<i>Bayern</i> , Postdampfer	—	11,0 %	—	10,0 %	—	12 %
<i>Umbria</i> , Postdampfer	—	23,0 %	18 %	12,7 %	11 %	—
<i>Karlsruhe</i> , Frachtdampfer	—	11,0 %	7 %	—	6 %	—
<i>Virginia</i> , Frachtdampfer	—	14,4 %	—	10,3 %	6 %	—
			1. Mitteldr.	2. Mitteldr.		

b) Die Ermittlung der schädlichen Räume erfolgt entweder durch Ausfüllen mit Oel oder Wasser oder durch Ausmessen nach Zeichnung (Abb. 17).

Dabei zerlegt man vorteilhaft den ganzen schädlichen Raum auf einer Zylinderseite in vier Teile. Die Räume *a* und *b* (Raum *a* um den Kolben- bzw. Flachschieber und Kanal *b*) lassen sich leicht durch Planimetrieren ermitteln, wobei etwa vorhandene Rippen, Stehbolzen usw. in Abzug zu bringen sind. Der Raum *c* und der zwischen Kolben und Zylinderdeckel sind nach Ermittlung ihrer Schwerpunkte und Flächeninhalte durch die Guldinsche Regel (Flächeninhalt mal Weg des Schwerpunkts) zu ermitteln.

Das letztere Verfahren hat den Vorzug, daß sich die schädlichen Räume für beide Zylinderseiten getrennt ermitteln lassen.

c) Bei der Verwendung hoher Dampfspannungen und hoher Gesamtexpansion vermindert sich der nachteilige Einfluß der schädlichen Räume in um so höherem Grade, je mehr Expansionsstufen bei Mehrfach-Expansionsmaschinen vorhanden sind; durch gute Dampfverteilung, passend gewählte Kompression, läßt sich der nachteilige Einfluß der schädlichen Räume vermindern, da die wirkliche Gesamtfüllung in diesem Falle weniger von der theoretischen abweicht und die durch das Vorhandensein schädlicher Räume gegebene Begrenzung der Gesamtexpansion wesentlich günstiger gestaltet werden kann.

Unter allen Umständen sind die schädlichen Räume so klein wie möglich auszuführen.

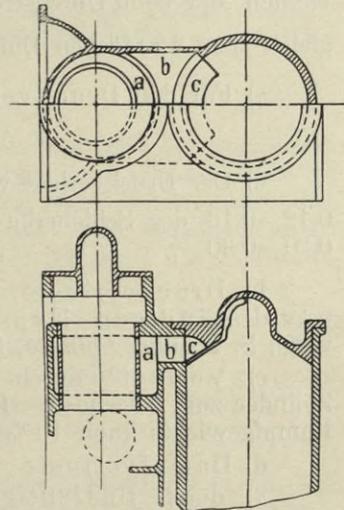
d) Spielraum *s* zwischen Kolben und Zylinderdeckel bzw. Boden. Passende Werte erhält man für den Spielraum zwischen:

$$\text{Kolben und Zylinderdeckel: } s = 0,005 \cdot D + 7 \text{ mm,}$$

$$\text{„ „ Zylinderboden: } s_1 = 0,007 \cdot D + 9 \text{ mm.}$$

(93)

Abb. 17.



Bestimmung der schädlichen Räume.

9. Zusammenstellung der auftretenden Verluste.

a) Druck- und Arbeitsverluste in der Dampfleitung und den Einströmungskanälen durch die Bewegungswiderstände des durchströmenden Dampfes.

α) Für gerade Rohre kann der Druckverlust Δp für den Druck p annähernd gesetzt werden, wenn l die Länge, d den Durchmesser, c die Geschwindigkeit des Dampfes in m bezeichnet:

$$\Delta p = 0,000\ 0008 \cdot p \cdot c^2 \cdot \frac{l}{d}, \quad (94)$$

oder wenn γ das Gewicht von 1 cbm Dampf in kg, G das Gewicht des in 1 Sekunde durch die gerade Leitung strömenden Dampfes in kg, l die Rohrlänge in m, d den Rohrdurchmesser in cm bedeutet:

$$\Delta p = \frac{0,25 \cdot G^2 \cdot l \cdot (d + 9,14)}{\gamma \cdot d^5}. \quad (94a)$$

β) Für den Druckverlust beim Durchgang durch ein ganz geöffnetes Ventil läßt sich annähernd setzen:

$$\Delta p_1 = \sim 0,000\ 002 \cdot c^2 \text{ kg/qcm.} \quad (95)$$

Für ein nur zur Hälfte geöffnetes Ventil ist:

$$\Delta p_1 = \sim 0,16 \cdot p. \quad (95a)$$

Die beim Durchgang durch ein voll geöffnetes Ventil auftretende Reibungsvergrößerung kann ungefähr gleich dem Reibungsbetrage gesetzt werden, der beim Durchströmen eines geraden Rohres auftritt, dessen Länge l gleich dem 120fachen Durchmesser ist, dividiert durch $\frac{d + 9,14}{d}$.

γ) Für den Druckverlust beim Durchströmen eines Krümmers:

$$\Delta p_2 = \sim 0,6 - 0,7 \cdot \Delta \cdot p_1. \quad (96)$$

δ) Der Druckverlust während der Einströmung beträgt etwa:

0,12—0,16 der Schieberkastenspannung bei langsamer laufenden Maschinen,
0,20—0,30 „ „ „ „ „ schnell „ „

b) Druckverluste, die von dem plötzlichen Druckabfall bei der unvollständigen Expansion in den einzelnen Zylindern auftreten, vergl. S. 28 und Abb. 14, S. 26.

c) Verluste durch Kondensation beim Ueberströmen von einem Zylinder zum folgenden. Die hierbei eintretende Abnahme des arbeitenden Dampfgewichts kann 10% bis 15% betragen.

d) Dampfverluste

α) durch Undichtigkeiten der Kolben, Schieber, Stopfbüchsen, an den Dichtungsstellen der Arbeitszylinder usw. fallen für gut beaufsichtigte Maschinen wenig ins Gewicht.

β) durch äußere Wärmestrahlung treten in den Zylindern, den Schieberkasten und den Rohrleitungen auf. Sie sind auf etwa 1% bis 1,5% zu veranschlagen.

γ) durch Kondensation des Dampfes an den Wandungen. Der dadurch entstehende Dampfverlust kann zu etwa 1,5% bis 3% des Dampfverbrauchs angenommen werden, wobei die kleineren Werte für schnell laufende Maschinen gelten.

10. Dampfmäntel. *)

Zweck: Verminderung der Kondensationsverluste in den Zylindern. Die Zuführung des Manteldampfes erfolgt in der Regel durch eine an die Hauptdampfleitung anschließende Zweigleitung. Damit der Mantel seinen Zweck erfüllen kann, muß die Temperatur des Heizdampfes mindestens so hoch sein als die des arbeitenden Dampfes, was für die Hochdruckzylinder selten ausführbar ist.

Kriegsschiffe, abgesehen solche, bei denen es auf große Leichtigkeit der Maschinen ankommt, erhalten häufig Mäntel an allen Zylindern, auf Handeldampfern erhält häufig bei angebauten Kondensatoren nur der Niederdruckzylinder einen Mantel, um die Wärmestrahlung nach dem Kondensator zu vermindern. Hier kann der Mantel einigen Wert haben, weil der Temperaturabfall im Niederdruckzylinder meist größer ist, als im Hoch- oder Mitteldruckzylinder.

Selbst bei solchen Maschinen, die Dampfmäntel besitzen, werden diese oft nur zum Anwärmen der Zylinder benutzt. Der Wert der Dampfmäntel nimmt mit dem Zylinderdurchmesser und höheren Kolbengeschwindigkeiten ab, ebenso mit der Verarbeitung feuchten Dampfes, wie ihn Wasserrohrkessel häufig liefern, da die im Zylinder sich ansammelnde mehr oder weniger große Wassermenge den günstigen Einfluß des Mantels völlig aufhebt.

Bei Dampfspannungen über 13 kg/qcm kann der Mantel ohne Nachteil fortgelassen werden, und das gilt im besonderen Maße für Kriegsschiffe, die mit höheren Kolbengeschwindigkeiten arbeiten als Handeldampfer und solche Maschinen die große Füllung besitzen, wie z. B. Torpedoboote.

Bei gut geschmierten Zylindern vermindern sich erfahrungsgemäß die Kondensationsverluste in den Zylindern, so daß sich die Verwendung des Mantels ohne Nachteil ganz vermeiden läßt. Der in der Regel geringe Dampfverbrauch auf Probefahrten, auf denen sehr reichliche Zylinderschmierung stattfindet, beweist das.

11. Dampfverbrauch.

a) Eine genaue Ermittlung des Dampfverbrauchs ist nur durch direkte Messung der verbrauchten Speisewassermenge zu erreichen, was an Bord nur mit Schwierigkeit zu ermöglichen ist und sehr selten ausgeführt wird. Die Speisewassermenge beträgt etwa, einschl. aller Hilfsmaschinen: für Drei- und Vierfach-Expansionsmaschinen 6,8—7,8 kg für 1 PS. stündlich, für Zweifach-Expansionsmaschinen..... 8,5—9,2 „ „ 1 „ „

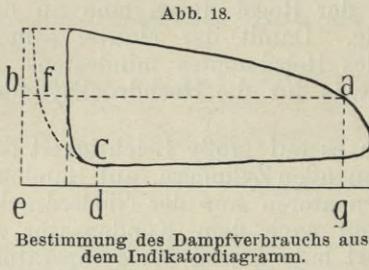
b) Der aus dem Indikator diagramm zu ermittelnde Dampfverbrauch ist stets geringer als der wirkliche, weil die Dampfverluste, von Kondensation usw. herrührend, nicht zur Erscheinung kommen und auch die genauere Bestimmung der in den schädlichen Räumen eingeschlossenen Dampfmenge, die bei jedem Hube mitexpandiert und komprimiert wird, nur sehr ungenau zu ermitteln ist.

Eine Bestimmung des Dampfverbrauchs aus dem Indikator diagramm hat daher nur insofern Bedeutung, wenn es sich um den Vergleich ähnlicher Maschinen handelt oder wenn ein Vergleich für ein und dieselbe Maschine bei verschiedenen Gangarten herbeigeführt werden soll.

Zu diesem Zwecke wählt man im Diagramm (Abb. 18) einen Punkt a , am Ende der Expansionslinie, direkt vor Beginn der Vorausströmung. Das gesamte im Zylinder vorhandene Dampf volumen ist dann $a b$. Ist c ein Punkt

*) Ausführlich darüber, vergl. Bertin-Wilda, Der Schiffsmaschinenbau, S. 80 ff., Gebrüder Jänecke, Hannover, 1901.

am Ende der Ausströmung, gerade vor Beginn der Kompression, so stellt $d e$ annähernd das Volumen des im Zylinder verbleibenden Dampfes dar, das vom Volumen $a b$ in Abzug zu bringen ist, um das Dampfvolumen für einen Hub zu erhalten.



Um diese Dampfmenge vergleichbar zu machen, zeichne man die durch c gehende Sättigungskurve bzw. Kompressionskurve, die $a b$ in f schneidet, so daß $b f$ das Volumen des komprimierten Dampfes unter dem Druck am Ende der Expansion darstellt, $a f$ stellt dann das Volumen des bei jedem Hube im Zylinder arbeitenden Dampfes dar.

c) Angenähert läßt sich, wenn T_a die absolute Temperatur des einströmenden, T_e diejenige des ausströmenden Dampfes bedeutet, der Dampfverbrauch D_w ermitteln aus:

$$D_w = 2,01 \text{ bis } 2,06 \frac{T_a}{T_a - T_e} \text{ kg.} \quad (97)$$

d) Der stündliche Dampfverbrauch kann angenommen werden für
 Zweifach-Expansionsmaschinen..... 7,5—8,5 kg für 1 PS. } ohne Hilfs-
 Drei- und Vierfach-Expansionsmaschinen 6,0—7,0 „ „ 1 „ } maschinen.
 Unter Einschluß des Dampfverbrauchs der Hilfsmaschinen und Heizung sind obige Zahlen um $\sim 0,5$ kg für 1 PS. zu vergrößern.

Zahlentafel Nr. 30.

Dampfverbrauch.

Dampfverbrauch einiger neuerer Maschinen (nur die Hauptmaschinen).

	PS.	Dampfdruck im Hochdruck- zylinder Ueberdruck	Füllung	D_w für 1 PS. stündlich		
Postdampfer Saxonia ...	9 100	13,50	0,680	6,18 kg	Vierfach-Expansionsmaschinen	
„ Umbria ...	8 100	9,56	0,750	7,52 „	Dreifach- „	
Kreuzer Minerva.....	10 000	15,46	0,720	7,35 „	„ „	
„ Hyacinth.....	3 818	11,88	0,285	7,25 „	„ „	
		3 228	9,98	0,405	7,46 „	„ „
		3 897	5,34	0,650	7,85 „	„ „
„ Argonaut.....	3 917	4,78	0,730	7,90 „	„ „	
		4 300	14,50	0,644	6,12 „	„ „

e) Der Dampfverbrauch für Hilfsmaschinen und Heizung kann auf modernen Schiffen mit Dreifach- und Vierfach-Expansionsmaschinen zu etwa 6—7% des gesamten Dampfverbrauchs veranschlagt werden.

Vierter Abschnitt.

Ermittlung der Zylinderabmessungen.

1. Verhältnisse der Zylinderinhalte.

Zahlentafel 31.

Zylinderverhältnisse.

Für die anzunehmenden Zylinderabmessungen können folgende Verhältnisse für die Zylinderinhalte als Anhalt dienen:

	Hochdruck- zylinder	1. Mitteldruck- zylinder	2. Mitteldruck- zylinder	Niederdruck- zylinder
Vierfach-Expansionsmaschinen	1	2,00	4,00	8,00
bis...	1	2,20	4,73	9,82
20 neuere Maschinen ergaben im Durchschnitt	1	1,98	4,40	10,25
Dreifach-Expansionsmaschinen				
Schnelldampfer	1	2,19	—	6,85
bis...	1	3,00	—	7,00
Fracht- und Passagierdampfer...	1	2,00	—	6,40
bis...	1	2,91	—	7,92
Frachtdampfer	1	2,25	—	6,60
bis ..	1	2,94	—	8,60
Panzerschiffe	1	1,99	—	4,75
bis...	1	2,65	—	7,10
Kreuzer	1	2,12	—	4,80
bis...	1	2,74	—	7,75
Torpedoboote und Torpedojäger	1	2,00	—	4,80
bis...	1	2,74	—	7,75
48 neuere Maschinen hatten im Durchschnitt	1	2,74	—	7,55
Zweifach-Expansionsmaschinen	1	—	—	3,20
bis...	1	—	—	4,50

2. Sind die **Durchmesser von Hoch- und Niederdruckzylinder** bekannt, so kann man die Durchmesser der Mitteldruckzylinder ermitteln, für:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Dreifach-Expansionsmaschine, aus: } D_m = \sim \sqrt{D_h^2 \cdot D_n} \\ \text{Vierfach-Expansionsmaschine, aus: } D_{m1} = 0,90 - 0,95 \cdot \sqrt[3]{D_h^2 \cdot D_n} \\ \text{und } D_{m2} = \sqrt[3]{D_h \cdot D_n^2}. \end{array} \right\} (98)$$

3. Aufnehmer.

a) Die Inhalte der als Aufnehmer dienenden Ueberströmröhre und Schieberkasten betragen etwa für:

	1. Mitteldruck- zylinder	2. Mitteldruck- zylinder	Niederdruck- zylinder
Zweifach-Expansionsmaschinen	—	—	$1,2 \cdot V_h - 1,6 \cdot V_h$
Dreifach-Expansionsmaschinen	$1,6 \cdot V_h - 4,0 \cdot V_h$	—	$1,4 \cdot V_h - 2,5 \cdot V_h$
Vierfach-Expansionsmaschinen	$1,5 \cdot V_h - 3,5 \cdot V_h$	$1,4 \cdot V_h - 3,8 \cdot V_h$	$1,6 \cdot V_h - 2,4 \cdot V_h$

- b) Einfluß der Aufnehmerinhalte auf die Arbeitsverteilung:
 eine Verkleinerung des Mitteldruckaufnehmers verkleinert die Arbeit im Hochdruckzylinder,
 eine Vergrößerung des Mitteldruckaufnehmers vergrößert die Arbeit im Hochdruckzylinder,
 eine Verkleinerung des Niederdruckaufnehmers verkleinert die Arbeit im Mitteldruckzylinder,
 eine Vergrößerung des Niederdruckaufnehmers vergrößert die Arbeit im Mitteldruckzylinder.

Unter allen Umständen genügen bei Dreifach- und Vierfach-Expansionsmaschinen die für die üblichen Geschwindigkeiten des Dampfes sich ergebenden Rohrquerschnitte und Schieberkasteninhalte für die Größe der Aufnehmer, die meist bedeutend kleineren Inhalt zu haben brauchen.

Bei Dreifach-Expansionsmaschinen mit führender Niederdruckkurbel könnten kleinere Aufnehmer vorhanden sein, als bei führender Hochdruckkurbel, weil zur Füllung von Mitteldruckzylinder und Niederdruckzylinder im ersteren Falle ein größeres Dampfvolumen erforderlich ist, als Hochdruckzylinder und Mitteldruckzylinder ausströmen lassen. Bei führender Hochdruckkurbel erhält man eine Kompression in den Aufnehmern, durch die sich der Anfangsdruck im Mitteldruckzylinder und Niederdruckzylinder so steigern kann, daß bei seiner Ueberwindung starke Beanspruchungen der Uebertragungsteile auf die Kurbeln auftreten können, wenn die Aufnehmeräume nicht genügend groß ausgeführt werden.

c) Als allgemeiner Gesichtspunkt ist festzuhalten, daß bei der Bemessung der Zylinderabmessungen und der Wahl der Füllungen in den einzelnen Zylindern möglichst gleiche Arbeitsleistung in den einzelnen Zylindern zu erstreben ist, wobei die Erreichung gleichförmiger Drehmomente sowie möglichst gleicher Temperaturabfall in den Zylindern zu berücksichtigen bleiben.

Eine Ausnahme bilden häufig Dreifach-Expansionsmaschinen mit 4 Kurbeln, bei denen man mit Rücksicht auf den Massenausgleich die geteilten Niederdruckzylinder vorne und hinten anordnet und ihnen dann eine geringere Leistung gibt, um geringere hin- und hergehende Gewichte zu erhalten.

4. Ermittlung der Zylinderabmessungen durch Rechnung.

Beispiel. Für einen Fracht- und Passagierdampfer und für einen Panzerkreuzer sind die Zylinderabmessungen zu ermitteln:

Fracht- und Passagierdampfer
mit einer Schraube.

Panzerkreuzer
mit zwei Schrauben.

Verlangt wird eine Vierfach-Expansionsmaschine.

Verlangt wird eine Dreifach-Expansionsmaschine mit vier Kurbeln, also geteiltem Niederdruckzylinder.

Gegeben: $v_k = 15$ Seemeilen,

Gegeben: $v_k = 19$ Seemeilen,

Maschinenleistung:

Maschinenleistung für eine Maschine:

$$N_i = 4300 \text{ PS.},$$

$$N_i = 7700 \text{ PS.},$$

$$c_m = \sim 4,0 \text{ m, } n = \sim 90,$$

$$c_m = \sim 5,0 \text{ m, } n = 160,$$

$$p_a = \sim 14,5 \text{ kg/qcm Ueberdruck,}$$

$$p_a = \sim 16 \text{ kg/qcm Ueberdruck,}$$

$$p_c = \sim 0,20 \text{ kg/qcm.}$$

$$p_c = \sim 0,20 \text{ kg/qcm.}$$

Mit Rücksicht auf das über den Expansionsgrad S. 37 und 39 Bemerkte sei angenommen:

$$\varepsilon_g = 0,075, \frac{1}{\varepsilon_g} = 13,2.$$

$$\varepsilon_g = 0,125, \frac{1}{\varepsilon_g} = 8.$$

Demnach wird der theoretische mittlere Druck:

$$p_{mr} = p_a \cdot \varepsilon_g \left[1 + \log \cdot \text{nat} \cdot \frac{1}{\varepsilon_g} \right] - p_c.$$

Nach Zahlentafel Nr. 16 wird:

$$p_{mr} = 15,5 \cdot 0,269 - 0,2 = 4,05 \text{ kg/qcm} \quad | \quad p_{mr} = 17 \cdot 0,384 - 0,2 = 6,32 \text{ kg/qcm}.$$

Ohne Berücksichtigung der noch unbekanntenen schädlichen Räume sei gewählt nach Zahlentafel Nr. 22:

$$\beta = 0,70 \quad | \quad \beta = 0,75,$$

demnach der wirkliche mittlere Druck reduziert auf den Niederdruckzylinder:

$$p_{mw} = 2,83 \text{ kg/qcm} \quad | \quad p_{mw} = 4,74 \text{ kg/qcm}.$$

Mit Rücksichtnahme auf die Größe der schädlichen Räume würde sich annähernd ergeben:

$$p_{mw} = 4,05 \cdot 0,55 = 2,23 \text{ kg/qcm} \quad | \quad p_{mw} = 6,32 \cdot 0,50 = 3,16 \text{ kg/qcm}.$$

Der Durchmesser des Niederdruckzylinders folgt aus:

$$D_n^2 \cdot \frac{\pi}{4} = \frac{75 \cdot N_i}{c_m \cdot p_{mw}}.$$

$$D_n^2 \cdot \frac{\pi}{4} = \frac{75 \cdot 4300}{4 \cdot 2,23} = 36155 \text{ qcm}, \quad | \quad 2 \cdot D_n^2 \cdot \frac{\pi}{4} = \frac{75 \cdot 7700}{6,5 \cdot 3,16} = 28100 \text{ qcm}.$$

$$D_n = \sim 2120 \text{ mm},$$

$$D_n = 1340 \text{ mm}.$$

Der Durchmesser des Hochdruckzylinders ergibt sich unter der Annahme:

$$\varepsilon_h = 0,65,$$

$$\varepsilon_h = 0,90 \text{ (für größte Leistung),}$$

$$D_h^2 = D_n^2 \cdot \frac{\varepsilon_g}{\varepsilon_h} = 5188 \text{ qcm},$$

$$D_h^2 = D_n^2 \cdot \frac{\varepsilon_g}{\varepsilon_h} = 4990 \text{ qcm},$$

$$D_h = \sim 740 \text{ mm}.$$

$$D_h = \sim 710 \text{ mm}.$$

Für die Bestimmung der Mitteldruckzylinders kann gesetzt werden:

$$D_{m1} = 0,9 \cdot \sqrt[3]{D_h^2 \cdot D_n} = \sim 1020 \text{ mm},$$

$$D_m = \sqrt{D_h \cdot D_n} = 1160 \text{ mm},$$

$$D_{m2} = \sqrt[3]{D_h \cdot D_n^2} = 1475 \text{ mm},$$

$$\text{worin: } D_n = 1340 \cdot \sqrt{2},$$

also:

$$D_h^2 : D_{m1}^2 : D_{m2}^2 : D_n^2 = 1 : 1,9 : 4 : 8,2.$$

$$D_h^2 : D_m^2 : D_n^2 = 1 : 2,67 : 7,12,$$

Der Hub H folgt aus:

$$H = 30 \cdot \frac{c_m}{n} = \frac{30 \cdot 4}{90} = 1330 \text{ mm}.$$

$$H = 30 \cdot \frac{c_m}{n} = \frac{30 \cdot 5}{160} = 940 \text{ mm}.$$

Bei außenliegenden Niederdruckzylindern werden diese meist so dimensioniert, daß jeder $\sim 0,5$ bis $0,66$ jedes der übrigen Zylinder der Leistung indiziert, demgemäß werden auch häufig die Gestänge leichter ausgeführt, vergl. Massenausgleich.

5. Für **Maschinen gleichen Typs**, d. h. solchen, die mit annähernd gleicher Kolbengeschwindigkeit und gleichem Kesseldruck arbeiten, verhalten sich die Leistungen wie die Quadrate der linearen Abmessungen, wenn die Beanspruchungen der einzelnen Teile dieselben bleiben sollen.

Für zwei Maschinen von den Leistungen N und N' , deren entsprechende Zylinderdurchmesser D_h, D_m, D_n und D'_h, D'_m, D'_n sind, gilt unter obiger Voraussetzung:

$$D^2 : D'^2 = N : N'. \quad (99)$$

$$D' = D \cdot \sqrt{\frac{N'}{N}}.$$

Diese einfache Beziehung gestattet die schnelle Uebersicht über die Größe der Zylinderdurchmesser einer neu zu erbauenden Maschine, wenn eine Maschine gleichen Typs vorhanden ist.

Beispiel. Die Zylinderdurchmesser einer Maschine von $N' = 4500$ PS seien zu ermitteln, wobei eine Maschine gleichen Typs von $N = 3800$ PS folgende Hauptmaße besitze:

$$D_h = 485 \text{ mm}, \quad D_m = 740 \text{ mm}, \quad D_n = 800 \text{ mm (2. Niederdruckzylinder)}, \\ H = 755 \text{ mm}, \quad n = 160.$$

Kesseldruck und Kolbengeschwindigkeit sollen ungeändert bleiben.

Nach Gleichung (99) folgt:

$$D'_h = 485 \cdot \sqrt{\frac{4500}{3800}} = 485 \cdot 1,09 = \sim 530 \text{ mm},$$

$$D'_m = 740 \cdot 1,09 = \sim 805 \text{ mm}, \quad D'_n = \sim 870 \text{ mm}, \quad H' = 755 \cdot 1,09 = 822 \text{ mm},$$

$$\text{da} \quad c_m = \frac{0,755 \cdot 160}{30} = \sim 4,025 \text{ m},$$

so folgt für die neu zu erbauende Maschine:

$$n' = \frac{30 \cdot c_m}{H'} = \frac{30 \cdot 4,025}{0,822} = \sim 147.$$

6. Ermittlung der Zylinderabmessungen aus dem theoretischen Diagramm.

a) Für eine überschlägliche Bestimmung der Zylinderabmessungen läßt sich das theoretische Indikator diagramm ohne Berücksichtigung der schädlichen Räume, des Kondensatorgegendrucks, der Spannungsabfälle, der Kompression unter Annahme der gleichseitigen Hyperbel als Expansionskurve verwenden, wenn ein passender Völligkeitsgrad β zugrunde gelegt wird.

Das Diagramm der Abb. 15 gibt den Fall wieder, daß die gesamte von der Maschine geforderte Arbeit in einem Zylinder vom Volumen V_n mit der Füllung ε_g geleistet wird. Die Inhalte des Hochdruckzylinders, 1. Mitteldruckzylinders und 2. Niederdruckzylinders werden durch die Horizontalen dargestellt, durch welche das ganze Diagramm für den Fall einer Vierfach-Expansionsmaschine in vier flächengleiche Teile zerlegt wird.

b) Eine einfache Ermittlung der Arbeitsverteilung läßt sich zugleich mit der Bestimmung der Zylinderabmessungen vereinigen, wenn man:

die adiabatische Expansion des Dampfes statt der gleichseitigen Hyperbel zugrunde legt, den Kondensatorgegendruck p_c berücksichtigt, den Enddruck p_e im Niederdruckzylinder einführt, die Drosselungsverluste während der Ein- und Ausströmungsperioden bei Anwendung mehrerer Schieber und die von dem plötzlichen Druckabfall bei der unvollständigen Expansion herührenden Druckverluste berücksichtigt.

Zur Aufzeichnung der Kurve der adiabatischen Expansion ist die Gleichung:

$$v_2 = v_1 \cdot \left[\frac{p_1}{p_2} \right]^{0,88} \quad (100)$$

zu verwenden. Die Werte $\left[\frac{p_1}{p_2} \right]^{0,88}$ können aus folgender Zahlentafel Nr. 32 entnommen werden.

Zahlentafel Nr. 32.

Werte von $\left[\frac{p_1}{p_2}\right]^{0,88}$

$\frac{p_1}{p_2}$	40	39	38	37	36	35	34	33	32	31	30	29	28	27	26	25	24	23	22	21
$\left[\frac{p_1}{p_2}\right]^{0,88}$	25,7	25,1	24,6	24,0	23,4	23,0	22,2	21,8	21,2	20,4	19,9	19,25	18,7	18,1	17,5	17,0	16,4	15,7	15,2	14,5
$\frac{p_1}{p_2}$	20	19	18	17	16	15	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	
$\left[\frac{p_1}{p_2}\right]^{0,88}$	13,9	13,4	12,7	12,0	11,4	10,7	10,0	9,5	8,9	8,2	7,6	6,90	6,2	5,5	4,9	4,1	3,4	2,6	1,8	

Da die Zylinderinhalte sich annähernd umgekehrt wie die Enddrücke verhalten, so bilden sie annähernd eine geometrische Reihe, und zwar für:

	Hochdruck- zylinder	1. Mitteldruck- zylinder	2. Mitteldruck- zylinder	Niederdruck- zylinder
Zweifach- Expansionsmaschinen	1,	—	—	$\sqrt{\frac{p_a}{p_e}}$
Dreifach- Expansionsmaschinen	1,	$\sqrt[3]{\frac{p_a}{p_e}}$	—	$\sqrt[3]{\left(\frac{p_a}{p_e}\right)^2}$
Vierfach- Expansionsmaschinen	1,	$\sqrt[4]{\frac{p_a}{p_e}}$	$\sqrt[4]{\left(\frac{p_a}{p_e}\right)^2}$	$\sqrt[4]{\left(\frac{p_a}{p_e}\right)^3}$

Vom Enddruck p_e ausgehend trägt man (Abb. 19) die Kurve ab der adiabatischen Expansion für 1 kg Dampf bis zum Anfangsdruck p_a auf.

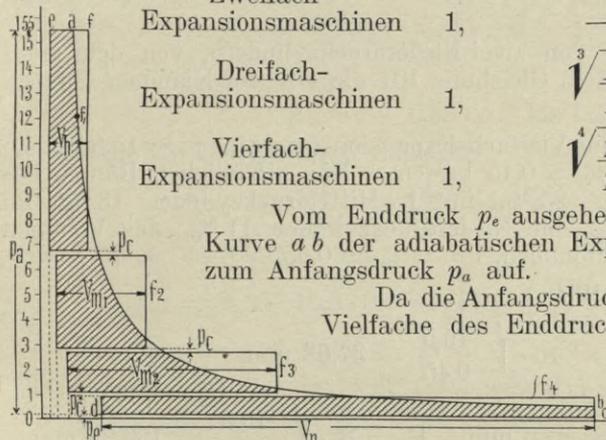
Da die Anfangsdrücke in den einzelnen Zylindern Vielfache des Enddrucks p_e sein müssen und den Zylinderinhalten umgekehrt proportional sind, so stehen die Zylinderinhalte und die in den einzelnen Zylindern herrschenden Anfangsdrücke sehr angenähert in

folgender Beziehung unter Zugrundelegung einer Vierfach-Expansionsmaschine, wobei p_1, p_2, p_3, p_4 die Unterschiede zwischen den Ein- und Ausströmungsdrücken in den einzelnen Zylindern bedeuten:

	Hochdruck	1. Mitteldruck	2. Mitteldruck	Niederdruck
Inhalt	V_h	$V_{m1} = V_h \cdot \sqrt[4]{\frac{p_a}{p_e}}$	$V_{m2} = V_h \cdot \sqrt[4]{\left(\frac{p_a}{p_e}\right)^2}$	$V_n = V_h \cdot \sqrt[4]{\left(\frac{p_a}{p_e}\right)^3}$
Anfangsdruck	$p_1 = p_e \cdot \sqrt[4]{\left(\frac{p_a}{p_e}\right)^3}$	$p_2 = p_e \cdot \sqrt[4]{\left(\frac{p_a}{p_e}\right)^2}$	$p_3 = p_e \cdot \sqrt[4]{\left(\frac{p_a}{p_e}\right)}$	p_4

Die Druckabfälle beim Ueberströmen des Dampfes von einem Zylinder zum andern können jetzt angenommen werden, sie werden in den einzelnen Zylindern nicht wesentlich voneinander verschieden sein und können praktisch

Abb. 19.



Bestimmung der Zylinderdurchmesser.

gleich dem Gegendruck p_c im Kondensator gesetzt werden, so daß ihre Summe $4 \cdot p_c$ beträgt.

Demnach gilt (vgl. Abb. 19):

$$p_a = p_4 \cdot \left[\sqrt[4]{\frac{p_a}{p_e}} + \sqrt[4]{\left(\frac{p_a}{p_e}\right)^2} + \sqrt[4]{\frac{p_a}{p_e} + 1} \right] - 4 \cdot p_c, \quad (101)$$

woraus sich p_4 leicht ermitteln läßt, so daß auch p_1, p_2, p_3 festliegen. Man hat demnach unter Berücksichtigung der schädlichen Räume vier Rechtecke f_1, f_2, f_3, f_4 zu zeichnen, die inhaltsgleich sein müssen.

$$f_1 = V_h \cdot p_1 = f_2 = V_{m1} \cdot p_2 = f_3 = V_{m2} \cdot p_3 = f_4 = V_{m4} \cdot p_4.$$

Rechteck f_1 ist nun so einzutragen, daß der Endpunkt a der Adiabate mit dem Endpunkt der Füllung ε_h im Hochdruckzylinder zusammenfällt und die Rechtecke f_1, f_2, f_3, f_4 sind so untereinander zu legen, stets mit Berücksichtigung ihrer schädlichen Räume, daß die Ausströmungslinien um p_c voneinander abstehen, wobei die Strecke dc , die das Volumen des Niederdruckzylinders darstellt, passend gewählt werden kann.

Die schraffierten Flächen sind dann mit sehr großer Annäherung einander inhaltsgleich, wobei die Drosselungsverluste und die Spannungsverluste zum deutlichen Ausdruck kommen.

Bei dem Vorhandensein von zwei Niederdruckzylindern, von dem jeder eine eigene Kurbel besitzt, ist in Gleichung 101 die 1 in der Klammer durch 2 zu ersetzen.

Beispiel. Gegeben für eine Vierfach-Expansionsmaschine $p_a = 15,5$ kg/qcm absolut, $p_e = 0,45$ kg/qcm, $p_c = 0,15$ kg/qcm. Die schädlichen Räume betragen im Hochdruckzylinder 23 0/0, im 1. Mitteldruckzylinder 18 0/0, im 2. Mitteldruckzylinder 12,5 0/0, im Niederdruckzylinder 11 0/0, das Volumen V_h ist zu $ef = 15$ mm angenommen, $ea = \varepsilon_h = 0,65$.

Dann ergibt sich (Abb. 19):

$$\begin{aligned} V_h &= 15 \text{ mm}, & V_{m1} &= 15 \cdot \sqrt[4]{\frac{15,5}{0,45}} = 37,63 \text{ mm}, \\ V_{m2} &= 15 \cdot \sqrt[4]{\left(\frac{15,5}{0,45}\right)^2} = 83,5 \text{ mm}, & V_n &= 15 \cdot \sqrt[4]{\frac{15,5}{0,45}} = 196,95 \text{ mm}, \\ p_1 &= p_4 \cdot \sqrt[4]{\left(\frac{15,5}{0,45}\right)^3} = 13,13 p_4, & p_2 &= p_4 \cdot \sqrt[4]{\left(\frac{15,5}{0,45}\right)^2} = 5,67 \cdot p_4, \\ p_3 &= p_4 \cdot \sqrt[4]{\left(\frac{15,5}{0,5}\right)} = 2,36 \cdot p_4. \end{aligned}$$

Nach Gleichung 101:

$$\begin{aligned} 15,5 &= (13,13 + 5,667 + 2,36 + 1) \cdot p_4 + 4 \cdot 0,15 = 22,057 \cdot p_4 + 0,6, \\ p_4 &= 0,676 \text{ kg/qcm}. \end{aligned}$$

Für den Maßstab 10 mm = 1 kg folgt dann:

$$p_1 = 8,775 \text{ kg/qcm}, \quad p_2 = 3,763 \text{ kg/qcm}, \quad p_3 = 1,595 \text{ kg/qcm}.$$

Durch Planimetrieren der schraffierten Flächen ergeben sich ihre Inhalte zu ~ 980 qmm mit Abweichungen von 2–4 0/0.

Durch unmittelbares Abgreifen aus dem Diagramm ergibt sich:

	Hochdruck	1. Mitteldruck	2. Mitteldruck	Niederdruck
Füllung	0,65 %	53,0 %	50,0 %	53,00 %
Endspannung	7,00 kg/qcm	2,8 kg/qcm	1,1 kg/qcm	0,15 kg/qcm
Einströmungsspannung ..	15,50 "	6,6 "	2,6 "	0,95 "
Enddruck der Expansion	9,00 "	3,4 "	1,3 "	0,45 "

Durch die Steuerung läßt sich eine Aenderung der Füllungsgrade, sowie eine etwas andere Arbeitsverteilung leicht erreichen.

In vielen Fällen läßt sich die umständliche Konstruktion der Indikator-diagramme aus dem Volumendiagramm S. 58 durch obige einfache Methode umgehen.

Zur planimetrischen Ermittlung des mittleren Druckes läßt sich das in Abb. 17 dargestellte Diagramm nicht ohne weiteres benutzen, da es nur dazu dienen soll, eine möglichst gleiche Arbeitsverteilung für die einzelnen Zylinder festzulegen.

Der auf den Niederdruckzylinder reduzierte mittlere Druck p_{mr} läßt sich dann nach der Gleichung ermitteln:

$$p_{mr} = 8,35 p_a \cdot \varepsilon_g \cdot \left[1 - \left(\frac{p_e}{p_a} \right)^{0,12} \right] + p_e - p_c. \quad (102)$$

Erfahrungsgemäß wird:

$$p_{mw} = \sim 0,68 \cdot p_{mr} \text{ bis } 0,72 \cdot p_{mr}. \quad (103)$$

Wird für das gewählte Beispiel:

$$\frac{1}{\varepsilon_g} = 13,5, \text{ also } \varepsilon = 0,0741$$

angenommen, so folgt:

$$p_{mr} = 8,35 \cdot 15,5 \cdot 0,0741 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,45}{15,5} \right)^{0,12} \right] + 0,45 - 0,2$$

$$p_{mr} = 3,57 \text{ kg/qcm,}$$

$$p_{mw} = \sim 0,725 \cdot 3,57 = \sim 2,69 \text{ kg/qcm.}$$

Demnach:

$$D_n^2 \cdot \frac{\pi}{4} = \frac{75 \cdot N_i}{c_m \cdot p_{wm}} = \frac{75 \cdot 4300}{4 \cdot 2,69} = \sim 30\,000 \text{ qcm}$$

$$D_n = 1960 \text{ mm.}$$

Die Berechnung von D_n , D_{m1} und D_{m2} erfolgt wie früher, S. 51, angegeben.

c) Um der wirklichen Gestalt des verstreckten Indikator-diagramms beim Entwurf Rechnung zu tragen und den Völligkeitsgrad β annähernd im voraus ermitteln zu können, kann man nach Annahme der Füllung, Vorausströmung, Kompression und Voreinströmung und nachdem die mittleren Aufnehmerdrücke aus dem theoretischen Hilfsdiagramm (Abb. 19) zeichnerisch ermittelt sind, nach folgender Konstruktion verfahren, die für alle Zylinder anwendbar ist, wenn die entsprechenden Drucke, für die Mittel- und Niederdruckzylinder die mittleren Aufnehmerdrücke bekannt sind; nur für den Niederdruckzylinder ist eine Abweichung gegen die übrigen Zylinder in bezug auf die Ausströmungslinie erforderlich.

Die in Abb. 20 gewählten Bezeichnungen entsprechen dem Mitteldruckzylinder einer Dreifach-Expansionsmaschine. Der Druck im Mitteldruckzylinder und Niederdruckzylinder-Aufnehmer sind mit p_{rm} und p_{rn} bezeichnet.

Die folgende Zusammenstellung ist mit Rücksicht auf Abb. 27 ohne weiteres verständlich.

Einströmung:

$$ac = \sim 0,2 \cdot ae = \sim 0,2 \cdot \varepsilon_m \cdot V_m,$$

$$cg \text{ Gerade, so daß } eg = \sim 0,66 \cdot eh,$$

$$eh = \sim 0,2 \cdot \varepsilon_m \cdot p_{rm} = \sim 0,15 \cdot p_{rm}.$$

Expansion:

$hkl o$ gleichseitige Hyperbel, von h aus, Pol der Hyperbel ist der Schnittpunkt von YY und der Linie des absoluten Vakuums, $m_m \cdot V_m =$ Inhalt des schädlichen Raumes.

$p_{rn} o = \varepsilon_n \cdot V_n =$ Füllungsvolumen im Niederdruckzylinder.

Vorausströmung: $\gamma_m \cdot V_m$:

Beginn in k , Ende in p , vertikal unter k auf der Linie des mittleren Aufnehmerdrucks $p_{rn} o$.

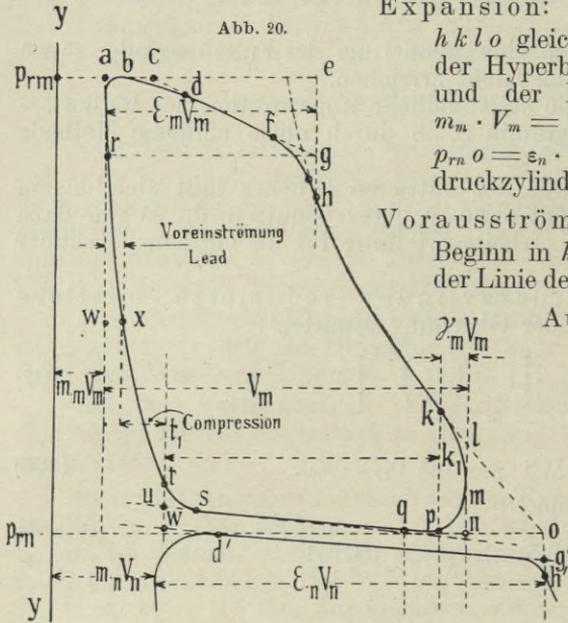
Ausströmung auf dem Wege $t_1 k_1$:

qu Gerade, Ende in t , $wt = \sim 0,15 \cdot p_{rn} = \sim 0,3 \cdot (1 - \varepsilon_n) \cdot p_{rn}$. Anfang q so gelegen, daß $qp = \sim p_n$, u auf der Vertikalen durch t , so daß $wu = \sim 0,66 \cdot wt$.

Kompression tx :

tx gleichseitige Hyperbel, ausgehend von t und dem Volumen $(m_n \cdot V_n + wx) \cdot V_n$.

Die Wahl von wx ist so zu bemessen, daß die



Konstruktion des Dampfdiagramms.

Endspannung der Kompression wenig von p_{rn} abweicht.

Voreinströmung auf dem Wege wx :

$$ra = \sim eg, xr \text{ Gerade, } r \text{ vertikal unter } a.$$

Zwischen ad , fh , kp , st sind Abrundungen einzufügen. Für den Niederdruckzylinder kann die Ausströmungslinie dem Kondensatorgegendruck entsprechend parallel zur Linie des absoluten Vakuums angenommen werden, da der Kondensator ein großes Volumen besitzt.

7. Die Ermittlung der Dampfspannungen mittels des Volumendiagramms.

a) Die Notwendigkeit, die einzelnen Spannungen beim Entwurf einer Mehrzylindermaschine zu berechnen, tritt dann ein, wenn ähnliche Ausführungen nicht vorhanden sind, besonders, wenn die zu entwerfende Maschine mit erhöhtem Dampfdruck arbeiten soll. Mit den ermittelten Spannungen lassen sich theoretische Diagramme entwerfen, deren Spannungsverlauf sich jedoch von denjenigen der Indikatorgramme unterscheidet, weil:

- α) die Widerstände in den Rohrleitungen und Einströmungskanälen den Anfangsdruck auf den Kolben vermindern,
- β) Druckabfälle in den Einströmungsperioden, veranlaßt durch die schleichende Schieberbewegung, stattfinden,
- γ) der Ausgleich der Spannungen beim Ueberströmen in die folgenden Zylinder durch die schleichende Bewegung des Schiebers verzögert wird,

- δ) das plötzliche Abfallen der Spannung auf den Kondensatordruck Ausströmung aus dem Niederdruckzylinder verhindert wird,
 ε) Kondensations- und Abkühlungsverluste auftreten,
 ζ) die einzelnen Spannungsausgleiche, nicht, wie beim theoretischen Entwurf angenommen wird, plötzlich erfolgen, sondern allmählich auftreten.

Das Volumendiagramm (Abb. 21) wird erhalten, indem die Kolbenausweichungen (Hubvolumina) als Abszissen, die entsprechenden Kurbel- ausweichungen aus der Totpunktlage für die einzelnen Zylinder als Ordinaten aufgetragen werden.

Dementsprechend sind in Abb. 21, S. 58, die Zylindervolumina V_h, V_m, V_n , die entsprechenden schädlichen Räume V_{sh}, V_{sm}, V_{sn} und die Aufnehmerinhalte R_m und R_n in demselben Maßstab als Abszissen, der abgewinkelte Kurbelkreis NN' als Ordinate aufgetragen. Für das Auftragen der Kurbelwinkel ist auf die Kurbelfolge Rücksicht zu nehmen.

Die Abschnitte der Kurven HH', MM', NN' auf derselben Horizontalen von den entsprechenden Zylinderenden gerechnet, ergeben demnach die im gleichen Zeitpunkte vorhandenen Kolbenausweichungen in allen drei Zylindern. Für jeden Zylinder sind dann noch die einzelnen Dampfperioden, Beginn der Expansion, Vorausströmung, Kompression eventuell Voreinströmung einzutragen.

Das Volumen des Hochdruckzylinders ist gleich der Einheit anzunehmen.

Für die folgende Spannungsermittlung sind folgende Verhältnisse zugrunde gelegt:

	Hochdruck- zylinder	Mitteldruck- zylinder	Niederdruck- zylinder
Zylinderverhältnisse $V_h : V_m : V_n$	1	2,511	6,838
Schädlicher Raum	14 %	10 %	6 %
Füllung	0,50	0,55	0,60
Vorausströmung	6 %	6 %	6 %
Kompression	18 %	20 %	20 %

Aufnehmerinhalte: $R_m = 1,5 V_h, R_n = 1,5 V_m$,

Endspannung im Niederdruckzylinder 0,4 kg/qcm,

Kondensatorspannung 0,2 kg/qcm,

Einströmungsdruck im Hochdruckzylinder 12,5 kg/qcm absolut.

Die Zylindervolumina für die einzelnen Dampfperioden sind direkt aus dem Volumendiagramm zu entnehmen, die Ermittlung der zugehörigen Spannungen erfolgt nach dem Gesetz von Mariotte und der bekannten Mischungsregel. Der Rechnungsvorgang ist auf Seite 59 zusammengestellt.

b) In Abb. 23 sind die in Abb. 22, S. 60 dargestellten Indikatordiagramme der Dreifach-Expansionsmaschine eines Kreuzers mit zwei Niederdruckzylindern zusammengelegt. Die ausgezogenen Teildiagramme entsprechen den aus dem Volumendiagramm konstruierten Diagrammen unter der Voraussetzung plötzlicher Aenderung der Spannungen, während die punktierten Teildiagramme aus den Indikatordiagrammen konstruiert sind. Die Diagramme der beiden Niederdruckzylinder sind auf einen Niederdruckzylinder bezogen, der dieselbe Arbeit leistet wie beide zusammen.

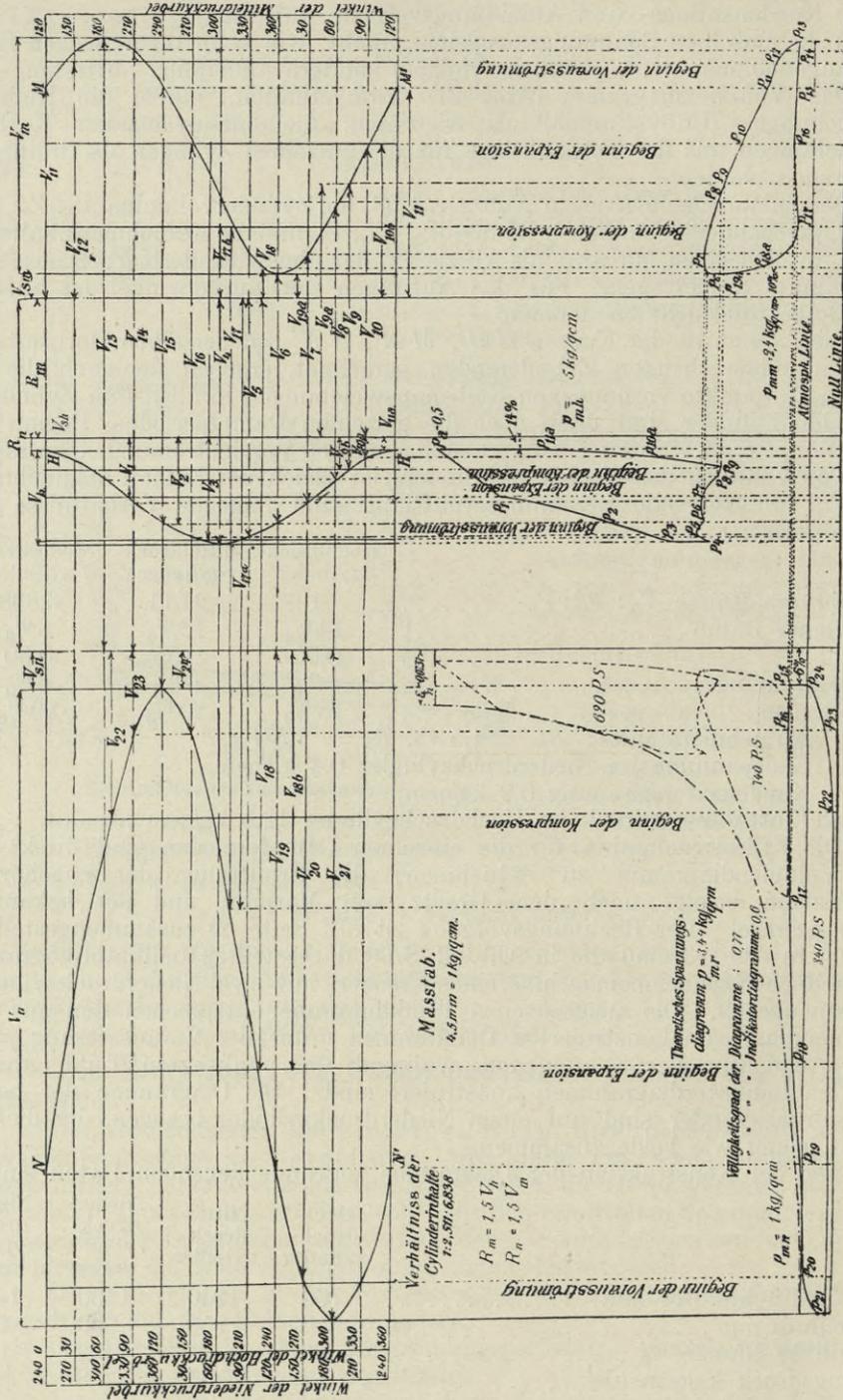
Die der Konstruktion der Diagramme zugrunde liegenden Daten sind:

	Hoch- druck- zylinder	Mittel- druck- zylinder	Nieder- druck- zylinder vorne	Nieder- druck- zylinder hinten
Zylinderdurchmesser mm	760	1240	1430	1430
Kolbenhub mm	950	950	950	950
Schädliche Räume %	26	22	19,2	19,2
Anfangsdruck kg/qcm abs.	17	7,45	2,8	2,8
Füllungsgrad %	70	69	68	68

(nach Indikatordiagramm)

Forts. S. 60

Abb. 21.



Schiffsmaschinenbau.

	Hochdruckzylinder		Mitteldruckzylinder		Niederdruckzylinder	
	Dampfvolumina aus Abb. 21 zu entnehmen	Dampfdruck kg/qcm abs.	Dampfvolumina aus Abb. 21 zu entnehmen	Dampfdruck kg/qcm abs.	Dampfvolumina aus Abb. 21 zu entnehmen	Dampfdruck kg/qcm abs.
Beginn der Füllung	0	$p_a - 0,5$	V_6	p_6	V_{15}	p_{15}
Füllung	—	—	V_7	p_7	—	—
	—	—	V_8	p_8	—	—
Beginn der Expansion	$V_1 = 0,5 \cdot V_h + V_{sh}$	$p_1 = p_a - 0,5 - 2 \dots 10,50$	V_{10}	p_{10}	V_{16}	p_{16}
	1,00	—	V_{11}	p_{11}	V_{17}	p_{17}
Expansion	—	—	—	—	—	—
	—	—	—	—	—	—
Beginn der Vorausströmung	—	—	V_2	p_2	V_{18}	p_{18}
	—	—	V_3	p_3	V_{19}	p_{19}
Beginn der Ausströmung	$V_4 = V_h + V_{sh} + R_m$	$p_4 = p_1 \cdot V_1 : V_2$	V_{13}	p_{13}	V_{20}	p_{20}
	—	—	V_{14}	p_{14}	V_{21}	p_{21}
Ausströmung	—	—	V_{15}	p_{15}	—	—
	—	—	V_{16}	p_{16}	—	—
Beginn der Kompression	—	—	V_{17}	p_{17}	V_{22}	p_{22}
	—	—	—	—	—	—
Kompression	—	—	V_{18}	p_{18}	V_{23}	p_{23}
	—	—	V_{19}	p_{19}	V_{24}	p_{24}
Ende der Kompression	—	—	V_{20}	p_{20}	—	—
	—	—	V_{21}	p_{21}	—	—

Da der konstante Druck im Mittel- und Niederdruckaufnehmer erst nach einer Reihe von Umdrehungen vorhanden sein wird, so dürfen die nach dem ersten Kolbenhub der Maschine berechneten Aufnehmerdrücke der weiteren Rechnung nicht zugrunde gelegt werden. Die konstant bleibenden Drucke sind daher zu ermitteln und für die weitere Rechnung zu benutzen.

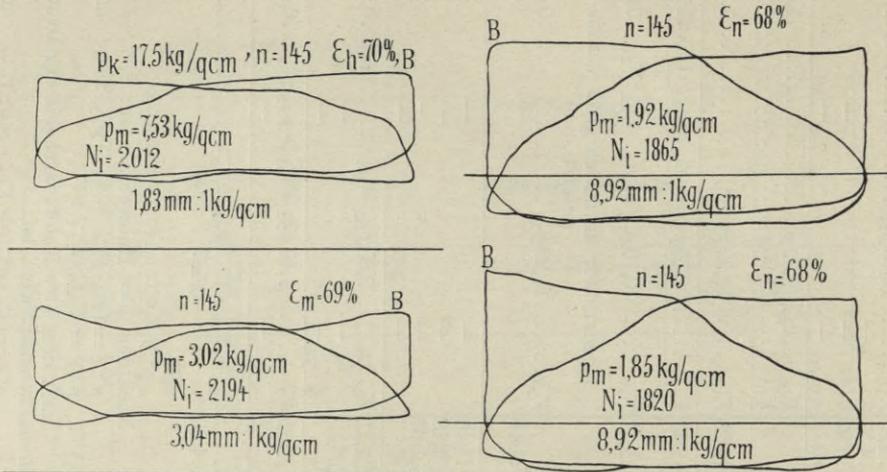
*) Zwischenrechnung.
 Uebertritt des Dampfes in den Mitteldruckaufnehmer. p_4' ist die Rezipienspannung nach dem 1ten Hubwechsel.

Nach dem 1ten Hubwechsel ist:
 $p_4' = V_1 \cdot p_1$, $p_{10}' = V_{9a} \cdot p_9'$; V_{10}'
 Nach dem 2ten Hubwechsel ist:
 $p_4'' = (R_m \cdot p_{10}' + V_1 \cdot p_1) : V_9$,
 $p_{10}'' = V_{9a} \cdot p_9''$; V_{10}''
 Nach dem 3ten Hubwechsel ist:
 $p_4''' = (R_m \cdot p_{10}'' + V_1 \cdot p_1) : V_9$,
 $p_{10}''' = V_{9a} \cdot p_9'''$; V_{10}''' usw.
 Die Drucke p_9 und p_{10} sind für so viele Hubwechsel zu berechnen, bis ihre Werte konstant bleiben, was nach 8–10 Hubwechsel eintritt, dann erst sind p_4 , p_5 usw. zu bestimmen.

Nach dem nten Hubwechsel ist:
 $p_{17}^{n-1} = (R_m \cdot p_{18}^{n-2} + V_{12} \cdot p_{12}) : V_{17}$ und
 $p_{18}^{n-1} = V_{11a} \cdot p_{17}^{n-2} : V_{18}$
 Nach dem nten Hubwechsel, bis der Druck in R_n konstant wird, ist:
 $p_{17}^n = (R_n \cdot p_{18}^{n-1} + V_{12} \cdot p_{12} : V_{17}$ und
 $p_{18}^n = V_{17a} \cdot p_{17}^{n-1} : V_{18}$
 Nach $n = 6-8$ Hüben ergeben sich konstante Drucke im Niederdruckaufnehmer R_n .
 †) $p_{1,9a}$ steigt durch frischen Dampf wieder auf p_9 .
 ††) $p_{2,4}$ steigt durch frischen Dampf wieder auf $p_{1,5}$.

Kondensator unendlich groß vorausgesetzt

Abb. 22.



Indikatordiagramme zu Abb. 23.

	Hochdruckzylinder	Mitteldruckzylinder	Niederdruckzylinder vorne	Niederdruckzylinder hinten
Füllungsgrad % (für das Volumendiagramm zugrunde gelegt)	92	69	68	68
Vorausströmung %	8	10	11	11
Kompression %	10	11	9	9

Abb. 23.

Es ergibt sich:

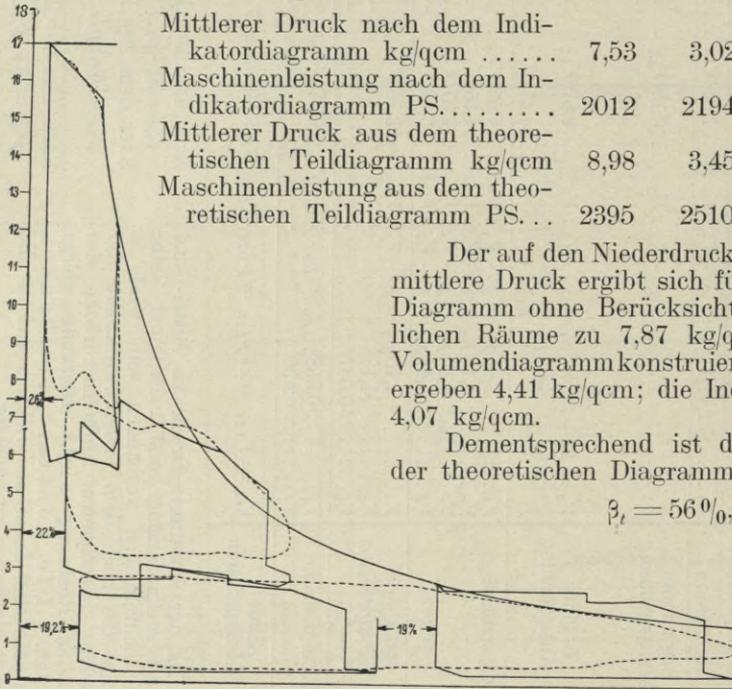
Mittlerer Druck nach dem Indikatordiagramm kg/qcm	7,53	3,02	1,92	1,85
Maschinenleistung nach dem Indikatordiagramm PS.	2012	2194	1865	1820
Mittlerer Druck aus dem theoretischen Teildiagramm kg/qcm	8,98	3,45	2,05	1,90
Maschinenleistung aus dem theoretischen Teildiagramm PS.	2395	2510	1990	1870

Der auf den Niederdruckzylinder reduzierte mittlere Druck ergibt sich für das theoretische Diagramm ohne Berücksichtigung der schädlichen Räume zu 7,87 kg/qcm; die aus dem Volumendiagramm konstruierten Teildiagramme ergeben 4,41 kg/qcm; die Indikatordiagramme: 4,07 kg/qcm.

Dementsprechend ist der Völligkeitsgrad der theoretischen Diagramme:

$$\beta_t = 56\%$$

derjenige der Indikatordiagramme:
 $\beta_i = 51,7\%$



Zusammengelegtes Diagramm zu Abb. 22.

Zahlentafel Nr. 33.
Hauptverhältnisse von 150 ausgeführten Schiffsmaschinen.

Name	PS.	Kessel- überdruck kg/qcm	Anzahl der Maschinen	Zylinderdurchmesser				Hub mm	Umdrehungen	Zylinder- verhältnisse	Gesamterweiterung bei einer Füllung im Hochdruck- zylinder von			
				Hoch- druck- zylinder mm	1. Mittel- druck- zylinder mm	2. Mittel- druck- zylinder mm	Nieder- druck- zylinder mm				60 %	65 %	70 %	
Schnelldampfer	Kaiser Wilhelm II.	40 000	4	950	1250	1900	2850	1800	80	1:1,73:4,00:9,00	15,00	13,80	12,80	
	Deutschland	33 800	2	2 a 930	1870	2640	2 a 2700	1850	78	1:2,02:4,03:8,43	14,00	13,00	12,00	
	Kronprinz Wilhelm	33 000	2	2 a 870	1750	2500	2 a 2600	1800	81	1:2,02:4,14:8,92	14,80	13,70	12,70	
	St. Louis	16 100	2	2 a 724	1397	1956	2 a 1956	1524	85	1:1,86:3,66:7,30	12,15	11,20	10,40	
	Kaiser Wilhelm der Große	28 000	2	1320	2280	—	2 a 2450	1750	78	1:3,00:6,90	11,50	10,60	9,86	
	La Lorraine	23 000	2	1113	1740	—	2 a 2040	1700	90	1:2,42:6,71	11,20	10,30	9,60	
	Fürst Bismarck	16 450	2	1100	1700	—	2700	1600	84	1:2,38:6,02	10,00	9,27	8,60	
	Maria Theresia	17 000	2	1100	1700	—	2 a 1950	1600	80	1:2,38:6,27	10,42	9,65	8,97	
	Campania	30 000	2	2 a 940	2007	—	2 a 2489	1753	84	1:2,38:7,01	11,70	10,78	10,00	
	Augusta Victoria	12 000	2	1050	1700	—	2700	1600	72	1:2,62:6,60	11,00	10,24	9,52	
	Majestic	17 000	2	1092	1727	—	2794	1524	81	1:2,50:6,54	10,90	10,00	9,35	
	Lahn	8 800	2	2 a 825	1727	—	2 a 2160	1830	69	1:2,19:6,85	11,40	10,50	9,80	
	Kanaldampfer	Duke of Cornwall	5 600	2	571	864	—	2 a 978	838	163	1:2,28:5,86	9,78	9,02	8,40
		Duke of Connaught	5 800	2	584	864	—	2 a 978	838	163	1:2,18:5,60	9,35	8,62	8,00
		Arundel	5 600	2	597	902	—	2 a 953	686	200	1:2,28:5,07	8,46	7,80	7,25
Alberta		5 000	2	495	800	—	2 a 927	686	194	1:2,51:7,00	11,67	10,76	10,00	
Anglia		7 000	2	660	1016	—	2 a 1092	838	175	1:2,36:5,45	9,10	8,40	7,80	
Dresden		5 250	2	660	1003	—	1600	914	160	1:2,30:5,86	9,78	9,00	8,40	
Roebuck		6 000	2	584	914	—	1422	838	160	1:2,45:5,90	9,85	9,10	8,45	
Asbury Park		6 000	2	584	952	—	2 a 1092	762	190	1:2,66:7,00	11,70	10,80	10,00	
Dampfzschiffen		Victoria Louise	3 600	2	484	700	1000	1450	920	124	1:2,08:4,25:8,90	14,84	13,70	12,70
		Hohenzollern	9 400	2	910	1470	—	2350	950	111	1:2,60:6,70	11,15	10,30	9,56
	Victoria and Albert	7 500	2	673	1117	—	2 a 1346	991	140	1:2,76:8,00	13,30	12,30	11,40	
	Vanessa	472	1	330	520	—	838	610	127	1:2,48:6,45	10,75	9,93	9,22	
	Czarina	1 800	1	356	559	—	914	610	—	1:2,47:5,56	9,25	8,55	7,94	
	Wacouta	1 000	1	457	711	—	1143	762	125	1:2,42:6,25	10,40	9,62	8,90	
	Giralda	8 500	2	635	1016	—	2 a 1143	686	220	1:2,56:6,48	10,80	10,00	9,30	

Name	P.S.	Kessel- überdruck kg/qcm	Anzahl der Maschinen	Zylinderdurchmesser				Hub mm	Umdrehungen	Zylinder- verhältnisse	Gesamtexpansion bei einer Füllung im Hochdruck- zylinder von		
				Hoch- druck- zylinder mm	1. Mittel- druck- zylinder mm	2. Mittel- druck- zylinder mm	Nieder- druck- zylinder mm				60 0/0	65 0/0	70 0/0
Barbarossa	7 000	15,00	2	640	970	1330	1920	1400	80	1:2,30:4,31:9,00	15,00	13,85	12,85
König Albert	9 000	15,00	2	700	1020	1460	2100	1400	90	1:2,12:4,35:9,00	15,00	13,85	12,85
Großer Kurfürst	9 700	15,00	2	702	1041	1498	2120	1349	90	1:2,20:4,64:9,11	15,20	14,00	13,00
Cassel	3 300	15,00	2	510	740	1070	1560	1100	—	1:2,10:4,40:9,35	15,50	14,40	13,35
Rhein	5 500	15,00	2	600	800	1220	1750	1300	83	1:1,78:4,13:8,50	14,15	13,05	12,15
Neckar	6 000	15,00	2	605	860	1220	1810	1300	—	1:2,02:4,06:8,94	14,90	13,75	12,75
Patricia	5 600	15,00	2	585	850	1220	1770	1400	74	1:2,15:4,46:9,46	15,75	14,55	13,50
Ivernia	12 000	14,80	2	711	1041	1486	2133	1371	78	1:2,14:4,38:9,00	15,00	13,85	12,85
Korea	9 100	14,80	2	736	1054	1498	2134	1372	78	1:2,04:4,14:8,40	14,00	12,90	12,00
Saxonia	18 000	14,80	2	889	1270	1778	2540	1676	—	1:2,04:3,98:8,17	13,60	12,50	11,70
Cedric	14 000	14,80	2	838	1206	1740	2438	1600	77	1:2,80:4,30:8,47	14,10	13,00	12,10
Carpathia	9 000	14,76	2	660	940	1346	1930	1371	—	1:2,05:4,15:8,55	14,50	13,15	12,20
Umbria	4 300	14,50	1	630	989	1416	2016	1350	86	1:2,05:4,20:8,54	14,40	13,30	12,30
Oromes	9 500	15,00	2	692	991	1322	2032	1524	—	1:2,05:4,20:8,62	14,40	13,30	12,30
Friedrich der Große	7 000	15,00	2	640	970	1330	1920	1400	78	1:2,30:4,30:9,00	15,00	13,85	12,85
Prinz Adalbert	2 700	15,00	2	470	670	980	1420	1050	—	1:2,03:4,35:9,13	15,20	14,00	13,00
Cap Verde	2 800	15,00	1	635	902	1346	1956	1372	68	1:2,02:4,49:9,50	15,80	14,60	13,50
Sithonia	3 000	15,00	1	610	863	1295	1880	1372	66	1:2,00:4,50:9,50	15,80	14,60	13,50
Athesia	2 500	15,00	1	580	830	1220	1770	1370	66	1:2,04:4,43:9,30	15,50	14,30	13,30
Sardinia	1 700	15,00	1	520	772	1130	1630	1140	68	1:2,20:4,73:9,82	16,30	15,10	14,00
Köln	3 200	13,00	2	670	970	—	1580	1100	—	1:2,90:7,67	12,75	11,80	10,95
Großer Kurfürst	4 000	13,00	2	610	978	—	1638	1200	75	1:2,57:7,20	12,00	11,00	10,03
Roon	5 000	14,00	2	630	1050	—	1775	1300	80	1:2,78:7,95	13,20	12,20	11,34
Oceanic	27 000	15,00	2	1206	2006	—	2 a 2362	1829	92	1:2,76:7,68	13,80	11,80	10,95
Port Antonio	4 900	—	2	610	913	—	1625	1140	90	1:2,24:7,10	11,80	10,90	10,01
Tunisian	8 500	14,80	2	686	1168	—	1930	1372	—	1:2,91:7,92	13,20	12,20	11,30
Moskwa	15 500	14,80	2	927	1549	—	2616	1372	—	1:2,77:7,92	13,20	12,20	11,30
Kherson	13 300	11,50	2	914	1448	—	2335	1372	89	1:2,51:6,53	10,85	10,00	9,32
Virginia	2 500	14,00	2	432	610	—	1092	610	190	1:2,00:6,40	10,65	9,85	9,15
Canadian	5 500	14,00	2	813	1372	—	2286	1676	—	1:2,88:8,00	13,30	12,30	11,40
Leviathan	30 000	15,00	2	1105	1803	—	2 a 2070	1219	120	1:2,66:7,00	11,70	10,80	10,00
Okean	12 000	17,50	2	780	1270	—	2 a 1520	1100	100	1:2,66:6,70	11,15	10,30	9,60

Fracht- und Passagierdampfer

Name	PS.	Kessel- überdruck kg/qcm	Anzahl der Maschinen	Zylinderdurchmesser				Hub mm	Umdrehungen	Zylinder- verhältnisse	Gesamtexpansion bei einer Füllung im Hochdruck- zylinder von		
				Hoch- druck- zylinder mm	1. Mittel- druck- zylinder mm	2. Mittel- druck- zylinder mm	Nieder- druck- zylinder mm				60%	65%	70%
Misouri	6 000	14,00	2	635	1078	—	1829	1219	—	1: 2,90: 8,30	13,80	12,70	11,85
Utoma	5 500	14,00	2	597	978	—	1727	1219	—	1: 2,69: 8,40	14,00	13,00	12,00
Oel-Tankdampfer	2 000	11,25	1	635	1041	—	1727	1067	90	1: 2,69: 7,40	12,30	11,35	10,55
Jason	4 200	14,00	1	711	1219	—	2083	1524	72	1: 2,94: 8,60	14,30	13,20	12,25
Julia	1 200	12,00	2	355	533	—	914	660	140	1: 2,25: 6,60	11,00	10,00	9,40
Minnetonka	2 400	12,00	1	686	1079	—	1854	1219	70	1: 2,49: 7,32	12,20	11,30	10,45
J. L. Luckenbach	2 500	12,65	1	635	1118	—	1778	1219	75	1: 3,10: 7,85	13,10	12,10	11,20
Dollar	1 500	12,65	1	559	914	—	1498	1067	80	1: 2,68: 7,20	12,00	11,00	10,25
Amerikanischer Frachtdampfer	4 000	12,65	2	597	997	—	1600	1143	100	1: 2,80: 7,20	12,00	11,00	10,25
Therapia	2 250	14,50	1	602	992	—	1705	1220	76	1: 2,70: 8,25	13,75	12,70	11,80
Pitsanulok	1 220	12,50	1	520	870	—	1400	900	92	1: 2,80: 7,25	12,10	11,15	10,35
Nuen-Tung	1 250	13,00	2	355	550	—	960	600	114	1: 2,40: 7,30	12,10	11,20	10,40
Hugin	750	12,00	1	500	775	—	1220	840	100	1: 2,40: 5,95	9,90	9,15	8,50
Petschora	400	12,00	1	350	550	—	900	650	92	1: 2,47: 6,60	11,00	10,20	9,45
Fischdampfer	1 000	17,57	1	356	559	—	914	610	210	1: 2,47: 7,20	12,00	11,00	10,25
Stephan, Kabeldampfer	2 400	13,00	2	500	800	—	1300	1000	105	1: 2,56: 6,75	11,20	10,40	9,67
Brandenburg	10 000	12,00	2	880	1390	—	2200	1000	107	1: 2,50: 6,25	10,40	9,60	8,90
Kaiser Wilhelm II.	13 000	12,00	3	880	1380	—	2 a 1540	950	110	1: 2,50: 6,13	10,20	9,45	8,75
Zähringen	14 000	13,00	3	900	1380	—	2180	950	115	1: 2,35: 5,87	9,80	9,00	8,40
Majestic	11 500	10,75	2	1016	1498	—	2235	1295	104	1: 2,18: 4,83	8,00	7,44	6,90
Canopus	13 600	21,00	2	762	1244	—	2032	1295	108	1: 2,67: 7,10	11,80	10,90	10,10
Formidable	15 200	21,00	2	800	1308	—	2134	1295	108	1: 2,67: 7,10	11,80	10,90	10,10
Russell	18 000	21,00	2	850	1384	—	2 a 1600	1219	120	1: 2,70: 7,10	11,80	10,90	10,10
Illinois	10 000	14,00	2	851	1295	—	1921	1219	120	1: 2,32: 5,10	8,50	7,85	7,30
Jowa	12 200	14,00	2	990	1397	—	2159	1219	110	1: 1,99: 4,75	7,80	7,30	6,80
Ohio	16 000	17,50	2	902	1346	—	2 a 1600	1219	124	1: 2,33: 6,30	10,50	9,70	9,00
Georgia	19 200	17,50	2	889	1448	—	2 a 1676	1219	122	1: 2,65: 7,10	11,80	10,90	10,10
Brennus	14 000	15,00	1	1140	1650	—	2 a 1920	1100	107	1: 2,10: 5,67	9,50	8,75	8,10
Massena	13 700	15,00	3	890	1320	—	2 a 1540	780	124	1: 2,20: 5,98	10,00	9,20	8,55
Charlesmagne	14 000	17,00	3	930	1430	—	2200	840	124	1: 2,36: 5,60	9,30	8,60	8,00
Jéna	16 000	18,00	3	1040	1520	—	2 a 1580	760	124	1: 2,14: 4,62	7,50	7,00	6,50
Charles Martel	13 500	15,00	2	1130	1700	—	2680	1100	95	1: 2,27: 5,64	9,40	8,70	8,10

Panzersechiffe (Schlachtschiffe)

Name	PS.	Kessel- überdruck	Anzahl der Maschinen	Zylinderdurchmesser				Hub mm	Umdrehungen	Zylinder- verhältnisse	Gesamtexpansion bei einer Füllung im Hochdruck- zylinder von		
				Hoch- druck- zylinder mm	1. Mittel- druck- zylinder mm	2. Mittel- druck- zylinder mm	Nieder- druck- zylinder mm				60 %	65 %	70 %
Panzerschiffe (Schlachtschiffe)	Cesarawitsch	16 700	2	1140	1730	—	2 a 1900	1120	103	1: 2,30: 5,56	9,25	8,56	7,95
	Retwisan	16 000	2	978	1498	—	2386	1065	125	1: 2,35: 5,70	9,50	8,75	8,10
	Shikishima	14 400	2	864	1346	—	2 a 2134	1219	106	1: 2,43: 6,10	10,01	9,35	8,66
	Mikasa	15 200	2	787	1270	—	2070	1219	120	1: 2,60: 6,90	11,50	10,60	9,87
	Yashima	13 500	2	1016	1498	—	2235	1140	120	1: 2,20: 5,00	8,34	7,70	7,15
	Asahi	15 000	2	825	1321	—	2159	1219	106	1: 2,24: 4,90	8,20	7,55	7,00
Kreuzer	Kaiserin Augusta	14 100	3	850	1340	—	2850	950	126	1: 2,48: 6,40	10,65	9,85	9,15
	Fürst Bismarck	13 400	3	940	1460	—	2 a 1600	860	114	1: 2,41: 5,79	9,65	8,90	8,30
	Prinz Heinrich	15 500	3	890	1330	—	2 a 1530	950	125	1: 2,23: 5,91	9,85	9,10	8,43
	Neuer Kreuzer	16 200	3	920	1450	—	2230	1000	118	1: 2,48: 5,88	9,80	9,05	8,40
	Victoria Louise	10 400	3	720	1100	—	2 a 1300	750	144	1: 2,38: 6,52	10,85	10,00	9,30
	Gazelle	6 000	3	770	1180	—	2 a 1280	700	145	1: 2,35: 5,53	9,25	8,50	7,90
	Nymphé	8 000	2	790	1200	—	2 a 1320	710	165	1: 2,31: 5,58	9,30	8,60	7,79
	Cressy	21 000	2	914	1499	—	2 a 1737	1219	120	1: 2,68: 7,15	11,90	11,00	10,20
	Drake	30 000	2	1105	1803	—	2 a 2070	1219	120	1: 2,70: 7,10	11,90	11,00	10,20
	Ariadne	18 000	2	864	1410	—	2 a 1626	1219	120	1: 2,70: 7,10	11,90	11,00	10,20
	Terrible	25 000	2	1143	1778	—	2 a 1930	1219	113	1: 2,46: 5,70	9,50	8,80	8,15
	Diana	10 000	2	838	1244	—	1880	990	145	1: 2,20: 5,00	8,35	7,70	7,15
	Arrogant	10 000	2	660	1067	—	1727	990	141	1: 2,61: 6,85	11,40	10,50	9,80
	Hermes	10 000	2	660	1067	—	2 a 1219	762	178	1: 2,61: 6,82	11,35	10,50	9,75
	Pelorus	7 000	2	520	838	—	1372	686	220	1: 2,60: 6,90	11,50	10,60	9,90
	California	23 000	2	978	1613	—	2 a 1880	1219	120	1: 2,74: 7,32	12,20	11,20	10,45
	Denver	4 500	2	457	736	—	2 a 902	762	172	1: 2,60: 7,75	12,90	11,90	11,00
	Wyoming	2 400	2	432	666	—	1016	610	—	1: 2,38: 5,53	9,20	8,50	7,90
	Jeanne d'Arc	28 500	3	1100	1600	—	2 a 1900	900	142	1: 2,12: 5,97	10,00	9,20	8,55
	Condé	20 000	3	790	1200	—	2 a 1860	700	165	1: 2,31: 5,54	9,20	8,50	7,90
	Kléber	17 000	3	864	1220	—	1956	800	150	1: 1,99: 5,12	7,95	7,90	7,30
	Cassard	9 500	3	920	1360	—	2 a 1420	780	140	1: 2,18: 4,76	7,95	7,30	6,80
	Askold	19 000	3	930	1440	—	2 a 1630	950	—	1: 2,40: 6,15	10,30	9,50	8,80
Garibaldi	13 200	2	1080	1600	—	2360	1170	100	1: 2,20: 4,78	7,95	7,35	6,80	

	Name	P.S.	Kessel- überdruck	Anzahl der Maschinen	Zylinderdurchmesser					Hub mm	Umdrehungen	Zylinder- verhältnisse	Gesamtfüllung bei einer Füllung im Hochdruck- zylinder		
					Hoch- druck- zylinder mm	1. Mittel- druck- zylinder mm	2. Mittel- druck- zylinder mm	Nieder- druck- zylinder mm	60%				65%	70%	
Kreuzer	Kaiser Karl VI.	12 200	18,40	2	910	1410	—	2 a 1540	950	128	1:2,40:5,73	9,50	8,80	8,20	
	Zenta	7 000	15,00	2	730	1110	—	2 a 1200	680	175	1:2,31:5,40	9,00	8,30	7,70	
	Habsburg	12 000	21,00	2	760	1240	—	2 a 1430	950	135	1:2,66:7,08	11,80	10,90	10,00	
	Holland	10 400	—	2	838	1244	—	1880	990	145	1:2,20:5,08	8,40	7,70	7,20	
	Nord Brabant	9 800	17,00	2	836	1250	—	1882	989	145	1:2,20:5,05	8,40	7,70	7,20	
	Yakumo	15 400	18,00	2	950	1450	—	1560	1000	135	1:2,33:5,39	9,00	8,30	7,70	
	Hay-Yung	7 600	13,00	2	760	1130	—	2 a 1210	700	178	1:2,30:5,06	8,45	7,80	7,25	
	Léon Gambetta	27 000	17,00	2	1060	1606	—	2 a 1756	1000	125	1:2,45:5,46	9,10	8,40	7,80	
	Benedetto Brin	19 000	21,00	2	940	1530	—	2 a 1760	1200	120	1:2,64:6,97	11,60	10,70	10,00	
	Erzherzog Karl	14 000	21,00	2	805	1310	—	2 a 1510	1000	132	1:2,60:7,00	11,70	10,80	10,00	
	S. 42	3 000	17,50	2	356	559	—	2 a 641	450	352	1:2,46:6,50	10,80	10,00	9,30	
	S. 90	5 150	15,50	2	560	850	—	1240	500	335	1:2,30:4,70	7,85	7,25	6,70	
	D. 9	4 300	13,00	1	740	1200	—	1800	700	207	1:2,60:5,90	9,85	9,10	8,45	
D. 10	5 200	15,00	2	508	737	—	2 a 762	457	362	1:2,10:4,50	7,50	6,90	6,40		
Chauncey	8 000	15,80	2	521	813	—	2 a 965	558	294	1:2,43:6,87	11,50	10,50	9,80		
Bagley	4 200	16,16	1	437	629	—	949	533	297	1:2,03:4,70	7,85	7,25	6,75		
Amerik. Torpedoboostzerstörer	—	16,87	1	584	864	—	2 a 940	559	304	1:2,18:5,17	8,65	8,00	7,40		
Kasumi	3 200	16,90	2	521	800	—	2 a 864	457	390	1:2,36:5,37	8,95	8,26	7,65		
Mermaid	6 000	—	1	483	737	—	1168	457	390	1:2,33:5,85	9,74	9,00	8,35		
Torpedojäger Perry	8 000	18,60	?	520,7	812,8	—	2 a 965,2	558,8	370	1:2,47:7,05	11,75	10,85	10,00		
Holländisches Torpedoboot	2 000	14,00	1	457	792	—	926	792	370	1:3,00:4,10	6,93	6,30	5,95		
Torpedoboote und Torpedojäger	Barkasse	297	13,35	1	216	—	457	229	565	1:4,47	7,47	6,90	6,40		
	Barkasse	60	10,10	1	190	—	300	200	275	1:2,48	4,15	3,81	3,54		
	Barkasse	63	10,00	1	190	—	312	180	280	1:2,69	4,48	4,15	3,84		
	Barkasse	86	11,25	1	146	—	292	203	500	1:4,00	6,66	6,15	5,70		
	Barkasse	250	9,14	1	216	—	432	229	486	1:4,00	6,66	6,15	5,70		
	Barkasse	240	9,85	1	234	—	508	254	460	1:4,00	6,66	6,15	5,70		

Fünfter Abschnitt.

I. Ermittlung der Zylinderwandstärken.

1. Berechnung der Zylinderwandstärken unter Zugrundelegung der Prüfungsdrucke.

In der Zahlentafel Nr. 35 ist die bekannte Formel:

$$\delta_e = \frac{D \cdot p}{2 \cdot k_z} + 8 \text{ bis } 12 \text{ mm} \quad (104)$$

für die Wandstärke des Zylindereinsatzes zugrunde gelegt.

Die Beanspruchungen sind als Mittelwerte einer großen Anzahl von Maschinen bestimmt und ergeben gute Uebereinstimmung mit den Ausführungen.

a) Für die zugrunde zu legenden Drucke sind die Größen der üblichen Prüfungsdrucke für die einzelnen Zylinder aus Zahlentafel Nr. 34 zu entnehmen.

Zahlentafel Nr. 34.
Prüfungsdrucke.

Dampfdruck Ueberdruck kg/qcm	Zweifach- Expansions- maschinen kg/qcm		Dreifach- Expansionsmaschinen kg/qcm			Vierfach- Expansionsmaschinen kg/qcm			
	Hochdruck- zylinder	Niederdruck- zylinder	Hochdruck- zylinder	Mittel- druck- zylinder	Nieder- druck- zylinder	Hoch- druck- zylinder	1. Mittel- druck- zylinder	2. Mittel- druck- zylinder	Nieder- druck- zylinder
5	6,5—7	2,5—3	—	—	—	—	—	—	—
6	8	2,5—3	—	—	—	—	—	—	—
7	9—10	3—3,5	—	—	—	—	—	—	—
8	10,5—11	3,5—4	10,5—11,5	6—7	2,5—3	—	—	—	—
9	11,5—12	4—4,5	11,5—12,5	7—8	2,5—3	—	—	—	—
10	13—13,5	4,5—5	12,5—14	8—9	3	—	—	—	—
11	14—15	5	14—15,5	8—10	3,5	—	—	—	—
12	—	—	16—17	11	3,5—4	—	—	—	—
13	—	—	18	11,5—12	4	—	—	—	—
14	—	—	18—19	12—13	4—4,5	18—19	12—13	7	2—3
15	—	—	19—20	12,5—14	4,5—5	20—21	13	7—8	3
16	—	—	21—22	13—14,5	5	21—22	14	8	3—4
17	—	—	22—23	15—15,5	5	22	14—15	9	4—5

b) Es empfiehlt sich die einzelnen Wandstärken unter Benutzung der Zahlentafel Nr. 34, mit den zulässigen Beanspruchungen nach Zahlentafel Nr. 35 zu bestimmen, wobei Gleichung (104) zugrunde zu legen ist.

Beanspruchung von Zylindereinsätzen in kg/qcm.

Formel	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
I. Einsatzzylinder aus Gusseisen												
1. Frachtdampfer, Postdampfer	$\delta_e = \frac{D \cdot p}{2 \cdot k_z} + 8$ bis 12 mm	180 180 180 80	195 185 130 85	200 190 130 90	205 195 130 95	210 200 130 100	215 205 135 105	220 210 135 110	225 215 140 115	230 220 150 120	235 225 160 125	240 230 170 130
2. Schnellampfer												
Hochdruckzylinder						250—260	260—275	265—280	275—300	280—300	280—300	300—350
1. Mitteldruckzylinder						225—270	225—270	240—290	275—300	290—315	280—320	280—320
2. Mitteldruckzylinder						180—250	180—260	200—280	250—275	250—280	250—280	250—280
Niederdruckzylinder						120—140	120—140	125—150	125—150	125—160	130—160	130—160
3. Panzerschiffe und Kreuzer												
Hochdruckzylinder						250—320	280—320	280—320	300—340	300—350	300—350	300—350
Mitteldruckzylinder						200—290	260—300	260—300	260—300	300—350	300—350	300—350
Niederdruckzylinder						125—150	150—200	150—200	150—200	150—200	150—200	150—200
4. Torpedoboote und Torpedobootszerstörer												
Hochdruckzylinder						600—750	680—800	750—1000	900—1200	900—1200	900—1200	1000—1300
Mitteldruckzylinder						400—480	420—500	420—550	500—600	530—600	600—700	600—700
Niederdruckzylinder						200—280	220—300	250—300	300—350	300—350	300—350	300—350
II. Einsatzzylinder aus Schmiedestahl												
Hochdruckzylinder												
1. Mitteldruckzylinder												
2. Mitteldruckzylinder												
Niederdruckzylinder												
III. Zylindermäntel												
Schnellpostdampfer und Frachtdampfer												
Panzerschiffe und Kreuzer												
Sehr leicht gebaute Kriegsschiffe												
IV. Zylinder ohne Einsatz												
Post- und Frachtdampfer												
Panzerschiffe und Kreuzer												
Sehr leicht gebaute Kriegsschiffe												

$\delta_m = \delta_e$ bis $\delta_e - 3$ bis $- 5$ mm

$\delta_m = \delta_e$ bis $\delta_e + 5$ bis 8 mm

$\delta_m = \delta_e$ bis $\delta_e - 2$ bis 4 mm

$\delta_o = \delta_m + 3$ bis 5 mm

$\delta_o = \delta_m$ bis $\delta_m + 8$ mm

$\delta_o = \delta_m + 2$ bis 5 mm

2. Zusammenstellung der gebräuchlichen Formeln.

Die außerordentlich großen Abweichungen, welche die üblichen Formeln zur Berechnung der Zylinderwandstärken zeigen, weil die zugrunde gelegten Annahmen sehr verschieden sind, läßt es wünschenswert erscheinen, die gebräuchlichen Formeln vergleichsweise zusammenzustellen. Im folgenden bezeichnet:

δ_e die Wandstärke des Zylindereinsatzes,
 δ_m „ „ „ Zylindermantels mit Einsatz,
 δ_o „ „ „ Zylinders ohne Einsatz.

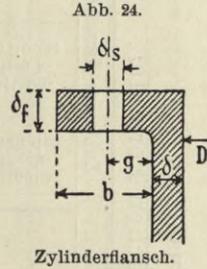
(Zusammenstellung siehe Seite 70 und 71.)

II. Einzelheiten der Dampfzylinder.

1. Flanschen.

D Zylinderdurchmesser, g Abstand der Deckelschrauben vom Zylinder, Flanschstärke δ_f , Flanschbreite b , Materialstärke am Flansch δ , äußerer Schraubendurchmesser δ_s , größter Ueberdruck im Zylinder p kg/cm.

a) Deckelflansch (Abb. 24).



Zylinderflansch.

Allgemeine Gleichung: $D \cdot \pi \cdot \frac{\delta_f^2}{6} \cdot k_b = D^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot p \cdot g$, (114)

$$\delta_f = \frac{D}{80} + \frac{D}{170} \cdot \sqrt{p} \text{ bis } \frac{D}{80} (1 + \sqrt{p}) \text{ mm} \quad (114a)$$

oder:

$$\delta_f = 1,25 \cdot \delta_m \text{ bis } 1,5 \cdot \delta_m$$

oder:

$$\delta_f = \delta_s \text{ bis } 1,3 \delta_s,$$

$$b = 2,5 \cdot \delta_s \text{ bis } 4 \cdot \delta_s \quad (115)$$

oder:

$$b = \sim 1,4 \cdot \delta_m + 8,5 \text{ mm.}$$

b) Flansch für die Verbindung von zwei Zylindern.

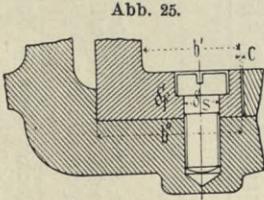
$$\delta_f = \sim 1,25 \cdot \delta_s, \quad (116)$$

$$\delta_f = \sim 1,3 \cdot \delta.$$

c) Flansch des Einsatzzylinders (Abb. 25).

Flanschstärke δ_f , Breite b' , untere Breite b'' ,

Fugenweite c .



Befestigung des Einsatzzylinders.

$$\delta_f = 1,2 \cdot \delta_e \text{ bis } 1,4 \cdot \delta_e, \quad (117)$$

$$b' = 2 \cdot \delta_e \text{ bis } 2,6 \cdot \delta_e, \quad (118)$$

$$b'' = 3 \cdot \delta_e \text{ bis } 3,5 \cdot \delta_e, \quad (119)$$

$$c = 0,5 - 2 \text{ mm.}$$

Obere Abdichtung des Einsatzzylinders durch Asbest mit darüber liegender Bronzestopfbüchse oder eingestemmtem Kupfering (Abb. 32, 34), Einstemmen von Eisen- oder Kupferdraht, Abdichten durch Kupferblech (Abb. 37).

2. Zylinderrippen.

Stärke δ_r , Höhe h_r , Entfernung e_r .

$$\delta_r = 0,75 \cdot \delta_m \text{ bis } 1,2 \cdot \delta_m, \quad (120)$$

$$h_r = 0,6 \cdot \delta_m \text{ bis } 0,8 \cdot \delta_m, \quad (121)$$

$$e_r = 10 \cdot \delta_m \text{ bis } 15 \cdot \delta_m. \quad (122)$$

Ohne Anordnung von Rippen ist δ_m etwas zu vergrößern.

Wandstärke von Zylindereinsätzen.

Zusammenstellung der gebräuchlichen Formeln.

Formeln für δ_e	Material	a	b	c mm	Zulässige Druckbeanspruchung k_d kg/qcm							
					Hochdruckzylinder	Mitteldruckzylinder	Niederdruckzylinder	Hochdruckzylinder	1. Mitteldruckzylinder	2. Mitteldruckzylinder	Niederdruckzylinder	
$\delta_e = a \cdot \left[\frac{D}{2 \cdot k_d} \cdot (p + b) \right] + c$ (105)*)	Guß Eisen p_k bis 14 kg/qcm p_k über 14 kg/qcm	0,800 0,800	3,5 3,5	8,000 8,000	225	135—142	82—96	225	170	130	82—96	
	Geschmiedeter Stahl p_k bis 14 kg/qcm p_k über 14 kg/qcm	0,650 0,650	5,6 5,6	7,600 7,600	225	135—142	82—96	225	170	130	82—96	
	Für p sind die nebenstehenden Werte für die einzelnen Zylinder einzusetzen.	$p =$										
$\delta_e = a \cdot D + c \cdot D \cdot \sqrt{p + 2}$ (106) p vergl. unter 105.	Guß Eisen	0,002	—	0,001 bis 0,017	180—240	100—180	100—60	180—240	$\frac{D \cdot (p + 2)}{2 \cdot \delta_e}$ soll 60—240 kg nicht überschreiten.			
$\delta_e = \frac{D \cdot p_k}{a + b \cdot p_k} + c$ (107)**)	Guß Eisen	360	10,0	7—12	Für alle Zylinder gleiches δ_e .							
$\delta_e = a \cdot D + c$ (108)	Geschmiedeter Stahl	550	15,5	6—10	Für alle Zylinder gleiches δ_e .							
	Guß Eisen				a	0,03	0,02	0,015	0,031	0,025	0,019	0,014
	Guß Eisen				c	7,50	6,00	4,500	7,500	6,000	4,500	3,000

Die Formel 105 von Seaton stammt aus älterer Zeit und steht mit den heutigen Verhältnissen kaum noch im Einklang.
Die Formel 107 ergibt passende Werte eigentlich nur für größere Fracht- und Passagierdampfer und für Schmelldampfer.
Die Formeln 106 und 108 ergeben in der Regel zu geringe Wandstärken.

*) Seaton & Rounthwaite's Pocket Book of Marine Engg.

**) Bauer, Berechnung und Konstruktion der Schiffsmaschinen und Kessel. Verlag von Oldenbourg, 1902.

2. Wandstärken von Zylindermänteln.

Zusammenstellung der gebräuchlichen Formeln.

Formeln für δ_m mm	Material	a	b	c	Zulässige Zugbeanspruchung k_z kg/qcm						
					Hochdruckzylinder	Mittelzylinder	Niederdruckzylinder	Hochdruckzylinder	1. Mittelzylinder	2. Mittelzylinder	Niederdruckzylinder
(109) $\delta_m = a \cdot \left[\frac{D}{2 \cdot k_z} \cdot (p + b) \right] + c$ Für p sind dieselben Werte wie unter 105 zu setzen	Guß Eisen Mäntel mit Einsatz p_k bis 14 kg/qcm p_k über 14 kg/qcm	1	3,5	5	225	135-142	82-96	225	170	130	82-96
		1	5,6	5	—	—	—	—	—	—	—
(110) $\delta_m = a \cdot D + c$	Guß Eisen Mäntel ohne Einsatz p_k bis 14 kg/qcm p_k über 14 kg/qcm	1	3,5	10	210	—	—	—	—	—	—
		1,	5,6	10	—	—	—	—	—	—	—
	Guß Eisen Die kleineren Werte von a und c für leichter gebaute Kriegsschiffmaschinen (Kreuzer)	a			0,032 bis 0,040	0,0216 bis 0,0270	0,0154 bis 0,0192	0,0435	0,033	0,025	0,0185
		c			8-10	6,5-8	5-6	10	8	6	4
	Für sehr leicht gebaute Kriegsschiffmaschinen und p_k von 15-17 kg/qcm	a			0,025	0,0125	0,0084				
		c			8,600	10	10,7				
(111) $\delta_m = a \cdot D + c \cdot D \cdot \sqrt{p + 2}$ Für p sind dieselben Werte wie unter 105 zu setzen	Guß Eisen	0,012	—	0,009 bis 0,030	70 bis 300	150 bis 225	70 bis 150	$\frac{D \cdot (p + 2)}{2 \cdot \delta_m}$ soll 70 bis 300 kg/qcm nicht überschreiten			
(112) $\delta_m = \frac{D \cdot p_k}{a + b \cdot p_k} + c$	Guß Eisen Mantel mit Einsatz Mantel ohne Einsatz	360 320	10 9	2-7 8-15	Für alle Zylinder dasselbe δ_m						
(113) $\delta_m = a \cdot [b \cdot D + c]$	Guß Eisen	0,8-0,9	0,02	13	Für sehr große Niederdruckzylinder: $a = 1, b = 0,01, c = 10$ mm						

3. Zylinderböden.

a) Einwandige ebene Böden.

Stärke δ_b , Rippenstärke δ_r , Rippenhöhe h_r , Rippenanzahl i .

Abb. 26.

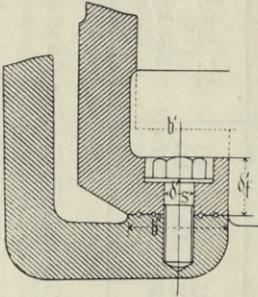


Abb. 28.

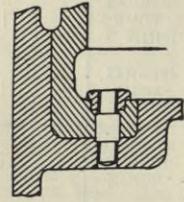


Abb. 27.

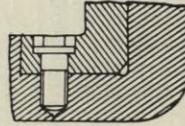


Abb. 31.

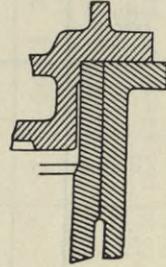


Abb. 29.

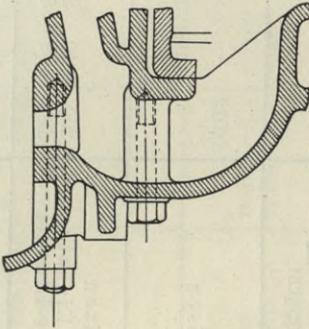


Abb. 30.

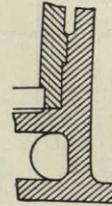
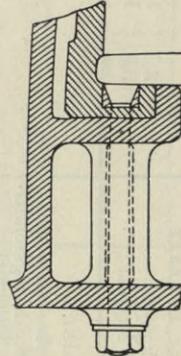


Abb. 26—31: Befestigung des Einsatzzylinders.

oder:

$$\delta_b = 0,85 \cdot \delta_m + 5,5 \text{ mm} \quad (123)$$

$$\delta_b = \sim 1,125 \cdot \delta_e,$$

$$\delta_r = 0,9 \cdot \delta_e \text{ bis } 1,1 \cdot \delta_e, \quad (124)$$

$$h_r = 4 \cdot \delta_e \text{ bis } 6 \cdot \delta_e, \quad (125)$$

$$i = 6-12.$$

Abb. 32.

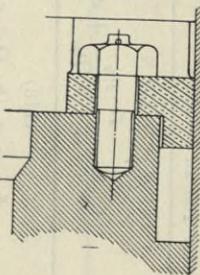


Abb. 33.

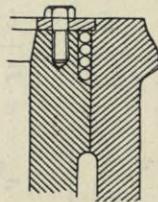


Abb. 34.

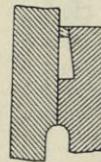


Abb. 35.

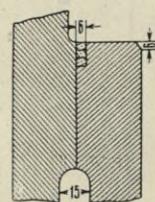


Abb. 36.



Abb. 37.

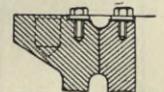


Abb. 32—37: Obere Befestigung des Einsatzzylinders.

Rippen: Boden und Füße verbindend.

Oeffnung für den Bohrkopf $0,15 \cdot D$ bis $0,2 \cdot D$. Für leicht gebaute Maschinen werden die Böden häufig nicht angegossen, sondern wie die Deckel verschraubt.

Größere Böden ($D \geq 1200$ mm) mit besonderen Mannlöchern, elliptisch (260×360) oder kreisförmig ($360-400$ mm \varnothing).

b) Einwandige konische Böden (Abb. 38).

$$\delta_b = 0,75 \cdot \delta_m + 5 \text{ mm bis } 0,8 \cdot \delta_m + 5 \text{ mm} \quad (126)$$

oder: $\delta_b = \sim \delta_e$.

c) Doppelwandige Böden, eben (Abb. 39).

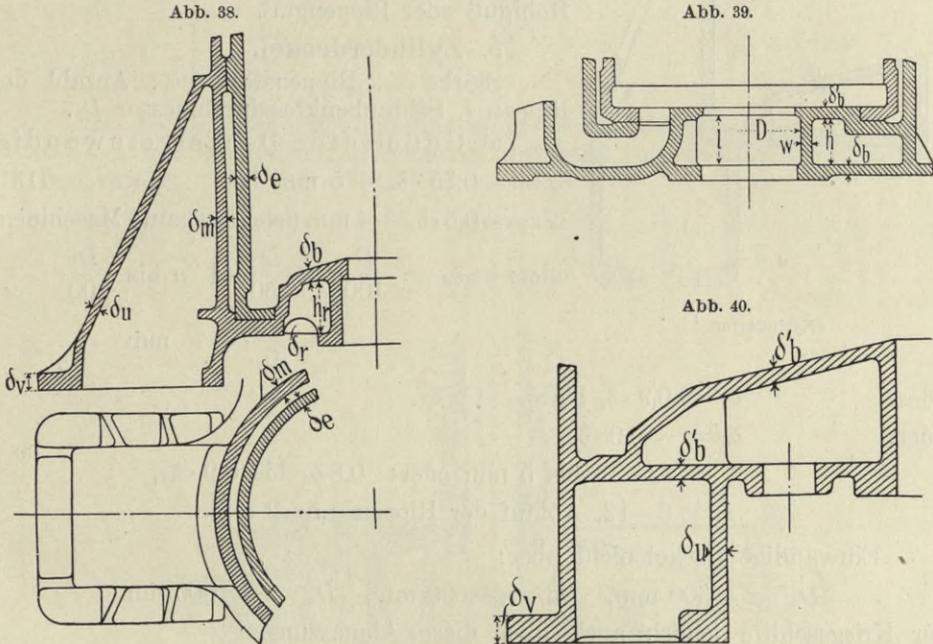


Abb. 38—40: Zylinderboden- und -füße.

Stärke δ'_b , lichte Entfernung der Böden h , Rippenstärke zwischen den Böden δ_r , Rippenanzahl i .

Anzuwenden für $D \geq 1500$ mm. Bei Kriegsschiffsmaschinen jedoch auch über $D = 1500$ mm oft einfache Böden.

Rippen am Boden etwa 1,5—2 mm stärker als am freien Ende.

$$\delta'_b = 0,75 \cdot \delta_m + 4,5 \text{ mm} \quad (126)$$

oder: $\delta'_b = \sim \delta_e$.

$$\delta'_b = \sim \delta_b$$

oder: $\delta'_b = \delta_b - 1,5$ bis 2 mm.

$$h = 5 \cdot \delta_m \text{ bis } 6,5 \cdot \delta_m, \quad (127)$$

$$\delta_r = \sim 0,75 \cdot \delta'_b \text{ bis } 0,9 \cdot \delta'_b, \quad (128)$$

$$i = 6-12.$$

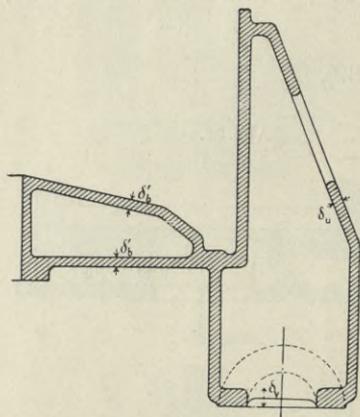
d) Doppelwandige konische Böden (Abb. 40, 41).

$$\delta'_b = 0,7 \cdot \delta_m + 4 \text{ mm} \quad (129)$$

oder: $\delta'_b = 0,8 \cdot \delta_e \text{ bis } 0,95 \cdot \delta_e.$

Der mittlere Teil des Bodens, in dem sich die Stopfbüchse befindet, oft als besonderer Teil für sich hergestellt.

Abb. 41.



Zylinderfuß.

4. Zylinderfüsse (Abb. 38, 40, 41).

Stärke der Wandung δ_u , Flanschstärke δ_v .

$$\delta_u = 0,75 \cdot \delta_m \text{ bis } \delta_m, \quad (130)$$

$$\delta_v = 1,3 \cdot \delta_m \text{ bis } 1,6 \cdot \delta_m.$$

Beanspruchung der Füße 50—60 kg/qcm.
Hohlguß oder Rippenguß.

5. Zylinderdeckel.

Stärke δ_a , Rippenstärke δ_r , Anzahl der Rippen i , Schraubenkreisdurchmesser D_s .

a) Gußeiserne Deckel, einwandig.

$$\delta_a \sim 0,75 \cdot \delta_m + 5 \text{ mm bis} \quad (131)$$

$$\delta_a \sim 0,5 \cdot \delta_m + 4 \text{ mm (leicht gebaute Maschinen)}$$

$$\text{oder: } \delta_a = \frac{D}{100} + \frac{D}{250} \cdot \sqrt{p} \text{ bis } \frac{D}{100} + \frac{D}{70} \cdot \sqrt{p} \text{ mm}$$

oder: $\delta_a = 0,9 \cdot \delta_e \text{ bis } \delta_e$

oder: $\delta_a = \sim 0,9 \cdot \delta_b,$

$$\delta_r = \delta_a - 3 \text{ bis } 5 \text{ mm oder: } 0,8 \delta_a \text{ bis } 0,9 \cdot \delta_a,$$

$$i = 6-12, \text{ Anlauf der Rippen } 1,5-2 \text{ mm.}$$

Einwandige Deckel nicht über:

$$D_h = \sim 300 \text{ mm}, \quad D_m = \sim 600 \text{ mm}, \quad D_n = \sim 1000 \text{ mm},$$

für Kriegsschiffe jedoch auch über diese Abmessungen einwandig.

Größere Deckel ($D > 1200 \text{ mm}$) mit besonderen Mannlöchern, elliptisch ($260 \times 360 \text{ mm}$) oder kreisförmig ($360 \times 400 \text{ mm} \varnothing$).

Rippenquerschnitt I- oder II-förmig.

Ohne Rücksichtnahme auf Rippen und Stopfbüchsenöffnung:

$$\delta_a = \sim 0,55 \cdot D_s \cdot \sqrt{\frac{p}{k_b}} \text{ cm; } k_b = 120-200 \text{ kg/qcm.} \quad (133)$$

b) Gußeiserne Deckel, doppelwandig, eben (Abb. 42).

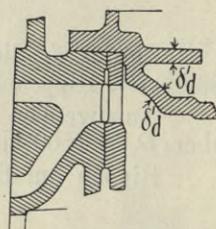
Stärke δ'_a , Rippenstärke δ_r , Rippenhöhe h_r , Anzahl der Rippen i .

$$\delta'_a = 0,65 \cdot \delta_m + 4 \text{ mm} \quad (134)$$

oder: $\delta'_a = 0,7 \cdot \delta_m \text{ bis } 0,8 \delta_m$

oder: $\delta'_a = \sim 0,9 \cdot \delta'_b.$

Abb. 42.



Zylinderdeckel.

Die innere Wandung oft einige mm schwächer als die äußere.

$$\delta_r = \sim 0,5 \cdot \delta_m \text{ bis } 0,7 \cdot \delta_m, \quad (135)$$

$$h_r = 4,5 \cdot \delta_m + 30 \text{ mm bis } (136)$$

$$h_r = 5 \cdot \delta_m + 35 \text{ mm}$$

oder:

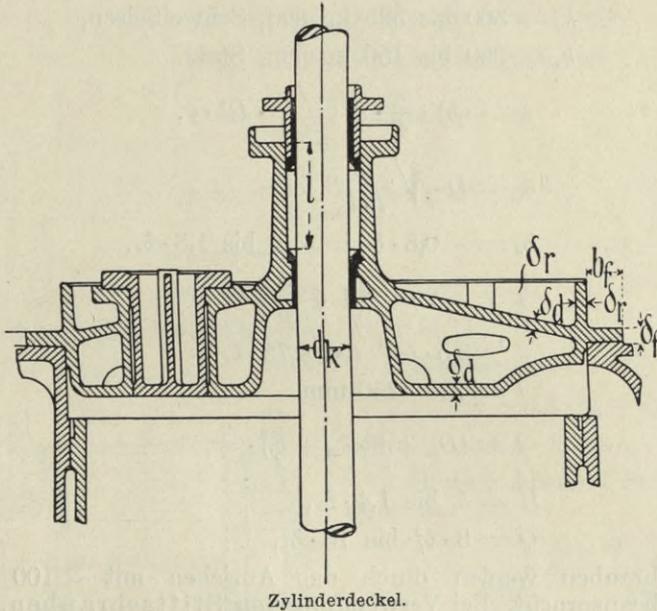
$$h_r = 6,5 \cdot \delta_d \text{ bis } \delta_d - 5 \text{ mm.} \quad (137)$$

Für Dreifach-Expansionsmaschinen etwa:

	Hochdruckzylinder	Mitteldruckzylinder	Niederdruckzylinder
δ_r	$\frac{D_h}{36} + 6 \text{ mm}$	$\frac{D_m}{66} + 8 \text{ mm}$	$\frac{D_n}{100} + 10 \text{ mm}$
i	$\frac{D_h}{14} + 3 \text{ mm}$	$\frac{D_m}{18} + 3 \text{ mm}$	$\frac{D_n}{22} + 3 \text{ mm}$

In die Zylinder mit Vorsprung eingreifende Deckel werden am Vorsprung auf $\sim 1 \text{ mm}$ kleineren Durchmesser abgedreht, als der Zylinderdurchmesser oben beträgt.

Abb. 43.



Zylinderdeckel.

c) Konische Deckel, Gußeisen (Abb. 43).

$$\delta_d = 0,6 \cdot \delta_m + 4 \text{ mm bis } 0,65 \cdot \delta_m + 4 \text{ mm} \quad (138)$$

oder: $\delta_d = 0,75 \cdot \delta_m \text{ bis } 0,9 \delta_m.$

Stahlguß,

$$\delta_d = 0,35 \cdot \delta_m + 3 \text{ mm bis } 0,42 \cdot \delta_m + 3 \text{ mm} \quad (139)$$

oder: $\delta_d = \sim 0,5 \cdot \delta_m \text{ bis } 0,6 \cdot \delta_m,$

$$\delta_r = 0,45 \cdot \delta_m \text{ bis } 0,5 \cdot \delta_m \quad (140)$$

Stahlgußdeckel häufig ohne besondere Verstärkungsrippen hergestellt, $\delta_a = 15-18$ mm.

d) Flanschen der Zylinderdeckel (Abb. 43).

Stärke δ_f , Breite b_f , größter Ueberdruck p kg/qcm, äußerer Durchmesser der Schrauben δ_s .

$$\delta_f = 0,011 \cdot D \cdot \sqrt{p} \text{ bis } 0,014 \cdot D \cdot \sqrt{p} \text{ mm} \quad (141)$$

oder: $\delta_f = 0,01 \cdot D + 0,06 \cdot D \cdot \sqrt{p} \text{ bis } 0,01 \cdot D + 0,014 \cdot D \cdot \sqrt{p} \text{ mm}$

oder: $\delta_f = 1,15 \cdot \delta_s \text{ bis } 1,30 \cdot \delta_s$,

oder: $\delta_f = \sim 1,3 \cdot \delta_a \text{ bis } 1,5 \cdot \delta_a$,

$$b_f = 2,5 \cdot \delta_s \text{ bis } 3,5 \cdot \delta_s. \quad (142)$$

Im Flansch sind einige Gewindelöcher für Abdruckschrauben vorzusehen, die im Betriebe durch bronzene Putzen verschlossen werden.

6. Schrauben.

a) Zylinderdeckelschrauben.

Außerer Schraubendurchmesser δ_s , Kerndurchmesser δ_k in cm, Anzahl der Schrauben i , größter Ueberdruck im Zylinder p kg/qcm, erforderliches Moment zum Anziehen der Schraube Q , Abstand der Schrauben t , zulässige Zugbeanspruchung k_z kg/qcm, Mutterhöhe H .

$$k_z = 300 \text{ bis } 325 \text{ kg/qcm, Schweißisen,}$$

$$k_z = 350 \text{ bis } 450 \text{ kg/qcm, Stahl.}$$

$$i \cdot \delta_s^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot k_z = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot p, \quad (143)$$

$$\delta_s = D \cdot \sqrt{\frac{p}{i \cdot k_z}}, \text{ cm}$$

oder: $\delta_s = \sim 0,8 \cdot \delta_f = \sim \delta_e \text{ bis } 1,3 \cdot \delta_e, \quad (144)$

$$t = \sim 2 \cdot \delta_s \cdot \left(1 + \frac{8}{p}\right) \quad (145)$$

oder: $t > 3,5 \cdot \delta_s, \quad t < 4,75 \cdot \delta_s,$

$$t = 150-250 \text{ mm,}$$

$$i = (D_m + 2 \cdot \delta_m + b_f) \cdot \frac{\pi}{t}, \quad (146)$$

$$H = \delta_s \text{ bis } 1,4 \cdot \delta_s, \quad (147)$$

$$Q = 8 \cdot \delta_k^3 \text{ bis } 15 \cdot \delta_k^3, \quad (148)$$

Die Schrauben werden durch das Anziehen mit ~ 100 kg/qcm auf Verdrehung beansprucht. Bei Verwendung von Stiftschrauben, Gewindelänge $1,25 \cdot \delta_s$ bis $1,5 \delta_s$. Muttern am besten härten.

b) Befestigungsschrauben der Einsatzzylinder (Abb. 25 bis 30). Außerer Durchmesser δ'_s , Teilung t' .

$$\delta'_s = \sim 0,8 \cdot \delta_e \text{ bis } 1,1 \delta_e, \quad (149)$$

$$t' = 3,8 \cdot \delta_s \text{ bis } 7,5 \cdot \delta_s. \quad (150)$$

Die kleineren Werte für Hochdruckzylinder, die größeren für Niederdruckzylinder. Am häufigsten finden sich versenkte, viereckige Köpfe mit Bund, vgl. Abb. 25.

c) Befestigungsschrauben der Zylinderfüße.
 Äußerer Durchmesser δ , Anzahl i .

$$D_h^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot p_k = \delta^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot i \cdot k_z, \quad (151)$$

$$k_z = \sim 250-400 \text{ kg/qcm},$$

$$\delta = \sim 1,5 \cdot \delta_e \text{ bis } 0,75 \cdot \delta_e. \quad (152)$$

Wenigstens zwei Befestigungsschrauben für jeden Fuß; es sind nur Kopfschrauben zu verwenden.

d) Schrauben für die Verbindungsflanschen von zwei Zylindern.

Stärke des Flansches δ_f , äußerer Schraubendurchmesser δ_s .

$$\delta_s = \sim 0,8 \cdot \delta_f. \quad (153)$$

7. Schieberkasten und Kolbenschiebergehäuse.

a) Flache Schieberkastenwandungen.

Wandstärke δ , Abstand der Rippen e_r , Stärke der Rippen δ_r , Höhe der Rippen h_r .

$$\delta = 0,7 \cdot \delta_m + 4 \text{ bis } 5 \text{ mm} \quad (154)$$

oder:

$$\delta = 0,85 \cdot \delta_e \text{ bis } \delta_e,$$

oder:

$$\delta = 0,038 \cdot e_r \cdot \sqrt{p} \text{ (Gußeisen), cm}$$

$$\delta = 0,025 \cdot e_r \cdot \sqrt{p} \text{ (Stahlguß), cm}$$

$$e_r = \sim \frac{30 \cdot \delta}{\sqrt{p}} \text{ (Gußeisen), cm} \quad (155)$$

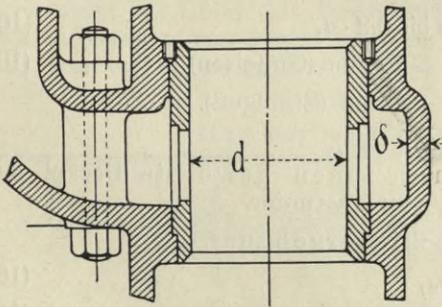
$$e_r = \sim \frac{40 \cdot \delta}{\sqrt{p}} \text{ (Stahlguß), cm}$$

$$\delta_r = \sim \delta, \quad (156)$$

$$h_r \text{ zwischen } 2,5 \cdot \delta_r \text{ und } 5 \cdot \delta_r. \quad (157)$$

b) Kolbenschiebergehäuse (Abb. 44, 45).

Abb. 44.



Wandstärke δ .

$$\delta = \sim 0,8 \cdot \delta_m + 5 \text{ mm} \quad (158)$$

oder: $\delta = 0,9 \cdot \delta_e \text{ bis } \delta_e$.

Rippen: Abstand, Stärke, Höhe wie unter a).

Abb. 45.

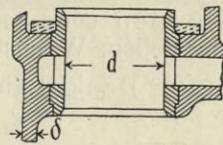


Abb. 44, 45: Kolbenschiebereinsatz.

c) Flache Schieberkastendeckel (Abb. 46, 47), rechteckig.

Seitenlängen von Mitte Schraube bis Mitte Schrauben a und b , wobei $a < b$, Stärke δ_d , Deckelhöhe in der Mitte h_d , Stärke der Deckel für gewölbte Deckel δ_d^1 , Anzahl der Rippen i_r , Kernquerschnitt der Deckelschrauben δ_s .

α) Einwandige Deckel (Abb. 46).

Bei gerippten Deckeln:

$$\delta_d^d = \frac{a^2 \cdot b^2 \cdot p}{240000 \cdot \sqrt{a^2 + b^2}} \text{ cm} \quad (159)$$

oder:

$$\delta_d = 0,95 \cdot \delta_e \text{ bis } \delta_e,$$

Für rechteckige, gußeiserne, gerippte Deckel sind die Rippen so anzuordnen, daß den gezogenen Fasern der kleinere Schwerpunktsabstand des Querschnitts zukommt, sie sind also innen anzuordnen. Die Rippen sind möglichst nur parallel zur Bewegungsrichtung des Dampfes anzuordnen, unvermeidliche Querrippen beeinträchtigen stets die Dampfgeschwindigkeit.

Ist die Breite des Deckels, rechtwinklig zu der Richtung der Rippen gemessen, größer als $2 \cdot e_r$, so sind querlaufende Rippen außerdem anzuordnen.

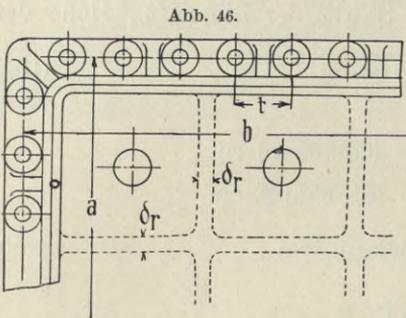
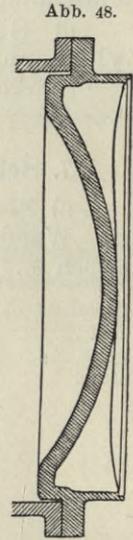
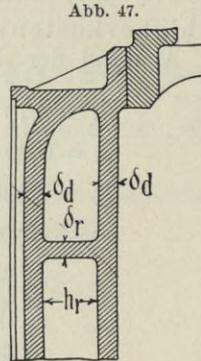


Abb. 46, 47: Flacher Schieberkastendeckel.



Gewölbter Stahlgußdeckel.

$$e_r = 25 \cdot \frac{\delta_d}{\sqrt{p}} \text{ bis } 30 \cdot \frac{\delta_d}{\sqrt{p}} \text{ cm} \quad (160)$$

$$\delta_r = \delta_d, \quad (161)$$

$$h_r = \sim 4 \cdot \delta_d \text{ bis } 5 \cdot \delta_d. \quad (162)$$

β) Doppelwandige Deckel (Abb. 43, 47).

$$h_d = \sim 0,15 \cdot a \text{ bis } 0,2 \cdot a, \quad (163)$$

$$\delta_d = \sim 0,5 \cdot \delta_e + 10 \text{ mm (Gußeisen)}, \quad (164)$$

$$\delta_d = \sim 0,4 \cdot \delta_e + 7 \text{ mm (Stahlguß)}.$$

d) Gewölbte Stahlgußdeckel (Abb. 48).

Nach außen oder noch besser nach innen gewölbte Deckel sind flachen vorzuziehen, Wandstärken bis 16 mm herunter.

e) Runde Deckel für Kohlenschiebergehäuse.

$$\delta_d^d = \sim 0,65 \cdot \delta_d, \quad (165)$$

$$\delta_d = 0,65 \cdot \delta_m + 4 \text{ mm}, \quad (166)$$

Radiale Rippen: $\delta_r = \sim 0,6 \cdot \delta_m + 3 \text{ bis } 4 \text{ mm}, \quad (167)$

$$h_r = 2,3 \cdot \delta_d + 15 \text{ mm (in der Mitte)}, \quad (168)$$

$$i_r = 0,11 \cdot D + 2 \text{ (Hochdruckzylinder); } 0,1 \cdot D + 2 \text{ (Mitteldruckzylinder); } 0,9 \cdot D + 2 \text{ (Niederdruckzylinder)}. \quad (169)$$

- f) Schrauben der Schieberkastendeckel.
t Teilung der Schrauben.

$$\delta_s = 0,025 \cdot \sqrt{b \cdot t \cdot p} + 5 \text{ mm}, \quad (170)$$

δ_s meist dieselbe Abmessung wie für Zylinderdeckel,
 $t > 150 \text{ mm}$ und $t < 250 \text{ mm}$.

8. Kanalwandungen, Schieberspiegel und Kanalquerschnitte.

- a) Flachschieber.

Stärke der Kanalwandungen δ_c , Stärke des Schieberspiegels δ_p , Stärke der aufgeschraubten Gleitfläche δ_g , Befestigungsschrauben der Gleitfläche δ_s , Teilung derselben *t*.

$$\delta_c = 0,65 \cdot \delta_m + 4 \text{ bis } 6 \text{ mm} \quad (171)$$

oder: $\delta_c = \sim 0,8 \cdot \delta_m \text{ bis } 0,95 \delta_m$.

- α) Ohne besonders aufgeschraubte Gleitfläche (angegossen).

$$\delta_p = \sim 0,9 \cdot \delta_m + 5 \text{ bis } 6 \text{ mm} \quad (172)$$

oder: $\delta_p = \delta_e \text{ bis } 1,2 \cdot \delta_e$.

- β) Mit aufgeschraubter besonderer Gleitfläche.

$$\delta_p = 0,8 \cdot \delta_m + 5 \text{ mm} \quad (173)$$

oder: $\delta_p = \delta_e \text{ bis } 1,2 \cdot \delta_e$.

- γ) Aufgeschraubte Gleitfläche.

$$\delta_g = \sim 0,75 \cdot \delta_m + 5 \text{ mm} \quad (174)$$

oder: $\delta_g = 0,9 \cdot \delta_e \text{ bis } 1,2 \cdot \delta_e$.

- δ) Versenkte Befestigungsschrauben der Gleitfläche.

$$\delta_s = 5/8'' \text{ bis } 7/8''$$

$$t = 95 \text{ bis } 150 \text{ mm}.$$

In der Gleitfläche Nuten oder Vertiefungen, 8—20 mm breit, 1—2 mm tief.

- b) Kolbenschiebereinsatz.

Stärke der Wandung δ , Durchmesser des Kolbenschiebereinsatzes *d* (licht).

$$\delta = 0,04 \cdot d + 12 \text{ mm bis } 0,03 d + 10 \text{ mm}. \quad (175)$$

- c) Kanalquerschnitte (Abb. 44, 45), vgl. Zahlentafel 36, 37, 38.

Zylinderdurchmesser *D* cm, mittlere Kolbengeschwindigkeit *c_m* m, größte Kolbengeschwindigkeit *c_{max}* m, Dampfgeschwindigkeit *c_d* m, Einströmungsquerschnitt im Kanal *f_e* qcm, Ausströmungsquerschnitt *f_a* qcm, Höhe des Einströmungskanals im Schieberspiegel *h_e*, Breite des Einströmungskanals im Schieberspiegel *b_e*, Höhe des Ausströmungskanals im Schieberspiegel *h_a*. Zu große Abmessungen von *b* sind nicht zu empfehlen, da dann *h* zu klein ausfällt und starke Drosselung des Dampfes eintritt.

Zahlentafel Nr. 36.

Geschwindigkeit des Dampfes.

	Kolben- geschwindig- keit m	Hauptdampf- rohr m	Hochdruck- zylinder Kanäle m	Ueber- strömung vom Hoch- druck bis Mitteldruck- zylinder m	Mitteldruck- zylinder Kanäle m	Ueber- strömung vom Mittel- druck bis Niederdruck- zylinder m	Niederdruck- zylinder Kanäle m	Ueber- strömung zum Konden- sator m
Handelsschiffe	2—5	30—40	25—30	20—25	30—35	25—30	35—40	30—35
Kriegsschiffe (Panzerschiffe, große Kreuzer)	3,5—5	35—40	30—35	25—30	35—40	30—35	40—45	35—40
Kriegsschiffe (Kleine Kreuzer, Torpedojäger)	3,5—6,5	40—45	35—40	30—35	35—40	30—35	45—50	35—40

$$f_e \cdot c_d = D^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot c_m = D^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \frac{H \cdot n}{30} \quad (176)$$

oder: $f_e = D^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \frac{c_m}{30}$ bis $D^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \frac{c_m}{25}$ qcm,

$$f_e = D^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \frac{c_{\max}}{40}$$
 bis $D^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \frac{c_{\max}}{45}$ qcm,

oder: $f_e = \sim 0,1 \cdot D^2$ qcm.

α) Flachschieber.

Am Schieberspiegel: $b = 0,5 \cdot D$ bis $\cdot D$. (177)

Im Einsatzzylinder wird b häufig etwas kleiner gewählt als im Spiegel und dafür h etwas erhöht.

Im Einsatzzylinder beträgt die ausgestreckte Länge von b :

$$\sim 0,8 \cdot D_e \text{ bis } 1,4 \cdot D_e. \quad (178)$$

D_e = Durchmesser des Einsatzzylinders.

Im Schieberspiegel:

$$b_e \cdot h_e = \sim 1,05 \cdot f_e \text{ bis } 1,1 \cdot f_e. \quad (179)$$

Ausströmungsquerschnitt:

$$f_a = \sim 1,3 \cdot b_e \cdot h_e \text{ bis } 1,5 \cdot b_e \cdot h_e. \quad (180)$$

Bei größter Füllung beträgt die größte Kanalöffnung ungefähr $0,7 \cdot h_e$ bis $0,8 \cdot h_e$, bei kleinster etwa $0,2 \cdot h_e$ bis $0,25 \cdot h_e$.

Abb. 49.

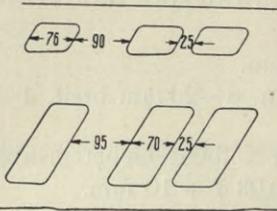
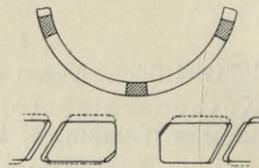


Abb. 50.



Die Kanalquerschnitte sind durch Rippen, deren Oberkante etwas unter der Gleitfläche bleibt, so zu teilen, daß kein Durchgangsquerschnitt von mehr als 400—500 mm entstehen.

β) Kolbenschieber.

$$b_e \cdot h_e = \sim 1,1 \cdot f_e \text{ bis } 1,25 \cdot f_e \quad (181)$$

$$d = 0,35 \cdot D \text{ bis } 0,7 \cdot D. \quad (182)$$

Ausgestreckte Gesamtlänge der Durchgangsöffnungen im Kolbenschiebereinsatz.

Für Handelsschiffe: $2 \cdot d$ bis $2,5 \cdot d$,

„ Kriegsschiffe: $2,5 d$ bis $2,75 \cdot d$.

Anzahl i der Durchgangsöffnungen und Stege im Kolbenschiebereinsatz.

$$i = \frac{20 \cdot d}{300 + d} \text{ bis } \frac{30 \cdot d}{300 + d}, \quad d \text{ in mm.} \quad (183)$$

Durchgangsöffnung $\nabla \Delta$ oder $\square \square$.

Stärke der Stege zwischen den Oeffnungen:

$$\sim 0,035 \cdot d + 6 \text{ bis } 8 \text{ mm.} \quad (184)$$

Auf Kriegsschiffen finden sich häufig die Stege so weit verkleinert, daß sie nur 18%—20% des Kanalquerschnitts wegnehmen.

Zahlentafel Nr. 37.

Querschnitte von Dampfrohren und Dampfkanälen bei verschiedenen Kolben- und Dampfgeschwindigkeiten.

Dampfgeschwindigkeit m	20 m		25 m		30 m		35 m		40 m		45 m		50 m	
	Rohr Ø	Kanalquerschnitt $D^2 \cdot \frac{\pi}{4}$												
	$D=1$		$D=1$		$D=1$		$D=1$		$D=1$		$D=1$		$D=1$	
2,0	0,316	0,100	0,283	0,08	0,258	0,067	0,239	0,057	0,224	0,050	0,211	0,044	0,200	0,040
2,2	0,332	0,110	0,296	0,088	0,270	0,076	0,251	0,063	0,234	0,055	0,221	0,049	0,210	0,044
2,4	0,346	0,120	0,31	0,096	0,283	0,080	0,262	0,069	0,245	0,060	0,231	0,053	0,219	0,048
2,6	0,361	0,130	0,323	0,104	0,296	0,087	0,272	0,074	0,255	0,065	0,240	0,058	0,228	0,052
2,8	0,374	0,140	0,335	0,112	0,306	0,094	0,283	0,080	0,264	0,070	0,249	0,062	0,236	0,056
3,0	0,387	0,150	0,346	0,120	0,316	0,10	0,293	0,085	0,274	0,075	0,258	0,066	0,245	0,060
3,2	0,400	0,160	0,358	0,128	0,326	0,107	0,302	0,093	0,283	0,080	0,267	0,072	0,253	0,064
3,4	0,412	0,170	0,369	0,136	0,336	0,113	0,312	0,097	0,291	0,085	0,275	0,075	0,260	0,068
3,6	0,424	0,180	0,380	0,144	0,346	0,120	0,320	0,103	0,300	0,090	0,283	0,080	0,268	0,072
3,8	0,436	0,190	0,390	0,152	0,356	0,127	0,329	0,109	0,308	0,095	0,290	0,084	0,276	0,076
4,0	0,472	0,200	0,400	0,160	0,366	0,134	0,338	0,114	0,316	0,100	0,298	0,089	0,282	0,080
4,2	0,458	0,210	0,410	0,168	0,374	0,141	0,336	0,120	0,324	0,105	0,305	0,093	0,290	0,084
4,4	0,469	0,220	0,420	0,176	0,383	0,148	0,354	0,126	0,332	0,110	0,312	0,098	0,297	0,088
4,6	0,480	0,230	0,429	0,184	0,392	0,155	0,363	0,131	0,339	0,115	0,320	0,102	0,304	0,092
4,8	0,490	0,240	0,438	0,192	0,40	0,162	0,370	0,137	0,346	0,120	0,327	0,107	0,310	0,096
5,0	0,5	0,250	0,447	0,200	0,407	0,169	0,378	0,143	0,354	0,125	0,333	0,111	0,316	0,100
5,2	0,510	0,260	0,456	0,208	0,416	0,176	0,385	0,149	0,360	0,130	0,340	0,115	0,322	0,104
5,4	0,520	0,270	0,465	0,216	0,424	0,183	0,393	0,154	0,367	0,135	0,346	0,120	0,329	0,108
5,6	0,529	0,280	0,472	0,224	0,432	0,190	0,400	0,160	0,374	0,140	0,353	0,124	0,335	0,112
5,8	0,539	0,290	0,481	0,232	0,440	0,197	0,407	0,166	0,381	0,145	0,359	0,129	0,340	0,116
6,0	0,548	0,300	0,490	0,240	0,447	0,204	0,414	0,172	0,387	0,150	0,365	0,133	0,346	0,120

Zahlentafel Nr. 38.

Stündliches Dampfgewicht in kg bei 1 m Geschwindigkeit.

Dampfdruck in Atm. absol.	Rohrdurchmesser in mm												
	50	60	65	70	75	80	90	100	110	125	130	150	175
7	25,6	36,8	43,2	50,1	57,6	65,5	82,9	102,3	123,8	159,9	172,9	230,2	305,6
8	29,0	41,7	49,0	56,8	65,2	74,2	94,0	116,0	140,4	181,2	196,0	261,0	355,2
9	32,4	46,6	54,8	63,5	72,9	83,0	105,0	129,6	156,8	202,5	219,0	291,6	396,9
10	35,8	51,5	60,4	70,1	80,5	91,6	115,9	143,0	173,1	223,5	241,8	321,9	438,2
11	39,1	56,3	66,1	76,7	88,0	100,2	126,8	156,5	189,4	244,5	266,8	352,1	479,2
12	42,5	61,1	71,7	83,2	95,5	108,7	137,5	169,8	205,4	265,3	287,0	382,0	520,0
13	45,7	65,9	77,2	89,9	102,9	117,1	148,3	183,3	221,4	285,9	309,3	411,7	560,4
14	49,1	70,6	82,8	96,1	110,4	125,5	158,9	196,2	237,4	306,5	331,6	441,4	600,9
15	52,3	75,3	88,3	102,6	117,7	133,9	169,5	209,2	253,2	326,9	353,6	470,8	640,8

Dampfdruck in Atm. absol.	Rohrdurchmesser in mm												
	200	225	250	275	300	325	350	375	400	425	450	475	500
7	409,3	518,0	639,5	773,8	920,9	1080,8	1253,4	1438,9	1637,1	1848,2	2072,0	2308,6	2567,0
8	464,1	587,2	725,0	877,2	1044,0	1219,2	1421,0	1631,2	1856,0	2095,2	2309,0	2617,2	2900,0
9	518,4	656,1	810,0	980,1	1166,4	1368,9	1587,6	1822,5	2073,6	2340,9	2544,4	2924,1	3420,0
10	572,3	724,3	894,2	1082,0	1287,7	1511,2	1752,7	2008,1	2289,3	2664,4	2977,3	3204,2	3577,0
11	625,9	788,3	978,0	1183,4	1408,3	1652,8	1876,8	2200,5	2503,7	2826,4	3168,7	3560,5	3912,0
12	676,2	849,6	1061,2	1284,1	1528,2	1793,5	2080,0	2387,8	2716,8	3067,0	3436,4	3831,1	4245,0
13	732,0	926,4	1143,8	1383,9	1674,0	1932,9	2241,7	2573,4	2923,0	3305,5	3705,7	4128,9	4575,0
14	784,8	993,3	1226,2	1483,7	1765,8	2072,4	2402,3	2758,7	3139,2	3543,9	3973,0	4426,7	4905,0
15	836,9	1059,3	1307,7	1582,4	1883,2	2210,1	2563,2	2942,6	3347,8	3779,4	4237,1	4720,9	5231,0

Zahlentafel Nr. 39.
9. Verhältnisse ausgeführter Zylinder.

	Hochdruck- zylinder	1. Mittel- druck- zylinder	2. Mittel- druck- zylinder	Nieder- druck- zylinder	Hoch- druck- zylinder	Mittel- druck- zylinder	Nieder- druck- zylinder																														
Kesseldruck..... kg/qcm	15	—	—	—	10	—	—	17,60	—	—	—	—	—	12,00	—	—	8	—	—	15,80	—	—	—	—	12,60	—	—	—	—	—	—	14,90	—	—	—		
Zylinderdurchmesser..... mm	609,59	863,58	1255,40	1879,56	500	775	1220	901,68	1346,20	1600,00	—	—	—	381,00	647,69	1143,00	540	1000	596,89	1016,00	1676,36	546,10	812,79	1193,80	1627,16	546,10	711,19	965,18	1524,00	—	—	—	—	—			
Kolbenhub	1371	1371	1371	1371	840	840	840	1219,20	1219,20	1219,20	—	—	—	838,00	838,00	838,00	650	650	1066,80	1066,80	1066,80	1219,00	1219,00	—	1219,00	914,38	914,38	914,38	914,38	—	—	—	—	—			
Zylinderlauf, Länge	1501,80	1501,80	1501,80	1501,80	910	910	910	1276,30	1276,30	1276,30	—	—	—	933,43	933,43	933,43	738	738	1165,20	1165,20	1165,20	1403,30	1403,30	1403,30	1403,30	1403,30	990,58	990,58	990,58	990,58	—	—	—	—	—		
Wandstärke, Einsatzzylinder	41,27	38,10	—	—	30	30	—	34,90	34,90	34,90	—	—	—	34,90	31,75	31,75	—	—	44,45	—	—	38,10	38,10	38,10	38,10	38,10	38,10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
" Zylindermantel	38,10	38,10	—	—	25	25	—	38,10	—	34,90	—	—	—	28,57	31,75	31,75	—	—	50,80	—	—	38,10	38,10	34,92	34,92	—	—	38,10	—	—	38,10	—	—	—	—	—	
" Zylinder ohne Einsatz	—	—	41,27	41,27	—	—	30	—	—	—	—	—	—	—	—	—	28	28	—	—	—	38,10	38,10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
Umlaufende Rippen, Stärke	31,75	31,75	31,75	31,75	22	22	22	38,00	38,00	38,00	—	—	—	28,75	28,75	28,75	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Breite des Befestigungsflansches, Einsatz	76,20	76,20	—	—	80	80	—	60,32	60,32	60,32	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Schraubenanzahl des Befestigungsflansches, Einsatz	16 a 7/8"	24 a 7/8"	—	—	—	—	—	24 a 1"	32 a 1"	40 a 1"	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Zylinderdeckelschrauben, Durchmesser	38,10	38,10	38,10	38,10	—	—	—	41,27	41,27	41,27	—	—	—	1 1/8"	1 1/8"	1 1/8"	1 1/8"	1 1/8"	1 1/8"	1 3/8"	1 3/8"	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
Zylinderdeckelschrauben, Anzahl ..	21	20	27	37	—	—	—	39	46	45	—	—	—	21,00	22,00	24,00	16	20	22,00	18,00	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
Zylinderflansch, Stärke	50,80	50,80	50,80	50,80	45	45	45	63,50	63,50	63,50	—	—	—	44,45	44,45	44,45	35	35	88,90	56,00	50,80	50,80	50,80	50,80	50,80	50,80	50,80	50,80	50,80	50,80	50,80	50,80	50,80	50,80	50,80	63,50	63,50
" Breite	63,50	63,50	63,50	63,50	65	65	65	114,30	114,30	114,30	—	—	—	39,68	39,68	39,68	60	60	125,40	128,00	38,10	60,32	60,32	47,62	53,97	76,20	76,20	120,00	120,00	—	—	—	—	—	—	—	—
Zylinderboden, Stärke	44,45	34,90	34,90	34,90	25	25	25	31,75	31,75	31,75	—	—	—	28,75	28,75	28,75	22	25	38,10	38,10	38,10	44,45	44,45	44,45	44,45	38,10	38,10	34,90	34,90	—	—	—	—	—	—	—	
" Rippenstärke	38,00	38,00	38,00	38,00	25	25	25	—	38	38	—	—	—	28,75	28,75	28,75	22	22	38,10	28,75	38,10	28,75	30,00	31,79	31,79	25,00	25,00	28,75	28,75	—	—	—	—	—	—	—	
" Rippenhöhe	—	—	—	—	125	125	125	—	—	—	—	—	—	76,20	76,20	76,20	—	175	160,00	165,00	165,00	304,79	—	128,00	190,00	128,00	128,00	155,00	155,00	—	—	—	—	—	—	—	
Zylinderfüße, Stärke	31,75	31,75	31,75	31,75	25	25	25	31,75	31,75	31,75	—	—	—	22,25	22,25	22,25	22	22	38,10	38,10	38,10	28,75	28,75	28,75	28,75	34,90	34,90	34,90	34,90	—	—	—	—	—	—	—	
" Schraubendurchmesser	1 3/8"	1 3/8"	1 3/8"	1 3/8"	1"	1"	1"	1 1/2"	1 1/2"	1 1/2"	—	—	—	1 1/4"	1 1/4"	1 1/4"	1 1/4"	1 1/4"	1 3/8"	1 3/8"	1 3/8"	1 3/8"	1 3/8"	1 3/8"	1 3/8"	1 3/8"	1 3/8"	1 3/8"	1 3/8"	1 3/8"	1 3/8"	1 3/8"	1 3/8"	1 3/8"	1 3/8"	1 3/8"	1 3/8"
Schieberkasten, Wandstärke	31,75	31,75	31,75	31,75	25	25	25	31,75	31,75	31,75	—	—	—	34,90	28,75	30,16	22	22	28,75	28,75	28,75	28,75	28,75	28,75	28,75	28,75	28,75	28,75	28,75	28,75	28,75	28,75	28,75	28,75	28,75	28,75	28,75
" Versteifungsrippen, Stärke	28,57	28,57	31,75	31,75	22	22	22	—	31,75	31,75	—	—	—	28,75	28,75	28,75	20	20	28,75	28,75	38,10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Schieberkasten, Versteifungsrippen, Höhe	63,50	63,50	82,50	82,50	130	130	130	—	123,82	98,42	—	—	—	50,80	50,80	50,80	128	128	240,00	—	165,00	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Angegossener Schieberspiegel, Stärke ..	—	—	44,45	44,45	—	35	35	—	44,45	44,45	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Aufgeschraubter Schieberspiegel, Stärke	—	—	38,10	38,10	—	25	25	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Zylinderdeckel, Stärke	25,40	25,40	25,40	25,40	25	25	25	28,57	28,57	28,57	—	—	—	28,75	28,75	28,75	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
" Rippenstärke	19,00	19,00	19,00	19,00	20	20	20	25,00	28,75	28,75	—	—	—	28,75	28,75	27,75	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
" Rippenhöhe (größte Höhe)	203,20	203,20	203,20	203,20	145	145	145	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Zylinderdeckel, Flanschstärke	44,45	44,45	44,45	44,45	42	42	42	47,62	47,62	47,62	—	—	—	44,45	44,45	44,45	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
" Flanschbreite	92,07	92,07	92,07	92,07	—	—	—	88,89	88,89	88,89	—	—	—	76,20	76,20	76,20	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Stopfbüchsenraum, Durchmesser ..	330,19	330,19	482,60	482,60	210	265	265	330,19	330,19	330,19	—	—	—	171,45	171,45	171,45	340	340	279,39	279,39	279,39	228,60	228,60	431,79	431,79	279,39	279,39	279,39	279,39	279,39	—	—	—	—	—	—	—
" Höhe	161,92	161,92	161,92	161,92	170	170	170	330,19	330,19	330,19	—	—	—	228,60	228,60	228,60	140	200	254,00	254,00	254,00	254,00	254,00	123,82	123,82	203,20	203,20	203,20	203,20	203,20	—	—	—	—	—	—	—
" Wandstärke	31,75	31,75	31,75	28,57	25	25	30	28,57	28,57	28,57	—	—	—	25,40	25,40	25,40	25	22	38,10	44,45	38,10	38,10	38,10	38,10	38,10	38,10	38,10	34,90	34,90	—	—	—	—	—	—	—	
Kolbenschiebergehäuse, Durchmesser ..	546,10	787,39	—	—	310	—	—	584,20	—	—	—	—	—	165,10	533,39	—	486	—	558,79	—	—	346,00	431,79	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
" Wandstärke	—	—	31,75	31,75	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
Dampfkanäle, Wandstärke	—	—	44,27	44,27	25	25	25	31,75																													

III. Stopfbüchsen.

1. Packungen für Wasser:

Hanf und Baumwolle in runden oder viereckigen mit Talg getränkten Schnüren, Enden einer Lage stumpf zusammenstoßend.

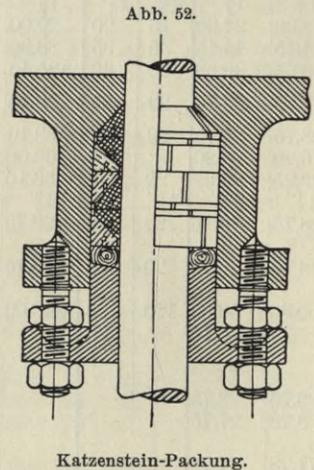
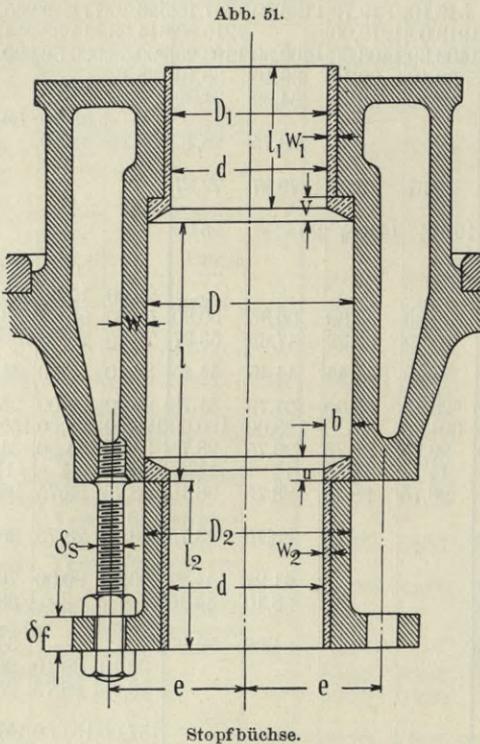
2. Packungen für Dampf.

a) Weiche Packungen:

α) Asbestpackung in Flechtenform mit oder ohne Draht-einlage mit warmen Talg getränkt.

β) Tuckspackung, mit Kautschuklösung getränkte Leinwand um eine Gummieinlage gerollt, letztere fehlt häufig.

Die Ende einer Ringlage von Asbest- oder Tuckspackung schräg



übereinander gelegt und die Verbindungsstellen der einzelnen Lagen gegeneinander versetzt.

γ) Material der Stopfbüchsenbrille bei kleineren Durchmessern Bronze (bis $d_k = \sim 50$ mm), sonst Gußeisen mit eingelegten Metallbüchsen.

Reibung in den Stopfbüchsen mit weichen Packungsmaterialien bis 10%—12% der Gesamtreibung der Maschine.

b) Metallpackungen.

α) Die Dichtungsringe, aus verschiedenen Arten Weichmetall, z. B. Babbittmetall, in 2—4 Segmente zerschnitten, häufig mit konischen Gleitflächen aufeinander oder auf geteilten Bronzewischenringen aufliegend, werden durch Federn bzw. den Dampfdruck selbst gegen die Stange gepreßt. Die Schnittfugen der einzelnen Ringlagen radial oder unter einem Winkel gegen die Stange angeordnet; die einzelnen Lagen gegeneinander versetzt.

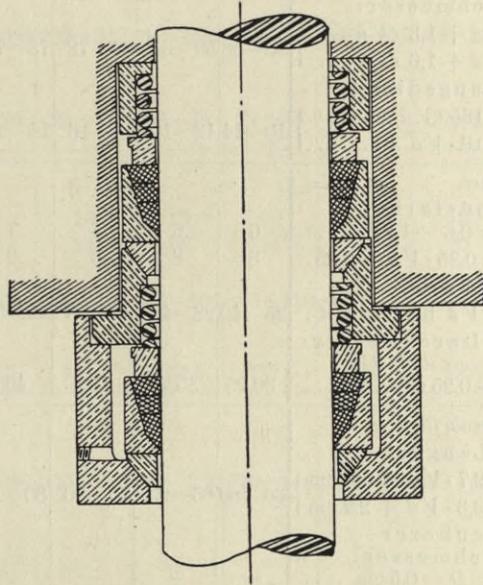
β) Die Packung muß der Stange eine gewisse seitliche Bewegung gestatten. Zu diesem Zweck wird häufig ein Spielraum zwischen der Innen-

wandung des Packungsraums und den Dichtungsringen vorgesehen und auf einem Ende der Packung die Dichtung gegen Deckel oder Boden durch Aufschleifen einer kugelförmigen Fläche beweglich gemacht. Querschnitt der Dichtungsringe dreieckig, rechteckig oder trapezförmig. Der außen liegende Dichtungsring erhält häufig eine Lage weicher Packung als Zugabe.

Reibung zweckentsprechend angeordneter Metallpackungen 1,5 0/0—3 0/0 der Gesamtreibung der Maschine.

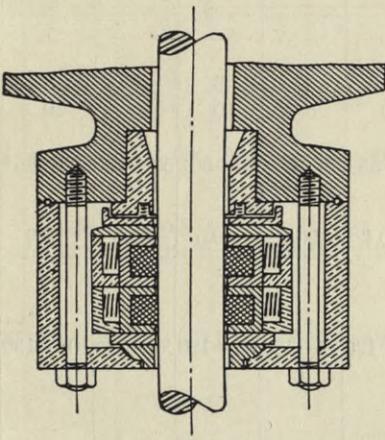
Flansch der Stopfbüchsenbrille rechteckig oder rund für 3 oder 4 Stopfbüchsenrauben, häufig mit gemeinsamer Nachstellvorrichtung für sämtliche Schrauben versehen. Entwässerung durch eine mit Hahn versehene Bohrung der Stopfbüchse.

Abb. 54.



United States Metallic-Packing Co.

Abb. 53.



Philadelphia-Packung.

c) für die Stopfbüchsen schnellaufender Maschinen kann angenommen werden

$$\left. \begin{aligned} D &= \sim 1,6 \cdot d, & l &= \sim 2,7 \cdot d, & w &= \sim 0,25 \cdot d, \\ \delta_f &= \sim 0,35 \cdot d, & \delta_s &= \sim 0,3 \cdot d, & l_1 &= \sim 0,6 \cdot d. \end{aligned} \right\} \quad (185)$$

Metallpackungen sind in außerordentlich verschiedenen Ausführungen vorhanden, Abb. 52—54 und Tafel 33, Abb. 15, 16, Tafel 56, Abb. 10, 11 zeigen einige Konstruktionen.

3. Verhältnisse der Abmessungen

	Stangendurch									
	30	35	40	45	50	55	60	65	70	80
Packungsraum.										
Wandstärke:										
$w = 0,55 \cdot \sqrt{d} + 0,35 \text{ cm.}$										
$w = 0,6 \cdot \sqrt{d} \text{ bis } 0,8 \cdot \sqrt{d}$	12-15	12-15	14-16	15-17	15-18	15-18	17-20	17-20	18-21	18-23
Länge:										
$l = 3 \cdot \sqrt{d} + 2 \text{ cm.}$										
bis $l = 4 \cdot \sqrt{d} + 3 \text{ cm.}$	70-90	75-100	80-110	85-115	90-120	90-125	95-130	95-130	100-135	105-140
Durchmesser:										
$D = d + 1,3 \cdot \sqrt{d} \text{}$										
bis $D = d + 1,6 \cdot \sqrt{d} \text{}$	50-58	59-65	66-72	73-79	80-86	85-93	92-100	99-105	104-111	106-122
Packungsdicke:										
$b = 0,65 \cdot \sqrt{d} \text{}$										
bis $b = 0,8 \cdot \sqrt{d} \text{}$	10-14	12-15	13-16	14-17	15-18	15-19	16-20	17-20	17-21	18-22
Grundbüchse.										
Wandstärke:										
$w_1 = 0,6 - 1,2 \text{ cm.}$	6	6	7	7	8	8	8	8	8	10
$v = 0,35 \cdot \sqrt{d} + 0,25 \text{}$	8	8	9	9	10	10	10	10	10	12
Länge:										
$l_1 = 1,5 \cdot \sqrt{d} \text{ bis } 2,5 \cdot \sqrt{d} \text{}$	25-40	28-45	30-50	32-54	35-55	35-55	40-60	50-65	55-65	55-70
Innerer Durchmesser:										
$D_1 = d \text{ bis } d + 0,25 \text{ cm.}$	30,25	35,25	40,3	40,3	50,4	50,4	60,5	65,5	70,6	80,7
Stopfbüchsenbrille.										
Länge:										
$l_2 = 2,7 \cdot \sqrt{d} + 1,8 \text{ cm}$										
bis $l_2 = 3,3 \cdot \sqrt{d} + 2,2 \text{ cm}$	60-80	65-90	70-90	80-110	90-120	95-120	95-120	95-120	100-130	120-140
Außerer Durchmesser:										
$D_2 = D - 0,5 \text{ cm.}$										
bis $D_2 = D - 0,2 \text{ cm.}$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Flanschstärke:										
$\delta_f = 0,6 \cdot \sqrt{d} + 0,9 \text{ cm}$	18-20	20-22	22-24	22-24	24-26	24-26	24-26	25-28	26-28	28-30
Metallbüchse in der Brille:										
$u \text{}$	8	8	9	9	10	10	10	10	10	12
Wandstärke:										
$w_2 = w_1 \text{}$	6	6	7	7	8	8	8	8	8	10
Schrauben.										
Anzahl:										
$n = 0,12 \cdot d + 2 \text{}$	2	2	2	2	2	2	2	3	3	3
Außerer Durchmesser:										
$\delta_s = 0,14 \cdot \sqrt{(D^2 - d^2)} \cdot \frac{p}{n}$										
oder:										
$\delta_s = 0,5 \cdot \sqrt{d} + 0,6 \text{ cm}$	5/8"	5/8"	5/8"	5/8"	3/4"	3/4"	3/4"	3/4"	7/8"	7/8"
Entfernung von Mitte Schraube bis Stangenmitte:										
$e = 1,5 \cdot d \text{ bis } e = 1,75 \cdot d$	30-35	32-34	36-40	38-42	45-50	48-52	50-55	52-58	57-63	62-66

für Stopfbüchsen mit weicher Packung.

	messer d mm											
	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200
20-24	20-25	22-26	24-28	24-28	26-30	28-32	30-32	30-34	30-35	30-35	32-36	
110-150	115-160	120-165	125-170	130-175	135-190	140-200	145-220	150-230	160-250	170-260	180-280	
128-138	140-150	152-162	164-176	176-188	188-200	200-212	212-222	224-236	236-244	248-260	260-272	
19-24	20-25	21-26	22-28	23-29	24-30	25-31	26-32	27-33	28-34	29-35	30-36	
10	10	10	10	10	10	10	10	10	12	12	12	
12	12	12	12	14	14	14	14	14	15	15	15	
60-75	65-80	65-85	70-85	75-90	75-95	80-100	85-100	85-110	90-110	90-110	90-110	
90,8	100,9	110,9	121	131	141,5	151,5	161,5	171,5	182	192	202	
130-160	140-170	140-170	150-190	160-190	180-210	200-220	210-230	220-240	220-250	230-290	240-320	
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
28-30	28-30	30-32	30-32	30-32	32-34	32-34	34-36	34-36	34-36	36-38	38-40	
12	12	12	12	14	14	14	14	14	15	15	15	
10	10	10	10	10	10	10	10	10	12	12	12	
3	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	
7/8"	1"	1"	1"	1"	1 1/8"	1 1/8"	1 1/8"	1 1/4"	1 1/4"	1 1/4"	1 1/4"	
67-70	76-82	82-87	88-92	90-97	98-105	105-110	108-115	117-125	122-130	127-135	132-140	

Sechster Abschnitt.

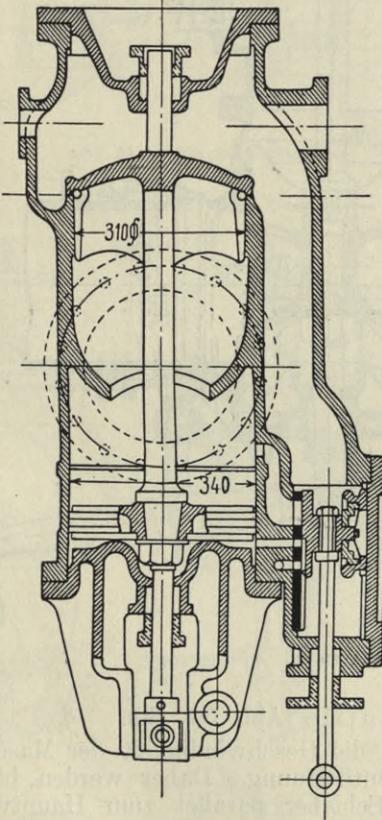
Zylinderarmatur und Dampfleitung.

1. Manövrierventile.

a) Unentlastete Ventile.

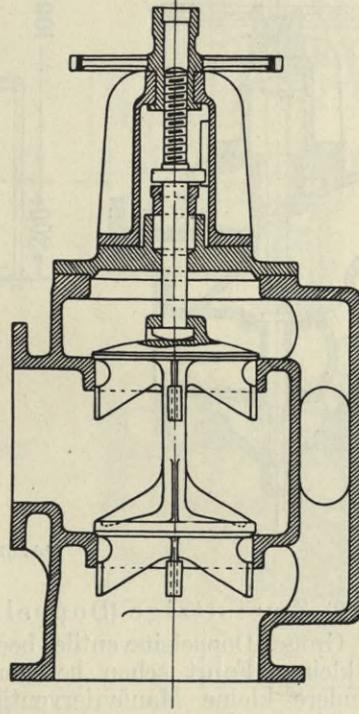
Einsitzige Ventile. Der Dampf wirkt unter den Ventilkegel, nur für kleinere Durchmesser verwendbar.

Abb. 55.



Einsitziges Ventil.

Abb. 56.



Doppelsitzventil.

b) Entlastete Ventile.

α) Einsitzige Ventile (Abb. 55).

Häufig kleines im Hauptventil angeordnetes Entlastungsventil, das durch besondere Spindel (durch die hohle Spindel des Hauptventils hindurchgehend)

vor dem Eröffnen des Hauptventils geöffnet wird, dabei tritt Dampf unter das Ventil zur Entlastung.

Der Dampf tritt über das Ventil; letzteres ist zylindrisch im Ventilhals eingepaßt, jedoch mit so viel Spielraum, daß der Dampfdruck sich oberhalb des Ventilkegels fortpflanzt und das Hauptventil und das in seinem Sitze angeordnete Entlastungsventil niederdrückt. Wird letzteres durch Spindel und Handrad gehoben, so entweicht der oberhalb des Kegels befindliche Druck und der große Kegel hebt sich durch den Dampfdruck von selbst, ohne die Spindel zu belasten.

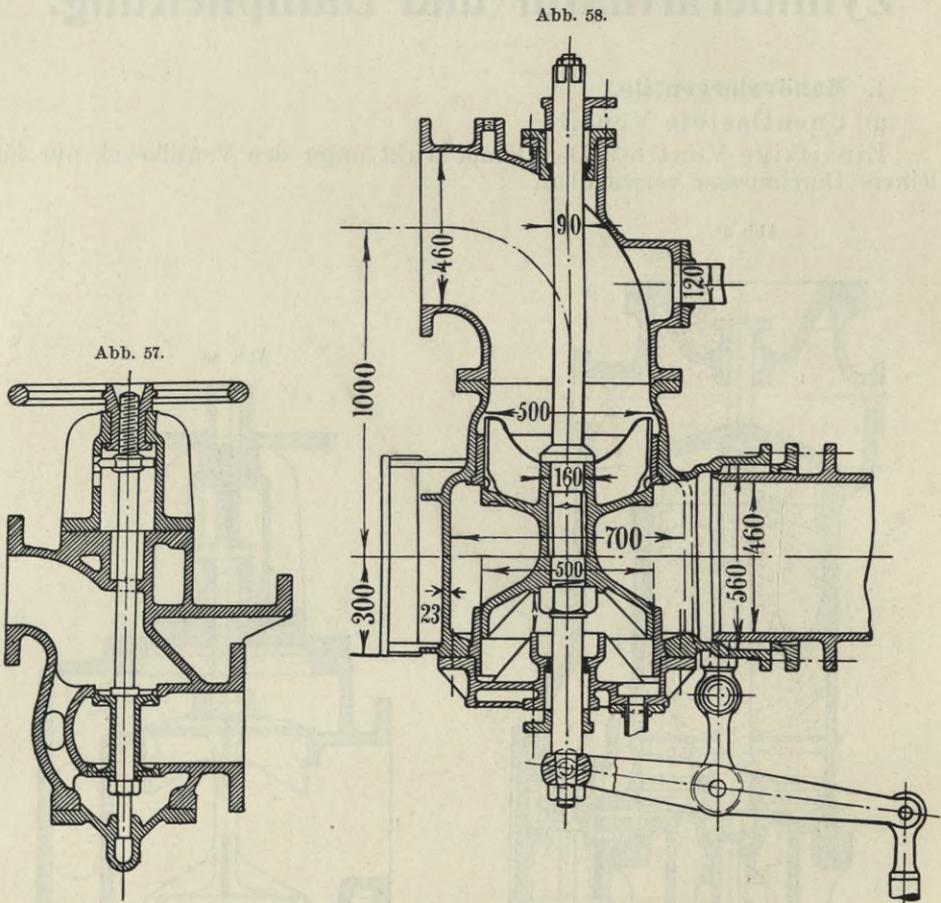


Abb. 57, 58: Doppelsitzventile.

β) Zweisitzige (Doppelsitz)-Ventile (Abb. 56—60).

Große Doppelsitzventile beeinflussen die Geschwindigkeit der Maschine bei kleiner Fahrt schon bei geringer Ventilöffnung. Daher werden häufig besondere kleine Manövrierventile oder Schieber parallel zum Hauptventil angeordnet. Das obere Ventil ist einige mm größer als das untere. Doppelsitzventile sind schwer dicht zu halten.

Sehr gut bewährt hat sich für große Doppelsitzventile die Anordnung einer Scheibe aus gewalzter Bronze über dem oberen Ventilkegel, so daß sie gerade den oberen Sitz berührt, wenn das untere Ventil noch ~ 5 mm von seinem Sitz entfernt ist (Abb. 60).

γ) Rohrschieberventile mit Schlitzen im Ventil und Sitz, die nach unten spitz zulaufen, so daß bei geringer Erhebung sehr geringe Dampfmen gen in den Schieberkasten treten (Abb. 61). Ventil Patent Strnad (Abb. 62) mit Entlastungsventil, Ventilkörper *b* etwas verschiebbar, *h* Hilfsdampf, *u* Umsteuermaschine, *r* Reserve. Weitere Entlastungsmittel sind: Anordnung von Entlastungskolben (nicht bewährt), Ausbildung der Ventile als hohle Kolben usw.

c) Abmessungen.

Abb. 59.

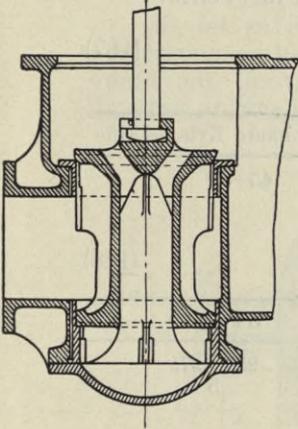


Abb. 60.

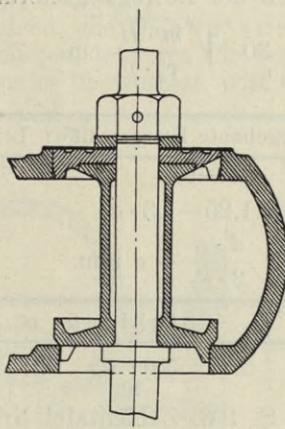
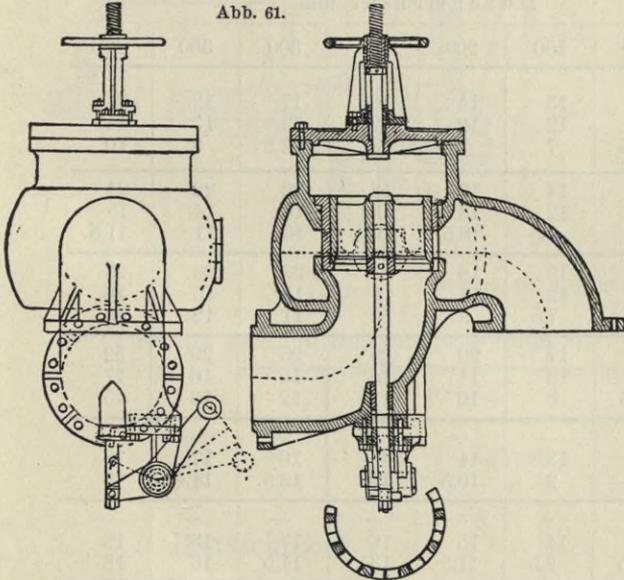


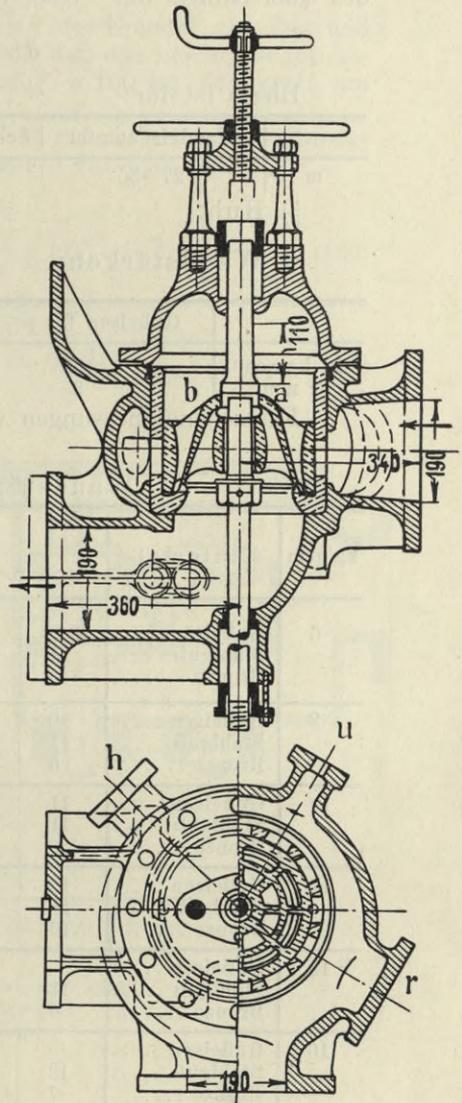
Abb. 59, 60: Doppelsitzventile.

Abb. 61.



Rohrschieberventil.

Abb. 62.



Ventil von Strnad.

Bezeichnungen.

d Durchmesser des Zuleitungsrohrs, mm,
D Stündlich erzeugte Dampfmenge, kg,
c_d Dampfgeschwindigkeit, m,
H Heizfläche des Kessels, qm,
m Stündlich erzeugte Dampfmenge auf 1 qm Heizfläche, kg,

γ Gewicht von 1 cbm Dampf, kg,
p Dampfdruck, kg/qcm,
 δ Kerndurchmesser der Spindel, cm,
k_z, *k_t* Zulässige Zug- bzw. Drehungsbeanspruchung der Spindel, kg/qcm.

a) Durchmesser. Unter der Annahme, daß aller in den Kesseln erzeugte Dampf durch das Ventil hindurchströmt, hat man:

$$\frac{d^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot c_d}{1\,000\,000} = \frac{D}{3600 \cdot \gamma} \quad (186)$$

Da $D = m \cdot H$, $\gamma = \sim \frac{p}{2}$, so folgt unter Berücksichtigung der Vergrößerung des Querschnitts um $\sim 0,25$, wegen der Bewegungsstörungen im Ventil:

$$d = \sim 30 \cdot \sqrt{\frac{m \cdot H}{c_d \cdot p}} \text{ cm.} \quad (187)$$

Hierin ist für:

	Handeldampfer	Schweregebaute Kriegsschiffe	Leichtgebaute Kriegsschiffe
m	27—36	40—55	45—50
β) Hub:	$h = 1,25—1,3 \cdot d$.		
γ) Wandstärken:	$\delta = \frac{d \cdot p}{2 \cdot k_z} + c \text{ mm.}$ (188)		

	Gußeisen für $p \leq 12$	Stahlguß	Bronze
k_z kg/qcm	100	350—375	250—275
c mm	8	10	5

Flanschenabmessungen vgl. S. 103, Zahlentafel Nr. 43.

Zahlentafel Nr. 41.

Wandstärken von Ventilgehäusen.

kg/qcm	Material	Durchmesser mm							
		50	100	150	200	250	300	350	400
6	Gußeisen	9	11	13	14	16	17	19	21
	Stahlguß	11	11	12	12	12	13	13	14
	Bronze	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	10
8	Gußeisen	10	12	14	16	18	20	22	24
	Stahlguß	11	11	12	13	13	14	14	15
	Bronze	6	7	7,5	8,5	9	10	11	11,5
10	Gußeisen	11	13	16	18	21	23	26	28
	Stahlguß	11	12	12	13	14	15	15	16
	Bronze	6	7	7,5	9	10	11	12	13
12	Gußeisen	12	14	17	20	23	26	29	32
	Stahlguß	11	12	13	14	15	15	16	17
	Bronze	16	7,5	8	10	11	12	13	15
14	Gußeisen	—	—	—	—	—	—	—	—
	Stahlguß	11	12	13	14	15	16	17	18
	Bronze	6	8	9	10,5	12	13,5	14,5	16
16	Gußeisen	—	—	—	—	—	—	—	—
	Stahlguß	12	13	14	15	16	17	18	19
	Bronze	7	8,5	9,5	11,5	13	14,5	16	18
18	Gußeisen	—	—	—	—	—	—	—	—
	Stahlguß	12	13	14	15	17	18	19	20
	Bronze	7	8,5	10	12	14	16	17	19,5
20	Gußeisen	—	—	—	—	—	—	—	—
	Stahlguß	12	13	15	16	17	19	20	22
	Bronze	7	9	10,5	13	15	17	18,5	21

δ) Einzelheiten.

Sitzfläche		Flügel		Ventilsitz		Spindel	Handrad
eben	konisch	Länge	Stärke	Höhe	mittlere Stärke	Stärke im Gewindekern	Durchmesser
$\frac{d}{100} + 2$	$\frac{d}{75} + 3$	0,5 bis $0,6 \cdot d$	$\frac{d}{100} + 4$	$\frac{d}{5} + 20$	$\frac{d}{45} + 6$	$\frac{d}{8} + 12$	$1,5 \cdot d + 100$

Es ist zu empfehlen, die Beanspruchung der Spindel auf Zug und Verdrehung zu kontrollieren, letzteres für den Fall, daß das niedergeschraubte Ventil mit Gewalt weiter festgesetzt wird, wofür ~ 100 kg Drehkraft am Handrad anzunehmen sind.

Für den Gewindekerndurchmesser δ hat man auf:

Zug:

$$\delta = 1,05 \cdot d \cdot \sqrt{\frac{p}{k_z}} \text{ cm,} \quad (189)$$

Verdrehung:

$$\delta = 9 \cdot \sqrt[3]{\frac{d + 7}{k_t}} \text{ cm.} \quad (190)$$

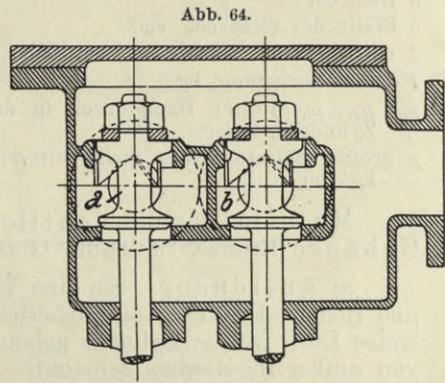
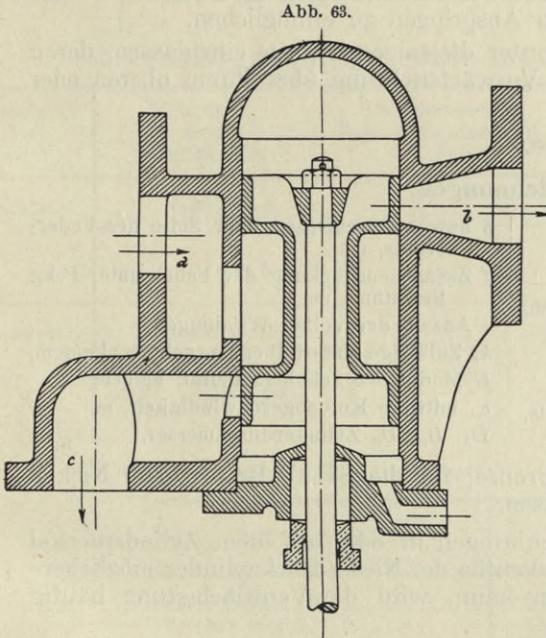


Abb. 63, 64: Hilfsschieber.

Hierin kann angenommen werden für:

	Stahl	Geschmiedete Bronze
k_z	400—600 kg/qcm	200—400 kg/qcm
k_t	300—400 „	150—300 „

2. Hilfsschieber.

a) Anordnung.

Rund- oder Flachschieber mit absperbarer Dampfzuführung vom Hauptdampfrohr.

Ein Schieber für die Schieberkasten des Mittel- und Niederdruckzylinders, durch einen Hebel bewegt, oder je ein Schieber für jeden Schieberkasten. Anzuwenden für Füllungen nicht unter 50%—60% (Abb. 64). Bei kleineren

Füllungen je ein Hilfsschieber für Mittel- und Niederdruckzylinder, mit Dampfzuführung über oder unter den Kolben und übereinstimmender Bewegung der Handhebel mit der beabsichtigten Bewegung des betreffenden Kolbens.

b) Durchmesser d der Zuführungsrohre, bei Dampfzuführung in die Schieberkasten:
$$d = \sim 0,03 \cdot D_h \cdot \sqrt{c_m}, \quad (191)$$

bei Dampfzuführung über bzw. unter die Kolben:

$$d = \sim 0,02 \cdot D_h \cdot \sqrt{c_m}.$$

*) Bei größeren Mehrfach-Expansionsmaschinen mit 3 oder 4 Zylindern ist es unter allen Umständen zu empfehlen, Hilfsschieber an den Mittel- und Niederdruckzylindern anzuordnen, da bei Einleitung des Hilfsdampfes in die Schieberkasten unter Umständen erst ein Rückwärtsschlagenlassen der Maschine erforderlich werden kann, um Anspringen zu ermöglichen.

Der Hilfsdampf ist über oder unter diejenigen Kolben einzulassen, deren Kurbeln um mindestens 30° in der Vorwärtsrichtung über ihrem oberen oder unteren Totpunkt gedreht sind.

3. Zylindersicherheitsventile.

Bezeichnungen.

d Durchmesser des Sicherheitsventils, cm,	δ bzw. a Durchmesser bzw. Seite des Federdrahts, cm,
h Hub, cm	f Zusammendrückung der Feder unter P kg Belastung, cm,
b Breite der Sitzfläche, cm,	i Anzahl der vollen Windungen,
Δ mittlerer Durchmesser der Ventulfeder, cm,	k_t Zulässige Materialbeanspruchung, kg/qcm,
P Gesamtbelastung, kg	G Modul der Schubelastizität, kg/qcm,
p_h, p_m, p_n größter Dampfdruck in den Zylindern, kg/qcm,	c_m mittlere Kolbengeschwindigkeit, m,
p größte Belastung des Sicherheitsventils, kg/qcm,	D_h, D_m, D_n Zylinderdurchmesser.

Material für die Ventile Bronze, für die Sitze Bronze oder Nickel, Gehäuse Bronze, Stahlguß, Gußeisen.

a) Anordnung. Sie sind anzubringen in oder auf dem Zylinderdeckel und Boden. Da durch die Sicherheitsventile der Niederdruckzylinder möglicherweise Luft in die Zylinder gelangen kann, wird die Ventilbelastung häufig von außen regulierbar gemacht.

Ferner an den Mittel- und Niederdruckschieberkasten, wenn in diese direkt Hilfsdampf geleitet werden kann; der abgeblasene Dampf wird bei engen Maschinenräumen häufig in die Kurbelbilge geführt.

Außerdem an den Dampfmänteln, meist in den Maschinenraum ausblasend.

b) Genügend großer Durchmesser der Sicherheitsventile:

$$d = \sim \frac{D_n}{20 \cdot \sqrt{c_m}}. \quad (192)$$

Meist findet sich d etwas größer.

Hochdruckzylinder	Mitteldruckzylinder	Niederdruckzylinder
$d = \frac{D_h}{11}$ bis $\frac{D_h}{15}$	$d = \frac{D_m}{13}$ bis $\frac{D_m}{20}$	$d = \frac{D_n}{15}$ bis $\frac{D_n}{25}$

*) Eingehende Darstellung der Momente beim Anspringen, vgl. Bertin-Wilda, Der Schiffsmaschinenbau, S. 185—192, Gebrüder Jänecke, Hannover 1901.

Hub der Ventile:

$$h = \sim 0,3 \cdot d \text{ (von } 0,125 \cdot d \text{ bis } 0,5 \cdot d\text{).} \quad (193)$$

Breite der Sitzfläche der Ventile:

$$b = \sim 1,5 \text{ bis } 2 \text{ mm.} \quad (194)$$

c) Gesamte Ventilbelastung.

Ventilbelastung p kg/qcm:

$$P = \frac{\pi}{4} \cdot p \cdot (d + b)^2 \text{ kg, } d \text{ und } b \text{ in cm.} \quad (195)$$

	Hochdruckzylinder	Mitteldruckzylinder	Niederdruckzylinder
p	$p_n + 2$ bis 4 kg/qcm	$p_m + 2$ bis 4 kg/qcm	$p_n + 1,5$ bis 2 kg/qcm

d) Ventildedern, Querschnitt rund oder quadratisch.

Querschnitt der Feder	Belastung der Ventildedern	Durchmesser δ bzw. Seitenlänge a der Feder	Zusammendrückung f der Ventildeder	Kleinste Länge l im belasteten Zustand
Kreis	$P = \frac{0,39 \cdot \delta^3 \cdot k_t}{d}$ $= \frac{\pi}{4} \cdot p \cdot (d + b)^2$	$\delta = 1,26 \cdot \sqrt[3]{\frac{\Delta \cdot p \cdot (d + b)^2}{k_t}}$ (196)	$f = \frac{6,28 \cdot i \cdot \Delta^3 \cdot p \cdot (d + b)^2}{\delta^4 \cdot G}$ (197)	$l = i \cdot (\delta + 0,2) - 0,2$ (198)
Quadrat	$P = \frac{0,48 \cdot a^3 \cdot k_t}{d}$ $= \frac{\pi}{4} \cdot p \cdot (d + b)^2$	$a = 1,24 \cdot \sqrt[3]{\frac{\Delta \cdot p \cdot (d + b)^2}{k_t}}$	$f = \frac{4,4 \cdot i \cdot \Delta^3 \cdot p \cdot (d + b)^2}{a^4 \cdot G}$	$l = i \cdot (a + 0,2) - 0,2$

In obigen Formeln ist zu setzen:

Material	k_t kg/qcm	G kg/qcm
Schweißeisen	1400—1500	740 000
Weicher Stahl	1800—1900	828 000
Gehärteter Stahl	3500—4000	828 000
Gußstahl, weich	4500—5000	828 000
gehärtet	10000—11000	914 000
Kupfer	200—220	393 600
Messing	360—400	239 000
Gewöhnliche Bronze	280—300	253 000
Phosphorbronze	1000—1100	369 000

Die Federn werden in der Regel auf den doppelten Betriebsdruck geprüft.

Beispiel. Für den Hochdruckzylinder einer Dreifach-Expansionsmaschine vom Durchmesser $D_h = 450$ mm, dem größten Dampfdruck im Zylinder $p = 12$ kg/qcm, sind die Hauptabmessungen des Sicherheitsventils zu ermitteln, gewählt die Sitzbreite $b = 1,5$ mm.

Ventildurchmesser:

$$d = \sim \frac{D_h}{13} = \frac{450}{13} = \sim 35 \text{ mm,}$$

Ventilhub:
$$h = \sim \frac{d}{3} = 12 \text{ mm} = f,$$

Belastung des Ventils:

$$P = (12 + 3 \cdot) \frac{\pi}{4} \cdot (3,5 + 0,15)^2 = \sim 162 \text{ kg.}$$

Durchmesser der kreisförmigen Feder $\Delta = 3 \text{ cm}$, $k_t = 2000 \text{ kg/qcm}$ (Stahl).

$$\delta = 1,26 \sqrt[3]{\frac{3 \cdot (12 + 3 \cdot) 3,66^2}{2000}} = \sim 0,85 \text{ cm,}$$

Anzahl der Windungen:

$$i = \frac{\delta^4 \cdot G \cdot f}{6,28 \cdot \Delta^3 \cdot (p + 3) (d + b)^2} = \frac{0,85^4 \cdot 828\,000 \cdot 1,2}{6,28 \cdot 3^3 \cdot (12 + 3 \cdot) (3,5 + 0,15)^2},$$

$$i = 15.$$

Länge der zusammengedrückten Feder $l = 15 \cdot (0,8 + 0,2) - 0,2 = 14,8 \text{ cm}$,

Länge der nicht zusammengedrückten Feder $14,8 + 1,2 = \sim 16 \text{ cm}$.

4. Entwässerung.

a) Zylinder. Hähne am Boden und Deckel des Hochdruckzylinders, bei den übrigen Zylindern nur am Boden.

b) Schieberkasten, an den tiefstgelegenen Punkten des Kanals zu entwässern.

c) Dampfmantel, ebenfalls vom tiefsten Punkt aus zu entwässern.

Die Ableitung des Kondenswassers entweder direkt in den Speisepumpen-saugeraum oder den Haupt- oder Hilfskondensator, häufig unter Einschaltung von Wassersammlern mit Wasserstand und Entwässerungsventil, das so zu regulieren ist, daß der Sammler etwa zur Hälfte voll Wasser steht.

Die Entwässerungshähne des Niederdruckzylinders erhalten häufig Rückschlagventile, um das Ansaugen von Luft zu vermeiden, die in den Saugraum der Speisepumpen führenden Hähne ähnliche Einrichtung, um Wasseransaugen zu hindern.

Durchmesser d der Hähne, meist für alle Zylinder dieselben.

$d = \sim 0,5$ vom Durchmesser der Sicherheitsventile der betreffenden Zylinder.

Man findet häufig:

$$d = \sim 0,9 \cdot \sqrt{D_n} \text{ mm,} \quad (199)$$

für einen Hahn:

$$d \leq 50 \text{ mm.}$$

5. Indikatoranschluss, Tafel 29, 30, 31, 46.

Lichter Durchmesser mindestens $\frac{1}{2}$ ".

Der Indikatorhahn sollte wenigstens einen freien Querschnitt von $f = d^2$ bis $1,1 \cdot d^2$ besitzen, wenn d den Durchmesser des Indikator Kolbens bedeutet. Der Durchmesser δ des Indikatorrohrs mindestens:

$$\delta = 1,4 \cdot d \text{ bis } 1,5 \cdot d. \quad (200)$$

Bei der Anordnung des Indikatoranschlusses ist darauf zu achten, daß die Bohrungen vom Kolben nicht überdeckt werden können, ebenso soll ein Ausmünden der Bohrungen in Dampfkanäle vermieden werden. Besonders für schnellaufende Maschinen sollten für Boden und Deckel je ein besonderer Indikator verwendet werden, da bei Anwendung nur eines Indikators an der Deckelseite, wie meist üblich, die Bodendiagramme oft wesentlich beeinflusst werden, besonders wenn die Leitung zu eng genommen wird.

II. Dampfleitung.

Bezeichnungen.

d Dampfrohrdurchmesser,	Q stündlich durch die gerade Rohrleitung strömendes Dampfgewicht, kg.
d_1, d_2 Durchmesser von Zweigleitungen,	L Länge der Rohrleitung, m,
d', d'' Durchmesser der Hilfsdampfrohre,	γ Gewicht von 1 cbm Dampf, kg.
d_a Durchmesser der Abdampfleitung der Hilfsmaschinen,	
D_h, D_n Durchmesser von Hoch- bzw. Niederdruckzylindern,	

1. Material.

a) Anforderungen an die Festigkeit der Rohrmaterialien.

	Zerreißfestigkeit kg/qcm	Zulässige Anstrengung kg/qcm	Dehnung %
Bronze für Ventile, Flanschen, Formstücke	2000	250—450	15
Kupfer für Rohre	2100	200—225	35
Schweißeisen für Rohre und Flanschen	3400 (Längsrichtung) 3200 (Querritung)	250—275	12 8
Flußeisen für Rohre und Flanschen	4500	350—375	22
Stahlgu für Ventile, Flanschen, Formstücke	3800	300—350	20

b) Kupferrohre gezogen oder überlappt, gelötet mit Schlaglot, zur Hälfte aus Kupfer, zur Hälfte aus Zink bestehend (manchmal $\frac{1}{2}\%$ Zinnzusatz), gerade Rohre, außer in den größten Abmessungen mit einer Lötnaht.

Kleine Kupferkrmmer aus geraden Rohren hergestellt, große aus zwei Blechen mit zwei gelöteten Nähten, von 1 bis 2 Nummern größerer Blechstärke.

Jetzt meist Kupferrohre bis 175 mm Durchmesser aus nahtlosen Rohren, die auch zu Krümmern gebogen werden.

Auf Kriegsschiffen werden gezogene Kupferrohre in der Regel nur bis 40 mm Durchmesser verwendet.

Flanschen für Kupferrohre etwa 85 Teile Kupfer und 15 Teile Zink.

c) Schmiedeiserne Rohre, überlappt, geschweißt, über 75 mm Durchmesser nur in geraden Stücken zu verwenden. Aus gewalzten Platten oder Streifen hergestellt. Außer bei den größten Abmessungen erfolgt das Schweißen in einer Hitze. Wird Biegen erforderlich, so ist bis 150 mm Durchmesser mindestens ein Krümmungsradius vom dreifachen, bis 300 mm vom vierfachen Durchmesser innezuhalten.

d) Flußeisen-(Stahl)rohre. Gezogene Rohre bis 150 mm Durchmesser, größere geschweißt. Größere Durchmesser berlascht geschweißt, mit aufgenieteter Lasche über der Schweißnaht. Die Nähte werden durch Wassergasflammen erhitzt und in einem Schlage geschweißt.

Gezogene Stahlrohre können bis 120 mm Durchmesser kalt, mit Blei gefllt, zu mäßigen Kurven gebogen werden.

2. Durchmesser der Dampfleitungen.

a) Hauptdampfleitung.

Dampfgeschwindigkeit 30—40 m, vgl. S. 81, Zahlentafel 37.

Durchmesser:
$$d = D_h \cdot \sqrt{\frac{ca}{c_m}} \quad (201)$$

Zahlentafel Nr. 42.

Hauptdampfrohr, Durchmesser für $D_h = 1$.

Kolbengeschwindigkeit, c_m m	Dampfgeschwindigkeit, m					
	25	30	35	40	45	50
2,0	0,283	0,258	0,239	0,224	0,211	0,200
2,2	0,296	0,270	0,251	0,234	0,221	0,210
2,4	0,310	0,283	0,262	0,245	0,231	0,219
2,6	0,323	0,296	0,272	0,255	0,240	0,228
2,8	0,335	0,306	0,283	0,264	0,249	0,236
3,0	0,346	0,316	0,293	0,274	0,258	0,245
3,2	0,358	0,326	0,302	0,283	0,267	0,253
3,4	0,369	0,336	0,312	0,291	0,275	0,260
3,6	0,380	0,346	0,320	0,300	0,283	0,268
3,8	0,390	0,356	0,329	0,308	0,290	0,276
4,0	0,400	0,366	0,338	0,316	0,298	0,282
4,2	0,410	0,374	0,346	0,324	0,305	0,290
4,4	0,420	0,383	0,354	0,332	0,312	0,297
4,6	0,429	0,392	0,363	0,339	0,320	0,304
4,8	0,438	0,400	0,370	0,346	0,327	0,310
5,0	0,447	0,407	0,378	0,354	0,333	0,316
5,2	0,456	0,416	0,385	0,360	0,340	0,322
5,4	0,465	0,424	0,393	0,367	0,346	0,329
5,6	0,472	0,432	0,400	0,374	0,353	0,335
5,8	0,481	0,440	0,407	0,381	0,359	0,340
6,0	0,490	0,447	0,414	0,387	0,365	0,346

b) Sind Zweigleitungen vom Durchmesser d_1 , von den einzelnen Kesseln vorhanden, die sich vor der Maschine zu einer Leitung vom lichten Durchmesser d vereinigen, so sind obige Werte, um d_1 zu erhalten, mit folgenden Faktoren zu multiplizieren:

$$d_1 = a \cdot d.$$

Anzahl der Zweigleitungen	2	3	4	5	6	7	8
a	0,74	0,61	0,53	0,47	0,43	0,40	0,38

c) Ist das minutliche Dampfgewicht Q kg bekannt, welches durch die gerade Dampfleitung mit 30–40 m Geschwindigkeit hindurchströmen soll, so läßt sich für Schiffsmaschinen mit Berücksichtigung des Druckabfalls vom Kessel zur Maschine sehr angenähert setzen:

$$Q = 0,49 \cdot d^3 \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{L \cdot (d + 9,14)}}. \quad (202)$$

Der Rohrdurchmesser d läßt sich leicht durch Probieren ermitteln.

Bei dem Vorhandensein von Krümmern ist für jeden Krümmer L um $40 d$ zu vergrößern, für jedes in die Leitung eingebaute Ventil um $60 d$, außerdem ist es zweckmäßig, dem Widerstand beim Eintritt in das Rohr durch eine weitere Vergrößerung von L um $60 \cdot d$ Rechnung zu tragen.

Beispiel. Durch eine gerade Rohrleitung von $L = 10$ m Länge sollen minutlich $Q = 900$ kg Dampf mit 35 m Geschwindigkeit unter einem Dampfdruck von 11 kg/qcm Ueberdruck hindurchströmen. Hierfür ist $\gamma = 6,063$ kg/cbm.

Dann ergibt sich nach Gleichung (202):

$$900 = 0,49 \cdot d^3 \cdot \sqrt{\frac{6,063}{10 \cdot (d + 9,14)}}.$$

Dieser Gleichung wird für $d = 24$ cm Durchmesser Genüge geleistet, da die rechte Seite ~ 910 ergibt. Sind in die Rohrleitung 2 Krümmer eingeschaltet, so folgt mit Berücksichtigung des Widerstandes:

$$900 = 0,49 \cdot d^3 \cdot \sqrt{\frac{6,063}{(L + 140 \cdot d)(d + 9,14)}}$$

Hieraus folgt: $d = 33$ cm.

d) Dampfzuführung zu den Zylindermänteln.

Dampfentnahme entweder vom Hauptdampfrohr durch das Absperrventil oder vom Hochdruckschieberkasten, wobei der Druck durch Reduzierventile so weit zu vermindern ist, daß er etwas höher wird, als der größte Arbeitsdruck in dem betreffenden Zylinder.

Druck im Mantel:

Kesseldruck	Druck im Hochdruckmantel	Druck im Niederdruckmantel
10—12 kg/qcm	5—6 kg/qcm	2—2,5 kg/qcm
12—17 „	8—9 „	3—3,5 „

Dampfeintritt in den Mantel im oberen, Austritt im unteren Teil des Mantels.

Durchmesser des Zuführungsrohrs 13—25 mm.

In die Ueberströmrohre von einem Mantel zum folgenden sind Absperrventile und Reduzierventile einzuschalten. Am Mantel werden in der Regel Manometer angeordnet.

e) Abdampfleitung.

$$d = D_n \cdot \sqrt{\frac{c_m}{c_d}} \quad (203)$$

Werte für c_m vgl. S. 41, für c_d S. 81.

Gemeinsame Abdampfleitung der Hilfsmaschinen, in welche die einzelnen Abdampfleitungen der Hilfsmaschinen von den Durchmessern d_1 , d_2 , d_3 usw. einmünden.

$$\text{Durchmesser: } d_a = \sim 0,95 \cdot (d_1 + d_2 + d_3 + \dots) \quad (204)$$

Hierin sind d_1 , d_2 usw. etwa 20% größer als die betreffenden Frischdampfleitungen zu wählen.

f) Hilfsdampfleitung für Pumpenbetrieb und Hilfsmaschinen.

$$\text{Durchmesser: } d = 0,8 \text{ bis } 0,85 \cdot (d' + d'' + d''' + \dots) \quad (205)$$

worin d' , d'' , d''' usw. die Durchmesser der Frischdampfrohre der angeschlossenen Hilfsmaschinen sind.

3. Rohrwandstärken.

Bezeichnungen.

d lichter Rohrdurchmesser, mm, | p größter Betriebsdruck, kg/qcm,
 δ Wandstärke, mm, | c Konstante, mm,

a) Zusammenstellung der üblichen Formeln für die Berechnung von Rohrwandstärken für hochgespannten Dampf.

	Kupferrohre		Schmiedeisenrohre geschweißt	Stahlrohre Siemens-Martin-Stahl gezogen oder geschweißt
	gelötet	gezogen		
<i>Deutsche Marine</i>	$\delta = \frac{p \cdot d}{400} + 1,5, d \geq 200$ $\delta = \frac{p \cdot d}{400}, d > 125$	$\delta = \frac{p \cdot d}{400} + 1$ bis 2	$\delta = \frac{p \cdot d}{700} + 1$ für $d \leq 200$ $\delta = \frac{p \cdot d}{800}$ für $d > 200$	
<i>Englische Marine</i> und <i>Board of Trade</i>	$\delta = \frac{p \cdot d}{422} + 1,6$	$\frac{p \cdot d}{422} + 0,75$	$\delta = \frac{p \cdot d}{422},$ für $\delta > 6$	$\delta = \frac{p \cdot d}{632} + 2,5$
<i>Französische Marine</i>	$\delta = \frac{p \cdot d}{500} + c, p \leq 10$ $\delta = \frac{p \cdot d}{450} + c, p = 10-12$ $\delta = \frac{p \cdot d}{400} + c, p = 12-14$	$\delta = \frac{p \cdot d}{570} + c, p \leq 10$ $\delta = \frac{p \cdot d}{500} + c, p = 10-12$ $\delta = \frac{p \cdot d}{450} + c, p = 12-14$	$\delta = \frac{p \cdot d}{500} + 2$ bis 3	$\delta = \frac{p \cdot d}{700} + 2$ bis 3
	$c = 1$ für $d \leq 50$ $c = 1,5$ „ $d = 50-100$ $c = 2$ „ $d > 100$			
<i>Amerik. Marine</i>	$\delta = \frac{p \cdot d}{562} + 1,6$		$\delta = \frac{p \cdot d}{703} + 3,2$	(206)

Laschenstärke für Stahlrohre: $\delta_1 = \delta + 1,5$ mm.

b) Abdampfrohre, Kupfer.

Wandstärke: $\delta = \frac{d}{100} + 1$ mm, (207)

oder: $\delta = 0,2 \cdot \sqrt{d}$ mm.

4. Verbindungen der Rohrleitung.

a) Rohrverschraubungen kommen nur für Rohre bis höchstens 25 mm Rohrdurchmesser in Betracht.

Kleine Kupferrohre werden auch dadurch verbunden, daß man das aufgeweitete Ende des einen über dasjenige des andern schiebt und den Zwischenraum mit Lot ausfüllt.

b) Flanschenverbindungen (Abb. 65—72).

α) Material: Metall, Stahlguß. Geschmiedete oder hydraulisch gepreßte Aufwalzflanschen im allgemeinen billiger als Stahlgußflanschen, für Kupferrohre Metallflanschen, für Stahlrohre sind die Flanschen aus dem Ganzen zu schmieden, Schweißung an Stahlflanschen unzulässig.

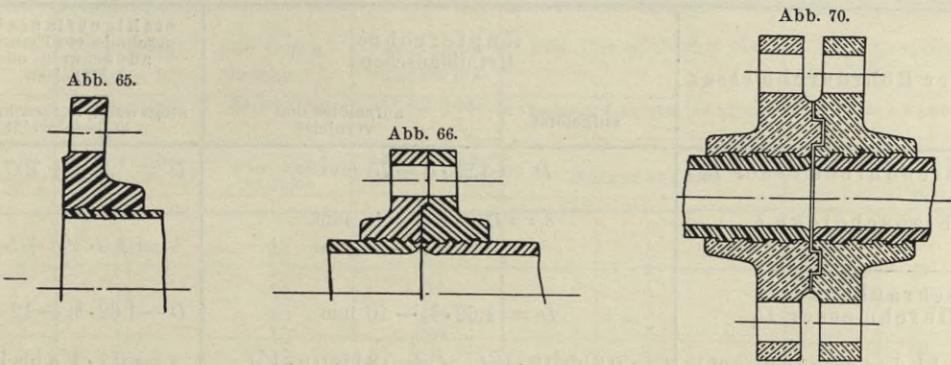
β) Befestigung der Flanschen auf dem Rohr.

Kupferrohre. Auflöten über 200 mm Rohrdurchmesser, außerdem Vernietung.

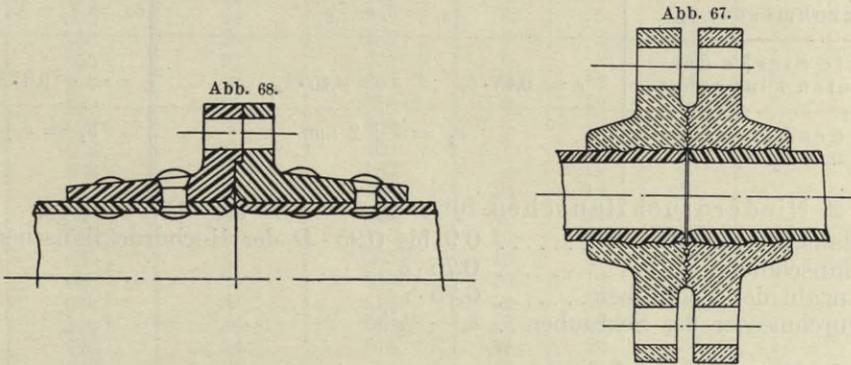
Schmiedeiserne Rohre. Aufschrauben, Aufschweißen oder Aufwalzen.

Aufschweißen ist zuverlässig schwierig ausführbar und ist an der Montagestelle nicht möglich, Auflöten ist zu vermeiden.

Stahlrohre, Flanschen, aufgeschraubt, aufgeschweißt, vernietet oder aufgewalzt.



Gestalt der Dichtungsfläche glatt oder mit eingedrehter Nut und Feder, letztere mit ~ 1 mm Spielraum an jeder Seite der Feder.



γ) Form der Flanschen, feste Flanschen oder feste Bordringe mit ein oder zwei losen Flanschen in verschiedenen Ausführungsformen (Abb. 65—72).

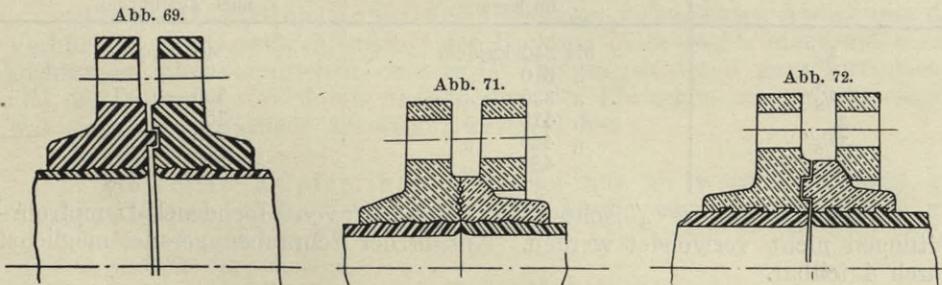


Abb. 65—72: Flanschenverbindungen.

δ) Abmessungen der Flanschen.

1. Bei der Vielgestaltigkeit der im Handel vorkommenden Flanschverbindungen und da allgemein gültige Normen sich nicht eingeführt haben,

sind in folgendem eine Anzahl von Formeln für Hochdruckflanschen zusammengestellt, die genügende Abmessungen ergeben.

d lichter Rohrdurchmesser	Kupferrohre Metallflanschen		Stahlgußflanschen, geschmiedete Flanschen aus Schweiß- oder Flußeisen
	aufgelötet	aufgelötet und vernietet	aufgewalzt, aufgeschraubt, aufgeschweißt
Flanschdurchmesser D	$D = 1,25 \cdot d + 75$ mm		$D = 1,3 \cdot d + 100$ mm (208)
Flanschdicke δ	$\delta = 0,9 \cdot \sqrt{d} + 10$ mm bis $\sqrt{d} + 10$ mm		$\delta = 1,5 \cdot \sqrt{d} + 5$ mm (209)
Schraubenkreis- Durchmesser D_1	$D = 1,62 \cdot \delta_s - 10$ mm		$D = 1,62 \cdot \delta_s - 12$ (210)
Anzahl der Schrauben*)	$i = 0,8$ bis $0,9 \cdot \sqrt{d}$	$i = 0,8$ bis $0,9 \cdot \sqrt{d}$	$i = 0,7 \cdot \sqrt{d}$ bis \sqrt{d}^* (211)
Schraubendurchmesser δ_s $n =$ Anzahl der Achtel Zoll $\delta_s \geq 1/2''$	$n = 0,24 \cdot \delta$ mm $\delta_s = 0,75 \cdot \delta$ mm	$n = 0,24 \cdot \delta$ mm $\delta_s = 0,75 \cdot \delta$ mm	$n = \sim 0,3 \cdot \delta$ mm $\delta_s = \sim 0,8 \cdot \delta$ mm $\delta_s \geq 1/2''$, $\delta_s \leq 1 1/8''$ (212)
Nietdurchmesser δ_n	$\delta_n = \delta_s - 3/8''$		$\delta_n = \delta_s - 3/8''$ (213)
Kleinste Stärke des aufgelöteten Flansches s	$s = 0,45 \cdot \delta_s$	$s = 0,45 \cdot \delta_s$	$s = \sim 0,6 \cdot \delta_s$ (214)
Stärke des Flansches am Niet s_1	$s_1 = s + 2$ mm		$s_1 = s + 2$ mm (215)

2. Niederdruckflanschen für $p \leq 4$ bis 5 kg/qcm:

Flanschdurchmesser	0,9 bis $0,95 \cdot D$ der Hochdruckflanschen,		
Flanschdicke	$0,75 \cdot \delta$	»	»
Anzahl der Schrauben	$0,75 \cdot i$	»	»
Durchmesser der Schrauben ..	$\delta_s - 1/8''$	»	»

3. Flanschschrauben.

Material: Schweißeisen oder Flußeisen.

Durchmesser	Beanspruchung bei 20 kg/qcm Arbeitsdruck	
	im Kern	nach Ausführung
$5/8''$	bis 240 kg/qcm	40 kg/qcm
$3/4''$	» 310 »	65 »
$7/8''$	» 335 »	100 »
1''	» 415 »	150 »
$1 1/8''$	» 445 »	210 »
1''	» 485 »	300 »

Schrauben unter $5/8''$ sollten in Flanschen von Hochdruck-Dampfrohrlösungen nicht verwendet werden. Anzahl der Schrauben gerade, möglichst durch 4 teilbar.

Schraubendurchmesser	$5/8''$	$3/4''$	$7/8''$	1''	$1 1/8''$
Schraubenlöcher	17	21	24	28	32 mm

4. Als Anhalt für die Abmessung von Flanschenrohren kann Zahlen-
tafel Nr. 43 dienen.

*) Die größeren Werte für größere Flanschdurchmesser.

Zahlentafel Nr. 43.

Verhältnisse von Flanschenverbindungen.

Rohr- durchmesser mm	Für Dampf- drucke bis 20 kg/qcm Flanschen- durchmesser mm	Für Dampf- drucke bis 20 kg/qcm Flansch- stärke	Für Dampf- drucke bis 20 kg/qcm Lochkreis- durchmesser mm	Für Dampfdrucke bis			Für Dampfdrucke bis		
				3,5 kg/qcm	7 kg/qcm	20 kg/qcm	3,5 kg/qcm	7 kg/qcm	20 kg/qcm
				Bolzenanzahl			Bolzendurchmesser Zoll		
20	101	13	76	—	4	—	—	—	—
25	114	13	82	—	4	—	—	—	—
32	127	14	95	—	4	—	—	—	—
38	138	15	108	—	4	—	—	—	—
44	152	15	120	—	6	—	—	—	—
50	165	17	127	4	4	6	1/2	5/8	—
63	178	18	138	4	4	6	1/2	5/8	—
76	190	19	149	4	4	6	9/16	5/8	—
89	203	20	165	4	4	8	9/16	5/8	—
102	228	20	187	4	8	8	5/8	5/8	—
114	241	20	200	4	8	8	5/8	5/8	—
127	254	22	210	4	8	8	5/8	5/8	—
152	305	24	257	6	8	12	3/4	3/4	—
178	330	24	282	6	8	12	3/4	3/4	—
203	355	24	305	6	8	12	3/4	3/4	—
228	406	25	343	6	12	16	7/8	3/4	—
254	432	25	375	8	12	16	7/8	3/4	—
280	458	26	400	8	12	16	7/8	3/4	—
305	482	28	425	8	12	16	7/8	3/4	—
330	508	28	450	8	12	20	7/8	3/4	—
355	533	30	476	10	12	20	7/8	3/4	—
380	584	30	527	10	12	20	7/8	3/4	—
406	609	32	546	10	16	20	1	3/4	—
432	635	32	565	10	16	20	1	3/4	—
458	660	33	590	10	16	20	1	3/4	—
482	680	34	616	12	16	20	1	7/8	—
508	700	34	648	12	16	20	1	7/8	—
533	720	34	673	14	20	20	1	7/8	—
558	740	34	698	14	20	20	1	7/8	—
585	760	36	724	16	20	20	1	7/8	—
610	780	36	750	16	20	20	1	1	—

5. Flanschdichtungen.

Bei glatten Dichtungsflächen kommt neben guter Abdichtung das Verhindern des Herausschleuderns der Packung in Betracht, möglichst dünne Dichtungen sind vorzuziehen oder es ist Dichtungsmaterial ganz fortzulassen und die Dichtung nur durch Aufschleifen der Flanschen zu bewerkstelligen, was sich bei sorgfältiger Arbeit gut bewährt hat.

In Verwendung sind:

Gewellte Kupferringe, die aber nur im warmen Zustand gut anliegen, in die Vertiefungen wird häufig eine Dichtungsmasse aus Asbest und Graphit eingebracht. Für überhitzten Dampf sind Stahlplatten vorzuziehen.

Gewellte mit Asbest umgebene Metallringe.

Gummi mit Drahteinlage ist bei Temperaturen über $\sim 400^\circ \text{C}$. nicht zu verwenden.

a) Federnde Flanschdichtungen, Metallringe, am Umfange mit federnden ineinander greifenden Lappen versehen, die gegenseitig übereinander greifen und mit Asbestschnur umschlungen sind.

Für Drücke bis 8 kg/qcm genügt einfache gummierte oder mit Leinöl getränkte Asbestpackung, Drahteinlage und Mennigkitt.

In Nuten des Flansches eingeleger Kupferdraht kommt häufig zur Verwendung.

Zu empfehlen, aber teuer sind metallene Dichtungslinsen mit geschliffenen Kugelflächen, durch die geringe Richtungsänderungen der Rohrleitung ermöglicht werden.

b) Flanschen mit Nut und Feder (Abb. 68, 69, 70, 72) bieten Sicherheit gegen Herausblasen der Dichtung, jedoch ist ein Nacharbeiten der Flächen schwierig. Ein gutes Dichtungsmaterial ist hierfür Klingerit, während Asbestdichtungen, wegen der geringen Breite der Dichtungsflächen schwer ausführbar sind.

Als Abzweigverbindungsstücke sind Kugelformstücke aus Stahlguß sehr zweckentsprechend.

6. Verstärkung der Rohrleitungen.

Kupferne Rohrleitungen von 125 mm lichter Weite und darüber sind mit verzinktem Stahldrahttau so zu umwickeln, daß die Tauspiralen sich berühren und daß bei dem Bruche des Taus in einer Spirale die anliegenden nicht lose werden.

Für die Dicke des Taus genügen folgende Maße:

Lichte Rohrweite mm	125—150	150—200	200—250	250—300	300—350	350—400
Umfang des Drahttaues in mm	7,5	10	12,5	15	17,5	20

Die Umwicklung ist mit einem guten Anstrich von Leinölfirnis zu versehen.

7. Umhüllung der Rohrleitungen.

Als wichtigstes Erfordernis aller Isoliermaterialien ist völlige Säurefreiheit anzusehen. In Betracht kommen: Filz, Korksteine, Infusorienerde, Asbest mit Einlage von Infusorienerde und eine Mischung von Asbestfasern und Magnesiakarbonat in Brei- oder Plattenform.

Die Stärke guter Isoliermaterialien sollte betragen für:

Rohrdurchmesser von:	50 mm	50—100 mm	100 mm und darüber
Stärke	20 „	30 „	40 bis 50 mm

Flanschen werden bei Verwendung gesättigten Dampfes meist frei gelassen, bei überhitztem Dampf müssen sie ebenfalls isoliert werden mit leicht abnehmbarem Blechmantel darüber. Krümmer und Stutzen mit Bleiblech zu verkleiden, ist nicht zu empfehlen.

Ueber die Isoliermassen werden Umhüllungen von verzinktem Eisenblech oder Segeltuch gelegt.

8. Expansionsvorrichtungen.

a) Die Wärmeausdehnung in mm von 0° C. bis zu der dem absoluten Dampfdruck entsprechenden Temperatur beträgt für je 5 m gerader Rohrlänge:

Material	5 kg/qcm 157,9° C.	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Kupfer.....	12,9	13,50	13,9	14,3	14,7	15,0	15,30	15,60	15,9	16,2	16,4	16,6	16,90	17,2
Bronze.....	13,9	14,40	14,9	15,3	15,7	16,1	16,40	16,80	17,0	17,3	17,6	17,8	18,10	18,3
Schweißisen.	11,6	12,05	12,4	12,8	13,2	13,4	13,70	14,00	14,3	14,5	14,7	14,9	15,10	15,3
Flußisen....	8,5	8,90	9,2	9,4	9,7	9,9	10,05	10,15	10,2	10,3	10,4	10,5	10,55	10,6
Gußeisen....	8,4	8,70	9,1	9,3	9,5	9,7	10,00	10,00	10,8	10,2	10,3	10,4	10,50	10,6

Seitliche Drücke auf die Rohrleitungen müssen vermieden werden, daher muß Kompensation der an die Hauptdampfleitung anschließenden Rohrleitungen in letzterem erfolgen. Verbindungsleitungen sind deshalb in Bogen anzuschließen.

b) Federrohre von L-, U-, S- oder ~-Form sollten nur in Dampfleitungen bis 200 mm Durchmesser angeordnet werden, da ihre Wirksamkeit bei größeren Durchmessern wegen der größeren erforderlichen Wandstärke sehr gering wird. Außer Kompensationsbogen aus Kupfer haben sich solche aus Schmiedeeisen bewährt.

Da für Kompensationsbogen häufig der Platz fehlt, kommen

c) Expansionsstopfbüchsen zur Verwendung.

Um dem Gleitstück möglichst freie Bewegung zu lassen, ist die Stopfbüchse lang auszuführen und die Packung nicht zu fest anzupressen.

Unentlasteten Stopfbüchsen (Abb. 73, 74), die möglichst zu vermeiden sind, sind gegen das Herausschieben des meist bronzenen, durch Flanschen an die Rohrleitung angeschlossenen Gleitstücks am Rohrschuh zu verankern. Ebenso müssen die festen Stützpunkte der Stopfbüchsen genügend versteift sein.

Die auf das Gleitstück wirkende Verschiebungskraft hat die Größe:

$$Q = d^2 \frac{\pi}{4} \cdot p. \quad (216)$$

Abb. 75, 76 zeigen einige Ausführungen entlasteter Rohrstopfbüchsen.

Durchmesser δ_s der i Ankerschrauben:

$$\delta_s = \alpha \cdot d \cdot \sqrt{p} \text{ cm.} \quad (217)$$

$i = 2$	3	4	5	6	8	10	12
$\alpha = 0,042$	0,034	0,028	0,024	0,022	0,02	0,018	0,016

Zahlentafel Nr. 44.

Wandstärken bronzenener Gleitrohre.

Druck kg/qcm	Durchmesser, mm										
	25	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500
10	6	6,5	7,5	9	10	12	13,5	15	16	13	19,5
14	6	6,5	7,5	9	11	12,5	15	18	20	23	25
17	6	6,5	7,5	9,5	12,5	16	19	22	25	28	32
21	6	6,5	7,5	11,5	15	19	23	26	30	34	38

Abb. 73.

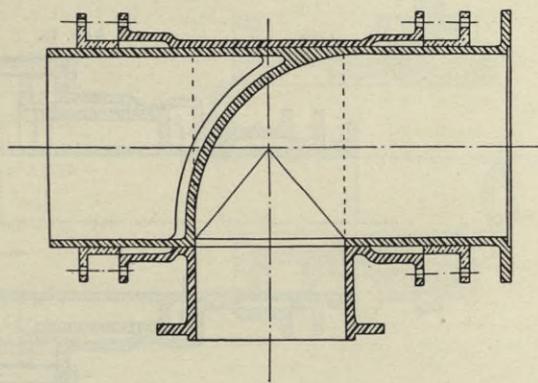


Abb. 74.

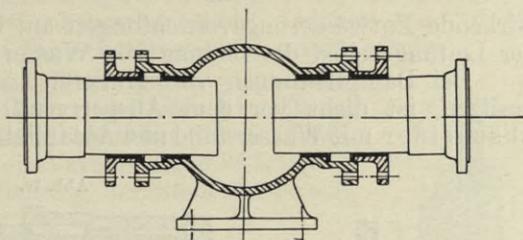


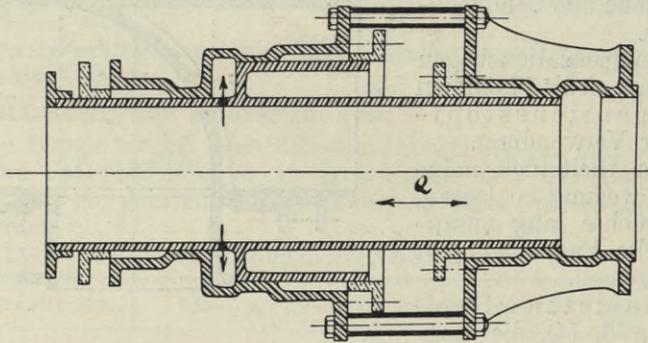
Abb. 73, 74: Unentlastete Rohrstopfbüchsen.

Rohrstopfbüchsen dürfen nur in geraden Rohrsträngen angeordnet werden.

9. Entwässerung der Rohrleitung.

Alle Stellen der Rohrleitung, an denen sich Wassersäcke bilden können, sind mit Entwässerungshähnen zu versehen, besonders ist auf solche Teile der Rohrleitung zu achten, die zwischen zwei Ventilen eingeschlossen sind, die aber bei geschlossenen und undicht gewordenen Ventilen beim Stillstand der Maschine mit Wasser gefüllt werden können, hier sind selbsttätig

Abb. 75.

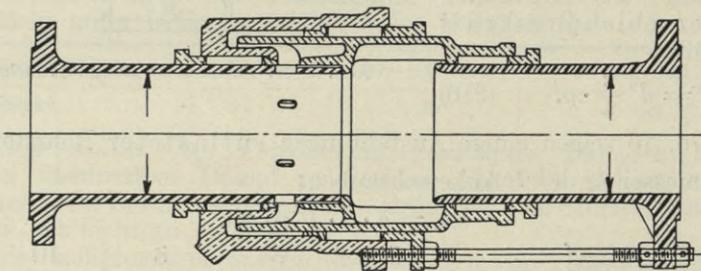


Entlastete Rohrstopfbüchse.

wirkende Entwässerungsvorrichtungen am Platz, wenn auch durch die Lage der Leitung selbst die Bildung von Wassersäcken nicht zu befürchten ist.

Bei Dampfleitungen von größerer Länge, die Fall nach der Maschine besitzen, ist dicht vor dem Absperrventil an der Maschine ein Wasserabscheider mit Wasserstand und Ablaßhahn anzuordnen, dessen Anschlußrohr

Abb. 76.



Entlastete Rohrstopfbüchse.

mit 0,25 des Querschnitts des Dampfrohres völlig genügend ist. Nicht selten werden die Entwässerungsrohre der Rohrleitung in selbsttätig wirkende Kondenswassertöpfe geführt. Das Kondenswasser findet Abfluß zum Speisepumpensaugeraum oder zum Kondensator.

Besonders auf Kriegsschiffen finden sich selbsttätig entwässernde Abscheider angeordnet.

10. Anordnung der Rohrleitung.

- a) Hauptdampfleitung.
- z) Handelsschiffe.

Einschraubenschiffe. Eine Leitung zur Maschine, die Abzweigungen zu den einzelnen Kesseln besitzt.

Zweischraubenschiffe. Je eine besondere Leitung für jede Maschine mit Absperrvorrichtung am Maschinenschott, zwischen beiden Leitungen eine absperrbare Verbindungsleitung.

β) Kriegsschiffe. Jeder Kesselraum besitzt eine besondere Dampfleitung, die bis zum vorderen Maschinenschott führt, hier abgesperrt werden kann und sämtlich in eine am Maschinenschott querschiffs entlang geführte

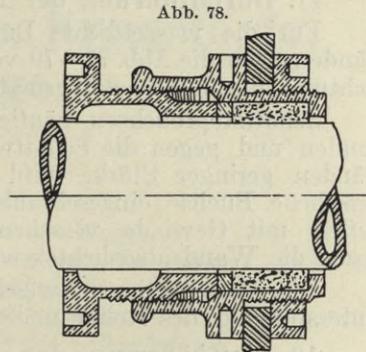
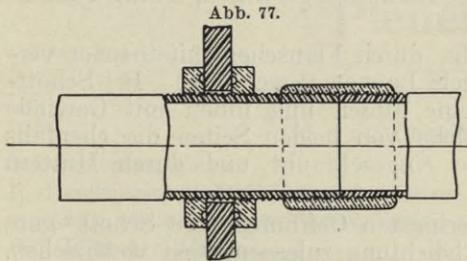


Abb. 77, 78: Rohrdurchführung durch Schotte.

Leitung münden, die Abzweigungen häufig mit eingeschalteten Wassersammlern zu beiden Maschinen besitzt und die ebenfalls von der gemeinsamen Sammelleitung am Maschinenschott absperrbar sind. Letztere kann durch ein Ventil von beiden Seiten des Längsschotts aus abgesperrt werden.

Weniger gut, aber häufig ausgeführt, ist die Anordnung nur einer Hauptdampfleitung für jede Bordseite. Der Dampf der einzelnen Kessel geht hier häufig zunächst in die Hilfsdampfleitung und von dieser führt ein Verbindungsrohr in jedem Kesselraum nach der Hauptdampfleitung der Steuerbord- oder Backbordmaschine.

b) Die Abdampfleitung der Hauptmaschine führt in den Hauptkondensator.

c) Hilfsdampfleitung.

α) Zuleitung.

Von einem besonderen Kesselabsperrentil jedes oder nur einzelner Kessel ausgehend, durch Abzweigungen zu den Hilfsmaschinen führend und oft noch an die Hauptdampfleitung angeschlossen. Die Abzweigungen werden auf größeren Schiffen mit vielen Hilfsmaschinen von in die Hilfsdampfleitung eingeschalteten Ventilkasten aus angestellt.

Auf Kriegsschiffen finden sich häufig zwei Hilfsdampfventile an jedem Kessel, von denen das eine nur für die Dampfzuführung zu den Speisepumpen dient, während an das andere die Dampfleitung für alle übrigen Hilfsmaschinen angeschlossen ist.

Bei Schiffen mit Wasserrohrkesseln führen häufig absperrbare Abzweigungen von der Hauptdampfleitung zu den Hilfsmaschinen, so daß besondere Hilfsdampfventile fehlen. Wo erforderlich, sind in die Abzweigungen zu den Hilfsmaschinen Reduzierventile eingeschaltet.

Die Hilfsdampfleitung wird oft als Ringleitung ausgebildet, die im vordersten Kesselraum und im Maschinenraum geschlossen ist. Das Kondenswasser der Hilfsdampfleitung wird in die Abdampfleitung der Hilfsmaschinen,

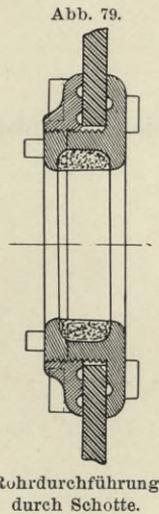


Abb. 79.
Rohrdurchführung durch Schotte.

in die Bilge oder einen besonderen Tank geführt, häufig mit selbsttätiger Entleerung in die Luftpumpenzisterne.

β) Die Hilfsabdampfleitung führt nach den Hauptkondensatoren, den Hilfskondensatoren, nach den Speisewasservorwärmern, häufig in die Receiver der Niederdruckzylinder und ins Freie und wird auf Kriegsschiffen häufig als Ringleitung ausgeführt.

11. Durchführung der Rohre durch Schotte.

Für die wasserdichte Durchführung von Rohrleitungen durch Schottwände zeigen die Abb. 77—79 verschiedene Ausführungsformen, häufig Gummidichtung, darüber Packungsmaterial.

Schottstopfbüchsen häufig zweiteilig, durch Flanschen miteinander verbunden und gegen die Schottwand mittels Lappen verschraubt. Bei Schottwänden geringer Stärke wird häufig eine außen und innen mit Gewinde versehene Buchse eingeschraubt, in welche von beiden Seiten die ebenfalls außen mit Gewinde versehenen Rohre eingeschraubt und durch Muttern gegen die Wand abgedichtet werden.

Die Konstruktionen, welche die geringsten Oeffnungen im Schott, gute Unterstützung des Rohrs und leichte Abdichtung zulassen, sind vorzuziehen.

12. **Aufhängung der Dampfleitung** durch Schellen, die an den Decksbalken befestigt sind und außer einigen starren Befestigungspunkten der Leitung freie Beweglichkeit gestatten müssen.

Siebenter Abschnitt.

Kolben, Kolbenstange, Kreuzköpfe, Pleuelstange.

Bezeichnungen.

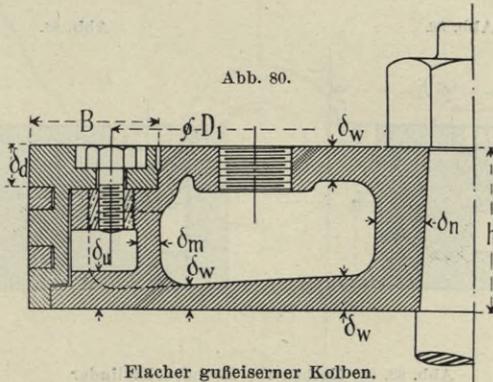
<p>D Zylinderdurchmesser, D_1 Durchmesser des Deckelschraubenkreises, p größter wirkender Dampfdruck, kg/qcm, H, h Höhe der Kolben, d_e Wandstärke des Einsatzzylinders, d_k Durchmesser der Kolbenstange, δ_w Wandstärke der Kolbenscheiben, δ'_w Wandstärke an der Zylinderbohrung, δ_n Wandstärke der Nabe, δ_m Wandstärke des äußeren zylindrischen Mantels,</p>	<p>δ_r Stärke der Rippen, δ_u Wandstärke des unteren Dichtungsflansches, i Anzahl der Rippen, B Breite des Kolbendeckels, δ_d Wandstärke des Deckels, b Breite des Deckels, D_n Durchmesser des Niederdruckzylinders, k Beanspruchung, kg/qcm, S Gesamtbeanspruchung, kg.</p>
---	---

I. Kolben.

1. Gusseiserne, doppelwandige Kolben.

a) Kolbenkörper, flach oder konisch (Abb. 80—84).

Äußerer Durchmesser des Kolbenkörpers um 1—3 mm kleiner als die Zylinderbohrung.



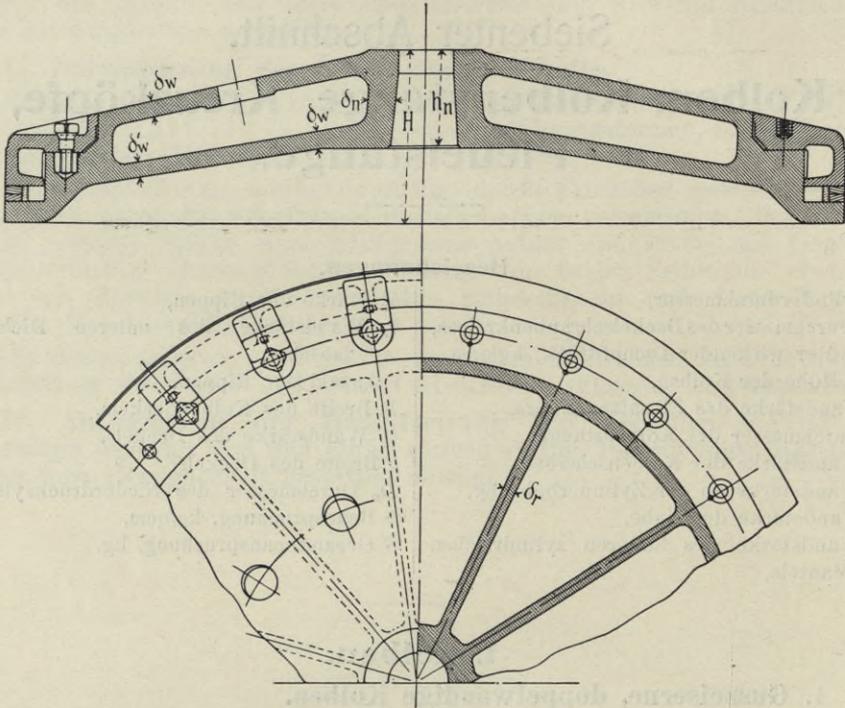
Flacher gusseiserner Kolben.

Höhe (für alle Kolben dieselbe)	}	$h = 0,08 \cdot D \cdot \sqrt{p} + 3 \text{ mm,} \quad (218)$	
		$\text{oder: } h = \sim 6 \cdot \delta_e,$	
		$\text{oder: } h = 1,35 \cdot d_k \text{ bis } 1,45 \cdot d_k.$	
Wandstärke:		$\delta_w = 0,85 \cdot \delta_e \text{ bis } 0,95 \cdot \delta_e, \quad (219)$	
oder:		$\delta_w = \sim 0,02 \cdot D + 10 \text{ bis } 15 \text{ mm.}$	

Am Rande findet sich häufig:

$$\delta'_w = \sim 0,7 \cdot \delta_e \text{ bis } 0,8 \cdot \delta_e. \quad (220)$$

Abb. 81.



Konischer gußeiserner Kolben.

Abb. 82.

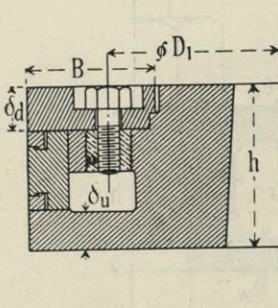


Abb. 83.

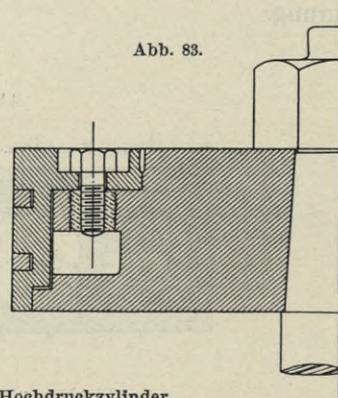


Abb. 82, 83: Kolben für Hochdruckzylinder.

(312) Die Beanspruchung ist zu kontrollieren nach:

$$k = 0,2 \cdot \frac{p \cdot D^2}{h^2} \cdot \frac{1}{1 - \left(1 - \frac{2 \cdot \delta_w}{h}\right)^3} \text{ kg/qcm}, \quad (221)$$

(313)

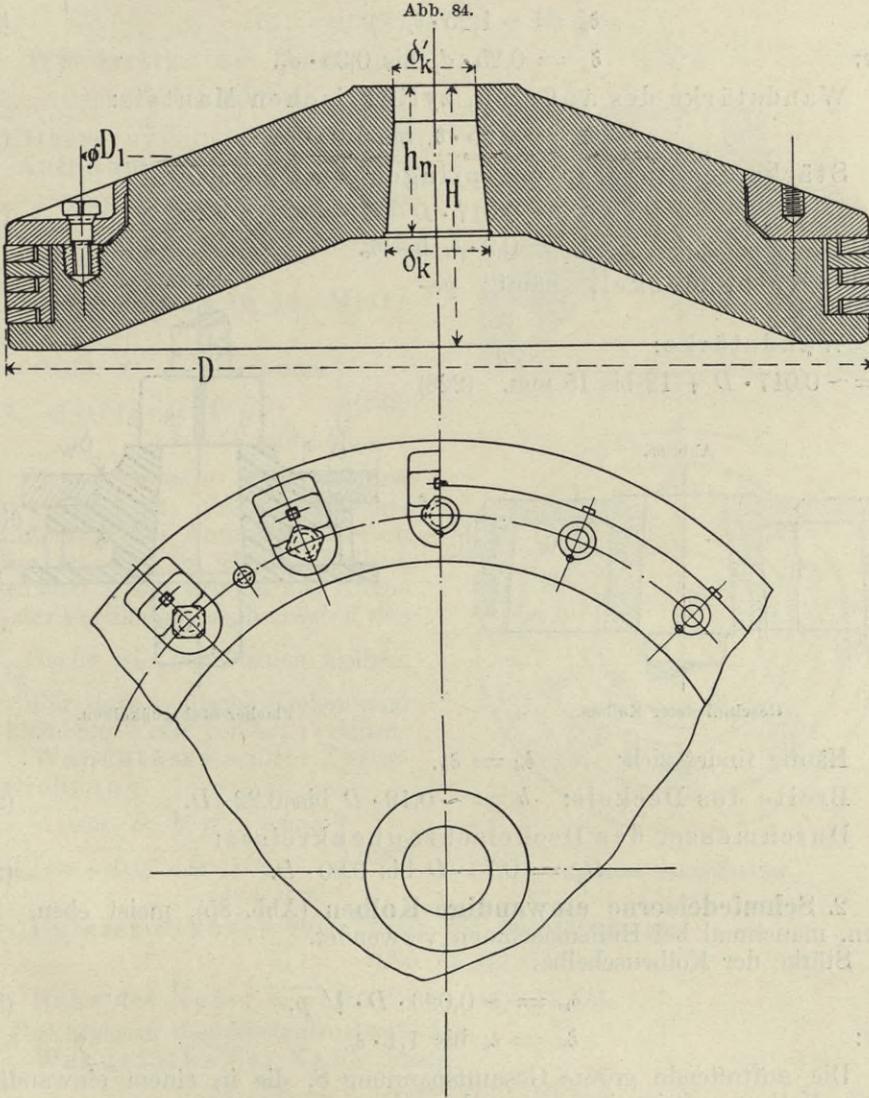
worin

$$k \leq 70 - 80 \text{ kg/qcm.}$$

Die untere Bodenfläche wird manchmal etwas stärker ausgeführt als die obere.

Die auftretende größte Gesamtbeanspruchung S , die in einem doppelwandigen Kolben auftritt, läßt sich praktisch genügend genau ermitteln aus:

$$S = \frac{D^2}{24 \cdot \delta_w \cdot h} \cdot [20 \cdot \sqrt{p} - 3p] \text{ kg.} \quad (222)$$



Konischer gußeiserner Kolben.

Beide Kolbenflächen parallel, bei größeren Kolben die obere oder beide besser konisch (Abb. 81).

Anzahl der Rippen zwischen den Scheiben:

$$i = 0,004 \cdot D + 2. \quad (223)$$

Stärke der Rippen: $\delta_r = 0,8 \cdot \delta_w$ bis δ_w .

$$(224)$$

Auf je 450 mm bis 550 mm des Umfanges ist eine Rippe und zwischen je 2 Rippen ein Kernloch anzuordnen.

Häufig läßt man die Rippen abwechselnd an der Nabe und am äußeren Rande ansetzen und gibt ihnen nur eine Länge gleich dem halben Abstand zwischen Nabe und äußerem Rand, jedoch ist es dann zweckmäßig die Anzahl der Rippen zu verdoppeln.

Wandstärke der Nabe:

$$\delta_n = \sim 1,25 \cdot \delta_e, \quad (225)$$

oder:

$$\delta_n = 0,25 \cdot d_k \text{ bis } 0,35 \cdot d_k.$$

Wandstärke des äußeren, zylindrischen Mantels:

$$\delta_m = 0,95 \cdot \delta_e \text{ bis } 1,05 \cdot \delta_e. \quad (226)$$

Stärke des unteren vorspringenden Randes:

$$\delta_u = 0,017 \cdot D + 15 \text{ mm}, \quad (227)$$

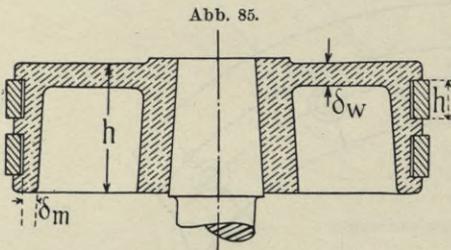
oder:

$$\delta_u = 0,9 \cdot \delta_e \text{ bis } \delta_e.$$

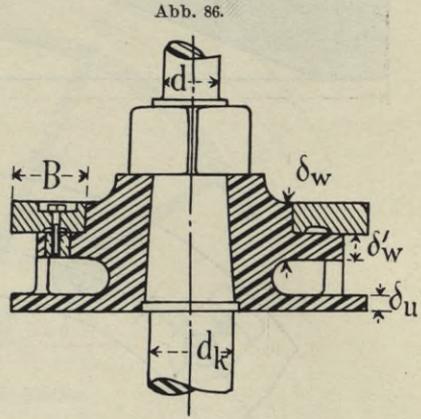
b) Kolbendeckel, häufig geschmiedet.

Wandstärke:

$$\delta_a = \sim 0,017 \cdot D + 12 \text{ bis } 15 \text{ mm}. \quad (228)$$



Geschmiedeter Kolben.



Flacher Stahlgußkolben.

Häufig findet sich: $\delta_a = \delta_u.$

Breite des Deckels: $b = \sim 0,19 \cdot D \text{ bis } 0,22 \cdot D. \quad (229)$

Durchmesser des Deckelschraubenkreises:

$$D_1 = 0,70 \cdot D \text{ bis } 0,80 \cdot D. \quad (230)$$

2. Schmiedeiserne einwandige Kolben (Abb. 85), meist eben. Nur selten, manchmal bei Hilfsmaschinen verwendet.

Stärke der Kolbenscheibe:

$$\delta_w = \sim 0,023 \cdot D \cdot \sqrt{p}, \quad (231)$$

oder:

$$\delta_w = \delta_e \text{ bis } 1,1 \cdot \delta_e.$$

Die auftretende größte Gesamtspannung S , die in einem einwandigen ebenen Kolben auftritt, ist genügend genau:

$$S = \frac{D^2}{4 \cdot \delta_w^2} [20 \cdot \sqrt{p} - 3p] \text{ kg}. \quad (232)$$

Meist ohne besonderen Kolbendeckel mit Ramsbottom-Dichtung ausgeführt. Wandstärke des Randes zur Aufnahme der Dichtungsringe in dem am meisten geschwächten Querschnitt:

$$\delta_m = 0,6 \cdot \delta_e \text{ bis } 0,65 \cdot \delta_e, \quad (234)$$

Höhe der Kolben bei Anwendung von 2 Ramsbottom-Ringen:

$$h = \sim \frac{D}{4} \text{ bis } \frac{D}{3} \quad (235)$$

3. **Stahlgusskolben** (Abb. 87, 88, 89).

a) Flache Kolben, nur für kleinere Zylinderdurchmesser (Abb. 86).

Wandstärke an der Nabe:

$$\delta_w = 0,02 \cdot D \cdot \sqrt{p} + 10 \text{ mm.} \quad (236)$$

Wandstärke am Umfange:

$$\delta'_w = 0,85 \cdot d_w \text{ bis } 0,90 \cdot d_w. \quad (237)$$

Oberer und unterer Flansch zur Aufnahme der Dichtung:

$$\delta_u = \sim 0,80 \cdot \delta_w \text{ bis } 0,85 \cdot \delta_w. \quad (238)$$

b) Konische Stahlgusskolben (Abb. 87, 88).

Wandstärke in der Mitte Bohrung:

$$\left. \begin{aligned} \delta_w &= 0,014 \cdot D \cdot \sqrt{p} + 9 \text{ mm.} \\ \text{bis } \delta_w &= 0,018 \cdot D \cdot \sqrt{p} \\ &\quad + 4 \text{ mm.} \end{aligned} \right\} (239)$$

Eine genauere Nachrechnung zeigt, daß die größte Gesamtspannung S bei konischen Kolben größer ist, als bei ebenen Kolben. Bezeichnet α den Winkel des Konus mit der Vertikalen, so beträgt S das $\frac{1}{\sin^2 \alpha}$ fache wie bei ebenen Kolben.

Für stark konische Kolben sind die kleineren Werte von δ_w zu wählen:

Wandstärke an der Zylinderbohrung:

$$\left. \begin{aligned} \delta'_w &= \sim 0,09 \cdot D \cdot \sqrt{p} + 5 \text{ mm} \\ \text{bis } \delta'_w &= \sim 0,07 \cdot D \cdot \sqrt{p} \\ &\quad + 4 \text{ mm.} \end{aligned} \right\} (240)$$

Unterer Flansch zum Tragen der Dichtungsringe:

$$\delta_u = \sim 0,80 \cdot \delta_w \text{ bis } 0,85 \cdot \delta_w. \quad (241)$$

Höhe der Nabe: $h_n = 0,095 \cdot D_n$ bis $0,11 \cdot D_n$,

$$(242)$$

D_n Durchmesser des Niederdruckzylinders.

Wandstärke der Nabe, oben:

$$\delta_n = \sim 0,022 \cdot D_n + 10 \text{ mm}$$

bis

$$\delta_n = 0,035 \cdot D_n + 10 \text{ mm.}$$

$$\left. \right\} (243)$$

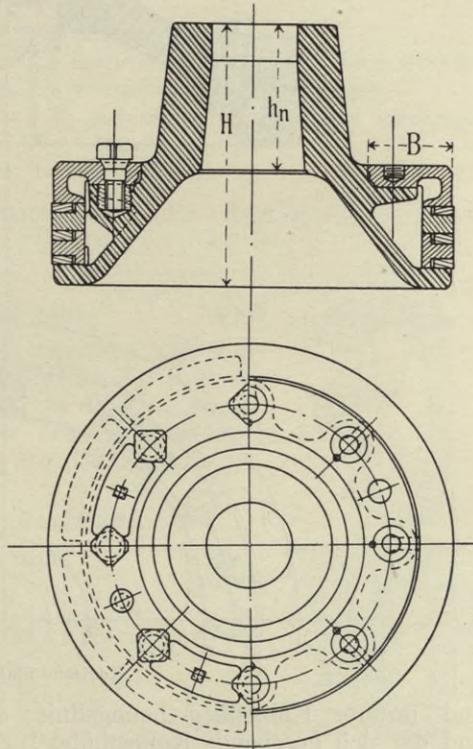
Anlauf der Nabe außen 1:3 bis 1:4. Häufig erhält die Nabe außen ein Gewinde, um den Kolben von der Stange lospressen zu können.

$$\text{Deckelstärke:} \quad \delta_d = \sim 0,014 \cdot D + 10 \text{ bis } 12 \text{ mm.} \quad (244)$$

$$\text{Deckelbreite:} \quad b = \sim 0,19 \cdot D \text{ bis } 0,22 \cdot D. \quad (245)$$

$$\text{Deckelschraubenkreis:} \quad D_1 = 0,75 \cdot D \text{ bis } 0,80 \cdot D. \quad (246)$$

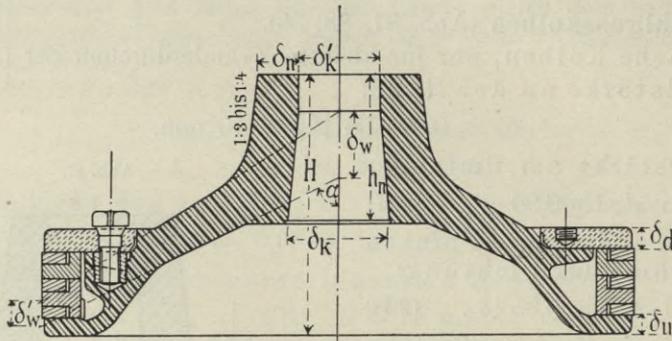
Abb. 87.



Konische Stahlgusskolben.

Die Höhe H aller Kolben wird in der Regel gleich groß gemacht und erhalten, indem man für den Niederdruckzylinder zwischen Zylinderachse

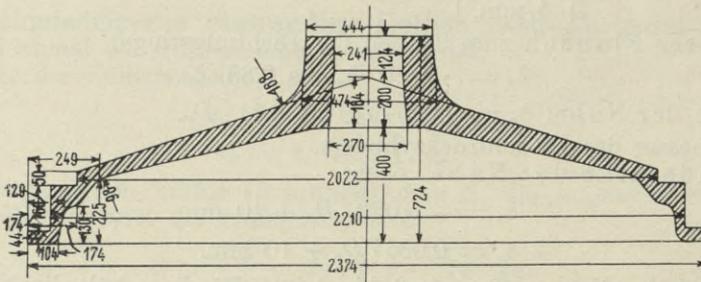
Abb. 88.



Konische Stahlgußkolben.

und unterer Kolbenbegrenzungslinie einen Winkel von 65° – 80° annimmt und die sich ergebende Kolbenhöhe für alle Zylinder beibehält.

Abb. 89.



Niederdruckkolben aus geschmiedetem Stahl.

4. Kolben aus geschmiedetem Stahl (Abb. 89).

Wandstärke in der Mitte Bohrung: 75% bis 90% von Stahlgußkolben,
 ,, ,, ,, Zylinderbohrung: 65% » 85% ,, ,,

Die übrigen Verhältnisse wie bei Stahlgußkolben. Geschmiedete Stahlkolben kommen bei sehr leicht gebauten Maschinen bis $D = 1300$ mm vor. Stahlgußkolben werden auf Kriegsschiffen nicht selten mit Deckeln aus geschmiedetem Stahl versehen.

Ogleich die konische Form der Kolben für größere Maschinen die allgemein übliche ist, so ist doch zu beachten, daß durch die ebenfalls konische Gestalt von Boden und Deckel die abkühlenden Flächen vergrößert werden.

5. Kolbendichtungen.

Bezeichnungen.

h Höhe des Dichtungsringes,	D Zylinderdurchmesser,
δ größte Stärke des Dichtungsringes,	b Breite der unteren bzw. oberen Gleitfläche,
δ' kleinste Stärke des Dichtungsringes an der Schnittstelle,	a Aussparung im Kolbenkörper,
δ_f größte Stärke der flachen Feder,	D_1 äußerer Durchmesser des ungespannten Ringes.
δ'_f kleinste Stärke der flachen Feder	

a) Ein oder zwei Dichtungsringe mit dahinter liegender Feder (Abb. 90, 91).

Höhe des Dichtungsringes:

$$h = 2 \cdot \sqrt{D} + 8 \text{ bis } 15 \text{ mm.} \quad (247)$$

Um eine größere Reibungsfläche zwischen Zylinderwandung und Dichtungsring bei gleichbleibender Kolbenhöhe zu erreichen, läßt man auch wohl die Dichtungsringe über den unteren Tragflansch und den Kolbendeckel seitlich übergreifen, so daß die Höhe des Dichtungsringes gleich der Kolbenhöhe wird.

Größte Stärke des Dichtungsringes:

$$\delta = 0,2 \cdot \sqrt{D} + 14 \text{ mm} \quad (248)$$

oder: $\delta = 0,05 \cdot \sqrt{D}$.

Geringste Stärke des Dichtungsringes an der Schnittstelle:

$$\delta' = 0,14 \cdot \sqrt{D} + 10 \text{ mm} \quad (249)$$

oder: $\delta' = 0,035 \cdot \sqrt{D}$.

Größte Stärke der hintergelegten flachen Feder:

$$\delta_f = 0,14 \cdot \sqrt{D} + 7 \text{ mm.} \quad (250)$$

Geringste Stärke der hintergelegten flachen Feder:

$$\delta'_f = 0,1 \cdot \sqrt{D} + 5 \text{ mm.} \quad (251)$$

Wird statt der kreisförmigen Flachfeder eine gewellte Flachfeder verwendet, so ist deren Stärke etwa:

$$\delta_f = 0,01 \cdot D + 3 \text{ mm.} \quad (252)$$

Statt der Flachfeder werden bei der Lancaster-Dichtung eine oder zwei Spiralfedern von rundem Querschnitt verwendet, die sich in drei bis vier Windungen hinter zwei aufeinander gleitende, auf der Rückseite leicht ausgehöhlte Dichtungsringe legen; ebenso kommen Federn zur Anwendung, die durch spiralförmiges Aufschneiden einer Flachfeder gebildet sind. Auf der Einschnittstelle, oben und unten werden in diesem Falle auf einer Seite angelegte Deckplättchen aus Bronze angeordnet.

Abb. 90.

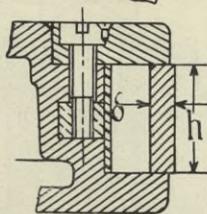
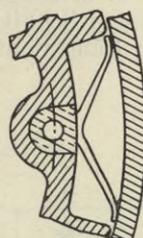
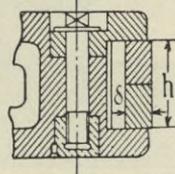


Abb. 91.



Zwei aufeinander liegende Dichtungsringe erhalten zusammen die Höhe h .

Die Ringe werden von einem schon mit ungleicher Wandstärke gegossenen Rohrschußzylinder von etwa:

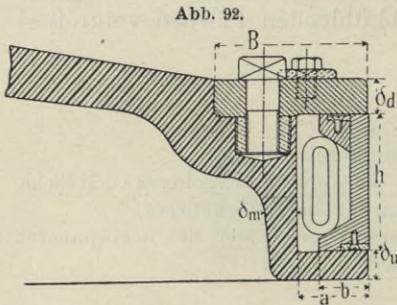
$$1,013 \cdot D + 12 \text{ bis } 18 \text{ mm}$$

äußerem Durchmesser abgestochen, ein Stück von $\sim 0,04 \cdot D + 15$ bis 20 mm Länge

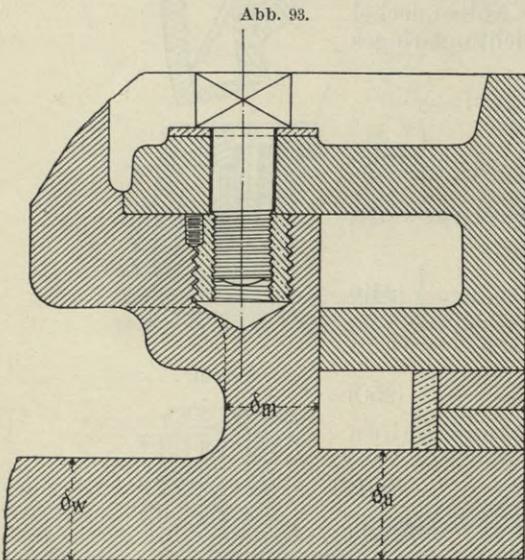
am Umfang herausgeschnitten, worauf der zusammengelötete oder zusammengespannte Ring auf D abgedreht wird. Wird schon der Rohrschuß auf D abgedreht, so müssen die Ringe in den Zylinder eingehämmert werden.

Bei Ringen von größerer Höhe wird der Schnitt meist unter rechten Winkeln geführt.

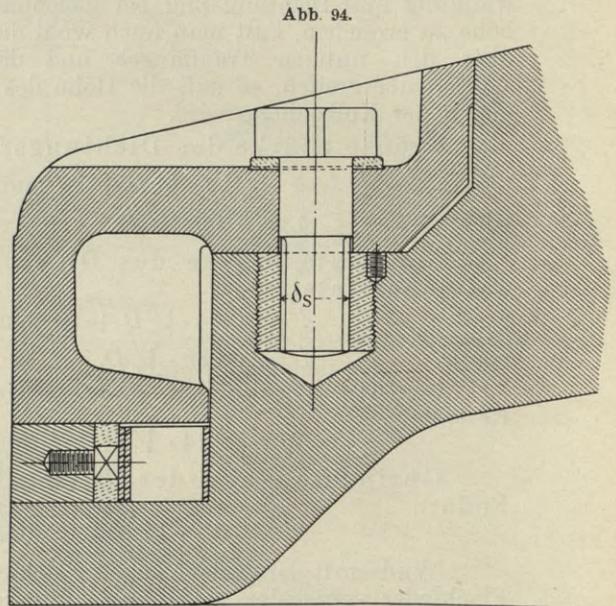
Das Eindringen des Dampfes hinter den Ring wird durch ein Kolbenschloß verhindert; bei rechteckigem Schnitt eine mit einem Ringende vernietete Platte, auf der das andere Ende gleitet, bei schrägem Schnitt trägt die hintere Platte eine Zunge von $\sim 0,3 \cdot h$ Höhe, gegen deren Längsrichtung die entsprechend ausgeschnittenen Ringenden abdichten.



Buckley-Dichtung.



Peckdichtung.



Peckdichtung.

Bei Anwendung von \sim -Federn wird zwischen je zwei Federn eine Kopfschraube mit meist viereckigem Kopf in den Kolbenkörper eingeschraubt oder ein kleiner Vorsprung angegossen. Besondere Nachstellvorrichtungen für \sim -Federn haben wenig Wert.

b) Buckley-Dichtung (Abb. 92 und Tafel 56, Abb. 8, 9), in verschiedenen Ausführungsformen. Meist für Niederdruckzylinder in Verwendung.

Höhe des Ringes: $h = \sim 2,08 \cdot \sqrt{D}$ mm. (253)

Stärke des Ringes: $\delta = 0,5 \cdot \sqrt{D}$ bis $0,65 \cdot \sqrt{D}$ mm. (254)

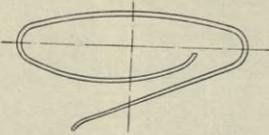
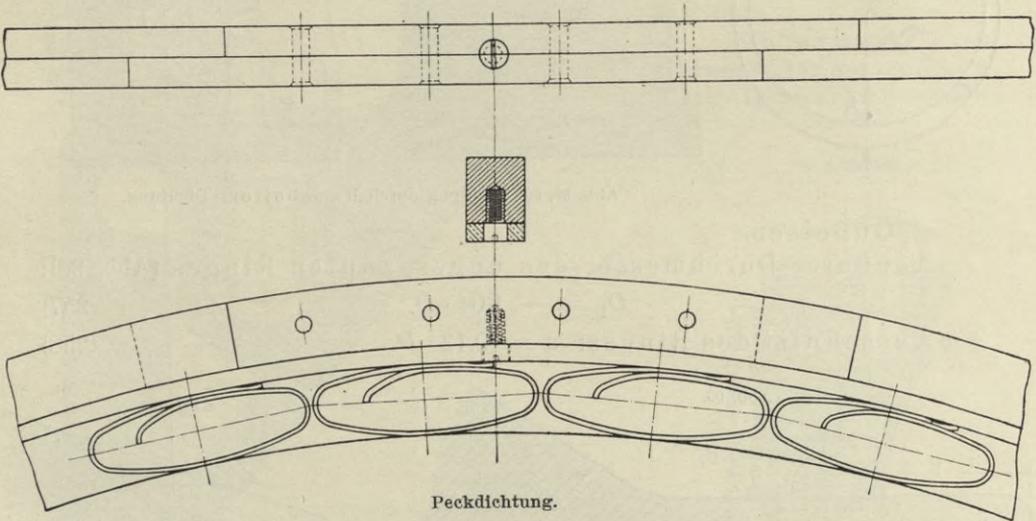
Die kleineren Werte von δ , für größeres D .

Breite der unteren bzw. oberen Gleitfläche: $b = \sim 1,07 \cdot \sqrt{D}$. (255)

Aussparung im Kolbenkörper: $a = \sim 1,6 \cdot \sqrt{D}$. (256)

Um unnötige Reibung zwischen Zylinderwandung und Kolbenringen zu vermeiden, werden bei der Buckley-Dichtung neuerdings die Enden dre Kolbenringe durch ein besonderes Verschlussstück am Schnitt verbunden, so daß die durch die Federkraft der Ringe bzw. den Dampfdruck verursachte

Abb. 95.



Ausdehnung der Ringe begrenzt wird, während die Enden frei zusammengedrückt werden können, D. R. P. Nr. 108 101. Die Anordnung hat sich auf dem 2. S. Schnelldampfer Deutschland gut bewährt.

Die gegen den unteren Flansch und den Deckel abgedichteten Gleitflächen werden manchmal mit versenkt liegenden, durch Schlitzschrauben befestigten besonderen Gleitringen aus Bronze versehen.

c) Peckdichtung (Abb. 93—95). Gesamthöhe der aufeinander genieteten Gußeisenringe 15—30 mm, dahinter Bronzering, auf den \ominus -förmige Federn von ~ 3 mm Stärke und 110—130 mm Länge drücken. Anzahl der gußeisernen Ringsegmente 12—25, die zusammengenieteten gleichlangen Ringstücke sind so aufeinander befestigt, daß die Enden sich nicht decken. Der die Dichtung haltende hohe Deckelring erhält 3—4 Nuten (Labyrinthdichtung) am Umfange.

d) Selbstspannende Kolbenringe (Ramsbottom-Ringe), (Abb. 97—101).

Bezeichnungen.

D Zylinderdurchmesser,
 D_1 äußerer Durchmesser des ungespannten
 Ringes,
 a Ausschnitt des Ringes,
 δ, δ_a größte Ringstärke,

b Stärke an der Schnittstelle,
 t Tiefe des Ausschnittes,
 e Zwischenraum zwischen zwei Ringen,
 k Pressung auf die Zylinderwandung, kg/qcm,
 E Elastizitätsmodul.

Abb. 97.

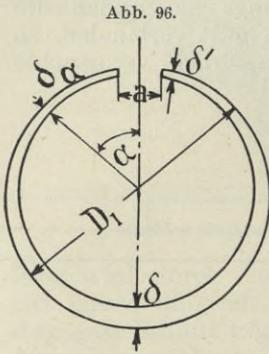


Abb. 96.

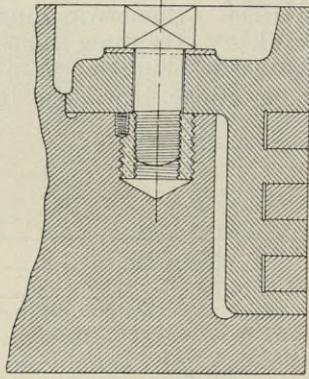


Abb. 98.

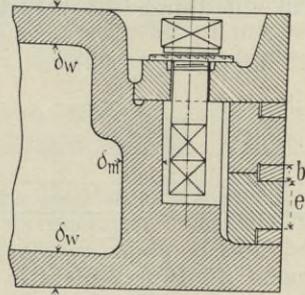


Abb. 97, 98: Dichtung durch Ramsbottom-Dichtung.

a) Gußeisen.

Äußerer Durchmesser des ungespannten Ringes (Abb. 96):

$$D_1 = \sim 1,04 \cdot D. \quad (257)$$

Ausschnitt des Ringes: $a = 0,13 \cdot D.$

$$(258)$$

Abb. 99.

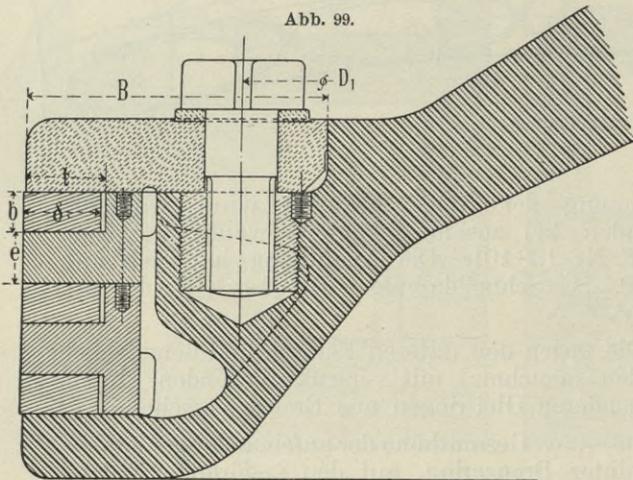


Abb. 100.

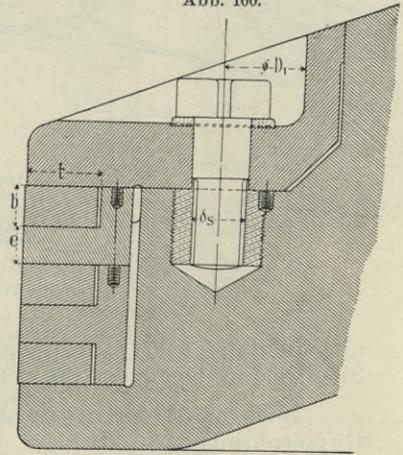


Abb. 99, 100: Dichtung durch Ramsbottom-Dichtung.

Größte Stärke der Ringe bis $D = \sim 1000$ mm:

$$\delta = 0,75 \cdot \sqrt{D} \text{ bis } 0,6 \cdot \sqrt{D} + 12 \text{ mm.} \quad (259)$$

Größte Stärke der Ringe über $D = 1000$ mm:

$$\delta = 0,6 \cdot \sqrt{D} + 10 \text{ bis } 12 \text{ mm.} \quad (260)$$

Stärke an der Schnittstelle: $\delta' = \sim 0,7 \cdot \delta$. (261)

Höhe der Ringe: $b = 15 - 30$ mm, die größeren Werte von b für große Kolben.

Anzahl der Ringe: 2—3 bis $D = 800$ mm, 3—4 für $D > 800$ mm.

Bei Anwendung von drei Ringen läßt man manchmal den mittleren ungeschlitzt, um als Führung für die beiden anderen zu dienen.

Tiefe der Aussparung:

$$t = \delta + 3 \text{ mm bis } \delta + 5 \text{ mm.} \quad (262)$$

Zwischenraum zwischen zwei Ringen:

$$e = b + 3 \text{ bis } 4 \text{ mm.} \quad (263)$$

β) Stahlringe. $\delta = 6 - 9$ mm, $b = \sim 6 - 8$, Anzahl 3—4, für $D < 300$ mm.

Dichtungsringe aus kaltgezogenem weichen Tiegelgußstahl werden

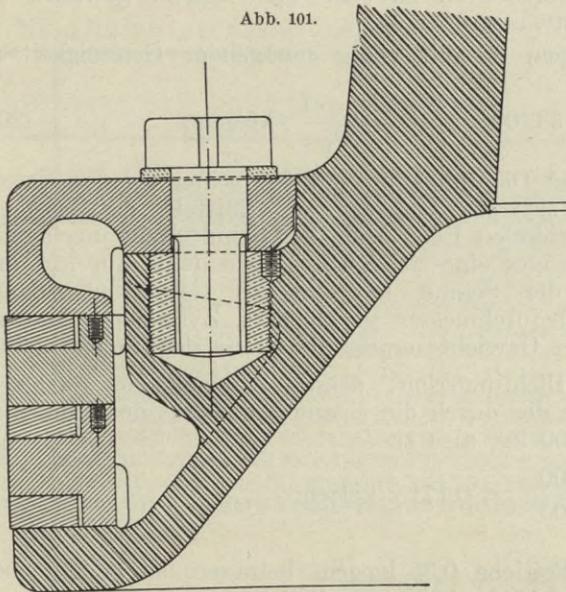


Abb. 101.

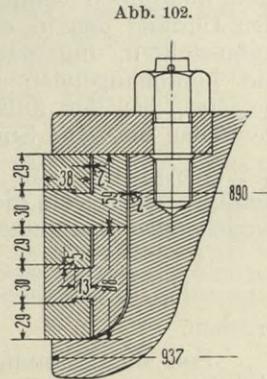


Abb. 102.

Abb. 101, 102: Dichtung durch Ramsbottom-Dichtung.

meist in folgenden Abmessungen verwendet:

Stärke: 3,175, 4,762, 7,14, 9,525, 11,11, 15,87, 22,22.

Höhe: 3,175, 4,762, 6,35, 7,93, 9,52, 12,7, 14,28.

Die größeren Ringe werden auf der Innenseite nach innen etwas konvex gedreht.

In der englischen Marine werden vielfach, auch für Hilfsmaschinen, Dichtungsringe aus harter Bronze verwendet, wie Abb. 102 zeigt. Die Anordnung dürfte jedoch wenig Vorteile gewähren, da die Kolben leicht undicht werden, wenn der Ring sich infolge der Abnutzung so weit ausgedehnt hat, daß kein Spielraum zwischen dem Ring und dem gußeisernen Tragring mehr vorhanden ist und eine weitere Ausdehnung des Ringes nicht mehr eintreten kann. Neuerdings häufig hinterlegte Schraubenfedern.

γ) Soll die natürliche Elastizität des Ringes genügen, um auf dem ganzen Ringumfang den gleichen Druck auf die Zylinderwandung auszuüben, so müssen die Ringstärken so bemessen werden, daß die Wand-

stärke δ_α an einem um den Winkel α von der Schnittstelle entfernten Punkt des Umfanges beträgt:

$$\delta_\alpha = \delta \cdot \sqrt[3]{\sin^2 \frac{\alpha}{2}}. \quad (264)$$

Der Zylinder, von dem die Ringe abgestochen werden, muß auf einen Durchmesser D_1 abgedreht werden, daß, wenn k kg/qcm Pressung auf die Zylinderwand ausgeübt werden soll, bei einem Elastizitätsmodul E des Materials wird:

$$D_1 = D \cdot \frac{1}{1 - \frac{3 \cdot k \cdot D^3}{\delta^3 \cdot E}}. \quad (265)$$

Der Druck, den die Dichtungsringe auf 1 qcm der Zylinderwandung ausüben, wird bei Hochdruckzylindern zu 0,25–0,40 kg/qcm gewählt, bei Niederdruckzylindern häufig etwas größer.

Die Spannung k kg/qcm ist mit völlig genügender Genauigkeit zu ermitteln aus:

$$k = 333\,000 \cdot \frac{\delta^3}{D^3} \cdot \frac{D_1 - D}{D_1} \text{ kg/qcm}. \quad (266)$$

Die Spannung, welche ein Dichtungsring vermöge seiner eigenen Elastizität auszuüben vermag, läßt sich praktisch dadurch ermitteln, daß man um den Umfang des in einer vertikalen Ebene mit der Schnittstelle nach oben aufgestellten, ungespannten Ringes eine sich oben kreuzende Schnur legt und die herabhängenden Enden der Schnur mit gleichen Gewichten solange belastet, bis der äußere Ringdurchmesser gleich dem Zylinderdurchmesser geworden ist. Die Summe der Gewichte ergibt die Größe der Ringelastizität.

Beispiel. Für einen Dichtungsring, dessen Anlagefläche 7000 qcm beträgt, habe sich die Größe der durch die eigene Elastizität des Ringes zu erreichenden Spannung zu 1200 kg, also zu

$$\frac{1200}{7000} = 0,1715 \text{ kg/qcm}$$

ergeben.

Soll die Spannung im Betriebe 0,35 kg/qcm betragen, so müßte noch eine Spannung von: $(0,35 - 0,1715) \cdot 7000 = \sim 900$ kg durch hintergelegte Federn erzielt werden.

6. Kolbendeckelschrauben, meist Kopfschrauben. Kommen Muttern zur Verwendung, so bestehen diese in der Regel aus gehärtetem Schmiedeisen.

$$\text{Durchmesser:} \quad \delta_s = 0,01 \cdot D + 17 \text{ mm}, \quad (267)$$

$$\text{Teilung:} \quad e = 5 \cdot \delta_s \text{ bis } 10 \cdot \delta_s. \quad (268)$$

Die kleineren Werte der Teilung für Hochdruckzylinder, die größeren für Niederdruckzylinder.

Für das Schraubengewinde der Deckelschrauben werden oft viereckige Muttern aus Metall in viereckige Aussparungen des Kolbenkörpers eingelegt oder runde Metallmutter mit feinem Gewinde verschraubt, häufig noch außerdem verbohrt.

$$\text{Äußerer Durchmesser der Metallmutter:} \quad \sim 2 \cdot \delta_s, \quad (269)$$

$$\text{Höhe der Metallmutter:} \quad \sim 1,5 \cdot \delta_s. \quad (270)$$

Köpfe der Deckelschrauben vier- oder sechseckig und versenkt. Sicherung der Schrauben durch Klemmplättchen, untergelegte Kupfer- oder Metallringe

von ~ 0,8—1 mm Stärke, neben die Mutter geschraubte Kopfschrauben oder durch einen durch Bohrungen sämtlicher Deckelmuttern gezogenen Kupferdraht.

7. Spielraum des Kolbens.

- Am Boden: ~ 0,00667 · D + 4 mm, (271)
- » Deckel: ~ 0,00667 · D + 1 bis 2 mm. (272)

8. Zur schnellen Ermittlung der Hauptabmessungen sind die Zahlentafeln Nr. 45 und Nr. 46 berechnet.

Aus Zahlentafel Nr. 45 ist die dem in Frage kommenden Durchmesser und Dampfdruck entsprechende Zahl zu entnehmen und mit der für die gesuchte Abmessung in Zahlentafel Nr. 46 aufgeführten Zahl zu multiplizieren; das Ergebnis sind Millimeter.

Zahlentafel Nr. 45.

Koeffizienten für die Bestimmung der Kolbenabmessungen.

Zylinder- durchmesser mm	Dampfdruck, kg/qcm																	
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
350	300	423	519	600	669	735	795	849	900	948	993	1038	1080	1 122	1 161	1 200	1 236	1 272
400	400	564	692	800	892	980	1060	1132	1200	1264	1324	1384	1440	1 496	1 548	1 600	1 648	1 696
500	500	705	865	1000	1115	1225	1325	1415	1500	1580	1655	1730	1800	1 870	1 935	2 000	2 060	2 120
600	600	846	1038	1200	1338	1470	1590	1698	1800	1896	1986	2076	2160	2 244	2 322	2 400	2 472	2 544
700	700	987	1211	1400	1561	1715	1855	1981	2100	2212	2317	2422	2520	2 618	2 709	2 800	2 884	2 968
800	800	1128	1384	1600	1784	1960	2120	2264	2400	2528	2648	2768	2880	2 992	3 096	3 200	3 296	3 392
1000	1000	1410	1730	2000	2230	2450	2650	2830	3000	3160	3310	3460	3600	3 740	3 870	4 000	4 120	4 210
1000—1200	1100	1551	1903	2200	2453	2695	2915	3113	3300	3476	3641	3806	3960	4 114	4 257	4 400	4 532	4 664
1200—1400	1300	1833	2249	2600	2899	3185	3445	3679	3900	4108	4303	4498	4680	4 862	5 031	5 200	5 356	5 512
1400—1600	1500	2115	2595	3000	3345	3675	3975	4245	4500	4740	4965	5190	5400	5 610	5 805	6 000	6 180	6 360
1600—1800	1700	2397	2941	3400	3791	4165	4505	4811	5100	5372	5627	5882	6120	6 358	6 597	6 800	7 004	7 208
1800—2000	1900	2679	3287	3800	4237	4655	5035	5377	5700	6004	6239	6574	6840	7 106	7 353	7 600	7 828	8 056
2000—2200	2100	2961	3633	4200	4683	5145	5565	5943	6300	6636	6951	7266	7560	7 854	8 127	8 400	8 652	8 904
2200—2400	2300	3243	3979	4600	5129	5635	6095	6509	6900	7268	7613	7958	8280	8 602	8 901	9 200	9 476	9 752
2400—2600	2500	3525	4325	5000	5575	6125	6625	7075	7500	7900	8275	8650	9000	9 350	9 675	10 000	10 300	10 600
2600—2800	2700	3807	4671	5400	6021	6615	7155	7641	8100	8532	8937	9342	9720	10 098	10 449	10 800	11 124	11 448

Zahlentafel Nr. 46.

	Güßeisen		Schmiede- eisen	Stahlgußkolben	Schmiedestahl- kolben	
	Doppelwandige Kolben				Einwandige Kolben	Einwand. Kolben
	Kleinere	Große	Kleinere	Große		
Höhe der Kolben.....	0,1033	0,0845	0,096	0,040—0,090	0,0565	0,0283
Stärke der Wandungen in der Mitte..	0,0156	0,0125	0,0077	0,004—0,090	0,0147	0,0074
„ „ „ am Umfang..	0,0156	0,0 94	0,0058	0,004—0,015	0,0113	0,0057
„ „ Nabe.....	0,025	0,0172	0,023	0,019—0,032	0,0136	0,0068
Deckelstärke am Rande.....	—	0,0219	—	0,006—0,017	0,0113	0,0057
Stärke des unteren Randes.....	—	0,0157	—	0,006—0,017	0,0113	0,0057
„ „ äußeren Mantels.....	—	—	0,0134	0,006—0,035	0,0079	0,004
„ „ der Rippen.....	—	0,0094	—	—	—	—
Höhe der Nabe.....	—	—	0,12 · D	0,070—0,090	0,12 · D	0,12 · D
Gesamthöhe der Dichtungsringe.....	0,0626	0,0470	0,0476	0,050—0,090	0,0339	0,0170
				0,020		
Größte Stärke der Dichtungsringe...	0,0113	0,0078	0,0096	Ramsbottom-Ringe	0,0057	0,0028
				0,0096—0,021		
				0,005—0,007		

	Gußeisen			Gußeisen				Gußeisen	Stahlguß	Gußeisen	Gußeisen	Gußeisen	Gußeisen	Gußeisen	Gußeisen													
	Hochdruck-zylinder	Mittel-druck-zylinder	Nieder-druck-zylinder	Hochdruck-zylinder	1. Mittel-druck-zylinder	2. Mittel-druck-zylinder	Nieder-druck-zylinder	Hochdruck-zylinder	Hochdruck-zylinder	Mittel-druck-zylinder	Nieder-druck-zylinder	Hochdruck-zylinder	1. Mittel-druck-zylinder	2. Mittel-druck-zylinder	Nieder-druck-zylinder													
Kolbendurchmesser	567	1016	1676	520,69	711,19	965,18	1524	500	540	796	1170	1690	540	1000	685,8	1092,2	1828,76	571,49	812,79	1193,8	1727,16	685,79	1155,7	1879,56	609,59	863,58	1295,4	1879,56
Dicke der Nabe	massiv 241	241	—	—	—	215,9	215,9	—	220	220	voll	220	168	168	—	—	—	228,6	228,6	228,6	228,6	241,3	241,3	241,3	—	254	254	254
Nabenhöhe	203	203	203	177,8	177,8	177,8	177,8	175	189	189	197	197	130	130	266,7	266,7	266,7	247,65	247,65	247,65	247,65	273	273	273	241,3	241,3	241,3	241,3
Wandstärke	—	25,4	25,4	—	—	22,2	22,12	20	20	—	—	—	—	—	28,6	28,6	28,6	25,4	—	massiv	47,62	34,92	34,92	34,92	—	34,92	57,15	53,97
Stärke Mitte Kolbenstange	—	47,6	47,6	—	—	44,45	44,45	—	—	95	171	32	40	42	—	—	—	—	44	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Stärke in d. Zylinderbohrung	—	—	—	—	—	—	—	—	—	20	171	—	—	20	—	—	—	—	20	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Anzahl der Rippen	—	5	9	—	—	5	9	4	—	—	—	12	—	—	8	12	18	4	—	—	12	6	12	12	—	5	12	16
Stärke des unteren Flansches	44,45	38	38	41,27	41,27	41,27	41,27	28	26	26	35	42	18	25	38,1	34,9	44,45	31,75	31,75	31,75	44,45	38,1	38,1	38,1	38,1	38,1	38,1	38,1
Deckelstärke	50,8	54	54	47,62	44,45	44,45	44,45	28	30	30	35	35	25	25	38,1	34,9	44,45	31,75	31,75	28,57	31,75	31,75	31,75	34,9	34,9	34,9	34,9	34,9
Zahl der Dichtungsringe	2	2	2	2	2	2	2	2	3	3	3	Peck	3	Peck	4	4	Peck	3	3	3	Peck	3	3	Ricklag.	4	4	3	Peck
Dicke "	22	28,5	28,5	19,05	19,05	25,4	25,4	40	28	32	38	—	20	28	15,87	19	34,9	19	22,22	22,2	34,92	19	25,4	—	25,4	28,6	34,9	38,1
Höhe "	22	28,5	28,5	19,05	19,05	25,4	25,4	38	13	16	22	32	20	30	22,2	28,6	31,7	15,87	19,05	19,05	31,75	12,7	19,05	—	19	19	25,4	31,75
Anzahl der Deckelschrauben	5	10	18	5	6	10	18	8	8	12	16	22	6	14	8	12	18	10	16	16	22	9	16	22	8	10	12	16
Durchmesser der Deckelschrauben	1 1/4"	1 1/4"	1 1/4"	1 1/8"	1 1/8"	1 1/8"	1 1/8"	7/8"	1 1/8"	1 1/8"	1 1/8"	1 1/8"	1"	1"	1 1/8"	1 1/8"	1 1/8"	1"	1"	1"	1"	1 1/8"	1 1/8"	1 1/8"	1 1/8"	1 1/8"	1 1/8"	1 1/8"
Breite des Deckels	158,75	158,75	158,75	139,7	139,7	139,7	139,7	123	116	122	163	182	95	120	101,6	158,7	193,7	115,89	130,17	130,17	161,92	127	127	146	153,98	153,98	153,98	155,57
Ganze Kolbenhöhe	203	203	203	177,8	177,8	177,8	177,8	175	350	350	350	350	260	260	292,1	292,1	292,1	247,65	247,65	247,65	247,65	273	273	273	241,3	241,3	241,3	241,3
Höhe an d. Zylinderwandung	203	203	203	177,8	177,8	177,8	177,8	134	165	146	171	180	130	130	203,2	209,6	203,2	196,85	196,85	196,85	196,85	222,25	222,25	222,25	206,37	206,37	206,37	206,37
Stärke der Rippen	—	25,4	25,4	—	—	22,2	22,2	26	—	—	—	26	—	—	19	22,2	22,2	25,4	—	—	31,75	—	—	—	—	38,1	38,1	38,1
Ringträger, Höhe	108	überhängender Deckel	85,72	überhängender Deckel	86	85	90	106	—	—	—	—	67	—	127	139,7	—	überhängender Deckel	—	—	—	114,3	114,3	114,3	133,35	133,35	133,35	—
" Stärke	50,8	50,8	50,8	44,45	42,86	42,86	42,86	15	44	48	56	—	47	47	53,97	63,5	—	36,5	36,5	42,86	—	44,45	50,8	—	63,5	66,67	73	—
Schraubenkreisdurchmesser	406,4	812,8	1473	368,3	533,4	787,4	1346,2	330	376	620	960	1446	420	830	488,94	876,28	1574,78	415,92	650,68	930,26	1498,6	533,4	1003,3	1612,78	419,1	666,74	1087,4	1663,58
Wandstärke der Nabe	—	—	—	—	—	—	—	40	—	—	—	—	—	—	38,1	38,1	38,1	47,62	47,62	—	50,8	44,45	44,45	44,45	—	63,5	63,5	63,5

II. Kolbenstangen.

Bezeichnungen:

D Zylinderdurchmesser, allgemein,	p größter wirksamer Dampfdruck, kg/qcm,
D_h, D_n Durchmesser vom Hoch- bzw. Niederdruckzylinder,	K_z Zerreißeigigkeit, kg/qcm,
d_k Durchmesser der vollen Kolbenstange,	k_z, k_d, k_s zulässige Beanspruchung auf Zug, Druck, Abscherung, kg/qcm,
d_k und d'_k Durchmesser der hohlen Kolbenstange,	δ_s Kerndurchmesser des Gewindes,
δ_k und δ'_k größter und kleinster Durchmesser des Konus,	h Höhe des Bundes,
d Durchmesser der durchgehenden Kolbenstange,	δ_b Durchmesser des Bundes,
	d', δ' Durchmesser und Stärke für Kolbenstangenflansche.

- Material.** Siemens-Martin-Stahl. Zerreißeigigkeit: $K_z = 5000-7000$ kg/qcm nach zweimaligem Härten in Oel, bei Handelsschiffen: $K_z = \sim 4500-4900$ kg/qcm, Elastizitätsgrenze bei $4500-5000$ kg/qcm, Dehnung: $22-25 \%$ auf 50 mm Länge.
Nickelstahl (3-6% Nickel), gehärtet: $K_z = 6000-7500$ kg/qcm, Dehnung: $16-18 \%$.

2. Kolbenstangenschaft.

a) Volle Kolbenstangen. (Beanspruchung auf Zug und Biegung.)

Beanspruchende Kraft:

$$K = D_h^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot p_k \text{ oder etwas höher } K = D_n^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 2 = 1,57 \cdot D_n^2,$$

$$\delta_k = D \cdot \sqrt{\frac{p}{k_z}}, \tag{273}$$

$$d_k = \sim 1,07 \cdot \delta_k \text{ bis } 1,10 \cdot \delta_k. \tag{274}$$

Werte für k_z :

- Schnell- und Postdampfer..... $k_z = 200-325$ kg/qcm,
- Frachtdampfer..... $k_z = 175-225$ "
- Panzerschiffe, große Kreuzer... $k_z = 250-400$ "
- Kleine Kreuzer, Torpedojäger... $k_z = 300-475$ "

Auf Druck:

$$d_k = 0,05 \text{ bis } 0,1 \cdot \sqrt{D^2 \cdot p \cdot l^2} \text{ mm.} \tag{275}$$

Da l selten größer als $10 \cdot d_k$, so genügt zur Berechnung Formel 274, solange die Druckbeanspruchung $s_d \leq 300$ kg/qcm ausfällt.

Bei den Maschinen von Handelsschiffen erhalten alle Kolbenstangen dieselben Durchmesser, auf Kriegsschiffen erhalten Mitteldruck- und Niederdruck-Zylinder manchmal kleinere Stangendurchmesser.

β) Hohle Kolbenstangen, außer in der Marine der Vereinigten Staaten selten verwendet.

Äußerer Durchmesser:

$$d_k = \sim 0,0561 \cdot \sqrt{l^2 + 0,611 \cdot D^2 \cdot p} \text{ mm}, \quad (276)$$

$$d'_k = \sim 0,0561 \cdot \sqrt{l^2 - 0,611 \cdot D^2 \cdot p} \text{ mm}. \quad (277)$$

3. Bund zwischen Kolbenstangenschaft und Konus.

Höhe des Bundes:

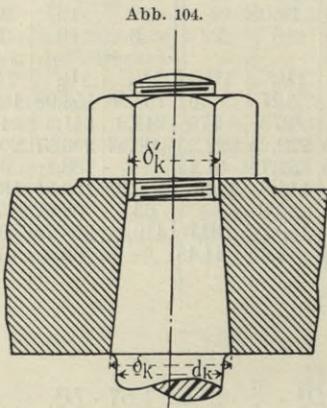
$$h = \frac{D^2 \cdot p}{4 \cdot \delta_k \cdot k_a},$$

$$k_a = \sim 200-350 \text{ kg}, \text{ oder } h = \sim 0,2 \cdot d_k \text{ bis } 0,35 \cdot d_k. \quad (278)$$

Durchmesser des Bundes:

$$\delta_b = \sqrt{\delta_k^2 + \frac{D^2 \cdot p}{k_s}} \text{ cm}. \quad (279)$$

Konus zur Befestigung des Kolbens. Bohrung des Kolbens konisch über die ganze Höhe der Nabe mit Bund. Der Bund ist häufig oder teilweise in den Kolbenkörper versenkt. Spitzwinkel des Konus $18^\circ-20^\circ$, wenn der Kolben selten losgenommen wird, entsprechend einem Anzug von 1:4,5 bis 1:7. Spitzwinkel des Konus $14^\circ-18^\circ$, wenn ein häufigeres Losnehmen erforderlich ist, entsprechend einem Anzug von 1:3 bis 1:4,5.



Bei kleineren Maschinen fehlt der Bund häufig, und der Konus setzt sich direkt an die Kolbenstange an, wobei zwischen Unterkante, Kolbenfläche und Anlauf ein Spielraum von 1–3 mm verbleibt.

$$\delta_k = \sim d_k - 5 \text{ bis } 6 \text{ mm}. \quad (280)$$

Es findet sich auch: $\delta_k = d_k$.

Bohrung des Kolbens teils konisch, teils zylindrisch.

Konischer Anzug (Abb. 104): $\sim 1:4$,

$$\delta'_k = 0,75 \cdot d_k. \quad (281)$$

Ein Nachteil dieser Anordnung ist die Verkleinerung des auf Zug beanspruchten Kerndurchmessers des Gewindes, wenn der Konus lang ausgeführt wird. In der Regel wird der Konus so lang ausgeführt, bis δ'_k etwas größer als der äußere Gewindedurchmesser wird, woran sich der zylindrische Teil anschließt.

Eine zylindrische Ausbohrung des Kolbens, der sich auf einen Bund der Kolbenstange aufsetzt, gestattet den Kolben auf der Stange in einer ganz bestimmten Lage zu halten, erschwert aber das Abziehen des Kolbens von der Stange.

4. Gewinde der Kolbenstange und Stangenmutter.

Kerndurchmesser aus:

$$\delta_s^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot k_{\frac{s}{2}} = D_n^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot p_k$$

oder:

$$\delta_s^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot k_s = D_n^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 2 = 1,57 \cdot D_n^2. \quad (282)$$

Hierin ist zu setzen für:

Schnell- und Postdampfer.....	$k_z = \sim 400-650$ kg/qcm
Frachtdampfer.....	$k_z = 350-450$ „
Panzerschiffe und kleine Kreuzer.....	$k_z = 500-800$ „
Kleine Kreuzer, Torpedoboote.....	$k_z = 800-950$ „
Bei sehr leicht gebauten Maschinen findet sich....	k_z über 1100 „
für sehr schwer gebaute Maschinen.....	k_z nur 310-350 „

Kolbenstangenmutter: Gehärtetes Schmiedeisen, Stahl, auf Kriegsschiffen häufig Metall. Höhe = $\sim 0,7$ mal Gewindedurchmesser bis Gewindedurchmesser. Häufig in den Kolben zum Teil eingelassen, rund mit vertikalen Nuten oder sechseckig, gesichert durch einen untergelegten durchschnittenen und an einer Seite der Schnittstelle aufgebogenen Metall- oder Kupferring, durch Splint oder besondere kleine Kopfschraube, auch Klemmplättchen oder um die Mutter gelegte und mit Kopfschrauben am Kolben befestigte, flache Ringe finden sich, sind aber weniger zu empfehlen, ebenso wie Sicherung durch Druckschrauben oder Keile, die sich jedoch vielfach finden.

5. Durchgehende Kolbenstangen.

$$d = \sim \delta_s \text{ oder } d = \sim 0,7 \cdot d_k \text{ bis } 0,8 \cdot d_k. \quad (283)$$

Auf Kriegsschiffen selten anwendbar, auf Handelsschiffen häufiger, obgleich eigentlich nur für schwere Niederdruckkolben zweckentsprechend, da die Stopfbüchse im Zylinderdeckel bei höherem Dampfdruck im Zylinder leicht warm läuft.

Bei Maschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit wird daher die Stopfbüchse sehr oft fortgelassen und man läßt die durchgehende Kolbenstange mit geringem Spielraum sich in einer bronzenen oder stählernen Hülse bewegen, die auf einem Ansatz des Zylinderdeckels befestigt ist.

6. **Verbindung von Kolbenstange und Kolben** durch runden Flansch an der Kolbenstange.

$$\text{Flanschdurchmesser: } d' = \sim 2,25 \cdot d_k \quad (284)$$

$$\text{Stärke des Flansches: } \delta' = \sim 0,33 \cdot d_k. \quad (285)$$

Der Kerndurchmesser der stählernen Befestigungsschrauben ist mit etwa 400 kg/qcm zu beanspruchen.

7. **Befestigung der Kolbenstange im Kreuzkopf** mit durchgehendem Konus, Anzug 1:3 bis 1:4 und vorgesetzter Mutter aus Stahl oder auch mit dem Kreuzkopf aus einem Stück geschmiedet, seltener zylindrisch mit Bund eingesetzt.

Zahlentafel Nr. 48.

Durchmesser ausgeführter Kolbenstangen.

Handelsschiffe		Kriegsschiffe	
Maximalbelastung	Kolbenstangendurchmesser	Maximalbelastung	Kolbenstangendurchmesser
kg	mm	kg	mm
18 500	100	17 400	76
20 000	110	93 500	184,15
35 000	127	79 500	190
44 250	136,52	112 000	193,67
27 600	140	81 200	209,55
43 500	165,10	153 000	250
50 000	168	184 000	285,74
47 000	171,45	150 000	280
45 000	177,8	21 200	80
50 500	200	—	—
13 500	120	—	—
48 000	135	—	—
34 000	165	—	—

Zahlentafel Nr. 49.

Verhältnisse ausgeführter Kolbenstangen.

Maximalbeanspruchung kg	Durchmesser		Länge zwischen Konus oben und unten	K o n u s				Kolben- gewinde Ø	Mutter	
	aussen	Bohrung		Kolben Ø	Länge	Kreuzkopf Ø	Länge		Ø	Höhe
44 250	136,52	31,8	1892	130,17/107,95	181	130,17/107,95	181	108	190,5	108
112 000	193,67	28	2041,4	184,15/146	152	184,05/146	152	146	254	139,7
47 000	171,45	—	1867	165,10/131,76	158,75	165,10/131,76	158,75	130,17	—	—
43 500	165,10 Durchgehende 114,3	—	2184,4	161,92/127	111,12	161,97/127	111,12	127	183	127
52 600	200 177,8	—	2860	194/150	220	194/150	220	148,4	225	150
46 400	127 Durchgehende 127	—	2038,4	177,8/141,28	63,5	177,8/141,28	63,5	139,7	198,43	139,7
35 000	127 110	—	1555,7	120,65/98,4	203	120,65/98,4	203	184,15	177,80	95,25
19 500	70 Durchgehende 70	—	1365	110/86	165	110/86	165	86	128	70

III. Kreuzköpfe.

Ausführungen vgl.

Tafel: 2, 6, 12, 21, 25, 33, 37.

Abb.: 36—38, 17—19, 9—15, 30—34, 37—43, 1—5, 9—14, 30—36.

Bezeichnungen.

K Maximalkraft, kg,*D_h*, *D_n* Durchmesser von Hoch- bzw. Niederdruckzylinder,*h* Höhe des Mittelstücks,*b* Breite des Mittelstücks senkrecht zum Kreuzkopfpapfen,*c* Breite des Mittelstücks parallel zum Kreuzkopfpapfen,*d_z* Durchmesser des Kreuzkopfpapfens,*l_z* Länge des Kreuzkopfpapfens,*d_k* Durchmesser der Kolbenstange,*H* Höhe des Gleitschuhes,*δ_s* Durchmesser der Deckelschrauben,*B* Breite des Gleitschuhes,*δ* Stärke der Lagerschale,*δ_d* Deckelstärke in der Mitte,*C* Stärke des Gleitschuhes,*g* Breite der Weißmetallstreifen,*δ_w* Dicke der Weißmetallstreifen,*e* Zwischenraum zwischen den Weißmetallstreifen,*s*, *s_b*, *s_s*, *s₁*, *s₂* Beanspruchungen, kg/qcm,*s_f*, *k* Flächendruck, kg/qcm,*R* Kurbelradius.1. Maximalkraft *K*.

a) Für normale Fälle:

$$K = D_h^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot p_k \text{ kg,} \quad (285)$$

oder:

$$K = 1,57 \cdot D_n^2 \cdot \text{kg.}$$

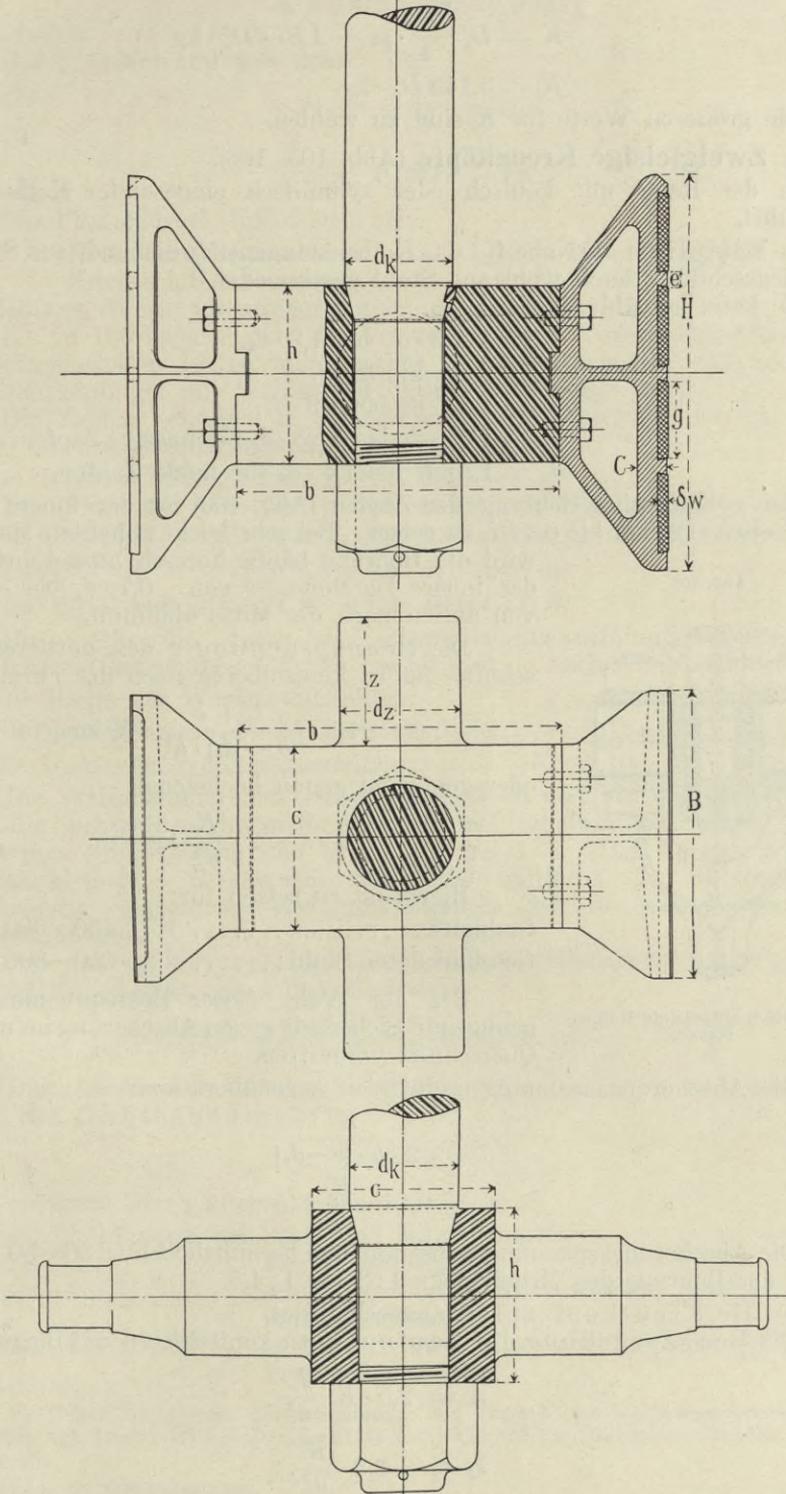
b) Für Tandemaufstellung, Hochdruckzylinder über Niederdruckzylinder, für Dreifach-Expansionsmaschinen:

$$K = D_h^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot p_k + 2,8 \cdot D_n^2 \cdot \text{kg} \quad (286)$$

oder:

$$K = 4,4 \cdot D_n^2 \cdot \text{kg.}$$

Abb. 105.



Zweigleisiger Kreuzkopf.

Für Vierfach-Expansionsmaschinen:

$$K = D_h^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot p_k + 1,57 \cdot D_n^2 \cdot \text{kg} \quad (287)$$

oder:

$$K = 3,14 \cdot D_n^2 \cdot \text{kg}.$$

Die größeren Werte für K sind zu wählen.

2. Zweigleisige Kreuzköpfe (Abb. 105, 106).

In der Regel mit konisch oder zylindrisch eingesetzter Kolbenstange ausgeführt.

a) Mittelteil als Nabe für das Kolbenstangenende dienend, aus Stahlguß bei Kriegsschiffen, auch wohl aus Stahl geschmiedet.

Es kann gewählt werden:

$$h = \sim 1,6 \cdot d_k \text{ bis } 1,8 \cdot d_k, \quad (288)$$

$$b = 2 \cdot d_k \text{ bis } 3 \cdot d_k, \quad (289)$$

$$c = 1,55 \cdot d_k \text{ bis } 1,9 \cdot d_k, \quad (290)$$

$$d_z = 1,05 \cdot d_k \text{ bis } 1,25 \cdot d_k \text{ für massive Zapfen,} \quad (291)$$

$$d_z = 1,3 \cdot d_k \text{ bis } 1,4 \cdot d_k \text{ für hohle Zapfen.}$$

Bei zylindrischer Bohrung der Zapfen (Abb. 106) ist der innere Durchmesser etwa $0,27 \cdot d_z$ bis $0,3 \cdot d_z$ zu setzen. Bei sehr leicht gebauten Maschinen wird die Bohrung häufig konisch ausgeführt, wobei der innere Durchmesser von $\sim 0,7 \cdot d_z$ bis $\sim 0,3 \cdot d_z$ von außen nach der Mitte abnimmt.

Die Beanspruchung s des mittleren Querschnitts ist zu kontrollieren nach der Formel:

$$s = 1,5 \cdot \frac{l_z + c}{(b - d_k) \cdot h^2} \cdot K \text{ kg/qcm} \quad (292)$$

oder genügend genau höchstens:

$$s = \sim 2 \cdot \frac{K}{d_k^2} \text{ kg/qcm.}$$

Hierin ist zu setzen für:

Stahlguß $s \leq 450 - 600 \text{ kg/qcm}$

Geschmiedeter Stahl $s \leq 650 - 800 \text{ „}$

Bei der Wahl dieser Beanspruchungen ist genügende Sicherheit gegen Abscherung im mittleren Querschnitt vorhanden.

Die Abscherungsspannung ergibt sich angenähert aus:

$$s_s = \frac{K}{2 \cdot h \cdot (b - d_k)} \quad (293)$$

oder:

$$s_s \leq 0,14 \cdot \frac{K}{d_k^2}.$$

Die Abscherungsspannung s_s beträgt durchschnittlich nur 30–50 kg/qcm; Anzug der Bohrung des Mittelstücks 1:3 bis 1:4,5.

b) Die Kreuzkopfpzapfen angeschmiedet.

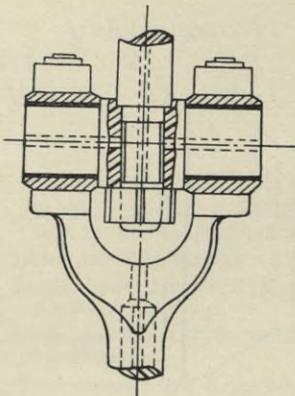
Die Beanspruchung der Zapfen ist zu kontrollieren auf Biegung aus:

$$s_b = 2,5 \cdot K \cdot \frac{l_z}{d_z^3} \quad (294)$$

oder:

$$s_b \leq \sim 2,3 \cdot \frac{K}{d_k^2}.$$

Abb. 106.



Zylindrisch eingesetzte Kolbenstange.

Die zulässige Biegebbeanspruchung beträgt für Stahlzapfen:

$$k_b = 375 - 450 \text{ kg/qcm};$$

selten höher.

Der Flächendruck s_f aus:

$$s_f = \frac{K}{2 \cdot d_z \cdot l_z} \text{ kg}, \quad (295)$$

oder:

$$s_f \leq 0,380 \cdot \frac{K}{d_k^2} \text{ kg}.$$

Der Flächendruck findet sich bei:

Handelsschiffsmaschinen $s_f = 45 - 80 \text{ kg/qcm}$,

Kriegsschiffsmaschinen $s_f = 80 - 160$ „

die kleineren Werte für schwerer gebaute Maschinen.

Bis zu 160 kg/qcm kann bei Verwendung von Tiegelstahlzapfen, die auf Bronzelagerschalen laufen unbedenklich gegangen werden. Ein Ausfüllern der Kreuzkopflager mit Weißmetall findet nicht immer statt.

Die Zapfen erhalten an den Seiten eine Abflachung von 45–75 mm Breite, um das Schmiermaterial besser zu halten.

c) Gleitschuhe, Stahlguß oder Gußeisen.

Die Höhe der Gleitschuhe kann gesetzt werden:

$$H = \sim 3,5 \cdot d_k - 4,5 \cdot d_k, \quad (296)$$

die Breite:

$$B = \sim 2,5 \cdot d_k - 2,9 \cdot d_k. \quad (297)$$

Im Mittel beträgt: $H = \sim 1,4 \cdot B$ bis $1,6 B$.

Die Stärke des durch die schwalbenschwanzförmigen Nuten unverschwächten Gleitschuhes $C = 25$ bis 80 mm, je nach der Maschinengröße.

Die Breite der Weißmetallstreifen: $g = 70 - 140 \text{ mm}$, (298)

der Zwischenraum der Weißmetallstreifen: $e = 15 - 35$ „ (299)

die Dicke der Weißmetallstreifen: $\delta_w = 10 - 16$ „ (300)

Die Weißmetallstreifen stehen etwa 3–6 mm vor der Gleitschuhfläche vor, die schwalbenschwanzförmigen Nuten erhalten bei einer Tiefe von 8–14 mm eine Neigung von etwa 1:6 bis 1:8. Der höchste und tiefste Streifen bleiben $\sim 15 - 30 \text{ mm}$ vom Rande entfernt. In der Regel reichen die konisch eingepaßten Weißmetallstreifen über die ganze Breite B der Gleitschuhfläche.

Der auf die Flächeneinheit der wirklichen Gleitfläche des Schuhs entfallende Flächendruck k hat die Größe:

$$k = 1,25 \cdot \frac{1}{H \cdot B} \cdot K \cdot \frac{R}{L} \text{ bis } 1,65 \cdot \frac{1}{H \cdot B} \cdot K \cdot \frac{R}{L}. \quad (301)$$

Die gesamte Druckfläche der Weißmetallstreifen wird so bemessen, daß durch den Gleitbahndruck *):

$$G = K \cdot \frac{R}{L} \quad (302)$$

kein größerer Druck ausgeübt wird, als:

$k = 4,0 - 6,0 \text{ kg/qcm}$ bei Post- und Schnell dampfern,

$k = 3,5 - 4,5$ „ „ Frachtdampfern,

$k = 4,5 - 6,5$ „ „ schwer gebauten Kriegsschiffen (großen Kreuzern, Panzerschiffen),

$k = 6,5 - 8,8$ „ „ leicht gebauten Kriegsschiffen (kleinen Kreuzern, Torpedofahrzeugen).

*) Ueber die Größe der Abnutzung und Einfluß der Kolbengeschwindigkeit auf dieselbe, vgl. Bertin-Wilda, Der Schiffsmaschinenbau, Gebrüder Jänecke, Hannover S. 280 ff.

Die Gleitfläche der Weißmetallstreifen kann etwa 60% bis 80% der Gleitschuhfläche $H \cdot B$ gesetzt werden.

Neben den eingepaßten Streifen kommen aufgegossene Weißmetallplatten vor, die mit schwabenschwanzförmigen Ansätzen in die Gleitschuhfläche eingelassen sind, jedoch schwierigere Reparaturen herbeiführen und bei denen teilweises Lösen nicht selten vorkommt.

In der Höhenrichtung der Gleitschuhfläche häufig Führungsschienen von 20–30 mm Stärke, ~ 25–35 mm über die Gleitschuhfläche her-

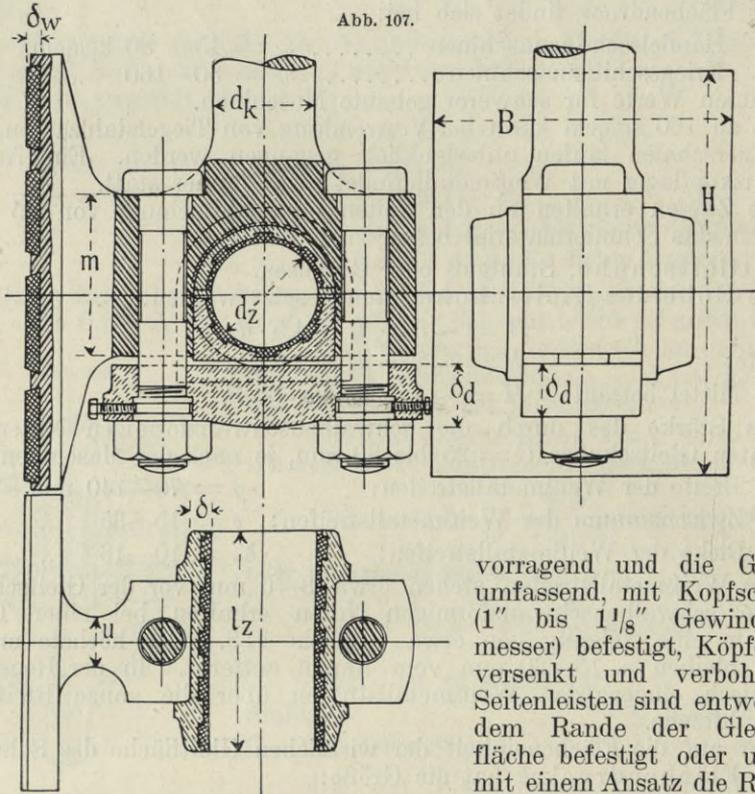


Abb. 107.

Eingleisiger Kreuzkopf.

vorrangend und die Gleitbahn umfassend, mit Kopfschrauben (1" bis 1 1/8" Gewindedurchmesser) befestigt, Köpfe häufig versenkt und verbohrt. Die Seitenleisten sind entweder auf dem Rande der Gleitschuhfläche befestigt oder umfassen mit einem Ansatz die Rückseite des Gleitschuhes und sind von hier aus befestigt.

Der genügend mit Rippen verstärkte Gleitschuh (Rippenstärke 15–20 mm) umfaßt entweder den Gleitklotz oben und unten mit Ansätzen oder erhält einen Ansatz nur unten, wobei die obere Fuge durch eine mit Kopfschrauben (7/8" bis 1") am Schuh befestigte, 25–38 mm starke Deckplatte überdeckt wird oder er wird ohne Ansätze oben und unten mit einem Vorsprung in eine entsprechende Vertiefung des Gleitklotzes eingelassen und seitlich durch meist 4 gesicherten Kopfschrauben (1" bis 2") befestigt. Wandstärke des Gleitschuhes der Befestigungsfläche des Mittelstücks 25–60 mm, je nach Größe der Maschine.

3. Eingleisige Kreuzköpfe (Abb. 107, 108).

a) Kreuzköpfe mit eingesetzter Kolbenstange, verwendet bei Maschinen, deren Zylinder am Maschinistenstand durch Säulen getragen werden. Auf Kriegsschiffen bis zu den größten Maschinenstärken verwendet, bei Handelsschiffen über $N_i = 3000$ seltener.

Die Abmessungen von h , b , c , d_z , l_z , H , B , C , g , e , δ entsprechen denen für zweigleisige Kreuzköpfe.

Die Rückwärtsgleitfläche des Schuhs erhält in der Regel ebenfalls Weißmetallstreifen.

Größe der Rückwärts-Gleitfläche = $\sim 0,55$ bis $0,7$ der Vorwärtsgleitfläche. Außerdem wird eine besondere Führungsleiste aus Bronze oder Gußeisen mit Vorsprüngen auf den Gleitschuh aufgepaßt und von der Rückseite aus durch versenkte Kopfschrauben befestigt.

Befestigung des Gleitschuhs durch Kopfschrauben oder durch Mutterschrauben ($1\frac{1}{4}$ " bis 2 "), deren Bolzen durch den Gleitklotz hindurchgehen, und deren Köpfe manchmal versenkt angeordnet werden.

b) Kreuzköpfe mit angeschmiedeter Kolbenstange (Abb. 107).

Verwendet für kleinere Maschinen oder wenn Gewichtsersparung in Frage kommt, bei Kriegsschiffsmaschinen häufig Nickelstahl.

Die Breite u findet sich meist:

$$u = \sim 0,9 \cdot \delta_s \text{ bis } 1,2 \cdot \delta_s \text{ oder} \\ u = \sim 0,4 \cdot d_z \text{ bis } 0,5 \cdot d_z, \quad (303)$$

$$m \text{ nicht unter } 1,6 \cdot d_z.$$

Bei Kreuzköpfen, deren Lager im Kreuzkopf liegt und die, wie Abb. 107 mit besonderem Lagerdeckel versehen sind, treten häufig durch Krümmung des Deckels unter der Belastung einseitige Beanspruchungen der Deckelschrauben auf, so daß sie außer auf Zug noch auf Biegung beansprucht werden.

Die Deckelstärke in der Mitte ist anzunehmen:

$$\delta_d = 0,5 \cdot d_z \sim 0,55 \cdot d_z. \quad (304)$$

Ermittlung von d_z vgl. S. 133, Gabelzapfen.

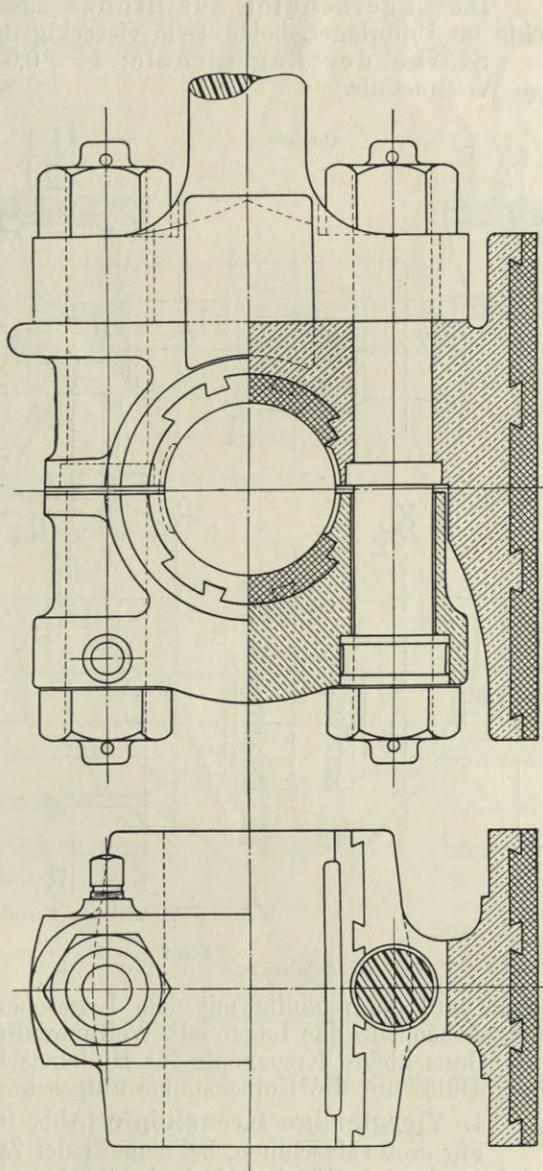
Der Kerndurchmesser δ_s der Deckelschrauben ist mit

$$k_z = \sim 300\text{--}350 \text{ kg/qcm für Schmiedeeisen,}$$

$$k_z = \sim 450\text{--}500 \quad \text{,,} \quad \text{,,} \quad \text{Stahl}$$

zu ermitteln.

Abb. 108.



Eingleisiger Kreuzkopf.

Abstand der Deckelschrauben: $\sim 2 \cdot d_z$.

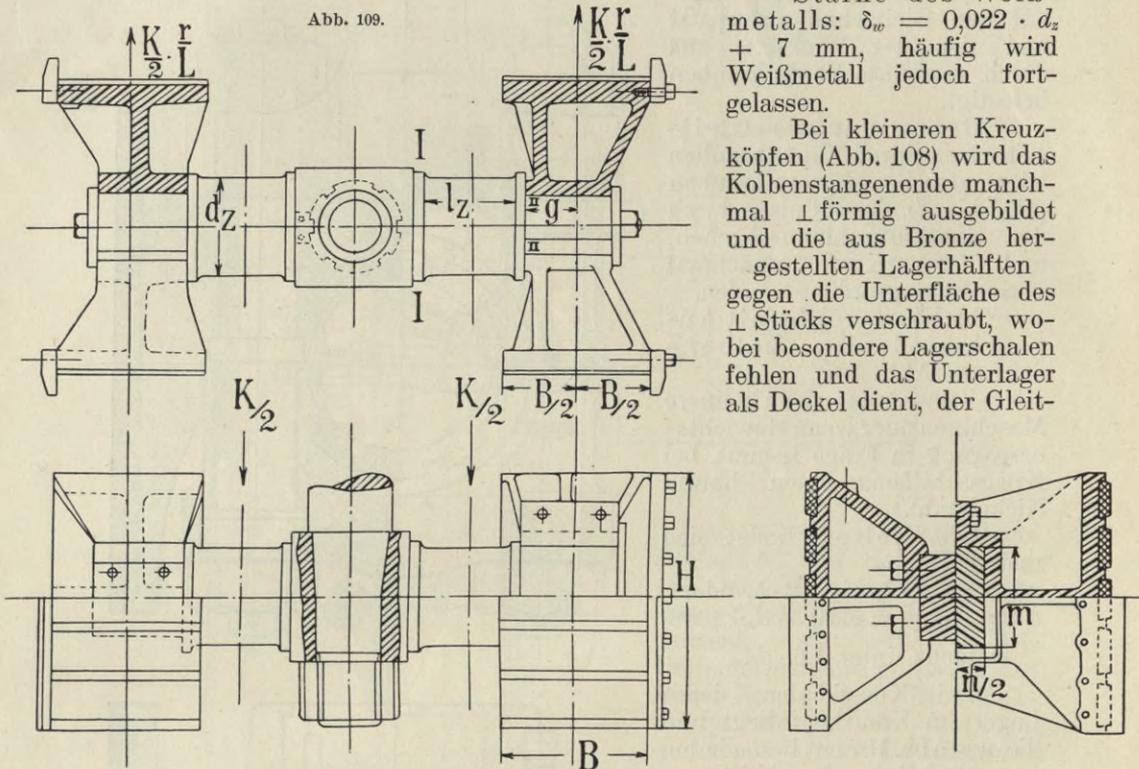
Der Schaft der Bolzen wird zweckmäßig auf den Querschnitt des Schraubenkerns verschwächt, so daß Kern und Schaft gleicher Beanspruchung ausgesetzt sind. Hierdurch wird eine größere Sicherheit gegen Bruch erzielt. Oben und unten sowie in der Lagerfuge muß der Schaft gut anliegen.

Die Lagerschalen aus Bronze sind meist rund im Oberlager, viereckig im Unterlager, beide Teile viereckig finden sich seltener.

Stärke der Lagerschale: $\delta = 0,03 \cdot d_z + 5$ mm, ohne Einrechnung des Weißmetalls.

Stärke des Weißmetalls: $\delta_w = 0,022 \cdot d_z + 7$ mm, häufig wird Weißmetall jedoch fortgelassen.

Bei kleineren Kreuzköpfen (Abb. 108) wird das Kolbenstangenende manchmal \perp förmig ausgebildet und die aus Bronze hergestellten Lagerhälften gegen die Unterfläche des \perp Stücks verschraubt, wobei besondere Lagerschalen fehlen und das Unterlager als Deckel dient, der Gleit-



Viergleisiger Kreuzkopf.

Statt $\frac{r}{L}$ ist $\frac{R}{L}$ zu setzen.

schuh wird dann häufig mit dem Lageroberteil aus einem Stück hergestellt und ebenso wie das Lager mit Weißmetallfutter versehen.

Ganz kleine Kreuzköpfe für Hilfsmaschinen werden auch wohl mittels einer Hülse auf die Kolbenstange aufgeschraubt oder aufgekeilt.

4. Viergleisige Kreuzköpfe (Abb. 109).

Für große Maschinen, bei denen jeder Zylinder durch vier Ständer getragen wird. Zulässiger Flächendruck der Zapfen, wie für zweigleisige Kreuzköpfe.

In bezug auf Festigkeit des Zapfens genügt es, wenn im Querschnitt II die zulässige Beanspruchung nicht kleiner ausfällt als:

$$s_I = \frac{8,5 \cdot K \cdot l_z}{d_z^3} \text{ bzw. } s_I = \frac{5 \cdot K}{d_z^3} \cdot \frac{R}{L} \cdot (l_z + g) \quad (305)$$

und im Querschnitt II II: $s_{II} = 3 \cdot K \cdot \frac{R}{L} \cdot \frac{g}{m \cdot n^2}$ (306)

Genauer ist g durch den Schwerpunktsabstand der Fläche $H \cdot B$ vom Querschnitt II II zu ersetzen.

5. Gabelzapfen (Abb. 110).

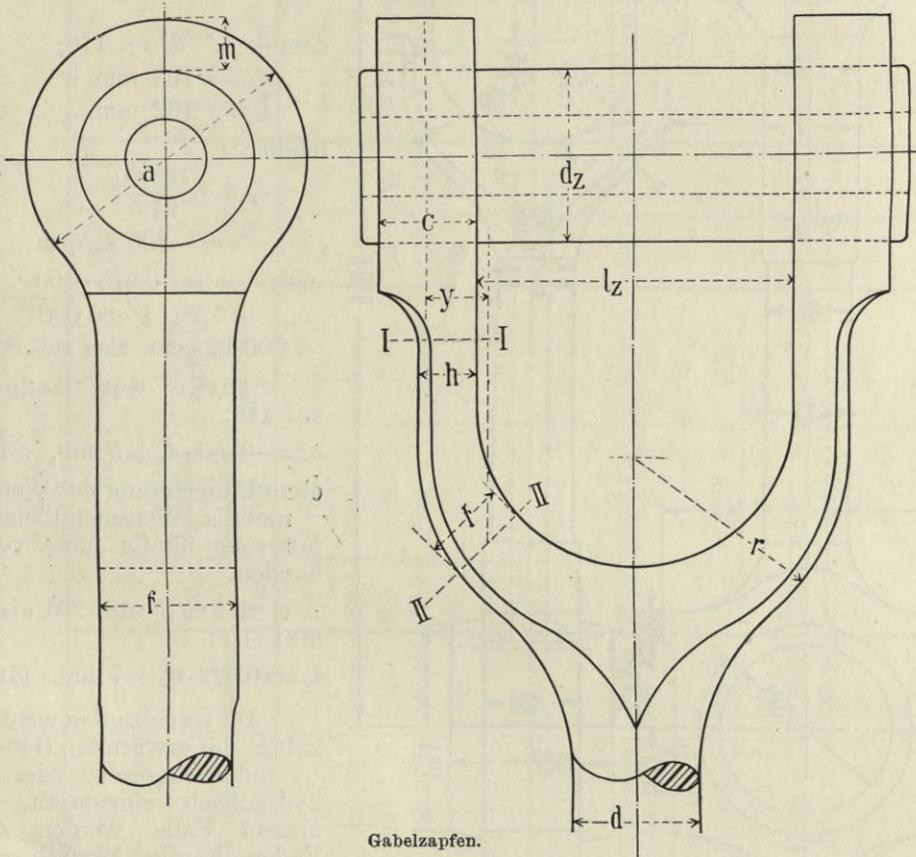
Das Kreuzkopflager liegt in der Kolbenstange.

Auf Biegung und Flächendruck:

$$\frac{l_z}{d_z} = \sqrt{0,4 \cdot \frac{k_b}{k}} = \sim 1,5 \text{ bis } 2,1 \cdot d_z \quad (307)$$

$$d_z^2 = \frac{K}{\sqrt{0,4 \cdot k_b \cdot k}} \quad (308)$$

Abb. 110.



Nach Ermittlung von d_z ist die auftretende Abscherungsspannung s_s aus:

$$s_s = \frac{K}{d_z^2 \cdot \frac{\pi}{4}} \text{ kg} \quad (309)$$

zu bestimmen und zu kontrollieren, ob

$$s = 0,375 \cdot s_b + 1,25 \cdot \sqrt{s_s^2 + 0,25 \cdot s_b^2} \quad (310)$$

die zulässige höchste Beanspruchung nicht überschreitet.

Mit dieser kann bis 700 kg/qcm gegangen werden.

Beispiel. Torpedoboot (Abb. 111):

$$D_h = 390 \text{ mm}, p_k = 15 \text{ kg/qcm},$$

Abb. 111.

also:

$$K = D_h^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot p_k \\ = \sim 18\,000 \text{ kg.}$$

Angenommen:

$$k_b = 400 \text{ kg/qcm},$$

$$k = 150 \text{ kg/qcm},$$

$$\frac{l_z}{d_z} = 1,5,$$

demnach: $d_z^2 = 116,$

$$d_z = 108 \text{ mm}$$

$$l_z = 162 \text{ mm},$$

folglich:

$$s_s = \frac{18\,000}{91,6} \\ = \sim 200 \text{ kg/qcm},$$

und: $s = 0,375 \cdot 400 \\ + 1,25 \cdot \sqrt{80\,000} \\ = 500 \text{ kg/qcm},$ also zulässig.

Stärke der Lager-
schale:

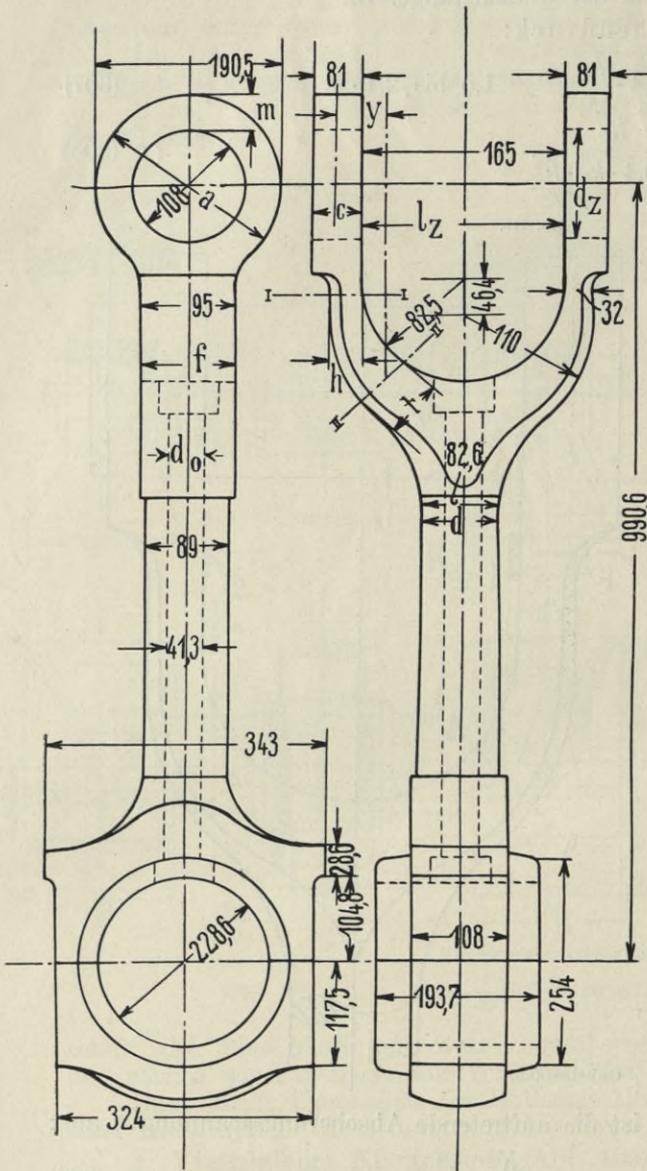
$$\delta = \sim 0,03 \cdot d_z + 5 \text{ mm}, \quad (311)$$

ohne Einrechnung des Weiß-
metalls, Weißmetallaus-
fütterung häufig nicht vor-
handen.

Stärke des Weiß-
metalls:

$$\delta_w = 0,022 \cdot d_z + 7 \text{ mm}. \quad (312)$$

Die Gabelzapfen werden
kalt in die erwärmten Gabel-
enden eingesetzt oder
hydraulisch eingepreßt, in
diesem Falle werden die
Enden häufig konisch ge-
staltet und meist verbohrt,
wobei die in den Augen
sitzenden Enden des Zapfens
in der Regel ebenfalls zylin-
drisch sind von den Durch-



Pleuelstange für ein Torpedoboot.

messern $d_z + 2$ bis 3 mm bzw. $d_z - 2$ bis 3 mm, häufig findet man den Zapfen auch nur an einem Ende um 2—3 mm im Durchmesser vergrößert.

Bei der Montage genügt es, den Spielraum zwischen Gleitflächen und Gleitbahn bei raschlaufenden Maschinen etwa 0,2 mm, bei langsamer laufenden 0,3 mm zu bemessen.

6. Abmessungen ausgeführter Kreuzköpfe.
Zahlentafel Nr. 50.

Maximal- Beans- pruchung	Kolben- stange		Zapfen		Nabe			Größe für die Kolben- stange	Bohrung Kleinste	Vorwärts qcm	Rückw. qcm	Gleitschuh.					Dicke des Gleit- schuhes mm
	Durchmesser mm	Länge mm	Durchmesser mm	Länge mm	Höhe mm	Breite parallel zur Zapfenlänge mm	Dicke senkrecht zur Zapfenlänge mm					Anzahl der Streifen	Breite d. Streifen mm	Breite des Gleit- schuhes mm	Höhe des Gleit- schuhes mm	Breite des Gleit- schuhes mm	
	100	110	110	172	156	275	94	75	880	4	78	282	440	24			
47 000	171,45	203,2	184,15	292	304,75	368,3	165	131,76	2130	6	87,3	457	660,39	38			
52 500	200	252	250	320	320	615	194	150	2965	5	126	480	720	28			
45 500	177,8	206,37	190,5	279,39	292	520,69	177,8	141,28	2320	4	123,82	457,2	635	25			
20 000	110	130	130	175	200	290	110	88	—	—	—	300	450	20			
44 250	136,52 aussen 31,75 Bohrung	171,45	190,5 aussen 50,8 Bohrung	241,3	266,7	241,3	130,17	114,3	800	3	118	406,4	457	76,2			
112 000	193,67/38	234,95	{ 247,65 177,8/76,2 hohl }	317,5	317,5	342,89	193,67	146	1790	6	117,47	457	698,5	76,2			
45 000	165,10	193,67	158,75	355,6	292	304,75	161,92	127	1510	4	136,52	406,39	762	50,8			
35 000	127	158,78	152,4	203,2	247,65	203,2	120,65	98,42	800	3	118	381	419	69,85			
?	170	180	180	270	260	340	166	133	1470	5	110	440	750	60			

Zweigleisig

Kingleisig

IV. Pleuelstangen.

Ausführungen vgl.

Tafel: 5, 13, 10—21, 25, 32, 38.
 Abb.: 20—21, 1—6, 35—42, 30—35, 11—15, 18—26.

Bezeichnungen.

D_n Zylinderdurchmesser,	δ_k Kerndurchmesser,
L Länge von Mitte Kreuzkopf- bis Kurbelzapfen,	k_i Zulässige Gesamtbeanspruchung, kg/qcm,
d kleinster Schaftdurchmesser,	k_z, k_d, k_b Zulässige Gesamtbeanspruchung auf Zug, Druck, Biegung,
d_1 größter Schaftdurchmesser,	d_z Durchmesser des Kreuzkopfzapfens,
d_0 Durchmesser der Schaftausbohrung,	l_z Länge des Kreuzkopfzapfens,
δ_m Deckelstärke in der Mitte,	d_w Durchmesser des Kurbelzapfens,
δ_a Deckelstärke außen,	l Länge des Kurbelzapfens,
b Deckelbreite parallel zum Zapfen,	δ_l Stärke der Lagerschale.
l_d Deckellänge, senkrecht zum Zapfen,	R Kurbelradius,
2_e Entfernung der Deckelschrauben,	d_k Durchmesser der Kolbenstange.

Maximalkraft K , vgl. S. 126, Länge von Mitte bis Mitte-Zapfen:
 $L = 4 \cdot R$ bis $4,6 \cdot R$.

Bei Panzerschiffen und Panzerkreuzern	$L = \sim 4,0 \cdot R$,	(112)
„ kleinen Kreuzern	$L = \sim 4,4 \cdot R$ bis $4,45 \cdot R$,	
„ Torpedobootszerstörern	$L = \sim 4,2 \cdot R$ „ $4,30 \cdot R$,	
„ Torpedobooten	$L = \sim 4,4 \cdot R$ „ $4,45 \cdot R$.	

Bei schnellaufenden Maschinen pflegt man L zur Verminderung des Beschleunigungsdrucks zu erhöhen.

Material: Siemens-Martin-Stahl, auf Kriegsfahrzeugen vielfach Nickelstahl.

1. **Schaft**, runder Querschnitt, vom Durchmesser d bzw. d_1 (Abb. 112).

Beanspruchung:

Zug im Querschnitt vom Durchmesser d :

$$d^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot k_z = K, \quad (314)$$

$$k_z = 150-450 \text{ kg/qcm.}$$

Druck im Querschnitt vom Durchmesser d_1 :

$$d_1^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot k_d = K, \quad (315)$$

$$k_d = 120-400 \text{ kg/qcm.}$$

Biegung durch die Trägheitskräfte und die Reibung in den Zapfen.

Die auftretende Biegungsbeanspruchung schwankt zwischen ~ 50 bis 90 kg/qcm, je nach der Kolbengeschwindigkeit.

Für Kriegsschiffe findet man: $L = 10 \cdot d$ bis $14 \cdot d$, (316)

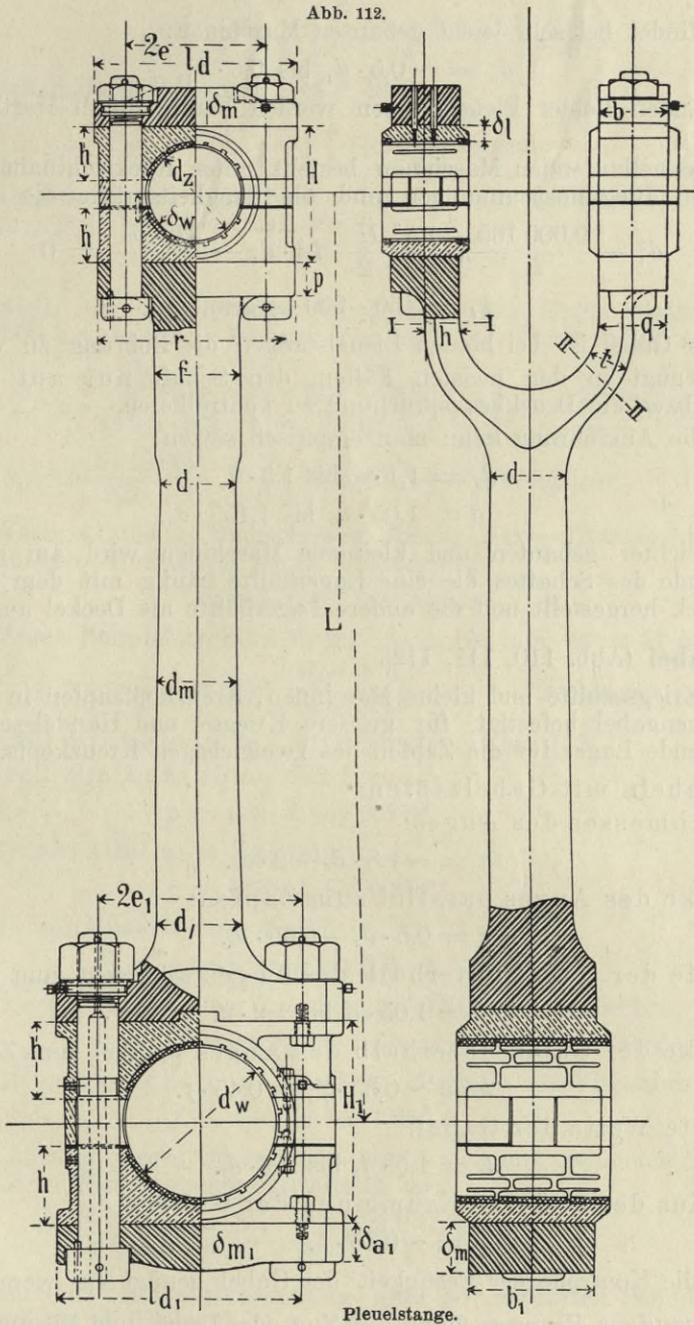
für Handelsschiffe: $L = 14 \cdot d$ bis $19 \cdot d$.

Knicken:
$$d = \sim 0,076 \cdot L \cdot \sqrt{1 + 0,36 \cdot \frac{D_n^2 \cdot p_k}{L^2}} \text{ cm,} \quad (317)$$

$$d_1 = \sim 0,076 \cdot L \cdot \sqrt{1 + 0,48 \cdot \frac{D_n^2 \cdot p_k}{L^2}} \text{ cm.} \quad (318)$$

Der mittlere Stangendurchmesser d_m für langsam laufende Maschinen:

$$d_m = 0,0812 \cdot \sqrt{L} \cdot \sqrt[4]{K} \text{ cm,} \quad (319)$$



schnellaufende Maschinen:

$$d_m = 0,072 \cdot \sqrt{L} \cdot \sqrt[4]{K} \text{ cm.} \quad (320)$$

Bei hohl hergestellten Stangen vom inneren Durchmesser d_0 :

$$d_0 = \sim 0,076 \cdot L \cdot \sqrt{1 - 0,48 \cdot \frac{D_n^2 \cdot p_k}{L^2}} \text{ cm.} \quad (321)$$

Man findet bei sehr leicht gebauten Maschinen:

$$d_0 = \sim 0,5 \cdot d_1 \text{ bis } 0,6 \cdot d_1.$$

Die Enden hohler Pleuelstangen werden häufig durch Hartholzpflöcke verschlossen.

Bei schnellaufenden Maschinen besteht unter Rücksichtnahme auf die auftretenden Biegungsspannungen und die Trägheitskräfte die Beziehung:

$$d_1^2 - \frac{0,000\ 165}{k_i} \left(\frac{n}{60}\right)^2 \frac{H}{2} \cdot L^2 \cdot d_1 - \frac{D_n^2 \cdot p_k}{k_i} = 0 \quad (322)$$

$$k_i = 450 - 900 \text{ kg/qcm.}$$

In der Gabel ist bei hohlen Pleuelstangen die Bohrung zu vermindern.

Es genügt in den meisten Fällen, den Schaft nur auf Druck zu berechnen bzw. die Druckbeanspruchung zu kontrollieren.

Für die Ausführung kann man empirisch setzen:

$$d_1 = 1,1 \cdot d \text{ bis } 1,3 \cdot d, \quad (323)$$

und

$$d = 1,05 \cdot d_k \text{ bis } 1,155 \cdot d_k. \quad (324)$$

Bei leichter gebauten und kleineren Maschinen wird am oberen und unteren Ende des Schaftes die eine Lagerhälfte häufig mit dem Schaft aus einem Stück hergestellt und die andere Lagerhälfte als Deckel ausgebildet.

2. Gabel (Abb. 110, 111, 112).

Für Kriegsschiffe und kleine Maschinen, Kreuzkopfzapfen in Augen der Pleuelstangengabel befestigt, für größere Kriegs- und Handelsschiffe erhält das Gabelende Lager für die Zapfen des zweigleisigen Kreuzkopfs.

a) Gabeln mit Gabelzapfen.

Durchmesser des Auges:

$$a = \sim 1,8 \cdot d_z - 2 \cdot d_z. \quad (325)$$

Stärke des Auges parallel zum Zapfen:

$$c = 0,5 \cdot d_z - 0,65 \cdot d_z. \quad (326)$$

Breite der Gabel unterhalb des Auges senkrecht zum Zapfen:

$$f = 1,05 \cdot d \text{ bis } 1,2 \cdot d. \quad (327)$$

Stärke der Gabel unterhalb des Auges parallel zum Zapfen:

$$h = \sim 0,35 \cdot f \text{ bis } 0,45 \cdot f. \quad (328)$$

Lichte Weite der Gabel:

$$l_z = 1,5 \cdot d_z \text{ bis } 2,1 \cdot d_z. \quad (329)$$

Radius der äußeren Krümmung der Gabel:

$$r = \sim 0,75 \cdot l_z. \quad (330)$$

Für die Kontrolle der Festigkeit der Gabel genügt es, wenn die durch $\frac{K}{2}$ hervorgerufene Beanspruchung auf Zug oder Druck und Biegung in einem Gabelschnitt unter dem Auge ermittelt wird und außerdem in einem unter etwa 45° geneigten Schnitt in der Krümmung der Gabel.

Für den Schnitt II unterhalb des Auges (Abb. 110, 111) gilt genügend genau:

$$s_I = \frac{3}{2} \cdot \frac{K \cdot (c - h)}{f \cdot h^2} + \frac{K}{2 \cdot f \cdot h}, \quad (331)$$

$$s_I = \frac{K}{2 \cdot f \cdot h} \left[3 \cdot \frac{(c - h)}{h} + 1 \right] \text{ kg/qcm.}$$

Für den Schnitt II II unter $\sim 45^\circ$ ist:

$$s_{II} = \frac{3 \cdot K}{f \cdot t} \cdot \left[\frac{y}{t} + 0,15 \right] \text{ kg/qcm.} \quad (332)$$

Die Abmessung $m = \sim 0,5 \cdot (a - d_z)$ läßt sich auf ihre Beanspruchung kontrollieren aus:

$$s_b = 0,375 \cdot K \cdot \frac{d_z + m}{c \cdot m^2}. \quad (332a)$$

Beispiel. In der in Abb. 111 dargestellten Gabel ergibt sich für $K = \sim 18000$ kg, mit $h = 32$ mm, $f = 95$ mm, $c = 48$ mm, $t = 63$ mm, $y = 50$ mm:

$$s_I = \frac{18000}{2 \cdot 9,5 \cdot 3,2} \cdot \left[3 \cdot \frac{(4,8 - 3,2)}{3,2} + 1 \right] = \sim 730 \text{ kg/qcm,}$$

$$s_{II} = \frac{3 \cdot 18000}{9,5 \cdot 6,3} \cdot \left[\frac{5}{6,3} + 0,15 \right] = \sim 800 \text{ kg/qcm.}$$

Die Werte s_I und s_{II} überschreiten häufig 1000–1200 kg, jedoch sind die Abmessungen zweckmäßig so zu wählen, daß:

$$s_I \text{ und } s_{II} \leq 900 \text{ kg/qcm.}$$

Für obiges Beispiel ergibt sich mit $d_z = 108$ mm, $m = 41$ mm:

$$s_b = 0,375 \cdot 18000 \cdot \frac{10,8 + 4,1}{4,8 \cdot 4,1^2} = \sim 1250 \text{ kg/qcm.}$$

b) Gabel mit Lagern für Stirnzapfen (Abb. 112).

Flansch zur Aufnahme der Lager:

$$\text{Stärke: } p = 0,4 \cdot d_z \text{ bis } 0,5 \cdot d_z. \quad (333)$$

Breite parallel zum Zapfen:

$$q = 0,75 \cdot l_z \text{ bis } 0,85 \cdot l_z. \quad (334)$$

Länge senkrecht zum Zapfen:

$$r = 1,9 \cdot d_z \text{ bis } 2,5 \cdot d_z. \quad (335)$$

Stärke parallel zum Zapfen unterhalb des Flansches:

$$h = 0,6 \cdot q \text{ bis } 0,75 \cdot q = 0,45 \cdot l_z \text{ bis } 0,65 \cdot l_z. \quad (336)$$

Breite senkrecht zum Zapfen unterhalb des Flansches:

$$f = 1,05 \cdot d \text{ bis } 1,25 \cdot d. \quad (337)$$

Zur Kontrolle dieses Querschnitts ergibt sich mit genügender Sicherheit, wenn die Gesamtbeanspruchung ermittelt wird:

$$s_I = \frac{K}{2 \cdot h \cdot f} \cdot \left[1 + \frac{1,2 \cdot l_z}{h} \right] \text{ kg/qcm.} \quad (338)$$

Für einen in der Gabelkrümmung unter 45° geführten Schnitt von den Abmessungen t und f folgt die Gesamtspannung aus:

$$s_{II} = \frac{K}{t \cdot f} \cdot \left[1,1 \cdot \frac{(0,56 \cdot l_z + t)}{t} + 0,5 \right] \text{ kg/qcm.} \quad (339)$$

Beispiel. Für ein ausgeführtes Panzerschiff mit $K = 112\,000$ kg, $f = 228,6$ mm, $h = 100$ mm, $l_z = 228,6$ mm, $t = 108$ mm ergibt sich:

$$s_t = \frac{112\,000}{2 \cdot 22,86 \cdot 10} \cdot \left[1 + \frac{1,2 \cdot 22,86}{10} \right] = \sim 750 \text{ kg/qcm}$$

und $s_{II} = \frac{112\,000}{10,8 \cdot 22,86} \cdot \left[1,1 \frac{(0,56 \cdot 22,86 + 10,8)}{10,8} + 0,5 \right] = \sim 1300 \text{ kg/qcm}$,
also sehr hoch.

3. Lager.

a) Kreuzkopfzapfenlager (Abb. 112)

Meist kommen viereckige Lagerschalen aus Bronze zur Verwendung, die besser nicht mit Weißmetall ausgegossen werden, Stahlgußlager seltener und immer ausgegossen. Runde Lagerschalen seltener.

Weißmetall hat sich bei der geringen Winkelbewegung der Stange am Kreuzkopf und bei hohem Druck nicht bewährt, Flächendruck S. 129.

Die obere Lagerschale findet sich häufig als Deckel ausgebildet.

Höhe beider Lagerschalen einschl. Paßstück:

$$H = 1,45 \cdot d_z \text{ bis } 1,55 \cdot d_z. \quad (340)$$

Höhe einer Lagerschale (in der Regel beide gleich):

$$h = \sim 0,6 \cdot d_z \text{ bis } 0,7 \cdot d_z. \quad (341)$$

Stärke der Lagerschale, Bronze ohne Weißmetall:

$$\delta_t = 0,11 \cdot d_z + 5 \text{ mm}. \quad (342)$$

Bronze mit Weißmetall:

$$\delta_t = 0,15 \cdot d_z + 5 \text{ mm}.$$

Stahlguß mit Weißmetall:

$$\delta_t = 0,15 \cdot d_z \text{ bis } 0,2 \cdot d_z.$$

Stärke des Weißmetalls:

$$\delta_w = 0,034 \cdot d_z + 3 \text{ mm bis } 0,022 \cdot d_z + 7 \text{ mm}. \quad (343)$$

Spielraum in den Lagern etwa 0,15 bis 0,2 mm.

b) Kurbelzapfenlager, Durchmesser d_w (Abb. 112, 113).

Höhe beider Lagerschalen einschl. Paßstück:

$$H = 1,25 \cdot d_w \text{ bis } 1,45 \cdot d_w. \quad (344)$$

Höhe einer Lagerschale (in der Regel beide gleich):

$$h = 0,5 \cdot d_w \text{ bis } 0,75 \cdot d_w. \quad (345)$$

Stärke der Lagerschale, Bronze mit Weißmetall:

$$\delta_t = 0,12 \cdot d_w + 5 \text{ mm bis } 0,16 \cdot d_w + 5 \text{ mm}, \quad (346)$$

Stahlguß mit Weißmetall:

$$\delta_t = 0,15 \cdot d_w \text{ bis } 0,2 \cdot d_w.$$

Runde Lagerschalen aus Bronze mit Weißmetall:

$$\delta_t = 0,10 \cdot d_w + 3 \text{ bis } 5 \text{ mm}.$$

Stärke des Weißmetalls:

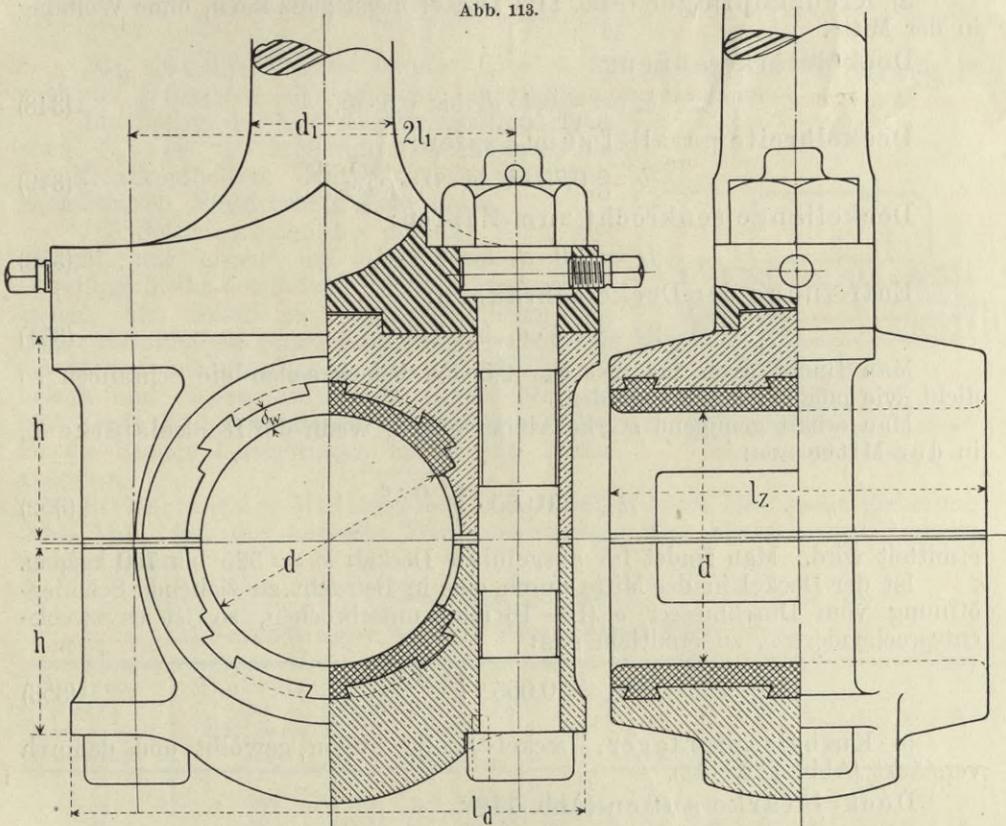
$$\delta_w = 0,035 \cdot d_w + 3 \text{ bis } 0,022 \cdot d + 7 \text{ mm}. \quad (347)$$

Als zulässiger Flächendruck für den Kurbelzapfen kann die Hälfte der Werte für Kreuzkopfzapfen genommen werden, vgl. S. 129.

Die Lagerschalen haben etwa 2—4 mm Spiel an jeder Seite.

Vor dem Einbringen des Weißmetalls werden die Schalen zweckmäßig verzinnt, das Einhämmern des in schwalbenschwanzförmigen Rillen befestigten Weißmetalls muß sehr vorsichtig erfolgen.

Abb. 113.



Statt d lies d_w ; statt $2l_1$ lies $2 \cdot e$.

Wo sich ein Schmierloch im Lager befindet, sollte die Schale eine kleine Warze nach innen erhalten, weil sonst das Weißmetall dort leicht bricht und losbröckelt.

Die Höhe der Paßstücke, 10—40 mm, zwischen den Schalen wird außerdem noch durch zwischengelegte Bleche oder Einlagen von Zinnplatten, die häufig durch Holzdübel festgesetzt werden, geregelt.

Kurbelzapfenlager.

Für Zapfendurchmesser von: 50—100, 150—300, 300—400, über 400 mm
beträgt das Spiel in den Lagern: ~ 0,15, 0,2, 0,25, 0,3 „

Bei Kurbelzapfen wird etwas mehr Spiel gegeben als für Kreuzkopfzapfen. Spielraum im Lager etwa 0,2—0,3 mm. Die Schalen erhalten Zentrierungszapfen, mit denen sie in die Stange eingreifen.

4. **Lagerdeckel**, häufig aus Schmiedeisen.

a) Kreuzkopflager (Abb. 112) Deckel meist ganz flach, ohne Wölbung in der Mitte.

Deckelstärke außen:

$$\delta_a = \sim 0,4 \cdot d_z \text{ bis } 0,5 \cdot d_z. \quad (348)$$

Deckelbreite parallel zum Zapfen:

$$b = 0,75 \cdot l_z \text{ bis } 0,85 \cdot l_z. \quad (349)$$

Deckellänge senkrecht zum Zapfen:

$$l_d = 1,9 \cdot d_z \text{ bis } 2,5 \cdot d_z. \quad (350)$$

Entfernung der Deckelschrauben:

$$2e = 1,4 \cdot d_z \text{ bis } 1,9 \cdot d_z. \quad (351)$$

Man findet auch für $2 \cdot e$ bis $2,5 \cdot d_z$, jedoch sollen die Schrauben so dicht wie möglich gesetzt werden.

Man erhält genügend starke Abmessungen, wenn die Deckelstärke δ_m in der Mitte aus:

$$\delta_m = 0,055 \cdot \sqrt{\frac{K \cdot e}{b}} \quad (352)$$

ermittelt wird. Man findet für ausgeführte Deckel: $k_b = 325$ bis 750 kg/qcm.

Ist der Deckel in der Mitte durch eine in Betracht zu ziehende Schmieröffnung vom Durchmesser o (10—18 mm) unterbrochen, so ist es zweckentsprechender, δ_m zu ermitteln aus:

$$\delta_m = 0,055 \cdot \sqrt{\frac{K \cdot e}{b - o}}. \quad (353)$$

b) Kurbelzapfenlager, Deckel häufig außen gewölbt und dadurch verstärkt (Abb. 112, 113).

Deckelstärke außen (Abb. 112):

$$\delta_{a_1} = 0,3 \cdot d \text{ bis } 0,45 \cdot d \quad (355)$$

(ebenso die Stärke des unteren Flansches der Stange).

Deckelstärke in der Mitte:

$$\delta_{m_1} = \delta_{a_1} \text{ oder: } \delta_{m_1} = 1,2 \cdot \delta_{a_1} \text{ bis } 1,35 \cdot \delta_{a_1}, \text{ wenn gewölbt.} \quad (356)$$

Deckelbreite parallel zum Zapfen:

$$b_1 = 0,75 \cdot l \text{ bis } 0,85 \cdot l \text{ (wie der Flansch).} \quad (357)$$

Deckellänge senkrecht zum Zapfen:

$$l_d = 1,8 \cdot d \text{ bis } 2 \cdot d \text{ (wie der Flansch).} \quad (358)$$

Entfernung der Deckelschrauben:

$$2 \cdot e_1 = 1,2 \cdot d \text{ bis } 1,5 \cdot d. \quad (359)$$

Die zulässige Beanspruchung $k_b = 350$ bis 700 kg/qcm ist nach Gleichung (352), (353) zu kontrollieren.

5. **Lagerbolzen**, Stahl.

Vorwiegend je zwei für Kreuzkopf- und Kurbellager mit feinem Gewinde, für das Kurbellager finden sich ausnahmsweise vier.

Bei 2 Bolzen: Kerndurchmesser:

$$\delta_k^2 \frac{\pi}{4} = \frac{0,5 \cdot K}{k_b} \quad (360)$$

Bei 4 Bolzen: Kerndurchmesser:

$$\delta_k^2 \cdot \frac{\pi}{4} = \sim 0,55 \cdot \frac{K}{k_b}$$

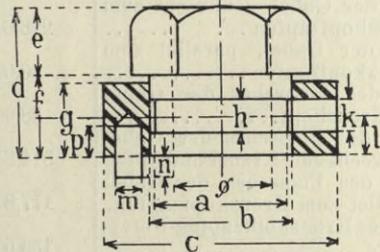
Die zulässige Beanspruchung: $k_b = \sim 325$ kg/qcm bis 900 kg/qcm je nach der geringeren oder größeren Leichtigkeit der Maschine.

Die Bolzen des Kurbellagers erhalten einen etwa $\frac{5}{8}$ " bis 1" größeren Durchmesser als die Kreuzkopfbolzen. Muttern aus gehärtetem Schmiedeisen, Stahl erhält leicht Risse.

Die Bolzen werden bis auf den Kern abgedreht, nur unten und oben sowie in der Lagerfuge bleibt der äußere Gewindedurchmesser stehen, hier sollen sie stramm anliegen, im Lager selbst ist ein geringer Spielraum vorhanden, die Bolzen erhalten oben Gewinde für Augbolzen und Nasen am Kopf. Runde Muttern und Köpfe sind vorzuziehen, da sie sich näher an die Stange heranbringen lassen und besser aussehen.

Sicherung der Muttern fast ausschließlich durch Pennsche Sicherung (Abb. 114), für die folgende Zusammenstellung der Abmessungen benutzt werden kann.

Abb. 114.



Pennsche Sicherung.

Zahlentafel Nr. 51.

Abmessungen an der Pennschen Sicherung.

Bolzen- durch- messer Zoll engl.	Maulweite der Muttern mm	a	b	c	d	e	f	g	h	k	l	m	n	p
$\frac{1}{2}$	22	19	5	32	25	11	14	13	6	6	7	3	3	3
$\frac{5}{8}$	27	24	25	41	27	11	16	15	6	6	8	3	3	3
$\frac{3}{4}$	32	29	30	48	30	14	16	15	6	6	8	5	5	5
$\frac{7}{8}$	36	32	33	57	35	16	19	17	8	8	10	5	5	5
1	41	36	38	63	38	16	22	21	10	10	11	6	6	6
$\frac{1 1}{8}$	46	40	43	70	43	21	22	21	10	10	11	8	8	8
$\frac{1 1}{4}$	51	44	48	76	46	24	22	21	10	10	11	8	8	8
$\frac{1 3}{8}$	56	49	52	83	51	29	22	21	10	10	11	8	8	8
$\frac{1 1}{2}$	60	54	57	89	54	29	29	27	13	13	14	10	10	10
$\frac{1 5}{8}$	65	59	62	95	59	30	29	27	13	13	14	10	10	10
$\frac{1 3}{4}$	70	63	67	102	62	33	29	27	13	13	14	10	10	10
$\frac{1 7}{8}$	75	68	71	108	65	35	29	27	13	13	14	10	10	10
2	79	73	76	114	70	37	35	33	13	13	17	10	10	10
$\frac{2 1}{8}$	84	78	81	121	75	40	35	33	16	16	17	10	10	10
$\frac{2 1}{4}$	89	83	86	127	78	43	35	33	16	16	17	10	10	10
$\frac{2 3}{8}$	94	87	90	133	81	46	35	33	16	16	17	10	10	10
$\frac{2 1}{2}$	98	92	95	140	86	51	35	33	16	16	17	10	10	10
$\frac{2 5}{8}$	103	97	100	146	89	54	35	33	16	16	17	10	10	10
$\frac{2 3}{4}$	108	102	105	152	94	59	35	33	16	16	17	10	10	10
$\frac{2 7}{8}$	113	106	110	159	97	62	35	33	16	16	17	10	10	10
3	117	111	114	165	102	65	41	40	19	19	21	11	11	11
$\frac{3 1}{4}$	127	121	124	178	110	68	41	40	19	19	21	11	11	11
$\frac{3 1}{2}$	136	130	133	190	117	76	41	40	19	19	21	11	11	11
4	156	149	152	216	133	92	41	40	19	19	21	11	11	11

Zahlentafel Nr. 52.

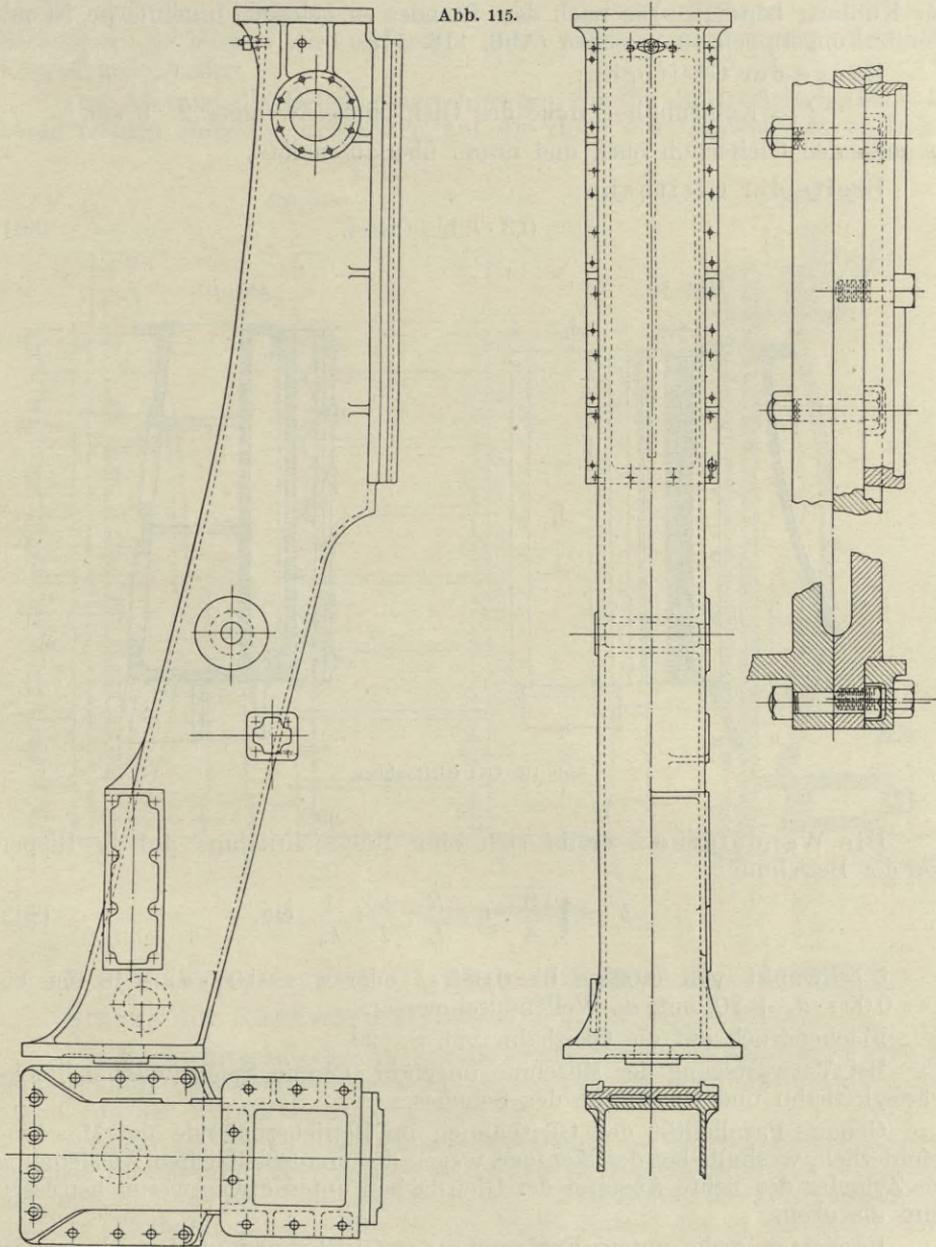
Abmessungen ausgeführter Pleuelstangen.

Maximalkraft	112000	41500	35000	52500	20000	—	44000	45500	45500	46500
Länge der Pleuelstangen, Mitte bis Mitte Lager	2438,40	2438,40	2033,60	3500	1680	2020	2743,20	2743,20	2914,65	2489,20
Schaftdurchmesser unterhalb der Gabel	196,85	133,35	127,00	180	105	155	158,75	165,10	152,40	171,45
Schaftdurchmesser oberhalb des Kurbelzapfens	222,25	165,10	155,57	200	124	185	180,97	190,50	184,15	203,20
Ausbohrung des Schaftes	127,00	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Breite der Gabel, senkrecht zum Kreuzkopfzapfen	228,60	139,70	139,70	185	120	172	171,45	177,80	171,45	177,80
Dicke der Gabel, parallel zum Kreuzkopfzapfen	90,00	68,00	68,00	135	65	100	96,00	92,00	96,00	88,90
Höhe des Flansches der Gabel am Kreuzkopf	88,90	76,20	69,89	100	50	75	76,20	101,60	88,89	92,07
Länge des Flansches der Gabel senkrecht zum Kreuzkopfzapfen	514,34	388,99	352,00	536	310	400	419,09	457,19	447,67	406,39
Breite des Flansches der Gabel parallel zum Kreuzkopfzapfen	177,80	127,00	114,30	200	110	144	134,00	152,40	149,22	152,40
Höhe des Kreuzkopfzapfen-Unterschlagers	136,50	130,17	111,12	173	85	130	107,95	114,30	117,47	127,00
Höhe des Kreuzkopfzapfen-Oberschlagers	136,50	187,32	152,40	173	92	130	107,95	114,30	117,47	127,00
Höhe beider Lagerschalen einschl. Paßstücke	349,00	298,50	301,00	370	240	—	234,95	226,75	273,00	273,00
Kreuzkopfzapfen-Durchmesser ..	247,65	190,50	152,40	250	130	180	158,75	190,50	177,80	184,15
Länge des Kreuzkopf-Zapfenschlagers	228,60	165,10	152,40	250	130	180	187,32	203,20	184,15	196,85
Lichte Weite der Gabel	368,29	311,14	292,69	370	200	296	358,77	342,89	301,62	349,24
Stärke des Kreuzkopflagerdeckels ..	101,60	—	Mitte 140	120	Mitte 75	75	76,20	101,60	88,89	88,89
Breite des Kreuzkopflagerdeckels ..	177,80	—	—	200	—	144	133,35	152,40	88,89	152,40
Entfernung der Deckelschrauben ..	368,29	266,70	247,65	380	320	270	273,05	304,79	298,44	273,05
Gewindedurchmesser der Deckelschrauben	3 1/4"	2 1/4"	2 1/4"	3 1/4"	2"	2 3/4"	2 3/4"	3 1/4"	3 1/4"	2 7/8"
Lichte Entfernung der Kreuzkopfzapfen-Lagerschalen	317,50	273,05	254,00	320	220	260	304,79	292,09	266,70	317,49
Untere Flanschstärke am Kurbelzapfenlager	101,60	101,60	88,89	120	72	100	107,95	127,00	127,00	127,00
Höhe des Oberschlagers am Kurbelzapfen	200,00	228,60	184,15	268	155	197	219,07	222,25	206,37	225,42
Höhe des Unterschlagers am Kurbelzapfen	200,00	215,90	158,75	268	155	185	219,07	222,25	206,37	225,42
Höhe beider Lagerschalen einschl. Paßstücke	527,00	514,00	381,00	560	300	435	463,50	419,10	432,00	514,30
Länge des Flansches senkrecht zum Kurbelzapfen	742,94	609,59	546,09	780	500	650	692,14	654,04	679,44	641,34
Kurbelzapfendurchmesser	393,69	330,19	273,05	420	250	338	341,47	355,59	355,59	361,94
Länge des Kurbelzapfenlagers ..	406,39	352,42	323,84	460	260	324	311,14	336,54	349,42	393,69
Deckelstärke	127,00	Mitte 158	Mitte 150	120	Mitte 125	Mitte 190	107,95	127,00	127,00	114,30
Deckelbreite	330,19	—	—	320	—	—	203,20	241,30	241,30	215,90
Entfernung der Schrauben	533,39	431,79	380,99	580	350	476	507,99	469,89	495,29	463,54
Durchmesser der Schrauben	4 1/4"	3 1/4"	3"	4 1/4"	2 5/8"	3 3/4"	3 1/2"	4"	4"	3 3/4"

V. Gleitbahnen.

Ausführungen vgl.

Tafel: 3, 12, 47,
Abb.: 1-4, 18-23, 17-23.



Hohlgußzylinder mit Gleitbahn.

Bezeichnungen.

l Länge der Gleitbahn,
 b Breite der Gleitbahn,

δ Wandstärke der Gleitbahn,
 a, a_1 Entfernung der Gleitbahnen.

Wilda, Die Schiffsmaschinen.

Material Gußeisen. Entweder an die Zylinderständer angegossen bei kleineren Maschinen, als Platten vor die Ständer geschraubt, an entsprechenden Flanschen der Ständer befestigt oder in Kastenform an den Zylinderständern befestigt (Abb. 118—119).

Der in den letzten beiden Fällen entstehende Hohlraum wird häufig zur Kühlung benutzt. Die nach dem Ständer zu gelegene Innenfläche ist mit Verstärkungsrippen zu versehen (Abb. 118, 119).

Länge der Gleitbahn:

$l = \text{Kolbenhub} + \text{Höhe des Gleitschuhes}$ weniger 2–8 cm, da man den Gleitschuh oben und unten überlaufen läßt.

Breite der Gleitbahn:

$$b = 0,3 \cdot l \text{ bis } 0,4 \cdot l. \quad (361)$$

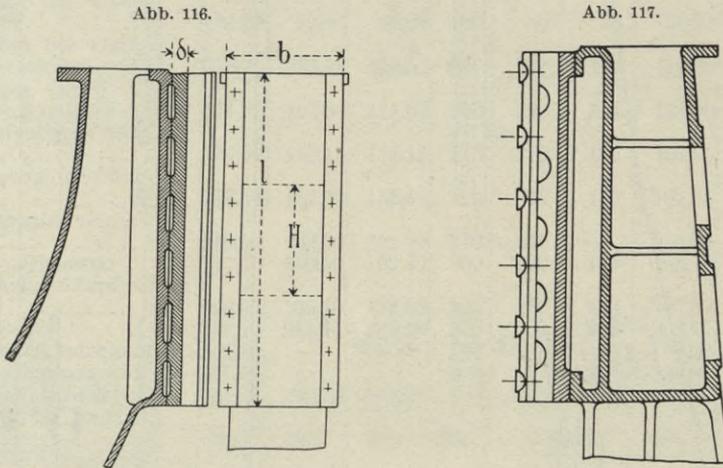


Abb. 116, 117: Gleitbahnen.

Die Wandstärke δ ergibt sich ohne Rücksichtnahme auf die Rippen aus der Beziehung:

$$\delta = \sqrt{\frac{3}{4} \cdot K \cdot \frac{R}{L} \cdot \frac{b}{l} \cdot \frac{1}{k_b}} \text{ cm.} \quad (362)$$

δ schwankt von $0,025 \cdot l$ bis $0,085 \cdot l$ oder $\delta = 0,05 \cdot d_w + 18$ mm bis $\delta = 0,055 \cdot d_w + 20$ mm, d_w Wellendurchmesser.

Flächendruck auf die Gleitbahn vgl. S. 129.

Bei Vorwärtsgang der Maschine ungefähr 0,2 mm Spiel zwischen Rückwärtsgleitbahn und Gleitfläche des Schuhs.

Genaue Parallelität der Gleitbahnen im Betriebszustande der Maschine erforderlich, weshalb bei der Montage wegen der unausbleiblichen Ausdehnung der Zylinder der lichte Abstand der Gleitflächen unten etwas weiter bemessen wird als oben.

Bezeichnet a die untere Entfernung der Gleitbahnen im Betriebe, so ist bei der Montage die obere lichte Weite etwa:

$$a_1 = a - 0,0011 \cdot a \quad (363)$$

für 100° C . Temperaturunterschied in kaltem und Betriebszustande.

Bei Maschinen, deren Zylinderständer durch Säulen gebildet sind, ist die Gleitbahn oben meist gegen einen entsprechenden Zylinderansatz, unten mittels Zwischenstücken gegen Längsversteifungen der Säulen verschraubt.

Bei eingleisigen Kreuzköpfen wird die Rückwärtsgleitbahn durch seitlich aufgeschraubte Gleitschienen gebildet, die die Rückseite des Gleitschuhes umfassen und deren Schrauben zugleich die Vorwärtsgleitbahn am Ständer befestigen; die letztere wird außerdem durch einige Schrauben mit versenkten Köpfen festgehalten.

Der Abstand der Befestigungsschrauben für die Rückwärtsgleitbahn ist so zu wählen, daß drei Schrauben auf die Höhe des Gleitschuhes entfallen.

Abb. 118.

Abb. 119.

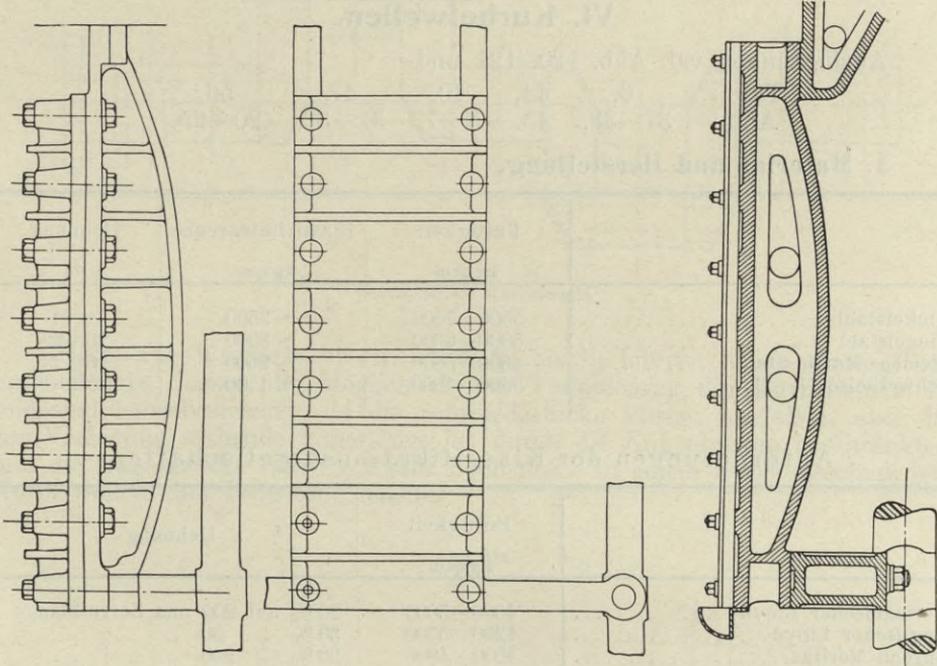


Abb. 117, 119: Gleitbahnen.

Durchmesser der Befestigungsschrauben: $1\frac{1}{4}''$ bis $1\frac{3}{4}''$.

Stärke der Rückwärtsgleitschienen: 35 bis 50 mm.

Die Rückwärtsgleitschienen erhalten entweder einen besonderen Befestigungsflansch oder werden durch Zwischenstücke in dem erforderlichen Abstand von der Vorwärtsgleitfläche gehalten.

Schmierung der Gleitbahn durch Oelkämme, am unteren Ende des Gleitschuhes verschraubt (Messingblech, manchmal Lederstreifen), die in Oelgefäßen am unteren Ende der Gleitbahn eintauchen. Das Halten des Schmiermaterials auf der Gleitbahn durch $\sim 12-18$ mm breite Nuten, die in der Regel unter einer Neigung zur Längsachse angeordnet sind oder sich überkreuzen.

Kühlung der Gleitbahnen durch Seewasser, unten ein-, oben austretend, Durchmesser der kupfernen Kühlleitung 5—10 mm, durch Hähne an der Gleitbahn absperrbar, bei schnelllaufenden Maschinen hat Kühlung wenig Wert.

Zahlentafel Nr. 53.

Abmessungen ausgeführter Gleitbahnen.

	Ein- gleisig	Ein- gleisig	Ein- gleisig	Ein- gleisig	Zwei- gleisig	Vier- gleisig	Zwei- gleisig	Ein- gleisig
Hub der Maschine.....	914	1067	1371	1219	1400	1850	1100	—
Höhe der Gleitschuhfläche.....	444,5	469,9	762	698	720	1200	700	635
Breite der Gleitschuhfläche.....	381	406,4	406,4	457	480	960	600	682
Länge der Gleitbahn.....	1321	1524	2135	1710	2340	2980	1875	1620
Breite der Gleitbahn.....	609,6	685,7	482,6	450	455	1040	740	915
Breite der Rückwärtsgleitfläche.....	114,3	152,4	279,4	260	455	—	—	297
Durchmesser der Befestigungsschrauben	1 1/4"	1 3/8"	1 1/2"	1 3/4"	1 1/2"	—	—	—

VI. Kurbelwellen.

Ausführungen vgl. Abb. 120, 121 und

Tafel: 6, 14, 40, 47, 56,
Abb.: 37—38, 15, 6—7, 31—32, 20—25.

1. Material und Herstellung.

	Festigkeit kg/qcm	Elastizitätsgrenze kg/qcm	Dehnung %
Nickelstahl.....	5500—7000	~ 3500	~ 21
Tiegelstahl.....	5000—6000	~ 3200	20—22
Siemens-Martin-Stahl.....	4600—5600	~ 2600	20—23
Schweißisen.....	3300—4000	~ 1500	—

Anforderungen der Klassifikationsgesellschaften.

	Festigkeit kg/qcm	Dehnung
Germanischer Lloyd.....	4000—5000	20 % auf 200 mm Zerreißlänge
Englischer Lloyd.....	4200—5000	30 % „ 50 „ „
Bureau Veritas.....	4000—4800	20 % „ 200 „ „
Deutsche Kriegsmarine.....	4000—4500	20 % „ 200 „ „

Nickelstahl ist schwer zu bearbeiten, die Werkzeuge bestehen daher oft aus Chromstahl.

Schwere Schmiedestücke, wie es die Kurbelwellen sind, werden aus Blöcken gegossen, die um etwa 40—50 % schwerer sind, als das Fertigungsgewicht des herzustellenden Stückes, dabei ist der Querschnitt der Blöcke 3 bis 4 mal größer, als derjenige des zu schmiedenden Stückes. Die vor dem Erkalten in Wärmeöfen eingesetzten Blöcke werden unter hydraulischen Pressen mit ~ 4000—5000 Tons Druck geschmiedet.

Der sog. Withworth compressed fluid steel wird in der Weise bearbeitet, daß der in Metallformen gegossene flüssige Stahl einem Druck bis zu 8000 Tons ausgesetzt wird, wodurch man ein porenfreies Material erhält.

Bei der Herstellung hohler Stücke wird der Ingot vor dem Schmieden durchbohrt und dann über einem Dorn geschmiedet.

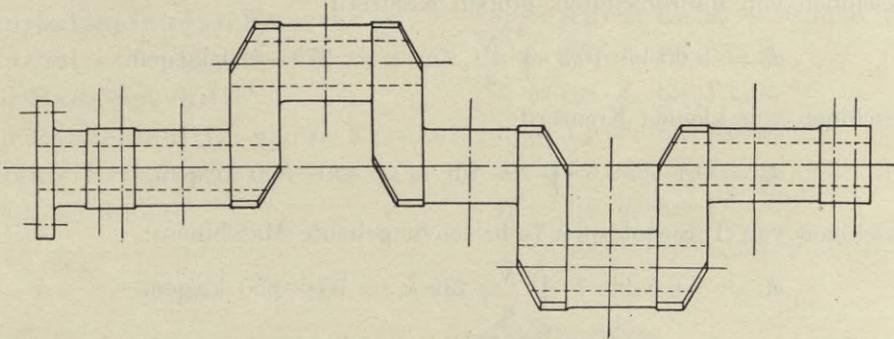
Das Beseitigen der nach dem Ausschmieden noch vorhandenen Spannungen erfolgt durch Ausglühen, darauf Abkühlen in Oel, wodurch eine

Erhöhung der Zähigkeit stattfindet. Nach der Abkühlung in der Regel nochmaliges Ausglühen.

Für Kriegsschiffe meist Arme und Welle aus einem Stück geschmiedet, die ganze Kurbelwelle bei vier Kurbeln oft aus zwei Teilen zusammengesetzt oder die ganze Kurbelwelle mit drei, auch vier Kurbeln aus einem Stück (Abb. 120, 121), besonders für leicht gebaute Maschinen.

Bei Handelsschiffen so viel gleiche Kurbeln zwischen zwei Kuppelungen als Zylinder, selten Wangen und Wellenteile zusammenschmiedet.

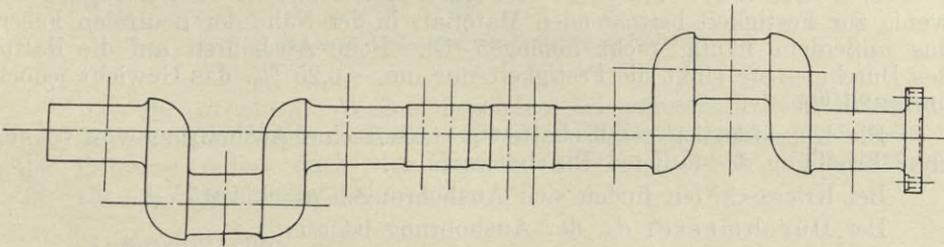
Abb. 120.



Geschmiedete Kurbelwelle.

Gebaute Kurbelwellen, etwa $\frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{2}$ billiger, als in einem Stück geschmiedete, lassen die Möglichkeit der Veränderung der Kurbelwinkel zu und sind betriebssicherer, da die Schmiedestücke kleiner ausfallen, aber die zur Verfügung stehende Lagerlänge ist durch die Kuppelungen beschränkter, und die Lagerdrücke fallen oft sehr hoch aus. In einem Stück geschmiedete Kurbelwellen sind bedeutend leichter.

Abb. 121.



Geschmiedete Kurbelwelle.

2. Kurbelwelle. *)

Für die Berechnung gekröpfter Kurbelwellen sind die Abmessungen der hintersten Kurbel maßgebend, welche die Gesamtleistung der Maschine zu übertragen hat.

Beanspruchung vorwiegend auf Verdrehung, daneben sehr schwer zu übersehende Biegebungsbeanspruchungen.

*) Eingehenderes vgl. Bertin-Wilda, Der Schiffsmaschinenbau, S. 468–482, Gebrüder Jänecke, Hannover 1901.

a) Volle Kurbelwellen.

Für volle Kurbelwellen folgt der Durchmesser d_w aus:

$$0,2 \cdot d_w^3 \cdot k_t = 71\,620 \cdot \frac{N_i}{n} = M_t \quad (364)$$

Es kann gesetzt werden für:

Maschinen von Handelsschiffen:

$$d_w = 10,4 \text{ bis } 10,9 \cdot \sqrt[3]{\frac{N_i}{n}}, \text{ für } k_t = 270\text{--}340 \text{ kg/qcm}, \quad (365)$$

Maschinen von Panzerschiffen, großen Kreuzern:

$$d_w = 9,65 \text{ bis } 10,3 \cdot \sqrt[3]{\frac{N_i}{n}}, \text{ für } k_t = 375\text{--}420 \text{ kg/qcm},$$

Maschinen von kleinen Kreuzern:

$$d_w = 9,1 \text{ bis } 9,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{N_i}{n}}, \text{ für } k_t = 420\text{--}500 \text{ kg/qcm},$$

Maschinen von Torpedobooten (sehr leicht gebaute Maschinen):

$$d_w = \sim 6,5 \text{ bis } 7 \cdot \sqrt[3]{\frac{N_i}{n}}, \text{ für } k_t = 700\text{--}850 \text{ kg/qcm}.$$

Die gesamte auf die Kurbelwelle entfallende Beanspruchung setzt sich zusammen aus der Verdrehungsbeanspruchung k_t und einer nur sehr annähernd unter gewissen Voraussetzungen zu ermittelnden Biegebungsbeanspruchung k_b , k_b liegt häufig zwischen 150 und 300 kg/qcm.

Das größte Drehmoment $M_{t \max}$ nimmt für die einzelnen Kurbeln nach vorne zu langsamer ab, als das in Gleichung (364) benutzte mittlere Drehmoment.

$$\text{Setzt man:} \quad M_{t \max} = \sim 1,2 \cdot M_t \quad (366)$$

und benutzt $M_{t \max}$, so ergibt sich nur eine sehr geringe Abweichung für d_w , so daß M_t genügende Abmessungen gibt.

b) Hohle Kurbelwellen. Das Ausbohren bezweckt die Beseitigung des wenig zur Festigkeit beitragenden Materials in der Nähe der neutralen Faser, das außerdem häufig nicht homogen ist. Beim Ausbohren auf die Hälfte des Durchmessers sinkt die Festigkeit nur um $\sim 6,25\%$, das Gewicht jedoch um $\sim 25\%$.

Die Klassifikationsgesellschaften gestatten eine Ausbohrung von $0,4 \cdot d_w$ ohne Erhöhung des äußeren Durchmessers d_w .

Bei Kriegsschiffen finden sich Ausbohrungen d_{wo} bis $0,7 \cdot d_w$.

Der Durchmesser d_{wo} der Ausbohrung ist aus:

$$0,2 \cdot \frac{d_w^4 - d_{wo}^4}{d_w} \cdot k_t = 71\,620 \cdot \frac{N_i}{n} = M_t \quad (367)$$

zu ermitteln.

für d_{wo} : $0,5 \cdot d_w$, $0,6 \cdot d_w$, $0,7 \cdot d_w$,
ergibt sich das $1,02$, $1,05$, $1,11$ fache
des vollen Wellendurchmessers d_w .

Verschluß der Bohrung durch mittels versenkter Schrauben befestigte Messingscheiben.

(3. Zusammenstellung der Vorschriften der Klassifikationsgesellschaften für die Berechnung der Kurbelwellen siehe Seite 152–154.)

3. Kurbelzapfen.

a) Beanspruchung der Zapfen auf Biegung, Verdrehung und Abscherung. Vorwiegend Flächendruck und Abnutzung maßgebend.

Zulässiger Flächendruck vgl. S. 140 und S. 129.

Bei Kriegsschiffsmaschinen sind, besonders bei forcierter Fahrt, durch den Kurbelzapfen um 50 % größere Kräfte zu übertragen, als bei Handelsschiffsmaschinen; die Zapfenlänge l_z wird daher meist länger ausgeführt, um eine Vergrößerung des Pleuelstangenkopfes bei vergrößertem Durchmesser d_z zu vermeiden.

b) Abmessungen:

Kurbelzapfendurchmesser $d_z = 0,9 \cdot d_w$ bis $d_w + 30$ mm (379)

Kurbelzapfenlänge $l_z = 0,8 \cdot d_z$ bis $1,7 \cdot d_z$ (380)

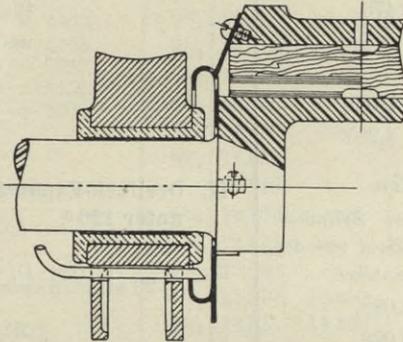
für Handelsschiffe $l_z = 0,8 \cdot d_z$ bis $1,1 \cdot d_z$

für Panzerschiffe, große Kreuzer. $l_z = 1,2 \cdot d_z$ bis $1,3 \cdot d_z$

kleine Kreuzer. $l_z = 1,1 \cdot d_z$ bis $1,4 \cdot d_z$

Torpedoboote. $l_z = 1,4 \cdot d_z$ bis $1,7 \cdot d_z$,
man findet bis $1,9 \cdot d_z$.

Abb. 122.



Hohler Kurbelzapfen mit Zentrifugalschmierung.

Die ebenso wie die Wellen, besonders bei angeschmiedeten Wangen oft hohl hergestellten Zapfen, erhalten für Zentrifugalschmierung meist zwei von der Bohrung radial nach der Zapfenoberfläche führende Bohrungen von 12—15 mm Durchmesser (Abb. 122).

4. Kurbelarme.

a) Beanspruchung. Der hinterste Kurbelarm, mit dem die übrigen gleich dimensioniert werden (nur selten werden die vorderen schwächer gehalten), wird außer durch das Drehmoment, durch ein Biegemoment, eine Schubkraft und eine Normalkraft beansprucht, deren eingehendere Ermittlung von verschiedenen Annahmen ausgehend erfolgen, für die praktische Berechnung jedoch unerörtert gelassen werden kann. Bei der Untersuchung dieser Momente und Kräfte müssen die Kurbelwinkel zugrunde gelegt werden, bei denen das Moment beim Angehen der Maschine am größten wird, für Dreifach-Expansionsmaschinen mit Kurbeln unter 120° , für den Kurbelwinkel 0° bzw. 90° , für Maschinen mit vier Kurbeln unter 90° , für den Winkel von $\sim 45^\circ$.

Fortsetzung Seite 155.

5. Zusammenstellung der Vorschriften der Klassifikations-

d_w Wellendurchmesser, D_h, D_{m1}, D_{m2}, D_n Durchmesser von Hochdruck-, 1. Mitteldruck-, 2. Mitteldruck-, p_k Kessel-

Germanischer Lloyd.
Alle Maße: cm, p_k kg/qcm, absoluter Druck.

Englischer Lloyd.
Alle Maße: Zoll englisch, p_k lbs auf 1 Quadratzoll, Überdruck.

$$d_w = \sqrt[3]{\frac{p_k \cdot r \cdot n_1 \cdot D_h^2}{C_1}}$$

Der größere sich aus diesen beiden Formeln (368) ergebende Wert ist maßgebend.

$$d_w = \sqrt[3]{\frac{p_k \cdot r \cdot n \cdot D_n^2}{C}}$$

- I. Zweifach-Expansionsmaschinen.**
- a) Maschine mit zwei verschiedenen Zylindern und zwei Kurbeln unter 90° .
 $C_1 = 115$ für $D_n^2 : D_h^2 < 3,478$,
 $C = 400$ für $D_n^2 : D_h^2 > 3,478$.
- b) Maschine mit drei Zylindern und drei Kurbeln unter 120° .
 $C_1 = 105$ für $2 \cdot D_n^2 : D_h^2 < 4,285$,
 $C = 450$ für $2 \cdot D_n^2 : D_h^2 > 4,285$.

- I. Zweifach-Expansionsmaschinen mit zwei Kurbeln unter 90° .**
- $$d_w = \frac{21}{20} \cdot [0,04 \cdot D_h + 0,006 \cdot D_n + 0,02 \cdot H] \cdot \sqrt[3]{p_k} \quad (370)$$
- für $D_n^2 : D_h^2 \leq 4,5$
und $H \geq 0,5 \cdot D_n$.

- II. Dreifach-Expansionsmaschinen.**
- a) Maschine mit drei verschiedenen Zylindern und zwei Kurbeln unter 90° . Zwei von den Zylindern sind übereinander angeordnet.
 $C_1 = 70$ für $D_n^2 : D_h^2 < 8,028$,
 $C = 562$ für $D_n^2 : D_h^2 > 8,028$.
- b) Maschine mit vier Zylindern und zwei Kurbeln unter 90° .
 Die beiden gleichen Hochdruckzylinder sind über den anderen Zylindern angeordnet.
 $C_1 = 98$ für $D_n^2 : 2 D_h^2 < 6,582$,
 $C = 645$ für $D_n^2 : 2 D_h^2 > 6,582$.

- II. Dreifach-Expansionsmaschinen mit drei Kurbeln unter 120° .**
- $$d_w = \frac{21}{20} \cdot [0,038 \cdot D_h + 0,009 \cdot D_m + 0,002 \cdot D_n + 0,016 \cdot H] \cdot \sqrt[3]{p_k} \quad (371)$$
- für $D_n^2 : D_h^2 \leq 9$
und $H \geq 0,5 \cdot D_n$.

- c) Maschine mit drei verschiedenen Zylindern und drei Kurbeln unter 120° .
 $C_1 = 96$ für $D_n^2 : D_h^2 < 6,604$,
 $C = 634$ für $D_n^2 : D_h^2 > 6,604$.
- d) Maschine mit fünf Zylindern und drei Kurbeln unter 120° .
 Die Hochdruckzylinder sind gleich und stehen auf den ebenfalls gleichen Niederdruckzylindern.
 $C_1 = 93$ für $D_n^2 : D_h^2 < 6,796$,
 $C = 632$ für $D_n^2 : D_h^2 > 6,796$.

Fortsetzung Seite 154.

Fortsetzung Seite 154.

gesellschaften für die Berechnung der Kurbelwellen.

Niederdruckzylinder. n_1 Anzahl der Hochdruckzylinder. n Anzahl der Niederdruckzylinder. H Hub, druck.

Bureau Veritas.
Alle Maße: Zoll engl., p_k lbs auf 1 Quadratzoll, Überdruck.

British Corporation.
Alle Maße: Zoll engl., p_k absoluter Druck.

Board of Trade.
Alle Maße: Zoll engl., p_k absoluter Druck.

$$d_w = \sqrt[3]{\frac{p_k \cdot D_n^2 \cdot H}{C}} \quad (374)$$

$$d_w = \sqrt[3]{\frac{r \cdot p_k \cdot D_n^2}{3 \cdot C}} \quad (375)$$

- I. Einfach-Expansionsmaschinen.**
- $$d_w = \sqrt[3]{\frac{n \cdot p_k \cdot r \cdot D^2}{C}} \quad \text{für } n = 1. \quad (372)$$
- Maschine mit zwei Zylindern und zwei Kurbeln.
 Kurbeln unter 90° , $C = 4800$,
 „ „ 100° , $C = 4368$,
 „ „ 120° , $C = 3792$,
 „ „ 140° , $C = 3456$,
 „ „ $160^\circ - 180^\circ$, $C = 3360$.

Werte von C.

$\frac{D_n^2}{D_h^2}$	Dreifach-Expansionsmaschinen. Drei Kurbeln unter 120° .	Vierfach-Expansionsmaschinen. Vier Kurbeln unter 90° .
3	9,910	—
$3\frac{1}{8}$	10,160	—
$3\frac{1}{4}$	10,410	—
$3\frac{3}{8}$	10,910	—
$3\frac{1}{2}$	11,160	—
$3\frac{5}{8}$	11,410	—
$3\frac{3}{4}$	11,660	—
4	11,910	—
$4\frac{1}{8}$	12,160	—
$4\frac{1}{4}$	12,410	—
$4\frac{3}{8}$	12,660	—
$4\frac{1}{2}$	12,910	13,650
$4\frac{3}{4}$	13,375	14,160
5	13,840	14,670
$5\frac{1}{4}$	14,305	15,180
$5\frac{1}{2}$	14,770	15,690
$5\frac{3}{4}$	15,235	16,200
6	15,700	16,710
$6\frac{1}{2}$	16,630	17,730
7	17,560	18,630
$7\frac{1}{2}$	18,410	19,530
8	19,260	20,430
$8\frac{1}{2}$	20,110	21,330
9	20,960	22,200
$9\frac{1}{2}$	21,750	23,070
10	22,540	23,940
$10\frac{1}{2}$	23,330	24,810
11	24,120	25,660
$11\frac{1}{2}$	24,900	26,550
12	25,680	27,340

- II. Zweifach-Expansionsmaschinen.**
- $$d_w = \sqrt[3]{\frac{p_k \cdot r \cdot (n_1 \cdot D_h^2 + 0,1 \cdot n \cdot D_n^2)}{C}} \quad (373)$$
- a) Maschine mit zwei Zylindern und zwei Kurbeln $n = n_1 = 1$.
 Kurbelwinkel 90° , $C = 3400$.
- b) Maschine mit zwei Kurbeln, mit zwei Hochdruck- und zwei Niederdruckzylindern in Tandem-Aufstellung.
 $n_1 = n = 2$.
 Kurbelwinkel 90° , $C = 3500$,
 „ 100° , $C = 3185$,
 „ 120° , $C = 2765$,
 „ 140° , $C = 2520$,
 „ $160^\circ - 180^\circ$, $C = 2450$.
- c) Maschine mit drei Kurbeln, mit drei Hochdruck- und drei Niederdruckzylindern.
 $n_1 = n = 3$.
 Kurbelwinkel 120° , $C = 3800$.
- d) Maschine mit einer Kurbel, einem Hochdruck- und einem Niederdruckzylinder.
 $n = n_1 = 1$, Füllung: 0,8 im Hochdruckzyl.
 mit nicht überhängender Kurbel $C = 2100$,
 mit überhängender Kurbel $C = 3200$.
- e) Maschine mit drei Kurbeln, einem Hochdruck-, zwei Niederdruckzylindern.
 $n_1 = 1$, $n = 2$.
 Kurbelwinkel 120° , $C = 3600$.

Werte von C.

Zwei Kurbeln unter:	C
90°	1047
100°	966
110°	904
120°	855
130°	807
140°	788
150°	766
160°	751
170°	743
180°	740

Drei Kurbeln unter 120°

C
1110

Fortsetzung Seite 154.

5. Zusammenstellung der Vorschriften der Klassifikationsgesellschaften für die Berechnung der Kurbelwellen.

(Fortsetzung.)

<p>Germanischer Lloyd.</p> <p>Alle Maße: cm, p_k, kg/qcm, absoluter Druck.</p>	<p>Englischer Lloyd.</p> <p>Alle Maße: Zoll englisch, p_k lbs auf 1 Quadratzoll, Ueberdruck.</p>	<p>Bureau Veritas.</p> <p>Alle Maße: Zoll engl., p_k lbs auf 1 Quadratzoll, Ueberdruck.</p>																								
<p>III. Vierfach-Expansionsmaschinen.</p> <p>a) Maschine mit vier verschiedenen Zylindern und zwei Kurbeln unter 90°.</p> $C_1 = 70 \text{ für } D_n^2 : D_h^2 < 8,028,$ $C = 562 \text{ für } D_n^2 : D_h^2 > 8,028.$ <p>b) Maschine mit vier verschiedenen Zylindern u. d. vier Kurbeln unter 90°.</p> $C_1 = 82 \text{ für } D_n^2 : D_h^2 < 9,171,$ $C = 752 \text{ für } D_n^2 : D_h^2 > 9,171.$	<p>III. Vierfach-Expansionsmaschinen.</p> <p>a) Maschinen mit zwei Kurbeln unter 90°.</p> $d_w = \frac{21}{20} \cdot [0,034 \cdot D_h + 0,011 \cdot D_{m1} + 0,004 \cdot D_{m2} + 0,0014 \cdot D_n + 0,016 \cdot H] \cdot \sqrt[3]{p_k} \quad (376)$ <p>b) Maschine mit drei Kurbeln.</p> $d_w = \frac{21}{20} \cdot [0,028 \cdot D_h + 0,014 \cdot D_{m1} + 0,006 \cdot D_{m2} + 0,0017 \cdot D_n + 0,015 \cdot H] \cdot \sqrt[3]{p_k} \quad (377)$ <p>c) Maschine mit vier Kurbeln.</p> $d_w = \frac{21}{20} \cdot [0,033 \cdot D_h + 0,01 \cdot D_{m1} + 0,004 \cdot D_{m2} + 0,0013 \cdot D_n + 0,0155 \cdot H] \cdot \sqrt[3]{p_k} \quad (378)$ <p>für $D_n^2 : D_h^2 \leq 12.$ und $H \geq 0,5 \cdot D_n.$</p>	<p>III. Dreifach-Expansionsmaschinen.</p> <p>a) Drei Kurbeln und drei Zylinder. Formel unter II. $n = 1, \quad n_1 = 1.$ Kurbelwinkel 120°, $C = 3700.$</p> <p>b) Zwei Kurbeln, drei Zylinder in Tandem-Aufstellung. $n = n_1 = 1.$ Kurbel unter 90°, $C = 3000.$</p> <p>c) Zwei Kurbeln, vier Zylinder. $n_1 = 2, \quad n = 1.$ Kurbeln unter 90°, $C = 3300.$</p>																								
<p>Bemerkung.</p> <p>Nach obigen Formeln berechnete Wellen dürfen eine Bohrung von $0,4 \cdot d_w$ erhalten. Wird eine weitere Bohrung beabsichtigt, so ist die durch dieselbe verursachte Schwächung durch entsprechende Vergrößerung des äußeren Durchmessers auszugleichen.</p> <p>Bei besonders gut ausbalancierten Maschinen können die nach vorstehenden Formeln erhaltenen Durchmesser bis zu 4% reduziert werden.</p>	<p>IV. Vierfach-Expansionsmaschinen.</p> <p>a) Zwei Kurbeln. Kurbelwinkel 90°, $C = 3100.$</p> <p>b) Vier Kurbeln. Kurbelwinkel 90°, $C = 3450.$</p> <p>c) Bei Verminderung des Torsionsmomentes durch geeignete Zylinderfolge und Wahl der Kurbelwinkel kann C bis 3850 gewählt werden.</p> <p>Nach obigen Formeln berechnete Wellen dürfen eine Bohrung bis $0,4 \cdot d_w$ erhalten. Der Durchmesser d_w ist zu vergrößern bei Bohrungen von:</p> <table border="0" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td>$0,4 \cdot d_w$</td> <td>um</td> <td>1 0/10,</td> </tr> <tr> <td>$0,5 \cdot d_w$</td> <td>"</td> <td>2 0/10,</td> </tr> <tr> <td>$0,6 \cdot d_w$</td> <td>"</td> <td>5 0/10,</td> </tr> <tr> <td>$0,7 \cdot d_w$</td> <td>"</td> <td>10 0/10.</td> </tr> </table>	$0,4 \cdot d_w$	um	1 0/10,	$0,5 \cdot d_w$	"	2 0/10,	$0,6 \cdot d_w$	"	5 0/10,	$0,7 \cdot d_w$	"	10 0/10.	<p>IV. Vierfach-Expansionsmaschinen.</p> <p>a) Zwei Kurbeln. Kurbelwinkel 90°, $C = 3100.$</p> <p>b) Vier Kurbeln. Kurbelwinkel 90°, $C = 3450.$</p> <p>c) Bei Verminderung des Torsionsmomentes durch geeignete Zylinderfolge und Wahl der Kurbelwinkel kann C bis 3850 gewählt werden.</p> <p>Nach obigen Formeln berechnete Wellen dürfen eine Bohrung bis $0,4 \cdot d_w$ erhalten. Der Durchmesser d_w ist zu vergrößern bei Bohrungen von:</p> <table border="0" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <tr> <td>$0,4 \cdot d_w$</td> <td>um</td> <td>1 0/10,</td> </tr> <tr> <td>$0,5 \cdot d_w$</td> <td>"</td> <td>2 0/10,</td> </tr> <tr> <td>$0,6 \cdot d_w$</td> <td>"</td> <td>5 0/10,</td> </tr> <tr> <td>$0,7 \cdot d_w$</td> <td>"</td> <td>10 0/10.</td> </tr> </table>	$0,4 \cdot d_w$	um	1 0/10,	$0,5 \cdot d_w$	"	2 0/10,	$0,6 \cdot d_w$	"	5 0/10,	$0,7 \cdot d_w$	"	10 0/10.
$0,4 \cdot d_w$	um	1 0/10,																								
$0,5 \cdot d_w$	"	2 0/10,																								
$0,6 \cdot d_w$	"	5 0/10,																								
$0,7 \cdot d_w$	"	10 0/10.																								
$0,4 \cdot d_w$	um	1 0/10,																								
$0,5 \cdot d_w$	"	2 0/10,																								
$0,6 \cdot d_w$	"	5 0/10,																								
$0,7 \cdot d_w$	"	10 0/10.																								

b) Angeschmiedete Arme, Abmessungen (Abb. 120, 121), Zeichnungen vgl. Abb. 123, S. 157.

Höhe der Arme, senkrecht zur Längsrichtung der Welle:

$$h = \sim 1,05 \cdot d_w + 10 \text{ mm oder } h = 1,08 \cdot d_w \text{ bis } 1,18 \cdot d_w. \quad (381)$$

Breite der Arme, parallel zur Längsrichtung der Welle:

$$b = 0,6 \cdot d_w \text{ bis } 0,75 \cdot d_w. \quad (382)$$

Unter gleicher Beanspruchung des Materials von Arm und Welle sollte innegehalten werden:

$$b h^2 = 0,8 \cdot d_w^3 \text{ bis } 0,85 \cdot d_w^3. \quad (383)$$

Die Wangen erhalten parallele Seiten und werden in der Regel unten und oben nach Kreisbogen abgerundet.

Die Wangen am Zapfen werden an den Lagerseiten häufig nach einem Viertelkreis abgerundet oder um $0,35 \cdot b$ bis $0,4 \cdot b$ abgeschrägt (Abb. 120, 121).

c) Gebaute Kurbeln (Abb. 123).

α) Befestigung der Arme auf der Welle durch hydraulisches Aufpressen oder Aufschrumphen.

Der einzupassende Teil der Welle und des Zapfens erhält meist einen etwas größeren Durchmesser als die Bohrung des Arms. Für das Aufschrumphen der Wangen wird manchmal ein kleiner Bund angeordnet, der nachher wieder abgedreht wird. Die Teile der Welle und des Zapfens, die warm eingezogen werden sollen, erhalten in vielen Fällen einen Durchmesser von $\sim 1,001 \cdot d_w$. Vielfach findet sich auch der Zapfen seitlich von der Kurbelwange um 1 bis 2 mm vorstehend.

Sicherung der Welle durch ein oder zwei runde Dübel, die Federn vorzuziehen sind.

Durchmesser der runden Dübel:

30—50 mm, für einen Dübel, für $d_w = 250—600$ mm,

20—35 mm, für zwei Dübel, für $d_w = 250—600$ mm,

Länge der runden Dübel: $0,4 \cdot d_w$ bis $0,5 \cdot d_w$.

Querschnitt der Federkeile: 8—20 qcm, je nach der Wellenstärke.

β) Abmessungen:

Nabenstärke der Wange an Welle bzw. Zapfen:

$$\sim 0,7 \cdot d_w + 20 \text{ bis } 30 \text{ mm bzw. } 0,7 \cdot d_z + 20 \text{ bis } 30 \text{ mm}, \quad (384)$$

also Höhe der Wangen:

$$i = 1,7 \cdot d_w + 20 \text{ bis } 30 \text{ mm}, \quad h = 1,7 \cdot d_z + 20 \text{ bis } 30 \text{ mm}. \quad (385)$$

Kleinste Höhe der Wange bei seitlicher Ausrundung:

$$h = \sim 1,35 \cdot d_w \text{ bis } 1,4 \cdot d_w. \quad (386)$$

Wangenstärke: $b = \sim 0,6 \cdot d_w$ bis $0,75 \cdot d_w$. (387)

Bei gebauten Kurbelwellen ist möglichst

$$b \cdot h^2 = 0,95 \text{ bis } 1,1 \cdot d_w^3 \quad (388)$$

innezuhalten.

Zahlentafel Nr. 54.

Abmessungen gebauter Kurbelwellen.

Vgl. Abb. 123.

d_w	d'_w	d_f	δ_f	r	d_z	i	b	h	p	q
254	279	495	73	38	254	489	174	349	44	133
260	286	520	76	38	260	502	178	362	44	133
267	292	520	76	38	267	511	184	368	50	140
273	298	520	79	38	273	520	187	375	50	140
279	305	546	79	44	279	533	190	384	50	146
286	311	572	82	44	286	546	197	394	50	146
292	318	572	82	44	292	555	200	403	57	152
298	324	596	86	44	298	568	203	412	57	152
305	330	596	86	44	305	578	210	419	57	158
311	343	622	89	50	311	598	213	428	57	165
318	349	622	89	50	318	610	219	438	57	165
324	356	635	92	50	324	622	219	444	57	165
330	362	635	92	50	330	635	225	454	63	171
336	368	660	95	50	336	644	231	463	63	178
343	375	660	95	50	343	657	235	473	63	178
350	381	686	102	50	350	666	238	479	63	178
356	387	686	102	57	356	679	244	489	63	184
362	394	711	105	57	362	689	247	497	63	190
368	400	711	105	57	368	698	254	508	63	190
375	406	736	108	57	375	711	257	514	63	197
381	413	736	108	57	381	724	260	523	70	197
387	419	698	108	57	387	733	266	533	70	203
394	425	698	108	57	394	746	270	543	70	203
400	432	724	111	57	400	755	273	549	70	209
406	438	724	111	63	406	768	279	559	70	209
413	451	743	111	63	413	790	283	568	70	216
419	457	743	111	63	419	800	289	578	70	216
425	464	768	111	63	425	812	292	584	70	222
432	470	768	114	63	432	822	295	594	70	228
438	476	800	114	63	438	835	301	603	70	228
445	482	800	117	63	445	844	305	612	70	235
451	489	812	117	63	451	857	308	619	70	241
457	495	812	120	63	457	866	314	628	70	—

Zahlentafel Nr. 55.

Abmessungen von Kurbelwellen ausgeführter Maschinen.

Leistung, PS.	17 500	11 500	9500	6750	10 000	2800	3000	940	2100
Maximalkraft, kg	215 000	145 000	155 000	150 000	86 000	47 500	43 000	26 500	28 000
Umdrehungszahl	78	90	120	95	150	68	82	76	122
Hub, mm	1850	1700	1219	1100	900	1372	1300	900	920
Wellendurchmesser, äußerer, mm	635	500	445	420	410	381	360	262	270
„ „ innerer, „	255	180	260	220	135	—	—	—	—
Zapfendurchmesser, äußerer, „	640	530	457	430	420	381	365	260	280
„ „ innerer, „	255	180	266	220	135	—	—	—	105
Zapfenlänge, mm.	760	700	546	450	670	327	370	270	350
Wangenhöhe, mm	1240	700	508	500	455	700	750	525	560
Wangenstärke, mm	420	300	292	225	255	248	260	180	190

6. Kupplungen der Kurbelwellen.

Ausführungen vgl.

Tafel:	14,	23,	40,	56,
Abb.:	17,	27,	41,	26.

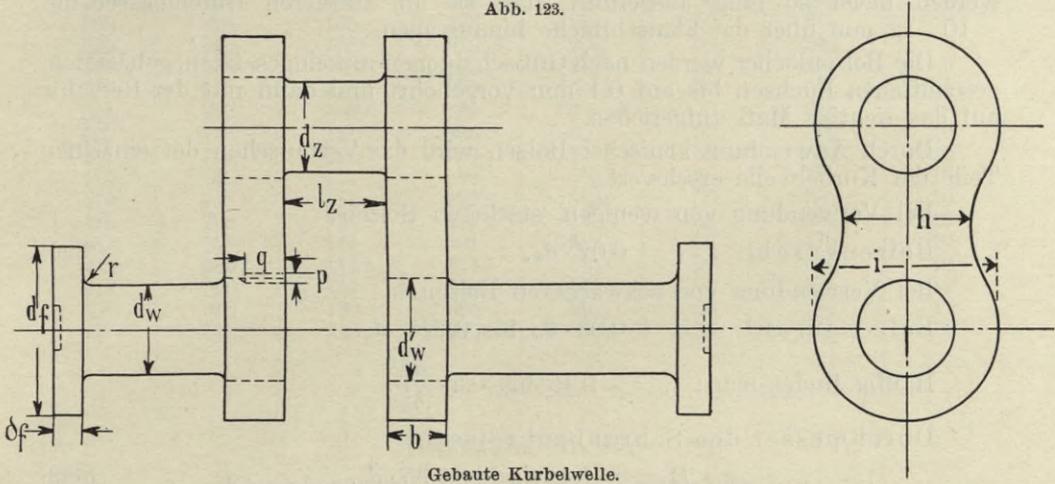
d_f Durchmesser der Flanschen, δ_f Dicke der Flanschen, i Anzahl der Verbindungsschrauben, D Durchmesser des Schraubenkreises, δ_m mittlerer Durchmesser der Bolzen, δ_s Kerndurchmesser der Schrauben (Abb. 123, 124, 125).

a) Beanspruchung.

Flansch auf Abscherungen an der Ansatzstelle:

$$\pi \cdot d_w \cdot \delta_f \cdot k_s = M_t = 71\,620 \cdot \frac{N_i}{n} \cdot \frac{2}{d_w}, \quad k_s = 80-370 \text{ kg/qcm.} \quad (389)$$

Abb. 123.



Gebaute Kurbelwelle.

Flansch auf Abscherung im Bolzenloch:

$$(\pi \cdot D - i \cdot \delta_m) \cdot \delta_f \cdot k_s = M_t = 71\,620 \cdot \frac{N_i}{n} \cdot \frac{2}{D} = 0,2 \cdot d_w^3 \cdot k_t. \quad (390)$$

Bolzen auf Abscherung:

$$i \cdot \delta_m^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot k_s = 71\,620 \cdot \frac{N_i}{n} \cdot \frac{2}{D}, \quad k_s = 150-475 \text{ kg/qcm.} \quad (391)$$

Abb. 124.

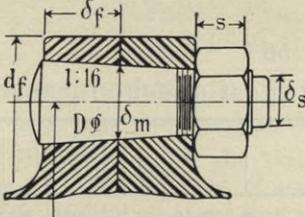
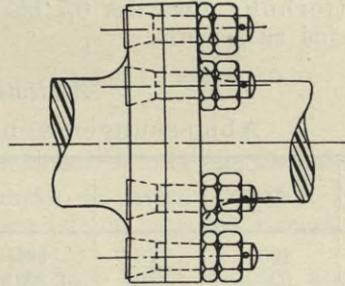


Abb. 125.



Wellenkupplung.

Anpressungsdruck der Bolzen gegen die Lochleibung:

$$i \cdot \delta_m \cdot \delta_f \cdot k = 71\,620 \cdot \frac{N_i}{n} \cdot \frac{2}{D}. \quad (392)$$

b) Abmessungen.

Man kann setzen mit genügender Auflagerfläche für die Bolzenköpfe:

Äußerer Durchmesser:

$$d_f = D + 2 \cdot \delta_m \text{ oder: } d_f = \sim 1,75 \cdot d_w \text{ bis } 2,45 \cdot d_w, \text{ im Mittel } d_f = \sim 2 \cdot d_w. \quad (393)$$

Flanschdicke: $\delta_f = 0,25 \cdot d_w$ bis $0,40 \cdot d_w$. (394)

Aussparungen für Zentrierungsscheiben $\sim 3-4$ mm in jedem Flansch.

Bolzenstärke in der Mitte:

$$\delta_m = 0,18 \cdot d_w \text{ bis } 0,26 \cdot d_w.$$

Die Bolzen entweder zylindrisch vom Durchmesser δ_m oder konisch vom mittleren Durchmesser δ_m , mit einem Anzug 1:8 bis 1:30. Konische Bolzen werden meist so lang ausgeführt, daß sie am stärkeren Durchmesser um $\sim 10-12$ mm über die Flanschfläche hinausragen.

Die Bolzenlöcher werden nach Gußschablonen mit eingesetzten, gehärteten, geschliffenen Büchsen bis auf 0,1 mm vorgebohrt und dann mit der Reibahle auf das richtige Maß aufgerieben.

Durch Anwendung konischer Bolzen wird das Vertauschen der einzelnen Teile der Kurbelwelle erschwert.

Bei Verwendung von wenigen, stärkeren Bolzen:

$$\text{Bolzenanzahl: } i = 0,02 \cdot d_w. \quad (395)$$

Bei Verwendung von schwächeren Bolzen:

$$\text{Bolzenanzahl: } i = 0,03 \cdot d_w \text{ bis } 0,025 \cdot d_w.$$

Häufig findet man: $i = \sim 0,45$ bis $0,5 \cdot \frac{d_w^2}{\delta_m^2}$.

Durchmesser des Schraubenkreises:

$$D = \sim 1,4 \cdot d_w \text{ bis } 1,95 \cdot d_w. \quad (369)$$

Die Ausrundung an der Ansatzstelle des Flansches:

$$r = 0,6 \cdot d_w \text{ bis } 0,12 \cdot d_w. \quad (397)$$

Bolzenlänge bis zum Gewindeansatz:

$$l_b = 2 \cdot \delta_f - 18 \text{ mm}. \quad (398)$$

Außerer Gewindedurchmesser gegen den Bolzendurchmesser 5 bis 10 mm abgesetzt.

Mutterhöhe etwa das 0,7 bis 0,8 fache des Gewindedurchmessers. Die Muttern sind zu sichern.

Zahlentafel Nr. 56.

Abmessungen von Kupplungsflanschen.

d_w	d_f	δ_f	D	δ_s	s	δ_m	i
254	495	73	194	2'	42	$2\frac{3}{8}$ "	6
260	520	76	203	$2\frac{1}{8}$	44	$2\frac{1}{2}$	6
267	520	76	203	$2\frac{1}{8}$	44	$2\frac{1}{2}$	6
273	520	79	212	$2\frac{1}{4}$	44	$2\frac{5}{8}$	6
279	546	79	212	$2\frac{1}{4}$	44	$2\frac{5}{8}$	6
286	572	82	220	$2\frac{3}{8}$	48	$2\frac{3}{4}$	6
292	572	82	220	$2\frac{3}{8}$	48	$2\frac{3}{4}$	6
298	596	86	232	$2\frac{3}{8}$	48	$2\frac{7}{8}$	6
305	596	86	232	$2\frac{1}{2}$	48	$2\frac{7}{8}$	6
311	622	89	240	$2\frac{1}{2}$	48	3	8
318	622	89	240	$2\frac{1}{2}$	48	3	8
324	635	92	250	$2\frac{5}{8}$	48	$3\frac{1}{8}$	8
330	635	92	250	$2\frac{5}{8}$	48	$3\frac{1}{8}$	8
336	660	95	255	$2\frac{5}{8}$	48	$3\frac{1}{4}$	8

Zahlentafel Nr. 56 (Fortsetzung).

d_w	d_f	δ_f	D	δ_s	s	δ_m	i
343	660	95	255	$2\frac{5}{8}$	50	$3\frac{1}{4}$	8
350	686	102	257	$2\frac{3}{4}$	50	$3\frac{3}{8}$	8
356	686	102	257	$2\frac{3}{4}$	50	$3\frac{3}{8}$	8
362	698	105	263	$2\frac{7}{8}$	50	$3\frac{1}{2}$	9
368	698	105	263	$2\frac{7}{8}$	50	$3\frac{1}{2}$	9
375	710	108	276	$2\frac{7}{8}$	50	$3\frac{5}{8}$	9
381	710	108	276	$2\frac{7}{8}$	50	$3\frac{5}{8}$	9
387	725	108	283	3	50	$3\frac{5}{8}$	9
394	725	108	283	3	50	$3\frac{5}{8}$	9
400	736	111	286	3	50	$3\frac{5}{8}$	10
406	736	111	286	3	50	$3\frac{5}{8}$	10
413	743	111	292	$3\frac{1}{8}$	50	$3\frac{3}{4}$	10
419	743	111	292	$3\frac{1}{8}$	50	$3\frac{3}{4}$	10
425	768	114	301	$3\frac{1}{8}$	50	$3\frac{3}{4}$	10
432	768	114	301	$3\frac{1}{8}$	57	$3\frac{3}{4}$	10
438	800	117	314	$3\frac{1}{4}$	57	$3\frac{3}{4}$	10
445	800	117	314	$3\frac{1}{4}$	57	$3\frac{3}{4}$	12
451	812	120	320	$3\frac{1}{4}$	57	$3\frac{3}{4}$	12
457	812	120	320	$3\frac{1}{4}$	57	$3\frac{3}{4}$	12

Zahlentafel Nr. 57.

Kupplungen ausgeführter Kurbelwellen.

d_w	500	420	445	380	370	360	370	330	270	273	262	250
d_f	850	740	813	705	692	675	890	635	590	520	515	450
δ_f	110	115	95	75	92	95	150	76	75	66	85	70

VII. Zylinderträger.

Ausführungen vgl.

Tafel: 8, 39, 45, 48.
 Abb.: 8, 1—15, 1—2, 9—10.

1. Beanspruchung.

Auf Zug und Druck durch die Kolbenkraft K und das Zylindergewicht.

Auf Biegung durch den Gleitbahndruck G , hierzu kommen noch die Kräfte, die die schwingende Masse der Pleuelstange auf den Kreuzkopf überträgt, durch welche G vermehrt bzw. vermindert wird.

Werden außerdem noch durch die Maschine direkt Pumpen angetrieben, so wird durch den Druck Q auf die Lagerkonsole bei aufwärts gehenden Pumpenkolben das von dem Gleitbahndruck G herrührende Moment vergrößert.

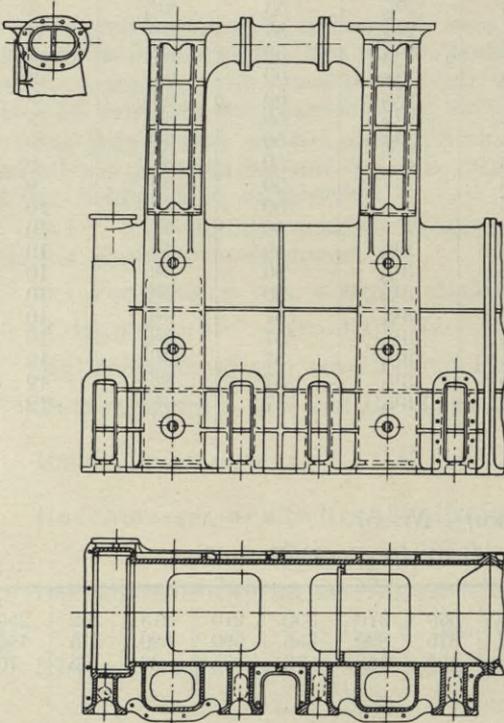
Die übrigen während des Ganges der Maschine auftretenden, die Ständer teils auf Zug, teils auf Biegung beanspruchenden Kräfte, wie z. B. die auf die Rohrstopfbüchsen usw. lassen eine Berücksichtigung kaum zu, ebenso wenig die seitlich zur Wirkung kommenden Beschleunigungsdrucke der bewegten Gestänge und die Stöße, die bei der Füllung in den Rohren durch den plötzlich in Bewegung gesetzten Dampf auftreten.

Beim Überholen des Schiffes tritt außerdem noch eine Kraft auf, im Schwerpunkt der Maschine angreifend, die senkrecht zur Höhenachse der

Maschine gerichtet ist und deren Größe bei einem Maschinengewicht G_m und einem Neigungswinkel φ des Schiffes die Größe hat:

$$G_m \cdot \operatorname{tg} \varphi.$$

Abb. 126.



Hohlguß-Zylinderträger.

Außerdem kommt noch eine Massenbeschleunigungskraft hinzu, die beim Überholen mit $G_m \cdot \operatorname{tg} \varphi$ gleichgerichtet, beim Wiederaufrichten des Schiffes, entgegengerichtet ist, jedoch hat das Moment dieser Kraft nur geringen Einfluß gegenüber demjenigen von $G_m \cdot \operatorname{tg} \varphi$.

Ein großer Teil dieser Beanspruchungen kann von geeigneten Absteifungen der Maschine gegen die Schiffswandungen aufgenommen werden, so daß wesentlich nur die durch den Gleitbahndruck hervorgerufenen biegenden Kräfte und Momente ins Gewicht fallen. Die von der Kolbenkraft K herührenden Beanspruchungen auf Zug sind nur unerheblich, werden aber der Einfachheit halber der Rechnung zugrunde gelegt, wobei die angenommenen zulässigen Anstrengungen so niedrig zu wählen sind, daß die übrigen Beanspruchungen keiner weiteren Berücksichtigung bedürfen.

Die Zugbeanspruchungen, die zugrunde gelegt werden,

sind außerordentlich verschieden, so ergab sich für:

Gußeisen	Frachtdampfer	$k_z = 12$ kg/qcm bis 52 kg/qcm (16 Maschinen)
	Post- und Passagierdampfer	$k_z = 12$ kg/qcm bis 80 kg/qcm (9 Maschinen)
Stahlguß	Schneldampfer	$k_z = 65$ kg/qcm bis 135 kg/qcm (4 Maschinen)
	Panzerschiffe, große und kleine Kreuzer	$k_z = 80$ kg/qcm bis 160 kg/qcm (14 Maschinen)
Säulen aus Schmiedeeisen oder Stahl	Handelsschiffe und große Kriegsschiffe	$k_z = 100$ kg/qcm bis 175 kg/qcm (6 Maschinen)
	Sehr leicht gebaute Kriegsschiffe	$k_z = 180$ kg/qcm bis 375 kg/qcm (9 Maschinen)

Ständer, an denen keine Gleitbahn angeordnet ist, werden häufig etwas schwächer ausgeführt, um an Gewicht zu sparen.

2. Abmessungen von gusseisernen Ständern (Abb. 115, 126).

Tafel:	8,	39,	45,	48,
Abb.:	8,	1—15,	1—2,	9—10.

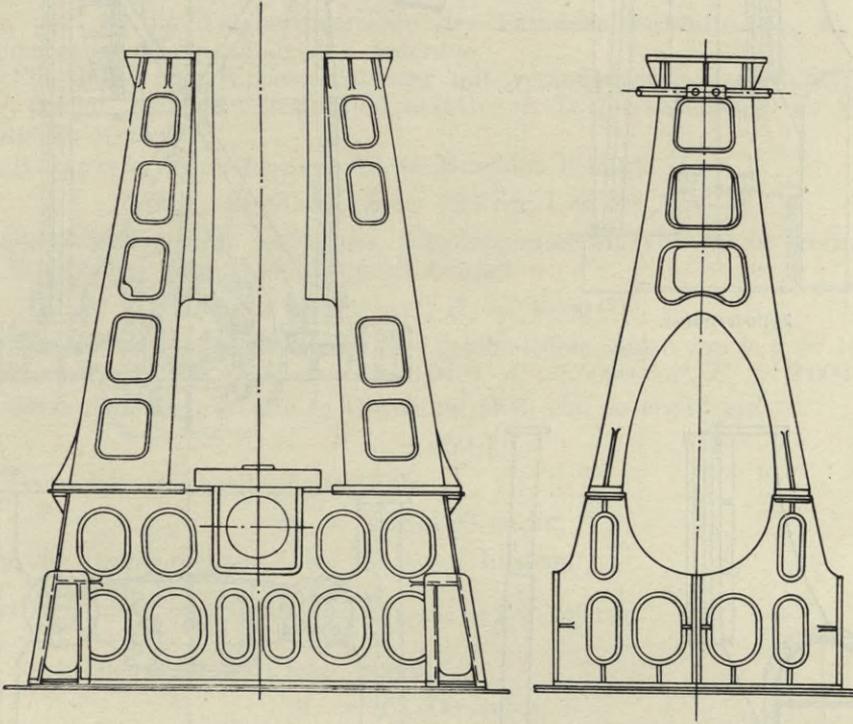
Übereinstimmend mit praktischen Ausführungen kann angenommen werden für Zylinderträger aus Gußeisen, Rippenguß oder Hohlguß (Abb. 116, 126), Wandstärke:

$$\delta = 3,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{N_i}{n}} + 10 \text{ bis } 12 \text{ mm,} \quad (399)$$

Zylinderträger aus Stahlguß, Rippen- oder Hohlguß (Abb. 126):

$$\delta = 2,5 \text{ bis } 3,0 \cdot \sqrt[3]{\frac{N_i}{n}} + 10 \text{ bis } 12 \text{ mm,}$$

Abb. 127.



Stahlguß-Zylinderträger.

Flanschstärke:

$$\delta_f = 1,8 \cdot \delta \text{ bis } 2,4 \cdot \delta \text{ (Gußeisen und Stahlguß),} \quad (400)$$

$$\delta_f = 2 \cdot \delta \text{ bis } 2,8 \cdot \delta^* \text{ (Stahlguß).}$$

Man kann annehmen für:

$\frac{N_i}{n} =$	10	20	30	50	75	100	125	150	180	200
δ (Gußeisen)	18—20	20—22	21—23	23—25	24—28	26—28	27—30	28—30	30—32	30—32
δ (Stahlguß)	12—14	12—14	14—16	14—16	16—18	16—18	16—18	18—20	18—20	20—22

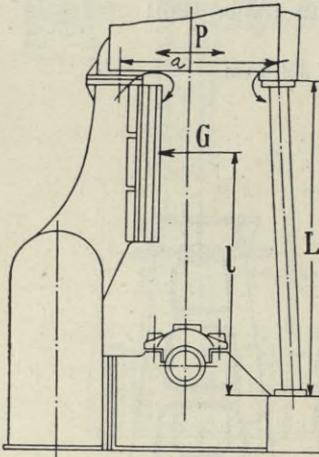
Versteifung der Flanschen gegen die Ränder durch Rippen, etwa δ mm stark.

*) Nach Angabe von Bauer: Schiffsmaschinen und Kessel, S. 220, Oldenbourg 1903.

3. Biegsbeanspruchung von gusseisernen Ständern und Säulen.

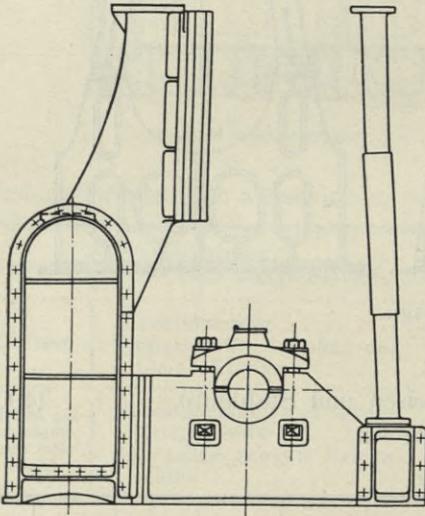
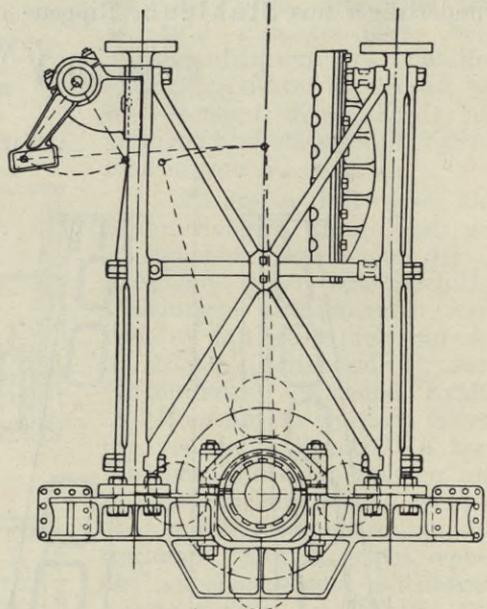
Werden die gusseisernen Ständer auf der einen Seite durch schmiedeeiserne oder Stahlsäulen ersetzt (Abb. 128, 129), so findet sich der Durchmesser der Säule zu etwa $\frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{25}$ der Säulenlänge ausgeführt, es kommen

Abb. 128.



Zylinderträger.

Abb. 129.



Säulen-Zylinderträger.

auch auf einer Seite gusseiserne hohle Ständer von größerem runden Querschnitt zur Anwendung, deren unterer Durchmesser etwas größer genommen wird, als der obere. Einseitig verwendete Säulen unterliegen stets nicht unbedeutenden Biegsbeanspruchungen.

Um diese beurteilen zu können, wenn auch nur angenähert, erhält man, wenn die Säule mit der Grundplatte und dem Zylinder als starr verbunden

angesehen wird nach den Bezeichnungen der Abb. 128, nach bekannten Gesetzen der Festigkeitslehre, an den oberen Enden die Momente: für die Vorwärtsgleitbahn:

$$M_1 = \frac{G \cdot l^2}{2 \cdot L} - M_2 = \frac{G \cdot l^2}{2 \cdot L} - P \cdot \frac{L}{2}, \quad (401)$$

für die Rückwärtsständer:

$$M_2 = P \cdot \frac{L}{2} \quad (402)$$

und die Kraft:
$$P = J_2 \cdot \frac{E_2 \cdot G \cdot (3 \cdot l^2 \cdot L - 2 \cdot l^3)}{(J_1 \cdot E_1 + J_2 \cdot E_2) \cdot L^3} \text{ kg.} \quad (403)$$

worin J_1 , J_2 die Trägheitsmomente der Ständerquerschnitte, E_1 , E_2 die entsprechenden Elastizitätsmoduli bedeuten.

Für Hohl- oder Rippengußständer mit veränderlichem Querschnitt sind für J_1 und J_2 genügend genau die mittleren Trägheitsmomente der Querschnitte zu wählen.

Beispiel. Für eine ausgeführte Maschine beträgt:

$$G = 10\,200 \text{ kg, } L = 426 \text{ cm, } l = 296 \text{ cm,}$$

der quadratische, hohle gußeiserne Ständerquerschnitt von 38 cm Seite hat eine Wandstärke von 3 cm, demnach beträgt

$$J_1 = 86\,280 \text{ cm}^4, \quad E_1 = 1\,000\,000.$$

Vorne wird der Zylinder durch zwei geschmiedete Säulen von je $d = 15$ cm Durchmesser getragen, also: $J_2 = 2 \cdot 0,0491 \cdot d^4 = 5060 \text{ cm}^4$, $E_2 = 2\,000\,000$.

Setzt man diese Werte in Gleichung (403) ein, so ergibt sich:

$$P = \sim 850 \text{ kg.}$$

Dann folgt nach Gleichung (402):

$$M_2 = \sim 181\,000 \text{ cm/kg,}$$

mithin die Beanspruchung jeder Säule auf Biegung:

$$s_{b2} = \frac{181\,000}{2 \cdot 0,1 \cdot 15^3} = \sim 270 \text{ kg/qcm.}$$

Nach Gleichung (401) folgt ferner:

$$M_1 = 854\,000 \text{ cm/kg,}$$

mithin die Biegungsbeanspruchung in dem gußeisernen Ständer:

$$s_{b1} = \frac{854\,000}{\frac{1}{6} \cdot \frac{38^4 - 32^4}{38}} = \sim 122 \text{ kg/qcm.}$$

Unter Berücksichtigung des Auflagerdruckes Q im etwa vorhandenen Balancierlager würden die Beanspruchungen s_{b1} und s_{b2} noch höher ausfallen.

Die Zugbeanspruchung, die durch ein Drittel der Maximalkraft K auf den gußeisernen Zylinderständer hervorgerufen wird, beträgt nur

$$s_{z1} = \frac{13\,600}{38^2 - 32^2} = \sim 32 \text{ kg/qcm,}$$

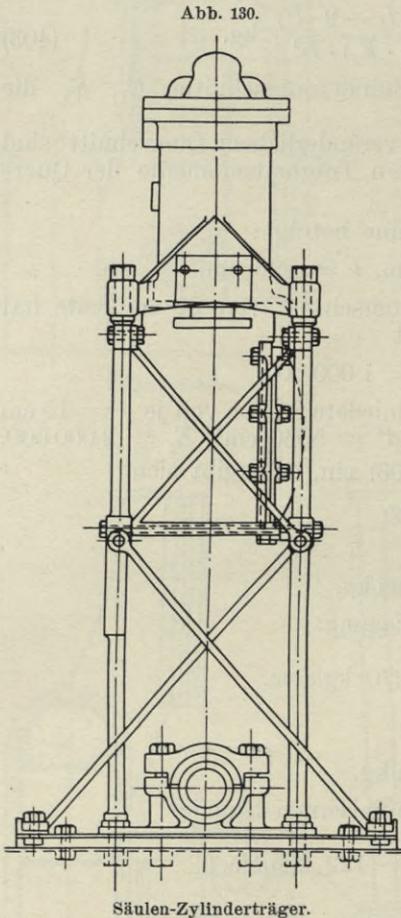
und für jede der Säulen:

$$s_{z2} = \frac{13\,600}{15^2 \cdot \frac{\pi}{4}} = \sim 75 \text{ kg/qcm.}$$

Obige Rechnung, bei der auf die Absteifung der Maschine gegen das Schiff keine Rücksicht genommen ist, zeigt, daß es empfehlenswert ist, die Biegungsbeanspruchungen der nur auf Zug berechneten Zylinderträger zu kontrollieren.

Durch Schrägstellung der vorderen Säule läßt sich die Grundfläche der Maschine verbreitern und die Beanspruchung der Säulen vermindern.

4. Erfolgt die Stützung der Zylinder nur durch **geschmiedete Säulen**, so ist es wünschenswert, je zwei hintereinander stehende Säulen so durch Diagonalen zu verbinden, daß Dreiecksverband (Fachwerkverband) entsteht, da sich nur dadurch eine vorwiegende Beanspruchung auf Zug und Druck erreichen läßt (Abb. 129, 130, 134, 135).



Bei größeren Maschinen finden sich meist vier Säulen für jeden Zylinder. Jedoch sind auch vielfach Anordnungen vorhanden, bei denen die Säulen auf der Vorderseite vor der Mitte jedes Zylinders stehen, besser ist es jedoch, auf dieser Seite stets eine Säule mehr anzuordnen, als die Anzahl der Zylinder beträgt.

Bei der Verwendung von vier Säulen für jeden Zylinder lassen diese sich in größerer Nähe der Kurbelwellenlager anordnen, wodurch die Grundplatte günstiger beansprucht wird. Um mit Rücksicht auf die Standfestigkeit eine breitere Grundfläche zu erhalten, werden häufig noch seitliche Streben (Abb. 130) hinzugefügt.

Die Diagonalen sollten, um Druckbeanspruchungen zu vermeiden, bei der Montage mit größerem Zug eingesetzt werden, als die zu erwartende Druckbeanspruchung beträgt, da sie jedoch verhältnismäßig kurz ausfallen, so liegen Bedenken gegen Druckbeanspruchungen kaum vor.

Die Kippmomente in der Längsrichtung der Maschine sind durch gegenseitige diagonale Versteifung der Säulen unschädlich zu machen, auch diesen Längsversteifungen ist bei der Montage etwas Zugspannung zu geben.

Die rechnerische Ermittlung der Zug- bzw. Druckspannungen, die durch den Gleitbahndruck in aus Säulen gebildeten Zylinderträgern hervorgerufen werden, läßt sich bei der Anordnung der Abb. 131 nicht völlig durchführen. Für die vordere Säule von der Höhe H ergibt sich, wenn der Säulenabstand a beträgt, der für Druck in Betracht kommende Teil der hinteren Säule die Höhe h hat und das Verhältnis des Kurbelradius zur Pleuelstangenlänge $R:L$ beträgt, für eine mit p_k kg/qcm Kesseldruck arbeitende Maschine vom Hochdruckzylinderdurchmesser D_h .

$$\text{Zugspannung: } S_1 = \sim 0,2 \cdot D_h^2 \cdot p_k \cdot \frac{R}{L} \cdot \frac{H-h}{a}, \quad (404)$$

ferner für h :

$$\text{Druckspannung: } S_2 = 0,2 \cdot D_h^2 \cdot p_k \cdot \frac{R}{L} \cdot \frac{H+h}{a}. \quad (405)$$

Hiermit ergeben sich die Diagonalspannungen

$$D_1 = 0,2 \cdot D_h^2 \cdot p_k \cdot \frac{R}{L} \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{H-h}{a}\right)^2}, \quad (406)$$

$$\text{und } D_2 = 0,2 \cdot D_h^2 \cdot p_k \cdot \frac{R}{L} \left\{ \cos \alpha \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{H-h}{a}\right)^2} + \sqrt{1 + \left(\frac{H+h}{a}\right)^2} - \left[1 + \left(\frac{H-h}{a}\right)^2 \right] \sin^2 \alpha \right\}. \quad (407)$$

Also ziemlich unbequeme Formeln.*)

Bisher kaum angewendet, aber der Anordnung in Abb. 131 vorzuziehen, erscheint die Anordnung der Abb. 132, die kaum schwerer ausfallen dürfte,

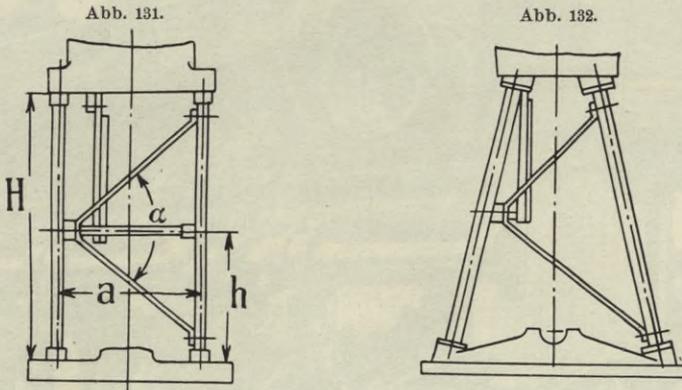


Abb. 131, 132: Zylinderträger.

denn wenn auch die Säulen etwas stärker werden müssen, so fallen doch die Querversteifungen ganz fort, und es braucht nur eine hintere Versteifung angeordnet zu werden, außerdem kommt hinzu, daß die Beanspruchung jedes Stabes genau ermittelt werden kann, was in Abb. 130 nicht der Fall ist, auch hier läßt sich eine Druckbeanspruchung der Diagonalen vermeiden.

Beispiel. Für eine ausgeführte Torpedobootsmaschine der englischen Marine ist:

$$D_h = 40 \text{ cm}, \quad p_k = 15 \text{ kg/qcm}, \quad \frac{R}{L} = 3,96 [4], \quad H = 2 \cdot h = 179,2 \text{ cm (180 cm)}, \\ a = 89 \text{ cm (90)}; \quad \alpha \sim 90^\circ.$$

Mit diesen Zahlenwerten ergibt sich nach den Gleichungen (404) bis (407) $S_1 = \sim 1200 \text{ kg}$, $S_2 = \sim 3600 \text{ kg}$, $D_1 = \sim 1700 \text{ kg}$, $D_2 = \sim 3400 \text{ kg}$.

5. Die Befestigung von Hohl- oder Rippengussständern aus Gußeisen oder Stahlguß erfolgt stets durch Flanschen, sowohl an den Zylinderfüßen als auf der Grundplatte.

Geschmiedete Säulen werden auch oben und unten mit einem Bund versehen und in Augen an den Zylindern bzw. Grundplatten mit Mutter und Gewinde befestigt, häufig werden Säulen oben durch Augen, unten durch Flansch befestigt.

*) Graphische Lösung: Bauer, Konstr. d. Schiffsmaschine, S. 222, Oldenbourg 1902.

Äußerer Durchmesser der Augen mindestens 1,8 mal Säulendurchmesser.

Höhe der Augen 4 bis 6 mal Säulendurchmesser.

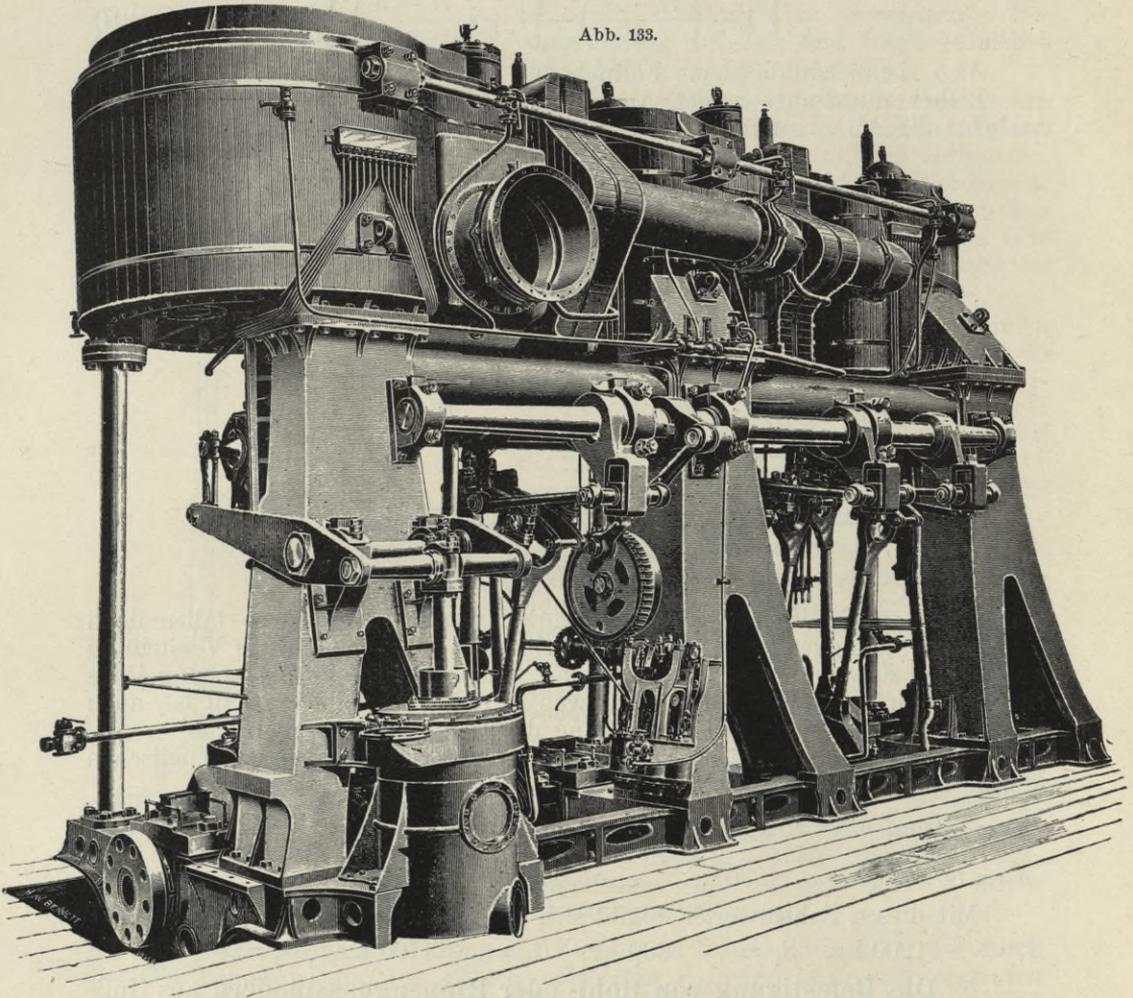
Befestigungsschrauben der Ständer.

Für n Befestigungsschrauben aller Füße eines Zylinders vom Kerndurchmesser d_s cm ist innezuhalten:

$$n \cdot d_s^2 = \frac{K}{150} \text{ bis } \frac{K}{300}, \quad (408)$$

Stiftschrauben sind möglichst zu vermeiden.

Abb. 133.



Säulen- und A-förmige Zylinderträger.

Für n_1 Befestigungsschrauben vom Kerndurchmesser d_{s1} cm des Ständers an der Grundplatte:

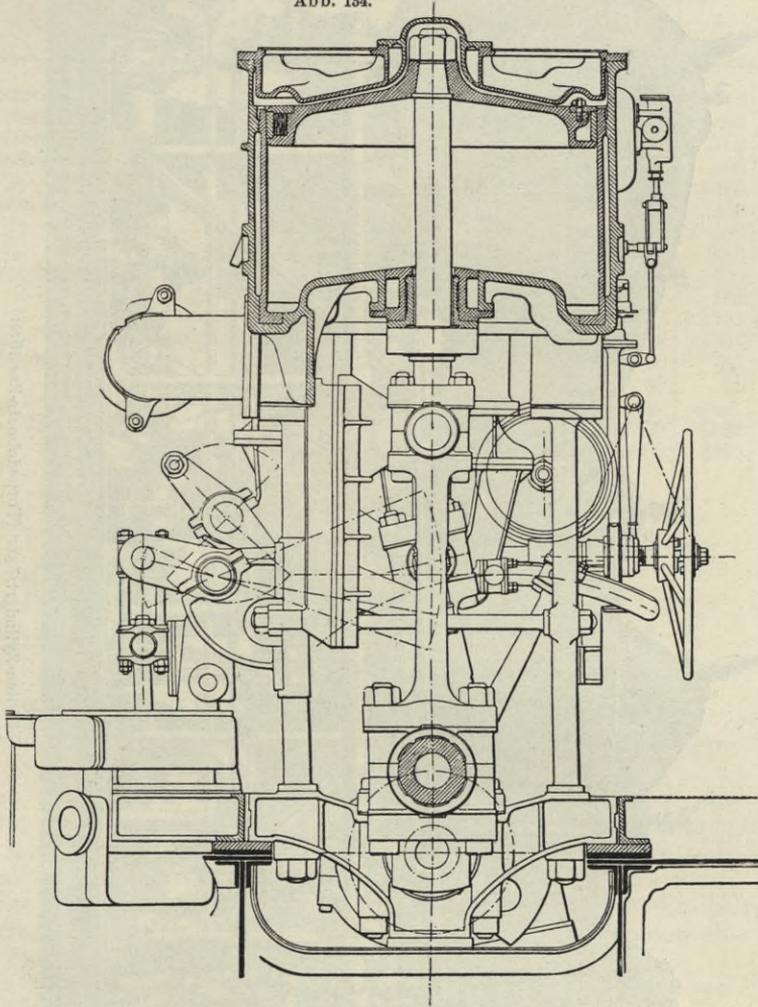
$$n_1 \cdot d_{s1}^2 = \frac{K}{80} \text{ bis } \frac{K}{160}.$$

Hierbei ist vorausgesetzt, daß etwa die Hälfte bis ein Drittel der Schrauben genügt, um die auf sie entfallende Zug- oder Druckbeanspruchung

aufzunehmen. Es empfiehlt sich, senkrecht zur Richtung des Gleitbahndrucks sowohl oben als unten zur Entlastung der Schrauben in dem Flansch einen Dübel anzuordnen.

Um die Biegungsbeanspruchung der unteren Befestigungsschrauben beim Überholen des Schiffes annähernd zu kontrollieren, genügt es, ein Biegemoment $0,5 \cdot G_m \cdot h$ zugrunde zu legen, worin h die Höhe des Schwerpunkts der Maschine über dem unteren Befestigungspunkt bedeutet.

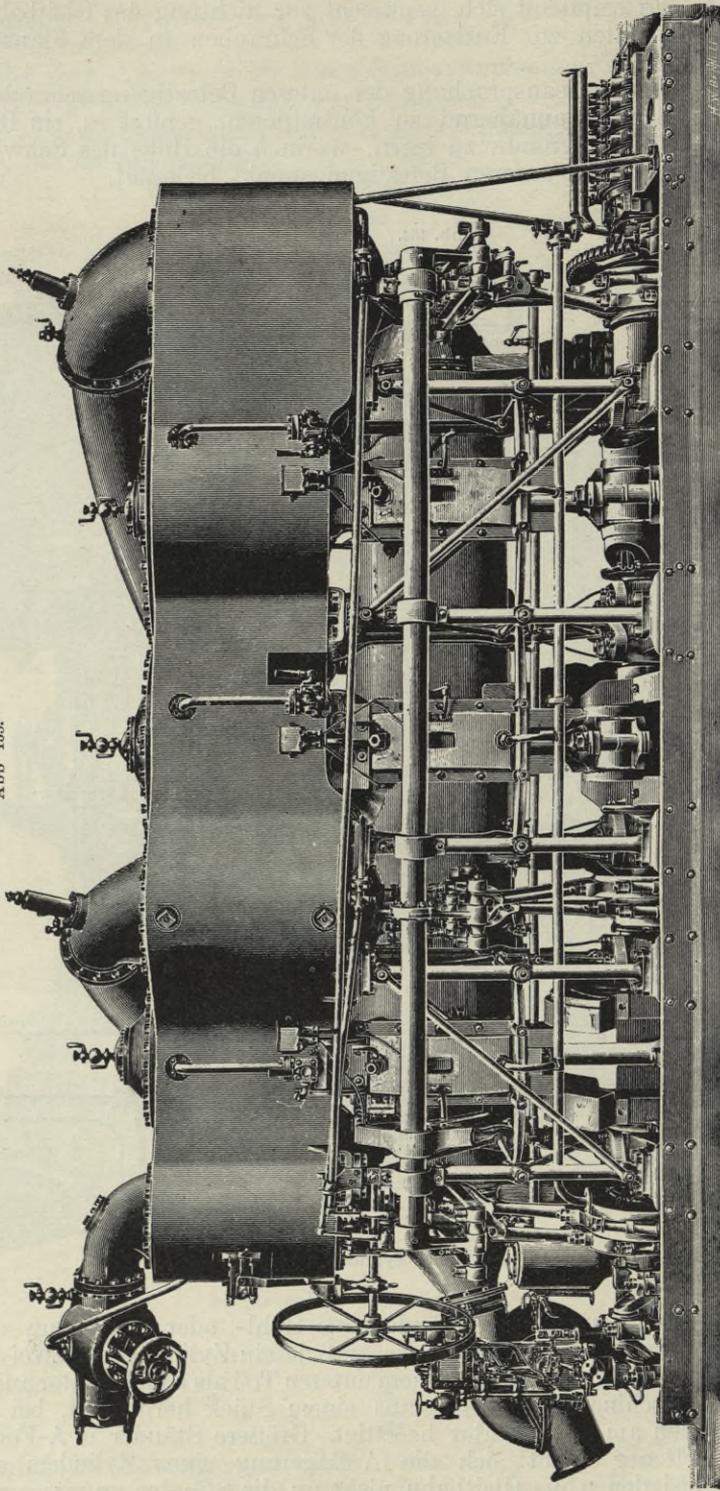
Abb. 134.



Säulen-Zylinderträger.

6. **Die Anordnung** der Ständer aus Hohl- oder Rippenguß erfolgt in der Handelsmarine meist in der Weise, daß je ein Zylinder von zwei Ständern getragen wird, der hintere wird in seinem unteren Teil als Kondensator ausgebildet, bei kleinen Maschinen mit diesem aus einem Stück hergestellt, bei größeren durch Flanschen am Kondensator befestigt. Größere Ständer in **A**-Form unten gegabelt. Seltener findet sich die Auflagerung eines Zylinders auf zwei **A**-Ständern, bei denen die Gleitbahn nicht an die Ständer angegossen werden

Abb 135.



Säulen-Zylinderträger (Torpedoboots-Zerstörer)

2. Ausführung.

a) Handelsschiffsmaschinen. Je zwei Lagerträger werden durch ein Querstück verbunden als besonderes Gußstück hergestellt. Die durch Flanschen verbundenen Querstücke stützen die Zylinderträger und bilden die Längsträger. Der hintere Längsträger ist durch den Kondensator gebildet.

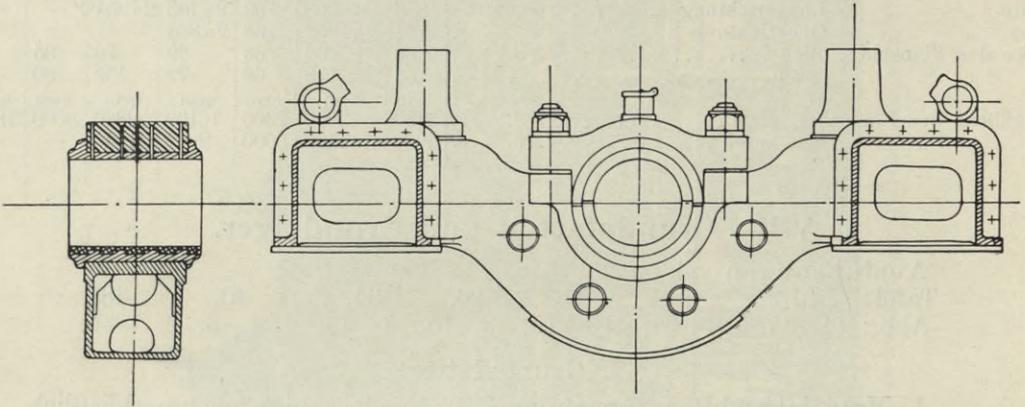
Bei Dreifach-Expansionsmaschinen finden sich auch die Lagerträger für zwei Kurbeln durch ein Querstück verbunden, so daß der vordere Längsträger nur eine Flanschverbindung erhält, ebenso bei Vierfach-Expansionsmaschinen.

Für schwere Grundplatten aus Gußeisen werden häufig die Lagerträger für sich hergestellt und durch Zwischenstücke, welche die Längsträger bilden, verbunden.

Die Füße der Zylinderträger sind häufig auf besonderen Vorsprüngen des eigentlichen Grundplatten-Rahmens gelagert.

Bei großen Maschinen, mit von der Maschine getrenntem Kondensator besteht der hintere Längsträger aus ebenso vielen Teilen wie die Grund-

Abb. 136.



Lagerträger und Grundlager für Kriegsschiffe.

platte. Die Teilung der Grundplatte wird so vorgenommen, daß die Flanschen der Längsträger zwischen die Zylinder fallen, vorzuziehen ist es stets, wenn möglich, die Flanschen der Längsträger in die Mittelebene der Zylinder zu legen, da hier die geringsten Beanspruchungen auftreten oder in die Ebene der Kurbelarme.

b) Kriegsschiffe. Längsträger aus Stahlguß aus einem Stück, mit dazwischen verflanschten Lagerträgern, die in der Mitte mit ihrer Unterkante häufig unter die Oberkante der die Seitenträger stützenden Träger des Maschinenfundaments hinabreichen, so daß die Längsträger nur niedrig ausfallen. In den Lagerträgern sind häufig Löcher für die Befestigung der Säulen angeordnet (Abb. 136, 137).

c) Querschnitte der Längsträger für:

ungeteilte Grundplatten	┌	} Gußeisen, Handelsschiffe
geteilte	└	
„	„	} I, C, L Stahlguß, Kriegsschiffe.
„	„	

d) Querschnitte der Querträger:

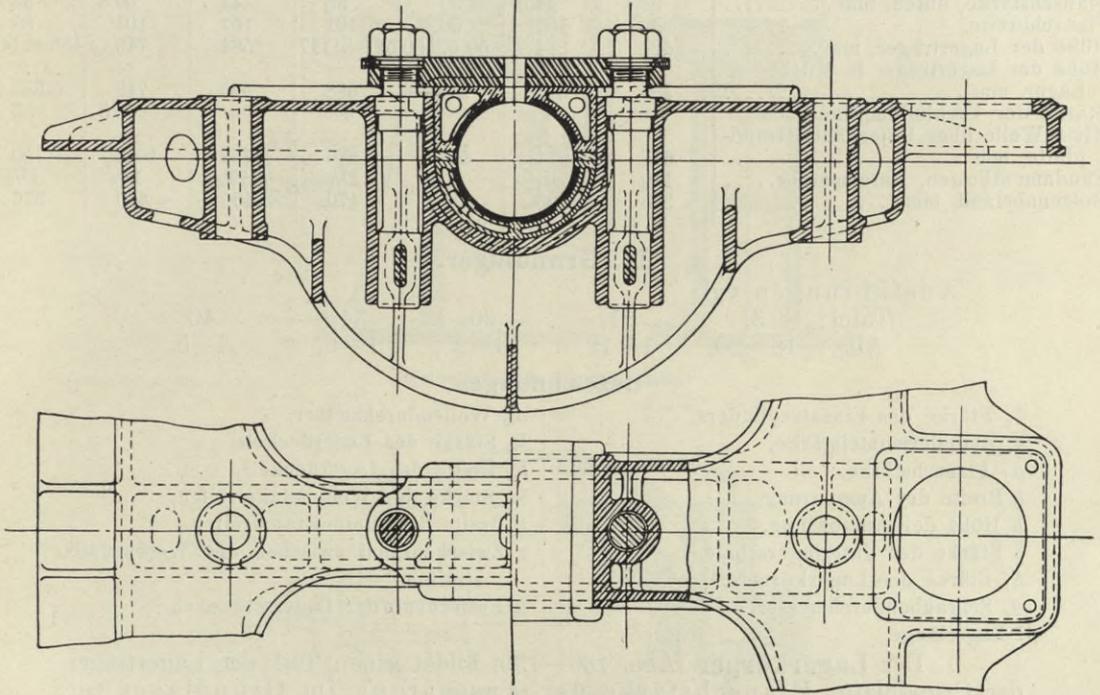
ungeteilte Grundplatten T, J

geteilte „ „ \sqcup Gußeisen, Handelsschiffe,

„ „ „ \sqcup , oder Hohlguß, Stahlguß, Kriegsschiffe.

Gute Verrippung der Flanschen der Grundplatte mit den vertikalen Wandungen ist erforderlich.

Abb. 137.



Lagerträger und Grundlager für Kriegsschiffe.

3. Fundamentbolzen.

Äußerer Gewindedurchmesser:

$$\delta_s = \sim \frac{d_w}{25} + 14 \text{ bis } 18 \text{ mm.} \quad (409)$$

Bolzenabstand:

$$e = \sim 10 \cdot \delta_s \text{ bis } 12 \cdot \delta_s. \quad (410)$$

Eine Berechnung der Bolzendurchmesser mit Rücksicht auf die wirkenden Beanspruchungen führt zu keinem brauchbaren Ergebnis.

Da die Lage von Unterkante Grundplatte durch die Höhenlage von Mitte Welle genau festliegt, so wird der Zwischenraum zwischen Maschinenfundament und Grundplatte entweder durch eine Holzlage ausgefüllt oder die Grundplatte wird auf Keilstücke aus Stahl gelagert, in letzterem Fall unten behohlt.

Zahlentafel Nr. 60.

Abmessungen ausgeführter Grundplatten.

	Stahlguß	Gußeisen	Gußeisen	Gußeisen	Gußeisen	Gußeisen	Gußeisen
Wellendurchmesser, mm.....	—	330	215	349	—	374	—
Anzahl der Zylinder.....	4	3	2	3	4	4	3
„ „ Teile der Grundplatte ..	4	1	1	2	1	2	2
Querschnitt der Lagerträger.....	I						
„ „ Längsträger.....	I						
Höhe der Längsträger, mm.....	476	647	340	508	559	749	485
Wandstärke, mm.....	25,4	25,4	20	25,4	25,4	28,5	20
Flanschstärke, unten, mm.....	31,7	44,5	30	38	44	50,8	35
Flanschbreite, „ „.....	330	101	60	101	101	101	85
Höhe der Lagerträger, mm.....	424	914	350 u. 550	527 u. 1117	584	749	485 u. 560
Höhe der Lagerträger in Mitte Lager, mm.....	336	651	342	628	536	749	585
Stärke der Verbindungsflanschen ..	38	—	—	44	—	63,5	35
Mitte Welle über Unterkante-Grund- platte, mm.....	647	914	513	876	762	1016	750
Fundamentbolzen, Durchmesser.....	1 1/4"	1 1/4"	1"	1 1/2"	1 3/4"	1 7/8"	1 1/2"
Bolzenabstand, mm.....	~ 305	~ 305	~ 280	~ 470	~ 406	~ 490	376

II. Grundlager.

Ausführungen vgl.

Tafel: 3,

11,

26,

34,

40,

Abb.: 18—20,

1—12,

16—25,

1—6,

4—5.

Bezeichnungen.

δ_e Stärke des Einsatzzylinders,
 δ_c Zylindermantelstärke,
 δ_f Flanschstärke,
 b Breite der Aussparung,
 h Höhe der Aussparung,
 δ Stärke der Unterlagerschale,
 δ_1 Stärke des Lagerkörpers,
 d_s Schraubendurchmesser,
 l Lagerlänge,

d_w Wellendurchmesser,
 δ_d Stärke des Lagerdeckels,
 b_d Breite des Lagerdeckels,
 δ_2 Stärke der Weißmetallstreifen,
 t Breite der Weißmetallstreifen,
 z Zwischenraum zwischen den Weißmetall-
streifen.
 a Entfernung der Lagerschrauben.

1. Der **Lagerkörper** (Abb. 136—139) bildet einen Teil der Lagerträger der Grundplatte. Flanschstärke der Aussparung im Grundlager zur Aufnahme der Lagerschalen:

$$\delta_f = \sim 0,75 \text{ bis } 0,9 \cdot \delta_e \quad (411)$$

Die Breite b der Aussparung zur Aufnahme der Lagerschalen:

	Flache Lagerschalen b mm	Runde Lagerschalen b mm
Bronze mit Weißmetall.....	1,24 · d_w bis 1,32 · d_w oder: 1,22 · d_w + 16 bis 18 mm	1,2 d_w + 12 mm bis 1,24 · d_w + 16 mm
Gußeisen mit Weißmetall.....	1,3 · d_w + 22 bis 25 mm	1,28 d_w + 20 mm bis 1,3 · d_w + 20 mm

Höhe h der Aussparung:

$$h = \sim 1,36 \cdot d_w + 22 \text{ mm} \quad (413)$$

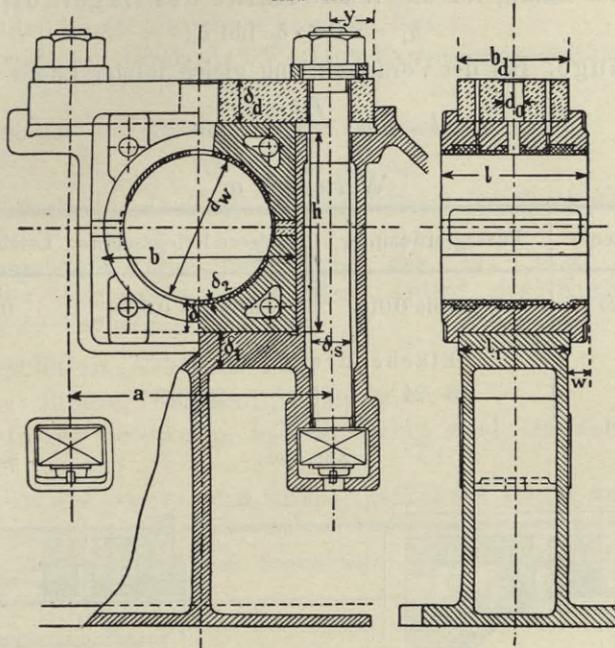
Die Aussparung entweder unten viereckig, halbkreisförmig oder halb achteckig.

Stärke δ_1 des Lagerträgers der Unterschale:

$$\text{Gußeisen: } \delta_1 = 0,18 \cdot d_w \text{ bis } 0,30 \cdot d_w, \quad (414)$$

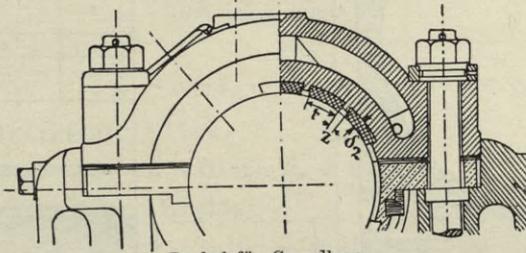
$$\text{Stahlguß: } \delta_1 = 0,10 \cdot d_w \text{ bis } 0,18 \cdot d_w.$$

Abb. 138.



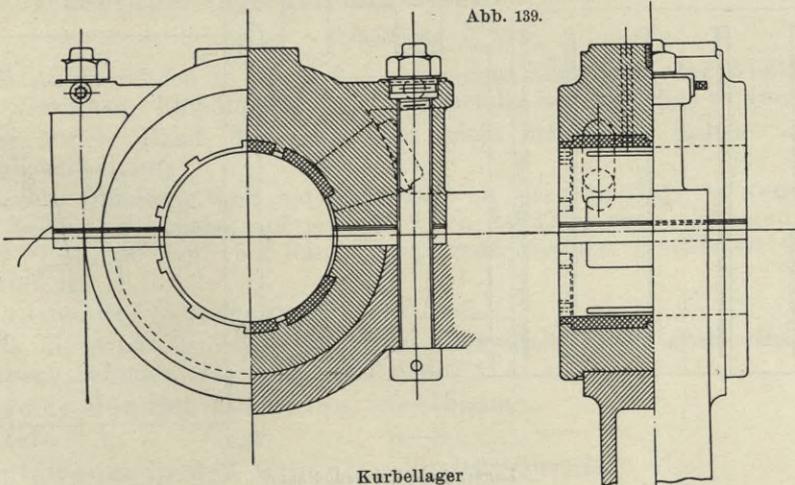
Kurbellager für Handelsschiffe.

Abb. 138 a.



Deckel für Grundlager.

Abb. 139.



Kurbellager

Man findet häufig für die Wandstärke des Lagerkörpers:

$$\delta_1 = 0,8 \cdot \delta_e \text{ bis } \delta_e, \quad (415)$$

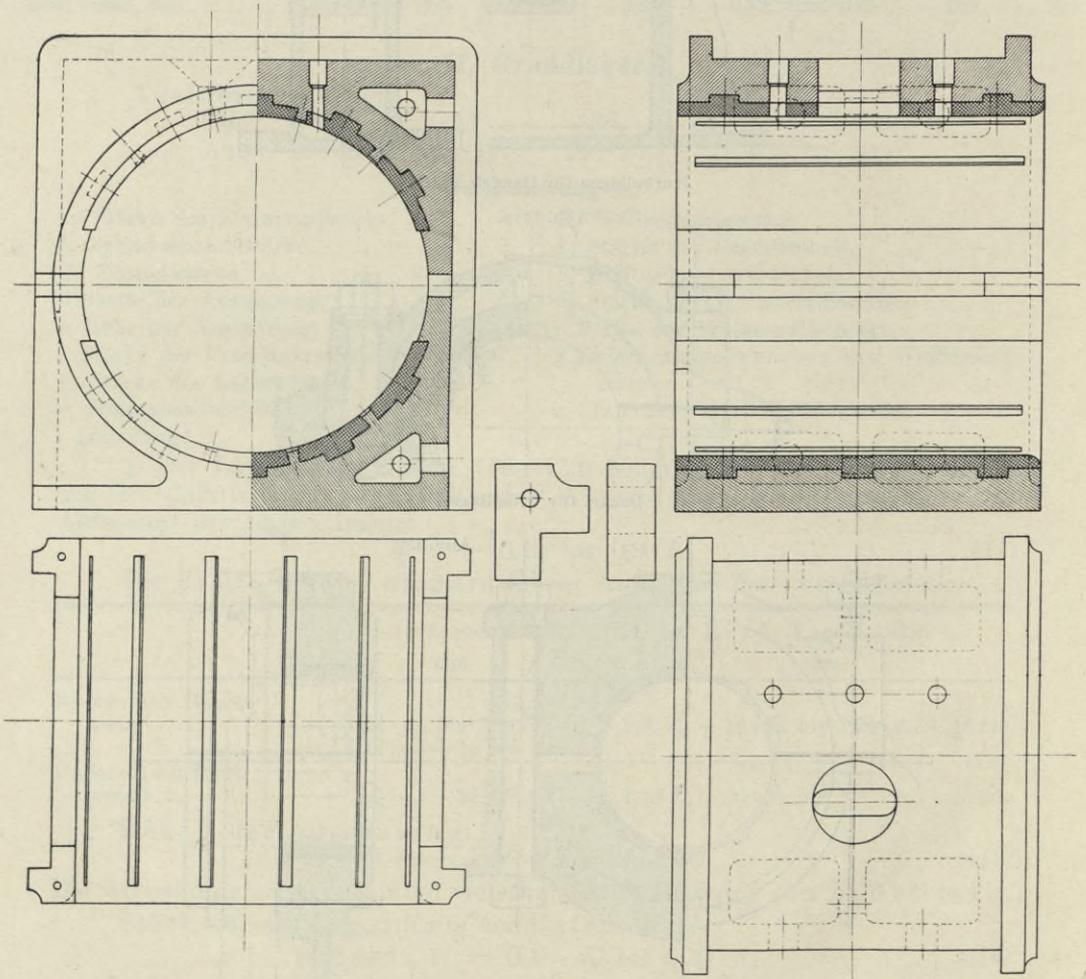
Lagerlänge: Bei der Voraussetzung gleich langer Lager kann gewählt werden für l :

$$l = m \cdot \frac{D_h^2 \cdot p_k}{d_w} \text{ cm} \quad (416)$$

Werte von m

Frachtdampfer	Passagierdampfer	Schwere Kriegsschiffe	Leichte Kriegsschiffe
0,03 bis 0,025	0,025 bis 0,016	0,02 bis 0,015	0,014 bis 0,01
Flächendruck, kg/qcm:			
12—16	18—24	20—26	26—40

Abb. 140.



Lagerschale für Grundlager.

Können die Lager nicht gleich lang gemacht werden, so sollte die Gesamtlänge aller Lager zusammen betragen für:

Zweifach-, Dreifach-, Vierfach-Expansionsmaschinen
 $4l$ $6l$ $8l$.

Die Lagerlänge der einzelnen Lager schwankt zwischen

$$0,8 \cdot d_w \text{ bis } 1,3 d_w,$$

die kleineren Werte für Dreifach-, die größeren für Zweifach-Expansionsmaschinen.

Für leichtgebaute Kriegsschiffe findet sich l bis $1,8 \cdot d_w$. Zwischen der Außenkante der Lagerschalen und dem Anlauf des Kurbelzapfens ein Spielraum von 2—4 mm.

2. Lagerschalen (Abb. 138, 140).

Material: Bronze, Gußeisen, Stahlguß.

Unterschale: Rechteckig, halb-achteckig, rund, Oberschale: Rechteckig und rund.

Formeln für die obere und untere Stärke δ von Lagerschalen.

	Runde Lagerschalen	Flache Lagerschalen
Bronze:		
ohne Einrechnung des Weißmetalls	$\delta = \sim 0,08 \cdot d_w + 4 \text{ mm}$	$\delta = \sim 0,1 \cdot d_w + 4 \text{ mm}$
mit Einrechnung des Weißmetalls	$\delta = \sim 0,12 \cdot d_w \text{ bis } 0,18 \cdot d_w$	$\delta = \sim 0,15 \cdot d_w \text{ bis } 0,18 \cdot d_w$
ohne Weißmetall.....	$\delta = \sim 0,09 \cdot d_w + 4 \text{ mm}$	
Gußeisen oder Stahlguß:		
mit Weißmetall	$\delta = \sim 0,1 \cdot d_w + 10 \text{ mm}$	$\delta = \sim 0,15 \cdot d_w + 5 \text{ bis } 10 \text{ mm}$

Weißmetallstreifen, Stärke:

$$\delta_2 = \sim 0,025 \cdot d_w + 6 \text{ mm},$$

Weißmetallstreifen, Breite:

$$t = \sim 0,16 \cdot d_w + 13 \text{ mm},$$

Zwischenraum zwischen den Streifen:

$$z = \sim 0,065 \cdot d_w.$$

Die Aussparungen in den Schalen vor dem Einbringen des Weißmetalls sind zu verzinnen. Einhämmern des Weißmetalls ist möglichst zu vermeiden.

Der äußere Rand der Schale ist nicht stärker zu halten, als die Schalendicke beträgt.

Zwecks Ölhaltung und um Anpressen an der Lagerfuge zu vermeiden, werden beide Lagerschalen auf je $\sim 30^\circ$ von der Fuge nach oben und unten und bis ~ 40 — 50 mm vom Rande ausgespart, um das Ausfließen des Öls zu verhindern,

Radius der Aussparung: $\sim 0,5 \cdot d_w$.

Die Eintrittsstellen des Öls in die Oberschale, meist zwei, sind durch eingehauene Schmiernuten p zu verbinden.

Breite der Schmiernuten: 8—15 mm,

Tiefe „ „ 5—8 „

Spielraum in den Grundlagern 0,2—0,4 mm.

Ferner ist zu kontrollieren, ob der zulässige Flächendruck

$$k = \frac{k_b \cdot (b_d - \delta_o) \cdot \delta_d^2}{l \cdot d_w \cdot \left(\frac{a}{2} - \frac{d_w}{4}\right)} \text{ kg/qcm} \quad (426)$$

nicht überschritten wird.

Zulässiger Flächendruck:

Frachtdampfer	$k = 12-16$ kg/qcm,
Passagierdampfer	$k = 18-24$ „
Schwere Kriegsschiffe	$k = 20-26$ „
Leichte Kriegsschiffe	$k = 26-40$ „

Zulässige Bieungsbeanspruchung des Deckelmaterials:

$$k_b = \sim 300-460 \text{ kg/qcm,}$$

jedoch findet man k_b häufig weit höher, bis 800 kg/qcm.

4. Lagerschrauben.

Material meist Stahl mit schmiedeeisernen, oft gehärteten Müttern, feines Gewinde.

Anzahl der Schrauben, die auf die zu einer Kurbel gehörigen Lager entfallen i , δ_k Kerndurchmesser.

a) Zwei Schrauben für jedes Lager, zwei Lager für jede Kurbel. Für jeden Bolzen Belastung etwa $0,35 \cdot K$.

$$\delta_k = 0,68 \cdot \sqrt{\frac{K}{k_z}} \text{ cm.} \quad (427)$$

b) Vier Schrauben für jedes Lager, zwei Lager für jede Kurbel. Für jeden Bolzen Belastung: $\sim 0,2 \cdot K$.

$$\delta_k = 0,50 \cdot \sqrt{\frac{K}{k_z}}$$

c) Vier Schrauben, ein Lager für je zwei benachbarte Kurbeln.

Für jeden Bolzen Belastung: $\sim 0,25 \cdot K$.

$$\delta_k = 0,55 \cdot \sqrt{\frac{K}{k_z}}$$

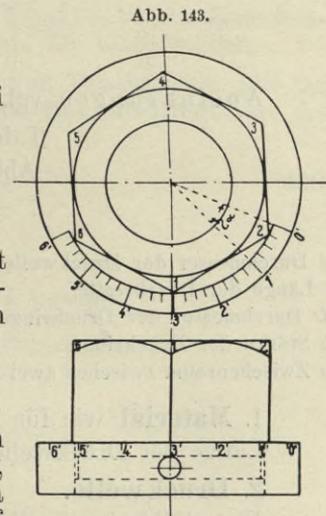
Die zulässige Beanspruchung k_z findet sich außerordentlich verschieden, so daß sich bestimmte Angaben gar nicht machen lassen. Man kann annehmen für:

Handelsschiffe $k_z = 180-450$ kg/qcm

Kriegsschiffe $k_z = 350-700$ „

Um das Nachziehen der Mutter kontrollieren zu können, empfiehlt es sich, wie Abb. 143 zeigt, die Ecken der Mutter und einen festen Teil, etwa den Sicherungsring zu markieren, indem man auf einem die Mutter einschließenden Kreise Sehnen von gleicher Länge mit Unterteilung aufträgt.

Für eine Mutter von $3\frac{1}{4}$ " Gewindedurchmesser, $3\frac{1}{2}$ Gänge auf 1" und einem einschließenden Kreise von $5\frac{1}{4}$ " Durchmesser, erhält man, wenn die eingetragenen Sehnen 25 mm lang sind und eine Ecke den einer



Nachstellvorrichtung für Lagerbolzen.

Sehne entsprechenden Bogen beim Anziehen durchlaufen hat, eine Verschiebung der Mutter auf dem Gewinde von:

$$\frac{2 \cdot \alpha}{360} \cdot \frac{2}{7} = \sim \frac{2 \cdot 21}{360} \cdot \frac{2}{7} = 0,42 \text{ mm,}$$

da $\sin \alpha = \frac{12,5}{69,8} = \sim 21^\circ$.

Zahlentafel Nr. 62.

Abmessungen ausgeführter Grundlager.

Form der Lagerschalen								
Wellendurchmesser d_w	215	250	273	330	335	349	372	394
Lagerlänge	270	350	305	355	660	406	368	406
Breite der Aussparung	265	330	440	527	440	495	492	559
Höhe	—	315	210	238	420	470	533	299
Stärke des Flansches des Lagerkörpers	50	40	64	38	60	42	89	50
Mitte Welle bis Unterkante Aussparung	140	165	225	263	225	247	292	311
Mitte Welle bis Oberkante Aussparung	140	150	16	264	195	222	241	12
Breite des Lagerdeckels	500	550	648	775	820	812	883	827
Stärke	70	65	144	200	120	105	60	148
Abstand der Lagerbolzen	380	436	533	635	590	660	667	673
Durchmesser der Lagerbolzen	2 à 2"	2 à 2 1/4"	2 à 2"	2 à 2 3/4"	4 à 3 3/8"	2 à 3 1/4"	2 à 4"	4 à 2 1/2"
Stärke der Lagerschale ohne Einrechnung des Weißmetalls	25	—	78	73	56	—	60	60
Stärke des Weißmetalls	10	—	19	25	16	—	25	19

IX. Druckwelle.

Ausführungen vgl.

Tafel: 14, 23, 40,

Abb.: 18, 24—26, 8.

Bezeichnungen.

d Durchmesser der Druckwelle,

l Länge der Druckwelle,

D Durchmesser der Druckringe,

b Stärke der Druckringe,

a Zwischenraum zwischen zwei Druckringen,

i Anzahl der Druckringe k ,

n Umdrehungszahl der Maschine,

H Schraubensteigung, m,

S_i indizierter Propellerschub,

S_e effektiver Propellerschub.

1. **Material** wie für Kurbelwellen, vgl. S. 148.

Länge der Druckwelle, so kurz wie möglich.

2. Druckwelle.

Druckfläche bestimmt durch den indizierte Propellerschub S_i .

$$S_i = \frac{75 \cdot N_i}{v_s} \text{ kg,} \quad (428)$$

$$S_i = \frac{4500 \cdot N_i}{n \cdot H}$$

Effektiver Propellerschub:

$$S_e = \eta_m \cdot \eta_s \cdot 75 \cdot \frac{N_i}{v_s} \text{ kg}, \quad (429)$$

$$S_e = 0,55 \text{ bis } 0,65 \cdot 75 \cdot \frac{N_i}{v_s} \text{ kg},$$

$$S_e = \sim 100 \cdot \frac{N_i}{v_k} \text{ kg},$$

$$S_e = 2500 \text{ bis } 2900 \cdot \frac{N_i}{n \cdot H} \text{ kg}.$$

Durchmesser der Druckwelle etwa gleich der Kurbelwelle oder etwas geringer.

Zwischen den Druckringen häufig ein 10—15 mm geringerer Durchmesser.

Vorschriften der Klassifikationsgesellschaften über Druckwellen.

- a) Germanischer Lloyd. Keine besonderen Vorschriften.
- b) Englischer Lloyd. Durchmesser zwischen den Kämmen wenigstens 5% größer, als derjenige der Laufwellen und kann nach den Enden zu auf den letzteren vermindert werden.
- c) Bureau Veritas. Durchmesser zwischen, und unmittelbar hinter und vor den Kämmen gleich dem Kurbelwellendurchmesser und kann nach den Enden zu auf den Durchmesser der anschließenden Wellen vermindert werden.
- d) British Corporation. Durchmesser wie bei Kurbelwellen, vgl. S. 154.
- e) Board of Trade. Durchmesser zwischen den Kämmen wie für Zwischenwellen, vgl. S. 186, innerhalb der Traglager wie für Kurbelwellen.

Mit Rücksicht darauf, daß bei Anwendung von Druckbügeln nur 0,6 bis 0,7 der Fläche jedes Druckringes den Propellerschub überträgt, ist der Gleichung:

$$i \cdot k = \sim 200 \cdot \frac{N_i}{v_k \cdot d^2}, \quad (430)$$

d in cm

Genüge zu leisten.

Hierin ist zu setzen für den Flächendruck k kg/qcm.

Sehr leicht gebaute Fahrzeuge (Torpedoboote, Torpedojäger):

$$k = 8-10 \text{ kg/qcm},$$

Kleine, schnelle Kreuzer:

$$k = 6-8 \text{ kg/qcm},$$

Große Kreuzer, Panzerschiffe:

$$k = 4-6 \text{ kg/qcm},$$

Schnelldampfer, Fracht- und Passagierdampfer:

$$k = 3,5-4,5 \text{ kg/qcm},$$

Frachtdampfer:

$$k = 2-4 \text{ kg/qcm}.$$

Der indizierte Propellerschub für 1 PS. läßt sich für verschiedene Schiffsklassen und Leistungen aus folgender Zusammenstellung ersehen:

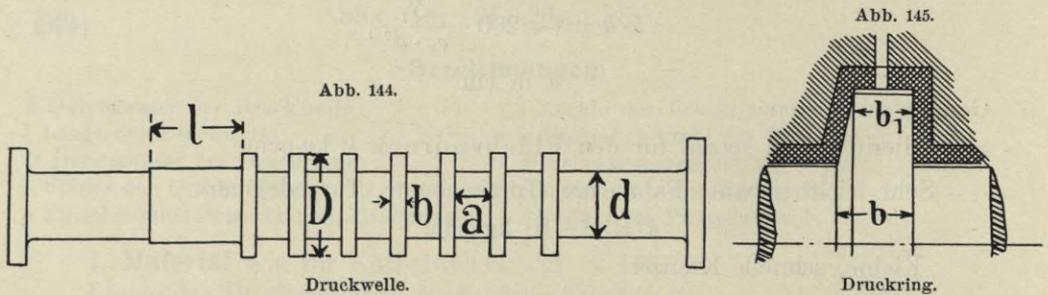
Zahlentafel Nr. 63.

Indizierter Propellerschub für 1 PS.

	Pferdestärke N_i	Umdrehungszahl n minütlich	Geschwindigkeit v_k Seemeilen stündlich	Steigung der Schraube m	Indizierter achsialer Propellerschub für 1 PS. kg
Handelsschiffe:					
Deutschland	37 800	77,4	23,5	11,000	5,27
Kaiser Wilhelm d. Große	28 000	78,9	22,0	10,000	5,70
Fürst Bismarck	16 100	90,8	19,8	8,500	5,85
La Lorraine	23 000	92,0	20,5	7,570	6,30
Kaiserin Maria Theresia.	16 000	90,0	20,0	7,800	6,40
Friedrich der Große	7 200	78,2	15,0	6,400	9,00
Graf Waldersee	5 500	74,6	13,0	6,400	9,40
Darmstadt	3 000	71,4	12,5	6,248	10,10
Großer Kurfürst	4 000	75,0	13,5	6,488	9,30
Laos	9 000	100,0	18,0	6,000	7,50
Therapia	2 250	76,0	10,0	5,630	10,50
Hugin	750	100,0	9,0	3,300	13,65
Nuen-Tung	930	114,0	10,0	3,700	10,65
Kriegsschiffe:					
Brandenburg	10 000	109,0	16,3	5,600	7,38
Kaiser Wilhelm II.	13 600	108,0	17,6	6,350	6,58
Kaiserin Augusta	14 000	127,0	21,5	5,900	6,00
Fürst Bismarck	13 000	103,0	18,6	6,800	6,40
Hansa	10 000	140,0	18,8	4,750	6,80
Victoria Louise	10 000	146,0	19,1	4,500	6,85
S. 90	5 100	333,0	24,0	2,800	4,82
D. 10	5 150	362,0	25,5	2,500	5,00

3. Druckringe (Abb. 144).

Für Rückwärtsgang der Maschine finden sich die Druckflächen der Ringe nicht selten konisch (Abb. 145), für Vorwärtsgang nur sehr selten.



Die Umfangsgeschwindigkeit v in der halben Kammhöhe findet sich:

$$v = 1,8 \text{ m bis } 3,6 \text{ m.} \quad (431)$$

Eine Berechnung der Stärke b der Druckringe auf Abscherung, mit der zulässigen Abscherungsbeanspruchung $k_s = 100 \text{ kg/qcm}$, aus:

$$S_i = i \cdot d \cdot \pi \cdot b \cdot k_s \quad (432)$$

ergibt zu geringe Werte für b .

Stärke der Druckringe:

$$b = \sim 0,25 \cdot (D - d) \text{ bis } 0,25 \cdot (D - d) + 10 \text{ mm.} \quad (433)$$

Dimensioniert man die Stärke nur nach dem Durchmesser d , so kann gesetzt werden:

$$b = \sim 0,12 \cdot d \text{ bis } 0,22 \cdot d,$$

wobei die kleineren Werte für größere Wellendurchmesser anzunehmen sind, jedoch findet sich häufig auch bei leicht gebauten Maschinen

$$b \text{ bis } 0,20 \cdot d.$$

Der Durchmesser der Druckringe:

$$D = \sim 8 \cdot b \text{ bis } 12 \cdot b. \quad (434)$$

Die Kammhöhe findet man häufig sehr verschieden, meist:

$$\frac{D-d}{2} = \sim 0,25 \cdot d \text{ bis } 0,45 \cdot d,$$

jedoch finden sich Ausführungen mit:

$$\frac{D-d}{2} = 0,1 \cdot d \text{ bis } 0,15 \cdot d$$

bei starkem Wellendurchmesser.

Um D zu ermitteln kann die Gleichung:

$$S_i = 0,6 \cdot i \cdot k \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \quad (440)$$

benutzt werden, wodurch sich der empirisch gewählte Wert von D kontrollieren läßt.

Anzahl i der Druckringe kann empirisch angenommen werden:

$$i = \sim 0,2 \cdot d - 1, \quad (441)$$

d in cm.

Zwischenraum zwischen den Ringen:

Ohne Druckbügel, Weißmetallgarnierung: $a = b$ bis $1,25 \cdot b$,

„ „ „ Deckel Bronze $a = 0,85 \cdot b$ bis b

Mit massiven Druckbügel: $a = 1,8 \cdot b$ bis $2,5 \cdot b$

„ hohlen „ $a = 2,25 \cdot b$ bis $3,2 \cdot b$

Die Länge l der Tragfläche der Druckwelle ist auf jeder Seite etwa:

$$l = 0,85 \cdot d \text{ bis } 0,95 \cdot d. \quad (442)$$

Flanschdurchmesser und Flanschstärken vgl. Zahlentafel Nr. 56.

Zahlentafel Nr. 64.

Abmessungen ausgeführter Druckwellen.

Durchmesser der Druckwelle.....	641	273	292	365	410
Anzahl der Druckkämme.....	13	5	6	6	7
Durchmesser der Druckkämme.....	976	457	508	559	720
Dicke der Druckkämme.....	85	50,8	50,8	89	80
Abstand der Druckkämme.....	210	114	127	174	160
Länge der Traglager.....	450	229	229	355	360
Durchmesser der Kupplungsflanschen...	1080	521	635	292	820
Dicke der Kupplungsflanschen.....	150	67	76	92	125
Länge der Druckwelle.....	5906	2133	2438	2683	3525
Mitte bis Mitte Traglager.....	—	1041	1397	1834	1950

X. Drucklager.

Ausführungen vgl.

Tafel: 3, 6, 22—23, 26, 39,

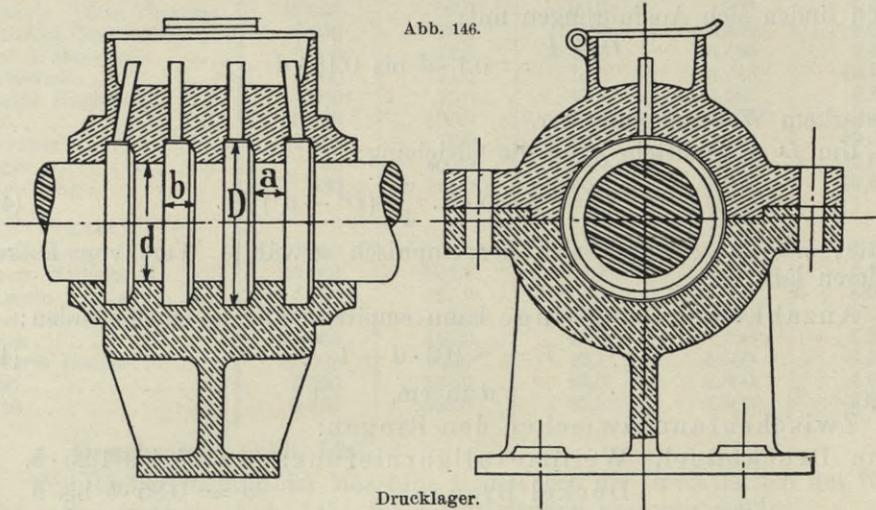
Abb.: 1—4, 32—36, 16—23, 1—7, 16—18.

1. Anordnung.

Bei kleinen Maschinen Aufnahme des achsialen Propellerschubes durch Zwischenräumen der Kämme entsprechende Vorsprünge im Lagerkörper und Deckel.

Lagerkörper und Deckel bei sehr kleinen Maschinen manchmal ganz aus Bronze (Abb. 146) mit oder ohne Weißmetallgarnierung, meist aus Gußeisen mit Weißmetall ausgegossen, oder die Rillen in eine Weißmetallausfütterung von Deckel und Lagerkörper eingedreht (Abb. 145).

Zwischen dem Umfang der Druckwelle und der Kämme und den entsprechenden Teilen von Lagerkörper und Deckel 1—4 mm Spielraum.



Bei Anwendung gußeiserner Lager findet man auch die Rillen im Lagerkörper und Deckel so breit ausgeführt, daß geteilte Bronzeringe eingelegt werden können, an welchen die Kämme anliegen; nur für Kriegsschiffe ausgeführt.

Die Lagerdeckel sind zwecks Wasserkühlung häufig hohl ausgeführt. Schmierung erfolgt durch Dochte aus einem über die ganze Drucklagerlänge reichenden Schmiergefäß.

Das im Trog befindliche Oel wird in manchen Fällen durch eine Kühlwasserschlange gekühlt.

Größere Maschinen (Abb. 147) erhalten stets Druckbügel zwischen den Kämmen, die mittels seitlicher Ohren über die in den Endlagern geführten Druckspindeln gesetzt und durch Muttern auf beiden Seiten gesichert werden. Manchmal Sicherung der Bügel durch Druckschrauben gegen den Lagerkörper. Druckbügel aus Gußeisen oder Stahlguß mit Weißmetall garniert. Bei kleineren Lagern oft Weißmetall nur auf der Druckseite für Vorwärtsgang.

2. Abmessungen.

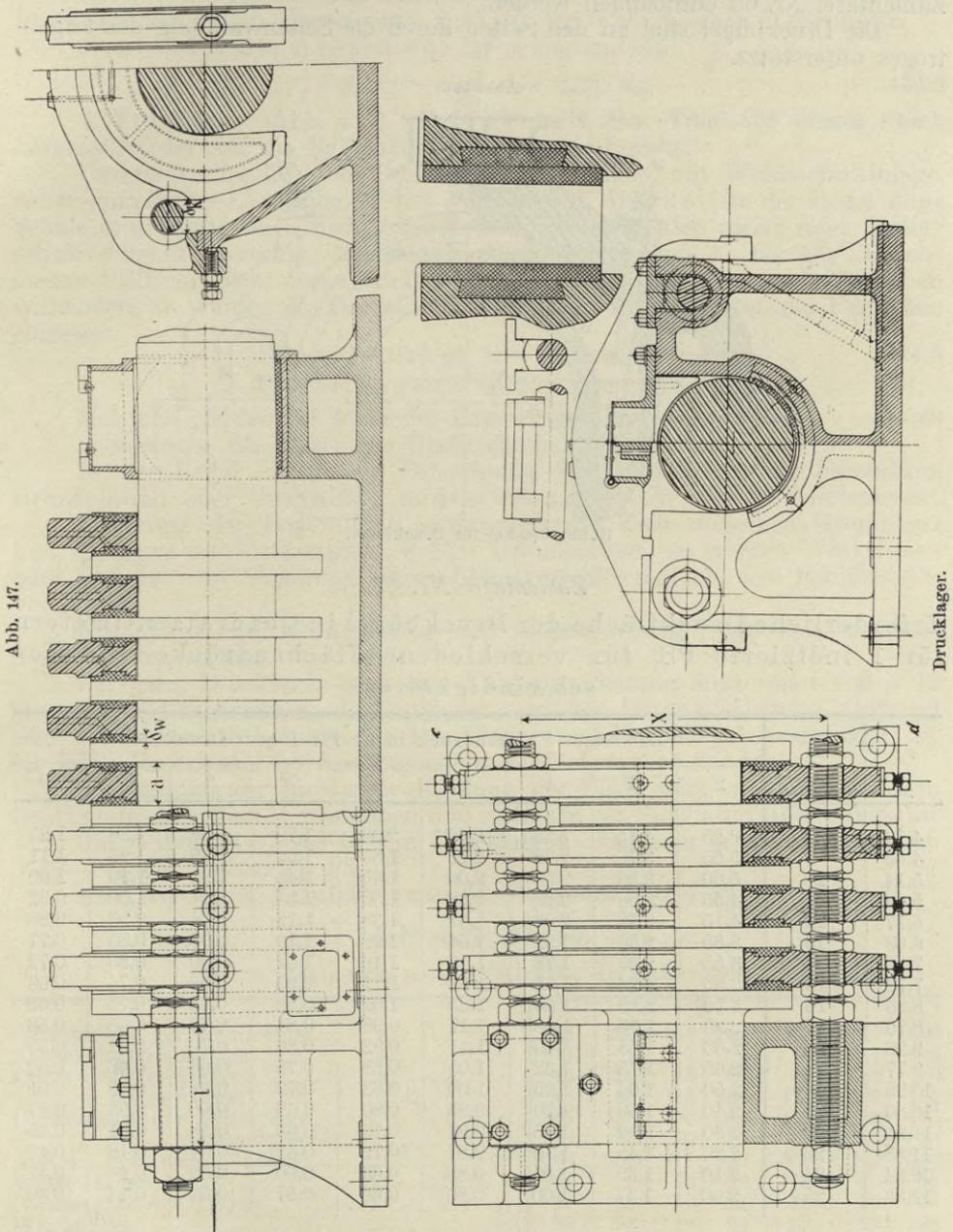
Druckfläche eines Bügels etwa:

$$f = 0,6 \text{ bis } 0,65 \cdot (D^2 - d^2) \cdot \frac{\pi}{4}. \quad (443)$$

Breite a der Bügel einschl. Weißmetall:

Massive Druckbügel: $a = 1,8 \cdot b$ bis $2,5 \cdot b$. (444)

Hohle „ „ $a = 2,25 \cdot b$ bis $3,2 \cdot b$ (Abb. 148).



Wandstärke δ hohler Bügel:

$$\delta = \sim 0,25 \cdot a \text{ bis } 0,3 \cdot a. \quad (445)$$

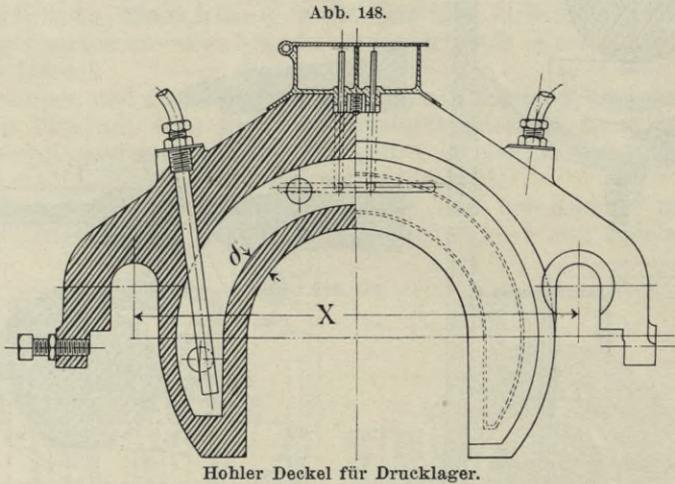
Weißmetallstärke:

$$\delta_w = \sim 0,2 \cdot b, \text{ 5 bis 12 mm über den Bügelkörper hervorragend.}$$

Bei hohlen Bügeln reicht das $\sim \frac{1}{2}$ " Kupferrohr von ~ 1 mm Wandstärke meist bis nahe zum tiefsten Punkt des Hohlraums.

Die für 1 indizierte PS. erforderliche Druckfläche der Bügel kann aus Zahlentafel Nr. 65 entnommen werden.

Die Druckbügel sind an den Seiten durch die Seitenwandung des Lagetrges unterstützt.



Zahlentafel Nr. 65.

Erforderliche Druckfläche der Druckbügel in Quadratcentimetern für 1 indizierte PS. für verschiedene Flächendrücke und Geschwindigkeiten.

v_s m	v_k Seemellen	Zulässiger Flächendruck in kg für 1 qcm Druckfläche									
		2	3	4	5	6	7	8	9	10	
4,12	8	6,25	4,15	3,13	2,50	2,08	1,79	1,56	1,38	1,25	
4,63	9	5,55	3,70	2,78	2,22	1,85	1,59	1,39	1,23	1,11	
5,14	10	5,00	3,30	2,50	2,00	1,65	1,43	1,25	1,10	1,00	
5,66	11	4,55	3,00	2,28	1,82	1,50	1,30	1,14	1,00	0,91	
6,17	12	4,15	2,78	2,08	1,67	1,39	1,19	1,04	0,93	0,88	
6,69	13	3,85	2,56	1,92	1,54	1,28	1,10	0,96	0,85	0,77	
7,20	14	3,55	2,39	1,78	1,43	1,19	1,02	0,89	0,80	0,72	
7,72	15	3,30	2,22	1,65	1,33	1,11	0,95	0,83	0,74	0,66	
8,23	16	3,10	2,19	1,55	1,25	1,09	0,89	0,78	0,73	0,62	
8,75	17	2,95	1,96	1,48	1,17	0,98	0,84	0,74	0,65	0,58	
9,26	18	2,80	1,85	1,40	1,11	0,92	0,80	0,70	0,62	0,55	
9,77	19	2,65	1,75	1,32	1,05	0,88	0,75	0,66	0,58	0,52	
10,29	20	2,50	1,66	1,25	1,00	0,83	0,72	0,62	0,55	0,50	
10,80	21	2,40	1,60	1,20	0,95	0,80	0,68	0,60	0,53	0,47	
11,32	22	2,30	1,52	1,15	0,91	0,76	0,65	0,58	0,51	0,45	
11,83	23	2,20	1,45	1,10	0,87	0,72	0,62	0,54	0,48	0,43	
12,34	24	2,10	1,39	1,05	0,83	0,69	0,60	0,52	0,46	0,41	
12,86	25	2,00	1,37	1,00	0,80	0,66	0,57	0,50	0,44	0,40	

3. **Druckspindel.** Material: Stahl, Muntzmetall, Muttern aus Komposition.

Kerndurchmesser: $d_k = 2,1 \text{ bis } 2,7 \cdot \sqrt{\frac{N_i}{n \cdot H}} \text{ cm.}$ (446)

H Steigung des Propellers in m.

Länge l der Augen an den Endlagern zur Aufnahme der Spindeln:

$$l = \sim 2,5 \text{ bis } 3,5 \cdot d_w. \quad (447)$$

Achse der Spindeln und Schwerpunkt der Druckbügelfläche zweckmäßig in einer horizontalen Ebene, etwa $0,25 \cdot d_w$ bis $0,28 \cdot d_w$ über Wellenmitte.

Abstand x der Achsen der Druckspindeln:

$$x = \sim 2 \cdot d_w \text{ bis } 2,25 \cdot d_w. \quad (448)$$

4. **Traglager** (Abb. 147). Entweder mit dem Trog aus einem Stück hergestellt oder auf die Fußplatte des Troges aufgesetzt.

Unterlager häufig ohne besondere Lagerschale mit Weißmetalleinlage, sonst gußeiserne Lagerschalen mit Weißmetall, Deckel in der Regel ohne Schale und häufig auch nicht ausgegossen. Lagerschalen meist rund, Unterschale seltener viereckig. Meist zwei Deckelbolzen von 1" bis $1\frac{3}{4}$ " Durchmesser, Stiftschrauben lassen sich hier oft nicht vermeiden. Sind Deckelflanschen vorhanden, so werden die Deckelschrauben oft in Aussparungen der Flanschen eingelegt.

$$\text{Deckelstärke: } 18\text{--}22 \text{ mm}, \quad (449)$$

$$\text{Lagerlänge: } 0,75 \cdot d \text{ bis } 1,25 \cdot d.$$

Meistens werden die kleineren Lagerlängen ausgeführt. (450)
Schmierung der Lager aus Dochtschmiergefäßen.

In der Regel erfolgt die Befestigung des Grundlagers auf besonderen Grundplatten oder Untersätzen mittels Schrauben ($1\frac{1}{4}$ " bis 2" Durchmesser).

Sicherung der Lage durch schmiedeeiserne Keile zwischen Grundlager und Knaggen des Untersatzes. Fehlen Grundplatten, so werden Winkeleisen oder Knaggen zur Sicherung gegen Längsverschiebung mit dem Schiffsboden verbunden.

Grundlager oder Grundplatten sind so lang auszuführen, daß sie über 5—8 Spanten reichen.

Für jedes Drucklager wird eine Kühlwasserleitung angeordnet von ~ 12 bis 20 mm Durchmesser, die entweder von der Hauptkühlleitung abzweigt oder als besondere Leitung für Drucklager und Kurbellager ausgebildet ist, für jeden Druckbügel ist eine besondere Abzweigung vorhanden.

Das Kühlwasser für innere Kühlung der Bügel wird aus See oder dem Druckraum einer Pumpe genommen und strömt in den Saugraum einer Pumpe ab.

Die Reibungsverluste in den Drucklagern sind sehr groß und betragen 3 bis 4% der indizierten PS.

Man hat daher mehrfach versucht, Rollendrucklager zu verwenden.*)

Zahlentafel Nr. 66.

Abmessungen ausgeführter Drucklager.

Durchmesser der Druckwelle.....	216	260	349	356	365	375	400
Anzahl der Druckringe	4	5	7	8	6	7	6
Breite der Druckringe	45	50	48	50,8	89	62	80
„ „ Druckbügel	85	90	114	108	174	101	160
Durchmesser der Druckringe.....	385	420	580	584	559	590	715
„ „ Druckspindeln	40	55	70	89	63,5	95	98
Abstand der Druckspindeln	476	550	711	762	559	762	728
Weißmetallstärke	12	8	12	12	13	16	15
Bodenstärke des Troges	22	25	51	51	32	50	28
Wandstärke „ „	20	22	29	32	32	25	28
Drucklagerlänge	960	1400	2099	2324	2562	2093	2310
Drucklagerbreite	620	650	1016	1054	940	1073	1370
Mitte Welle über Grundfläche des Drucklagers ..	245	340	406	432	470	394	600
Länge der Traglager.....	180	220	318	305	355	330	360

*) Engineering 1899, Nr. 26.

XI. Zwischenwellen.

Bezeichnungen.

d_t Wellendurchmesser für massive Wellen, d_t, d'_t Wellendurchmesser für hohle Wellen, s_b Biegebeanspruchung, kg/qcm, s_d Druckbeanspruchung, kg/qcm,	s_t Torsions Beanspruchung, kg/qcm, N_i Anzahl der indizierten Pferdestärken, n Anzahl minutlicher Umdrehungen, l Lagerentfernung.
--	---

1. **Beanspruchung** vorwiegend auf Verdrehung, durch den axialen Propellerschub auf Druck, durch das Eigengewicht auf Biegung, letztere kann unter normalen Umständen vernachlässigt werden.*)

Die Beanspruchung schwankt sehr stark, wozu besonders die Eigenschwingungen der langen Laufwellenleitung beitragen.

Ohne Berücksichtigung dieser Beanspruchung findet man die Beanspruchung s_t für:

Handelsschiffe:	$s_t = 125$ bis 400 kg/qcm,
Panzerschiffe, Kreuzer:	$s_t = 200$ „ 500 „
Torpedofahrzeuge:	$s_t = 300$ „ 650 „

2. Abmessungen.

Für massive Wellen für obige Beanspruchungen, auf Verdrehung allein:

$$d_t = 8,25 \cdot \sqrt[3]{\frac{N_i}{n}} \text{ bis } 14,2 \cdot \sqrt[3]{\frac{N_i}{n}} \text{ cm.} \quad (451)$$

Die Druckbeanspruchung durch den axialen Propellerschub

$$s_d = \sim 130 \cdot \frac{N_i}{d_t^2 \cdot v_k} \text{ kg/qcm} \quad (452)$$

dürfte 30—35 kg selten überschreiten.

Für hohle Wellen von den äußeren und inneren Durchmessern d'_t und d_t erhält man, wenn $d'_t : d_t = \alpha$ gesetzt wird.

$$d'_t = \frac{d_t}{4 \cdot \alpha} \cdot [1 + \sqrt{1 + 8 \cdot \alpha^3}]. \quad (453)$$

Eine beträchtliche Biegungsspannung kann auftreten, wenn ein Tunnellager infolge von Abnutzung nicht mehr trägt, wodurch sich unzulässige Beanspruchungen bis zu 900 kg/qcm ergeben können.

Vorschriften der Klassifikationsgesellschaften.

Germanischer Lloyd: $d_t > 0,95 \cdot d_w$,

Englischer Lloyd: Die Koeffizienten $\frac{21}{20}$ (S. 152, 153, 154) sind durch

1 zu ersetzen,

Bureau Veritas: $d_t > 0,94 \cdot d_w$,

British Corporation: In der Formel (S. 153) ist 1 durch 0,95 zu ersetzen, Board of Trade (S. 153).

Statt: $C = 1047 \quad 966 \quad 904 \quad 855 \quad 817 \quad 788 \quad 766 \quad 751 \quad 743 \quad 740$
 zu setzen: $C = 1221 \quad 1128 \quad 1055 \quad 997 \quad 953 \quad 919 \quad 894 \quad 877 \quad 867 \quad 864$.

Durch Verminderung der Durchmesser massiver Wellen um 5 % nimmt der Widerstand gegen Verdrehung um $\sim 14 \frac{0}{10}$ ab.

In den Lagerstellen Verstärkung des Wellendurchmessers um 3—6 mm; zu beiden Seiten des hintersten Traglagers finden sich häufig Ringe auf die Welle aufgeschmiedet zur Sicherung der Lage der Wellenleitung.

Kupplungsflanschen wie bei Kurbelwellen (S. 157—159).

*) Eingehend. Bertin-Wilda, Der Schiffsmaschinenbau, S. 482 ff., Gebrüder Jänecke, Hannover, 1901.

Die durch das Eigengewicht der Wellen zwischen zwei Lagern in der Entfernung l cm hervorgerufene Biegebanspruchung beträgt für massive Wellen:

$$s_b = \sim \frac{l^2}{130 \cdot d_t} \text{ kg/qcm}^*),$$

für hohle Wellen mit dem Verhältnis 0,5 der Durchmesser:

$$s_b = \sim \frac{l^2}{165 \cdot d_t} \text{ kg/qcm}^*).$$

Trägt ein Lauflager infolge starker Abnutzung nicht mehr, so werden die Biegeanstrengungen für das Stück zwischen den benachbarten tragenden Lagern annähernd viermal so groß.

Auf Panzerschiffen und Panzerkreuzern finden sich die Laufwellen nicht selten nach der Maschine hin gesenkt, um einen größeren Kolbenhub zu erzielen.

3. Torsionsschwingungen der Wellenleitung**).

a) Außer den besprochenen Beanspruchungen der Wellenleitungen, an deren Enden, in der Mitte der Kurbelwelle die den bewegten Teilen der Maschine entsprechenden Massen M_m , am anderen Ende in der Mitte der Propellerwelle die Masse M_p angreifend gedacht werden können, treten Schwingungen innerhalb der Masse der Wellenleitung auf, die sich der unmittelbaren Beobachtung entziehen.

Beide Massen sind für die Betrachtung der Schwingungserscheinungen auf den Kurbelradius R reduziert anzunehmen, so daß die Trägheitsmomente von M_m und M_p gleich den Trägheitsmomenten $M_m \cdot R^2$ und $M_p \cdot R^2$ sind.

Durch M_m und M_p werden in der Wellenleitung im entgegengesetzten Sinne angreifende Momente erzeugt. Würden diese plötzlich entfernt, so treten um die Ruhelage einfache harmonische Torsionsschwingungen in der Wellenleitung auf und das ganze System würde dabei eine ganz bestimmte Anzahl von Schwingungen, die natürliche Schwingungszahl, ausführen. Die dadurch erzeugte Bewegung der Wellenmasse wird solange dauern, als die Vibration nicht durch Vernichtung der Schwingungsenergie verzehrt wird. Treten während der Vibration an den Enden der Wellenleitung weitere einander entgegengesetzte Momente auf, so wird die schon vorhandene Energie um die neu hinzukommende vergrößert, es wird mithin die Schwingungsenergie zunehmen und endlich eine Überanstrengung des Wellenmaterials eintreten, so lange keine Dämpfung der Wirkung eintritt.

Die Dämpfungskräfte werden erzeugt von der inneren Reibung der deformierten Wellenteile und den Widerständen, die bei der Bewegung des Propellers auftreten, letztere besitzen weit größere Werte als erstere.

Bei gleichmäßigem Antrieb und falls der Propellerwiderstand stets derselbe ist, wird die Verdrehung der Wellenleitung, da die Spannung dieselbe bleibt, für eine Wellenumdrehung dieselbe sein, da aber lange Wellenleitungen eine größere oder geringere Elastizität besitzen, so werden sie durch das auf den Propeller übertragene Drehmoment unter Spannung gehalten und da die zugeführten Drehkräfte Schwankungen unterworfen sind, so treten auch solche in den Wellenverdrehungen auf, die den Kolbendrehkräften jedoch nicht proportional sind.

b) Die mittlere Verdrehung der Wellenleitung, die durch die mittlere Drehkraft der Maschinen erzeugt wird, wird demnach durch die infolge der Schwingungen der Wellenmasse auftretende Verdrehung vergrößert oder verkleinert, je nachdem ein Schwingen der Massen das im gleichen oder entgegengesetzten Sinne erfolgt. Ohne Rücksicht auf das Auftreten solcher Resonanzschwingungen, die stets dann vorhanden sind, wenn die Eigen-

*) In dem Taschenbuch der Hütte, Seite 435, 18. Auflage, finden sich unrichtige Angaben, da feste Einspannung nicht angenommen werden kann.

***) Z. d. V. d. Ing. Bd. 46, Nr. 22, 24.

schwingungszahl des schwingenden Systems gleich der Periodenzahl im Tangentialdruck-Diagramm der Maschine ist, läßt sich der Verdrehungswinkel für die Längeneinheit der Wellenleitung ermitteln, wenn die gesamte Verdrehung durch die Länge der Wellenleitung dividiert wird, so daß sich aus dem Durchmesser der Wellenleitung und dem Elastizitätsmodul die Spannung des Materials ermitteln läßt.

Durch das gleichzeitig auftretende Vorschwingen der Massen der Maschine und das Zurückschwingen der Propeller Massen während einer Umdrehung, werden auch die Wellen auf ein Vielfaches der der mittleren Drehkraft entsprechenden Spannung angestrengt und zwar in der, einem Bruchteil einer Umdrehung entsprechenden Zeit, wobei die Anstrengung noch größer wird, wenn die Umdrehungszahl mit einer kritischen Umlaufzahl zusammenfällt, d. h. einer solchen, die der Hälfte, dem Drittel, Viertel usw. der Eigenschwingungszahl n_e entspricht.

Eine genaue Ermittlung der Eigenschwingungszahl ist nur möglich, wenn das elastische Verhalten aller Teile, die der Bewegung unterliegen, bekannt ist, worüber Versuche z. Z. noch fehlen.

c) Eigenschwingungszahl.

Bezeichnungen.

n_e Eigenschwingungszahl,	L reduzierte Wellenlänge von Maschine bis Propeller, J_p polares Trägheitsmoment des Propeller-Querschnitts der reduzierten Welle, G Modul der Schubelastizität. m_p Masse des Propellers, r Schwerpunktsradius des Propellers.
M_m reduzierte Masse der Maschine,	
M_p „ „ des Propellers,	
M_w „ „ der Wellenleitung,	
M_a auf- und abgehende Massen	
M_r rotierende Massen	
} der Maschine,	

Die Eigenschwingungszahl n_e ist aus der Formel zu bestimmen:

$$n_e = \frac{30}{\pi \cdot R} \cdot \sqrt{\frac{G \cdot J_p \cdot (M_m + M_p)}{L \cdot M_m \cdot M_p}}. \quad (455)$$

Hierin ist die Masse M_m : $M_m = M_r + 0,5 M_a$. (456)

In die rotierende Masse M_r der Maschine, reduziert auf den Kurbelradius ist annähernd die halbe Masse der Pleuelstange einzurechnen.

In die auf- und abgehenden Massen M_a ist außer den auf den Kurbelradius reduzierten Pumpenmassen, etwa die halbe Pleuelstangenmasse einzurechnen.

Die Masse M_p :

$$M_p = 1,25 \cdot \frac{r^2}{R^2} \cdot m_p. \quad (457)$$

Der verhältnismäßig geringe Einfluß der Wellenmasse M_w wird berücksichtigt, indem man statt M_m :

$$M_m + 0,3 \cdot M_w \cdot \frac{M_p}{M_m + M_p} \quad (458)$$

und statt M_p :

$$M_p + 0,3 \cdot M_w \cdot \frac{M_m}{M_m + M_p} \quad (459)$$

in die Gleichung (455) für n_e einführt.

d) Die wirkenden Kräfte, die für die Bewegung in Betracht kommen, sind:

a) Auf der Maschinenseite:

Die vom Dampfdruck herrührenden Drehkräfte, die aus einer konstanten Mittelkraft und periodisch wechselnden Kräften zusammengesetzt sind.

Die Beschleunigungskräfte der hin- und hergehenden Massen, die zwar eine unveränderliche Winkelgeschwindigkeit besitzen, selbst aber veränderlich sind.

β) Auf der Schraubenseite.

Eine der mittleren Drehkraft der Maschine entsprechende mittlere Widerstandskraft der Schraube.

Eine von der veränderlichen Umfangsgeschwindigkeit der Schraube herrührende periodisch wechselnde Kraft.

Annähernd kann die Aenderung der vom Dampfdruck und den Beschleunigungsdrücken herrührenden Kräfte proportional dem Quadrat der Winkelgeschwindigkeit gesetzt werden.

e) Für Verhinderung des Auftretens gefährlicher Torsionsschwingungen der Wellenleitung ist darauf zu achten, daß

α) die Umdrehungszahl der Maschine keine gerade Teilzahl der natürlichen Schwingungszahl ist,

β) die Drehkraft möglichst gleichförmig zur Wirkung kommt,

γ) da die Wellenverdrehungen bei den Umdrehungszahlen der Maschine, die gerade Teilzahlen der natürlichen Schwingungszahl sind, innerhalb zulässiger Grenzen bleiben müssen, so müssen die Drehkraftdiagramme für die kritischen Umdrehungszahlen aufgezeichnet und untersucht werden.

f) Bei vorhandenen Anlagen lassen sich die Torsionsschwingungen der Wellenleitung beeinflussen durch Veränderung der Steigung der Schraube, was eine Änderung der Umdrehungszahl im Gefolge hat, ferner durch Veränderung der Kurbelfolge oder der Kurbelwinkel, endlich durch Änderung der Verteilung der Leistung der Maschine auf die einzelnen Zylinder, was sich durch Verstellung der Kulissen, wenn auch nicht mit völligem Erfolg, erzielen läßt. Da sich hierdurch eine Veränderung des Tangentialdruckdiagramms erreichen läßt, so können die Torsionsschwingungen durch dieses Mittel vermindert werden.

Beispiel. Es ist die natürliche Schwingungszahl für eine Maschine von 1106 mm Hub, einen Wellendurchmesser $d_w = 340$ mm zu ermitteln. Die reduzierte Wellenlänge beträgt $L = 4124$ mm, der Exzenterradius $r_e = 140$ mm.

Die in Betracht kommenden Gewichte sind:

1. Gewichte auf der Kurbelseite.

a) Auf- und abgehende Gewichte: M_a .

	Hochdruckzylinder kg	Mitteldruckzylinder kg	Niederdruckzylinder kg
Kolben	1020	1860	3270
Kolbenstange	975	975	975
Kreuzkopf	1230	1230	1230
Pleuelstangenkopf an der Kurbel.	672	672	672
Halbes Gewicht der Pleuelstange.	363	363	363
Balancier, Lenkstangen	—	540	—
Schieber, Schieberstange, $\frac{1}{2}$ Kulisse, Kulissenstein, $\frac{1}{2}$ Hängestange, Oberteil der Exzenterstange, Exzenterbügel, Exzenterzscheibe, alle Teile bewegt durch eine Kurbel vom Radius $r_e = 140$ mm.			
Hochdruckzylinder	536		
Mitteldruckzylinder	845		
Niederdruckzylinder ...	1484		
Reduziert auf den halb. Hub durch Multiplikation mit $14^2 : 55,3^2$..	34	54	95
Pumpengewicht 854 kg mit dem Hub v. 474 mm, reduziert durch Multiplikation mit $23,7^2 : 55,3^2$.	—	156	—
Summe der auf- und abgehenden Gewichte...	4294	5538	6605

b) Rotierende Gewichte: M_r .

	Für jeden Zylinder kg
1. Kurbel u. Kurbelzapfen 9860 kg, Schwerpunktsradius 282 mm, reduziert durch Multiplikation mit $28,2^2 : 55,3^2$	2560
2. Exzenterzscheibe, Bügel, Unterteil der Exzenterstange 270 kg, Schwerpunktsradius 382 mm, reduziert durch Multiplikation mit $38,2^2 : 55,3^2$	128
3. Unterer Pleuelstangenkopf und halbes Gewicht des Pleuelstangenschaftes 1112 kg, Schwerpunktsradius 561 mm, reduziert durch Multiplikation mit $56,1^2 : 55,3^2$	1145
Summe der rotierenden Gewichte	3833

Gewichte der bewegten Teile der Maschine:

$$M_m = M_r + 0,5 \cdot M_a = 19\,717 \text{ kg.}$$

2. **Gewichte auf der Propellerseite.** Gewicht des Propellers 3950 kg, Schwerpunktsradius 1270 mm, reduziert durch Multiplikation mit $127^2 : 55,3^2$ 20 800 kg.

3. **Gewicht der Wellenleitung** 36 280 kg, reduziert durch Multiplikation mit $0,5 \cdot (17^2 : 55,3^2)$ 1 710 kg.

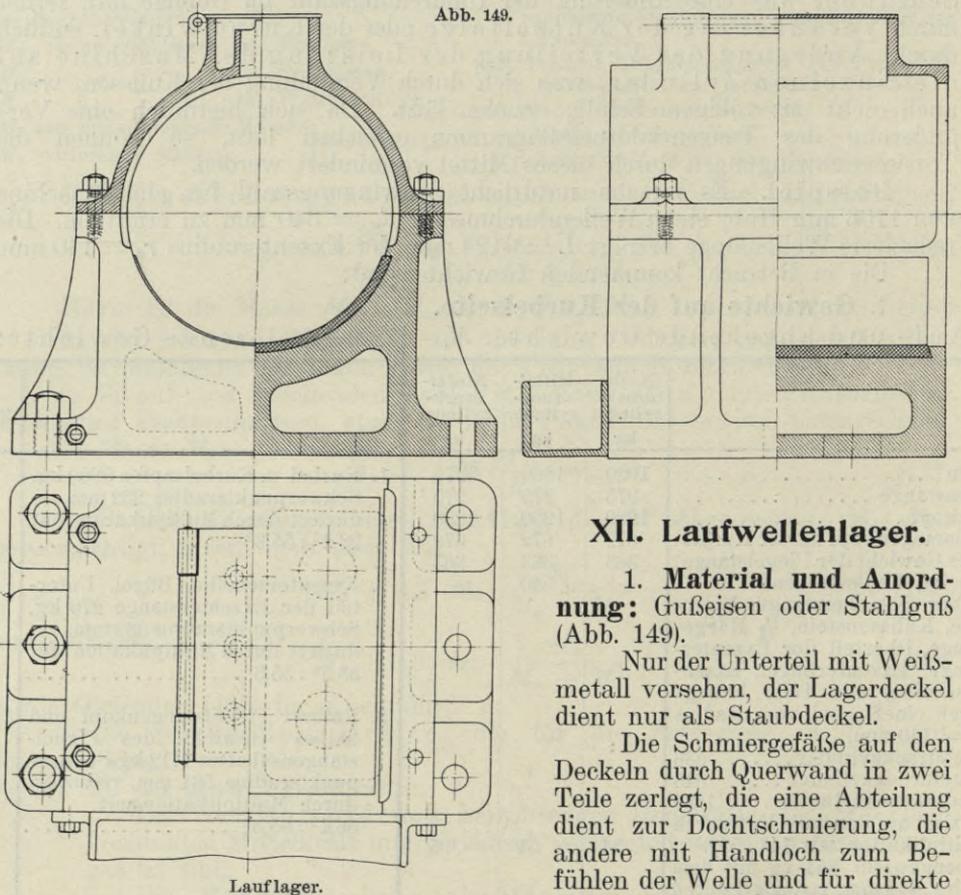
4. Korrigierte Gewichte.

$$1,25 \cdot M_p + 0,3 \cdot M_w \cdot \frac{M_m}{M_m + M_p} = 26\,022 \text{ kg,}$$

$$M_m + 0,3 \cdot M_w \cdot \frac{M_p}{M_m + M_p} = 19\,745 \text{ kg.}$$

Demnach die Eigenschwingungszahl:

$$n_e = \frac{30}{\pi \cdot 55,3} \cdot \sqrt{\frac{828\,000 \cdot 0,5 \cdot \pi \cdot 17^4 \cdot 46,6}{4124 \cdot 20,8 \cdot 26,5}} = 296.$$



XII. Laufwellenlager.

1. **Material und Anordnung:** Gußeisen oder Stahlguß (Abb. 149).

Nur der Unterteil mit Weißmetall versehen, der Lagerdeckel dient nur als Staubdeckel.

Die Schmiergefäße auf den Deckeln durch Querwand in zwei Teile zerlegt, die eine Abteilung dient zur Dochtschmierung, die andere mit Handloch zum Befühlen der Welle und für direkte Wasserkühlung, falls erforderlich.

Meist je zwei Lager für ein Stück der Wellenleitung möglichst nahe an den Kupplungen, bei kleineren Wellen findet man nicht selten nur ein Lauf-

lager für jedes Stück. Der Unterteil wird häufig hohl zwecks Kühlwasserzirkulation hergestellt.

2. Abmessungen.

Länge des Lagers: $0,75 \cdot d_t$ bis $1,1 \cdot d_t$,

die kleineren Maße für starke Wellen.

Wandstärke der Unterlagerschale: 40–50 mm.

Weißmetallstärke: 6–10 mm.

Wandstärke des Deckels: 15–22 mm.

Zwischen Deckel und Welle ein Spielraum von: 10–12".

An den Lagerenden schließt der Deckel mit geringem Spielraum an die Welle an.

Deckelschrauben: $1\frac{1}{4}$ " bis $1\frac{3}{4}$ " Durchmesser, meist 4 Stück, häufig in Aussparungen des Flansches seitlich eingelegt.

Fußschrauben: $1\frac{1}{4}$ " bis 2" Durchmesser, 4 Stück.

Mitte Welle über Fußflanschen: $\sim d_t$.

Genaue Höheneinstellung durch Unterkeilen von Holz.

Eine besondere Grundplatte nicht vorhanden.

Der Lagerunterteil ist mit Ölauffangegefäßen zu versehen.

XIII. Schraubenwellen.

Ausführungen vgl.

Tafel:	7,	14,	40,	23 a,
Abb.:	1,	18,	10–12,	23.

Bezeichnungen.

d_w Kurbelwellendurchmesser,
 d_s Schraubenwellendurchmesser,
 d_t Tunnelwellendurchmesser,
 N_i indizierte PS.
 n minutliche Umdrehungen,
 k_t zulässige Beanspruchung auf Verdrehung,
 kg/qcm.
 k_b zulässige Beanspruchung auf Biegung,
 kg/qcm.
 l Länge,
 γ spezifisches Gewicht, kg,
 v_k Geschwindigkeit in Seemeilen stündlich,
 S_e effektiver Propellerschub,

H Schraubensteigung,
 Q_p Gewicht des Propellers,
 f Durchbiegung,
 q Gewicht von 1 cm Wellenlänge,
 s_b Biegungsanstrengung, kg/qcm,
 D Durchmesser der Schraube,
 δ Stärke des Wellenüberzuges,
 d_1 und d_2 , Kleinster und größter Durchmesser
 des Konus,
 l_k Länge des Konus,
 d_g Gewindedurchmesser,
 δ_g Durchmesser der Ausbohrung.

Material, vgl. S. 148.

1. Beanspruchung (Abb. 150).

a) Verdrehung für ungebohrte Schraubenwellen:
 Torsionsdurchmesser:

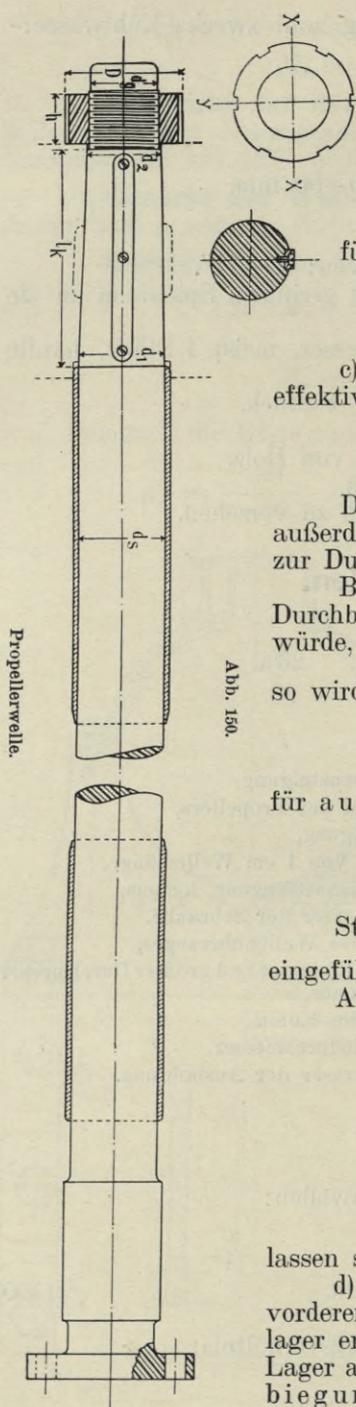
$$d_s = 71 \cdot \sqrt[3]{\frac{N_i}{n} \cdot \frac{1}{k_t}} \text{ cm,} \quad (460)$$

für ausgebohrte Schraubenwellen, für ein Bohrungsverhältnis:

$$d_s : d'_s = \alpha$$

$$d_s = 71 \cdot \sqrt[3]{\frac{N_i}{n} \cdot \frac{1}{k_t} \cdot \frac{1}{1 - \alpha^4}} \text{ cm,}$$

$$k_t = 250 - 450 \text{ kg/qcm.}$$



b) Biegung durch Eigengewicht, unter der Annahme fester Einspannung im vorderen, freier Auflagerung im hinteren Stevenrohrlager:

für nicht ausgebohrte Wellen:

$$l = \sqrt{d_s \cdot \frac{k_b}{\gamma}}, \quad (461)$$

für ausgebohrte Wellen:

$$l = \sqrt{d_s \cdot \frac{k_b}{\gamma} \cdot (1 + \alpha^2)},$$

c) Druck bzw. Knicken durch den axialen effektiven Propellerschub:

$$S_e = 100 \cdot \frac{N_i}{v_k} \text{ kg.} \quad (462)$$

Diese Beanspruchung kann gefährlich werden, weil außerdem durch das Eigengewicht schon eine Tendenz zur Durchbiegung vorhanden ist.

Bezeichnet P diejenige Belastung, welche eine Durchbiegung infolge der knickenden Kraft hervorrufen würde, und ist

$$S_e = m \cdot P,$$

so wird für nicht ausgebohrte Wellen:

$$100 \cdot \frac{N_i}{v_k} = m \cdot \frac{\pi^2 \cdot E \cdot d_s^4 \cdot \pi}{64 \cdot l^2}, \quad (463)$$

für ausgebohrte Wellen:

$$100 \cdot \frac{N_i}{v_k} = m \cdot \frac{\pi^2 \cdot E \cdot d_s^4 \cdot (1 - \alpha^4)}{64 \cdot l^2}.$$

Statt $100 \cdot \frac{N_i}{v_k}$ kann ebenfalls 2500 bis $2900 \cdot \frac{N_i}{n \cdot H}$ eingeführt werden.

Aus den drei Gleichungen:

$$d_s \cdot \sqrt[3]{1 - \alpha^4} = 71 \cdot \sqrt[3]{\frac{N_i}{n \cdot k_t}}, \quad (464)$$

$$l = \sqrt{d_s \cdot (1 + \alpha^2) \cdot \frac{k_b}{\gamma}} \text{ cm,} \quad (465)$$

$$d_s \cdot \sqrt[4]{1 - \alpha^4} = 0,24 \cdot \sqrt[4]{\frac{N_i \cdot l^2}{n \cdot H \cdot m}} \quad (466)$$

lassen sich dann d_s , l und α ermitteln.

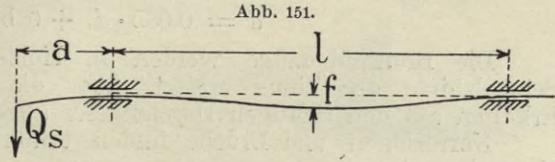
d) Unter der Annahme fester Einspannung im vorderen, freier Auflagerung im hinteren Stevenrohrlager ergibt sich bei einem im Abstände a vom hinteren Lager angreifenden Schraubengewicht Q_s kg eine Durchbiegung, wenn q das Gewicht von 1 cm Wellenlänge bedeutet (Abb. 151):

$$f = \frac{l^2 \cdot (0,2 \cdot q \cdot l^2 - 13,5 \cdot Q_s \cdot a)}{384 \cdot E \cdot J} \text{ cm,} \quad (467)$$

und eine größte Biegeanstrengung:

$$s_b = \frac{96 \cdot E \cdot d_s \cdot f}{2 \cdot l^2 - 135 \cdot Q_s \cdot \frac{a}{q}} \text{ kg/qcm.} \quad (468)$$

Für die langen Wellen von Doppelschraubendampfern in den üblichen Abmessungen können Biegeanstrengungen bis zu 550 kg/qcm und Durchbiegungen bis zu 6 mm auftreten.



2. Vorschriften der Klassifikationsgesellschaften über die Durchmesser von Schraubenwellen, D Durchmesser der Schraube:

a) Germanischer Lloyd: $d_s = 0,6 \cdot d_w + 0,03 \cdot D \text{ cm,} \quad (469)$
 jedenfalls: $d_s \geq 1,02 \cdot d_w.$

b) Englischer Lloyd: $d_s = d_i \left(0,63 + 0,03 \cdot \frac{D}{d_i} \right) \text{ (Zoll engl.)} \quad (470)$
 $d_s \geq 1,07 \cdot d_i.$

c) Bureau Veritas.
 $d_s = d_w + \frac{d_w}{100} \cdot \left(1,7 \cdot \frac{D}{d_w} - 15 \right) = 0,85 \cdot d_w + 0,17 \cdot D \text{ (Zoll engl.)} \quad (471)$

bis: $d_s = 0,80 \cdot d_w + 0,17 \cdot D + 0,4.$

d) British Corporation.

Die Werte von d_w , S. 153, sind mit folgenden Koeffizienten zu multiplizieren:

Displacementskoeffizient bei $\frac{4}{5}$ gemallter Tiefe	$D : d_w$					
	13	14	15	16	17	18
0,60	1,00	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05
0,62	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05	1,06
0,64	1,02	1,03	1,04	1,05	1,06	1,07
0,66	1,03	1,04	1,05	1,06	1,07	1,08
0,68	1,04	1,05	1,06	1,07	1,08	1,09
0,70	1,05	1,06	1,07	1,08	1,09	1,10
0,72	1,06	1,07	1,08	1,09	1,10	1,11
0,74	1,07	1,08	1,09	1,10	1,11	1,12
0,76	1,08	1,09	1,10	1,11	1,12	1,13
0,78	1,09	1,10	1,11	1,12	1,13	1,14
0,80	1,10	1,11	1,12	1,13	1,14	1,15

e) Board of Trade.

Die Koeffizienten auf S. 153 sind zu ersetzen durch:

0,821 0,768 0,727 0,693 0,670 0,651 0,638 0,632 0,629.

Der vor der Stevenrohrstopfbüchse gelegene Teil der Propellerwelle kann den Durchmesser der Tunnelwelle erhalten.

3. Anordnung (Abb. 150).

In den Lagerstellen erhält die Welle einen aufgeschumpften Ueberzug aus Bronze — vorzuziehen ist solche mit hohem Zinkgehalt —, dessen Enden auf ~ 100—120 mm Länge abgeschragt werden, um den Durchmesser allmählich auf den der Welle abnehmen zu lassen. Ueberzüge von zu geringer Stärke zeigen oft, hervorgerufen durch die bei der Erhitzung entwickelten Gase

unganze Stellen, man findet daher häufig die Anordnung von zwei übereinander aufgeschrumpften Ueberzügen, der untere ~ 5–6 mm, der obere von 8–9 mm Stärke, Prisonstifte zum Festhalten des Ueberzuges erscheinen unnötig.

Stärke des Bronzeüberzuges:

$$d = 0,035 \cdot d_s + 6 \text{ bis } 8 \text{ mm.}$$

Die Bronzeüberzüge werden in Holz- oder Gasfeuer etwa bis zur Schmelzhitze des Zinns erhitzt, über die Welle gezogen und nach dem Erkalten auf den richtigen Durchmesser abgedreht.

Korrosionen und Brüche finden erfahrungsgemäß an den Enden der Ueberzüge statt.

Nach dem Verfahren der Harburger Gummikammfabrik wird vulkanisierter Kautschuk in Bogen von wenigen Millimetern Stärke um die Welle gelegt, der durch die Zulassung von Dampf von 2,5–3 kg/qcm Spannung hart wird, nachdem die Welle mit einer Lösung von Hartgummi bestrichen ist. Das Verfahren hat gute Ergebnisse gehabt, da der Ueberzug auf Pockholz gut arbeitet und sich wenig abnutzt.

Der Teil der Welle zwischen den Ueberzügen erhält häufig keinen Ueberzug, oder wird mit einer Schutzfarbe bestrichen und über diese wird, auf einer starken Lage von Bleiweiß und Talg, Segeltuch gewickelt. Wird dieser Wellenteil durch besondere Bronzehülsen geschützt, so bieten die Lötstellen der einzelnen Längen der Hülse oft Schwierigkeiten. Es empfiehlt sich, den Wellenüberzug zwischen den Lagerstellen so anzuordnen, daß ein Spielraum zwischen Hülse und Welle bleibt.

4. Konisches Ende der Schraubenwelle zur Aufnahme der Propeller-nabe (Abb. 150).

$$\text{Größter Durchmesser: } d_1 = 9,6 \text{ bis } 13,2 \cdot \sqrt[3]{\frac{N_i}{n}} \text{ cm, meist} \quad (472)$$

$$d_1 = d_s,$$

$$\text{Kleinster „ } d_2 = 6,6 \text{ bis } 8,2 \cdot \sqrt[3]{\frac{N_i}{n}} \text{ cm,} \quad (473)$$

$$\text{Länge des Konus: } l_k = 190 \text{ bis } 370 \cdot \sqrt[3]{\frac{N_i}{n}} \text{ cm,} \quad (474)$$

$$\text{Anlauf: } \frac{d_1 - d_2}{2 \cdot l_k} = 0,039 \text{ bis } 0,085. \quad (475)$$

In der Mehrzahl der Ausführungen findet man die Neigung des Konus:

$$1 : 10 \text{ bis } 1 : 14, \text{ seltener bis } 1 : 20.$$

Länge der in den Konus eingelegten Feder: $0,8 \cdot l_k$ bis l_k ,

Breite „ „ „ „ „ „ $0,22 \cdot d_s + 6$ bis 10 mm,

Dicke „ „ „ „ „ „ etwa 0,5 bis 0,6 der Breite.

Das Gewinde für die Propellermutter hat nur für Rückwärtsgang der Maschine dem auftretenden Propellerschub zu widerstehen, letzterer ist kleiner als für Vorwärtsgang. Das Gewinde erhält zwecks Sicherung gegen Losdrehen der Mutter eine der Schraubensteigung entgegengesetzte Steigung. Vorwiegend $2\frac{1}{2}$ Gänge auf 1" engl.

Bezeichnet d_g den Gewindedurchmesser, so hat man:

$$\frac{\pi}{4} \cdot d_g^2 \cdot l_z = \sim 2900 \text{ bis } 3000 \cdot \frac{N_i}{n \cdot H}, \quad (476)$$

Ist der Durchmesser der Ausbohrung δ_0 , so ist:

$$\frac{\pi}{4} \cdot d_0 \left(1 - \frac{\delta_0^2}{d_g^2}\right) = \sim 5 \text{ bis } 7 \cdot \sqrt{\frac{N_i}{n \cdot H}} \quad (477)$$

Mutterdurchmesser:

$D = 1,4 \text{ bis } 1,7$ mal äußerem Gewindedurchmesser,

Mutterhöhe:

$h = 0,7 \text{ bis } 0,9$ mal äußerem Gewindedurchmesser.

Runde Muttern erhalten zum Anziehen entweder vorspringende Knaggen oder Schlitz.

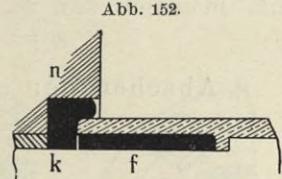


Abb. 152.
Abdichtung des Stevenrohrs im Propeller.

5. Die **Abdichtung** der Schraubenwelle gegen den Propeller wird dadurch erreicht, daß man den Wellenüberzug bis in eine Aussparung der Nabe reichen läßt und in den Zwischenraum Kautschukringe oder sonst geeignetes Packungsmaterial (Tuckspackung) einpreßt (Abb. 152 und 162). In Abb. 152 n Nabe, k und f Gummi. Stopfbüchsen an dieser Stelle vgl. S. 203.

Zahlentafel Nr. 67.

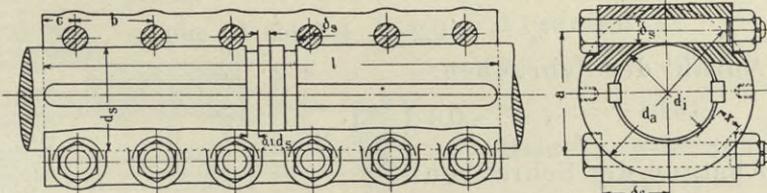
Abmessungen ausgeführter Schraubenwellen.

Durchmesser	216,0	282	349,0	356	378	420
Stärke des Ueberzuges zwischen den Lagern ...	17,0	—	—	—	22	—
„ „ „ in den Lagern	18,5	15	25,4	19	22	22
Konuslänge	530,0	585	949,0	911	1409	—
Konusdurchmesser, hinten	175,0	210	286,0	292	316	332
„ „ vorne	215,0	282	286,0	356	378	420
Konusgewinde, Gang auf 1 Zoll	4,0	4	3,0	3	3	2½

XIV. Lösbare Kupplungen.

1. Kupplungen zwischen Schraubenwellen und Wellenleitung.

Abb. 153.



Schalenkupplung.

a) Schalenkupplung (Abb. 153) mit Federn in beiden Wellenenden.

a) Material: Gußeisen, Stahlguß oder geschmiedeter Stahl.

Bezeichnungen.

d_s Durchmesser der Schraubenwelle,
 l Länge der Kupplung,
 δ_f Flanschenstärke,
 d_a äußerer Durchmesser,
 d_i Durchmesser der Bohrung,
 a Entfernung der Schrauben,
 i Anzahl der Schrauben,
 δ_s Durchmesser der Schrauben,

N_i Anzahl der zu übertragenden PS.
 n minutliche Umdrehungen.
 k_t zulässige Beanspruchung auf Verdrehung, kg/qcm,
 k_s zulässige Beanspruchung auf Abscherung, kg/qcm,
 s_t, s_s Anstrengung auf Drehung bzw. Abscherung, kg/qcm.

β) Beanspruchung. Verdrehung:

$$0,2 \cdot \left(\frac{d_a^4 - d_i^4}{d_a} \right) \cdot k_t = 71\,620 \cdot \frac{N_i}{n}. \quad (480)$$

Also die auftretende Anstrengung:

$$s_t = 358\,100 \cdot \frac{d_a}{d_a^4 - d_i^4} \cdot \frac{N_i}{n}, \leq 200 \text{ kg/qcm}. \quad (481)$$

Abscherung:

$$(d_a - d_i) \cdot \frac{l}{2} \cdot \frac{d_a + d_i}{2} \cdot k_s = 71\,620 \cdot \frac{N_i}{n}. \quad (482)$$

Also die auftretende Abscherungsanstrengung:

$$s_s = \frac{286\,400}{(d_a^2 - d_i^2) \cdot l} \cdot \frac{N_i}{n} \leq 225 \text{ bis } 300 \text{ kg/qcm}. \quad (483)$$

γ) Abmessungen: Äußerer Durchmesser:

$$d_a = \sim 1,4 \cdot d_s \text{ bis } 1,6 \cdot d_s. \quad (484)$$

Innerer Durchmesser:

$$d_i = d_s - 4 \text{ bis } 10 \text{ mm}. \quad (485)$$

Stärke des Flansches:

$$\delta_f = 0,5 \text{ bis } 0,7 \cdot d_s, \quad (486)$$

δ_f ist jedenfalls nicht schwächer zu wählen, als daß $x < 0,12 \cdot d_s$ bis $0,33 \cdot \delta_s$ wird, vergl. Abb. 153.

Länge der Hülse:

$$l = \sim 2,7 \cdot d_s + 150 \text{ mm bis } 250 \text{ mm} \quad (487)$$

oder:

$$l = \sim 0,1 \cdot d_s \cdot (7 \cdot i - 1). \quad (487 \text{ a})$$

Kerndurchmesser der Bolzen:

$$\delta_s = 0,45 \text{ bis } 0,55 \cdot \sqrt{l \cdot \frac{(d_a - d_i)}{i}}, \quad (488)$$

$$\delta_s = \sim 0,2 \cdot d_s + 5 \text{ bis } 10 \text{ mm}. \quad (489)$$

Anzahl der Schrauben:

$$i = \sim 0,6 \cdot \left(\frac{d_s}{\delta_s} \right)^2. \quad (490)$$

Abstand der Schrauben:

$$b = \sim 0,7 \cdot d_s \text{ bis } 0,8 \cdot d_s. \quad (491)$$

Abstand der Schrauben vom Ende:

$$c = \sim 0,3 \cdot d_s. \quad (492)$$

Abstand der Bolzen vom Wellenmittel:

$$a = 0,6 \cdot d_s + 2 \text{ bis } 4 \text{ mm bis } 0,65 \cdot d_s + 8 \text{ mm}. \quad (493)$$

Stegstärke zwischen den Schrauben:

$$\sim 0,6 \cdot \delta_s \text{ bis } 0,7 \cdot \delta_s. \quad (494)$$

Zur Sicherung der Lage der Schraubenwelle wird in eine Nut an ihrem Ende eingedreht und ein zweiteiliger Ring eingelegt.

Ringbreite etwa: $0,10 \cdot d_s$ bis $0,16 \cdot d_s$, (20 bis 30 mm), dieselbe Breite erhält der vor der Nut liegende Bund.

Häufig findet sich vor der Kupplung ein Bund auf der Welle gegen den sich die Vorderseite der Kupplung legt, um ein Vorwärtsschieben der Schraubenwelle zu hindern oder der innerhalb der Kupplung liegende Teil der letzten Tunnelwelle wird um einige Millimeter kleiner im Durchmesser gehalten, als der übrige Teil der Welle; besser ist es mit Rücksicht auf die Verschwächung durch die Feder, den Wellenteil in der Hülse einige Millimeter stärker zu halten, als die übrige Welle und Anordnung eines Bundes vor der Hülse.

b) Muffenkupplungen.

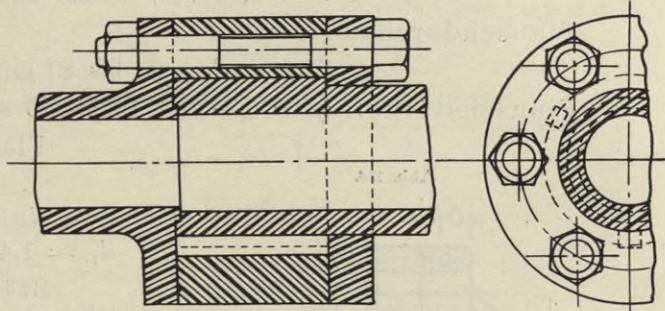
Ausführungsformen Abb. 154 und Abb. 155.

$$d_1 = \sim 1,8 \cdot d_s \text{ bis } 2 \cdot d_s, \quad l = 1,8 \cdot d_s \text{ bis } 1,9 \cdot d_s, \quad \delta = \sim 0,4 \cdot d_s.$$

c) Scheibenkupplungen (Abb. 156) mit zwei abweichenden Ausführungsformen des angeschmiedeten Flansches.

Die Schraubenwelle erhält einen aufgepreßten und durch Feder gesicherten Flansch.

Abb. 154.



Muffenkupplung.

Bezeichnungen.

d_s Wellendurchmesser, cm,
 r Schraubenkreisdurchmesser,
 δ_f Flanschstärke,
 δ_s Schraubendurchmesser,
 D Flanschdurchmesser,
 l Flanschlänge,

i Anzahl der Schrauben,
 N_i Anzahl der PS.,
 n minutliche Umdrehungen,
 k_b zulässige Biegebbeanspruchung,
 $f = 0,15 - 0,25$ Reibungskoeffizient zwischen den Kupplungsscheiben.

α) Beanspruchung:

Verdrehung:

$$0,2 \cdot d_s^3 \cdot k_t = 71\,620 \cdot \frac{N_i}{n} = \sim 36 d_s^3, \quad (495)$$

Belastung der Schrauben:

$$\sim 300 \cdot \delta_s^2,$$

demnach:

$$300 \cdot \delta_s^2 \cdot i \cdot f \cdot r = 36 \cdot d_s^3 = 71\,620 \cdot \frac{N_i}{n},$$

daraus die Schraubenzahl:

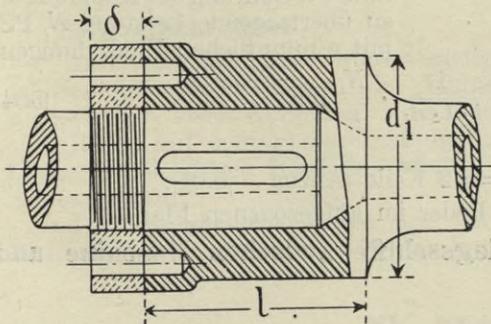
$$i = \sim 0,48 \cdot \frac{d_s^3}{\delta_s^2 \cdot r} = \sim 955 \cdot \frac{1}{\delta_s^2 \cdot r} \cdot \frac{N_i}{n}, \quad (496)$$

Biegung: $0,1 \cdot \delta_s^3 \cdot k_b = 71\,620 \cdot \frac{N_i}{n} \cdot \frac{\delta_f}{i \cdot 2 \cdot r},$

daraus die Schraubenzahl: $i = 358\,100 \cdot \frac{\delta_f}{\delta_s^3 \cdot k_b} \cdot \frac{N_i}{n} \quad (497)$

für k_b kann bis 800 kg/qcm gegangen werden.

Abb. 155.



Muffenkupplung.

Der größere Wert der Formeln (496) und (497) ist zu wählen.

β) Abmessungen:

Schraubendurchmesser:

$$\delta_s = \sim 0,12 \cdot d_s + 10 \text{ bis } 15 \text{ mm}, \quad (498)$$

Schraubenkreisdurchmesser:

$$2 \cdot r = 1,86 \cdot d_s + 30 \text{ bis } 45 \text{ mm}, \quad (499)$$

Flanschdurchmesser:

$$D = 2 \cdot d_s + 60 \text{ bis } 80 \text{ mm}, \quad (500)$$

Flanschstärke: $\delta_f = 0,2 \cdot d_s + 15 \text{ bis } 25 \text{ mm},$

$$(501)$$

Flanschlänge:

$$l = \sim d_s, \quad (502)$$

Nabdurchmesser:

$$d_1 = 1,4 \cdot d_s \text{ bis } 1,6 \cdot d_s, \quad (503)$$

Stärke des zweiteiligen Sicherungsringes:

$$c = 20\text{--}30 \text{ mm},$$

Stärke des Bundes:

$$g = 20\text{--}30 \text{ mm}.$$

Bei Verwendung eines ungeteilten Sicherungsringes wird der auf das abgesetzte Propellerwellende geschobene Ring häufig durch eine Mutter gesichert.

d) Keile und Federn zur Befestigung der lösbaren Kupplungen.

Keilbreite b , Keilhöhe h , Länge l , Bohrung der Kupplung d_i , zu übertragende Leistung N_i PS. mit n minutlichen Umdrehungen.

$$b = \sim 450000 \cdot \frac{1}{i \cdot l \cdot d_i} \cdot \frac{N_i}{n} \text{ mm}, \quad (504)$$

$$h = 0,5 b.$$

Für Schalenkupplungen meist $i = 2$ Keile (Anzug $\sim 0,01$),

„ Flanschen „ „ 1 Feder im aufgezogenen Flansch.

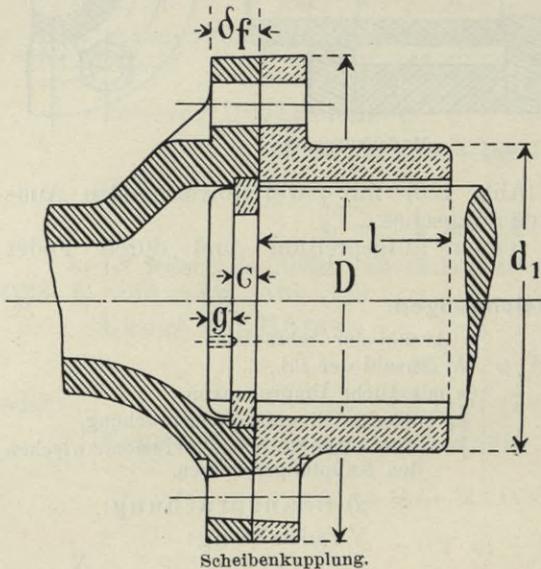
2. Lose Kupplungen für Kriegsschiffe zwischen Maschine und Druckwelle.

a) Ausführungsformen:

Meist Flanschenkupplungen mit etwa 10 bis 20 mm Flanschenabstand, Klauenkupplungen finden sich seltener.

Die Zapfen in dem Flansche der Kurbelwelle, durch Nut und Feder geführt, sind meist ausgebohrt und lassen sich durch Drehung von Schraubenspindeln, denen die Bohrung der Zapfen als Mutter dient, leicht aus den ausgebuchtesten Löchern des Flansches herausziehen. Die Zapfen sind häufig an den Seiten abgeflacht. Die Bohrung der Bolzen dient zugleich zur Zuführung von Schmiermaterial zur Bolzenfläche. Man findet auch Anordnungen, bei denen der Flansch auf der Kurbelwelle durch Hebel nach vorn verschoben wird.

Abb. 156.



b) Beanspruchung der Bolzen und Abmessungen.

d_b Durchmesser der Bolzen, l_b eingreifende Länge der Bolzen, i Anzahl der Bolzen, $2 \cdot r$ Bolzenkreisdurchmesser, k_b, k_s kg/qcm, zulässige Biegungs- bzw. Abscherungsbeanspruchung.

Biegung unter Annahme gleichförmig verteilten Druckes auf die Länge l_b :

$$0,1 \cdot d_b^3 \cdot k_b \cdot i \cdot r = \frac{71\,620}{2} \cdot l_b \cdot \frac{N_i}{n}, \quad (505)$$

$$d_b = 71 \cdot \sqrt[3]{\frac{l_b}{r} \cdot \frac{1}{k_b \cdot i} \cdot \frac{N_i}{n}}$$

Bei Voraussetzung des Kraftangriffs am Ende der Bolzen:

$$d_b = \sim 89 \cdot \sqrt[3]{\frac{l_b}{r} \cdot \frac{1}{k_b \cdot i} \cdot \frac{N_i}{n}} \quad (506)$$

Abscherung: $i \cdot d_b \cdot l_b \cdot k_s \cdot r = 71\,620 \cdot \frac{N_i}{n}$,

$$d_b = 71\,620 \cdot \frac{N_i}{n} \cdot \frac{1}{i \cdot l_b \cdot r \cdot k_s} \quad (507)$$

Als Mittelwert kann gewählt werden:

für vier Bolzen: $d_b = \sim 1,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{N_i}{n}} \text{ cm}, \quad (508)$

für sechs Bolzen: $d_b = 1,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{N_i}{n}} \text{ cm}.$

Ferner: $2 \cdot r = \sim 1,8 \cdot d_b \text{ bis } 2,5 \cdot d_b, \quad (509)$

$$l_b = \sim 0,95 \cdot d_b \text{ bis } 1,8 \cdot d_b. \quad (510)$$

Beispiel. Für einen Panzerkreuzer $N_i = 7000$, $n = 115$, $i = 4$ ist z. B. ausgeführt: $d_b = 75$, $l_b = 90$, $2 \cdot r = 160$ mm,

während sich nach obigen Formeln ergibt:

$$d_b = 71, \quad l_b = 65 \text{ bis } 128, \quad r = 128 \text{ bis } 175 \text{ mm}.$$

3. Wellenbremse.

Zweiteiliges, unten scharnierartig befestigtes Bremsband, bei Handelsschiffen um einen Flansch der Tunnelwelle, bei Kriegsschiffen häufig am Flansch der losen Kupplung angreifend. Bremsband mit Holz ausgefüttert oder Rillen auf dem Flanschumfang. Anzug durch Spindel mit Rechts- und Linksgewinde durch Handrad, häufig unter Einschaltung von Schnecke und Schneckenrad.

Die Bremsscheibe findet sich bei Kriegsschiffen häufig auf dem ovalen Flansch der losen Kupplung durch Keile und Kopfschrauben befestigt.

XV. Stevenrohr.

Ausführungen vergl.

Tafel:	4,	23a,	36,	40,	56,
Abb.:	11—20,	1—11,	16—17,	13, 16,	12—16.

1. **Material.** Handelsschiffe: Gußeisen, Stahlguß. Kriegsschiffe: Bronze, häufig von besonderem Stahlrohr umschlossen, auch wohl einfaches Stahlrohr.

2. **Anordnung** (Abb. 157, 158, 159). Aus einem Stück, längere Stevenrohre in der Mitte geteilt, unterstützt und durch Flanschen verbunden, bei

leichten Kriegsschiffen dreiteilig, Mittelstück aus Bronze- oder Messingblech oder zwischengesetztem Stahlrohr.

Verbindung mit dem Tunnelschott durch Flansch und zweiteilige Stopfbüchse häufig mit gemeinschaftlicher Anzugsvorrichtung für die Stopfbüchsen-schrauben (Abb. 159, 161), hinten genau im Steven eingepaßt und durch Mutter mit feinem Gewinde gesichert.

Auflagerung der Schraubenwelle im Schiff an zwei Stellen, bei Zweischraubenschiffen eine dritte Auflagerung im Wellenbock, die häufig über diesen nach vorne reicht. Auf der Hinterseite des Wellenbocks häufig zwischen diesem und Nabe ein zweiteiliger durchbrochener und in den Durchbrechungen mit Holzstücken ausgefüllter Druckring.

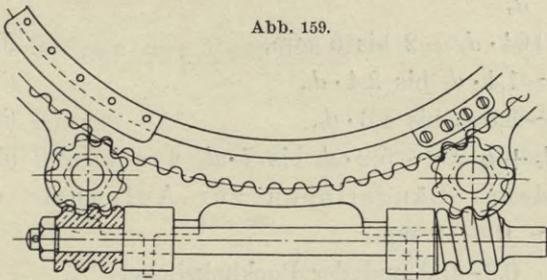


Abb. 159.

Anzeigevorrichtung für die vordere Stevenrohrstopfbüchse
(vergl. Abb. 161, S. 203).

Eine dritte Auflagerung der Welle im Rudersteven hinter der Schraube ist nicht zu empfehlen und kommt nur noch sehr selten vor.

Zwischen Wellenbock und Hintersteven ist die Welle häufig mit einem Schutzrohr umgeben.

3. Abmessungen (Abb. 157).

Stevenrohr:

Wandstärke in der Mitte, Gußeisen:

$$\delta = \sim 0,08 \cdot d_s + 10 \text{ bis } 12 \text{ mm}, \quad (511)$$

Bronze:

$$\delta = \sim 0,04 \cdot d_s + 5 \text{ mm}, \quad (512)$$

Wandstärke über den Lagerstellen der Welle vorn und hinten:

$$\delta_1 = \sim 0,12 \cdot d_s + 15 \text{ bis } 0,14 \cdot d_s + 20 \text{ mm}, \quad (513)$$

Bundhöhe an der Vorderseite des Hinterstevens:

$$b = \sim 12-18 \text{ mm},$$

Verstärkung an der Auflagerung vorne:

$$b_1 \sim 10-20 \text{ mm},$$

Flanschstärke am Tunnelschott:

$$\delta_f = 0,1 \cdot d_s + 15-20 \text{ mm},$$

Flanschdurchmesser am Tunnelschott:

$$D = 2,2 d_s \text{ bis } 2,6 \cdot d_s.$$

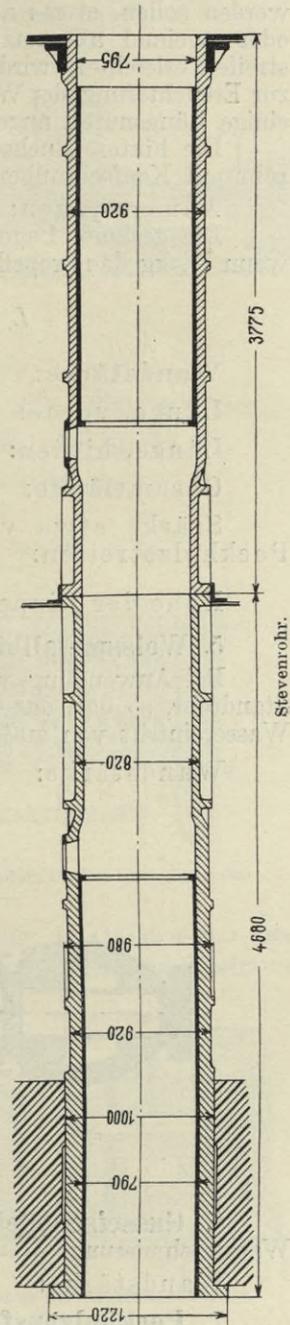


Abb. 158.

Stevenrohr.

4. **Bronzebüchsen zur Aufnahme der Pockholzstreifen** werden manchmal zweiteilig mit horizontalen Fugen ausgeführt. Vorteilhaft ist es dabei, die Fugen nach der Seite hin, von der aus die Büchsen herausgezogen werden sollen, etwas ansteigen zu lassen, auch finden sich die Büchsen ein- oder zweimal abgesetzt angeordnet, wodurch die Erneuerung der Pockholzstreifen erleichtert wird. An den Stoßstellen werden die Kanten der Streifen zur Erleichterung der Wasserzirkulation oft etwas ausgekehlt oder es werden einige Längsnuten angeordnet.

Die hintere Buchse mit außenliegendem Flansch wird gegen das Stevenrohr mit Kopschrauben befestigt.

Abmessungen:

Die gesamte Lagerlänge L in cm ist mindestens so zu bemessen, daß wenn Q_s kg das Propellergewicht und G_w kg das Gewicht der Schraubenwelle:

$$L = \frac{0,2 \text{ bis } 0,25}{d_s} \cdot (2 \cdot Q_s + G_w) \text{ cm.} \quad (514)$$

$$\text{Wandstärke: } a = 0,04 \cdot d_s + 2 \text{ bis } 5 \text{ mm,} \quad (515)$$

$$\text{Länge, vorne: } l_v = \sim 1,4 \cdot d_s \text{ bis } 2,4 \cdot d_s, \quad (516)$$

$$\text{Länge, hinten: } l_h = \sim 3,3 d_s \text{ bis } 4,6 \cdot d_s, \quad (517)$$

$$\text{Gesamtlänge: } L = l_v + l_h = \sim 5,2 \cdot d_s \text{ bis } 7 \cdot d_s \quad (518)$$

Stärke etwa vorhandener Längsrippen zur Aufnahme der Pockholzstreifen: $\sim 10-12$ mm,

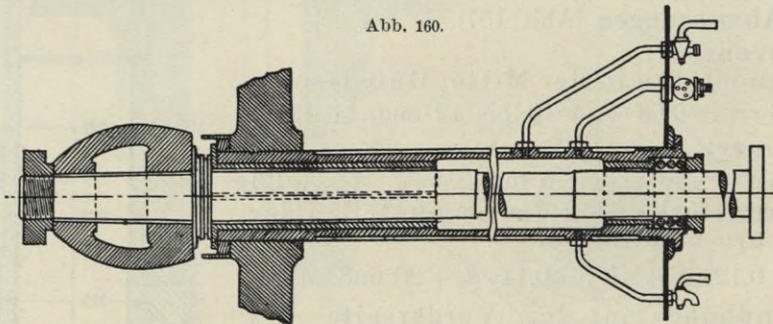
Höhe der Rippen: $0,8-0,9$ mal der Pockholzdicke.

5. Weissmetallbüchsen mit Ölschmierung.

Bei Anwendung von Weißmetallbüchsen mündet in das Stevenrohr ein Standrohr, so daß das Oel im Stevenrohr unter genügendem Druck steht, um Wassereintritt von außen zu verhindern.

$$\text{Wandstärke: } 0,03 \cdot d_s + 12 \text{ mm.} \quad (519)$$

Abb. 160.



Stevenrohr nach Cedervall.

6. **Gusseisenbüchsen** (Abb. 159) ohne Pockholz mit Längsrillen und Wasserschmierung.

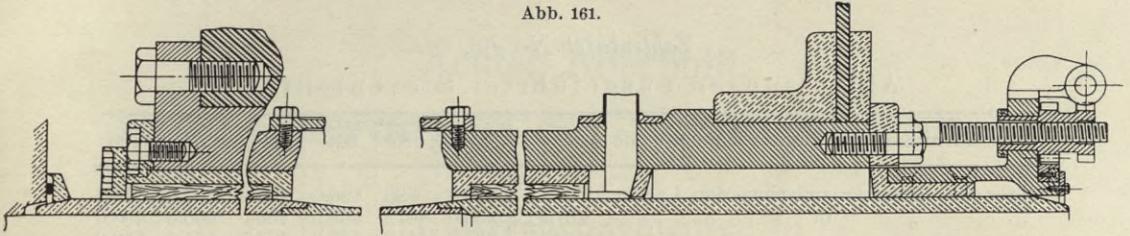
$$\text{Wandstärke: } \sim 0,04 \cdot d_s + 10 \text{ mm.} \quad (520)$$

7. **Pockholzausfütterung** im tragenden Teil aus Hirnholz. Ersatz durch Weißmetallstreifen hat sich wenig bewährt.

Entweder zwischen Rippen der Büchsen eingelegt oder die Streifen direkt nebeneinander und an der höchsten Stelle und den Seiten ein Bronzestreifen.

Die Pockholzstreifen werden wenig feucht eingelegt und auf einen 1 bis 2 mm größeren Durchmesser als derjenige der Welle mit dem Ueberzug beträgt, abgedreht. Vorzuziehen ist es, die ganz aufgequollenen Stäbe auszudrehen, so daß sie nicht ganz stramm auf den Ueberzug passen.

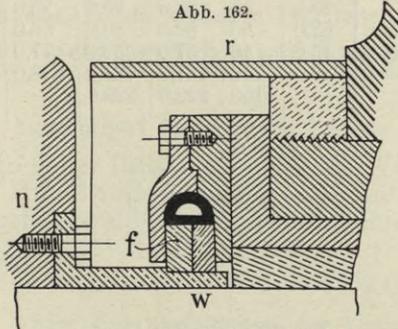
Abb. 161.



Stevenrohrstopfbüchse.

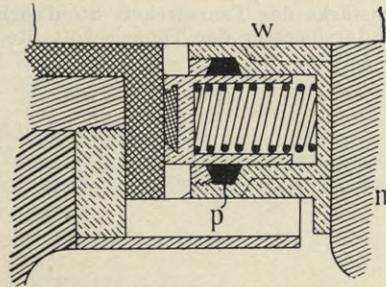
Stärke der Pockholzstreifen: $0,1 \cdot d_s$ für $d_s = 200$ mm,
 $\sim 0,2 \cdot d_s$ für $d_s = 300-600$ mm,
 Breite „ „ „ ~ 2 bis $2,5$ mal der Stärke,
 Bronzener Trennungstreifen, Stärke: $\sim 0,04 \cdot d_s$,

Abb. 162.



Hintere Stevenrohrstopfbüchse.

Abb. 163.



Hintere Stevenrohrstopfbüchse nach Cedervall.

Spielraum zwischen Pockholz und Wellenüberzug: $0,004 \cdot d_s + 0,5$ mm.

Auswechseln des Pockholzes wird erforderlich, wenn sich der Spielraum durch Abnutzung auf $\sim 0,01 d_s + 1,25$ mm vergrößert hat, d_s bedeutet hier den Durchmesser einschließlich Wellenüberzug.

8. **Stevenrohrstopfbüchsen** (Abb. 157 bis 159, 161).

a) Vordere Stopfbüchse.

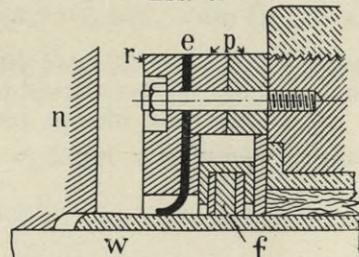
Lichter Durchmesser:

$$1,04 \cdot d_s + 50 \text{ bis } 75 \text{ mm,} \quad (521)$$

Tiefe des Packungsraumes:

$$t = 0,55 d_s \text{ bis } 1,2 \cdot d_s. \quad (522)$$

Abb. 164.



Hintere Stevenrohrstopfbüchse.

b) Hintere Stevenrohrstopfbüchse bei Anwendung von Weißmetallbüchsen mit Oelschmierung.

Die Abb. 162—164 zeigen einige Anordnungen.

w Welle, n Nabe, r Schutzring, p Packung, in Abb. 162 hohler halbkreisförmiger Kautschukring, f Scheiben aus Fiberpackung, Abb. 164, e elastische Scheibe.

Diese Stopfbüchsen zeigen jedoch im Betriebe häufig Anstände, allgemeinere Anwendung haben sie nicht gefunden.

Zahlentafel Nr. 68.

Abmessungen ausgeführter Stevenrohre.

Durchmesser der Schraubenwelle	216	282	349	356	378	420
Lichter Durchmesser zwischen den Lagern	300,0	330	496,0	489,0	505,0	520,0
„ „ in „ „ , vorn ..	330,0	412	463,5	463,5	505,0	550,0
„ „ „ „ „ „ , hinten	333,0	412	469,8	463,5	505,0	548,0
Wandstärke zwischen den Lagern	25,0	30	50,8	50,8	41,2	50,0
„ im Tunnelschott	65,0	81	80,5	82,5	68,0	77,5
„ „ Steven	43,5	44	54,5	63,8	53,8	61,0
Bundhöhe vor dem Steven	15,0	20	21,5	13,5	45,0	15,0
Lagerlänge, vorn	500,0	600	610,0	610,0	457,0	610,0
„ „ „ „ „ „ , hinten	725,0	1100	1219,0	1219,0	1778,0	1760,0
Lichter Durchmesser der Büchse, vorn	300,0	380	436,5	432,0	473,0	518,0
„ „ „ „ „ „ , hinten	303,0	380	438,0	432,0	473,0	516,0
Wandstärke „ „ „ „ „ „ , vorn	15,0	21	14,5	15,5	16,0	16,0
„ „ „ „ „ „ , hinten	15,0	21	16,0	15,5	16,0	16,0
Stärke der Poekholzstäbe	26,5	35	20,0	20,0	25,0	25,0
Breite „ „ „ „ „ „	52,0	60	80,0	80,0	56,0	62,0
Flanschstärke der Tunnelschott-Stopfbüchse	45,0	40	57,0	57,0	77,0	40,0
Flanschdurchmesser der Tunnelschott-Stopfbüchse .	620,0	710	787,0	781,0	838,0	885,0
Packungstiefe „ „ „ „ „ „	—	150	229,0	229,0	—	229,0

Achter Abschnitt.

Die Steuerungen der Schiffsmaschinen.

I. Schieberelemente.

Bezeichnungen.

<p>r Exzentrizität, r_h, r_m, r_n für die einzelnen Zylinder,</p> <p>h Kanalhöhe, h_n, h_m, h_n, oben h_0, unten h_u für die einzelnen Zylinder,</p> <p>e äußere Überdeckung, e_n, e_m, e_n, oben e_0, unten e_u für die einzelnen Zylinder,</p>	<p>i innere Überdeckung, i_h, i_m, i_n, oben i_0, unten i_u für die einzelnen Zylinder,</p> <p>v lineare Voreilung, oben v_0, unten v_u,</p> <p>δ Voreilungswinkel,</p> <p>s Schieberhub, H Kolbenhub, D Zylinderdurchmesser.</p>
--	---

1. Schieberhub s und Exzentrizität r .

$$s = 2 \cdot r. \quad (523)$$

Angenähert ist: $r = 3,3 \text{ bis } 4 \cdot \sqrt{H} \text{ mm} \quad (524)$

bei größeren Huben die größeren Werte der Koeffizienten.

Mit Berücksichtigung des Hubes H_m , Zylinderdurchmessers D_m , der Umdrehungszahl n und der Kanalbreite b_m kann annähernd gesetzt werden:

$$2 \cdot r = \sim \frac{1}{400} \cdot \frac{D^2 \cdot H \cdot n}{b} \text{ m.} \quad (525)$$

Unter Zugrundelegung der Kanalhöhe h findet man:

$$2 \cdot r = 2 \cdot h \text{ bis } 3,2 \cdot h. \quad (526)$$

Für gewöhnlich findet sich bei ausgeführten Maschinen für:

Hochdruckzylinder	Mitteldruckzylinder	Niederdruckzylinder
$r_h = \sim e_n + 0,75 \text{ bis } 8,2 \cdot h_n$	$r_m = e_m + 0,72 \text{ bis } 0,77 \cdot h_m$	$r_n = e_n + 0,68 \text{ bis } 0,72 \cdot h_n$

In der Regel wird die Exzentrizität für die Schieber der verschiedenen Zylinder fast gleich gemacht, damit die Dampfverteilung für verschiedene Expansionsgrade in den einzelnen Zylindern nicht zu sehr abweicht.

2. Voreinströmung, lineares Voreilen, v , hängt wesentlich von der Umdrehungszahl n ab.

Im Mittel ist bei ganz ausgelegter Steuerung:

$$v = \sim \frac{H}{100}, \quad (527)$$

Diesem Werte entspricht etwa ein Winkel von $\sim 6^\circ$ bis 12° für die Kurbel. Auf der Bodenseite ist die lineare Voreilung v_u etwa 1,5 bis 2 mal größer, als auf der Deckelseite.

Zahlentafel Nr. 69.

Werte der linearen Voreilung v_0 und v_u

	v_0 , oben			v_u , unten		
	Hochdruck- zylinder	Mitteldruck- zylinder	Niederdruck- zylinder	Hochdruck- zylinder	Mitteldruck- zylinder	Niederdruck- zylinder
Frachtdampfer.....	0,065 · r	0,075 · r	0,080 · r	0,13 · r	0,15 · r	0,170 · r
Fracht- und Passagierdampfer	0,085 · r	0,095 · r	0,105 · r	0,15 · r	0,17 · r	0,195 · r
Schnelldampfer.....	0,105 · r	0,120 · r	0,130 · r	0,16 · r	0,19 · r	0,230 · r
Panzerschiffe, große Kreuzer	0,125 · r	0,140 · r	0,155 · r	0,18 · r	0,21 · r	0,260 · r
Kleine Kreuzer	0,145 · r	0,175 · r	0,180 · r	0,20 · r	0,23 · r	0,280 · r
Torpedoboote und Torpedobootszerstörer	0,165 · r	0,190 · r	0,210 · r	0,22 · r	0,25 · r	0,300 · r

Füllung ϵ , vgl. S. 39.**3. Vorausströmung:**Zwischen $0,06 \cdot H$ und $0,25 \cdot H$ schwankend.

Mittelwerte sind:

	Hochdruckzylinder			Mitteldruckzylinder			Niederdruckzylinder		
	$n = 65-120$	$n = 120-220$	$n = 220-400$	$n = 65-120$	$n = 120-220$	$n = 220-400$	$n = 65-120$	$n = 120-220$	$n = 220-400$
Deckelseite ..	0,06 · H	0,10 · H	0,15 · H	0,080 · H	0,15 · H	0,20 · H	0,10 · H	0,18 · H	0,25 · H
Bodenseite ...	0,07 · H	0,12 · H	0,20 · H	0,095 · H	0,18 · H	0,24 · H	0,12 · H	0,20 · H	0,30 · H

4. Kompression:

Enddruck =	Zweifach-Expansionsmaschinen		Dreifach-Expansionsmaschinen			Vierfach-Expansionsmaschinen			
	Einströmungsdruck		0,9 · Einströmungsdruck			0,8 bis 0,85 · Einströmungsdruck			
	Hochdruck- zylinder	Niederdruck- zylinder	Hochdruck- zylinder	Mitteldruck- zylinder	Niederdruck- zylinder	Hochdruck- zylinder	1. Mittel- druck- zylinder	2. Mittel- druck- zylinder	Niederdruck- zylinder
Deckelseite ..	0,06 · H	0,15 · H	0,05 · H	0,12 · H	0,15 · H	0,045 · H	0,080 · H	0,080 · H	0,12 · H
Bodenseite ...	0,07 · H	0,17 · H	0,06 · H	0,14 · H	0,18 · H	0,050 · H	0,095 · H	0,095 · H	0,15 · H

Im allgemeinen ist der Enddruck der Kompression bei Vierfach- und Dreifach-Expansionsmaschinen etwas geringer als bei Zweifach-Expansionsmaschinen. Die obigen Zahlen sind Mittelwerte von 11 Zweifach-, 28 Dreifach- und 9 Vierfach-Expansionsmaschinen. Da jedoch die Größe der Vorausströmung einen wesentlichen Einfluß auf die Größe der Kompression hat (große Kompression, kleine Vorausströmung), so findet sich die Kompression in sehr weiten Grenzen schwankend.

Bei negativer innerer Überdeckung ist der Ausströmungskanal in der Mittelstellung des Schiebers schon um eine kleine Größe geöffnet, die äußere Überdeckung e muß dann so groß sein, daß die gesamte Länge des Schieberlappens größer ist als die Kanalhöhe h .

Kanalquerschnitte am Zylinder vgl. S. 79.

5. Innere Einströmung.

Für Flachschieber ist Entlastung erforderlich, daher Ausbildung als Kolbenschieber vorzuziehen.

Veranlassung für innere Einströmung gibt meist bequeme Dampfzuführung zur Mitte des Schiebergehäuses oder bequeme Dampfableitung von dessen Enden.

6. Zusammenhang zwischen den Schieberelementen.

		Einströmung erfolgt	Expansion erfolgt	Voreinströmung	Beginn der Ausströmung	Schluss der Ausströmung	Vorausströmung	Grösste Kanalöffnung
Voreilungswinkel	nimmt zu nimmt ab	früher später	früher später	wächst nimmt ab	früher später	früher später	wächst nimmt ab	ungeändert ungeändert
Äußere Überdeckung	nimmt zu nimmt ab	später früher	früher später	nimmt ab wächst	— —	— —	— —	nimmt ab nimmt zu
Innere Überdeckung	nimmt zu nimmt ab	— —	— —	— —	später früher	früher später	nimmt ab nimmt zu	— —

II. Darstellung der Schieberbewegung in Beziehung zur Kolbenbewegung.

1. Diagramm von Schorch (Abb. 165).

Kreis um M , mit den Radien $OM = MO_1 = r$, K_0 oberer, K_u unterer Totpunkt der Kurbel, O und O_1 Stellungen der Exzenterkurbel bei den Kurbelstellungen K_u und K_0 .

O_a und $O_1 b \perp$ auf dem horizontalen Durchmesser XX , Kreisbogen mit der Länge λ der Exzenterstange als Radius durch a oder b geschlagen, schneiden die Linie YY in c , der Mittellage der Schieberstellung, bei gleicher Voreilung auf beiden Zylinderseiten.

Kreisbogen durch Punkte auf dem Umfange des Kreises um M mit der Länge λ als Radius geschlagen, schneiden YY in der entsprechenden Schieberstellung.

Die Abstände der Punkte auf dem Umfange des Kreises um M von dem durch a und b mit λ geschlagenen Kreisbogen \widehat{ab} , ergeben die Schieberausweichungen aus der Mittellage für die entsprechende Stellung des Exzenteradius.

$e_u = cd =$ äußere Überdeckung unten, $e_o = cd_1 =$ äußere Überdeckung oben, schlage Kreisbogen durch d und d_1 mit λ als Radius, die Entfernungen $Of \parallel YY$ und $O_1 f_1 \parallel YY$ ergeben die Größe der Voreinströmungen v_u unten und v_o oben.

$gd = h_u$ Kanalöffnung unten, $g_1 d_1 = h_o$ Kanalöffnung oben. Kreisbogen mit λ als Radius durch g und g_1 ergeben in den Abständen der Punkte des Umfanges auf dem Kreise um M von diesen Kreisbogen die Kanalöffnung entsprechend der Lage der Exzenterkurbel.

$cm = i_o$ innere Überdeckung oben, $cm_1 = i_u$ innere Überdeckung unten, $cn = h_u + i_u$, $cn_1 = h_o + i_o$. Kreisbogen mit λ durch m, m_1, n, n_1 . Die Abstände der Punkte des Umfanges des Kreises um M , von diesen Kreisbogen ergeben die Schieberausweichungen bei Beginn der Ausströmung und voller Ausströmung oben und unten.

Abb. 165.

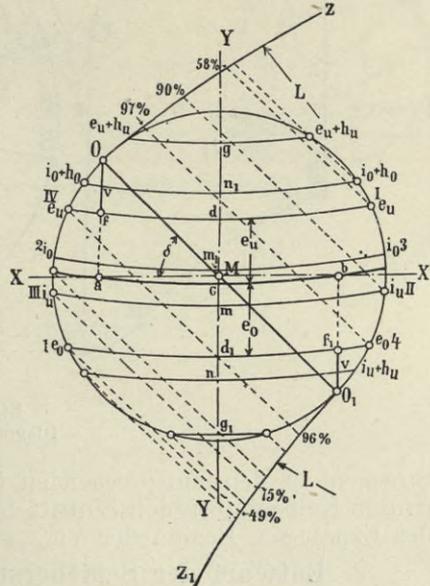


Diagramm von Schorch.

Projektion der Punkte I, II, ...VI auf yy nach 1, 2, ...6, A und B durch Bogen 6 A und 2 B mit Radius L bestimmt, $\sphericalangle BOC = \sphericalangle COA$, dadurch ist Voreilungswinkel $\delta = DOC$ bestimmt, $CO = OE = r$ 3 4 Vorausströmung. Äußere Überdeckung: $e = OH = OL$. Innere Überdeckung $+ i = OK = OL$. Bei negativer innerer Überdeckung ist i entgegengesetzt (Abb. 166) punktiert.

	Vor-einströmung	Beginn der Einströmung	Grösste Kanalöffnung	Expansion	Vorausströmung	Ausströmung	Kompression
Kolbenweg . . .	61	0	7—8	2—3	3—4	4—5	5—6
Kurbelstellung.	OA bis $O1$	$O1$	OR bis OS	OB bis OT	OT bis $O4$	$O4$ bis OU	OU bis OA

Für genügende Genauigkeit muß das Zeuner-Diagramm in großem Maßstabe gezeichnet werden, besonders bei großer Füllung und kleiner Voreilung ist es schwierig, die Überlappung zu messen, daher ist es zweckmäßig

Abb. 168

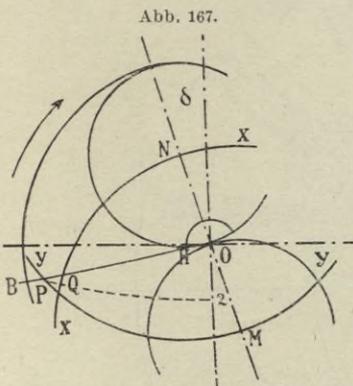


Diagramm von Zeuner.

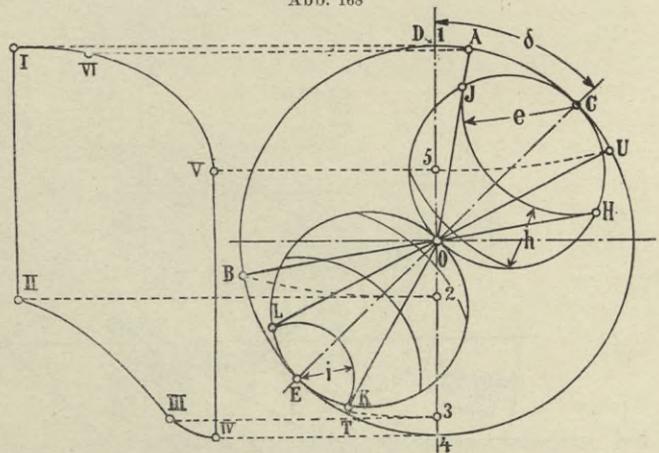


Diagramm von Bilgram.

(Abb. 167*) aus den Mitten der Exzenterkreise die Kreisbögen ax und yy zu schlagen und nachdem die Lage von BO , mittels Bogen durch 2 gefunden, den Abschnitt von \hat{ax} und \hat{yy} auf BO zu messen, dann ist:

$$PQ = HO = e.$$

Berücksichtigung der Pleuelstangenlänge ohne Bogenprojektion vgl. Abb. 195 S. 222.

c) Bilgram-Diagramm (Abb. 168).

Einziger Unterschied gegen das Zeuner-Diagramm, daß Überdeckungen und Kanalhöhe von den Punkten C und E aus gemessen sind. Die Bezeichnungen entsprechen denen der Abb. 166.

Beispiel für eine ausgeführte Steuerung (Abb. 169). Die Bezeichnungen entsprechen denen der Abb. 166. Die Berücksichtigung der Pleuelstangenlänge ist aus der Abb. 169 ersichtlich. Die Abmessungen auf Deckel- und Bodenseite sind mit den Indices o und u bezeichnet.

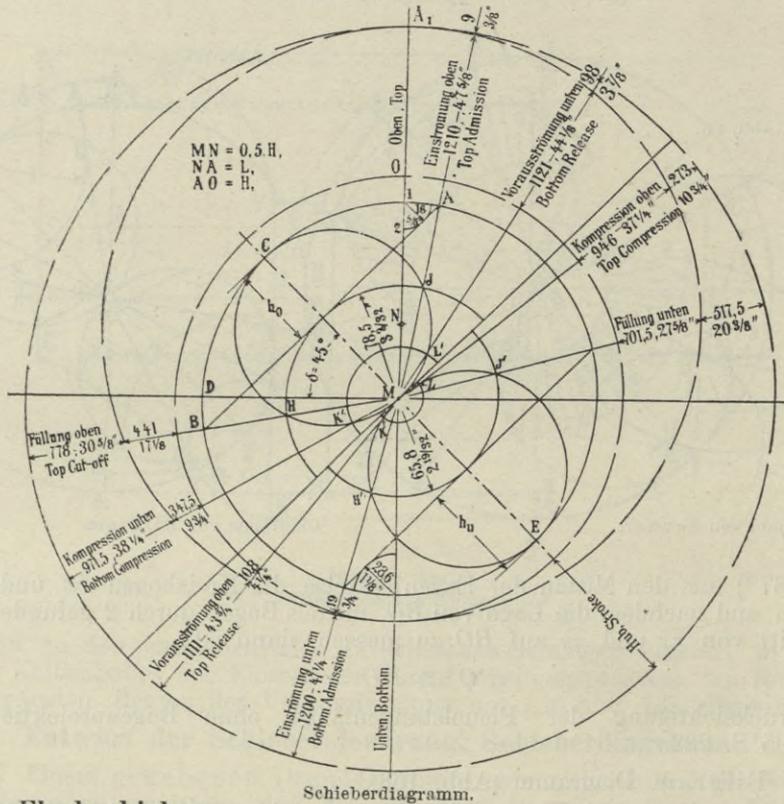
*) Nach Prof. M. Boulvin.

III. Abmessungen der Schieber.

Bezeichnungen.

δ Wandstärke,	H größte Schieberhöhe,
δ_1 Stärke des Rückens,	p Schieberkastendruck, kg/qcm,
δ_2 Stärke der Überlappung,	f Größe der Schieberrückfläche,
h_m Kanalhöhe für den Muschelschieber,	p_a Auspuffspannung im Zylinder, kg/qcm,
h_1 Einströmungs-Kanalhöhe, Trickschieber,	f_a Ausströmungsquerschnitt,
f_h Querschnitt des Hilfskanals, Trickschieber	K_a andrückende Schieberkraft ohne Ent-
w Weite des Hilfskanals, Trickschieber,	lastung,
h Kanalhöhe im Schieberspiegel, Penn-	K'_a andrückende Schieberkraft mit Ent-
schieber,	lastung,
h_1 Kanalhöhe im Schieber, Penn-Schieber	d Durchmesser des Entlastungskolbens,
p_c Kondensatordruck, kg/qcm,	G Gewicht des Schiebers,
B größte Schieberbreite,	d_k Durchmesser der verlängerten Schieber-
	stange.

Abb. 169.



1. Flachschieber.

a) Muschelschieber.

Wandstärke: $\delta = 0,5$ bis $0,8$ Zylinderwandstärke.

Bezeichnet p kg/qcm, den größten auf den Rücken des Schiebers wirkenden Druck, H cm, seine größte Höhe, parallel zur Zylinderachse, B cm, seine Breite, so ist:

$$p \cdot H \cdot B = 2 \cdot \delta \cdot (H + B) \cdot k_a,$$

$$\delta = \frac{p \cdot H \cdot B}{2 \cdot (H + B) \cdot k_a} \quad (528)$$

für k_a finden sich meist nur sehr geringe Werte:

$$k_a = 20-80 \text{ kg/qcm.}$$

Bei sehr großen Flachschiebern ist verschiedentlich eine, wenn auch nur geringe Durchbiegung beobachtet worden.

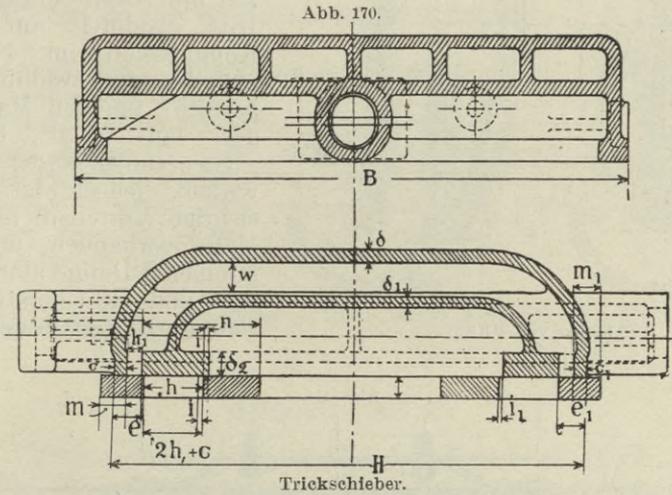
Für die Stärke des Rückens in der Nähe der Seitenwandungen hat man zur Kontrolle:

$$\delta_1 = \sim 0,00012 \text{ bis } 0,00018 \cdot \sqrt[3]{\frac{B^4 \cdot H^4}{B^4 + H^4} \cdot p} \text{ cm.} \quad (529)$$

Stärke der Überlappung:

$$\delta_2 = \sim 0,9 \text{ bis } 1,4 \text{ Zylinderwandstärke.}$$

b) Trickschieber (Abb. 170 und Tafel 5, Abb. 1, Tafel 14, Abb. 3-8, Tafel 38, Abb. 12-14).



Zweck und Anordnung.

Vergrößerung des der Einströmung dienenden Kanalquerschnitts bei geringen Kanalöffnungen. Länge ein wenig größer, als der einfache Muschelschieber; durch den durchsetzenden Kanal ergibt sich doppelte Einströmung.

Höhe des Einströmungsquerschnittes in der Gleitfläche:

$$h = c + 2h_1 \quad (530)$$

Höhe des Einströmungsquerschnittes im Schieber:

$$h_1 = 0,3 \text{ bis } 0,5 \cdot h_m \quad (531)$$

h_m Kanalhöhe des Muschelschiebers, f_m Kanalquerschnitt für den Muschelschieber.

Querschnitt des Hilfskanals:

$$f_n = \sim 0,5 \cdot f_m. \quad (532)$$

Weite des Hilfskanals:

$$w \geq h_1$$

Bei größerer Breite ist der Hilfskanal durch Rippen zu versteifen.

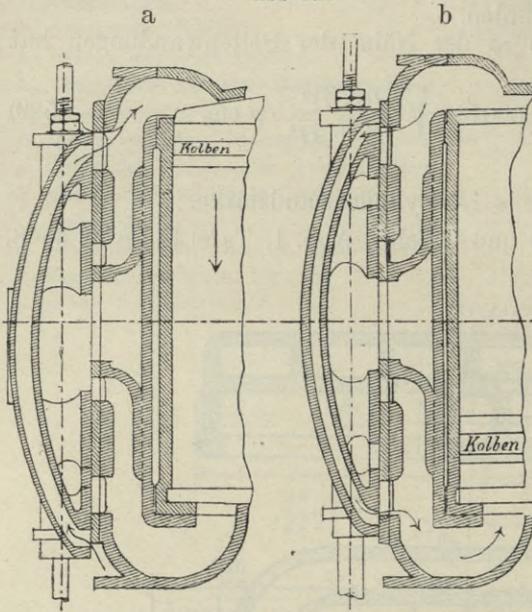
Stärke der Wandungen: δ , δ_1 und δ_2 wie beim Muschelschieber.

Ferner ist: $m + e_1 = \sim e + m_1$, c und e_1 brauchen nur so breit zu sein, um dampfdichten Abschluß zu gewährleisten.

Kleinste zulässige Werte: $c = c_1 = \sim 10-12 \text{ mm}$,

Exzentrizität: $r = \sim e + 2 \cdot h_1$,

Abb. 171.



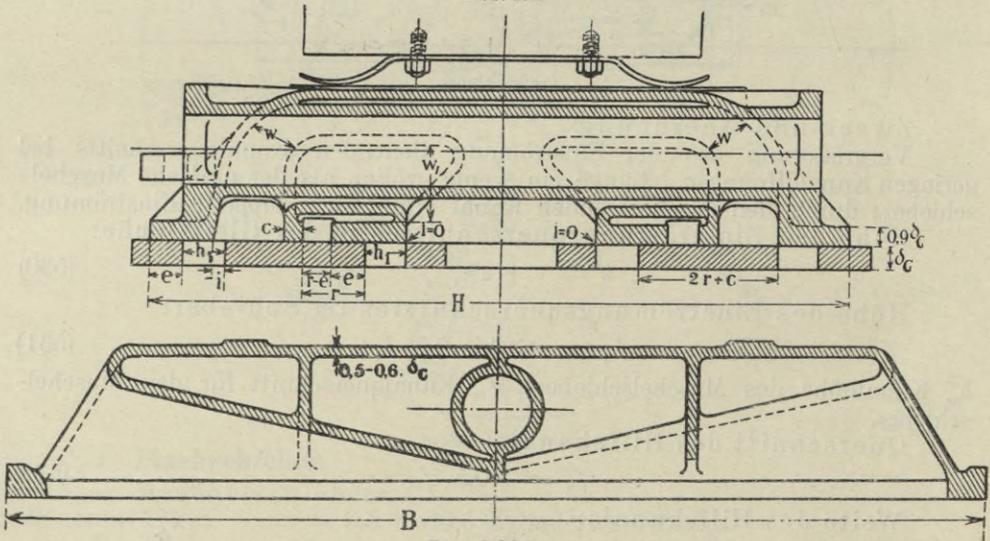
Schieber von Thom.

der Hilfskanal darf nicht über die Mittelöffnung im Spiegel gelangen, daher muß bei der Mittel-lage: $n = r +$ mindestens 10 bis 12 mm sein.

c) Thom - Schieber (Abb. 171), nur für Niederdruckzylinder angewendet. Kurz vor Beginn der Kompression verbindet der Hilfskanal beide Zylinderenden, so daß Dampf auf die Ausströmungsseite übertritt, wodurch am Ende der Kompression im Niederdruckzylinder eine erhöhte Spannung herrscht, um den Massenkräften der hin- und hergehenden

Steuerungsteile entgegenzuwirken, jedoch ist der beabsichtigte Vorteil in nur geringem Maße vorhanden, da der überströmende Dampf stark gedrosselt wird und die Überströmung nur sehr kurze Zeit dauert.

Abb. 172.



Penn-Schieber.

d) Penn-Schieber (Abb. 172), und

Tafel: 2, 15, 20-21, 25, 32, 47,

Abb.: 30-35, 1-7, 23-29, 23-29, 1-10, 1-5,

für Mitteldruck- und Niederdruckzylinder verwendet.

Zweck: Verminderung des Schieberhubes, Einströmung meist zweifach, seltener dreifach.

Bei zweifacher Einströmung (Abb. 172):

Höhe des Kanals im Schieberspiegel:

$$h = 0,5 \cdot h_m,$$

Höhe des Kanals im Schieber:

$$h_1 = r - i, \tag{533}$$

Exzentrizität: 0,5 derjenigen des gleichwertigen Muschelschiebers, c mindestens 20 mm, um Dampfabschluß zu gewährleisten, meist zwischen 30 und 45 mm. w und w_1 so zu bemessen, daß die Kanalquerschnitte mindestens 0,5 bzw. 0,25 der gesamten Einströmungsquerschnitte erhalten.

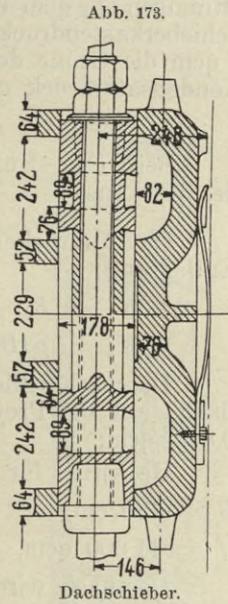
Wandstärken wie beim Muschelschieber.

Abb. 172 zeigt die üblichen Abmessungen, δ_c Zylinderwandstärke.

e) Dachschieber, Rahmenschieber (Abb. 173), mit nahezu völliger Entlastung.

Der Schieber gleitet zwischen dem Schieberspiegel und einer sich der Länge nach auf dem Schieberspiegel aufstützenden kräftigen Haube mit denselben Gleitflächen wie eigentlichen Spiegel, Ein- und Ausströmung auf beiden Seiten des Schiebers, Verhinderung des Verschiebens der Haube durch Knaggen, Anpressung durch Federn.

Abb. 173 zeigt die Ausführung für einen Kreuzer der niederländischen Marine.



Zahlentafel Nr. 70.

Abmessungen ausgeführter Flachschieber.

	Penn-Schieber										Trickschieber			
	1067	1829			1000	1346	1600	2032	1524	1676	1295	965	419	1016
Zylinderdurchmesser	1067	1829			1000	1346	1600	2032	1524	1676	1295	965	419	1016
Kolbenhub	1143	1143	1295	1295	650	1219	1219	1400	914	1067	1371	914,4	254	1067
Schieberhub	109,5	196,8	165	165	65	153	153	160	115	180	216	115	89	178
Einströmungskanal, Höhe in der Gleitfläche	2 à 50,8	2 à 73	2 à 59	2 à 59	2 à 38	2 à 85	2 à 85	2 à 90	2 à 63,5	2 à 69,8	127	89	38	100
Einströmungskanal, Breite in der Gleitfläche	864	1574	838	1219	870	1408	1803	1790	1295	1422	1016	737	343	813
Ausströmungskanal, Höhe in der Gleitfläche	158,7	228,6	157	157	197	252	252	310	190,5	228	165	279	63	304
Ausströmungskanal, Breite in der Gleitfläche	864	1574	838	1219	870	1408	1803	1790	1295	1422	1016	737	343	813
Ganze Schieberhöhe	1003	1191	949	949	790	1322	1441	1589	1225	1368	724	682	222	775
Ganze Schieberbreite	991	1695	940	1341	970	1548	1548	2028	1498	1524	1168	863	406	813
Steghöhe für dampfdichten Abschluß	31,7	35	25	25	20	38	38	40	36	44	20,6	19	15,8	20
Wandstärke des Rückens	19	19	14,3	14,3	14	15,8	15,8	20	15,8	22	19	16	11	19
Stärke der Überdeckungen	28,6	28,6	25	25	25	38	38	35	31,7	38	25,4	32	19	38
Höhe des Schiebers senkrecht zur Gleitfläche	264	264	235	208	220	295	372	350	226	240	254	166	80	208
Lichte Höhe der Seitenkanäle	104	108	103	103	25	134	134	110	40	44	—	—	—	—
Schieberstangendurchmesser	102	102	95	95	60	88	88	78	82	70	89	82,5	22	70
Hilfseinströmungskanal im Schieber, Höhe	102	101,6	95	95	60	88	88	78	82	70	57	28	19	57
Ausströmungskanal im Schieber, Höhe	36,5	41	36	37,6	25	75	75	54	40	55,6	48	17,5	12	28
	109,5	106	94,8	101	59	137	137	131	60	79	—	—	—	—

f) Rückenentlastungen für Flachschieber.

a) Bezeichnet f_e qcm die Summe der Querschnitte aller Einströmöffnungen, f_a qcm denjenigen der Ausströmöffnungen, p kg/qcm absolut den Schieberkastendruck, p_a kg/qcm absolut die Auspuffspannung im Zylinder, f qcm die Größe der Rückenfläche des Schiebers, die unter dem entlastenden Kondensatordruck p_c kg/qcm steht, so beträgt die andrückende Kraft

$$K_a = \sim p \cdot (B \cdot H - 0,5 \cdot f_e) - f_a \cdot p_a \text{ kg.} \quad (434)$$

Bei Penn-Schiebern für Niederdruckzylinder beträgt der entlastete Teil des Rückens:

$$f = 0,33 \text{ bis } 0,5 \cdot B \cdot H.$$

Die andrückende Kraft K_a wird demnach unter Berücksichtigung der Entlastung:

$$K'_a = K_a - (0,25 \text{ bis } 0,5 \cdot B \cdot H) p_c \text{ im Mittel: } 0,4 \cdot B \cdot H \cdot p_c \text{ kg}$$

$$K'_a = p (B \cdot H - 0,5 \cdot f_e) - f_a \cdot p_a = 0,4 \cdot B \cdot H \cdot (p - p_c) \text{ kg.} \quad (535)$$

Durchschnittlich beträgt der Flächendruck zwischen Schieber und Gleitfläche auf die Projektion des ganzen Schieberrückens bezogen etwa: 0,5 bis 0,8 kg/qcm.

Beispiel für einen ausgeführten Penn-Niederdruckschieber ist:

$$B = 180 \text{ cm, } H = 144,5 \text{ cm, } f_e = 26\,000 \text{ qcm, } f_a = 3\,000 \text{ qcm}$$

$$f = 11\,600 \text{ qcm, } p = 1,2 \text{ kg/qcm, } p_a = 0,25 \text{ kg/qcm, } p_c = 0,2 \text{ kg/qcm.}$$

Demnach wird, ohne Rücksichtnahme auf die Entlastung die andrückende Kraft:

$$K_a = \sim 26\,125 \text{ kg.}$$

Mit Rücksichtnahme auf die Entlastung:

$$K'_a = 26\,125 - 11\,600 = 14\,525 \text{ kg.}$$

Bei Annahme einer entlasteten Fläche von $0,4 \cdot B \cdot H = 10\,400$ qcm würde sich:

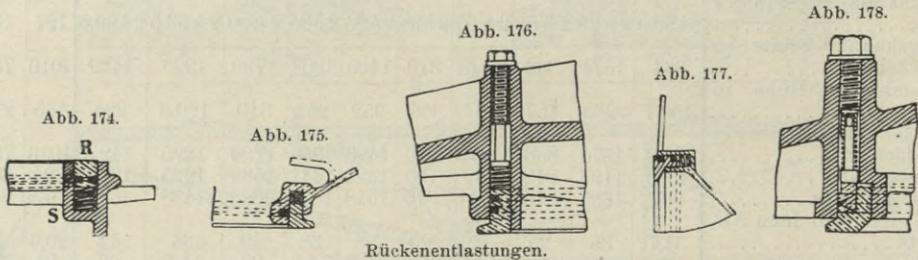
$$K'_a = 15\,725 \text{ kg}$$

ergeben.

Da zwischen Schieber und Gleitfläche eine Berührungsfläche von ~ 8850 qcm vorhanden ist, so beträgt der Flächendruck

$$\text{für den unentlasteten Schieber: } 26\,125 : 8850 = 2,95 \text{ kg/qcm}$$

$$\text{,, ,, entlasteten ,, : } 15\,725 : 8850 = 1,78 \text{ ,,}$$



Rückenentlastungen.

Auf die Projektion der gesamten Rückenfläche bezogen ergibt sich ein Druck zwischen Schieber und Spiegel für:

$$\text{den unentlasteten Schieber von } \sim 1 \text{ kg/qcm}$$

$$\text{,, entlasteten ,, ,, } \sim 0,6 \text{ ,,}$$

β) Anordnung der Entlastung für Flachschieber.

Verbindung des Entlastungsraumes mit dem Kondensator. Typische Formen zeigen Abb. 174—183 und Tafel 14, 15, 21.

Abb. 8 Bronzering R in den Rippen S des Schieberkastendeckels geführt; durch Federn, eingelegte Gummiplatte und Asbestzwischenlage angepreßt.

Abb. 9 Abdichtung durch Ramsbottom-Ring, Anpressung durch Feder.

Abb. 10 Abdichtung durch Ramsbottom-Ringe, Anpressung durch von außen nachstellbare Schrauben.

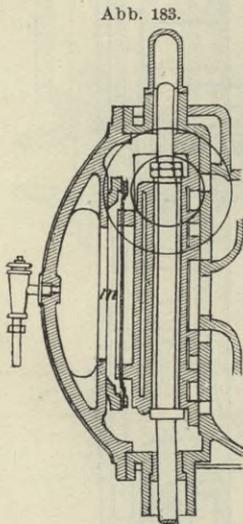
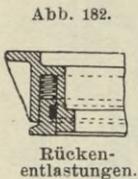
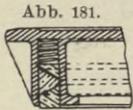
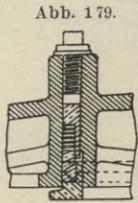


Abb. 174—176 für Maschinen mit 10 bis 12 kg/qcm Kesseldruck.

Abb. 177 für leicht gebaute Maschinen bis 15 kg/qcm Kesseldruck.

Abb. 178, 179 und 181 Abdichtung durch dreieckige Ringe, Hinterlage von Federn, nachstellbar, ausgeführt für Kriegsschiffe bis 20 kg/qcm Kesseldruck.

Abb. 178 und 179 ausgeführt für Handelsschiffmaschinen mit 12—14 kg/qcm Kesseldruck.

Tafel 21 Abb. 23—29 und Abb. 183 Membran-Abdichtung.

Tafel 14 Abb. 6—8 runder Rahmen auf dem Schieberücken verschraubt, in Aussparungen des Rahmens eingelegter Ring, gegen den Schieberdeckel angepreßt, Abdichtung durch seitlich eingelegte Federn.

Verlässliche Anordnungen sind zurzeit kaum vorhanden, Abb. 180 für einen Kreuzer.

γ) Gewichts-Entlastungskolben.

Material: Gußeisen, Stahlguß, bei Torpedobooten auch wohl Bronze. Befestigung auf der verlängerten Schieberstange mittels Konus und Gewinde. Massive Scheibe oder mit besonderem Rand für 2—3 federnde Gußeisen- oder Stahlringe, Oberseite meist mit dem Kondensator verbunden. Gehäuse Gußeisen mit aufgeschraubtem Deckel. Bezeichnet G kg das Gewicht des Schiebers, p kg/qcm absolut den Schieberkasten- druck, p_c kg/qcm den Kondensatordruck, d_k cm den Durchmesser der verlängerten Schieberstange, so ist zu setzen:

$$d = \sim \sqrt{\frac{1,28 \cdot G + d_k^2 \cdot p}{p - p_c}} \text{ cm.} \quad (536)$$

Beispiel. Für den Niederdruckzylinder einer Vierfach-Expansionsmaschine ist $G = 950$ kg, $d_k = 40$ mm, $p = \sim 2$ kg/qcm, $p_c = 0,20$ kg/qcm. Es folgt:

$$d = \sqrt{\frac{1,28 \cdot 950 + 16 \cdot 2}{1,8}} = 256 \text{ mm}$$

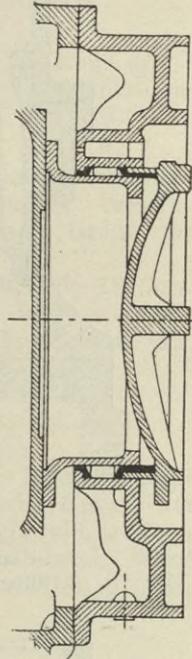
(ausgeführt 260 mm).

δ) Hilfszylinder von Joy (Abb. 184, 185).

Zweck, Ausgleich des Schiebergewichts und der Beschleunigungskräfte von Schieber und Steuerungsgestänge.

Anordnung für große Flach- und Kolbenschieber in Mitteldruck- und Niederdruckzylindern auf der verlängerten Schieberstange.

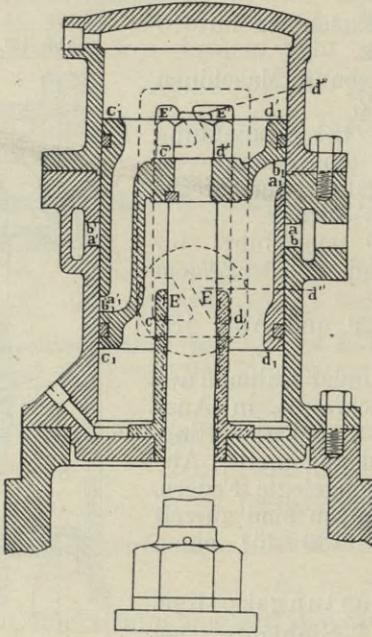
Abb. 180.



Rückenentlastung.

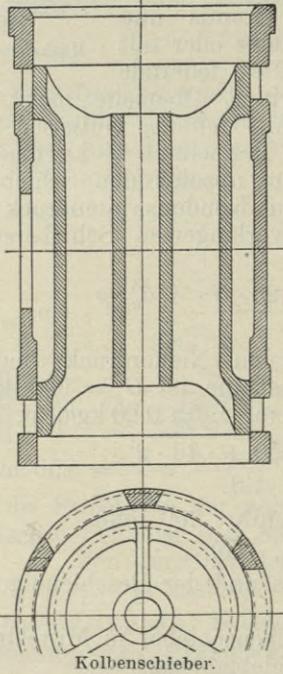
Wirkungsweise. Dampfeinströmung durch ab , $a'b'$, Einströmungskanal führt ringförmig um den Zylinder. Ausströmung durch EE und $E'E'$. Im Kolben Einströmung durch a_1b_1 und $a'_1b'_1$. In der Nähe der tiefsten

Abb. 184.



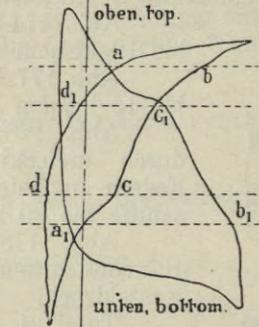
Hilfsschieber von Joy.

Abb. 186.



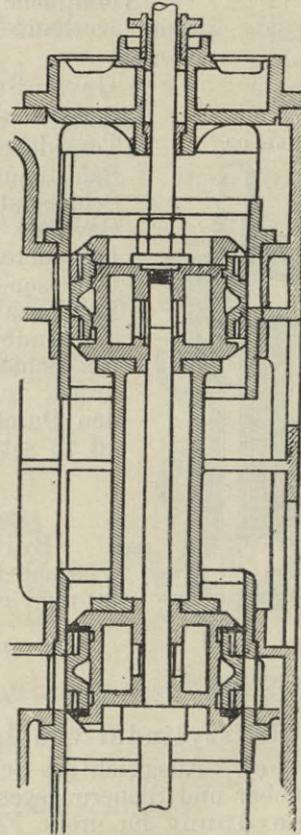
Kolbenschieber.

Abb. 185.



Dampfdiagramm zum Hilfsschieber von Joy.

Abb. 187.



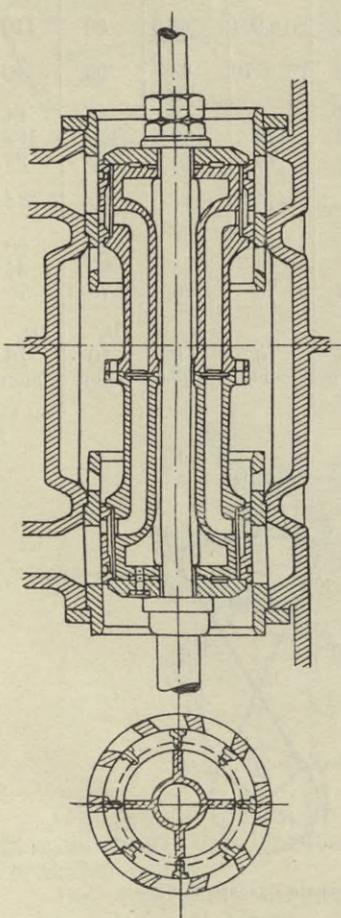
Kolbenschieber.

Kolbenstellung tritt der Dampf durch ab und a_1b_1 unter den Kolben. Die Einströmung ist beendet, wenn der Kolben in dieselbe Lage beim Aufgang kommt. Einströmungsperiode des Hilfsschiebers gleich der Voreinströmung. Ausströmung beginnt, wenn c, d_1 die Kante cd frei gibt, Kompression beginnt, wenn der Kolben in dieselbe Lage zurückgelangt. Die Ausströmung des Hilfsschiebers ist gleich der Vorausströmung. Die Einströmung auf der Unterseite ist zum Ausgleich des Schiebergewichts größer als auf der Oberseite.

Abb. 185 zeigt die Dampfverteilung.

	Beginn der Voreinströmung	Ende der Einströmung	Beginn der Vorausströmung	Ende der Ausströmung
Oberseite	a	b_1	c	d
Unterseite	a_1	b_1^1	c_1	d_1

Abb. 188.



Kolbenschieber.

Der Abdampf geht meist in den Schieberkasten des betreffenden Zylinders. Arbeitsverbrauch 15–25 PS. je nach Größe der Maschine.

2. Kolbenschieber (Abb. 186–189) und

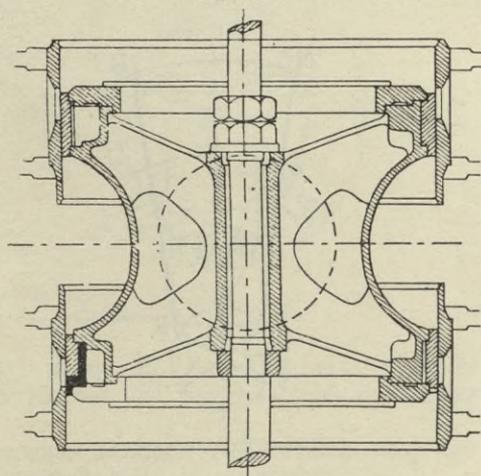
Tafel:	2,	14,	20,	25,
Abb.:	24–29,	1–2,	1–12,	18–22,
Tafel:	29,	39,	55,	
Abb.:	31–32,	1–11,	1–15.	

Wandstärke der Einsätze vgl. S. 77.

a. Ausführungsformen.

Kolben direkt auf der Schieberstange befestigt (Tafel 55, Abb. 3) oder Kolben auf einem Verbindungsrohr aufgeschraubt, letzteres häufig aus zwei Teilen bestehend, durch Flanschen in der Mitte verbunden (Abb. 187, 188).

Abb. 189.



Kolbenschieber.

Rohrschieber, Führung der Kolbenstange durch Naben, mittels Rippen mit dem Rohr verbunden. Deckelschrauben, Bronze, Muntzmetall usw.

b. Abdichtung.

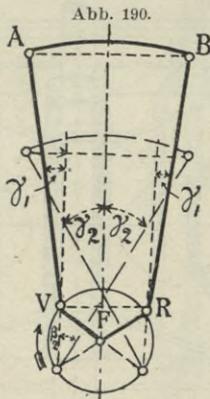
Bei Hilfsmaschinen (Abb. 186) und leicht gebauten Kriegsschiffen häufig ohne besondere Abdichtung (Tafel 55, Abb. 13).

Abdichtung durch federnde Ringe mit hintergelegten Federn oder vorwiegend aufgeschnittene und an der Schnittstelle wieder durch $\sim \frac{1}{2}$ " Schrauben verbundene Ringe, die ein Einlegen von Zwischenlagen zwecks Nachspannung ermöglichen, feste Ringe sind weniger zu empfehlen.

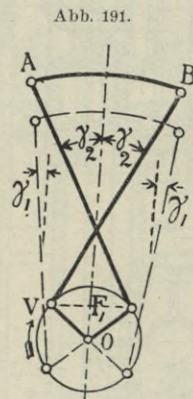
Zahlentafel Nr. 71.

Abmessungen ausgeführter Kolbenschieber.

Zylinderdurchmesser	254	549	540	901,7	—	610	—	692	1175	686
Kolbenhub	254	942	650	1219	—	1371	1295	1400	1400	1143
Schieberhub	102	166	—	145	203	216	165	Exz.470	Exz.420	196
Lichter Durchmesser oben/unten	144/138	324/321	301/299	463/457	438/418	356/343	295	445/440	800/795	311/306,5
Äußerer Durchmesser des Gehäuses oben/unten	171/162	397/387	341/327	528/516	510/490	442/403	346/443	500	860	361/351
Höhe des Einsatzes	298	1048	348	352	360	405	348	466	509	1220
Höhe der Einströmungsöffnungen	22	76	50	121	73	96 u. 264	63,5	80	110	183/65/65
Breite der Einströmungsöffnungen	75	84	69	—	65	76 u. 70	83	53	40	95/73
Anzahl der Einströmungsöffnungen	6	9	13	15	4	8	8	16	24	9
Höhe der Abdichtung	45	114	96	181	120	172	98,5	160	193	536
Dicke der Abdichtung	10	20	22	20	16	16	25	22	22	18
Durchmesser des Kanals im Schieber	98	198	175	279	—	476	—	—	574	—
Wandstärke des Kanals im Schieber	9	16	12,5	12,5	—	16	—	20	20	—
Dicke der Schieberstangenhülse	9	19	17	14	—	16	—	20	34	21
Durchmesser der Schieberstange	22	57	57	64	90	76	76	78	78	86
Durchmesser der Deckelschrauben	—	—	$\frac{7}{8}$ "	—	$\frac{7}{8}$ "	$\frac{3}{4}$ "	$\frac{3}{4}$ "	$1\frac{1}{2}$ "	$1\frac{1}{2}$ "	$\frac{7}{8}$ "
Anzahl der Deckelschrauben	—	—	8	—	8	6	8	10	18	8
Einströmung	innen	außen	außen	innen	außen	Trick	außen	innen	innen	innen



Offene Exzenterstangen.



Gekreuzte Exzenterstangen.

III. Umsteuerungen.

1. Die Umsteuerung von Stephenson.

a) Anordnung und Wirkungsweise.

α) Vorwärtsexzenter OV und Rückwärtsexzenter OR in der Regel symmetrisch zur Kurbelrichtung OK unter den Winkeln $90 + \delta$.

Bei unsymmetrischer Anordnung der Exzenter zur Kurbelrichtung läßt sich die lineare Voreilung für den Vorwärtsgang annähernd konstant halten, wobei aber eine Verschlechterung für den Rückwärtsgang eintritt.

β) Anordnung der Exzenterstangen.

Offene Exzenterstangen (Abb. 190) sind vorhanden, wenn bei unterer Totpunktstellung der Kurbel die beiden Angriffspunkte einer Exzenterstange am Exzenter und an der Kulisser auf derselben Seite der Vertikalen durch die Wellenmitte liegen.

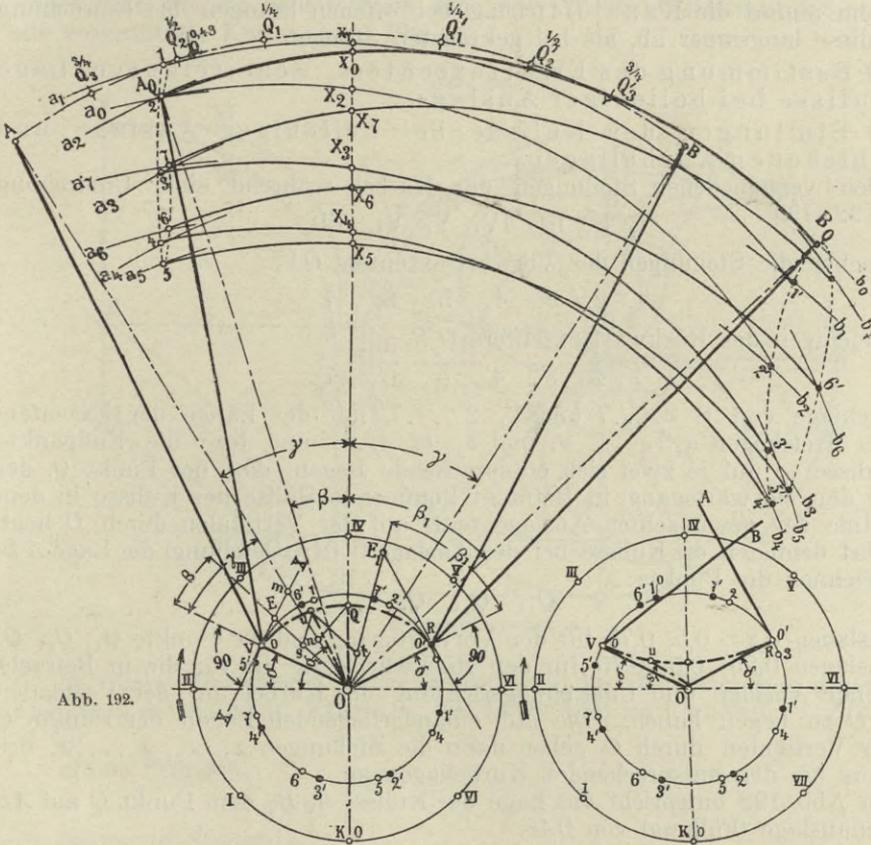


Abb. 192.

Abb. 193.

Statt OQ lies Oq .
Kulissersteuerung von Stephenson.

Gekreuzte Stangen (Abb. 191), wenn die Angriffspunkte je einer Exzenterstange bei derselben Lage der Kurbel auf verschiedenen Seiten der Vertikalen liegen.

Die Anordnung offener oder gekreuzter Stangen richtet sich nach der Anordnung der Maschine, die erstere Anordnung ist die häufigere.

γ) Wirkungsweise (Abb. 192 und 193).

Während für Vorwärtsgang bei ganzer Auslage der Kulisser die Bewegung des Schiebers durch das Vorwärtsexzenter OV , für Rückwärtsgang durch das Rückwärtsexzenter OR bestimmt wird, wirken in beliebiger Stellung der Kulisser beide Exzenter auf die Schieberbewegung ein. Der Einfluß beider Exzenter läßt sich durch die Wirkung eines Ersatzexzenter darstellen, dessen Größe und Voreilungswinkel sich für jede Auslage der Kulisser ändert.

Der Angriffspunkt der Exzenterstange an dem Ersatzexzenter liegt für verschiedene Auslagen der Kulisse auf eine Kurve, deren Gestalt nach den vereinfachenden Voraussetzungen verschieden ist (Parabel, Spirale, Kreis).

Unterschied der Wirkungsweise offener und gekreuzter Stangen.

Hauptunterschied liegt in der Voreilung. Offene Stangen kommen häufiger zur Verwendung, weil in der Regel eine Zunahme der Voreilung (offene Stangen) einer Abnahme (gekreuzte Stangen) vorzuziehen ist und beim Einrücken der Kulisse bei beiden Anordnungen die Expansion eher beginnt; außerdem nimmt die Kanalöffnung bei offenen Stangen bei Einrückung der Kulisse langsamer ab, als bei gekreuzten Stangen.

b) Bestimmung des Ersatzexzenters, Scheitelkurve, Lage der Kulisse bei beliebiger Auslage.

a) Stellungen der Kulisse bei beliebiger Auslage und verschiedenen Kurbellagen.

Den verschiedenen Stellungen der Kurbel während einer Umdrehung (Abb. 192. 193).

I, II, III, IV, V, VI, VII

entsprechen die Stellungen des Vorwärtsexzenters OV ,

1, 2, 3, 4, 5, 6, 7

und diejenigen des Rückwärtsexzenters OR ,

1', 2', 3', 4', 5', 6', 7'.

Schläge von 1, 2...7 und 1', 2'...7' mit der Länge der Exzenterstangen Kreisbogen a_1, a_2, \dots, a_7 und b_1, b_2, \dots, b_7 und lege die Endpunkte der Kulisse so auf je zwei sich entsprechende Bogen, daß der Punkt Q , der die für den Vorwärtsgang in Betracht kommende Hälfte der Kulisse in dem Verhältnis der gewünschten Auslage teilt, auf der Vertikalen durch O liegt.

Hat demnach die Kulisse bei der Auslage 0 (Mittelstellung) die Lage AB , so bezeichnen die Punkte:

Q_1, Q_2, Q_3

die Auslagen 0,25, 0,5, 0,75 für den Vorwärtsgang und die Punkte Q'_1, Q'_2, Q'_3 die Auslagen 0,25, 0,5, 0,75 für den Rückwärtsgang die für die in Betracht kommende Auslage und Umdrehungsrichtung der Kurbel auf der Vertikalen durch O zu liegen haben. Die auf einanderfolgenden Lagen der Punkte Q auf der Vertikalen durch O geben dann die Stellungen $x_1, x_2, x_3, \dots, x_7$ des Schiebers bei den entsprechenden Kurbellagen an.

In Abb. 192 entspricht die Lage der Kulisse $A_Q B_Q$ dem Punkt Q auf AB Kulissenauslage (Füllung) von 0,48.

β) Ermittlung der Größe und Voreilungswinkels des Ersatzexzenters.

Bezeichnet $A_Q B_Q$ die Lage der Kulisse für die Auslage Q (Abb. 192) in der Totpunktlage OK der Kurbel, ist also Q in die Lage x_0 gekommen, so ergibt sich die Größe O_u und der Voreilungswinkel δ_1 des Ersatzexzenters für diese Lage der Kulisse, wenn:

$$AB = A_Q B_Q = l, \quad QB = x_0 B_Q = l_1, \quad QA = x_0 A_Q = l_2 = l - l_1$$

gesetzt werden, indem $XX \perp OV$, $YY \perp OR$, an OV und OR die Winkel β und β_1 angetragen werden und EO in s in dem Verhältnis:

$$OE : Os = l : l_1$$

sowie $E_1 O$ in t in dem Verhältnis: $OE_1 : Ot = l : l_2$ geteilt werden, so daß:

$$Os = OE \cdot \frac{l_1}{l} \quad \text{und} \quad Ot = OE_1 \cdot \frac{l_2}{l}.$$

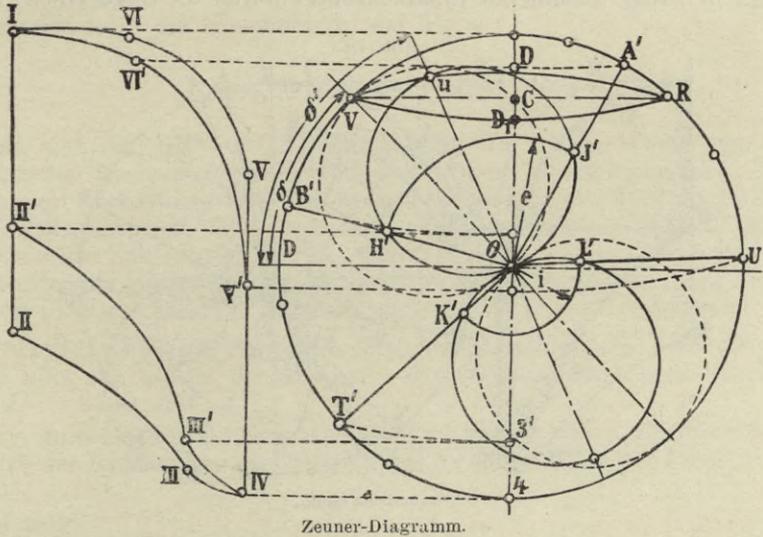
Die Parallelen zu OE und OE_1 durch s und t schneiden sich in dem Endpunkt u des Ersatzexzentrers Ou , dessen Voreilungswinkel $\delta_1 = HOu$ ist.

Für die Mittellage AB (Auslage Null) der Kulisse ergibt sich das Ersatzexzenter Oq , wenn die Strecke Om (m Schnittpunkt vom XX mit AO) in n halbiert und $nq \parallel OB$ gezogen wird.

Für die Zwecke der Praxis ergibt sich die Scheitelkurve genügend genau durch einen durch die Punkte V, q und R geschlagenen Kreisbogen.

Für gekreuzte Stangen ergibt sich auf Grund einer ganz entsprechenden Konstruktion für die Scheitelkurve eine dem Wellenmittelpunkt die erhabene Seite zuwendende Kurve (Abb. 194).

Abb. 194.



Zeuner-Diagramm.

In etwas einfacherer Weise ergibt sich die als Kreisbogen gezeichnete Scheitelkurve, wenn $VC = \frac{1}{2} VR$ (Abb. 194) im Verhältnis $1:2L$ geteilt und für

$$\text{offene Stangen:} \quad CD = VC \cdot \frac{l}{2L},$$

$$\text{gekreuzte Stangen:} \quad CD_1 = VC \cdot \frac{l}{2L}$$

gemacht wird, $L =$ Länge der Exzenterstange.

Die durch VDR bzw. VD_1R gelegten Kreisbogen entsprechen den Scheitelkurven für offene bzw. gekreuzte Stangen.

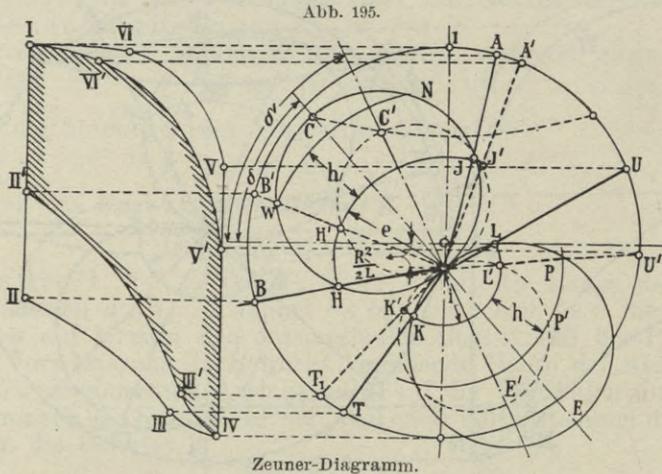
Die Dampfverteilungsperioden I', II' usw. (Abb. 194) entsprechen der nicht ganz ausgelegten Kulisse mit dem Voreilungswinkel δ' . Für größte Füllung sind die Exzenterkreise punktiert eingetragen.

7) Die Berücksichtigung der endlichen Länge der Pleuelstange läßt sich (Abb. 195) ohne Bogenprojektion der Kurbelzapfenstellungen erreichen, wenn man den Mittelpunkt für die Kurbelstellungen um die Strecke $R^2:2L$ ($L =$ Länge der Pleuelstange) auf der Kolbenweglinie nach unten verschiebt. In Abb. 195 ist zugleich die Scheitelkurve für gekreuzte Exzenterstangen eingetragen, ebenso die Änderung der Dampfverteilung für nicht voll ausgelegte Kulisse, bezeichnet durch die Punkte I', II', III' usw.

δ) Ist die Scheitelkurve bekannt, so ergibt sich Größe und Lage des Ersatzexzentrers für eine beliebige Auslage der Kulisse (s. Abb.), indem man für den Vorwärtsgang den Bogen VD für offene Stangen in u in demselben Verhältnisse teilt, wie der der Auslage der Kulisse (s. Abb.) entsprechende Punkt Q , die Kulissenhälfte für Vorwärtsgang teilt. Dem Ersatzexzenter Ou entspricht der Voreilwinkel δ (Abb. 194), für Rückwärtsgang ist entsprechend Bogen DR zu teilen.

Für gekreuzte Stangen ist die Teilung auf dem Bogen VD_1R vorzunehmen.

ε) Ist die Konstruktion der Kulisse derart, daß bei irgend einer Auslage der Stein sich über die Angriffspunkte der Exzenterstange hinwegbewegt hat, sich also nicht zwischen oder gerade über den Angriffspunkten befindet, so ist das in Frage kommende Ersatzexzenter durch die Lage eines Punktes P



für den Vorwärtsgang und P_1 für den Rückwärtsgang bestimmt, die auf der Verlängerung der Scheitelkurve liegen, so daß der in Betracht kommende Teil der Scheitelkurve in demselben Verhältnis geteilt wird, wie der entsprechende Teil des Kulissenbogens.

ξ) Die Gleichung der Scheitelkurve unter Annahme einer Parabel lautet, L = Länge der Exzenterstange:

$$y = \frac{l}{2 \cdot L \cdot r \cdot \cos \delta} \cdot x^2 \pm \left[r \cdot \sin \delta \pm \frac{l}{2 \cdot L} \cdot r \cdot \cos \delta \right] \quad (537)$$

oder, wenn die Kulisse um a aus ihrer Mittellage ausgelegt ist:

$$y = r \cdot \left(\sin \delta \pm \frac{l^2 - 4 \cdot a^2}{2 \cdot l \cdot L} \cdot \cos \delta \right), \quad x = r \cdot \frac{2 \cdot a}{l} \cdot \cos \delta, \quad (538)$$

wobei + für offene, - für gekreuzte Stangen gilt.

η) Die Anordnung offener und gekreuzter Stangen auf die Dampfverteiler ergibt sich aus folgender Zusammenstellung.

Bei eingerückter Kulisse ändern sich die Schieber-elemente folgendermaßen:

	Ersatz-exzenter	Voreilungswinkel des Ersatzexzentrers	Schieber-hub	Kanal-öffnung	Voreilung	Ende der Füllung	Kom-pression	Voraus-strömung
Offene Stangen . .	nimmt ab	nimmt zu	nimmt ab	nimmt ab	nimmt zu	früher	nimmt zu	nimmt zu
Gekreuzte Stangen	nimmt ab	nimmt zu	nimmt ab	nimmt ab	nimmt ab	früher	nimmt ab	nimmt ab

Der Schieberhub nimmt bei offenen Stangen schneller ab als bei gekreuzten. Als Nachteil der Verminderung des Schieberhubes ist die damit verbundene Verkleinerung der Kanalquerschnitte zu bezeichnen, als Vorteil die Verhinderung der allzu großen Zunahme der Voreilung.

9) Die Ausweichung ξ des Schiebers aus seiner Mittellage für eine Auslage a der Kulisse aus der Mittellage und für einen beliebigen Kurbelwinkel φ ergibt sich zu:

$$\xi = r \cdot \left[\left(\sin \delta \pm \frac{l^2 - 4 \cdot a^2}{2 \cdot l \cdot L} \cdot \cos \delta \right) \cdot \cos \varphi \pm \frac{2 \cdot a}{l} \cdot \cos \delta \cdot \sin \varphi \right]. \quad (539)$$

Das obere Zeichen gilt für offene, das untere für gekreuzte Stangen. Schreibt man die Gleichung in der Form:

$$\xi = r \cdot \left[x \pm y \cdot \frac{l}{L} \pm z \right] \quad (540)$$

so lassen sich mit Hilfe der Zahlentafeln 72, 73, 74 die Werte von ξ schnell als Vielfaches für verschiedene Kurbelstellungen, Voreilungswinkel, Kulissen- auslagen und Verhältnisse von $l : L$ finden, indem man aus Zahlentafel Nr. 73 den mit $l : L$ multiplizierten Wert von y , der zu δ und φ gehört, zu dem entsprechenden Wert von z aus Zahlentafel Nr. 74, addiert und die Summe für Vorwärtsgang zu dem betreffenden Wert von x aus Zahlentafel Nr. 72 hinzuaddiert, für Rückwärtsgang von diesem abzieht. Zwischenwerte von δ sind zu interpolieren.

Beispiel: Für eine Dreifach-Expansionsmaschine ist die Exzentrizität $r = 95$ mm, die Länge der Kulisse $l = 570$ mm, die Länge der Exzenterstange $L = 2150$ mm.

Wie groß ist die Schieberausweichung ξ bei Vorwärtsgang für eine Auslage $a = 0,75$ der Kulisse aus der Mittelstellung bei dem Kurbelwinkel $\varphi = 150^\circ$, $\delta = 40^\circ$.

Es folgt:

$$- \xi = 95 \cdot \left[\underset{\text{Zahlentafel Nr. 72}}{0,556} + \left(\underset{73}{\frac{570}{2150}} \cdot \underset{74}{0,145} + 0,287 \right) \right] = 83,5 \text{ mm.}$$

Zahlentafel Nr. 72.

Werte von x Gleichung (540).

Den unterstrichenen Werten von φ entsprechen negative Werte von x .

Werte von φ				Voreilungswinkel δ														
φ°				24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	44	46	48	50	52
30	<u>150</u>	<u>210</u>	330	0,352	0,379	0,407	0,433	0,453	0,485	0,508	0,534	0,556	0,572	0,600	0,624	0,644	0,664	0,682
60	<u>120</u>	<u>240</u>	300	0,203	0,219	0,235	0,250	0,265	0,279	0,299	0,308	0,321	0,335	0,347	0,359	0,372	0,383	0,394
	90	270		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0°	<u>180</u>	360		0,406	0,438	0,469	0,500	0,530	0,560	0,588	0,616	0,643	0,669	0,695	0,719	0,743	0,766	0,788

Zahlentafel Nr. 73.

Werte von y Gleichung (540).Den unterstrichenen Werten von φ entsprechen negative Werte von y .

φ°	Auslage der Kulisse aus der Mittellage für Vorwärts- oder Rückwärtsgang	Voreilungswinkel δ														
		24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	44	46	48	50	52
30	0,25	0,371	0,365	0,359	0,352	0,344	0,336	0,329	0,320	0,311	0,301	0,292	0,282	0,271	0,261	0,251
<u>150</u>	0,50	0,297	0,292	0,287	0,282	0,276	0,269	0,263	0,256	0,249	0,242	0,234	0,226	0,217	0,209	0,200
<u>210</u>	0,75	0,176	0,171	0,167	0,164	0,162	0,157	0,153	0,149	0,145	0,141	0,136	0,132	0,127	0,122	0,117
330	1,00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
60	0,25	0,214	0,211	0,207	0,203	0,199	0,194	0,190	0,185	0,180	0,174	0,169	0,164	0,157	0,151	0,145
120	0,50	0,172	0,169	0,166	0,163	0,159	0,155	0,152	0,148	0,144	0,139	0,135	0,130	0,125	0,121	0,116
<u>240</u>	0,75	0,100	0,098	0,096	0,095	0,093	0,091	0,088	0,086	0,084	0,081	0,079	0,076	0,073	0,070	0,067
300	1,00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
90	0,25	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
270	0,50															
270	0,75															
270	1,00															
0	0,25	0,428	0,421	0,415	0,407	0,397	0,390	0,380	0,370	0,360	0,349	0,338	0,326	0,315	0,302	0,289
<u>180</u>	0,50	0,342	0,337	0,333	0,325	0,318	0,311	0,304	0,296	0,287	0,279	0,270	0,260	0,251	0,241	0,231
<u>360</u>	0,75	0,200	0,197	0,193	0,189	0,185	0,181	0,177	0,173	0,168	0,162	0,157	0,152	0,147	0,141	0,135
	1,00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Zahlentafel Nr. 74.

Werte von z , Gleichung (540).Den unterstrichenen Werten von φ entsprechen negative Werte von z .

φ°	Auslage der Kulisse aus der Mittellage für Vorwärts- oder Rückwärtsgang	Voreilungswinkel δ														
		24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	44	46	48	50	52
0 ⁰	0,25	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0,50															
<u>180⁰</u>	0,75															
	1,00															
30 ⁰	0,25	0,114	0,112	0,110	0,108	0,106	0,104	0,101	0,098	0,095	0,094	0,089	0,087	0,083	0,080	0,077
<u>150⁰</u>	0,50	0,228	0,224	0,220	0,216	0,212	0,208	0,202	0,197	0,191	0,189	0,179	0,174	0,167	0,160	0,154
<u>210⁰</u>	0,75	0,342	0,336	0,330	0,324	0,318	0,312	0,303	0,295	0,287	0,282	0,269	0,261	0,250	0,241	0,231
330 ⁰	1,00	0,456	0,448	0,440	0,432	0,424	0,416	0,404	0,394	0,382	0,378	0,358	0,348	0,334	0,320	0,308
60 ⁰	0,25	0,202	0,195	0,191	0,187	0,184	0,180	0,175	0,171	0,166	0,161	0,156	0,151	0,145	0,139	0,133
120 ⁰	0,50	0,404	0,390	0,382	0,374	0,368	0,360	0,350	0,342	0,332	0,322	0,312	0,302	0,290	0,278	0,266
<u>240⁰</u>	0,75	0,606	0,585	0,573	0,561	0,552	0,540	0,525	0,513	0,498	0,483	0,468	0,453	0,435	0,417	0,399
300 ⁰	1,00	0,808	0,780	0,764	0,748	0,736	0,720	0,700	0,684	0,664	0,644	0,624	0,604	0,580	0,556	0,532
90 ⁰	0,25	0,228	0,224	0,220	0,216	0,212	0,208	0,202	0,197	0,192	0,188	0,179	0,174	0,167	0,161	0,154
	0,50	0,456	0,448	0,440	0,432	0,424	0,416	0,404	0,394	0,384	0,376	0,367	0,348	0,334	0,322	0,308
<u>270⁰</u>	0,75	0,684	0,672	0,660	0,648	0,636	0,624	0,606	0,591	0,576	0,564	0,537	0,348	0,334	0,322	0,308
	1,00	0,912	0,896	0,880	0,864	0,848	0,832	0,808	0,788	0,768	0,752	0,734	0,696	0,664	0,644	0,616

Bei größter Füllung für Vorwärts- und Rückwärtsgang ist L die Entfernung des Schiebers vom Wellenmittel O (offene und gekreuzte Stangen), Hub des Schiebers: $2 \cdot r$ (offene und gekreuzte Stangen).

c) Länge der Exzenterstange, Krümmung und Aufhängung der Kulissen.

a) Entfernung des Schiebers vom Wellenmittel O bei der Mittelstellung der Kulisse (Abb. 190, 191).

	Höchste Stellung	Tiefste Stellung	Mittelstellung	Schieberhub
Offene Stangen ...	$L \cdot \cos \gamma_1 + OF$	$L \cdot \cos \gamma_2 - OF$	$0,5 \cdot L (\cos \gamma_1 + \cos \gamma_2)$	$L \cdot (\cos \gamma_1 - \cos \gamma_2) + 2 \cdot OF$
Gekreuzte Stangen	$L \cdot \cos \gamma_2 + OF_1$	$L \cdot \cos \gamma_1 - OF_1$	$0,5 \cdot L \cdot (\cos \gamma_1 + \cos \gamma_2)$	$2 \cdot OF_1 - L \cdot (\cos \gamma_1 - \cos \gamma_2)$

β) Länge der Exzenterstange ist möglichst groß zu wählen, vgl. S. 234.

γ) Angriffspunkt der Exzenterstangen.

In der Mittellinie der Kulisse bei Stangenkulissen.

Unterhalb der Mittellinie der Kulisse bei Schlitzkulissen. Bei schiefer Kulissenstellung ist hier eine geringe Tieferstellung des Steins vorhanden, also kleine Änderung der Dampfverteilung.

δ) Krümmung der Kulisse.

Der mittlere Bogen der Kulisse ist möglichst annähernd mit dem Radius L der Exzenterstange vom Mittelpunkt des Exzenters aus zu schlagen.

Als Mittelpunkt wird auch manchmal der Schnittpunkt des horizontalen Durchmessers des Exzenterkreises mit der Geraden gewählt, die bei ganz für den Vorwärtsgang ausgelegter Kulisse, die Mitte der Kulisse mit dem Endpunkt des Rückwärtsexzenters verbindet, wenn die Kurbel in ihrem Totpunkt steht, Radius ebenfalls $\sim L$.

Pfeilhöhe der Kulisse (Abb. 190, 191):

$$f = 0,5 \cdot L \cdot (2 - \cos \gamma_1 - \cos \gamma_2). \quad (541)$$

e) Länge der Kulisse zwischen den Angriffspunkten der Exzenterstangen:

$$5,5 \cdot r \text{ bis } 6,5 \cdot r.$$

ζ) Aufhängung der Kulisse in der Mitte der Kulisse häufig für Kriegsschiffe, um gleiche Dampfverteilung für beide Drehrichtungen der Kurbel zu erhalten, am Angriffspunkt der Vorwärtsexzenterstange, meist bei Handelsschiffen, wobei die Dampfverteilung für den Vorwärtsgang günstiger, für den Rückwärtsgang ungünstiger wird.

d) Neuentwurf einer Kulissensteuerung.

Die Dampfverteilung durch das Indikatordiagramm ist als gegeben anzusehen (Abb. 194, 195) und die größte Füllung, die Vorausströmung und die Kompression zugrunde zu legen.

Unter diesen Annahmen ergibt sich Voreilwinkel, Exzentrizität und die Einlaß- und Auslaßüberdeckung, deren Größen hier in ihrem gegenseitigen Verhältnis auftreten. Besonders ist darauf zu achten, daß das lineare Voreilen groß genug ausfällt.

Die Kanalhöhe h ist dann in das Schieberdiagramm einzutragen und möglichst so klein, daß bei der größten Füllung der Einlaß ganz oder wenigstens annähernd freigegeben wird.

Bei der Wahl der Kanalhöhe ist jedoch darauf zu achten, daß der ganze Kanalquerschnitt genügend groß und die Dampfgeschwindigkeit nicht unzulässig klein wird.

Nach der Annahme von h steht der Maßstab des Schieberdiagramms fest und damit auch das Ausführungsmaß der größten Exzentrizität. Fällt diese zu groß aus und erscheint die Änderung der Kanalweite im Diagramm nicht zulässig, so ist ein Schieber mit mehrfacher Eröffnung und eventuell ein größerer Wert der Kanalweite zu wählen, so daß sich kleinere Werte für die Abmessung der Exzentrizitäten ergeben.

Nach Festlegung der Schieberelemente für die größte Füllung ist die Konstruktion für etwa zwei Zwischenlagen der Kulissee zu wiederholen, wobei, wenn sich z. B. unzulässige Werte für die Kompression ergeben, häufig einzelne Elemente für die größte Füllung geändert werden müssen.

d) Steuerungsgestänge.

a) Größte Kraft S zur Bewegung des Schiebers.

1. S setzt sich für stehende Maschinen zusammen aus dem Gewicht G des Schiebers, den auftretenden Reibungswiderständen W und der Beschleunigungskraft J des Schiebers.

$$S = G + W + J.$$

Da das Gewicht G beim Entwurf in den seltensten Fällen bekannt ist, so pflegt man die Schieberreibung so groß vorzunehmen, daß G und J mit berücksichtigt werden.

2. Die Schieberreibung W besteht im wesentlichen aus der durch die Anpressungskraft K_a des Schiebers gegen die Gleitfläche entstehenden Reibung und der nicht bestimmaren Stopfbüchsenreibung.

Für Flachschieber wird der Anpressungsdruck K_a durch den für jede Schieberstellung veränderlichen Unterschied der Dampfdrucke auf die Fläche F des Schieberrückens und die Innenseite des Schiebers bestimmt.

Bezeichnet p den Druckunterschied, f den Reibungskoeffizienten, so setzt man:

$$K_a = F \cdot p = H \cdot B \cdot p, \quad (542)$$

$$W = F \cdot p \cdot f = H \cdot B \cdot p \cdot f. \quad (543)$$

oder seltener:

$$W = 2 \cdot h \cdot b \cdot p \cdot f.$$

Für Kolbenschieber ist W bestimmt durch die Reibung der Dichtungsringe gegen die Gleitfläche, wenn Dampf hinter erstere getreten ist.

Bei Mehrfach-Expansionsmaschinen wird für alle Zylinder als Reibung diejenige des am meisten belasteten Flachschiebers, in der Regel desjenigen im Niederdruckzylinder, gewählt.

Werte von f .

In Wirklichkeit ist für sämtliche Zylinder f kaum größer als $\sim 0,05-0,08$.

Für die Berechnung des Gestänges pflegt man jedoch zu setzen für:

Hochdruckzylinder	Mitteldruckzylinder	Niederdruckzylinder
$f = 0,12-0,16$	$f = 0,18-20$	$f = 0,16-0,20$

Werte von p kg/qcm: Für gewöhnlich ist es völlig genügend $p = 2$ kg/qcm zu wählen, wenn der Niederdruckzylinder Flachschieber besitzt und zu setzen:

$$S = 0,4 \cdot F = 0,4 \cdot B \cdot H \text{ kg} \quad (544)$$

oder was ebenfalls genügend starke Verhältnisse ergibt:

$$S = 1,6 \cdot h \cdot b \text{ kg}, \quad (545)$$

3. Sind außer dem Niederdruckzylinder noch andere Zylinder mit Flachschiebern versehen, so kann der in Rechnung zu stellende Druck p kg/qcm (Überdruck) aus folgender Zahlentafel entnommen werden.

Zahlentafel Nr. 75.

Druck p kg/qcm auf die Schieberfläche.

	Kesselüberdruck kg/qcm														
	Zweifach-Expansionsmaschine					Dreifach-Expansionsmaschine					Vierfach-Expansionsmaschine				
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	14	15	16	
Hochdruckzylinder ...	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	14	15	16	
1. Mitteldruckzylinder	—	—	—	—	—	4-5	4,5-5,5	5-6	5,5-6,5	6-7,5	6,5-8	6,5	7	7,5	
2. Mitteldruckzylinder	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2,2	2,4	2,6	
Niederdruckzylinder .	1,8	2	2,4	2,6	2,8	1,2-2	1,3-2,2	1,4-2,4	1,6-2,6	1,8-2,8	2-3	1,2	1,3	1,4	

4. Für schnelllaufende Maschinen kann der Beschleunigungsdruck J Bedeutung gewinnen.

$$J = \frac{G \cdot r \cdot n^2}{98000} \text{ kg,} \quad (546)$$

worin r in cm einzusetzen ist.

Demnach ist für schnelllaufende Maschinen zu setzen:

$$S = 0,4 \cdot F + 0,00001 \cdot G \cdot r \cdot n^2 \text{ kg.} \quad (546a)$$

Beispiel. Für eine Dreifach-Expansionsmaschine von $N_i = 2500$ PS beträgt die Rückenfläche des Mitteldruckschiebers (Trick) $89,5 \cdot 91,4$ cm, diejenige des Niederdruckzylinders (Penn) $116,5 \cdot 152,4$ cm, der Kesselüberdruck beträgt 15 kg/qcm.

Demnach beträgt die für die Schieberbewegung aufzuwendende Kraft im Mittel nach Zahlentafel Nr. 75.

Mitteldruckzylinder:

$$S = 89,5 \cdot 91,4 \cdot 6,75 \cdot 0,19 = 10\,500 \text{ kg,}$$

Niederdruckzylinder:

$$S = 116,5 \cdot 152,4 \cdot 2,5 \cdot 0,18 = 8\,000 \text{ kg.}$$

Das Gestänge ist also auf etwa $10\,000$ kg zu berechnen. Nach Formel Nr. 544 würde sich ergeben:

$$S = \sim 0,4 \cdot 116,5 \cdot 152,4 = 7100 \text{ kg.}$$

β) Schieberstange (Abb. 196) und

Tafel: 38, 47,

Abb.: 17, 6.

Material: Schmiedestahl, auf Kriegsschiffen häufig in Öl getempertem Nickelstahl.

Muttern häufig aus Komposition.

1. Berechnung der Abmessungen. Kerndurchmesser im Gewinde: d cm.

Stangen für Flachschieber.

Beanspruchung auf Zug:

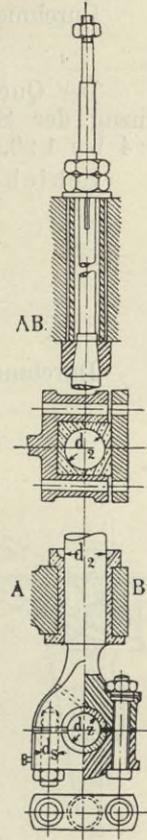
Handelsschiffe: $k_z = 100-300$ kg/qcm

$$d = 0,103 \cdot \sqrt{S} \text{ cm bis } 0,07 \cdot \sqrt{S} \text{ cm,} \quad (547)$$

Kriegsschiffe: $k_z = 300-550$ kg/qcm

$$d = 0,065 \cdot \sqrt{S} \text{ cm bis } 0,055 \cdot \sqrt{S} \text{ cm.}$$

Abb. 196.



Schieberstange.

Legt man, wie meist üblich, den Kerndurchmesser d_n der Niederdruck-Schieberstange zugrunde, so kann auch gesetzt werden:

$$d_n = \sim 0,05 \cdot \sqrt{S} + 0,6 \text{ cm.}$$

Stangen für Kolbenschieber.

Beträgt p kg/qcm der Druck im Schieberkasten und ist D cm der größte Durchmesser des Kolbenschiebers, so kann gesetzt werden für Maschinen mit Kolbenschiebern für alle Zylinder:

$$d = 0,01 (p + 7) \cdot D \text{ cm.}$$

Für d ist der größte Wert zu wählen, der sich für die einzelnen Kolbenschieber ergibt.

Für die Schieberstange des Grundschiebers bei Expansionssteuerungen ist d wegen der vermehrten Reibung um 5–8% zu vergrößern.

Durchmesser der Schieberstange in der Stopfbüchse:

$$d_1 = 1,5 \cdot d \text{ bis } 1,8 \cdot d,$$

Durchmesser der Schieberstange in der Führung:

$$d_2 = 1,05 \cdot d_1 \text{ bis } 1,12 \cdot d_1,$$

Der Querschnitt in der Führung findet sich auch quadratisch.

Anzug der Stange zur Aufnahme des den Schieber tragenden Stahlringes: 1:4 bis 1:6.

Schieberstangenkopf. Lagerlänge l_z cm, Lagerdurchmesser d_z cm

$$l_z = 0,75 \cdot d_z \text{ bis } d_z,$$

$$d_z \cdot l_z \cdot k = S,$$

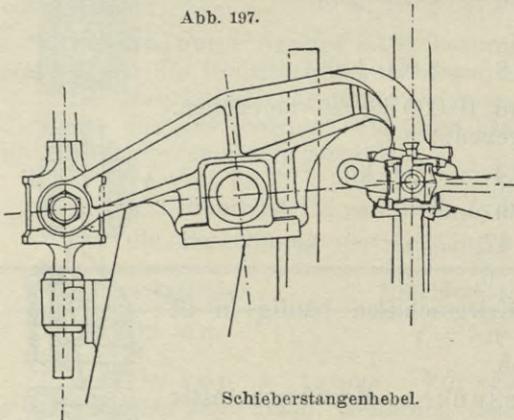
(547 a)

$$k = 50 \text{ kg/qcm bis } 75 \text{ kg/qcm,}$$

$$d_z = 0,1 \cdot \sqrt{S} \text{ cm bis } 0,15 \cdot \sqrt{S} \text{ cm}$$

Dnrchmesser der Deckelbolzen: $d_s = \sim 0,5 \cdot d + 5 \text{ mm.}$

Abb. 197.



2. Bei seitlicher Lage der Schieberkasten gegen die Zylinder wird die Einschaltung eines doppelarmigen Hebels zwischen Kulissenstein und Schieberstange erforderlich (Abb. 197). Am

Schieberstangenende häufig Gabelung des Hebels. Material Stahlguß mit I Querschnitt, geschmiedeter Stahl mit I Querschnitt. Über oder unterhalb des Hebelangriffs Führung der Schieberstange erforderlich.

Bezeichnen a und a_1 in cm die Hebelarme vom Drehpunkt bis zur Schieberstange bzw. zum Kulissenstein, b und h in cm, die

Breite und Höhe am Drehpunkt, so kann gewählt werden:
für I Querschnitt:

$$h = \sim 0,3 \cdot a \text{ bis } 0,4 a,$$

$$b = \sim 40 \text{ bis } 60 \cdot \frac{S}{a \cdot k_b} \text{ cm,}$$

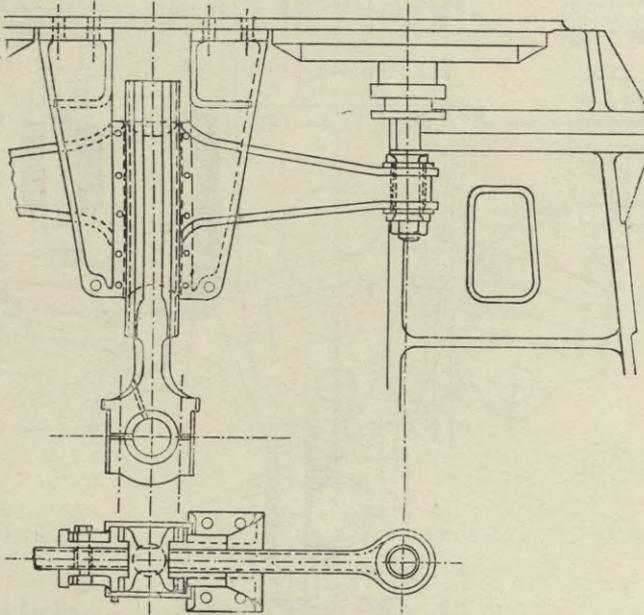
das gegabelte Ende erhält als Breite für die:

$$b_1 = \sim \frac{2}{3} \cdot b \text{ bis } \frac{3}{4} \cdot b.$$

Dieselben Abmessungen oder etwas schwächeres b für \perp Querschnitt, für Stahlguß: $k_b = \sim 350$ kg/qcm, für Schmiedestahl: $k_b = \sim 550$ kg/qcm. Dabei ist vorausgesetzt, daß der Übertragungshebel gerade oder nicht sehr stark gekröpft ist.

Die Zapfen des Hebels sind zu berechnen: Drehzapfen auf $\frac{S \cdot (a + a_1)}{a_1}$, Zapfen an der Schieberstange auf S , Zapfen an der Kulissee auf $S \cdot \frac{a}{a_1}$

Abb. 198.



Traverse für Antrieb von zwei Schiebern.

Zahlentafel Nr. 76.

Abmessungen ausgeführter Schieberstangen.

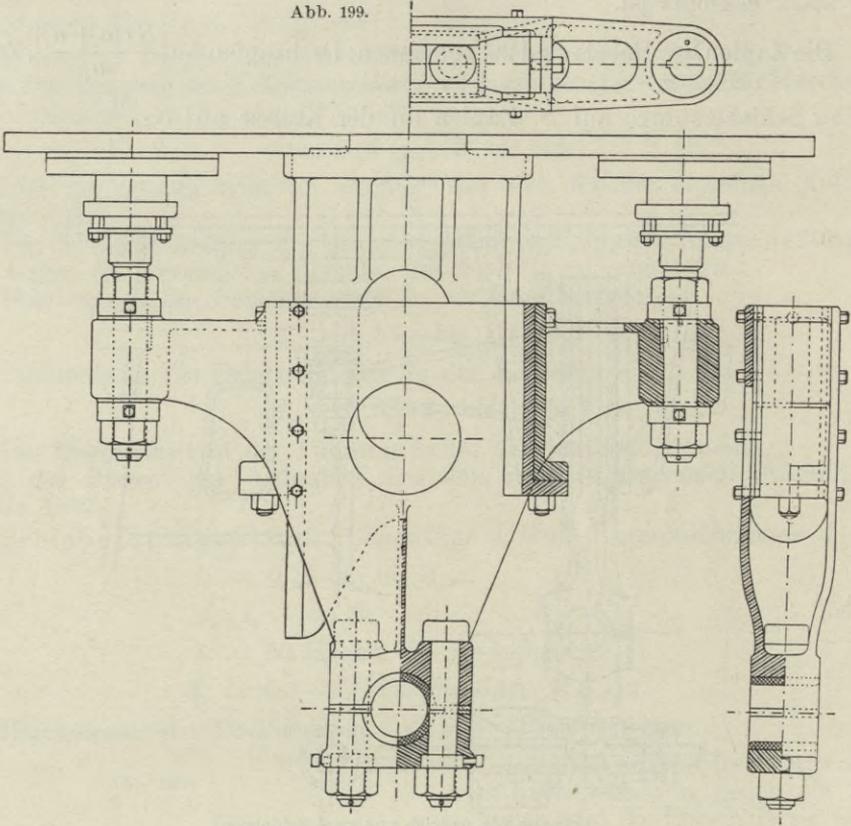
Durchmesser der Stange in der Führung..... mm	95 2 ○	102 □	102 □
Durchmesser der Stange zwischen Führung und Schieber	95,2	70	89
Durchmesser der Stange im Schieber..... "	76,2	57	57
Durchmesser der Stange für den Entlastungskolben	57	44	44
Höhe des Konus..... "	92	67	64
Durchmesser des Ringes zum Tragen des Schiebers..... "	165	127	127
Breite des Stangenkopfes	286	229	235
Stärke des Stangenkopfes	98	67	63
Kopfbolzen, Durchmesser	Zoll 1 $\frac{5}{8}$	1 $\frac{1}{4}$	1 $\frac{1}{4}$
Entfernung der Kopfbolzen	mm 205	152	159

Der Antrieb von zwei Schiebern von einem Kulissenstein (Abb. 198 und 199) erfolgt durch Traversen, Stahlguß oder geschmiedeter Stahl, die gute Führung erhalten müssen. Die Traversen sind als Freitragler durch die Schieberkraft S beansprucht. Augen in den Traversen oval.

γ) Die Kulisse.

Material. Für Frachtdampfer findet sich nicht selten Schmiedeeisen, meist für Handelsdampfer Stahlguß, für Kriegsschiffe geschmiedeter Stahl.

Abb. 199.

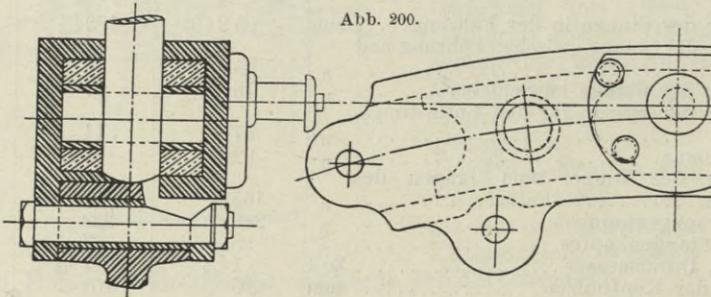


Traverse für Antrieb von zwei Schiebern.

1. Anordnung.

Rahmen für kleine Maschinen, für Barkassen usw. und für Rad-schiffsmaschinen.

Abb. 200.



Kulisse für Barkassen.

Aufhängung am Ende (Abb. 201), Aufhängung in der Mitte (Abb. 202) für zwei verschiedene Ausführungen.

Schildkulissen, Abb. 203 und Tafel: 15, 22, 38,
Abb.: 8-9, 7-8, 31-32.

Ausschließlich für größere Maschinen, für Heusinger- (Walschaert-) Steuerungen häufig Taschenkulissen.

(Abb. 200.) Kulisse für Beilboote amerikanischer Konstruktion*), bei denen die Zapfen in die Schieberstange warm eingesetzt sind.

2. Abmessungen der Kulissen.

Schlitzkulisse (Abb. 201 und 202).

Entfernung a der Angriffspunkte der Exzenterstangen:

$$a = 5,5 \cdot r \text{ bis } 6 \cdot r. \quad (548)$$

Mittlere Sehnenlänge a_1 im Schlitz, d Kerndurchmesser der Schieberstange.

$$a_1 = \sim 8,8 \cdot d + 40 \text{ mm.} \quad (549)$$

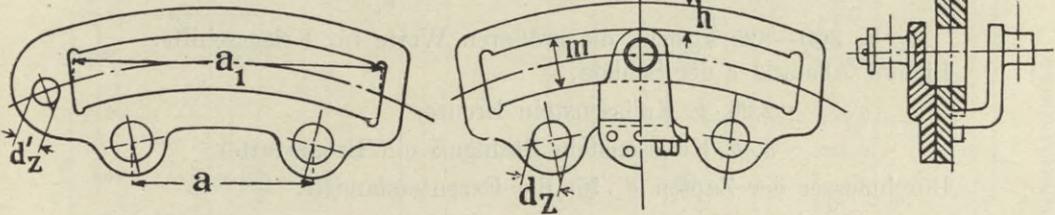
Höhe h :
$$h = 1,06 \cdot \sqrt[3]{\frac{S \cdot a_1}{k_b}} \text{ cm,} \quad (550)$$

$$k_b = 300\text{--}400 \text{ kg/qcm}$$

oder:
$$h = \sim 1,1 \cdot d + 10.$$

Abb. 201.

Abb. 202.



Schlitzkulisse.

Breite b :
$$b = \sim 1,1 \cdot d + 1 \text{ cm,} \quad (551)$$

oder:
$$b = 1,05 \cdot h \text{ bis } 1,15 \cdot h.$$

Zur Kontrolle:
$$b \cdot a_1 \cdot k = \sim 3,5 \cdot S, \quad (552)$$

$$k = \sim 30 \text{ kg/qcm.}$$

Höhe m des Schlitzes:
$$m = \sim 1,4 \cdot h \text{ bis } 1,7 \cdot h. \quad (553)$$

Auge d_z für den Zapfen der Exzenterstange:

mit Büchse:
$$d_z = \sim 0,85 \cdot b,$$

mit Lagerschalen:
$$d_z = \sim b.$$

Auge für den Zapfen der Hängestange.

Angriff der Hängestange am Ende der Kulisse:

$$d'_z = \sim 0,5 \cdot b \text{ bis } 0,52 \cdot b.$$

Zur Kontrolle:
$$d'_z = \sim 1,37 \cdot \sqrt[3]{S \cdot \frac{b}{k_b} \cdot \frac{r}{a}}.$$

Angriff der Hängestangen in der Mitte der Kulisse:

$$d'_z = \sim 0,70 \cdot b.$$

Zur Kontrolle:
$$d'_z = \sim 1,74 \cdot \sqrt[3]{S \cdot \frac{b}{k_b} \cdot \frac{r}{a}}. \quad (554)$$

*) Schiffbau, Bd. 4, S. 664.

Außerdem muß sein für beide Fälle:

$$d_z \geq \sqrt{\frac{S}{k} \cdot \frac{r}{a}} \quad (555)$$

$$k = 40-75 \text{ kg/qcm.}$$

Schildkulisse.

Entfernung der Angriffspunkte der Exzenterstangen:

$$a = 5,5 \cdot r \text{ bis } 6,5 \cdot r.$$

Entfernung der Distanzbolzen:

$$a_1 = 10 \cdot r \text{ bis } 13,25 \cdot r. \quad (556)$$

Schild: Höhe h , Dicke b :

$$h = 0,21 \cdot a \text{ bis } 0,25 \cdot a. \quad (557)$$

Die kleineren Koeffizienten für stärkere Schieberstangen:

$$h = \sim 2,75 \cdot b \text{ bis } 3,15 \cdot b,$$

$$h = 1,44 \text{ bis } 1,55 \cdot \sqrt[3]{S \cdot \frac{a}{k_b}} \text{ cm,}$$

$k_b = 300-825 \text{ kg/qcm}$, die größeren Werte für Kriegsschiffe.

Lichter Abstand c der Schilde:

$$c = \sim 2,26 \cdot b, \text{ Kulissenstein Bronze,}$$

$$c = \sim 3 \cdot b, \text{ Kulissenstein Stahlguß mit Bronzefutter.}$$

Durchmesser der Zapfen d_z für die Exzenterstangen:

$$d_z = \sim 1,58 \cdot \sqrt{\frac{S}{k_b}} \text{ cm} \quad (558)$$

Länge: $l_z = 0,85 \cdot d_z \text{ bis } d_z.$

Zur Kontrolle: $d_z \geq 0,7 \cdot \sqrt{\frac{S}{k}} \text{ cm; } k = \sim 40-75 \text{ kg/qcm.} \quad (559)$

Durchmesser d' der Distanzstücke: $d' = \sim 0,35 \cdot h.$

Durchmesser d_4 der Zapfen für die Hängestangen:

$$d_4 = \sim 2,2 \cdot \sqrt[3]{\frac{S}{k_b} \cdot \frac{r}{a}}, \quad (560)$$

außerdem muß sein: $d_4 \geq \sqrt{\frac{S}{k} \cdot \frac{r}{a}}; k = 40-75 \text{ kg/qcm.}$

ð) Kulissenstein.

Tafel: 38, 55,

Abb.: 33-6, 25-26.

1. Schlitzkulisse.

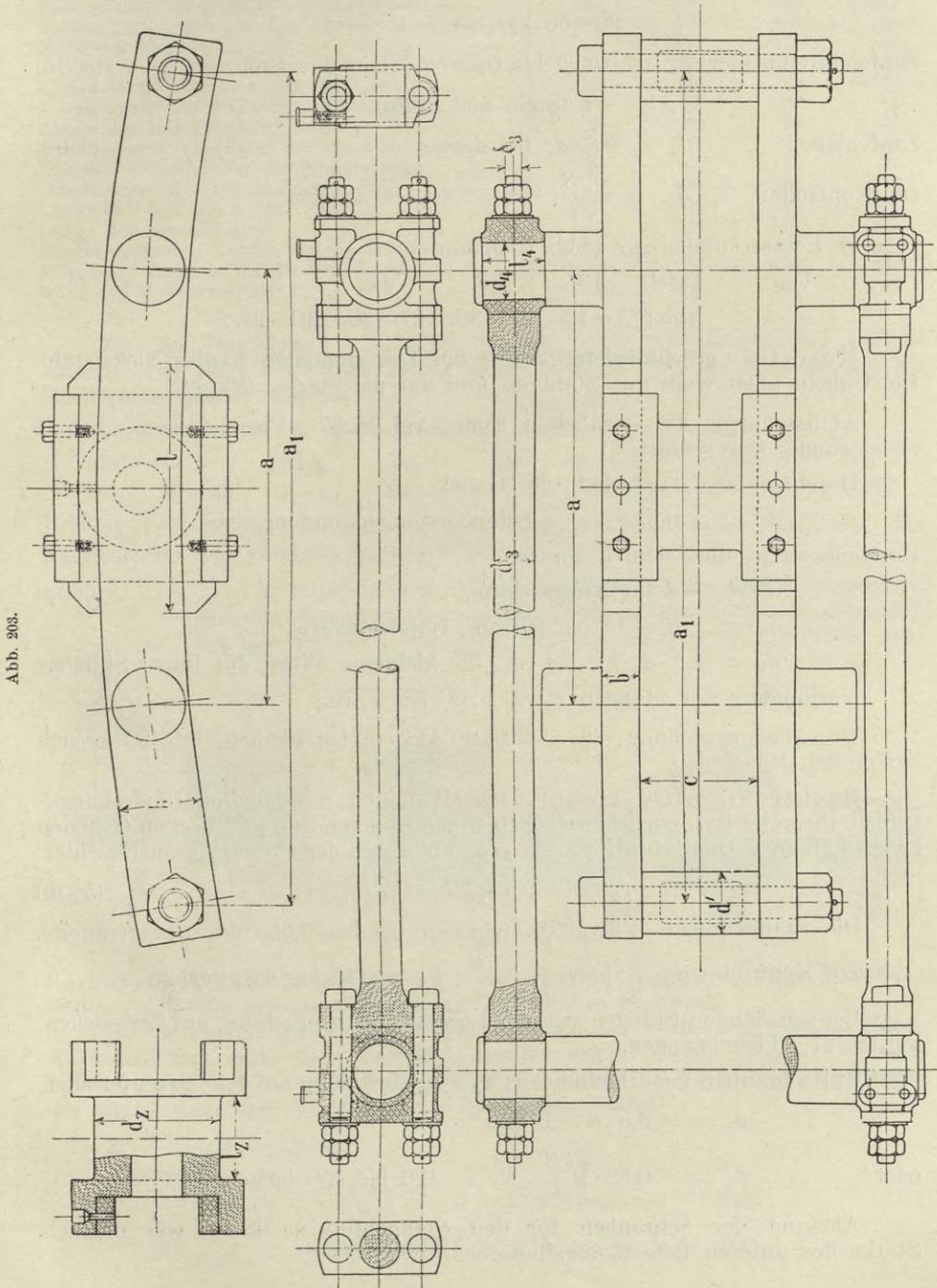
Zapfen des Kulissensteins:

$$d_z = 1,58 \cdot \sqrt{\frac{S}{k_b}}, \quad (560 \text{ a})$$

zur Kontrolle: $d_z = \sim 0,7 \cdot \sqrt{\frac{S}{k}}; k = 40-80 \text{ kg/qcm,} \quad (560 \text{ b})$

Länge des Steines: $l = \sim 0,28 \cdot a \text{ bis } 0,3 \cdot a,$

zur Kontrolle: $l \cdot b = \geq \frac{S}{k}$,
 $k = 20-50 \text{ kg/qcm}$, die größeren Werte für Kriegsschiffe.
 Höhe des Steines: $m = 1,4 \cdot h$ bis $1,7 \cdot h$ (Abb. 202).



2. Schildkulissee (Abb. 203).

Länge l des Steines: $l = 0,38 \cdot a$ bis $0,48 \cdot a$ (560 c)

zur Kontrolle: $l \cdot b = \frac{S}{2k}$,

$$k = 20-50 \text{ kg/qcm}$$

Zapfendurchmesser: $d_z = 0,5 \cdot h$ bis $0,55 \cdot h$ (Stein aus Bronze). (560 d)

$$d_z = \sim h \text{ (Stein aus Stahl),}$$

Zapfenlänge: $l_z = 0,8 \cdot d_z$ bis d_z , (560 e)

zur Kontrolle: $l_z \cdot d_z = \sim \frac{S}{k}$; $k = 40-80 \text{ kg/qcm}$.

ε) Exzenterstange (Abb. 210) und

Tafel: 13, 38, 47, 55,

Abb.: 7-12, 27-30, 27-30, 10-24.

Material, geschmiedeter Stahl, bei Torpedobooten häufig Nickelstahl. Die Gabeln auch wohl aus Stahlguß und auf die Stange gekeilt.

Abmessungen des gegabelten Endes vgl. S. 37. Pleuelstangen. Schaft meist runder Querschnitt.

Durchmesser d_0 unterhalb der Gabel:

$$d_0 = \sim 0,9 \cdot d, \quad d \text{ Schieberstangendurchmesser.} \quad (560 f)$$

Durchmesser d_u über dem Exzenter:

$$d_u = \sim d \text{ für Kriegsschiffe,} \quad (560 g)$$

$$d_u = \sim d + 15 \text{ bis } 20 \text{ mm, Handelsschiffe,}$$

$$d_u = 1,2 \cdot d_0 \text{ bis } 1,4 \cdot d_0, \text{ die kleineren Werte für kurze Stangen.}$$

Verjüngung der Stangen etwa 1:60 bis 1:70.

Druckbeanspruchung: $k_d = 40-60 \text{ kg/qcm}$ bei kleinen, $60-90 \text{ kg/qcm}$ bei großen Maschinen.

Rechteckiger Querschnitt für Maschinen mit höheren Umdrehungszahlen theoretisch vorzuziehen, jedoch runde Stangen aus praktischen Gründen zweckmäßiger. Querschnitt $f_0 = b_0 \cdot h_0$ unterhalb der Gabel, f_u am Exzenter:

$$f_0 = \sim 0,5 \cdot f_u \text{ bis } 0,7 \cdot f_u. \quad (560 h)$$

Die Stangendicke schwankt zwischen 0,3 bis 0,65 mal Stangenbreite.

Zur Kontrolle: $d_0^2 \cdot \frac{\pi}{4}$ bzw. $f_0 = \frac{S}{k_z}$; $k_z = 140$ bis 430 kg/qcm

Bei sehr langen Stangen von der Länge l , Beanspruchung auf Zerknicken, vgl. S. 37, Pleuelstangen.

Stiftschrauben vom Durchmesser d_s zur Befestigung auf dem Exzenterbügel.

$$d_s = \sim 0,5 \cdot d + 5 \text{ mm}$$

oder: $d_s = \sim 0,82 \cdot \sqrt{\frac{S}{k_z}}$; $k_z = 120$ bis 450 kg/qcm .

Abstand der Schrauben für den Stangenfuß so klein wie möglich. Stärke des unteren Befestigungsflansches etwa $1,2 \cdot d_s$.

Zahlentafel Nr. 77.

Abmessungen ausgeführter Schildkulissen.

Krümmungsradius.....	2084	2629	3010	3175
Sehnenlänge zwischen den Distanzstücken.....	914	915	1029	1042
Sehnenlänge zwischen den Exzenterstangenzapfen	483	508	534	635
Höhe der Schilde.....	95	102	102	108
Dicke der Schilde.....	35	35	48	38
Lichte Weite zwischen den Schilden.....	102	114	143	136
Durchmesser der Exzenterstangenzapfen.....	70	76	89	83
Länge der Exzenterstangenzapfen.....	54	60	73	57
Durchmesser der Zapfen für die Hängestange....	51	57	70	51
Länge der Zapfen für die Hängestange.....	57	63	71	57
Durchmesser der Distanzbolzen, Zoll.....	1	1 $\frac{1}{4}$	1 $\frac{5}{8}$	1 $\frac{3}{8}$
Länge des Kulissensteins.....	203	203	229	191
Länge des Bronzefutters.....	254	254	305	305
Durchmesser des Zapfen für die Schieberstange..	95	95	152	108
Länge des Zapfens für die Schieberstange.....	64	73	102	102
Höhe des Kulissensteins.....	170	191	210	184

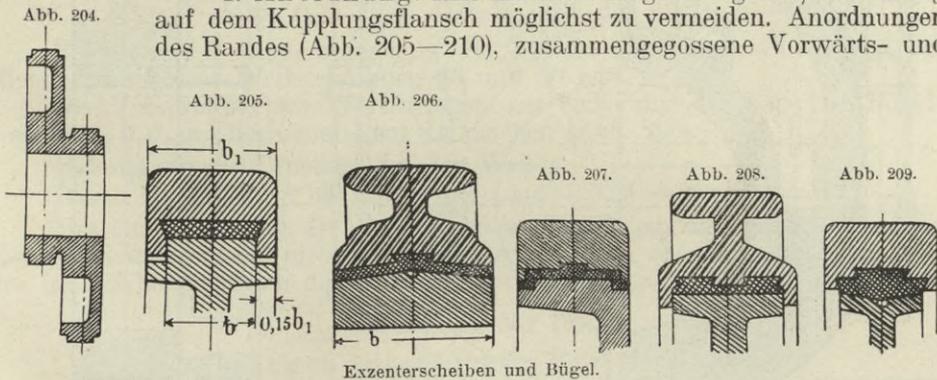
Zwecks Vermeidung gekröpfter Stangen oder unsymmetrischer Gabeln werden öfter zwei Vorwärtsexzenter, eines zu jeder Seite der Kulisse, und ein Rückwärtsexzenter angeordnet.

ξ) Exzenterscheiben (Abb. 210) und

Tafel: 2, 13, 22, 25, 38, 47, 55,
Abb.: 30—44, 7—12, 1—6, 44—46, 27—30, 27—30, 19—24.

Material: Meist beide Hälften aus Stahlguß oder Gußeisen, für Kriegsschiffe aus geschmiedetem Stahl.

1. Anordnung: Alle Exzenter möglichst gleich, Anordnung auf dem Kupplungsflansch möglichst zu vermeiden. Anordnungen des Randes (Abb. 205—210), zusammengessene Vorwärts- und



Exzenterscheiben und Bügel.

Rückwärtsexzenter (Abb. 204) nur bei kleinen Maschinen, für Barkassen finden sich die Scheiben auch ganz aus Bronze gegossen.

Zu vermeiden ist die Verbindung des auf der Welle aufgekeilten Rückwärtsexzenter mit dem Vorwärtsexzenter durch Bolzen, die in ersterbefestigt sind und durch ovale Löcher des letzteren hindurchgehen, wegen der ungünstigen Übertragung der Schieberstangenkraft.

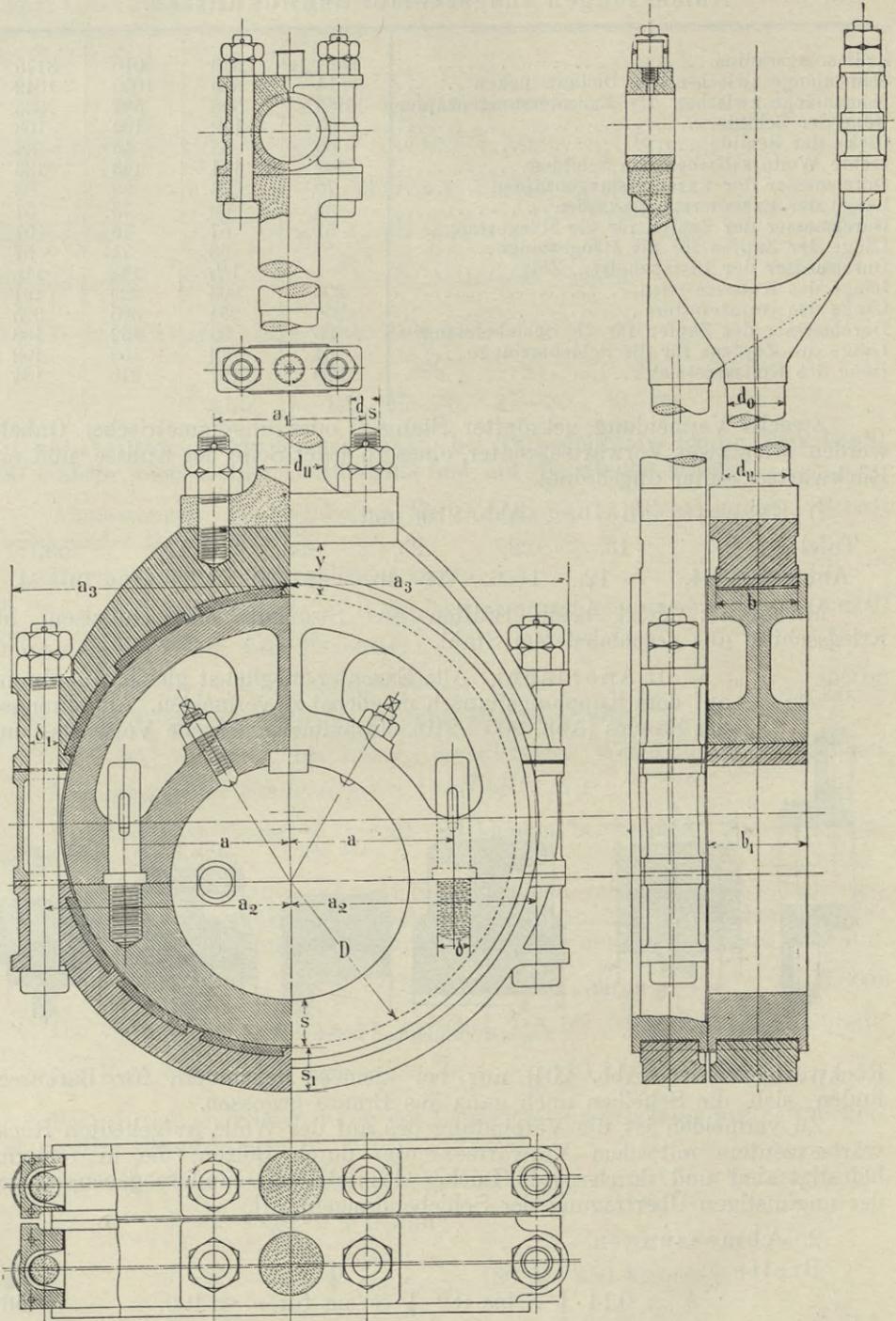
2. Abmessungen.

Breite b :

$$b = 0,14 \cdot \sqrt{S} \text{ bis } 0,2 \cdot \sqrt{S} \text{ cm für } n \leq 100, \quad (561)$$

$$b = \sim 0,063 \cdot \sqrt{S} \sqrt{n \cdot \sqrt{n}} \text{ cm für } n > 100.$$

Abb. 210.



Exzentrerscheibe, Bügel und Stange.

Passende Werte ergibt ebenfalls:

$$b = \sim 0,5 \cdot (r + d_w) \text{ oder } b = \sim 1,2 (r + d) = \sim d + 1,5 \text{ cm.}$$

d Schieberstangendurchmesser.

Für Kriegsschiffe findet man b etwa 12–15 mm größer.

Zur Kontrolle hat man: $b \cdot D \cdot k = S.$ (562)

D Durchmesser der Exzentrerscheibe.

Flächendruck k für Handelsschiffe 4–6 kg/qcm, man findet bis 10 kg/qcm, für Kriegsschiffe 5–12 kg/qcm.

Jedenfalls muß für die übliche Ausfütterung des Bügels mit Weißmetall sein:

$$b \geq \frac{S \cdot n}{20000} \text{ cm,}$$

$$b_1 = \sim 1,3 \cdot b.$$

Äußerer Scheibendurchmesser:

$$D = 2 \cdot r + d_w + b; \quad D = \sim 4,75 \cdot b \text{ bis } 5,5 \cdot b \quad (563)$$

oder: $D = \sim 1,2 \cdot (d_w + 2 \cdot r).$

Verbindungsbolzen beider Scheibenhälften, Zugbeanspruchung

$$k_x \leq 300 \text{ kg/qcm.}$$

Durchmesser: $\delta = \sim 0,4 \cdot b \text{ bis } 0,35 \cdot b + 0,5 \text{ cm} \quad (464)$

oder: $\delta = 0,5 \cdot d + 0,5 \text{ cm.}$

Abstand der Schrauben: $2 \cdot a = 1,2 \cdot d_w \text{ bis } 1,4 \cdot d_w. \quad (565)$

Kleinste Stärke s der Scheiben in radialer Richtung:

$$s = 0,55 \cdot b \text{ bis } 0,75 \cdot b, \quad \text{Stahlguß} \quad 0,3 \cdot b - 0,4 \cdot b, \quad \text{Schmiedestahl} \quad 0,25 \cdot b - 0,3 \cdot b.$$

Befinden sich Aussparungen in der Scheibe, so beträgt die Dicke der Rippen parallel zur Welle zwischen 25 und 50 mm.

Die Vorsprünge bzw. Vertiefungen zur Sicherung der Lage des Bügels sind etwa $0,15 \cdot b_1$ hoch und breit zu machen (Abb. 205).

Befestigung der Scheiben auf der Welle:

Durch Keile $0,45 \cdot b$ bis $0,5 \cdot b$ breit und $\sim 0,25 \cdot b$ hoch.

Um eine Änderung der Aufkeilung der Scheibe zu ermöglichen, wird die Keilnut in der Scheibe nicht selten breiter gemacht, als die in der Welle und der frei bleibende Raum durch stählerne Paßstücke ausgefüllt.

Zahlentafel Nr. 78.

Abmessungen ausgeführter Exzentrerscheiben.

Wellendurchmesser	mm	273	330	349	349	355	371	412
Exzentrizität	"	82,5	89	82,5	98,5	89	120	114
Äußerer Scheibendurchmesser	"	533	584	616	740	660	702	768
Breite der Scheibe	"	108	102	108	140	135	139	159
Mitte bis Mitte Verbindungsschraube ..	"	324	368	451	470	449	489	546
Durchmesser der Verbindungsschrauben, Zöll		1 ³ / ₈	1 ³ / ₈	1 ³ / ₄	2	1 ⁷ / ₈	1 ⁷ / ₈	1 ³ / ₄

τ_1 Exzenterbügel (Abb. 210) und

Tafel: 13 22, 25, 38, 47, 55,

Abb.: 7–12, 1–6, 47–49, 27–30, 27–30, 16–18.

1. Material. Vorwiegend Stahlfassonguß mit Weißmetallausfütterung, Bronze für kleine, geschmiedeter Stahl für leicht gebaute Kriegsschiffe.

Gußeisen mit Weißmetallausfütterung, häufig auf billig gebauten Frachtdampfern.

Bronzeausfütterung zwischen Bügel und Scheibe findet sich selten.

2. Abmessungen.

Entfernung der Bügelschrauben je nach der Höhe der Flanschen, so nahe an einander als möglich.

$$2 \cdot a_2 = 2 \cdot d_w \text{ bis } 2,5 \cdot d_w, \quad (566)$$

Durchmesser der Bügelschrauben, (feines Gewinde)

$$\delta_1 = \sim 0,4 \cdot b \text{ bis } 0,35 \cdot b + 0,5 \text{ cm.} \quad (567)$$

Auf Zug berechnet: $\delta_1 = \sim 0,05 \cdot \sqrt{S}$ bis $0,085 \cdot \sqrt{S}$ cm,

für Beanspruchungen $k_z = 100$ bis 450 kg/qcm.

Größte Breite der Bügel über die Flanschen gemessen:

$$a_3 = 2,25 \cdot d_w \text{ bis } 2,8 \cdot d_w. \quad (568)$$

Stärke y des Bügels unterhalb des Fußes der Exzenterstange aus:

$$\frac{1}{8} \cdot y^2 \cdot b \cdot k_b = 0,5 \cdot S \cdot a_3. \quad (569)$$

oder:
$$y = c \cdot \sqrt{S \cdot \frac{a_3}{b}}$$

Hierin ist zu setzen für:

Gußeisen	Schmiedeeisen	Stahlguß	Geschmiedeter Stahl	Bronze
k_b kg/qcm = 100—300 $c = 0,15—0,09$	400—500 0,075—0,068	500—750 0,068—0,055	500—900 0,068—0,05	400 0,075

Bügelstärke s_1 am unteren Teil des Bügels:

$$s_1 = c_1 \cdot b. \quad (570)$$

Hierin ist zu setzen für:

Gußeisen	Stahlguß	Schmiedestahl	Bronze
$c_1 = \sim 0,55$	0,4	0,35	0,65

Passende Werte erhält man ebenfalls für

aus
$$s_1 = 0,3 \cdot d + 1,2 \text{ cm,} \quad \text{Stahlguß} \quad \text{Bronze} \quad s_1 = 0,4 \cdot d + 1,2 \text{ cm.}$$

Nach den Flanschen zu läßt man s_1 häufig etwas abnehmen.

Die Höhe der Flanschen ergibt sich aus dem gewählten Abstand $2 \cdot a_3$ der Schrauben.

Die Stärke der Weißmetalleinlage schwankt zwischen 12 und 20 mm.

Zahlentafel Nr. 79.

Abmessungen ausgeführter Exzenterbügel.

	Gußeisen	Bronze	Stahlguß	Gußeisen	Stahlguß	Gußeisen	Gußeisen
Wellendurchmesser..... mm	273	330	349	349	356	371	413
Durchmesser der Exzenter Scheibe..... "	533	584	616	740	667	702	768
Mitte bis Mitte Verbindungsschraube..... "	597	667	686	838	717	813	1002
Durchmesser der Verbindungsschrauben. Zoll engl.	$1\frac{3}{8}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2	$1\frac{3}{4}$	$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$
Höhe beider Flanschen, einschl. Paßstück..... mm	437	419	381	556	387	431	366
Größte Breite des Bügels, über die Flanschen gemessen "	686	756	768	971	793	902	1141

9) Kulissenhängestangen (Abb. 203) und

Tafel: 15, 23, 33.
Abb.: 10–11, 10–15, 27–38.

$$\text{Durchmesser: } d_3 = 0,075 \cdot \sqrt{Q} \text{ bis } 0,095 \cdot \sqrt{Q} \text{ cm,} \quad (571)$$

Q vergl. unten.

Zapfen für die Hängestangen, Länge l_4 , Durchmesser d_4 , (572)

$$l_4 = d_4 \text{ bis } 1,1 d_4,$$

$$d_4 = 0,08 \cdot \sqrt{Q} \text{ bis } 0,13 \cdot \sqrt{Q} \text{ cm} \quad (573)$$

oder: $d_4 = \sim 1,2 \cdot d_3$ bis $1,4 \cdot d_3$, vergl. S. 232.

Kerndurchmesser der Bolzen für die Köpfe der Hängestangen:

$$d_3 = 0,027 \cdot \sqrt{Q} \text{ bis } 0,036 \cdot \sqrt{Q} \text{ cm.} \quad (574)$$

Die Kulissenhängestangen werden meist alle gleich hergestellt werden und sind nach den am stärksten beanspruchten, am Hauptumsteuerungshebel zu bemessen.

τ) Umsteuerungswelle, Tafel: 15, 38,
Abb.: 12–13, 43.

Material. Für Frachtdampfer Schmiedeeisen, Dampfer für Personenverkehr und Kriegsschiffe Stahl.

1. Anordnung.

Lange Umsteuerungswellen werden meist in zwei durch Scheibenkupplungen verbundenen Stücken hergestellt, wobei, wenn möglich, der Umsteuerungshebel an den die Umsteuerungsmaschine angreift, zwischen den beiden Kupplungshälften verschraubt wird. Dieser Hebel ist möglichst nahe der Mitte der Welle anzuordnen.

2. Abmessungen.

Zu berücksichtigen für die Bestimmung des Durchmessers sind die Momente, die für die Umstellung aller Kulissen maßgebend sind und die Umsteuerungswelle auf Verdrehen beanspruchen.

Bezeichnet i die Anzahl der umzusteuernenden Kulissen, ρ den Radius des Umsteuerungshebels, Q die zum Umstellen einer Kulisse erforderliche Kraft, so gilt:

$$Q \cdot \rho = 0,2 \cdot d_5^3 \cdot k_i, \quad (575)$$

und da:

$$k_i = 200 \text{ bis } 350 \text{ kg/qcm,}$$

$$\text{so ist der Durchmesser } d_5: \quad d_5 = (0,22 + 0,03 \cdot i) \cdot \sqrt[3]{Q \cdot \rho} \text{ cm.} \quad (576)$$

3. Zur Ermittlung von Q kommt die Stellung der Kurbel unter 90° oder 270° zur Totpunktstellung in Frage. Für den Voreilungswinkel δ , dem Reibungskoeffizienten f der unter der Wirkung der Schieberstangenkraft S stehenden, beim Umsteuern der Kulisse auf einandergleitenden Flächen, hat man angenähert:

$$a \cdot Q = (S + S \cdot f) \cdot 2 \cdot r \cdot \cos \delta, \quad (577)$$

für die praktischen Verhältnisse genügt es, zu setzen: (578)

$$Q = 0,3 \cdot S \text{ bis } 0,35 \cdot S.$$

Bei der Unbestimmtheit des Wertes von Q kann die Berücksichtigung der Aufkeilung der Kurbeln außer acht gelassen werden.

Man kann demnach setzen für Maschinen mit:

1	2	3	4 Kurbeln
$d_5 = 0,25 \cdot \sqrt[3]{Q \cdot \rho}$	$0,28 \cdot \sqrt[3]{Q \cdot \rho}$	$0,31 \cdot \sqrt[3]{Q \cdot \rho}$	$0,34 \cdot \sqrt[3]{Q \cdot \rho} \text{ cm,}$

so daß die Durchmesser für Maschinen mit 1, 2, 3, 4 Kurbeln in dem Verhältnis: 1 : 1,1 : 1,25 : 1,35 stehen.

Für hohle Umsteuerungswellen sind obige Werte von d_5 mit $\sqrt[3]{\frac{1}{1-\alpha^4}}$ zu multiplizieren, worin $\alpha < 1$ das Verhältnis des inneren zum äußeren Wellendurchmesser bezeichnet.

An den Stellen, an denen die Umsteuerhebel sitzen, ist es zweckmäßig, den Wellendurchmesser um 5 bis 10 mm zu verstärken.

Wird die Umsteuerungswelle dadurch, daß die Umsteuerungshebel nicht nahe an die Lager gesetzt werden können, auf Biegung beansprucht, so ist dieser dadurch Rechnung zu tragen, daß der Wellendurchmesser um 5–8% verstärkt wird, was unter allen Umständen genügt.

Umsteuerungshebel und Traversen (Abb. 211–213) und

Tafel: 15, 38,
Abb.: 13–19, 34–42.

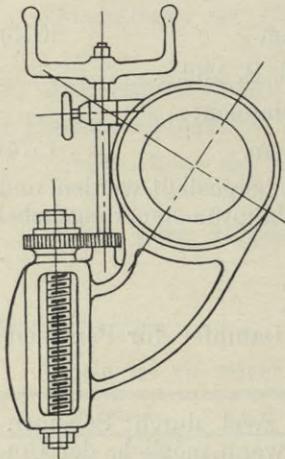
1. Material. Umsteuerungshebel: Gußeisen, Stahlguß, geschmiedeter Stahl, Traversen Schmiedeeisen oder Stahl.

2. Anordnung.

Hauptumsteuerhebel (Abb. 212), an den die Umsteuermaschine angreift und besonderer Umsteuerungshebel für jede Kulisse (Abb. 213), letztere mit Schlitz für die auf einen Schraubenspindel verstellbare Traverse an welche die Kulissenhänge-
stangen angreifen.

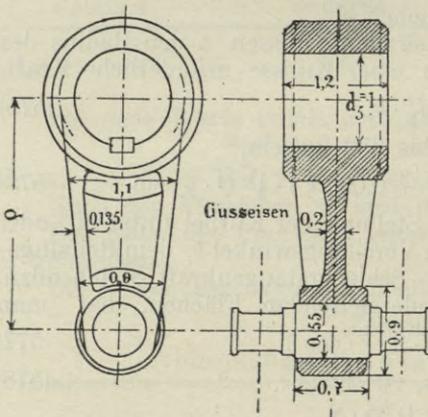
Bei voll ausgelegter Kulisse für Rückwärtsgang der Maschine steht der Umsteuerungshebel nahezu parallel zur Richtung der Schieberstange, die Mittel-

Abb. 211.



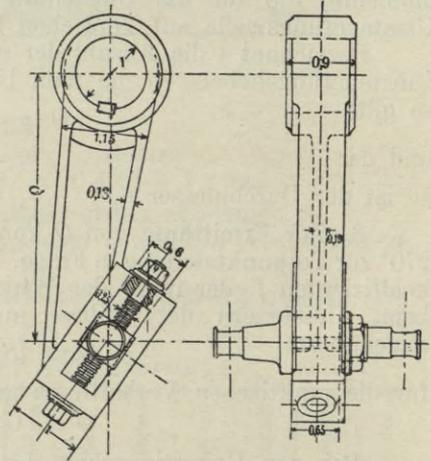
Umsteuerungshebel.

Abb. 212.



Umsteuerungshebel.

Abb. 213.



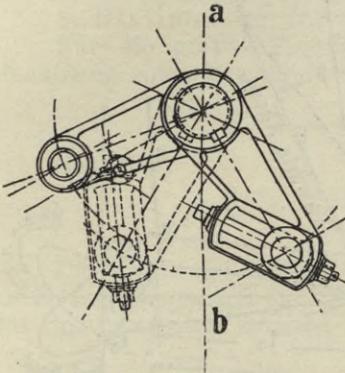
Umsteuerungshebel.

linie des vom Umsteuerungshebel beschriebenen Bogens findet sich meist nicht genau vertikal, sondern liegt häufig um etwa 5–8° von der vertikalen Richtung abweichend, entsprechend einer Bogenlänge von $0,12 \cdot \rho$ bis $0,13 \cdot \rho$ von der Mittellinie nach der der Richtung der Schieberstange entgegengesetzten Seite (Abb. 214).

Eine Senkrechte auf die Richtung der Schieberstange errichtet in der Zapfenmitte des Kulissensteins, halbiert ungefähr die Sehne des Ausschlagbogens des Umsteuerungshebels.

Befestigung durch Warmaufziehen, Aufpressen und Federn von etwa $0,8 \cdot \sqrt{d_5}$ cm Breite und $0,5 \cdot \sqrt{d_5}$ cm Dicke.

Abb. 214.



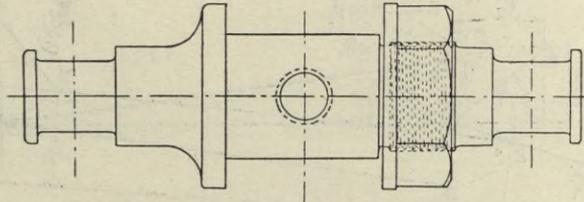
Aufkeilung der Umsteuerungshebel.

3. Abmessungen.

Hauptumsteuerhebel.

Angreifende Kraft: $Q \cdot i$, die sich auf zwei Zapfen verteilt.

Abb. 215.



Traverse für Umsteuerungshebel.

Man rechnet genügend sicher, wenn man setzt:
Stärke des Hebels an der Nabe (Abb. 212):

$$b = 0,7 \cdot d_6 + 0,015 \cdot \rho \text{ cm,} \quad (579)$$

d_6 Durchmesser der Hebelzapfen.

Breite des Hebels an der Nabe:

$$h = 0,05 \cdot \sqrt{Q \cdot i \cdot \frac{\rho}{b}} \text{ cm.} \quad (580)$$

Abb. 212 zeigt passende Verhältnisse für gußeiserne Hauptumsteuerungshebel, Abb. 213 für die Hebel der einzelnen Kulissen. Stahlgußeisen sind um etwa 12% in den Abmessungen zu verkleinern, geschmiedete Hebel um 20–25%.

Der Ausschlag der Umsteuerungshebel $65-90^\circ$, Sehne des Ausschlagbogens etwa $6 \cdot r$.

4. Die übliche Ausführungsform der Traversen (Abb. 215).

Zapfendurchmesser für Stahl:

$$d_6 = 0,06 \cdot \sqrt{Q \cdot i} \text{ cm,} \quad (581)$$

für Schmiedeeisen:

$$d_6 = 0,07 \cdot \sqrt{Q \cdot i} \text{ cm.}$$

Zapfenlänge:

$$l_6 = d_z \text{ bis } 1,2 \cdot d_6 \text{ cm,} \quad (582)$$

2. Steuerung von Klug.*)

a) Anordnung (Abb. 216, 217).

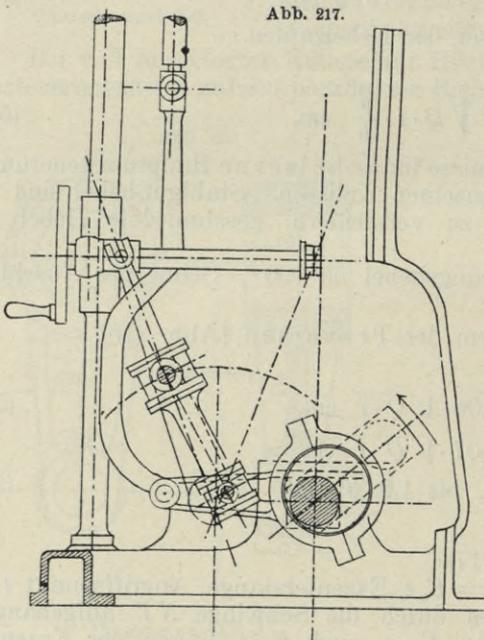
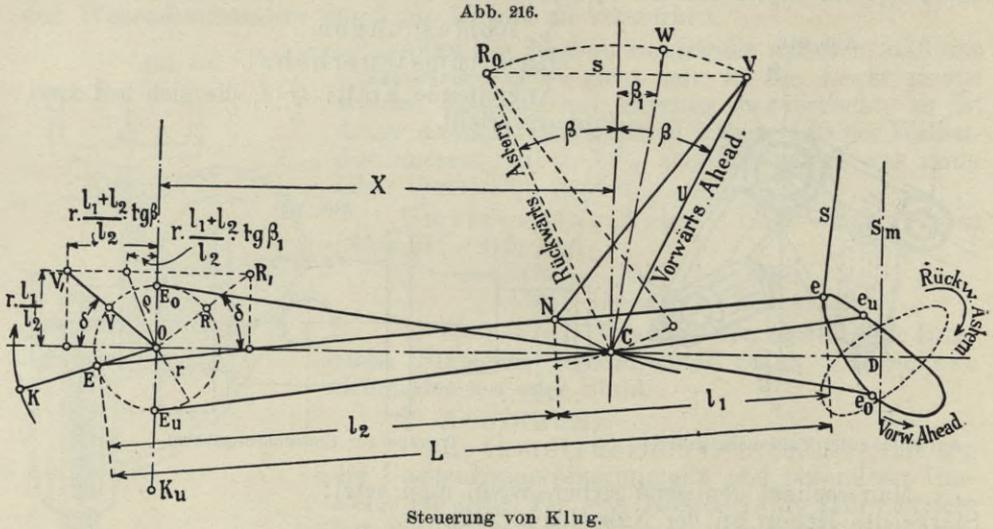
Exzenteradius r , $Ee = E_0 e_0 = E_u e_u$ Exzenterstange, Angriffspunkt e der Schieberlenkstange S außerhalb des durch die Schwinge NV aufgehängten Punktes N der Exzenterstange Ee , $E_0 e_0$ und $E_u e_u$ Lagen der Exzenterstange in höchster bzw. tiefster Lage der Kurbel.

Äußere Einströmung, wenn der Winkel zwischen Exzenter und Kurbel 0° , innere Einströmung, wenn der Winkel zwischen Exzenter und

*) Eingehenderes vgl. Wilda-Berlin, „Der Schiffsmaschinenbau“, S. 140–147, Verlag von Gebrüder Jänecke, Hannover 1902.

Kurbel 180° , nicht zu empfehlen, da sich die Dampfverteilung für den Vorwärtsgang verschlechtert.

S_m entspricht der vertikalen Lage der Schieberlenkstange, OC horizontal, bei scharfgebauten Schiffen (Abb. 218) schräg nach oben, unter einem Winkel,



den auch der Exzenterradius mit der Kurbel bilden muß, für größere Maschinen vorwiegend. In diesem Falle findet innere Einströmung durch die erforderliche

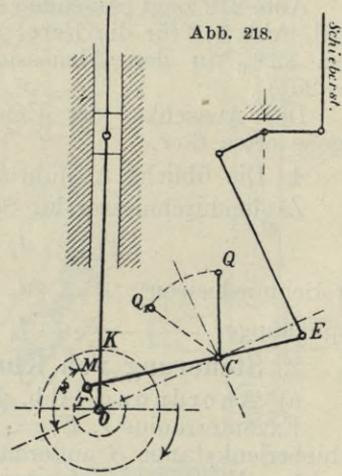


Abb. 217, 218: Steuerung von Klug.

Einschaltung eines doppelarmigen Hebels zwischen Schieber- und Schieberlenkstange statt.

CV_0 bzw. CR_0 Lage des Umsteuerhebels für größte Auslage vorwärts bzw. rückwärts, CW Zwischenlage für kleinere Füllung vorwärts.

Durch Drehung des Umsteuerungshebels nach Vorwärts oder Rückwärts entsteht die entsprechende Kurbeldrehung. Neigung der Führungskurve von N gegen die Horizontale gleich der Größe des Neigungswinkels des Umsteuerungshebels.

Bewegung des Endpunktes e der Exzenterstange je nach der Auslage des Umsteuerungshebels auf Kurven, die dadurch erhalten werden, daß E in der Drehrichtung der Kurbel auf dem Exzenterkreis herumgeführt wird.

b) Bestimmung der Schieberelemente.

Für die größte Füllung Verzeichnung des Schieberdiagramms unter Benutzung eines Exzenterradius:

$$V_1 O = r_1 = \frac{r}{l_2} \cdot \sqrt{l_1^2 + (l_1 + l_2)^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \beta} \quad (583)$$

vgl. Abb. 216.

$$2 \cdot r_1 = 2 \cdot h \text{ bis } 3 \cdot h, \quad \beta = 15^\circ \text{ bis } 22^\circ.$$

h : Kanalhöhe.

Die Größe der auszuführenden Exzentrizität r ergibt sich, wenn im Schieberdiagramm die geforderte Dampfverteilung mit der Exzentrizität r_1 des Ersatzexzenter erreicht ist, für:

	$l_1 = \sim l_2$	$l_1 = \sim 0,55 \cdot l_2$
zu:	$r = 0,9 \cdot r_1 \text{ bis } r_1$	$r = \sim 1,3 r_1 \text{ bis } 1,5 r_1$
oder:	$r = 0,9 \cdot h \text{ bis } 1,5 \cdot h$	$r = 1,3 \cdot h \text{ bis } 2,25 \cdot h$

r läßt sich ermitteln aus:

$$r = \frac{r_1 \cdot l_2}{\sqrt{l_1^2 + (l_1 + l_2)^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \beta}} \quad (584)$$

Beispiel. Für eine ausgeführte Maschine von 600 PS. ist für die Klugsteuerung des Hochdruckzylinders: $h = 50 \text{ mm}$, $l_1 = 306 \text{ mm}$, $l_2 = 510 \text{ mm}$, $r_1 = 60 \text{ mm}$, $\beta = 18^\circ$. Demnach würde sich nach Formel () ergeben:

$$r = \frac{60 \cdot 510}{\sqrt{306^2 + 816^2 \cdot 0,324^2}} = 76 \text{ mm.}$$

Ausgeführt ist: $r = 78 \text{ mm}$.

Lineare Voreilung konstant, da in den Totpunktlagen der Kurbel N mit C zusammenfällt.

Die Scheitelkurve $V_1 R_1$ ist eine Gerade. Für eine Auslage β_1 entsprechend einer kleineren Füllung ist die Ersatzexzentrizität:

$$\rho = \frac{r}{l_2} \cdot \sqrt{l_1^2 + (l_1 + l_2)^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \beta_1} \quad (585)$$

bei der Konstruktion des Diagramms zugrunde zu legen (vgl. Abb. 216).

Vorgang beim Neuentwurf (vgl. S. 208). Zweckmäßig ist die Anwendung eines Steuerungsmodells.

Für die Untersuchung vorhandener Steuerungen können die den Dampfverteilungsperioden des Schiebers entsprechenden Kurbellagen gefunden werden, nachdem die den Dampfperioden entsprechenden Lagen der Punkte e auf den Bewegungskurven von e gefunden sind, indem die Schnittpunkte der Bewegungskurven von e mit den Kreisbogen bestimmt werden, die von dem oberen Endpunkt der Schieberlenkstange S mit der Länge von S geschlagen werden.

c) Abmessungen (Abb. 216):

$$l_1 = 0,55 \cdot l_2 \text{ bis } l_2, \quad L = l_1 + l_2 = 2 \cdot l_1 \text{ bis } 2,8 \cdot l_1, \quad E_0 C = 5,1 \cdot r \text{ bis } 7,1 \cdot r$$

$$X = 5 \cdot r \text{ bis } 7 \cdot r, \quad U = 4,5 r \text{ bis } 7,5 r.$$

Sehne $R_0 V_0 = s = 1,15 \cdot r \text{ bis } 2,6 \cdot r$. Meist $V_0 N = U$, jedoch oft $V_0 N > U$.

d) Wirkende Kräfte.*)

α) In der Schwinde Zug oder Druck.

Begrenzung der wechselnden Richtung des Exzenterdrucks (Abb. 219) E_1 und E_2 Stellung des Exzenters beim Hubwechsel des Schiebers,

die entsprechenden Stellungen der Schieberlenkstange seien $l_1 P_1$ und $l_2 P_2$, die Lagen der Schwinde seien WN_1 und WN_2 .

Verlängere WN_1 bzw. WN_2 bis die entsprechende Richtung der Schieberlenkstange in T_1 bzw. T_2 geschnitten wird, dann sind $T_1 E_1$ und $T_2 E_2$ die Begrenzungslinien des Exzenterdruckes.

Macht man ferner $T_1 M_1$ und $T_2 M_2$ gleich der in der Schieberlenkstange wirkenden Komponente der Schieberkraft S , vgl. S. 226, und zieht $M_1 Q_1 \parallel E_1 T_1$, $M_2 Q_2 \parallel E_2 T_2$, so sind: $Q_1 T_1$ bzw. $Q_2 T_2$ die in der Schwinde auftretenden Zug- bzw. Druckkräfte.

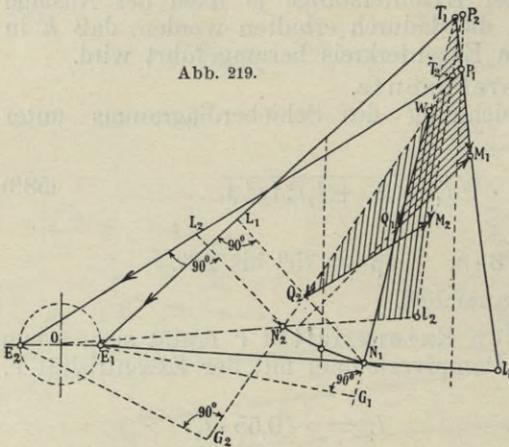


Abb. 219.

Stangenkräfte bei der Klug-Steuerung

$M_1 Q_1$ und $M_2 Q_2$ beanspruchen die Exzenterstangen auf Biegung, die Hebelarme sind die von N_1 und N_2 auf $M_1 Q_1$ und $M_2 Q_2$ gefällten Senkrechten $N_1 L_1$ bzw. $N_2 L_2$. Das größere der Momente $M_b = M_1 Q_1 \cdot N_1 L_1$ oder $M_b = M_2 Q_2 \cdot N_2 L_2$ ist zu benutzen.

β) Exzenterstange (Abb. 220, Tafel 2, Abb. 39–44), als Balken mit rechteckigem Querschnitt ausgebildet, am freien Ende zur Aufnahme der Schieberlenkstange und Schwinde gegabelt und mit dem Ober- oder Unterteil des Bügels aus einem Stück.

Höhe der Stange am Angriffspunkt der Schwinde h , gesamte Breite b .

$$h = \sim 4 \cdot b \text{ bis } 4,5 b, \quad (586)$$

$$k_b = 350 \text{ bis } 400 \text{ kg/qcm},$$

$$h = 0,4 \text{ bis } 0,45 \cdot \sqrt[3]{M_b}$$

$$M_b = M_1 Q_1 \cdot N_1 L_1 \text{ oder } M_2 Q_2 \cdot N_2 L_2 \quad (\text{Abb. 219}).$$

An der Anschlußstelle der Stange an den Bügel hat man, wenn h_1 und b_1 die Querschnittsabmessungen sind, als Biegemomente:

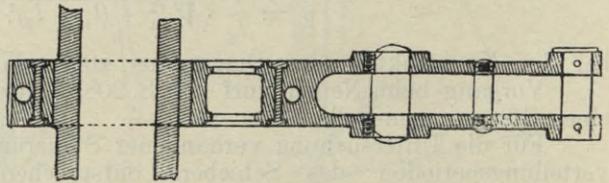
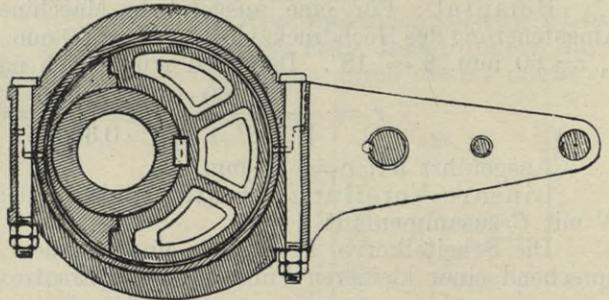
$$M'_b = T_1 Q_1 \cdot E_1 G_1 \text{ oder } T_2 Q_2 \cdot E_2 G_2 \quad (\text{Abb. 219}), \quad (587)$$

also:

$$\frac{b_1 h_1^2}{6} \cdot k_b = M'_b,$$

woraus h_1 nach Annahme von b_1 zu berechnen ist.

Abb. 220.



Exzenterstange der Klug-Steuerung.

*) Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure, Bd. 42, Nr. 14, 15.

Die Richtungen der Exzenterdrucke und die Hebelarme auf die Richtungen der Kräfte in der Schwinge können ohne wesentliche Abweichung vom Exzentermittelpunkt O aus wirkend angenommen werden.

γ) Umsteuerungshebel, Stahlguß oder geschmiedet.

Bei Anordnung einer Schwinge, Umsteuerhebel am Ende der Umsteuerungswelle als einfache Stirnkurbel ausgeführt, wenn die Schieberlenkstange von dem Aufhängepunkte der Schwinge freigeht, was sich in manchen Fällen durch Kröpfung der Schieberlenkstange erreichen läßt (Abb. 217), anderenfalls Ausbildung als meist unten geschlossene Gabel mit Gabelzapfen.

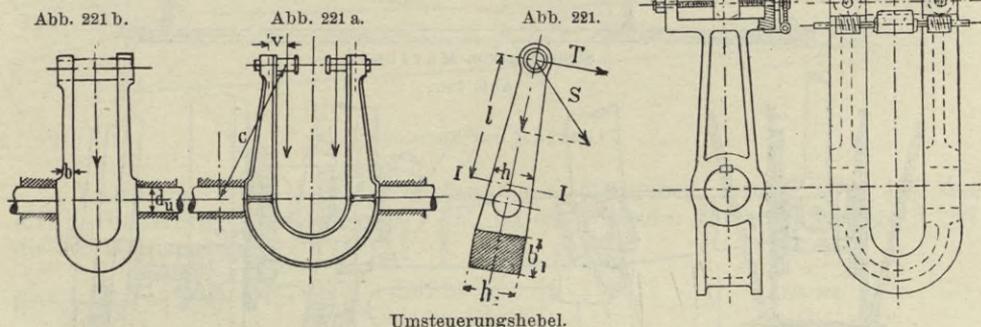
Nach Abb. 221 ist für den Querschnitt II , S Kraft in der Schieberlenkstange:

$$T \cdot l = \frac{b \cdot h^2}{6} \cdot k_b. \quad (588)$$

Bei Anordnung von zwei Schwingen, jede an einem Stirnzapfen angreifend (Abb. 221a).

$$0,5 \cdot S \left(v + \frac{b}{6} \right) \leq \frac{b^2 \cdot h}{6} \cdot k_b \quad (589)$$

Abb. 222.



Umsteuerungshebel.

Das von T herrührende Drehmoment kann vernachlässigt werden, woraus sich h nach Annahme von b berechnen läßt.

Stirnzapfen vom Durchmesser d_z (Abb. 221 b) aus:

$$d_z = \sim 1,7 \cdot \sqrt[3]{S \cdot \frac{c}{k_b}} \quad (580)$$

Der Querschnitt $f_1 = b_1 \cdot h_1$ am geschlossenen Ende der Gabel ist 25 0/0 bis 35 0/0 größer zu wählen als $b \cdot h$.

Um den Aufhängepunkt der Schwinge veränderlich machen zu können, wird statt der Gabel häufig ein geschlossener Rahmen angeordnet (Abb. 222).

δ) Umsteuerungswelle, Durchmesser d_u .

Man erhält genügende Durchmesser für:

$$d_u = 1,32 \cdot \sqrt[4]{\frac{f_1^3}{b_1^3 + h_1^3}} \quad (591)$$

Für hohle Wellen von den Durchmessern d_u und d_u^1 ist, wenn:

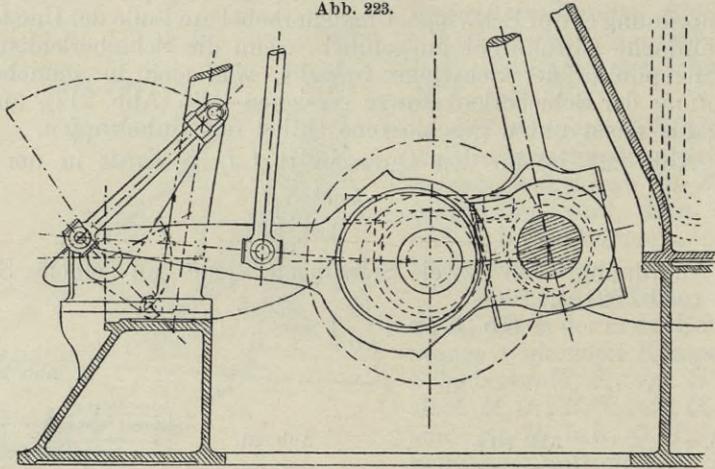
$$1 : \left[1 - \left(\frac{d_u^1}{d_u} \right)^4 \right] = \alpha,$$

$$d_u = 1,32 \cdot \sqrt[4]{\frac{\alpha \cdot f_1^3}{b_1^3 + h_1^3}}$$

3. Marshall-Steuerung.

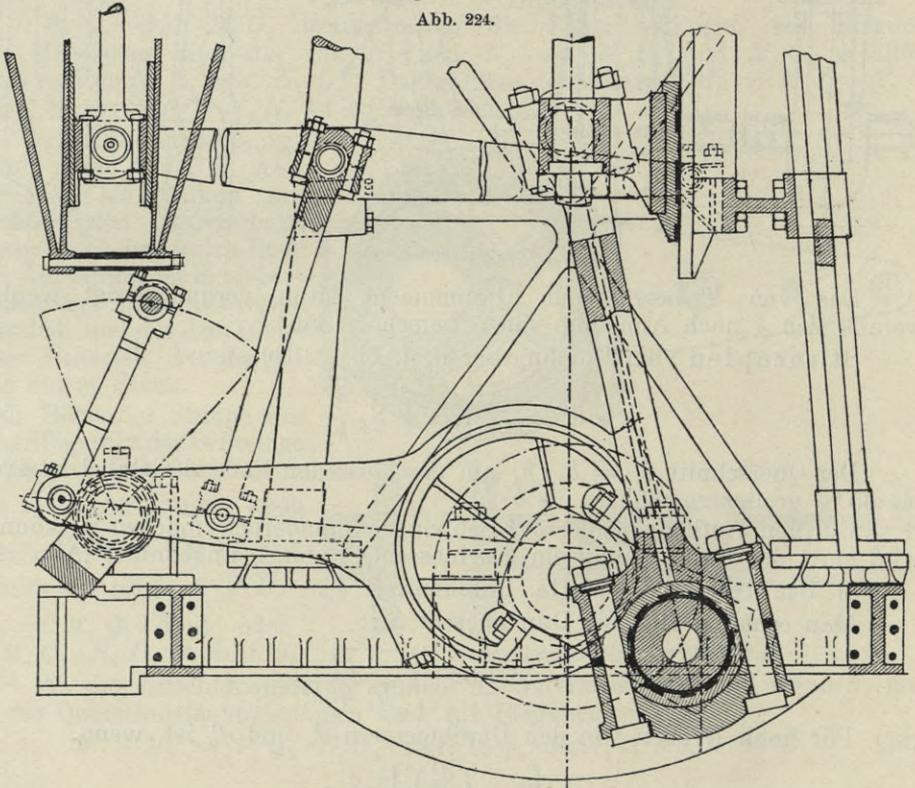
a) Anordnung. Abweichend von der Klug-Steuerung durch den Angriff der Schieberlenkstange zwischen Kurbelwelle und Umsteuerungshebel.

Abb. 223.



Steuerung von Marshall.

Abb. 224.



Steuerung von Marshall.

Bei äußerer Einstromung Winkel zwischen Exzenter- und Kurbelradius 180° , bei innerer Einstromung 0° . Die Bewegung des Umsteuerhebels ist der Bewegung der Kurbel entgegengesetzt (Abb. 223, 224).

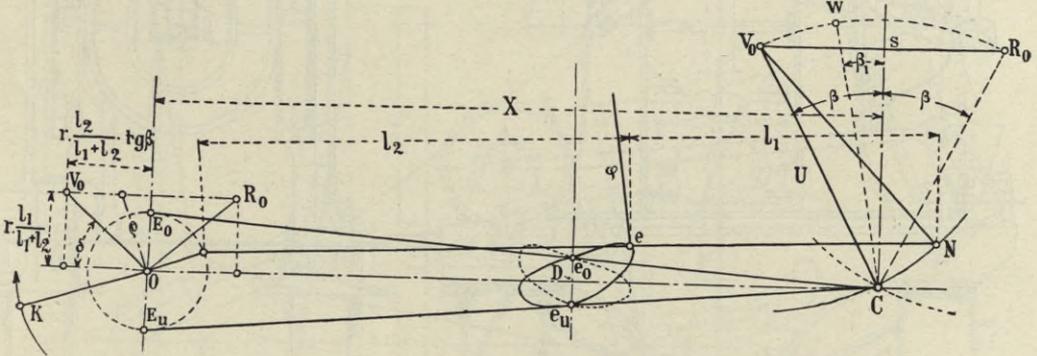
Für breitere Maschinenräume mit Außenkanalabschluß geeignet, bei scharfgebauten Schiffen Anordnung der Exzenterstange schräg nach oben (Abb. 226). Durch die Einschaltung des doppelarmigen Hebels wird Innenkanalabschluß erforderlich.

b) Bestimmung der Schiebererelemente.

Schieberdiagramm zu unterwerfen mit Exzentrizität:

$$V_0 O = \frac{r_1}{l_1 + l_2} \cdot \sqrt{l_1^2 + l_2^2 \cdot \text{tg}^2 \beta}, \quad \beta = 20-30^\circ \quad (591 a)$$

Abb. 225.



Steuerung von Marshall.

Lineare Voreilung konstant aus demselben Grund, wie bei der Klug-Steuerung, Scheitelkurve $V_0 R_0$ ist eine Gerade, für eine Auslage β_1 ist die Ersatzexzentrizität:

$$\rho = \frac{r_1}{l_1 + l_2} \cdot \sqrt{l_1^2 + l_2^2 \cdot \text{tg}^2 \beta_1} \quad (591 b)$$

Im übrigen ist genau wie bei der Klug-Steuerung zu verfahren.

c) Abmessungen (Abb. 225).

$$l_1 = \sim 0,6 \cdot l_2 \text{ bis } \cdot l_2,$$

$$l_1 + l_2 = 1,45 \cdot l_1 \text{ bis } 2 \cdot l_1$$

oder $l_1 + l_2 = 12 \cdot r \text{ bis } 15 \cdot r.$

$$X = \sqrt{r^2 + (l_1 + l_2)^2}$$

$$= \sim \sqrt{2,2 \cdot l_1^2 + r^2}$$

$$\text{bis } \sqrt{2,4 \cdot l_1^2 + r^2},$$

$$U = V_0 C = \sim 5 \cdot r \text{ bis } 8 r.$$

Die Ermittlung der in den Steuerungsteilen wirkenden Kräfte erfolgt ebenso wie bei der Klug-Steuerung.

Die Biegemomente, deren Hebelarme auf den Angriffspunkt der Schieberlenkstange zu beziehen sind, fallen im allgemeinen kleiner aus als bei der Klug-Steuerung, weshalb auch die Umsteuerungswelle kleineren Durchmesser erhalten kann.

Ausführung der Gestängeteile im übrigen wie bei der Klug-Steuerung.

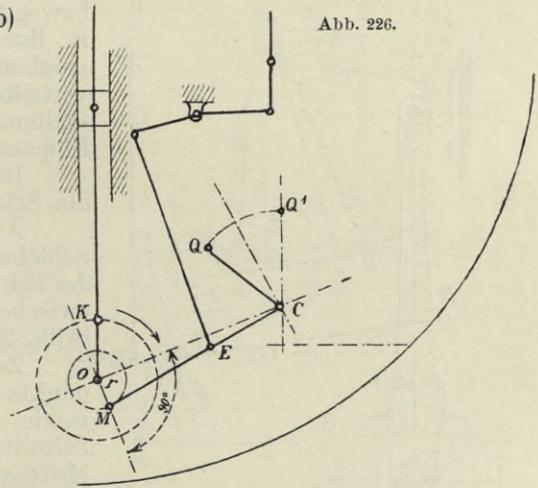


Abb. 226.

Steuerung von Marshall.

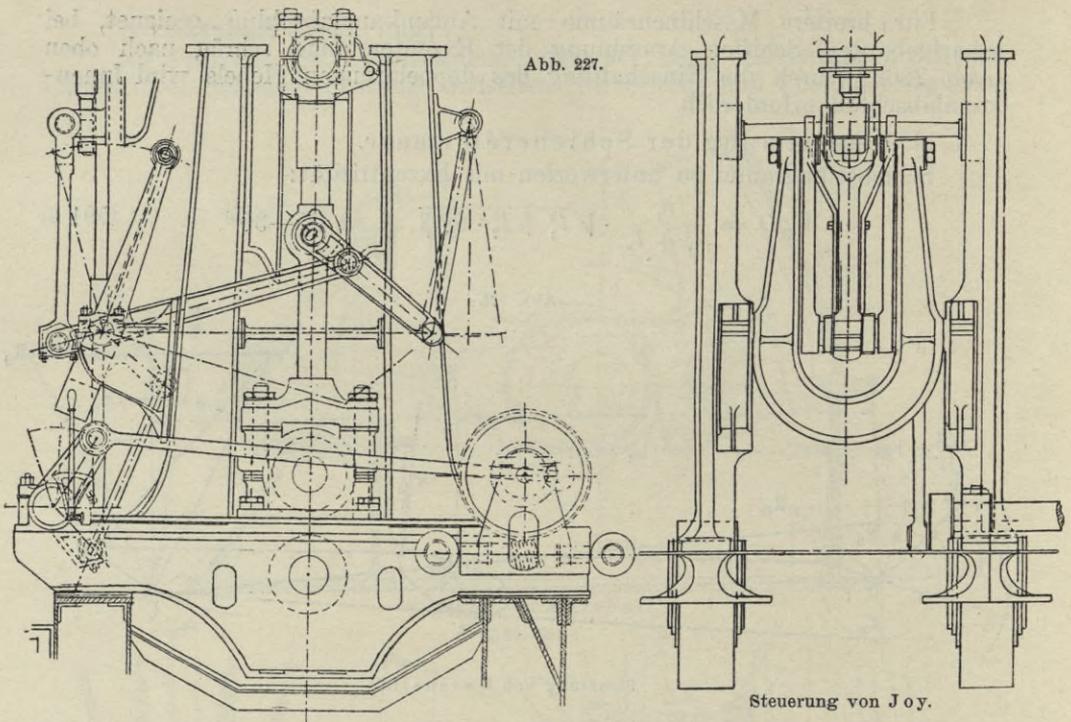
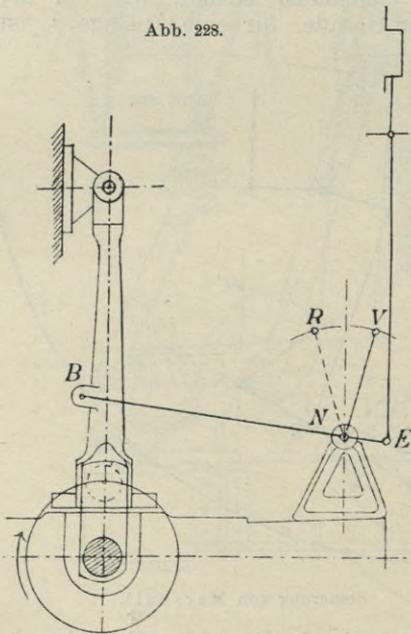


Abb. 228.



Steuerung von Joy.

eines Ellipsenlenkers bei äußerer Einstromung (Abb. 229) mit der Exzentrizität r_1 :

$$r_1 = \frac{r}{l_2} \cdot \sqrt{\left(\frac{t_2}{t_1}\right)^2 \cdot (l_1 - l_2)^2 + \left(\frac{L_1}{L}\right)^2 \cdot l_1^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \beta}, \quad (592)$$

Abb. 227.

Steuerung von Joy.

4. Joy-Steuerung für Maschinen bis 500 PS. (Abb. 227–229 a).

a) Anordnung. Ableitung der Schieberbewegung von einem Punkt der Pleuelstange in ihrem unteren Drittel (Abb. 228) mit möglichst langer Schwinge, um die Dampfverteilung für Vorwärtsgang günstig zu gestalten oder Einschaltung eines angenäherten Ellipsenlenkers (Abb. 227, 229).

In der Totpunktlage der Kurbel steht die Schieberlenkstange w fast vertikal.

Äußerer Abschluß bei Angriff der Schieberlenkstange w (Abb. 229) am Ende E der Schwinge EM , innerer Abschluß, wenn E zwischen C und der Zylinderachse liegt (Abb. 229 a).

Zur Ermittlung der Lage des Angriffspunkts M der Schwinge EM an BG , mache $B_0H = CD$ und ermittle den Schnittpunkt M_0 der Senkrechten in der Mitte von HC mit B_0F .

b) Bestimmung der Schieberelemente.

Das Schieberdiagramm ist zu entwerfen für größte Füllung, bei Anwendung

Innere Einströmung (Abb. 229 a):

$$r_1 = \frac{r}{l_2} \cdot \sqrt{\left(\frac{t_2}{t_1}\right)^2 \cdot (l_2 - l_1)^2 + \left(\frac{L_1}{L}\right)^2 \cdot l_1^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \beta} \quad (593)$$

Der Schieberweg beträgt (+ äußere, - innere Einströmung):

$$\xi = R \cdot \frac{t_1}{t_2} \cdot \frac{l_1 - l_2}{l \pm (l_1 - l_2)} \cdot \cos \varphi \pm R \cdot \frac{l_1}{l_1 \pm (l_1 - l_2)} \cdot \frac{L_1}{L} \cdot \operatorname{tg} \beta \sin \varphi,$$

Abb. 229.

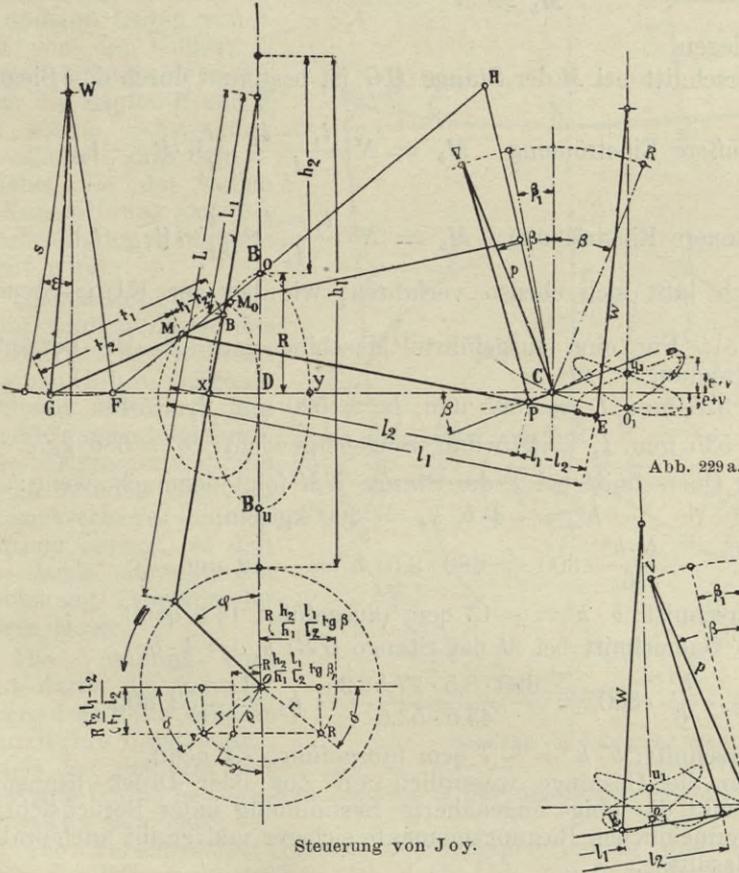


Abb. 229 a.

Steuerung von Joy.

Bei direktem Angriff an der Pleuelstange (Abb. 228) ist:

$$\frac{t_1}{t_2} = 1.$$

c) Abmessungen.

Zahlentafel Nr. 80.

Gestängeverhältnisse für $L = 1$ bei verschiedenen Werten von $L:R$.

L/R	$l_1 - l_2$	l_2	t_2	$t_1 - t_2$	p	w	s	L_1	β^0
3,5	0,057—0,085	0,340—0,415	0,200—0,260	0,157—0,215	0,23—0,285	0,30—0,70	0,40—0,43	0,2—0,3	18—25
4	0,050—0,750	0,300—0,360	0,175—0,225	0,137—0,185	0,2—0,250	0,25—0,60	0,35—0,38	0,2—0,3	18—25
4,5	0,045—0,067	0,275—0,320	0,155—0,200	0,122—0,165	0,17—0,220	0,20—0,55	0,30—0,33	0,2—0,3	18—25
5	0,040—0,060	0,240—0,290	0,140—1,800	0,110—0,150	0,16—0,200	0,20—0,50	0,28—0,30	0,2—0,3	18—25

d) Für die Ermittlung der in den Steuerungsteilen wirkenden Kräfte genügt es, für die Schieberstellung im Hubwechsel, die in E angreifende zu $G M$ senkrechte Komponente N zu ermitteln und

α) für äußere Einströmung den Querschnitt bei P (Abb. 229) mit dem Biegemoment: $M_b = N \cdot \frac{l_1}{l_2}$ zu bestimmen.

β) Bei innerer Einströmung (Abb. 229a) ist für den Querschnitt bei E das Biegemoment:

$$M_b = N \cdot \frac{l_1 \cdot (l_2 - l_1)}{l_2} \quad (594)$$

zugrunde zu legen.

Der Querschnitt bei M der Stange $B G$ ist bestimmt durch das Biegemoment:

$$\text{äußere Einströmung: } M_b = N \cdot \frac{l_1 - l_2}{l_2} \cdot \frac{t_2}{t_1} \cdot (t_1 - t_2) \quad (595)$$

und

$$\text{innere Einströmung: } M_b = N \cdot \frac{l_2 - l_1}{l_2} \cdot \frac{t_2}{t_1} \cdot (t_1 - t_2). \quad (596)$$

Graphisch läßt sich ebenso verfahren, wie bei der Klug-Steuerung angegeben.

Beispiel: Für eine ausgeführte Maschine von 525 PS beträgt bei äußerer Einströmung:

$$R = 325 \text{ mm, } L = 1325 \text{ mm, } l_1 = 520 \text{ mm, } l_2 = 435 \text{ mm,}$$

$$t_1 = 535 \text{ mm, } t_2 = 275 \text{ mm, Schiebergewicht: } S = 680 \text{ kg.}$$

Für den Querschnitt bei P der Stange EM folgt demnach, wenn:

$$h = \sim 4 \cdot b, k_b = 300 \text{ kg/qcm,}$$

$$\frac{b \cdot h^2}{6} \cdot 300 = 680 \cdot 8,5; h = \sim 72 \text{ mm.}$$

Also der Querschnitt: $b \cdot h = \sim 13 \text{ qcm}$ (ausgeführt 14,5 qcm).

Für den Querschnitt bei M der Stange GB : $h_1 = 4 \cdot b_1$

$$b_1 \cdot \frac{h_1^2}{6} \cdot 300 = \frac{680 \cdot 8,5 \cdot 27,5 \cdot 26}{43,5 \cdot 53,5}, h_1 = \sim 52 \text{ mm.}$$

Also der Querschnitt: $b \cdot h = \sim 7 \text{ qcm}$ (ausgeführt 7,4 qcm).

Trotzdem die Gestänge wesentlich auf Zug oder Druck beansprucht werden, erscheint die obige angenäherte Bestimmung unter Berücksichtigung der ganz unvermeidlichen Biegemomente sicherer und ergibt auch praktisch brauchbare Resultate.

5. **Steuerung von Lang und Walch** (Abb. 230), in der amerikanischen Handelsmarine mehrfach ausgeführt.

a) **Anordnung.** Maschinenwelle W mit aufgekeiltem Exzenter, Kulisse C in der Ebene von E mit Kulissenstein K und an diesem angreifende Schieberstange S . In der Ebene der Mitteltangente der Kulisse C der feste Zapfen Z , zugleich Drehpunkt für einen Winkelhebel mit den Armen A und B , wobei B mit der Kulisse durch Zapfen X beweglich verbunden, A durch Zapfen D an dem Exzentering angelenkt ist. Auf der entgegengesetzten Seite von D ist in Zapfen E des Exzenters die Stange G mit dem Zapfen F der Kulisse drehbar verbunden.

b) **Arbeitsweise.** Bei Drehung der Welle wird durch Winkelhebel AB die Kulisse gegen die Welle hin- und herbewegt, so daß auch die Schieberstange S eine entsprechende Bewegung ausführt und Zapfen D sich auf

einem Kreisbogen bewegt. Zapfen *E* beschreibt dabei eine Ellipse, deren große Achse das Schwingungsmaß der Kulisse um den Zapfen *X* darstellt, so daß die Bewegung von *X* nach der Welle hin und von ihr fort, gleich der doppelten Überdeckung vermehrt um die doppelte Voreilung des Schiebers ist, dementsprechend ist der Hub des Exzenters und der Winkelhebel einzurichten.

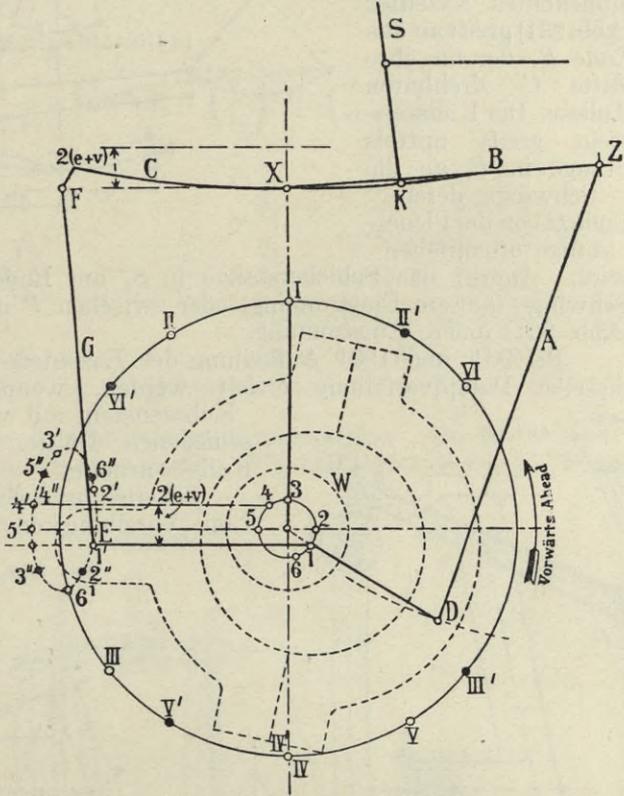
Der Lage des Kulissensteins *K* in *X* entspricht ein Ausschlag $e + v$. Die Kanalöffnung des Schiebers bei anderen Lagen von *K* wird von der Kulisse *C* abgeleitet, demnach muß *C* durch die Zapfen *E* und *F* eine solche Schwingung ausführen, daß dem Schieber die der vollen Kanalöffnung entsprechende Bewegung mitgeteilt wird.

Überdeckung und Voreilung werden durch das Exzenter erzeugt, während es seinen Hub in der einen Richtung ausführt, die Kanalöffnung erfolgt durch dasselbe Exzenter, während es sich in einer Richtung fast senkrecht zur ersteren Richtung bewegt, so daß sich beide Bewegungen unabhängig voneinander ändern lassen.

Die Voreilung wird nicht durch die Schwingungen der Kulisse, sondern durch ihre Umstellung mittels des sich um eine konstante Größe bewegenden Zapfens *X* hervorgerufen, so daß die Voreilung konstant sein muß.

Die verschiedenen Phasen der Dampfverteilung und die zugehörigen Lagen der Steuerung ergeben sich nach Abb. 230 folgendermaßen:

Abb. 230.



Steuerung von Lang und Walch.

		Kurbel		Exzenter-	Stellung des	
		vorwärts	rückwärts	mit-	vorwärts	rückwärts
				te	Zapfens	E
Beginn der Einströmung.....	oben	I	I'	1	1'	1''
Kanal voll geöffnet		II	II'	2	2'	2''
Beginn der Expansion		III	III'	3	3'	3''
Beginn der Einströmung.....	unten	IV	IV'	4	4'	4''
Kanal voll geöffnet		V	V'	5	5'	5''
Beginn der Expansion		VI	VI'	6	6'	6''

Da die Steuerung dicht an die Maschinenwelle gelegt werden kann, so lassen sich lange Schieberstangen verwenden, außerdem werden die Kanäle beim Vorwärts- und beim Rückwärtsgang schnell geschlossen.

6. Steuerung von Heusinger von Waldegg (Walshaert) (Abb. 231, 232).

a) Anordnung.

Ein unter 90° oder 180° zur Kurbel aufgekeiltes Exzenter (Abb. 231) greift an das Ende B , der um ihre Mitte C drehbaren Kulisse. Der Kulissenstein greift mittels Stange in P , an die Schwinde, deren

Ende Q von der Pleuelstange angetrieben

wird. Angriff der Schieberstange in S , am Ende der Schwinde (äußere Einströmung) oder zwischen P und Q (Abb. 231) innere Einströmung.

Bei 90° und 180° Aufkeilung des Exzenter kann dieselbe Dampfverteilung erzielt werden, wenn der

Kulissenstein auf verschiedenen Hälften der Kulisse arbeitet.

Scheitelkurve gerade Linie, Voreilung konstant,

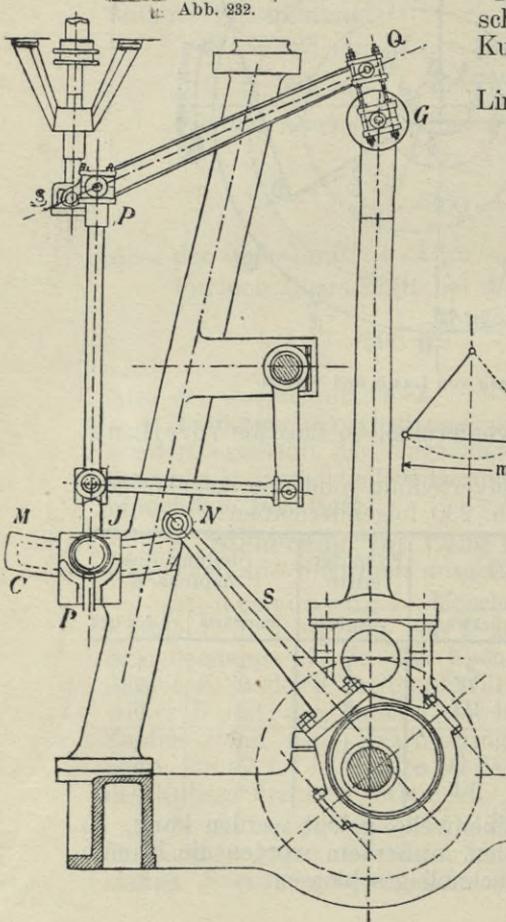


Abb. 232.

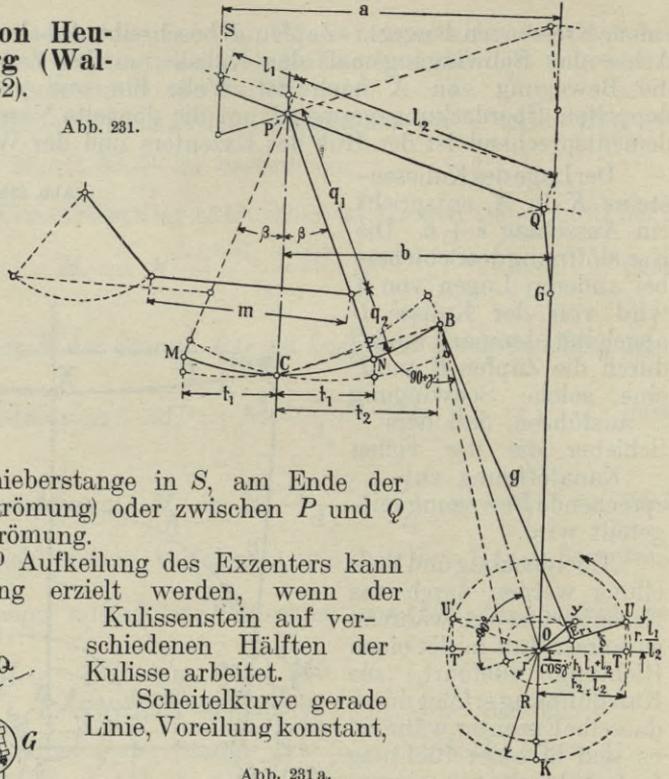


Abb. 231 a.

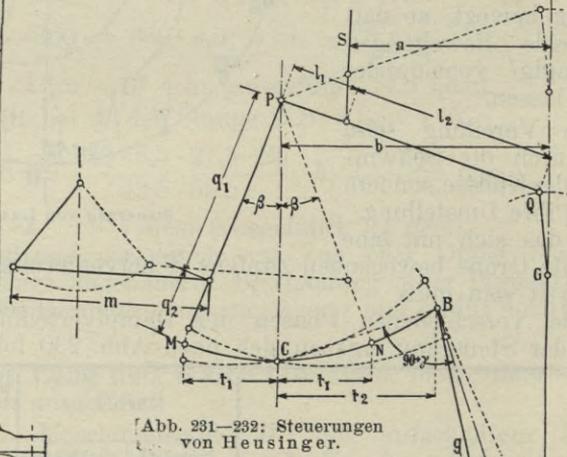
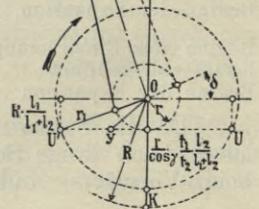


Abb. 231-232: Steuerungen von Heusinger.

weil P bei Veränderung der Stellung der Stange MP seine Lage behält.

Winkel $NBO = \sim 90^\circ$ oder um einen kleinen $\angle \gamma$ größer. Krümmungsradius der Kulisse $= PM$.



b) Bestimmung der Schieberelemente.

Das Schieberdiagramm ist für größte Füllung zu entwerfen mit einem Exzenterradius r_1 :

bei äußerer Einströmung (Abb. 231)

$$r_1 = \frac{1}{l_2} \cdot \sqrt{R^2 \cdot l_1^2 + \left(\frac{t_1}{t_2}\right)^2 \cdot (l_1 + l_2)^2 \cdot \left(\frac{r}{\cos \gamma}\right)^2}, \quad (597)$$

bei innerer Einströmung (Abb. 231 a)

$$r_1 = \frac{1}{l_1 + l_2} \cdot \sqrt{R^2 \cdot l_1^2 + \left(\frac{t_1}{t_2}\right)^2 \cdot l_2^2 \cdot \left(\frac{r}{\cos \gamma}\right)^2}.$$

c) Abmessungen:

$$r = \sim 0,25 \cdot R \text{ bis } 0,35 \cdot R,$$

$$q_1 = 2 \cdot R \text{ bis } 2,5 \cdot R,$$

$$g = \sim 9 \cdot R \text{ bis } 10,5 \cdot R,$$

$$q_2 = 0,45 \cdot R \text{ bis } 0,55 \cdot R,$$

$$l_1 = 0,7 \cdot r \text{ bis } 0,9 \cdot R,$$

$$*) a = 2 \cdot R \text{ bis } 3,2 \cdot R,$$

$$l_2 = 5,75 \cdot r \text{ bis } 8,5 \cdot r,$$

$$**) b = 1,8 \cdot R \text{ bis } 2 \cdot R,$$

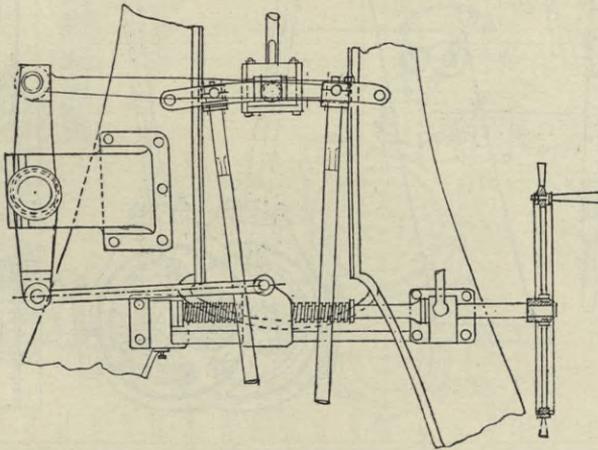
$$t_2 = 0,95 \cdot R \text{ bis } 1,1 \cdot R,$$

$$m = 1,5 \cdot R \text{ bis } 2 \cdot R.$$

$$\beta = 12-20^\circ.$$

Beispiel. Für eine Vierfach-Expansionsmaschine mit Heusinger-Steuerung, äußere Einströmung, ist aus dem Schieberdiagramm $r_1 = 216$ mm für größte Füllung ermittelt.

Abb. 233.



Handumsteuerung.

Da doppelte Einströmung auf jeder Zylinderseite stattfindet, ist für den Schieberhub: $2 \cdot \frac{r_1}{2} = 216$ mm angenommen.

Die wesentlichen Abmessungen sind:

$$R = 675 \text{ mm}, l_1 = 146 \text{ mm}, l_2 = 1260 \text{ mm}, t_1 = 250 \text{ mm}, t_2 = 585 \text{ mm}, \gamma = 0$$

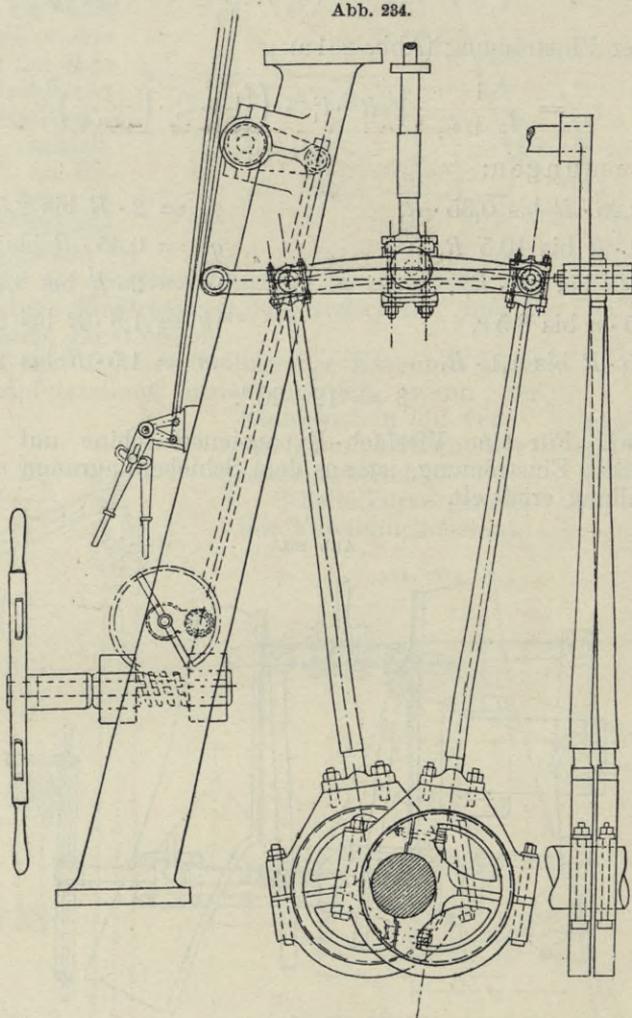
*) Die größeren Werte für äußere, die kleineren für innere Einströmung.

**) Die kleineren Werte für äußere, die größeren für innere Einströmung.

Daraus folgt für die dem Exzenter zu gebende Exzentrizität:

$$r = \frac{r_1^2 \cdot l_2^2 - R^2 \cdot l_1^2}{(l_1 + l_2)^2} \cdot \left(\frac{t_2}{t_1}\right)^2 = \frac{108^2 \cdot 1260^2 - 675^2 \cdot 146^2}{1406^2} \cdot \left(\frac{585}{250}\right)^2$$

$r = 157,5$ mm (ausgeführt 160 mm).



Handumsteuerung.

7. Umsteuerungsvorrichtungen.

a) Handumsteuerung bis etwa 400–500 PS.

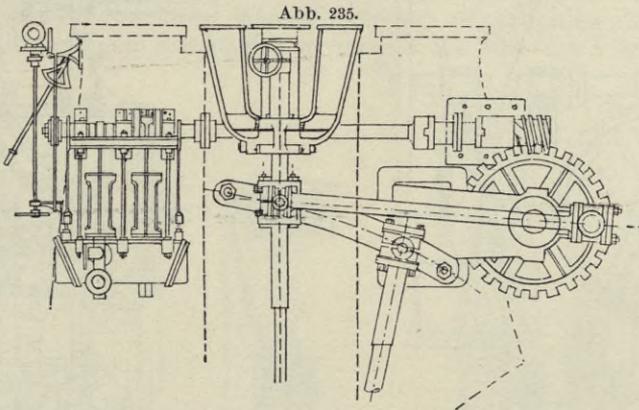
Für kleine Maschinen Umsteuerung durch Handhebel auf der Umsteuerungswelle.

Größere Maschinen, Übertragung der Bewegung durch Schraubenspindel oder Schneckenradgetriebe (Abb. 233 und Abb. 234).

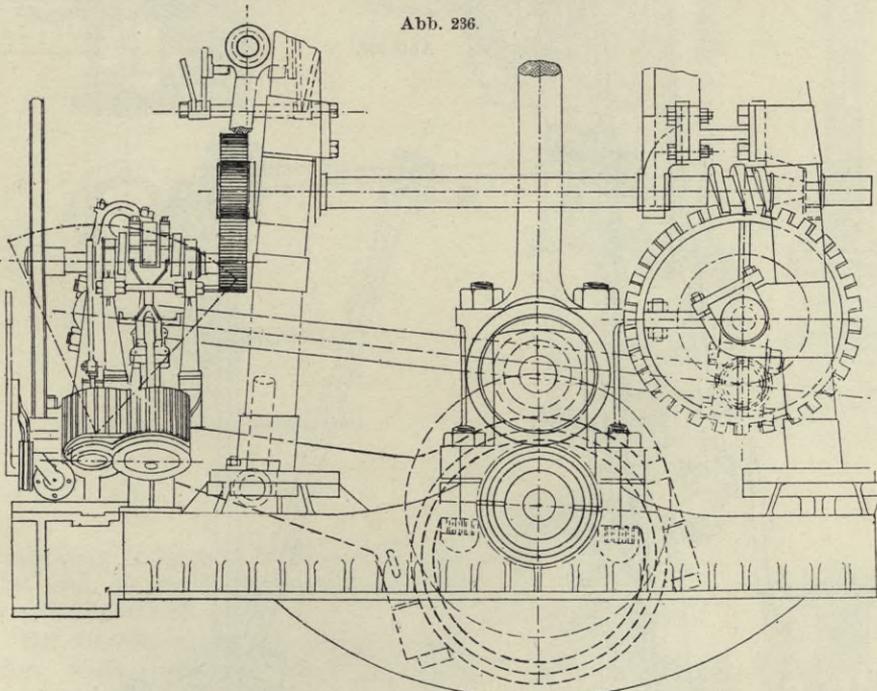
Bei Anwendung von Schneckengetrieben ist ein Zapfenlager der Schnecke zur Aufnahme des axialen Schubes als Kammlager auszubilden.

b) Umsteuerungsmaschinen.

a) mit rotierender Welle (Rundlauf-Umsteuerungsmaschinen) Anordnung (Abb. 235—239). Je nach Größe der Hauptmaschinen mit 1 oder 2 Dampfzylindern, vgl. auch Tafel 60, Abb. 1—3, Tafel 61, Abb. 18—20.



Umsteuerungsmaschine mit rotierender Welle.



Umsteuerungsmaschine mit rotierender Welle.

Anordnung mit Wechselschieber in besonderem Schieberkasten werden seltener verwendet.

Meist werden Drehschieber verwendet, die zwei Schiebergesichter besitzen (Abb. 238 und Tafel 60, Abb. 1—13), von denen das eine mit Außen-, das andere mit Inneneinströmung arbeitet. Schwungrad häufig mit Einrichtung für Verwendung als Maschinendrehvorrichtung (Abb. 239).

Abb. 237.

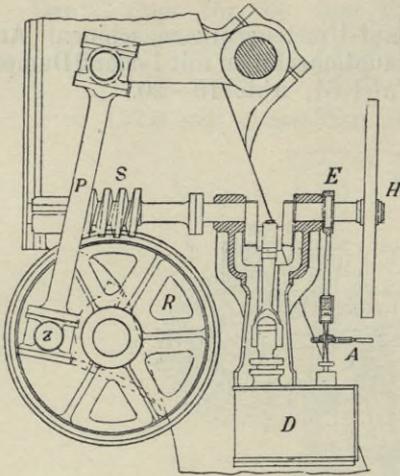


Abb. 238.

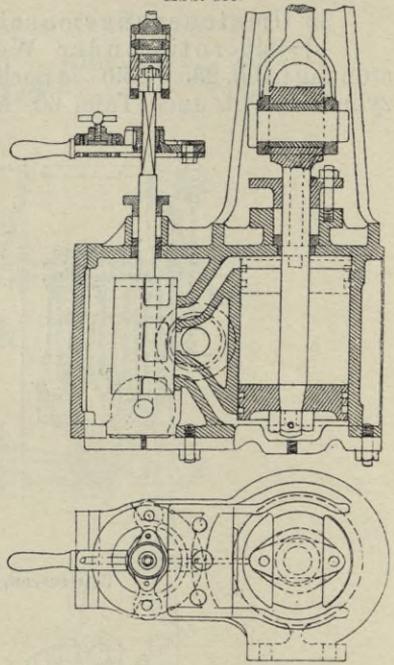


Abb. 239.

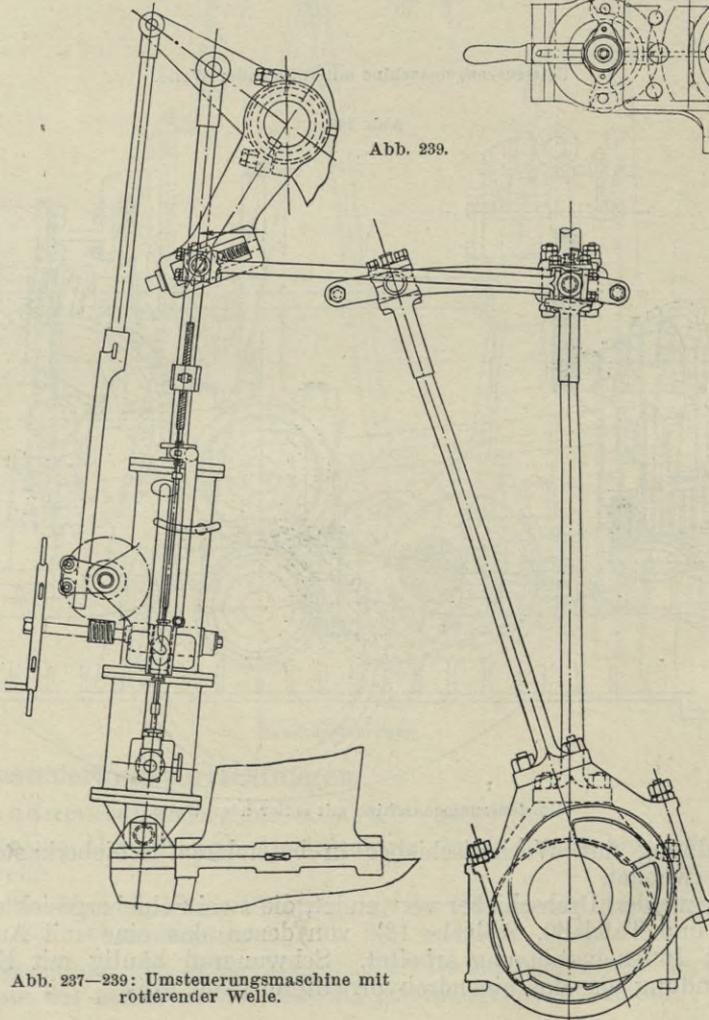


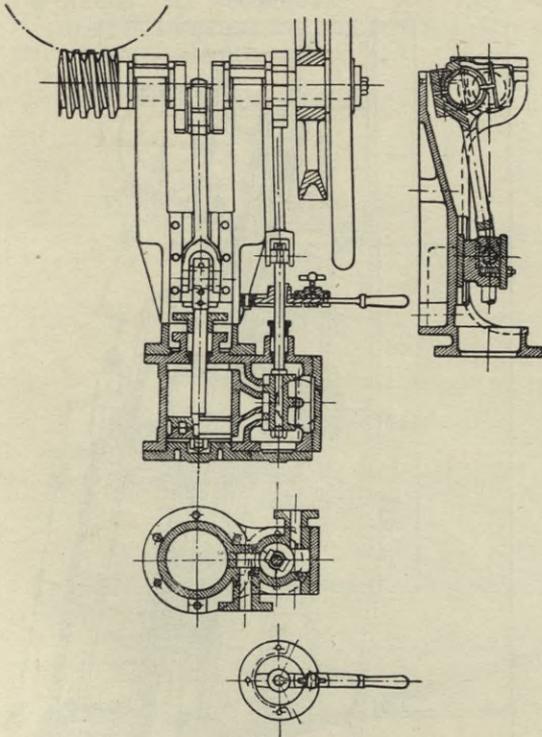
Abb. 237—239: Umsteuerungsmaschine mit rotierender Welle.

Der Schieber meist mit Überdeckungen ≈ 0 ausgeführt.

β) Direkt wirkende Umsteuerungsmaschinen (Abb. 239—244 und Tafel 61, Abb. 16—33).

Ausführungen mit und ohne Bremszylinder, in letzterem Fall (Abb. 243) erhalten die Schieber (einfache Muschelschieber) zweckmäßige äußere Überlappungen mit dreieckigem Ausschnitt, wodurch in der Nähe der Totpunktlage des

Abb. 240.



Rundlauf-Umsteuerungsmaschine.

Kolbens eine Verengung der Kanalöffnungen erfolgt und die Kolbenbewegung am Hubende ruhig vor sich geht.

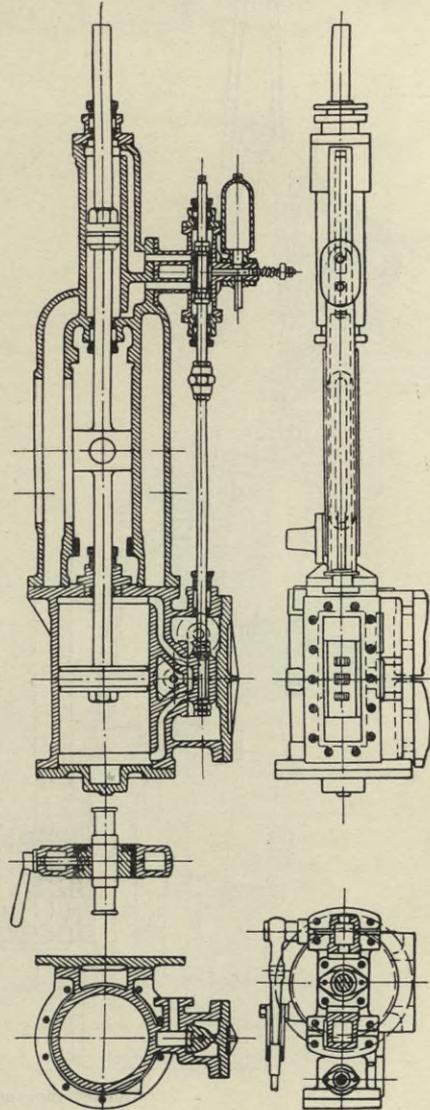
Bei Ausführungen mit Bremszylindern werden diese mit und ohne besondere Steuerung durch Kolbenschieber angeordnet.

Der Dampfzylinder erhält Muschelschieber mit geringer Überdeckung. Dampfzuführung aus der Haupt- und Hilfsdampfleitung, Abdampf in den Hauptkondensator.

Umlegen des Umsteuerhebels durch direkten Angriff der Kolbenstange des Bremszylinders (Tafel 61, Abb. 21, 22) oder durch Zugstangen am Kreuzkopf der Kolbenstange (Abb. 242).

Wilda, Die Schiffsmaschinen.

Abb. 240 a.



Umsteuerungsmaschine, System Brown.

Bei sehr großen Anlagen ist außerdem häufig noch Hilfumsteuerung durch eine kleine Rundlaufmaschine vorhanden, die durch Schnecke, Schneckenrad und Zahnstange auf die Umsteuerwelle wirkt.

Abb. 241.

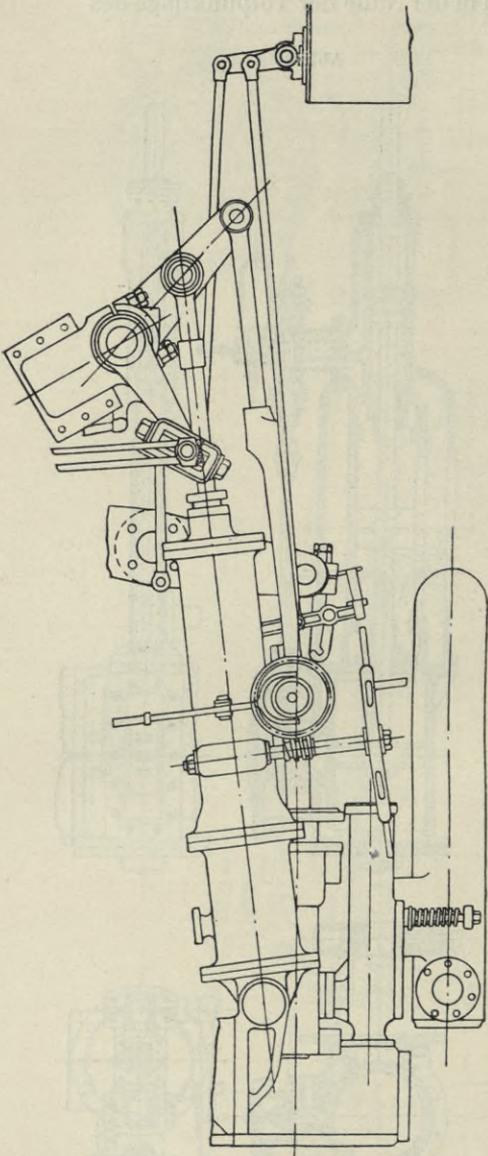
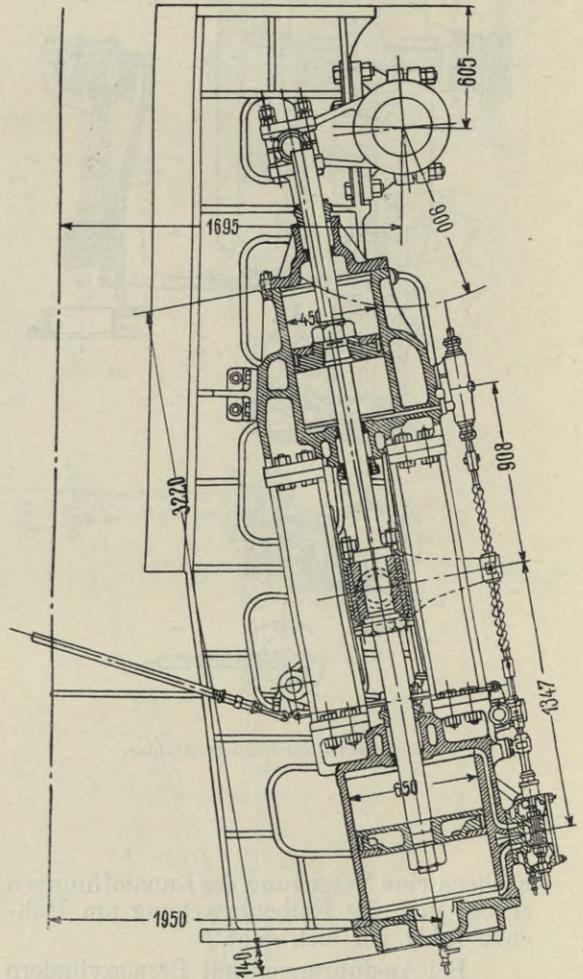


Abb. 242.



Umsteuerungsmaschinen, System Brown.

Anordnung um die Schieber in die Mittellage zu bringen, vgl. Abb. 242, 244.

c) Abmessungen.

a) Rundlauf-Umsteuerungsmaschinen.

Bezeichnungen.

d Zylinderdurchmesser, cm,
 h Hub, cm,
 m Anzahl der Zylinder der Umsteuerungs-
 maschine,
 i Anzahl der Zylinder der Hauptmaschine,
 s Schieberhub, cm,
 $\alpha = d : h$,
 n Anzahl der Umdrehungen der Um-
 steuerungsmaschine, um von vorwärts auf
 rückwärts umzusteuern,

p_k Kesseldruck, Überdruck kg/qcm,
 S größte Schieberstangenkraft, kg, diejenige
 des Niederdruckzylinders zu wählen
 (vgl. S. 227),
 d_5 Durchmesser der Umsteuerungswelle, cm,
 t Teilung des Schneckenrades bzw. Steigung
 der Schnecke, cm,
 R Radius des Teilkreises des Schneckenrades,
 d_w Durchmesser der Schneckenwelle.

Zylinderdurchmesser.

$$d = 1,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{S \cdot s \cdot (2 \cdot i + 0,75)}{\alpha \cdot m \cdot n \cdot p_k}} \text{ cm.} \quad (598)$$

Es genügt im allgemeinen:

$$d = 5,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{S}{\alpha \cdot m \cdot p_k \cdot n}} \text{ cm.}$$

Hierin ist anzunehmen:

$$S = \sim 2 \cdot B \cdot H, \quad \alpha = 0,9 \text{ bis } 1,25,$$

$$n = 20-30 \text{ (man findet bis } 50).$$

Minutliche Umdrehungszahl der Umsteuerungs-
 maschine 120—150.

Durchmesser der Schneckenwelle:

$$d_w = 0,15 \cdot d \cdot \sqrt[3]{i \cdot \alpha \cdot p_k} \quad (599)$$

Kurbelwelle der Umsteuerungsmaschine:

Kurbelarme, Höhe der Kurbelarme senkrecht zur
 Welle $\sim 1,2 \cdot d_w$,

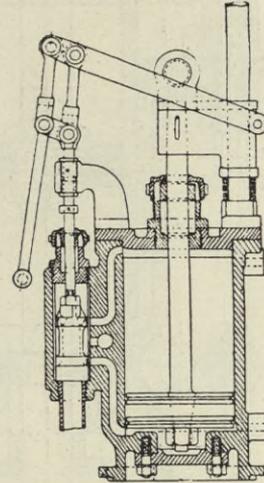
Breite der Kurbelarme parallel zur Welle $\sim 0,65 \cdot d_w$.

Kurbelzapfendurchmesser:

$$d_z = 0,13 \cdot d \cdot \sqrt[3]{p_k}, \text{ Länge } l_z = \sim 1,2 \cdot d_z.$$

Verzahnung.

Abb. 243.



Umsteuerungsmaschine.

Material	Schnecke	Schneckenrad
Am besten mindergut zu vermeiden	Stahl Stahl oder Gußeisen Stahlguß	Harte Bronze Gußeisen Stahlguß

Zulässige Beanspruchungen:

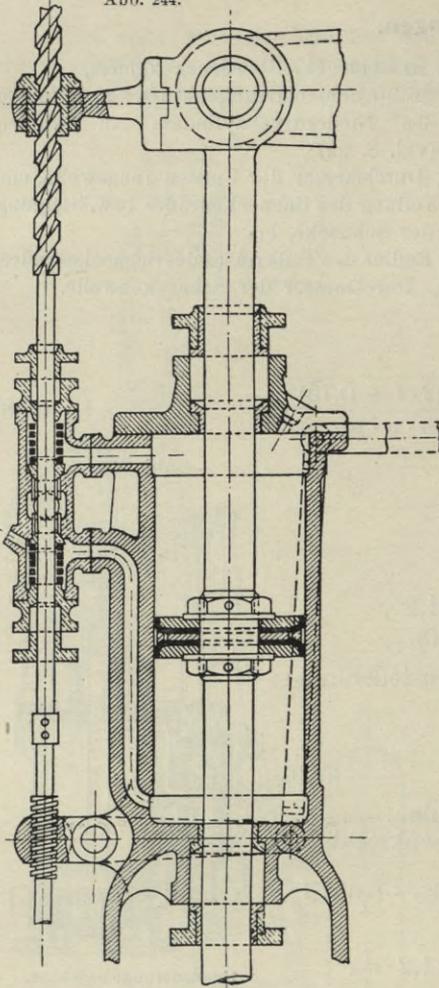
Gußeisen	Stahlguß	Deltametall	Phosphorbronze	Gußstahl
kg/qcm 250—400	300—550	500—700	450—700	500—900

Diese Werte können unbedenklich genommen werden.

Zähnezahl z des Schneckenrades:

$$z = \sim 775 \cdot \frac{d_5^3}{d^3} \cdot \frac{1}{\alpha \cdot p_k}, \quad (600)$$

Abb. 244.

Bremszylinder der Umsteuerungsmaschinen,
System Brown.

Teilung bzw. Steigung (eingängige Schnecke):

$$t = 1,1 \cdot d_s \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{z}}, \quad (601)$$

Radius des Teilkreises des Schneckenrades: $R = 0,159 \cdot z \cdot t$. (602)

Kranzbreite des Zahnrades:

$$b = t \text{ bis } 1,5 \cdot t,$$

Kopfhöhe der Zähne:

$$0,28 \cdot t \text{ bis } 3 \cdot t,$$

Fußhöhe der Zähne:

$$0,36 \cdot t \text{ bis } 0,4 \cdot t,$$

Stärke der Zähne im Teilkreis:

$$0,47 \cdot t \text{ bis } 0,49 \cdot t,$$

Stärke der Zähne am Fuß:

$$0,5 \cdot t \text{ bis } 0,6 \cdot t,$$

Durchmesser des Teilkreises der Schnecke: $2,5 \cdot t \text{ bis } 3 \cdot t$.

Aufgesetzte Schnecken aus Bronze:

Wandstärke der aufgesetzten Bronzschnecken $\sim 0,5 \cdot t$

Länge des Gewindes der Schnecke mindestens $3 \cdot t$.

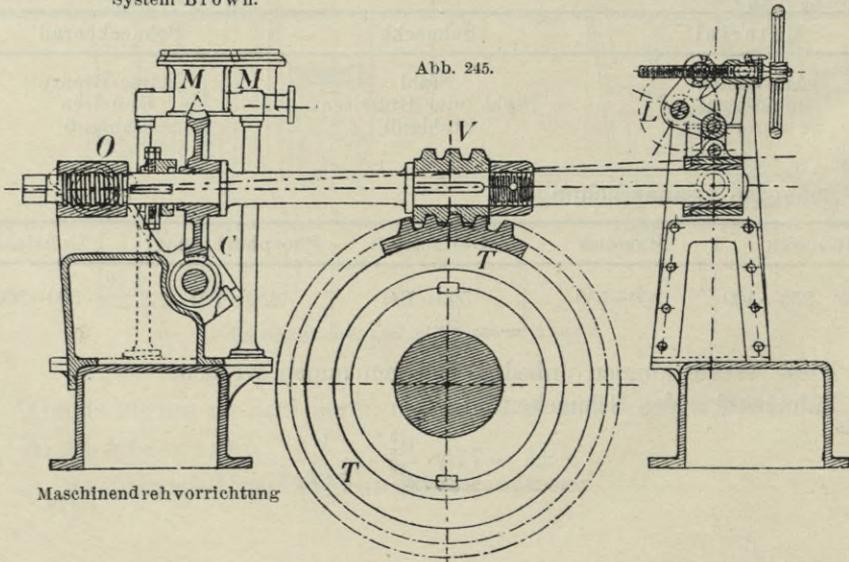
Schnecken aus Stahl mit der Welle ein Stück: $1,6 \cdot t \text{ bis } 2,4 \cdot t$.

Der Durchmesser der Schnecke ist so klein als möglich zu halten.

Kranzstärke des Zahnrades $\sim 0,5 \cdot t$.

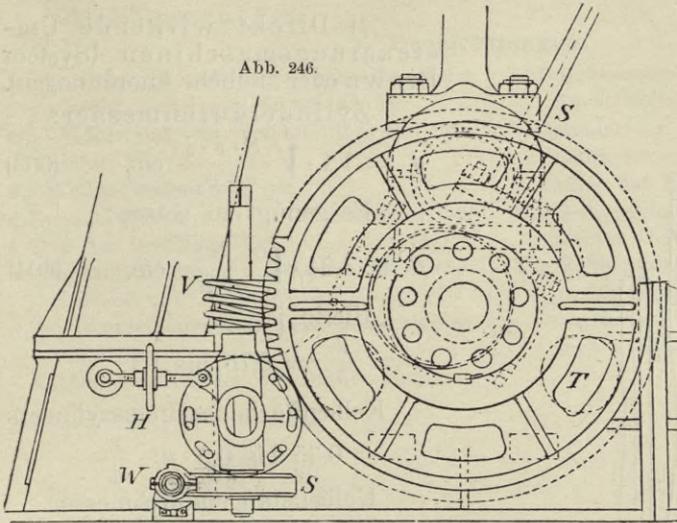
Armstärke etwa gleich der Kranzstärke, Armhöhe an der Nabe $\sim 2,5 \cdot t \text{ bis } 3 \cdot t$.

Abb. 245.



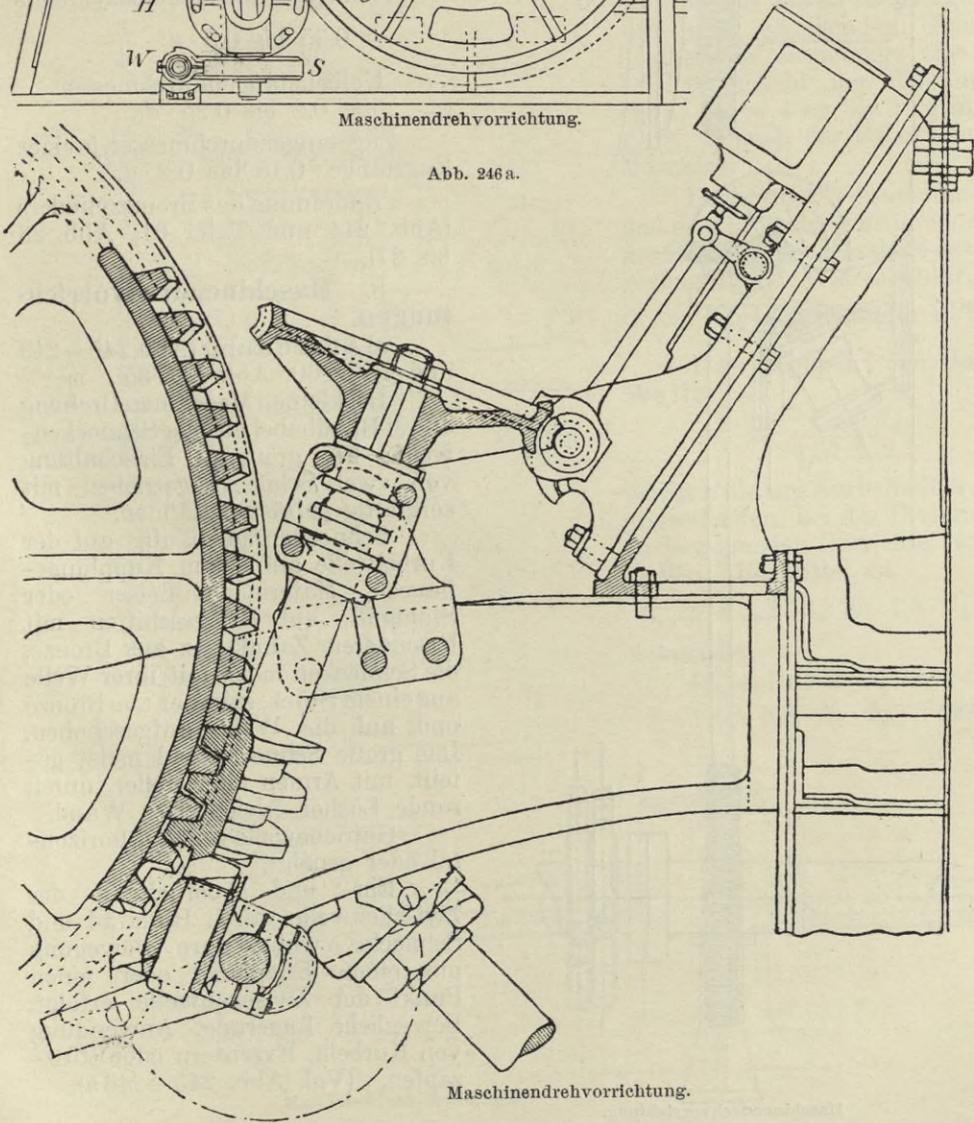
Maschinendrehvorrichtung

Abb. 246.



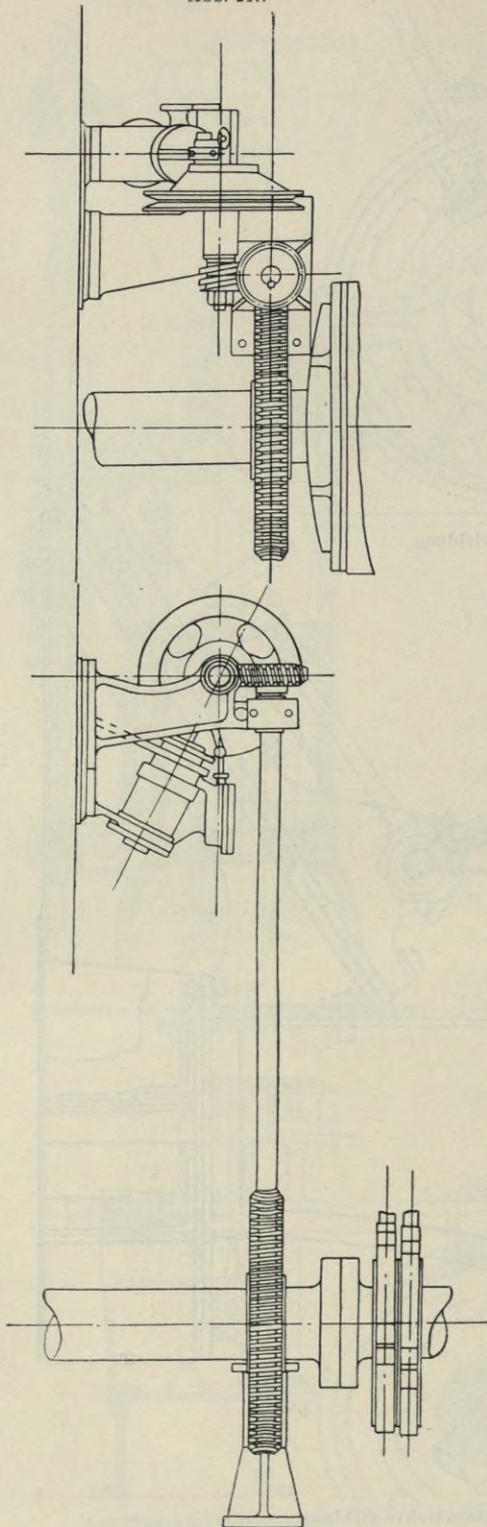
Maschinendrehvorrichtung.

Abb. 246 a.



Maschinendrehvorrichtung.

Abb. 247.



Maschinendrehvorrichtung.

β) Direkt wirkende Umsteuerungsmaschinen (System Brown oder ähnliche Anordnungen).

Zylinderdurchmesser:

$$d = 1,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{S \cdot s \cdot i}{\alpha \cdot p_k}} \text{ cm.} \quad (603)$$

Es genügt zu setzen:

$$d = 4,34 \cdot \sqrt[3]{\frac{S}{\alpha \cdot p_k}} \text{ cm.} \quad (604)$$

Hierin ist:

$$\alpha = \frac{d}{h} = 0,75 \text{ bis } 1,1.$$

Kolbenfläche des Bremszylinders

$$0,35 \text{ bis } 0,5 \cdot d^2 \cdot \frac{\pi}{4}$$

Kolbenstangendurchmesser

$$0,2 \text{ bis } 0,25 \cdot d.$$

Zugstangendurchmesser, je einer Zugstange 0,15 bis 0,2 · d.

Anordnung des Bremszylinders (Abb. 244 und Tafel 61, Abb. 23 bis 27).

8. Maschinendrehvorrichtungen.

a) Anordnung (Abb. 245—249 und Tafel 60, Abb. 34, 35).

Bei kleinen Maschinen Drehung durch Handhebel auf der Schneckenwelle, bei größeren Einschaltung von zwei Schneckengetrieben mit sorgfältig gefrästen Zähnen.

Schneckenrad häufig auf der Kurbelwelle auf einem Kupplungsflansch, Material Gußeisen oder Stahlguß, auf Kriegsschiffen mit besonderem Zahnkranz aus Bronze, die Schnecken meist mit ihrer Welle aus einem Stück, seltener aus Bronze und auf die Welle aufgeschoben. Das große Schneckenrad meist geteilt, mit Armen oder voller, durch runde Löcher erleichteter Wand.

Getriebewelle vertikal, horizontal oder geneigt.

Ein- und Ausrückung der Zwischenwelle durch Handrad und Schnecke, wobei ihre Bewegung um einen Endpunkt oder einen Punkt der Zwischenwelle erfolgt. Bewegliche Lagerung, Anwendung von Kurbeln, Exzentrern oder Stützapfen. (Vgl. Abb. 245—246 a).

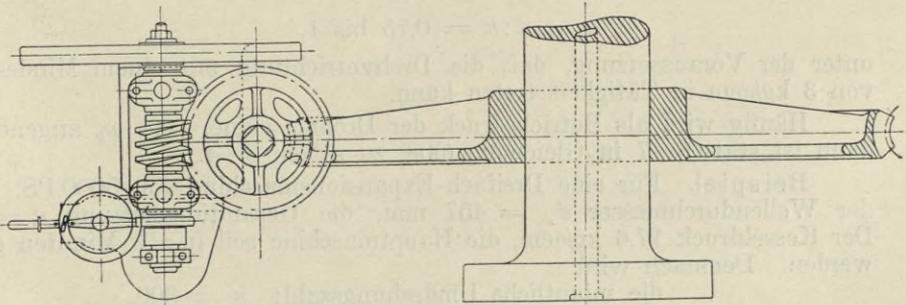
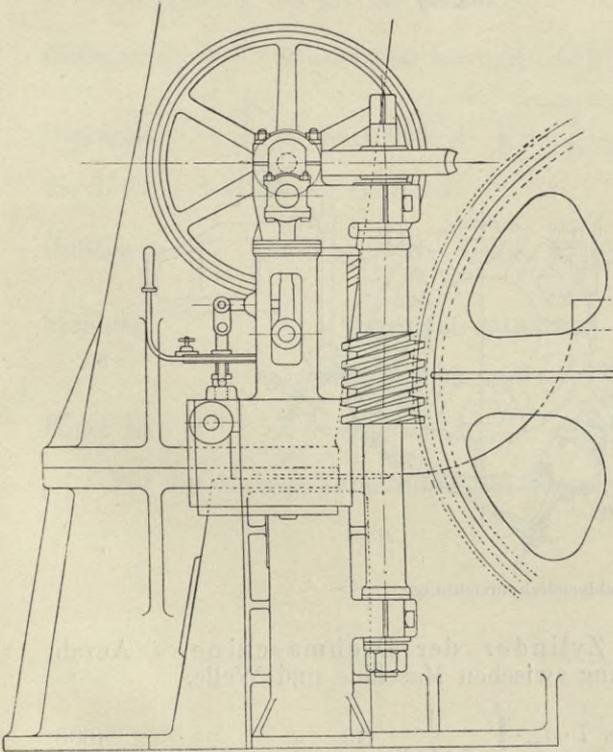
b) Abmessungen.

Bezeichnungen.

G_h Gewicht der auf- und abgehenden Teile
einschl. Reibungswiderstände, kg,
 G_w Widerstand von Wellenleitung und Pro-
peller, kg,
 d_w Wellendurchmesser, cm,
 d Zylinderdurchmesser der Drehmaschine, cm,
 h Hub der Drehmaschine, cm, $\alpha = d : h$,
 u Gesamtübersetzung zwischen Drehvor-
richtung und Kurbelwelle,
 u_1, u_2 Übersetzungen des großen und kleinen
Getriebes,
 i Anzahl der Zylinder der Drehvorrichtung,

D Durchmesser des Schneckenrades auf der
Kurbelwelle, cm,
 δ Durchmesser des kleinen Schnecken-
rades, cm,
 R Radius der Kurbel, cm,
 T, t Teilung bzw. Steigung des großen und
kleinen Getriebes,
 Z, z Zähnezahlen der Schneckenräder des
großen und kleinen Getriebes,
 p Dampfdruck, bei dem die Drehvorrichtung
noch arbeiten soll, kg/qcm Überdruck.

Abb. 248.



Maschinendrehvorrichtung.

α) Das Gewicht G_h der auf- und abgehenden Teile (Kolben, Kolbenstange usw.) beträgt einschl. der Reibung etwa: $G_h = 4$ kg bis 9 kg für 1 PS., je nach der Bauart der Maschine.

Der von der Wellenleitung und dem Propeller herrührende, der Drehung der Maschine entgegenwirkende Widerstand G_w :
 $G_w = \sim 0,4$ bis 1,6 kg für 1 PS.

Das Moment an der Welle:

$$M_w = \frac{P}{1,57} \cdot \frac{d_w}{2},$$

worin P die am Kurbelradius R angreifenden, bei der Drehung zu bewegenden Gewichte darstellen. Im Mittel ist

$$R = \sim 1,2 \cdot d_w \text{ bis } 1,5 \cdot d_w,$$

demnach:

$$M_w = \sim 1,2 \cdot N_i \cdot d_w \text{ bis } 3,8 \cdot N_i \cdot d_w \quad (605)$$

oder mit genügender Annäherung:

$$M_w = \frac{2}{\pi} \cdot G_n \cdot \frac{d_w}{2} + G_w \cdot f \cdot \frac{d_w}{2}, \quad (606)$$

worin f den Reibungskoeffizienten zwischen Wellenleitung und Lagern darstellt.

Für $f = \sim 0,16$ folgt:

$$M_w = 0,08 \cdot d_w (4 \cdot G_n + G_w). \quad (607)$$

Als Drehkraft am Kurbelradius R wird häufig eine Kraft von: $0,125 \cdot D_n^2$ kg bzw. $0,25 \cdot D_n^2$ kg bei Vorhandensein von 1 oder 2 Niederdruckzylindern zugrunde gelegt, so daß sich als Drehmoment M_R an der Kurbel ergibt:

$$M_R = 0,063 \cdot D_n^2 \cdot H \text{ bzw. } 0,125 \cdot D_n^2 \cdot H \text{ cm/kg.}$$

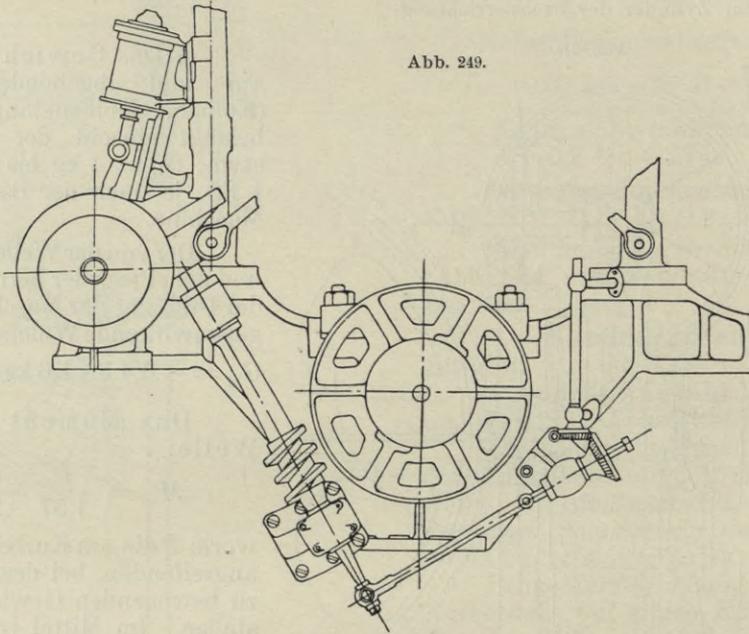


Abb. 249.

Maschinendrehvorrichtung.

β) Durchmesser d der Zylinder der Drehmaschine, i Anzahl der Zylinder, u Gesamtübersetzung zwischen Maschine und Welle.

$$d = 6 \text{ bis } 7 \cdot d_w \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{\alpha \cdot i \cdot u}} \text{ cm} \quad (608)$$

$$\alpha = d : h = 0,75 \text{ bis } 1,$$

unter der Voraussetzung, daß die Drehvorrichtung mit einem Mindestdruck von 3 kg/qcm in Tätigkeit treten kann.

Häufig wird als Betriebsdruck der Drehmaschine $\sim 0,4 \cdot p_k$ angenommen, dann ist statt 6—7 in Gleichung (608) zu setzen 3—4.

Beispiel. Für eine Dreifach-Expansionsmaschine von 5000 PS. beträgt der Wellendurchmesser $d_w = 457$ mm, die Gesamtübersetzung $u = 1800$. Der Kesseldruck 17,6 kg/qcm, die Hauptmaschine soll in ~ 6 Minuten gedreht werden. Demnach wird

die minutliche Umdrehungszahl: $n = 300$.

Die Drehung soll noch mit ~ 7 kg/qcm Kesseldruck ermöglicht werden.
 $\alpha = 1$, $i = 1$, demnach wird:

$$d = \sim 4 \cdot 45,7 \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{1800}} = \sim 15 \text{ cm.}$$

Zur einmaligen Drehung der Kurbelwelle sind 1200 bis 3000 Umdrehungen der Drehvorrichtung erforderlich, minutliche Umdrehungszahl $n = 250$ bis 350 (manchmal bis 480).

Durchmesser D des Schneckenrades auf der Kurbelwelle:

$$D = \sim 3 \cdot d_w \text{ bis } 5 \cdot d_w \text{ oder } D = \sim 2,5 \cdot R \text{ bis } 3,3 \cdot R. \quad (609)$$

γ) Schnecken und Schneckenräder.

Gesamtübersetzung: $u = u_1 \cdot u_2$, wobei passend $u_1 = \sim 0,5 \cdot u_2$,
 $u = Z \cdot z$.

Die Teilung des großen Getriebes:

$$\text{Gußeisen:} \quad T = 0,009 \text{ bis } 0,01 \cdot d \cdot \sqrt{\alpha \cdot \frac{d}{D} \cdot p \cdot u}, \quad (610)$$

$$\text{Stahlguß:} \quad T = 0,0085 \cdot d \cdot \sqrt{\alpha \cdot \frac{d}{D} \cdot p \cdot u},$$

die Teilung des kleinen Getriebes:

$$\text{Gußeisen:} \quad t = 0,0075 - 0,008 \cdot d \cdot \sqrt[3]{\frac{\alpha \cdot p \cdot u \cdot T}{D \cdot z}}, \quad (611)$$

$$\text{Stahlguß:} \quad t = 0,0070 \text{ bis } 0,0072 \cdot d \cdot \sqrt[3]{\frac{\alpha \cdot p \cdot u \cdot T}{D \cdot z}},$$

$$t = 35 \text{ bis } 62 \text{ mm,}$$

$$\text{ferner ist:} \quad Z = 7,5 \text{ bis } 10 \cdot \frac{R}{T}, \quad z = \frac{u}{Z}, \quad \delta = 0,319 \cdot z \cdot t \text{ cm.}$$

Für die übrigen Verhältnisse der Verzahnung gelten die Angaben S. 260.

Neunter Abschnitt.

Kurbeltrieb und Massenausgleich.

I. Der Kurbeltrieb.

Bezeichnungen.

<p>x_m Kolbenweg von der Hubmitte, x_0 beliebiger Kolbenweg, R Kurbelradius, L Pleuelstangenlänge, φ Kurbelwinkel, vom oberen Totpunkte an gerechnet, v veränderliche Umfangsgeschwindigkeit, v_m mittlere Umfangsgeschwindigkeit, n minutliche Umdrehungszahl, ω veränderliche Winkelgeschwindigkeit, ω_m mittlere Winkelgeschwindigkeit, c veränderliche Kreuzkopf- (Kolben-) geschwindigkeit, c_m mittlere Kreuzkopf (Kolben-) geschwindigkeit, j_k Kolbenbeschleunigung für v_m, j Kolbenbeschleunigung für v, ε_t Tangentialbeschleunigung für v, ε_r Radialbeschleunigung für v, ε_v vertikale Komponente der Beschleunigung für v, ε_h horizontale Komponente der Beschleunigung für v, ε'_v vertikale Komponente der Beschleunigung für v_m, ε'_h horizontale Komponente der Beschleunigung für v_m, N Druck auf die Gleitbahn, P effektive Kolbenkraft,</p>	<p>Q Kraft in der Pleuelstange, T Tangentialkraft, T_{\max}, T_{\min} größte und kleinste Tangentialkraft, T_m mittlere Tangentialkraft, T_r resultierende Tangentialkraft, D Druck in der Richtung des Kurbelradius, S Druck auf das Kurbellager, G_0 Gewicht der vertikal auf- und abgehenden Teile, G_1, G_2, G_3, G_4 Gewichte von Kolben, Pleuelstange, Kreuzkopf und dem oberen Teil der Pleuelstange, G_p Gewicht der Pleuelstange, t Gewicht der hin- und hergehenden Teile für 1 qcm Kolbenfläche, L Länge der Pleuelstange, l_1 Entfernung des Schwerpunkts der Pleuelstange vom Kreuzkopfpapfen, l_2 Entfernung des Schwerpunkts der Pleuelstange vom Kurbelzapfen, l Länge eines mit der Pleuelstange gleichschwingenden Pendels, B Beschleunigungsdruck der vertikal bewegten Teile für v, B_{vm} Beschleunigungsdruck der vertikal bewegten Teile für v_m, D Zylinderdurchmesser, ϑ Ungleichförmigkeitsgrad.</p>
---	---

1. Bewegungsverhältnisse im Kurbeltrieb.

a) Kolbenweg.

α) Kolbenweg x_0 für einen beliebigen Kurbelwinkel φ von der oberen Totpunktlage des Kolbens aus gerechnet:

$$x_0 = R \cdot (1 - \cos \varphi) \pm L \cdot \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L} \cdot \sin \varphi \right)^2} \right], \quad (612)$$

angenähert, für praktische Zwecke genügend genau:

$$x_0 = R \cdot (1 - \cos \varphi) \pm \frac{1}{2} \cdot \frac{R^2}{L} \cdot \sin^2 \varphi. \quad (613)$$

β) Kolbenweg x_m von der Hubmitte:

$$x_m = R \cdot \cos \varphi - L \cdot \left[-\sqrt{1 - \left(\frac{R}{L} \cdot \sin \varphi\right)^2} \right], \quad (614)$$

angenähert: $x_m = R \cdot \cos \varphi - \frac{1}{2} \cdot \frac{R^2}{L} \cdot \sin^2 \varphi.$ (615)

oder:

$$x_m = R \cdot \cos \varphi - \frac{1}{2} \cdot \frac{R^2}{L} \cdot \sin^2 \varphi \cdot \left[1 + \frac{1}{4} \cdot \frac{R^2}{L^2} \sin^2 \varphi + \frac{1}{8} \cdot \frac{R^4}{L^4} \sin^4 \varphi + \dots \right]. \quad (616)$$

Sonderfälle:

$\varphi =$	90°	180°	$L = \infty$
$x^0 =$	$R + \frac{1}{2} \cdot \frac{R^2}{L}$	$2 \cdot R$	$R \cdot (1 - \cos \varphi)$

Zahlentafel Nr. 81.

Werte von $\cos \varphi, \cos^2 \varphi, \sin \varphi, \sin^2 \varphi, \sin^4 \varphi.$

	0°	15°	30°	45°	60°	75°	90°	105°	120°	135°	150°	165°	180°
$\cos \varphi$	1,00	0,9660	0,8660	0,707	0,500	0,2590	0	-0,2590	-0,500	-0,707	-0,8660	-0,9660	-1,0
$\cos^2 \varphi$	1,00	0,9330	0,7500	0,500	0,250	0,0671	0	0,0671	0,250	0,500	0,7500	0,9330	1,0
$\cos 2\varphi$	1	0,8660	0,5000	0	-0,500	-0,8660	-1	-0,8660	-0,500	0	0,5000	0,8660	1
$\sin \varphi$	0	0,2590	0,5000	0,707	0,866	0,9660	1	0,9660	0,866	0,707	0,5000	0,2590	0
$\sin^2 \varphi$	0	0,0671	0,2500	0,500	0,750	0,9330	1	0,9330	0,750	0,500	0,2500	0,0670	0
$\sin^4 \varphi$	0	0,0045	0,0625	0,250	0,562	0,8700	1	0,8700	0,562	0,250	0,0625	0,0045	0

γ) Konstruktion des Kolbenweges x_0 (Abb. 250, 251).

Bogen 11 und 22 mit L als Radius, Mittelpunkt auf $K_0 K_u$; $x_0 = Ka$ (L endlich), $x_0 = K_0 d$ für $L = \infty$.

Abb. 251 $OO_1 = R^2 : L^2$; $x_0 = K_0 a$, L endlich.

b) Umfangsgeschwindigkeit des Kurbelzapfens.

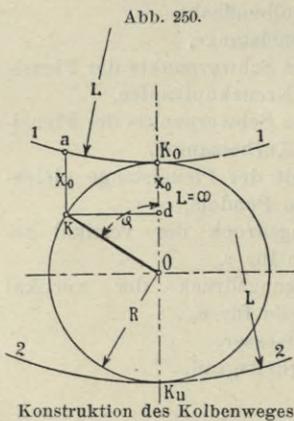
Veränderliche Umfangsgeschwindigkeit v :

$$v = R \cdot \frac{d\varphi}{dt}. \quad (617)$$

Die Bestimmung der veränderlichen Umfangsgeschwindigkeit v aus dem Tangentialdruckdiagramm, vgl. S. 273, 277, kann zu befriedigenden Ergebnissen nicht führen, weil in diesem die Trägheitskräfte der rotierenden Teile unberücksichtigt bleiben und außerdem die Geschwindigkeitsschwankungen von den äußeren wechselnden Widerständen und dem inneren Widerstand der Maschine und Wellenleitung abhängen, die im Tangentialdruckdiagramm nicht zur Darstellung kommen.

Der Verlauf der veränderlichen Umfangsgeschwindigkeit v während einer Umdrehung läßt sich für praktische Zwecke genügend genau aus folgender Zusammenstellung ermitteln:

$\varphi =$	0° oberer Totpunkt	30°	60°	90°	120°	150°
$v =$	$\sim 0,8 \cdot v_m$	v_m	$1,2 \cdot v_m$	v_m	$0,8 \cdot v_m$	$\sim v_m$
$\varphi =$	180°	210°	240°	270°	300°	330°
$v =$	$1,1$ bis $1,2 \cdot v_m$	$\sim v_m$	$0,75$ bis $0,8 \cdot v_m$	$\sim v_m$	$\sim 1,2 \cdot v_m$	$\sim v_m$
						$\sim 0,8 \cdot v_m$



Mittlere Umfangsgeschwindigkeit:

$$v_m = \frac{2 \cdot \pi \cdot R \cdot n}{60} = 0,1047 \cdot R \cdot n = 1,571 \cdot c_m. \quad (618)$$

c) Winkelgeschwindigkeit ω im Kurbelkreis:

a) Veränderliche Winkelgeschwindigkeit:

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt}. \quad (619)$$

β) Mittlere Winkelgeschwindigkeit:

$$\omega_m = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = 0,1047 \cdot n. \quad (620)$$

d) Kolben- (Kreuzkopf-) Geschwindigkeit.

a) Veränderliche Kolbengeschwindigkeit c :

$$c = v \cdot \frac{\sin(\alpha \pm \beta)}{\cos \beta} = 0,1047 \cdot R \cdot n \cdot \frac{\sin(\alpha \pm \beta)}{\cos \beta} \\ = 1,571 \cdot c_m \cdot \frac{\sin(\alpha \pm \beta)}{\cos \beta}. \quad (621)$$

$$c = v \cdot \left(\sin \varphi + \frac{1}{2} \cdot \frac{R}{L} \cdot \sin 2\varphi \right) = \sim v_m \cdot \sin \varphi \cdot \left(1 \pm \frac{R}{L} \cdot \cos \varphi \right) \quad (622)$$

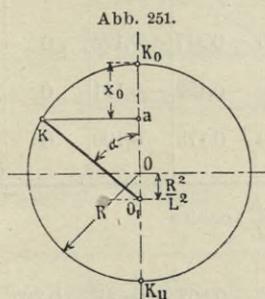
$$\text{oder: } c = R \cdot \omega \cdot \sin \varphi \cdot \left[1 + \frac{\cos \varphi}{\sqrt{\frac{L^2}{R^2} - \sin^2 \varphi}} \right] \quad (623)$$

β) Sonderfälle:

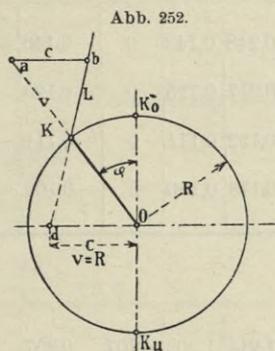
$\alpha = 0^\circ$ und 180°	90°	$\alpha + \beta = 90^\circ$
$\beta = 0, c = 0$	$c = v_m$	$c_{\max} = \frac{v_m}{\cos \beta}; \frac{R}{L} = \operatorname{tg} \beta$

γ) Mittlere Kolbengeschwindigkeit c_m :

$$c_m = \frac{2 \cdot R \cdot n}{30} = 0,0667 \cdot R \cdot n. \quad (624)$$



Konstruktion des Kolbenweges.



Konstruktion der Kolbengeschwindigkeit.

γ) Konstruktion der Kolbengeschwindigkeit c (Abb. 252).

Für die Kurbelstellung OK mache $Ka = v$, ziehe $ab \perp K_0K_u$ bis zur Richtung der Pleuelstange, dann ist:

$$c = ab \text{ in demselben Maßstab wie } v.$$

Ist der Maßstab von v gleich der Länge von R gewählt, so ist:

$$c = Od.$$

e) Kolbenbeschleunigung.

α) Für veränderliches v :

$$j = \frac{dv}{dt} \cdot \left(\sin \varphi + \frac{R}{2 \cdot L} \sin 2 \varphi \right) + \frac{v^2}{R} \cdot \left(\cos \varphi + \frac{R}{L} \cdot \cos 2 \varphi \right) \quad (625)$$

β) Für unveränderliches v_m :

$$j_k = 0,010\,966 \cdot R \cdot n^2 \cdot \left[\cos \varphi + \frac{L^2 \cdot \cos 2 \varphi + \sin^4 \varphi}{\sqrt{\left(\frac{L^2}{R^2} - \sin^2 \varphi\right)^3}} \right] \quad (626)$$

$$j_k = \frac{v_m^2}{r} \cdot \left(\cos \varphi + \frac{R}{L} \cdot \cos 2 \varphi \right) \quad (627)$$

γ) Sonderfälle:

$\alpha = 0$	$\alpha = 180^\circ$
$j_{k0} = \frac{v_m^2}{R} \cdot \left(1 + \frac{R}{L}\right)$	$j_{k180} = \frac{v_m^2}{R} \cdot \left(1 - \frac{R}{L}\right)$

Für $L = \infty$ wird die größte Beschleunigung bzw. Verzögerung

$$j_{k\infty} = j_{k0} = j_{k180} = \frac{v_m^2}{R}$$

Zahlentafel Nr. 82.

Werte von $\frac{R}{L} \cdot \cos 2 \varphi$ und $\cos \varphi + \frac{R}{L} \cdot \cos 2 \varphi$.

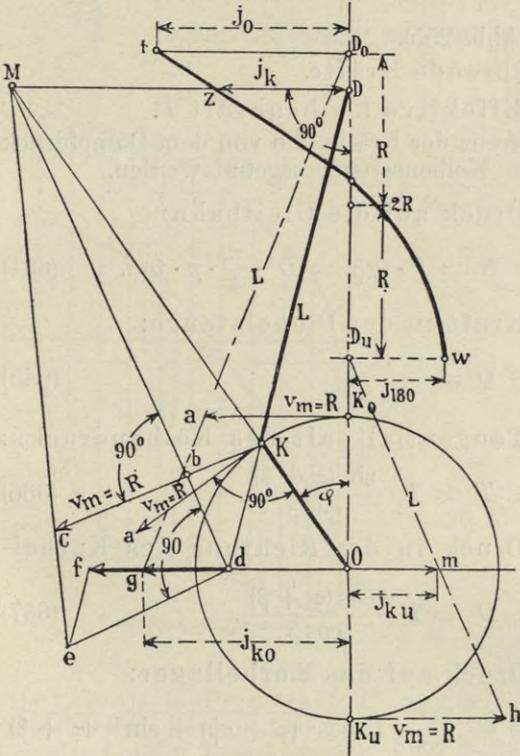
$\varphi =$	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180
	$\frac{R}{L} \cdot \cos 2 \varphi$												
$\frac{R}{L} = \frac{1}{3,5}$	0,286	0,248	0,143	0	-0,143	-0,248	-0,286	-0,248	-0,143	0	0,143	0,248	0,286
$\frac{R}{L} = \frac{1}{4}$	0,250	0,217	0,125	0	-0,125	-0,217	-0,250	-0,217	-0,125	0	0,125	0,217	0,250
$\frac{R}{L} = \frac{1}{4,5}$	0,222	0,192	0,111	0	-0,111	-0,192	-0,222	-0,192	-0,111	0	0,111	0,192	0,222
$\frac{R}{L} = \frac{1}{5}$	0,200	0,173	0,100	0	-0,100	-0,173	-0,200	-0,173	-0,100	0	0,100	0,173	0,200
	$\cos \varphi + \frac{R}{L} \cdot \cos 2 \varphi$												
$\frac{R}{L} = \frac{1}{3,5}$	1,286	1,214	1,009	0,707	0,357	0,011	-0,286	-0,507	-0,643	-0,707	-0,723	-0,718	-0,714
$\frac{R}{L} = \frac{1}{4}$	1,250	1,183	0,991	0,707	0,375	0,042	-0,250	-0,467	-0,625	-0,707	-0,741	-0,749	-0,750
$\frac{R}{L} = \frac{1}{4,5}$	1,222	1,158	0,977	0,707	0,389	0,067	-0,222	-0,451	-0,611	-0,707	-0,755	-0,774	-0,778
$\frac{R}{L} = \frac{1}{5}$	1,200	1,139	0,966	0,707	0,400	0,086	-0,200	-0,432	-0,600	-0,707	-0,766	-0,793	-0,800

δ) Konstruktion der Kolbenbeschleunigung (Abb. 253)

$DK = L, OK = L$. Wähle $v_m = Ka = R$, M Schnittpunkt von KO und $DM \perp D_0 K_u$. d Schnittpunkt von DK und der Horizontalen durch O . Ziehe MD , b Schnitt des aus M durch K geschlagenen Bogens mit Md . Ziehe $bc = v_m = R$, senkrecht Md . Schneidet Mc das Lot auf Md in e und ist $ef \parallel KD$ bis zum Schnitt f mit dO gezogen, so ist $j_k = fd = Dz$ Beschleunigung von D , in dem Maßstab von OK gemessen, wobei $OC = R \cdot \omega^2$ ist.

Für die höchste und tiefste Lage des Kreuzkopfes D_0 bzw. D_u ist:
 $j_0 = Og = D_0 t$ und $j_{180} = Om = D_u w$.

Abb. 253.



Konstruktion der Kolbenbeschleunigung.

Die Kurve tzw stellt den Verlauf der Beschleunigungen des Kreuzkopfes während des Hubes $2 \cdot R$ dar.

Für $L = \infty$, wird tzw eine Gerade, die $D_0 D_u$ halbiert, da $j_0 = j_{180}$ ist.

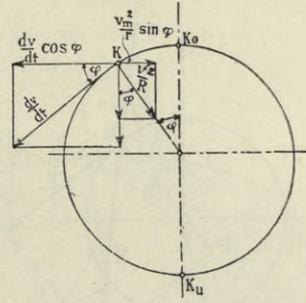
f) Beschleunigung des Kurbelzapfens (Abb. 254).

α) Bei veränderlicher Umfangsgeschwindigkeit v :

In tangentialer Richtung (Tangentialbeschleunigung):

$$\varepsilon_t = \frac{dv}{dt} \quad (628)$$

Abb. 254.



Beschleunigung des Kurbelzapfens.

In radialer Richtung (Radialbeschleunigung):

$$\varepsilon_r = \frac{v^2}{R} \quad (629)$$

In vertikaler Richtung:

$$\varepsilon_v = \frac{v^2}{R} \cdot \cos \varphi + \frac{dv}{dt} \cdot \sin \varphi \quad (630)$$

In horizontaler Richtung:

$$\varepsilon_h = \frac{v^2}{R} \cdot \sin \varphi + \frac{dv}{dt} \cdot \cos \varphi \quad (631)$$

β) Bei konstanter Umfangsgeschwindigkeit v_m :

In vertikaler Richtung:

$$\varepsilon'_v = \frac{v_m^2}{R} \cdot \cos \varphi = 0,01097 \cdot R \cdot n^2 \cdot \cos \varphi \quad (632)$$

In horizontaler Richtung:

$$\epsilon_h^1 = \frac{v_m^2}{R} \cdot \sin \varphi = 0,01097 \cdot R \cdot n^2 \cdot \sin \varphi. \quad (633)$$

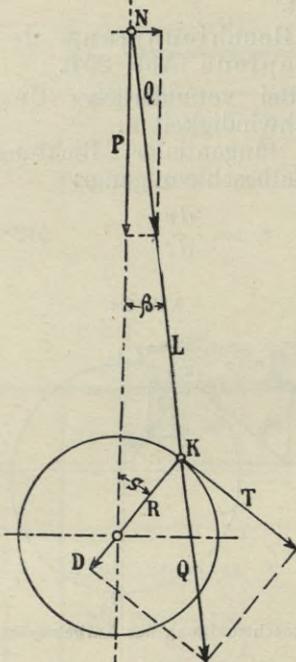
γ) Sonderfälle:

$\varphi =$	0^0	90^0	180^0
$\epsilon_v' =$	$\frac{v_m^2}{R}$	0	$\frac{v_m^2}{R}$
$\epsilon_h' =$	0	$\frac{v_m^2}{R}$	0

2. Kräfte am Kurbeltrieb (Abb. 255).

a) Vom Dampfdruck herrührende Kräfte.

Abb. 255.



Wirkende Kräfte am Kurbeltrieb.

α) Effektive Kolbenkraft P .

Differenz der Kräfte, die von dem Dampfdruck auf beiden Kolbenseiten ausgeübt werden.

β) Druck auf die Gleitbahn:

$$N = P \cdot \operatorname{tg} \beta = D^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot p \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (634)$$

γ) Kraft in der Pleuelstange:

$$Q = \frac{P}{\cos \beta}. \quad (635)$$

δ) Tangentialkraft des Kolbendrucks:

$$T = P \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}. \quad (636)$$

ε) Druck in der Richtung des Kurbelradius:

$$D = P \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}. \quad (637)$$

ξ) Druck auf das Kurbellager:

$$S = \frac{P}{\cos \beta} \sqrt{\cos^2(\varphi + \beta) + \sin^2 \varphi} = \frac{P}{\cos \beta}. \quad (638)$$

η) Sonderfälle.

	$\varphi = 0$	$\varphi = 90^0$	$\varphi + \beta = 90^0$
N	—	$P \cdot \frac{R}{L}$	$P \cdot \frac{R}{L}$
P	—	$\frac{P}{\sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2}}$	—
G	0	P	$P \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2}$
D	$\frac{P}{\cos \beta}$	$-\frac{P \cdot \operatorname{tg} \beta}{\cos \beta}$	0
S	$\frac{P}{\cos \beta}$	$\frac{P}{\cos \beta}$	$\frac{P}{\cos \beta}$

Zahlentafel Nr. 83.

Werte von $\frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$ für verschiedene $\frac{R}{L}$.

φ°	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180
$\frac{R}{L} = \frac{1}{3,5}$	—	0,328	0,624	0,852	0,991	1,040	1,035	0,891	0,604	0,412	0,207	0,0171	—
$\frac{1}{4}$	—	0,321	0,608	0,825	0,978	1,030	1,103	0,901	0,623	0,427	0,224	0,0230	—
$\frac{1}{4,5}$	—	0,317	0,596	0,817	0,965	1,020	1,020	0,909	0,630	0,442	0,238	0,0290	—
$\frac{1}{5}$	—	0,310	0,588	0,808	0,955	1,015	1,015	0,914	0,652	0,456	0,246	0,0350	—

Abb. 256.

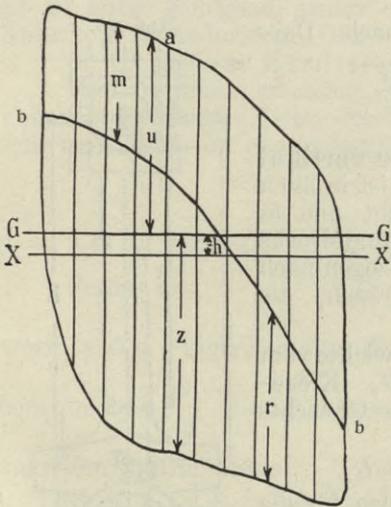
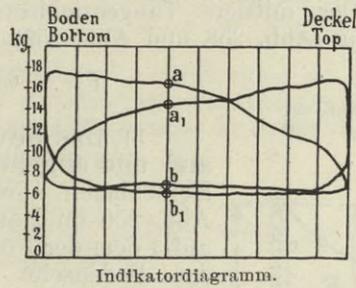


Abb. 257.



Überdruckdiagramm.

b) Konstruktion der effektiven Kolbenkraft P (Überdruckdiagramm) (Abb. 256). Von der Linie XX sind die sich aus dem Indikatordiagramm (Abb. 257) ergebenden, aufwärts gerichteten Kolbenkräfte ab usw. nach oben, die abwärts gerichteten a_1, b_1 usw. nach unten aufgetragen.

c) Konstruktion der Tangentialkraft T (Abb. 258) von der effektiven Kolbenkraft P herrührend.

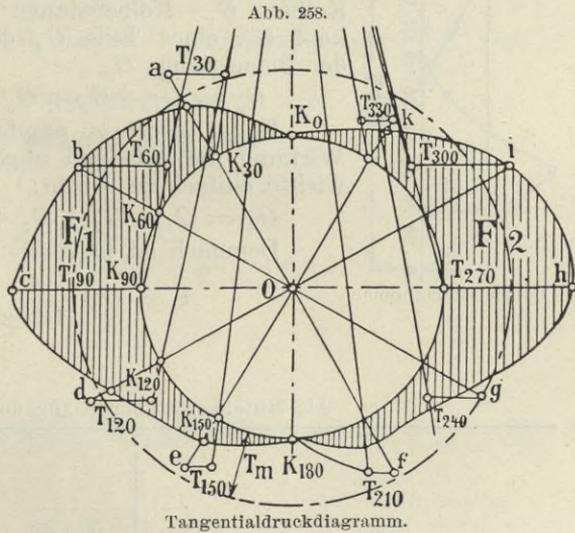


Abb. 258.

Verlängere die Richtung der Kurbelradien:

$$K_0 \quad K_{30} \quad K_{60} \quad K_{90} \quad K_{120} \quad K_{150} \quad K_{180} \text{ usw.}$$

um die in den entsprechenden Kolbenstellungen wirkenden Kolbendrucke

$$K_{30} \cdot a, \quad K_{60} \cdot b, \quad K_{90} \cdot c, \quad K_{120} \cdot d, \quad K_{150} \cdot e, \quad K_{180} \cdot f \text{ usw.}$$

und ziehe parallel zu ch bis zum Schnitt mit den entsprechenden Richtungen der Pleuelstange die Tangentialdrücke:

$$T_{30} \quad T_{60} \quad T_{90} \quad T_{120} \quad T_{150} \quad T_{210} \text{ usw.}$$

Der Verlauf der Tangentialdrücke während einer Umdrehung ergibt sich, wenn:

die Strecken $T_{0}, T_{30}, T_{60}, T_{90}, T_{120}$ usw.

radial an $K_{0}, K_{30}, K_{60}, K_{90}, K_{120}$ usw.

angetragen werden und die die Endpunkte verbindende Kurve gezeichnet wird, oder auf einer Strecke von der Länge $2 \cdot R \cdot \pi$, in den den Kurbellagen entsprechenden Punkten (Abb. 259)

$$0, \quad 30, \quad 60, \quad 90, \quad 180 \text{ usw.}$$

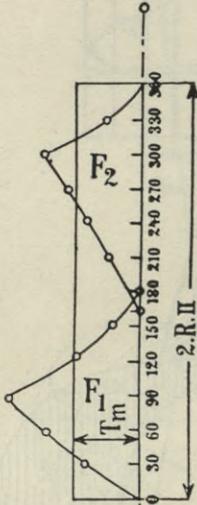
die Tangentialkräfte $T_{0}, T_{30}, T_{60}, T_{90}, T_{120}$ usw.

als Ordinaten aufgetragen werden und die die Endpunkte verbindende Kurve verzeichnet wird.

Der mittlere Tangentialdruck T_m ist nach Darstellung (Abb. 258 und Abb. 259):

$$T_m = 0,637 \cdot \frac{F_1 + F_2}{R}$$

Abb. 259.



Tangentdiagramm.

3) Das Gewicht G_v der vertikal auf- und abgehenden Teile ist in allen Kolbenlagen abwärts gerichtet und in Abb. 256 im Maßstab des Dampfdrucks auf 1 qcm der Kolbenfläche bezogen nach der Bodenseite hin aufgetragen, als Gerade GG .

G_v ist die Summe der Gewichte vom Kolben G_1 , Kolbenstange G_2 , Kreuzkopf G_3 , eines Teils G_4 des Gewichts der Pleuelstange G_p .

$$G_v = G_1 + G_2 + G_3 + G_4.$$

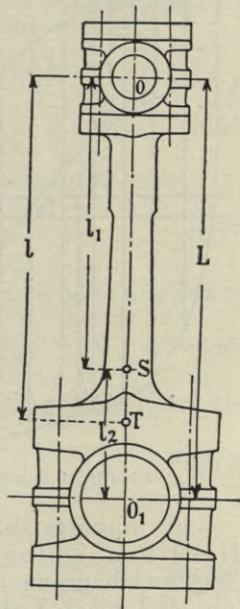
Es ist jedoch zu empfehlen für die Wirkung der auf- und abgehenden Gewichte einfach zu setzen:

$$G_v = G_1 + G_2 + G_3 + G_p. \quad (639)$$

Demnach ist in Abb. 256:

$$h = G_v \cdot \frac{4}{D^2 \cdot \pi}$$

Abb. 260.



Gewichtsverteilung der Pleuelstange.

Zahlentafel

Mittelwerte für die

Als Mittelwerte können angenommen werden für die Gewichts-

	Handelschiffsmaschinen		
	Hochdruck-zylinder	Mitteldruck-zylinder	Niederdruck-zylinder
Gewicht auf 1 qcm Kolbenfläche von $G_1 + G_2 + G_3 + G_p$, kg/qcm	1,2—1,65	0,8—0,90	0,25—0,30
Gewicht auf 1 qcm Kolbenfläche von $G_1 + G_2 + G_3 + G_4$, kg/qcm	0,6—0,67	0,3—0,35	0,12—0,25

Mit Berücksichtigung des Gewichts G_v hat man in Abb. 256 demnach:

Auf der Bodenseite die Strecken u ,

„ „ Deckelseite „ „ z

als wirksame Dampfdrucke.

a) Bestimmung des Gewichts G_4 des als auf- und abgehend zu betrachtenden Teils der Pleuelstange.

Unter Vernachlässigung der Schwingung der Pleuelstange und Annahme einer parallelen Bewegung zur Zylinderachse genügt es, unter Rücksichtnahme auf die Gewichtsverteilung in der Pleuelstange zu setzen (Abb. 260)

$$G_4 = G_p \cdot \frac{l_2}{L}. \quad (640)$$

Man kommt der Wahrheit ziemlich nahe, wenn gesetzt wird:

$$G_4 = \sim 0,38 \cdot G_p \text{ bis } 0,4 \cdot G_p. \quad (641)$$

S Schwerpunkt, l_1 und l_2 durch Ausbalancieren einfach zu ermitteln. Es ist auch genügend genau das in S angreifend gedachte Gewicht auf den Kreuzkopf zu reduzieren, Gleichung (260).

b) Genauere Ermittlung von G_4 (Abb. 260).

Man bestimme zunächst die Schwingungslänge $l = OT$ eines an einem Faden aufgehängten Lotes, das mit der in O aufgehängten Pleuelstange gleich schwingt, dann ist das Trägheitsmoment J der Pleuelstange in bezug auf O :

$$J = \frac{G_p}{g} \cdot l \cdot l_1, \quad (642)$$

$g = 9,81$ m Beschleunigung der Schwere, l_1 durch Ausbalancieren gefunden.

$$\text{Ferner ist: } \frac{G_4}{g} \cdot l_1^2 + \frac{G_5}{g} \cdot (l - l_1)^2 = \frac{G_p}{g} \cdot \rho^2 \quad (643)$$

worin ρ den Trägheitsradius der Masse $\frac{G_p}{g}$ bezogen auf den Schwerpunkt S bedeutet und $\frac{G_5}{g}$ die Masse darstellt, die in T in der Entfernung $l - l_1$ von S angreifen müßte, wenn $\frac{G_4}{g}$ in O konzentriert gedacht wird.

Nach bekannten Regeln der Mechanik muß sein:

$$\frac{G_4}{g} + \frac{G_5}{g} = \frac{G_p}{g} \quad \text{und: } \frac{G_4}{g} \cdot l_1 - \frac{G_5}{g} \cdot (l - l_1) = 0, \quad \rho^2 = l_1 \cdot (l - l_1)$$

$$G_4 = G_p \cdot \frac{(l - l_1)^2}{(l - l_1)^2 + \rho^2}, \quad (644)$$

$$G_5 = G_p \cdot \frac{l_1^2}{l_1^2 + \rho^2}. \quad (645)$$

Nr. 84.

Gewichtswirkung.

wirkung bzw. für die Gewichte der Massenwirkung.

Panzerschiffe, Grosse Kreuzer			Kleine Kreuzer			Torpedoboote und Torpedobootszerstörer		
Hochdruck- zylinder	Mittel- druck- zylinder	Nieder- druck- zylinder	Hoch- druck- zylinder	Mittel- druck- zylinder	Nieder- druck- zylinder	Hoch- druck- zylinder	Mittel- druck- zylinder	Nieder- druck- zylinder
0,7—1	0,3—0,4	0,15—0,20	0,25—0,4	0,18—0,26	0,12—0,16	0,18—0,20	0,10—0,12	0,09—0,10
0,4—0,65	0,3—0,4	0,12—0,18	0,24—0,3	0,12—0,20	0,09—0,14	0,12—0,13	0,06—0,076	0,05—0,07

Beispiel. Für eine Pleuelstange: $L = 2,100$ m ist ermittelt $l_1 = 1,350$ m,
 $l = 1,828$ m, $G_p = 1325$ kg.

Demnach ist: $\rho^2 = 1,35 \cdot (1,828 - 1,35) = 0,645$

$$\rho = 0,803.$$

Also folgt für den in O konzentrierten Teil des Gewichts $G_p = 1325$ kg

$$G_4 = 346 \text{ kg,}$$

für den in T konzentrierten Teil:

$$G_5 = 979 \text{ kg.}$$

Nach Gleichung (640) würde sich ergeben:

$$G_4 = 1325 \cdot \frac{2100 - 1350}{2100} = \sim 422 \text{ kg.}$$

4. Einfluss des Beharrungsvermögens der beweglichen Teile (Beschleunigungsdruck B).

B ist bei der verzögerten Bewegung des Kolbens zu addieren, bei der beschleunigten Bewegung zu subtrahieren.

Größe des Beschleunigungsdrucks:

a) Für veränderliche Umfangsgeschwindigkeit v :

$$B_v = \frac{G_v}{g} \cdot j = \frac{dv}{dt} \cdot \left(\sin \varphi + \frac{R}{2 \cdot L} \cdot \sin 2 \varphi \right) + \frac{v^2}{R} \cdot \left(\cos \varphi + \frac{R}{L} \cdot \cos 2 \varphi \right). \quad (646)$$

b) Für konstante Umfangsgeschwindigkeit v_m :

$$B_{v_m} = \frac{G_v}{g} \cdot j_{v_m} = 0,010966 \cdot R \cdot n^2 \cdot \left[\cos \varphi + \frac{\frac{L^2}{R^2} \cdot \cos 2 \varphi + \sin^4 \varphi}{\sqrt{\left(\frac{L^2}{R^2} - \sin^2 \varphi \right)^3}} \right] \text{ kg} \quad (647)$$

$$\text{oder:} \quad B_{v_m} = \frac{G_v}{g} \cdot \frac{v_m^2}{R} \cdot \left[\cos \varphi + \frac{R}{L} \cdot \cos 2 \varphi \right] \text{ kg.} \quad (648)$$

In letzterer Form meist verwendet.

c) Sonderfälle:

$\varphi = 0$	$\varphi = 180^\circ$
$B_0 = \frac{G_v}{g} \cdot \frac{v_m^2}{R} \cdot \left(1 + \frac{R}{L} \right) \text{ kg}$	$B_{180} = \frac{G_v}{g} \cdot \frac{v_m^2}{R} \cdot \left(1 - \frac{R}{L} \right)$

Auf 1 qcm Kolbenfläche bezogen ist der Beschleunigungsdruck:

$$b = B \cdot \frac{4}{D^2 \cdot \pi} = 1,274 \cdot \frac{B}{D^2}$$

In Abb. 256 sind die Werte von b von GG aus durch die Kurve bb eingetragen.

Durch die Ungleichförmigkeit der Umfangsgeschwindigkeit v der Kurbel erfolgt eine starke Erhöhung der Beschleunigungsdrücke gegenüber der Annahme gleichförmiger Umfangsgeschwindigkeit v_m , so daß der wirksame Gestängedruck beim Kolbenniedergang auf das 1,7 fache des normalen ansteigen kann.*)

*) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Bd. 46, Nr. 24.

Abb. 261 zeigt den Verlauf der Beschleunigungsdrücke für die einzelnen Zylinder und den resultierenden Beschleunigungsdruck (R) für die Vierfach-Expansionsmaschine des Beispiels S. 23.

Der effektive Kolbendruck ist demnach bestimmt durch die Strecken m für die Bodenseite, r für die Deckelseite (Abb. 256).

5. Darstellung des Tangentialdrucks für Mehrfach-Expansionsmaschinen.

a) Tangentialdruckdiagramm. Auf einer Strecke $2 \cdot \pi \cdot R$ sind unter Zugrundelegung der Drücke m und r für die verschiedenen Kolbenstellungen die Tangentialdrücke nach Zahlentafel Nr. 83 oder Abb. 259 als Ordinaten in den zugehörigen Kurbellagen in den Zylinder aufzutragen.

Durch Addition der zeitlich zusammenfallenden Tangentialdrücke der einzelnen Zylinder ergibt sich die

Tangentialkraftkurve der Maschine.

Aus dieser sind dann zu ermitteln:

b) der mittlere Tangentialdruck:

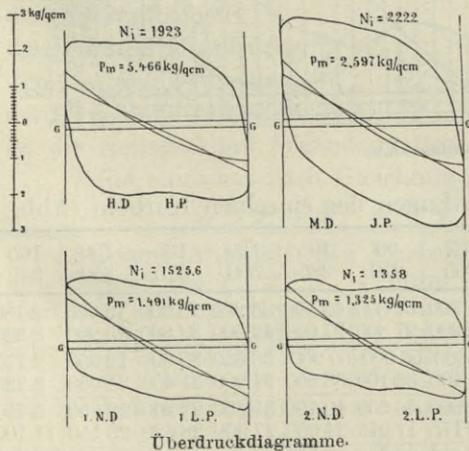
$$T_m = 71\,620 \cdot \frac{N_i}{R \cdot n}, \quad (648a)$$

ferner:

$$T_{\max} : T_m \quad \text{und} \quad T_{\max} : T_{\min}$$

$$\text{und} \quad t_{\max} = T_{\max} : D_n^2 \cdot \frac{\pi}{4}, \quad t_{\min} = T_{\min} : D_n^2 \cdot \frac{\pi}{4}, \quad t_m = T_m : D_n^2 \cdot \frac{\pi}{4}.$$

Abb. 262.

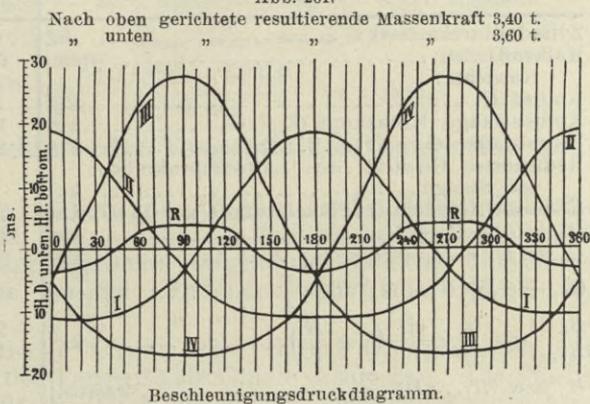


Überdruckdiagramme.

Die mittlere effektive Drehkraft T_{em} wird demnach durch die mittlere Höhe der Kurve der Wellenverdrehungen dargestellt.

Die effektive Drehkraft ist nach den Versuchen von Frahm Föttinger*) den Tangentialkräften der Maschine nicht proportional.

Abb. 261.



Beschleunigungsdruckdiagramm.

Als mittlere Werte können gesetzt werden:

$$T_{\max} : T_m = 1,2 \text{ bis } 1,35$$

$$T_{\max} : T_{\min} = 1,6 - 2,$$

während: $T_{e\max} : T_{em} = \sim 1,6 \text{ bis } 2$

$$T_{e\max} : T_{e\min} = \sim 3 - 5.$$

T_e momentane Drehkraft.

Der Ungleichförmigkeitsgrad

$$\text{ist:} \quad \delta = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{T_m}. \quad (648b)$$

c) Experimentelle Ermittlung der Drehkraftkurve durch Messung der zeitlich zugehörigen Wellenverdrehung, der die momentane Drehkraft T_e proportional ist, vgl. S. 10.

$$T_e = 165\,600 \frac{\hat{\alpha} \cdot d_w^3}{R \cdot l_w} \quad (\text{alle Maße in cm}).$$

*) Jahrbuch der Schiffsbau-technischen Gesellschaft 1903.

d) Beispiel. Für einen Doppelschraubenkreuzer ist das Tangentialdruckdiagramm zu ermitteln mit Berücksichtigung der Gewichtswirkung der Gestänge und des Beschleunigungsdrucks, vgl. Abb. 262.

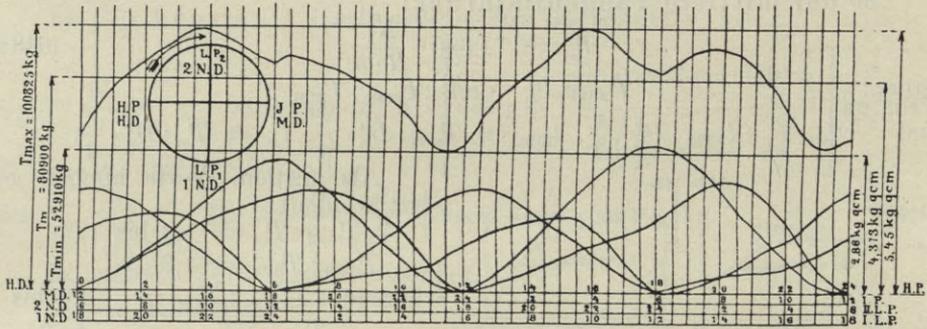
Die Hauptabmessungen sind:

$N_i = 7027$ PS., Hub $H = 0,95$ m, $L = 1,90$ m, $n = 131$, $v_m = 6,515$ m.

Die Indikatordiagramme, vgl. Abb. 12, S. 24.

	D_n	D_m	D_{n_1}	D_{n_2}
Zylinderdurchmesser m	0,91	1,41	1,54	1,54
Kolbenflächen qcm	6503	15 614	18 500	18 500
Gewichte:				
Kolben G_1 kg	505	980	1002	1002
Kolbenstange, Kreuzkopf $G_2 + G_3$ kg	1313	1313	1045	1045
Pleuelstange G_p kg	1855	1855	1631	1631
Reduziertes Gewicht des Luftpumpenkolbens und Stange kg	—	—	—	124
Reduziert. Gewicht der Pleuelstange $G_4 = 0,4 \cdot G_p$ kg	742,0	742,0	652,4	652,54
$G_1 + G_2 + G_3 + G_p$ kg	3673	4148	3678	3802
$G_v = G_1 + G_2 + G_3 + G_4$ kg	2560	3035	2699	2823
$(G_1 + G_2 + G_3 + G_4) : D_n^2 \cdot \frac{\pi}{4}$ kg/qcm	0,138	0,164	1,46	0,152
B_0 } = $\frac{G_v}{g} \cdot \frac{v_m^2}{R} \cdot \left(1 \pm \frac{R}{L}\right)$ kg	+ 29 400	+ 34 800	+ 30 900	+ 32 300
B_{180} } = $\frac{G_v}{g} \cdot \frac{v_m^2}{R} \cdot \left(1 \pm \frac{R}{L}\right)$ kg	- 17 600	- 20 900	- 18 550	- 19 400
B_0 bzw. $B_{180} : D_n^2 \cdot \frac{\pi}{4}$ kg/qcm	1,586	1,88	1,67	1,74
	0,951	1,13	1,00	1,05

Abb. 263.



Tangentialdruckdiagramm.

Größe des Tangentialdrucks für verschiedene Lagen der einzelnen Kurbeln (Abb. 263).

φ^0	0	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180
	180	195	210	225	240	255	270	285	300	315	330	345	360
Hochdruckzylinder.... kg	0	6 475	13 875	23 100	35 200	41 300	51 800	45 100	35 200	25 000	12 025	2 780	0
Mitteldruckzylinder.... kg	0	7 400	17 575	31 400	42 500	53 600	56 000	50 900	38 640	25 900	12 950	2 775	0
1. Niederdruckzylinder.... kg	0	6 475	12 950	20 190	27 600	31 400	36 100	38 850	37 900	31 450	24 050	8 325	0
2. Niederdruckzylinder.... kg	0	925	5 750	12 950	20 350	29 600	46 250	40 700	31 450	22 200	12 950	5 750	0
Resultierender Tangentialdruck bei den Stellungen der Hochdruckkurbel..... kg	59 200	77 700	86 950	96 200	103 600	101 750	86 950	87 900	84 100	77 700	68 450	54 600	55 500
	55 500	74 000	85 100	96 200	99 900	90 650	83 250	90 650	92 500	52 700	68 450	55 500	58 800

Aus dem Diagramm (Abb. 263) ergibt sich:

$$T_{\max} = 100\,825 \text{ kg}$$

$$T_{\min} = 52\,910 \text{ ,,}$$

$$T_m = 80\,900 \text{ ,,}$$

Auf die Niederdruckzylinder-Kolbenfläche reduziert folgt demnach:

$$t_{\max} = 5,45 \text{ kg/qcm} \quad t_{\min} = 2,86 \text{ kg/qcm} \quad t_m = 4,373 \text{ kg/qcm,}$$

ferner: $T_{\max} : T_m = 1,246 \quad T_{\max} : T_{\min} = 1,905.$

$$\delta = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{T_m} = \frac{100\,825 - 52\,910}{80\,900} = 0,592.$$

6. Ermittlung des Verlaufs der Tangentialkraftkurve für neu-zuerbauende Maschinen.

a) Da die genaue Ermittlung des Verlaufs der Tangentialkraftkurve von vornherein unmöglich ist, so kann ein Einblick nur dadurch erzielt werden, daß man die Indikatordiagramme ausgeführter ähnlicher Maschinen mit dem Volumendiagrammen der zu erbauenden Maschinen, vgl. S. 58, vergleicht.

b) Ein Annäherungsverfahren von Gumbel*) gestattet mit einiger Sicherheit den Verlauf der Tangentialdrucklinie anzugeben. Die Fläche des Überdruckdiagramms wird dabei durch eine Ellipse von möglichst gleichem Flächeninhalt ersetzt.

Für einen Zylinder vom Durchmesser D cm, in dem der größte Überdruck p kg/qcm herrscht und der N_i PS. leisten soll, ist zu setzen:

$$D^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot p = \sim 32,7 \cdot N_i \text{ kg.} \quad (649)$$

Für eine mehrzylindrige Maschine vom Hub H

den Zylinderleistungen:	N_{i1}	N_{i2}	N_{i3}	N_{i4}
den Durchmessern:	D_1	D_2	D_3	D_4
den Kolbenflächen:	F_1	F_2	F_3	F_4
den größten Überdrücken:	p_1	p_2	p_3	p_4
den Gestängegewichten:	G_{v1}	G_{v2}	G_{v3}	G_{v4}
den Beschleunigungsdrücken:	B_1	B_2	B_3	B_4

ist die Konstruktion folgendermaßen auszuführen:

Bilde zunächst nach Gleichung (649) die Summe der Produkte:

$$F_1 \cdot p_1 + F_2 \cdot p_2 + F_3 \cdot p_3 + F_4 \cdot p_4 = 32,7 \cdot N_i.$$

Schlage (Abb. 264) den Kurbelkreis um O mit dem Radius 1 und zeichne die Kurbellagen 1, 2, 3, 4 unter den Winkeln $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ gegen die Vertikale und den Kreis um O_1 mit $\frac{1}{2}$, also $OO_1 = \frac{1}{2}$.

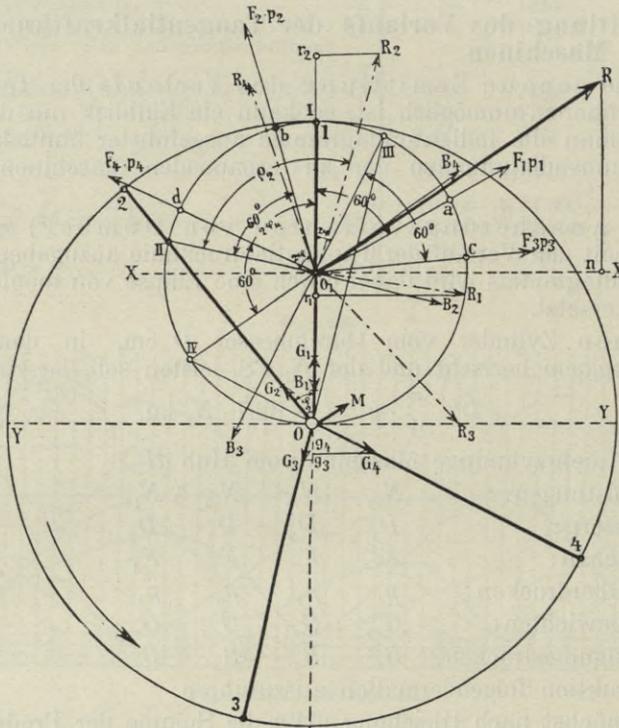
Verlängere die Richtungen der Kurbeln:

	O_1	O_2	O_3	O_4
bis zu den Schnittpunkten mit Kreis O_1 in:				
	I	II	III	IV.
Die Radien:				
	$O_1 I$	$O_1 II$	$O_1 III$	$O_1 IV$
bilden dann mit der Vertikalen die Winkel:				
	$2 \cdot \varphi_1$	$2 \cdot \varphi_2$	$2 \cdot \varphi_3$	$2 \cdot \varphi_4.$

*) Marine-Rundschau, 10. Jahrgang, Nr. 3.

Trage entgegengesetzt zur Drehrichtung an:
 $O_1 I$ $O_1 II$ $O_1 III$ $O_1 IV$
 einen Winkel von 60° an gleich:
 $\sphericalangle I O_1 a$ $II O_1 b$ $III O_1 c$ $IV O_1 d$
 und trage von O_1 aus auf den Radien:
 $O_1 a$ $O_1 b$ $O_1 c$ $O_1 d$
 die Produkte:
 $F_1 \cdot p_1$ $F_2 \cdot p_2$ $F_3 \cdot p_3$ $F_4 \cdot p_4$.

Abb. 264.



Angenäherte Ermittlung der Tangentialkräfte.

Trage entgegengesetzt zu den Richtungen:
 $O_1 I$ $O_1 II$ $O_1 III$ $O_1 IV$
 von O_1 aus die Beschleunigungsdrucke:
 $O_1 B_1 = B_1$ $O_1 B_2 = B_2$ $O_1 B_3 = B_3$ $O_1 B_4 = B_4$
 auf und bilde aus:
 $F_1 p_1$ und B_1 $F_1 p_2$ und B_2 $F_3 p_3$ und B_3 $F_4 p_4$ und B_4
 durch Parallelogrammkonstruktion die Resultierenden:
 R_1 R_2 R_3 R_4 .
 Aus den Resultierenden:
 R_1 R_2 R_3 R_4
 bilde durch wiederholte Parallelogrammkonstruktion die Resultierende R .

Trage von O aus in den Kurbelrichtungen:

O_1 O_2 O_3 O_4

die Gestängegewichte

$$G_1 = OG_1 \quad G_2 = OG_2 \quad G_3 = OG_3 \quad G_4 = OG_4$$

auf und bilde aus diesen durch wiederholte Parallelogrammkonstruktion die Resultierende M .

Dreht man jetzt das Kurbelkreuz

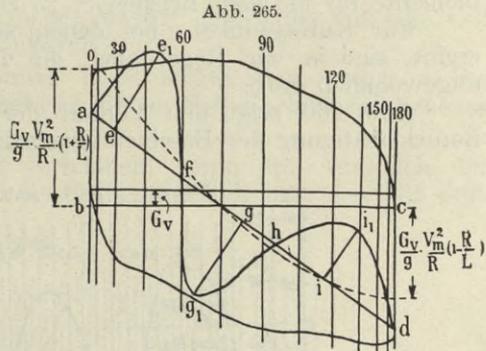
O_1 O_2 O_3 O_4

um O und läßt den kleinen Kreis um O_1 sich mitdrehen, wie Zahnräder mit innerem Eingriff, so ergibt wenn R in der Ebene des Kreises um O_1 , L in der Ebene des Kreises um O festliegend gedacht wird, für verschiedene Drehwinkel des Kreises um O , die arithmetische Summe der jeweiligen Projektionen von R auf xx und von L auf yy angenähert die resultierende Tangentialkraftkurve, die nach Abb. 259 auf rechtwinklige Koordinaten übertragen werden kann.

c) Korrektur der Tangentialkraftkurve.

In Wirklichkeit kann die Kurve der Beschleunigungsdrucke nicht nach der Kurve bb (Abb. 256) verlaufen, da die Geschwindigkeitsschwankungen während einer Umdrehung einen großen Einfluß ausüben und bei der Kurbelstellung unter 90° das Gewicht der Pleuelstange hinzu zurechnen ist, während in der Kurve bb (Abb. 256) nur die wirklich vertikal bewegten Gewichte berücksichtigt sind.

Man wird daher dem wirklichen Verlauf der Tangentialkraftkurve viel näher kommen, wenn statt der punktierten Kurve (Abb. 256) eine korrigierte Beschleunigungsdrucklinie benutzt wird, dieselbe läßt sich genügend genau folgendermaßen auftragen (Abb. 265)*):



Korrigierte Beschleunigungsdrucke.

	Hochdruckzylinder	Mitteldruckzylinder	Niederdruckzylinder
$ab =$	$\sim 0,6 \text{ bis } 0,7 \cdot \frac{G_v}{g} \cdot \frac{v_m^2}{R} \cdot \left(1 + \frac{R}{L}\right)$		$0,6 \text{ bis } 0,7 \cdot \frac{G_v}{g} \cdot \frac{v_m^2}{R} \cdot \left(1 + \frac{R}{L}\right)$
$cd =$	$\sim 1,3 \text{ bis } 1,4 \cdot \frac{G_v}{g} \cdot \frac{v_m^2}{R} \cdot \left(1 - \frac{R}{L}\right)$		$\sim 1,4 \text{ bis } 1,5 \cdot \frac{G_v}{g} \cdot \frac{v_m^2}{R} \cdot \left(1 - \frac{R}{L}\right)$
$ad = H$	Gerade	Gerade	Gerade
$ee_1, gg_1, ii_1 \perp ad$	$ae = \sim 0,1 \cdot H,$ $af = \sim 0,375 \cdot H,$ $ag = \sim 0,6 \cdot H,$ $ah = \sim 0,75 \cdot H,$ $ai = \sim 0,85 \cdot H,$ $ee_1 = \sim ab,$ $gg_1 = \sim ab,$ $ii_1 = \sim 0,65 \cdot ab,$	$ae = 0,18 \cdot H,$ $af = \sim 0,35 \cdot H,$ $ag = \sim 0,6 \cdot H,$ $ah = \sim 0,75 \cdot H,$ $ai = \sim 0,85 \cdot H,$ $ee_1 = \sim ab,$ $gg_1 = \sim 0,9 \cdot ab,$ $ii_1 = \sim 0,5 \cdot ab$	$ae = 0,05 \cdot H,$ $af = 0,4 \cdot H,$ $ag = 0,7 \cdot H,$ $ah = 0,8 \cdot H,$ $ai = 0,9 \cdot H,$ $ee_1 = 0,9 \cdot ab,$ $gg_1 = \sim 0,9 \cdot ab,$ $ii_1 = \sim 0,55 \cdot ab$

Durch Verbinden der Punkte ae_1, fg_1, hi_1, d ergibt sich eine Kurve, bei deren Benutzung für den Entwurf des Tangentialdruckdiagramms sich der wirkliche Verlauf der Tangentialdruckkurve bedeutend angenäherter ergibt, als bei Benutzung der punktierten Kurve (Abb. 265), entsprechend bb (Abb. 256).

*) Mittelwerte von 16 Maschinen.

Für schnell laufende Maschinen können die Größen ee_1 , gg_1 , ii_1 erhöht werden. Für beide Hubrichtungen müssen diese Beschleunigungsdruckkurven verschieden ausfallen, jedoch ist der Unterschied praktisch unbedeutend.

7. Das Drehmoment M_d für jede Kurbelstellung φ ist das Produkt:

$$T \cdot R.$$

Das resultierende Drehmoment ist:

$$M_d = T_r \cdot R.$$

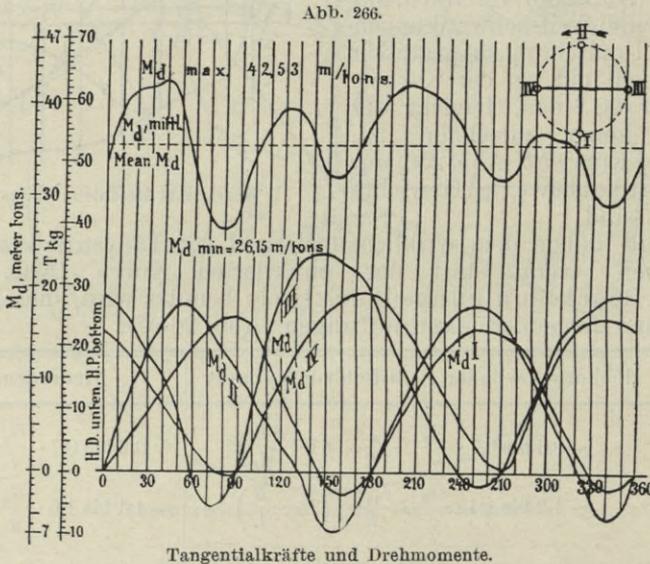
Für $R = 1$ ergibt die Tangentialkraftkurve auch den Verlauf des Drehmoments M_d .

In bezug auf die Gleichförmigkeit von M_d gilt dasselbe wie für die Tangentialkraft (S. 277).

Abb. 266, 266a zeigen die Darstellung der Tangentialkräfte und Drehmomente für die dem Beispiel S. 23 zugrunde gelegte Maschine.

Für Kurbelwinkel, bei denen sich ein ungleichförmiges Drehmoment ergibt, sind in der Regel auch die Beschleunigungskräfte zweiter Ordnung ungewöhnlich groß.

Abb. 266 zeigt den Verlauf der Drehmomente ohne, Abb. 266a mit Berücksichtigung der Beschleunigungsdrucke für das Beispiel S. 23.



Tangentialkräfte und Drehmomente.

II. Massenausgleich.

1. Zweck.

Wahl der Anordnung der Gewichte, der Kurbelfolge, Zylinderabstände und eventuell Anbringung von Gegengewichten an den Kurbeln, um die Erschütterungen der Maschine und der daraus sich ergebenden Schwingungen des Schiffskörpers so gering als möglich zu machen, d. h. die unausgeglichene Kräfte und Momente so klein als möglich zu halten.

2. Grundbedingungen für den Massenausgleich.

a) Maschinenfundament und Zylinderträger sind als vollkommen starre Verbindungen anzusehen, was durch geeignete Versteifung möglichst zu erreichen gesucht werden muß.

b) Der Abstand des Schwerpunktes der hin- und hergehenden Teile muß in einem konstanten Abstand von der Wellenachse liegen, da dann die hin- und hergehenden Teile keine freie Kraft hervorbringen können.

c) Der Schwerpunkt der rotierenden Teile muß in die Achse der Welle fallen, da dann keine freien Kräfte von den rotierenden Gewichten herrühren können.

d) Die arithmetische Summe (Resultierende) der Vertikalkräfte der hin- und hergehenden Teile muß Null sein.

e) Die Resultierende der Horizontalkräfte muß Null sein.

f) Die Summe der Momente der auf- und abgehenden Teile in bezug auf eine beliebig gewählte Ebene muß Null sein.

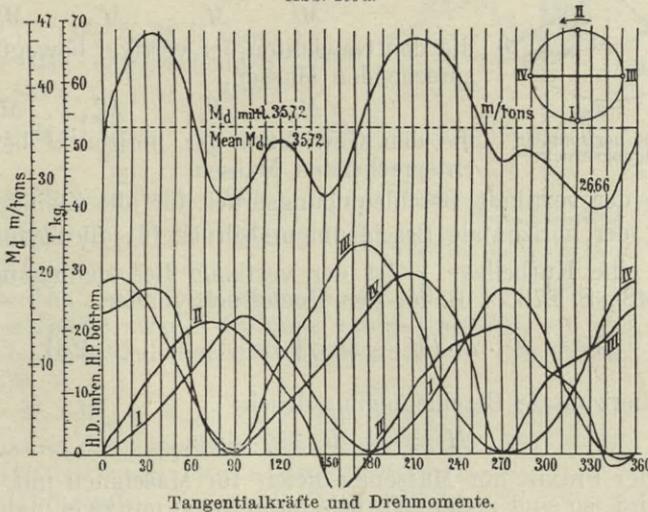
g) Die Summe der Momente der rotierenden Teile in bezug auf eine beliebig gewählte Ebene muß Null sein.

Sämtliche den Gewichten entsprechende Massen sind dabei auf ein- und denselben Radius (Kurbelradius) zu reduzieren.

Die Bedingungen f) und g) können nicht erfüllt sein, wenn es die Bedingungen d) und e) nicht sind, es bleibt in diesem Fall ein unausgeglichenes Moment bestehen.

Ausgleich der Massendücke ist vorhanden, wenn ein Ausgleich der Gewichtswirkungen vorhanden ist, also die Bedingungen d) und e) erfüllt sind.

Abb. 266 a.



Tangentialkräfte und Drehmomente.

3. Die für den Massenausgleich in Betracht kommenden Kräfte.

Alle Massen auf den Kurbelkreis reduziert.

Die auf den Kurbelradius zu reduzierenden Massen der Gewichte sind:

a) Auf- und abgehende Gewichte G_v :

α) Kolbengestänge:

Gewicht von Kolben + Kolbenstange + Kreuzkopf + Oberteil der Pleuelstange

$$G_1 + G_2 + G_3 + G.$$

β) Steuerungsgestänge:

Gewicht von Schieber + Schieberstange + Entlastungskolben + Oberteil der Exzenterstange + halbes Kulissengewicht + ~ Gewicht einer Hängestange.

γ) Pumpen und Pumpengestänge.

Gewicht von Lenkerstange am Kreuzkopf, Kopf des Balanciers am Kreuzkopf, Kopf des Balanciers an der Luftpumpe, Luftpumpenkolbenstange, Luftpumpenkolben.

δ) Alle auf- und abgehenden Gewichte derselben Bewegungsrichtung sind zu addieren, von der Summe sind die Gewichte mit entgegengesetzter Bewegungsrichtung abzuziehen.

b) Rotierende Gewichte.

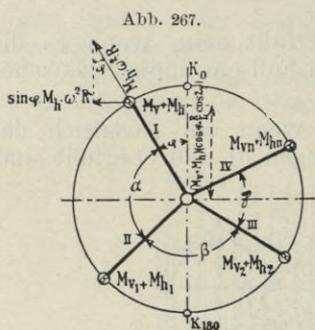
α) Kolbengestänge:

Gewicht von Pleuelzapfen + Pleuelarm + Unterteil der Pleuelstange.

β) Steuerungsgestänge:

Gewicht vom Exzenterbügel + Exzenterstange + Unterteil der Exzenterstange.

c) Vertikaler und horizontaler Beschleunigungsdruck.



Vertikaler und horizontaler Beschleunigungsdruck.

Im folgenden sind bezeichnet mit:

$$V_h \quad V_{m_1} \quad V_{m_2} \quad V_n$$

die vertikal wirkenden Massendrucke für die einzelnen Zylinder,

$$H_h \quad H_{m_1} \quad H_{m_2} \quad H_n$$

die horizontal wirkenden Massendrucke für die einzelnen Zylinder,

$$M_v \quad M_{v_1} \quad M_{v_2} \quad M_{v_n}$$

die den Gewichten der vertikal bewegten Teile entsprechenden Massen,

$$M_h \quad M_{h_1} \quad M_{h_2} \quad M_{h_n}$$

die den Gewichten der horizontal bewegten Teile entsprechenden Massen,

B_v der vertikale Beschleunigungsdruck für alle Zylinder,

B_h der horizontale Beschleunigungsdruck für alle Zylinder.

α) Für eine Pleuelage φ ist der vertikale Beschleunigungsdruck, vgl. Gleichung (648), S. 276, z. B. für den Hochdruckzylinder.

$$V = \omega^2 \cdot R \cdot (M_v + M_h) \cdot \left(\cos \varphi + \frac{R}{L} \cdot \cos 2\varphi \right). \quad (650)$$

β) der horizontale Beschleunigungsdruck:

$$H = \omega^2 \cdot R \cdot M_h \cdot \sin \varphi. \quad (651)$$

Da in der Praxis nur Massenausgleich für Maschinen mit vier Pleueln angestrebt wird, so sind andere Pleuelanordnungen mit zwei und drei Pleueln nicht berücksichtigt.

d) Für eine Maschine mit 4 Pleueln in der Pleuelage φ der Pleuel I, wenn die Pleuelwinkel α, β, γ sind, ist der vertikale Beschleunigungsdruck:

$$\left. \begin{aligned} B_v &= \omega^2 \cdot R \cdot \left[(M_v + M_h) \cdot \left[\cos \varphi + \frac{R}{L} \cdot \cos 2\varphi \right] \right. \\ &\quad + (M_{v_1} + M_{h_1}) \cdot \left[\cos (\varphi + \alpha) + \frac{R}{L} \cdot \cos 2(\varphi + \alpha) \right] \\ &\quad + (M_{v_2} + M_{h_2}) \cdot \left[\cos (\varphi + \alpha + \beta) + \frac{R}{L} \cdot \cos 2(\varphi + \alpha + \beta) \right] \\ &\quad \left. + (M_{v_n} + M_{h_n}) \cdot \cos (\varphi + \alpha + \beta + \gamma) + \frac{R}{L} \cdot \cos 2(\varphi + \alpha + \beta + \gamma) \right]. \end{aligned} \right\} (652)$$

Die mit dem einfachen Winkel φ multiplizierten Glieder stellen die Massenkräfte erster Ordnung, die mit dem doppelten Winkel φ multiplizierten diejenigen zweiter Ordnung dar.

B_v ist die Summe der Projektionen der Massen $M_v + M_n$ am Radius R auf die Zylinderachse unter dem Winkel φ , $(\varphi + \alpha)$ usw. und der Projektionen von $M_v + M_n$ unter den Winkeln 2φ , $2(\varphi + \alpha)$ usw. am Radius $\frac{R}{L}$.

Der horizontale Beschleunigungsdruck hat den Wert:

$$B_h = \omega^2 \cdot R \cdot \left. \begin{aligned} & [M_n \cdot \sin \varphi + M_{n1} \cdot \sin(\varphi + \alpha) + M_{n2} \cdot \sin(\varphi + \alpha + \beta) \\ & + M_{nn} \cdot \sin(\varphi + \alpha + \beta + \gamma) \end{aligned} \right\} \quad (653)$$

4. Kräftepolygone.

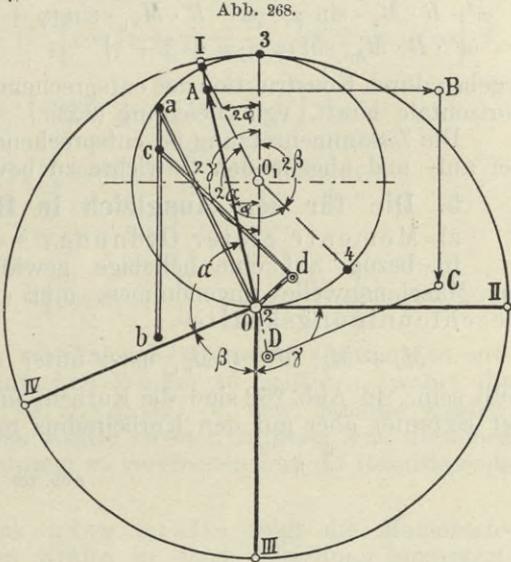
a) Kräftepolygone der auf- und abgehenden Massen.

a) Wenn freie Massendrücke nicht auftreten sollen, so müssen die Resultierenden der Projektionen unter den Winkeln φ , $\varphi + \alpha$ usw. und der mit $L:R$ multiplizierten Projektionen unter den Winkeln 2φ , $2(\varphi + \alpha)$ usw. verschwinden, d. h. die beiden Kräftepolygone, die mit den Kräften:

$(M_v + M_n)$, $(M_{v1} + M_{n1})$ usw. unter den entsprechenden Winkeln φ , $(\varphi + \alpha) \dots$ usw.

und $(M_v + M_n) \cdot \frac{R}{L}$,

$(M_{v1} + M_{n1}) \cdot \frac{R}{L}$ usw. unter den entsprechenden Winkeln 2φ , $2(\varphi + \alpha) \dots$ usw.



Kräftepolygon erster und zweiter Ordnung.

gezeichnet werden, müssen geschlossen sein, d. h. die Polygone der Kräfte erster und der Kräfte zweiter Ordnung müssen geschlossen sein.

β) In Abb. 268 sind die Kräftepolygone erster und zweiter Ordnung für die vier Kräfte

$M_v + M_n$, $M_{v1} + M_{n1}$, $M_{v2} + M_{n2}$, $M_{vn} + M_{nn}$ dargestellt.

Konstruktion der doppelten Winkel nach Abb. 264, S. 280.

Beide Kräftepolygone sind nicht geschlossen.

In Abb. 268 sind:

Kurbellagen:	OI	OIV	$OIII$	OII
Kurbelwinkel:	$IOIV = \alpha$	$IVOIII = \beta$	$III OII = \gamma$	$II OI = 360 - (\alpha + \beta + \gamma)$
Doppelte				
Kurbelwinkel:	$1 O_1 4 = 2 \cdot \alpha$	$4 O_1 3 = 2 \cdot \beta$	$3 O_1 2 = 2 \cdot \gamma$	

Polygon der Kräfte erster Ordnung: $OABCD$, worin:

$OA = M_v + M_n$ und $\parallel OI$; $AB = M_{v1} + M_{n1}$ und $\parallel OII$;

$BC = M_{v2} + M_{n2}$ und $\parallel OIII$; $CD = M_{vn} + M_{nn}$ und $\parallel OIV$.

Uausgeglichene Kraft erster Ordnung: OD nach Größe und Richtung.

Kräftepolygon zweiter Ordnung: $Oabcd$, worin:

$Oa = M_v + M_n$ und $\parallel O_1 1$; $ab = M_{v1} + M_{n1}$ und $\parallel O_1 2$;

$bc = M_{v2} + M_{n2}$ und $\parallel O_1 3$; $cd = M_{vn} + M_{nn}$ und $\parallel O_1 4$.

Uausgeglichene Kraft zweiter Ordnung: $Od \cdot \frac{R}{L}$ nach Größe und Richtung. Große Beschleunigungskräfte zweiter Ordnung deuten in der Regel auf ein ungleichförmiges Drehmoment hin.

b) Kräftepolygon der von den rotierenden Gewichten herührenden horizontalen Beschleunigungsdrucke.

Die rotierenden Kräfte: $\omega^2 \cdot R \cdot M_h$, $\omega^2 \cdot R \cdot M_{h_1}$, $\omega^2 \cdot R \cdot M_{h_2}$ usw. sind stets Kräfte erster Ordnung. Ihre aus dem Kräftepolygon sich ergebende Resultierende stellt demnach ebenfalls ein rotierendes Gewicht dar.

Die Horizontalkomponenten der rotierenden Kräfte:

$$\omega^2 \cdot R \cdot M_h \cdot \sin \varphi, \quad \omega^2 \cdot R \cdot M_{h_1} \cdot \sin(\varphi + \alpha), \quad \omega^2 \cdot R \cdot M_{h_2} \cdot \sin(\varphi + \alpha + \beta), \\ \omega^2 \cdot R \cdot M_{h_n} \sin(\varphi + \alpha + \beta + \gamma)$$

ergeben durch Konstruktion des entsprechenden Kräftepolygons eine resultierende horizontale Kraft, vgl. Gleichung (653).

Die Zusammensetzung ist entsprechend dem Kräftepolygon erster Ordnung der auf- und abgehenden Gewichte zu bewerkstelligen.

5. Die für den Ausgleich in Betracht kommenden Momente.

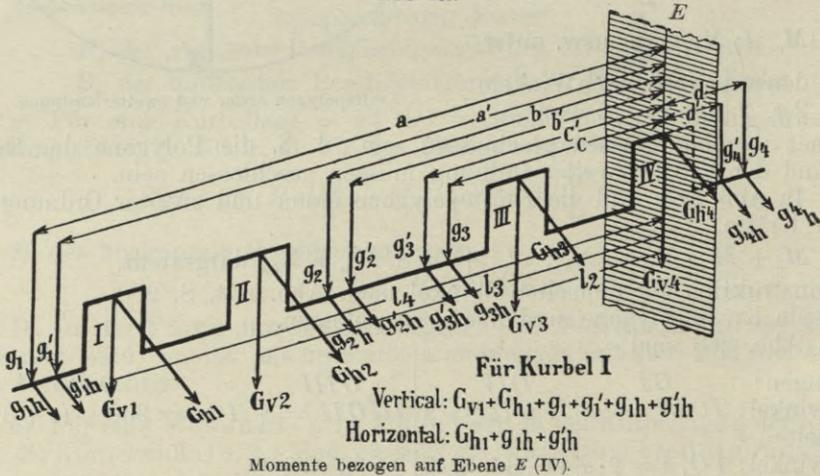
a) Momente erster Ordnung.

In bezug auf eine beliebige gewählte vertikale Ebene E , senkrecht zur Maschinenwelle angenommen, muß die Summe der Momente der Beschleunigungskräfte

$$M_v + M_h, \quad M_{v_1} + M_{h_1} \text{ usw. unter den Winkeln } \varphi, \varphi + \alpha \text{ usw.}$$

Null sein. In Abb. 269 sind die Kurbeln und Exzenter angedeutet, die Massen der Exzenter aber auf den Kurbelradius reduziert.

Abb. 269.



b) Momente zweiter Ordnung.

Ebenso müßte in bezug auf E die Summe der Momente der Beschleunigungskräfte

$$\frac{R}{L} \cdot (M_v + M_h), \quad \frac{R}{L} \cdot (M_{v_1} + M_{h_1}) \text{ usw. unter den doppelten Winkeln}$$

$$2 \cdot \varphi, \quad 2 \cdot (\varphi + \alpha) \text{ usw.}$$

Null sein, wenn Momente der Beschleunigungskräfte zweiter Ordnung nicht auftreten sollen.

Bilden die Kurbeln *I, II, III, IV* mit der Vertikalen, die Winkel (Abb. 267):

$$\varphi, \quad \varphi + \alpha, \quad \varphi + \alpha + \beta, \quad \varphi + \alpha + \beta + \gamma,$$

die zugehörigen Exzenter mit der Vertikalen die Winkel:

$$\delta, \delta_1, \quad \xi, \xi_1, \quad \eta, \eta_1, \quad \vartheta, \vartheta_1, \quad \text{so hat}$$

c) Die allgemeine Gleichung für den Ausgleich erster und zweiter Ordnung die Form (Abb. 269).

a) Momentengleichung für die auf- und abgeführten Gewichte:

$$\begin{aligned} & \frac{\omega^2}{g} \cdot R \cdot \left\{ g_1 \left(\cos \delta + \frac{R}{L} \cdot \cos 2\delta \right) \cdot a + g'_1 \cdot \left(\cos \delta_1 + \frac{R}{L} \cdot \cos 2\delta_1 \right) \cdot a \right. \\ & + G_{e_1} \cdot \left(\cos \varphi + \frac{R}{L} \cdot \cos 2\varphi \right) \cdot l_4 + G_{e_2} \left[\cos (\alpha + \varphi) + \frac{R}{L} \cdot \cos 2 \cdot (\alpha + \varphi) \right] \cdot l_3 \\ & + g_2 \cdot \left(\cos \xi + \frac{R}{L} \cdot \cos 2\xi \right) \cdot b + g'_2 \cdot \left(\cos \xi_1 + \frac{R}{L} \cdot \cos 2 \cdot \xi_1 \right) \cdot b \\ & + g'_3 \cdot \left(\cos \eta + \frac{R}{L} \cdot \cos 2 \cdot \eta \right) \cdot c + g_3 \cdot \left(\cos \eta_1 + \frac{R}{L} \cdot \cos 2 \cdot \eta_1 \right) \cdot c \\ & + G_{e_3} \cdot \left[\cos (\varphi + \alpha + \beta) + \frac{R}{L} \cdot \cos 2 (\varphi + \alpha + \beta) \right] \cdot l_2 \\ & \left. - g_4 \cdot \left(\cos \vartheta + \frac{R}{L} \cdot \cos 2\vartheta \right) \cdot d' - g_4 \cdot \left(\cos \vartheta_1 + \frac{R}{L} \cdot \cos 2\vartheta_1 \right) \cdot d \right\} = 0. \quad (654) \end{aligned}$$

Das Polygon der Momente der vertikalen Kräfte erster Ordnung ist entsprechend dem Kräftepolygon der einfachen Winkel zu zeichnen, wobei die Polygonseiten durch die Produkte $g_1 \cdot a, g'_1 \cdot a_1, G_{e_1} \cdot l_4$ usw. gebildet werden, als Seiten des Polygons der vertikalen Kräfte zweiter Ordnung sind dieselben wie beim Momentenpolygon erster Ordnung zu verwenden und die Resultierende mit $R:L$ zu multiplizieren.

β) Für die horizontal wirkenden Kräfte folgt die Momentengleichung, wenn die entsprechenden Kräfte in obige Gleichung eingesetzt, statt der cosinus der einfachen Winkel der sinus und die Ausdrücke für die doppelten Winkel Null gesetzt werden.

Da die Glieder (Gleichung 654) die Vertikalprojektionen der einzelnen Massen bzw. Gewichte darstellen, so ergibt sich die Resultierende wieder aus einem Polygon (Momentenpolygon erster Ordnung), dessen Seiten unter den entsprechenden einfachen Winkeln zu ziehen sind, wie in Abb. 468, die Seitenlängen aber

$$\omega^2 \cdot R \cdot \frac{g_1}{g} \cdot a, \quad \omega^2 \cdot R \cdot \frac{g'_1}{g} \cdot a', \quad \omega^2 \cdot R \cdot \frac{G_1}{g} \cdot l_4 \text{ usw.}$$

zu machen sind.

d) Zusammenfassung.

Das Aufzeichnen der Momentenpolygone kann in verschiedener Weise erfolgen:

a) Es werden zunächst die Momentenpolygone der auf den Exzenteradius reduzierten Steuerungsgewichte für den horizontalen und vertikalen Ausgleich in bezug auf die durch die Endkurbeln gelegten vertikalen Ebenen gezeichnet, und die auf den Kurbelradius reduzierten resultierenden unausgeglichenen Momente der Steuerungsgewichte mit den entsprechenden Momentenpolygonen der auf- und abgeführten und rotierenden Kolbengestänge vereinigt.

β) Die einzelnen Gewichte der Steuerungsgestänge werden gleich auf Kurbelradius reduziert und mit den Momentenpolygonen der Kolbengestänge vereinigt gezeichnet. Ersteres Verfahren ist zweckmäßiger.

Die Momentenpolygone zweiter Ordnung werden zweckmäßig mit denselben Seitenlängen wie diejenigen erster Ordnung gezeichnet und das unausgegliche Moment zweiter Ordnung mit dem in Betracht kommenden Reduktionsfaktor multipliziert, um seine Größe zu erhalten.

Um eine Maschine, einschl. der Kräfte und Momente zweiter Ordnung, in jeder Lage auszubalanzieren, müssen demnach die Resultierenden

der Kräftepolygone erster Ordnung,	}	der auf- und abgehenden Ge-
„ Momentenpolygone erster Ordnung,		
„ Kräftepolygone zweiter Ordnung,	}	tikale Querebene Null sein,
„ Momentenpolygone zweiter Ordnung,		
„ Kräftepolygone erster Ordnung	}	der horizontalen Komponenten
„ Momentenpolygone erster Ordnung		

6. Der Ausgleich der Kräfte und Momente der Vierkurbelmaschine.

Eine Ausgleichung nur der Kräfte und Momente erster Ordnung, also für $L = \infty$ ist völlig ungenügend, da die Wirkungen zweiter Ordnung sehr bedeutend sein können.

a) Allgemeine Bedingungen.

Für den Schluß des Kräftepolygons und des auf eine beliebige Querebene, z. B. die mittlere, bezogenen Momentenpolygons dürfen nur je zwei Größen unbekannt sein.

Für eine Vierkurbelmaschine ist aber jeder der vier auf den Kurbelradius reduzierten Massen erst genau festgelegt, wenn 12 Größen bekannt sind:

- α) Die Richtung des Radius gegen eine fest angenommene Richtung.
- β) Der Abstand der Rotationsebene der Masse von der Ebene, auf welche die Momente bezogen werden.
- γ) Die Größe jeder auf ihren Radius reduzierten Masse.

Da das geschlossene Kräftepolygon aber nur die durch seine Seiten dargestellten Verhältnisse der Massen angibt, so bleiben, wenn die Größen aller Seiten auf eine angenommene bezogen werden, noch drei der Seiten willkürlich zu bestimmen.

Für die Bestimmung der Lage der Momentenebene gegen die Rotationsebenen sind allgemein vier Größen erforderlich und wenn einer der Abstände als Maß für die übrigen genommen wird, noch drei.

Für die Festlegung der Richtung der Radien müssen drei Winkel willkürlich angenommen werden, um den vierten zu bestimmen.

Mithin bleiben neun Größen zu bestimmen.

Um den Schluß des Kräfte- und Momentenpolygons herbeizuführen, sind vier Größen zu wählen, folglich müssen $9 - 4 = 5$ Größen angenommen werden.

Sind z. B. durch die Wahl der Lage der Momentenebene drei Größen bekannt und außerdem zwei der Massen oder zwei der Winkel oder eine Masse und ein Winkel bekannt, so ist die Lösung eindeutig bestimmt.

b) Da ein völliger Ausgleich der Kräfte und Momente erster und zweiter Ordnung mit praktischen Bedingungen unvereinbar ist, so ist dahin zu streben, daß entweder die Kräfte erster und zweiter Ordnung und die Momente erster Ordnung völlig ausgeglichen, die Momente zweiter Ordnung aber bekannt sind oder daß die Kräfte und Momente erster Ordnung völlig ausgeglichen sind und die Kräfte und Momente zweiter Ordnung so klein als möglich ausfallen.

Die Kräfte zweiter Ordnung sind durch Änderung der Gewichtsverteilung und der Kurbelwinkel zu beseitigen, Momente zweiter Ordnung bleiben unter allen Umständen bestehen.

Ein Ausgleich der Kräfte zweiter Ordnung ist zu empfehlen, da sie sich nach Größe und Richtung stark ändern, was bei den Momenten zweiter Ordnung nicht in dem Maße der Fall ist.

c) Bedingungen für den Ausgleich der Kräfte erster und zweiter Ordnung und der Momente erster Ordnung.

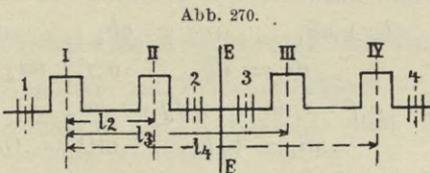
Für den Fall, daß die Kräfte erster und zweiter Ordnung und die Momente erster Ordnung ausgeglichen sein sollen, müssen folgende Bedingungen gelten.

a) Symmetrische Anordnung der Maschine zu einer durch die Maschinenmitte gelegten Ebene EE (Abb. 270, 271), wie sie praktisch fast stets sehr angenähert zur Ausführung kommt:

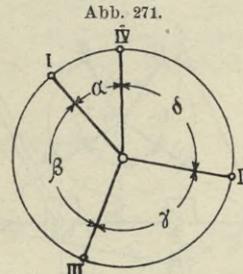
$$\begin{aligned} \sphericalangle \beta &= \sphericalangle \delta, \\ \cos \frac{\alpha}{2} \cdot \cos \frac{\gamma}{2} &= 1/2 \end{aligned} \quad (654a)$$

Werden δ , β und $\alpha + \gamma$ angenommen, so ist:

$$\alpha + \gamma = 360 - \beta - \delta.$$



Symmetrische Anordnung.



Kurbelfolge für Massenausgleich.

Der Wert von $\gamma - \alpha$ kann dann berechnet werden, woraus sich α und γ ergeben, ferner:

$$l_4 - l_3 : l_4 = -M_1 \cdot \sin(\beta + \gamma) : M_3 \cdot \sin \gamma, \quad (655)$$

$$l_4 - l_2 : l_4 = -M_1 \cdot \sin \beta : M_2 \cdot \sin(-\gamma) \quad (656)$$

Die Massen M_1 , M_2 , M_3 , M_4 sind aus den Gleichungen (657) bis (659) zu ermitteln, $M_4 = 1$ gesetzt:

$$M_1 = \sqrt{\frac{\sin\left(\frac{\alpha + \beta}{2}\right) \cdot \sin\frac{3}{2}(\alpha + \beta) \cdot \sin\left(\frac{\alpha + \beta + \gamma}{2}\right) \cdot \sin\frac{3}{2}(\alpha + \beta + \gamma)}{\sin\frac{\beta}{2} \cdot \sin\frac{3}{2}\beta \cdot \sin\frac{\beta + \gamma - \alpha}{2} \cdot \sin\frac{3}{2}(\beta + \gamma - \alpha)}, \quad (657)$$

$$M_2 = \sqrt{\frac{\sin\frac{\alpha}{2} \cdot \sin\frac{3}{2}\alpha \cdot \sin\frac{\alpha + \beta}{2} \cdot \sin\frac{3}{2}(\alpha + \beta)}{\sin\left(-\frac{\beta + \gamma}{2}\right) \cdot \sin\left(-\frac{3}{2}(\beta + \gamma)\right) \cdot \sin\frac{-\gamma}{2} \cdot \sin\frac{3}{2}(-\gamma)} \quad (658)$$

$$M_3 = \sqrt{\frac{\sin\frac{\alpha + \beta + \gamma}{2} \cdot \sin\frac{3}{2}(\alpha + \beta + \gamma) \cdot \sin\frac{\alpha}{2} \cdot \sin\frac{3}{2}\alpha}{\sin\frac{\gamma}{2} \cdot \sin\frac{3}{2}\gamma \cdot \sin\frac{-\beta}{2} \cdot \sin\frac{3}{2}(-\beta)} \quad (659)$$

β) Unsymmetrische Anordnung.

Hier muß die Beziehung gelten:

$$2 \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \cdot \cos \frac{\gamma}{2} = \cos \left(\frac{\beta - \delta}{2} \right). \tag{660}$$

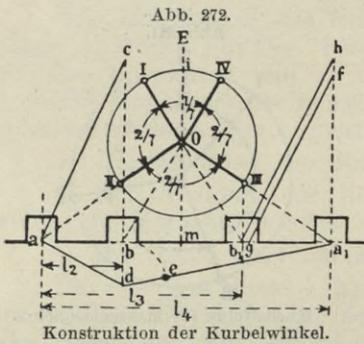
Nach Annahme von β, δ und $\alpha + \gamma$ ist unter Benutzung der Gleichungen (657) bis (659) ebenso zu verfahren wie für die symmetrische Anordnung.

d) Anordnung der Vierkurbelmaschine für den Massenausgleich.

α) Die Entfernung der Zylinderachsen, die Zylinderfolge und die Anordnung der Steuerung sind durch die praktischen Verhältnisse als gegeben anzusehen.

Ferner sollen die Kurbeln und möglichst die Exzenter symmetrisch zu einer durch die Maschinenmitte gelegten Ebene EE liegen (Abb. 270) also:

$$l_2 = l_4 - l_3, \quad EII = EIII = 0,5 \cdot (l_3 - l_2), \quad E1 = E4 \quad E2 = E3.$$



Konstruktion der Kurbelwinkel.

β) Konstruktion der Kurbelwinkel, für welche ein Ausgleich der Kräfte und Momente erster Ordnung und der Kräfte zweiter Ordnung möglich ist (Abb. 272).

$$\begin{aligned} bc &\perp aa_1 & ac &= ab_1 & ad &\perp ac \\ de &= db & a_1 f &\perp aa_1 \\ a_1 f &= de & fg &= bc & b_1 h &fg \\ mi &= b_1 h & mO &= O_i, \end{aligned}$$

durch Verbindung von O mit a, b, a_1, b_1 ergeben sich in I, II, III, IV die Kurbel-lagen.

Die hierdurch bestimmten Kurbelwinkel stehen meist nicht mit den praktischen Erfordernissen einer guten Dampfverteilung im Einklang und bedürfen daher einer Korrektur, sie verhalten sich in Bruchteilen von 360° angenähert wie:

$$360 \cdot \frac{1}{7} : 360 \cdot \frac{2}{7} : 360 \cdot \frac{3}{7} : 360 \cdot \frac{4}{7}.$$

Der Kurbelwinkel zwischen Hochdruckzylinder und erstem oder zweitem Niederdruckzylinder liegt für praktische Ausführungen meist in der Nähe von 90° , ebenso der zwischen Mitteldruckzylinder und erstem oder zweitem Niederdruckzylinder.

γ) Anordnung der Zylinder.

1. Dreifach-Expansionsmaschinen mit geteiltem Niederdruckzylinder.

Die beiden Niederdruckzylinder außen, ihre bewegten Massen so klein als möglich, ihre Arbeitsleistung $\sim 0,5$ bis $0,66$ jedes der beiden anderen Zylinder.

Für Kurbeln unter $+$ Stellung, bei denen schon die Momente erster Ordnung nicht beseitigt werden können, die aber wegen des gleichmäßigen Drehmoments häufig verwendet werden, sind die unter 180° stehenden Kurbeln einander möglichst nahe zu legen (Steuerung der äußeren Zylinder außen).

2. Vierfach-Expansionsmaschinen.

Hochdruckzylinder und erster Mitteldruckzylinder außen, zweiter Mitteldruckzylinder und Niederdruckzylinder innen, häufig der Hochdruckzylinder als leichtester vorne.

Die beiden vorderen Zylinder und die beiden hinteren so nahe aneinander als möglich, die Abstände der beiden mittleren Zylinder so groß als möglich, daher zweckmäßig die Steuerung der äußeren Zylinder außen, der mittleren zwischen diesen liegend.

Die Gewichte der mittleren Zylinder einander möglichst gleich.

Der Abstand der Zylinder findet sich meist:

$$l_3 = 2,6 \cdot l_2 \text{ bis } 3 \cdot l_2 \quad l_4 = \sim 3,6 \cdot l_2 \text{ bis } 4 \cdot l_2.$$

3. Der Massenausgleich pflegt in der Regel ein guter zu sein, wenn die hin- und hergehenden Gewichte des zweiten Zylinders von vorne gerechnet etwa das 1,5fache der Gewichte des vorderen betragen und seine Kurbel mit der vertikal nach oben stehenden Kurbel des vorderen Zylinders etwa einen Winkel von 133° bis 165° einschließt, wenn außerdem das Gewicht der bewegten Teile des dritten Zylinders etwa das ein- bis zweifache des vorderen Zylinders beträgt, wobei seine Kurbel mit der Vertikalen etwa 260° einschließt, während die Kurbel des hintersten Zylinders mit der Vertikalen einen Winkel von etwa 45° bis 60° bildet und das entsprechende Gewicht etwa gleich dem des vorderen Zylinders ist.

7. Praktische Ausführung des Massenausgleichs.

a) Annahme der Zylinderabstände.

b) Annahme der Kurbelfolge und Kurbelwinkel, wie sie für gute Arbeitsverteilung erforderlich werden.

c) Bestimmung der auf- und abgehenden Gewichte des Kolbengestänges für jede Kurbel.

d) Bestimmung der rotierenden Gewichte des Kolbengestänges für jede Kurbel.

e) Bestimmung der auf- und abgehenden Gewichte des Steuerungsgestänges für jede Kurbel unter Trennung der Gewichte der Vorwärts- von der Rückwärtssteuerung, wobei die Winkel der Exzenter bekannt sein müssen.

f) Bestimmung der rotierenden Gewichte des Steuerungsgestänges für jede Kurbel.

g) Reduzierung des Gewichts der auf- und abgehenden und rotierenden Gewichte des Steuerungsgestänges auf den Kurbelradius R .

Bezeichnet δ den Winkel unter dem eine Exzenterkurbel (für Vorwärtsgang) der Kolbenkurbel voreilt, ist $2 \cdot r$ der Schieberhub, λ die Länge der Exzenterstange, $2 \cdot R$ der Kolbenhub, g das auf- und abgehende Gewicht der Steuerungsteile, so ist im Kräfte- und Momentenpolygon erster Ordnung g_1 zu ersetzen durch:

$$g \cdot \frac{r}{R}$$

im Kräfte- und Momentenpolygon zweiter Ordnung ist g zu ersetzen, durch:

$$g \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{r}{\lambda}$$

Ebenso ist mit den übrigen Exzentern zu verfahren.

h) Bestimmung der Gewichte der durch Balancier betriebenen Pumpen, sämtlich auf- und abgehend.

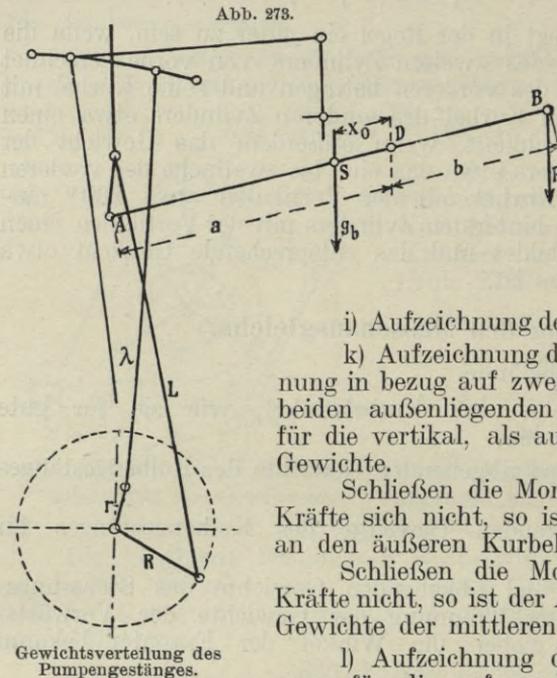
Gewicht von Schnalle g_s + Balancier g_b + Lenkstange der Luftpumpe g_l + Pumpenkolbenstange g_t + Pumpenkolben g_k .

$$G_u = g_s + g_b + g_l + g_t + g_k$$

Ermittle den Schwerpunkt S des Balanciers, der um x_0 vom Drehpunkt D des Balanciers entfernt liegt.

Das in A angreifende, die Pumpenantriebsteile ausbalancierende Gewicht ist dann:

$$G_A = \frac{-g_s \cdot a - g_b \cdot x_0 + (g_l + g_t + g_k) \cdot b}{g_s + g_b + g_l + g_t + g_k} \quad (661)$$



Um G_A ist das Gewicht der hin- und hergehenden Teile des Zylinders zu vermindern, von dem die Pumpen betrieben werden. Der Einfluß der Länge der Lenkstangen kann unberücksichtigt bleiben.

Der Einfluß von Pumpen, die durch Exzenter von der Welle aus betrieben werden ist meist unwesentlich.

- i) Aufzeichnung des Kräftepolygons erster Ordnung.
- k) Aufzeichnung des Momentenpolygons erster Ordnung in bezug auf zwei Ebenen, die passend durch die beiden außenliegenden Kurbeln gelegt werden, sowohl für die vertikal, als auch für die horizontal bewegten Gewichte.

Schließen die Momentenpolygone der horizontalen Kräfte sich nicht, so ist der Ausgleich durch Gewichte an den äußeren Kurbeln zu erzeugen.

Schließen die Momentenpolygone der vertikalen Kräfte nicht, so ist der Ausgleich durch Veränderung der Gewichte der mittleren Zylinder hervorzubringen.

l) Aufzeichnung der Kräftepolygone zweiter Ordnung für die auf- und abgehenden Gewichte, die im allgemeinen nicht schließen werden. Man erzielt den Schluß praktisch am einfachsten durch probeweise Änderung der Gewichte der mittleren Zylinder.

m) Aufzeichnung der Momentenpolygone zweiter Ordnung in bezug auf dieselben Ebenen wie für die Polygone erster Ordnung der vertikal auf- und abgehenden Gewichte, um die Größe der Momente zweiter Ordnung schätzen zu können.

In der Zusammenstellung S. 296 ist entsprechend der Abb. 269 das Schema der zu ermittelnden Kräfte und Momente für den Ausgleich zu ersehen.

8. Gegengewichte und Kolbenbelastung.

Sind die Zylinderentfernungen, Kurbelwinkel und Gestängegewichte aus praktischen Gründen festgelegt, so läßt sich ein angenäherter Ausgleich, selbst für die Kräfte und Momente erster Ordnung meist nur durch Anordnung von Gegengewichten für den horizontalen Ausgleich (zweckmäßig an den äußeren Kurbeln) und Kolbenbelastung der beiden mittleren Kolben für vertikalen Ausgleich ermöglichen.

a) Ermittlung der Gegengewichte für den horizontalen Ausgleich (Abb. 274).

	Gegengewicht an Kurbel III Bezugsebene IV	Gegengewicht an Kurbel IV Bezugsebene III
Horizontales Moment von Kurbel I	OM_{IV}^I	OM_{III}^{II}
Horizontales Moment von Kurbel II	OM_{IV}^{II}	OM_{III}^{II}
Resultierende dieser Momente	$OA = OA_1$	$Oa = Oa_1$
Horizontales Moment der Steuerung	$OS_{IV} \neq A_1 B_1$	OS_{III}
Resultierende der Kurbel- und Steuerungs-Gewichtsmomente	OB_1	Ob_1
Horizontales Moment der Kurbel	III: OC_1	IV: Oc_1
Moment des Gegengewichts an Kurbel	III: $B_1 C_1 \neq OD$	IV: $b_1 c_1 \neq Od$
Größe des Gegengewichts an Kurbel	III: $OD:l_4$	IV: $Od:l_4$
(reduziert auf den Kurbelradius R)		

Ist nach Abb. 275 $m \cdot \rho = \delta$

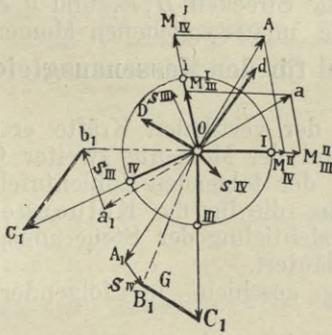
und G kg die Größe des auf den Kurbelradius R reduzierten Gegengewichts, so ist

$$m^3 + 3 \cdot m^2 + 3 \cdot m = 0,191 \cdot \frac{G}{h} \cdot \frac{R}{\rho} \cdot \frac{1}{\sin \alpha} \quad (662)$$

alle Längenmaße in dm.

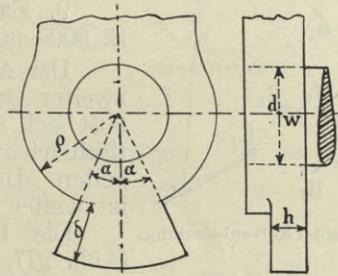
Da G , R , ρ bekannt sind, h und α gewählt werden können, so ist m aus Gleichung (262) leicht durch Probieren zu finden, womit auch δ bekannt ist.

Abb. 274.



Ermittlung der Gegengewichte.

Abb. 275.



Bestimmung der Gegengewichte.

Beispiel: $G = 1800$ kg, $h = 3,6$ dm, $R = 8,5$ dm, $\alpha = 30^\circ$, $\rho = 6,2$ dm.

Nach Gleichung (262) wird für jede Kurbelwange:

$$m^3 + 3 \cdot m^2 + 3m = 0,191 \cdot \frac{1800}{3,6} \cdot \frac{8,5}{238,3} \cdot \frac{1}{0,5} = 3,4,$$

daraus: $m = 0,64$; $\delta = m \cdot \rho = 0,64 \cdot 6,2 = 3,97$ dm.

b) Ermittlung der Kolbenbelastung der mittleren Zylinder.

Die Kolbenbelastung kann nach verschiedenen Gesichtspunkten gewählt werden.

- α) Die Kolbenbelastung soll so klein als möglich werden, oder
- β) die restierenden Momente sollen so klein als möglich werden, oder
- γ) die restierenden Momente sollen einander gleich werden.

	Bezugsebene IV	Bezugsebene III
Vertikales Moment der Kurbel.....	$I: OM_{IV}^I, II: OM_{IV}^{II}$	$I: OM_{III}^I, II: OM_{III}^{II}$
Resultierende dieser Momente.....	$OA = OA'$	$Oa = Oa_1$
Vertikales Moment der Steuerung.....	$OS_{IV} = A_1 B_1$	$OS_{III} = a_1 b_1$
Resultierende der Kurbel- und Steuerungsmomente	OB_1	Ob_1
Moment der Vertikalkräfte an Kurbel.....	$III: OC_1$	$IV: Oc_1$
Gegengewicht an Kurbel.....	$III: C_1 E_1 = OD$	$IV: c_1 e_1 = Od$

Die Abstände B_1, E_1 und b_1, e_1 sind durch Parallelen zu den Kurbelrichtungen und nach einem der oben angegebenen Gesichtspunkte zu verbinden, wobei in der Regel ein unausgeglichenes Moment zurückbleiben wird, also:

$B_1 F_1$ und $b_1 f_1 \parallel IO, F_1 H_1$ und $f_1 h_1 \parallel OII$,
 unausgeglichene Momente $E_1 H_1$ und $e_1 h_1$.

Zweckmäßig zieht man:

$B_1 F_1$ und $b_1 f_1 \parallel$ Kurbel I und $F_1 H_1$
 und $f_1 h_1 \parallel$ Kurbel II,

so daß:

$$\frac{B_1 F_1}{l_4 - l_2} = \frac{b_1 f_1}{l_2} \quad \text{und} \quad \frac{H_1 F_1}{l_4 - l_3} = \frac{h_1 f_1}{l_3}$$

wird. Die Strecken $H_1 E_1$ und $h_1 e_1$ stellen dann die unausgeglichene Momente dar.

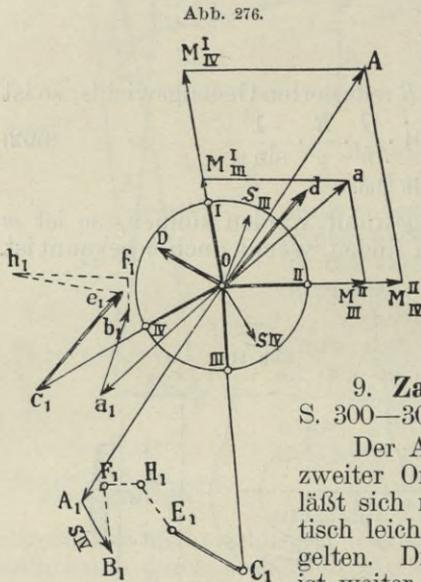


Abb. 276.

9. Zahlentafel für den Massenausgleich (siehe S. 300—307).

Der Ausgleich der vertikalen Kräfte erster und zweiter Ordnung und der Momente zweiter Ordnung läßt sich mit Hilfe der folgenden Zahlentafeln praktisch leicht ermitteln, die für die Pleiergestänge gelten. Die Berücksichtigung der Steuerungspleier ist weiter unten erläutert.

Ermittlung der Pleierbelastung. Die Benutzung geschieht in folgender Weise (Abb. 277, 278).

a) Da die Zylinderabstände $l_2, l_3 - l_2$ und $l_4 - l_3$ als gegeben anzusehen sind, setze man $l_4 = 1$, und ermittle l_2 und l_3 als Bruchteil von l_4 .

Diese Werte sind in die Zahlentafeln in der höchsten horizontalen und der linken vertikalen Reihe eingetragen.

b) Zu diesen Werten von l_3 und l_2 enthalten die betr. Zahlentafeln das Verhältnis der Gewichte für den vertikalen Ausgleich $G_1:G_4, G_2:G_4, G_3:G_4, G_4$ als Einheit angenommen, wodurch, wenn G_4 bekannt ist, die Gewichte G_1, G_2, G_3 festliegen.

c) Aus den Zahlentafeln sind dann die Pleierwinkel α, β, γ zu bestimmen, die den einzelnen Pleiern von der Richtung der vorderen Pleier IV an gerechnet in der Richtung des Vorwärtsganges entsprechen, der Pleierwinkel der vorderen Pleier ist gleich Null gesetzt (Abb. 277.).

d) Die mit den ermittelten Gewichten G_1, G_2, G_3, G_4 und den Kurbelwinkeln α, β, γ gezeichneten Kräftepolygone erster Ordnung und zweiter Ordnung und der Momente erster Ordnung ergeben praktisch geschlossene Polygone, so daß die vertikalen Kräfte erster und zweiter Ordnung und die Momente erster Ordnung ohne Berücksichtigung der Steuerungsgestänge ausgeglichen sind.

e) Da die Voreilungswinkel und Gewichte der Steuerungsgestänge bekannt sind, ist die Aufzeichnung der Kräftepolygone erster und zweiter Ordnung und des Momentenpolygons erster Ordnung der Steuerungsgestänge möglich, wobei nach Vereinigung beider unausgeglichene Kräfte und Momente auftreten.

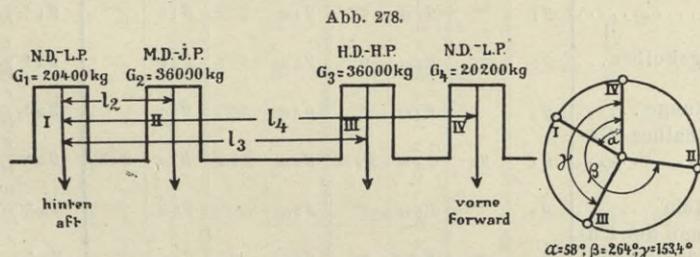
f) Ändert man jetzt die Gewichte der Kurbelgestänge und die Kurbelwinkel so, daß die Steuerungsgestänge ausgeglichen sind, so werden erstere nicht mehr ausgeglichen sein, sondern freie Kräfte und Momente ergeben, jedoch hat man eine zweite Annäherung.

g) Mit den geänderten Gewichten und Kurbelwinkeln sind neue Kräfte- und Momentenpolygone zu zeichnen, wobei kleine Änderungen der Gewichte und Kurbelwinkel genügen werden um praktisch einen Schluß der Polygone erster und zweiter Ordnung zu erreichen.

h) Zum Schluß sollten auch die Momentenpolygone zweiter Ordnung mit den gefundenen Kurbelwinkeln und Gewichten gezeichnet werden, um einen Einblick in die Größe der unausgeglichene Momente zu erhalten.

Beispiel für die Benutzung der Zahlentafeln Nr. 85 und Nr. 86 (siehe S. 300—307).

Es sei gegeben (Abb. 278):



$$l_2 = 3100 \text{ mm} \quad l_3 = 6980 \text{ mm} \quad l_4 = 10\,080 \text{ mm} \quad G_4 = 20\,200 \text{ kg.}$$

$$\text{Dann ist:} \quad l_2 : l_4 = 0,3075, \quad l_3 : l_4 = 0,692,$$

demnach nach Zahlentafel Nr. 85:

$$G_1 : G_4 = 1,0 \quad G_2 : G_4 = 1,545 \quad G_3 : G_4 = 1,542.$$

Demnach:

$$G_1 = 20\,200 \text{ kg} \quad G_2 = \sim 36\,000 \text{ kg} \quad G_3 = \sim 36\,000 \text{ kg,}$$

ferner nach Zahlentafel Nr. 86:

$$\alpha = \sim 58^\circ \quad \beta = \sim 264^\circ \quad \gamma = \sim 153,4^\circ.$$

Mit diesen Größen der Gewichte der Pleuellgestänge und der Pleuellwinkel sind die vertikalen Kräfte erster und zweiter Ordnung und die Momente erster Ordnung nahezu ausgeglichen.

Fortsetzung siehe Seite 308: Beispiele.

10. Zusammenstellung der Gewichte für den

Bezeichnungen: L Länge der Pleuelstange; λ Länge der Exzenterstange; vom Kreuzkopf bzw. Kurbelzapfen; λ_1, λ_2 Abstand des

Massenausgleich erster und zweiter Ordnung.

R Kurbelradius; r Exzenteradius; l_1, l_2 Abstand des Schwerpunktes der Pleuelstange Schwerpunktes der Exzenterstange vom Exzenterstangenzapfen bzw. Exzenteradius;

	Wirkliche Gewichte				Reduzierte Gewichte für den vertikalen Ausgleich								
	Hochdruckzylinder	Mitteldruckzylinder	erster Niederdruckzylinder	zweiter Niederdruckzylinder	Hochdruckzylinder		Mitteldruckzylinder		erster Niederdruckzylinder		zweiter Niederdruckzylinder		
					erster Ordnung	zweiter Ordnung	erster Ordnung	zweiter Ordnung	erster Ordnung	zweiter Ordnung	erster Ordnung	zweiter Ordnung	
1. Kolben	G_1	G_{1m}	G_{1n}	G'_{1n}	G_1	$G_1 \cdot \frac{R}{L}$	G_{1m}	$G_{1m} \cdot \frac{R}{L}$	G_{1n}	$G_{1n} \cdot \frac{R}{L}$	G'_{1n}	$G'_{1n} \cdot \frac{R}{L}$	
2. Kolbenstange	G_2	G_{2m}	G_{2n}	G'_{2n}	G_2	$G_2 \cdot \frac{R}{L}$	G_{2m}	$G_{2m} \cdot \frac{R}{L}$	G_{2n}	$G_{2n} \cdot \frac{R}{L}$	G'_{2n}	$G'_{2n} \cdot \frac{R}{L}$	
3. Kreuzkopf	G_3	G_{3m}	G_{3n}	G'_{3n}	G_3	$G_3 \cdot \frac{R}{L}$	G_{3m}	$G_{3m} \cdot \frac{R}{L}$	G_{3n}	$G_{3n} \cdot \frac{R}{L}$	G'_{3n}	$G'_{3n} \cdot \frac{R}{L}$	
4. Pleuelstange	G_4	G_{4m}	G_{4n}	G'_{4n}	Oberteil	$G_4 \cdot \frac{l_2}{L}$	Oberteil	$G_{4m} \cdot \frac{l_2}{L}$	Oberteil	$G_{4n} \cdot \frac{l_2}{L}$	Oberteil	$G'_{4n} \cdot \frac{l_2}{L}$	
					Unterteil	$G_4 \cdot \frac{l_1}{L}$	Unterteil	$G_{4m} \cdot \frac{l_1}{L}$	Unterteil	$G_{4n} \cdot \frac{l_1}{L}$	Unterteil	$G'_{4n} \cdot \frac{l_1}{L}$	
5. Kurbelwange	G_5	G_{5m}	G_{5n}	G'_{5n}	$G_5 \cdot \frac{x_0}{R}$	$G_5 \cdot \frac{x_0}{R} \cdot \frac{R}{L}$	$G_{5m} \cdot \frac{x_0}{R}$	$G_{5m} \cdot \frac{x_0}{R} \cdot \frac{R}{L}$	$G_{5n} \cdot \frac{x_0}{R}$	$G_{5n} \cdot \frac{x_0}{R} \cdot \frac{R}{L}$	$G'_{5n} \cdot \frac{x_0}{R}$	$G'_{5n} \cdot \frac{x_0}{R} \cdot \frac{R}{L}$	
6. Kurbelzapfen	G_6	G_{6m}	G_{6n}	G'_{6n}	G_6	$G_6 \cdot \frac{R}{L}$	G_{6m}	$G_{6m} \cdot \frac{R}{L}$	G_{6n}	$G_{6n} \cdot \frac{R}{L}$	G'_{6n}	$G'_{6n} \cdot \frac{R}{L}$	
Summe der reduzierten Gewichte =					G_{11}	G_{12}	G_{21}	G_{22}	G_{31}	G_{32}	G_{41}	G_{42}	
					Es sind nur die Gewichte für Vorwärtsgang zusammengestellt.								
7. Schieber	g_1	g_{1m}	g_{1n}	g'_{1n}	$g_1 \cdot \frac{rx}{R}$	$g_1 \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{r}{\lambda}$	$g_{1m} \cdot \frac{r}{R}$	$g_{1m} \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{r}{\lambda}$	$g_{1n} \cdot \frac{r}{R}$	$g_{1n} \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{r}{\lambda}$	$g'_{1n} \cdot \frac{r}{R}$	$g'_{1n} \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{r}{\lambda}$	
8. Entlastungskolben	g_2	g_{2m}	g_{2n}	g'_{2n}	$g_2 \cdot \frac{r}{R}$	$g_2 \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{r}{\lambda}$	$g_{2m} \cdot \frac{r}{R}$	$g_{2m} \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{r}{\lambda}$	$g_{2n} \cdot \frac{r}{R}$	$g_{2n} \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{r}{\lambda}$	$g'_{2n} \cdot \frac{r}{R}$	$g'_{2n} \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{r}{\lambda}$	
9. Schieberstange	g_3	g_{3m}	g_{3n}	g'_{3n}	$g_3 \cdot \frac{r}{R}$	$g_3 \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{r}{\lambda}$	$g_{3m} \cdot \frac{r}{R}$	$g_{3m} \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{r}{\lambda}$	$g_{3n} \cdot \frac{r}{R}$	$g_{3n} \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{r}{\lambda}$	$g'_{3n} \cdot \frac{r}{R}$	$g'_{3n} \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{r}{\lambda}$	
10. Kulisse (halbes Gewicht)	g_4	g_{4m}	g_{4n}	g'_{4n}	$g_4 \cdot \frac{r}{R}$	$g_4 \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{r}{\lambda}$	$g_{4m} \cdot \frac{r}{R}$	$g_{4m} \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{r}{\lambda}$	$g_{4n} \cdot \frac{r}{R}$	$g_{4n} \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{r}{\lambda}$	$g'_{4n} \cdot \frac{r}{R}$	$g'_{4n} \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{r}{\lambda}$	
11. Kulissenstein	g_5	g_{5m}	g_{5n}	g'_{5n}	$g_5 \cdot \frac{r}{R}$	$g_5 \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{r}{\lambda}$	$g_{5m} \cdot \frac{r}{R}$	$g_{5m} \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{r}{\lambda}$	$g_{5n} \cdot \frac{r}{R}$	$g_{5n} \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{r}{\lambda}$	$g'_{5n} \cdot \frac{r}{R}$	$g'_{5n} \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{r}{\lambda}$	
12. Hängestange der Kulisse (halbes Gewicht)	g_6	g_{6m}	g_{6n}	g'_{6n}	$g_6 \cdot \frac{r}{R}$	$g_6 \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{r}{\lambda}$	$g_{6m} \cdot \frac{r}{R}$	$g_{6m} \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{r}{\lambda}$	$g_{6n} \cdot \frac{r}{R}$	$g_{6n} \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{r}{\lambda}$	$g'_{6n} \cdot \frac{r}{R}$	$g'_{6n} \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{r}{\lambda}$	
13. Exzenterstangen	g_7	g_{7m}	g_{7n}	g'_{7n}	Oberteil	$g_7 \cdot \frac{\lambda_2}{\lambda} \cdot \frac{r}{R}$	Oberteil	$g_{7m} \cdot \frac{\lambda_2}{\lambda} \cdot \frac{r}{R}$	Oberteil	$g_{7n} \cdot \frac{\lambda_2}{\lambda} \cdot \frac{r}{R}$	Oberteil	$g'_{7n} \cdot \frac{\lambda_2}{\lambda} \cdot \frac{r}{R}$	
					Unterteil	$g_7 \cdot \frac{\lambda_1}{\lambda} \cdot \frac{r}{R}$	Unterteil	$g_{7m} \cdot \frac{\lambda_1}{\lambda} \cdot \frac{r}{R}$	Unterteil	$g_{7n} \cdot \frac{\lambda_1}{\lambda} \cdot \frac{r}{R}$	Unterteil	$g'_{7n} \cdot \frac{\lambda_1}{\lambda} \cdot \frac{r}{R}$	
14. Exzenterstangen	g_8	g_{8m}	g_{8n}	g'_{8n}	$g_8 \cdot \frac{x_0}{R}$	$g_8 \cdot \frac{x_0}{R} \cdot \frac{r}{\lambda}$	$g_{8m} \cdot \frac{x_0}{R}$	$g_{8m} \cdot \frac{x_0}{R} \cdot \frac{r}{\lambda}$	$g_{8n} \cdot \frac{x_0}{R}$	$g_{8n} \cdot \frac{x_0}{R} \cdot \frac{r}{\lambda}$	$g'_{8n} \cdot \frac{x_0}{R}$	$g'_{8n} \cdot \frac{x_0}{R} \cdot \frac{r}{\lambda}$	
15. Exzenterbügel	g_9	g_{9m}	g_{9n}	g'_{9n}	$g_9 \cdot \frac{x_0}{R}$	$g_9 \cdot \frac{x_0}{R} \cdot \frac{r}{\lambda}$	$g_{9m} \cdot \frac{x_0}{R}$	$g_{9m} \cdot \frac{x_0}{R} \cdot \frac{r}{\lambda}$	$g_{9n} \cdot \frac{x_0}{R}$	$g_{9n} \cdot \frac{x_0}{R} \cdot \frac{r}{\lambda}$	$g'_{9n} \cdot \frac{x_0}{R}$	$g'_{9n} \cdot \frac{x_0}{R} \cdot \frac{r}{\lambda}$	
Summe der reduzierten Steuerungsgewichte =					g_{11}	g_{12}	g_{21}	g_{22}	g_{31}	g_{32}	g_{41}	g_{42}	
16. Pumpenschnallen	—	—	g_s	—	—	—	—	—	$g_s \cdot a$	—	—	—	
17. Balancier	—	—	g_b	—	—	—	—	—	$g_b \cdot x_0$	—	—	—	
18. Lenkstange der Luftpumpe	—	—	g_l	—	—	—	—	—	$g_l \cdot b$	—	—	—	
19. Pumpenkolbenstange	—	—	g_t	—	—	—	—	—	$g_t \cdot b$	—	—	—	
20. Pumpenkolben	—	—	g_k	—	—	—	—	—	$g_k \cdot b$	—	—	—	
Summe der Gewichte der Pumpenteile =					g_p	—	Summe der reduzierten Gewichte der Pumpenteile =					g_{pr}	—
Summen der auf- und abgeführten Gewichte für den Gewichtsausgleich =					G_{v1}	G_{v2}	G_{mv1}	G_{mv2}	G_{nv1}	G_{nv2}	G'_{nv1}	G'_{nv2}	

Zusammenstellung der Gewichte für den Massenausgleich

Fortsetzung der Bezeichnungen (siehe S. 296 und 297): x_0 Abstand des Schwer-

erster und zweiter Ordnung (Fortsetzung der S. 296 und 297).

punktes der einzelnen Teile von Mitte Kurbelzapfen.

	Reduzierte Gewichte für den horizontalen Ausgleich				Hebelarme in bezug auf Ebene IV (vgl. Abb. 269)							
	Hochdruck- zylinder	Mitteldruck- zylinder	erster Niederdruck- zylinder	zweiter Niederdruck- zylinder	Hochdruckzylinder		Mitteldruckzylinder		erster Niederdruckzylinder		zweiter Niederdruckzylinder	
	Kolbengestänge				Kolbengestänge							
1. Kolben												
2. Kolbenstange	$G_4 \cdot \frac{l_1}{L}$	$G_{4m} \cdot \frac{l_1}{L}$	$G_{4n} \cdot \frac{l_1}{L}$	$G'_{4n} \cdot \frac{l_1}{L}$								
3. Kreuzkopf												
4. Pleuelstange	$+ G_5 \cdot \frac{x_0}{R}$	$+ G_{5m} \cdot \frac{x_0}{R}$	$+ G_{5n} \cdot \frac{x_0}{R}$	$+ G'_{5n} \cdot \frac{x_0}{R}$	$l_4 - l_2$		$l_4 - l_3$		l_4			0
5. Kurbelwange	$+ G_6$	$+ G_{6m}$	$+ G_{6n}$	$+ G'_{6n}$								
6. Kurbelzapfen												
	G_h	G_{hm}	G_{hn}	G'_{hn}								
	Steuerungsgestänge				Steuerungsgestänge							
					vorwärts	rückwärts	vorwärts	rückwärts	vorwärts	rückwärts	vorwärts	rückwärts
7. Schieber												
8. Entlastungskolben												
9. Schieberstange	$g_7 \cdot \frac{\lambda_1}{\lambda} \cdot \frac{r}{R}$	$g_{7m} \cdot \frac{\lambda_1}{\lambda} \cdot \frac{r}{R}$	$g_{7n} \cdot \frac{\lambda_1}{\lambda} \cdot \frac{r}{R}$	$g'_{7n} \cdot \frac{\lambda_1}{\lambda} \cdot \frac{r}{R}$								
10. Kulisse (halbes Gewicht) ..												
11. Kulissenstein												
12. Hängestange der Kulisse (halbes Gewicht)	$+ g_8 \cdot \frac{x_0}{R}$	$+ g_{8m} \cdot \frac{x_0}{R}$	$+ g_{8n} \cdot \frac{x_0}{R}$	$+ g'_{8n} \cdot \frac{x_0}{R}$	b	b_1	c	c_1	a	a_1	$-d$	$-d_1$
13. Exzenterstangen												
14. Exzenterstangen	$+ g_9 \cdot \frac{x_0}{R}$	$+ g_{9m} \cdot \frac{x_0}{R}$	$+ g_{9n} \cdot \frac{x_0}{R}$	$+ g'_{9n} \cdot \frac{x_0}{R}$								
15. Exzenterbügel					Treibt eine Exzenterkurbel Gewichte, die in anderen Entfernungen von der Bezugsebene liegen, als das Exzenter selbst, so sind als Hebelarme die Entfernungen der angetriebenen Gewichte von der Bezugsebene zu nehmen.							
	g_h	g_{hm}	g_{hn}	g'_{hn}								
16. Pumpenschnallen	Summe der auf- und abgeführten Gewichte für den Ausgleich:				Pumpengestänge							
17. Balancier	erster Ordnung											
18. Lenkstange der Luftpumpe	zweiter Ordnung											
19. Pumpenkolbenstange	$G'_v = G_{v1} + G_{mv1} + G_{nv1} + G'_{nv1}$								l_4			
20. Pumpenkolben	$G''_v = G_{v2} + G_{mv2} + G_{nv2} + G'_{nv2}$				Zur Aufstellung der Momente in bezug auf Ebene IV sind für die vertikalen Momente obige Hebelarme mit den vertikalen Gewichten (bei der Steuerung für Vorwärts- und Rückwärtssteuerung) zu multiplizieren, für die horizontalen Momente sind die rotierenden Gewichte einzusetzen. Entsprechend sind die Momente in bezug auf Ebene III zu ermitteln.							
	Summe der rotierenden Gewichte											
	$G_r = G_h + G_{hm} + G_{hn} + G'_{hn} + g_h + g_{hm} + g_{hn} + g'_{hn}$											

Zahlentafel Nr. 85 (vgl. S. 294).

Werte der Gewichtsverhältnisse $G_1:G_4$, $G_2:G_4$, $G_3:G_4$ für verschiedene Verhältnisse von $l_2:l_4$, $l_3:l_4$ für den Ausgleich der vertikalen Kräfte erster und zweiter Ordnung und der Momente erster Ordnung.

$l_3:l_4$	$l_2:l_4 = 0,20$			$l_2:l_4 = 0,21$			$l_2:l_4 = 0,22$			$l_2:l_4 = 0,23$		
	$G_1:G_4$	$G_2:G_4$	$G_3:G_4$									
0,60	1,324	1,732	1,765	1,316	1,738	1,770	1,300	1,746	1,776	1,283	1,750	1,780
0,61	1,306	1,700	1,737	1,292	1,708	1,740	1,278	1,727	1,744	1,262	1,722	1,749
0,62	1,285	1,670	1,703	1,270	1,680	1,710	1,258	1,686	1,712	1,240	1,692	1,718
0,63	1,265	1,645	1,678	1,250	1,652	1,681	1,236	1,660	1,685	1,220	1,665	1,689
0,64	1,243	1,620	1,649	1,228	1,650	1,651	1,213	1,630	1,656	1,202	1,638	1,660
0,65	1,225	1,592	1,620	1,210	1,600	1,625	1,197	1,605	1,629	1,182	1,610	1,630
0,66	1,203	1,565	1,592	1,190	1,573	1,598	1,176	1,580	1,600	1,160	1,585	1,603
0,67	1,185	1,540	1,566	1,170	1,550	1,570	1,158	1,556	1,571	1,143	1,560	1,576
0,68	1,165	1,518	1,542	1,150	1,523	1,545	1,140	1,530	1,550	1,125	1,535	1,552
0,69	1,146	1,495	1,518	1,135	1,500	1,520	1,122	1,505	1,521	1,101	1,512	1,524
0,70	1,123	1,470	1,491	1,118	1,478	1,495	1,106	1,483	1,498	1,092	1,490	1,500
0,71	1,115	1,448	1,468	1,103	1,452	1,470	1,090	1,460	1,472	1,078	1,465	1,476
0,72	1,110	1,425	1,445	1,085	1,435	1,448	1,074	1,440	1,450	1,060	1,445	1,452
0,73	1,085	1,405	1,423	1,072	1,410	1,425	1,060	1,418	1,428	1,050	1,422	1,430
0,74	1,067	1,380	1,400	1,060	1,390	1,402	1,050	1,396	1,404	1,038	1,401	1,407
0,75	1,060	1,360	1,380	1,050	1,370	1,381	1,037	1,375	1,383	1,025	1,380	1,386
0,76	1,044	1,340	1,368	1,037	1,348	1,360	1,025	1,355	1,362	1,013	1,360	1,364
0,77	1,027	1,320	1,336	1,025	1,328	1,338	1,012	1,332	1,340	1,002	1,340	1,342
0,78	1,025	1,300	1,315	1,012	1,308	1,317	1,000	1,312	1,320	0,995	1,320	1,321
0,79	1,010	1,280	1,298	1,010	1,285	1,299	0,990	1,290	1,300	0,980	1,300	1,301
0,80	1,002	1,260	1,278	0,990	1,265	1,280	0,980	1,270	1,280	0,970	1,280	1,280

$l_2:l_4$	$l_2:l_4 = 0,24$			$l_2:l_4 = 0,25$			$l_2:l_4 = 0,26$			$l_2:l_4 = 0,27$		
0,60	1,270	1,760	1,782	1,255	1,764	1,786	1,239	1,770	1,790	1,223	1,775	1,792
0,61	1,248	1,728	1,751	1,234	1,735	1,756	1,218	1,740	1,760	1,202	1,745	1,762
0,62	1,228	1,700	1,720	1,212	1,705	1,723	1,198	1,710	1,728	1,183	1,715	1,730
0,63	1,208	1,672	1,691	1,192	1,678	1,696	1,177	1,682	1,698	1,162	1,688	1,700
0,64	1,188	1,645	1,662	1,172	1,650	1,664	1,158	1,655	1,668	1,145	1,660	1,670
0,65	1,168	1,618	1,635	1,152	1,622	1,638	1,140	1,628	1,640	1,126	1,632	1,642
0,66	1,150	1,590	1,606	1,135	1,598	1,610	1,120	1,600	1,612	1,108	1,605	1,616
0,67	1,130	1,565	1,580	1,118	1,570	1,582	1,103	1,576	1,585	1,090	1,580	1,588
0,68	1,115	1,540	1,554	1,100	1,545	1,558	1,086	1,550	1,560	1,072	1,555	1,561
0,69	1,097	1,518	1,528	1,083	1,522	1,530	1,070	1,526	1,532	1,056	1,532	1,537
0,70	1,080	1,492	1,501	1,068	1,500	1,505	1,052	1,505	1,506	1,040	1,510	1,509
0,71	1,065	1,470	1,478	1,052	1,478	1,480	1,040	1,480	1,482	1,028	1,485	1,485
0,72	1,050	1,450	1,455	1,038	1,455	1,458	1,026	1,460	1,460	1,011	1,462	1,461
0,73	1,038	1,428	1,432	1,025	1,432	1,435	1,010	1,438	1,438	1,000	1,441	1,439
0,74	1,023	1,406	1,408	1,011	1,410	1,410	1,000	1,418	1,412	0,988	1,421	1,415
0,75	1,012	1,386	1,388	1,002	1,390	1,389	0,990	1,398	1,391	0,976	1,400	1,392
0,76	1,000	1,365	1,368	0,988	1,370	1,369	0,978	1,378	1,370	0,965	1,380	1,372
0,77	0,990	1,344	1,344	0,980	1,345	1,346	0,966	1,358	1,349	0,953	1,360	1,350
0,78	0,980	1,325	1,322	0,970	1,330	1,325	0,956	1,338	1,328	0,946	1,342	1,328
0,79	0,970	1,305	1,302	0,958	1,310	1,305	0,945	1,320	1,306	0,933	1,322	1,308
0,80	0,960	1,285	1,282	0,948	1,290	1,283	0,935	1,280	1,283	0,924	1,305	1,285

Zahlentafel Nr. 85. (Fortsetzung, vgl. S. 294.)

$l_3 : l_4$	$l_2 : l_4 = 0,28$			$l_2 : l_4 = 0,29$			$l_2 : l_4 = 0,30$			$l_2 : l_4 = 0,31$		
	$G_1 : G_4$	$G_2 : G_4$	$G_3 : G_4$	$G_1 : G_4$	$G_2 : G_4$	$G_3 : G_4$	$G_1 : G_4$	$G_2 : G_4$	$G_3 : G_4$	$G_1 : G_4$	$G_2 : G_4$	$G_3 : G_4$
0.60	1,208	1,780	1,798	1,192	1,784	1,800	1,173	1,790	1,802	1,158	1,795	1,805
0.61	1,186	1,750	1,765	1,170	1,756	1,768	1,153	1,760	1,770	1,140	1,763	1,771
0.62	1,168	1,720	1,731	1,152	1,722	1,736	1,138	1,728	1,738	1,120	1,730	1,740
0.63	1,148	1,690	1,702	1,132	1,696	1,704	1,119	1,700	1,708	1,102	1,702	1,710
0.64	1,130	1,662	1,672	1,116	1,665	1,676	1,110	1,670	1,679	1,085	1,675	1,680
9.65	1,110	1,635	1,645	1,093	1,640	1,648	1,081	1,642	1,650	1,064	1,645	1,657
0.66	1,093	1,610	1,619	1,079	1,612	1,620	1,063	1,618	1,622	1,050	1,620	1,624
0.67	1,076	1,584	1,590	1,061	1,588	1,591	1,046	1,590	1,592	1,032	1,595	1,596
0.68	1,060	1,559	1,563	1,046	1,562	1,565	1,030	1,565	1,568	1,016	1,570	1,570
0.69	1,043	1,535	1,538	1,030	1,540	1,540	1,015	1,540	1,541	1,000	1,545	1,542
0.70	1,029	1,512	1,511	1,012	1,518	1,513	1,000	1,520	1,516	0,988	1,522	1,518
0.71	1,014	1,490	1,488	1,000	1,492	1,489	0,988	1,496	1,490	0,972	1,500	1,491
0.72	1,000	1,468	1,463	0,988	1,472	1,465	0,972	1,475	1,468	0,960	1,480	1,469
0.73	0,987	1,445	1,440	0,974	1,450	1,442	0,961	1,455	1,443	0,948	1,458	1,444
0.74	0,976	1,425	1,418	0,963	1,430	1,420	0,950	1,432	1,420	0,936	1,438	1,421
0.75	0,964	1,404	1,395	0,951	1,410	1,398	0,939	1,412	1,398	0,928	1,416	1,400
0.76	0,951	1,385	1,375	0,940	1,390	1,376	0,928	1,392	1,378	0,915	1,398	1,379
0.77	0,942	1,365	1,367	0,930	1,370	1,355	0,918	1,375	1,357	0,908	1,378	1,358
0.78	0,932	1,348	1,330	0,922	1,352	1,331	0,910	1,358	1,332	0,898	1,360	1,335
0.79	0,923	1,328	1,310	0,911	1,332	1,311	0,900	1,338	1,312	0,888	1,342	1,315
0.80	0,912	1,310	1,288	0,902	1,315	1,290	0,891	1,320	1,291	0,880	1,325	1,292

$l_3 : l_4$	$l_2 : l_4 = 0,32$			$l_2 : l_4 = 0,33$			$l_2 : l_4 = 0,34$			$l_2 : l_4 = 0,35$		
0.60	1,140	1,798	1,806	1,126	1,800	1,808	1,108	1,803	1,810	1,090	1,803	1,812
0.61	1,122	1,768	1,774	1,108	1,738	1,776	1,090	1,775	1,777	1,071	1,775	1,778
0.62	1,108	1,735	1,741	1,090	1,718	1,742	1,072	1,740	1,744	1,055	1,740	1,746
0.63	1,088	1,705	1,711	1,070	1,680	1,712	1,052	1,710	1,716	1,040	1,710	1,718
0.64	1,068	1,678	1,682	1,052	1,650	1,682	1,036	1,682	1,684	1,020	1,682	1,686
0.65	1,050	1,650	1,652	1,035	1,625	1,658	1,020	1,655	1,659	1,007	1,655	1,659
0.66	1,032	1,622	1,625	1,020	1,600	1,628	1,003	1,628	1,630	0,990	1,626	1,631
0.67	1,018	1,598	1,598	1,003	1,575	1,600	0,988	1,600	1,600	0,970	1,600	1,601
0.68	1,000	1,570	1,570	0,988	1,550	1,573	0,972	1,586	1,575	0,960	1,576	1,577
0.69	0,988	1,546	1,543	0,972	1,528	1,546	0,960	1,550	1,548	0,945	1,550	1,550
0.70	0,972	1,525	1,520	0,960	1,513	1,520	0,946	1,530	1,521	0,930	1,530	1,523
0.71	0,960	1,502	1,496	0,947	1,503	1,497	0,932	1,508	1,498	0,920	1,505	1,500
0.72	0,948	1,480	1,470	0,932	1,482	1,471	0,920	1,485	1,474	0,915	1,485	1,475
0.73	0,933	1,460	1,448	0,920	1,462	1,449	0,908	1,462	1,450	0,895	1,462	1,452
0.74	0,923	1,440	1,423	0,910	1,442	1,424	0,897	1,445	1,426	0,883	1,445	1,427
0.75	0,911	1,420	1,401	0,900	1,400	1,402	0,886	1,423	1,403	0,872	1,423	1,404
0.76	0,902	1,400	1,380	0,890	1,382	1,381	0,876	1,405	1,382	0,863	1,404	1,382
0.77	0,892	1,380	1,359	0,880	1,372	1,360	0,864	1,388	1,360	0,855	1,390	1,361
0.78	0,886	1,363	1,336	0,872	1,365	1,338	0,860	1,370	1,339	0,847	1,372	1,340
0.79	0,876	1,345	1,317	0,865	1,350	1,318	0,852	1,352	1,320	0,840	1,355	1,320
0.80	0,866	1,330	1,296	0,856	1,332	1,298	0,843	1,338	1,299	0,830	1,340	1,300

Zahlentafel Nr. 85. (Fortsetzung, vgl. S. 294.)

$l_3 : l_4$	$l_2 : l_4 = 0,36$			$l_2 : l_4 = 0,37$			$l_2 : l_4 = 0,38$			$l_2 : l_4 = 0,39$		
	$G_1 : G_4$	$G_2 : G_4$	$G_3 : G_4$	$G_1 : G_4$	$G_2 : G_4$	$G_3 : G_4$	$G_1 : G_4$	$G_2 : G_4$	$G_3 : G_4$	$G_1 : G_4$	$G_2 : G_4$	$G_3 : G_4$
0,60	1,075	1,810	1,813	1,057	1,812	1,816	1,040	1,815	1,816	0,102	1,817	1,818
0,61	1,056	1,780	1,780	1,040	1,780	1,780	1,020	1,782	1,780	0,100	1,784	1,781
0,62	1,040	1,744	1,748	1,020	1,746	1,749	1,003	1,748	1,750	0,987	1,750	1,750
0,63	1,020	1,715	1,719	1,005	1,718	1,720	0,988	1,719	1,720	0,970	1,719	1,720
0,64	1,005	1,685	1,689	0,988	1,688	1,690	0,970	1,688	1,691	0,955	1,690	1,692
0,65	0,990	1,658	1,660	0,970	1,659	1,660	0,956	1,660	1,660	0,940	1,660	1,661
0,66	0,972	1,630	1,632	0,958	1,630	1,633	0,940	1,632	1,636	0,925	1,634	1,637
0,67	0,960	1,603	1,603	0,943	1,603	1,603	0,928	1,605	1,603	0,910	1,608	1,606
0,68	0,945	1,580	1,579	0,930	1,580	1,579	0,912	1,582	1,580	0,900	1,582	1,580
0,69	0,935	1,550	1,550	0,915	1,556	1,551	0,900	1,558	1,552	0,886	1,559	1,554
0,70	0,917	1,535	1,524	0,901	1,535	1,528	0,888	1,536	1,524	0,870	1,538	1,530
0,71	0,905	1,510	1,500	0,890	1,512	1,501	0,875	1,512	1,502	0,860	1,513	1,503
0,72	0,890	1,488	1,478	0,878	1,490	1,479	0,862	1,491	1,480	0,850	1,493	1,480
0,73	0,880	1,468	1,452	0,866	1,470	1,454	0,850	1,471	1,456	0,838	1,472	1,457
0,74	0,870	1,450	1,424	0,855	1,450	1,430	0,840	1,451	1,430	0,828	1,450	1,432
0,75	0,860	1,428	1,405	0,845	1,430	1,408	0,832	1,432	1,409	0,818	1,433	1,410
0,76	0,850	1,410	1,385	0,838	1,412	1,385	0,822	1,414	1,386	0,810	1,416	1,388
0,77	0,840	1,392	1,362	0,830	1,393	1,363	0,815	1,396	1,364	0,800	1,397	1,366
0,78	0,835	1,375	1,340	0,820	1,378	1,341	0,810	1,380	1,341	0,793	1,380	1,342
0,79	0,826	1,360	1,321	0,813	1,360	1,321	0,800	1,362	1,322	0,790	1,365	1,323
0,80	0,820	1,342	1,300	0,806	1,345	1,301	0,792	1,348	1,302	0,780	1,350	1,303

$l_3 : l_4$	$l_2 : l_4 = 0,40$			$l_2 : l_4 = 0,41$			$l_2 : l_4 = 0,42$			$l_2 : l_4 = 0,43$		
0,60	0,100	1,818	1,819	0,988	1,819	1,819	0,978	1,820	1,819	0,950	1,820	1,819
0,61	0,985	1,785	1,781	0,970	1,786	1,781	0,950	1,788	1,781	0,932	1,788	1,781
0,62	0,970	1,751	1,750	0,952	1,752	1,752	0,933	1,753	1,753	0,918	1,753	1,753
0,63	0,953	1,720	1,721	0,938	1,720	1,721	0,920	1,720	1,722	0,900	1,721	1,722
0,64	0,940	1,690	1,693	0,920	1,690	1,695	0,905	1,691	1,694	0,890	1,691	1,695
0,65	0,920	1,660	1,661	0,901	1,661	1,661	0,890	1,661	1,662	0,872	1,661	1,662
0,66	0,910	1,635	1,638	0,892	1,636	1,638	0,880	1,637	1,638	0,860	1,638	1,638
0,67	0,896	1,609	1,606	0,880	1,610	1,618	0,865	1,611	1,619	0,850	1,611	1,619
0,68	0,882	1,583	1,581	0,868	1,584	1,581	0,850	1,584	1,581	0,835	1,585	1,581
0,69	0,870	1,560	1,556	0,852	1,560	1,558	0,840	1,560	1,558	0,824	1,560	1,558
0,70	0,853	1,539	1,531	0,841	1,539	1,530	0,828	1,540	1,531	0,810	1,540	1,532
0,71	0,845	1,515	1,505	0,830	1,516	1,505	0,815	1,517	1,506	0,800	1,518	1,506
0,72	0,832	1,494	1,481	0,820	1,495	1,481	0,805	1,496	1,481	0,790	1,497	1,481
0,73	0,822	1,472	1,458	0,810	1,473	1,459	0,972	1,475	1,459	0,780	1,475	1,460
0,74	0,812	1,452	1,434	0,800	1,453	1,433	0,783	1,455	1,435	0,770	1,455	1,436
0,75	0,800	1,435	1,411	0,790	1,436	1,410	0,773	1,437	1,411	0,760	1,437	1,412
0,76	0,795	1,417	1,389	0,780	1,419	1,390	0,765	1,419	1,390	0,752	1,419	1,391
0,77	0,785	1,399	1,367	0,773	1,400	1,368	0,758	1,400	1,370	0,743	1,400	1,370
0,78	0,780	1,381	1,343	0,765	1,381	1,345	0,750	1,382	1,346	0,740	1,383	1,347
0,79	0,770	1,366	1,324	0,760	1,368	1,328	0,745	1,370	1,328	0,733	1,370	1,328
0,80	0,680	1,352	1,305	0,752	1,353	1,305	0,740	1,354	1,306	0,725	1,355	1,307

Zahlentafel Nr. 85. (Fortsetzung, vgl. S. 294.)

$l_3 : l_4$	$l_2 : l_4 = 0,44$			$l_2 : l_4 = 0,45$			$l_2 : l_4 = 0,46$			$l_2 : l_4 = 0,47$		
	$G_1 : G_4$	$G_2 : G_4$	$G_3 : G_4$	$G_1 : G_4$	$G_2 : G_4$	$G_3 : G_4$	$G_1 : G_4$	$G_2 : G_4$	$G_3 : G_4$	$G_1 : G_4$	$G_2 : G_4$	$G_3 : G_4$
0.60	0,930	1,820	1,819	0,912	1,820	1,819	0,895	1,820	1,819	0,875	1,820	1,818
0.61	0,915	1,788	1,781	0,895	1,788	1,781	0,880	1,788	1,781	0,860	1,787	1,780
0.62	0,900	1,753	1,753	0,880	1,753	1,753	0,862	1,753	1,753	0,845	1,753	1,752
0.63	0,885	1,721	1,722	0,868	1,721	1,722	0,850	1,721	1,722	0,832	1,721	1,722
0.64	0,870	1,691	1,695	0,850	1,691	1,695	0,836	1,691	1,695	0,819	1,691	1,694
0.65	0,852	1,661	1,662	0,840	1,661	1,662	0,820	1,661	1,662	0,805	1,661	1,662
0.66	0,845	1,638	1,638	0,828	1,638	1,638	0,810	1,638	1,638	0,791	1,637	1,638
0.67	0,830	1,610	1,619	0,815	1,610	1,619	0,800	1,610	1,619	0,780	1,610	1,619
0.68	0,820	1,585	1,582	0,803	1,585	1,582	0,786	1,585	1,582	0,770	1,585	1,582
0.69	0,808	1,560	1,558	0,790	1,560	1,558	0,772	1,560	1,558	0,758	1,560	1,558
0.70	0,795	1,540	1,532	0,780	1,540	1,532	0,762	1,540	1,532	0,748	1,540	1,532
0.71	0,785	1,518	1,507	0,768	1,518	1,507	0,752	1,518	1,507	0,736	1,518	1,507
0.72	0,772	1,497	1,481	0,758	1,497	1,481	0,742	1,497	1,481	0,728	1,497	1,481
0.73	0,763	1,475	1,460	0,748	1,475	1,460	0,733	1,475	1,460	0,718	1,475	1,461
0.74	0,752	1,455	1,437	0,740	1,455	1,437	0,725	1,455	1,438	0,708	1,455	1,438
0.75	0,746	1,437	1,412	0,732	1,437	1,413	0,716	1,437	1,414	0,700	1,437	1,415
0.76	0,738	1,419	1,392	0,723	1,419	1,392	0,710	1,419	0,393	0,696	1,419	1,393
0.77	0,730	1,400	1,370	0,716	1,400	1,370	0,700	1,400	1,370	0,685	1,400	1,370
0.78	0,723	1,383	1,348	0,710	1,383	1,349	0,695	1,384	1,349	0,679	1,384	1,349
0.79	0,718	1,370	1,328	0,705	1,370	1,328	0,690	1,370	1,328	0,675	1,370	1,328
0.80	0,710	1,356	1,308	0,698	1,356	1,308	0,682	1,356	1,308	0,670	1,355	1,308

$l_3 : l_4$	$l_2 : l_4 = 0,48$			$l_2 : l_4 = 0,49$			$l_2 : l_4 = 0,50$		
0.60	0,855	1,820	1,818	0,835	1,819	1,817	0,818	1,818	1,816
0.61	0,840	1,785	1,780	0,822	1,782	1,780	0,802	1,780	1,780
0.62	0,828	1,752	1,751	0,801	1,750	1,750	0,790	1,749	1,749
0.63	0,812	1,720	1,722	0,796	1,720	1,721	0,778	1,720	1,720
0.64	0,800	1,691	1,694	0,780	1,691	1,693	0,765	1,691	1,693
0.65	0,788	1,661	1,662	0,770	1,660	1,662	0,751	1,660	1,662
0.66	0,772	1,637	1,638	0,758	1,637	1,638	0,740	1,637	1,638
0.67	0,762	1,610	1,619	0,748	1,609	1,619	0,730	1,608	1,619
0.68	0,752	1,585	1,582	0,738	1,584	1,582	0,720	1,583	1,582
0.69	0,740	1,560	1,558	0,723	1,560	1,558	0,698	1,560	1,558
0.70	0,730	1,540	1,532	0,712	1,540	1,532	0,684	1,540	1,532
0.71	0,720	1,518	1,507	0,700	1,518	1,507	0,679	1,518	1,507
0.72	0,710	1,497	1,481	0,695	1,497	1,481	0,670	1,495	1,481
0.73	0,700	1,475	1,461	0,685	1,475	1,461	0,660	1,475	1,461
0.74	0,690	1,455	1,438	0,675	1,455	1,438	0,655	1,454	1,438
0.75	0,685	1,437	1,415	0,670	1,436	1,415	0,650	1,435	1,415
0.76	0,678	1,419	1,393	0,662	1,419	1,393	0,645	1,418	1,393
0.77	0,670	1,400	1,370	0,655	1,400	1,370	0,640	1,400	1,370
0.78	0,664	1,384	1,349	0,650	1,384	1,349	0,635	1,383	1,350
0.79	0,660	1,370	1,328	0,645	1,368	1,328	0,630	1,367	1,328
0.80	0,655	1,355	1,308	0,640	1,354	1,308	0,625	1,352	1,308

Zahlentafel Nr. 86 (vgl. S. 294).

Größen der Kurbelwinkel α , β , γ für den Ausgleich der Kräfte erster und zweiter Ordnung und der vertikalen Momente erster Ordnung (Abb. 277).

Verhältnisse von l_2 dividiert durch l_4 .												
$l_3 : l_4$	$l_2 : l_4 = 0,20$			$l_2 : l_4 = 0,21$			$l_2 : l_4 = 0,22$			$l_2 : l_4 = 0,23$		
	α	β	γ									
0.60	60,5	270,90	161,00	59,5	270,2	160,0	58,4	269,5	158,9	57,3	268,8	157,9
0.61	61,4	—	161,25	60,3	—	160,3	59,3	—	159,2	58,3	—	158,2
0.62	62,3	—	161,60	61,0	—	160,7	60,2	—	159,6	59,0	—	158,7
0.63	63,0	—	162,00	62,0	—	161,0	61,0	—	160,0	60,0	—	159,0
0.64	64,0	—	162,20	63,0	—	161,2	62,0	—	160,2	61,0	269,1	159,2
0.65	64,6	271,00	162,50	63,7	270,5	161,5	62,9	269,8	160,5	61,9	—	159,6
0.66	65,4	—	162,80	64,5	—	161,8	63,6	—	160,8	62,7	—	160,0
0.67	66,0	—	163,00	65,2	—	162,0	64,3	—	161,1	63,5	—	160,1
0.68	66,6	—	163,20	65,9	—	162,4	65,0	—	161,4	64,2	—	160,5
0.69	67,3	—	163,40	66,5	—	162,6	65,8	—	161,6	65,0	—	160,7
0.70	68,0	270,60	163,80	67,1	270,0	162,8	66,4	269,5	161,9	65,6	268,9	161,0
0.71	68,5	—	164,00	67,8	—	163,0	67,0	—	162,1	66,3	—	161,2
0.72	69,1	—	164,10	68,5	—	163,2	67,8	—	162,4	67,0	—	161,5
0.73	69,6	—	164,30	69,0	—	163,4	68,4	—	162,6	67,7	—	161,8
0.74	70,2	—	164,50	69,5	—	163,6	69,0	—	162,8	68,2	—	162,0
0.75	70,6	269,40	164,60	70,0	269,0	163,9	69,4	268,5	163,0	68,9	268,0	162,2
0.76	71,2	—	164,70	70,6	—	164,1	70,0	—	163,2	69,5	—	162,4
0.77	71,8	—	164,90	71,1	—	164,3	70,7	—	163,4	70,0	—	162,6
0.78	72,2	—	165,10	71,7	—	164,6	71,0	—	163,7	70,5	—	163,0
0.79	72,5	—	165,50	72,0	—	164,8	71,5	—	164,0	71,0	—	163,2
0.80	72,9	267,75	166,00	72,3	267,3	165,1	72,0	266,9	164,2	71,4	266,5	163,4

$l_3 : l_4$	$l_2 : l_4 = 0,24$			$l_2 : l_4 = 0,25$			$l_2 : l_4 = 0,26$			$l_2 : l_4 = 0,27$		
0.60	56,2	268,0	156,9	55,0	267,2	155,8	54,0	266,6	154,7	52,9	265,8	153,7
0.61	57,2	—	157,2	56,1	—	156,1	55,0	—	155,2	54,0	—	154,1
0.62	58,0	—	157,6	57,0	—	156,6	56,0	—	155,6	54,9	—	154,6
0.63	59,0	—	158,0	58,0	—	157,0	57,0	—	156,0	56,0	—	155,0
0.64	60,0	268,4	158,3	59,0	267,7	157,3	57,9	267,1	156,3	56,9	266,5	155,3
0.65	60,9	—	158,6	60,0	—	157,6	59,0	—	156,7	58,0	—	155,6
0.66	61,7	—	159,0	60,8	—	158,0	59,9	—	157,1	59,0	—	156,1
0.67	62,5	—	159,2	61,6	—	158,2	60,8	—	157,2	59,9	—	156,4
0.68	63,3	—	159,6	62,5	—	158,2	61,5	—	157,8	60,7	—	156,8
0.69	64,1	—	159,8	63,3	—	158,9	62,3	—	158,0	61,5	—	157,1
0.70	64,9	268,5	160,1	64,0	267,8	159,2	63,2	267,1	158,4	62,3	266,5	157,5
0.71	65,5	—	160,3	64,7	—	159,4	64,0	—	158,6	63,1	—	157,8
0.72	66,2	—	160,6	65,4	—	159,8	64,6	—	158,9	64,0	—	158,0
0.73	67,0	—	160,8	66,2	—	160,0	65,5	—	159,1	64,8	—	158,2
0.74	67,5	—	161,1	66,9	—	160,2	66,1	—	159,3	65,5	—	158,5
0.75	68,1	267,4	161,3	67,4	267,0	160,5	66,8	266,5	159,7	66,0	266,0	158,9
0.76	68,9	—	161,6	68,2	—	160,8	67,5	—	160,0	66,9	—	159,1
0.77	69,4	—	161,8	68,9	—	161,0	68,1	—	160,2	67,5	—	159,4
0.78	70,0	—	162,0	69,3	—	161,2	68,7	—	160,4	68,1	—	159,9
0.79	70,4	—	162,2	69,9	—	161,5	69,2	—	160,7	68,8	—	159,9
0.80	70,9	266,0	162,5	70,3	265,6	161,8	69,8	265,2	160,9	69,2	264,8	160,1

Zahlentafel Nr. 86. (Fortsetzung, vgl. S. 294.)

Verhältnisse von l_2 dividiert durch l_4 .

$l_3 : l_4$	$l_2 : l_4 = 0,28$			$l_2 : l_4 = 0,29$			$l_2 : l_4 = 0,30$			$l_2 : l_4 = 0,31$		
	α	β	γ									
0.60	51,8	265,1	152,7	50,5	264,3	150,5	49,2	263,7	150,5	48,0	262,9	149,5
0.61	52,9	—	153,0	51,7	—	151,0	50,5	—	151,0	49,2	—	150,0
0.62	53,9	—	153,6	52,8	—	151,6	51,6	—	151,5	50,5	—	150,5
0.63	54,9	—	154,0	53,9	—	152,0	52,7	—	152,0	51,6	—	151,0
0.64	56,0	265,9	154,4	54,9	265,3	152,3	53,8	—	152,3	52,8	—	151,3
0.65	57,0	—	154,8	56,0	—	152,9	55,0	264,6	152,8	53,9	264,0	151,8
0.66	58,0	—	155,2	57,0	—	153,2	56,0	—	153,2	55,0	—	152,2
0.67	58,9	—	155,5	58,0	—	153,6	57,0	—	153,5	56,0	—	152,6
0.68	59,9	—	155,9	58,9	—	153,9	58,0	—	154,0	57,0	—	153,0
0.69	60,6	—	156,1	59,8	—	154,3	58,9	—	154,3	58,0	—	153,4
0.70	61,5	266,0	156,6	60,7	265,5	154,7	59,8	265,0	154,7	58,9	264,3	153,9
0.71	62,3	—	156,9	61,4	—	155,0	60,6	—	155,0	59,8	—	154,1
0.72	63,1	—	157,2	62,3	—	155,4	61,5	—	155,4	60,5	—	154,5
0.73	64,0	—	157,4	63,2	—	155,7	62,3	—	155,6	61,5	—	154,8
0.74	64,8	—	157,7	64,0	—	156,0	63,2	—	156,0	62,4	—	155,1
0.75	65,4	265,5	158,0	64,8	265,0	156,3	64,0	264,5	156,3	63,1	264,0	155,4
0.76	66,1	—	158,2	65,4	—	156,7	64,8	—	156,5	64,0	—	155,7
0.77	66,9	—	158,6	66,1	—	156,9	65,5	—	156,6	64,8	—	156,1
0.78	67,5	—	158,7	67,0	—	157,1	66,1	—	157,1	65,5	—	156,2
0.79	68,1	—	159,0	68,6	—	157,4	67,0	—	157,3	66,2	—	156,5
0.80	68,9	264,3	159,2	69,1	263,9	157,6	67,6	263,5	157,5	67,0	263,0	156,8

$l_3 : l_4$	$l_2 : l_4 = 0,32$			$l_2 : l_4 = 0,33$			$l_2 : l_4 = 0,34$			$l_2 : l_4 = 0,35$		
0.60	47,0	262,1	148,3	45,6	261,4	147,3	44,3	260,8	146,2	43,0	260,0	145,2
0.61	48,0	—	149,0	47,0	—	147,9	45,6	—	146,8	44,2	—	145,7
0.62	49,3	—	149,5	48,2	—	148,4	47,0	—	147,4	45,8	—	146,3
0.63	50,5	—	149,9	49,3	—	148,9	48,0	—	147,9	47,0	—	146,9
0.64	51,7	—	150,3	50,5	—	149,3	49,2	—	148,3	48,1	—	147,3
0.65	52,9	263,4	150,8	51,6	262,7	149,8	50,6	262,0	148,8	49,5	261,4	147,9
0.66	53,9	—	151,2	52,8	—	150,3	51,7	—	149,3	50,6	—	148,4
0.67	55,0	—	151,6	54,0	—	150,7	52,9	—	149,8	51,8	—	148,8
0.68	56,0	—	152,0	55,0	—	151,1	54,0	—	150,2	53,0	—	149,2
0.69	57,0	—	152,5	56,0	—	151,6	55,0	—	150,6	54,0	—	149,7
0.70	58,0	263,8	152,9	57,0	263,2	152,0	56,0	262,7	151,0	55,0	262,0	150,1
0.71	58,9	—	153,2	58,0	—	152,4	57,0	—	151,5	56,0	—	150,6
0.72	59,8	—	153,7	58,9	—	152,8	58,0	—	151,9	57,0	—	151,0
0.73	60,6	—	154,0	59,9	—	153,0	59,0	—	152,2	58,0	—	151,2
0.74	61,5	—	154,3	60,7	—	153,4	60,0	—	152,6	59,0	—	151,7
0.75	62,3	263,4	154,6	61,6	263,0	153,8	60,8	262,5	152,9	60,0	261,9	152,0
0.76	63,2	—	154,9	62,4	—	154,0	61,7	—	153,2	60,8	—	152,3
0.77	64,0	—	155,2	63,2	—	154,3	62,5	—	153,5	61,9	—	152,6
0.78	64,9	—	155,5	64,0	—	154,6	63,3	—	153,8	62,6	—	153,0
0.79	65,5	—	155,7	65,0	—	155,0	64,1	—	154,1	63,4	—	153,2
0.80	65,2	262,6	156,0	65,7	262,1	155,2	65,0	261,8	154,4	64,2	261,3	153,5

Zahlentafel Nr. 86. (Fortsetzung, vgl. S. 294.)

Verhältnisse von l_2 dividiert durch l_4 .												
$l_3 : l_4$	$l_2 : l_4 = 0,36$			$l_2 : l_4 = 0,37$			$l_2 : l_4 = 0,38$			$l_2 : l_4 = 0,39$		
	α	β	γ									
0.60	41,8	259,2	144,0	40,2	258,5	143,0	39,0	257,8	142,0	37,4	257,0	140,7
0.61	43,0	—	144,6	41,8	—	143,6	40,4	—	142,5	39,0	—	141,4
0.62	44,5	—	145,3	43,0	—	144,2	42,0	—	143,1	40,5	—	142,0
0.63	45,8	—	145,8	44,4	—	144,8	43,0	—	143,8	42,0	—	142,8
0.64	47,0	—	146,3	45,9	—	145,2	44,5	—	144,2	43,0	—	143,3
0.65	48,3	260,9	146,9	47,0	260,0	145,9	46,0	259,5	144,9	44,6	258,8	143,9
0.66	49,4	—	147,4	48,2	—	146,4	47,1	—	145,3	46,0	—	144,3
0.67	50,6	—	147,8	49,5	—	146,9	48,3	—	145,9	47,0	—	145,0
0.68	52,0	—	148,3	50,9	—	147,4	49,6	—	146,4	48,3	—	145,5
0.69	53,0	—	148,8	52,0	—	147,9	51,0	—	147,0	49,6	—	146,0
0.70	54,0	261,5	149,2	53,0	261,0	148,3	52,0	260,3	147,4	51,0	259,8	146,5
0.71	55,0	—	149,7	54,0	—	148,8	53,0	—	147,9	52,0	—	147,0
0.72	56,0	—	150,0	55,0	—	149,1	54,0	—	148,2	53,0	—	147,4
0.73	57,0	—	150,4	56,0	—	149,5	55,1	—	148,7	54,1	—	147,9
0.74	58,0	—	150,8	57,1	—	150,0	56,2	—	149,0	55,1	—	148,2
0.75	59,0	261,6	151,2	58,0	261,0	150,3	57,2	260,3	149,4	56,2	259,9	148,5
0.76	60,0	—	151,5	59,0	—	150,7	58,2	—	149,9	57,2	—	149,0
0.77	61,0	—	151,8	60,1	—	151,0	59,2	—	150,2	58,3	—	149,3
0.78	62,0	—	152,2	61,0	—	151,4	60,2	—	150,5	59,4	—	149,7
0.79	62,8	—	152,5	62,0	—	151,7	61,1	—	150,9	60,4	—	150,0
0.80	63,7	260,9	152,7	63,0	260,4	152,0	62,0	260,0	151,1	61,3	259,6	150,3

$l_3 : l_4$	$l_2 : l_4 = 0,40$			$l_2 : l_4 = 0,41$			$l_2 : l_4 = 0,42$			$l_2 : l_4 = 0,43$		
0.60	36,0	256,4	139,7	34,5	255,6	138,5	33,0	254,9	137,4	31,6	254,2	136,3
0.61	37,5	—	140,3	36,0	—	139,3	34,6	—	138,2	33,0	—	137,0
0.62	39,0	—	141,0	37,6	—	140,0	36,0	—	139,0	34,6	—	139,9
0.63	40,5	—	141,6	39,0	—	140,7	37,7	—	139,6	36,2	—	138,6
0.64	42,0	—	142,2	40,5	—	141,2	39,0	—	140,2	37,7	—	139,2
0.65	43,2	258,2	142,8	42,0	257,5	141,8	40,6	256,9	140,8	39,1	256,3	139,9
0.66	44,6	—	143,4	43,3	—	142,5	42,0	—	141,4	40,7	—	140,5
0.67	46,0	—	144,0	44,6	—	143,0	43,2	—	142,0	42,0	—	141,1
0.68	47,1	—	144,5	46,0	—	143,6	44,8	—	142,7	43,5	—	141,8
0.69	48,5	—	145,0	47,3	—	144,1	46,0	—	143,2	45,0	—	142,4
0.70	49,8	259,3	145,5	48,6	258,7	144,7	47,5	258,0	143,7	46,1	257,5	142,9
0.71	51,0	—	146,0	49,8	—	145,2	48,6	—	144,3	47,0	—	143,4
0.72	52,0	—	146,5	51,0	—	145,6	49,9	—	144,8	48,2	—	143,9
0.73	53,0	—	147,0	52,0	—	146,0	51,0	—	145,2	50,0	—	144,4
0.74	54,2	—	147,4	53,2	—	146,5	52,2	—	145,7	51,2	—	144,9
0.75	55,2	259,4	147,8	54,3	258,9	147,0	53,4	258,3	146,0	52,3	257,9	145,3
0.76	56,4	—	148,2	55,5	—	147,3	54,5	—	146,5	53,7	—	145,7
0.77	57,5	—	148,5	56,7	—	147,8	55,8	—	147,0	54,9	—	148,2
0.78	58,5	—	148,9	57,7	—	148,2	56,9	—	147,3	56,0	—	148,5
0.79	59,6	—	149,3	58,8	—	148,6	58,0	—	147,8	57,0	—	148,9
0.80	60,6	259,2	149,5	59,9	258,7	148,8	59,0	258,2	148,0	58,1	257,9	149,2

Zahlentafel Nr. 86. (Fortsetzung, vgl. S. 294.)

Verhältnisse von l_2 dividiert durch l_4 .												
$l_3 : l_4$	$l_2 : l_4 = 0,44$			$l_2 : l_4 = 0,45$			$l_2 : l_4 = 0,46$			$l_2 : l_4 = 0,47$		
	α	β	γ									
0.60	30,0	253,5	135,3	28,1	252,7	134,0	26,5	252,0	133,0	24,7	251,3	131,8
0.61	31,9	—	136,0	30,0	—	134,9	28,0	—	133,8	26,5	—	132,7
0.62	33,0	—	136,8	31,5	—	135,6	30,0	—	134,6	28,1	—	133,5
0.63	34,8	—	137,5	33,0	—	136,5	31,8	—	135,5	30,0	—	134,4
0.64	35,2	—	138,2	34,9	—	137,1	33,9	—	136,1	32,0	—	135,1
0.65	37,9	255,7	138,9	36,3	255,0	137,9	35,0	254,4	136,9	33,5	253,8	135,9
0.66	39,2	—	139,5	38,0	—	138,5	36,6	—	137,6	35,0	—	136,6
0.67	40,8	—	140,1	39,5	—	139,2	38,0	—	138,3	36,7	—	137,3
0.68	42,2	—	140,7	41,0	—	139,8	39,8	—	139,0	38,2	—	138,0
0.69	43,8	—	141,4	42,3	—	140,4	41,0	—	139,6	40,0	—	138,7
0.70	45,0	257,0	142,0	43,9	256,4	141,0	42,6	255,9	140,2	41,2	255,3	139,3
0.71	46,3	—	142,5	45,0	—	141,6	44,0	—	140,8	42,8	—	139,9
0.72	47,6	—	143,0	46,5	—	142,1	45,3	—	141,3	44,0	—	140,4
0.73	49,0	—	143,5	47,8	—	142,7	46,8	—	141,8	45,5	—	141,0
0.74	50,1	—	144,0	49,0	—	143,2	48,0	—	142,4	47,0	—	141,5
0.75	51,3	257,3	144,5	50,3	256,9	143,6	49,2	256,3	142,9	48,1	255,9	142,0
0.76	52,6	—	145,0	51,6	—	144,1	50,7	—	143,3	49,5	—	142,5
0.77	54,0	—	145,3	53,0	—	144,5	52,0	—	143,7	51,0	—	143,0
0.78	55,0	—	145,7	54,0	—	144,9	53,0	—	144,1	52,1	—	143,4
0.79	56,2	—	146,1	55,2	—	145,2	54,4	—	144,5	53,5	—	143,8
0.80	57,3	257,3	146,5	56,6	257,0	145,6	55,6	256,5	144,9	54,8	256,1	144,1
$l_3 : l_4$	$l_2 : l_4 = 0,48$			$l_2 : l_4 = 0,49$			$l_2 : l_4 = 0,50$					
0.60	23,0	250,5	130,7	21,0	249,9	129,4	19,0	248,8	128,0			
0.61	24,9	—	131,7	23,0	—	130,4	21,2	—	129,0			
0.62	26,6	—	132,5	25,0	—	131,3	23,2	—	130,2			
0.63	28,5	—	133,3	26,9	—	132,3	25,2	—	131,2			
0.64	30,3	—	134,1	28,8	—	133,0	27,0	—	132,1			
0.65	32,0	253,1	134,9	30,6	252,5	133,9	29,0	251,9	133,0			
0.66	33,6	—	135,6	32,2	—	134,6	30,9	—	133,7			
0.67	35,2	—	136,4	34,0	—	135,4	32,5	—	134,5			
0.68	37,0	—	137,0	35,6	—	136,0	34,1	—	135,1			
0.69	38,5	—	137,8	37,1	—	136,8	36,0	—	136,0			
0.70	40,0	254,7	138,4	38,9	254,1	137,5	37,6	253,6	136,5			
0.71	41,5	—	139,0	40,2	—	138,1	39,0	—	137,3			
0.72	43,0	—	139,5	41,8	—	138,7	40,6	—	137,9			
0.73	44,3	—	140,2	43,0	—	139,3	42,0	—	138,5			
0.74	45,1	—	140,7	44,7	—	139,9	43,5	—	139,0			
0.75	47,1	255,4	141,2	46,0	254,8	140,3	45,0	254,3	139,5			
0.76	48,5	—	141,8	47,5	—	140,9	46,5	—	140,1			
0.77	50,0	—	142,2	49,0	—	141,4	48,0	—	140,6			
0.78	51,3	—	142,6	50,2	—	141,8	49,1	—	141,0			
0.79	52,6	—	143,0	51,7	—	142,2	50,8	—	141,4			
0.80	54,0	255,7	143,4	53,0	255,2	142,6	52,0	254,9	141,9			

von Gegengewichten der äußeren Kurbeln *III* und *IV* und durch Kolbenbelastungen der mittleren Kolben *I* und *II*, falls erforderlich herzustellen.

Die eingetragenen Gewichte sind für die Kurbeln auf den Kurbelradius *R* reduziert, die Gewichte der Pumpengestänge sind in die vertikal auf- und abbewegten Gewichte eingeschlossen, für die Steuerungsgestänge ist die Reduktion zunächst auf den Exzentradius vorgenommen.

Es ist:

$$\frac{R}{L} = 4, \quad \frac{r}{R} = \frac{95}{609}, \quad \frac{r}{R} \cdot \frac{r}{\lambda} = \frac{95}{609} \cdot \frac{95}{2100}$$

In Abb. 280 und 281, S. 310, 311 bedeuten:

Die Lage der Kurbeln	<i>OI</i>	<i>OII</i>	<i>OIII</i>	<i>OIV</i>
Die Lage der Exzenterkurbeln <i>OI</i> ₁ und <i>OI</i> ₂	<i>OII</i> ₁ und <i>OII</i> ₂	<i>OIII</i> ₁ und <i>OIII</i> ₂	<i>OIV</i> ₁ und <i>OIV</i> ₂	

Für den vertikalen Ausgleich zweiter Ordnung sind (Abb. 280) die Richtungen der doppelten Kurbelwinkel, Parallelen durch *O* zu *O*₁ 1, *O*₁ 2, *O*₁ 3, *O*₁ 4.

Der Momentenlinienzug zweiter Ordnung in bezug auf Ebene *III* ist: *O A*₃ *B*₃ *C*₃ (Abb. 280).
 Der Momentenlinienzug zweiter Ordnung in bezug auf Ebene *IV* ist: *O A*₄ *B*₄ *C*₄ (Abb. 280).

Die Kurbelgewichte sind mit *R*:*L* multipliziert.

Das unausgeglichene Moment zweiter Ordnung in bezug auf Ebene *III* ist: *O C*₃ = 13,8 Meter-Tonnen.

Das unausgeglichene Moment zweiter Ordnung in bezug auf Ebene *IV* ist: *O C*₄ = 14 Meter-Tonnen.

Die Momente zweiter Ordnung der Steuerungsgestänge sind unerheblich.

Die Momente der Gegengewichte ergeben sich für Kurbel *III* in *M*₄ *S*'₄ = 0,9 Meter-Tonnen, wobei *O b*₄ die Resultierende der Momente von Kurbel *I* und *II* in bezug auf Ebene *IV*, *O M*₄ das Moment von Kurbel *III* in bezug auf Ebene *IV*, und *b*₄ *S*'₄ ≠ *O S*₄. Das Gegengewicht selbst ist: 0,9 : 8,275 = 0,109 Tonnen.

Für Kurbel *IV* in *M*₃ *S*'₃ = 2,4 Meter-Tonnen, wobei *O b*₃ die Resultierende der Momente der Kurbeln *I* und *II* in bezug auf Ebene *III*, *O M*₃ das Moment von Kurbel *IV* in bezug auf Ebene *III* und *b*₃ *S*'₃ ≠ *O S*₃ ist.

Das Gegengewicht selbst ist: 2,4 : 8,275 = 0,29 Tonnen.

Die Kolbenbelastungen der Kurbeln *I* und *II* sind nach einem der auf Seite 294 angegebenen Gesichtspunkte zu ermitteln.

Unter Benutzung der Zahlentafeln 85 und 86 würde sich ergeben, da (Abb. 279a)

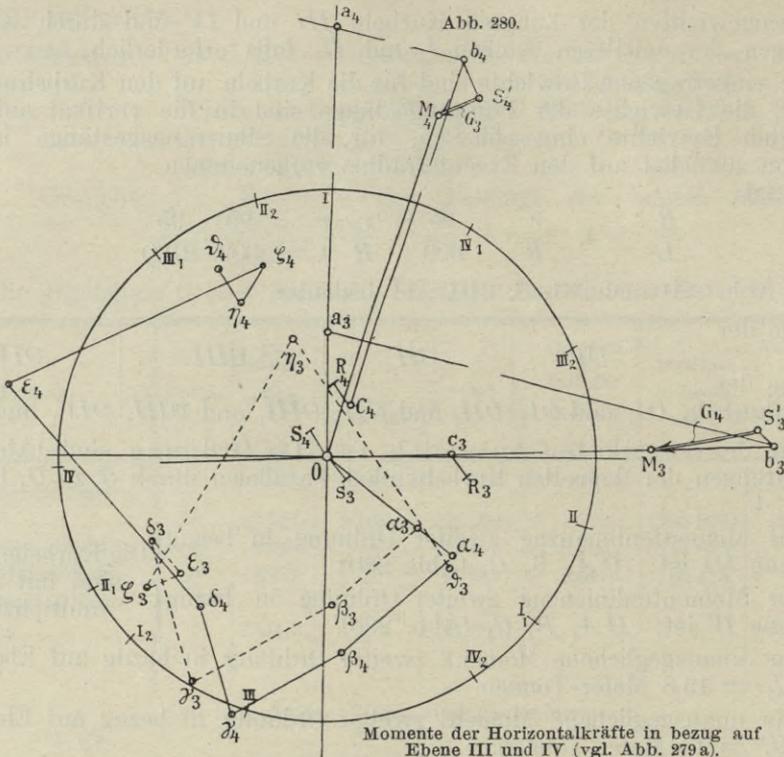
$$l_2 : l_4 = \frac{1935}{8275} = 0,234, \quad l_3 : l_4 = \frac{6335}{8275} = 0,765$$

$$G_1 = \sim 0,113 \cdot G_4, \quad G_2 = \sim 1,36 \cdot G_4, \quad G_3 = \sim 0,136 \cdot G_4$$

$$\alpha = \sim 69^\circ, \quad \beta = \sim 268^\circ, \quad \gamma = \sim 162,4^\circ.$$

Ausgeführt ist:

$$\alpha = 69^\circ, \quad \beta = 255^\circ; \quad \gamma = 159^\circ.$$

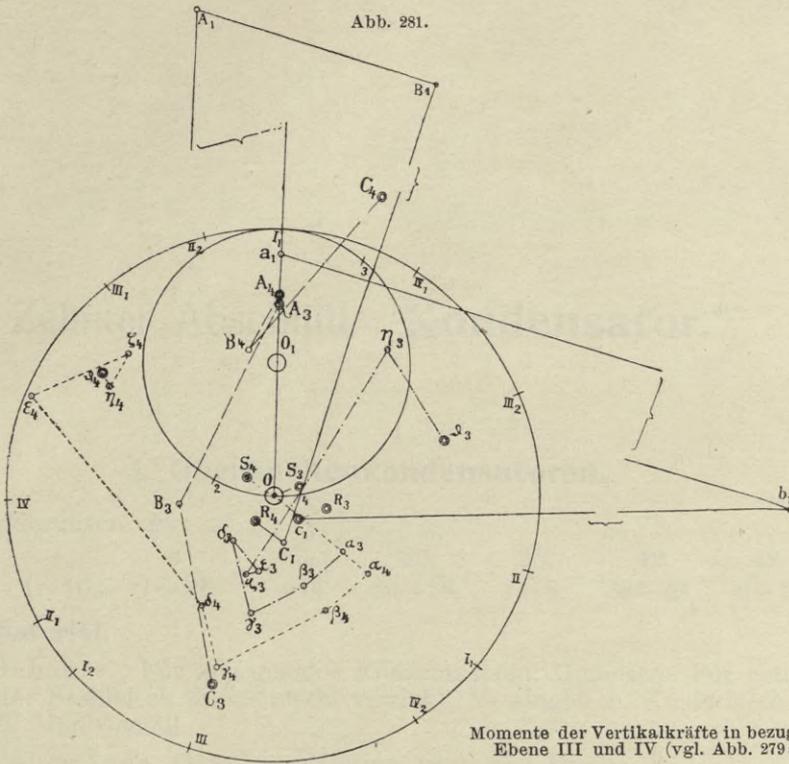


Momente der Horizontalkräfte in bezug auf Ebene III und IV (vgl. Abb. 279a).

Kurbel	Gewichte Tonnen	Entfernung von Ebene III m	Moment erster Ordnung in bezug auf Ebene III Meter-Tonnen	Entfernung von Ebene IV m	Moment erster Ordnung in bezug auf Ebene IV Meter-Tonnen	Linienzug Abb. 280.
Momente der Kolbengestänge für den horizontalen Ausgleich.						
I	4,848	1,935	9,35	6,3448	30,60	In bezug auf Ebene III
II	4,872	6,635	32,30	1,9472	9,45	$O a_3 b_3 c_3$
IV	3,410	8,275	26,20	—	—	In bezug auf Ebene IV
III	3,410	—	—	8,2751	28,20	$O a_4 b_4 c_4$
Momente der Steuerungsgestänge für den horizontalen Ausgleich.						
I ₁	0,695	3,465	2,420	4,810	3,340	In bezug auf Ebene III
I ₂	0,665	3,572	2,370	4,703	3,120	
II ₁	0,690	4,805	3,380	3,470	2,390	In bezug auf Ebene III
II ₂	0,670	4,690	3,140	3,577	2,390	
III ₁	0,650	—1,382	—0,900	9,657	6,290	In bezug auf Ebene IV
III ₂	0,622	—1,290	—0,805	9,565	5,950	
IV ₁	0,655	9,657	6,270	—1,382	0,900	$O a_4 b_4 c_4 d_4 e_4 f_4 g_4 h_4$
IV ₂	0,622	9,565	5,950	—1,290	0,850	
Momente der Kolbengestänge für den vertikalen Ausgleich.						
I	8,832	1,935	17,1	6,340	56,0	In bezug auf Ebene III
II	9,217	6,635	61,1	1,940	17,9	$O A_1 B_1 C_1$
IV	6,916	8,275	57,2	—	—	In bezug auf Ebene IV
III	6,916	—	—	8,275	57,2	$O a_1 b_1 c_1$
Momente der Steuerungsgestänge für den vertikalen Ausgleich.						
I ₁	1,795	3,465	6,200	4,810	8,650	In bezug auf Ebene III
I ₂	0,985	3,572	3,520	4,703	4,640	
II ₁	2,940	4,805	4,100	3,470	8,650	$O a_3 b_3 c_3 d_3 e_3 f_3 g_3 h_3$
II ₂	1,110	4,698	5,200	3,577	8,980	
III ₁	1,970	—1,382	—2,720	9,657	19,000	In bezug auf Ebene IV
III ₂	0,812	—1,290	—1,045	9,565	7,760	
IV ₁	1,970	9,657	19,000	—1,382	—2,720	$O a_4 b_4 c_4 d_4 e_4 f_4 g_4 h_4$
IV ₂	0,812	9,565	7,760	—1,290	—1,045	

Abb. 281

Abb. 281.



Momente der Vertikalkräfte in bezug auf Ebene III und IV (vgl. Abb. 279 a).

Demnach sind die unausgeglichene Momente:

		Horizontaler Ausgleich erster Ordnung in bezug auf Ebene	
		III	IV
Der Kolbengestänge...	Abb. 280	$O c_3 = 2,6 \text{ m/t}$	$O c_4 = 1,25 \text{ m/t}$
Der auf r reduzierten Steuerungsgestänge..	Abb. 280	$O \vartheta_3 = 3,4 \text{ m/t}$	$O \vartheta_4 = 4,6 \text{ m/t}$
Der auf R reduzierten Steuerungsgestänge..	Abb. 280	$O S_3 = 3,4 \cdot \frac{95}{609} = 0,53 \text{ m/t}$	$O S_4 = 4,6 \cdot \frac{95}{509} = 0,755 \text{ m/t}$
Der kombinierten Kolben- und Steuerungsgestänge	Abb. 280	$O R_3 = 2,95 \text{ m/t}$ wobei $c_3 R_3 \neq O S_3$	$O R_4 = 1,7 \text{ m/t}$ wobei $c_4 R_4 \neq O S_4$
		Vertikaler Ausgleich erster Ordnung in bezug auf Ebene	
		III	IV
Der Kolbengestänge...	Abb. 281	$O c_1 = 2,33 \text{ m/t}$	$O C_1 = 3,33 \text{ m/t}$
Der auf r reduzierten Steuerungsgestänge..	Abb. 281	$O \vartheta_3 = 12,65 \text{ m/t}$	$O \vartheta_4 = 15 \text{ m/t}$
Der auf R reduzierten Steuerungsgestänge..	Abb. 281	$O S_3 = 12,65 \cdot \frac{95}{609} = 1,975 \text{ m/t}$	$O S_4 = 15 \cdot \frac{95}{609} = 2,34 \text{ m/t}$
Der kombinierten Kolben- und Steuerungsgestänge	Abb. 281	$O R_3 = 3,84 \text{ m/t}$ wobei $c_1 R_3 \neq O S_3$	$O R_4 = 2,33 \text{ m/t}$ wobei $C_1 R_4 \neq O S_4$

Zehnter Abschnitt. Kondensator.*)

I. Oberflächenkondensatoren.

Ausführungen vgl.

Tafel: 4, 8, 17, 29, 35, 42, 48,
Abb.: 1—10, 7—12, 1—14, 24—28, 1—8, 38—43, 6—15.

1. Material.

a) Gehäuse. Für angegossene Kondensatoren: Gußeisen. Für getrennt aufgestellte: Stahlblech (Kesselblech) verzinkt, Messingblech, Kupferblech oder Bronze-guß, Muntzmetall.

b) Rohrwände: Gewalztes Messing, gegossene Bronze.

c) Rohre: Gezogene Messing- oder Kupferrohre, 66 % Kupfer, 34 % Zink oder 62 Kupfer, 37 Zink, 1 Zinn, innen und außen häufig verzinkt, auf der Innenseite auch wohl vernickelt; Rohre ganz aus Nickel sind angewendet, haben sich bewährt, sind aber zu teuer. Die Verzinnung wird häufig fortgelassen.

d) Rohrstopfbüchsen aus dem Material der Rohre.

e) Vorlagen: Für getrennt aufgestellte Kondensatoren Gußeisen, bei Stahlblechgehäusen meist Bronze; getriebenes Kupferblech für Gehäuse aus Kupfer.

Alle Schrauben Bronze (Manganbronze, Tobinbronze oder ähnliche Lagerungen).

2. Anordnung.

a) Zylinderständer und Kondensatorkasten aus einem Stück gegossen für Handelsschiffsmaschinen (Abb. 282).

b) Kondensator für sich hergestellt von zylindrischem Querschnitt und auf Trägern an den Zylinderständern, für kleinere Handelsschiffsmaschinen (Tafel 49).

c) Vollständige Trennung des Kondensators von der Maschine bei großen Handelsschiffsmaschinen und für Kriegsschiffe aller Art (Abb. 283 und Tafel 35, Abb. 1—8).

*) Eingehendere theoretische Erörterungen vgl. Wilda-Bertin, „Der Schiffsmaschinenbau“, Gebrüder Jänecke, Hannover, 1902, S. 379 bis 401.

Abb. 282.

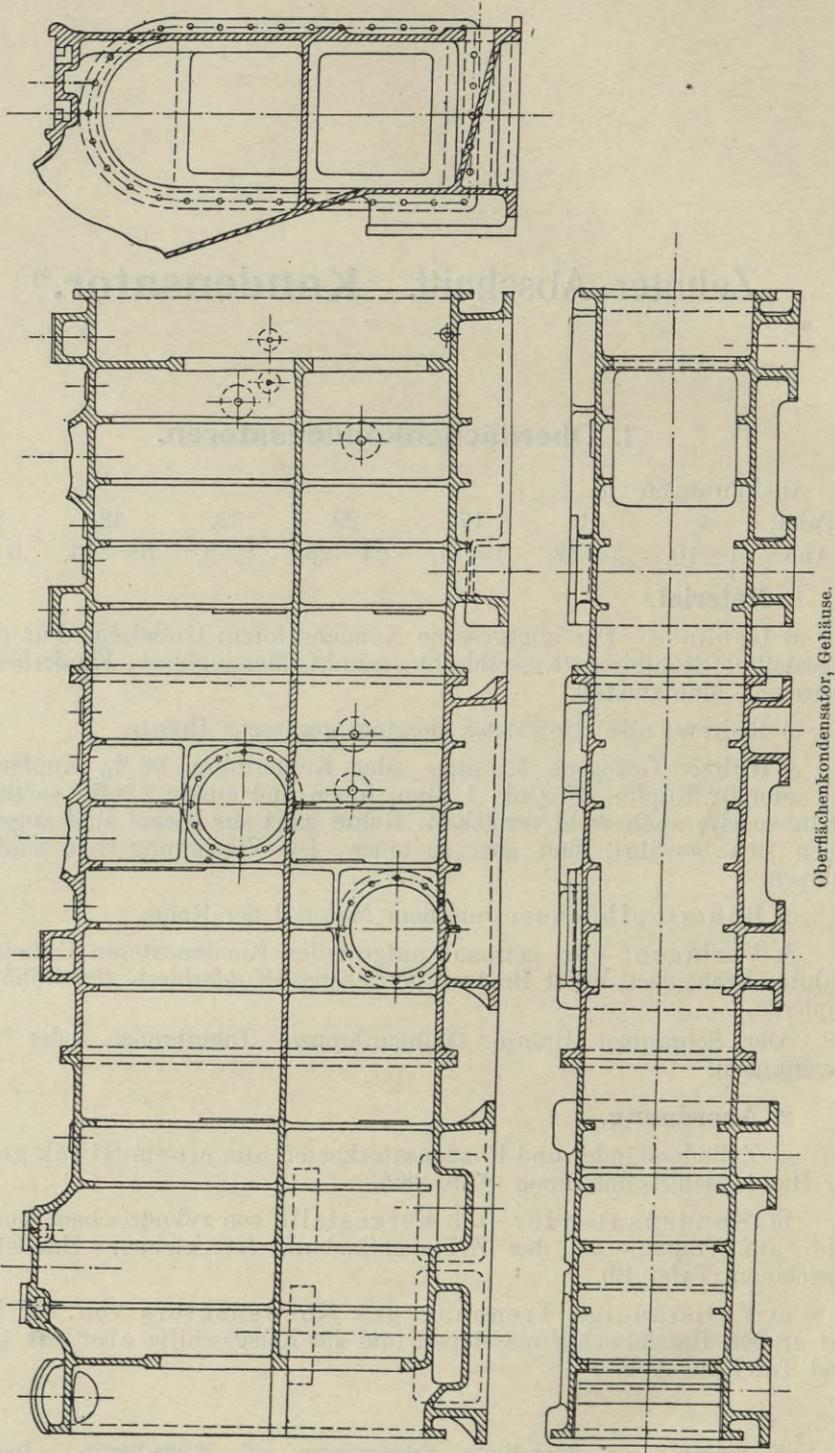
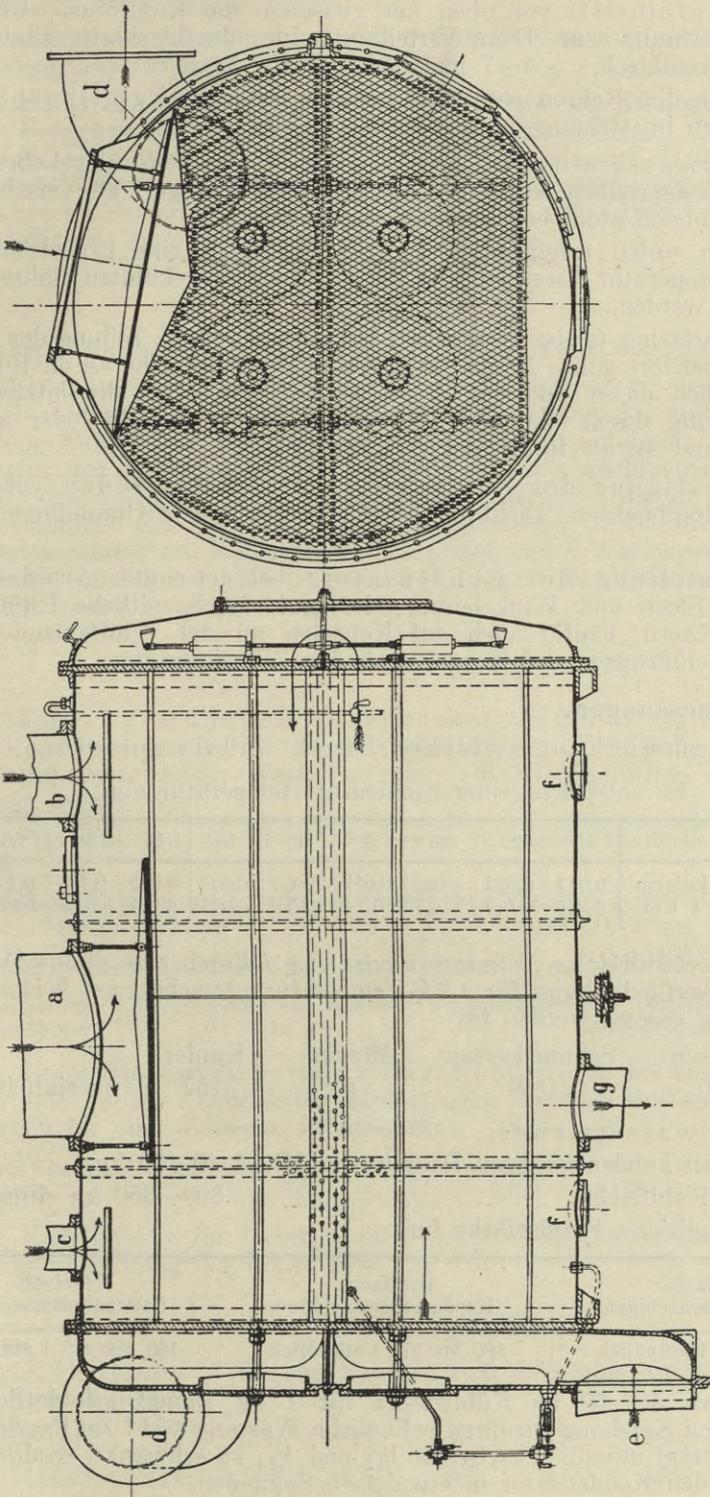


Abb. 283.



a Abdampf der Hauptmaschine, *b* Abdampf der Hilfmaschine, *c* Abdampf der Dynamomaschine, *d* Austritt des Kühlwassers, *e* Eintritt des Kühlwassers, *f* Schlammlöcher, *g* Saugrohr der Luftpumpe.

Getrennt aufgestellter Oberflächenkondensator.

d) Dampfeintritt von oben her zwischen die Kühlrohre. Unterhalb der Eintrittsöffnung zur Dampfverteilung eine durchlöcherter Platte aus verzinktem Eisenblech, $\sim 4-7$ mm dick mit $\frac{1}{2}$ " Löchern.

Zwischen den Rohren parallel zu diesen einige Zirkulationsplatten, die auf Rippen im Gehäuse aufgeschraubt werden.

e) Kühlwassereintritt oben, Austritt unten, oder umgekehrt, beide Öffnungen an demselben Kondensatorende bei zweimaliger, an verschiedenen Enden des Kondensators bei dreimaliger Zirkulation.

Bei von unten erfolgendem Eintritt läßt sich eine Erniedrigung der Kühlwassertemperatur erreichen, da die am meisten gekühlten Rohre zuletzt durchströmt werden.

Bei mehrfacher (meist zweifacher) Zirkulation erfolgt Teilung der Vorlage durch eine über ihre ganze Breite gehende Rippe, die bis nahe an die Rohrwand geht. Zwischen dieser und der Rippe wird in einer Nut der letzteren, die Dichtung häufig durch eine eingeschobene Holzleiste bewirkt oder auch die Trennungswand an die Rohrwand verschraubt.

f) Befestigung der Kühlrohre in den Rohrwänden vorwiegend durch Rohrstopfbüchsen, Dichtung durch Holzringe oder Gummimanschetten seltener.

g) Aufstellung des Kondensators bei getrennter Anordnung auf Böcken aus Blech und Winkeleisen, oder auf durch seitliche Rippen versteiften I Trägern, häufig auch auf Konsolen an der Schiffswandung, bei kleineren Ausführungen auf Konsolen an den Zylinderträgern.

3. Abmessungen.

a) Zusammenhang zwischen Druck und Temperatur.

Es entspricht einer Kondensatortemperatur von:

$t^{\circ} \text{C}$	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
Ein Druck p kg/qcm	0,017	0,024	0,032	0,042	0,057	0,075	0,097	0,125	0,159	0,200
Gesamtwärme λ Kal.	604,5	607,7	610,7	613,4	615,9	618,1	620,1	621,9	623,3	624,8

b) Der stündliche Wärmedurchgang k durch eine dünne Wandung von 1 qm Oberfläche kann für 1°C Temperaturunterschied auf beiden Seiten der Wandung gesetzt werden für:

Guß Eisen	Schmiedeeisen	Messing	Kupfer
1540	1824	2718	3157 Wärmeeinheiten.

c) Kühlwassermenge:

für 1 kg zu kondensierenden Dampfes im Mittel 40–50 kg,

„ 1 qm Kühlfläche..... 300–350 kg stündlich,

„ eine indizierte Pferdestärke für:

Zweifach- Expansionsmaschinen	Dreifach- Expansionsmaschinen	Vierfach- Expansionsmaschinen
220 bis 325 l stündlich	180 bis 275 l stündlich	180 bis 275 l stündlich

Da etwa 40–50 kg Kühlwasser für 1 kg Dampf erforderlich sind und das in den Kondensatorrohren befindliche Wassergewicht zur Kondensation von 1 kg Dampf stündlich zwischen $\frac{1}{12}$ und $\frac{1}{24}$ kg schwankt, so durchfließt das Wasser den Kondensator in etwa 3–6 Sekunden.

Kühlwassertemperatur:

Temperatur auf der Dampfseite: 50–60°, höchste Kühlwassertemperatur: Eintrittstemperatur vermehrt um 10–12° C.

d) Kühlfläche, K qm, auf der äußeren Seite der Kühlrohre zu messen.

α) Bezeichnet G kg das stündlich zu kondensierende Dampfgewicht, λ Kal. die Gesamtwärme des Dampfes, t_c ° C die der Dampf Temperatur entsprechende Kondensatortemperatur, t_e ° C die Eintrittstemperatur des Kühlwassers, so ist die erforderliche Kühlfläche K qm, unter Berücksichtigung der unvermeidlichen Niederschläge auf den Kühlrohren:

$$K = \frac{G \cdot \lambda}{878 \cdot (t_c - t_e)} \text{ qm.} \tag{663}$$

Bei starker Verschmutzung ist 878 durch höhere Werte bis 1100 zu ersetzen.

β) Unter Berücksichtigung aber, daß die Endtemperatur des Kühlwassers stets viel niedriger ist, als die des Dampfes und daß das Kühlwasser kurz nach dem Eintritt die Dampfwärme viel schneller aufnimmt, die mittlere Temperatur des Kühlwassers also höher ist, als das arithmetische Mittel der Anfangs- und Endtemperatur, so ist genauer, wenn λ_1 die in 1 kg kondensierten Dampfes von t_c ° C enthaltene Wärmemenge, t_e die Eintritts-, t_a die Austrittstemperatur des Kühlwassers bezeichnet und k Wärmeeinheiten stündlich durch 1 qm der Kühlfläche bei 1° C Temperaturunterschied auf beiden Seiten übertragen werden:

$$K = \frac{1}{k} \cdot G \cdot \log \cdot \text{nat} \left(\frac{t_c - t_e}{t_c - t_a} \right) \cdot \frac{\lambda - \lambda_1}{t_c - t_a} \text{ qm.} \tag{664}$$

γ) Für 1 kg stündlich zu kondensierenden Dampfes sind bei reinen Kondensatorrohren erforderlich ~ 0,015 qm Kühlfläche, jedoch geht man häufig unter diesen Wert, besonders auf Kriegsschiffen, wo Gewichtsersparung erstrebt wird.

δ) Für eine indizierte Pferdestärke sind erforderlich an Kühlfläche:

für Zweifach-Expansionsmaschinen	Drei- und Vierfach-Expansionsmaschinen
0,14–0,17 qm	0,09–0,13 qm

für Dreifach-Expansionsmaschinen sind erforderlich an Kühlfläche für:

Handelsschiffe	Panzerschiffe und Kreuzer	Torpedoboote und Torpedobootszerstörer
0,11–0,13 qm	0,1–0,12 qm	0,07–0,09 qm

ε) Unter Berücksichtigung des Enddrucks des aus dem Niederdruckzylinder in den Kondensator übertretenden Dampfes sind an Kühlfläche erforderlich für eine indizierte Pferdestärke:

Absoluter Enddruck... kg/qcm	1,5	1	0,9	0,7	0,6	0,4
Kühlfläche qm	0,16	0,14	0,139	0,135	0,13	0,12

ζ) Kühlfläche für 1 cbm Kühlrohre von d cm Durchmesser, l m Länge und t cm Entfernung der Rohrmittel:

$$K' = 362,7 \cdot \frac{d \cdot l}{t^2} \text{ qm.} \tag{665}$$

η) Kühlfläche f für ein Rohr von 1 m Länge für einen äußeren Durchmesser d mm:

d mm = 14	15	16	17	18	19	20	21	22
f qcm = 440	471	503	534	565	597	628	660	691

Zahlentafel Nr. 87.

Kühlfläche und Kühlwasserverbrauch stündlich für 1 kg kondensierten Dampfes für verschiedenes Kondensatorvakuum und verschiedene Kühlwassertemperaturen.

Vakuum		28''	27''	26''	25''	24''
Absoluter Dampfdruck	kg/qcm	0,067	0,097	0,139	0,17	0,24
Dampf Temperatur	°C	38	46	52	56	61
Temperatur des kondensierten Dampfes „		32	40	46	50	55
Endtemperatur des Kühlwassers	„	29	36	43	47	52
Anfangstemperatur des Kühlwassers		Kühlfläche und Kühlwassermenge				
16° C.	Kühlfläche für 1 kg stdl. kondensierten Dampfes qm Kühlwassermenge stdl. für 1 kg Dampf, kg	0,0287 45,5	0,0239 28,5	0,021 21,8	0,019 18,4	0,0179 16,2
18° C.	Kühlfläche Kühlwassermenge	0,03 57,4	0,025 32,7	0,0218 24,4	0,0203 20,15	0,0188 17,4
21° C.	Kühlfläche Kühlwassermenge	0,0336 77,7	0,0267 38,6	0,0232 27,4	0,0212 23,0	0,0194 19,2
24° C.	Kühlfläche Kühlwassermenge	0,0369 121,5	0,0285 47,4	0,0243 31,4	0,022 25,2	0,0205 21
27° C.	Kühlfläche Kühlwassermenge	— —	0,0311 60	0,0258 36,7	0,0234 28,8	0,0214 23,2

Für Zweifach-Expansionsmaschinen sind die Kühlflächen und der Kühlwasserverbrauch um 20 % bis 25 % zu erhöhen.

Beispiel. Für eine Maschine von 4500 PS. mit einem stündlichen Dampfverbrauch von 6,25 kg für 1 PS., deren Vakuum im Mittel 25'' beträgt, hat man demnach:

$$\text{Stündlicher Dampfverbrauch: } 4500 \cdot 6,25 = 28\,200 \text{ kg.}$$

Unter der Voraussetzung vorwiegender Fahrt des Schiffes in tropischen Gewässern sei die Kühlwassertemperatur $\sim 24^\circ \text{C}$.

Nach Zahlentafel Nr. 87 sind 0,022 qm Kühlfläche für 1 kg Dampf erforderlich, demnach im ganzen:

$$28\,200 \cdot 0,022 = \sim 620 \text{ qm}$$

oder:

$$620 : 4500 = 0,1375 \text{ qm für 1 PS.}$$

Für Kühlwasser von 16°C würden unter sonst gleichen Umständen etwa 0,119 qm für 1 PS. erforderlich sein.

e) Gehäuse.

α) Inhalt J cbm des Gehäuses für eine Leistung N_i PS. sämtlicher in den Kondensator auspuffenden Maschinen:

$$J = 0,001 \cdot N_i \text{ bis } 0,0018 \cdot N_i, \quad (666)$$

oder wenn D_n m den Durchmesser des Niederdruckzylinders, H m den Hub, n die minutliche Umdrehungszahl der Maschine bezeichnet

$$J = \frac{1}{5,2} \text{ bis } \frac{1}{9,0} \cdot D_n^2 \cdot H \cdot n \text{ cbm.}$$

β) Für den von den Kühlrohren selbst angenommenen Raum J' cbm kann gesetzt werden:

$$J' = \sim 0,6 \text{ bis } 0,75 \cdot J \text{ cbm.} \quad (667)$$

γ) Wandstärke δ des Gehäuses:

1) Für Kondensatorgehäuse, die mit den Zylinderträgern in einem Stück gegossen sind, können Wandstärken, Rippenstärken, Rippenentfernungen aus folgender Zusammenstellung entnommen werden:

Zahlentafel Nr. 88.

Gehäusewandstärken.

	Wandstärke des Einsatzzylinders, mm:												
	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	44
Rippenstärke mm	18	20	22	24	24	24	25	26	28	28	28	28	30
Höhe der Rippen... "	70	75	80	90	90	90	100	100	100	110	110	110	110
Entfernungen der Rippen..... "	350	400	450	500	550	600	650	675	700	750	750	800	800
Abstand der Anker der parallelen Wan- dungen..... "	500	600	675	750	800	900	950	1000	1050	1050	1100	1200	1200

2. Getrennt aufgestellte, zylindrische Gehäuse.

Bezeichnet D mm den inneren Gehäusedurchmesser, p kg/qcm den Prüfungsdruck, dem das Gehäuse ausgesetzt wird, k_z kg/qcm die zulässige Anstrengung des Gehäusematerials, C eine Konstante, so ist:

$$\delta = \frac{D \cdot p}{2 \cdot k_z} + C \text{ mm.} \quad (668)$$

Hierin ist zu setzen für:

Gußeisen	Stahlblech	Bronze	Kupferblech	Messingblech
k_z kg/qcm = 175–225	350–425	250–325	300–350	350–375
C mm = 8–10	5–7	4–6	1–2	1–2

3. Während des Betriebes wird das Gehäuse auf äußeren Druck, etwa 1 kg/qcm beansprucht, für die Länge L des Gehäuses zwischen den Rohrwänden ergibt sich dann für die Wandstärke des Gehäuses:

$$\delta = m \cdot \sqrt{D \cdot L} \text{ mm.} \quad (669)$$

Hierin ist zu setzen:

Gußeisen	Stahlblech	Bronze	Kupferblech	Messingblech
$m = \frac{1}{166}$	$\frac{1}{380}$	$\frac{1}{330}$	$\frac{1}{600}$	$\frac{1}{600}$

Aus den beiden Werten für δ , Gleichung (668) und (669), ist der größere zu wählen, was in der Regel der erstere sein wird.

4. Auf Kriegsschiffen finden sich häufig Gehäuse aus Stahlblech von 4–6 mm, von Messingblech von ~ 4 mm, auf Handelsschiffen Stahlblechgehäuse von 6–9 mm Stärke.

5. Gehäuse aus Gußeisen und Bronze außen versteift durch umlaufende Rippen, Gehäuse aus Stahl-, Messing- oder Kupferblech durch aufgenietete \perp oder \perp Eisen. An den Enden häufig \perp Eisenringe, die zugleich als Flanschen für die Befestigung der Vorlagen dienen.

Vernietung des Mantels in der Rund- und Längsnaht meist doppelte Laschung mit 12–14 mm Nieten.

Verbindung der Mantelschüsse durch Umflanschen des Mantels oder durch \perp oder \perp Eisen.

f) Vorlagen. Gegossene Bronzovorlagen \sim 12–16 mm stark.

Lichte Weite $w = \sim$ 175–250 mm, Wandstärke wie die des Kondensatorgehäuses. Befestigung der Vorlagen bei runden Gehäusen durch $\frac{3}{4}$ " Metallschrauben. Ein Teil der Schrauben ($\frac{1}{5}$ – $\frac{1}{6}$) wird zweckmäßig mit Bund versehen, um beim Abnehmen der Vorlagen das Lösen der Rohrwand zu verhindern.

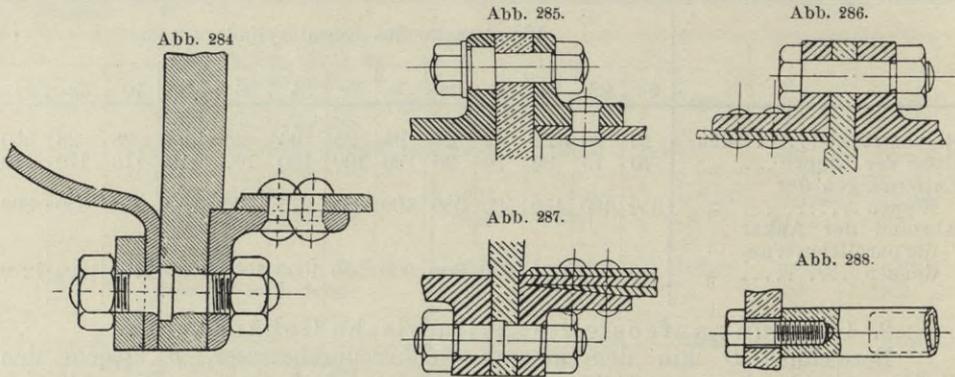


Abb. 284–288: Befestigung der Rohrwand und Vorlage.

In der Vorlage, in die die Ein- und Austrittsstutzen für das Kühlwasser einmünden, wird auf amerikanischen Kriegsschiffen (Tafel 35, Abb. 1) eine durch Federn aus Phosphorbronze dicht gehaltene Klappe angeordnet, um mit der Zirkulationspumpe lenzen zu können.

Stärke der Trennungswand in der Vorlage 20–25 mm, entweder an die Vorlage angegossen, oder aus Platten bestehend, die auf Rippen der Rohrwand oder Trennungswand aufliegen.

Der Deckel an der Eintrittsseite des Kühlwassers wird zur Verminderung auftretender Wasserstöße häufig mit einer Luftkammer versehen (Tafel 42, Abb. 38).

Die gußeisernen Deckel sind zweckmäßig mit kleineren verschraubten Deckeln von \sim 250 mm Durchmesser zu versehen (Tafel 35, Abb. 1).

g) Rohrwände.

a) Wandstärke δ_t .

Bezeichnet z die Anzahl der im Gehäuse vorhandenen Kühlrohre vom äußeren Durchmesser d mm, so kann gesetzt werden, mit Rücksicht darauf, daß die Durchbiegung nicht unzulässig groß wird:

$$\delta_t = \frac{1}{500} \text{ bis } \frac{1}{600} \cdot \sqrt[3]{D^2 \cdot (D^2 - z \cdot d^2)} \text{ mm.} \quad (670)$$

Übliche Stärken der Rohrwand sind für:

$d = 16$	17	18	19	20	21	22 mm
$\delta_t = 19$	20	22	23	24	25	26 mm

β) Befestigung und Verankerung der Rohrwand durch $\frac{5}{8}$ bis $\frac{7}{8}$ " Metallschrauben oder durch zwischen die Rohrwände eingepaßte Messingrohre (Abb. 288), die mit den massiven Enden durch $\frac{1}{2}$ bis $\frac{3}{4}$ " Kopfschrauben gehalten werden.

Am Boden der Rohrwände häufig rechteckige Mannlöcher etwa 175 mal 150 mm.

Bezeichnet a die Entfernung der Rohrmitten, so ist für ein Rohr eine Fläche f der Rohrwand

$$f = \sim 0,866 \cdot a^2 \text{ qcm} \tag{671}$$

$$\text{oder: } f = \sim 1,77 \cdot d^2 \text{ bis } 2,2 \cdot d^2 \text{ qcm}$$

erforderlich, für kleinere Werte von d sind die größeren Koeffizienten von d^2 zu wählen.

h) Kühlrohre.

α) Anzahl z auf 1 qm Rohrwandfläche bei t cm Rohrteilung:

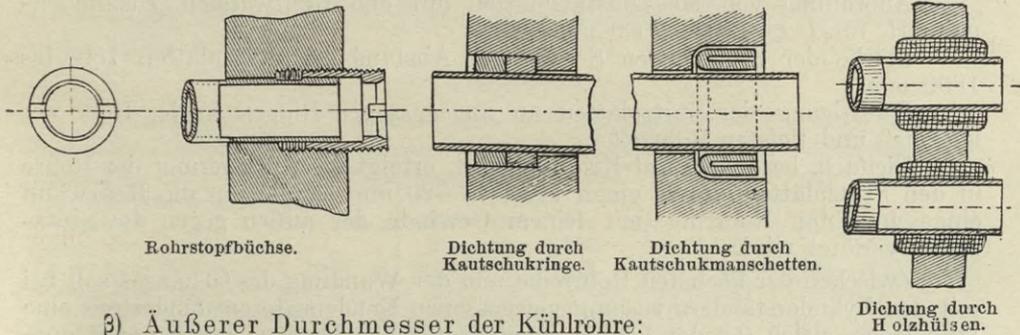
$$z = 11550 : t^2. \tag{672}$$

Abb. 289.

Abb. 290.

Abb. 291.

Abb. 292.



β) Äußerer Durchmesser der Kühlrohre:

$$d = 15 \text{ bis } 22 \text{ mm.}$$

Man findet häufig für:

	Handelsschiffe	Panzerschiffe, Kreuzer	Torpedoboote
$d =$	19–21	16–19	14–16

Zahlentafel Nr. 89.

Vergleich der Rohrwandstärken nach englischem und metrischem Maß.

Legal Standard Wire Gauge (L. S. G.) und Birmingham Wire Gauge (B. W. G.)

Nr.	22	21	20	19	18	17	16
mm	0,71	0,81	0,91	1,02	1,22	1,42	1,63
Zoll englisch	0,028	0,032	0,036	0,04	0,048	0,056	0,064

Wandstärke: $\delta_r = 0,7 \text{ bis } 1,3 \text{ mm.}$

Anordnung der Rohre (Tafel 17, 35, 48).

Befestigung der Rohre (Abb. 289 bis 292).

Größte Rohrlänge zwischen den Rohrplatten $L = 5500\text{--}6000 \text{ mm.}$

Zahlentafel Nr. 90.

Abmessungen für Rohrstopfbüchsen.

Rohrdurchmesser	mm	14	15	16	17	18	19	20	21	22
Gewindetiefe in der Rohrwand	mm	12	13	14	14	15	16	17	18	19
Außerer Durchmesser der Stopfbüchsen	„	20	21	22	23	24	25	26	27	28
Lichter Durchmesser der Stopfbüchsen	„	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Länge der Rohrstopfbüchse	„	17	18	19	20	22	23	24	25	26
Innere Länge der Rohrstopfbüchse	„	13	14	15	16	17	18	19	20	21
Schlitz in der Rohrstopfbüchse	„	4	4	4	4	5	5	5	5	5
Vorstehendes Rohrende vor der Rohrwand	„	5	5	5	5	5	5	5	5	5
Gewindegänge auf 1"		16	16	16	18	18	18	18	18	18

Werden die Kühlrohre eingewalzt, was seltener vorkommt, so werden manchmal die Rohrwände nicht genau parallel angeordnet und den Rohren wegen der Wärmeausdehnung eine leichte Krümmung gegeben.

Befestigung durch Holzhülsen von 2—3 mm Wandstärke und einer Länge von etwa des dreifachen Rohrdurchmessers selten und unzuverlässig.

Ganze Rohrlänge: $L + 2\delta + 10$ mm.

Die Gesamtlänge der Zirkulation soll mindestens 4500 mm betragen.

Anordnung von Messingstützplatten mit den Rohrwänden zusammengebohrt, für $L > 1800-2000$ mm.

Stärke der Stützplatten 8—15 mm, Abstand der Stützplatten 1500 bis 1800 mm.

Befestigung der Stützplatten an angegossenen Rippen in der Höhe der höchsten und tiefsten Rohrreihe.

Vielfach, besonders auf Kriegsschiffen, erfolgt die Auflagerung der Rohre in den Stützplatten durch einen etwa 15—20 mm langen, in die Rohrwand eingeschraubten Rohrring mit feinem Gewinde der außen gegen die Stützplatte verlötet wird.

Zwischen der höchsten Rohrreihe und der Wandung des Gehäuses soll bei mit den Zylinderständen zusammengewonnenen Kondensatoren mindestens eine freie Höhe gleich 0,2 der lichten Kondensatorhöhe bleiben, bei getrennt aufgestellten Kondensatoren unterhalb der Einströmungsöffnung des Dampfes eine solche von 0,15 des lichten Durchmessers D , um eine gute Verteilung des Dampfes um die Rohre zu ermöglichen.

Unterhalb der Einströmungsöffnung werden aus demselben Grunde bei gußeisernen rechteckigen Kondensatoren in der höchsten Rohrreihe 8—10 Rohre ausgelassen, so daß in den 8—10 höchsten Rohrreihen eine trichterähnliche Öffnung entsteht, bei zylindrischen Kondensatoren werden bis nahe an die Kondensatormitte 1—3 Gassen von je einer Breite von 3—4 Rohrteilungen angeordnet.

Dampfeintritt, bei langen Kondensatoren häufig an zwei Stellen, das Ausströmungsrohr aus dem Niederdruckzylinder am Ende meist mit Winkel-eisenring, der mit dem sehr oft aus Stahlguß bestehenden Flansch am Kondensator verschraubt ist.

Ausströmung durch den Niederdruckzylinderstände, obgleich häufig ausgeführt, nicht zu empfehlen, da trotz Wasserkühlung der Gleitbahn häufig Warmlaufen des Kreuzkopfes die Folge ist.

i) Rohranschlüsse und Armatur, vgl. Tafel 4.

Luftpumpensaugrohr,
Eintritt des Kühlwassers,
Austritt des Kühlwassers,
Abdampf der Umsteuerungsmaschine,
Abdampf der Lichtmaschine,
Abdampf der übrigen Hilfsmaschinen,

Entwässerung der Schieberkasten
und Dampfrohe. Für den Niederdruck-
zylinder an einer möglichst tiefen Stelle des
Kondensators anschließend, damit das aus
dem Niederdruckzylinder abfließende Wasser
durch sein Eigengewicht abfließen kann,

1½" bis 3" Ventil zum Entleeren des Kondensators durch die Dampfmaschine an einer tiefergelegenen Stelle,
 ½" bis 1" Hahn für Zusatzwasser, Füllventil aus See,
 Probierhähne an den Kopfplatten, besonders am Eintrittsraum, die immer Wasser geben müssen oder Wasserstandsglas, Luftbahn im höchsten Teil der Vorlagen, Sicherheitsventil am Exhauststutzen von 40–50 mm Durchmesser mit ~ 1,75 kg/qcm belastet,
 Sicherheitsventil an der Eintrittsstelle des Kühlwassers,

5/8" Sodazusatzhahn. Die Sodalösung wird häufig aus einem besonderen kupfernen Behälter von 20 bis 25 l Inhalt durch ein 1" Rohr oder Schlauch entnommen,
 5/8" bis 7/8" Ventil zum Auskochen des Kondensators mit Dampf,
 Entwässerungshähne bzw. Schrauben, Mannlöcher, im oberen Teil und in den Vorlagen,
 Schlammlöcher im unteren Teil,
 Zinkplatten ~ 150 mal 300 mm in den Vorlagen.

Je nach den Umständen sind nicht alle oben angegebenen Anschlüsse vorhanden.

k) Hilfskondensator.

Die Konstruktion ist dieselbe wie für die Hauptkondensatoren. Sie erhalten besondere Kühl- und Luftpumpen, die in die Zisterne des Hauptkondensators oder die Speisetanks fördern.

Die Pumpen werden oft unter dem Hilfskondensator angeordnet und die Luftpumpe vom Kreuzkopf der Antriebsmaschine aus betrieben.

Bei Doppelschraubenschiffen erhält jeder Maschinenraum, wenigstens auf Kriegsschiffen, einen Hilfskondensator. Kühlfläche etwa 1/10 bis 1/4 derjenigen des Hauptkondensators.

Zahlentafel Nr. 91.

Abmessungen ausgeführter Oberflächenkondensatoren.

Kühlfläche.....	qm	1090	839,7	278,8	—	—	241	83,4	—
Länge zwischen den Rohrwänden.....	mm	6238	3857	2794	2438	5734	3925	2550	4100
Länge der Vorlage.....	"	400	280	228	304	90	—	115	275
Breite bzw. Durchmesser, licht.....	"	2600	2054	1333	965	800	914	650	600
Wandstärke des Gehäuses.....	"	9	11	6,3	28,6	25	25	20	20
Wandstärke der Rohrwand.....	"	28	25	25	25	28,5	28	25	22
Höhe im Lichten.....	"	—	—	—	2900	1570	1530	1070	1430
Befestigungsschrauben der Rohrwand.....	"	1"	7/8"	3/4"	7/8"	7/8"	3/4"	5/8"	3/4"
Befestigungsschrauben des Deckels bzw. der Vorlage.....	mm	1"	7/8"	3/4"	1"	1"	1"	3/4"	1"
Anzahl der Kühlrohre.....		5300	4669	2004	2608	1201	1201	543	—
Rohrdurchmesser.....	mm	19	15,8	15,8	19	19	19	19	—
Durchmesser der Längsanker.....	"	48	31,7	25	25	22	22	25	—

II. Einspritzkondensator.

Verwendung ausschließlich für Flußdampfer.

Inhalt des gußeisernen Kondensatorgehäuses:

$$J = \sim 0,2 \text{ bis } 0,3 \cdot D_n^2 \cdot H. \quad (673)$$

1) Einspritzwassermenge w :

$$w = \sim 200 - 225 \text{ l für } 1 \text{ PS.}, \quad (674)$$

$$w = \sim 25 - 30 \text{ kg}$$

für 1 kg Abdampf, je nach der Temperatur des Einspritzwassers.

Geschwindigkeit des Kühlwassers im Einspritzrohr am Kondensator:

$$v = \sim 8 \text{ m bis } 10 \text{ m.}$$

2) Durchmesser d des Einspritzrohres:

$$d = \sim 0,4 \cdot \sqrt{N_i} \text{ bis } 0,50 \cdot \sqrt{N_i} \text{ qcm,}$$

Gesamtquerschnitt f der Einspritzöffnungen (Löcher oder Schlitze) im Einspritzrohr genügend:

$$f = \sim 0,06 \text{ bis } 0,09 \cdot N_i \text{ qcm.} \quad (675)$$

Häufig findet sich auf Flußdampfem:

$$f \text{ bis } 0,2 \text{ qcm.}$$

Einspritzschieber meist Gleitschieber, Gitterschieber oder Hahn im Ausströmungsrohr kurz vor Eintritt in den Kondensator.

3. Armatur.

Hahn für Noteinspritzung aus der Bilge, Noteinspritzrohrdurchmesser:

$$\sim 0,25 \text{ bis } 0,3 \cdot \sqrt{N_i}$$

Schnüffelventil am Kondensatorboden, vom Luftdruck auf seinem Sitz gehalten zum Entleeren

$$\text{Durchmesser } \sim 0,4 \cdot \sqrt{N_i}$$

Elfter Abschnitt.

Pumpen.

I. Luftpumpen.

Ausführungen vgl.

Tafel: 7, 17 b, 48,
Abb.: 10—23, 1—6, 16—20.

1. Materialien und Anordnung.

a) Einfach wirkende, vertikal stehende Pumpen.

Die Luftpumpe fördert in einen besonderen Speisetank, aus dem die Maschinenspeisepumpen saugen oder letztere saugen direkt aus dem Druckkasten der Luftpumpe, in diesen Fällen ist häufig ein Ausgußventil über Bord nicht vorhanden. Die geförderte Luft kann in diesem Falle meist frei in den Maschinenraum ausströmen.

Zylinder. Kriegsschiffe: Bronze mit Saug- und Druckkasten in einem Stück gegossen.

Handelsschiffe: Gußeisenzylinder mit Bronzeinsatz, Saug- und Druckkasten Gußeisen, oder Bronzezylinder mit gußeisernem Saug- und Druckkasten (Abb. 293—295).

Sitzplatten für Kopf- und Fußventile stets Bronze, ebenso alle Schrauben im Pumpengehäuse. Für die Fußventilplatte Kopfschrauben. Für die Druckventilplatte Stift- oder Druckschrauben durch den Pumpendeckel, außerdem wird diese durch die Stopfbüchse oder starke Bronzefedern gehalten (Abb. 293).

Pumpenkolben Bronze, Kolbenstange Schmiedeeisen oder geschmiedeter Stahl mit Bronzeüberzug, Bronze, Deltametall. Kolben mit oder ohne Deckelring. Abdichtung Hanfpackung oder Labyrinthdichtung, selten Metallringe. Der Deckelring kann zweckmäßig besser wegbleiben (Tafel 7, 17 a, 17 b).

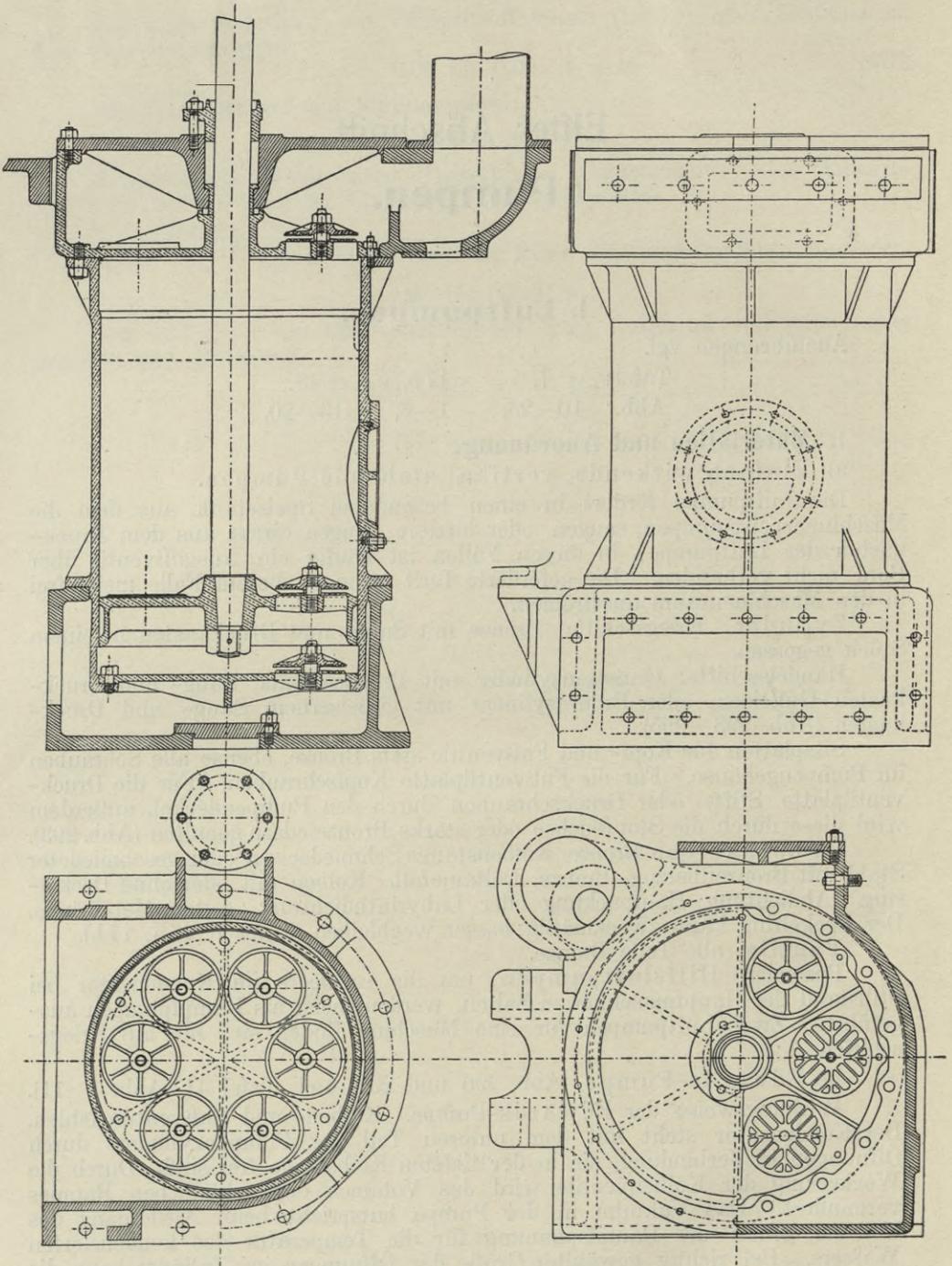
Ventile, alle Teile Bronze.

Besondere Hilfsluftpumpen, um die Luftleere im Kondensator bei Stillstand der Hauptmaschine zu halten, werden meist als Dampfpumpen ausgeführt. Zwei Luftpumpen für eine Maschine finden sich nur auf Kriegsschiffen.

b) Edwards-Pumpe (Abb. 296 und 297 und Tafel 41 Abb. 1—11).

Wirkungsweise der Edwards-Pumpe. Kolben- und Fußventile fehlen. Der Kondensator steht mit dem unteren Teil des Pumpenzylinders durch Öffnungen in Verbindung, die in der tiefsten Kolbenlage frei sind. Durch die Weglassung der Kolbenventile wird das Volumen des schädlichen Raumes vermindert. Das Vakuum in der Pumpe entspricht beim Niedergang des Kolbens genau der Dampfspannung für die Temperatur des kondensierten Wassers. Bei richtig gewählter Größe der Öffnungen im Zylinder kann die Luftleere im Kondensator genau gleich derjenigen im Pumpenkörper gehalten

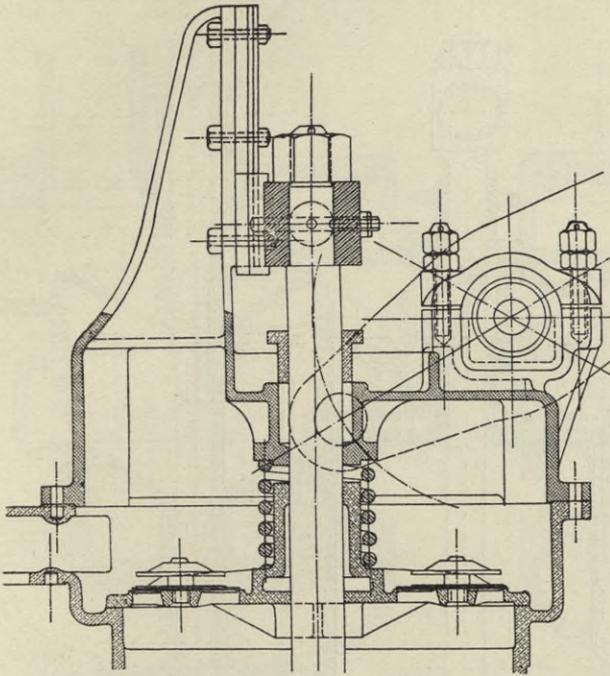
Abb. 293.



Einfach wirkende Luftpumpe.

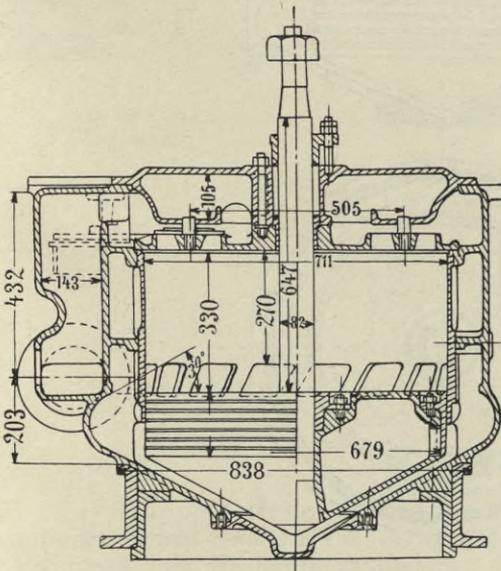
werden. Das kondensierte Wasser tritt durch das Herabgehen des Kolbens über diesen und durch die hierbei auftretende Wassergeschwindigkeit wird die durch die Öffnungen eintretende Luft mitgerissen, wobei die im

Abb. 294.



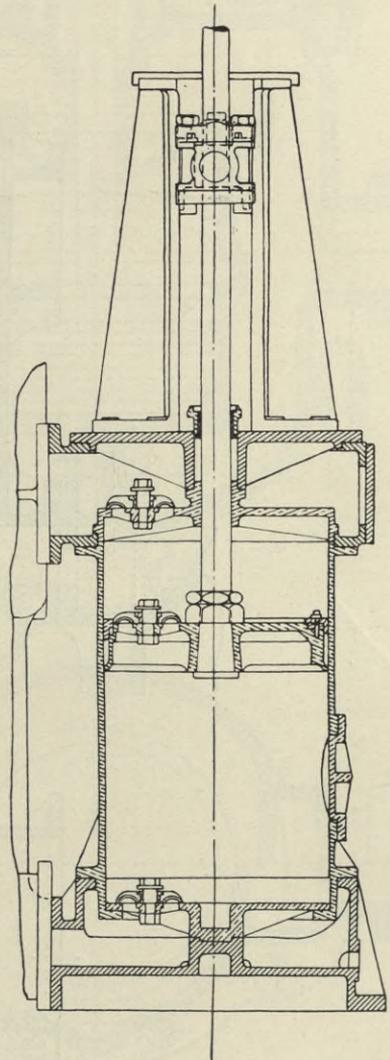
Führung der Kolbenstange und Befestigung des Ventilsitzes.

Abb. 296.



Edwards Luftpumpe für einen Kreuzer.

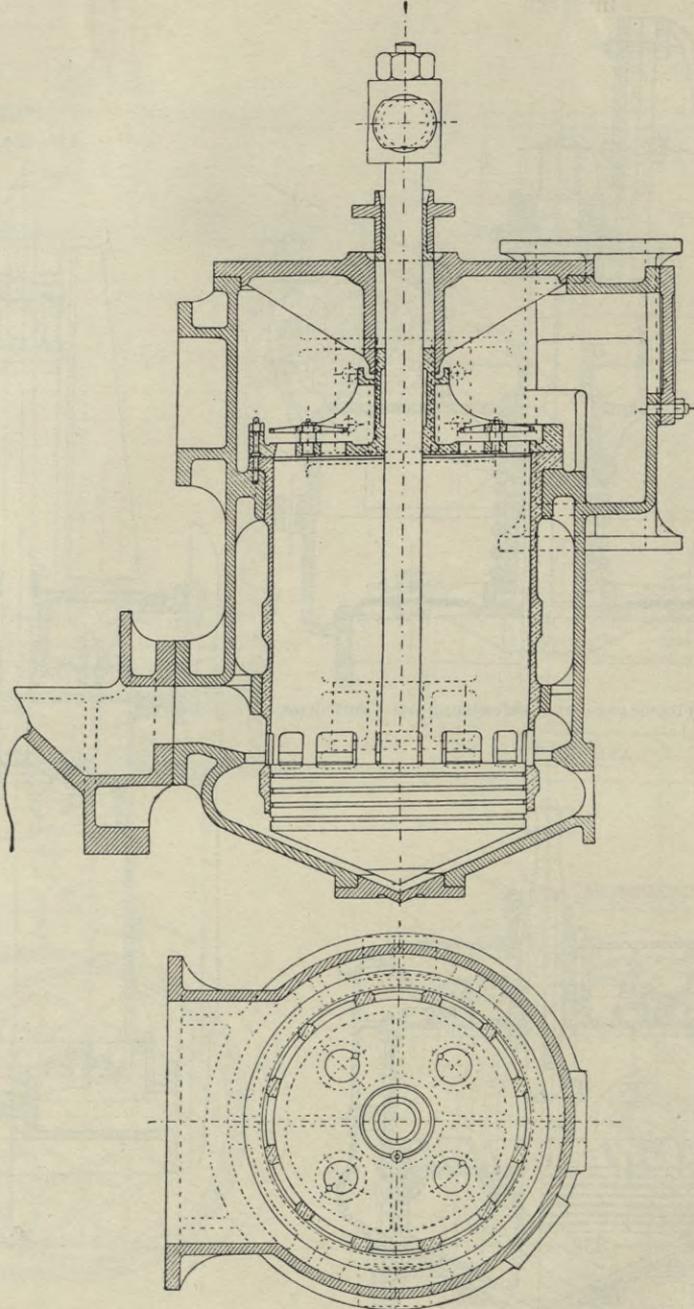
Abb. 295.



Einfach wirkende Luftpumpe.

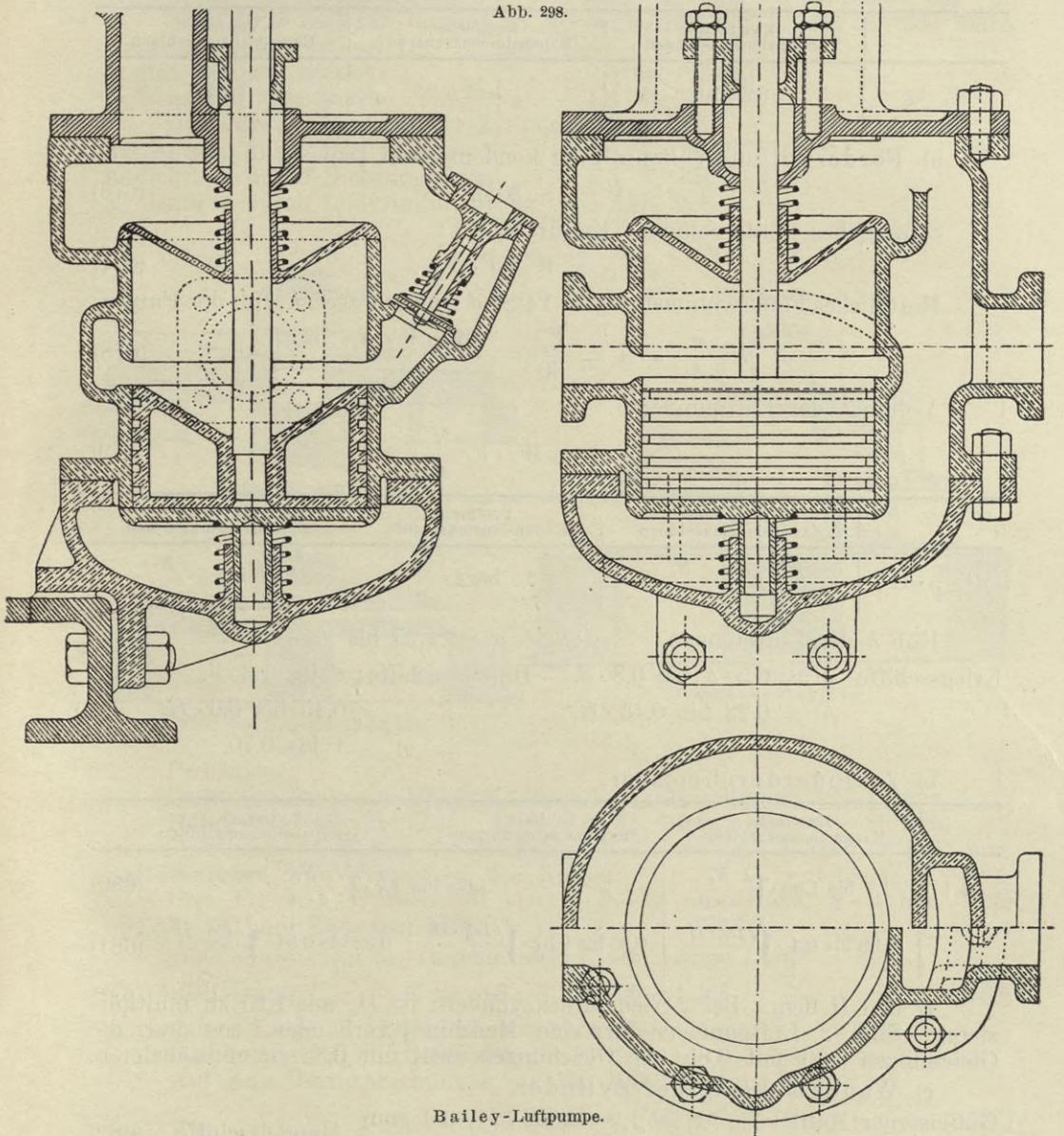
Kondensator enthaltene Luft frei in derselben Zeit in den Pumpenkörper überströmen kann, in der das Wasser entfernt wird. Durch die konische Form von Boden und Kolben werden Wasserstöße vermieden. Bei 20 Umdrehungen

Abb. 297.



Edwards Luftpumpe für Handelsschiffsmaschinen.

minutlich arbeitet die Pumpe noch gut. Abdichtung des Kolbens durch 5—6 Wasserrillen. Ein durch sein Gewicht auf seinem Sitz gehaltenes Ventil ermöglicht direkte Verbindung mit der Bilge, wenn im Kondensator der Druck steigt, z. B. wenn die Hilfsmaschinen beim Stillstand der Hauptmaschine ihren Dampf in den Kondensator abgeben.



c) Doppeltwirkende Luftpumpen als Bailey-Pumpe (Abb. 298) auf amerikanischen Schiffen viel verwendet. Hubvolumen etwa $\frac{1}{30}$ bis $\frac{1}{40}$ des Volumens des Niederdruckzylinders. Das Volumen der Pumpe könnte bedeutend kleiner gehalten werden.

2. Abmessungen.

Einfach wirkende Luftpumpen, angehängte Luftpumpen.

Kolbengeschwindigkeit c_p m:

Handelsschiffe: $c_p = 1,0$ bis $1,7$ m, Kriegsschiffe: $c_p = 1,5$ bis $2,5$ m.

Kondensiertes Wasser W_c kg für 1 PS. stündlich.

	Zweifach- Expansionsmaschinen	Dreifach- Expansionsmaschinen	Vierfach- Expansionsmaschinen
W_c kg	8,2–10	7–7,5	7–7,5

a) Fördervolumen V für 1 kg kondensierten Dampf:

$$V = \sim 30 \text{ l.} \quad (676)$$

Stündliches Fördervolumen V_1 für N_i PS.:

$$V_1 = W_c \cdot V \cdot N_i. \quad (677)$$

Minutliches Fördervolumen V_2 für 1 PS., d Durchmesser, h Hub der Pumpe:

$$d^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot h \cdot n = \frac{V_1}{60} = \frac{W_c \cdot V \cdot N_i}{60} \quad (678)$$

Volumen der Luftpumpe:

$$d^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot h = W_c \cdot V \cdot \frac{N_i}{n}, \quad (679)$$

	Zweifach- Expansionsmaschinen	Dreifach- Expansionsmaschinen	Vierfach- Expansionsmaschinen
$d^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot h \text{ l}$	4 bis $6 \cdot \frac{N_i}{n}$	3,5 bis $4 \cdot \frac{N_i}{n}$	3,5 bis $4 \cdot \frac{N_i}{n}$

Hub h der Luftpumpen: $d:h = \alpha = 1,25$ bis 2 .

Kriegsschiffe $h = 0,5 \cdot d$ bis $0,8 \cdot d$, Handelsschiffe: d bis $1,3 \cdot d$,

„ $h = 0,22$ bis $0,45 \cdot H$, „ $0,45$ bis $0,6 \cdot H$,

„ 1 bis $0,70$.

b) Zylinderdurchmesser:

	Zweifach- Expansionsmaschinen	Dreifach- Expansionsmaschinen	Vierfach- Expansionsmaschinen
$d \text{ l}$	$1,7$ bis $1,95 \cdot \sqrt[3]{\frac{N_i}{\alpha \cdot n}}$	$1,65$ bis $1,7 \cdot \sqrt[3]{\frac{N_i}{\alpha \cdot n}}$	$1,65$ bis $1,7 \cdot \sqrt[3]{\frac{N_i}{\alpha \cdot n}}$ (680)
	$0,38$ bis $0,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{D_n^2 \cdot H}{\alpha}}$	$0,35$ bis $0,37 \cdot \sqrt[3]{\frac{D_n^2 \cdot H}{\alpha}}$	$0,32$ bis $0,34 \cdot \sqrt[3]{\frac{D_n^2 \cdot H}{\alpha}}$ (681)

D und H dem. Bei 2 Niederdruckzylindern ist D_n mit $1,25$ zu multiplizieren. Sind 2 Luftpumpen für eine Maschine vorhanden, so sind die Gleichungen (680) mit $0,85$, die Gleichungen (681) mit $0,88$ zu multiplizieren.

c) Wandstärke δ_w der Zylinder.

Gußeiserner Mantel $\delta_w = 0,016 \cdot d + 10 \text{ mm}$ } Handelsschiffe. (682)
 Bronze Einsatz $\delta_w'' = 0,016 \cdot d + 2 \text{ ,,}$ }
 Bronze Zylinder ohne Einsatz $\delta_w = 0,016 \cdot d + 5 \text{ ,,}$ Kriegsschiffe.

d) Stärke δ der Kopf- und Fußventil-Sitzplatten:

$$\delta = 0,018 \cdot d + 8 \text{ bis } 0,019 \cdot d + 10 \text{ mm.} \quad (683)$$

Radiale Rippen der Platten: $0,65 \cdot \delta$ mm stark,
 Befestigungsschrauben der Ventil-Sitzplatten: $1\frac{1}{4}''$ bis $1\frac{1}{2}''$.

e) Saug- und Druckkasten.

Wandstärke: $0,016 d + 5$ mm Gußeisen, $0,016 d + 1$ mm Bronze. (684)

f) Luftpumpenkolben.

Wandstärke der Kolbenscheibe $1,13 \cdot \delta''_w$ oder: $0,63 \cdot \sqrt[4]{d} + 0,4$ cm,
 Stärke des äußeren Randes an der Kolbenscheibe 15 bis 22 mm, nach
 oben und unten bis auf 10–12 mm Stärke abnehmend.

Radiale Rippen, Stärke $0,6$ bis $0,7 \cdot \delta''_w$

Kolbennabe, Wandstärke $1,6 \cdot \delta''_w$ bis $1,9 \cdot \delta''_w$.

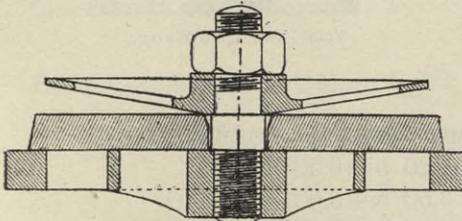
Höhe des Kolbens an der Zylinderbohrung bei:

Abdichtung durch Hanfpackung $5,6 \cdot \delta''_w$ bis $5,7 \cdot \delta''_w$, (685)

Abdichtung durch Dichtungsringe $4,5 \cdot \delta''_w$ bis $5 \cdot \delta''_w$,

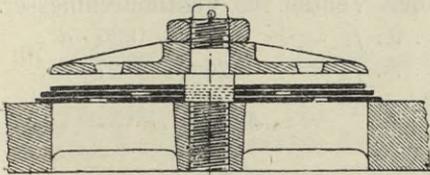
Abdichtung durch Labyrinthdichtung, vgl. Abb. 298.

Abb. 299.



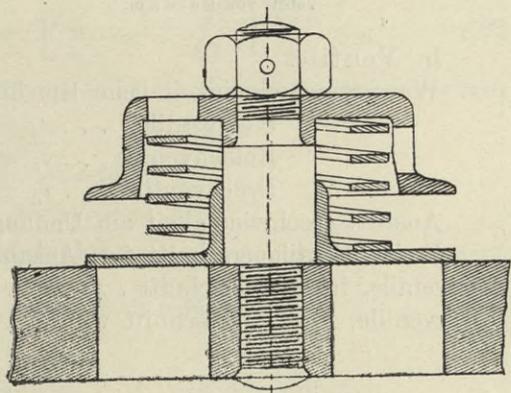
Gummiventil.

Abb. 300.



Ventil von Coe & Kinghorn.

Abb. 301.



Ventil von Corliss.

Packung:

Dicke der Packung: Hanf: δ''_w bis $1,4 \cdot \delta''_w$, Metallringe: 12–15 mm,

Höhe der Packung: Hanf: 4,8 bis $5 \cdot \delta''_w$, Metallringe: 18–25 mm.

Ringbreite zum Festhalten der Packung $\sim 0,65 \cdot d + 25$ mm.

Stiftschrauben zum Festhalten des Ringes $\sim 1,13 \cdot \delta''_w$.

Drei bis vier Wasserrillen von je 8–12 mm Höhe, 2–3 mm Tiefe
 und 30–35 mm Zwischenraum.

g) Kolbenstange, Durchmesser d_k cm, Länge l cm.

Kolbenbelastung: $K = 0,8 \cdot d^2$ bis $1,6 \cdot d^2$ kg (686)

je nachdem 1 oder 2 kg/qcm angenommen werden.

Durchmesser d'_k im Gewindekern:

Auf Zug, Beanspruchung $k_z = 150$ – 200 kg/qcm.

$d'_k = 0,07 \cdot d$ bis $0,1 \cdot d$ cm, (687)

je nachdem 1 oder 2 kg/qcm Belastung der Kolbenfläche zugrunde gelegt
 werden,

oder: $d'_k = \sim 0,3 \cdot \sqrt[4]{d^3}$ cm = $\sim 0,09 \cdot d$;

$d_k = 0,11 \cdot d + 15$ mm. (688)

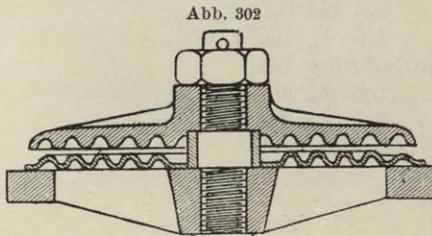
Bei langen Kolbenstangen, bei denen Biegung in Frage kommt:

$$d_k = 0,08 \text{ bis } 0,13 \cdot \sqrt{d \cdot l} \text{ cm} \quad (689)$$

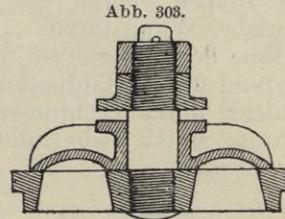
Metallüberzug 4—6 mm Wandstärke.

Konus in Kolben 1:10 bis 1:20.

Die Führung der Kolbenstange bei längeren Pumpenhüben durch einen besonderen kleinen Kreuzkopf (Abb. 294 und 295).



Ventil von Beldam.



Ventil von Thomson.

h) Ventile.

Wassergeschwindigkeit beim Durchgang durch die Ventile:

Saugventile $v_s = 3,20 \text{ bis } 6,50 \text{ m}$

Kolbenventile . . . $v_k = 3,50 \text{ bis } 8,00 \text{ m}$

Druckventile . . . $v_d = 3,00 \text{ bis } 7,50 \text{ m}$

Austrittsgeschwindigkeit am Umfange: $v_u = 5 - 9 \text{ m}$.

Freier Ventilquerschnitt f , i Anzahl der Ventile, d_v Ventildurchmesser.

Saugventile, freier Querschnitt $f_s = \sim 0,25 \text{ bis } 0,26 \cdot d^2$,

Druckventile, freier Querschnitt $f_d = \sim 0,26 \text{ bis } 0,27 \cdot d^2$,

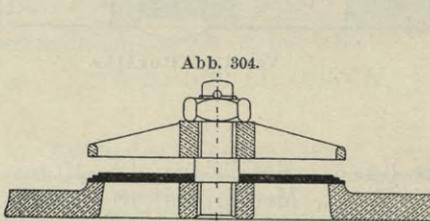


Abb. 304.

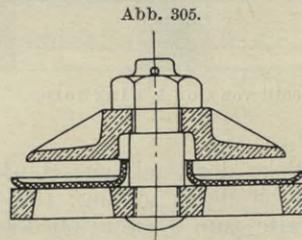


Abb. 305.

Luftpumpenventile.

Anzahl der Ventile $i = 4 \text{ bis } 8$, die Anzahl der Fußventile wird häufig um die Hälfte größer genommen als die der Kolben- und Druckventile.

Stärke der Ventilsitzplatte am Ventil $\sim 0,05 \cdot d_v + 12 \text{ bis } 15 \text{ mm}$,

Rippenstärke im Ventilsitz $\sim 0,015 \cdot d_v + 4 \text{ mm}$,

Durchmesser der Ventilspindel $\sim 0,03 \cdot d_v + 7 \text{ mm}$,

Stärke der Hubbegrenzung in der Spindel $\sim 0,015 \cdot d_v + 4 \text{ mm}$,

Stärke der Hubbegrenzung am Rande $\sim 0,008 \cdot d_v + 2 \text{ mm}$,

Stärke von Gummiventilen 10 mm bis 18 mm,

glatte Kupfer-, Messingscheiben, oder Bronze 0,8 mm bis 1,6 mm,

gewellte Kupfer-, Messingscheiben oder Bronze 1,5 mm bis 2,0 mm.

Hub der Ventile:

Gummiventile: Hub am äußeren Rande 11 bis 22 mm,

Ventile aus glatten oder gewellten Kupfer- oder Messingscheiben Hub: 3 bis 6 mm.

i) Saug- und Druckleitung.

α) Saugleitung: Wassergeschwindigkeit in der Saugleitung:

$$v_1 = 3,5 \text{ m bis } 10 \text{ m,}$$

Querschnitt des Saugrohrs: $F_s = 0,8 \cdot d^2 \cdot \frac{c_p}{v_1}$

$$F_s = \frac{1}{7500} \cdot \frac{d^2 \cdot h \cdot n}{v_1} \text{ qcm,} \quad (690)$$

Durchmesser des Saugrohrs: $D_s = d \cdot \sqrt{\frac{c_p}{v_1}} = \frac{d}{80} \cdot \sqrt{\frac{h \cdot n}{v_1}} \text{ cm.} \quad (691)$

β) Druckleitung: Wassergeschwindigkeit in der Druckleitung:

$$v_2 = 8 \text{ bis } 12 \text{ m,}$$

Querschnitt des Druckrohrs: $F_d = 0,8 \cdot d^2 \cdot \frac{c_p}{v_2} = \frac{1}{7500} \cdot \frac{d^2 \cdot h \cdot n}{v_2} \text{ qcm,} \quad (692)$

Durchmesser des Druckrohrs: $D_d = d \cdot \sqrt{\frac{c_p}{v_2}} = \sim \frac{d}{80} \cdot \sqrt{\frac{h \cdot n}{v_2}} \text{ cm.} \quad (693)$

Auf Flußdampfern, die mit Oberflächenkondensation arbeiten, ist zu setzen:

$$v_1 = 2 \text{ bis } 3 \text{ m; } v_2 = 4 \text{ bis } 6 \text{ m.}$$

Inhalt der Windkessel an der Druckleitung:

$$J = \sim 0,4 \text{ bis } 0,75 \cdot d^2 \cdot h.$$

Wandstärke der Saug- und Druckrohre:

Gußeisen: $\delta_w = \frac{D_s}{80} + 8 \text{ bis } \frac{D_s}{60} + 7 \text{ mm,} \quad (694)$

Kupfer: $\delta_w = 2 \text{ bis } 3 \text{ mm.}$

k) Ausgußventile der Luftpumpe, d_v Ventildurchmesser.

Wandstärke des gußeisernen Gehäuses $0,05 \cdot d_v + 5 \text{ mm,}$ Handelsschiffe

Wandstärke des Bronzegehäuses $0,01 \cdot d_v + 5 \text{ mm,}$ Kriegsschiffe.

Durchmesser der Ventilspindel $0,13 \cdot d_v + 12 \text{ mm.}$

Höhe des Ventilsitzes $\sim 0,4 \cdot d_v.$

Stärke der Brücke für die Spindel $\sim 0,55 \cdot d_v.$

Stärke des Befestigungsflansches $0,1 \cdot d_v + 10 \text{ mm}$ (Gußeisen).

Stärke des Befestigungsflansches $0,02 \cdot d_v + 10 \text{ mm}$ (Bronze).

Handraddurchmesser $1,5 \cdot d_v + 100 \text{ mm.}$

Bei geschlossenem Ausgußventil kann die geförderte Luft durch ein besonderes ins Freie führendes Luftrohr vom Durchmesser $\frac{D_d}{4}$ entweichen.

Arbeitsaufwand für die angehängten Luftpumpen 1—2 % der Gesamtarbeit.

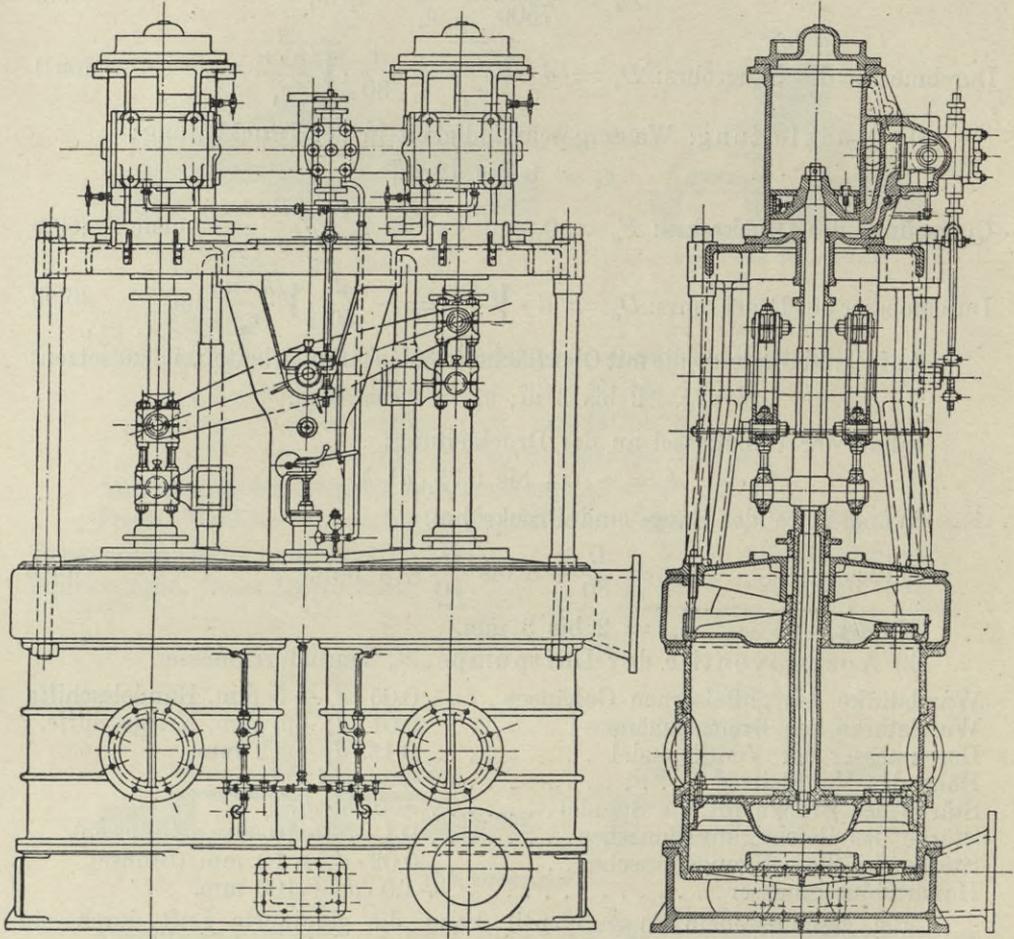
3. Unabhängige Luftpumpen (Abb. 306, 307).

Anordnung. Bei den am meisten verbreiteten Bauarten von Blake, Worthington, Weir, zwei doppeltwirkende Dampfzylinder und zwei einfach wirkende, durch einen Balancier gekuppelte Pumpenzylinder, erstere mit Simplex-Steuerung, bei welcher die Bewegung des Hauptdampfschiebers aus der, die Dampfkanäle bedeckenden Mittelstellung, durch einen auf seinem Rücken arbeitenden Hilfsschieber (meist quer zur Zylinderachse angeordnet, eingeleitet wird. Der Hilfsschieber wird am Ende des Hubes

umgesteuert und nimmt dabei den Hauptschieber mit, wodurch die Bewegung des Hauptkolbens beginnt; dieser bedeckt an seinen Hubenden die Einströmungskanäle. Die Bewegung des Hilfskolbens wird durch Kompression des Dampfes begrenzt, deren Größe regulierbar ist.

Die Hauptdampfschieber erhalten ihren Antrieb durch einen von den Kolbenstangen betätigten Balancier.

Abb. 306.



Luftpumpe von Blake.

Die Hilfsschieber, werden neuerdings doppelwandig ausgeführt zwecks Erwärmung beim Anlassen der Pumpen.

Dampfentnahme häufig von einem Anschluß zwischen Haupt- und Hilfsleitung, Abdampf in den Hauptkondensator oder den Receiver des Niederdruckzylinders. Die Pumpenzylinder Bronze oder Gußeisen mit Bronze-Einsatz, die Abdichtung der Pumpenkolben gummierte Segeltuchpackung, Weißmetall- oder Holzfiberringe. Die Saug- und Druckventile in Gruppen angeordnet, jede Gruppe nach Lösung einer Schraube losnehmbar.

Die Pumpenzylinder werden auch ohne Saugventile und doppelwirkend gebaut, die Dampfzylinder auch mit Verbundwirkung.

Die Ventilkastendeckel sind häufig als Windkessel ausgebildet.

Dampfverbrauch ziemlich groß, 40 bis 80 kg stündlich für 1 PS.

Bei Benutzung des Abdampfes zur Vorwärmung des Speisewassers sinkt der Arbeitsaufwand auf 0,50–0,75 % der Gesamtleistung.

Die Umdrehungszahl kann je nach der Förderung von 4–60 schwanken.

Pumpenzylinderdurchmesser etwa 1,25 bis 1,7 mal Hub,

Dampfzylinderdurchmesser etwa 0,4 bis 0,5 mal Pumpenzylinderdurchmesser,

Luftpumpenvolumen etwa 15 bis 20 mal stündl. Speisewassermenge.

Luftpumpenvolumen etwa ~ 18 bis 25 Liter für 1 PS.-Gesamtleistung.

Luftpumpenvolumen etwa 1,5 bis $2 \cdot \frac{N_i}{n}$.

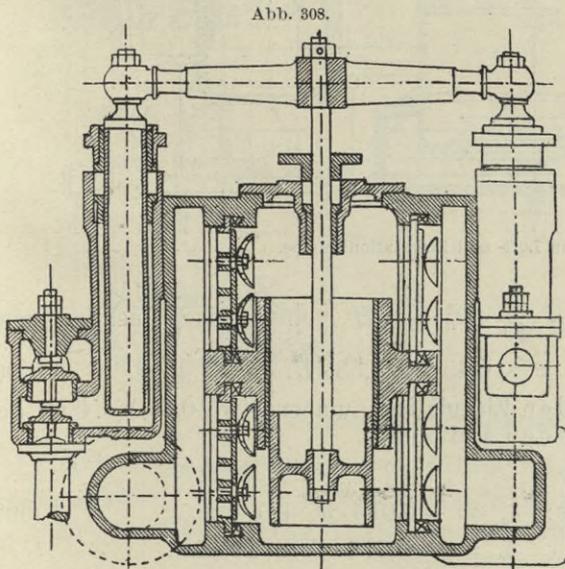
II. Zirkulationspumpen.

1. Kolbenzirkulationspumpen

(Abb. 308. Tafel 7, Abb 24–32).

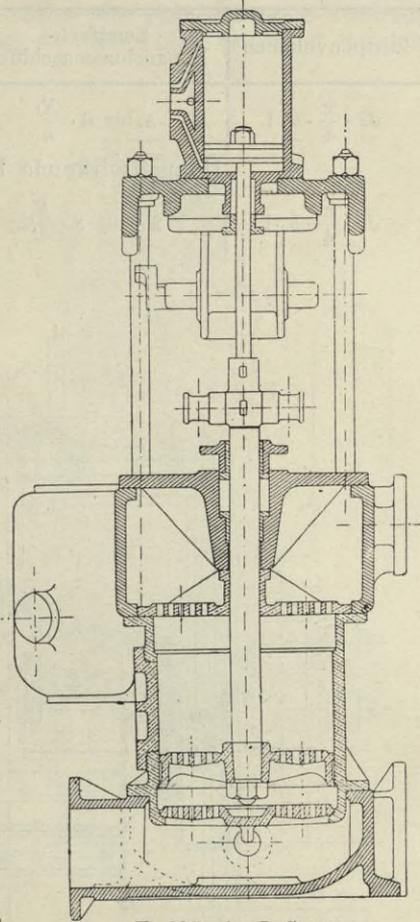
a) Anordnung.

Auf Handelsdampfern meist doppelwirkend ausgeführt, vom Kreuzkopf durch Balancier und Traverse angetrieben. Gußeiserner Zylinder mit Metalleinsatz, Ventile wie für die Luftpumpen, häufig finden sich Gummiklappen.



Doppelwirkende Zirkulationspumpe mit Speisepumpen.

Abb. 307.



Unabhängige Luftpumpe.

Bei kleinen Fahrzeugen (Torpedoboote) wird die Geschwindigkeit der Fahrt des Schiffes manchmal für den Eintritt des Kühlwassers ausgenutzt.

Kombination von Zirkulations- und Luftpumpe vgl. Abb. 310.

b) Abmessungen.

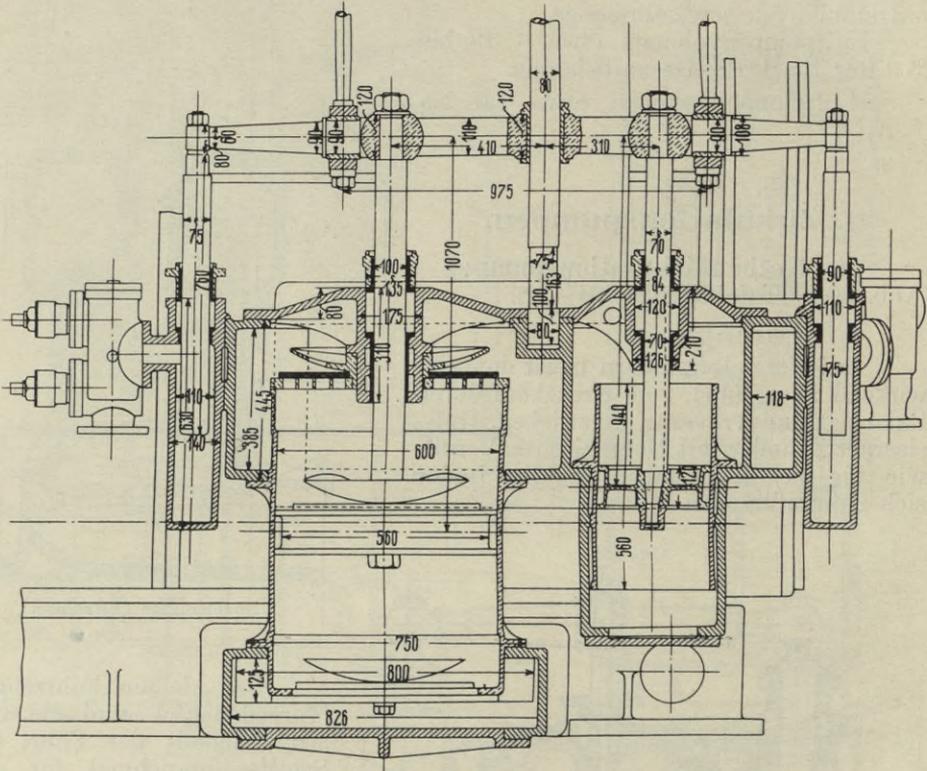
d_c Zylinderdurchmesser,
 h_c Hub.

α) Kolbengeschwindigkeit $v_c = 2$ bis 2,8 m, häufig geringer. Kolbenhub gleich dem Hub der Luftpumpe.

β) Fördervolumen.

Pumpenvolumen	Zweifach- Expansionsmaschinen	Dreifach- Expansionsmaschinen	Vierfach- Expansionsmaschinen
$d_c^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot h_c \text{ l}$	5 bis $6 \cdot \frac{N_i}{n}$	4 bis $5 \cdot \frac{N_i}{n}$	4 bis $5 \cdot \frac{N_i}{n}$ (695)
Doppeltwirkende Kolben-Zirkulationspumpen:			
$d_c^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot h_c \text{ l}$	2,5 bis $3 \cdot \frac{N_i}{n}$	2 bis $2,5 \cdot \frac{N_i}{n}$	2 bis $2,5 \cdot \frac{N_i}{n}$

Abb. 309.



Antrieb von Luft- und Zirkulationspumpe.

Im Mittel: $d_c^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot h_c = \sim \frac{1}{40} \cdot D_n^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot H$, von $\frac{1}{36}$ bis $\frac{1}{60}$ schwankend.

Kolbenhub: $h_c = \sim 0,45$ bis $0,55 \cdot H$. (696)

Volumen der doppeltwirkenden Zirkulationspumpen etwa 0,30 bis 0,50 des Volumens der einfachwirkenden Luftpumpe.

γ) Zylinder.

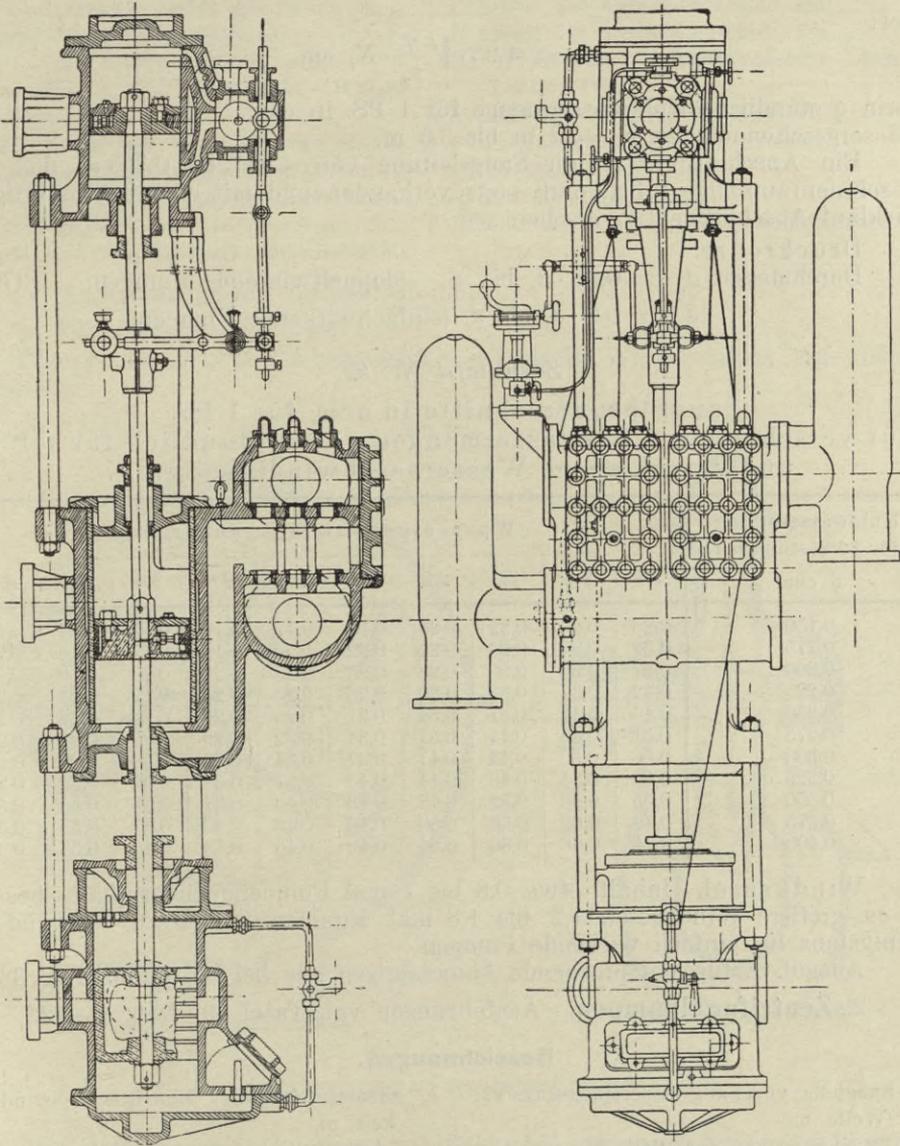
Wandstärke des Einsatzes: $\delta_c = \sim 0,016 \cdot d_c + 7 \text{ mm}$, (697)

Gußisen Mantel: $\delta'_c = \sim 0,016 \cdot d_c + 10 \text{ mm}$.

Befestigung des Einsatzzylinders meist durch Flansch in der halben Zylinderhöhe.

γ) Kolben. Ausführung wie bei Luftpumpen, Abdichtung an der Zylinderwandung zweckmäßig durch Labyrinthdichtung, da sich geringere Reibung ergibt als bei Hanf- oder Pockholzdichtung, die ebenfalls verwendet werden.

Abb. 310.



Kombinierte Zirkulations- und Luftpumpe.

Kolbenstange möglichst von gleichem Durchmesser wie bei der Luftpumpe.

Durchmesser: $\sim 0,22 \cdot d_c$ bis $0,22 \cdot d_c + 6$ mm. (698)

δ) Ventile. Freier Ventilquerschnitt der Saug- oder Druckventile:
 $f = \sim 0,25 \cdot d_c^2$, (699)

Hub der Ventile: 8—15 mm.

Ausführung wie diejenigen der Luftpumpen.

Schnüffelventile zwischen Saug- und Druckseite, Durchmesser $\sim 25-50$ mm.

ε) Saug- und Druckleitung.

Saugrohre. Durchmesser d_s aus:
$$d_s = d_c \cdot \sqrt{\frac{v_c}{v_s}} \quad (700)$$

oder:

$$d_s = 1,95 \cdot \sqrt{\frac{q}{v_s} \cdot N_i} \text{ cm,}$$

worin q stündliche Kühlwassermenge für 1 PS. in cbm.

Wassergeschwindigkeit $v_s = 2$ m bis 3,5 m,

Ein Anschlußrohr an die Saugleitung von $\sim 0,7$ bis $0,75 \cdot d_s$, das zur Maschinenraumbilge führt, muß stets vorhanden und mit einem selbsttätigen Rücklauf-Abschlußventil versehen sein.

Druckrohre.

Durchmesser $d_d = 0,95 \cdot d_s$ bis d_s (doppeltwirkende Pumpen) (701)

$d_d = 0,9 \cdot d_s$ bis d_s (einfachwirkende Pumpen).

Zahlentafel Nr. 92.

Saugrohrquerschnitte in qcm für 1 PS.,
für verschiedene Kühlwassermengen q cbm stündlich für 1 PS
und verschiedene Wassergeschwindigkeiten v_s .

Kühlwassermenge für 1 PS. stündlich q cbm	Wassergeschwindigkeit v_s m									
	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4
0,150	0,28	0,25	0,22	0,20	0,18	0,17	0,16	0,15	0,14	0,13
0,175	0,32	0,29	0,26	0,24	0,22	0,20	0,18	0,17	0,16	0,15
0,200	0,37	0,33	0,30	0,28	0,25	0,23	0,21	0,20	0,19	0,17
0,225	0,42	0,37	0,33	0,30	0,28	0,26	0,24	0,22	0,21	0,20
0,250	0,46	0,41	0,37	0,34	0,31	0,29	0,26	0,24	0,24	0,22
0,275	0,51	0,45	0,41	0,37	0,34	0,32	0,29	0,27	0,26	0,24
0,300	0,56	0,50	0,44	0,41	0,37	0,34	0,32	0,30	0,28	0,26
0,325	0,60	0,54	0,48	0,44	0,40	0,37	0,34	0,32	0,30	0,28
0,350	0,65	0,58	0,52	0,47	0,43	0,40	0,37	0,35	0,32	0,31
0,375	0,70	0,62	0,56	0,50	0,46	0,43	0,40	0,37	0,35	0,33
0,400	0,74	0,66	0,60	0,54	0,49	0,46	0,43	0,40	0,37	0,35

Windkessel. Inhalt etwa 0,8 bis 1 mal Pumpenzylinderinhalt, besser ist es, größere Windkessel, 1,2 bis 1,8 mal Pumpenzylinder zu verwenden, wenigstens für einfach wirkende Pumpen.

Ausgußventile, entsprechende Abmessungen wie bei Luftpumpen (S. 333).

2. **Zentrifugalpumpen.** Ausführungen vgl. Tafel 59, Abb. 1—22.

Bezeichnungen.

H_s Saughöhe vom Saugwasserspiegel bis zur Welle, m,	c_e absolute (radiale) Eintrittsgeschwindigkeit, m,
H_d Druckhöhe von der Welle bis zum Ausfluß des Druckrohres, m,	w_e relative Eintrittsgeschwindigkeit, m,
H_w gesamte Widerstandshöhe, m,	v_e Umfangsgeschwindigkeit des Rades am Eintritt, m,
h_s, h_r, h_d Widerstandshöhen im Saugrohr, Rad, Druckrohr, m,	c_a, w_a, v_a die entsprechenden Geschwindigkeiten beim Austritt, m,
h_e Pressung des Wassers beim Radeintritt, m,	v_s, v_d Wassergeschwindigkeiten im Saug- bzw. Druckrohr, m,
h_a Pressung des Wassers beim Radaustritt, m,	r_e Radius des inneren Radumfanges,
a dem Luftdruck entsprechende Pressung, m,	

r_a Radius des äußeren Radumfanges,
 b_e, b_a Ein- bzw. Austrittsbreite des Rades,
 δ Dicke der Radschaufeln,
 z Anzahl der Schaufeln, z_e, z_a beim Ein-
 bzw. Austritt,
 w Winkelgeschwindigkeit des Rades, m ,
 m Masse eines Wasserteilchens,
 A Arbeit der Zentrifugalkraft, mkg ,
 Q sekundliche oder stündliche Wassermenge, cbm ,
 q Kühlwassermenge für 1 PS. und Stunde,
 α_a Winkel der relativen Austrittsgeschwindigkeit mit der Umfangsgeschwindigkeit,
 β Winkel der absoluten Austrittsgeschwindigkeit mit der Umfangsgeschwindigkeit,

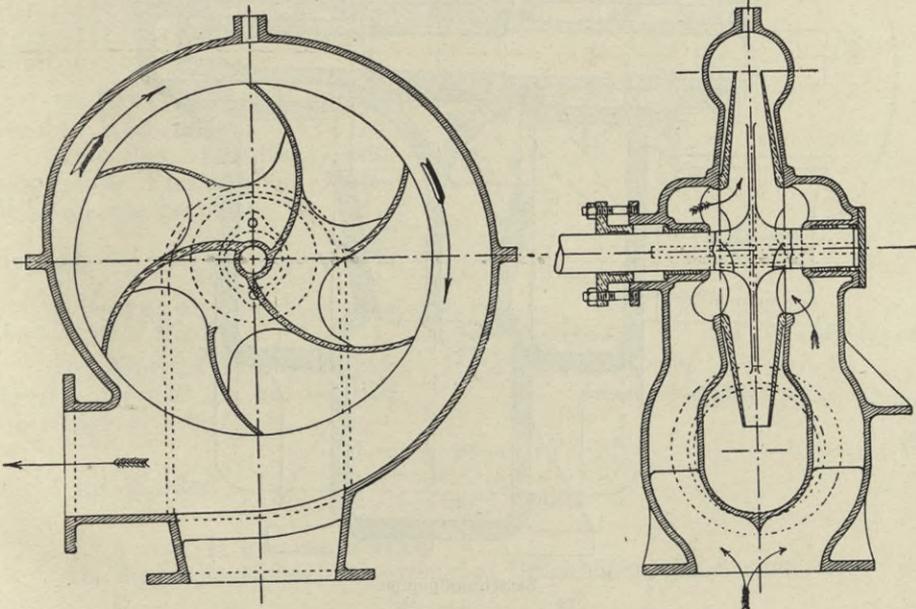
α_e Winkel der Richtung des ersten Schaufelteilchens mit der Umfangsgeschwindigkeit des inneren Radumfanges,
 n minutliche Umdrehungszahl,
 n_i minutliche Umdrehungszahl beim Lenzen,
 L Arbeit der Antriebsmaschine, mkg ,
 N Arbeit der Antriebsmaschine, PS.,
 N_i Arbeit der Antriebsmaschine beim Lenzen, PS.,
 N_i Leistung der Hauptmaschine, PS.,
 d Durchmesser des Dampfzylinders,
 h Hub des Dampfzylinders,
 p_k Kesseldruck, kg/qcm ,
 p Betriebsdruck der Antriebsmaschine, kg/qcm .

a) Anordnung der Zentrifugalpumpen.

a) Gehäuse und Flügelrad.

Pumpe mit der Antriebsmaschine gekuppelt, Wassereintritt ein- oder zweiseitig.

Abb. 311.



Zentrifugalpumpe mit zweiseitigem Einlauf.

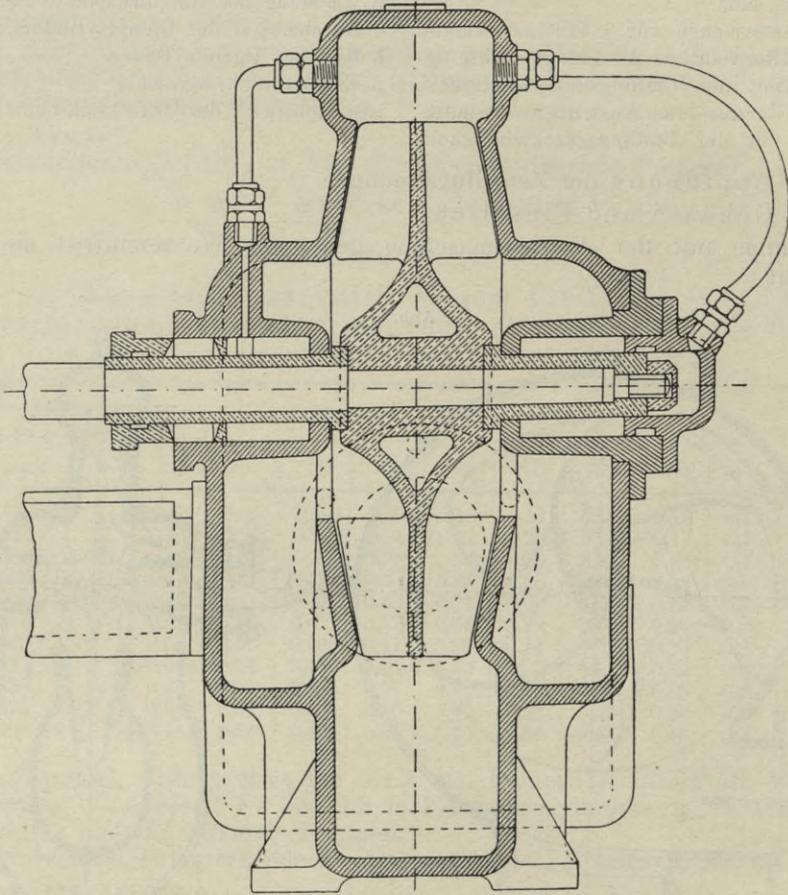
Wandstärke des Gehäuses in Gußeisen 15–20 mm, in Bronze 4–12 mm, horizontal oder vertikaler Teilungsflansch, letzterer dürfte wegen leichterer Herstellung empfehlenswerter sein. Das Gehäuse erweitert sich spiralförmig um das Rad herum, bis zum Querschnitt des Druckrohres. Durchmesser der Radwelle 0,8 bis 0,9 des Raddurchmessers $2 \cdot r_a$, Welle Phosphorbronze oder Stahl mit Bronzehülse.

Das Rad Bronze mit angegossenen Flügeln oder Flügeln aus Kupferblech. Stärke der Bronzeblätter am Umfange 4–6 mm, an der Nabe 12–18 mm.

Die Bronze-Seitenschilder etwa 4—6 mm stark, Wandstärke der Radnabe $\sim 0,3\text{--}0,4$ vom Wellendurchmesser, Länge der Nabe 1,75 bis 3 mal Wellendurchmesser. Bei zweiseitigem Einlauf Breite des Flügelrades parallel zur Welle 0,4 bis $0,6 \cdot r_a$, am Umfange $0,20 \cdot r_a$ bis $0,5 \cdot r_a$.

Befestigung des Flügelrades auf der Welle durch Bund und Mutter, außerdem Federkeil in dem schwach konischen Teil der Welle. Bei größeren Pumpen erhält das Gehäuse Deckel mit Stopfbüchsen (gegen Drehung gesicherte

Abb. 312.



Zentrifugalpumpe.

Pockholzsegmente) und an jeder Seite angeschraubte Lager. Häufig ausgeführt, aber nicht zu empfehlen ist es, die Stopfbüchsen gleichzeitig als Lagerung der Welle zu benutzen, die dann durch Rohre zwecks Schmierung mit dem Druckraum des Gehäuses verbunden werden. Verbindung der Flügelradwelle mit der Kurbelwelle der Antriebsmaschine durch Scheibenkupplung. Aufnahme des axialen Druckes durch Bund auf der Flügelradwelle, besonders bei einseitigem Einlauf erforderlich.

Jede der Zirkulationspumpen saugt aus der oder den Maschinenraumbilgen, bei Kriegsschiffen aus der Hauptdrainageleitung und drückt in den Kondensator oder über Bord.

Jedes nach der Pumpe zu öffnende Niederschraubventil der einzelnen Saugeleitungen ist so einzurichten, daß z. Z. stets nur eines geöffnet werden kann. Konstruktion der Verschäufelung (vgl. Abb. 313).

Am oberen Teil erhält das Gehäuse einen Lufthahn, am Boden einen Entwässerungshahn.

Der Betriebsdampf wird häufig aus einem Verbindungsrohr zwischen Haupt- und Hilfsdampfleitung entnommen, der Abdampf geht in den Hilfskondensator.

Werden zwei Zentrifugalpumpen von einer Dampfmaschine betrieben, so besitzen sie häufig ein gemeinschaftliches Saugerohr aus See, wobei die Abzweigungen nach jeder Pumpe einen Schlusenschieber erhalten, so daß jede Pumpe, wenn ihre Kondensatorleitung und der Schlusenschieber geschlossen ist, aus den Bilgen saugen kann. Zu diesem Zweck sind in die Kondensatorleitung ebenfalls oft Schieberventile eingeschaltet worden, so daß die gekuppelten Pumpen ganz unabhängig voneinander arbeiten können.

b) Allgemeine Formeln zur Berechnung der Hauptverhältnisse der Zentrifugalpumpen.

α) Eintritt des Wassers in das Rad.

Die dem Luftdruck entsprechende Pressung in Meter/Wassersäule beträgt:

$$a = H_s + h_s + \frac{c_e^2}{2 \cdot g} + h_e \text{ m. (702)}$$

β) Bewegung des Wassers durch das Rad:

Der Arbeit A der Zentrifugalkraft entspricht die an das Rad übertragene Arbeit.

$$A = \frac{1}{2} \cdot m \cdot w^2 (r_a^2 - r_e^2) \quad (703)$$

für 1 kg Wasser:

$$A = \frac{v_a^2 - v_e^2}{2 \cdot g} \text{ mkg.}$$

γ) Austritt aus dem Rad:

Da die erzeugenden und erzeugten Druckhöhen gleich sind, ist:

$$\frac{w_e^2}{2 \cdot g} + (h_e) + \frac{v_a^2 - v_e^2}{2 \cdot g} = \frac{w_a^2}{2 \cdot g} + h_r + h_a. \quad (704)$$

δ) Nach erfolgtem Austritt aus dem Rad:

$$\frac{c_a^2}{2 \cdot g} + (h_a) = H_d + h_a + (a) + \frac{v_a^2}{2 \cdot g} \quad (705)$$

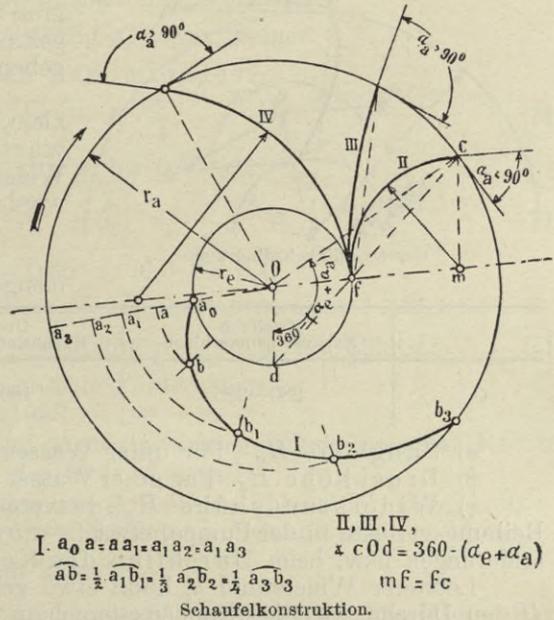
Demnach durch Addition der obigen Gleichungen:

$$c_a^2 + v_a^2 - w_a^2 + w_e^2 - c_e^2 - v_e^2 = 2 \cdot g \cdot (H_s + H_d + h_s + h_r + h_a) + v_a^2 \quad (706)$$

Da nach Abb. 314:

$$w_a^2 = c_a^2 + v_a^2 - 2c_a \cdot v_a \cdot \cos \beta, \quad w_e^2 = c_e^2 + v_e^2, \quad c_a = v_a \cdot \frac{\sin \alpha_a}{\sin (\alpha_a - \beta)},$$

Abb. 313.



I. $a_0 a_1 a_2 a_3$ II, III, IV,
 $\widehat{ab} = \frac{1}{2} \widehat{a_1 b_1} + \frac{1}{3} \widehat{a_2 b_2} + \frac{1}{4} \widehat{a_3 b_3}$ $\alpha c O d = 360 - (\alpha_e + \alpha_a)$
 mf = fc
 Schaufelkonstruktion.

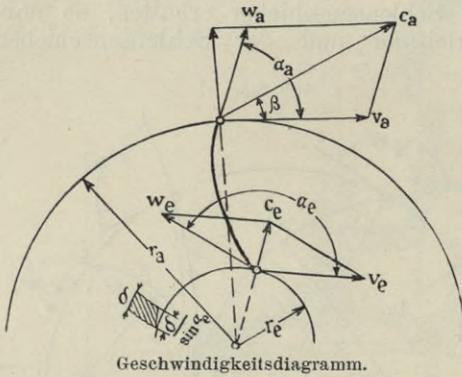
so folgt die Umfangsgeschwindigkeit v_a des Rades:

$$v_a = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot (H_s + H_d + h_s + h_r + h_d + v_d^2)}{1 + \frac{\sin(\alpha_a + \beta)}{\sin(\alpha_a - \beta)}}} \quad (707)$$

Im Mittel ist:

$$h_s + h_r + h_d = 0,40 \text{ bis } 0,45 \cdot (H_s + H_d), \quad (708)$$

Abb. 314.



$$v_a = 5,25 \cdot \sqrt{\frac{H_s + H_d + v_d^2}{1 + \frac{\sin(\alpha_a + \beta)}{\sin(\alpha_a - \beta)}}} \quad (709)$$

Damit v_a klein wird, ist $\frac{\sin(\alpha_a + \beta)}{\sin(\alpha_a - \beta)}$ groß zu wählen, wodurch sich vorwärtsgekrümmte Schaufeln (Abb. 313) ergeben.

Bei kleinem $H_s + H_d$ wird auch v_a klein, in diesem Fall besser rückwärtsgekrümmte Schaufeln, weil die Widerstände in der Pumpe kleiner werden.

c) Gang der Berechnung.

Gegeben: Q zu fördernde Wassermenge für 1 PS. stündlich in m/Litern.

	Zweifach- Expansionsmaschinen	Dreifach- Expansionsmaschinen	Vierfach- Expansionsmaschinen
Q	280—325	180—275	180—275

α) Saughöhe H_s . Für unter Wasser saugende Pumpen ist: $H_s = 0$.

β) Druckhöhe H_d . Für unter Wasser ausgießende Pumpen ist: $H_d = 0$.

γ) Widerstandshöhe H_w , hervorgerufen durch Wirbelbildung und Reibungsverluste in der Pumpe, etwa 2—2,5 m, und durch Reibung, Richtungsänderungen usw. beim Durchfluß des Kondensators.

Letzterer Widerstand h_c kann etwa gesetzt werden, wenn L die Länge, D den Durchmesser des Kondensatorgehäuses beträgt, und das Kühlwasser i mal zirkuliert:

$$h_c = 0,5 \cdot i + 0,2 \cdot (i \cdot L + D) \text{ m}, \quad (710)$$

so daß $H'_w = \sim 2 + 0,5 \cdot i + 0,2 \cdot (i \cdot L + D) \text{ m}. \quad (711)$

Demnach wird Gleichung (709)

$$v_a = 5,25 \cdot \sqrt{\frac{H_s + H_d + H_w + v_d^2}{1 + \frac{\sin(\alpha_a + \beta)}{\sin(\alpha_a - \beta)}}} \quad (712)$$

Beim Lenzen aus der Maschinenbilge ist statt H_w zu setzen:

$$H''_w = 0,4 \text{ bis } 0,45 \cdot (H_s + H_d). \quad (713)$$

Saughöhe H_s und Druckhöhe H_d ergeben sich aus den vorhandenen lokalen Verhältnissen.

d) Abmessungen.

α) Saugleitung. Geschwindigkeit im Saugrohr:

$$v_s = 1,5\text{—}2,8 \text{ m (man findet bis 4 m),}$$

für lange Saugleitungen ist v_s etwa 1,2 bis höchstens 1,8 m zu wählen.

Durchmesser der Saugleitung:

$$d_s = 1,95 \cdot \sqrt{\frac{q}{v_s}} \cdot N_i \text{ cm} \quad (714)$$

q = stündliche Kühlwassermenge für 1 PS. in cbm.

Querschnitt f_s der Saugleitung:

$$f_s = 2,98 \cdot \frac{q}{v_s} \cdot N_i \quad (\text{vgl. Zahlentafel Nr. 92}).$$

Für zweiseitigen Einlauf erhält man für jede Pumpenhälfte die halben Werte der Zahlentafel Nr. 92.

Die Saugerohre aus der Bilge erhalten auf Handelsschiffen einen um 30 bis 40 % kleineren Durchmesser, auf Kriegsschiffen häufig bis d_s .

β) Druckleitung. Geschwindigkeit im Druckrohr:

$$v_d = \sim v_s, \text{ häufig } v_d \text{ etwas kleiner.}$$

γ) Radius r_e des inneren Radumfanges:

$$\text{Einseitiger Einlauf: } r_e^2 \cdot \pi = d_s^2 \cdot \frac{\pi}{4}. \quad (715)$$

Man findet:

$$r_e = 0,5 \cdot d_s \text{ bis } 0,75 \cdot d_s.$$

$$\text{Zweiseitiger Einlauf: } r_e'^2 \cdot \pi = 0,5 \cdot d_s^2 \cdot \frac{\pi}{4}, \quad (716)$$

$$r_e' = \sim 0,35 \cdot d_s \text{ (0,3 bis 0,4).}$$

Äußerer Radradius r_a :

$$r_a = 2 \cdot r_e \text{ bis } 3 \cdot r_e, \text{ man findet } r_a = d_s \text{ bis } 1,95 \cdot d_s, \quad (717)$$

die größeren Werte von r_a für größere Förderhöhen.

Eintrittsgeschwindigkeit in das Rad: $c_e = \sim v_s$.

δ) Winkel α_a der relativen Austrittsgeschwindigkeit aus dem Rad mit der Umfangsgeschwindigkeit v_a des Radumfanges.

Bei kleinen Pressungen (rückwärtsgekrümmten Schaufeln) ist α_a groß, bei großen Pressungen (vorwärtsgekrümmten Schaufeln) ist α_a klein

zu wählen, wobei $\alpha_a \lesseqgtr 90^\circ$ sein kann.

ε) Winkel β der absoluten Austrittsgeschwindigkeit aus dem Rade mit der Umfangsgeschwindigkeit v_a des äußeren Umfanges:

$$\beta = \sim 26^\circ 34' \text{ (nach Grove).}$$

ξ) Umfangsgeschwindigkeit v_a am Umfange

$$v_a = 8 \text{ bis } 12 \text{ m.}$$

Zweckmäßig wählt man: $v_a = \sim 6,5 \cdot \sqrt{H_s + H_d}$. (718)

Nach Annahme von H_s , H_d , v_d , α_a und β ist v_a aus Gleichung (709) zu ermitteln, ferner ist, wenn n bekannt ist:

$$v_a = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_a \cdot n}{60}. \quad (719)$$

Man findet: $v_a = 4,15 \text{ bis } 5,1 \cdot \sqrt{H_w + H_s + H_d + \frac{v_s^2}{2 \cdot g}}$. (720)

Umfangsgeschwindigkeit v_e am Wassereintritt in das Rad:

$$v_e = \frac{r_e}{r_a} \cdot v_a. \quad (721)$$

7) Die absolute Austrittsgeschwindigkeit c_a des Wassers aus dem Rad:

$$c_a = v_a \cdot \frac{\sin \alpha_a}{\sin (\alpha_a - \beta)} \quad (722)$$

oder da v_a , α_a und β bekannt sind, durch Konstruktion des Geschwindigkeitsdiagramms (Abb. 314).

8) Die minutliche Umdrehungszahl n ,

$$n = 9,55 \cdot \frac{v_a}{r_a} \quad (723)$$

$$n = 120 \text{ bis } 400.$$

Beträgt die Fördermenge Q cbm minutlich, die Förderhöhe $H_s + H_d$ m, so ergeben sich passende Werte für die Umdrehungszahl n , aus:

$$n = 1970 \cdot \sqrt{\frac{d_d^2 \cdot (H_s + H_d + H_w) + 212 \cdot Q}{b_a \cdot (r_a^3 - r_e^3)}} \quad (724)$$

d_d , b_a , r_a , r_e in cm.

Für die Zirkulationspumpen ist $H_s + H_d + H_w = 1,8$ bis 2 m zu setzen.

Beispiel. Für eine Vierfach-Expansionsmaschine von $N_i = 3000$ PS., sind minutlich 12,5 cbm Kühlwasser erforderlich, $r_a = 52,5$ cm, $r_e = 24$ cm, $b_a = 10$ cm; $d_d = 40$ cm.

Nach Gleichung (724) folgt:

$$n = 1970 \cdot \sqrt{\frac{40^2 \cdot 2 + 212 \cdot 12,5}{10 \cdot (52,5^3 - 24^3)}} = 130.$$

Die Zentrifugalpumpe macht in Wirklichkeit ~ 122 Umdrehungen.

9) Winkel α_e des ersten Schaufelteilchens mit dem inneren Radumfang bildet (Abb. 314).

$$\operatorname{tg} \alpha_e = - \frac{c_e}{v_e} \quad (725)$$

Da Richtung und Größe von c_e und v_e bekannt sind, läßt sich α_e direkt durch Konstruktion des Geschwindigkeitsdiagramms für den Eintritt in das Rad finden.

x) Schaufeldicke δ : Gußeisen $\delta = 7 - 8$ mm, Bronze $\delta = 4 - 6$ mm, Schaufelanzahl: $z = 6 - 12$, bei großen Pumpen beträgt häufig am Radumfang: $z_a = 2 \cdot z_e$.

10) Radbreite b_e am inneren Umfang, Q sekundliche Wassermenge in cbm:

$$b_e = \frac{Q}{c_e} \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r_e - z_e \cdot \frac{\delta}{\sin \alpha_e}} \quad (726)$$

$$b_e = \sim 0,45 \text{ bis } 0,75 \cdot r_e.$$

Radbreite b_a am äußeren Umfang:

$$b_a = \frac{Q}{c_a \cdot \sin \beta} \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r_a - z_a \cdot \frac{\delta}{\sin \alpha_a}} \quad (727)$$

Man findet häufig: $b_a = 0,22 \cdot d_d$ bis $0,27 \cdot d_d$.

Häufig ist: $b_a = b_e$, oder auch: $b_a = b_e \cdot \frac{r_e}{r_a}$;

Für N_i PS. der Hauptmaschine, q cbm stündlichen Kühlwasserverbrauch für 1 PS. findet man:

$$b_a = 1000 \text{ bis } 5500 \cdot q \cdot \frac{N_i}{n \cdot r_a^2} \text{ cm,}$$

oder angenähert: $b_a = \frac{Q \text{ l/minutlich}}{42 \cdot r_a} \text{ cm.}$

d) Fördermenge Q .

Q wächst bei gleichbleibender Umdrehungszahl n , wenn die Förderhöhe abnimmt und umgekehrt.

Bei gleichbleibender Förderung Q nimmt die Umfangsgeschwindigkeit v_a mit wachsender Förderhöhe zu, ändert sich n oder die Förderhöhe, so ändert sich auch Q .

Für eine vorhandene Pumpe läßt sich die zu erwartende minutliche Fördermenge Q cbm aus Gleichung (727) ermitteln.

e) Arbeitsbedarf der Zentrifugalpumpen.

a) Bezeichnet L mkg den Arbeitsbedarf, so ist zu setzen:

$$L = Q \cdot \frac{v_a^2}{2g} \cdot \left[1 + \frac{\sin(\alpha_a + \beta)}{\sin(\alpha_a - \beta)} \right] + 1,2 \cdot v_a^2, \quad (728)$$

für

$$\alpha_a = 90 + \frac{\beta}{2},$$

also bei schwach zurückgekrümmten Schaufeln, wird L am kleinsten.

$$L = Q \cdot (H_s + H_d + H_w) \text{ mkg}$$

$$L = Q \cdot (H_s + H_d) + 1,2 \cdot v_a^2 \text{ mkg} \quad (729)$$

also:

$$L = \frac{1}{\eta} \cdot Q \cdot (H_s + H_d) \text{ mkg.} \quad (730)$$

Für Zentrifugal-Kühlwasserpumpen ist zu setzen:

$$\eta = \sim 0,25 \text{ bis } 0,35.$$

β) Die Arbeit N PS., den die Antriebsdampfmaschine zu leisten hat, kann bei Q cbm stündlicher Fördermenge etwa:

$$N = \frac{1}{350} \cdot Q \cdot (H_s + H_d + H_w) \quad (731)$$

gesetzt werden, wenn die Pumpe als Kühlwasserpumpe allein dient, hier können

$$H_s = H_d = \sim 0, \quad H_w = 1,8 \text{ bis } 2,2 \text{ m gesetzt werden,}$$

so daß für

$$\eta = \sim 0,3$$

$$N = \sim \frac{1}{160} \text{ bis } \frac{1}{200} \cdot Q \cdot \text{PS.} \quad (732)$$

Da aber die Zirkulationspumpe auch als Lenzpumpe zu dienen hat, so ist der Größenbemessung der Antriebsmaschine die Leistung:

$$N_i = \frac{1}{540} \cdot N_i \cdot (H'_d + 2) \text{ PS.} \quad (733)$$

zugrunde zu legen, worin H'_d m die beim Lenzen zu überwindende Druckhöhe bedeutet, N_i die Leistung der Hauptmaschine darstellt.

Im allgemeinen kann man für N_i etwa 0,009 bis 0,014 N_i annehmen, die kleineren Werte für größeres N_i .

Für die Ermittlung der Umdrehungszahl n_l beim Lenzen kann Gleichung (724) benutzt werden, wenn $H_s + H_d$ durch $H_d' + 2$ und Q durch $\sim 0,45 \cdot Q$ bis $0,5 \cdot Q$ ersetzt wird.

γ) Demnach hat man für die Abmessungen der Dampfzylinder, d cm Durchmesser, h cm Hub, p kgq/cm Dampfdruck ($p = 0,65$ bis $0,7 \cdot p_k$):

Für Einfach-Expansionsmaschinen:

$$125 \cdot N_l = d^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot p \cdot \frac{2 \cdot h \cdot n_l}{60 \cdot 75} = \sim \frac{d^2 \cdot p \cdot h \cdot n_l}{3000}. \quad (734)$$

Für Zweifach-Expansionsmaschinen findet sich, wenn d_n und d_n die Zylinderdurchmesser: $d_n = \sim 1,8$ bis $2 \cdot d_n$.

f) Vorschriften der Klassifikationsgesellschaften über Zirkulationspumpen.

Germanischer Lloyd.

Die Zirkulationspumpe soll auch aus der Bilge saugen können und das Saugrohr ist mit einem selbsttätigen Rücklaufabschlußventil zu versehen.

Jede größere Maschine muß eine selbständig betriebene Hilfsdampfmaschine besitzen, die zum Speisen der Kessel, Kühlen des Kondensators und als Feuerspritze einzurichten ist.

Zahlentafel Nr. 93.

Hauptabmessungen von Zentrifugalpumpen.

Lenzleistung cbm/stündlich	Förderhöhe $H_d + H_w$ m	Umdrehungs- zahl n_l	Arbeitsbedarf N_l PS.	Durchmesser $2 \cdot r_a$ mm	Saugrohr- Durchmesser d_s mm
30	6	1500	1,25	150	80
43	4,5	1000	1,5	210	100
75	7	1000	3,5	270	125
65	4,5	800	2	270	125
90	6	700	3,5	330	150
108	8	800	6	330	150
165	4	400	4,5	450	225
200	6,5	500	9	450	225
288	3	300	6	620	300
342	6	400	14	620	300
666	6	300	26	800	400
1000	6	240	40	1000	550
1908	6	170	70	1350	800
2300	8	210	114	1350	800

Zahlentafel Nr. 94.

Abmessungen ausgeführter Zentrifugalpumpen.

Förderung cbm stündlich	Äußerer Durch- messer mm	Breite der Eintritts- öffnung b_e	Saugrohr- Durch- messer	Druckrohr- Durch- messer	Um- drehungs- zahl	Umfangs- geschwin- digkeit m	Arbeits- bedarf
3300	1200	135	520	460	180	11,3	50
2160	1300	80	500	500	180	12,3	40
2160	1300	80	500	500	180	12,3	63
1400	1100	45	360	360	236	13,6	74
1275	1200	50	400	400	134	8,5	20
1000	900	40	300	300	298	14,1	51

III. Speisepumpen.

1. Anordnung, vgl. Tafel 58, 59, Abb. 23—25.

Maschinenspeisepumpen, einfach wirkend.

Material. Auf Kriegsschiffen aus Bronze, auf Handelsschiffen gußeiserne Zylinder mit Tauchkolben aus Bronze, Deltametall, Stahl mit Bronzeüberzug.

Antrieb durch doppelarmigen Balancier vom Kreuzkopf aus oder von der Kurbelwelle aus durch Schnecke auf der Kurbelwelle, die eine senkrecht zur Kurbelwelle gelagerte Schneckenradwelle treibt. Letztere treibt die Pumpe durch exzentrische Zapfen oder Kurbeln an, häufig angeordnet für Dampfboote, Torpedoboote, auch direkter Antrieb durch exzentrische Zapfen am vorderen Ende der Kurbelwelle bei Handelsschiffen.

Ventilkasten, Bronze bei Kriegsschiffen, Gußeisen bei Handelsschiffen.

Saug- und Druck-Ventile (vgl. Abb. 299—305). Kleinere Ventile meist Kegelyentile. Der Hub der Saugventile häufig nachstellbar.

Luftventil zwischen Saug- und Druckventil, Sicherheitsventil am Pumpenzylinder, Windkessel mit Luftkessel in der Druckleitung, möglichst nahe dem Zylinder. Federbelastetes Rücklaufventil mit Verbindung zur Zisterne.

2. Abmessungen.

a) Einfachwirkende Maschinenspeisepumpen.

Wirkungsgrad: $\eta = \sim 0,70-0,78$.

a) Jede der Speisepumpen fördert dem Volumen nach ~ 3 l Wasser für 1 kg verdampften Wassers.

		Zweifach- Expansions- maschinen	Dreifach- Expansions- maschinen	Vierfach- Expansions- maschinen
Speisewassermenge für 1 PS. stündlich	W_c kg	8,2 bis 10	7 bis 7,5	7 bis 7,5
Förderung je einer Speisepumpe für 1 PS. stündlich	q kg	12 bis 20	11 bis 15	11 bis 15
Doppelschraubenschiffe	q kg	15 bis 20	9 bis 12	9 bis 12
Minütliches Fördervolumen, Einzschraubenschiffe	Q l	0,3 bis $0,65 \cdot N_i$	0,28 bis $0,5 \cdot N_i$	0,28 bis $0,5 \cdot N_i$
do. Zweischraubenschiffe (N_i für eine Maschine)	Q l	0,22 bis $0,37 \cdot N_i$	0,2 bis $0,3 \cdot N_i$	0,2 bis $0,3 \cdot N_i$

Demnach Zylindervolumen bei n Förderhuben minutlich, d dm Durchmesser des Tauchkolbens, h dm Hub:

$$d^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot h = \frac{Q}{n} \text{ l.} \quad (735)$$

Ungefähr läßt sich setzen: $d^2 \cdot h = \frac{1}{400}$ bis $\frac{1}{600} \cdot D_n^2 \cdot H$. (736)

β) Durchmesser des Kolbens:

$$d = \frac{1}{6} \cdot h \text{ bis } \frac{1}{7} \cdot h,$$

oder: $d = \sim \frac{H}{12}$ bis $\frac{H}{14}$.

H Hub der Maschine.

Lichter Durchmesser des Zylinders:

$$d_c = 1,1 \text{ bis } 1,2 \cdot d. \quad (737)$$

γ) Wandstärke δ des Zylinders:

$$\delta = 1,3 \cdot \frac{d \cdot p_k}{k_z} \text{ mm,} \quad (738)$$

$k_z = 50-100$ kg/qcm Gußeisen, $75-100$ kg/qcm Bronze.

Die kleineren Beanspruchungen für kleinere Kesseldrucke:

Zahlentafel Nr. 95.

Wandstärke der Zylinder:

d mm	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	
δ mm	Guß Eisen	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
	Bronze	8	8	9	10	11	12	13	13	14	15	16

Wandstärke δ_1 des hohlen Tauchkolbens:

$$\delta_1 = 0,32 \cdot \sqrt{d \cdot p_k} + 4 \text{ mm.} \quad (739)$$

$$\delta_1 = \sim 0,7 \cdot \delta.$$

δ) Kolbenstangendurchmesser d_k im Gewindekern.

Zulässige Beanspruchung: Schmiedeeisen Stahl Bronze
kg/qcm 100 150 120

$$\text{Schmiedeeisen: } d_k = \sim 0,1 \cdot d \cdot \sqrt{p_k} + 15 \text{ mm,} \quad (740)$$

$$\text{Stahl oder Bronze: } d_k = \sim 0,092 \cdot d \cdot \sqrt{p_k} + 15 \text{ mm.}$$

Sind die Kolbenstangen kurz, so genügt 0,65–0,7 obiger Werte.

ε) Ventile.

Wassergeschwindigkeit in den Ventilen 1,5–2,75 m, radiale Austrittsgeschwindigkeit 5–9 m.

Durchmesser des Ventilsitzes: $d_i = 1,1$ mal Durchmesser des Druckrohres.

Durchmesser des Ventiles: $d_v = \sim 1,095 \cdot d_i = \sim 1,2$ mal Durchmesser des Druckrohres.

Federbelastung der Überlaufventile zur Rückführung auf die Saugseite der Pumpe: $\sim 1,25-1,5 \cdot p_k$, Durchmesser des Überlaufventils etwa $0,6-0,7 \cdot d_s$.

ζ) Saug- und Druckleitung.

Saugrohre: Wassergeschwindigkeit $v_s = 1,8-2,2$ m, bei großen Pumpen 2,75–3 m, die kleineren Geschwindigkeiten für Rohre von kleinerem Durchmesser.

$$\text{Saugrohrdurchmesser: } d_s = 0,06 \cdot \sqrt{q \cdot \frac{N_i}{v_s}} \text{ cm.} \quad (741)$$

q l für 1 PS. stündlich (vgl. S. 347).

Druckrohre: Wassergeschwindigkeit $v_d = 2,5-3,5$ m, man findet aber häufig v_d bis 8 m.

Durchmesser der Druckrohre nach Gleichung (741).

Zahlentafel Nr. 96.

Querschnitte der Saug- und Druckrohre in qcm für 1 PS. bei verschiedenen Wassergeschwindigkeiten und Fördermengen für 1 PS. stündlich.

Fördermenge Liter	Wassergeschwindigkeit v_s bzw. v_d m							
	1	2	3	4	5	6	7	8
10	0,0280	0,0140	0,0093	0,0070	0,0056	0,0046	0,0040	0,0035
11	0,0308	0,0154	0,0103	0,0077	0,0062	0,0052	0,0044	0,0039
12	0,0336	0,0168	0,0112	0,0084	0,0067	0,0056	0,0048	0,0042
13	0,0364	0,0182	0,0121	0,0092	0,0073	0,0060	0,0052	0,0046
14	0,0392	0,0196	0,0131	0,0098	0,0078	0,0065	0,0056	0,0049
15	0,0420	0,0210	0,0140	0,0105	0,0084	0,0070	0,0060	0,0052
16	0,0448	0,0224	0,0149	0,0112	0,0090	0,0075	0,0064	0,0056
17	0,0476	0,0238	0,0159	0,0119	0,0095	0,0079	0,0068	0,0059
18	0,0504	0,0252	0,0168	0,0126	0,0101	0,0084	0,0072	0,0063
19	0,0532	0,0266	0,0178	0,0133	0,0106	0,0089	0,0076	0,0067
20	0,0560	0,0280	0,0190	0,0140	0,0112	0,0095	0,0080	0,0070

Drücken zwei Speisepumpen in dasselbe Druckrohr, so genügt es diesem den $\sim 0,8$ fachen Querschnitt der Summe der Querschnitte der Druckrohre der einzelnen Pumpen zu geben.

Die Durchmesser der Saug- und Druckleitungen für Dampfspeisepumpen zu ermitteln aus:

$$d_s \text{ bzw. } d_d = 0,165 \cdot \sqrt{(2,5-v)(1-0,1 \cdot i)} \text{ cm,} \quad (742)$$

worin v m die Wassergeschwindigkeit, i die Anzahl der Expansionsstufen der Hauptmaschine bezeichnet. Es ist demnach für

	Zweifach-Expansions- maschinen	Dreifach-Expansions- maschinen	Vierfach-Expansions- maschinen
d_s bzw. d_d cm	$0,145 \cdot \sqrt{2,5-v}$	$0,138 \cdot \sqrt{2,5-v}$	$0,128 \cdot \sqrt{2,5-v}$ cm

wobei mit v höchstens bis $\sim 1,75$ m gegangen wird.

Die Wandstärke δ der Druckrohre aus Kupfer ist um $\sim 20\%$ stärker zu wählen als bei Dampfrohren gleichen Materials, vgl. S. 100.

Inhalt des Windkessels 2—2,5 mal Zylinderinhalt.

η) Speiseleitung. Bei kleinen Maschinen saugen die Maschinenspeisepumpen aus dem Druckraum der Luftpumpe und drücken direkt in die Kessel. In die Druckleitung wird bei größeren Maschinen ein Vorwärmer und häufig ein Speisewasserreiniger eingeschaltet. Der Vorwärmer wird meist mit dem Abdampf der Hilfsmaschinen betrieben.

Aus dem Vorwärmer fließt das Wasser einer besonderen Dampfpumpe zu, die in die Hauptspeiseleitung drückt. Der Gang der Pumpe wird durch ein Drosselventil in der Dampfleitung von einem Kupferschwimmer im Vorwärmer reguliert.

Die Maschinenspeisepumpen können dabei entweder in den Vorwärmer oder in die Hilfsspeiseleitung drücken, durch die für gewöhnlich der etwa vorhandene Injektor oder eine Hilfsspeisepumpe (Dampfpumpe) in die Kessel drückt. Haupt- und Hilfsspeiseleitungen sind dabei miteinander zu verbinden.

b) Als Dampfspeisepumpen stehen solche mit Duplex- und Simplexsteuerung in Verwendung. Eine Beschreibung der Einrichtung der vielen benutzten Konstruktionen liegt nicht im Rahmen des Buches, bekannte Konstruktionen sind die von Blake, Weir, Worthington, Lamont, Clarke & Chapman, Belleville; schieberlose Duplexpumpen werden von Mumford gebaut, die in der englischen Marine vielfach Verwendung finden (vgl. Engineering, 5. August 1904).

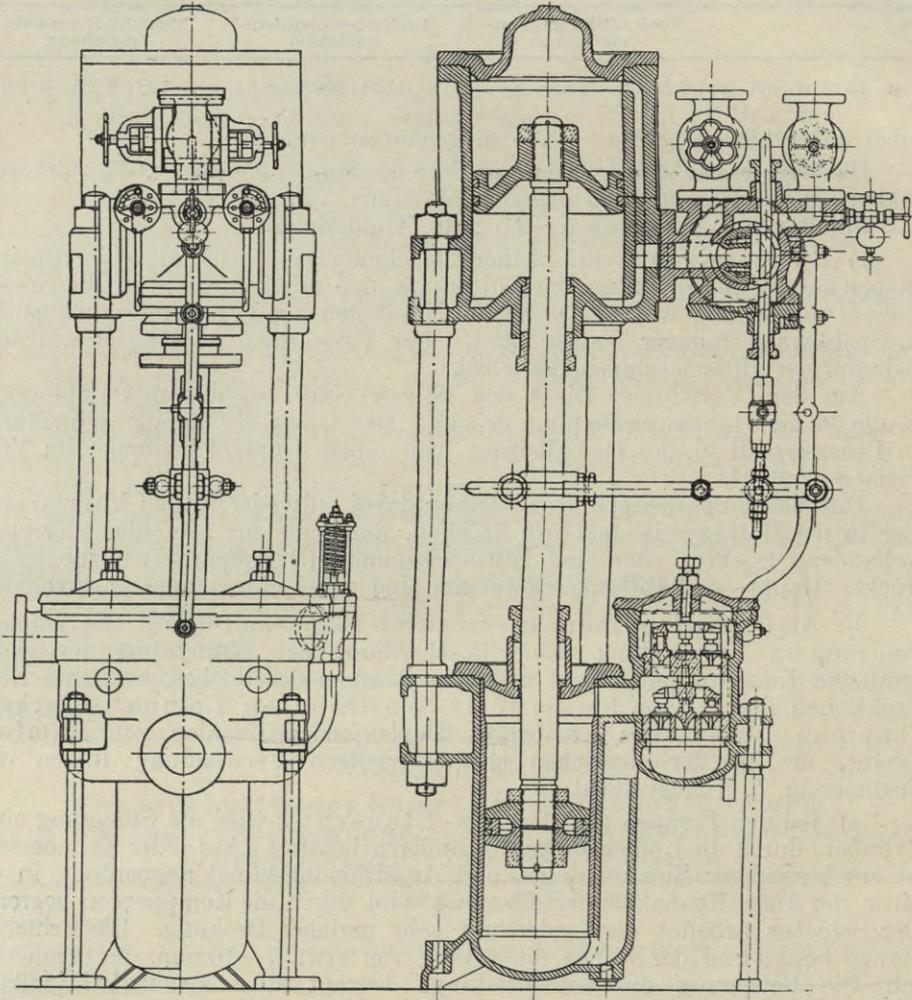
α) Bei den Pumpen mit Duplex-Steuerung wird die Steuerung eines Zylinders durch die Kolbenstange des anderen betätigt. Auf jeder Zylinderseite ist ein besonderer Einströmungs- und Ausströmungskanal angeordnet, in der Mitte der Auspuffkanal. Der Kolbenhub wird durch die Kompression begrenzt. Der Schieber arbeitet ohne oder mit sehr geringer Deckung. Die Schieberstange besitzt auf der Stange toten Gang von etwa 7—10 mm, der regulierbar ist. Die Bewegung der Schieberstange beträgt etwa zweimal Kanalhöhe + dem toten Gang. Die Anzahl der minutlichen Hübe schwankt zwischen 4 und 45. Am Hubende bleibt der Kolben kurze Zeit stehen, nachdem kurz vorher der Dampfeinlaß im Schieberkasten des anderen Zylinders geöffnet ist. Die Schieber können wegen des toten Ganges nie zu gleicher Zeit mit dem Kolben in der Mittelstellung stehen, so daß jederzeit Anspringen möglich ist.

β) Sind nur Dampfspeisepumpen vorhanden, so stehen sie auf Kriegsschiffen meist im Kesselraum. Die Luftpumpen drücken dann in Warmwassertanks im Maschinenraum, aus denen zwei besondere Dampfpumpen durch einen Filter in die Speisetanks drücken, aus diesen saugen die Dampfspeise-

pumpen und drücken in die Kessel. Die Haupt- und Hilfsspeisedampfpumpen, auf Kriegsschiffen meist von gleicher Anzahl und gleich groß, sind voneinander ganz unabhängig und können aus den Speisewassertanks oder den Doppelbodentanks saugen. Die Anordnung wird dabei so getroffen, daß jede Speisepumpe in jeden Kessel drücken kann.

Häufig ist die Einrichtung derart, daß das von den Luftpumpen geförderte Wasser durch eine gemeinsame Leitung in einen oberhalb des Decks ein-

Abb. 315.



Dampfspeisepumpe, System Weir.

gebauten Warmwassertank fließt, der zugleich als Reiniger ausgebildet ist, von hier zu Sammel tanks in jedem Kesselraum geht, aus dem es die Speisepumpen entnehmen.

Ebenso findet man auf Kriegsschiffen die Anordnung, daß die Hauptspeisepumpen nur aus den Luftpumpendruckraum saugen und nur in die Kessel drücken können, während die Hilfsspeisepumpen außerdem aus den Reservetanks, dem Kondensator, der Hauptlenzleitung und aus See saugen

und nach See, der Feuerlöschleitung und dem Aschejektor drücken. Bei den Reservespeisepumpen werden häufig zur Trennung von Süß- und Seewasser zwei Saug- und zwei Druckrohre angeordnet.

Auf Kriegsschiffen befinden sich oft besondere Tanks zum Sammeln des

Wassers von der Entwässerung der Haupt- und

Abb. 316.

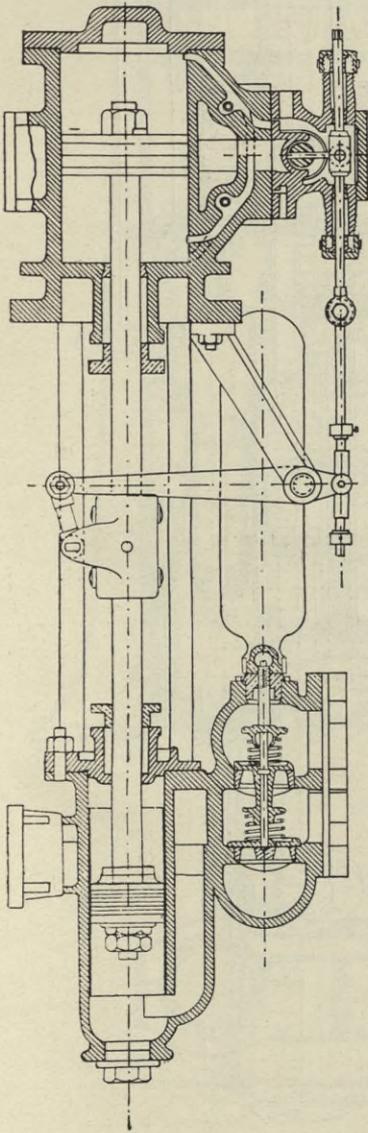
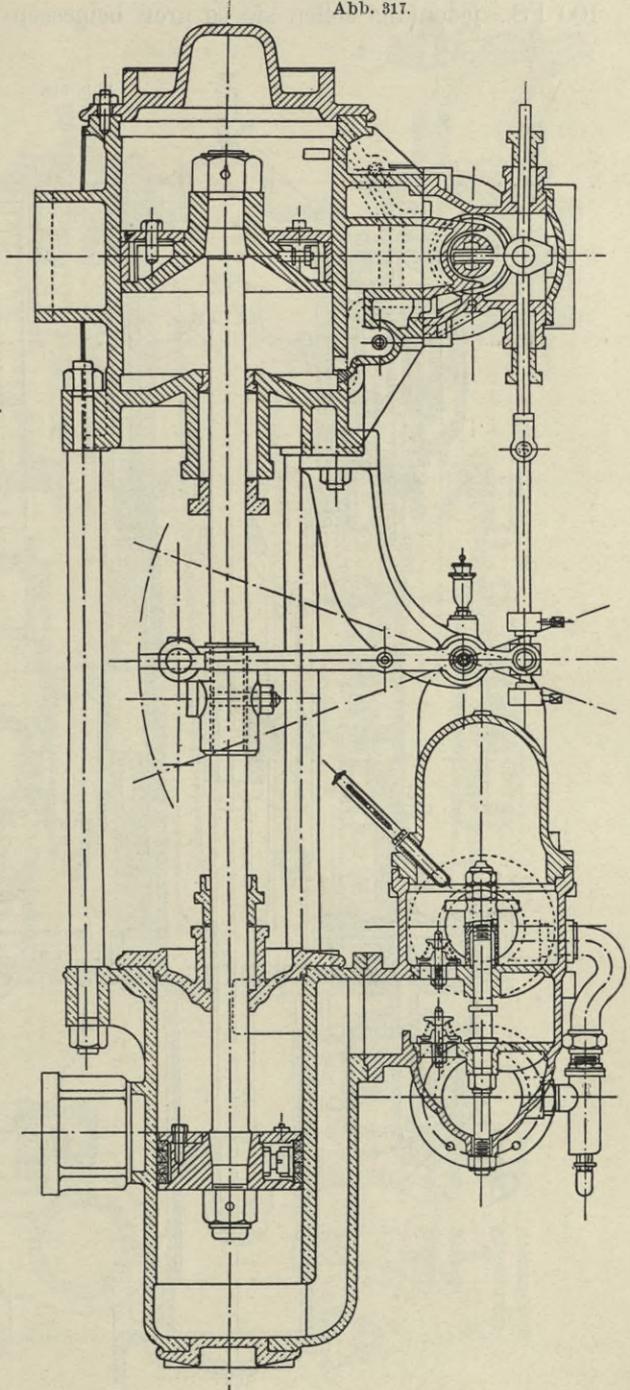


Abb. 317.

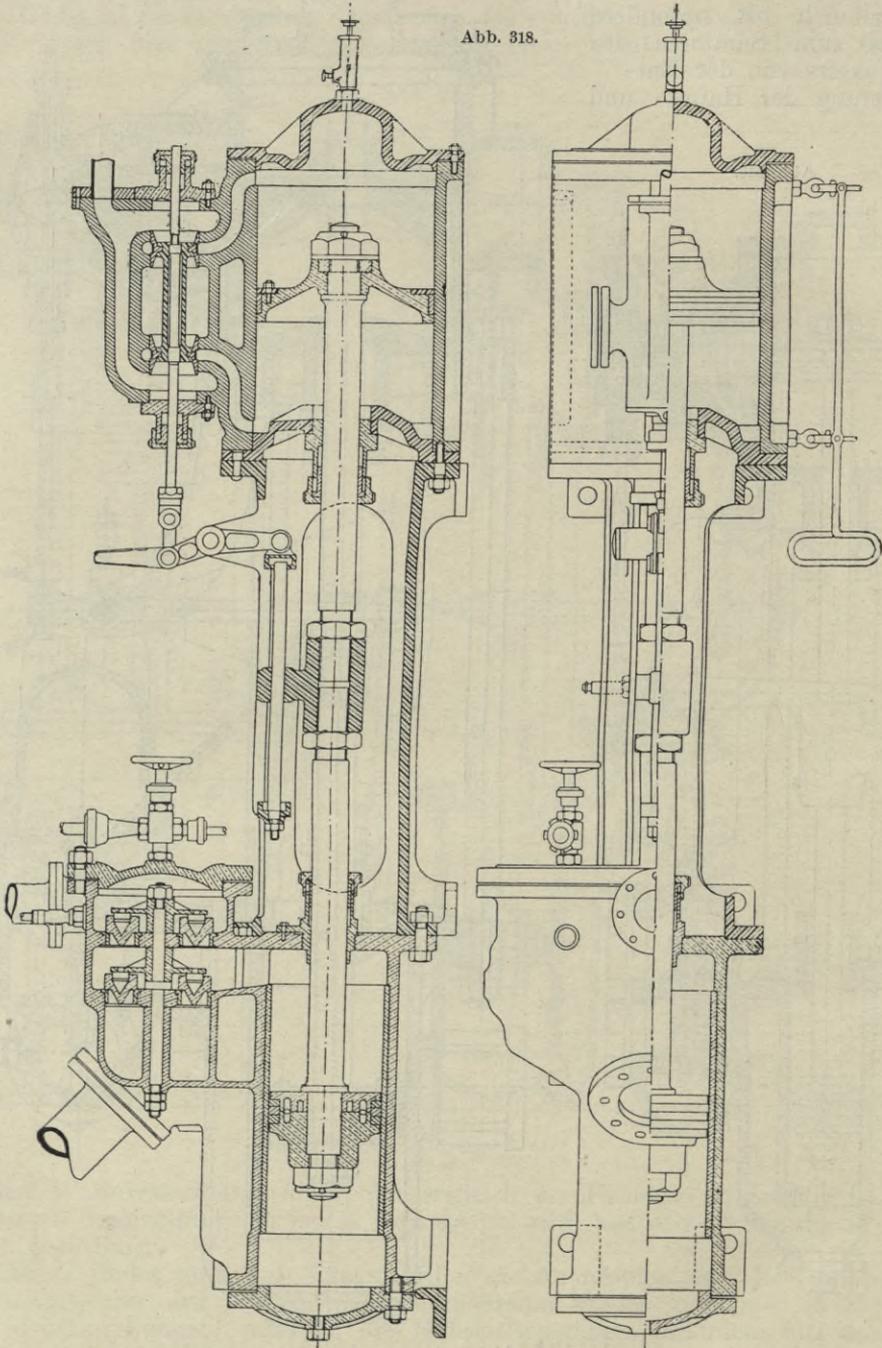


Dampfspeisepumpen, System Blake.

Hilfsmaschinen, der Dampfrohre usw., aus denen besondere Dampfpumpen das Wasser in die Warmwassertanks oder über Bord befördern.

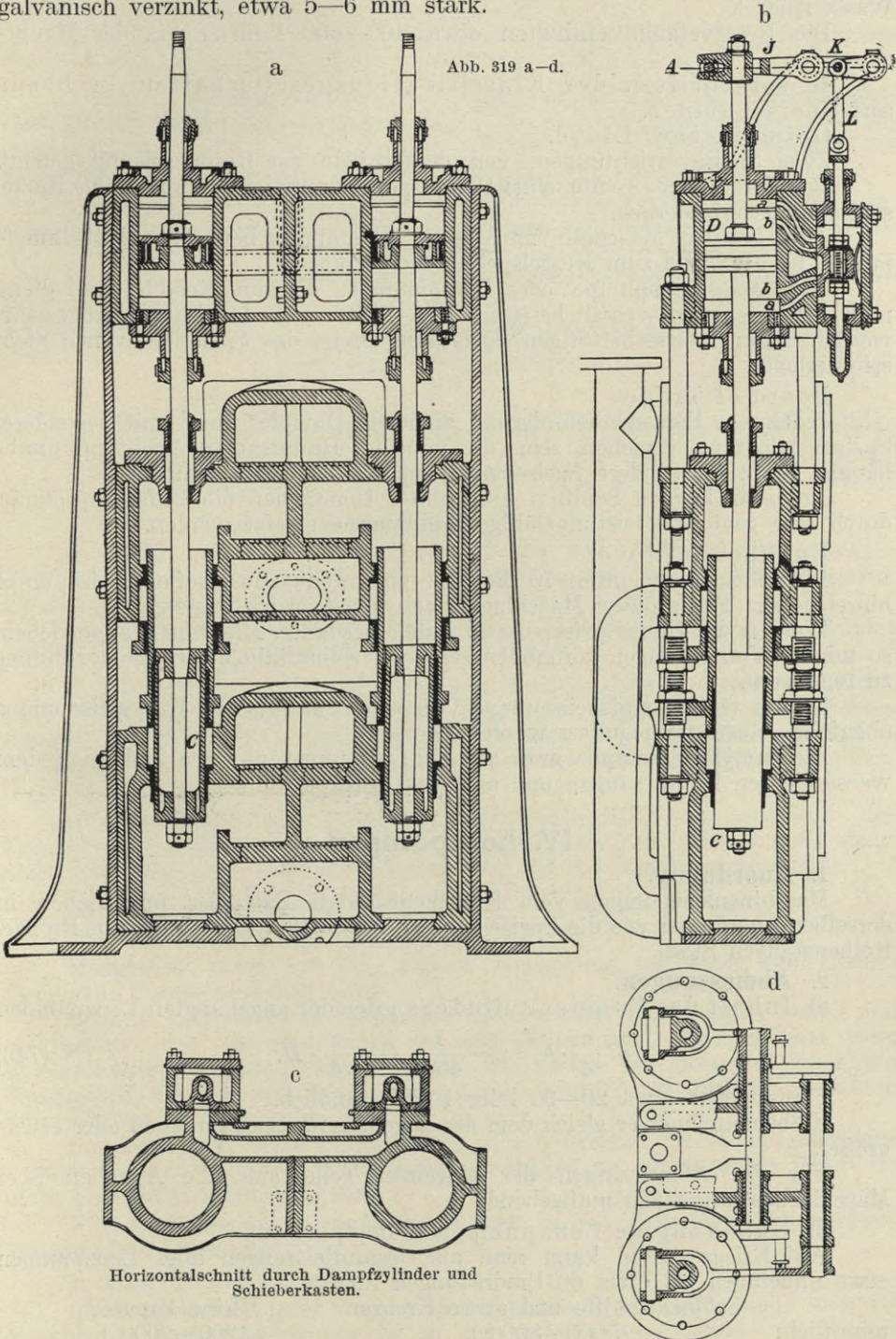
Die Speisewassertanks besitzen etwa 100—130 l Inhalt für je 100 PS., jedenfalls sollen sie so groß bemessen werden, daß sie den Speise-

Abb. 318.



Dampfspeisepumpe, System Belleville.

wasserverbrauch während $\sim 4-5$ Minuten bei voller Maschinenleistung aufzunehmen imstande sind, also wenigstens $0,5 \cdot N_i$ l. Die Wandungen galvanisch verzinkt, etwa 5—6 mm stark.



γ) **Armatür.** Luftrohr, Mannloch, Überlaufrohr in einen Reservetank führend und bei Nichtvorhandensein eines Filters ein Überlaufrohr dicht am Wasserspiegel.

Die Reservetanks enthalten etwa 400—600 l für 1 PS. der Hauptmaschine.

δ) **Vorschriften der Klassifikationsgesellschaften in bezug auf Speisepumpen.**

Germanischer Lloyd.

Zwei Speisevorrichtungen, von denen jede zur Kesselspeisung genügt.

Bei Vorhandensein nur einer Dampfspeisepumpe ist außerdem eine Handspeisepumpe erforderlich.

Jede größere Maschine muß eine selbständig betriebene Hilfsdampfpumpe besitzen, die zum Kesselspeisen dienen kann.

Jede Maschinenpumpe oder Dampfpumpe, die zum Kesselspeisen dient, muß ein Sicherheitsventil besitzen, das nicht von der Pumpe abgesperrt werden kann, bei selbsttätigen Speisepumpen ist das Sicherheitsventil nicht erforderlich.

Board of Trade.

Jeder zur Personenbeförderung dienende Dampfer muß mit besonderer Speisevorrichtung versehen sein, die von der Hauptspeisevorrichtung unabhängig ist und besondere Speiseventile am Kessel besitzen muß.

Auf sehr kleinen Schiffen kann unter Umständen die Hilfsdampfpumpe durch eine genügend leistungsfähige Handpumpe ersetzt werden.

Englischer Lloyd.

Für Maschinen unter 70 PS. ist eine genügend große Speisepumpe hinreichend. Für größere Maschinen zwei Speisevorrichtungen.

Werden die Hauptspeisepumpen durch besondere Maschinen angetrieben, so müssen Vorrichtungen vorhanden sein, um selbsttätig den Gang der Pumpe zu regulieren.

Ist nur eine Dampfspeisepumpe vorhanden, so muß die Hilfsspeisepumpe ebenfalls selbsttätig reguliert werden können.

Die Dampfspeisepumpe muß aus der Luftpumpe, aus See und aus jedem wasserdichten Raum saugen und an Deck drücken können.

IV. Lenzpumpen.

1. Anordnung.

Maschinenlenzpumpen vom Kreuzkopf durch Balancier angetrieben in derselben Anordnung wie die Speisepumpen (Abb. 309). Die Kolben aus Bronze, Kolbenstangen Stahl.

2. Abmessungen.

α) Inhalt des Pumpenzyinders jeder der angehängten Lenzpumpen

$$d^2 \frac{\pi}{4} \cdot h = \sim \frac{1}{400} \cdot D_n^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot H. \quad (743)$$

Fördermenge etwa 20—30 l für 1 PS. stündlich.

Kolbendurchmesser gleich dem der angehängten Speisepumpen oder etwas größer.

Für die Abmessungen der einzelnen Teile sind die Angaben über Maschinenspeisepumpen maßgebend.

β) **Unabhängige Lenzpumpen (Dampfpumpen).**

Auf Kriegsschiffen kann man als Gesamtleistungen aller Lenzpumpen etwa annehmen bei etwa 60 Umdrehungen für:

	Schlachtschiffe und große Kreuzer	Kleine Kreuzer
minutlich:	5000—8000 l,	1200—2000 l.

Genauere Angaben lassen sich bei der Verschiedenheit der lokalen Verhältnisse nicht machen, bei Handelsschiffen findet man 5—14 l für eine Tonne Deplacement.

Dampfpumpen mit Simplex- oder Duplexsteuerung, die als Lenzpumpen dienen, werden etwa für 8—10 l für 1 PS. stündlich bemessen.

3. Ballastpumpen, Trink- und Waschwasserpumpen, Hafendienst-Feuerlösch- und Spülpumpen werden ebenfalls auf größeren Schiffen als Dampfpumpen angeordnet. Die Rohrleitungen sind auf Handelsschiffen zu verschiedenartig angeordnet, um speziellere Angaben zu machen.

Auf Kriegsschiffen findet man die Anordnung häufig folgendermaßen:

	saugt aus	drückt nach
Trinkwasserpumpe	Trinkwassertank	Trinkwasserleitung
Waschwasserpumpe	Waschwassertank	Waschwassertank
Hafendienstpumpe	Speisewassertank im Doppelboden oder Luftpumpensaugraum	Warmwasserzisterne

Auf kleineren Schiffen dient meist die Hilfsspeisepumpe diesen Zwecken.

4. Lenzleitung.

a) Anordnung.

Auf Kriegsschiffen zerfällt die Lenzleitung in:

α) Hauptlenzleitung zum Lenzhalten der größeren wasserdichten Räume. Als Saugerohr dient das im Doppelboden liegende Hauptlenzrohr, für Doppelschraubenschiffe zwei.

Das Hauptlenzrohr, galvanisiertes Eisen- oder Stahlrohr, wird neuerdings nicht mehr in den Doppelboden gelegt.

β) Die Hilfslenzleitung, die mit der Hauptlenzleitung verbunden werden kann, über dem Doppelboden gelegen, dient zum Lenzen aller wasserdichten Räume, von den sich im Betriebe ansammelnden Wassermengen. Außerdem ist häufig eine besondere Leitung für die wasserdichten Räume über dem Unterwasserpanzerdeck vorgesehen.

γ) Doppelbodenlenzeinrichtung (Ballastleitung) oberhalb des Doppelbodens gelegen, zum Entleeren und Füllen der Zellen des Doppelbodens. außerdem häufig eine besondere Lenzleitung für die Maschinenraumbilge.

b) Vorschriften der Klassifikationsgesellschaften.

α) Germanischer Lloyd.

Maschinen unter 100 PS. müssen wenigstens mit einer zum Lenzen dienenden Pumpe versehen sein.

Schiffe mit stärkeren Maschinen müssen zwei Lenzpumpen haben und wenigstens eine derselben muß so eingerichtet sein, daß sie aus jeder wasserdichten Ableitung saugen kann. Die Enden der eisernen, verzinkten Saugerohre müssen mit losnehmbaren und leicht zugänglichen verzinkten Saugkörben versehen sein.

Saugerohre für Wasserballasttanks oder Lenzrohre, die durch Laderäume geleitet werden, sind mit einer soliden Verkleidung zu umgeben, damit sie nicht beschädigt werden können.

Für die kleineren wasserdichten Räume in den Pieks ist ein besonderer Sauger nicht erforderlich.

β) Englischer Lloyd.

Im Doppelboden jeder wasserdichten Abteilung der Laderäume und des Maschinen- und Kesselraumes ist in der Mittellinie des Schiffes ein Sauger

anzuordnen und ebenfalls je einer an den Seiten, um auch bei Schlagseite des Schiffes die Räume lenzhalten zu können. An den Schiffsenden genügt ein Sauger.

Aus jedem Raum der Bilge in jedem Laderaum muß eine Dampfmaschine und eine Handpumpe saugen können, wenn kein Brunnen vorhanden ist.

Ist ein Brunnen vorhanden, so muß die Dampfmaschine aus einem bzw. drei Rohren lenzen können, je nachdem die Räume an den Schiffsenden oder in der Schiffsmittle liegen.

Ist kein Doppelboden vorhanden, so muß die Dampfmaschine bei flachem Boden in jedem Raum aus zwei oder drei Saugern und außerdem muß aus jedem Raum eine Handpumpe saugen können. Für die nach den Schiffsenden gelegenen Räume muß neben einem Sauger für die Dampfmaschine eine Handpumpe angestellt werden können.

Erstreckt sich der Doppelboden auf die ganze Länge von Kessel- und Maschinenraum, so müssen die Dampfmaschinen an jeder Seite aus zwei Saugern arbeiten können.

Bei Vorhandensein eines Brunnens ist dieser und jeder Bilgeraum mit einem Sauger zu versehen.

Ist kein Doppelboden unterhalb der Maschinen- und Kesselräume vorhanden, so muß die Dampfmaschine aus der Mitte und den Seiten saugen können.

Schlammkästen in den Saugleitungen oder zwischen Pumpe und Verteilungskasten, müssen leicht zugänglich angeordnet werden.

Werden die Piekas als Wasserballasttanks benutzt, so muß eine Dampfmaschine aus ihnen saugen können. Ist dies nicht der Fall, so muß aus der Vorderpieka eine Pumpe saugen können.

Sind in einem Raum zwei Sauger an ein gemeinschaftliches Saugerrohr angeschlossen, so ist der Durchmesser des letzteren gleich dem des mitschiffs liegenden Saugerrohrs zu bemessen.

Die Füllrohre für alle die Räume, die entweder Ladung oder Ballast aufzunehmen bestimmt sind, müssen, falls sie Ladung enthalten, durch leicht zugängliche Ventile oder Einschaltung von Blindflanschen so abgeschlossen werden können, daß Eindringen von Wasser nicht möglich ist.

Die Saugerrohre der Bilgen und Wasserballasträume sollen durch Flanschenverbindungen verbunden werden.

Gußiserne Saugerrohre, die nicht zugleich als Füllrohre verwendet werden oder die dem Wasserdruck nicht ausgesetzt sind, können eine Gummidichtung erhalten. Bilgesaugerrohre, die durch Wasserballasträume hindurchgeführt sind, sollen stets Flanschdichtung erhalten.

Peil- und Luftrohre sind für alle Wasserballasttanks vorzusehen.

c) Durchmesser der Rohre für die Bilgeeinrichtung: 50—200 mm.

a) Vorschriften des englischen Lloyd.

Für Schiffe	Saugleitung in der Schiffsmittle für Maschinenräume, Hilfssaugleitung und Leitungen mitschiffs für die Laderäume	Seitliche Saugerrohre in Räumen, für die keine Leitung mitschiffs vorhanden ist, sowie seitliche Saugerrohre für die Maschinenräume	Seitliche Saugerrohre in den Laderäumen, wenn auch Saugleitung mitschiffs vorgesehen ist.
	mm	mm	mm
unter 500 Tonnen	50	50	50
500—1000 "	57	50	50
1000—1500 "	63	57	50
1500—2000 "	76	70	57
2000—3000 "	89	76	64
3000 und darüber	89	89	70

Das Bureau Veritas schreibt für die mittschiffs liegenden Rohre einen Durchmesser von

$$d = 20 \cdot \sqrt{B} \text{ mm vor.} \quad (744)$$

B m größte Breite des Hauptspantes.

d) Wandstärke der Rohre der Lenzleitung (Blei):

$$\delta = \sim 0,1 \cdot d. \quad (745)$$

Wandstärke der Rohre der Ballastleitung (Eisenrohre verzinkt):

$$\delta = \frac{d}{30} + 2 \text{ mm.} \quad (746)$$

Wandstärke der Rohre der Krümmer (Anschlußrohre aus Kupfer):

$$\delta = \frac{d}{45} + 1 \text{ mm.} \quad (747)$$

Für die mit feuergefährlichen Stoffen gefüllten Räume ist auf Kriegsschiffen ein besonderes Überflutungsrohr vorhanden, durch das mittels Seeventilen Wasser eingelassen werden kann. In die Leitung wird zwischen dem Raum und Seeventil noch ein besonderes Ventil eingeschaltet.

5. Vorschriften über Ventile, Hähne, Rohrverbindungen.

α) Germanischer Lloyd.

Alle Seewassereinflaßventile, wenn möglich auch die übrigen Ventile und Hähne, müssen leicht zugänglich sein, über dem Bodenbelag des Maschinen- und Kesselraumes liegen und derartig eingerichtet sein, daß ein Zweifel über das Öffnen und Verschließen nicht möglich ist.

Die Köpfe der Bolzen, mit welchen die Bodenventile und Hähne in der Schiffswand befestigt sind, dürfen nicht vorstehen, sondern müssen versenkt sein.

Alle Abschlüsse an der Schiffswand, welche zum Einlassen von Seewasser dienen, sind mit einer Grätzig zu versehen und außerdem mit einem kleinen Dampfrühr, um die Grätzig reinigen zu können.

Da, wo die Möglichkeit des Eindringens von Wasser in den Schiffsraum vorliegt, sind die Rohrleitungen mit zwei voneinander unabhängig wirkenden Ventilen zu versehen, damit selbst bei einer unaufmerksamen Bedienung eine Überflutung des Schiffsraums ausgeschlossen ist.

Die Abblasehähne und die Hähne für Seeverbindungen, deren Mündungen unter der Wasserlinie liegen, sind so einzurichten, daß der Schlüssel nur herausgenommen werden kann, wenn der Hahn geschlossen ist.

Es ist wünschenswert, die Abflußrohre, soweit es die Schiffskonstruktion erlaubt, oberhalb der Tiefladelinie ausmünden zu lassen.

Es wird empfohlen, für die Saugerohre an den wasserdichten Schotten Hähne anzubringen, die von Deck aus geöffnet und geschlossen werden können.

Rohrleitungen, welche durch die Kohlenbunker gehen, sind in hinreichender Weise gegen Beschädigung zu sichern.

Ventile und Hähne dürfen mit ihren Flanschen nicht direkt an der Außenhaut befestigt sein, sondern müssen stets einen schmiedeeisernen Unterlags-Ring von entsprechender Dicke haben oder an einem besonderen an die Schiffshaut genieteten Kasten befestigt sein, so daß ein Anrosten der Außenhautplatten möglichst vermieden wird.

β) Englischer Lloyd.

Dieselben Vorschriften wie unter α) außerdem:

Die Hähne und Ventile an der Außenhaut des Schiffes müssen mit Ansätzen durch die Außenhaut hindurchgehen, unter Anbringung eines Messing- oder Bronzeringes auf der Außenseite.

6) Beispiele für die Pumpenanordnung.

a) Kleiner Frachtdampfer von 350 PS.:

	saugt aus:	drückt nach:
Zentrifugalpumpe .	See	Überbord
Luftpumpe.....	Kondensator	Filter und über Bord
Speisepumpe	Filter-Tank und See	Kessel
Bilgepumpe.....	Bilge, Tanks, See	über Bord, an Deck und in die Tanks
Injektor.....	Tanks, Filter, See	Kessel
Ejektor.....	Bilge	Überbord

b) Fracht- und Passagierdampfer von 4000 PS. (2 Schrauben):

Luftpumpe	See, Bilge, Tanks im Doppelboden, Kondensator, Kessel	über Bord, an Deck Klosettank an Deck, Kessel Evaporator, Destillierapparat Kessel
2 Speisepumpen...	Luftpumpenausguß	
2 Zirkulationspumpen	See, Bilge	über Bord, Kondensator, Eismaschine über Bord
2 Lenzpumpen....	Bilge,	
Ballastpumpe	See, Bilge, Tanks im Doppelboden	über Bord, an Deck, Klosettank auf Deck, Tanks im Doppelboden, Kondensator, Evaporator, Destillierapparat, Eismaschine, Aschejektor, Feuerlöschleitung
Klosettpumpe	See, Bilge, Kühlwasserraum des Kondensators	über Bord, an Deck, Klosettank, an Deck, Evaporator, Destillierapparat
Frischwasserpumpe	Frischwassertank	Frischwassertank
Pulsometer	See, Bilge, Tanks im Doppelboden, Trimm tanks	über Bord, an Deck, Klosettank, auf Deck, Tanks im Doppelboden, Trimm tanks, Kondensator, Evaporator, Destillierapparat, Eismaschine Kessel
Injektor.....	Tanks im Doppelboden	
Zirkulationspumpe der Eismaschine	See, Frischwassertanks	Frischwassertanks, Eismaschine

(Vgl. Pumpentabelle Tafel 27 und Tafel 44.)

7. Luftpumpengestänge.

a) Anordnung des Balanciers.

Entweder zwei einfache schmiedeeiserne Arme mit aufgeschweißten Augen an den Zapfen oder jeder Arm aus Doppelschilden bestehend mit eingeteter gußeiserner Nabe (Tafel 41, Abb. 20, 21). Bei sehr breiten Balanciers sind zwei Lager für die durchgehende Drehachse anzuordnen, möglichst nahe an dieser (Tafel 16, Abb. 1).

Das Verhältnis der Armlängen ergibt sich meist: $a : b = 2 : 1$ (Abb. 320).

Bei Doppelschild-Balanciers beträgt der Abstand der Schilde für einen Arm etwa 80–120 mm. Der durch eine vertikale Führung in der Mitte geführte Balancier erhält an den Enden häufig besondere kreuzkopfähliche Geradfürungen.

b) Abmessungen.

Werden Luft- und Zirkulationspumpe von den Durchmessern, d_i und d_c cm, durch Balancier angetrieben, so ist als Kraft für die Berechnung des Pumpengestänges zugrunde zu legen:

$$P = 1,6 \cdot (d_i^2 + d_c^2) \text{ kg.} \quad (748)$$

Für den Durchmesser d cm der Drehachse ist genügend, bei l cm gesamter Lagerlänge

$$d \cdot l = \sim 0,032 \text{ bis } 0,05 \cdot (d_i^2 + d_c^2). \quad (749)$$

Es findet sich:

$$l = \sim 1,4 \text{ bis } 2 \cdot d \text{ für ein Lager,}$$

$$l = \sim 3 \cdot d \text{ bis } 4 \cdot d \text{ für zwei Lager.}$$

Bezeichnet (Abb. 320) δ die Stärke der Schilde (12–25 mm), so folgt bei einer zulässigen Biegungsbeanspruchung der Antriebshebel von $k_b = 350 \text{ kg/qcm}$, die Höhe h an der Drehachse für zweischildige Hebel:

$$h = \sim 17 \cdot \delta \text{ bis } 20 \cdot \delta$$

für einschildige schmiedeeiserne Hebel genügt, wenn d_z den Durchmesser der Lager der Pumpenschnallen bedeutet:

$$d_z = \sim 0,15 \cdot \sqrt{P} \text{ cm}$$

$$h = \sim 0,35 \cdot b \text{ bis } 0,50 \cdot b = \sim 2,5 \cdot d_z + 0,17 \cdot b. \quad (750)$$

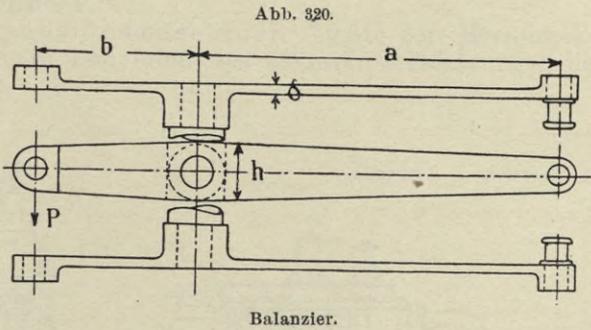
Für einen Querschnitt der Hebel in der Entfernung x vom Pumpenende ergibt sich die Höhe h_x an dieser Stelle:

einschildige Hebel:

$$h_x = 0,1 \cdot \sqrt{P \cdot \frac{x}{\delta}}, \quad (751)$$

zweischildige Hebel:

$$h_x = \sim 0,07 \cdot \sqrt{P \cdot \frac{x}{\delta}},$$



Meist werden die Hebel, von der Höhe h an der Drehachse ausgehend nach den Enden zu geradlinig begrenzt, obgleich Querschnitte gleicher Festigkeit geringeres Gewicht und häufig besseres Aussehen ergeben.

Für die Kerndurchmesser δ_k der Pumpenschnallen, aus zwei parallelen Rundeseisen, genügt:

$$\delta_k = 0,065 \cdot d_l \text{ bis } 0,09 \cdot d_l \quad (752)$$

Man kann setzen für einen Bolzen der Pumpenschnallen, wenn angetrieben wird:

	Belastung für einen Bolzen									
	170	240	330	430	590	680	860	1040	1250	1580
Die Luftpumpe allein	150	200	280	360	450	800	725	900	1080	1350
Luft- und Zirkulationspumpe	1"	1 1/8"	1 1/4"	1 3/8"	1 1/2"	1 5/8"	1 3/4"	1 7/8"	2'	2 1/4"
Durchmesser δ_k										

Längere Pumpenschnallen werden besser —förmig gestaltet mit einem Schaft statt zwei Bolzen.

Die Stirnzapfen für den Angriff der Pumpenschnallen sowie das Gestänge der Schnallen an der Kreuzkopfseite sind mit etwa der Hälfte der in Betracht kommenden Belastung auf der Pumpenseite zu berechnen, während für die Drehachse der Pumpenhebel eine Belastung von $\sim 1,5$ der Pumpenbelastung maßgebend ist.

Für die Zapfen ist $d_z = l_z$ bis $1,2 l_z$, Flächendruck 40–50 kg/qcm.

Die Traverse ist wie ein auf Biegung beanspruchter Träger zu behandeln, Biegungsbeanspruchung bis $k_b = 500 \text{ kg/qcm}$.

Speise- und Lenzpumpe werden häufig durch Stirnzapfen an den Balanzierschilden angetrieben.

Zwölfter Abschnitt. Anordnung der Schiffsmaschinen.

I. Anordnung der Zylinder, Kurbeln, Steuerung.

1. Anordnung der Zylinder.

a) Bei Zweifach-Expansionsmaschinen steht der Hochdruckzylinder fast ausschließlich vorn und erhält bei kleineren Ausführungen bis

Abb. 321.

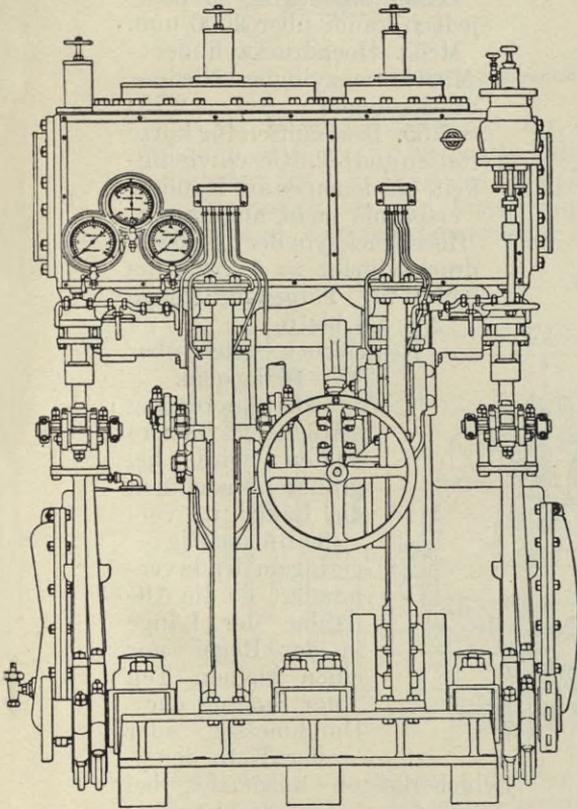
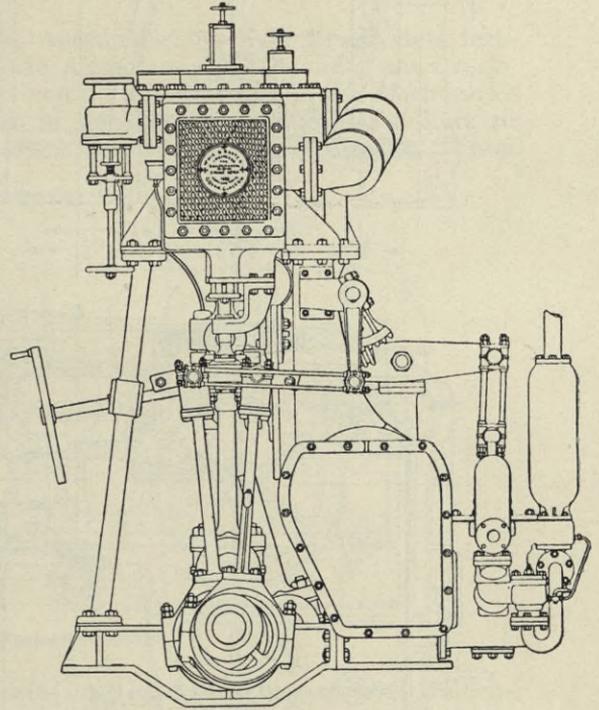


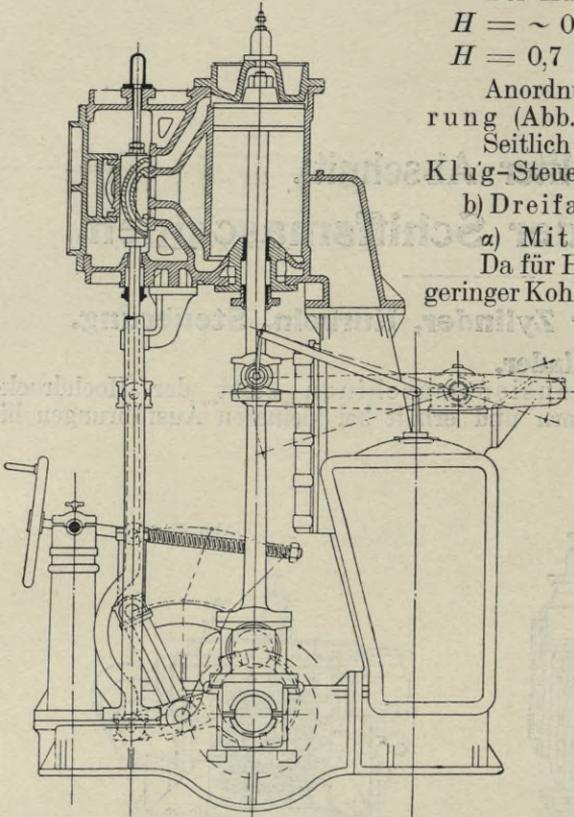
Abb. 321 a.



Zweifach-Expansionsmaschine. (Der Maßstab von Abb. 321 a ist fälschlich etwas zu klein.)

200 PS. häufig Flachschieber, für Leistungen über 500–600 PS. und Dampfdrücken über 8 kg/qcm aber kaum mehr ausgeführt. Die Zylinderverhältnisse zwischen 1:2,8 bis 1:3,2, Antriebsmaschinen für Hilfsmaschinen 1:3,5 bis 1:4, für Beiboote etwa 1:3,3 bis 1:3,6.

bb. 322.

Der Hub H etwa:

$$H = \sim 0,66 \cdot D_n \text{ für } N_i \leq 100 \text{ PS.}$$

$$H = 0,7 \text{ bis } 0,73 \cdot D_n \text{ für } N_i > 100 \text{ PS.}$$

Anordnung mit Stephenson-Steuerung (Abb. 321).

Seitlich liegende Schieberkasten mit Klüg-Steuerung zeigt Abb. 322.

b) Dreifach-Expansionsmaschinen.

a) Mit drei Kurbeln.

Da für Handelsschiffe in erster Linie geringer Kohlenverbrauch, möglichst geringes

Gewicht in zweiter Linie in

Frage kommt, werden die

Durchmesser der Nieder-

druckzylinder für Schiffe mit

einer Schraube meist so groß

ausgeführt, als es die gute

Dampfausnutzung zulässt,

jedoch kaum über 2500 mm.

Meist Hochdruckzylinder:

Mitteldruckzylinder: Nieder-

druckzylinder = $\sim 1 : \sim 2,75 :$ $\sim 7,55$. Bei Schiffen für kurze

Reisen und hohe Geschwindig-

keit, bei denen es auf Kohlen-

ersparnis nicht ankommt:

Hochdruckzylinder: Nieder-

druckzylinder = $1 : 5,25$ bis $1 : 2,2 : 4,6$ bis 5.

Kesseldruck selten über

 $15-16 \text{ kg/qcm}$.

Bei Anordnung

seitlicher Schieber-

kasten wird bei

größeren Maschinen

die Länge in ver-

hältnismäßig

geringem Grade ver-

mindert, da die Ab-

nahme der Länge

in der Regel nur

einen kleinen Teil

der Summe der

Durchmesser oder

der Tiefe der

Schieberkasten ausmacht, bei

Anwendung der Stephenson-

Steuerung muß außerdem die

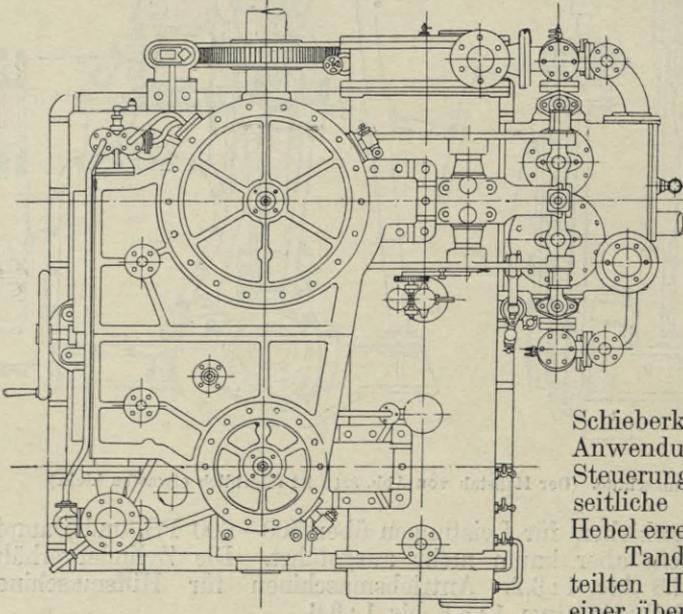
seitliche Übertragung durch

Hebel erreicht werden (Abb. 197).

Tandemaufstellung mit ge-

teilten Hochdruckzylindern, je

einer über den geteilten Nieder-

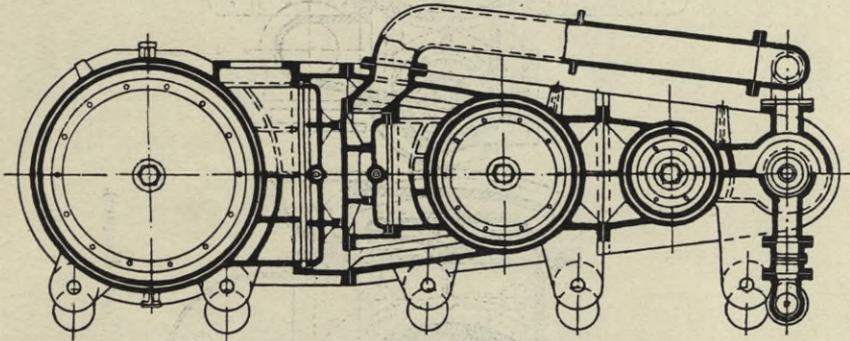


Zweifach-Expansionsmaschine mit Klüg-Steuerung.

druckzylindern, die vorn und hinten liegen, kommt nur ausnahmsweise vor. (Schnelldampfer Campania, 30000 PS.)

Bei den Maschinenanlagen von Torpedobooten und Torpedobootszerstörern mit zwei Schrauben ist der freie Raum zwischen den beiden Maschinen (~ 1 m) oft so gering, daß der Maschinistenstand an das Vorderende der Maschine verlegt werden muß (Abb. 135, S. 168).

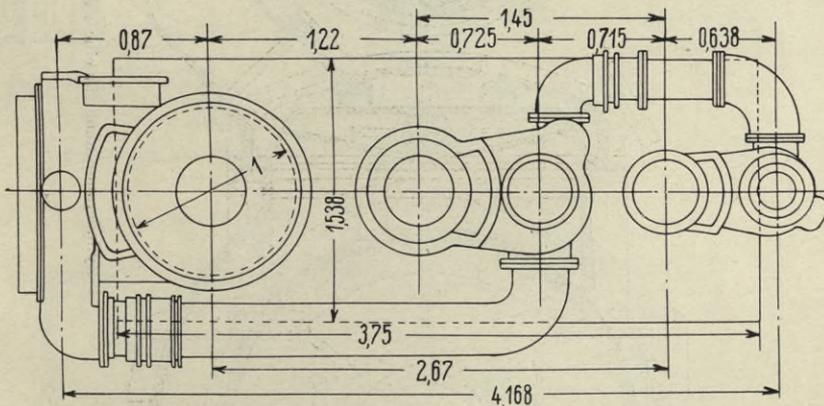
Abb. 323.



Dreifach-Expansionsmaschine (Frachtdampfer).

Als Haupt Gesichtspunkt für die Anordnung der Zylinder ist stets festzuhalten, daß es für die wirtschaftliche Ausnutzung des Dampfes am zweckmäßigsten ist, den Weg des Dampfes von der Einströmung in den Hochdruck-Schieberkasten bis zur Ausströmung in den Kondensator möglichst kurz zu halten und darnach innere oder äußere Einströmung zu verwenden. Unter

Abb. 324.



Dreifach-Expansionsmaschine.

Umständen kann es sogar geboten sein, mit Rücksicht hierauf zwei Kolbenschieber für den Mitteldruckzylinder zu verwenden, abgesehen von der Erforderlichkeit dieser Maßregel bei zu großen Schieberdurchmessern (Abb. 326).

Die üblichen Anordnungen der Zylinder zeigen die Abb. 321—330. Die Anordnung des Niederdruckzylinders in der Mitte bezweckt meist einen möglichst guten Ausgleich der hin- und hergehenden Gewichte (Abb. 327, 328, 330).

Die in den Abbildungen eingeschriebenen Verhältniszahlen sind auf den gleich 1 gesetzten Niederdruckzylinder-Durchmesser bezogen.

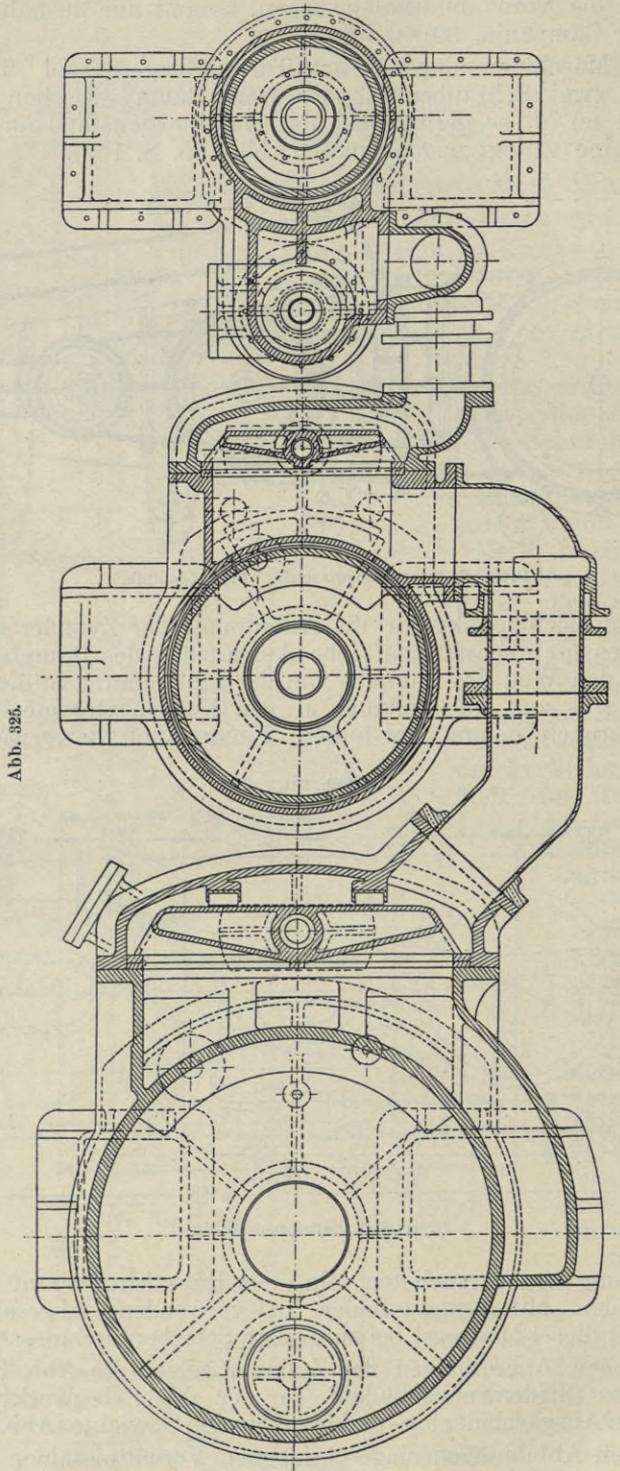
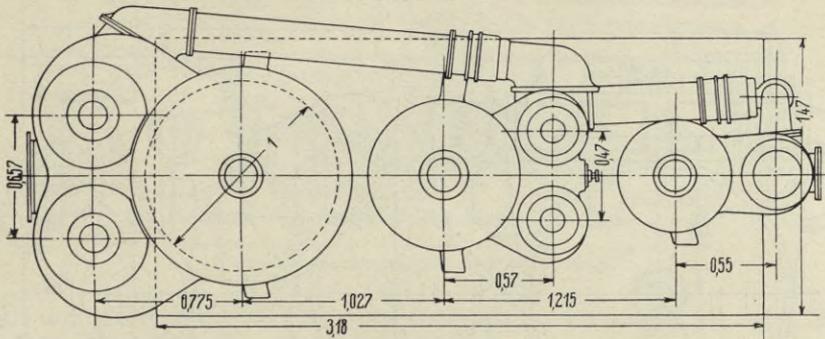


Abb. 325.

Zylinderanordnung für eine Dreifach-Expansionsmaschine (Frachtdampfer).

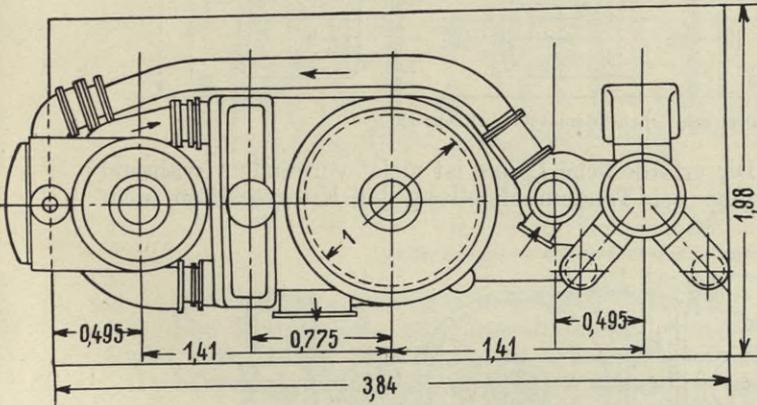
β) Dreifach-Expansionsmaschinen mit vier Kurbeln.
Verwendung überall da, wo bei Anordnung von zwei oder drei Schrauben die Niederdruckzylinder zu groß ausfallen würden, um die Maschinen neben-

Abb. 326.



Dreifach-Expansionsmaschine.

Abb. 327.



Dreifach-Expansionsmaschine.

Abb. 327 a.

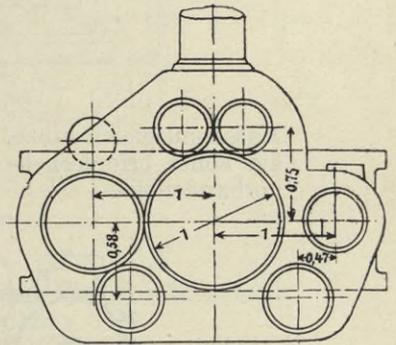
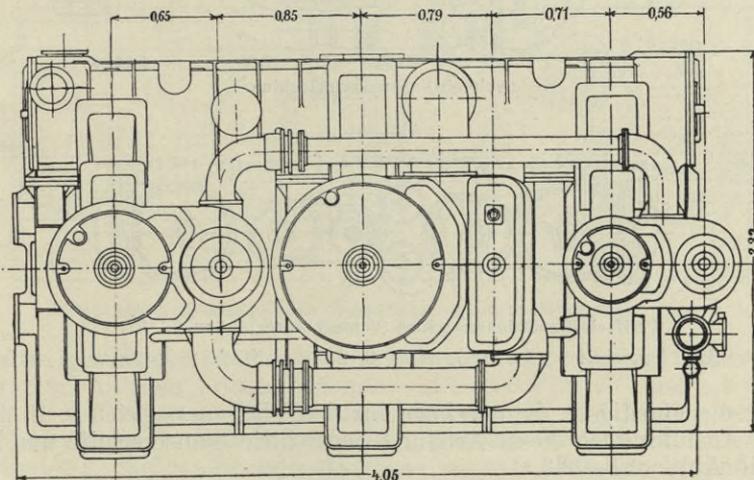
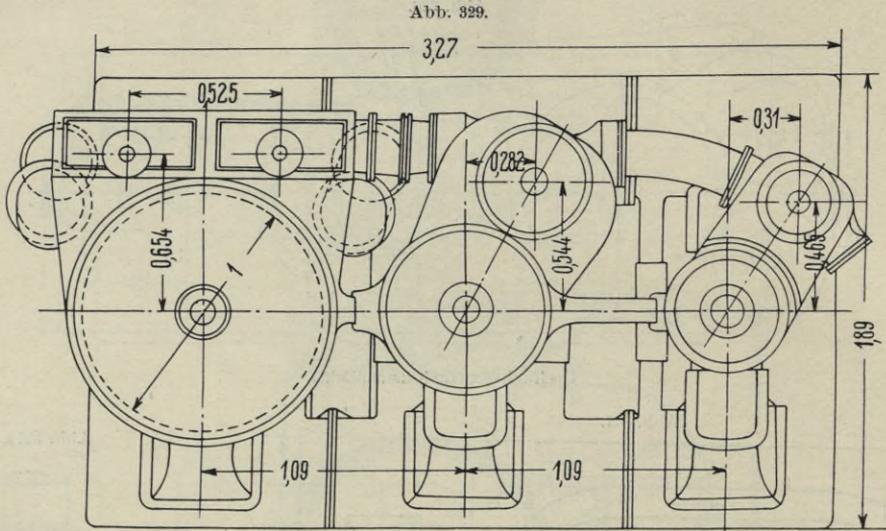
Dreifach-Expansionsmaschine
(Torpedoboot).

Abb. 328.



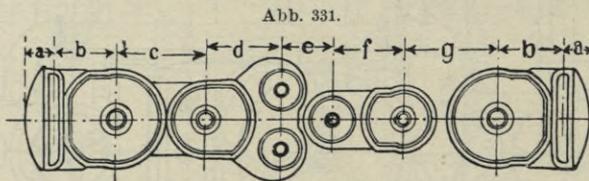
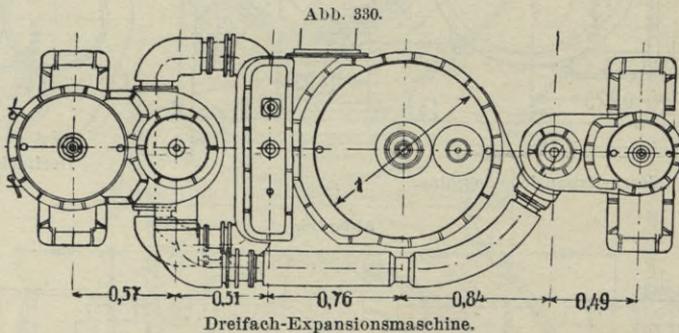
Dreifach-Expansionsmaschine.

einander zu setzen, auf großen schnellfahrenden Handelsschiffen und fast ausnahmslos auf Kriegsschiffen, eine Ausnahme bilden hier vielfach Torpedofahrzeuge. Außerdem kommen die Rücksichten auf möglichst vollständigen



Dreifach-Expansionsmaschine (Kreuzer).

Massenausgleich hinzu. Die erforderliche Länge ist meist vorhanden, während die sonst erforderliche Höhe bei Tandemaufstellung bei Kriegsschiffen nicht vorhanden ist.

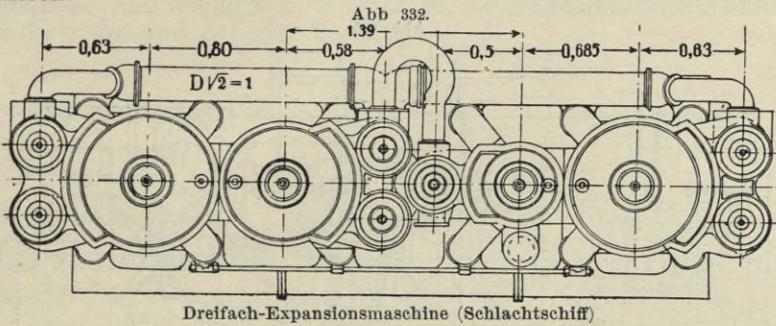


Dreifach-Expansionsmaschine (Panzerkreuzer). $1 = D_n \cdot \sqrt{2}$

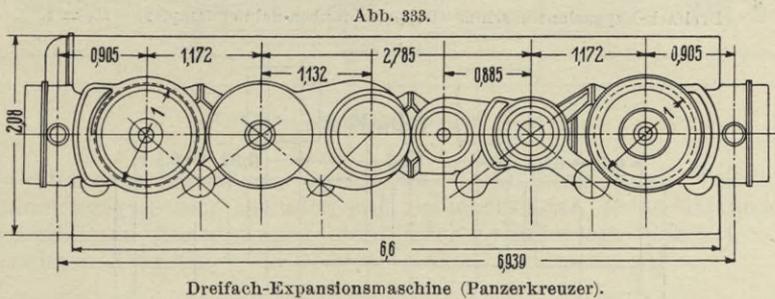
$$a = 0,19, \quad b = 0,64, \quad c = 0,86, \quad d = 0,72, \quad e = 0,46, \quad d = 0,72, \quad g = 0,86.$$

Über die günstigste Zylinderfolge für den Massenausgleich s. S. 290, 291. Typische Ausführungen dieser Art für Kriegsschiffe (Panzerschiffe und Kreuzer) zeigen die Abb. 331—333.

In Abb. 333 sind die Verhältniszahlen auf einen Niederdruckdurchmesser als Einheit bezogen, zum Vergleich mit obigen Werten sind sie durch $\sqrt{2}$ zu dividieren.



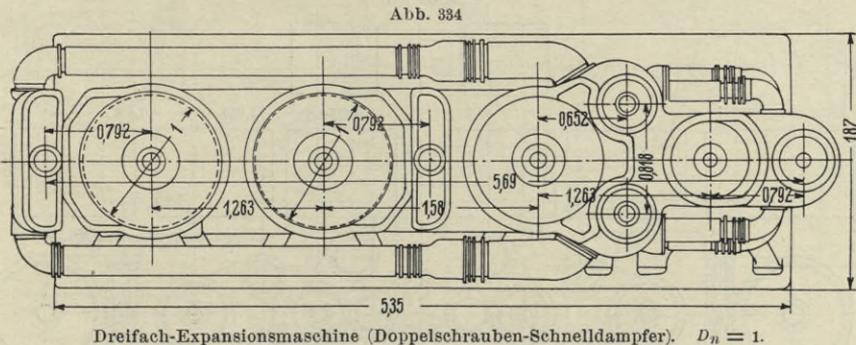
In den Abb. 334, 335 sind entsprechende Anordnungen für zwei Doppelschrauben-Schnelldampfer wiedergegeben.



β) Vierfach-Expansionsmaschinen.

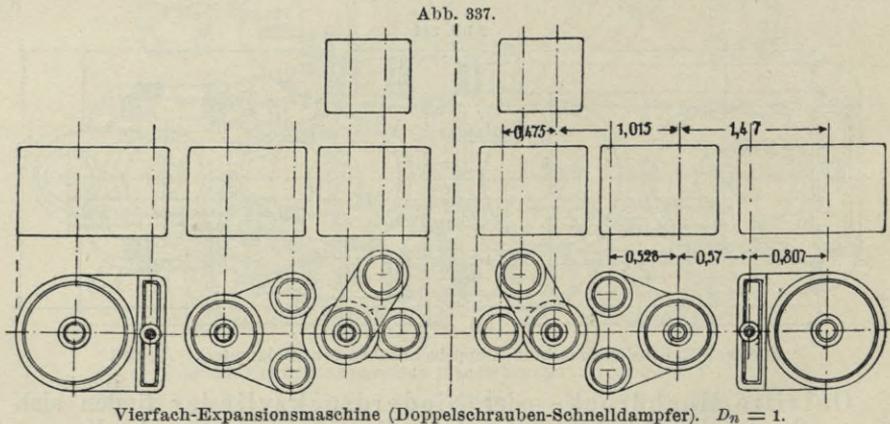
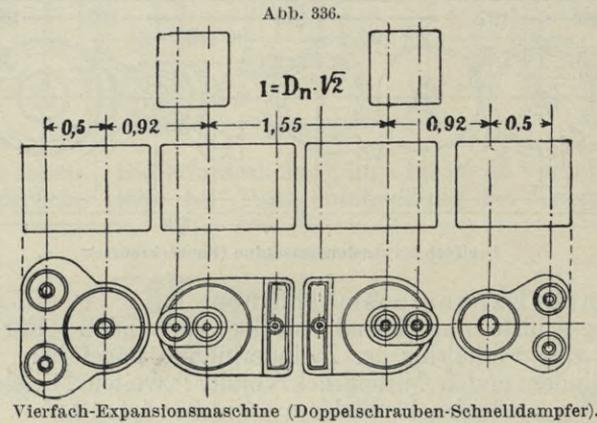
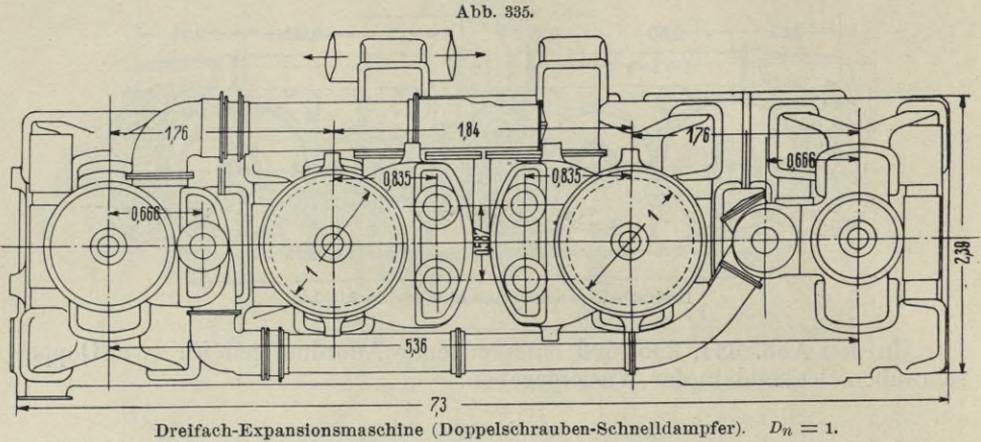
Für Kriegsschiffe nur ausnahmsweise verwendet. Für Handelsschiffe findet sich für das Verhältnis der Zylinderinhalte ungefähr:

Hochdruckzylinder : ersten Mitteldruckzylinder : zweiten Mitteldruckzylinder :
Niederdruckzylinder = 1 : 1,96 : 4,4 : 10,25.



Geteilte Hochdruck- oder Niederdruckzylinder finden sich bei sehr großen Anlagen, Schnelldampfer „Deutschland“ und „Kronprinz Wilhelm“; bei beiden ist die Zylinderfolge von vorn nach hinten: vorne erster Mitteldruckzylinder, Niederdruckzylinder 1, darüber Hochdruckzylinder, Niederdruckzylinder 2, darüber Hochdruckzylinder, zweiter Mitteldruckzylinder hinten.

Schnelldampfer „Kaiser Wilhelm II.“ (Abb. 337) besitzt zwei gekuppelte Vierfach-Expansionsmaschinen mit Hochdruckzylinder in Tandemaufstellung über dem ersten Mitteldruckzylinder. Zylinderfolge von vorne nach hinten:



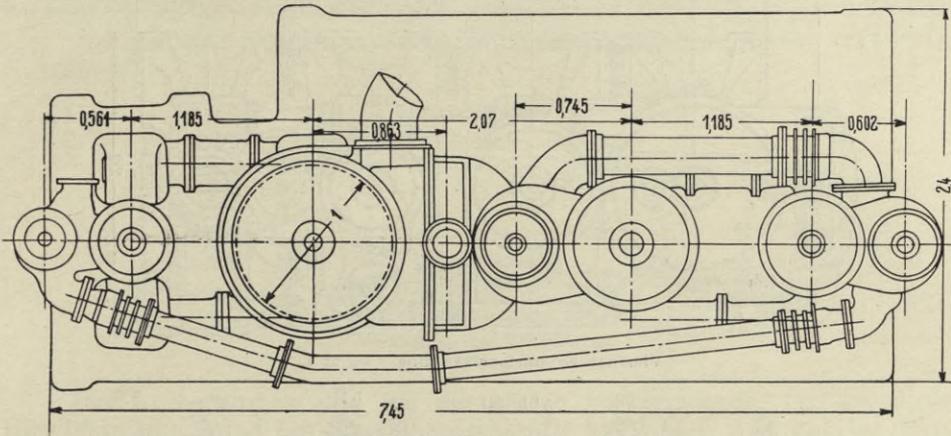
vorne Niederdruckzylinder, zweiter Mitteldruckzylinder, erster Mitteldruck-, darüber Hochdruckzylinder, erster Mitteldruck- darüber Hochdruckzylinder, zweiter Mitteldruckzylinder, Niederdruckzylinder hinten.

Abb. 336 zeigt die Anordnung der „Deutschland“.

Die Abb. 338 bis 340 zeigen einige andere Anordnungen.

Durch die Anordnung der Zylinder ist die gegenseitige Verbindung der Zylinderträger und Zylinder bestimmt.

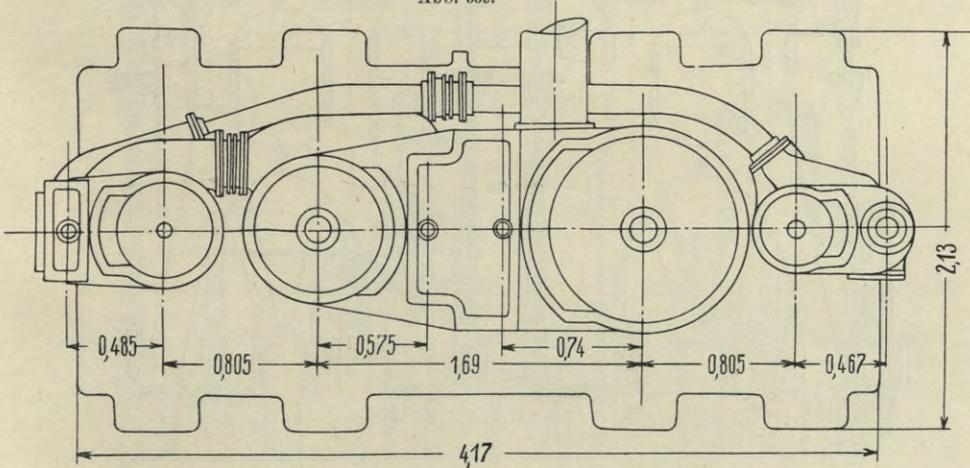
Abb. 338.

Vierfach-Expansionsmaschine. $D_n = 1$.

Bei kleineren Maschinen erfolgt die Verbindung durch Verschraubung der zusammengewässenen Zylinder und Schieberkasten jeder Expansionsstufe.

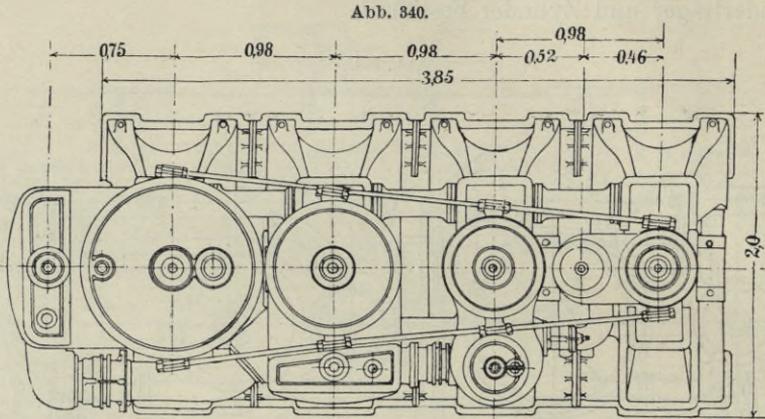
Bei größeren Anordnungen steht jeder Zylinder am besten frei für sich auf besonderen Trägern.

Abb. 339.

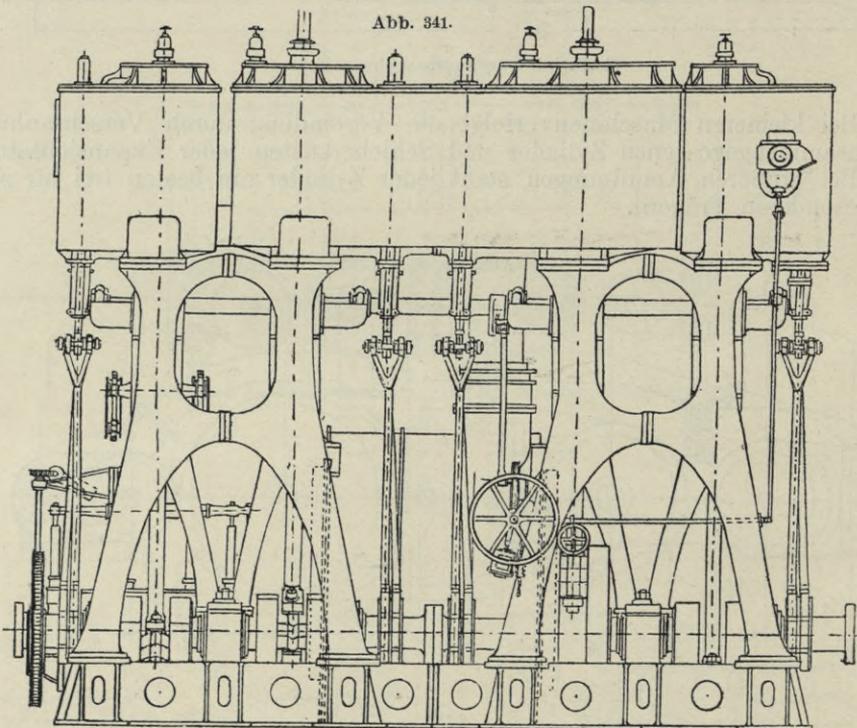
Vierfach-Expansionsmaschine. $D_n = 1$.

Die Träger sind am besten gegeneinander zu versteifen. Vorzuziehen sind solche Versteifungen, welche die Zylinderständer möglichst zu einem in der Längsrichtung steifen Träger ausbilden (Abb. 126 oder nach Abb. 133), wo die Träger für je zwei benachbarte Zylinder so verbunden sind, daß sie zusammen einen steifen Träger bilden (Abb. 341).

Werden die Träger durch Längsanker verbunden, so ist darauf zu sehen, daß möglichst freie Ausdehnung jeden Zylinders für sich erfolgen, eine Ausdehnung der Längsanker aber nicht eintreten kann.



Vierfach-Expansionsmaschine. $D_n = 1$.



Ständeranordnung für Vierfach-Expansionsmaschinen.

Sind die Träger zu einem starren Ganzen verbunden, so kann besondere Längsverankerung der Zylinder häufig unterbleiben. Ist das jedoch nicht der Fall, so müssen die in Augen an den Zylindern geführten Längsanker eine freie Ausdehnung der Zylinder zulassen, d. h. die durchgehenden Anker sollten an jedem Zylinder auf jeder Seite nur in einem Auge möglichst in der mittleren Querebene jeden Zylinders geführt werden.

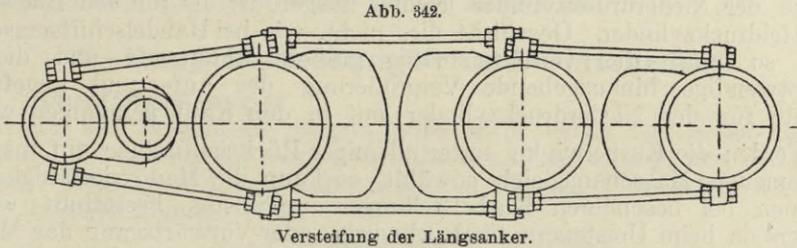
Ankerversteifungen nach Abb. 342 können nicht als zweckentsprechend bezeichnet werden.

Für die freie Ausdehnung der Zylinder ist es zweckmäßig, den Zylinderfußschrauben etwas längliche Bolzenlöcher zu geben.

2. Anordnung in bezug auf die Kurbelfolge.

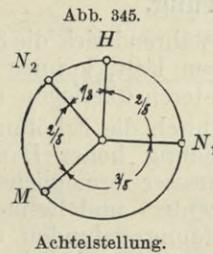
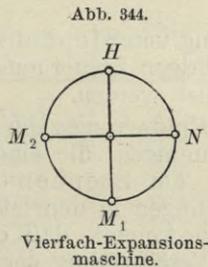
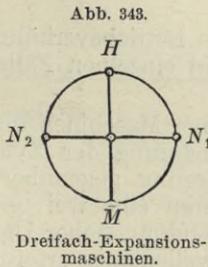
Für Zweifach-Expansionsmaschinen stehen die Kurbeln ausnahmslos unter 90° , Dreifach-Expansionsmaschinen mit drei Kurbeln unter 120° .

Dreifach- und Vierfach-Expansionsmaschinen mit vier Kurbeln.



Die Kurbelwinkel sind als die besten zu bezeichnen, bei denen der Gleichförmigkeitsgrad der Maschinendrehkräfte am besten wird und bei denen durch die richtige Bemessung der Zylinderabstände und der bewegten Massen sich innerhalb der praktischen Betriebsverhältnisse ein möglichst guter Ausgleich der bewegten Massen erzielen läßt.

In bezug auf die Gleichförmigkeit des Maschinendrehmoments dürfte die Kreuzstellung der Kurbeln wohl die günstigste sein (Abb. 343 und 344).



Für Dreifach-Expansionsmaschinen läßt sich besonders unter Rücksichtnahme auf gutes Anspringen vorwärts und rückwärts die Achtelstellung als ziemlich gleichwertig bezeichnen. Für Vierfach-Expansionsmaschinen lassen sich bei Kreuzstellung und natürlicher Reihenfolge der Zylinder H , $1. M$, $2. M$, N ziemlich gleichförmige Drehmomente erreichen, die Beschleunigungskräfte und ihre Momente lassen sich dabei innerhalb ziemlich niedriger Grenzen halten, wenn die auf- und abbewegten Massen der Kurbeln einer Gruppe H und $1. M$, oder $2. M$ und N , die sich im entgegengesetzten Sinne bewegen, gleich sind.

Für Kriegsschiffe dürfte daher, besonders wenn die Maschinen leicht und verhältnismäßig kurz gehalten werden müssen, die Kreuzstellung die zweckmäßigste sein. Jedoch läßt diese Anordnung eine Ausgleichung der bewegten Massen nur in beschränktem Maße zu.

Sind die Kurbeln nicht gleichmäßig über den Kurbelkreis verteilt, wie es bei der Kurbelanordnung Schlick-Yarrow-Tweedy der Fall ist, um

möglichst vollkommenen Massenausgleich zu erzielen, so wird das Drehmoment um so gleichförmiger, je größer der dem kleinsten Winkel zwischen zwei Kurbeln gegenüberliegende Winkel ist; die anderen beiden sich gegenüberliegenden Winkel ergeben sich für die Erreichung dieses Zwecks zu je etwa 90° .

Für die Gleichförmigkeit des Tangentialdruckdiagramms ist es ziemlich gleichgültig, ob einzelne Zylinder der Vierkurbelmaschinen weniger Arbeit leisten als die übrigen, mit Rücksicht auf Massenausgleich jedoch werden die Niederdruckzylinder häufig je mit 0,6 bis 0,7 der Leistung der übrigen Zylinder belastet. Für Kriegsschiffsmaschinen findet man daher häufig die Kolben- gestänge der Niederdruckzylinder leichter ausgeführt als für den Hochdruck- und Mitteldruckzylinder. Geschieht dies nicht, wie bei Handelsschiffsmaschinen üblich, so muß die verhältnismäßig größere Abnutzung und die über das Notwendige hinausgehende Vergrößerung der auf- und abgeführten Gewichte für den Niederdruckzylinder mit in den Kauf genommen werden.

Werden die Kurbelwinkel unter alleiniger Rücksichtnahme auf möglichst vollkommenen Massenausgleich gewählt, so kann die Manövrierfähigkeit der Maschinen bei besonderen Kurbelstellungen ungünstig beeinflusst werden, besonders da beim Umsteuern für Rückwärts- oder Vorwärtsgang das Moment der Niederdruckzylinder allein nicht genügend ist, um die Maschine anspringen zu lassen, so z. B. wenn der Hochdruckzylinderkolben gegen einströmenden Dampf zu arbeiten oder der Mitteldruckkolben den Kompressionsdruck zu überwinden hat.

Vierfach-Expansionsmaschinen.

Die Kurbelfolge wird entsprechend den Grundsätzen des Massenausgleichs angeordnet, vielfach findet sich Kreuzstellung mit der Kurbelfolge (Abb. 344).

3. Anordnung in bezug auf die zur Verwendung kommende Steuerung.

Während sich die Steuerung von Stephenson allen Betriebsverhältnissen anpassen läßt, können die übrigen Steuerungen nur in einzelnen Fällen als der ersteren überlegen bezeichnet werden.

Durch die Erhöhung der Umdrehungszahlen moderner Maschinen und die Anwendung hoher Dampfspannungen, die eine Verminderung der Zylinderdurchmesser ermöglichen, hat die Stephenson-Steuerung gegenüber den Einexzenter- und Lenkersteuerungen in den letzten Jahren eine weit größere Anwendung gefunden und dazu kommt, daß die Anwendung hoher Umlaufzahlen an sich eine derartige Verlängerung der Kurbelwellenlager erforderlich gemacht hat, daß sich in den weitaus meisten Fällen die Schieber in der Längsachse der Zylinder einbauen lassen.

Die Marshall-Steuerung mit Außenkantabschluß eignet sich nur dann, wenn breite Maschinenräume zur Verfügung stehen, bei schmalen Maschinenräumen läßt sich Schrägstellung der Exzenterstange und Einschaltung eines doppelarmigen Hebels zwischen Schieberstange und Schieberlenkstange oft nicht umgehen, so daß Innenkantabschluß erforderlich wird, was da für die Niederdruckzylinder-Flachschieber wünschenswert sind, häufig zu Schwierigkeiten führt.

Die Klug-Steuerung eignet sich besser für schmale Maschinenräume, wobei Außenkantabschluß für alle Zylinder, mindestens aber für den Niederdruckschieber, vorzuziehen ist. Auch hier wird bei sehr schmalen Maschinenräumen eine Schrägstellung der Exzenterstange mit eingeschaltetem zweiarmigen Hebel erforderlich, so daß in letzterem Falle Innenkantabschluß zur Verwendung kommen muß.

Die Steuerung von Walschaert (Heusinger v. Waldegg) gestattet eine Verkürzung der Maschine und bequeme seitliche Anordnung der Schieber. Bei Innenkantabschluß werden hier Zylinder- und Schiebermitte einander etwas näher gerückt als bei Außenkantabschluß, weshalb sich ersterer für die mit Kolbenschieber versehenen Zylinder findet, weil sich dadurch eine Verkleinerung der schädlichen Räume erzielen läßt.

Die Joy-Steuerung beansprucht wenig Raum und ist daher für schmale Maschinenräume geeignet, ihr Gewicht fällt verhältnismäßig gering aus, bei Leistungen über 500 PS. ist die Anwendung eines angenäherten Ellipsenlenkers nicht zu umgehen. Der Vorteil des Fehlens der Exzenterstange wird jedoch durch die Vermehrung der Gelenke wieder aufgehoben.

II. Hauptabmessungen und Platzbedarf.

1. Hauptabmessungen.

Wenn sich allgemeine Regeln auch nicht geben lassen, so kann aus Zahlentafel Nr. 98 doch ein allgemeiner Einblick in die allgemeinen Verhältnisse gewonnen werden, während Zahlentafel Nr. 97 den Platzbedarf der Länge und Breite noch angibt.

(Hier folgt Zahlentafel Nr. 98, S. 374.)

2. Platzbedarf.

In Zahlentafel Nr. 99 sind zum Vergleich die wesentlichsten Abmessungen von 16 Maschinen verschiedener Fahrzeuge gegeben, die einen Vergleich über die Beanspruchung verschiedener Maschinentypen zulassen.

(Hier folgt Zahlentafel Nr 99, S. 375, 376.)

Zahlentafel Nr. 97.

Erforderliche Größen von Maschinenräumen.

	PS.	Länge	Breite	Grundfläche für 1000 PS.
		m	m	qm
Schneldampfer	35 000	26,5	17	12,9
„	30 000	15,2	17	8,6
„	28 000	23,5	16,7	14,0
„	23 100	15,5	11,8	8
Post- und Passagierdampfer	12 000	13,4	14,4	16
„ „ „	6 600	10,8	12,6	20,5
„ „ „	3 600	13,3	9,9	35
„ „ „	15 500	11,9	16,5	12,7
„ „ „	5 500	8,2	10,2	15,2
Frachtdampfer	2 800	10	9	30,1
„	3 000	10	10	33,3
„	2 100	8,65	9,85	40,0
„	3 550	10,4	7	21,0
Kreuzer	28 500	21,6	14,6	11,0
„	26 000	18,3	12,8	9,0
„	19 000	16,8	13,1	11,5
„	17 200	17	13,3	13,1
„	13 700	13,4	14,0	13,7
„	10 400	14,6	10,9	15,3
„	12 000	12	14	14,0
„	21 000	18,3	14,5	12,5
„	30 000	20,5	14,3	9,8
„	22 000	18	12,5	10,3
„	7 000	11,4	10,4	17,0
Schlachtschiffe	12 000	11,3	14,0	15,5
„	18 000	15,8	14,2	12,5
Torpedobootszerstörer	6 000	8,8	5,5	8,1

Fortsetzung S. 377

Zahlentafel Nr. 98.

Hauptabmessungen nach der Höhen-, Längs- und Breitenrichtung.

	III	III	III	III	II	III	III	III	III	III	IV
	Zweiter Niederdruck- zylinder aussen	Zweiter Niederdruck- zylinder aussen	Zweiter Niederdruck- zylinder aussen	Zweiter Niederdruck- zylinder aussen	Zweifach- Expansions- maschine	Zweiter Niederdruck- zylinder hinten	Zweiter Niederdruck- zylinder in der Mitte	Zweiter Niederdruck- zylinder hinten	Zweiter Niederdruck- zylinder in der Mitte	Zweiter Niederdruck- zylinder hinten	Zweiter Niederdruck- zylinder in der Mitte
	Schlacht- schiff	Kreuzer	Panzer- kreuzer	Torpedo- boot	Kreuzer	Kreuzer	Kreuzer	Post- und Personen- dampfer	Schnell- dampfer	Schnell- dampfer	Schnell- dampfer
Hub.....	H	H	H	H	H	H	H	H	H	H	H
Unterkante Grundplatte bis Mitte Welle.....	0,46 · H	0,55 · H	0,62 · H	1,375 · H	0,88 · H	0,635 · H	0,635 · H	0,96 · H	0,75 · H	0,86 · H	1,04 · H
Mitte Welle bis Unterkante Zy- linder.....	2,86 · H	3,20 · H	3,28 · H	4,57 · H	3,77 · H	2,79 · H	2,79 · H	3,16 · H	3,47 · H	3,06 · H	3,59 · H
Unterkante Zylinder bis Ober- kante Zylinderflansch.....	1,4 · H	1,3 · H	1,29 · H	2,1 · H	1,48 · H	1,44 · H	1,44 · H	1,71 · H	1,98 · H	1,28 · H	1,57 · H
Höhe des Deckels.....	0,37 · H	0,52 · H	0,45 · H	0,465 · H	0,12 · H	0,625 · H	0,625 · H	0,11 · H	0,46 · H	0,75 · H	0,31 · H
Mitte vorderer bis Mitte hinterer Zylinder.....	4,2 · D _n	5,5 · H	5,9 · D _n	—	2,04 · D _n	2,68 · D _n	2,68 · D _n	4,85 · D _n	5,89 · D _n	4,1 · D _n	4,77 · D _n
D _n : H.....	1,27	1,5	1,69	2,82	1,87	2,44	2,44	1,98	1,85	1,4	1,45
Mitte Hochdruckzylinder bis Mitte Hochdruckschieberkasten.....	1,35 · D _n ¹⁾	1,64 · D _n ¹⁾	1,68 · D _n ¹⁾	1,16 · D _n ¹⁾	1,46 · D _n ³⁾	1,15 · D _n ¹⁾	1,15 · D _n ¹⁾	1,45 · D _n ¹⁾	1,36 · D _n ¹⁾	1,26 · D _n ¹⁾	1,45 · D _n ¹⁾
Mitte Mitteldruckzylinder bis Mitte Mitteldruckschieberkasten.....	0,965 · D _m ²⁾	1,31 · D _m ¹⁾	1,06 · D _m ²⁾	0,85 · D _m ³⁾	—	0,775 · D _m	0,775 · D _m	0,88 · D _m ²⁾	1,34 · D _m ³⁾	1,42 · D _m ²⁾	1,28 · D _m ¹⁾ 0,92 · D _m ²⁾
Mitte Niederschieberkasten.....	0,917 · D _n ²⁾	0,925 · D _n ³⁾	1,21 · D _n ³⁾	0,82 · D _n	0,86 · D _n ³⁾	0,756 · D _n ³⁾	0,756 · D _n ³⁾	0,76 · D _n ³⁾	1,44 · D _n ³⁾	1,29 · D _n ³⁾	D _n ³⁾
Wellendurchmesser.....	0,5 · D _n	0,53 · D _n	0,52 · D _n	0,367 · D _n	0,46 · D _n	0,76 · D _n	0,76 · D _n	0,67 · D _n	0,455 · D _n	0,455 · D _n	0,684 · D _n
Länge der Pleuelstange.....	2 · H	2,08 · H	2 · H	2,1 · H	2,63 · H	2 · H	2 · H	2,09 · H	2 · H	2 · H	2 · H
Länge aller Grundlager.....	7 · d _w	8,25 · d _w	11,25 · d _w	7,65 · d _w	4 · d _w	9,25 · d _w	9,25 · d _w	8 · d _w	12 · d _w	9,65 · d _w	10,5 · d _w
Mitte Lager bis Mitte Lager für eine Kurbel.....	3,7 · d _w	4,6 · d _w	4,65 · d _w	4,22 · d _w	4,4 · d _w	3,8 · d _w	3,8 · d _w	3,4 · d _w	4,2 · d _w	3,77 · d _w	4,56 · d _w
Breite der Grundplatte.....	7,4 · d _w	8,37 · d _w	5 · d _w	8,45 · d _w	11 · d _w	12,25 · d _w	12,25 · d _w	7,7 · d _w	9,65 · d _w	8,25 · d _w	8,5 · d _w
Länge der Grundplatte.....	19,5 · d _w	22,7 · d _w	23,6 · d _w	17,5 · d _w	15 · d _w	19 · d _w	19 · d _w	21,5 · d _w	33,8 · d _w	23,5 · d _w	31,4 · d _w

1) Ein Kolbenschieber, 2) zwei Kolbenschieber, 3) Flachschieber, II zweifache, III dreifache, IV vierfache Expansion.

Zahlentafel Nr. 99.
Hauptabmessungen von 16 Schiffsmaschinen.

	Fracht- dampfer	Fracht- dampfer	Fracht- dampfer	Fracht- dampfer	Fracht- dampfer	Fracht- und Passagier- dampfer	Fracht- dampfer	Fracht- dampfer	Fracht- dampfer	Fracht- dampfer	Fracht- dampfer
Leistung der Maschine	300	400	600	800	1350	2000	2500	3000	3100	3000	3100
Umdrehungszahl	133	235	110	90	80	76	104	72	85	610; 865;	85
Zylinderdurchmesser	330, 711	{ 229; 355,6; 571,5	540; 1000	500; 775; 1200	470; 670; 980; 1420	686; 1067; 1829	597; 1016; 1676	610; 865; 1295; 1880;	600; 1020; 1760	1295; 1880;	600; 1020; 1760
Hub	381	406	650	840	1050	1143	1067	1372	1250	1372	1250
Durchmesser der Kolbenschieber	—	{ 165; 190; 2 à 216	300	310	212; 300	292	314	390; 482	300; 600	390; 482	300; 600
Kolbenstangendurchmesser	76	54	100	115	130	171	137	165	160	165	160
Schieberstangendurchmesser	44	38	52	65	85	90	70	95	90	95	90
Pleuelstange, Länge	1321	1640	1530	1680	2230	2039	2270	2743	2525	2743	2525
Pleuelstange, Durchmesser, oben	76	62	96	105	115	170	140	159	130	159	130
Gleitfläche, vorwärts, qem.....	430	180	750	1350	3200	2380	1880	2220	2000	2220	2000
Gleitfläche, rückwärts, qem.....	320	120	735	1350	3200	2380	920	1520	2000	1520	2000
Kurbelwelle, Durchmesser	152	128	215	250	290	356	317	371	362	371	362
Kurbelwellenlager, Länge	4 à 152	3 à 230	4 à 270	{ 4 à 300, 2 à 350	8 à 305	6 à 318	6 à 356	8 à 370	6 à 400	8 à 370	6 à 400
Kurbelwangen, Breite	185	165	250	345	520	420	406	685	590	685	590
Kurbelwangen, Stärke	114	73	115	175	—	240	230	241	235	241	235
Kuppungsscheiben, Durchm.	330	—	445	450	565	610	635	692	610	692	610
Druckringe, Durchmesser	286	270	385	420	530	590	—	560	620	560	620
Druckringe, Stärke	37	35	45	50	54	55	—	90	50	90	50
Druckringe, Anzahl	3	2	4	5	5	7	—	6	6	6	6
Druckfläche der Druckwelle, qem	1380	890	3200	4475	7300	12170	—	8240	12500	8240	12500
Druckwelle, Durchmesser	152	128	212	250	285	355	315	378	355	378	355
Laufwellen, Durchmesser	150	125	212	235	275	350	312	360	350	360	350
Propellerwelle, Durchmesser	155	128	220	260	300	365	333	382	380	382	380
Propeller, Durchmesser	2515	—	3000	3800	4700	—	—	5943	5190	5943	5190
Propeller, Steigung	2515	—	3800	3300	4950	—	—	5181	5900	5181	5900

Zahlentafel Nr. 99 (Fortsetzung).

	Fracht- dampfer	Fracht- und Passagier- dampfer	Schnell- dampfer	Schnell- dampfer	Schlacht- schiff	Kreuzer	Schlacht- schiff	Torpedo- boots- zerstörer
Leistung der Maschine	3700	6000	10000	18000	5860	7500	8000	3500
Umdrehungszahl	78	105	80	76	112	140	125	335
Zylinderdurchmesser	{ 692; 1175; 2032	780; 1270; 2 à 1520	950; 1250; 1900; 2850	2 à 930; 1870; 2640; 2 à 2700	851; 1295; 2 à 1981	760; 1240; 2 à 1430	900; 1343; 2 à 1600	521; 813; 2 à 965
Hub	1400	1000	1800	1850	1219	950	1219	559
Durchmesser der Kolbenschieber	440; 805;	553; 2 à 580	{ 610; 750; 750	570; 2 à 720; 2 à 1000	495; 2 à 457; 2 à 457	620; 940	425	304
Kolbenstangendurchmesser	200	180	240	280	190	190; 175	195	108
Schieberstangendurchmesser	120	90	130	130	70; 48	110	90	45
Pleuelstange, Länge	3500	2300	3600	3700	2438	1890	2438	1172
Pleuelstange, Durchmesser, oben	180	198	210	265	188	186; 172	195, B. 125	98, B. 57
Gleitfläche, vorwärts, qem.	2540	3750	—	9000	2330	4990	3150	1135
Gleitfläche, rückwärts, qem.	2540	2600	—	9000	1810	2200	1820	722
Kurbelwelle, Durchmesser	414	520	530, B. 280	635, B. 250	375, B. 190	420, B. 190	395, B. 215	216, B. 121
Kurbelwellenlager, Länge	{ 2 à 600; 2 à 850	8 à 450	6 à 480	—	—	400 und 500	405	2 à 305; 2 à 335; 2 à 356
Kurbelwangen, Breite	580	528	1150	1200	438	480	423	267
Kurbelwangen, Stärke	296	270	350	420	254	275	248	114
Kuppelungscheiben, Durchm. ..	820	810	910	1050	736	725	685	387
Druckringe, Durchmesser	720	800	980	950	550	602	—	289
Druckringe, Stärke	45	40	105	75	50	—	—	25
Druckringe, Anzahl	6	9	13	12	11	8	—	11
Druckfläche der Druckwelle, qem	16890	32000	23220	29350	11650	10220	—	7277
Druckwelle, Durchmesser	400	520	630, B. 250	635, B. 250	355, B. 228	420, B. 130	—	200, B. 121
Laufwellen, Durchmesser	394	510	604, B. 250	600	355, B. 228	420, B. 190	—	280, B. 121
Propellerwelle, Durchmesser ..	422	530	645, B. 250	644, B. 280	374, B. 247	420, B. 190	—	200, B. 121
Propeller, Durchmesser	5466	—	6950	6800	5104	4876	5029	2280
Propeller, Steigung	6628	—	10300	11000	5256	4876	5359	3302

B. = Bohrung.

Betrachtet man lediglich den Platzbedarf F für 1000 PS. einer Maschine selbst, so läßt sich dieser recht gut ausdrücken durch:

$$F = 22 - 0,001 \cdot N_i. \quad (753)$$

III. Gewichte von Schiffsmaschinen.

Wenn auch die Gewichte, dem Typ der Maschine entsprechend, sehr verschieden ausfallen, so gibt doch Zahlentafel Nr. 100 einen gewissen Einblick, wenn man die für 1 PS. erforderlichen Gewichte der beweglichen Teile, der festen Teile, des Kondensators, Pumpen, Rohrleitungen einschl. Wasser und der übrigen Teile vergleicht.

Zahlentafel Nr. 100.

Gewichte der festen und beweglichen Teile von Schiffsmaschinen.

	Handelsschiffe N_i PS.	Bewegliche Teile kg	Feste Teile kg	Kondensator, Pumpen, Rohrleitung einschl. Wasser kg	Gesamtgewicht
1	520	$15,20 \cdot N_i$	$27,20 \cdot N_i$	$4,36 \cdot N_i$	$88,00 \cdot N_i$
2	1040	$10,66 \cdot N_i$	$22,50 \cdot N_i$	$1,30 \cdot N_i$	$94,00 \cdot N_i$
3	1200	$27,50 \cdot N_i$	$45,00 \cdot N_i$	$2,64 \cdot N_i$	$98,20 \cdot N_i$
4	1470	$46,00 \cdot N_i$	$66,00 \cdot N_i$	$4,65 \cdot N_i$	$114,80 \cdot N_i$
5	1670	$40,00 \cdot N_i$	$65,00 \cdot N_i$	$2,20 \cdot N_i$	$111,00 \cdot N_i$
6	1880	$20,00 \cdot N_i$	$33,70 \cdot N_i$	$2,45 \cdot N_i$	$83,60 \cdot N_i$
7	1880	$24,40 \cdot N_i$	$53,00 \cdot N_i$	$3,30 \cdot N_i$	$72,00 \cdot N_i$
8	2000	$32,80 \cdot N_i$	$46,00 \cdot N_i$	$23,57 \cdot N_i$	$120,40 \cdot N_i$
9	2100	$35,70 \cdot N_i$	$54,00 \cdot N_i$	$16,40 \cdot N_i$	$131,00 \cdot N_i$
10	2500	$33,00 \cdot N_i$	$52,00 \cdot N_i$	$3,54 \cdot N_i$	$110,00 \cdot N_i$
11	6600	$30,20 \cdot N_i$	$40,00 \cdot N_i$	$13,10 \cdot N_i$	$36,90 \cdot N_i$
12	12000	$30,80 \cdot N_i$	$30,90 \cdot N_i$	$9,85 \cdot N_i$	$50,80 \cdot N_i$
Kriegsschiffe					
1	2900	$3,50 \cdot N_i$	$3,86 \cdot N_i$	$2,18 \cdot N_i$	$9,96 \cdot N_i$
2	4000	$2,90 \cdot N_i$	$3,16 \cdot N_i$	$1,90 \cdot N_i$	$8,41 \cdot N_i$
3	5600	$5,40 \cdot N_i$	$8,40 \cdot N_i$	$3,30 \cdot N_i$	$17,90 \cdot N_i$
4	7000	$10,40 \cdot N_i$	$14,10 \cdot N_i$	$6,20 \cdot N_i$	$32,58 \cdot N_i$
5	7800	$16,60 \cdot N_i$	$21,30 \cdot N_i$	$10,00 \cdot N_i$	$51,35 \cdot N_i$
6	9600	$12,40 \cdot N_i$	$15,50 \cdot N_i$	$6,20 \cdot N_i$	$36,10 \cdot N_i$
7	10000	$12,00 \cdot N_i$	$18,80 \cdot N_i$	$6,60 \cdot N_i$	$39,12 \cdot N_i$
8	10000	$11,10 \cdot N_i$	$16,50 \cdot N_i$	$5,10 \cdot N_i$	$34,10 \cdot N_i$
9	13200	$10,70 \cdot N_i$	$18,30 \cdot N_i$	$6,15 \cdot N_i$	$37,10 \cdot N_i$
10	14000	$16,40 \cdot N_i$	$21,20 \cdot N_i$	$7,20 \cdot N_i$	$47,44 \cdot N_i$
11	15000	$14,50 \cdot N_i$	$19,70 \cdot N_i$	$5,10 \cdot N_i$	$41,22 \cdot N_i$
12	16400	$13,50 \cdot N_i$	$19,30 \cdot N_i$	$6,25 \cdot N_i$	$40,56 \cdot N_i$

Zu Überschlagrechnungen für Gewichtsbestimmungen können folgende Angaben zugrunde gelegt werden:

Zahlentafel Nr. 101.

Maschinengewichte kg für 1 PS. für verschiedene Schiffstypen.

	Expansion		
	Zweifach	Dreifach	Vierfach
Beiboote	8—15	—	—
Kleine Frachtdampfer	60—85	—	—
Torpedoboote	—	7—16	—
Kleine Kreuzer	—	16—32	—
Panzerschiffe, große Kreuzer .	—	26—50	—
Frachtdampfer	—	65—95	—
„	—	—	70—110
Postdampfer, Schnelldampfer ..	—	42—65	50—80

Um das Gewichtsverhältnis der einzelnen Teile der Maschinenanlage übersehen zu können, sind in Zahlentafel 101 die Gewichte der Einzelteile als Bruchteile des gesamten Zylindergewichts für fünf Maschinen zusammengestellt.

Zahlentafel Nr. 102.

Gewichte von Maschineneinheiten.

Gewicht von	Fracht-	Fracht- und	Schlacht-	Kreuzer	Kreuzer				
	dampfer	Passagier-	schiff	10 000 PS.	7000 PS.				
	2460 PS.	dampfer	16 300 PS.						
		2000 PS.							
Hochdruck-, Mitteldruck-, Niederdruckzylinder und Schieberkasten	14,76 · N_i = 1	12,5 · N_i = 1	7,12 · N_i = 1	7,7 · N_i = 1	6,45 · N_i = 1				
Zylinderdeckel und sonstige Verschlüsse						0,8	0,81	0,835	0,805
Deckel und Boden der Schieberkasten						0,11	0,114	0,0895	0,121
Stopfbüchsen, Sicherheitsventile, Führungen						0,049	0,076	0,0195	0,050
Schrauben						0,027	0,0242	0,0226	0,026
Grundplatte mit Lagern, Zylinderträger, Gleitbahnen	0,014	0,0143	0,0324	0,0326					
Drucklager, komplett	0,837	0,835	1,01	0,73	0,596				
Kolben	0,109	0,0987	0,116	0,076	0,148				
Kolbenstangen	0,0825	0,115	0,100	0,087	0,117				
Kreuzköpfe	0,042	0,052	0,0495	0,0415	0,044				
Pleuelstangen	0,035	0,065	0,079	0,065	0,054				
Schieber	0,12	0,161	0,164	0,13	0,09				
Schiebergestänge, Exzenter	0,055	—	0,0213	0,026	0,0437				
Umsteuerungsvorrichtung einschließlich Umsteuerungswelle	0,153	0,1	0,136	0,104	0,125				
Kurbelwelle und Wellenleitung	0,058	—	0,0415	0,06	0,043				
Kondensator	0,94	1,2	0,64	0,56	0,65				
Luftpumpe, angehängt	0,43	0,37	0,28	0,184	0,258				
Zirkulationspumpe, angehängt ..	0,24	0,188	0,197	0,143	0,27				
	0,09	0,06	0,05	0,045	0,057				

Für einen modernen Fracht- und Passagierdampfer von 10 000 PS. mit zwei Schrauben betragen ungefähr:

Zahrentafel Nr. 103.

Gewichte der Maschinenanlage eines Fracht- und Passagierdampfers.

$$N_i = 10\,000, p_i = 17,57, n = 78.$$

Gewicht von	kg	Gewicht von	kg
Zylinder und Zubehör	$32 \cdot N_i$	Leitungen aus anderem Material,	
Grundplatte und Lager, Druck- und Traglager	$1,8 \cdot N_i$	Ventile	$0,2 \cdot N_i$
Stevenrohr, komplett	$1,6 \cdot N_i$	Umhüllungen, Isolierung	$0,9 \cdot N_i$
Zylinderträger	$2,13 \cdot N_i$	Drehmaschine und Zubehör ...	$0,4 \cdot N_i$
Kurbelwelle und Wellenleitung	$13,3 \cdot N_i$	Kondensator	$4,5 \cdot N_i$
Kolbengestänge	$3,5 \cdot N_i$	Zirkulationspumpe	N_i
Schieber und Schiebergestänge	$2,19 \cdot N_i$	Bilgepumpen	$0,08 \cdot N_i$
Umsteuerungsmaschine, Welle und Zubehör	$0,74 \cdot N_i$	Reserveteile	$3,5 \cdot N_i$
Indikator, Regulator, Flurplatten, Geländer	$0,4 \cdot N_i$	Propeller	$3,8 \cdot N_i$
Dampfleitungen, Kupfer	$0,2 \cdot N_i$	Gesamtes Gewicht einschließlich Wellenleitung und Propeller.	$74 \cdot N_i$

Dreizehnter Abschnitt.

Die Schiffsschrauben.

Ausführungen vgl.:

Tafel: 4, 7, 23 a, 42, 57,
 Abb.: 21—23, 7—9, 12—17, 45—52, 1—17.

Bezeichnungen.

H mittlere Steigung,	l_m mittlere Flügelbreite,
H_1 größte Steigung,	l_{max} größte Flügelbreite,
H_2 kleinste Steigung,	h Flügelstärke an der Nabe,
L, B, T , Länge, Breite, Tiefgang,	n Anzahl der minutlichen Umdrehungen der Schraube,
D Durchmesser der Schraube,	s_s scheinbarer Rücklauf,
M_s Moment der Schubkraft,	s_w wirklicher Rücklauf,
T Tangentialkraft,	s_z, s_d Zug- bzw. Biegungsanstrengung,
M_z, M_x Biegemomente,	k_z, k_d zulässige Zug- bzw. Biegungsspannung,
C Zentrifugalkraft,	v_p Geschwindigkeit des Propellers, m,
M_c Moment der Zentrifugalkraft,	u_s, u_k Geschwindigkeit des Vorstroms in m bzw. Seemeilen,
F_p projizierte Flügelfläche,	z Flügelanzahl,
F_a ausgestreckte Flügelfläche,	w Wandstärke der Nabe,
G Gewicht des der Zentrifugalkraft unterworfenen Flügelteils,	l_n Nabelänge,
N_i indizierte Maschinenleistung, PS.,	d_n Nabdurchmesser,
N_e effektive Maschinenleistung, PS.,	d_f Flanschdurchmesser des Flügelfußes,
N_s Nutzleistung der Schraube, PS.,	δ Stärke des Flansches,
S Propellerschub,	ρ Radius des Flügelflansches,
ΔS unendlich kleiner Bruchteil des Propellerschubes,	x Entfernung von der Achse, in der die Steigung zu messen ist,
ΔP Druck des Wassers auf ein Flügелеlement,	\widehat{b} Drehungsbogen am Umfange des Flansches bei Änderung der Steigung,
ΔQ Komponente von ΔP in der Drehrichtung, Φ und φ Komponenten von ΔP ,	η_m Wirkungsgrad der Maschine,
v_s Geschwindigkeit des Schiffs, sekundlich,	η_s Wirkungsgrad der Schraube,
v_k Geschwindigkeit des Schiffs, in Seemeilen,	γ Slipwinkel bzw. Neigungswinkel der Schraube.
v_u Umfangsgeschwindigkeit der Schrauben,	
d Durchmesser eines beliebigen Flügелеlementes,	

1. Bestimmung der Schraubenelemente.

a) Slip und Vorstrom.

a) Der scheinbare Slip s_s ist bei langsamer und mittlerer Fahrt eines Schiffes in der Regel am kleinsten, er steigt bei weiterer Verkleinerung und

Vergrößerung der Fahrt und ist um so kleiner, je größer der Schraubendurchmesser und je kleiner die Steigung ist.

$$s_s = \frac{v_p - v_s}{v_p} = \frac{n \cdot H - 60 \cdot v_s}{n \cdot H} \quad (754)$$

$$s_s = 100 \cdot \frac{n \cdot H - 60 \cdot v_s}{n \cdot H} = 100 \cdot \frac{H \cdot n - 30,864 \cdot v_k}{H \cdot n} \% \quad (755)$$

Für normal gebaute Schiffe läßt sich die erreichbare Geschwindigkeit v_k , wenn z die Anzahl der Schraubenflügel, N_i die indizierte Pferdestärke und n die minutlichen Umdrehungen kontrollieren aus:

$$v_k = 0,60 \text{ bis } 0,75 \cdot \sqrt[5]{N_i \cdot \frac{n^2}{z}} \quad (756)$$

Für Schiffe mit zwei oder drei Schrauben ist N_i die auf eine Schraube entfallende Leistung.

β) Der Vorstrom u_s m/Sek., d. h. die Geschwindigkeit des dem Schiff am Hinterteil nachströmenden Wassers, wächst mit der Völligkeit des Hinterschiffs.

Für die Größe des Vorstroms kann gesetzt werden:

	eine Schraube	zwei Schrauben
u_s Meter:	$u_s = v_s \cdot \left(0,875 \cdot \frac{\text{Depl.}}{L \cdot B \cdot T} - 0,0486\right)$	$u_s = v_s \cdot \left(1,07 \cdot \frac{\text{Depl.}}{L \cdot B \cdot T} - 0,382\right)$
u_k Knoten:	$u_k = v_k \cdot \left(0,45 \cdot \frac{\text{Depl.}}{L \cdot B \cdot T} - 0,025\right)$	$u_k = v_k \cdot \left(0,551 \cdot \frac{\text{Depl.}}{L \cdot B \cdot T} - 0,196\right)$

(757)

γ) Wirklicher Slip s_w :

$$s_w = 1 - \frac{v_s - u_s}{v_p} \quad (758)$$

$$\frac{v_s - u_s}{v_p} = 1 - s_w$$

$$v_s - u_s = (1 - s_w) \cdot v_p \quad (759)$$

$v_s - u_s$ stellt die von der Schraube zu erzeugende Geschwindigkeit in der Fahrtrichtung dar.

$$s_w = s_s + \frac{u_s}{v_p} \quad (760)$$

Der günstigste wirkliche Slip liegt zwischen 15 und 28 %.

δ) Negativer scheinbarer Slip tritt auf, wenn:

$$s_s = s_w - \frac{u_s}{v_p} < 1,$$

d. h. $s_w < \frac{u_s}{v_p}$ also u_s groß wird.

Ein negativer Slip kann nur nach der üblichen Definition des scheinbaren Slips auftreten, für den H (Gleichung 754) die Steigung der Druckfläche der Schraube darstellt.

Wenn man aber, wie es richtiger sein dürfte, an der Eintrittskante die Steigung der Rückseite des Flügels, beim Austritt einen Mittelwert der Steigungen der Druckfläche und der Hinterseite des Flügels zugrunde legt, so ergeben sich für den scheinbaren Slip höhere Werte als die üblichen und ein negativer Slip tritt nicht auf.

ε) Slipwinkel γ .

Da die Schraube bei Vorhandensein des Slips bei einer Umdrehung sich nicht um die Steigung H , sondern nur um einen Weg $m \cdot H$ fortbewegt, wobei $m < 1$, so fällt die Resultierende aus der Umfangsgeschwindigkeit und mH nicht mit der Schraubenlinie zusammen, sondern bildet mit ihr einen Winkel γ , dessen Größe von dem konstanten Slip und dem für verschiedene Flügelpunkte verschiedenem Verhältnis von Durchmesser und Steigung abhängt. Die Größe dieses Winkels am Umfange der Schraube beträgt:

$$\operatorname{tg} \gamma = \pi \cdot s \cdot \frac{D}{H} \cdot \frac{1}{1 - s + \left(\frac{\pi \cdot D}{H}\right)^2} \quad (761)$$

angenähert ist hier:
$$\gamma^0 = \frac{s}{\pi} \cdot \frac{H}{D}. \quad (762)$$

ζ) Steigung H .

Für gewöhnlich kann gesetzt werden:

$$H = \sim 66 \cdot \frac{v_s}{n} = 35 \cdot \frac{v_k}{n} \text{ m.} \quad (763)$$

Für sehr große Schrauben und sehr völlige Schiffe:

$$H = 63 \cdot \frac{v_s}{n} = 32,4 \cdot \frac{v_k}{n} \text{ m.}$$

Wird der wirkliche Slip s_w angenommen und der Vorstrom u_k nach Gleichung (757) berechnet, so ist:

$$H = 30,9 \cdot \frac{v_k - u_k}{n \cdot (1 - s_w)} \text{ m.} \quad (764)$$

Sind $\frac{D}{H}$, N_i , n und v_k bekannt, so kann gesetzt werden:

$$H = 3,2 \cdot \sqrt[5]{\frac{(40 + v_k)^2 \cdot N_i}{\left(\frac{D}{H}\right)^2 \cdot n^3}} \text{ m.} \quad (765)$$

Die Steigung der Schraube hängt von der geforderten Geschwindigkeit ab.

Bei großen Schraubendurchmessern wirkt wachsende Steigung zwischen der Eintritts- und Austrittskarte günstig, besonders wenn der Unterschied zwischen Ein- und Austrittssteigung angenähert gleich dem Slip für eine Umdrehung gemacht wird.

Die zuerst von Thornycroft verwendete Neigung der Flügel nach hinten zeigt bessere Ergebnisse als alle Versuche der Änderung der Steigung von der Nabe zum Umfange hin, da die mit der größten Umfangsgeschwindigkeit rotierenden Teile der Schraube weiter vom Hinterschiff entfernt sind.

η) Das Verhältnis $D:H$ findet sich zwischen 0,60 und 1,1.

Bei mäßigen Umdrehungszahlen findet sich sehr häufig für

$$\begin{aligned} \text{Durchmesser bis 2 m, } D:H &= \sim 0,66, \\ \text{„ bis 4 m, } D:H &= \sim 0,75, \\ \text{„ über 4 m, } D:H &= \sim 0,8 \text{ bis } 1. \end{aligned}$$

Bei den heutigen höheren Umdrehungszahlen geht man jedoch häufig, unter obige Verhältniszahlen, da sich die Slipverhältnisse günstiger gestalten.

Als Mittelwerte lassen sich annehmen für:

Dampfer für Fracht und Passagiere eine Schraube	Schnelldampfer zwei Schrauben	Panzerschiffe und Kreuzer		Torpedofahrzeuge	Barkassen
		zwei Schrauben	drei Schrauben		
$\frac{D}{H} = \sim 0,735$ 0,7 bis 1	$\frac{D}{H} = \sim 0,735$ 0,65 bis 1,1	$\frac{D}{H} = 0,73$ 0,805 bis 1	$\frac{D}{H} = 0,77$ 0,635 bis 0,85	$\frac{D}{H} = 0,66$ 0,62 bis 0,79	$\frac{D}{H} = 0,85$

ð) Der Schraubendurchmesser wird wesentlich durch den Tiefgang des Schiffes bestimmt. Die zur Bewegung der Schraube erforderliche Kraft ändert sich bei genügender Tauchung der Schraube nur sehr wenig mit der Schiffsgeschwindigkeit. Durch Freischlagen der Flügel wird der Gleichförmigkeitsgrad der Maschine sehr beeinträchtigt.

Bei großen Durchmessern und hohen Umdrehungszahlen wächst die Reibung an den äußeren Flügelen verhältnismäßig stark.

Zwischen dem Hub H der Kolben und dem Schraubendurchmesser bestehen ungefähr folgende Verhältnisse:

$\frac{D}{\text{Hub}}$	Kriegsschiffe			Handelsschiffe			
	Panzerschiffe	Kreuzer	Torpedoboote	Schnelldampfer	Postdampfer	Frachtdampfer	Flußdampfer
	4,5-5	5,2-5,5	4,2-4,7	3,6-3,7	3,7-4,2	4,1-5,0	4,3-5,6

Die Umfangsgeschwindigkeit v_u der Flügelspitzen schwankt für Handelsschiffe zwischen 14 und 30 m, Panzerschiffe und große Kreuzer zwischen 28 und 40 m, Kleine Kreuzer zwischen 30 und 45 m, Torpedoboote zwischen 34 und 50 m.

Im allgemeinen zeigt die Erfahrung, daß:

$$v_u \leq 3 \cdot v_s$$

sein soll, in Ausnahmefällen bei großen Schrauben und hohen Umdrehungszahlen:

$$v_u \text{ bis } 4 \cdot v_s.$$

Ist H ermittelt und $\frac{D}{H}$ angenommen, so ist:

$$D = H \cdot \frac{D}{H}. \tag{766}$$

Ist v_k , n , N_i und H gegeben, so kann gesetzt werden:

$$D = 18,1 \cdot (40 + v_k) \sqrt{\frac{N_i}{(H \cdot n)^3}} \text{ m.} \tag{767}$$

Im allgemeinen liegt die Oberkante eines vertikal stehenden Flügels $0,15 \cdot D$ bis $0,20 \cdot D$ bei mittlerem Tiefgang unter dem Niveau, die Unterkante etwa $0,1-0,25$ m, entsprechend $0,05 D$ bis $0,03 D$ über der Verlängerungslinie des Kiels. Als größter zulässiger Schraubendurchmesser ist etwa $0,8$ des Tiefganges hinten anzusehen, im allgemeinen sind die Durchmesser so groß auszuführen, wie die Umstände es irgend zulassen, soweit nicht das Mitreißen von Luft zu befürchten steht.

Das Verhältnis der Schraubenkreisfläche $D^2 \cdot \frac{\pi}{4}$ zum Hauptspantquerschnitt kann, da es sehr stark schwankt, zur Ermittlung des Durchmessers D nicht benutzt werden.

Werte von $D^2 \cdot \frac{\pi}{4} : \mathfrak{K}$

	Schraubenzahl		
	1	2	3
Größere Kriegsschiffe.....	—	0,30—0,60	0,25—0,45
Torpedofahrzeuge, Barkassen..	0,50—0,70	0,40—0,95	—
Postdampfer.....	0,35—0,45	0,25—0,50	—
Frachtdampfer.....	0,22—0,32	—	—

2. Wirkungsweise der Schraube.

a) Für einen Querschnitt ab Schraubenflügels, parallel zur Achse, vom Durchmesser d bezeichnen in Abb. $OA = v_s$ die Schiffsgeschwindigkeit, $AJ = v_u$ die Umfangsgeschwindigkeit des Flügelements, $\angle \gamma = KOJ$ den Slipwinkel.

Der vom Wasser auf das Flügelement ausgeübte Druck ΔP sei in die Komponenten:

Φ senkrecht zur Richtlinie OJ und

φ in die Richtung von OJ fallend, zerlegt.

Die in die Achsenrichtung XX fallende Komponente ΔS von ΔP bildet dann einen unendlich kleinen Teil des Propellerschubes S .

Nach Abb. 344 ist:

$$\Delta S = \sin \beta - \varphi \cdot \cos \beta. \quad (768)$$

Folglich ist die sekundlich verrichtete Arbeit:

$$L_s = (\Phi \sin \beta - \varphi \cos \beta) \cdot v_s. \quad (769)$$

Die Komponenten von ΔP in der Drehrichtung ist:

$$\Delta Q = \Phi \cos \beta + \varphi \sin \beta,$$

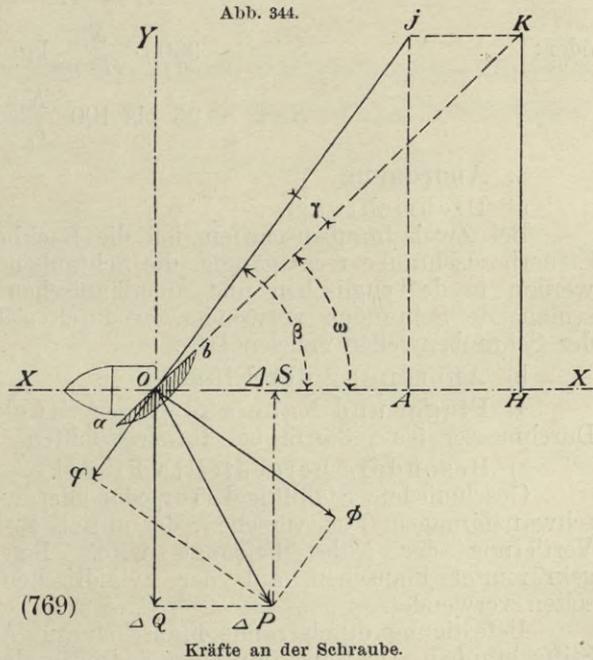
also die sekundliche Widerstandsarbeit:

$$W_s = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} \cdot (\Phi \cos \beta + \varphi \cdot \sin \beta). \quad (770)$$

Dennoch ist der Wirkungsgrad des Flügelementes:

$$\eta_s = \frac{\Phi \cdot \sin \beta - \varphi \cdot \cos \beta}{\Phi \cdot \cos \beta + \varphi \cdot \sin \beta} \cdot \frac{60 \cdot v_s}{\pi \cdot n \cdot d}. \quad (771)$$

Der größte Wert von η_s kommt den Flügelementen zu, die ungefähr in einer Entfernung $0,2 \cdot D$ von der Schraubenwelle liegen, die Flügelteile, welche näher dem Umfange liegen, besitzen im allgemeinen einen höheren Wirkungsgrad, als diejenigen in der Nähe der Nabe.



b) Achsiale Schubkraft S (Propellerschub).

Da nach Gleichung (759), S. 382:

$$S \cdot (v_s - u_s) = S \cdot (1 - s_w) \cdot v_p \text{ mkg}, \quad (772)$$

und:
$$v_p = \frac{H \cdot n}{60},$$

so folgt:
$$S \cdot (1 - s_w) \cdot \frac{H \cdot n}{60} = 75 \cdot \tau_s \cdot \tau_m \cdot N_i \text{ mkg}.$$

$$S = \frac{60 \cdot 75 \cdot \tau_s \cdot \tau_m \cdot N_i}{H \cdot n \cdot (1 - s_w)} = \frac{4500 \cdot \tau_s \cdot \tau_m \cdot N_i}{H \cdot n \cdot (1 - s_w)} \text{ kg}. \quad (772a)$$

Im Mittel kann gesetzt werden, da:

$$N_e = \tau_m \cdot N_i \text{ und } N_s = \tau_s \cdot N_e = \tau_i \cdot \tau_m \cdot N_i$$

$$S = 2850 \cdot \frac{N_i}{H \cdot n \cdot (1 - s_w)} \text{ kg} \quad (773)$$

oder:
$$S = \sim 3600 \cdot \frac{N_i}{H \cdot n} \text{ kg}$$

$$S = \sim 96 \text{ bis } 100 \cdot \frac{N_s}{v_k} \text{ kg}. \quad (773a)$$

3. Anordnung.

a) Drehrichtung.

Bei Zweischraubenschiffen ist die Backbordschraube meist links, die Steuerbordschraube rechtsgängig, die Schrauben schlagen nach außen, jedoch werden in der englischen und amerikanischen Marine vielfach nach innen schlagende Schrauben verwendet, wodurch sich eine geringere Konvergenz der Schraubenwellen erzielen läßt.

b) Anordnung der Flügel.

a) Flügel und Nabe aus einem Stück hergestellt (Gußeisen) für Durchmesser bis $\sim 3,5$ m bei Handelsschiffen, bis 2,5 m bei Kriegsschiffen.

β) Besonders hergestellte Flügel.

Geschmiedete Stahlflügel (Torpedoboote) werden häufig mit schwalbenschwanzförmigem Fuß versehen, der mittels Keil und Niet in entsprechender Vertiefung der Nabe befestigt wird. Befestigung mittels zylindrisch gekrümmter Flanschen auf der zylindrischen Nabe durch Stiftschrauben selten verwendet.

Befestigung durch runde Flanschen auf Abflachungen der Nabe durch Stiftschrauben. Die Flügel flanschen sind entweder direkt aufgesetzt oder etwas in die Nabe eingelassen, die Fugen (2—4 mm) werden häufig mit Zement verstrichen.

c) Veränderlichkeit der Steigung.

Die Löcher in den Flügel flanschen werden oval ausgeführt, um eine Veränderlichkeit der mittleren Steigung um 5—7 % zu ermöglichen.

Bezeichnet \widehat{b} den Drehungsbogen am Umfang des Flansches, ρ den Radius des Flügel flansches, $x = \sim 0,35 \cdot D$ die Entfernung, in welcher die Steigung gemessen wird, H die mittlere, H_1 , H_2 die größte und kleinste Steigung, so ist genügend genau:

$$H_1 = 2\pi x \cdot \frac{H \cdot \rho + 2 \cdot \pi \cdot x \cdot \widehat{b}}{2 \cdot \pi \cdot x \cdot \rho - H \cdot \widehat{b}} \text{ und } H_2 = 2 \cdot \pi \cdot x \cdot \frac{H \cdot \rho - 2 \cdot \pi \cdot x \cdot \widehat{b}}{2 \cdot \pi \cdot x \cdot \rho + H \cdot \widehat{b}} \quad (773a)$$

Am Flansch jeden Flügels werden häufig Marken für die höchste, mittlere und kleinste Steigung angebracht.

Die Gleichungen (775) bis (777) sind sehr einfach auszurechnen und gestatten die Bestimmung von N_e , N_s und η_s , wenn H , n , z , $D \cdot l_m$, s_w und $\frac{D}{H}$ bekannt sind, wobei s_w allein anzunehmen ist. Für die Ermittlung von η_s ist nur die Kenntnis von s_w und $\frac{D}{H}$ erforderlich. Die Gleichungen (775a) und (776) sind für Maschinen mit hohen Umdrehungszahlen ebenfalls gültig, vgl. die folgenden Beispiele.

5. Flügelfläche und Form der Flügel.

a) Abgewickelte Flügelfläche F_a .

Es kann gesetzt werden für einen Flügel:

$$F_a = \frac{1}{z} \cdot (2,4 - 0,06 \cdot v_k) \cdot \sqrt{\frac{N_i}{n}} \text{ qm.} \quad (778)$$

Bei Zweischaubenschiffen ist z die Gesamtzahl aller Flügel, N_i die Gesamtleistung in PS.

Für v_k von 11 bis 22 kann gesetzt werden für:

eine Schraube	zwei Schrauben
$F_a = \frac{1}{z} \cdot (0,485 - 0,00865 \cdot v_k) \cdot D^2$	$F_a = \frac{1}{z} \cdot (0,97 - 0,0173 \cdot v_k) \cdot D^2$

Für Schrauben von 4 bis 7 m Durchmesser beträgt die ausgestreckte Flügelfläche (alle Flügel einer Schraube für Ein- und Zweischaubenschiffe mit 3 und 4 Flügeln).

$$F \cdot z = 0,26 \text{ bis } 0,29 \cdot D^2$$

für Schrauben von 2 - 3,5 m Durchmesser:

$$F \cdot z = 0,3 \cdot D^2 \text{ bis } 0,42 \cdot D^2. \quad (279)$$

b) Projizierte Flügelfläche F_p .

$$F_p = \sim 0,75 \cdot F_a \text{ bis } 0,85 \cdot F_a$$

Bezeichnet \mathfrak{A} den Querschnitt des eingetauchten Hauptspants, so ist für:

$$\begin{aligned} \text{kleine Schrauben} & \dots\dots\dots z \cdot F_p = \sim 0,065 \text{ bis } 0,077 \cdot \mathfrak{A} \\ \text{mittelgroße Schrauben} & \dots\dots\dots z \cdot F_p = \sim 0,083 \text{ bis } 0,100 \cdot \mathfrak{A} \\ \text{große Schrauben} & \dots\dots\dots z \cdot F_p = \sim 0,110 \text{ bis } 0,165 \cdot \mathfrak{A} \end{aligned} \quad (780)$$

Die Konstruktion der abgewickelten Flügelfläche, wenn die projizierte gegeben ist; und umgekehrt, vergleiche Tafel 23a, Abb. 12—15, Tafel 57 und Abb. 346.

c) Das Verhältnis der Schraubenkreisfläche zur Projektion der Flügelfläche beträgt:

$$F_p : \frac{D^2 \cdot \pi}{4} = \sim 0,35 \text{ bis } 0,45 \text{ für } D < 3,0 \text{ m,}$$

$$F_p : \frac{D^2 \cdot \pi}{4} = 0,25 \text{ bis } 0,33 \text{ für } D > 3,0 \text{ m.}$$

d) Größte ausgestreckte Flügelbreite l_{\max} .

Es kann gesetzt werden:

$$l_{\max} = (6,8 - 0,18 \cdot v_k) \cdot \frac{1}{D \cdot z} \cdot \sqrt{\frac{N_i}{n}} \text{ m.} \quad (781)$$

$$l_{\max} = \sim 0,2 \cdot D \text{ bis } 0,37 \cdot D.$$

Die größeren Werte für kleine Fahrzeuge.

l_{\max} liegt in der Regel, gleichgültig welche Flügelform gewählt wird, in einer Entfernung 0,28 bis $0,33 \cdot D$, also auf $\sim 0,6$ bis $0,7$ der Flügellänge. Die ausgestreckte Flügelbreite an der Nabe beträgt zwischen $0,15 \cdot D$ bis $0,23 \cdot D$.

Die größeren Breiten an der Nabe finden sich bei kleineren Schrauben von 3 m Durchmesser abwärts.

Bei hohen Umfangsgeschwindigkeiten (40–50 m) ist es vorteilhaft, die Flügel an der Nabe breit, am Umfange schmal auszuführen, weil dann der größere Wirkungsgrad den unteren Flügelteilen zukommt, außerdem läßt sich die Flügelstärke an der Nabe verkleinern, was ebenfalls bei gleicher Festigkeit des Querschnitts zur Erhöhung des Wirkungsgrades der Schrauben beiträgt und endlich werden bei am Umfange weniger breiten Flügeln die wahrscheinlichen Ursachen der Bildung von Hohlräumen im Wasser an der Vorderfläche der Flügel vermindert.

Zu kleine Flügelflächen haben bei höheren Umdrehungszahlen ein bedeutendes Anwachsen des Rücklaufs und einen geringeren achsialen Propellerschub zur Folge, zu groß bemessene Flügelflächen dagegen erzeugen bei kleiner Geschwindigkeit leicht negativen Slip, besonders wenn die Flügel an den Enden breit sind.

e) Mittlere Flügelbreite l_m .

Bezeichnet F_a die abgewinkelte Fläche eines Flügels, d_n den Durchmesser der Nabe, so ist:

$$l_m = \frac{2 \cdot F_a}{D - d_n} \quad (782)$$

$$l_m = 0,75 \text{ bis } 0,84 \cdot l_{\max} \quad (783)$$

für Schiffe mit einer Schraube ist: $l_m = \sim 0,75$ bis $0,86 \cdot l_{\max}$

für Schiffe mit zwei Schrauben ist: $l_m = \sim 0,80$ bis $0,84 \cdot l_{\max}$

$$l_m = \sim 0,17 \cdot D \text{ bis } 0,33 \cdot D.$$

Die größeren Werte für kleinere Fahrzeuge.

Die ausgestreckte Flügelbreite l_n an der Nabe beträgt für normale Schrauben

$$l_n = \sim 0,16 \cdot D \text{ bis } 0,18 \cdot D;$$

für kleinere Fahrzeuge findet sich häufig

$$l_n = \sim 0,2 \cdot D \text{ bis } 0,26 \cdot D.$$

Für nach hinten geneigte Flügel kann, wenn γ der Neigungswinkel der Richtlinie gegen die Vertikale ist, gesetzt werden:

$$\gamma^0 = 0,7 \text{ bis } 0,8 \cdot \sqrt{n}. \quad (784)$$

Beispiel:

Nach Gleichung (781) ergibt sich für den Doppelschrauben-Schnellpostdampfer Kaiser Wilhelm II., mit $N_i = 20000$, $n = 79$, $v_k = 23$, $z = 4$, $D = 6,95$ m,

$$l_{\max} = (6,8 - 0,18 \cdot 23) \cdot \frac{1}{6,95 \cdot 4} \cdot \sqrt{\frac{20000}{79}}$$

$$l_{\max} = 1,515 \text{ m (ausgeführt } 1,544 \text{ m)}$$

demnach: $l_m = \sim 0,84 \cdot 1,515 = 1,270$ m (ausgeführt 1,275 m).

Außerdem läßt sich l_m aus Gleichung (776) ermitteln, wenn $N_e = \sim 0,9 \cdot N_i$ angenommen wird.

Nach Gleichung (775a) und (776) folgt:

$$N_s = 16900 \cdot (0,25 \cdot 7,725 \cdot 0,374 - 0,0288) = 11700 \text{ PS.}$$

$$N_e = 22500 \cdot (0,25 \cdot 7,725 \cdot 0,374 + 0,052) = 17450 \text{ PS.}$$

Also:

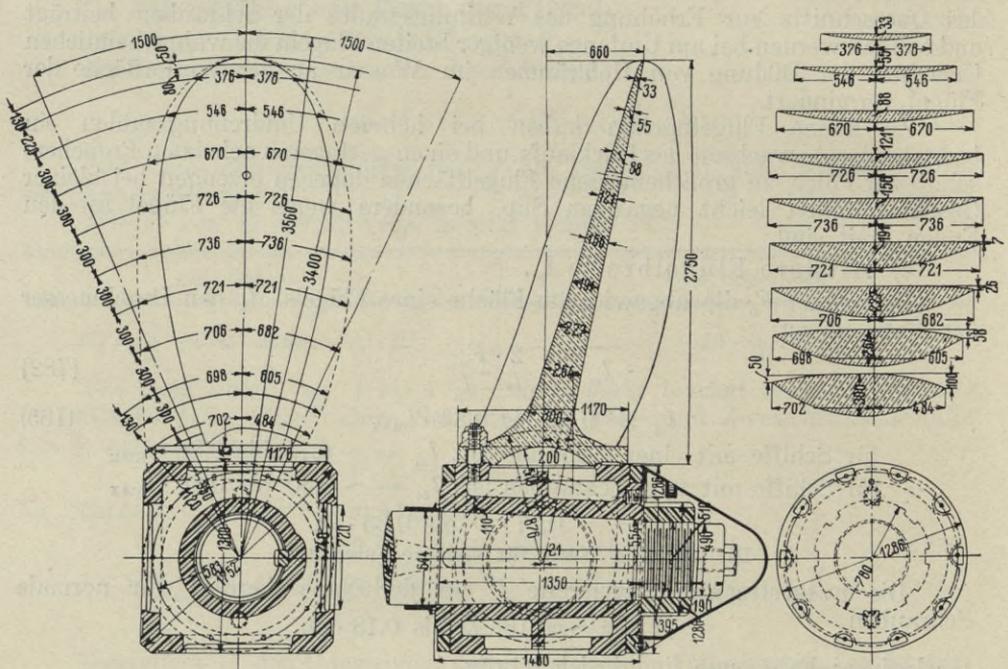
$$\eta_s = \frac{N_s}{N_e} = \frac{11700}{17450} = 0,65,$$

$$\eta_m = 0,87.$$

Der wirkliche Propellerschub für die Fortbewegung des Schiffes beträgt demnach:

$$\frac{98 \cdot 2 \cdot N_s}{v_k} = \frac{98 \cdot 2 \cdot 11700}{23} = \sim 100000 \text{ kg.}$$

Abb. 345.

Schraube des Doppelschrauben-Schnellpostdampfers
Kaiser Wilhelm II.

Beispiel. Für einen Torpedobootszerstörer von 2×3550 PS. beträgt $D = 2,260$ m, $H = 3,3$ m, $D:H = 0,685$, $n = 322$, der Nabendurchmesser $0,406$ m. Nach ausgeführten Schrauben ähnlicher Boote sei $l_m = 0,562$ m angenommen, der tatsächliche Slip $\sim 20\%$, der Vorstrom kann hier wegen des sehr scharfen Hinterschiffs vernachlässigt werden.

Dann ergibt sich nach Gleichung (775a) und (776).

$$N_s = \frac{(3,3 \cdot 322)^3}{880000} \cdot 3 \cdot 2,26 \cdot 0,562 \cdot 0,8 \cdot [0,2 \cdot (9,4 - 0,4 \cdot 3 \cdot 0,685) (0,744 \cdot 0,685 - 0,136)] - 0,0243 \cdot 0,685 - 0,0124.$$

$$N_s = 3360 \cdot 0,612 = 2270 \text{ bis } 2300 \text{ PS.}$$

$$N_e = \frac{(3,3 \cdot 322)^3}{880000} \cdot 3 \cdot 2,26 \cdot 0,562 \cdot [0,2 \cdot 9,4 - 0,4 \cdot 3 \cdot 0,685] (0,744 \cdot 0,685 - 0,136) + 0,419 - 0,356.$$

$$N_e = \sim 3000.$$

Demnach:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{3000}{3550} = 0,845$$

$$\eta_s = \frac{N_s}{N_e} = \frac{2270}{3000} = \sim 0,75.$$

Der Wirkungsgrad der Schrauben erscheint hier allerdings reichlich hoch. Der wirkliche Propellerschub beträgt:

$$\frac{98 \cdot 2 \cdot 2300}{27} = \sim 17000 \text{ kg.}$$

6. Festigkeit der Schraubenflügel.

a) Material.

	Flügel	Nabe	Befestigungsschrauben	Haube
Handelsschiffe: Schnelldampfer	Bronze und Bronzelegierungen (Phosphor- oder Manganbronze)	Gußeisen, seltener Stahlguß,	Schrauben: Bronze oder Stahl Muttern: Bronze	Gußeisen,
Fracht- und Passagierdampfer	Stahlguß, Bronze	Gußeisen, Stahlguß, Nickelstahlguß	"	Gußeisen
Große Frachtdampfer	Gußeisen, Stahlguß, Bronze, Stahlguß verzinkt, Überzug von Muntzmetall, Plattierung mit Nickelblech	" "	Schrauben: Stahl Muttern: Bronze	Gußeisen
Kleine Frachtdampfer	Gußeisen	Gußeisen	" "	—
Kriegsschiffe: Panzerschiffe, Kreuzer	Bronze, häufig verzinkt	Bronze	Mangan-, Tobinbronze etc.	Bronze
Torpedofahrzeuge	Bronze, geschmiedeter Stahl	Bronze, Stahlguß	" "	Bronze

Als Zugfestigkeit K_z kg/qcm des Flügelmaterials kann gesetzt werden:

Gußeisen	Stahlguß	Phosphorbronze	Kanonenmetall
1400—1750	4500	Manganbronze 3500—4200	1800—2400

b) Zulässige Beanspruchungen.

	Gußeisen	Stahlguß	Bronze	Mangan- oder Phosphorbronze
Zug, k_z kg/qcm.....	140	350 (475)	210 (300)	350 (650)
Druck, k_d kg/qcm.....	420	700 (925)	280 (380)	420 (900)

Die eingeklammerten Werte werden bei Schrauben mit hoher Umdrehungszahl häufig erreicht.

c) Angreifende Momente.

α) Schubkraft S kg in der Richtung der Achse für einen Flügel:

$$S = 450000 \cdot \eta_s \cdot \eta_m \cdot \frac{N_i}{H \cdot n \cdot z \cdot (1 - s_w)} \text{ kg.}$$

Im Mittel ist:

$$S = 360000 \cdot \frac{N_i}{H \cdot n \cdot z} = \sim 100 \cdot \frac{N_i}{v_k \cdot z} \text{ kg.}$$

Hebelarm der Schubkraft S : $\sim 0,35 \cdot D$.

Moment der Schubkraft S in bezug für einen Querschnitt im Abstand x von der Achse:

$$M_s = S \cdot (0,35 \cdot D - x)$$

$$M_s = 280000 \cdot \frac{N_i}{H \cdot n \cdot z} \cdot (0,35 \cdot D - x) = \sim 98 \cdot \frac{N_i}{v_k} \cdot (0,35 \cdot D - x). \quad (785)$$

β) Tangentialkraft T am Hebelarm $0,315 \cdot D$.

$$T = 200000 \cdot \frac{N_i}{D \cdot n \cdot z} \text{ kg.}$$

Moment der Tangentialkraft im Abstand x von der Achse:

$$M_T = 200000 \cdot \frac{N_i}{D \cdot n \cdot z} (0,315 \cdot D - x). \quad (786)$$

Setzt man im Mittel $x = 0,2 \cdot D$, so ist für den Flügelquerschnitt:

γ) Das biegende Moment um die zum Flügelquerschnitt senkrechte Achse:

$$\text{Abb. 344: } M_y = 16000 \cdot \frac{N_i}{z \cdot n} \cdot \left(2,36 \frac{D}{H} - 1\right) \text{ kg/cm} \quad (787)$$

das biegende Moment um die zur Flügelbreite parallele Schwerpunktsachse:

$$M_x = 16000 \cdot \frac{N_i}{z \cdot n} \cdot \left(2,36 \cdot \frac{D}{H} + 1\right) \text{ kg/cm.} \quad (788)$$

δ) Hat der Flügel die Neigung γ^0 nach hinten und ist G das Gewicht des für die Zentrifugalkraft in Betracht kommenden Flügelteiles, so liegt der Angriffspunkt der Zentrifugalkraft um:

$$x_0 = 0,23 \cdot D \text{ bis } 0,25 \cdot D \quad (789)$$

von der Achse entfernt und hat vom Schwerpunkte des Flügelquerschnittes den Abstand:

$$a = \frac{D}{8} \cdot \text{tg } \gamma.$$

Die Größe der Zentrifugalkraft beträgt:

$$C = \frac{G \cdot D \cdot n^2}{350000} \text{ kg.} \quad (790)$$

Das von der Zentrifugalkraft erzeugte Biegemoment:

$$M_C = \frac{G \cdot D^2 \cdot n^2 \cdot \text{tg } \gamma}{2840000} \text{ kg/cm} \quad (791)$$

Das Gewicht G des auf Zentrifugalkraft zu untersuchenden Teils eines Flügels läßt sich genügend genau ermitteln aus:

$$\text{Bronze: } G = (0,322 - 0,0025 \cdot D) \cdot D^2 \cdot h \text{ kg,} \quad (791a)$$

Gußeisen: 0,85, Stahlguß: 0,9 mal dem Gewicht von Bronze.

D und h in dm.

ε) Die größten von M_x , M_y , C und M_C herrührenden Beanspruchungen ergeben sich, für Zug:

$$s_z = \frac{24000 \cdot N_i}{z \cdot n \cdot h^3} \cdot \left(1 + 4,4 \cdot \frac{D}{H}\right) + \frac{G \cdot D n^2}{2000000 \cdot h^2} \cdot \left(2 + \frac{D}{h} \cdot \operatorname{tg} \gamma\right) \text{ kg/qcm (792)}$$

Druck:

$$s_d = \frac{50000 \cdot N_i}{z \cdot n \cdot h^3} \cdot \left(1 + 2,36 \frac{D}{H}\right) - \frac{G \cdot D \cdot n^2}{1170000 \cdot h^2} \cdot \left(1 - \frac{D \cdot \operatorname{tg} \gamma}{0,92 \cdot h}\right) \text{ kg/qcm (793)}$$

h ist leicht durch Probieren aus Gleichung (792) bzw. (793) zu finden, wenn s_z und s_d durch k_z und k_d ersetzt werden; der größere Wert von h ist zu wählen.

Steht der Flügel senkrecht zur Achse, so ist $\gamma = 0$, kann die Zentrifugalkraft vernachlässigt werden, so ist das zweite Glied der Gleichung (792) und (793) Null.

ζ) Flügelstärke.

Überschlägich kann gesetzt werden an der Nabe, für große Schrauben mit mäßigen Umdrehungszahlen:

$$h = \sim 50 \cdot \sqrt[3]{\frac{N_i}{n}} \text{ mm, (794)}$$

kleine Schrauben mit hohen Umdrehungszahlen:

$$h = \sim 40 \cdot \sqrt[3]{\frac{N_i}{n}} \text{ mm. (795)}$$

Die Flügelstärke an der Spitze beträgt für Schrauben aus:

Bronze	Stahlguß	Gußeisen
$\frac{D}{265}$	$\frac{D}{300}$	$\frac{D}{180}$

Beispiel. Für den Doppelschrauben - Schnellpostdampfer Kaiser Wilhelm II. ist:

$$N_i = 20000, n = 80, D = 6,95 \text{ m}, H = 10,3 \text{ m}; D:H = 0,675$$

$$\operatorname{tg} \gamma = 0,186, z = 4.$$

Nach Gleichung (794) folgt zunächst:

$$h = \sim 50 \cdot \sqrt[3]{\frac{20000}{80}} = 50 \cdot 6,3 = 315 \text{ mm,}$$

ausgeführt 310 mm.

$$\text{Ferner: } G = (0,322 - 0,025 \cdot 69,5) \cdot 69,5^2 \cdot 3,1 = 2160 \text{ kg.}$$

Demnach wird:

$$s_{z \max} = \frac{24000 \cdot 20000}{4 \cdot 80 \cdot 29800} (1 + 4,4 \cdot 0,675) + \frac{2160 \cdot 695 \cdot 80^2}{2000000 \cdot 961} \cdot \left(2 + \frac{695}{31} \cdot 0,186\right),$$

$$s_{z \max} = \sim 231 \text{ kg/qcm;}$$

$$s_{d \max} = \frac{50000 \cdot 20000}{4 \cdot 80 \cdot 29800} (1 + 2,36 \cdot 0,675) - \frac{2160 \cdot 695 \cdot 80^2}{1000000 \cdot 961} \left(1 - \frac{695 \cdot 0,186}{0,92 \cdot 31}\right),$$

$$s_{d \max} = 312 \text{ kg/qcm.}$$

Ferner ist nach Gleichung (781) die größte Flügelbreite:

$$l_{\max} = (6,8 - 0,18 \cdot 23) \cdot \frac{1}{6,95 \cdot 4} \cdot \sqrt{\frac{20000}{80}},$$

$$l_{\max} = 1515 \text{ mm (ausgeführt 1544).}$$

Die Fläche eines Flügels nach Gleichung (778):

$$F = \frac{1}{4} \cdot (2,4 - 0,066 \cdot 23) \cdot \sqrt{\frac{20000}{80}},$$

$$F = 3,48 \text{ qm (ausgeführt 3,4 qm).}$$

η) Befestigungsschrauben der Flügel.

Für i Schrauben für jeden Flügel kann der Kerndurchmesser der Schrauben angenommen werden, wenn d_s den Durchmesser der Schraubenwelle bezeichnet:

$$\text{für Schrauben mit 3 Flügeln: } d = 0,45 \text{ bis } 0,55 \cdot d_s \cdot \sqrt{\frac{1}{i}} \quad (796)$$

$$\text{für Schrauben mit 4 Flügeln: } d = 0,4 \text{ bis } 0,48 \cdot d_s \cdot \sqrt{\frac{1}{i}}.$$

Diese völlig genügenden Werte von d findet man häufig noch um $\sim 1/2''$ erhöht.

Zahlentafel Nr. 103.

Durchmesser der Befestigungsschrauben der Flügel, Zoll engl.:

Durchmesser der Schrauben- welle mm	Flügelanzahl	Anzahl der Befestigungsschrauben				
		6	7	8	9	10
200	3	$1\frac{1}{2} - 1\frac{3}{4}$	$1\frac{3}{8} - 1\frac{5}{8}$	$1\frac{1}{4} - 1\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4} - 1\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{8} - 1\frac{3}{8}$
	4	$1\frac{1}{4} - 1\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4} - 1\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{8} - 1\frac{3}{8}$	$1\frac{1}{8} - 1\frac{1}{4}$	$1 - 1\frac{1}{4}$
250	3	$1\frac{5}{8} - 2\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{4} - 2\frac{1}{8}$	$1\frac{5}{8} - 2$	$1\frac{1}{2} - 1\frac{3}{4}$	$1\frac{3}{8} - 1\frac{3}{4}$
	4	$1\frac{5}{8} - 2$	$1\frac{1}{2} - 1\frac{3}{4}$	$1\frac{3}{8} - 1\frac{5}{8}$	$1\frac{3}{8} - 1\frac{5}{8}$	$1\frac{1}{4} - 1\frac{1}{2}$
300	3	$2\frac{1}{4} - 2\frac{5}{8}$	$2 - 2\frac{1}{2}$	$1\frac{7}{8} - 2\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{4} - 2\frac{1}{8}$	$1\frac{3}{4} - 2$
	4	$2 - 2\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{4} - 2\frac{1}{8}$	$1\frac{5}{8} - 2$	$1\frac{5}{8} - 1\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{2} - 1\frac{7}{8}$
350	3	$2\frac{5}{8} - 3\frac{1}{8}$	$2\frac{1}{4} - 2\frac{7}{8}$	$2\frac{1}{8} - 2\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{8} - 2\frac{1}{2}$	$2 - 2\frac{3}{8}$
	4	$2\frac{1}{4} - 2\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{8} - 2\frac{1}{2}$	$2 - 2\frac{3}{8}$	$1\frac{7}{8} - 2\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{4} - 2\frac{1}{8}$
400	3	$2\frac{7}{8} - 3\frac{1}{2}$	$2\frac{3}{4} - 3\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{2} - 3\frac{1}{8}$	$2\frac{3}{8} - 2\frac{7}{8}$	$2\frac{1}{4} - 2\frac{3}{4}$
	4	$2\frac{1}{2} - 3$	$2\frac{3}{8} - 2\frac{7}{8}$	$2\frac{1}{4} - 2\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{8} - 2\frac{3}{8}$	$2 - 2\frac{3}{8}$
450	3	$3\frac{1}{4} - 4$	$3 - 3\frac{3}{4}$	$2\frac{7}{8} - 3\frac{1}{2}$	$2\frac{5}{8} - 3\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{2} - 3\frac{1}{8}$
	4	$2\frac{7}{8} - 3\frac{1}{8}$	$2\frac{3}{4} - 3\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{2} - 3$	$2\frac{3}{8} - 2\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{4} - 2\frac{3}{4}$
500	3	$3\frac{5}{8} - 4\frac{3}{8}$	$3\frac{3}{8} - 4\frac{1}{8}$	$3\frac{1}{8} - 3\frac{7}{8}$	$3 - 3\frac{5}{8}$	$2\frac{3}{4} - 3\frac{3}{8}$
	4	$3\frac{1}{4} - 4$	$3 - 3\frac{5}{8}$	$2\frac{7}{8} - 3\frac{3}{8}$	$2\frac{5}{8} - 3\frac{1}{8}$	$2\frac{1}{2} - 3\frac{1}{8}$
550	3	$4 - 4\frac{7}{8}$	$3\frac{3}{4} - 4\frac{1}{2}$	$3\frac{1}{2} - 4\frac{1}{4}$	$3\frac{1}{4} - 3\frac{7}{8}$	$3\frac{1}{8} - 3\frac{3}{4}$
	4	$3\frac{5}{8} - 3\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4} - 4$	$3\frac{1}{8} - 3\frac{5}{8}$	$2\frac{7}{8} - 3\frac{1}{2}$	$2\frac{3}{4} - 3\frac{1}{4}$
600	3	$4\frac{3}{8} - 5\frac{1}{4}$	$4 - 4\frac{7}{8}$	$3\frac{3}{4} - 3\frac{5}{8}$	$3\frac{1}{2} - 4\frac{1}{4}$	$3\frac{3}{8} - 4\frac{1}{8}$
	4	$3\frac{7}{8} - 4\frac{5}{8}$	$3\frac{5}{8} - 4\frac{3}{8}$	$3\frac{3}{8} - 4$	$3\frac{1}{4} - 3\frac{7}{8}$	$3\frac{1}{8} - 3\frac{5}{8}$

7. Propellernabe.

a) Nabe mit angegossenen Flügeln.

Beanspruchung. d_1, d_2 größter und kleinster Durchmesser der Nabenbohrung, w Wandstärke der Nabe im Konus, l_n Länge der Nabe, k_z zulässige Beanspruchung auf Zug.

Damit kein Aufreißen der Nabe, infolge der durch das Drehmoment M_t übertragenen Kräfte stattfinden kann, muß die Gleichung gelten:

$$l_n \cdot w \cdot [(w + 0,5 \cdot (d_1 - d_2)) \cdot k_z] = M_t = 71\,620 \cdot \frac{N_i}{n} \quad (797)$$

unter der Voraussetzung, daß die Beanspruchung in der Mitte der Wandstärke erfolgt.

Für gußeiserne Schrauben findet sich als größter Nabendurchmesser

$$d_n = 1,9 \text{ bis } 2,5 \cdot d_s \quad (798)$$

$$d_n = 0,135 \text{ bis } 0,155 \cdot D \quad (799)$$

Nabenlänge:

$$l_n = \sim 1,15 \text{ bis } 1,18 \cdot d_n \quad (800)$$

Das mittlere Drittel der Nabelänge wird etwa um $0,33 \cdot d_s$ ausgespart, so daß hier eine Wandstärke: $w_1 = \sim \frac{2}{3} \cdot h$ vorhanden ist, wenn h die Flügelstärke an der Nabe bezeichnet. Gewinde, Muttern und Federkeile zur Befestigung der Nabe auf der Schraubenwelle, vgl. S. 194.

Man findet: $w = 3 \text{ bis } 5 \cdot \sqrt[3]{\frac{N_i}{n}}$ (801)

b) Naben mit aufgeschraubten Flügeln.

Nabendurchmesser	Kriegsschiffe	Handelsschiffe	
d_n	0,24 bis 0,26 · D	0,16 bis 0,24 · D	
	2,5 · d_s bis 3,5 · d_s Die größeren Werte für kleinere Schrauben.		
Nabelänge:	$l_n = \sim d_n \text{ bis } 1,6 \cdot d_n$		
Flanschdurchmesser	$d_f = \sim 2 \text{ bis } 2,4 \cdot d_s \text{ oder } \sim 0,7 \text{ bis } 0,8 \cdot l_n$		
Stärke des Flügelflansches δ	$\delta = 0,3 \text{ bis } 0,35 \cdot d_s$ (Gußeisen) (802)		
	$\delta = 0,18 \text{ bis } 0,24 \cdot d_s$ (Stahlguß, Bronze).		
	Gußeisen	Stahlguß	Bronze
Wandstärke im Konus	1,1 bis 1,2 · δ	δ	δ
Vorder- und Hinterwand	1,1 bis 1,2 · δ	δ	δ

Auf gußeiserne Naben werden häufig vorne und hinten Schrumpfringe aus Schmiedeeisen aufgezogen.

Breite der Schrumpfringe $\sim 0,18 \cdot d_s$, Höhe $\sim 0,23 \cdot d_s$, Länge der Haube $\sim 1,8 \cdot d_s$, Wandstärke für Gußeisen 15–20 mm.

Für die Konstruktion der Naben kann zweckmäßig nach Verhältniszahlen gearbeitet werden. Setzt man den mittleren Durchmesser der Propellerwelle

$$d_s = 100,$$

so kann gewählt werden:

Zahlentafel Nr. 104.

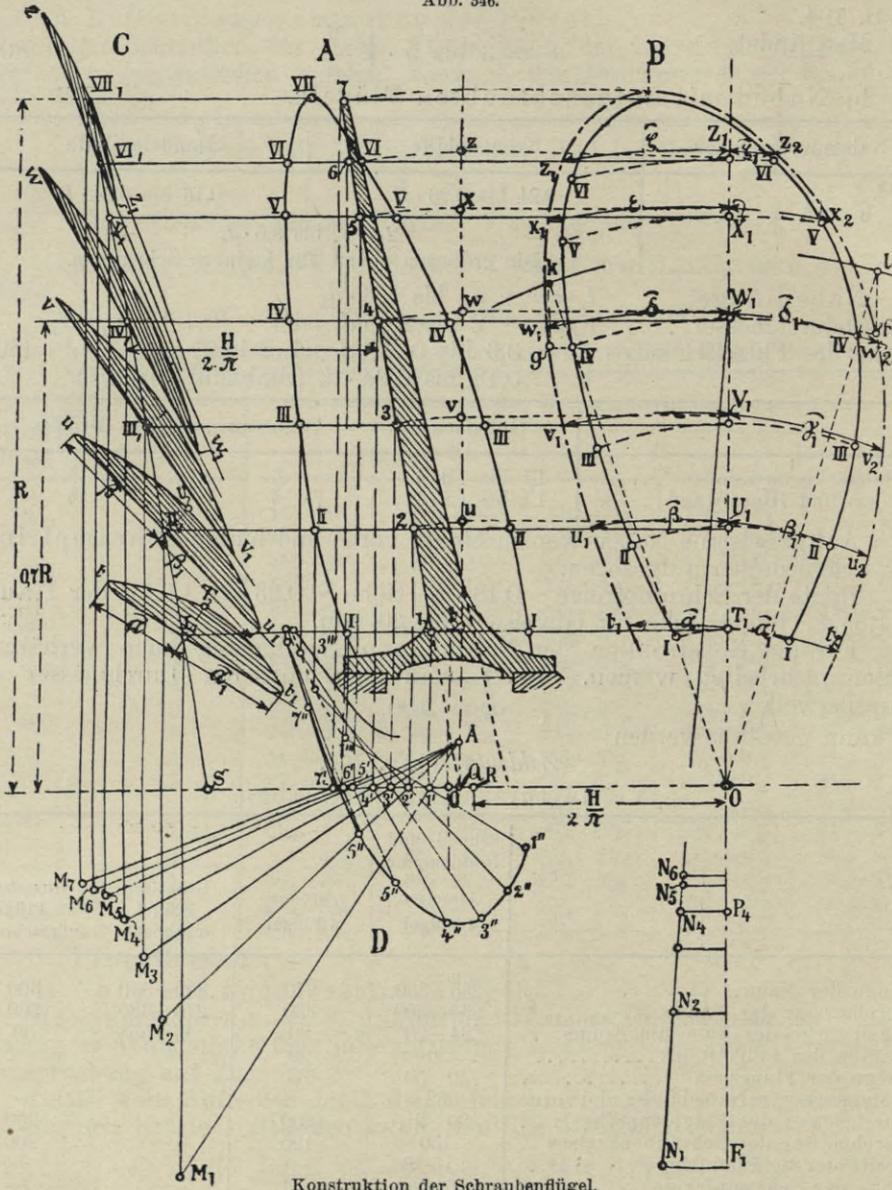
Verhältniszahlen für Naben.

	Schnell- und Postdampfer			
	Gußeisen 4 Flügel	Bronze 3 Flügel	Gußeisen Flügel angegossen	Gußeisen 3 Flügel aufgeschraubt
Länge der Nabe	235–300	270	300–330	300
Durchmesser der Nabe	280–300	330	275–330	360
Wandstärke der Nabe am Konus	24–28	20	45–55	30
Flansch des Flügelfußes	20	20	—	—
Länge der Flanschen	40–50	33	—	—
Wandstärke der Nabe hinten und vorne	32	—	—	—
Durchmesser des Flügelflansches	190–215	250	—	250
Durchmesser des Schraubenkreises	150	195	—	200
Breite der Schrumpfringe	15–18	—	—	—
Höhe der Schrumpfringe	18–20	—	—	—
Äußerer Durchmesser des Gewindes	82–85	80	82–92	90
Äußerer Durchmesser der Mutter	104–120	130	140–165	145
Höhe der Mutter	56–70	62	58–75	80
Länge des Gewindespiegels	30–45	33	—	23
Durchmesser des Gewindespiegels	80	75	—	82
Tiefe der Aussparung zum Einsetzen des Flügelfußes	—	15	—	18
Durchmesser der Aussparung der Nabe	—	—	160–185	—

8. Konstruktion der Schraubenflügel.

In Abb. 346 ist die Konstruktion des meist vorkommenden Falles einer Schraube mit konstanter Steigung H auf $0,7 \cdot R$ gemessen und rückwärts geneigten Flügeln dargestellt.

Abb. 346.



Konstruktion der Schraubenflügel.

Gegeben. Durchmesser $2R$, Steigung H , Projektion eines Flügels I, II, III, IV, V, VI, VII (Abb. 346, B).

a) Abwicklung in der geneigten Ebene des Flügels.

Schlage von Q als Mittelpunkt die Bogen $1t, 2u, 3v, 4w, 5x, 6z$ (Abb. 346 A) und projiziere die Punkte t, u, v, w, x, z (A) nach $T_1, U_1, V_1, W_1, X_1, Z_1$ (B).

Fortsetzung S. 399.

Zahlen tafel Nr. 105.
Verhältnisse ausgeführter Schrauben.

	Schlepper Stahlguss	Torpedoboots- zerstörer Manganbronze	Schlepper Stahlguss	Frachtdampfer Gusseisen	Fracht- und Passagierdampfer	Fracht- und Passagierdampfer Bronze und Guss- eisen
Durchmesser	2000	2260	3000	3800	4720	5300
Steigung	2600	3302	3800	3300	6250	5900
GröÙte Breite der Flügel	730	813	840	1180	1000	1265
Entfernung der gröÙten Breite von Mitte Welle	602	714,4	1000	1160	—	1800
Abgewinkelte Schraubenfläche für eine Schraube	2	1,8887	3,69	5,61	5,96	8,6
Projizierte Schraubenfläche für eine Schraube	1,505	1,4363	2,92	4,95	4,71	7,0
Kreisfläche der Schraube	3,14	4,0133	7,068	11,34	17,4	22
Durchmesser : Steigung	0,77	0,705	0,79	1,150	0,755	0,889
Projizierte Fläche : Kreisfläche	0,48	0,357	0,414	0,494	0,27	0,318
Projizierte Fläche : Abgewinkelte Flügelfläche	0,752	0,75	0,79	0,88	0,79	0,815
Abgewinkelte Flügelbreite an der Nabe mm	438	420	705	747	800	820
Flügelänge	833	927	1235	1575	1935	2065
GröÙter Nabendurchmesser	334	406,4	570	650	850	1170
Nabenlänge	376	1775	580	650	714	900
Umdrehungszahl, minutlich	125	335,2	110	100	—	82
Pferdestärke der Maschine	200	3550	600	800	—	3000
Mittlere Flügelbreite	598	680	675	892	770	1040
Anzahl der Flügel	4	3	4	4	4	4
Anzahl der Schrauben	1	2	1	1	2	2
Flügelstärke an der Nabe	50	—	85	110	140	135
Flügelstärke am Umfang	8	—	13	20	15	20
Umfangsgeschwindigkeit	13	40	17,5	20	—	23

Zahlentafel Nr. 105. (Fortsetzung.)
Verhältnisse ausgeführter Schrauben.

	Kreuzer 1. Kl. Manganbronze	Fracht- und Passagier- dampfer Bronze und Gusseisen	Postdampfer Manganbronze und Gusseisen	Frachtdampfer Gusseisen	Schnelldampfer Bronze und Gusseisen
Durchmesser..... mm	5300	5466	5700	5943	6950
Steigung	0,962 · D	1,210 · D	6500	0,875 · D	1,482 · D
GröÙte Breite der Flügel	1164	1320	1226	0,215 · D	0,221 · D
Entfernung der gröÙten Breite von Mitte Welle	1650	1600	1900	0,296 · D	0,350 · D
Abgewinkelte Schraubenfläche für eine Schraube	5,9	8,02	9,15	0,248 · D ²	0,282 · D ²
Projizierte Schraubenfläche für eine Schraube	4,4	6,59	7,15	0,222 · D ²	0,253 · D ²
Kreisfläche der Schraube	22	23,4	25,4	—	—
Durchmesser : Steigung	1,04	0,826	0,877	—	—
Projizierte Fläche : Kreisfläche	0,2	0,23	0,281	—	—
Projizierte Fläche : Abgewinkelte Flügelfläche	0,755	0,825	0,78	0,937	0,775
Abgewinkelte Flügelbreite an der Nabe mm	862	935	844	1005	1130
Flügelänge	2040	2058	2205	0,387 · D	0,400 · D
GröÙter Nabdurchmesser	1290	1350	1290	0,226 · D	0,198 · D
Nabenlänge	995	1150	1055	0,177 · D	0,208 · D
Umdrehungszahl, minutlich	140	78	80	72	80
Pferdestärke der Maschine	8000	3700	4500	3000	20000
Mittlere Flügelbreite	964	1016	1250	0,157 · D	0,176 · D
Anzahl der Flügel	3	3	4	4	4
Anzahl der Schrauben	2	2	2	1	2
Flügelstärke an der Nabe	190	212	210	230	310
Flügelstärke am Umfang	10	20	15	20	22
Umfangsgeschwindigkeit	39	22	24	22	29

Schlage von O (B) die Kreisbogen II, III, IV, V, VI , ferner von O (Abb. B) mit $RT_1, RU_1, RV_1, RW_1, RX_1, RZ$ Kreisbogen, nachdem RO (B) = $H:2\pi$ gemacht ist und ziehe $O'I, O'II, O'III$ usw. bis zu den letzteren Kreisbogen; dargestellt in (B) für Punkt IV mit den Schnittpunkten k und l . Ziehe durch I, II, III, IV (B) usw. Horizontalen, deren Schnitte mit den Vertikalen gesuchte Punkte der abgewickelten Flügelfläche ergeben. Für Punkt IV z. B. (B) sind IVg und IVf die Horizontalen, kg und lf die Vertikalen, g und f Punkte der abgewickelten Flügelfläche.

b) Konstruktion der Flügelschnitte (Abb. B).

Mache $4IV_1$ auf $0,7 \cdot R$ gelegen (Abb. A und C) gleich $H:2\pi$ und Strecke VII_1, IV_1, S in (C) $\# 7Q$ (Abb. A). Projiziere 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 (A) nach $1', 2', 3', 4', 5', 6', 7'$ (D) und ziehe $I_1 1', II_1 2', III_1 3'$ usw. Errichte in $1', 2', 3', 4', 5', 6', 7'$ (D) Senkrechte auf $I_1 1', II_1 2', III_1 3'$ usw., welche die Vertikalen durch I_1, II_1, III_1 usw. (C) in M_1, M_2, M_3 usw. schneiden und den gemeinschaftlichen Schnittpunkt A (Abb. A) haben. Die Strecken $I_1 M_1, II_1 M_2, III_1 M_3$ usw. stellen dann die Radien der Flügelschnitte der abgewickelten Flügelfläche in Abb. B dar. Zur Konstruktion der Flügelschnitte ist es genügend genau durch W_1 als Scheitel (Abb. B) auf $0,7$ des Radius gelegen $\sphericalangle N_4 W_1 P_4 =$ dem Neigungswinkel α , $W_1 N_4 = IV_1 M_4$ (C) und den Kreisbogen $w_1 W_1 w_2$ zu ziehen. Die übrigen Flügelschnitte werden durch Kreisbogen durch T_1, U_1, V_1, X_1, Z_1 mit den Radien $I_1 M_1, II_1 M_2, III_1 M_3$ usw. (C) erhalten, deren Mittelpunkte N_1, N_2, N_3 usw. auf $W_1 N_4$ (B) liegen.

Die Gestalt der Flügelschnitte ergibt sich, wenn in C die Strecken:

$$tI_1 = \hat{\alpha}, I_1 t_2 = \hat{\alpha}_1, uII_1 = \hat{\beta}, II_1 u_1 = \hat{\beta}_1$$

gemacht werden. Die in I_1, II_1, III_1 usw. (C) anzutragenden größten Stärken der Flügelschnitte sind in den Punkten 1, 2, 3 ... (A) zu entnehmen.

c) Konstruktion der Seitenansicht.

Trage (Abb. 346, D) von $1', 2', 3'$ usw. auf den Strecken $I_1 1', II_1 2', III_1 3'$ die Längen $1'1'' = \hat{\alpha}_1, 1'1''' = \hat{\alpha}, 2'2'' = \hat{\beta}_1$ und $2'2''' = \hat{\beta}$ usw. (D) ab und projiziere die Punkte $1'', 1'''$ auf II (A) ebenso $2''2'''$ auf III , $3'3''$ auf III usw. Die Aufsicht auf die Flügel ergibt sich durch Verbindung der Punkte $1'', 2'', 3'', 4''$ usw. (D).

Vierzehnter Abschnitt.

Die Dampfturbine als Schiffsmaschine.

1. Wirkungsweise.

Bei allen Dampfturbinen-Systemen kommt die nutzbare Expansionsarbeit des Dampfes erst nach ihrer Umsetzung in kinetische Energie zur Wirkung. Die kinetische Energie des Dampfes entspricht dem inneren Arbeitsvermögen des Dampfes, das durch adiabatische Expansion frei wird, dementsprechend wird auch die gleiche Wärmemenge in Arbeit umgesetzt wie bei der Kolbendampfmaschine, deren Expansion aber weniger weit getrieben werden kann als bei Dampfturbinen, vorausgesetzt, daß die Erreichung eines hohen Vakuums möglich ist.

a) In den Reaktionsturbinen erfolgt die Expansion des Dampfes nur zum Teil im Leitrad und expandiert erst vollständig im Laufrad, so daß außer der Dampfgeschwindigkeit auch der Dampfdruck zur Wirkung kommt. Infolgedessen kann auf beiden Seiten des Laufrades nicht derselbe Druck herrschen, es entsteht daher in der Richtung der Dampfströmung ein Druck, der ausgeglichen werden muß. Infolge der Expansion nimmt der Wärmehalt des Dampfes und der Druck ab und die aufeinander folgenden Laufräder arbeiten mit zunehmenden Dampfgeschwindigkeiten.

Da der Dampf das Bestreben hat, durch die Spielräume zwischen den Laufrädern und der Wandung des Gehäuses zu entweichen, ohne seinen Weg durch die Schaufeln zu nehmen, so müssen die Spielräume so klein als möglich ausgeführt werden.

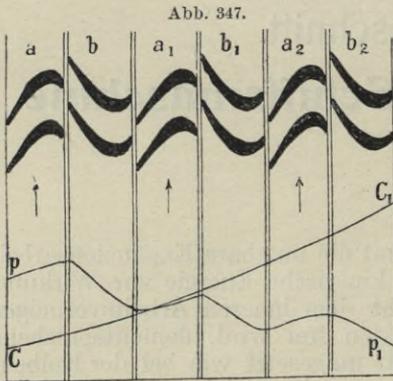
Die Beaufschlagung muß voll sein, weil bei partieller Beaufschlagung Druck- und Geschwindigkeitsschwankungen auftreten, die den Wirkungsgrad wesentlich herabsetzen.

Die für jedes einzelne Turbinenelement (Leit- und Laufrad) erforderliche Energie, die für die Erzeugung der großen Eintrittsgeschwindigkeit des Dampfes nötig ist, wird also durch einen von Laufrad zu Laufrad zur Wirkung gelangenden Spannungsabfall durch die Expansion des Dampfes ersetzt und da der Abfall der Spannung noch im Leitrade stattfindet, erfolgt beim Durchgang durch jedes Element ein abwechselndes Steigen und Fallen des Dampfdruckes und weil der Spannungsabfall sowohl im Leit- als auch im Laufrade eintritt, so muß die Relativgeschwindigkeit des Dampfes gegenüber den Schaufeln zu nehmen.

Das vom ersten Laufrad auf die Welle übertragene Drehmoment rührt also zum Teil von der unmittelbaren Wirkung des beaufschlagenden Dampfes, also vom ersten Leitrad, zum Teil aber von der Reaktion des in den Schaufeln teilweise expandierenden Dampfes her und dieser Vorgang wiederholt sich in jedem folgenden, aus Leit- und Laufrad bestehenden Element. Neben der

Aktion ist demnach Reaktion des Dampfes vorhanden. Die von der Expansion herrührende Geschwindigkeit wird in eine Reihe von Stufen unterteilt und in jeder Stufe wird die dynamische Wirkung zwischen Schaufel und Dampfstrahl verringert, so daß die Dampfgeschwindigkeit von einem Minimum an der Einströmungsseite auf ein Maximum an der Ausströmungsseite wächst, Abb. 347 zeigt den Druck- und Geschwindigkeitsverlauf.

Da die durch die großen Stufenzahlen erzielten Dampfgeschwindigkeiten verhältnismäßig klein sind, kann den Laufrädern eine kleine Umfangsgeschwindigkeit und Umlaufzahl gegeben werden. Parsons gibt als größte Dampfgeschwindigkeit etwa 180—190 m an.



p, p_1 Druckverlauf, c, c_1 Geschwindigkeitsverlauf, a, a_1, a_2 Leitschaufeln, b, b_1, b_2 Laufschaufeln.

Druck- und Geschwindigkeitsverlauf in Reaktionsturbinen.

b) In den Aktionsturbinen kommt wesentlich die Geschwindigkeit des Dampfes zur Geltung. Jedes Laufrad arbeitet in einem besonderen Gehäuse, in dem ein konstanter Druck herrscht, ein Schub in axialer Richtung kann aus diesem Grunde nicht auftreten und da wegen des konstanten Drucks in jeder Laufradkammer die Tendenz fehlt auf Kosten des Wirkungsgrades von einer Seite des Laufrades zur anderen überzufließen, so ist die Anordnung größerer Zwischenräume möglich, wie für Reaktionsturbinen, ebenso wie partielle Beaufschlagung ausgeführt werden kann.

Der Dampf expandiert im ersten Leitapparat von der Anfangsspannung auf den der Turbinenkammer entsprechenden Druck.

Die Druckdifferenz wird in den Leitschaufeln in Strömungsenergie verwandelt, so daß die Geschwindigkeit im ersten Leitrad steigt. In folgenden Laufrad sinkt die Geschwindigkeit und die Austrittsgeschwindigkeit aus dem Laufrad sinkt in der Kammer des ersten Schaufelrades. Im zweiten Leitrad expandiert der Dampf und seine Geschwindigkeit steigt und zwar höher wie im ersten Leitrad.

Die Wirkungsweise aller Aktionsturbinen erfolgt in der Weise, daß der Dampf durch ein Einlaßventil in eine ringförmige Kammer an der Stirnseite des Gehäuses tritt, aus der er durch den ersten Leitschaufelapparat auf das erste Laufrad gelangt. Durch geeignete Wahl der Querschnitte in den Leitkanälen expandiert der Dampf auf einen niedrigeren Druck und nimmt eine diesem Druckabfall entsprechende Geschwindigkeit an, mit der er mit einer durch die Gestaltung des Leitrades ihm vorgeschriebenen Richtung auf die Schaufeln des ersten Laufrades trifft. Dem Druckgefälle entspricht eine gewisse Energie, die an die Schaufeln des Laufrades abgegeben wird und diesem eine der Dampfgeschwindigkeit entsprechende Umfangsgeschwindigkeit erteilt. Ein Teil des noch übrigen Dampfdrucks wird darauf im folgenden Leitrad in Geschwindigkeit umgesetzt, die dem Druckgefälle entspricht und die erlangte Geschwindigkeit kommt im zweiten Laufrad zur Übertragung auf die Turbinenwelle usw.

Das Kennzeichen der bisher allein für Schiffsantrieb verwendeten Turbinen, System Rateau, ist eine mäßige Anzahl von Schaufelkränzen mit Teilbeaufschlagung in den ersten Stufen unter Anwendung der Druckwirkung des Dampfes, wobei Druck- und Geschwindigkeitsstufen Verwendung finden.

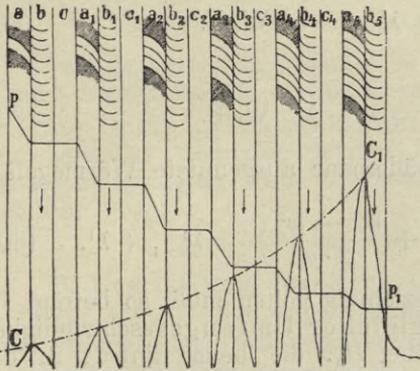
Vor der Reaktionsturbine ist jedenfalls der Vorteil vorhanden, daß der Dampfverbrauch sich für kleinere Leistungen bei derselben Turbine ebenso

günstig wie für größere stellt, weil die arbeitende Dampfmenge wohl verkleinert, der Expansionsgrad aber nicht verändert wird.

Die erreichbare unterste Grenze der Umdrehungszahl hängt also von der Anzahl der Druckstufen ab.

Da das Dampfvolumen von 1 kg bei abnehmendem Druck wächst, so erfolgt die Geschwindigkeitssteigerung in den aufeinander folgenden Leiträdern in immer höherem Maße. Daraus folgt, daß die Querschnitte der Leitschaufeln zunehmen müssen, so daß wenn die ersten Leitschaufeln partiell beaufschlagt werden, die Beaufschlagung wachsen muß, bis die Leitschaufeln voll beaufschlagt sind. Für die noch weiter folgenden Leitschaufeln müssen dann zur Vermeidung zu langer Schaufeln, die Durchmesser der Schaufelkränze vergrößert und eine Zunahme der Geschwindigkeit der Strömung

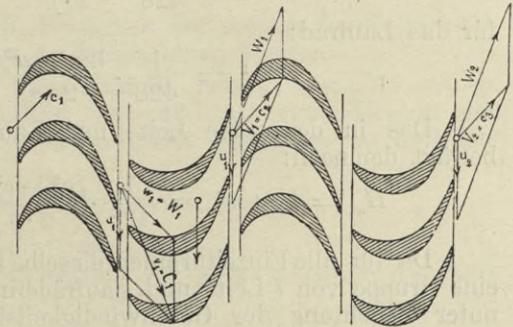
Abb. 348.



p, p_1 Druckverlauf, c, c_1 Geschwindigkeitsverlauf, a, a_1, a_2 Leitschaufeln, b, b_1, b_2 Laufschaufeln, c, c_1, c_2 Laufschaufelkammern.

Druck- und Geschwindigkeitsverlauf in Aktionsturbine.

Abb. 349.



Geschwindigkeitsdiagramm. Reaktionsturbine.

gleichzeitig eintretende Vergrößerung des Volumens des Dampfes.

Abb. 348 zeigt den Druck- und Geschwindigkeitsverlauf in der mehrstufigen Aktionsturbine.

2. Der Energieumsatz in den Dampfturbinen.

a) Reaktionsturbine.

α) Die Leitschaufeln in parallelen Kränzen auf dem Innumfang des Gehäuses erteilen dem strömenden Dampf die Strömungsrichtung, damit die durch die Zwischenräume der einzelnen Kränze strömenden Dampfstrahlen unter ganz bestimmtem Winkel gegen die in parallelen Kränzen um die Welle angeordneten Laufradschaufeln treffen.

β) Geschwindigkeitsverhältnisse und Wärmegefälle.

Bezeichnen (Abb. 349):

- $c_1, c_2, c_3 \dots c_z$ die absoluten Eintrittsgeschwindigkeiten in die einander folgenden Leiträder,
- $C_1, C_2, C_3 \dots C_z$ die absoluten Eintrittsgeschwindigkeiten in die einander folgenden Laufräder,
- $v_1, v_2, v_3 \dots v_z$ die absoluten Austrittsgeschwindigkeiten aus den einander folgenden Leiträdern,
- $V_1, V_2, V_3 \dots V_z$ die absoluten Austrittsgeschwindigkeiten aus den Laufrädern,

$w_1, w_2, w_3 \dots w_x$ die relativen Eintrittsgeschwindigkeiten in die Laufräder,
 $W_1, W_2, W_3 \dots W_x$ die relativen Austrittsgeschwindigkeiten aus den Laufrädern,
 $u_1, u_2, u_3 \dots u_x$ die Umfangsgeschwindigkeiten der einzelnen Laufräderkranze,
 $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3 \dots \lambda_x$ die Dampfwärme in W.-E. für den Anfangszustand von 1 kg Dampf für ein Leitrad mit dem dazu gehörigen Laufrad,
 $\lambda'_1, \lambda'_2, \lambda'_3 \dots \lambda'_x$ die der adiabatischen Expansion entsprechenden Dampf Wärmen für 1 kg Dampf in W.-E.,
 so beträgt für ein beliebiges (xtes) Paar von zusammengehörigen Leit- und Laufrädern:

Das Wärmegefälle für das xte Leitrad:

$$h_x = \frac{1}{428} \cdot \frac{v_x^2 - c_x^2}{2 \cdot g} = \lambda_{x-1}^1 - \lambda_x \text{ W.-E.} \quad (803)$$

für das Laufrad:

$$h_x^1 = \frac{1}{428} \cdot \frac{W_x^2 - w_x^2}{2 \cdot g} = \lambda_x - \lambda_x^1 \text{ W.-E.} \quad (804)$$

Das in dem xten Leit- und Laufräderpaar ausgenutzte Wärmegefälle beträgt demnach:

$$H_x = h_x + h_x^1 = \frac{1}{428} \cdot \left(\frac{v_x^2 - c_x^2}{2 \cdot g} + \frac{W_x^2 - w_x^2}{2 \cdot g} \right) = \lambda_{x-1}^1 + \lambda_x^1 \quad (805)$$

Da für alle Einzelturbinen dieselbe Beziehung gelten muß, so beträgt für eine Gruppe von i Leit- und Laufrädern gleicher Umfangsgeschwindigkeit unter Beachtung der Geschwindigkeitshöhe H_1 , die beim Eintritt in das erste Laufrad erzeugt wird, das wirksame Gefälle H für ein Leit- und Laufräderpaar:

$$H = H_1 + H_2 + \dots H_x + \dots H_z.$$

Sind m Stufen vorhanden, die $i, i_1, i_2 \dots i_m$ Leit- und Laufräderpaare enthalten, so ist

$$z = i + i_1 + i_2 + \dots i_m.$$

Bezeichnet H_m das mittlere Wärmegefälle für eine Stufe von z. B. i Leit- und Laufrädern, H_m, H_m'' dasselbe für die übrigen Stufen von je $i_1, i_2 \dots$ Leit- und Laufrädern, so beträgt das wirksame Gesamtgefälle:

$$H_w = H_m + H_m' + H_m'' + \dots$$

In jeder Stufe beträgt demnach das mittlere Gefälle für ein Leit- und Laufräderpaar:

$$\frac{H_m}{i}, \quad \frac{H_m'}{i_1}, \quad \frac{H_m''}{i_2} \text{ usw.}$$

und das Wärmegefälle für alle Leit- und Laufräderpaare über die ganze Länge der Turbine:

$$H_w = H_1 + z \cdot H_m. \quad (806)$$

Der Wert von H_1 ist in der Regel zu vernachlässigen, so daß:

$$H_w = \sim z \cdot H_m. \quad (807)$$

Bezeichnet λ_0 W.-E. den Wärmehalt des in die Turbine eintretenden, λ_c W.-E. den des in den Kondensator übertretenden Dampfes von 1 kg Gewicht, so beträgt das theoretische Wärmegefälle:

$$H_t = \lambda_0 - \lambda_c.$$

Als Grenzwert läßt sich setzen unter Berücksichtigung der Dampfreibung in der Turbine:

$$H_w = z \cdot H_m = \sim 0,7 \text{ bis } 0,8 \cdot H_e \quad (808)$$

γ) Eintritts- und Austrittswinkel α und β werden für ein Leit- und Laufrad meist gleich gewählt.

$$\alpha = \beta = \sim 18^\circ \text{ bis } 24^\circ.$$

Die Schaufelprofile für zusammengehörige Räderpaare fallen infolgedessen auch gleich aus.

Für die Umfangsgeschwindigkeit u kann gesetzt werden:

$$u = \sim 0,3 \text{ bis } 0,5 \text{ mal Dampfgeschwindigkeit.}$$

Für die ersten Räderpaare ist zu wählen:

$$u = 40 \text{ bis } 50 \text{ m.}$$

Für die letzten Räderpaare ist die Festigkeit der rotierenden Teile maßgebend, über 150—200 m dürfte kaum hinausgegangen werden.

Die Dampfgeschwindigkeit beim Eintritt beträgt etwa 75—90 m, beim Austritt aus dem letzten Laufrad 280—400 m. Besonders in den letzten Räderpaaren wird die Dampfgeschwindigkeit gesteigert, so daß hier ungefähr beträgt:

$$u = 0,30 \text{ bis } 0,33 \text{ mal Dampfgeschwindigkeit.}$$

δ) Ermittlung der Arbeitsleistung.

Für 1 kg Dampf läßt sich der Verlust an Arbeitsleistung beim Durchströmen der Turbine zu etwa:

$$\xi = 0,2 \text{ bis } 0,3 \cdot (\lambda_0 - \lambda_c) \text{ W.-E.}$$

annehmen, so daß, wenn V_z die Austrittsgeschwindigkeit aus dem letzten Laufrad bedeutet, von 1 kg Dampf eine Arbeit von:

$$L_i = 428 \cdot (1 - \xi) (\lambda_0 - \lambda_c) - \frac{V_z^2}{2 \cdot g} \text{ mkg} \quad (809)$$

geleistet wird.

Wird die Turbine von G kg Dampf sekundlich durchströmt, so wird eine indizierte Arbeit von:

$$N_i = \frac{428 \cdot G \cdot (1 - \xi) (\lambda_0 - \lambda_c)}{75} - G \cdot \frac{V_z^2}{75 \cdot 2 \cdot g} \text{ PS.} \quad (810)$$

geleistet.

Bezeichnet D_i den Dampfverbrauch für 1 N_i stündlich, so folgt:

$$D_i = \frac{270\,000}{300 \text{ bis } 350 \cdot (\lambda_0 - \lambda_c) - 0,051 \cdot V_z^2} \text{ kg.} \quad (811)$$

Der Gesamtverlust an Arbeit ist für kleinere Turbinen auf 50—55%, für größere auf 35—40% zu veranschlagen.

Setzt man die effektive Leistung:

$$N_e = \eta \cdot N_i$$

und

$$\eta = 0,45 \text{ bis } 0,65,$$

so beträgt der Dampfverbrauch D_e für eine effektive Pferdestärke stündlich:

$$D_e = \frac{1}{\eta} \cdot \left[\frac{270\,000}{300 \text{ bis } 350 \cdot (\lambda_0 - \lambda_c) - 0,051 \cdot V_z^2} \right] \text{ kg} \quad (812)$$

Beispiel:

Für eine vorhandene Dampfturbine sei:

$p_0 = 15 \text{ kg/qcm}$ absolut, $p_c = 0,1 \text{ kg/qcm}$, $V_z = 300 \text{ m}$,
dementsprechend ist:

$$\lambda_0 = 666,66 \text{ W} \cdot \text{E}, \quad \lambda_c = 574,75 \text{ W} \cdot \text{E}.$$

also:

$$D_i = \sim \frac{270000}{350 \cdot (666,66 - 574,75) - 0,051 \cdot 90000} \text{ kg}$$

$$D_i = \sim 9,75 \text{ kg stündlich.}$$

b) Aktionsturbinen.

Unter der Annahme, daß der aus einem Laufrade ausströmende Dampf seine Geschwindigkeit ganz oder nahezu ganz verliert und der Druck vom Anfangsdruck p_0 nach und nach in z Rädern auf den Kondensatordruck p_c sinken soll, ist es zweckmäßig, nach Abb. 350 die theoretische Arbeitsfläche $ABCD$ in z gleiche Teile zu teilen. AB entspricht der Adiabate, deren Gleichung lautet:

$$p \cdot v^k = \text{Konstante.}$$

Für gesättigten Dampf ist zu setzen: $k = 1,35$, für überhitzten Dampf $k = 1,3$. Bezeichnet L_i die der Fläche $ABCD$ entsprechende Arbeit und werden mit

$$L_{t1}, L_{t2}, L_{t3} \text{ usw.}$$

die den z Flächenstreifen entsprechenden Arbeiten bezeichnet, so gilt, wenn die Gesamtarbeit nur in einem Rade geleistet wurde, bei der Einströmungsgeschwindigkeit C :

$$L_i = \frac{C^2}{2 \cdot g},$$

für jedes der Einzelräder ist demnach:

$$L_{t1} = L_{t2} = L_{t3} \dots = \frac{1}{z} \cdot \frac{C^2}{2 \cdot g}, \quad (813)$$

und da für jedes einzelne Laufrad:

$$\frac{C_1^2}{2 \cdot g} = \frac{C_2^2}{2 \cdot g} = \frac{C_3^2}{2 \cdot g} \dots = \frac{1}{z} \cdot \frac{C^2}{2 \cdot g}$$

so folgt:

$$C_1 = C_2 = C_3 \dots = \frac{C}{\sqrt{z}}. \quad (814)$$

Die Drücke, zwischen denen die einzelnen Räder arbeiten, können direkt aus Abb. 350 entnommen werden. Bezeichnen λ_1 und λ_2 die den Drücken p_1 und p_2 entsprechenden Wärmeinhalte von 1 kg Dampf, so beträgt die im ersten Rade in Arbeit umgesetzte Wärmemenge $\lambda_1 - \lambda_2$ W.-E. und die indizierte Arbeit:

$$L_1 = 428 \cdot (\lambda_1 - \lambda_2), \quad (815)$$

für das zweite Rad, das zwischen den Drücken p_2 und p_3 arbeitet, ist:

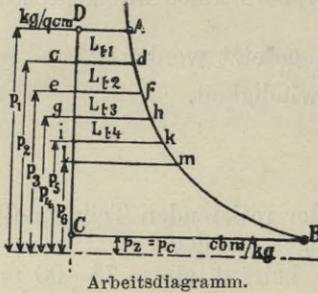
$$L_2 = 428 \cdot (\lambda_2 - \lambda_3) \text{ usw.}$$

Hierbei ist jedoch zu beachten, daß der Anfangszustand des Dampfes bei der Einströmung in das 2., 3. usw. Rad dadurch eine Änderung erleidet, daß zwar die Drücke p_2 , p_3 usw. gegeben sind, die spezifische Dampfmenge aber sich gegenüber der adiabatischen Expansion geändert hat.

Für den Austritt aus dem letzten Rade in den Kondensator ist dann, wenn p_c der Kondensatordruck, λ_c der Wärmeinhalt von 1 kg Dampf ist, der Verlust:

$$428 \cdot (\lambda_2 - \lambda_c) \text{ m/kg.}$$

Abb. 350.



Die ganze in allen Rädern geleistete indizierte Arbeit ist demnach:

$$L_i = 428 \cdot (\lambda_1 - \lambda_c) \text{ m/kg.} \quad (816)$$

Durchströmen G kg Dampf sekundlich die Turbinen, so ist die indizierte Arbeit:

$$N_i = 5,7 \cdot G \cdot (\lambda_1 - \lambda_c) \text{ PS.} \quad (817)$$

3. Dampfverbrauch.

Während bei Kolbendampfmaschinen der Dampfverbrauch stets für eine indizierte Pferdestärke stündlich angegeben wird, kann ein Vergleich der Verbrauchszahlen für Turbinen und Kolbendampfmaschinen nur dann ein richtiges Bild ergeben, wenn sie auf dieselbe Einheit bezogen werden. Da sich die indizierte Leistung bei Dampfturbinen nicht direkt ermitteln läßt und nur schätzungsweise aus der effektiven Leistung für 1 PS. stündlich bestimmt werden kann, so müßte auch dieselbe Einheit für Kolbendampfmaschinen zugrunde gelegt werden, was aber selten geschieht, weil zuverlässige Werte für die effektive Leistung kaum erhalten werden können.

Bei Turbinen, die zum Antrieb von Dynamos dienen, ist die Bezugnahme auf eine effektive Pferdestärke sehr bequem, da sich diese direkt aus der Leistung für eine effektiv geleistete Kilowattstunde leicht ermitteln läßt und durch direkte Ablesung an dem Meßinstrumente im Vergleich mit dem Speisewasserverbrauch zu ermitteln ist.

Unter Voraussetzung gleichen Dampfverbrauchs für 1 PS. stündlich für eine Kolbendampfmaschine mit dreifacher Expansion und eine Turbine bei der größten Geschwindigkeit würde sich bei kleineren Geschwindigkeiten der Vergleich etwa folgendermaßen stellen:

Geschwindigkeit.....	1	0,85	0,67	0,5	0,35	0,17
Dampfverbrauch { Turbine..... kg	7	7,2	9	11,8	16,7	—
{ Kolbenmaschine .. kg	6,8	6,3	6	6,3	8	13,6

4. Messung der Arbeitsleistung der Dampfturbine.

Da sich eine Ermittlung der indizierten Leistung bei Dampfturbinen nicht durchführen läßt und die Anwendung von eingeschalteten Dynamometern auf sehr große Schwierigkeiten stößt, so scheint vorläufig die Ermittlung der Leistung in PS. aus den durch Modellschleppversuche, vgl. S. 8 sich ergebenden Schiffswiderständen der passendste Weg zu sein. Die zur Überwindung des Schiffswiderstandes bei verschiedenen Geschwindigkeiten sich ergebende Arbeitsleistung durch ein Dynamometer an der Turbinenwelle gemessen, würde die effektive Arbeit darstellen, jedoch scheint es zweckmäßig, die durch Modellschleppversuche ermittelte Arbeitsleistung der Dampfturbinen mit Treibender Pferdestärke N_p zu bezeichnen, um Mißverständnisse zu vermeiden.

Bezeichnet v_s die sekundliche Schiffsgeschwindigkeit in m, W_g kg den zu überwindenden Gesamtwiderstand, so ist:

$$N_p = \frac{W_g \cdot v_s}{75} \text{ PS.} \quad (818)$$

Mit dem auf Seite 10 erwähnten Torsionsindikator von Föttinger werden sich jedenfalls genauere Ergebnisse in bezug auf die effektive Leistung der Dampfturbinen feststellen lassen. Für die Ermittlung der indizierten Dampfarbeit ist man vor der Hand nur auf Schätzungen angewiesen.

Die Reibungswiderstände der Reaktionsturbinen sind sehr gering und daher die für ihre Überwindung erforderliche Arbeit klein. Weil die Schaufelräume sämtlich mit Dampf angefüllt sind, so kann ein eigentlicher Ventilations-

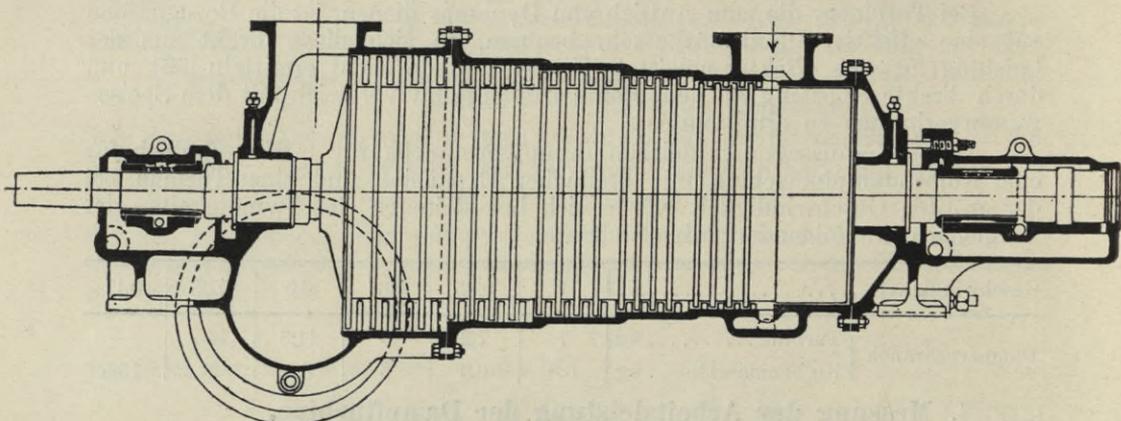
widerstand kaum auftreten, der größte Reibungsbetrag tritt wohl am Umfange der Schaufelräder ein, infolge der durch die Zentrifugalkraft in's Stocken gebrachten Dampfmassen. Mit erhöhtem Druck wird jedenfalls eine Vergrößerung der Reibung, sowie der durch Undichtigkeiten hervorgerufenen Verluste herbeigeführt werden.

In Aktionsturbinen betragen die Reibungswiderstände etwa 3—4 % der Gesamtleistung.

5. Die Zuführung des Dampfes für die Turbine von Parsons.

Statt des bei stationären Anlagen angeordneten Ventils verwendet Parsons für Schiffsturbinen einen Σ -Schieber, durch den der Dampf zu der Hochdruckturbine und von ihr zu den Niederdruckturbinen zugelassen werden kann. Der Dampf kann durch die Vorwärts- oder Rückwärtsbewegung des Σ -Schiebers zu jeder der beiden Niederdruckturbinen zugelassen oder von ihr abgeschlossen werden.

Abb. 351.



Reaktionsturbine, System Parsons. (Englischer Torpedobootszerstörer Viper.)

Ehe der Dampf in die Turbine gelangt, hat er einen Wasserabscheider zu passieren, um eine abschleifende Wirkung des im Dampf enthaltenen Wassers auf die Schaufeln zu verhindern.

Überschüssiger Dampf kann entweder durch die Sicherheitsventile abgeblasen oder direkt in den Kondensator geführt werden, um Geräusch zu vermeiden.

Das Dampfzuführungsrohr steht mit einem um das Turbinengehäuse führenden Kanal von meist rechteckigem Querschnitt in Verbindung, aus dem der Dampf durch runde Öffnungen des Gehäuses in die Turbinenkammer ein- und nach hinten hin durch die Turbine durchströmt (Abb. 351).

Nach Durchströmung der Hochdruckturbine erfolgt die Überführung des Dampfes durch Rohre zu der Mitteldruck- bzw. der Niederdruckturbine.

In der Hochdruckturbine erfolgt durchschnittlich eine fünffache Expansion, in der Mittel- und Niederdruckturbine zusammen eine 25fache, also 125fache Gesamtexpansion, die jedoch schon auf eine 160fache gesteigert ist.

Bei der Turbine von Rateau erfolgt die Zuführung des Dampfes durch einen im Deckel angeordneten ringförmigen Kanal zu der ersten Leit-schaufelgruppe.

6. Entlastung der Parsons-Turbine.

Das vordere Ende der Turbinentrommel ist im Durchmesser etwas vergrößert, so daß eine ringförmige Fläche entsteht, deren Größe gleich der

Differenz des Querschnittes der eigentlichen Turbinentrommel und der Querschnittsfläche der nach vorne zu erweiterten Trommel beträgt.

Der Umfang der erweiterten Trommel wird gegen das Gehäuse durch Labyrinthdichtung abgedichtet, so daß die Trommel einen dampfdicht rotierenden Kolben bildet, ihre Hinterseite ist mit dem Ausströmungsende verbunden.

Die Summe des axialen Propellerschubes und des Dampfdruckes auf diesen Entlastungskolben muß dem axialen Druck, der auf sämtliche Turbinenräder ausgeübt wird, das Gleichgewicht gehalten werden. Die Ermittlung des axialen Schubes der Turbinenräder dürfte auf große Schwierigkeiten stoßen.

Die Dampfverluste, verursacht durch Entweichen zwischen den Spielräumen der Leit- und Laufschaufeln, sind bei den Reaktionsturbinen verhältnismäßig groß, bei den Parsons-Turbinen dürften sie 15—20 % erreichen, während sie bei den Aktionsturbinen, System Rateau, bedeutend kleiner ausfallen, 3—4 %.

Bezeichnet G das sekundlich die Turbine durchströmende Dampfgewicht, c_e die Summe der in die Turbinenachse fallenden Komponenten der absoluten Eintrittsgeschwindigkeiten in alle Laufräder, c_a die entsprechende Summe der Komponenten der entsprechenden Austrittsgeschwindigkeiten, F_m die mittlere Summe der Flächeninhalte aller Laufradschaufeln zwischen dem inneren und äußeren Schaufelradius, p_m das arithmetische Mittel aller Druckunterschiede vor und hinter den einzelnen Laufrädern, ferner P die Summe aller Dampfdrücke, die gegen die Ringflächen an den Abstufungen der Turbinentrommeln ausgeübt werden, F_t die ringförmige, dem Anfangsdruck p_a ausgesetzte Fläche des Entlastungskolbens, D den Durchmesser der Turbinentrommel am Ausströmungsende, p_a den Auströmungsdruck und S kg den axialen Propellerschub, so müßte bei Druckausgleich die Gleichung bestehen:

$$S + F_t \cdot p_e = F_m \cdot p_m + P + D^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot p_a - \frac{G}{9,81} \cdot (c_a - c_e), \quad (819)$$

woraus sich F_t für eine vorhandene Turbine ermitteln läßt.

Zur Aufnahme nicht ausgeglichener axialer Drücke wird das vordere Ende der Turbinenwelle mit einem Drucklager mit festen Ringen auf der Welle versehen, die sich gegen Weißmetallausfütterungen des Lagerdeckels legen. Die Anzahl der Druckringe braucht nur gering zu sein.

Außerdem sind die zweiteiligen Endlager durch Stellschrauben so einstellbar, daß der axiale Spielraum der Turbine in sehr engen Grenzen ($1/4$ — $1/2$ mm) gehalten werden kann (Abb. 351, 361).

7. Die Konstruktionsteile der Dampfturbinen.

a) Das längsgeteilte Gehäuse erhält an den Flanschen keine besondere Dichtung, die Flächen sind glatt bearbeitet und die Verbindungsschrauben sitzen sehr dicht nebeneinander, Entfernung der Schrauben etwa: $2,5$ bis $3 \cdot d$. Für die Wandstärken des Gehäuses sind die Angaben für Zylinderwandstärken maßgebend.

Bei einigen Ausführungen ist nur das Auspuffende der Turbine gegen die Grundplatte verschraubt, während an der Hochdruckseite bearbeitete Gleitschuhe vorgesehen sind, um freie Ausdehnung zu ermöglichen.

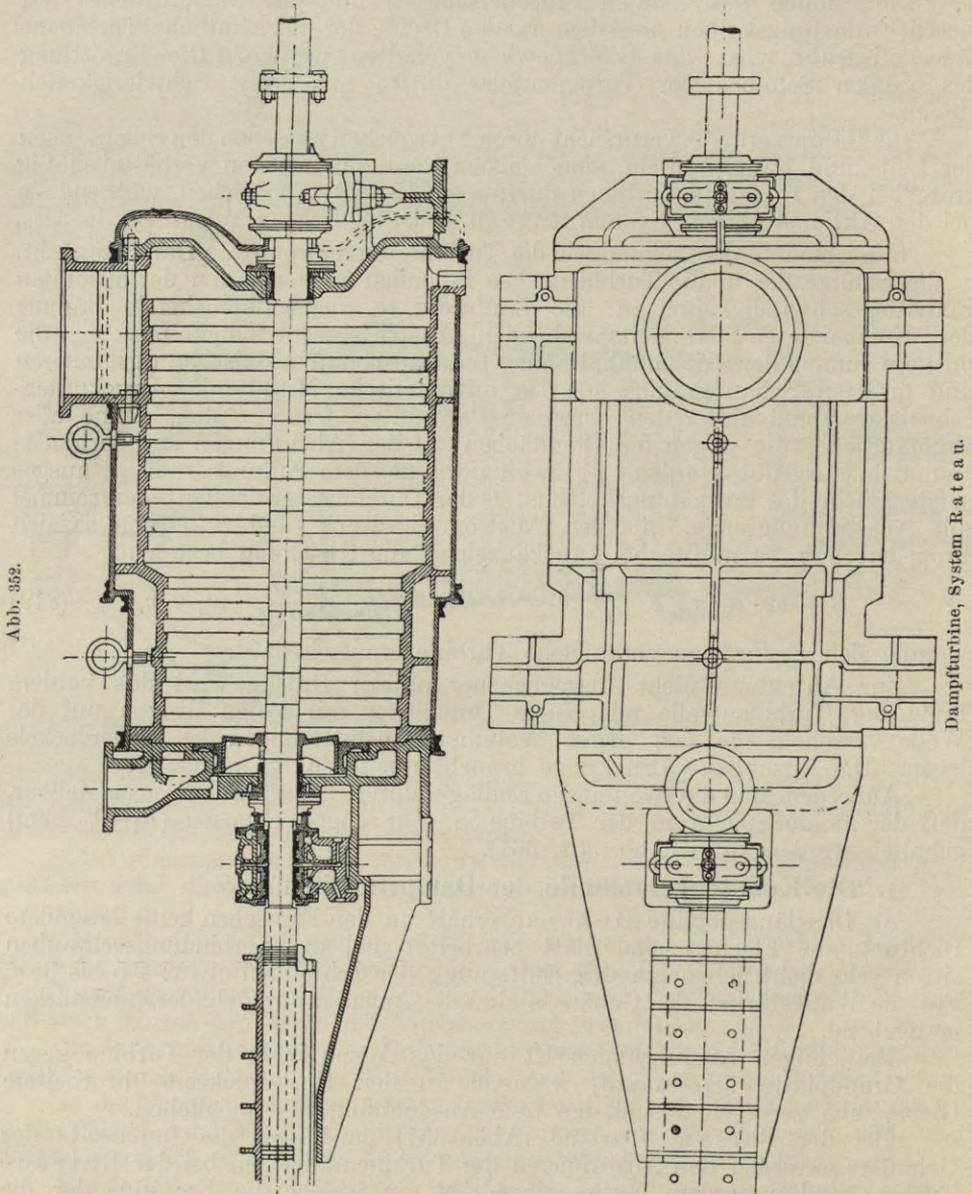
Bei der Parsons-Turbine (Abb. 351) paßt sich die Innenseite des Gehäuses natürlich den Abstufungen der Turbinenräder an, bei der Rateau-Turbine sind außerdem Nuten eingedreht, in welche die Umfänge der die Leitschaufeln enthaltenden Trennungswände eingepaßt sind (Abb. 352, 353).

b) Die Turbinentrommeln werden für die Parsons-Turbinen aus nahtlos gewalzten Stahlmänteln hergestellt.

Bezeichnet δ die Wandstärke, ω die Winkelgeschwindigkeit, r_m den mittleren Trommelradius, s kg/qcm die Spannung in der Richtung des

Umfanges, G kg das Gewicht des betrachteten rotierenden Teils der Trommel und endlich C die durch die gleichförmig verteilt gedachten Schaufeln erzeugte Zentrifugalkraft für 1 qcm der mittleren Zylinderoberfläche, so gilt:

$$\delta = r_m \cdot \frac{C}{s} + \frac{G}{9,81} \cdot r_m \cdot \omega^2. \quad (820)$$



Für Umfangsgeschwindigkeiten von 150—180 m ist Flußstahl verwendbar, steigt die Geschwindigkeit bis 300 m, so wird Tiegelgußstahl in Anwendung kommen müssen, bei 400 m kann allein Nickelstahl den Anforderungen der Festigkeit genügen, jedoch kommt letzteres Material meist schon bei Geschwindigkeiten von 150 m aufwärts in Anwendung.

Nickelstahl wird mit einer Zerreißfestigkeit von 9000 bis 9500 kg/qcm geliefert. Die Elastizitsgrenze liegt bei etwa 6500—7600 kg/qcm, mit der zulässigen Beanspruchung kann bis 1900—2000 kg/qcm gegangen werden.

Bei Leistungen bis zu ~ 1000 PS. kommen für Parsons Turbinen meist drei Trommeln zur Anwendung, die Anzahl der Stufen beträgt etwa acht und die durchschnittliche Anzahl der Turbinenräder jeder Stufe fünf.

Der aus dem letzten Laufschaufelkranz einer Stufe austretende Dampf fällt zunächst den ringförmigen Zwischenraum zwischen dieser und der folgenden Stufe aus, wobei Expansion eintritt.

Für Turbinen bis zu 1000 PS. beträgt der Durchmesser der ersten Stufe ~ 400 mm, der Durchmesser der letzten ~ 900 mm.

Bei den Aktionsturbinen, System Rateau, bestehen die Scheiben, welche die Leitapparate tragen, aus Stahlguß (Abb. 353), die Seitenflächen werden durch Blechscheiben abgeschlossen. Zwecks leichterer Montage werden sie zweiteilig hergestellt und passen genau in Eindrhungen des zweiteiligen Gehäuses.

Der erste Leitapparat befindet sich häufig sich im Deckel.

c) Wellen.

Während die Turbinentrommeln meist aus Nickelstahl hergestellt werden, wird für die Tunnelwellen massiv geschmiedeter Stahl benutzt.

Die Turbinenwellen der Rateau-Turbine werden, um das Aufschieben der Räder zu erleichtern, nach den Enden zu um allmählich um 10—12 mm im Durchmesser verkleinert (Abb. 353).

Die Wellen sind als freiauffliegend anzusehen. Für den Wellendurchmesser d_w kann bei einer Länge l cm von Lager zu Lager gesetzt werden*):

$$d_w = \frac{1}{12247400} \cdot n \cdot l^2 \quad (821)$$

wenn die Forderung gestellt wird, daß die Umdrehungszahl genügend weit von der kritischen Umdrehungszahl entfernt bleiben soll.

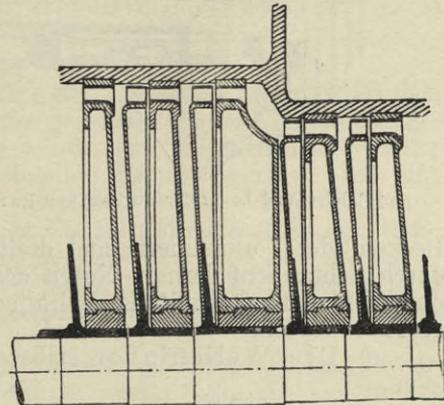
Bei den Turbinen von Parsons und Rateau können die Wellen jedoch als vollkommen steif angesehen werden.

d) Stopfbüchsen.

Für die Dichtung der durch das Gehäuse tretenden Welle ist Parsons zu der sehr einfachen Labyrinthdichtung übergegangen. Die Welle trägt an der Durchgangsstelle zwei getrennte Gruppen von Kämmen von etwa 5—6 mm Höhe und 8—10 mm Dicke und wird von einer zweiteiligen in das Gehäuse bzw. den Deckel eingepasten zweiteiligen Metallbchse umgeben, die entsprechende zwischen die Kämme der Welle passende Vorsprünge besitzt, der zwischen diesen liegende Teil der Büchse besitzt eine Anzahl Bohrungen, die mit einem in das Gehäuse eingegossenen Kanal in Verbindung stehen (Abb. 354). In dem Kanal wird ein Dampfdruck von etwa 1 kg/qcm durch kleine Regulier- und Reduzierventile gehalten, der Dampf wird meist dem Hilfskolben des Regulators entnommen und der sich kondensierende Dampf wird in den Kondensator geleitet, die Dichtung hat sich gegen Vakuum sehr gut bewährt.

Rateau verwendet Anordnungen nach Abb. 355. Zweiteilige Aluminiumbchsen bilden an ihren nach innen gelegenen Stirnflächen mit dem ersten

Abb. 353.

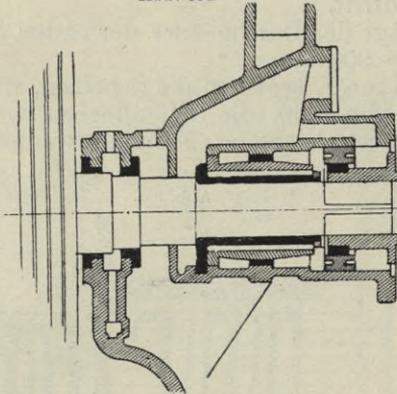


Leit- und Laufräder der Turbine von Rateau.

*) Stodola, Die Dampfturbinen, 2. Auflage 1904, S. 130.

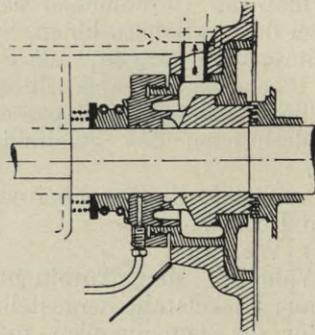
und letzten Laufrad Labyrinthdichtungen durch konzentrisch zur Welle verlaufende Kämme. Um die Büchsen sind im Gehäuse Kammern ausgebildet, die nach außen durch aufgeschraubte Deckel verschlossen sind und in denen durch kleine Regulierventile Dampf von 1,2—1,3 kg/qcm Spannung gehalten wird, der zunächst in die Vorkammer auf der Einströmseite, von dieser in die auf der Ausströmseite gelangt. Der Überdruck gegen den abzudichten ist, ist sehr gering und beträgt höchstens 0,4 kg/qcm. Von den

Abb. 354.



Stopfbüchse und Lager der Turbine von Parsons.

Abb. 355.

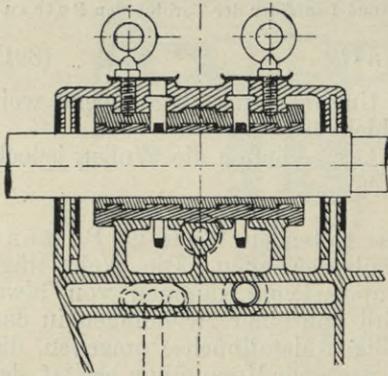


Stopfbüchse der Turbine von Rateau.

Deckeln der Vorkammern sind dreiteilige gußeiserne Büchsen angeordnet, die durch Schraubenfedern in Nuten des äußeren Umfanges gegen die Welle und durch eine Platte mittels Spiralfedern gegen die Deckel der Vorkammer gepreßt werden.

e) Die Wellenlager selbst sind bei den verhältnismäßig geringen Umlaufzahlen einfache Lager, deren Lager-schalen eine gewisse Nachgiebigkeit besitzen (Abb. 356).

Abb. 356.



Wellenlager der Turbine von Rateau.

Für die Turbinen von Rateau werden Lager mit zwei Schmieringen, Weißmetallgarnierung und Wasserkühlung verwendet. Der Verbrauch an Kühlwasser beträgt 0,5 bis 1 kg sekundlich (Abb. 356).

Das hintere Lager findet sich bei Parsons und Rateau meist mit dem Turbinengehäuse zusammengelassen, während das vordere Lager in der Regel getrennt aufgestellt ist.

Für die Drucklager sind von Parsons verschiedene Patente genommen worden, zum Teil mit elastischen Druckringen, die aber kaum zur Ausführung gekommen sind.

Besondere Sorgfalt muß der Schmierung der Lager zugewendet werden. Sie erfolgt durch besondere Öldruckpumpen, die mit etwa 0,5 kg/qcm Druck aus einem besonderen Ölbehälter saugen, wobei das Öl, ehe es zu den Lagern gelangt, einen Kühler, aus einer rotierenden Trommel bestehend, durchfließt, um nach erfolgter Durchströmung der Lager wieder in den Sammelbehälter abzufließen.

Bei kleineren Anlagen werden die Ölpumpen von der Turbinenwelle aus betrieben.

Da das Öl durch obige Anordnung eine wiederholte Anwendung zuläßt, so ist der Verbrauch an Schmiermaterial sehr gering, es wird ein Verbrauch von $\sim 0,16$ g stündlich für eine Pferdestärke angegeben.

Die Tunnellager sind ebenfalls mit Ölschmierung unter Druck versehen.

Bezeichnet p den zulässigen Flächendruck für das Lager, f den Reibungskoeffizienten, t die Temperatur der Lagergleitflächen, so kann für die für die Lager von Turbinenwellen in Betracht kommenden Verhältnisse gesetzt werden*):

$$f \cdot t \cdot p = \sim 2 \quad (822)$$

worin: $f = 0,00135$ bis $0,067$, $p = \sim 1$ bis 15 kg/qcm, $t = 30$ bis 100° C. angenommen werden kann.

Bezeichnet t_1 die äußere Lufttemperatur, w die Gleitgeschwindigkeit im Lager, so ist eine Lagertemperatur von:

$$t = \sim 0,5 \cdot (t_1 + \sqrt{w + t_1^2}) \text{ bis } 0,5 \cdot (t_1 + \sqrt{1,3 \cdot w + t_1^2}) \quad (823)$$

zu erwarten, so daß die Kühlfläche der Ölkühler so zu bemessen ist, daß eine Abkühlung von t bis t_1 ,⁰ C. für eine erforderliche Ölmenge ermöglicht werden kann.

f) Schaufeln.

Je kleiner die Ein- und Austrittswinkel der Leit- und Laufradschaufeln sind, desto mehr Wärmegefälle läßt sich für gegebene Dampf- und Umfangsgeschwindigkeiten aufzehren, desto kleiner würde also die Stufenzahl werden. Die dadurch entstehenden langen und schmalen Kanäle würden aber eine erhöhte Dampfreibung und Wirbelbildung erzeugen. Nach der Austrittsseite der Turbine hin muß man, um nicht zu lange Kanäle zu erhalten, die Austrittswinkel der Schaufeln vergrößern. Die einander gleichen Ein- und Austrittswinkel betragen bei den Parsons-Turbinen etwa 12° bis 18° , sind in ihrer Größe aber von der relativen Ein- und Austrittsgeschwindigkeit des Dampfes abhängig.

Für die Ermittlung des an einer beliebigen Stelle erforderlichen Durchflußquerschnitts zwischen den Schaufeln kann, wenn G kg das sekundlich durchströmende Dampfgewicht, v_x das einem Druck p_x entsprechende Volumen, f_x den freien Querschnitt, γ_x das spezifische Volumen bedeutet, gesetzt werden:

$$v_x = \frac{1}{\gamma_x}, \quad (824)$$

für die Dampfgeschwindigkeit w ist dann:

$$f_x = \frac{G}{\gamma_x \cdot w_x} \text{ qm.} \quad (825)$$

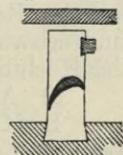
α) Reaktionsturbinen, System Parsons.

Material. Für die ersten Stufen wegen der hohen Dampftemperatur Kupfer oder eine stark kupferhaltige Legierung, für die folgenden eine schiedbare Spezialbronze.

Die Schaufeln werden in langen Stäben gewalzt oder kalt gezogen und in die erforderlichen Längen zerschnitten. Die Politur der Schaufeln erfolgt zwecks Verminderung der Dampfreibung in der Strömungsrichtung. Das Material besitzt eine Festigkeit von 5200 – 5600 kg/qcm bei $\sim 20\%$ Dehnung.

Befestigung. Die Schaufeln (Abb. 357) werden in schwach schwalbenschwanzförmige Nuten auf dem Umfange der Spindeln oder Trommeln bzw. Gehäuse in radialer Richtung befestigt, indem sie in die Nuten eingesetzt, durch eine geringe Drehung verspannt

Abb. 357.



Schaufel der
Parsons
Turbine.

*) Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Jahrgang 1901, S. 1343, 1881.

und durch zwischen die einzelnen Schaufeln eingelegte und verstemmte Zwischenstücke festgehalten werden.

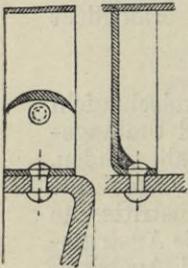
Die Laufradschaufeln von größerer Länge (etwa über 80 mm) werden durch einen schmalen, zur Trommel konzentrischen Ring, der in jede Schaufel etwas versenkt ist, etwas unterhalb des freien Schaufelendes, versteift. Der Ring wird mit Draht oder Lötung befestigt.

Die größte Schaufelstärke beträgt etwa 2–3 mm, die Breite parallel zur Achse 7–12 mm, die längeren Schaufeln sind entsprechend breiter.

Die Teilung der Schaufeln auf dem Umfange der Trommeln muß so klein gewählt werden, daß der Dampf eine gute Führung erhält.

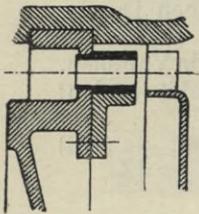
Für Turbinen von ~ 1000 PS. beträgt in der ersten Stufe etwa:
 Teilung 5 mm, achsiale Schaufelhöhe 8–10 mm, radiale Länge 10–15 mm,
 in der letzten Stufe etwa:
 Teilung 15 mm, achsiale Schaufelhöhe 20 mm, radiale Länge 150 mm.

Abb. 358.



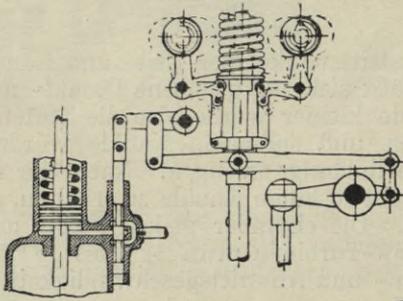
Laufschaukel der Turbine von Rateau.

Abb. 359.



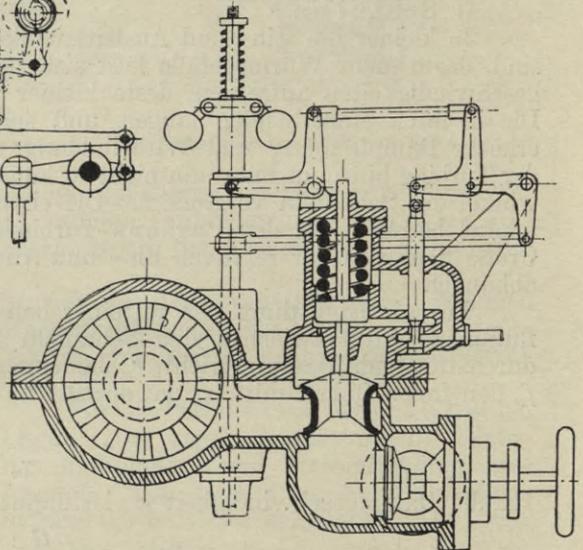
Befestigung der Leiträder der Turbine von Rateau.

Abb. 360 a.



Regulierventil.

Abb. 360.



Regulierventil.

Da der Druck auf jede einzelne Schaufel gering ist, 0,2 kg dürften kaum erreicht werden, so ergibt sich mit Rücksicht auf die Zentrifugalkraft eine 20–40fache Sicherheit.

Der Spielraum zwischen Schaufel und Gehäuse bzw. Trommel beträgt auf der Hochdruckseite etwa $\frac{3}{4}$ –1 mm, auf der Niederdruckseite 3–5 mm und schwankt zwischen Leit- und Laufschaukeln zwischen 3 und 25 mm von der Hochdruck- bis zur Niederdruckseite der Turbine.

3) Aktionsturbinen, System Rateau.

Leitapparat. Abb. 353 zeigt die Trennungswände, in welche die Leitschaukeln eingesetzt sind. Die Leitvorrichtungen sind von Stufe zu Stufe erweitert und ihre Mittellinien in der Drehrichtung der Laufräder etwas gegeneinander verschoben, um die Drehung zu berücksichtigen, welche dem Dampf durch die Schaufeln erteilt wird. Bei einigen Ausführungen sind die Leitschaukeln an Ringstücken befestigt, die gegen die Scheibe verschraubt sind (Abb. 359). Die Scheibe ist in das Gehäuse eingelassen (Abb. 353).

Laufblätter. Aus Stahl- oder Bronzeblech ausgestanzt, gebogen (Abb. 353) und auf den doppelt umgebördelten Rand der Radscheiben aufgenietet. Um die Laufschaufeln wird, um Undichtigkeitsverluste zu vermeiden, ein dünnes Stahlband gelegt und mit den Schanfeln vernietet, die Hohlkehlen mit Lot ausgefüllt (Abb. 358).

Die Hochdruckräder erhalten meist dieselbe Schaufelhöhe und denselben Durchmesser, jedoch wachsende Beaufschlagung. Die Mitteldruckräder werden mit etwas größerem Durchmesser als die Hochdruckräder ausgeführt, ebenfalls mit zunehmender Beaufschlagung, die drei oder vier letzten Niederdruckräder erhalten von Rad zu Rad wachsende Durchmesser, während die Beaufschlagung bis zur vollen zunimmt.

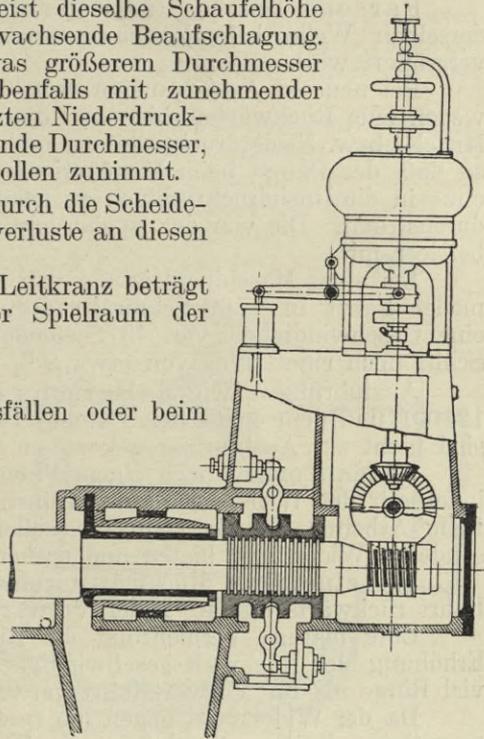
Die Naben der Laufblätter gehen durch die Scheidewände hindurch, so daß Undichtigkeitsverluste an diesen Stellen sehr gering sind (Abb. 353).

Der Abstand der Laufblätter vom Leitkranz beträgt etwa 4–6 mm, ebenso groß ist der Spielraum der Laufblätter vom Gehäuse.

8. Regulierung.

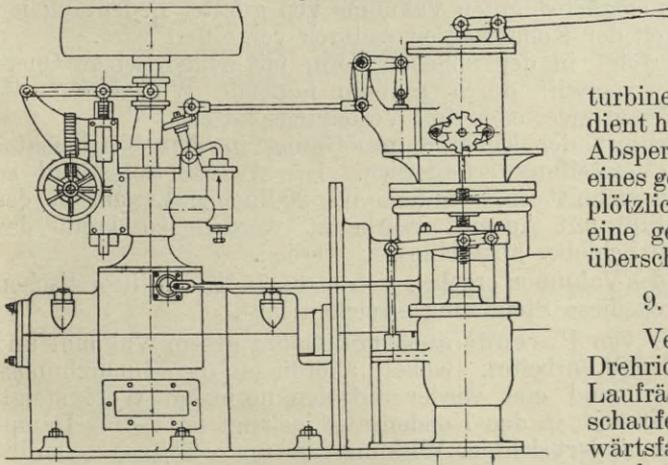
Zur Verhinderung von Unglücksfällen oder beim Durchgehen der Turbine ist am vorderen Ende jeder Turbine ein Zentrifugalregulator vorgesehen. Der Antrieb des Regulators erfolgt in der Regel durch eine Schnecke von der Turbinenwelle aus (Abb. 361). Durch den Regulator wird ein kleiner Hilfskolben bewegt, der Dampf unterhalb einen federbelasteten mit dem Regulierventil verbundenen Kolben eintreten läßt, so daß das Drosselventil der Belastung der Turbine entsprechend vibriert und um so weniger öffnet, je weniger die Turbine belastet ist (Abb. 360, 360a).

Abb. 361.



Regulatorantrieb und Drucklager.

Abb. 362.



Stopventil.

Die für stationäre Turbinen erforderliche Regulierung des einströmenden Dampfes wird für Schiffsturbinen unnötig, der Regulator dient hier nur dem Zweck, das Absperrventil durch Auslösen eines gewichtbelasteten Hebels plötzlich zu schließen, sobald eine gewisse Umdrehungszahl überschritten wird (Abb. 362).

9. Umsteuerung.

Versuche, die für eine Drehrichtung erforderlichen Laufblätter durch spezielle Verschauflung auch zum Rückwärtsfahren verwendbar zu machen, sind ohne praktischen

Erfolg geblieben, weil sich dies nur durch Verminderung des Wirkungsgrades für Fahrt voraus erzielen ließ.

Es werden daher besondere Rückwärtsturbinen erforderlich, die natürlich kleiner als die Vorwärtsturbinen ausfallen müssen, so daß die Geschwindigkeit bei Rückwärtsfahrt sehr vermindert wird.

Parsons benutzt Rückwärtsturbinen, die mit der Hauptturbine auf derselben Welle befestigt sind, wodurch aber die Länge der Turbinen vergrößert wird.

Bei neueren Ausführungen ordnet Parsons für jede der beiden Seitenwellen eine Rückwärtsturbine an, die an den Hinterenden der hier liegenden Mittel- bzw. Niederdruckturbinen und mit diesen in einem Gehäuse liegen, so daß der Dampf beim Manövrieren in die Niederdruckturbinen einströmt, ohne in die Hochdruckturbinen zu gelangen oder die Rückwärtsturbinen allein durchströmt. Die von der Hochdruckturbine getriebene Mittelwelle läuft dabei leer mit.

Bei einer Maschinenleistung von ~ 8000 PS. konnte dabei bei 19 Seemeilen Fahrt in ~ 69 Sekunden gestoppt und beim Rückwärtsgang wurde eine Geschwindigkeit von 13 Seemeilen erzielt. Beim Stoppen durchlief das Schiff noch einen Weg von etwa $2\frac{1}{2}$ der Schiffslänge.

Ausführungen, wie sie Parsons in den deutschen Patenten Nr. 119875, 124091 und dem englischen Patente 14476 vom Jahre 1899 beschrieben hat, sind nicht zur Ausführung gekommen.

Rateau ordnet nach einem Patent vom Jahre 1898 Rückwärtsturbinen innerhalb der Welle der Hauptturbinen an, wo sie keinen Platz wegnehmen. Beim Arbeiten der Hauptturbine sollen die Rückwärtsturbinen keinen besonderen Widerstand bieten und drehen sich frei.

Mit einem als Rückwärtsturbine ausgebildeten Ring ergab sich eine Fahrt rückwärts mit 40% der Vorwärtsfahrt, mit zwei Ringen 50%.

Eine mäßige Vermehrung der Ringe trägt erfahrungsgemäß wenig zur Erhöhung der Rückwärtsgeschwindigkeit bei, wenn man nicht fast ebensoviel Ringe als für Vorwärtsfahrt verwenden will.

Da der Widerstand gegen die Drehung der Turbinenräder sehr gering ist, so rotieren die Propeller infolge der Wasserwirkung noch weiter und nehmen die Vorwärtsringe noch eine Zeitlang mit.

10. Kondensator.

Aus der Natur der Wirkungsweise der Dampfturbinen folgt unmittelbar, daß die Erzielung eines möglichst guten Vakuums von größter Bedeutung ist, da auch die Schnelligkeit der Kondensation dadurch vergrößert wird.

Die Ausführung erfolgt in der üblichen Form mit zylindrischem Querschnitt aus Stahlblech, versteift durch rundum laufende Winkeleisen, die Vorlagen aus Gußeisen und zwei oder drei Verteilungsplatten.

Der große Querschnitt der Einströmungsöffnung in den Kondensator macht ihre sorgfältige Versteifung erforderlich. Das Ausströmrohr wird so bemessen, daß der Querschnitt einer annähernd 200fachen Expansion des Dampfes entspricht. Muß mit Auspuff gearbeitet werden, so kann das Auspuffrohr durch einen Schieber abgeschlossen werden.

Durch Steigerung des Vakuums ergeben sich etwa 75% des theoretischen Gewinnes, der sich durch diese Steigerung erreichen läßt.

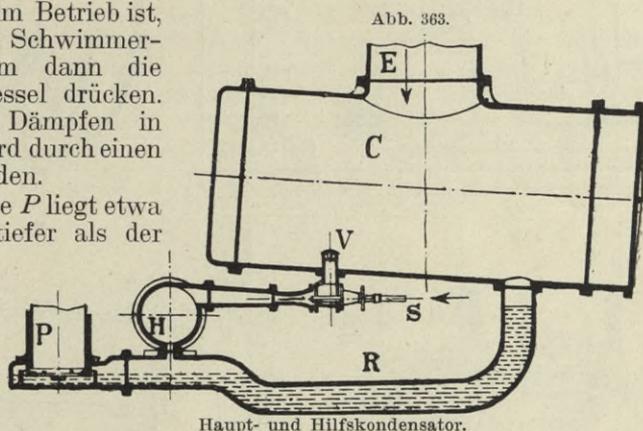
Wenn die Turbine von Parsons auch mit mäßig gutem Vakuum und sogar mit nassem Dampf arbeitet, wobei allerdings die Umdrehungsgeschwindigkeit abnimmt und erst wieder auf den normalen Wert steigt, wenn das Wasser im Dampf in den Kondensator gelangt ist — für Dampf mit 2% Feuchtigkeit vermindert sich der Wirkungsgrad um $\sim 2\%$, — so ergibt sich andererseits bei Verminderung des Kondensatorgedrucks von 7,4 cm

auf 5 cm (0,0975 kg/qcm auf 0,0655 kg/qcm) ein Arbeitsgewinn von $\sim 5\%$, während z. B. der theoretische Dampfverbrauch bei Anwendung einer Luftleere von 0,068 kg/qcm statt 0,136 kg/qcm bei einem Anfangsdruck von 10 bis 11 kg/qcm Überdruck um $\sim 9\text{--}12\%$ sinkt. Dem ist jedoch gegenüberzuhalten, daß andererseits durch die Anwendung der erforderlichen größeren Luft- und Zirkulationspumpen der Arbeitsverbrauch um etwa 2% gesteigert wird.

Um eine Vergrößerung der Luftpumpe zu vermeiden, werden bei neueren mit Turbinen versehenen Dampfern außer den nassen Luftpumpen trockene angewendet.

Die Anordnung ist derartig, daß über der Zirkulations-Pumpenmaschine ein zweiter Zylinder angeordnet ist, dessen Kolben auf der Stange der ersteren sitzt, also denselben Hub hat. Von diesem Zylinder führt ein Rohr zu einem nahe dem Luftpumpenausguß angeordneten Luftbehälter, wodurch Luft und Wasserdampf abgesaugt werden. Beide Luftpumpen entleeren in einen Schwimmertank, der mit dem Boden des Kondensators durch Rohr und Radschlagventil versehen ist, so daß, wenn die Turbine nicht im Betrieb ist, der Kondensator in den Schwimmertank entleert, aus dem dann die Speisepumpen in die Kessel drücken. Das Rückströmen von Dämpfen in den Hauptkondensator wird durch einen Wasserverschluß vermieden.

Die nasse Luftpumpe *P* liegt etwa 900 mm bis 1000 mm tiefer als der Kondensatorboden (Abb. 363), und von diesen führt ein Rohr *R* zu einem kleinen Hilfskondensator *H*, dessen Kühlfläche etwa 0,05 derjenigen des Hauptkondensators *C* beträgt und in dessen Ver-



Haupt- und Hilfskondensator.

bindungsrohr mit dem Hauptkondensator ein Dampfstrahlgebläse *S* angeordnet ist, das, als Ejektor wirkend, Luft und Dämpfe aus dem Kondensator absaugt.

Dadurch läßt sich die Luftpumpe wesentlich kleiner ausführen, da sich zwischen Luftpumpe und Kondensator ein Druckunterschied von etwa 0,033—0,048 kg/qcm halten läßt. Der Dampfverbrauch des Ejektors beträgt bei voller Belastung der Turbine etwa $1,5\%$, der Dampf wird im Hilfskondensator zusammen mit der abgesaugten Luft niedergeschlagen. Mittels dieser Anordnung läßt sich ein Kondensatordruck von 0,032 kg/qcm halten.

11. **Die Gesamtanordnung** der Turbinenanlage geht aus Abb. 364 hervor, die diejenige des 1904 in Dienst gestellten Dampfers Manxman darstellt.

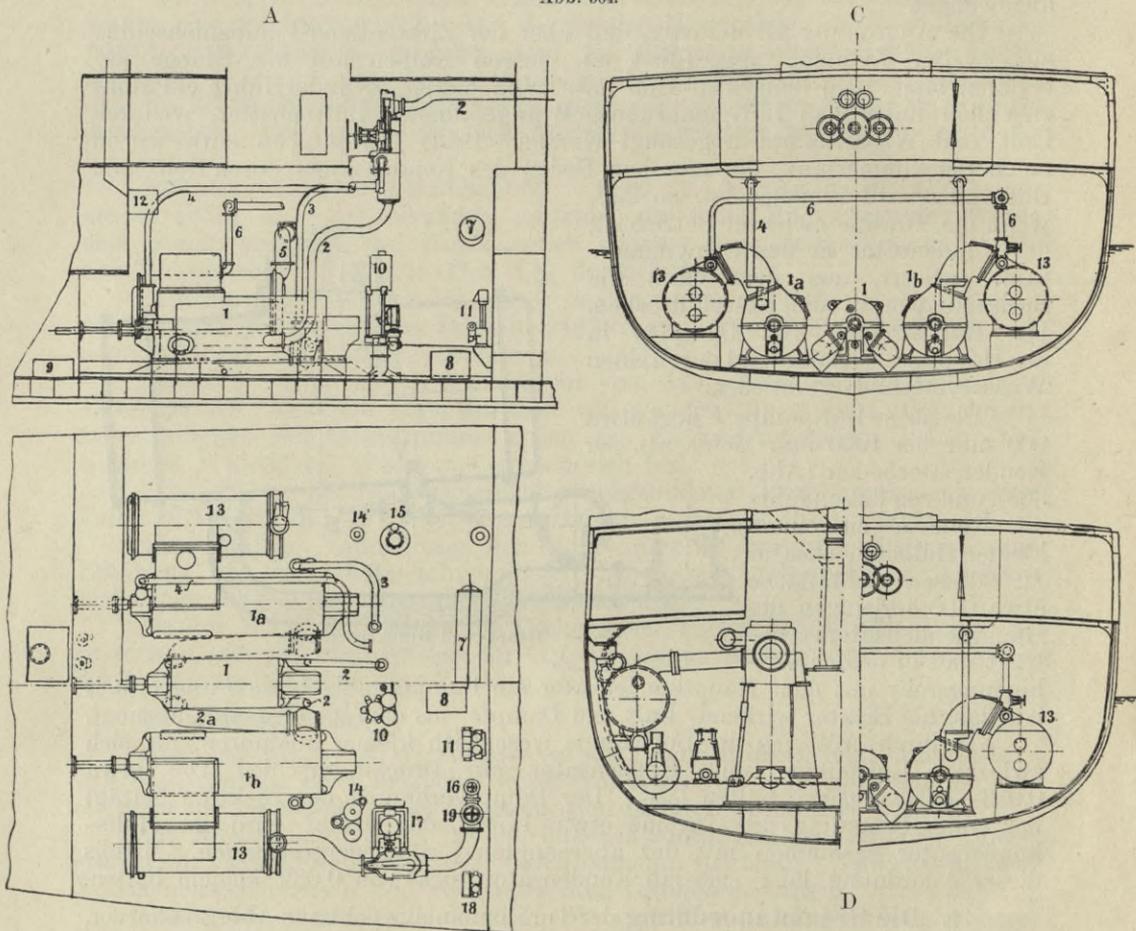
- | | |
|--|---------------------------------|
| 1a. Hochdruckturbine, | 9. Öltank, |
| 1. Mitteldruckturbine, | 10. Weir-Pumpen, |
| 1b. Niederdruckturbine, | 11. Ballastpumpen, |
| 2. Hauptdampfrohr, | 12. Reserve-Öltank, |
| 2a. Überströmung zu den Niederdruckturbinen, | 13. Kondensator, |
| 3. Dampfzuleitung für Manövrieren vorwärts, | 14. nasse Luftpumpe, |
| 4. Dampfzuleitung für Manövrieren rückwärts, | 15. trockene Luftpumpe, |
| 5. Hauptausströmung, | 16. Not-Injektion, |
| 6. Hilfsausströmung, | 17. Zentrifugalpumpe, |
| 7. Speisewasservorwärmer, | 18. Klosettpumpe, |
| 8. Schwimmertank, | 19. Zirkulationswassereintritt. |

Auf der Hochdruckturbine sind Überlastungsventile angeordnet, durch welche, jedoch auf Kosten der Wirtschaftlichkeit, weil eine Einbuße an

Expansion des Dampfes stattfindet, Dampf mit vollem Druck direkt auf die Mittlräder der Hochdruckturbine geleitet werden kann, um den Anfangsdruck in den Niederdruckturbinen zu erhöhen, so daß bei gleichbleibendem Vakuum die Umdrehungszahl der Niederdruckturbine über das gewöhnliche Maß gesteigert werden kann.

Die linke Hälfte der Abb. (364D) zeigt vergleichsweise den Platzbedarf einer gleichstarken Kolbenmaschine,

Abb. 364.



B Gesamtanordnung der Parsons Turbinen.

Rateau verwendet ähnliche Anordnungen, bei denen durch das Überlastungsventil Dampf aus dem Raum vor der Hochdruckturbine auf die Mitteldruckräder geleitet wird.

Auf Kriegsschiffen ist die Anordnung entsprechend. Jedoch werden hier Einrichtungen erforderlich, die bei den am meisten vorkommenden Marschgeschwindigkeiten von 12–15 Seemeilen durch den hierbei gesteigerten Dampfverbrauch einen größeren Aktionsradius ermöglichen lassen müssen.

Parsons ordnet deshalb besondere Marschturbinen an, durch deren Einbau aber eine Gewichtsersparung gegenüber Kolbenmaschinen in Fortfall kommen dürfte.

Auf dem neuesten mit Turbinen versehenen englischen Kreuzer 3. Klasse „Amethyst“ sind zwei Marschturbinen an den vorderen Enden der an Steuerbord und Backbord liegenden Hauptniederdruckturbinen angeordnet. Die eine der Marschturbinen dient als Hochdruck-, die andere als Mitteldruckturbine. Der Dampf durchströmt dann bei Marschgeschwindigkeit von etwa 14 Knoten nacheinander die Hochdruck- und Mitteldruckmarschturbinen, darauf die Hochdruckhauptturbine und endlich die im Vakuum arbeitende Niederdruckturbinen und gelangt dann in den Kondensator. Bei voller Kraft sind die Marschturbinen ausgeschaltet.

Der Einbau von besonderen Kolbendampfmaschinen für die Marschgeschwindigkeit ist sowohl von Parsons als von Rateau versucht worden. Parsons kuppelte die Kolbendampfmaschinen an die verlängerten Enden der Niederdruckturbinen (Engl. Torpedojäger *Velox*), während Rateau die Kolbenmaschine mitschiffs stellte und durch sie eine besondere Schraube antrieb, während die Hochdruck- und Niederdruckturbine die Seitenschrauben betrieben. Ein wirtschaftlicher Vorteil dürfte damit aber kaum verbunden sein, da die Maschinenlänge groß wird, bei hohen Geschwindigkeiten, wenn die Turbinen arbeiten, die Kolbenmaschinen nutzlos sind und die Kupplung von Maschinen mit so verschiedenen Umdrehungszahlen immerhin bedenklich ist, besonders wenn sie nicht rechtzeitig voneinander losgekuppelt werden.

Auf einem von Yarrow & Co. für die französische Regierung gebauten Torpedoboot von ~ 150 Tonnen Displacement ($L = 46,48$ m, $B = 4,648$ m) wurde neben den auf die Seitenwellen arbeitenden Turbinen eine auf die Mittelwelle arbeitende völlig selbständige Kolbenmaschine von 250 PS. angeordnet, die dem Schiff eine Geschwindigkeit von ~ 12 Knoten verlieh, wenn sie allein arbeitete, wobei die Mittelschraube 40 % Slip zeigte, während die leer mitlaufenden Seitenturbinen, deren Schrauben durch die Wasserbewegung mitgenommen wurden, ~ 400 Umdrehungen machten.

Nach Anstellen der Turbinen sank der Slip auf ~ 7 %, während die Seitenschrauben bei voller Kraft einen zwischen 30 und 39 % betragenden Slip zeigten. Die Kolbenmaschine machte bei 25 Meilen Fahrt 516 Umdrehungen, die Hochdruckturbine 1455, die Niederdruckturbine 1657 Umdrehungen, während bei 12 Meilen Fahrt die entsprechenden Zahlen 369, 393 und 395 betragen.

12. Propeller.

Eine besondere Schwierigkeit für die Anwendung der Turbinen als Schiffsmaschinen bieten die Propeller.

Da die günstigste Geschwindigkeit der Turbinen für die üblichen Schraubenpropeller zu hoch ist, so ist eine Oberflächenvergrößerung der Flügel nicht zu vermeiden und der Durchmesser der Schraube fällt größer aus als die Steigung, wodurch der Gesamtnutzeffekt von Turbinen und Propeller vermindert wird. Mit verminderter Geschwindigkeit wachsen die praktischen Schwierigkeiten insofern, als die Gesamtoberfläche und folglich die Größe der Schrauben durch die Größe des Inhaltes des Hauptspants wesentlich bestimmt ist und die Größe der Turbinen nur durch die Umlaufzahl, nicht aber durch die entwickelte Arbeit begrenzt wird.

Die Propeller sind fast ausschließlich dreiflügelig. Um das geeignete Verhältnis von Durchmesser und Steigung, die geeignete Form der Flügel und die Größe der Oberfläche und die Ursachen der sog. Kavitation festzustellen, ließ Parsons Modellschrauben in Tanks mit heißem Wasser rotieren, um vermittelst der künstlich erzeugten, durch die sich entwickelnden Dämpfe entstandenen Druckverminderung die Erscheinung der Kavitation experimentell zu untersuchen.

Die infolge der Versuche verwendeten Schrauben kamen den normalen Flügelformen nahe, da sie bei kleinem Durchmesser breite Flügel besitzen.

Statt fünf Schrauben (je zwei auf der Seitenwelle, eine auf der Mittelwelle) werden neuerdings nur drei Schrauben (je eine für jede Welle) angeordnet.

Das Verhältnis von Durchmesser zur Steigung schwankt zwischen 0,75 und 1. Die Umfangsgeschwindigkeit weicht wenig von der üblichen ab. Durch die für die richtige Bemessung des axialen Propellerschubes erforderlich werdende große Flügelfläche wird jedenfalls ein Kraftverlust eintreten müssen, so daß der Wirkungsgrad des Propellers kleiner ausfällt als bei Schrauben mit kleineren Umdrehungszahlen. Ein Vorteil liegt aber in dem kleineren zur Verwendung kommenden Durchmesser, da die Oberkante der Flügel eine größere Tauchung besitzt und Austauchen und eine infolgedessen eintretende Widerstandsänderung nicht so leicht zu befürchten ist. Wegen des vergrößerten Formwiderstandes der Schrauben müssen die Flügelstärken in den kleinsten, mit der Festigkeit vereinbaren Grenzen gehalten werden.

Die Umdrehungszahlen der Seitenschrauben werden meist um 50–80 höher gehalten als die der Mittelschraube.

Kommen je 2 Seitenschrauben zur Anwendung, so wird ihr Durchmesser kleiner gehalten als derjenige der Mittelschraube, etwa in dem Verhältnis 0,7 : 1.

Der Slip ist verhältnismäßig groß, bei Geschwindigkeiten von 15 Knoten annähernd normal 13–15 % ($n = 330$), bei 23 Knotengeschwindigkeit ($n = 580$) 25–36 % und höher bei wachsender Geschwindigkeit.

Beim Manövrieren arbeiten nur die Seitenschrauben.

Bei dem englischen Kreuzer dritter Klasse *Amethyst*, dessen Versuche kürzlich beendet sind, wurden Schrauben von gleichen Abmessungen verwendet, wie bei den ganz gleichgebauten Schwesterschiffen mit Kolbenmaschinen.

Für die 3 Schrauben, je eine auf einer Welle, waren die Abmessungen:

	Mittelschraube	Seitenschrauben
Durchmesser	1,981 m	1,981 m
Steigung	2,0 m	1,752 m
Flügelfläche	1,82 qm	1,81 qm
Umdrehungszahl	449	484 und 490
Geschwindigkeit	23,63 Knoten	
Slip	17,1 %	

Die Zunahme des Slips bei wachsender Geschwindigkeit geht aus folgender Zusammenstellung hervor:

Geschwindigkeit	$v_k = 10$	14	18	20	23	23,63 Knoten
Slip	% 11,3	13,6	14	14,4	17,1	—
Indizierte Leistung	PS. 897	2250	4770	7280	13000	14000

Daß es vorteilhafter ist, mit je einer Schraube auf einer Welle zu arbeiten, haben auch Versuche an einem mit *Rateau*-Turbinen versehenen französischen Torpedoboot erwiesen, an dem Versuche mit Schrauben folgender Abmessungen gemacht wurden:

1. Je eine dreiflügelige Schraube auf einer Welle, Durchmesser 813 mm, Steigung 762 mm;

2. Eine Mittelschraube, Durchmesser 1067 mm, Steigung 1676 mm, auf jeder Seitenwelle zwei Schrauben, davon auf der Welle der Hochdruckturbine 711 und 813 mm Durchmesser mit 762 mm Steigung für beide, während die beiden Schrauben auf der Welle der Niederdruckturbine 711 und 864 mm, ihre Steigungen 762 bzw. 864 mm betragen.

3. Mit Schrauben gleicher Steigung von 762 mm, aber kleinerem Durchmesser als im zweiten Versuch, nämlich 762, 711 und 635 mm.

13. Versuchsergebnisse.

a) In folgendem sind die wesentlichen Daten der Probefahrten des englischen Kreuzers 3. Klasse „Amethyst“ zusammengestellt, die ein ziemlich klares Bild der obwaltenden Verhältnisse geben.

Zahlentafel Nr. 106.

Versuchsergebnisse des englischen Kreuzers „Amethyst“.

Maschinenleistung..... PS.	897	2250	4770	7280	13 000	14 000	
Geschwindigkeit..... Seemeilen	10	14	18,18	20,6	23,06	23,63	
Dampfdruck in den Kesseln..... kg/qcm	18,2	19,2	17,3	17,9	17,1	18,35	
Einströmungsdruck	Hochdruckmarschturbine.....	6,6	15,15	—	—	—	
	Mitteldruckturbine.....	1,33	4,3	9,63	13,35	—	
	Hochdruckturbine (Hauptturbine).....	0,384	1,26	3,77	5,32	11,1	12,2
	Niederdruckturbine (Steuerbord).....	21,7"	10,8"	1,3"	6,1"	23,5"	27,3"
Vakuum	Niederdruckturbine (Backbord).....	19,9"	11,8"	1,3"	4,8"	24,6"	27,3"
	Steuerbord..... Zoll	26	27	26,6	27,8	26,9	26,5
Umdrehungen	Backbord..... "	26,7	26	27,6	27,8	27,0	27,4
	Mittelschraube.....	167	237	320	361	436	449
	Steuerbordschraube.....	198	290	392	451	489	484
Stündlicher Wasserverbrauch..... kg	Backbordschraube.....	204	291	348	402	493	499
	Stündlicher Wasserverbrauch.....	11 900	19 950	35 700	45 250	79 600	86 000
Stündlicher Wasserverbrauch für 1 PS..... "	13,3	8,9	7,25	6,25	6,15	6,15	
Stündlicher Kohlenverbrauch..... "	1,3	2,14	3,79	4,93	10,85	11	

b) Für den Turbinendampfer der Midland Eisenbahngesellschaft „Manxman“ stellten sich die Versuchsergebnisse folgendermaßen.

Zahlentafel Nr. 107.

Versuchsergebnisse des Turbinendampfers „Manxman“.

Geschwindigkeit..... Knoten	23,14	
Kesseldruck..... kg/qcm	13,5	
Dampfdruck, Hochdruckturbine..... "	12,66	
„ Niederdruckturbine..... "	1,406	
Vakuum im Kondensator..... Zoll	28,3	
Umdrehungen	Hochdruckturbine.....	533
	Niederdruckturbine.....	609

c) Auf dem erwähnten französischen Torpedoboot wurden im Oktober 1903 und Januar 1904 Versuche angestellt, die folgende Ergebnisse hatten:

Zahlentafel Nr. 108.

Versuchsergebnisse mit einem französischen Torpedoboot.

Einströmungsdruck in d. Hochdruckturbine kg/qcm	—	3,515	3,515	7,03	10,194	10,56	11,952
Vakuum im Kondensator..... Zoll engl.	26,8	28	28	27,2	26,9	27	27
Geschwindigkeit..... Seemeilen	11,98	15,54	18,71	21,92	24,97	24,94	26,39
Umdrehungen der Kolbenmaschine.....	369	411	441	475	516	555	576
Umdrehungen der Hochdruckturbine.....	393	688	955	1172	1455	1207	1258
Umdrehungen der Niederdruckturbine.....	395	687	994	1357	1657	1232	1307
Effektive Leistung der Kolbenmaschine..... PS.	239	260	251	235	232	—	—
Slip der Schraube (Kolbenmaschine)..... %	39,5	29,7	21,0	14,0	9,7	—	—
Slip der Schraube (Hochdruckturbine)..... %	—	8,9	20,6	24,5	30,5	16,4	14,8
Slip der Schraube (Niederdruckturbine)..... %	—	8,9	24,0	35,0	39,0	27,8	27,8

Sach- und Namenverzeichnis.

A

Abdampfleitung 99.
Abdichtung von Zylindern 72
Abgewinkelte Flügelfläche 388
Abmessungen von:
 Dampfzylindern 70, 82.
 Drucklagern 182, 185.
 Druckwellen 181
 Exzenterbügel 238
 Exzenterseiben 235, 237
 Flachschiebern 213
 Grundlagern 178
 Grundplatten 172
 Heusinger von Wald egg-Steuerung
 (Walschaert) 253
 Joy-Steuerung 249
 Klug-Steuerung 243
 Kolbenschiebern 218
 Kondensatoren 316
 Kreuzköpfen 135
 Kulissen 231, 235
 Luftpumpen 320
 Marshall-Steuerung 246
 Oberflächenkondensatoren 323
 Pleuelstangen 144
 Rohrstopfbüchsen, Kondensator 321
 Rohrwandstärken, Kondensator 322
 Schieberstangen 227, 229
 Schrauben 397
 Stevenrohre 204
 Stopfbüchsen 86
 Zentrifugalpumpen 346
Absperrventile 89
Axialer Propellerschub 180, 386
Adiabatische Expansion 52
Ähnlichkeitsgesetz 2
Afonassieff 43
 " Indizierte Leistung 13
 " Verminderte Leistung 20
Aktionsturbinen 402, 413
Anfangsdruck 32, 40
Anordnung von Dampfturbinen 418
 " der Schiffsmaschinen 361
 " der Zylinder für Massenausgleich 290
 " der Zylinder, Kurbelfolge 371
Antriebsmaschinen, Drehvorrichtung 264
 " Umsteuerungsmaschinen 259
 " Zirkulationspumpen 345
Anziehvorrichtung für Schrauben 201
Arbeitsbedarf der Zentrifugalpumpen 345
Arbeitsdruck 21
Arbeitsleistung in Dampfturbinen
Arbeitsverteilung und Aufnehmerinhalt 50

Arbeitsverteilung in den Dampfzylindern 51
Armatur von Dampfzylindern 89
Armatur von Kondensatoren 322
Aufnehmer Inhalt, 49
Ausblasehähne von Dampfzylindern 96
Ausflußmenge von Dampf 81
Ausgeführte Maschinen, Verhältnisse 61
 " " Untersuchung 21
Ausflußventile von Luftpumpen 333
Ausrückbare Kupplungen 198
Ausweichung des Schiebers 223

B

Bailey-Pumpe 329
Bauer, Spantenumfang 7
Beanspruchung von Zylindereinsätzen 68
 " Zylindermänteln 69
Befestigung der Schraubenflügel 394
Beharrungsvermögen der bewegten Teile 276
Beldam-Ventil 332
Belleville, Dampfspeisepumpen 352
Benetzte Oberfläche 6
Beschleunigung des Kolbens 270
Beschleunigungsdruck 276
Bewegungsverhältnisse im Kurbeltrieb 267
Bilgram-Schieberdiagramm 209
Blake, Luftpumpe 333
 " Dampfspeisepumpe 351
Board of Trade, Vorschriften 153, 193
Böden von Zylindern 72
Bourgeois, Benetzte Oberfläche 6
Breite der Schraubenflügel 389
Bremsen 199
British Corporation, Vorschriften 153, 193
Brown, Umsteuerungsmaschinen 255, 257
Buckley-Dichtung 116
Bureau Veritas, Vorschriften 153, 193
Büchsen für Stevenrohre 202
Bügel für Drucklager 184

C

Coe & Kinghorn-Ventil 331
Corliss-Ventil 331
Cylinder siehe Zylinder

D

Dachschieber 213
Dampf, Ausflußmenge 81
 " Diagramme, Völligkeitsgrad 25, 37
 " Eintritt, Kondensator 322
 " Geschwindigkeit 81

- Dampf, Dampfturbinen 401
 " Gewicht 81, 98
 Dampfkolben, Gußeisen 109
 " Stahl 113
 Dampfleitung, Abdampf 99
 " Druck- und Arbeitsverluste 46
 " Durchmesser 97
 " Flanschenverbindungen 100
 " Haupt- 97
 " Hilfs- 99
 " Material 97
 Dampfmantel 47
 " Dampfzuführung 47, 96
 " Entwässerung 96
 Dampfrohre 97
 Dampfspannungen, Ermittlung durch Vo-
 lumendiagramm 56
 Dampfspeisepumpen 349
 " Belleville 352
 " Blake 351
 " Weir 351
 Dampfturbinen
 " Aktions- 402
 " Anordnung 417
 " Arbeitsleistung 407
 " Dampfverbrauch 407
 " Dampfzuführung 408
 " Energieumsatz 403
 " Entlastung 408
 " Gehäuse 409
 " Kondensator 416
 " Lager 412
 " Laufräder 415
 " Leiträder 414
 " Material 413
 " Parsons 408
 " Propeller 419
 " Rateau 410
 " Reaktions- 401
 " Regulierung 415
 " Reibungswiderstände 407
 " Schaufeln 413
 " Stopfbüchsen 411
 " Trommeln 409
 " Umfangsgeschwindigkeit 405
 " Umsteuerung 415
 " Versuchsergebnisse 421
 " Wärmegefälle 403
 " Wellen 411
 " Wirkungsweise 401
 Dampfverbrauch 29, 47
 " für Hilfsmaschinen 48
 " in Dampfturbinen 407
 Dampfverluste durch Kondensation 46
 " " Undichtigkeiten 46
 " " Wärmestrahlung 46
 Dampfzuführung für Dampfturbinen 408
 Deckel, Kolben- 120
 " Kondensator- 320
 " Schieberkasten- 77
 " Schrauben- 76
 " Zylinder- 74
 Denny, Benetzte Oberfläche 6
 Diagramm, Hilfs- 35
 " Schieber- 208
 " Volumen 56
 Dichtungen für Flanschenrohre 103
 Dichtungen, Buckley- 116
 " Kolben- 115
 Dichtungen, Peck- 117
 " Ramsbottom- 117
 Direktwirkende Umsteuerungsmaschine 155,
 157
 Doppelsitzventile 90
 Drehkraftkurve 278
 Drehmaschinen 262
 Drehmoment 281
 Drehrichtung der Schrauben 386
 Drehschieber 255
 Dreifach-Expansionsmaschinen 49
 " " Anordnung 371
 " " Berechnung 50
 Druckabfall bei der Einströmung 28, 35
 " während der Füllung 35
 Drucklager 182
 Drucklagerbügel 184
 Druckleitung 333, 348
 Druckringe 180
 Druckspindel 184
 Druckwelle 178, 181
 Druckverluste in der Dampfleitung 46
 " durch Kondensation 46
 " durch unvollständige Expan-
 " sion 46
 " in Krümmern 46
 " in Ventilen 46
 Duplexsteuerung 349
 Dupré, Benetzte Oberfläche 6
 Durchmesser der Schrauben 384
- E**
- Edwards-Pumpe 325
 Effektive Kolbenkraft 272
 " Leistung 8
 Eigenschwingungszahl 42, 188
 Einexzentersteuerungen 241
 Eingetauchte Oberfläche 6
 Einleisige Kreuzköpfe 130
 Einspritzkondensator 323
 Einspritzschieber 324
 Einströmung, innere 206
 Elemente der Schrauben 381
 Endspannung 34, 40
 Endvolumen 39
 Englischer Lloyd, Vorschriften 153, 193
 Entlastete Ventile 89
 Entlastung der Dampfturbinen
 Entlastungen, Gewichts- 215
 " Rück- 214
 Entwässerung, Dampfmantel- 96
 " Schieberkasten- 96
 " Zylinder- 96
 Ersatzexzenter 220
 Expansion, unvollständige 46
 Expansionsgrad 39
 Expansionsstopfbüchsen 104
 Exzenter, Ersatz- 220
 Exzenterbügel 237
 Exzenter Scheiben 235, 237
 Exzenterstange, gekreuzte 219
 " offene 219
 " Angriff der — 223
 " Länge 223
 " Klug-Steuerung 244
 Exzentrizität 205

F

Federn für Sicherheitsventile 95
 Festigkeit der Schraubenflügel 391
 Flächeninhalt von Diagrammen 22
 Flachschieber, Abmessungen 210, 213
 „ Gewichtsentlastung 215
 „ Rückentlastungen 214
 Flanschen, Zylinder- 69
 „ von Wellenkupplungen
 Flanschdichtungen 103
 Flanschschrauben 103
 Flanschenverbindungen, Abmessungen
 „ für Rohre 103
 Flügel der Schrauben, Konstruktion 396
 Flügelfläche der Schrauben 388
 Fördermenge von Zentrifugalpumpen 330
 Fördervolumen von Luftpumpen 345
 Form der Schraubenflügel 388
 Formwiderstand 2
 Föttinger, Drehkraft 378
 „ Torsionsindikator 10
 „ Wirkungsgrad 11
 Frahm, Wellenverdrehung 9
 „ Wirkungsgrad 12
 Frode, Gesamtwiderstand 4
 „ Reibungswiderstand 2
 Füllung 39
 „ Druckabfall während der — 35
 Füllungsänderung, Einfluß der — 39
 Füllungsgrad 39
 Fundamente 171
 Fundamentbolzen 171

G

Gabel für Pleuelstangen 138
 Gabelzapfen 133
 Gegengewichte 292
 Gehäuse von Dampfturbinen 409
 „ Kondensator- 318
 Geradführungen 126, 145
 Germanischer Lloyd, Vorschriften über
 „ Zirkulationspumpen 346
 Gesamtexpansion 39
 Gesamtwiderstand 1, 2
 Gestänge, Kolben- 122, 283
 „ Pumpen- 292, 359
 „ Steuerungs- 226
 Gewichte für Massenausgleich 298, 300
 „ von Schiffsmaschinen 377
 Gewichtswirkung, Mittelwerte 275
 Gleitbahn 145
 Gleitbahndruck 129, 272
 Gleitschuhe 129
 Grundlager 172
 Grundlagerdeckel 176
 Grundlagerschalen 175
 Grundlagerschrauben 177
 Grundplatten 169
 Gümbel 279
 Gummiklappen 331
 Gußeisenbüchsen für Stevenrohre 202

H

Hähne, Ausblase- 96
 Handumsteuerung 254
 Hängestangen, Kulissen- 231, 239

Hauptabmessungen der Schiffsmaschinen 373
 Hauptdampfleitung, Anordnung 106
 „ Durchmesser 97
 „ Material 97
 Hauptspantkoeffizient 14
 Heusinger v. Waldegg, Steuerung 252
 Hilfsdampfleitung 107
 Hilfsdiagramm 35
 Hilfskondensator 322
 Hilfsluftpumpe 325
 Hilfsschieber 93
 Hilfsspeiseleitung 349
 Hilfsventile für Absperrventile
 Hilfszylinder von Joy 216
 Hochdruckflanschen 100
 Hohlgußständer 165, 167
 Hub, Schieber- 223
 „ Zylinder- 41

I

Indikatoranschluß 96
 Indikator diagramm, verstrecktes 55
 „ wirkliches 55
 Indizierte Leistung 11, 19, 20, 31
 Indizierter Propellerschub 180
 Innere Einströmung 206

J

Joy, Hilfszylinder 216
 „ -Steuerung 248

K

Kanalquerschnitte 79
 Kanalwandungen 79
 Kirk, Benutzte Oberfläche 7
 „ Indizierte Leistung 19
 Klug-Steuerung 342
 Kolben, gußeiserne 109
 „ Stahlguß 113
 „ Schmiedestahl 114
 „ für Luftpumpen 331
 „ „ Speisepumpen 347
 „ „ Zirkulationspumpen 335
 Kolbenbelastung 292
 Kolbenbeschleunigung 270
 Kolbendeckel 112
 Kolbendeckelschrauben 130
 Kolbendichtungen 115
 Kolbengeschwindigkeit 41, 269
 Kolbenhub 41
 Kolbenkraft, effektive 273
 Kolbenringe 115, 117
 Kolbenschieber 217
 Kolbenschiebergehäuse 77
 Kolbenschloß 116
 Kolbenspielräume 121
 Kolbenstangen 122
 Kolbenweg 268
 Kondensator 313
 Kondensator, Dampfturbinen 416
 Kondensatorgegendruck 34, 316
 Konstanten für indizierte Leistung 25
 Konus für Schraubenwellen 194
 Kräfte für Massenausgleich 283
 „ erster Ordnung 289
 „ zweiter „ 285, 289
 Kräftepolygon 285

Kreuzköpfe, eingleisige 130
 " Abmessungen 135
 " viergleisige 132
 " zweigleisige 128
 Kreuzkopflager 132, 140
 Kritische Umdrehungszahlen 43
 Krümmer, Druckverluste in 146
 Kühlfläche, Kondensator- 317
 Kühlrohre, " 316, 321
 Kühlwassermenge 316, 323
 Kulissen, Abmessungen 231, 239
 " Aufhängung 225
 " Auslage 220
 " Hängestangen 231, 239
 " Länge der — 225
 " Schild- 230
 " Schlitz- 230
 Kulissensteuerung 218, 225
 Kulissenstein 233
 Kupplungen, ausrückbare 195
 " lose 199
 " Muffen 197
 " Schalen- 197
 " Scheiben- 197
 " Wellen- 195
 Kupplungsflanschen 157
 Kurbelarme 151
 Kurbelbeschleunigung 270
 Kurbeltrieb, Bewegungsverhältnisse 267
 " Kräfte am — 272
 Kurbeltrieblager 140
 " Druck 272
 Kurbelwelle 148
 Kurbelzapfen 151
 Kurbelzapfenlager 270

L

Lager für Druckwellen 185
 " " Kreuzköpfe 132
 " " Kreuzkopfzapfen 140
 " " Kurbelwellen 172
 " " Kurbelzapfen 142
 " " Laufwellen 186
 " " Pleuelstangen
 " " Propellerwellen 194
 Lagerbolzen 117
 Lagerdeckel 142
 Lagerdruck 182
 Lagerschalen für Grundlager 175
 Lagerschrauben 177
 " Nachstellvorrichtung für — 177
 Lancaster-Kolbendichtung 115
 Lang & Walch, Steuerung von — 250
 Laufräder, Dampfturbinen 415
 Laufschaukeln, Dampfturbinen 413
 Laufwellen 186
 Laufwellenlager 190
 Leistung, effektive 8
 " indizierte 11, 19, 31
 " Nutz- 8
 Leistungswerte 16
 Leiträder, Dampfturbinen 414
 Leitschaukeln " 413
 Lenzleistung 345
 Lineares Voreilen 205
 Lose Kupplungen 195

Luftpumpen 325
 " Bailey 329
 " Blake 334
 " Edwards 325

M

Marshall-Steuerung 246
 Maschinendrehvorrichtungen 262
 Maschinenräume, Größe der — 373
 Maschinenspeispumpen 347
 Massenausgleich 282
 Material für Dampfleitungen 97
 Maximalkraft 126, 136
 Mechanisches Ähnlichkeitsgesetz 2
 Mehrfach-Expansionsmaschinen, Tangentialdruck 277
 Metallpackungen 84
 Middendorf, Benetzte Oberfläche 6
 " Gesamtwiderstand 4
 " Indizierte Leistung 11
 " Nutzleistung 8
 " Restwiderstand 3
 Mitteldruckzylinder, Durchmesser 49
 Mittlere Kolbengeschwindigkeit 41, 269
 " Umfangsgeschwindigkeit 269
 " Winkelgeschwindigkeit 269
 Mittlerer Druck 32
 " " graphische Ermittlung 23
 " " reduzierter 21, 33, 35
 " " theoretischer 32
 " " wirklicher 33
 Mittlerer Tangentialdruck 277
 Modellschleppersuche 4
 Momente erster Ordnung
 " zweiter " 286
 Muffenkupplung 197
 Mumford, Benetzte Oberfläche 6
 Muschelschieber 210

N

Naben der Schrauben 394
 Nachstellvorrichtung für Lagerschrauben 177
 Niederdruckflanschen 102
 Niederdruckzylinder, Berechnung 49
 Norman, Benetzte Oberfläche 6
 Nullspant, Areal 16
 Nutzeffekt, mechanischer 11
 Nutzleistung 8

O

Oberfläche, benetzte 6
 Oberflächenkondensator 313

P

Packungen für Dampf 84
 " " Wasser 84
 Parsons-Dampfturbine 408
 Peck-Dichtung 117
 Penn-Schieber 22
 Pennsche Schraubensicherung 143
 Platzbedarf der Schiffsmaschinen 273
 Philadelphia-Packung 85
 Pleuelstange 136
 " Abmessungen 144
 " Gabel 138
 " Gewichtsverteilung 275
 " Kraft in der — 272

Pleuelstange, Schaft 136
 Pockholzausfütterung 202
 Projizierte Flügelfläche 388
 Propeller vgl. Schrauben
 Propellermutter 194
 Propellerschub, indizierter 180, 386
 Prüfungsdrucke 67
 Pumpen 325
 Pumpengestänge, Massenausgleich 292

R

Rahmenschieber 213
 Ramsbottom-Dichtung 117
 Rateau, Dampfturbinen 410
 Reaktionsturbine 401
 Reduzierter mittlerer Druck 21, 33, 55
 Regulierung, Dampfturbinen 415
 Reibungswiderstand 2
 Restwiderstand 2
 Riehn, Reibungswiderstand 2
 Rippen, Zylinder- 69
 Rippengußständer 165, 167
 Rohranker, Kondensator 320
 Rohrdichtungen, Kondensator 321
 Rohrleitung, Abdampf- 99
 " Hilfs- 107
 " Haupt- 106
 " für Hilfsschieber
 " Verbindungen der — 100
 " Verschraubungen 103
 Rohrschieberventile 91
 Rohrstopfbüchsen 104
 " Kondensator 313
 Rohrwand, Kondensator 313, 320
 " Verankerung 320
 Rohrwandstärken, Dampf- 99
 " Kondensator 321
 Rotierende Umsteuerungsmaschinen 258
 Rundlauf-Umsteuerungsmaschinen 258

S

Saugleitung 333, 348
 Säulen für Zylinder 162
 " geschmiedete 164
 Schädlicher Raum, Einfluß auf den mittleren
 " Druck 33
 " Ermittlung 45
 " Größe 44
 " im Dampfzylinder 45
 Schaft für Pleuelstangen 136
 Schalenkupplung 197
 Schaufeln, Dampfturbinen 413
 Scheibenkupplung 195
 Scheitelkurve 220, 222
 Schieber, Dach- 213
 " Dreh- 255
 " Kolben- 217
 " Muschel- 210
 " Penn- 212
 " Thom- 212
 " Trick- 211
 Schieberausweichung 223
 Schieberdiagramm von Bilgram 209
 " von Schorch 207
 " Zeuner 208
 Schieberelemente 205, 207
 " der Klug-Steuerung 243

Schieberentlastungen 214
 Schieberentfernung vom Wellenmittel 225
 Schiebergehäuse, Kolben- 77
 Schiebergestänge 226
 Schieberhebel 228
 Schieberhub 205
 Schieberkasten 77
 Schieberkastendeckel 77
 Schieberkastenentwässerung 96
 Schieberkastenwandungen 77
 Schieberreibung 214
 Schieberspiegel 79
 Schieberstange, Abmessungen 227, 229
 Schieberstangenhebel 228
 Schieberstangenkraft 226
 Schiebersteuerung 208
 Schiebertraversen 329
 Schiffsgeschwindigkeit und Maschinenlei-
 stung 1
 Schiffswiderstand 1
 Schleppversuche, Modell- 4
 Schlick, Kurbelanordnung 289
 Schmiedestahlkolben 114
 Schmiernuten 175
 Schmierung, Dampfturbinen 413
 Schnecken 260, 265
 Schneckenrad 260, 265
 Schorch, Schieberdiagramm 207
 Schrauben, Schiffs- 381
 " Abmessungen ausgeführter 397
 " Anordnung 386
 " Durchmesser 384
 " Elemente 381
 " Festigkeit 391
 " Flügelfläche 388
 Schraubenform 388
 Schraubenstärke 393
 Schrauben, Konstruktion 396
 " Naben 394
 " Slip 381
 " Steigung 383
 " Vorstrom 382
 " Wirkungsgrad 387
 " Wirkungsweise 385
 " für Einsatzzylinder 76
 " Flanschen 76
 " Kolbendeckel 120
 " Dampfturbinen 409
 " Zylinderdeckel 76
 " Zylinderfüße 77
 Schraubensicherung 143
 Schraubenwellen 191
 " Vorschriften 193
 Schwingungszahl, natürliche 187
 Sicherheitsventile, Zylinder 94
 Sicherung für Schrauben 143
 Simplex-Steuerung 334
 Simpsons Regel 22
 Sinustafel 268
 Slip der Schrauben 381
 Slipwinkel 383
 Spantenumfang 7
 Speiseleitung 349
 Speisepumpen 347
 Speisewassertank 352
 Spielraum zwischen Kolben und Zylinder-
 wand 121
 Stahlgußkolben 113
 Ständer, gußeiserne 162

- Ständer, Hohlguß- 165
 " Rippenguß 165
 " Säulen- 164
 " Stahlguß- 161
 Steigung der Schrauben 384
 " " Veränderlichkeit der — 386
 Steuerung von Heusinger v. Waldegg 252
 " " Joy 249
 " " Klug 242
 " " Lang & Walch 250
 " " Marshall 246
 " " Stephenson 218
 " " Walschaert 252
 Steuerung, Duplex- 349
 " Simplex- 333
 Steuerungsgestänge 226
 Stevenrohr 199
 Stevenrohrstopfbüchse 201
 Stephenson, Steuerung von — 218
 Stopfbüchsen, Abmessungen 86, 87
 " Dampfturbinen 411
 " für Metallpackung 84
 " für schnellaufende Maschinen 85
 " " weiche Packung 84
 " " Wasser 84
 Stopfbüchsen für Kondensatorrohre 322
 " " Stevenrohre 201, 203
 Stopfbüchsenbrille 86
 Stopfbüchsenpackungsraum 86
 Stopfbüchenschrauben 86
 Stützplatten, Kondensator 322
 Symmetrische Anordnung für Massenausgleich 289
- T**
- Tangentialdruck 273
 " mittlerer 277
 Tangentialkraft 272, 279
 Tangentialkraftdiagramm 273, 274, 281
 Taylor, Benetzte Oberfläche 6
 Theoretisches Hilfsdiagramm 35
 Theoretischer mittlerer Druck 32
 Thom-Schieber 212
 Thomson-Ventil 332
 Tidemann, Reibungswiderstand 2
 Torsionsindikator 10
 Torsionschwingungen 187
 Traglager für Druckwellen 185
 Trapezregel 22
 Traverse für Pumpenantrieb 359
 " " Schiebertrieb 229
 " " Umsteuerung 240
 Tucks-Packung 84
 Tunnellager 190
 Tunnelwellen 186
- U**
- Überdeckung, Schieber- 208
 Überströmrohre, Querschnitt 99
 Umdrehungszahlen 42
 " kritische 43
 " bei verminderter Leistung 63
 " der Zentrifugalpumpen 344
 Umfangsgeschwindigkeit des Kurbelzapfens 268
 " der Schrauben 384
 " Zentrifugalpumpen 343
- Umsteuerung vgl. Steuerung
 " von Dampfturbinen 415
 Umsteuerungshebel 240, 245
 Umsteuerungsmaschinen 255
 Umsteuerungstraverse 239
 Umsteuerungsvorrichtungen 254
 Umsteuerungswelle 239
 Unabhängige Luftpumpen 333
 Unentlastete Ventile 89
 Ungleichförmigkeitsgrad 277
- V**
- Vakuum im Kondensator 34
 Ventile, Abmessungen 91
 " Doppelsitz- 90
 " Druckverluste 46
 " einsitzige 89
 " Einzelheiten 93
 " entlastete 89
 " Federn 95
 " Gehäuse 92
 " Hilfs- 93
 " Luftpumpen 332
 " Manövrier- 89
 " Rohrschieber- 91
 " Speisepumpen- 348
 " Überlastungs- für Dampfturbinen 417
 " von Beldam 322
 " " Coe & Kinghorn 331
 " " Corliss 331
 " " Thomson 332
 " Zirkulationspumpen- 337
 " zweiseitzige 90
 " Zylinder-Sicherheits- 94
 Ventilkasten für Luftpumpen 331
 Ventilkolben 331
 Veränderlichkeit der Schraubensteigung 386
 Verbindung von Rohrleitungen 100
 " " Zylinderträgern 369
 Vergleichsgesetz, mechanisches 2
 Verluste in Dampfleitungen 46
 Versteifung der Zylinderständer 371
 Versuchsergebnisse von Dampfturbinen 421
 Vierfach-Expansionsmaschine 49
 " Anordnung 371
 Viergleisige Kreuzköpfe
 Vierkurbelmaschine, Massenausgleich 288
 Völligkeitsgrad 25, 36
 Volumendiagramm 56
 Vorausströmung 206
 Voreilen, lineares 205
 Voreilungswinkel
 Voreinströmung 204
 Vorlagen, Kondensator 313, 320
 Vorschriften der Klassifikationsgesellschaften über:
 Druckwellen 179
 Kurbelwellen 152
 Schraubenwellen 193
 Ventile 357
 Zirkulationspumpen 346
 Vorstrom 382
- W**
- Walschaert, Steuerungen von — 252
 Wandstärken von:
 Dampfzylindern 67, 71
 Kondensatorgehäusen 319

- Wandstärken von:
 Kondensatorrohrwänden 330
 Pumpenzylindern 347
 Schieberkasten 77
 Wärmedurchgang durch Platten 316
 Wärmegefälle in Dampfturbinen 403
 Wärmestrahlung, Dampfverluste 46
 Warrington, Nutzleistung 8
 Wechselschieber 255
 Weiche Packungen 84
 Weir, Dampfspeisepumpen 350
 Weißmetallager für Stevenrohre 202
 Welle, Dampfturbine 411
 " Druck- 178.
 " Kurbel- 148.
 " Lauf- 186.
 " Schrauben- 191
 " Umsteuerungs- 239
 " Zwischen- 186
 Wellenbremse 199
 Wellenkupplungen 195
 Wellenlager 172
 Wellenleitung, Torsionsschwingungen 187
 Wellenstopfbüchsen 201
 Wellenüberzüge 194
 Wellenverdrehung 9
 Widerstand, Form- 2
 " Gesamt- 1
 " Rest- 2
 " Reibungs- 2
 " Wirbel- 2
 Windkessel 338
 Winkelgeschwindigkeit im Kurbelkreis 269
 Wirbelwiderstand 2
 Wirkungsgrad 11
 " bei abnehmender Leistung 12
 " der Leistung 12
 " " Schrauben 387
 Wirkungsweise der Schrauben 385
- Z**
- Zentrifugalpumpen 338
 " Abmessungen 342, 346
 " Anordnung 339
 " Arbeitsbedarf 345
 " Berechnung 341
 " Fördermenge 345
 Zeuner, Diagramm 208
 Zirkulationsplatten 316
 Zirkulationspumpen 335
 " Kolben 337
 " Rohrleitung 338
 " Ventile 337
 " Vorschriften 346
 " Windkessel 338
 Zweigdampfleitung 98
 Zweifach-Expansionsmaschine 361
 Zweigleisige Kreuzköpfe 138
 Zwischenwellen 186
 Zwischenwellenlager 190
 Zylinder, Dampf- 49, 67
 " Hilfsmaschinen 259, 265
 " Luftpumpen- 325, 330
 " Drehmaschinen 264
 " Umsteuerungsmaschinen 259
 Zylinderabmessungen 50, 52
 Zylinderanordnung für Massenausgleich 290
 Zylinderbeanspruchung 68
 Zylinderboden 72
 Zylinderdeckel 74
 Zylinderdeckelschrauben 76
 Zylindereinsätze 68
 Zylinderflanschen 69
 Zylinderfuß 74
 Zylinderinhalte 49
 Zylinderlänge 42
 Zylinderrippen 69
 Zylinderfußschrauben 74
 Zylinderträger 369

DIE SCHIFFSMASCHINEN

ihre Berechnung und Konstruktion
mit Einschluß der Dampfturbinen

HANDBUCH UND ATLAS

für den Entwurf und die Ausführung, zum
Gebrauch in der Praxis und für Studierende

Von

HERMANN WILDA

Inhaber der Medaille des Vereins zur Beförderung des Gewerbefleißes in Preußen.

ATLAS

enthaltend 1200 Abbildungen auf 64 Tafeln (Format 60 × 45 cm) nach
Zeichnungen ausgeführter moderner Maschinen mit sämtlichen Arbeitsmaßen

In Mappe Mark 50.—



INHALT:

- | | |
|--|--|
| Zweifach-Expansionsmaschine, 600 PS.
Oderwerke, Stettin
Tafel 5—8 | Tafel 51
Vierfach-Expansionsmaschine
2 S. S. Friedrich der Grosse
Vulkan, Stettin |
| Dreifach-Expansionsmaschine, 800 PS.
J. W. Klawitter, Danzig
Tafel 9—17 b | Tafel 52
Vierfach-Expansionsmaschinen
2 S. S. Bulgaria
Blohm & Voß, Hamburg |
| Pacific Coast Co., S. S. Spokane
Union Iron Works, San Francisco
Tafel 18—23 a | Tafel 53
Vierfach-Expansionsmaschinen
S. S. Drachenfels
Richardson & Co. Ltd., Newcastle-on-Tyne |
| Dreifach-Expansionsmaschine 2 S. S.
Potsdam
Blohm & Voß, Hamburg
Tafel 24—27 | Vierfach-Expansionsmaschine 2 S. S.
Neckar
Joh. C. Teeklenborg, A.-G.,
Bremerhaven-Geestemünde |
| Hamburg-Amerika-L. S. S. Dortmund
George Clarke, Sunderland
Tafel 28—35 | Tafel 54
Zylinder-Anordnungen
Tafel 55 |
| U. S. A. Schlachtschiff Ohio
Union Iron Works, San Francisco
Tafel 36—44 | Kolbenschieber, Exzenterbügel, Exzenter
und Exzenterstange, Kulissenstein, Ex-
zenterstangenlager
Tafel 56 |
| Flensburger Schiffsbau-A.-G.
Tafel 45—48 | Einzelheiten
Tafel 57 |
| Vierfach-Expansionsmaschine 2 S. S.
Alaskian
Union Iron Works, San Francisco
Tafel 49 | Schrauben
Tafel 58—59 |
| Dreifach-Expansionsmaschine 750 PS.
Amos & Smith, Hull.
Tafel 50. | Pumpen
Tafel 60—61 |
| Dreifach-Expansionsmaschine S. S. Asturia
Palmers Shipbuilding Co., Jarrow-on-Tyne | Umsteuerungs- und Drehmaschinen |

Der Schiffsmaschinenbau.

Grundlagen der Theorie, Berechnung und Konstruktion. Auf Grund des Werkes „Machines Marines“ von L. E. Bertin bearbeitet von **H. Wilda**. Lex. 8^o. Mit 492 Abbildungen im Text und einer Tafel. Gebunden Mk. 26.—

„Der Schiffbau“ (Berlin) sagte über das Werk:

„Die schiffsbautechnische Literatur, und insbesondere diejenige vom Schiffsmaschinenbau ist noch derart bescheiden unter den technischen Werken vertreten, daß man schon aus diesem Grunde eine derartige neue literarische Erscheinung freudig begrüßen muß. Das Werk von Herrn Wilda im Verlag von Gebrüder Jänecke, Hannover 1901, erschienen, umfaßt die ansehnliche Zahl von 612 Seiten. Der vielseitige Stoff konnte natürlich in solchen Grenzen nur eine knappe Fassung erhalten und ist die Aufgabe insofern glücklich gelöst, als der Verfasser die verschiedenen Kapitel in gedrängtester Form gebracht und jeweilen auf die neueren Erscheinungen im Schiffsmaschinenbau hingewiesen hat. Das Buch, welchem dasjenige von Bertin „Machines marines“ zugrunde gelegt ist, wird in drei Teile geteilt, deren Inhalt in den Hauptzügen folgender ist: Der erste Teil berücksichtigt die wichtigsten Gesetze der Thermodynamik und die Arbeitsleistung der Ein- und Mehrfach-Expansionsmaschinen. Daran anschließend folgt die Besprechung der Dampf- und Schieberdiagramme, der verschiedenen Steuerungen etc. Im zweiten Teile geht der Verfasser näher ein auf die Wirkung der Kräfte an der Kurbel, Entstehung der Schiffsvibrationen, die verschiedenen Mittel zur Beseitigung derselben. In diesem Teile ist auch der mechanischen Wirkungsweise der Schiffsmaschine, Reibung usw. gedacht, worauf der ganze Abschnitt mit einer Besprechung der Schraubenpropeller und deren Wirkungsweise, sowie derjenigen der Kondensatoren und Pumpen schließt. Der dritte Teil behandelt mehr die praktischen Gesichtspunkte bei der Konstruktion der Schiffsmaschinen und deren Anordnung. Die jedem Teil beigefügten Angaben über Ausführungen, in Form von Skizzen, sowie die zahlreichen Tabellen, bieten sehr brauchbaren Anhalt für den Konstrukteur, ein Umstand, welcher das Werk besonders wertvoll macht, da in dieser Hinsicht in der Literatur noch sehr wenige Angaben im Zusammenhange zu finden sind. C. Z.“

Die Mitteilungen aus dem Gebiete des Seewesens (Pola) sagten über das Werk:

Das Werk bezweckt, eine Lücke in der deutschen technischen Literatur auszufüllen und ein Hilfsbuch für alle jene zu bilden, welche sich mit dem Entwürfe von Schiffsdampfmaschinen, insbesondere für Seedampfer zu beschäftigen haben. Unter Hinweglassung aller mit diesem Zweck nicht im Zusammenhange stehenden Theorien wird sofort auf die moderne Schiffsmaschine eingegangen, wodurch bei gleichzeitigem Entfall der Wiedergabe veralteter Mechanismen und Konstruktionsteile der Umfang des Buches ein für dessen Gebrauch entsprechender bleibt. An Hand bewährter und typisch gewordener Ausführungen werden die beim Bau von Schiffsmaschinen zu beobachtenden Regeln aufgestellt und kann das vom Verfasser angestrebte Ziel, sich einer klaren und knappen Darstellung zu bedienen, als vollständig erreicht bezeichnet werden.

Ein alphabetisches Namen- und Sachregister erleichtert den Gebrauch des Buches, welches sicherlich sehr rasch am Arbeitstische der im Schiffsmaschinenbau beschäftigten Ingenieure seinen Platz finden wird, da es dem Maschinenkonstrukteur bezüglich der Wahl aller wichtigen Daten sichere und wertvolle Anhaltspunkte bietet, welche in dieser Vollständigkeit und Genauigkeit nicht leicht zu finden sind, sondern häufig erst mühevoll aus den spärlichen, dazu oft noch tendenziös gefärbten Beobachtungsberichten gesammelt werden müssen. —1—

Die Dampfturbinen, ihre Theorie, Konstruktion und Betrieb. Von **Hans Wagner,** Ingenieur. Lex. 8^o. Mit 150 Abbildungen im Text und einer Tafel. Gebunden Mk. 8.—.

Verfasser, dem Gelegenheit geboten war, zwei in ihren Grundprinzipien verwandte, in ihrer Durchführung jedoch durchaus verschiedene Turbinensysteme entwickeln zu helfen, hat sich zur Aufgabe gestellt, ein Werk über Dampfturbinen an die Öffentlichkeit zu bringen, dessen Inhalt sich hauptsächlich den Bedürfnissen der Praxis anpassen soll.

Im ersten Teil dieses Buches wurde die Theorie der Dampfturbinen möglichst vom elementaren Standpunkt aus behandelt, wobei außerdem nur die für den praktischen Konstrukteur erforderlichen Strömungsprobleme eingehende Berücksichtigung fanden. Von der Anwendung höherer Mathematik wurde soweit als tunlich Abstand genommen, wo sie sich aber als unbedingt notwendig erwies, in den Ableitungen möglichst ausführlich gestaltet, um dem Praktiker und angehenden Turbinenkonstrukteur, dem Rahmen des Werkes entsprechend, das Studium zu erleichtern. Der graphischen Darstellung von Strömungserscheinungen in Düsen und Schaufeln, sowie in den einzelnen Turbinensystemen selbst wurde der Vorzug gegeben, da durch graphische Behandlung dem Praktiker der Einblick in das Wesen der verschiedenen Turbinenarten ganz wesentlich erleichtert wird.

Im zweiten Teil ist auf die bei der Konstruktion der Turbinendetails zu berücksichtigenden Gesichtspunkte näher eingegangen und sind die bei den einzelnen Systemen in großer Mannigfaltigkeit wiederkehrenden Konstruktionsteile der Wellenabdichtung, wie Stopfbüchsen, feste und bewegliche Dichtungen, Labyrinthdichtungen usw., einer kritischen Beleuchtung unterzogen worden.

An die darauf folgende Wiedergabe der in weiteren Kreisen interessierenden ausgeführten Turbinensysteme, deren Anzahl dank dem Entgegenkommen der fabrizierenden Firmen durch bisher noch unbekannte Systeme vergrößert werden konnte, schließen sich erläuternde Berechnungen verschiedener Turbinenkonstruktionen an, wobei speziell das von Herrn Professor Dr. Mollier in liebenswürdigster Weise überlassene Diagramm der Erzeugungswärme des Wasserdampfes benutzt wurde.

Im dritten Teil endlich ist dem Verhalten der Turbine im praktischen Betrieb möglichst eingehend Rechnung getragen und wurden besonders auch die große kommerzielle Vorteile aufweisenden Niederdruckturbinen (Turbinen mit atmosphärischem Druck) ausführlicher behandelt.



Einige Urteile der Fachpresse über „Wagner, Dampfturbinen“.

Technische Literatur (Hannover) sagte über das Werk:

Unter den in den letzten 2 Jahren erschienenen Büchern über Dampfturbinen bietet das vorliegende Werk neben dem grundlegenden Werk von Prof. Stodola insofern das meiste Interesse, als der Verfasser die übliche Zusammenstellung der schier unüberschaubar gewordenen Patentliteratur über Dampfturbinen nicht bringt, sondern den Fachmann in einfacher und verständlicher Weise in die Grundprinzipien der Wirkungsweise der Dampfturbinen einführt.

Glückauf (Essen) schrieb:

Die theoretischen Erörterungen nehmen nur einen kleinen Teil ein, dagegen sind die beschreibende Kritik und die Versuche ausgeführter Anlagen sehr eingehend behandelt; deshalb bietet sich in diesem Werke besonders für den Betriebsbeamten ein beachtenswertes Hilfsmittel zur Beurteilung der Dampfturbinenfrage. Indessen dürfte auch der Konstrukteur manche Anregung aus dem Werke schöpfen können. K.-V.

Elektrotechnische Zeitschrift (Berlin):

Vorliegendes Buch beansprucht gegenüber manchen anderen Erscheinungen auf dem Gebiete der Dampfturbinen dadurch ein besonderes Interesse bei den Fachgenossen, daß es von einem in der Turbinenbaupraxis stehenden Ingenieur geschrieben ist.

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



III-306636

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



10000301470