

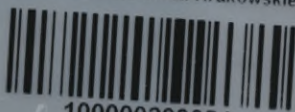
DER  
MODERNE SCHIFFBAU

II



VERLAG VON E. C. FRUNER, IN BERLIN UND GIESSEN

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000299054





# DER MODERNE SCHIFFBAU

VON

**G. NEUDECK**

KAIS. MARINE-SCHIFFBAUMEISTER A. D.  
DIREKTOR DER GEBR. KÖRTING A.-G.  
IN KIEL

**B. SCHULZ**

KAIS. MARINE-OBERBAURAT  
IM REICHS-MARINE-AMT  
IN BERLIN

**DR. R. BLOCHMANN**

ZIVIL-INGENIEUR IN KIEL


## ZWEITER TEIL KESSEL UND HAUPTMASCHINE

IHRE GESCHICHTLICHE ENTWICKLUNG, THEORIE,  
BAUAUSFÜHRUNG SOWIE BEHANDLUNG  
IN UND AUSSER BETRIEB

VON

**B. SCHULZ**

MIT 330 ABBILDUNGEN IM TEXT

*F. Nr. 28830* 



LEIPZIG UND BERLIN  
DRUCK UND VERLAG VON B. G. TEUBNER

1910

*X*  
*62 1285*



II-951 669

~~II 5380~~



COPYRIGHT 1910 BY B. G. TEUBNER IN LEIPZIG

ALLE RECHTE, EINSCHLIESSLICH DES ÜBERSETZUNGSRECHTS, VORBEHALTEN

Ark. Nr.

~~502150~~

## Vorwort.

Die Anregung zu vorliegendem Werke gab die Verlagsbuchhandlung von Teubner infolge der guten Aufnahme des in England bereits in 15. Auflage erschienenen Werkes von Seaton, A Manual of Marine Engineering. Unterzeichneter wurde während seiner Tätigkeit als Lehrer an der Marineschule zu Kiel aufgefordert, gemeinschaftlich mit den Herren Direktor Neudeck und Dr. Blochmann in Anlehnung an das genannte Werk gewissermaßen einen deutschen Seaton herauszugeben, wobei indessen der Schiffbau und die Hilfsmaschinen mehr berücksichtigt werden sollten. Der Stoff wurde so geteilt, daß Herr Neudeck den schiffbaulichen, Herr Dr. Blochmann die Hilfsmaschinen usw. und der Unterzeichnete die Kessel und Hauptmaschinen einschließlich Kondensatoren, Pumpen und Propeller bearbeiten sollte. Jeder Teil bildet ein für sich geschlossenes Ganzes in je einem besonderen Bande.

Bei der Bearbeitung des maschinenbaulichen Teiles von Seaton stellte sich heraus, daß einzelne Kapitel etwas weitschweifig und noch viele veralteten Detailkonstruktionen aufgenommen waren, die jetzt wenig Interesse mehr bieten. Desgleichen wurde, um den Umfang des Werkes zu beschränken, von der Veröffentlichung der vielen in Seaton niedergelegten Tabellen Abstand genommen, zumal in dieser Hinsicht durch das Werk von Bauer für den Konstrukteur ein vorzügliches Material zusammengestellt ist. Da weiterhin die in Seaton vorhandenen Skizzen durch die neuen Veröffentlichungen von Bauer, Wilda, Klamroth, Mentz, Rosenthal, Müller und Bayer zum Teil überholt sind, so schien es dem Unterzeichneten nach halber Fertigstellung seiner Arbeit fraglich, ob die Herausgabe eines deutschen „Seaton“ noch ein Bedürfnis sei.

Ausschlaggebend war schließlich die Erwägung, daß in den letzten Jahren durch die Einführung der Wasserrohrkessel und der Turbinen in den Kriegsmarinen, durch die umfangreichen Untersuchungen der Schiffsvibrationen und der Schraubenpropeller, sowie durch die Erprobungen mit der Ölfeuerung, der rauchlosen Verbrennung, den Überhitzern usw. auf dem Gebiete des Schiffsmaschinenbaues viele neue Erscheinungen aufgetreten und untersucht sind, die auch solche außerhalb der Marine stehende Kreise interessieren dürften. Diese

Punkte sind daher vollständig neu bearbeitet; für alle diejenigen, welche sich näher mit diesen Fragen beschäftigen wollen, sind eingehende Literaturangaben bis zur Gegenwart gemacht worden; besonders ist dabei auf die Veröffentlichungen der in Deutschland am meisten verbreiteten technischen Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure (Z. V. D. I.), sowie „Schiffbau“ und „Jahrbuch der schiffbautechnischen Gesellschaft“ Bezug genommen.

Wenn es mir gelungen sein sollte, auch bei den Fachgenossen zum weiteren Studium der zum Teil noch schwebenden Fragen angeregt zu haben, so wäre der Zweck des Buches erfüllt.

Zum Schlusse möchte ich nicht unterlassen, allen in- und ausländischen Firmen, sowie Ingenieuren, die mich durch die liebenswürdige Überlassung von Zeichnungen, Klischees usw. unterstützt haben, meinen verbindlichsten Dank auszusprechen. Ich wäre auch allen denen zu Dank verpflichtet, die mich auf etwaige Unklarheiten oder Unrichtigkeiten im vorliegenden Buche aufmerksam machen würden. Infolge meiner Abkommandierung von der Marineschule und wegen starker anderweitiger dienstlicher Inanspruchnahme stand mir die für eine gründliche Durchsicht erforderliche Zeit nicht immer zur Verfügung; ich bitte die Leser daher um eine nachsichtige Beurteilung des Buches.

Berlin 1909.

**Schulz**

Marine - Oberbaurat.



# Inhaltsverzeichnis.

## I. Schiffskessel.

### A. Geschichtliche Entwicklung.

	Seite
§ 1. Die Kessel auf den ersten Dampfbooten von Rumsey, Watt, Barlow und Stevens . . . . .	1
§ 2. Der Flammrohr-, Labyrinth- und Feuerrohr-Kofferkessel . . . . .	3
§ 3. Die Vorläufer der jetzigen Wasserrohrkessel . . . . .	6

### B. Theorie des Kessels.

#### 1. Die Verbrennung.

§ 4. a) Verbrennungsluft, b) Verbrennungs-Temperatur, c) Bedingungen für vollständige Verbrennung . . . . .	10
§ 5. Vorgänge bei der Verbrennung . . . . .	12
a) Entgasung, b) eigentliche Verbrennung.	
§ 6. Schornsteinzug . . . . .	13
§ 7. Kontrolle und Verluste der Verbrennung. . . . .	13
a) Messung der Zugstärke, b) der Rauchgastemperatur, c) der Rauchgasbestandteile, d) Verbrennungs-Verluste.	

#### 2. Die Verdampfung.

§ 8. Einfluß des Materials und der Heizfläche auf die Wärmeübertragung	16
§ 9. Flüssigkeits-, innere und äußere latente Wärme . . . . .	16
§ 10. Gesättigter, überhitzter und nasser Dampf. . . . .	18
§ 11. Vorgänge bei der Verdampfung. . . . .	18
§ 12. Eigenschaften des Wasserdampfes. . . . .	19
Spezifisches Gewicht, spezifische Wärme, Wärmeleitungsvermögen, Zerlegung in seine Bestandteile, kritische Temperatur.	

### C. Beschreibung der modernen Schiffskesseltypen.

§ 13. Hauptanforderungen an einen Schiffskessel. . . . .	20
§ 14. Einteilung der Schiffskessel. . . . .	22

#### 1. Feuerrohrkessel.

§ 15. Zylinderkessel mit rückschlagender Flamme: a) Einender, b) Doppelender, c) Oval-, d) Tornisterkessel. . . . .	23
§ 16. Zylinderkessel mit durchschlagender Flamme oder Marinekessel. . . . .	28
§ 17. Boots- und Hilfskessel: Vertikale und kombinierte Zylinderkessel . . . . .	29
§ 18. Lokomotivkessel: Trockenboden- und Naßbodenkessel, Vorzüge und Nachteile . . . . .	30

#### 2. Wasserrohrkessel.

§ 19. Allgemeine Gesichtspunkte für die Einführung der Wasserrohrkessel . . . . .	35
§ 20. Allgemeine Wirkungsweise und die Vorteile der Wasserrohrkessel. . . . .	36
§ 21. Die Nachteile der Wasserrohrkessel. . . . .	39

##### a) Gliederkessel.

§ 22. Der Belleville-Kessel . . . . .	41
a) Geschichtliches, b) Verbreitung, c) Wirkungsweise und Bauart, d) Leistung, Ökonomie und Gewicht, e) Vorzüge und Nachteile.	
§ 23. Der Thornykroft-Marschall-Kessel . . . . .	48

	Seite
b) Zirkulationsrohrkessel.	
§ 24. Der Dürr-Kessel . . . . .	51
a) Geschichtliches und Verbreitung, b) Wirkungsweise und Bauart, c) Vorzüge und Nachteile, d) Leistung, Ökonomie und Gewicht	
§ 25. Der Niclausse-Kessel . . . . .	57
a) Wirkungsweise und Bauart, b) allgemeines Urteil, c) Verbreitung.	
c) Wasserkammerkessel.	
§ 26. Der Babcock-Wilcox-Kessel . . . . .	62
a) Geschichtliches und Verbreitung, b) Wirkungsweise und Bauart, c) Vorzüge und Nachteile.	
§ 27. Der Heine-, L'Agrafel & d'Allest-, Yarrow- und Holtz-Kessel. . . . .	66
d) Kessel mit mehreren Dampfsammlern.	
§ 28. Der Stirling-, Miyabara-, Hohenstein- und Temperley-Cockburn-Kessel	68
e) Engrohrige Wasserrohrkessel mit wagerechten Sammlern.	
§ 29. Der Thornykroft- und Schichau-Kessel . . . . .	72
a) Wirkungsweise und Bauart: 1. Oberkessel, 2. Fallrohre, 3. Wasser- rohre, 4. Unterkessel, 5. Feuerungsanlage, 6. Bekleidung, b) all- gemeines Urteil.	
§ 30. Der Schulz-Kessel . . . . .	78
a) Abweichungen vom Thornykroft-Kessel, b) Bauausführung, c) Verbreitung, d) allgemeines Urteil.	
§ 31. Der Du Temple-, Normand- und Guyot-Kessel . . . . .	85
§ 32. Die Kessel von Reed, White-Forster, Ferguson & Flemming und Seaton	90
§ 33. Der Yarrow-Kessel: a) Bauausführung, b) Verbreitung, c) allgemeines Urteil. Der Blechynden-Kessel . . . . .	90
f) Engrohrige Kessel mit senkrechten Sammlern.	
§ 34. Der Moscher-, Ward- und Grille-Kessel. . . . .	93
g) Kombiniertes Feuer- und Wasserrohrkessel.	
§ 35. Der Schütte-Kessel . . . . .	98

### D. Konstruktion und Bau der wichtigsten Kesselteile.

§ 36. Der Kesselkörper . . . . .	101
a) Material, b) Wandstärke, c) Herstellung, d) Arten und e) Be- rechnung der Nieten, f) Schweißverbindungen, g) Kesselenden.	
§ 37. Die Verankerungen . . . . .	106
a) Längsanker, b) Rohranker, c) Deckenanker, d) Brückenträger, e) Stehbolzen, f) aufgenietete Winkel.	
§ 38. Die Feuerungsanlage . . . . .	108
Verbrennungsraum mit Aschfall: a) Flammrohre, b) Verbrennungs- kammern, c) Rost, d) Berechnung und Unterbringung der Rost- fläche, e) Feuerbrücke, f) Feuerzarge nebst Feuertür, g) Aschfall, h) Feuerlöschrichtung.	
§ 39. Die Feuerzüge mit Rauchfang und Schornstein . . . . .	112
a) Anordnung, b) Befestigung, c) Dimensionen, d) Material der Rohre, e) Bestimmung und Unterbringung der Heizfläche; f) Be- stimmung von $\varnothing$ und Länge eines Zylinderkessels; g) Rauch- kammer, h) Rauchfang, i) Schornstein.	

	Seite
§ 40. Der künstliche Zug . . . . .	116
a) Geschichtliches, b) Gründe für seine Einführung, c) Wirkungs- weise und Bauart: Düsensystem von Körting, Flügelradgebläse von Ellis & Eaves; Pratsche Apparat, Ober- und Unterwindgebläse, Vorzüge und Nachteile; Howdens Gebläse; Messung der Zugstärke.	
§ 41. Rauchlose Feuerung . . . . .	122
a) Beschaffenheit der Kohle, b) Beschickung der Feuer, c) beson- dere Feuerungseinrichtungen für rauchlose Verbrennung: Apparate von 1. Hörenz, 2. Kowitzke & Co., 3. Topf & Söhne, 4. Schmidt, 5. Staby, 6. Gans & Co., 7. Mederer, 8. Marcotty, 9. Wegner, 10. Jones Underfeed Mechanical Stoker, 11. Storbeck, 12. Mischgasfeuerung von Efrein, 13. Körting, 14. Dieterle und 15. Bender.	
§ 42. Die Ölfeuerung . . . . .	131
a) Geschichtliches, b) Öllarten, c) Wirkungsweise und Bauart: Öl- düsen von 1. Cuniberti, 2. Lucal, 3. Holden, 4. Rusden-Eeles, 5. Armstrong, 6. engl. Marine, 7. Schichau, 8. Kermodé, 9. Körting, 10. Mr. Orde, d) Betrieb: 1. Anheizen, 2. Zerstäuberdruck, 3. Zer- stäubungstemperatur, 4. Luftregulierung, 5. Reinigung der Düsen, e) Vorteile und f) Nachteile.	
§ 43. Armaturen des Wasserraumes . . . . .	143
a) Wasserstandsgläser und Proberhähne, b) Speiseventile, c) Salz- und Schaumhahn, d) Hahn für Kesselwasser, e) Grund- und Boden- ventil, f) Mann- und Schlammlöcher.	
§ 44. Armaturen des Dampfraumes . . . . .	151
g) Dampfabsperrentile, h) Manometer, i) Sicherheitsventile, k) Luft- ventil.	
§ 45. Besondere Armaturen für Feuerrohrkessel . . . . .	156
l) Alarmventil, m) Temperatenausgleicher.	
§ 46. Besondere Armaturen für Wasserrohrkessel . . . . .	160
n) Speisewasserregler, o) Wasserabscheider.	
§ 47. Die Überhitzer . . . . .	164
a) Geschichtliches, b) Wirkungsweise und Bauart der Überhitzer von Pielock; Schmidt: 1. Flammrohr-, 2. selbständig geheizter, 3. Feuer- rohr-, 4. Rauchkammer-Überhitzer); des Ottensener Eisenwerkes; Schulz; Niclausse und Stirling.	
§ 48. Die Kesselbekleidung und Kessellagerung; Aufstellung der Kessel im Schiffe . . . . .	178
<b>E. Behandlung des Kessels in und außer Betrieb.</b>	
§ 49. Herrichten zum Betrieb . . . . .	179
a) Untersuchung, b) Kesseldruckprobe, c) Feuerbelegen, d) An- heizen, e) Dampfaufmachen, f) Entwässern der Rohrleitungen.	
§ 50. Betrieb während der Fahrt . . . . .	181
a) Bedienung des Feuers, b) Speisung des Kessels.	
§ 51. Betriebsstörungen an: 1. Wasserstandsgläsern, 2. Roststäben, 3. Feuer- und Wasserrohren, 4. Speiseventilen, 5. durch Dampfausströmen, 6. Nieten, Stehbolzen usw., 7. durch Kesselexplosionen infolge von a) Abnutzung des Materials, b) Wassermangel, c) Kesselsteinbildung, d) zu starker Dampfentwicklung . . . . .	184
§ 52. Behandlung außer Betrieb: a) Reinigung, b) allgemeine und spezielle Kes- seluntersuchung und c) Konservierung: 1. nasse, 2. trockene, 3. luftfreie . . . . .	186

## II. Schiffsmaschinen.

### A. Geschichtliche Entwicklung der Maschinentypen.

#### 1. Radschiffsmaschinen.

	Seite
§ 53. Die Balanciermaschinen von a) Watt, b) Stevens, c) Maudslay, d) Grashopper-Maschine. . . . .	193
§ 54. Die oszillierende Maschine von Fulton und Penn . . . . .	196
§ 55. Die direkt wirkenden Maschinen:	
a) Schrägliegende Maschine . . . . .	198
b) Maschine mit rückwirkender Pleuelstange . . . . .	199
c) Lenkermaschine von Evans . . . . .	199
d) T-Plate-Maschine von Maudslay . . . . .	200

#### 2. Schraubenschiffsmaschinen.

§ 56. Die indirekt wirkenden Maschinen . . . . .	201
§ 57. Die horizontale und schrägliegende direkt wirkende Maschine . . . . .	202
§ 58. Die Trunkmaschine und die Maschine mit rückwirkender Pleuelstange . . . . .	203
§ 59. Die Hammermaschine . . . . .	204

#### 3. Reaktionsmaschinen.

§ 60. Die Maschinen von Rumsey, Seydell und Cockerill-Seraig, Turbinenpropeller von Zeuner und Thornykroft . . . . .	206
§ 61. 4. Entwicklung der modernen Kolbensschiffsmaschinen . . . . .	209
a) Steigerung des Dampfdruckes, b) Einführung des Oberflächenkondensators, c) mehrfache Expansionsmaschinen von Hornblower, Woolf, Roentgen, John Elder, Franklin, Kirk und Ziese, d) Gewichtsverminderung usw.	

### B. Theorie der Kolbendampfmaschine.

#### I. Die inneren Vorgänge im Dampfzylinder.

§ 62. Die theoretische Arbeitsleistung des Dampfes im Zylinder:	
a) Rechnerisches Verfahren . . . . .	214
b) Graphisches Verfahren . . . . .	215
§ 63. Abweichungen von der theoretischen Leistung: . . . . .	216
a) Unvollständige Expansion, b) Vorausströmung, c) Kompression, d) Voreinströmung, e) Dampfdrosselungen und f) schädlicher Raum.	
§ 64. Die Einwirkung des Dampfes auf die Zylinderwandungen . . . . .	219
§ 65. Der Wert des Dampfmantels und der Dampfüberhitzung; Nachteile der Überhitzung an Bord von Kriegsschiffen . . . . .	220
§ 66. Gründe für die Einführung der Mehrfach-Expansionsmaschinen . . . . .	223
a) Einschränkung der Zylinderkondensation, b) Verwendung höherer Spannungen, c) größere Expansionsarbeit, d) geringere Druckunterschiede, e) geringere schädliche Räume, f) größerer Gleichförmigkeitsgrad, g) Nachteile der mehrfachen Expansion.	
§ 67. Verteilung der Arbeitsleistung auf die einzelnen Zylinder . . . . .	226
§ 68. Berechnung der Zylinder- $\phi$ und Festlegung der Füllungsgrade . . . . .	227
§ 69. Das Volumendiagramm und Rankinisirtes Diagramm . . . . .	228

	Seite
§ 70. Die Untersuchung des Dampfzylinders durch Indikator- diagramme. . . . .	229
1. Wirkungsweise: a) Verschiedene Indikatoren, b) Indikator- federn und ihre Prüfung, c) Indikatoren für selbsttätiges Plani- metrieren, für Zeitdiagramme usw. 2. Berechnung und Diskussion der Diagramme: a) Admissions-, b) Expansions-, c) Voraus- strömungs-, d) Ausströmungs-, e) Kompressions-, f) Voreintritts- linie, g) Fehler am Indikator.	
§ 71. Bestimmung des Dampfverbrauches durch Kondens- und Speisewasser- messung. . . . .	237
§ 72. Der theoretische Wirkungsgrad der Schiffsmaschine: . . . . .	239
a) Entropiediagramm, b) Carnotsche Prozeß, c) Nachteile des Carnotschen Prozesses für die Dampfmaschine, d) Graphische Dar- stellung der theoretischen Wirkungsgrade.	
§ 73. Der thermische Wirkungsgrad. . . . .	242
a) Verluste infolge von Reibung, b) Ausstrahlung, c) Geschwindig- keitswechsel des Dampfes, d) Kondensation, e) Drosselung, f) Un- dichtigkeiten.	
<b>2. Die Vorgänge in den äußeren Teilen der Dampfmaschine.</b>	
§ 74. Der mechanische Wirkungsgrad . . . . .	244
a) Kolben-, b) Stopfbüchsen-, c) Geradföhrungs-, d) Wellenzapfen-, e) Schieber-Reibung, f) Pumpen-Widerstände, g) Vibrations-Ver- luste, h) Torsionsindikator.	
§ 75. Die Wahl von a) Hub, b) Kolbengeschwindigkeit und c) Umdrehungszahl	250
§ 76. Der Kurbeltrieb . . . . .	252
a) Kreuzkopfdruck, b) Pleuelstangendruck, c) Drehmoment, d) Be- schleunigungsdruck.	
§ 77. Der Gleichförmigkeitsgrad und das Tangentialdruckdiagramm . . . .	254
a) Gleichförmigkeitsgrad, b) Tangentialdruckdiagramm: 1. Kolben- kraft, 2. Gestängegewicht, 3. Massenbeschleunigung; c) Unter- suchungen von Gümbel, Frahm und Bauer.	
§ 78. Die Vibrationserscheinungen. . . . .	260
a) Geschichtliches, b) das Modell von Schlick, c) die Zweikurbel- maschine, d) die Dreikurbelmaschine, e) die Vierkurbelmaschine, f) Bedingungen einer völligen Ausbalancierung, g) Vibrationen durch die Schrauben.	
§ 79. Die Torsionsschwingungen der Welle und Mittel zu ihrer Vermin- derung . . . . .	272
<b>3. Bestimmung der Maschinenkraft aus dem Schiffswiderstande.</b>	
§ 80. Französische Untersuchungen von Thevenard, Beaufoy und Bourgois	277
§ 81. Englische Fahrt-, Stopp- und Schleppversuche; Formel von Rankine; Blockmodell von Kirk . . . . .	278
§ 82. Die Untersuchungen von 1. Froude: a. Reibungs-, b) Form-, c) Ges- amt-, d) Schrauben-, e) Wellen-, f) Wirbel bildender Widerstand, g) graphische Darstellung und 2. von Middendorf. . . . .	280
§ 83. Die Untersuchungen von Haak und von Wellenkamp . . . . .	284
<b>4. Beziehungen zwischen Schiffswiderstand, Maschinenleistung, Kohlenverbrauch, Geschwindigkeit und Aktionsradius.</b>	
§ 84. Rechnerische Beziehungen. . . . .	287
§ 85. Graphische Darstellung auf Grund von Probefahrten. . . . .	288

## C. Konstruktion und Bau der wichtigsten Maschinenteile.

### 1. Der Dampfzylinder.

	Seite
§ 86. a) Zylinderkörper nebst b) Deckel, c) Dampfkanälen und d) Stopfbuchsen (Packungen von Howaldt, Götze, Schelling, Garlock, Schwabe, Philadelphia-, u. von Greiser) . . . . .	290
§ 87. Die Zylinderarmaturen und Bekleidung . . . . .	299
a) Sicherheitsventile, b) Ablaßhähne, c) Indikatorstutzen, d) Hilfschieber, e) Zubehörteile, f) Bekleidung.	

### 2. Die Übertragungsteile.

§ 88. Der Dampfkolben mit Kolbenstange . . . . .	304
a) Kolbenkörper, b) Kolbenring: $\alpha$ ) Kolbenfedern, $\beta$ ) Kolbenschluss, $\gamma$ ) Buckley-Kolben, $\delta$ ) Pecksche Ringe, $\varepsilon$ ) Camerons Stahlbänder, $\zeta$ ) Selbstspanner; c) Kolbendeckel, d) Kolbenstange: $\alpha$ ) Verbindung der Stange, $\beta$ ) Kolbenstangenmutter, $\gamma$ ) Führungsstange, $\delta$ ) Berechnung.	
§ 89. Die Geradföhrung . . . . .	311
a) Kreuzkopf: $\alpha$ ) Konstruktion bei großen, $\beta$ ) bei kleinen Maschinen, $\gamma$ ) Gleitschuhe, $\delta$ ) Berechnung; b) Gleitbahn.	
§ 90. Die Pleuelstange . . . . .	314
a) Hauptarten, b) Pleuelstangenkopf und Lager, c) Berechnung.	
§ 91. Die Wellenleitung . . . . .	316
a) Kurbelwelle: $\alpha$ ) geschmiedete, $\beta$ ) zusammengesetzte, $\gamma$ ) Material, $\delta$ ) Abmessungen; b) Drucklagerwelle, c) Übertragungs-, d) Schraubenvelle, e) Wellenkuppelungen: $\alpha$ ) feste, $\beta$ ) abnehmbare, $\gamma$ ) lose; f) Dreh- und Bremsvorrichtung.	
§ 92. Die Wellenlagerung . . . . .	323
a) Kurbel-, b) Druck-, c) Lauflager, d) Stevenrohr.	

### 3. Die festen Verbindungen zwischen Zylinder und Kurbelwelle.

§ 93. Die Grundplatte . . . . .	330
§ 94. Die Maschinenständer und Säulen . . . . .	333

### 4. Die innere Steuerung.

§ 95. Geschichtliches, Anforderungen, Wirkungsweise, verschiedene Schieber-Formen: . . . . .	334
a) von Penn, b) Trick, c) Thom, d) Dachschieber, e) Kolbenschieber, f) Entlastungen.	
§ 96. Ventilsteuerung . . . . .	342
a) Geschichtliches, b) Lentz-Steuerung.	

### 5. Die äußere und Expansionssteuerung.

§ 97. Umsteuerung durch Vertauschung der Dampfwege . . . . .	345
§ 98. Umsteuerung durch Änderung der Schieberbewegung . . . . .	346
a) Die Kulissensteuerung von Stephenson, b) Die Einexzentersteuerung von Hackworth, c) von Marschall, d) von Klug und e) von Lentz, f) die Joy-Steuerung, g) die Schichau-, h) die Heusinger- und i) die Vierrad-Steuerung.	
§ 99. Bauart der äußeren Steuerungsteile . . . . .	358
§ 100. Die Expansionssteuerung . . . . .	361
§ 101. Die Schieberdiagramme . . . . .	364

**6. Der Kondensator.**

	Seite
§ 102. Einspritzkondensatoren . . . . .	369
a) Geschichtliches, b) Wirkungsweise und Arten, c) Berechnung, d) Bauart, e) Vorzüge.	
§ 103. Oberflächenkondensatoren . . . . .	376
a) Wirkungsweise und Arten, b) Größe des Vakuums, c) Kühlfläche und Berechnung.	
§ 104. Bauart der Oberflächenkondensatoren . . . . .	380
a) Gehäuse, b) Deckel, c) Rohrwände, d) Rohre, e) Rohrdichtung.	
§ 105. Armaturteile des Kondensators . . . . .	384

**7. Die Pumpen.**

§ 106. Die Luftpumpe: Zweck, Wirkungsweise, Größe, Bauart: . . . . .	385
a) Gehäuse, b) Pumpenkolben, c) Ventile d) Antrieb, e) Armaturteile: $\alpha$ ) Windkessel, $\beta$ ) Schnüffelventil, $\gamma$ ) Überdruckventil, $\delta$ ) Mannlöcher; f) Besondere Konstruktionen von $\alpha$ ) Blake, $\beta$ ) Edwards, $\gamma$ ) Bailey, $\delta$ ) Berling, $\varepsilon$ ) Howaldt.	
§ 107. Die Zirkulationspumpe . . . . .	395
a) Kolben-, b) Zentrifugalpumpe: $\alpha$ ) Gehäuse, $\beta$ ) Schaufelrad, $\gamma$ ) Schaufelradwelle, $\delta$ ) Antriebsmaschine, $\varepsilon$ ) Zubehör.	
§ 108. Die Speisepumpen . . . . .	401
a) Maschinenspeise-, b) Dampfpumpen, c) Injektoren.	
§ 109. Pumpen für verschiedene Zwecke . . . . .	408
1. Marsh-, 2. Orvo-, 3. Odesse-, 4. Stones-Pumpe. Verwendung als a) Lenz-, b) Kühlwasser-, c) Spül-, d) Frischwassererzeuger-, e) Heizöl-, f) Waschwasser-, g) Trinkwasser-Pumpen. — Pumpendiagramme.	

**8. Der Propeller.**

§ 110. a) Entwicklung, b) Wirkungsweise und c) Bauart der Schaufelräder: $\alpha$ ) Nabe, $\beta$ ) Radarme, $\gamma$ ) Radkränze, $\delta$ ) Schaufeln, $\zeta$ ) Bewegungsmechanismus, $\varepsilon$ ) Zubehör . . . . .	413
§ 111. 1. Entwicklung, 2. Arten: a) Eingängige, b) Mehrgängige, c) Rechts- und linksgängige, d) Schrauben mit veränderlicher Steigung, e) Schrauben mit geneigten Erzeugenden, f) g) h) i) Schrauben mit kegelförmigen, sichelförmigen, ebenen und mit versetzten Flächen; 3 Konstruktionselemente, 4. Flügelzahl, 5. Wirkungsweise und Versuche: a) Versuche von Ahlborn, b) von Wagner, c) von Flamm; 6. Wirkungsgrad: a) Slip, b) Reibung, c) Verdünnungswiderstand, d) Verhältnis von Steigung: Durchmesser, e) Abgewickelte Flügelfläche, f) Lage der Schraube, g) Einfluß der rechts- und linksgängigen Schraube. . . . .	418
§ 112. Bauausführung . . . . .	434
a) Material, b) Flügelverbindungen, c) Nabe, d) Umsteuerbare Schrauben, e) Berechnung.	

**D. Die Schiffsdampfturbine.**

§ 113. Entwicklung der Schiffsturbine . . . . .	436
a) in England, b) Deutschland, c) den übrigen Ländern, d) Vorzüge, e) Nachteile der Turbinen.	
§ 114. Vorgänge in der Turbinendüse . . . . .	452
a) Strömungsgeschwindigkeit des Dampfes, b) Lavalsche Düse, c) Dampfströmung im Leitschaufelapparate.	

	Seite
§ 115. Berechnung der Düse . . . . .	454
§ 116. Die Entropietafel . . . . .	457
a) Das <i>Ts</i> -Diagramm, b) Das <i>is</i> -Diagramm von Mollier.	
§ 117. Vorgänge in den Laufschaufeln . . . . .	461
§ 118. a) Dampfverbrauch, b) Dampfverluste: 1. in den Düsen, 2. Ventilationswiderstand, 3. Lagerreibung, 4. Undichtigkeiten, 5. Ausstrahlungsverluste, 6. Energieverlust des Austrittsdampfes; c) Wirkungsgrad . . . . .	465
§ 119. Berechnung der Hauptdimensionen einer Turbine: Anzahl und Querschnitt der Stufen, Turbinenscheibe . . . . .	469
§ 120. Die Parsons-Turbine . . . . .	471
a) Wirkungsweise: $\alpha$ ) Dampf- und Umfangsgeschwindigkeit, $\beta$ ) Spaltverlust, $\gamma$ ) Axialdruck; b) Hauptteile: $\alpha$ ) Gehäuse, $\beta$ ) Welle, $\gamma$ ) Abdichtung, $\delta$ ) Lagerung, $\epsilon$ ) Schmier- und Kühlvorrichtung.	
§ 121. Die Turbinen von a) Curtis und b) der A. E. G. . . . .	481
§ 122. Die Turbinen von a) Rateau und b) Zölly . . . . .	489
§ 123. Die Schulz-Turbine . . . . .	495
§ 124. Die Turbine von Melms & Pfenniger . . . . .	498
§ 125. Vergleich der einzelnen Turbinensysteme . . . . .	500
§ 126. Schwierigkeiten bei Schiffsturbinen . . . . .	503
a) Manövrierfähigkeit: $\alpha$ ) Gegenläufige Räder, $\beta$ ) Drosselklappen, $\gamma$ ) Drehschaufeln, $\delta$ ) Doppeltgekrümmte, $\epsilon$ ) Getrennte Schaufeln, $\zeta$ ) Besondere Rückwärtsturbinen; b) Erzielung einer geringen Tourenzahl: $\alpha$ ) Änderungen am Propeller, $\beta$ ) Zwischengetriebe, $\gamma$ ) Änderung an der Turbine; c) Ungünstiger Kohlenverbrauch für kleine Fahrten: $\alpha$ ) Kombination mit Kolbenmaschinen, $\beta$ ) Marschturbinen, $\gamma$ ) Kombination mit Elektromotoren, $\delta$ ) Umföhrungskanäle, $\epsilon$ ) Veränderung der Schraubensteigung, $\zeta$ ) Leitapparate mit wechselndem Reaktionsgrade.	
<b>E. Behandlung der Hauptmaschine in und außer Betrieb.</b>	
127. Herrichtung zum Betrieb . . . . .	511
a) Revision der Maschinenteile, b) Verpacken der Kolbenstangen usw., c) Schmieren, d) Anwärmen.	
§ 128. Betrieb während der Fahrt . . . . .	512
a) Beobachtung der sich bewegenden Teile, b) Schmierung und Kühlung, c) Beobachtung von Undichtigkeiten usw., d) Besondere Geräusche, e) Maschinentelegraphen usw., f) Wasserstände, g) Messung der Leistung, Temperaturen usw., h) Kondensator.	
§ 129. Betriebsstörungen . . . . .	514
a) Stöße, b) Undichtigkeiten, c) Heißlaufen, d) Brüche von Maschinenteilen, e) Kondensator-, f) Pumpenhavarien.	
§ 130. Behandlung außer Betrieb . . . . .	516
a) Reinigungs-, b) Überholungsarbeiten: $\alpha$ ) Zylinder, $\beta$ ) Kolben und Kolbenstangen, $\gamma$ ) Schieber, $\delta$ ) Stopfbuchsen, $\epsilon$ ) Gleitbahn, $\zeta$ ) Pleuelstange und Kreuzkopf, $\eta$ ) Lager, $\theta$ ) Steuerungsteile, $\iota$ ) Kondensator, $\kappa$ ) Pumpen, $\lambda$ ) Unterwasserteile; c) Konservierung.	
§ 131. Behandlung der Schiffsturbine . . . . .	519
a) Herrichtung zum Betrieb, b) Betrieb während der Fahrt, c) Betriebsstörungen, d) Behandlung außer Betrieb.	
Verzeichnis der Figuren . . . . .	522
Sachverzeichnis . . . . .	528



# I. Schiffskessel.

## A. Geschichtliche Entwicklung.

### § 1. Die Kessel auf den ersten Dampfbooten von Rumsey, Watt, Barlow und Stevens.

Außerordentlich mannigfaltig sind die Typen der Kessel, welche auf den ersten um die Wende des 18. Jahrhunderts erbauten Dampfschiffen Verwendung gefunden haben. Ein kurzer Überblick über diese verschiedenen Formen soll ein größeres Verständnis und Interesse für die jetzt eingeführten Schiffskessel erwecken und auch zeigen, was von einem Schiffskessel, namentlich im Vergleich zum Landkessel, verlangt werden muß, um den Forderungen an Bord zu genügen.

Der erste 1787 bekanntgewordene Schiffskessel stammt von den Amerikanern Rumsey und Fitch her und war ein Wasserrohrkessel. Er bestand aus einem vielfach gewundenen Rohre, das von den Heizgasen umspült wurde, während im Inneren des Rohres das Wasser zum Verdampfen gebracht wurde. Das Wasser trat unten in einen ringförmigen Raum ein und wurde nach der Verdampfung von einem oberen ringförmigen Teile nach der Maschine abgeführt. (Fig. 1).

Der Kessel hatte zwar den Vorzug, außerordentlich schnell Dampf zu entwickeln und infolge seiner Elastizität Temperaturschwankungen und starke Beanspruchungen gut zu ertragen; er konnte jedoch nicht gereinigt werden, die Verstopfung an einer einzigen Stelle setzte den Kessel außer Betrieb; außerdem lieferte er infolge Fehlens eines geräumigen Dampfsammlers sehr nassen Dampf.

Der erste brauchbare, 1807 vom Amerikaner Fulton erbaute Rad-dampfer „Clermont“, sowie das erste von ihm konstruierte Kriegsschiff „Fulton I“ waren mit Watt-Kesseln ausgerüstet. Der Kessel von „Fulton I“ war 6,7 m lang, 3,6 m breit und 2,4 m hoch und aus Kupfer hergestellt. Die Hauptteile und die Wirkungsweise des Watt-Kessels sind aus Fig. 2 zu erkennen. Derselbe stellte ein aus gewölbten Blechen zusammengesetztes Gefäß dar, das von den Heizgasen umspült

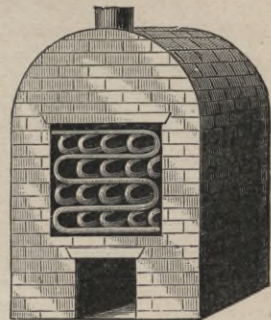


Fig. 1. Erster Schiffskessel. 1787.

wurde und den Wasser- und Dampfraum *W* und *D* enthielt. Die Seitenwandungen *d* waren durch Anker *g* versteift. Der Kessel hatte die üblichen Armaturteile wie Sicherheitsventil, Wasserstandsglas, Ablaßhahn und außerdem einen sehr sinnreichen automatischen Speisewasserregler; derselbe stand gleichzeitig durch ein Gestänge mit dem Rauchschieber in Verbindung und regulierte dadurch den für die Verbrennung erforderlichen Zug. Das Speisewasser trat durch Rohr *s* unten in den Kessel ein.

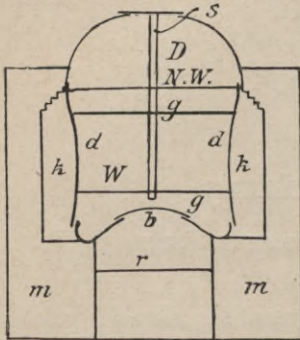


Fig. 2. Kesseltyp auf dem ersten Kriegsschiffe.

Dieser Kessel hatte zwar eine größere Lebensdauer und Betriebssicherheit als der Röhrenkessel von Rumsey; die Dampfspannung konnte infolge der großen Wassermenge ziemlich konstant gehalten werden, die Ausnützung des Brennmaterials war infolge Führung der Heizgase, nämlich erst zwischen Kesselboden *b* und Rost *r* nach hinten, dann durch einen Kanal *k* nach vorn und schließlich durch den 2. Kanal *k* wieder nach hinten, eine recht günstige; doch war die Verwendung des für die Feuerung vorgesehenen Mauerwerks *m* unzumutbar, da dasselbe infolge starker Wärmeaufnahme die Zeit des Dampfmachens sehr verlängerte. Ferner war die Heizfläche nur gering und der Kessel infolge der Verankerungen und des großen Wassergewichtes recht schwer; zudem verursachten die verschiedenen Krümmungen seiner Mantelwandungen

nachteilige Formveränderungen, so daß der Kessel nur mit einem Druck von  $\frac{1}{2}$  Atm. betrieben werden konnte. Das erste 1816 von Lange-Vegesack erbaute deutsche Dampfschiff „Weser“ besaß gleichfalls einen Watt-Kessel<sup>1)</sup>.

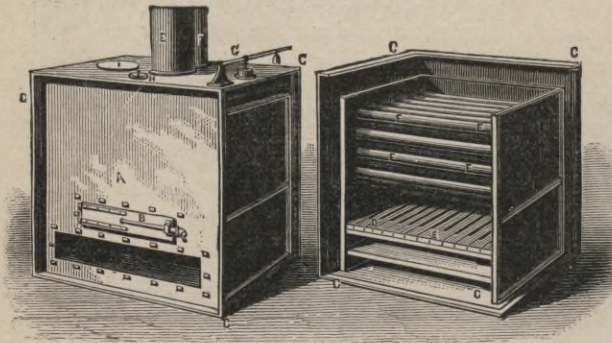


Fig. 3. Erster Schiffskessel in Frankreich. 1803.

Das erste in Frankreich durch Fulton 1803 erbaute Dampfboot war mit einem Wasserkammerkessel von Barlow ausgerüstet; derselbe ist noch im Con-

1) Die Originalskizze desselben ist im Jahrb. d. Schiffbautechnischen Gesellschaft. 1907 S. 450 veröffentlicht.

servatoire des arts et métiers in Paris aufbewahrt. In Figur 3 bedeutet *A* die Stirnfläche, *B* die Feuertür, *C* den Kesselmantel, *D* den Rost, *E* die Feuerung mit Schornstein, *F* die Wasserrohre und das mit ihnen in Verbindung stehende Hauptdampfrohr, *G* das Sicherheitsventil und *H* das Mannloch. Rechts und links von den Wasserrohren erkennt man die Wasserkammern.

Der Dampfraum des Kessels war außerordentlich klein, daher der erzeugte Dampf sehr naß; die flachen Wandungen des Mantels waren für hohen Druck ungeeignet; er nahm aber im Verhältnis zur vorhandenen Heizfläche einen geringeren Raum ein und war sehr einfach zusammengesetzt.

1804 wurde von Stevens, dem eigentlichen Begründer der amerikanischen Fluß-Dampfschiffahrt, auf dem ersten Doppelschraubenboot ein aus Figur 4 ersichtlicher Wasserrohrkessel als Hochdruckgliederkessel eingebaut, dessen Modell noch in „Stevens Institute of Technologie“ in Hoboken aufbewahrt ist. Der Kessel enthielt 100 Röhren

*B* von 50 mm  $\varnothing$ <sup>1)</sup> und ca.  $\frac{1}{2}$  m Länge; dieselben standen mit einem Wasserbehälter *A* und einem Dampfdom *C* in Ver-

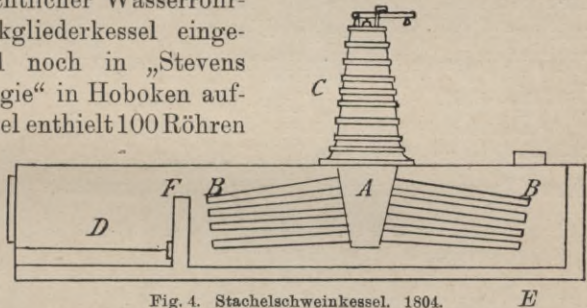


Fig. 4. Stachelschweinkessel. 1804.

bindung, während sie am anderen Ende durch Schraubenbolzen geschlossen waren. Vom Roste *D* gelangen die Heizgase über Feuerbrücke *F* in den Rauchfang. Der ganze Kessel ist mit Doppelwänden *E* umgeben, die mit schlechten Wärmeleitern gefüllt sind. Infolge der strahlenförmig einmündenden Rohre erhielt der Kessel den Namen Stachelschweinkessel.

Der Kessel besitzt weder flache Wandungen noch Verankerungen, die Rohre konnten sich am Ende frei ausdehnen, und er war daher für hohen Druck recht geeignet. Infolge des hohen Dampfdomes war der erzeugte Dampf ziemlich trocken und wegen der Zerteilung in einzelne Elemente die Betriebssicherheit eine hohe. Dagegen war die Zirkulation in den Rohren keine genügende, und es trat leicht ein Verstopfen und Durchbrennen derselben ein.

## § 2. Der Flammrohr-, Labyrinth- und Feuerrohrkofferkessel.

Das Bestreben, auf einem kleinen Raume viel Heizfläche unterzubringen, um schnell und viel Dampf zu erhalten, führte in Amerika zum Baue eines mehrfachen Flammrohrkessels mit rückkehrender

1) Abkürzung für „Durchmesser“.

Feuerung und in England zur Konstruktion des Labyrinthkessels. Der erstere stammt aus dem Jahre 1816 und hat in der amerikanischen

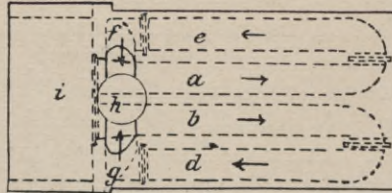
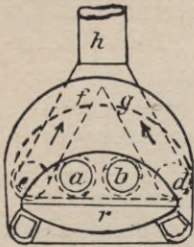


Fig. 5.

Flammrohrkessel für den Hudson Dampfer „Der Kanzler Livingston“. 1816.

Marine längere Zeit Bestand gehalten. (Fig. 5) Die Heizgase gelangten aus der Verbrennungskammer *i* nach einem hin — und wieder zurückführenden System von Flammrohren *ab* und *de*, um dann durch schräge Rohre *f* und *g* in den Schornstein *h* auszutreten. Die dem Feuer ausgesetzten Verbindungsstellen der Flammrohre gaben zu vielen Betriebsstörungen Veranlassung<sup>1)</sup>.

Der Labyrinthkessel besteht, wie Fig. 6 und 7 zeigen, aus einem inneren kastenförmigen Gefäße, das die 4 getrennten Rostanlagen *a*, deren Trennungswände *b*, sowie eine Anzahl vom Boden bis zur Decke

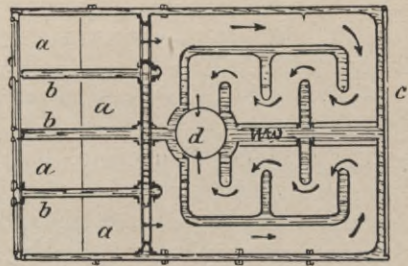
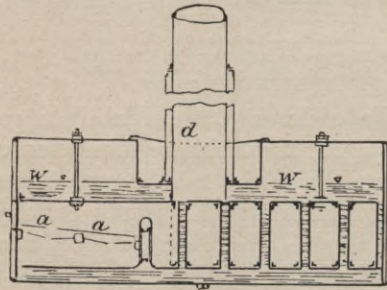


Fig. 6 u. 7. Labyrinthkessel.

reichender Wände enthält; diese werden innen von Wasser *w* und außen von den Heizgasen in Richtung der Pfeilstriche umspült; Außenwandung *c*, norm. Wasserstand *W* und Schornstein *d* sind aus Fig. ersichtlich.

Dieser Kessel war nur für Dampfdrücke von  $\frac{1}{2}$  Atm. Spannung zu gebrauchen, da sonst infolge der vielen flachen Wandungen so viel Anker hätten verwendet werden müssen, daß eine innere gründliche Reinigung unmöglich gewesen wäre. Er wurde, als man zu etwas höherem Dampfdrucke überging, durch den Feuerrohrkessel verdrängt.

Der erste bekanntgewordene Kessel dieses Typs rührt gleichfalls von Stevens her und wurde 1827 in das Boot „North Amerika“ eingesetzt. In Fig. 8 bedeuten *S* den Dampf-, *W* den Wasser-, *F* den Feuer-

1) Rühlmann, Allgemeine Maschinenlehre. IV. S. 286.

raum und die Pfeilstriche die Führung der Gase. Man erzielte neben einem geräumigen Verbrennungsraume eine große Heizfläche bei kleiner Grundfläche. Für hohen Druck wurde er infolge der vielen nach 3 Richtungen notwendig werdenden Verankerungen zu schwer, zu teuer und für Reinigungen, Revisionen und innere Reparaturen sehr unzugänglich. Außerdem ist es kaum möglich, die Anker so anzuziehen, daß sie alle gleichmäßig beansprucht werden; ferner gefährdet der im Betriebe gar nicht wahrnehmbare Bruch eines Ankers außerordentlich die Sicherheit des Kessels. Ohnehin war damals die Betriebssicherheit infolge der noch recht unvollkommenen Kesselarbeiten und Kesselmaterialien und der Verwendung nur sehr kleiner Kesselbleche eine recht mangelhafte; so entstanden z. B. auf den amerikanischen Flußdampfern bis 1831 50 Kesselexplosionen, die ca. 250 Tote und 100 Verwundete als Opfer forderten. (S. Rühlmann IV. S. 93 ff.)

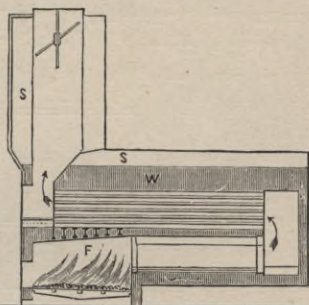


Fig. 8. Erster Feuerrohrkessel. 1827.

Die Hauptform dieses eben beschriebenen und früher in allen Marinen eingeführten sogen. Kofferkessels ist aus Fig. 9 ersichtlich; er führte den Namen Naßbodenkessel,

da er eine ganz in den Wasserraum eingebaute Feuerung hatte, und fand infolge der hierdurch bewirkten geringen Feuersgefahr besonders auf Holzschiffen Verwendung. *a* bedeutet den Rost, *b* die Feuerbrücke, *c* die Verbrennungskammer, *d* die Feuerzüge, *e* den Rauchfang und *f* den Überhitzer. Letzterer besteht aus einem im Rauchfange eingebauten Rohrsystem, das von außen von Dampf umgeben und im Innern von den Heizgasen durchzogen wird. Er hatte den Zweck, das mit dem Dampf mitgerissene Seewasser möglichst auszuschneiden, um dieses von den Dampfzylindern fernzuhalten; *g* und *h* bedeuten die Decken- und die Längsanker.

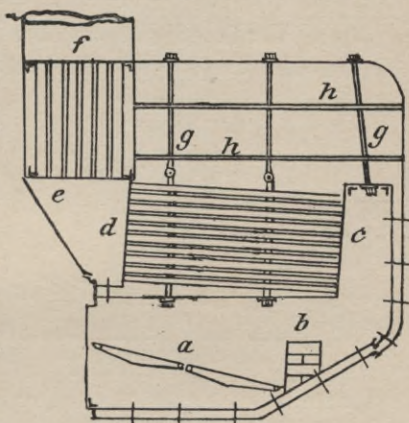


Fig. 9. Naßboden-Kofferkessel. 1855.

Bei einer zweiten Art von Kofferkessel, dem sogen. Trockenbodenkessel (Fig. 10), bildeten die Seiten der anstoßenden Feuerbüchsen einen Wasserraum zwischen sich (sogen. Füße), während unterhalb jeder Feuerung ein besonderer Aschfall vorgesehen war.

Durch diese Anordnung sparte man pro qm Heizfläche etwas an Gewicht, doch konnten sich in den Füßen leicht Schlammablagerungen bilden und dadurch Betriebsstörungen entstehen. Einige Schulschiffe der deutschen Marine besitzen noch diesen Kesseltyp; derselben gehörte auch der im Nov. 07 explodierte „Blücherkessel“ an.

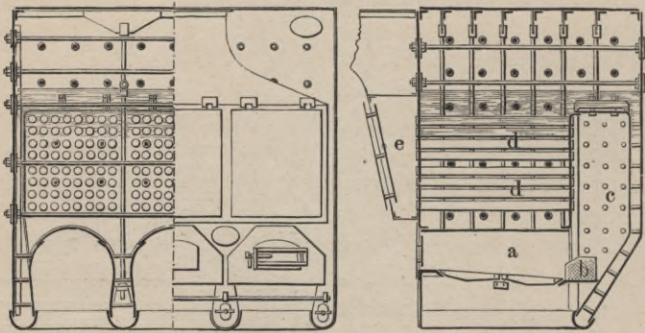


Fig. 10. Trockenboden-Kofferkessel.

Die Kofferkessel haben beim Übergange zu höheren Spannungen infolge zu schwerer Verankerungen und zu geringer Betriebssicherheit den Zylinderkesseln Platz machen müssen. Die Bezeichnungen in Fig. 10 sind die gleichen wie bei Fig. 9.

### § 3. Die Vorläufer der jetzigen Wasserrohrkessel.

Als Vorläufer des an Bord eingeführten Thornycroft-Kessels ist der Kessel von Gurney anzusehen. Derselbe stammt aus dem

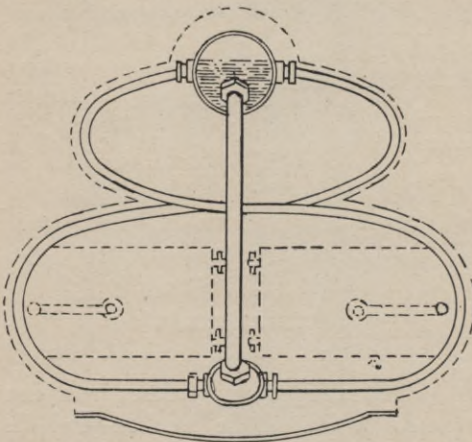


Fig. 11. Erster krummrohriger Wasserrohrkessel. 1827.

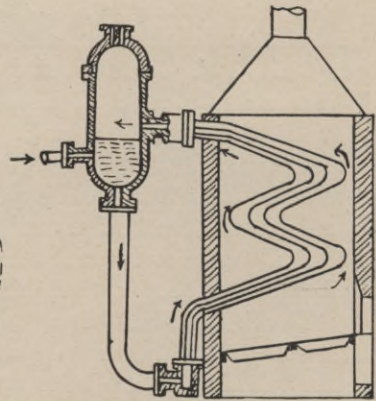


Fig. 12. Erster krummrohriger Wasserrohrkessel in Frankreich. 1827.

Jahre 1827 und bestand, wie aus Fig. 11 ersichtlich, aus einem Wasser- und einem oberen Dampfsammler, die an den Enden durch Fallrohre und seitlich durch s-förmige Wasserrohre verbunden waren. Dieser

Kessel wurde bereits mit 9 Atm. Druck betrieben, und wahrscheinlich hat nur die damalige Schwierigkeit in der Herstellung von reinem Speisewasser die Einführung dieses engrohrigen Wasserrohrkessels verhindert.

Ein ähnlicher Kessel wurde im Jahre 1827 von dem Franzosen Sochet konstruiert, und die allgemeine Anordnung desselben ist aus Fig. 12 ersichtlich.

Als Vorläufer der sog. Zirkulationsrohrkessel ist der von Perkins anzusehen. Der Amerikaner Jakob Perkins wandte 1831 zum ersten Male zur Erzielung einer guten Zirkulation Einsteckrohre an, die später von Field, Dürr, Nielausse u. a. wiederaufgenommen wurden.

Fig. 13, 13 a u. b stellen den bekannten Field-Kessel dar, der s. Z. als Hilfskessel in der Marine eine große Verbreitung gefunden hat. Das Wasser füllt die unten offenen Zirkulationsrohre *h*, sowie die unten geschlossenen eigentlichen Fieldrohre *R* an; infolge der stärkeren Erwärmung der letzteren steigt hier das Wasser unter Bildung von

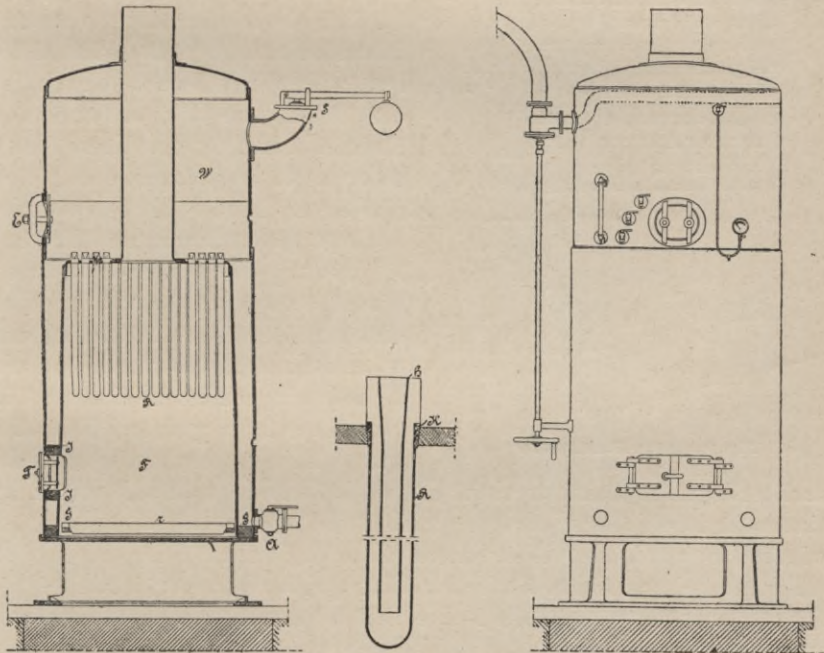


Fig. 13, 13 a u. 13 b Field-Kessel.

Dampfbläschen hoch, während das kältere Wasser durch das innere Rohr nachströmt und dadurch zu einer lebhaften natürlichen Zirkulation Veranlassung gibt. *R* hatte einen inneren  $\phi = 51$  mm und 3 mm Wandstärke; es war aus Schmiedeeisen gefertigt, mit eingeschweiß-

tem halbkugelförmigen Bodenstück, während bei *K* ein Ring aufgeschweißt und zur Abdichtung konisch abgedreht war. Das innere Rohr bestand aus Weißblech und hatte einen  $\varnothing = 25$  mm; es war lose in das äußere Rohr eingehängt, und seine konzentrische Lage war oben und unten durch angelötete Lappen oder Stifte gesichert. Das Wasser wird von Mantel *W* und Feuerbüchse *F*, die durch Grundring *G* verbunden sind, eingeschlossen und kann durch Hahn *A* abgelassen werden. Die Heizgase streichen von Rost *r* nach oben, um-

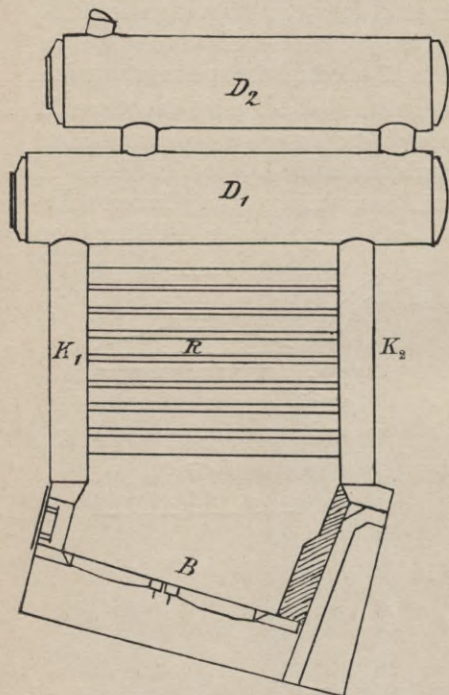


Fig. 14. Alban-Kessel. 1843.

spülen die Rohre *R* und ziehen durch den eingebauten Schornstein ab. *S* ist das Sicherheitsventil, *E* das Mannloch, *T* die Feuertür und *I* der zugehörige Heitztüring. Der Hauptvorteil bestand in der außerordentlich schnellen Dampferzeugung; die Ausnützung der Heizgase dagegen war keine besonders gute.<sup>1)</sup>

Der Vorläufer der Wasserkammerkessel (z. B. Heine, d'Allest, weitrohrige Yarrow-Kessel) ist der 1843 von Dr. Alban aus Mecklenburg erfundene Kessel. Derselbe hatte ursprünglich nur eine (Z. V. D. I.<sup>2)</sup> 1896 S. 1112), später jedoch 2 Wasserkammern (Fig. 14) *K*<sub>1</sub> und *K*<sub>2</sub>, die durch ein System gerader Kupfer- später schmiedeeiserner Rohre von 100 mm äußern  $\varnothing$  miteinander verbunden waren. Nach oben schlossen sich an die Kammern 2 in gleicher Höhe liegende Dampfsammler *D*<sub>1</sub> und ein darüberliegender Dampftrockner *D*<sub>2</sub> an. Die Wasserrohre *R* waren an einem Ende mit Gewinde, am andern mit Konus versehen; am Gewindeende wurde das Rohr durch einen Messingring angezogen und am andern durch einen ähnlichen Ring gegen Herausschieben — bei Erschütterungen — gesichert. Die beiden inneren flachen Wandungen waren mit den äußeren durch Stehbolzen versteift, die gleichzeitig zur Befestigung der Reinigungsluken für die Rohre dienten.

Der Kessel ist im ganzen Aufbau außerordentlich einfach; er braucht nur wenig Ersatzteile und liefert eine ausgezeichnete Zirkulation und

1) Vgl. Reiche, Dampfkessel. II. Aufl. S. 197.

2) Abkürzung für „Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure“.



ziemlich trockenen Dampf. Sein Hauptnachteil besteht in der Verwendung der flachen Wandungen und der vielen Stehbolzen.

Albans Verdienst ist in Deutschland nicht in gleichem Maße wie im Auslande gewürdigt worden. Sein Werk „Die Hochdruckdampfmaschine“ ist bald nach dem Erscheinen ins Englische übersetzt worden und hat in England in kurzer Zeit mehrere Auflagen erlebt. Erst vor kurzem ist ein Original-Albankessel im Deutschen Museum zu München ausgestellt worden.

Als Vorläufer des Gliederkessels ist der aus Fig. 15 (vgl. The

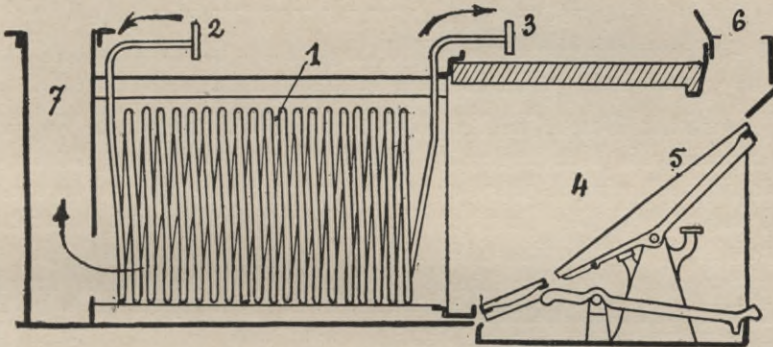


Fig. 15. Erster Typ des Belleville-Kessels. 1856.

Belleville boiler by Fauveau 1904) ersichtliche Kessel von Belleville zu erwähnen. Es bedeutet darin 1 das Rohrsystem, 2 den Speisewassereintritt, 3 den Dampfaustritt, 4 den Feuerungsraum, 5 den Rost, 6 den Kohlenzuführungskasten, 7 den Rauchfang. Derartige Kessel wurden 1856 auf den Schiffen „Seine“ und „Rhone“ eingebaut. Über die weitere Entwicklung dieses Kesseltyps vgl. § 22.

Schließlich sei noch auf den Vorläufer des Babcock-Wilcox-Kessels hingewiesen. (Fig. 16, aus „Dampf“, herausgegeben von den Deutschen Babcock-Wilcox-Dampfkessel-Werken, Oberhausen, 1907 S. 38). Derselbe wurde 1867 patentiert und bestand aus einem oberen horizontal angeordneten System von Dampfsammelrohren und einem darunterliegenden schräg angeordneten System von Wasserrohren. Die beiden Enden des letzteren

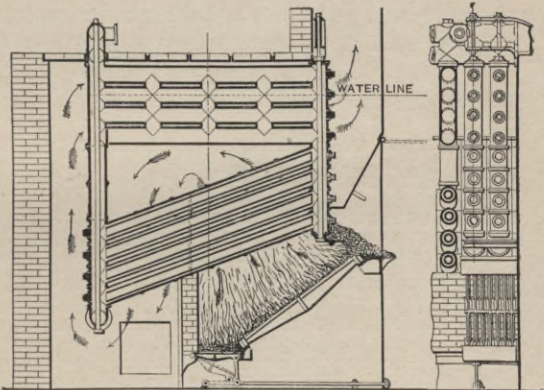


Fig. 16. Erster Typ des Babcock- und Wilcox-Kessels. 1867.

beiden Enden des letzteren

standen durch verschraubte Verbindungsstücke mit dem oberen Teile in Verbindung, und für jedes Rohr war je ein Reinigungsloch vorgesehen. Zur Beförderung der Zirkulation waren wie aus Fig. 16 ersichtlich, Einsteckrohre vorhanden, die später als überflüssig wieder fortgelassen wurden. Die Führung der Heizgase ist in Fig. 16 durch Pfeile gekennzeichnet. Über die weitere Entwicklung dieses Typs s. § 26.

## B. Theorie des Kessels.

### 1. Die Verbrennung.

#### § 4. Verbrennungsluft und Temperatur, Bedingungen für vollständige Verbrennung.

In jedem Dampfkessel spielen sich im allgemeinen 2 Vorgänge ab, nämlich die Verbrennung und die Verdampfung. Durch den ersten Prozeß wird die für den zweiten erforderliche Wärme entwickelt und zwar durch die chemische Vereinigung der Brennmaterialienbestandteile, hauptsächlich Kohlenstoff (C) und Wasserstoff (H) mit dem Sauerstoff (O) der Luft. Bei genügender Luftzufuhr kann C vollständig zu Kohlensäure (CO<sub>2</sub>) und H zu Wasserdampf (H<sub>2</sub>O) verbrennen, und es können dadurch pro kg C ca. 8100 Cal.<sup>1)</sup> resp. pro kg H ca. 29000 Cal. erzeugt werden. Steinkohle besitzt außer C, ca. 80 % und H, ca. 4 % noch O, ca. 8 %, Schwefel (S), ca. 2 % und Wasser (W), ca. 3 %. Bezeichnen diese Buchstaben zugleich die entspr. Prozente des Brennstoffgewichtes, so liefert die Verbrennung von 1 kg Steinkohle nach der sog. Verbandsformel einen Heizwert von  $8100 C + 29000(H - \frac{O}{8}) + 2500 S - 600 W$  Cal. (S. Hütte, Taschenbuch, 20. Aufl. S. 372).

a) Verbrennungsluft. Nun findet eine chemische Verbindung von C und O nur im Verhältnis ihrer Verbindungsgewichte d. h. 12 und 16 statt; da ferner zur vollständigen Verbrennung stets 2 Atome Sauerstoff gehören, so beträgt die pro kg C erforderliche O-Menge  $= \frac{2 \cdot 16}{12} = 2,66$  kg und die erforderliche Luftmenge — da in 1 kg Luft 0,233 kg O vorhanden sind —  $= \frac{2,66}{0,233} = 11,44$  kg oder ca.  $\frac{11,44}{1,29} = 8,9$  cbm. Bei unvollständiger Verbrennung zu CO wird nur halb so viel Luft gebraucht. Unter Berücksichtigung der übrigen wichtigeren Bestandteile ergibt sich die zur vollständigen Verbrennung von 1 kg Brennstoff notwendige Luftmenge  $= \frac{2,66 C + 8 H - S - O}{0,233 \cdot 1,29}$  cbm.

In der Praxis sind zur Verbrennung von 1 kg Kohle mindestens 12—16 cbm Luft notwendig, weil bei dem schnellen Durchstreichen der

1) 1 Cal. oder Wärmeeinheit ist die Wärmemenge, welche zur Erhöhung der Temperatur von 1 kg Wasser um 1° C erforderlich ist.

Verbrennungsluft kaum alle Kohlentelchen so innig mit dieser in Berührung kommen, daß die theoretische Luftmenge zur vollständigen Verbrennung ausreicht. Wetheizversuche haben ergeben, daß oft das 3—5fache der theoretisch erforderlichen Luftmenge zugeführt wird. (Vgl. Schlippe, Der Dampfkesselbetrieb III. Aufl. S. 49).

Verschlackung der Kohle auf dem Roste, zu hohe Brennstoffschicht, ungenügender Schornsteinzug, zu geringe Rostspalten oder Verschmutzung der Rohrwandungen usw. können andererseits zu ungenügender Luftzuströmung Veranlassung geben.

Es darf nun auch nicht zuviel Luft zugeführt werden, weil diese nutzlos auf die Temperatur der abziehenden Heizgase, d. h. auf etwa 300—500° erwärmt werden muß. Da die mittlere spezifische Wärme der Luft pro cbm 0,31 Cal. beträgt, so würden für jeden zuviel zugeführten cbm Luft ca. 0,31 · 400, d. h. also über 100 Cal. unnötig aufzuwenden sein. Zu langes Offenhalten der Feuertüren, von Kohlen entblößte Roststellen, zu starker Luftdruck im Heizraum, zu weites Öffnen der Schornsteinklappen bei mäßiger Fahrt usw. können hierzu Veranlassung geben. Durch überschüssige kalte Luft wird zudem die Verbrennungstemperatur herabgemindert und eine Vereinigung von C und O zu CO<sub>2</sub> in Frage gestellt. Denn eine solche Vereinigung erfordert eine Minimaltemperatur von etwa 700°, während sich C und O zu CO bereits bei 300° verbinden. Sinkt die Verbrennungstemperatur bei schwachem Feuer und zu langem Offenhalten der Feuertür noch unter 300° herab, so werden die CO-Verbindungen wieder in ihre Bestandteile zerlegt, und der freigewordene C scheidet sich flockenartig als Ruß aus.

b) Die Höhe der Verbrennungstemperatur ergibt sich aus der spezifischen Wärme des Gasgemenges<sup>1)</sup>; man kann letztere zu ca. 0,22 annehmen. Da nun bei vollständiger Verbrennung die pro kg C entwickelten 8100 Cal. sich auf 12,44 kg — nämlich 1 kg C + 11,44 kg Luft — verteilen, so wird die Verbrennungstemperatur ca.  $\frac{8100}{12,44 \cdot 0,22} = 3070^{\circ}$  betragen, während sie bei einer Luftzufuhr von 19 kg pro kg C nur  $\frac{8100}{20 \cdot 0,22} = 1840^{\circ}$  beträgt. Diese Zahlen beziehen sich auf reinen C und sind für Steinkohlen — mit nur ca. 75—80% C — zu modifizieren.<sup>2)</sup>

c) Bedingungen für vollständige Verbrennung. Außer genügender Luftmenge und hoher Temperatur gehört zur vollständigen Verbrennung noch eine genügende Mischung der Heizgase mit dem Sauerstoff der Verbrennungsluft. Da die Heizgase infolge ihrer hohen

1) Dasselbe besteht hauptsächlich aus Stickstoff, CO<sub>2</sub> und CO mit den spezifischen Wärmen 0,244, 0,218 und 0,245.

2) Bei vollständiger Verbrennung beträgt die Verbrennungstemperatur einer guten Backkohle ca. 2550°.

Temperatur ein sehr geringes spezifisches Gewicht haben und sich mit großer Geschwindigkeit fortbewegen, so wird man eine gute Mischung nur durch einen künstlich erzeugten Richtungswechsel der Heizgase und Erzeugung von Wirbeln an Feuerbrücken oder Stoßblechen oder durch Einblasen von Luft bzw. Dampf über dem Roste erzielen. Die Luft muß dabei gut vorgewärmt sein, da sie sonst mehr schadet als nützt (§40); die Verwendung von Dampf kann leicht unökonomisch wirken (§41).

### § 5. Vorgänge bei der Verbrennung.

a) Entgasung. Die Vorgänge bei der Verbrennung zerfallen im allgemeinen in den Entgasungs- und den eigentlichen Verbrennungsprozeß. Sobald die frische Kohlschicht aufgegeben ist, wird zunächst der im Brennmaterial vorhandene H ausgetrieben. Die im Innern der Kohlenstücke gebildeten Gasverbindungen — hauptsächlich Methan und Aethylen — werden sich alsdann einen Ausgang erzwingen; die Kohlenstücke zerklüften dadurch, die Luft dringt in dieselben ein und führt eine Gasentwicklung herbei, die mehr oder weniger zur Rauchbildung Veranlassung gibt.

b) Eigentliche Verbrennung. Nach dieser sog. Entgasung erfolgt die eigentliche Verbrennung des C. Da nun durch die neu aufgegebenen Kohlen und die während der Beschickung einströmende kalte Luft die Temperatur der obern Kohlschicht verringert wird, und zudem die von unten dem Roste zuströmende Luft bereits einen großen Teil ihres O abgegeben hat, so wird hierdurch in den obersten Kohlschichten meistens nur eine unvollständige Verbrennung — zu CO — stattfinden, während die untersten Kohlschichten infolge der hier vorhandenen Gluttemperatur und genügenden O-Menge vollständig zu CO<sub>2</sub> verbrennen werden. Beim Hindurchstreichen dieser CO<sub>2</sub> durch glühende Kohlschichten wird ein Teil — gemäß Formel  $\text{CO}_2 + \text{C} = 2\text{CO}$  — reduziert und erst auf seinem weitem Wege unter Sauerstoffaufnahme bei blauer Flammenbildung zu CO<sub>2</sub> verbrannt. Die CO<sub>2</sub>, CO, der ausgeschiedene N der Verbrennungsluft, überschüssiger O und die Kohlenwasserstoffverbindungen bilden ein Gasgemisch, das bei der Verbrennung die Flamme bildet. Nähere Angaben über den Entgasungs- und Verbrennungsprozeß sind in Hempel, Gasanalytische Methoden, 1900, und Dr. Fischer, Die chemische Technologie der Brennstoffe und im Taschenbuch für Feuerungstechniker von Dr. Fischer, 1904, S. 70 u. 110 enthalten. Die Dauer der Entgasung und die Stärke der Rauchbildung hängt von der Güte der Kohle, von der Art der Feuerungsanlage und von der Beschickungsart des Feuers ab. Eine gänzliche Rauchverhütung wird man nur durch sog. Gasfeuerungen<sup>1)</sup> erreichen; hierbei wird das Brenn-

1) Schlippe, Der Dampfkessel-Betrieb, 1900, S. 113 und Metallurgie, Zeitschr. f. d. g. Hüttenkunde 1909, S. 305.

material in einem besonderen Raume zuerst zu CO verbrannt, dieser nach seinem Verwendungsorte geleitet, um hier in einem Brenner mit Luft gemischt und zu CO<sub>2</sub> verbrannt zu werden. Solche Feuerungen sind indessen für Bordzwecke ungeeignet und unrationell. Rauchfreie Schornsteine sind meistens nur mit einem sehr großen Luftüberschuß zu erzielen, so daß die Ökonomie darunter leidet. Die günstigste wirtschaftliche Ausnutzung bei den üblichen Feuerungen findet bei mittelstarkem Rauche statt. (Näheres über rauchlose Feuerung vgl. § 41.)

### § 6. Schornsteinzug.

Um dem Brennmaterial die nötige Luftmenge zuzuführen und die Heizgase abzuleiten, wendet man einen Schornstein an, dessen Wirkung meistens noch durch Gebläse, welche Luft in den Verbrennungsraum hineinpressen oder die Gase aus dem Verbrennungsraum herausaugen, unterstützt wird (§ 40). Die Wirkung des Schornsteins beruht darauf, daß die von demselben eingeschlossenen Heizgase eine höhere Temperatur und ein geringeres spezifisches Gewicht als die unterhalb des Rostes herrschende atmosphärische Luft haben und infolge der Auftriebskraft nach oben steigen. Der hierdurch erzeugte Zug wird ein Maximum erreichen, wenn die pro Zeiteinheit entweichende Heizgasmenge ein Maximum erreicht. Letztere ist  $= F \cdot v$ , wenn  $F$  den Ausmündungsquerschnitt des Schornsteins und  $v$  die Geschwindigkeit der abziehenden Heizgase bedeutet. Diese hängt von den Temperaturen  $T$  und  $t$  der entweichenden Heizgase und der Atmosphäre sowie den Schornsteindimensionen ab. Da die letzteren Größen aber bei der Bildung des Maximums für den Ausdruck von  $v$  herausfallen, so bleibt als Bedingung für dieses Maximum die Gleichung  $T = 273 + 2t$ , d. h. der Schornstein wird z. B. bei 20° Außentemperatur den besten Zug geben, wenn die Temperatur der abziehenden Heizgase  $273 + 40 = 313^{\circ}$  beträgt.

Nach Rankine erhält man den besten Schornsteinzug, wenn sich die absolute Temperatur der Gase im Schornstein zu derjenigen der äußern Luft wie 25 : 12 verhält; für  $t = 20$  wird dann  $T = 337$ ; man rechnet meist mit dem Mittelwert  $\frac{313 + 337}{2} = 325^{\circ}$ ; bei 0° Außentemperatur erhält man  $T = 284^{\circ}$ . Für eine mittlere Temperatur der Heizgase von ca. 1700° ergibt sich im ersteren Falle ein Schornsteinverlust von  $\frac{337 \cdot 100}{1700} = 20\%$ .

### § 7. Kontrolle und Verluste der Verbrennung.

Überblickt man noch einmal die Vorgänge in einer Feuerungsanlage, so lassen sich diese in drei Gruppen einteilen, nämlich die chemischen (die Umwandlung des Brennmaterials in CO<sub>2</sub> usw.), dynamischen (die

durch den Schornstein oder ein Gebläse erzeugte Zugstärke) und thermischen (die Temperatur der Heizgase).

a) Zugstärke. Zur Beurteilung der Zugstärke hat man Meßinstrumente — Rauchgasanalysator, Zugmesser und Pyrometer<sup>1)</sup> — konstruiert, durch welche der Wirkungsgrad der Feuerung festgestellt werden kann. Der einfachste dieser Apparate ist der Zugmesser, z. B. das Zugometer von Schuhmacher-Köln; derselbe zeigt die Differenz des Druckes an der Schornsteinklappe und über dem Roste an, und da sich diese proportional mit der Menge der durch den Rost streichenden Verbrennungsluft ändert, so wird der Heizer das Brennmaterial am besten ausnutzen, wenn er mit dem geringsten Zeigerstande des Zugometers den vorgeschriebenen Dampfdruck halten kann. Erwähnt sei noch der mit graphischer Darstellung versehene Unterdruckmesser Phönix von Paul de Bruyn-Düsseldorf. Näheres über Zugmessungen vgl. Z. V. D. I. 1907, S. 147.

b) Rauchgastemperatur. Zur Feststellung der Rauchgastemperaturen gebraucht man Pyrometer mit Füllungen aus metallischem Pulver, das Nickel-Calorimeter von Fuchs (Institut für physikalische und technische Instrumente von G. A. Schultze-Berlin N.W.), oder das elektrische Pyrometer von le Chatelier (Keiser und Schmidt-Berlin und W. C. Heraeus-Hanau). Die günstigsten Rauchgastemperaturen sind vor der Messung nach § 6 aus der jeweiligen Lufttemperatur auszurechnen.

c) Rauchgasbestandteile. Zur Beurteilung der chemischen Vorgänge dienen die Apparate von Orsat (Fr. Fischer und Röwer-Stützerbach in Thür. und G. A. Schultze-Berlin) und von Ados (Feuertech. Gesellsch.-Aachen). Durch diese wird besonders der CO<sub>2</sub>-Gehalt der abziehenden Heizgase festgestellt; da dieser im umgekehrten Verhältnis zur gebrauchten Luftmenge steht, so muß der Heizer einen möglichst hohen Prozentsatz von CO<sub>2</sub> — etwa 10—12% — zu erzielen suchen.

Zur dauernden Kontrolle<sup>2)</sup> dieser Vorgänge sind die meisten der genannten Apparate mit selbsttätigem Registrierwerk ausgestattet, wodurch dann eine ständige Übersicht der wirklichen Betriebsverhältnisse möglich ist. Die Manometerfabrik Schubert-Chemnitz stellt einen Dreischreiber „Pyri“ her, der Dampfdruck, Luftmenge und Abgas-

1) Eine genaue Beschreibung dieser Apparate findet man u. a. in Brand, Technische Untersuchungsmethoden, in Dösch, Feuerungskontrolle durch Kohlensäurebestimmung, und Fischer, die chemische Technologie der Brennstoffe.

2) An Bord haben sich diese Kontrollapparate wegen ihrer Kompliziertheit und wegen der Schiffsschwankungen nicht eingebürgert; auf der Sovereignklasse waren solche zwar eingebaut, sind aber bald wieder von Bord genommen. Für die Erprobung von Schiffskesseln vor dem Einbau — an Land — sind sie indessen von Wichtigkeit.

temperatur registriert. Aus diesen Daten kann man leicht die durch die Abgase verursachten Verluste berechnen. Bedeutet  $\text{CO}_2$  den Prozentgehalt an Kohlensäure in den Abgasen, so beträgt der Verlust durch letztere  $\frac{T-t}{\text{CO}_2} \times \text{Konst.}$  Diese Konst. ist nach Dosch = 0,66, nach Siegert = 0,65, demnach für  $\text{CO}_2 = 10\%$  und  $T-t = 300$ , der Verlust =  $30 \cdot 0,66 = \text{rd. } 20\%$  und für  $\text{CO}_2 = 6,5\%$  und  $T-t = 400$ , der Verlust =  $40\%$ .<sup>1)</sup>

d) Verbrennungsverluste. Außer diesen durch die abziehenden Rauchgase bedingten wesentlichsten Verlusten sind noch die durch die Verbrennungsrückstände und durch die Ausstrahlung hervorgerufenen zu berücksichtigen. Letztere kann bei guter Kesselbekleidung und nicht zu langem Offenhalten der Feuertüren vernachlässigt werden, zumal die den Kessel umgebende Luft und also auch die ausgestrahlte Wärme teilweise dem Kessel durch die Verbrennungsluft wieder zugeführt wird. — Die Verbrennungsrückstände betragen bei guter Beschickung und nicht zu großer freier Rostfläche kaum mehr als 3%; der Wert der hierdurch abgeführten Wärme wird noch vermindert, wenn die Rückstände in einen vom Wasserraum des Kessels eingeschlossenen Aschfall gelangen und dadurch zur Erwärmung des Wassers beitragen. Bei mangelhaftem Schüren, Nachlässigkeit beim Belegen des Rostes und bei Verwendung von Kohlen, die leicht zerbröckeln und unverbrannt durch den Rost fallen, kann dieser Wert selbst bei der besten Feuerungsanlage indessen sehr viel höher steigen. Versuche, diese Verbrennungsrückstände nochmals zu verfeuern, haben für kleine Leistungen des Kessels günstige Resultate ergeben, was sich wohl daraus erklärt, daß die den Rückständen innewohnende Wärme die Abkühlung der Feuerungstemperatur beim neuen Beschicken etwas einschränkt. (Vgl. § 41, b.)

Ein weiterer Verlust tritt dadurch ein, daß durch die bei unvollständiger Verbrennung und starker Forcierung erzeugte Ablagerung von Ruß und Flugasche in den Feuerzügen die Wärmeaufnahmefähigkeit der letzteren starke Einbuße erleidet.

Ferner ist durch die neuern Untersuchungen von Fuchs<sup>2)</sup> festgestellt, daß noch ein beträchtlicher Wärmeverlust bei Einleitung der Entgasung der aufgeworfenen Steinkohle auftritt.

Auf die Herabminderung des Wirkungsgrades einer Feuerung bei starker Forcierung wird später eingegangen werden (§ 40).

1) Vgl. auch Z. V. D. I. 1900, S. 23.

2) Z. V. D. I. 1905, S. 1519.

## 2. Die Verdampfung.

### § 8. Einfluß des Materials und der Heizfläche auf die Wärmeübertragung.

Die durch die Heizgase entwickelte Wärme wird von der Kesselheizfläche infolge Berührung oder Strahlung aufgenommen, auf das Kesselwasser übertragen und hierdurch der zweite Prozeß, nämlich die Verdampfung, hervorgerufen. Die Wirkung wird dabei um so günstiger sein, je größer die Wärmeleitungsfähigkeit und die Oberfläche der Heizrohre, und je dünner und reiner die Wandungen derselben sind. Kupfer hat zwar ca. ein doppelt so großes Wärmeleitungsvermögen wie Eisen und Stahl, trotzdem wird es als Material für Schiffskessel jetzt kaum mehr verwendet, weil es bei starker Erwärmung einen großen Prozentsatz seiner Festigkeit und bei etwas verschmutzten Wandungen einen großen Teil seines Leitungsvermögens einbüßt.

Was die Beschaffenheit der Heizfläche betrifft, so befördert eine geringe Rauheit der Flächen infolge der vergrößerten Oberfläche die Wärmeaufnahmefähigkeit und ergibt eine bessere Verdampfung. Bei zu glatten Wandungen setzt sich an diesen leicht ein Dampfschleier fest, der nur in längeren Zeitintervallen aufgebrochen wird und infolge des schlechten Leitungsvermögens des Dampfes die Dampfbildung hemmt. Bei rauhen Wandungen wird dagegen der Dampfschleier gleichzeitig an mehreren Punkten aufgebrochen und hierdurch eine kontinuierlichere und schnellere Dampfbildung herbeigeführt. Aus diesem Grunde arbeiten viele Kessel in neuem Zustande mit ganz glatten Wandungen mit heftigen Aufwallungen.

### § 9. Flüssigkeits-, innere und äußere latente Wärme.

Die auf das Kesselwasser übertragene Wärme wird zur Umwandlung desselben in Dampf verwandt. Und zwar werden zur Erzeugung von 1 kg Dampf von 1 Atm.-Spannung (abs.) im ganzen 636,7 Cal. gebraucht, nämlich 99,6 Cal. zur Erwärmung des Wassers von 0° auf den Siedepunkt (sog. Flüssigkeitswärme), 497 Cal. zur Änderung des Aggregatzustandes des Wassers in Dampf (innere latente Wärme) und 40,1 Cal. zur Überwindung des äußern Drucks (äußere latente Wärme). Zur Erzeugung höherer Dampfdrücke braucht man eine größere Flüssigkeits- und eine größere äußere latente Wärme, z. B. für 15 kg Dampfdruck abs. 200,3 Cal. Flüssigkeits- und 47 Cal. äußere latente Wärme, dagegen eine kleinere innere latente Wärme, nämlich 419,3 statt 497 Cal. Demnach beträgt die Gesamtwärmemenge bei 15 kg Dampfdruck 666,6 Cal., d. h. nur 4,5% mehr als im ersten Falle, trotzdem der Druck um das 15fache gestiegen ist.



Dem erzeugten gesättigten Dampfe entspricht nun nach Regnault stets eine bestimmte Temperatur, nämlich die des Siedepunktes; dieselbe beträgt für 1 resp. 15 Atm. Druck abs.  $99^{\circ}$  resp.  $197^{\circ}$ . Aus dieser Temperatur ( $t$ ) ergibt sich nach Regnault die Gesamtwärmemenge  $W = 606,5 + 0,305 t$ .

In nachstehender Tabelle sind die Temperaturen und Wärmemengen für verschiedene Dampfspannungen zusammengestellt.

Tabelle für gesättigte Wasserdämpfe.

Dampfspannung absolute in kg auf 1 qcm	Temperatur in Graden Cels.	Flüssigkeitswärme in Cal.	Innere latente Wärme in Cal.	Äußere latente Wärme in Cal.	Gesamtwärme in Cal.	1 kg Dampf nimmt ein: cbm
0,1	46	46,1	539,3	35,2	620,6	14,59
0,2	60	60,1	528,1	36,5	624,7	7,653
0,3	69	69,2	521,0	37,4	627,6	5,224
0,4	76	76,2	515,4	38,0	629,6	3,945
0,5	81	81,3	511,4	38,5	631,2	3,253
0,6	85	85,8	507,8	38,9	632,5	2,751
0,7	89	89,8	504,7	39,3	633,8	2,376
0,8	93	93,4	501,9	39,6	634,9	2,099
0,9	96	96,4	499,5	39,8	635,7	1,890
1,0	99	99,6	497,0	40,1	636,7	1,701
2,0	119	120,4	480,8	41,8	643,0	0,887
3,0	132	133,8	470,3	42,8	646,9	0,606
4,0	142	144,1	462,4	43,6	650,1	0,463
5,0	151	152,5	456,0	44,1	652,6	0,375
6,0	158	159,6	450,4	44,6	654,6	0,316
7,0	164	165,9	445,6	45,0	656,5	0,273
8,0	169	171,5	441,3	45,4	658,2	0,241
9,0	174	176,6	437,4	45,7	659,7	0,216
10,0	179	181,2	433,9	45,9	661,0	0,195
11,0	183	185,6	430,6	46,2	662,4	0,179
12,0	186	189,6	427,5	46,4	663,5	0,165
13,0	190	193,4	424,6	46,6	664,6	0,153
14,0	194	196,9	421,9	46,8	665,6	0,142
15,0	197	200,3	419,3	47,0	666,6	0,133
16,0	200	203,5	416,9	47,1	667,5	0,129
17,0	203	206,6	414,6	47,3	668,5	0,122
18,0	206	209,5	412,4	47,4	669,3	0,115
19,0	209	212,3	410,3	47,6	670,2	0,110
20,0	211	215,1	408,2	47,7	671,0	0,104
21,0	214	217,7	406,3	47,8	671,8	0,100
22,0	216	220,2	404,4	47,9	672,5	0,096
23,0	219	222,6	402,5	48,0	673,1	0,092
24,0	220	225,0	400,8	48,1	673,9	0,088
25,0	223	227,3	399,0	48,2	674,5	0,085
26,0	225	229,5	397,4	48,3	675,2	0,082
27,0	227	231,7	395,7	48,3	675,7	0,079
28,0	229	233,8	394,2	48,4	676,4	0,076
29,0	231	235,8	392,6	48,5	676,9	0,074
30,0	233	237,8	391,1	48,6	677,5	0,071

### § 10. Gesättigter, überhitzter und nasser Dampf.

Die Werte der Tab. treffen nur für gesättigte Dämpfe zu, d. h. solche, welche noch mit Wasser in direkter Verbindung stehen. Erst wenn das letzte Wasser im Gefäße verdampft oder der trockene Dampf bereits anderweitig aufgespeichert ist, wird die weiter zugeführte Wärme zur Überhitzung, d. h. Steigerung der Temperatur des Dampfes über den Siedepunkt hinaus gebraucht, ohne daß dabei eine Steigerung der Spannung eintritt. Eine andere Art der Dampfüberhitzung tritt ein, wenn der Dampfdruck z. B. durch Einschaltung eines Reduzierventils vermindert wird, da ja dem niedriger gespannten Dampfes eine niedrigere Sättigungstemperatur als dem ursprünglichen höher gespannten entspricht. Eine solche Überhitzung ist indessen nur eine mäßige, da die Gesamtwärme nur langsam mit dem Drucke wächst, z. B. ergibt sich selbst bei einer Drosselung des Dampfes von 20 auf 10 Atm. nur eine Überhitzung von 32°. (Vgl. Tab. in § 9.)

An Bord hat man es meistens mit nassem Dampfes, d. h. einem Gemisch von Dampf und Wasser, zu tun. Die Feststellung des Wassergehaltes ist zur Bestimmung des Wirkungsgrades eines Kessels von großer Wichtigkeit und erfolgt am besten durch das sog. Universal-Kalorimeter (vgl. Z. V. D. I. 1895 S. 1060 u. 1898 S. 667); am meisten verbreitet ist das Drossel-Kalorimeter von Peabody. (Vgl. Bauer, Berechn. u. Konstrukt. d. Schiffsm. u. Kessel 1908, S. 648.)

### § 11. Vorgänge bei der Verdampfung.

Die Bildung des Dampfes kann entweder durch Wärmezufuhr oder bei schon vorhandenem erwärmten Wasser durch Druckverminderung z. B. infolge zu schneller Dampfentnahme herbeigeführt werden.

Im ersten Falle denkt man sich den Vorgang der Verdampfung so, daß an den erwärmten Wandungen der Heizfläche eine Bildung von Dampfbläschen stattfindet, welche die Heizflächen pelzartig überziehen, sich nach Überwindung der Adhäsion bei einer bestimmten Größe infolge des Auftriebes von den Wandungen losreißen und nach oben steigen. Eine Bildung von Dampfbläschen im Innern des Wassers kommt hierbei selten vor, da sowohl das Wasser wie auch besonders die Dampfbläschen ein sehr geringes Wärmeleitungsvermögen besitzen.<sup>1)</sup>

Im zweiten Falle wird jedes Wasserteilchen bei eintretender Druckverminderung gleichsam überhitzt sein und schnellstens verdampfen; es wird dann also das Gleichgewicht aller Wasserteilchen gleichzeitig gestört, so daß die Bildung von Dampfbläschen im Innern des Wassers

1) Versuche haben gezeigt, daß Wasser, welches an der Oberfläche kochend erhalten wurde, in den unteren Schichten erst nach vielen Stunden eine Temperatursteigerung zeigte.

und fast überall mit gleicher Heftigkeit stattfindet. Es entsteht hierbei ein Überschäumen des Kessels, wobei viele Wasserteilchen in den Dampfraum mitgerissen werden.

Da die Dampfbläschen ein sehr viel größeres Volumen einnehmen, als die Wasserteilchen, aus denen sie entstanden sind, so wird der Wasserstand bei starker Dampfbildung gehoben — sog. scheinbarer Wasserstand — erscheinen und wieder fallen, wenn die Dampfbildung — durch Einschränkung der Forcierung — vermindert wird. — Der durch die aufsteigenden Dampfbläschen freigewordene Raum wird von dem umgebenden Wasser ausgefüllt, und auf diese Weise entsteht eine natürliche Zirkulation. (§ 45.)

### § 12. Eigenschaften des Wasserdampfes.

Die hauptsächlichsten Eigenschaften des Wasserdampfes sind seine Expansion, wodurch mechanische Arbeit, und seine Kondensation, wodurch Vakuum und Speisewasser erzeugt werden kann. (Vgl. § 62 u. 102.) Das spezifische Gewicht von Wasserdampf pro cbm beträgt bei 1 Atm. — Druck ca. 0,5 kg, bei 20 Atm abs. Druck ca. 9,5 kg, es ist annähernd proportional der abs. Spannung; die genauen Werte sind aus Tab. in § 9 ersichtlich. Die spezifische Wärme des Wasserdampfes, d. h. die für 1° Temperatursteigerung notwendige Wärmemenge beträgt nach Regnault bei Dampftemperaturen von 125—225° 0,48 Cal. Nach den neuern Untersuchungen von Lorenz (Z. V. D. I. 1902 S. 729 u. 1904 S. 698), Linde (Z. V. D. I. 1905 S. 1748), Berner (Z. V. D. I. 1905 S. 1455) und Knoblauch (Z. V. D. I. 1907 S. 81 u. 124), wächst die spezifische Wärme des überhitzten Wasserdampfes mit dem Drucke, und zwar nimmt sie mit wachsender Temperatur vom Sättigungspunkte aus erst ab, dann aber wieder zu. Z. B. beträgt sie für 16 Atm. u. 220° 0,61, dagegen bei 300° nur 0,5, und bei 400° 0,53 Cal. (Vgl. Tab. in Z. V. D. I. 1907 S. 128). Diese Größe spielt bei Dampfturbinen eine wichtige Rolle. Eine weitere Eigenschaft des Wasserdampfes ist sein geringes Wärmeleitungsvermögen; dasselbe wächst nach den Untersuchungen von Berner annähernd proportional mit dem Drucke (Z. V. D. I. 05 S. 1456).

Bei sehr hohen Überhitzungen wird der Wasserdampf in seine Bestandteile O und H zerlegt; dieser Vorgang ist häufiger bei starken Forcierungen von Torpedobootskesseln beobachtet worden. Eine merkliche Zerlegung findet auch in Berührung mit Eisen oder Zink bereits bei einer Temperatur von 150° statt; das Maß der Zerlegung wächst mit steigender Temperatur.

Die kritische Temperatur des überhitzten Wasserdampfes liegt bei 365° Cels. und 205 Atm. Spannung; oberhalb dieser Temperaturgrenze tritt eine Kondensation selbst bei Anwendung noch so starker Drücke nicht mehr ein.

## C. Beschreibung der modernen Schiffskesseltypen.

### § 13. Hauptanforderungen an einen Schiffskessel.

An jeden Dampfkessel müssen ganz allgemein die folgenden Anforderungen gestellt werden:

1. **Betriebssicherheit gegen Explosionen und kleinere Störungen.** Hierzu gehört eine tadellose Arbeitsausführung namentlich in den einzelnen Verbänden, die Verwendung des besten Materials<sup>1)</sup> sowie genügende Wandstärken unter Berücksichtigung der erfahrungsmäßigen Abnutzung. (Vgl. § 36 u. f.). Wenn trotzdem durch Nachlässigkeit des Heizers infolge Wassermangels, innerer Verschmutzung usw. eine Explosion erfolgen sollte, so wird ein Kessel mit wenig Wasser und vielen einzelnen voneinander getrennten Sektionen für den Wasserraum eine weniger verheerende Wirkung zeigen als ein Kessel mit großem Wasserraum und nur einem Wasserbehälter. Denn der Hauptwärmespeicher des Kessels wird durch das Wasser und nicht durch den Dampf gebildet; z. B. liefert ein Kessel mit 2 cbm Dampf- und 3 cbm Wasserraum bei 16 Atm. Spannung abs. eine Wärmemenge von

$$2 \times 7,72 \times 667,5^2) = 10\,500 \text{ Cal, die vom Dampfe,}$$

$$+ 3000 \times 203,5 = 610\,500 \text{ Cal, die vom Wasser herrühren.}$$

Hat nun der Dampf etwa durch einen Kesselriß plötzlich freien Austritt erhalten, so wird die Dampfspannung sofort sinken, und die im Wasser aufgespeicherte Wärmemenge wird zu einer lebhaften Dampfbildung Veranlassung geben, welche die Wassermassen mit um so größerer Gewalt auseinander schleudern wird, je größer die Wassermenge ist. Bei getrennten Wassersektionen und geringem Wasserraum wird die Wasser- und Dampfausströmung weniger heftig erfolgen.

Um kleinere Störungen zu vermeiden, sollten die einzelnen Kesselverbindungen nicht der direkten Einwirkung der Feuergase ausgesetzt sein, da sonst ein Durchbrennen von Rohren, Leckagen usw. auftreten.

2. **Leichte Revision und Reinigung.** Um die vom Speisewasser und von innern Corrosionen herrührenden Rückstände von Schlamm, Kesselstein, Öl, Salz, Zink- und Eisenteilchen leicht revidieren und entfernen zu können, müssen die einzelnen Kesselteile möglichst wenig Krümmungen aufweisen — um eine Revision bei innerer Beleuchtung zu ermöglichen — und genügend groß sein, um eine innere Reinigung leicht vornehmen zu können.

1) Vgl. Materialvorschriften f. d. Deutsche Kriegsmarine 1908, Mittler u. Sohn, sowie Hütte, Taschenbüch, 20. Aufl. I. S. 549 und Reich-Ges. v. 9. 1. 1909.

2) Vgl. Tab. in § 9.

Zudem ist ein Schlamm-sammler anzuordnen, welcher die Unreinigkeiten des Speisewassers aufnimmt; derselbe muß zur Vermeidung von Betriebsstörungen der Einwirkung der Feuergase möglichst entzogen sein.

**3. Erzeugung großer Dampfmen gen.** Die Dampferzeugung hängt unter sonst gleichen Bedingungen vor allem von der wirksamen Heizfläche und einer lebhaften Zirkulation des Wassers ab; die vorhandene Heizfläche wird um so besser ausgenutzt, je rascher die Wärmeabgabe der Heizgase an die Kesselwandungen erfolgt; eine Teilung des Heizgasstromes in sehr viele Teile oder das Aufstoßen desselben senkrecht auf die Kesselrohre und die Herstellung von Wirbelbewegungen der Heizgase ist bei der Konstruktion möglichst anzustreben. Desgleichen ist für eine rasche Wärmeabgabe der Heizfläche an das Wasser durch Anordnung besonderer Vorrichtungen zur Erzielung einer beständigen Zirkulation Sorge zu tragen. (Vgl. § 45.)

**4. Erzeugung von trockenem Dampf und von konstanter Spannung.** Um trocknen Dampf zu erhalten, muß man einen großen Dampfraum mit ausgedehntem Wasserspiegel und eine hochgelegene Dampfentnahmestelle (Dom) vorsehen, da sonst die Ausscheidung des bei rascher Dampfentwicklung mitgerissenen Wassers kaum möglich ist; Wasser wird bereits mitgerissen, wenn sich der Dampf mit einer Geschwindigkeit von mehr als 0,75 m pro Min. vom Wasserspiegel trennt; und ist erst Wasser in fein verteiltem Zustande im Dampf enthalten, so schlägt er sich nur sehr schwer nieder, selbst wenn man die Dampfgeschwindigkeit durch Prallplatten usw. zu erniedrigen sucht.

Um Dampf von möglichst konstanter Spannung zu erhalten, muß das Wärmereservoir d. h. der Wasserraum möglichst groß sein, (Großwasserraumkessel); um also beiden Anforderungen, nämlich trocken Dampf und solchen von konstanter Spannung zu erhalten, möglichst gerecht zu werden, muß zwischen Wasser- und Dampfraum ein bestimmtes Verhältnis bestehen; dasselbe beträgt bei Zylinderkesseln meistens 3 : 2.

**5. Möglichst wenig Kosten für die Herstellung und Unterhaltung des Kessels.** (Vgl. § 21, 4.)

Während die Anforderungen 1—5 an jeden Land- wie Schiffskessel gestellt werden müssen, kommen für letzteren noch die folgenden hinzu.

**6. Schnelles Dampfaufmachen.** Dieser Forderung wird man gerecht, wenn die Heizfläche im Vergleich zum Wasserraum ziemlich groß ausfällt, und Mauerwerk für die Feuerzüge in Fortfall kommt. Infolge der notwendigen steten Bereitschaft wird diese Forderung bei Kriegsschiffen noch in höherem Maße als bei Handelsschiffen zu stellen sein. Kesselkonstruktionen, welche lange Zeit zum Dampfauf-

machen gebrauchen, müssen zur Gefechtsbereitschaft stets mit aufgebänkten Feuern liegen, was viel Kohlen erfordert. (Vgl. § 20, 4.)

**7. Wenig Baum und Gewicht.** Von jedem Schiffskessel muß verlangt werden, daß die eingenommene Bodenfläche in bezug auf die hervorgebrachte Leistung des Kessels möglichst klein ausfällt; die Höhe des Kessels spielt bei der Raumausnutzung meist nur eine geringe Rolle. Kleine Grundfläche und große Leistung wird im allgemeinen durch eine große Heizfläche und starke Forcierung des Kessels erhalten.

Noch wichtiger ist ein geringes Gewicht des Kessels, da schwere Kessel das Displacement erhöhen und dauernd eine größere Maschinenkraft für die gleiche Geschwindigkeit erfordern. Dies wird außer durch Verminderung der Wandstärken auch durch eine erhöhte Forcierungsfähigkeit des Kessels zu erreichen sein. (Vgl. § 20, 1.)

**8. Gute Forcierungsfähigkeit.** Jeder Schiffskessel muß aus den angeführten Gründen gut forcierungsfähig sein, nämlich in der Zeiteinheit möglichst viel Kohle pro qm. Rost verbrennen und viel Dampf erzeugen, ohne daß Betriebsstörungen eintreten. Er muß auch eine schnelle Forcierung ertragen können, d. h. gegen Temperaturschwankungen (in der Feuerung und im Speisewasser) möglichst unempfindlich sein. Auf diese letzten Punkte wird noch näher bei Besprechung der Wasserrohrkessel eingegangen werden. (§ 20, 2.)

#### § 14. Einteilung der Kessel.

Die wichtigsten z. Z. eingebauten Schiffskessel sind folgende:

1. Feuerrohrkessel:
  - a) Zylinderkessel:
    - mit rückschlagender Flamme: Einender, Doppelender, Ovalkessel, Tornisterkessel,
    - mit durchschlagender Flamme: Marinekessel.
  - b) Lokomotivkessel:
    - Trockenbodenkessel.
    - Naßbodenkessel.
2. Wasserrohrkessel:
  - mit weiten Rohren:
    - a) Gliederkessel. Belleville und Thornycroft- Marschall-Kessel.
    - b) Zirkulationsrohrkessel mit Einsteckrohren. Dürr- und Niclausse-Kessel.
    - c) Wasserkammerkessel: Babcock-Wilcox-, Heine-, l'Agrafel & d'Allest-, Yarrow- und Holtz-Kessel.
    - d) Kessel mit mehreren Dampf- und Wassersammlern. Stirling-, Migabara-, Hohenstein- und Temperley-Cockburn-Kessel;

mit engen Rohren:

- e) Kessel mit wagerechten Sammlern:  
Thornykroft-, Schichau-, Schulz-, Normand-, du Tempel-  
Guyot-, Reed-, White-, Ferguson & Flemming-, Seaton-, Yarrow-  
und Blechynden-Kessel.
- f) Kessel mit senkrechten Sammlern:  
Mosher- Ward- und Grille-Kessel.
- g) Kombination von Feuer- und Wasserrohrkessel: Schüttekeessel.

Ihrer Verwendung nach teilt man die Kessel ein in Haupt-, Hilfs- und Bootskessel.

## 1. Feuerrohrkessel.

### § 15. Zylinderkessel mit rückschlagender Flamme.

Trotzdem nach Einführung der Oberflächenkondensatoren eine Steigerung des Dampfdruckes möglich war, wurde zunächst für den

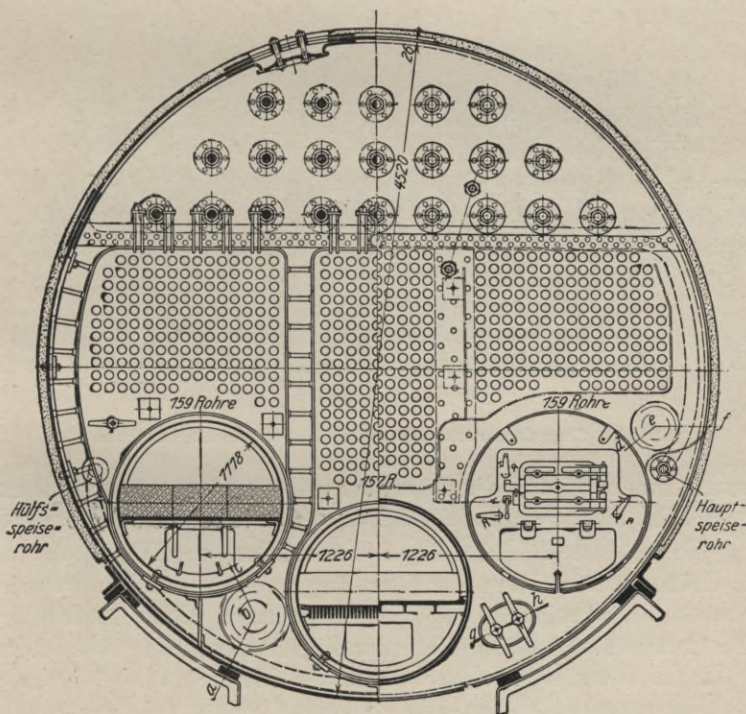


Fig. 17. Zylinderkessel vom Postdampfer Prinzessin Elisabeth.

Zylinderkessel nur ein Druck von 2,5 kg. pro qcm. angewandt; man hatte zu den Hochdruckkesseln noch kein richtiges Vertrauen, weil die

Abnutzung der einzelnen Maschinenteile bei Verwendung hochgespannter Dämpfe eine recht große war. Erst allmählich entschloß man sich, mit den höheren Anforderungen an die Schiffsgeschwindigkeit, nach Einführung eines besseren Materials und besserer Arbeitsmethoden, den Druck zu steigern, so daß alle modernen größeren Zylinderkessel mit einem Drucke von 13—15 Atm. arbeiten.

Die Hauptteile eines Zylinderkessels sind aus den Fig. 17—21 ersichtlich, nämlich der Kesselkörper mit den Verankerungen, die Feuerungsanlage mit den Flammenrohren, Feuerrohren und Ver-

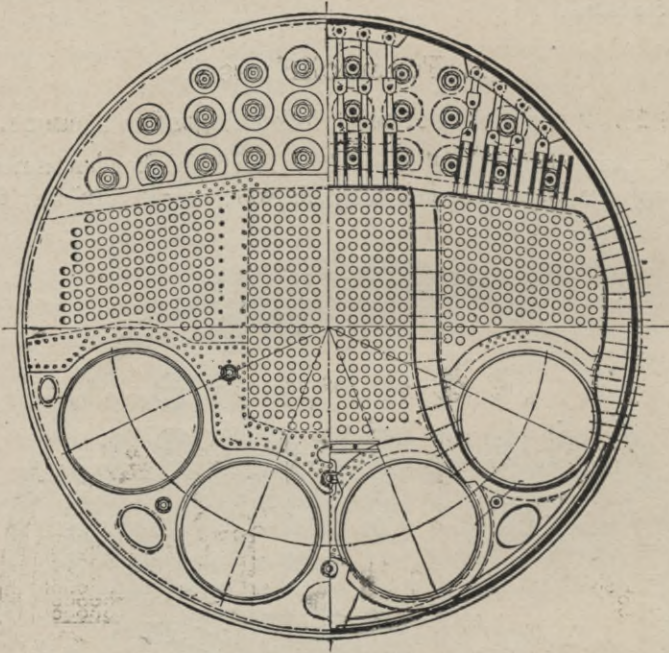


Fig. 18. Doppelender mit gemeinschaftlicher Verbrennungskammer.

brennungskammern und die Armaturteile des Wasser- und Dampf- raumes. Die Führung der Heizgase ist ebenso wie beim Kofferkessel (§ 2).

a) Einender. Der einfache Zylinderkessel, sog. Einender, wird bis zu Größen von ca. 5 m  $\varnothing$  und 3 m Länge gebaut. Die Hauptschwierigkeit bei der Konstruktion besteht in der zweckmäßigen Unterbringung der Feuerungsanlage, da die Zahl der Feuerungen kaum über 3 hinausgehen kann. Zwar sind in der englischen Marine 1854 einige Kessel mit 5 Feuerungen, 3 oben und 2 unten gebaut, aber infolge der schwierigen Bedienung bald wieder aufgegeben worden.

Es ist jetzt meist üblich, für Kessel bis 4 m  $\varnothing$  2, und für Kessel von 4—5 m  $\varnothing$ , 3—4 Flammrohre anzuordnen. Je mehr Flamm-



rohre man anordnet, um so geringer wird zur Unterbringung einer bestimmten Rostfläche die Rostlänge (höchstens 2 bis 2,2 m) werden, um so leichter wird die Bedienung des Feuers in der Längsrichtung, und um so intensiver können die Flammrohre infolge ihrer großen Oberfläche auf das umgebende Wasser einwirken. Nach den Untersuchungen von Lewicki verhält sich der Dreiflammrohrkessel bezüglich Dampfaufmachen und Temperatenausgleich um ca. 70% günstiger als ein gleicher Kessel mit 2 Flammrohren. (Z. V. D. I. 1902. S. 930).

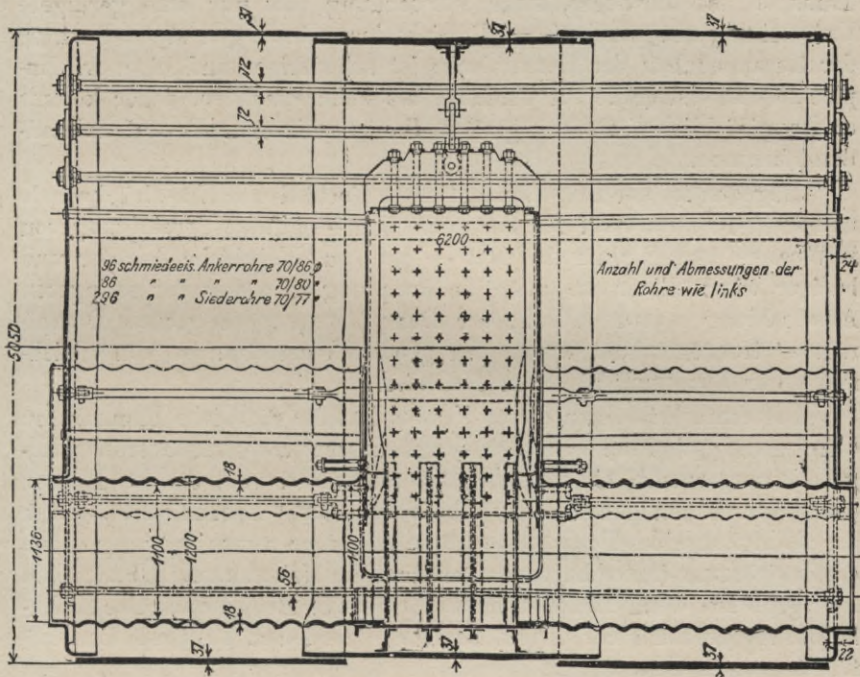


Fig. 19. Doppelender mit gemeinschaftlicher Verbrennungskammer.

Andererseits sind aber weite Flammrohre leistungsfähiger als enge, da der Verbrennungsraum größer ausfällt und mehr Luft zugeführt werden kann; denn die Rostfläche wächst nur linear wie der  $\phi$ , der Querschnitt der zugeführten Luft dagegen wie das Quadrat des  $\phi$ . Zudem kann man bei großen Flammrohren dem Roste eine größere Neigung geben und dadurch die Verbrennung wesentlich unterstützen. Doch darf der  $\phi$  nicht über 1,2 m hinausgehen, da sonst die Bedienung der Feuer in der Querrichtung sehr erschwert wird.

Ein Kessel mit 2 Flammrohren hat eine gemeinsame oder 2 getrennte, ein Kessel mit 3 Flammrohren meistens 3 (Fig. 17<sup>1</sup>) und

1) Z. V. D. I. 1906, S. 1488.

ein Kessel mit 4 Flammrohren meistens 2 oder 3 getrennte Verbrennungskammern. Es sind dann ein mittleres und ein seitliches oder die beiden mittleren Flammrohre zu einer gemeinsamen Verbrennungskammer vereinigt. Die einzelnen Konstruktionsteile der Zylinderkessel werden später beschrieben. (§ 36 u. f.)

b) Doppelender. Der Zylinderkessel wird auch als Doppelender d. h. als ein aus 2 gewöhnlichen Zylinderkesseln ohne Rückwände zusammengesetzter Kessel gebaut, und zwar in Längen bis ca. 6 m. Sein Transport ist schwierig, seine Verwendung läßt nur eine geringere Unterteilung zu, was bei ev. Betriebseinschränkungen störend wirkt; der Zusammenbau der Kesselbleche ist schwieriger und eine ev. Explosion von viel größerem Umfange als beim Einender, daher kommt er hauptsächlich bei sehr großen Handelsschiffen z. B. auf Schnell dampfern vor.

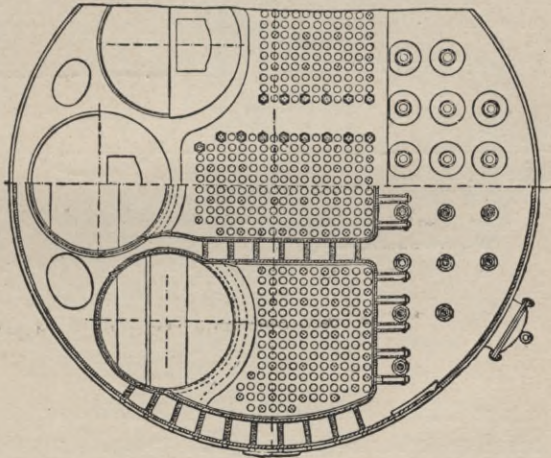
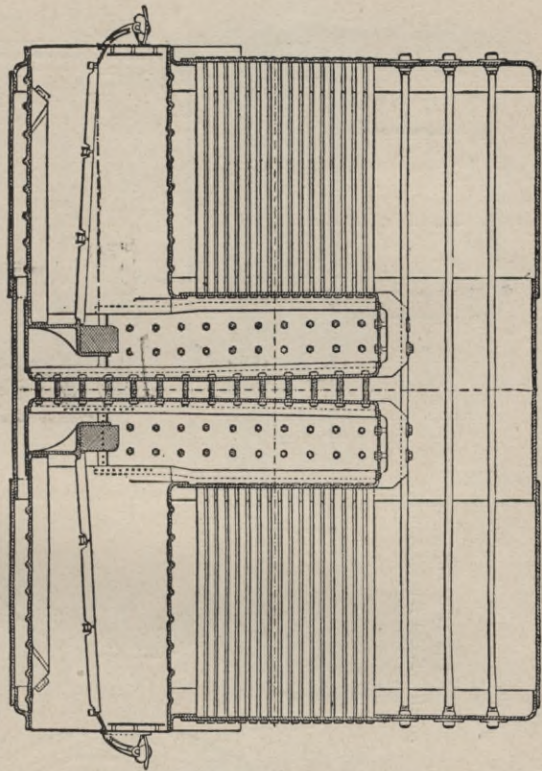
Dagegen ist der Doppelender wegen Fortfalls der Kesselrückwände und der geringeren Zahl von Armaturteilen — infolge Vereinigung von 2 Wasser- und 2 Dampfäumen — pro qm. Heizfläche leichter und billiger wie 2 Einender. Seine Verdampfung ist wegen der geringeren Ausstrahlungen etwas höher, der Dampf wegen des großen Dampf- raumes trockener und wegen des großen Wasserraumes von gleich- mäßigerer Spannung als beim Einender.

Die einfachste Form dieses Kessels hat für sämtliche Flammrohre eine gemeinschaftliche Verbrennungskammer und wurde früher all- gemein angewandt; sie kommt jetzt nur selten vor, da das Platzen eines Rohres den ganzen Kessel betriebsunfähig machen kann, ferner die Reinigung eines Feuers eine große Abnahme seiner Leistung durch die Zuströmung kalter Luft veranlaßt und die Neigung zum Überkochen sehr groß ist, wenn nicht besondere Mittel zur Beförderung der Zirku- lation vorgesehen sind. Diese Nachteile werden z. T. durch die Auf- führung eines dünnen Mauerwerkes zur Zweiteilung der Feuerung, vor allem aber durch Anordnung von getrennten Verbrennungskammern vermieden. Die Trennung kann dabei so ausgeführt werden, daß ent- weder nur die gegenüberliegenden oder die nebeneinanderliegenden Flammrohre gemeinsame Verbrennungskammern haben (Fig. 18 u. 19<sup>1)</sup>), oder daß jedes Flammrohr seine besondere Verbrennungskammer hat (Fig. 20 u. 21<sup>2)</sup>). Die letztere Konstruktion ist zwar am schwersten und kostspieligsten und zur Revision der für die innern Wände vor- gesehenen Stehholzen ungeeignet, wird aber jetzt aus den vorher ge- nannten Gründen recht häufig angewandt z. B. auch bei den 23 Doppel- endern des Turbinendampfers „Lusitania“<sup>3)</sup>.

1) Z. V. D. I. 1900, S. 1501. 2) Z. V. D. I. 1900, S. 838. 3) Engineering 1907 v. 2. VIII.

c) Die Ovalkessel werden auch zu den Zylinderkesseln gerechnet, da sie mit diesen in der Konstruktion übereinstimmen. Sie werden von 2 Halbzylindern und einem geraden Zwischenstück begrenzt und als Einwie Doppelender gebaut. Zwei große Flammrohre können im untern Teile gut untergebracht werden; es wird infolge des hohen Dampfdruckes trockner Dampf erhalten, die Anordnung einer großen Heizfläche macht keine Schwierigkeit. Bei modernen Anlagen kommen sie trotzdem nicht mehr vor, da bei Dampfdrücken über 8 Atm. im Zwischenstück zuviel Anker angeordnet werden müßten, welche den Betrieb auf die Dauer außerordentlich erschweren würden.

Fig. 20 u. 21. Doppelender mit getrennten Verbrennungskammern.



d) Tornisterkessel. Schließlich sei noch der vom Ottensener Eisenwerk gebaute sog. Tornisterkessel (s. Fig. 22 u. 23) erwähnt, der vielfach auf Flußschiffen mit Auspuffmaschinen Verwendung findet. Die Heizgase streichen durch ein Flammrohr nach einem aus Chamotte hergestellten Raume von

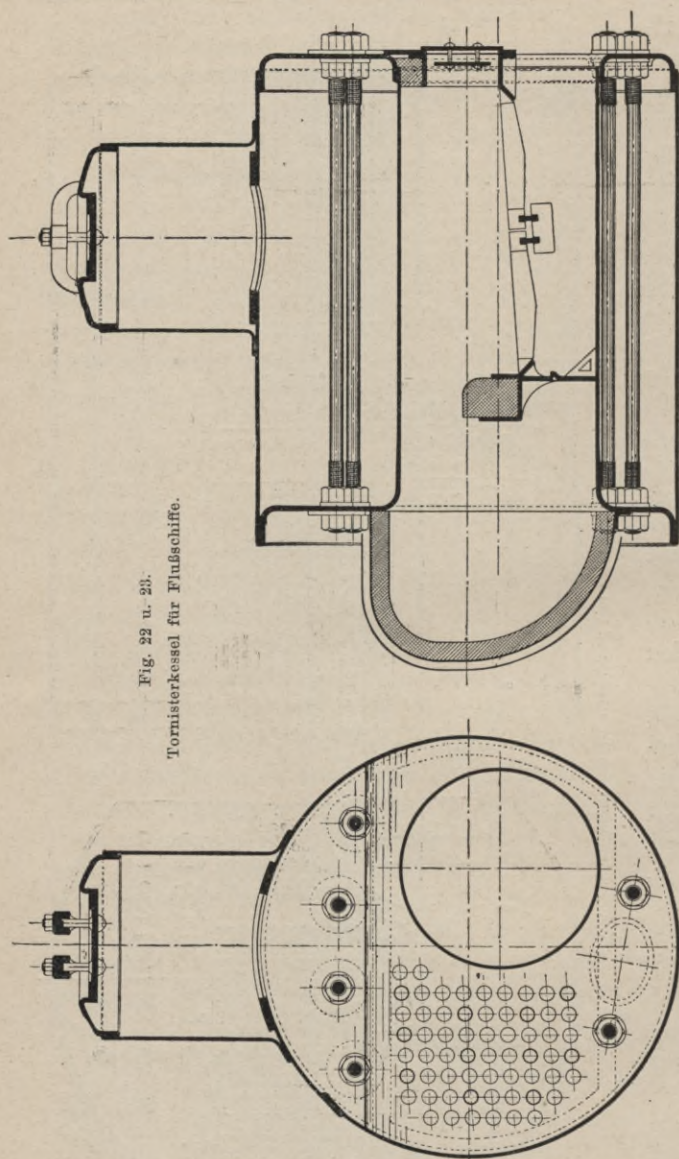


Fig. 22 u. 23.  
Tornierkessel für Flußschiffe.

rundem Querschnitte, der sog. Wendekammer und gelangen durch das auf der andern Seite angeordnete Rohrsystem nach der vorderen Rauchkammer. Diese Kessel werden mit einem  $\phi$  von 1,1–2,3 m und für 7–14 kg Druck gebaut.

§ 16.  
**Der Zylinderkessel mit durchschlagender Flamme oder der sog. Marinekessel.**

Der Zylinderkessel mit durchschlagender Flamme oder der sog. Marinekessel (Fig. 24 u. 25<sup>1)</sup>) wurde in England erst für Kanonenboote, später auch für

einige kleine Kreuzer und Unterseeboote<sup>2)</sup>, in Deutschland früher für kleinere Kreuzer gebaut; jetzt kommt er noch als Beiboots- und Flußschiffskessel, namentlich für schmale Schiffe mit ebenen Decks zur

1) Z. V. D. I. 1901, S. 584.

2) Vgl. Forest & Noalhat (Les Bateaux sous-marins Paris 1900 S. 211).

Ausführung. Er ist ein Mittelding zwischen Lokomotiv- und Zylinderkessel. Der Mantel ist zylindrisch und enthält die Flammrohre an einem und die Feuerrohre am andern Ende. Die Verbrennungskammer befindet sich zwischen beiden Gruppen; das obere Ende der Flammrohre ist meist mit den oberen Rohren auf gleichem Niveau. Die Heizgase strömen von den Flammrohren in die Verbrennungskammer, dort werden sie zuweilen durch eine von oben hineinragende Feuerbrücke abgelenkt und ziehen dann durch die Feuerrohre nach der Rauchkammer und dem Schornsteine ab. Man erzielt mit ihm eine lebhaftere Forcierung und Dampferzeugung und infolge des kleineren und schwächeren Mantels ein geringeres Gewicht als beim gewöhnlichen Zylinderkessel; für niedrige Kesselräume, wie solche früher vielfach bei Kriegsschiffen vorkamen, war dieser Typ sehr zweckmäßig. Sein Hauptnachteil ist die große Raumbeanspruchung in der Längsrichtung, da am hinteren Ende noch ein besonderer Raum zur Revision der Rohre und der Rauchkammern und zur Herausnahme der Rohre notwendig ist. Ferner ist die totale Heizfläche im Vergleich zu dem vom Kessel beanspruchten Raum sehr klein und die Brennstoffausnützung ungünstig.

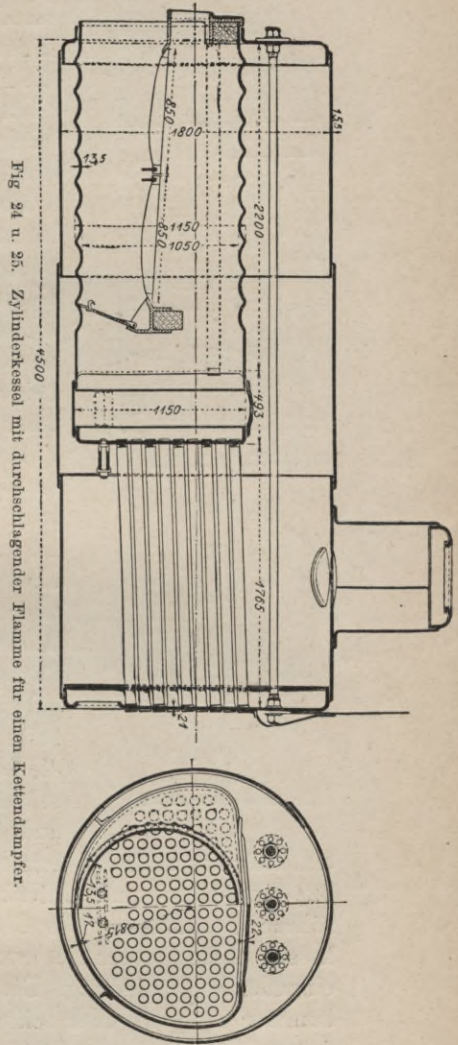


Fig. 24 u. 25. Zylinderkessel mit durchschlagender Flamme für einen Kettendampfer.

### § 17. Boots- und Hilfskessel.

Außer der in § 16 beschriebenen Kesselform findet für Boots- und Hilfskessel auch vielfach der vertikale und der kombinierte Zylinderkessel Verwendung. Bei den vertikalen Hilfskesseln ordnet man die Feuerrohre horizontal (Cochran-Kessel, Kessel der Flensburger Schiffsbauengesellschaft, Blake-Kessel-York, Fig. 26 u. 27) an, wobei dann der Kessel große Ähnlichkeit mit dem gewöhnlichen Zylinderkessel hat, oder man verwendet vertikale Feuerrohre *R* (Fig. 28). *F* ist die Feuerbuchse, die mit Rohrwand *C*, *K* der Kesselmantel, der mit Rohr-

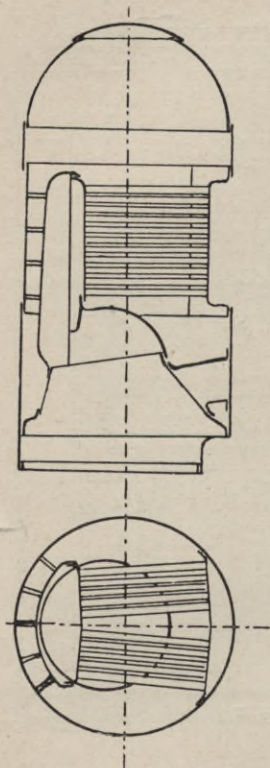


Fig. 26 u. 27.  
Hilfskessel von Blake.

wand *B* vernietet ist, *T* der Feuerring, *O* die Feuertür. Rechts oben erkennt man die Schornsteinklappe und unten den Anschluß für den Abblahn, links die Manometerleitung. Der Kessel gibt zwar schnell, aber etwas nassen Dampf und neigt zu Rohrleckagen.

Der kombinierte Zylinderkessel wird neuerdings von Hopkins auf amerikanischen Flußbooten und von der Firma R. Holtz-Harburg für flachgehende Boote gebaut. Bei ersterem (Fig. 29 u. 30) sind die beiden Unterkessel reine Flammrohr- und der Oberkessel ein Röhrenkessel, bei letzterem (Fig. 31 u. 32) sind Ober- und Unterkessel von Heizröhren durchzogen. Die Ober- und Unterkessel stehen durch je zwei Stützen miteinander in Verbindung. Die hintere Rauchkammer ist ganz oder teilweise mit feuerfesten Steinen ausgelegt und auf den Kesselrückwänden angenietet. Hopkins führt am innern Mauerwerk die Speisewasser-Leitung durch, um eine Vorwärmung desselben zu erhalten. Die Schräglegung des Oberkessels bei Holtz ergibt eine günstigere Führung der Heizgase, einen sehr lebhaften natürlichen Zug und bis zum gewissen Grade eine Dampftrocknung.

### § 18. Der Lokomotivkessel.

Der Lokomotivkessel besteht aus einem vorderen, meist flachwandigen und einem hinteren zylindrischen Teile. Ersterer enthält

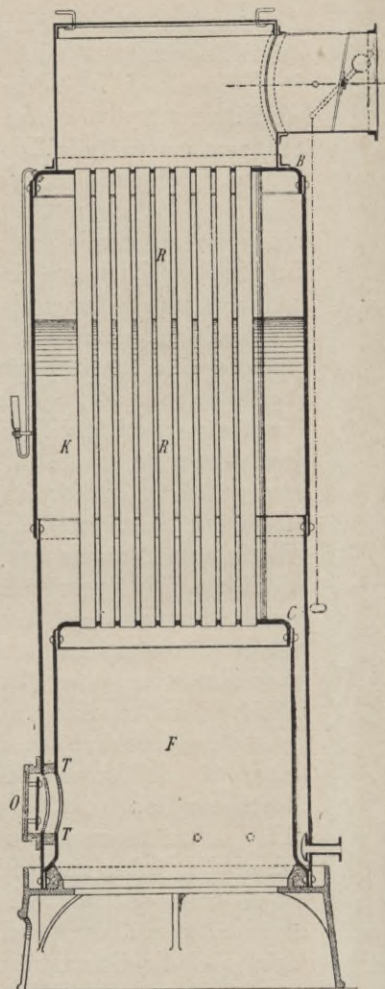


Fig. 28.  
Hilfskessel mit vertikalen Röhren.

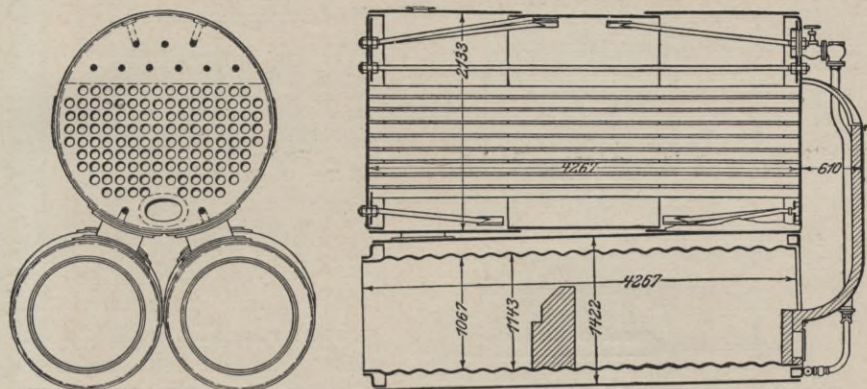


Fig. 29 u. 30. Bootskessel von Hopkins.

die Feuerkiste, letzterer die Feuerrohre; der vordere Teil wurde allmählich auf Kosten des hinteren Teiles zur Unterbringung einer

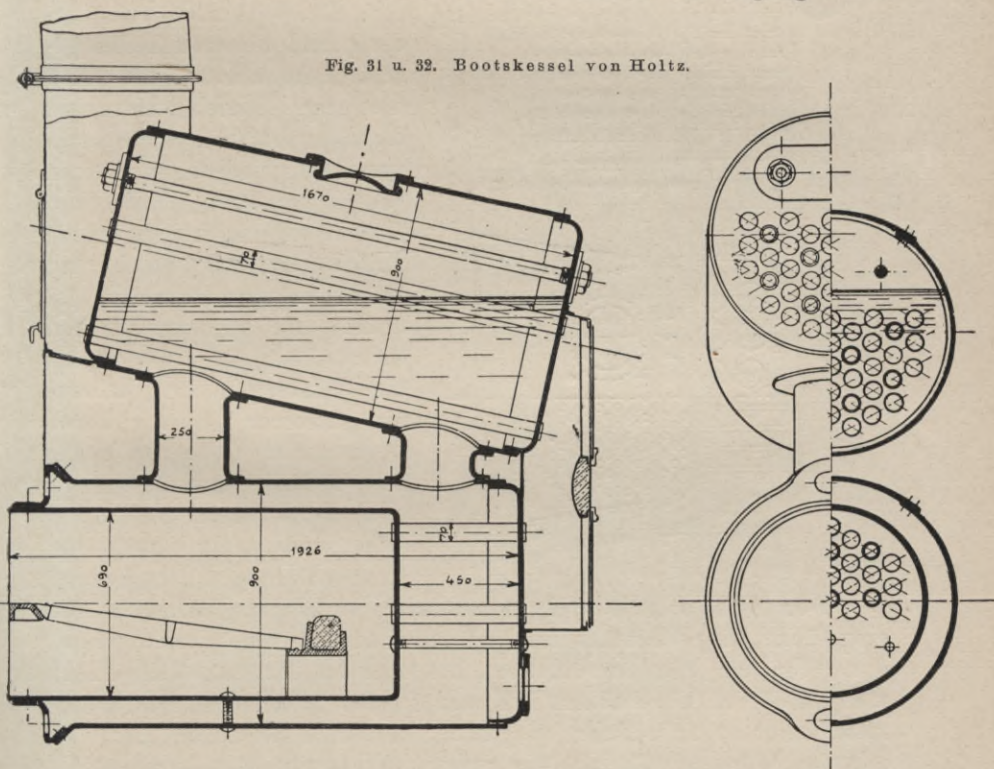


Fig. 31 u. 32. Bootskessel von Holtz.

größeren Rostfläche erweitert. Die Führung der Heizgase ist ähnlich wie beim Zylinderkessel mit durchschlagender Flamme, nur fehlt

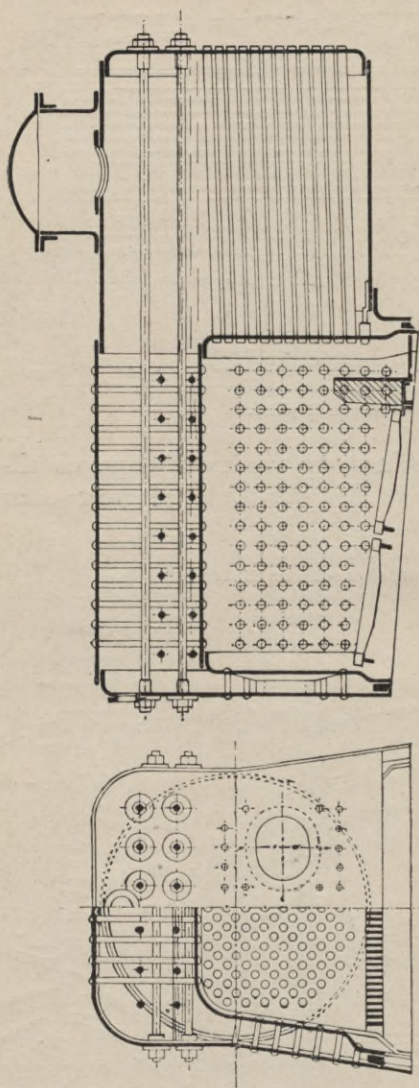


Fig. 33 u. 34. Trockenbodenlokomotivkessel.

die ausgeprägte Verbrennungskammer. Man unterscheidet einen sog. Trocken- und einen Naßbodenlokomotivkessel, je nachdem die Feuerungsanlage unten offen, oder vom Kesselwasser umspült ist.

Beim Trockenbodenkessel (Fig. 33, 34) wird die flachwandige Feuerkiste (bei größeren Ausführungen 2) von unten her in den Vorderteil eingesetzt und mit diesem mittelst Fußringes oder einfacher durch bloße Kröpfung der Feuerungsbleche verbunden. Die Verbindung des vorderen und hinteren Teiles geschieht im untern Teile durch die sog. Stiefelknechtplatte; dieselbe paßt sich dem flachwandigen vorderen und dem runden hinteren Teile des Kessels an und ist mit beiden Teilen vernietet. Stirn- und Rückwand sind durch Längsanker, die vorderen flachen Seitenwände durch Queranker, die Wandungen der Verbrennungskammer oben durch Deckenanker (150 und mehr bei größern Kesseln), seitlich und unten durch Stehbolzen (500 und mehr) mit den Kesselwandungen verankert.

Der Naßbodenkessel ist besonders in der englischen Marine eingeführt. Fig. 35 stellt den auf „Rattlesnake“ eingebauten Kessel dar. Um die Wasserzirkulation, die hier im unteren Teile recht mangelhaft ist, zu erhöhen, hat man in der Mittelebene der Feuerkiste mehrere flache Rohre eingebaut; hierdurch wird nicht nur eine schnelle Wärmeabgabe an die unteren Wasserschichten ermöglicht, sondern gleichzeitig eine gute Versteifung zwischen Decke und Boden der Feuerkiste herbeigeführt. Diese flachen Rohre sowie



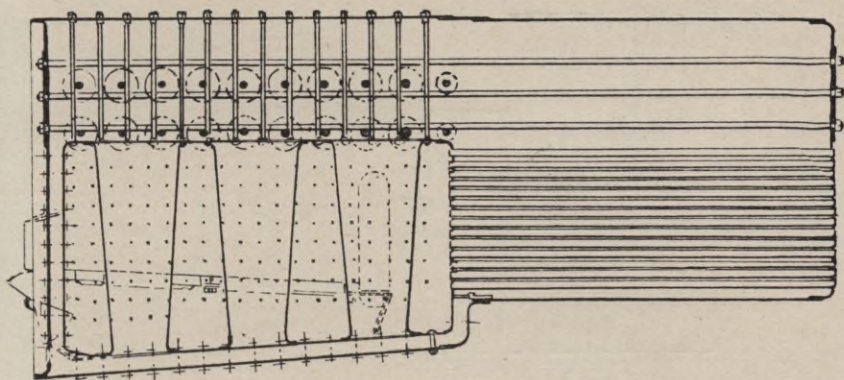


Fig. 35. Naßbodenlokomotivkessel.

der Boden des Kessels stellen aber eine erhebliche Gewichtsvermehrung dar.

Die Vorzüge des Lokomotivkessels gegenüber dem Zylinderkessel sind die großen und hohen Verbrennungsräume, die Unterbringung einer großen Heizoberfläche infolge des geringen  $\varnothing$  der Feuerrohre (ca. 51 mm statt 76 mm) und die durch beide Umstände erreichbare gute Verbrennung, selbst bei starker Forcierung. Dazu kommt, daß der zylindrische Teil nur einen verhältnismäßig kleinen  $\varnothing$  erhält, so daß die Mantelfläche selbst bei Verwendung eines hohen Druckes ziemlich dünn ausfällt und leicht zu nieten ist.

Die Nachteile bestehen in der schweren Zugänglichkeit des Raumes zwischen Stirnwand und Feuerbuchse sowie des durch die Deckenanker sehr behinderten Raumes, so daß man stets sehr reines Speisewasser benutzen muß, um die Kessel nicht zu häufig reinigen zu dürfen. Ferner kochte der Kessel bei starker Forcierung leicht über, vor allem aber waren die Feuerrohre, zum Teil auch die Nieten nicht gut dicht zu halten, und die Stehbolzen gaben zu häufigen Brüchen Veranlassung. Der letztere Umstand führte zur Verwendung von Stehbolzen, die teilweise durchbohrt waren, um einen event. Bruch durch das herausfließende Wasser anzuzeigen. Die Ursache dieser Betriebsstörungen sind in den ungleichmäßigen Erwärmungen der Bleche von Feuerkiste und Kesselmantel zu suchen. Nach den in Frankreich angestellten Versuchen<sup>1)</sup> ergibt sich bei der an Bord von Torpedobooten üblichen Forcierung, unter Annahme einer Kesselsteinschicht von 3 mm, eine Erwärmung der Feuerbuchsbleche auf ca. 370—390°, während die Mantelbleche bei 12 Atmosphären Kessel-

1) Z. D. V. I. 1895 S. 248 u. 1897 S. 1045.

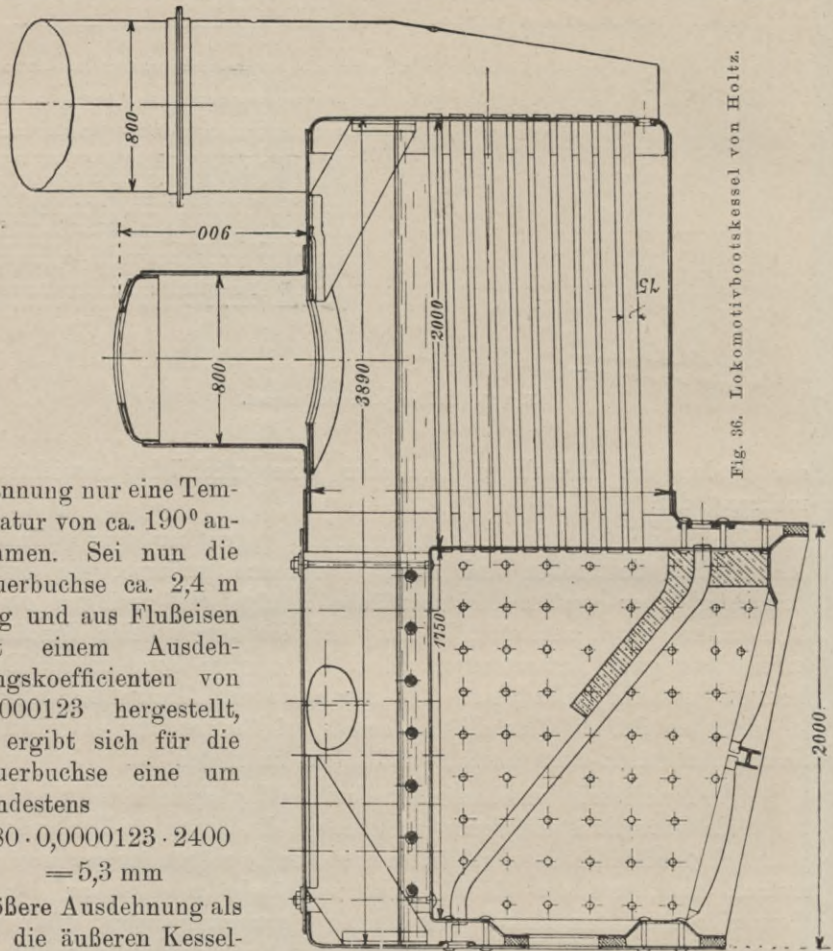
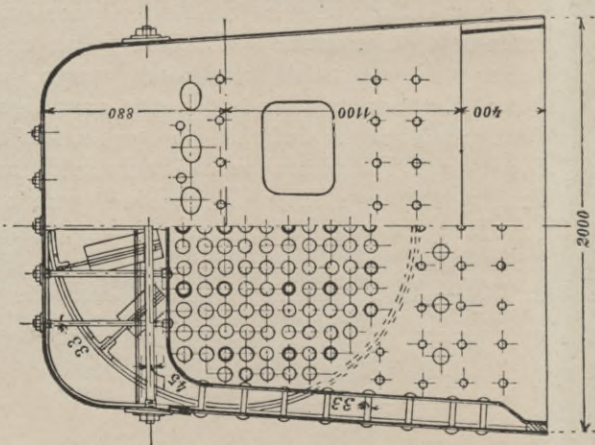


Fig. 36. Lokomotivbootskessel von Holtz.

spannung nur eine Temperatur von ca.  $190^{\circ}$  annehmen. Sei nun die Feuerbuchse ca. 2,4 m lang und aus Flußeisen mit einem Ausdehnungskoeffizienten von 0,0000123 hergestellt, so ergibt sich für die Feuerbuchse eine um mindestens

$$180 \cdot 0,0000123 \cdot 2400 \\ = 5,3 \text{ mm}$$

größere Ausdehnung als für die äußeren Kesselbleche. Die hierdurch hervorgerufene Ausdehnungsspannung einer Feuerbuchse von den an Bord üblichen Dimensionen (4,4 m Umfang, 16 mm Blechstärke) beträgt ca. 3 Millionen kg, welche Kraft auf ein Krummbiegen resp. eine Lockerung der Feuerbuchse und auf Biegung der Stehholzen wirkt.



Diese Verhältnisse werden um so unangenehmer, je häufiger und je größer der Temperaturwechsel im Feuerungsraume wird, es treten dadurch hin- und hergehende Schiebungen der Feuerbuchse ein, die schließlich zu beträchtlichen Rohrleckagen oder Stehbolzenbrüchen Veranlassung geben. Das Lockerwerden der Rohre hat man dadurch zu vermeiden gesucht, daß man an der hinteren Rohrwand einen elastischen Ring angeordnet hat.<sup>1)</sup> Dieser wird durch den Dampfdruck um einige Millimeter durchgedrückt, wodurch die Längsausdehnung der Rohre und eines Teiles der Feuerbuchse aufgenommen wird. Um das Brechen der Stehbolzen einzuschränken, sind bewegliche Stehbolzen in Vorschlag gebracht, doch die Konstruktion wird hierdurch sehr kompliziert und teuer und ist wegen hoher Erwärmung des Gewindes nicht völlig betriebssicher. Der von Köhn v. Jaski gemachte Vorschlag, an einer Stelle die Feuerbuchswände wellenförmig auszuführen<sup>2)</sup>, ist nicht zur Ausführung gekommen, da der gewaltige Aufschwung der engrohrigen Wasserrohrkessel den Lokomotivkessel seit etwa 1895 verdrängt hat.

Der Lokomotivkessel ist außer auf vielen Torpedobooten auch auf verschiedenen englischen Handelsdampfern und ferner auf vielen für die englischen Kolonien bestimmten Flußschiffen und Kanonenbooten eingebaut; desgl. hat dieser Typ auch als Bootskessel Verwendung gefunden und wird als solcher noch jetzt von Holtz-Hamburg nach der aus Fig. 36 ersichtlichen Konstruktion gebaut. Zur Erzielung einer guten Zirkulation und eines schnellen Anheizens sind hier schräg durch das Feuer gehende Rohre angeordnet, welche das unten erwärmte Wasser nach dem oberen kälteren Wasserraum hinbefördern sollen.

## 2. Wasserrohrkessel.

### § 19. Allgemeine Gesichtspunkte für die Einführung der Wasserrohrkessel.

Beim Bau moderner Kriegsschiffe war man bestrebt, die Geschwindigkeit und den Aktionsradius möglichst zu vergrößern. Dazu mußten große Gewichtsverminderungen eintreten, die in der Anwendung von besserem Material (Flußeisen, Siemens- Martin-Stahl, Nickelstahl), sowie in der Einführung leichterer Konstruktionen für die Armierung und Hauptmaschinen bestanden. Der Aktionsradius wurde durch Erhöhung des Kesseldruckes und Verringerung des Kohlenverbrauches vergrößert.

Am Schiffeigengewicht wurden durch das widerstandsfähigere Material bei Panzerschiffen ca. 10%, bei Torpedobooten 20—25%

1) Z. V. D. I. 1895 S. 249.

2) Vgl. auch Bertin, Chandières Marines 1896 S. 179.

gespart; an den Gewichten für die Armierung konnte leider keine Ersparnis eintreten, weil die Einführung der Schnelladegeschütze mehr Munition und größere Schwenk- und Förderwerke erforderte, so daß die Artillerie- und Torpedoarmierung auf den alten Linienschiffen nur ca. 7,5, bei den neueren ca. 8,5—10% vom Displacement betrug. Andererseits mußte aber infolge der verbesserten Geschütze die Panzerung verstärkt werden, wodurch die Gewichtserparnis am Schiffskörper wieder aufgehoben wurde. Durchschnittlich beanspruchen die Panzerschiffe 70 bis 75%, die geschützten Kreuzer ca. 50% des Displacements für Schiffskörper, Panzerung und Armierung, während für Maschinen- und Kohlegewicht nur 20% bei Linien- und 35% bei den geschützten Kreuzern zur Verfügung bleiben. Die Maschinenleistung mußte demnach ohne Gewichtszunahme durch weitere Erhöhung des Kesseldruckes und durch Forcierung der Kessel gesteigert werden. Die Steigerung des Druckes über 13 Atmosphären hinaus war bei Zylinderkesseln schwer möglich, weil man bei den großen Kesseln von ca. 5 m  $\phi$  auf 35—40 mm starke Bleche kam, die bei Verwendung von Doppel-laschen kaum mehr betriebssicher genietet werden konnten. Bei Lokomotivkesseln wurde bei höheren Drücken durch die vielen Versteifungen der vordere Dampfraum völlig unzugänglich. Vor allem aber waren weder Zylinder- noch Lokomotivkessel für starke Forcierung geeignet; denn infolge der hierbei erzeugten großen Wärmeentwicklung traten in den Feuerungsblechen Spannungen auf, welche an den Verbindungsstellen dieser Bleche, in den Nieten, Stehbolzen und Feuerrohren dauernd starke Leckagen erzeugten.

Diesen Anforderungen, hohen Druck ohne besondere Versteifungen, sowie starke Forcierung ohne Betriebsstörungen auszuhalten, entsprechen die Wasserrohrkessel in höherem Maße als die Feuerrohrkessel, und dieser Umstand hat unter Berücksichtigung der übrigen Vorzüge der Wasserrohrkessel (siehe § 20) allmählich ihre generelle Einführung in den Kriegsmarinen aller Länder herbeigeführt.

## § 20. Allgemeine Wirkungsweise und die Vorteile der Wasserrohrkessel.

Bevor auf die Vorteile und Nachteile der Wasserrohrkessel eingegangen wird, sei einleitend bemerkt, daß bei allen Typen ein oder mehrere obere Dampfsammler (Oberkessel) sowie mehrere untere oder seitlich liegende Wassersammler (Unterkessel) resp. Wasserkammern vorhanden sind, die durch ein System von Rohren miteinander verbunden sind, während unterhalb dieses Rohrsystems die Feuerungsanlage angeordnet ist. Infolge Erwärmung der Rohre durch die sie umgebenden Feuergase steigen das erwärmte Wasser sowie die sich an den Rohrwandungen bildenden Dampfblasen unter Mitreißen des

umgebenden Wassers hoch und erzeugen dadurch eine lebhaftere Zirkulation. Von dieser aufsteigenden Wassermenge wird nur ein geringer Bruchteil verdampft, während der andere Teil durch die Fallrohre, Verbindungsrohre oder Wasserkammern wieder nach unten gelangt, um den Kreislauf von neuem aufzunehmen. Die Lebhaftigkeit dieser Zirkulation ist von der Gestalt, Lage und Reinheit der Rohre, von der Höhe der Heizgastemperatur sowie von dem im Kessel herrschenden Drucke abhängig. Möglichst vertikale, dünne, kurze und im Innern reine Rohre erzeugen eine lebhaftere Zirkulation als horizontale, schräg liegende oder stark gekrümmte, sehr lange oder dicke und im Innern verschmutzte Rohre. In den den Heizgasen zunächst liegenden Rohren wird fast soviel Wasser wie in allen übrigen zusammen verdampft. Ein höherer Dampfdruck bedingt eine größere Dichtigkeit des Gemisches von Wasser und Dampf und daher gleichfalls einen schnelleren Umlauf. (Vgl. § 29.)

Die hauptsächlichsten Vorteile des Wasserrohrkessels sind nun folgende:

1. **Geringes Gewicht.** Die Gewichtsverminderung beruht hauptsächlich auf der im Wasserrohrkessel vorhandenen geringen Wassermenge; diese beträgt z. B. bei den Zylinderkesseln der Braunschweigklasse beinahe 70 kg pro qm Heizfläche, während sie bei den Schulz-Kesseln nur ca. 10 kg beträgt. Ferner sind die schweren Kesselmäntel und die vielen Verankerungen in Fortfall gekommen. An den Feuerungs-, Rauchfang-, Schornsteinanlagen sowie an den Speisevorrichtungen, Ventilationsmaschinen, Flurplatten, Schürgeräten usw., die gleichfalls zum Betriebsgewicht der Kessel gehören, tritt keine Gewichtsersparnis ein. Das Kesselbetriebsgewicht beträgt pro I. P. S. bei den engrohrigen Wasserrohrkesseln ca. 12—14 kg, bei den Zylinderkesseln dagegen ca. 50 kg. Die weitrohrigen Wasserrohrkessel stehen bezüglich ihres Gewichtes zwischen den Zylinder- und engrohrigen Wasserrohrkesseln.

2. **Unempfindlichkeit gegen starke Forcierungen.** Die Zylinderkessel dürfen nur mit 120—150 kg Kohlen pro qm Rost und Stunde beschickt werden, und für die künstlich zugeführte Verbrennungsluft darf höchstens ein Druck von 12 mm Wassersäule (siehe § 40) angewandt werden, da sonst Niete und Feuerrohre leicht leck werden, und Stehholzen brechen. Für engrohrige Wasserrohrkessel kann unbeschadet eine Beschickung von 300—350 kg Kohlen und ein Luftdruck von 65 mm angewandt werden. Diese Kessel sind auch gegen Temperaturwechsel wegen ihrer großen Elastizität äußerst unempfindlich, z. B. können an solchem Kessel bei starker Forcierung die Feuer herausgerissen, und der Kessel mit kaltem Wasser abgespritzt werden, ohne daß Leckagen oder sonstige Störungen eintreten.

3. **Steigerung des Dampfdrucks.** Infolge des verhältnismäßig

geringen  $\phi$  des Oberkessels und der sehr kleinen  $\phi$  der unter Dampfdruck stehenden Wasserrohre konnte trotz der bei diesen Kesselteilen verwendeten geringen Wandstärke ohne Gefahr eine Drucksteigerung bis zu ca. 20 Atm. eintreten.

4. **Schnelligkeit des Dampfaufmachens.** Bei krummrohrigen Kesseln dauert das Dampfaufmachen ca.  $\frac{1}{2}$ —1 Std.; bei den weitrohrigen rechnet man dazu 2—3 Std., bei Lokomotiv- und Zylinderkesseln ca. 4—8 Std; das liegt an der geringeren Wassermenge in den Wasserrohrkesseln und an der besseren Verteilung des Wassers für die Einwirkung der Heizgase. Außer Zeitersparnis tritt auch noch eine indirekte Kohlenersparnis ein; denn bei Manöverfahrten und im Gefecht müßten die Zylinderkessel zur kriegsmäßigen Bereitschaft recht oft mit aufgebänkten Feuern liegen, oder ihr Kesselwasser müßte durch Hydrokineter warm gehalten werden; das erfordert viel Kohlen (s. §§ 49 und 50), die man bei engrohrigen Kesseln spart.

5. **Leichte Herstellbarkeit und Reparaturen.** Zylinder- und Lokomotivkessel sind recht umständlich an und von Bord zu bringen. Bei etwaigem Ersatze dieser Kessel muß erst das Panzerdeck aufgerissen werden; für die Zusammensetzung und Reparatur einzelner Teile sind meist nur gelernte Kesselschmiede zu gebrauchen. Die Montage und Demontage der Wasserrohrkessel kann dagegen an Bord vorgenommen werden; die meisten vorkommenden Reparaturen können mit Bordmitteln und mit Bordpersonal bewerkstelligt werden. Die Wasserrohrkessel können ferner infolge ihrer einfacheren Zusammensetzung in viel kürzerer Zeit geliefert werden, und dieser Punkt war in der Zeit wirtschaftlicher Hochflut für die Verbreitung der Wasserrohrkessel von großer Bedeutung.

6. **Geringere Gefahr bei Brüchen.** Die meisten Brüche von Rohren und andern Kesselteilen entstehen infolge von Wassermangel dadurch, daß die Decken der Verbrennungskammern bei Zylinder- und Lokomotivkesseln einer starken Überhitzung ausgesetzt sind. Bei Wasserrohrkesseln wird die höchste vom Feuer berührte Fläche — Oberkessel und oberste Teile der Wasserrohre — nur von mäßig warmen Gasen umstrichen. Wenn trotzdem ein Erglühen und Aufreißen von Rohren erfolgen sollte, so wird der ausströmende Dampf meist nach dem näher liegenden Schornsteine entweichen. Es dürfen dann allerdings weder Feuertür- noch Aschfallklappen geöffnet werden, und weiterhin werden die erwähnten Abschlußvorrichtungen nach innen schlagend konstruiert, um bei etwaigen Explosionen ein selbsttätiges Zuschlagen derselben von innen nach außen durch den Dampfdruck zu bewirken.

Da außerdem die im Wasserrohrkessel vorhandene Wasser- und Dampfmenge sehr viel kleiner als bei den Feuerrohrkesseln ist, so

werden auch die Wirkungen einer Kesselexplosion entsprechend eingeschränkt (vgl. § 13, 1).

#### § 41. Die wesentlichsten Nachteile der Wasserrohrkessel

sind die folgenden:

1. **Empfindlichkeit gegen unregelmäßige Speisung.** Infolge des geringen Wasserraumes kann der Wasserstand leicht fallen, und deshalb sind zur regelmäßigen Speisung besondere automatische Regler eingebaut (s. § 46). Dieselben sind aber für die Kesselreinigung sehr hinderlich und können infolge ihrer komplizierten Konstruktion leicht versagen, so daß die Speisung der Wasserrohrkessel, namentlich bei wechselnder Fahrt des Schiffes sehr große Aufmerksamkeit erfordert.

2. **Empfindlichkeit gegen unregelmäßige Beschickung der Feuer.** Da Wasserrohrkessel einen sehr viel kleineren Wasser- und Dampfraum als die Feuerrohrkessel haben, so fehlt zum Ausgleich kleinerer Ungleichmäßigkeiten in der Bedienung der Feuer eine genügende Dampfreserve, und die Spannung im Kessel wird daher leicht schwanken. Um diese Unregelmäßigkeit möglichst einzuschränken, ist eine besondere Heizmethode mittels sog. elektrischer Heizrohren bei niedrig zu haltenden Feuern erforderlich (s. § 59). Das aufgeworfene Kohlenquantum soll bei jedem Aufwerfen möglichst konstant sein, und bei höheren Leistungen sollen nur die Intervalle der Beschickung geändert werden.

3. **Empfindlichkeit gegen unreines Speisewasser.** Infolge vorhandener Undichtigkeiten in den Kondensatoren und nicht vollkommener Ausscheidung des Öles trotz der Speisewasserreiniger wird stets etwas Öl und Salz in die Wasserrohre dringen und leicht ein Verstopfen oder Ausglühen derselben veranlassen. Das Speisen der Kessel mit Zusatzwasser aus See erhöht diese Gefahr namentlich bei mäßigem Betriebe, wo die Zirkulation des Wassers keine sehr starke und demnach die Neigung der Schmutzteile usw., sich an den Wandungen festzusetzen, eine recht große ist. Man wird daher für große Speisewassererzeuger zu sorgen haben; das ständige Zusetzen von Frischwasser ist aber recht teuer, da man durchschnittlich für 8 Tonnen Frischwasser 1 Tonne Kohlen verbraucht. Aus diesem Grunde wird neuerdings auf den Werften in großem Umfange enthärtetes Wasser (s. § 49) hergestellt, das verhältnismäßig billig unter Benutzung besonderer Prähme an die Schiffe abgegeben werden kann. Ferner wird das Bedienungspersonal durch die häufige Erneuerung des Filtermaterials und die Prüfung des innern Zustandes der Wasserrohre recht stark beansprucht.

4. **Schwierige Revision und Reinigung.** Trotzdem bei Wasserrohrkesseln eine häufige Revision namentlich der Wasserrohre gefordert werden muß, ist eine solche bei den krummrohrigen Wasserrohrkesseln infolge der Form der Rohre gar nicht möglich. Es müssen daher ganze Rohrreihen behufs Stichproben herausgeschnitten werden (s. § 52); das ist aber recht zeitraubend und kostspielig, zumal man ein Rohr aus einer mittleren Reihe bei vielen Kesselsystemen nur dann gegen ein anderes auswechseln kann, wenn alle entsprechenden Rohre bis zum äußersten herausgeschlagen sind (vgl. § 32). Die Revision bei den geradrohrigen Wasserrohrkesseln ist zwar möglich, jedoch meistens durch das Lösen von vielen Tausenden von Deckeln recht umständlich. Ferner ist die innere Reinigung der krummen Rohre sehr schwierig, namentlich bei Anwendung von doppelt gekrümmten Rohren wie z. B. bei Thornykroft; die Reinigung der geraden Rohre erfordert infolge der vielen Verschlüsse viel Zeit. Die äußere Reinigung ist auf mechanischem Wege sehr schwer zu bewirken (s. § 52). Überhaupt sind die Unterhaltungskosten der Wasserrohrkessel im allgemeinen höhere als bei Zylinderkesseln.<sup>1)</sup>

5. **Der Kesseldampf** ist infolge des kleinen Dampfraumes sehr naß und bedarf zu seiner Trocknung meistens besonderer Überhitzeranlagen, welche das Gewicht erhöhen und vielfach zu Betriebsstörungen Veranlassung geben.

6. **Die Ausnützung der Wärme** ist im allgemeinen schlechter als bei Feuerrohrkesseln, da eine Feuerbrücke fehlt, und keine genügende Zerteilung der Flamme stattfindet. Durch den Einbau von Leit- oder Abdeckblechen resp. durch besondere Gruppierung der Wasserrohre zu dichten Rohrreihen hat man versucht, diesen Nachteil zu vermindern, und hierauf wird bei Besprechung der verschiedenen Kesselsysteme näher eingegangen werden. Weiterhin hat man zur Erhöhung der Wirtschaftlichkeit die Heizfläche und vor allem den Verbrennungsraum — zuweilen durch Schaffung eines besonderen Hilfsverbrennungsraumes — vergrößert.

Aus diesen Gründen ist bisher der Wasserrohrkessel nur wenig in der Handelsmarine eingeführt. Auf Kriegsschiffen dagegen hat er den Zylinderkessel fast völlig verdrängt.

#### a) Gliederkessel.

Die Hauptgruppen der Wasserrohrkessel sind a) die weitrohrigen und b) die engrohrigen. Bei den erstern ist der Rohrdurchmesser 80—115 mm und das Verhältnis von Rohrlänge zu Rohrdurchmesser etwa = 30. Die erste Gruppe wird eingeteilt in Glieder-, Zirkulations-

1) Vgl. Z. V. D. I. 1904, S. 1357.



rohr-, Wasserkammerkessel und Kessel mit mehreren Dampf- und Wassersammlern. Die zweite Gruppe zerfällt in Kessel mit wagrechten und Kessel mit senkrechten Sammlern. Der Rohrdurchmesser beträgt bei dieser Gruppe 25—40 mm und das Verhältnis von Rohrlänge zu Rohrdurchmesser etwa 70—130.

## § 22. Der Belleville-Kessel.

a) **Geschichtliches.** Der Franzose Belleville führte seinen Kessel bereits 1855 und 1862 mit gebogenen, seit 1866 mit geraden wagrechten und seit 1878 mit geraden geneigten Rohren aus. Eine genaue Beschreibung nebst Abbildungen der verschiedenen Entwicklungsstadien dieses Kesseltyps befindet sich im Journ. of the American Society of Nav.-Eng. Vol. XVI, Nr. 2. Die ersten Belleville-Kessel waren auf den französischen Kriegsschiffen „Biche“, „Argus“ und „St. Barbe“ eingebaut, erzielten jedoch keinen Erfolg, da der Wasserraum viel zu klein war, und Speisewassererzeuger damals noch nicht existierten. Es kam demnach viel Salz in die Kessel, und eine Reinigung der Rohre war unmöglich, da diese um 180° gebogen waren; außerdem rissen die Rohre bei starken Beanspruchungen infolge Temperaturwechsels leicht auf. Der Kessel hatte große Ähnlichkeit mit dem du Temple-Kessel (§ 31) und ist u. a. in Z. V. D. I. 1897, S. 1039 abgebildet. Der 1866 konstruierte Kessel wurde auf der französischen kaiserlichen Jacht „Girondelle“ und besonders auf Pinassen eingebaut. Durch die 1870/71 erbeuteten Dampfpinassen der Loire wurde er in der Deutschen Marine bekannt. Der Kessel bestand aus wagrecht übereinanderliegenden Rohren, die beiderseits durch Kopfstücke abgeschlossen waren. Das Speisewasser trat in einen untern viereckigen Kasten ein, während der Dampf von einem ähnlichen obern Kasten entnommen werden konnte. Beide Kästen standen mit den einzelnen Rohrelementen in Verbindung. Der Kessel enthielt sehr wenig Wasser, da nur die untere Hälfte der Rohre mit Wasser, die obere dagegen mit Dampf gefüllt war. Der Dampf war sehr feucht und die Zirkulation infolge der wagrechten Rohre mangelhaft. Zur Kesselspeisung mußten in den Pinassen besondere Speisewasserbehälter mit Frischwasser aufgestellt werden.

b) **Verbreitung.** Erst 1880 wurde auf „Voltigeur“ ein wirklich brauchbarer Belleville-Kessel eingebaut. Seitdem hat dieser Kesseltyp von sämtlichen Wasserrohrkesseln die größte Verbreitung gefunden. Die Gesamtleistung dieser Kessel beträgt ca. 2 Mill. P. S. Am meisten vertreten ist er in Frankreich, England, Rußland, Italien und Japan. Deutschland hat ihn nur auf den Kreuzern „Hansa“ und „Hertha“, Nordamerika dagegen gar keinen Belleville-Kessel eingebaut. Die Kessel von „Hansa“ und „Hertha“ werden demnächst durch Schulz-Kessel ersetzt.

c) **Wirkungsweise und Bauart.** Der seit 1878 von Belleville gebaute Kessel weist die folgenden Hauptteile auf:

- |                      |                            |
|----------------------|----------------------------|
| 1. die Rohrelemente, | 4. den Dampfsammler,       |
| 2. den Wasserkasten, | 5. die Feuerungsanlage und |
| 3. die Fallrohre,    | 6. den Vorwärmer.          |

Die allgemeine Wirkungsweise besteht darin, daß das in den Dampfsammler eingeführte Speisewasser durch zwei Fallrohre nach den Schlammsammlern und dem Wasserkasten geführt wird und von hier zu den einzelnen Rohrelementen gelangt, um im oberen Teile derselben oberhalb *AB* nach Zurücklegung eines mehrfachen zickzackförmigen Weges zu verdampfen (Fig. 37)<sup>1)</sup>.

1. Jedes Element (1 in Fig. 38 und 1—7 Fig. 39) setzt sich aus je zwei nebeneinander liegenden um ca. 4° geneigten Rohrreihen zu-

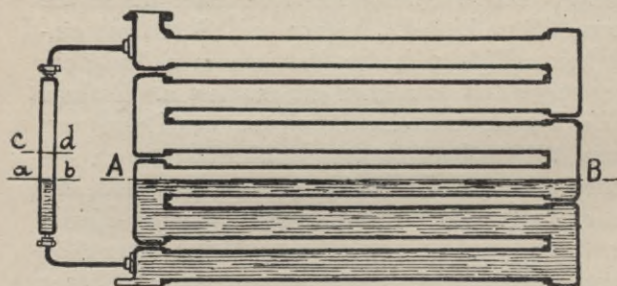


Fig. 37. Belleville-Kessel.

sammen. Die Rohre hatten ursprünglich einen  $\phi$  von 115 mm, der später auf 100—75 mm reduziert wurde; die unteren Rohre haben eine Wandstärke von ca. 8, die oberen von 4—5 mm. Die drei untersten Rohrreihen

waren mit Längsrippen versehen, sog. Servierohre; da diese in der Schweißnaht rissen, sind sie durch gewöhnliche ersetzt worden, wodurch zwar die Verdampfungsfähigkeit etwas erniedrigt, die Betriebssicherheit aber erhöht ist; sämtliche Rohre sind außen verzinkt, um sie möglichst vor Rost zu schützen. Je zwei Rohre münden vorn und hinten in einen aus Stahl- oder Temperguß hergestellten Rohrkopf (1 und 2 in Fig. 39), der in der Mitte mit einer Scheidewand und am Ende zur Befestigung der Rohre mit feinem Gewinde versehen ist. Die Scheidewand hat den Zweck, bei dem Überströmen des Wassers aus einem zum andern Rohre eine gründlichere Mischung des am Umfange des Rohres strömenden stärker erwärmten Wassers mit dem inneren kälteren zu ermöglichen. Die vorderen Rohrköpfe sind zur Revision und Reinigung der Rohre mit elliptisch gestalteten Schlammllochdeckeln versehen. Der unterste Rohrkopf jedes Elements ist mittels Konus und einer Nickelmanschettdichtung von 1 mm Wandstärke mit dem darunterliegenden Wasserkasten verbunden (2 in Fig. 38). Der oberste Rohrkopf jedes Elements steht durch einen Stutzen (3 in Fig. 38) mit

1) *ab* und *cd* bezeichnen den niedrigsten und höchsten Wasserstand.

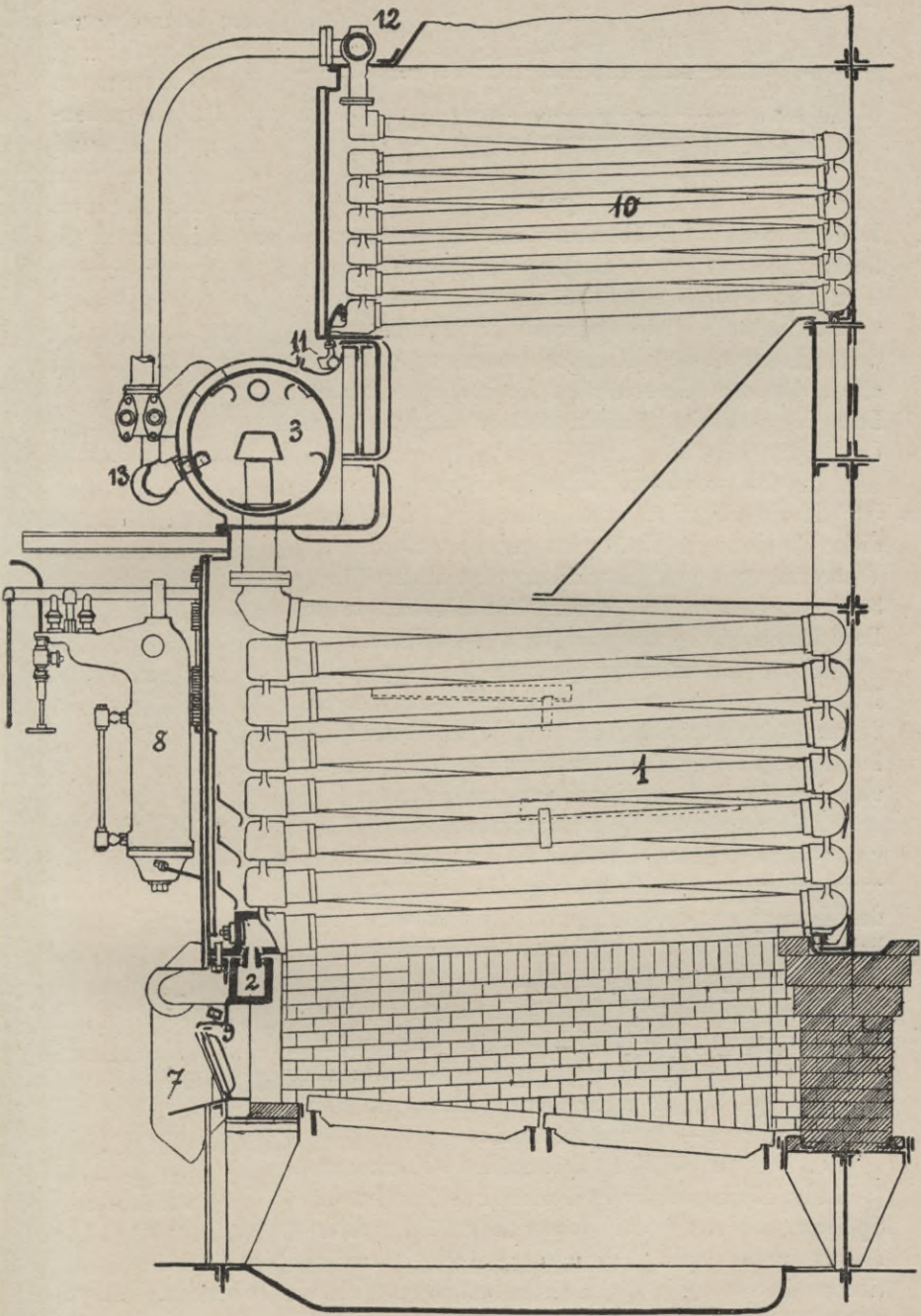


Fig. 38. Belleville-Kessel.

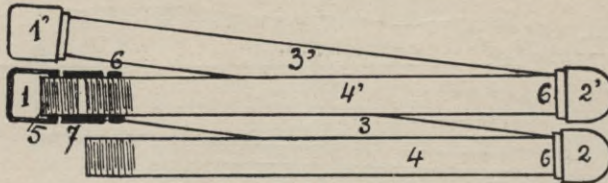


Fig. 39. Rohrelement.

dem Dampfsammler in Verbindung; diese Stützen ragen ca. 120 mm in denselben hinein und werden hier von durchlöcherten Hauben zwecks Abscheidung der mitgerissenen Wasserteilchen abgedeckt. Die vorderen aufsteigenden Rohre (4 und 4' in Fig. 39) sind etwas kürzer und mittels Rohrstützen 5, Muffe 7 und Gegenmutter 6 mit dem vorderen Rohrkopfe 1 befestigt, hinten dagegen sind alle Rohre in die Rohrköpfe 2 direkt eingeschraubt. Diese Konstruktion läßt ein leichteres Auswechseln der Rohre zu.

In den vorderen Rohrköpfen der 3<sup>ten</sup> und 5<sup>ten</sup> Horizontalreihe von unten sind 2—3 mm dicke konische Bleipfropfen eingesetzt, die bei Wassermangel oder Überhitzung der Rohre (über 300°) schmelzen und durch den ausströmenden Dampf ein zischendes Geräusch veranlassen.

Unter dem untersten hinteren Rohrkopfe jedes Elements ist eine schmiedeeiserne Rolle von ca. 25 mm  $\phi$  angeordnet. (Fig. 38.) Diese kann sich in einem gußeisernen Führungskasten frei bewegen und die Ausdehnung der Rohre aufnehmen.

2. Der gußeiserne Wasserkasten (2 in Fig. 38) von quadratischem Querschnitte liegt an der Stirnwand quer vor dem Kessel, so daß die innere Seite des Kastens von den Heizgasen umspült wird. Zu beiden Seiten steht er mit einem Schlamm-sammler (7 in Fig. 38) in Verbindung.

Vor dem Eintritt des Speisewassers in den Wasserkasten ist eine Rückschlagklappe angebracht, welche ein Zurücktreten des Speisewassers in die Fallrohre — bei etwaiger Dampf-bildung in den untern Rohren — verhindern soll.

3. Die zu beiden Seiten des Oberkessels (3 in Fig. 40) angeordneten Fallrohre 4 sollen das Speisewasser nach dem Wasserkasten 1 heruntorführen und durch Erzeugung eines hydrostatischen Druckes die Zirkulation befördern. Sie sind oben im Dampfsammler und unten im Schlammbehälter 5 eingeschraubt.

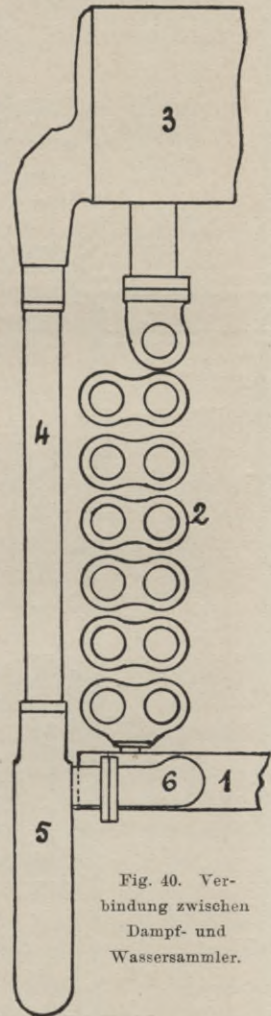


Fig. 40. Verbindung zwischen Dampf- und Wassersammler.

4. Da die Wasseroberfläche im Dampfsammler — von nur ca. 500 mm  $\phi$  — sehr klein ist, so sind zur Dampftrocknung Prallplatten und in die Rohrleitung ein besonderes Reduzierventil zur Drosselung des Dampfes eingebaut. Die Prallplatten bestehen aus einer Reihe von Blechen, deren vorspringender Rand sägeartig ausgeschnitten ist. Der oberste Teil des Dampfsammlers ist durch ein mit Löchern (von ca. 16 mm  $\phi$ ) versehenes Blech abgesperrt.

Das in die Rohrleitung vom Kessel nach der Maschine eingeschaltete Drosselventil (Fig. 41) soll die Dampfspannung um ca. 5 Atm. erniedrigen, um dadurch den Dampf zu trocknen. Die Wirkung beruht darauf, daß der bei 1 eintretende Dampf nach Durchströmen von verschiedenen durch Ventil 3 und Ventilsitz 4 gebildeten Schlitzen eine Drosselung erfährt und dadurch getrocknet bei 1 (links) nach der Maschine gelangt. Gleichzeitig tritt der Dampf in die Ventilglocke und übt dadurch einen Druck auf den Ventilkolben 5 aus. Hierdurch würde dieser die Schlitzverengen, wenn nicht eine — durch

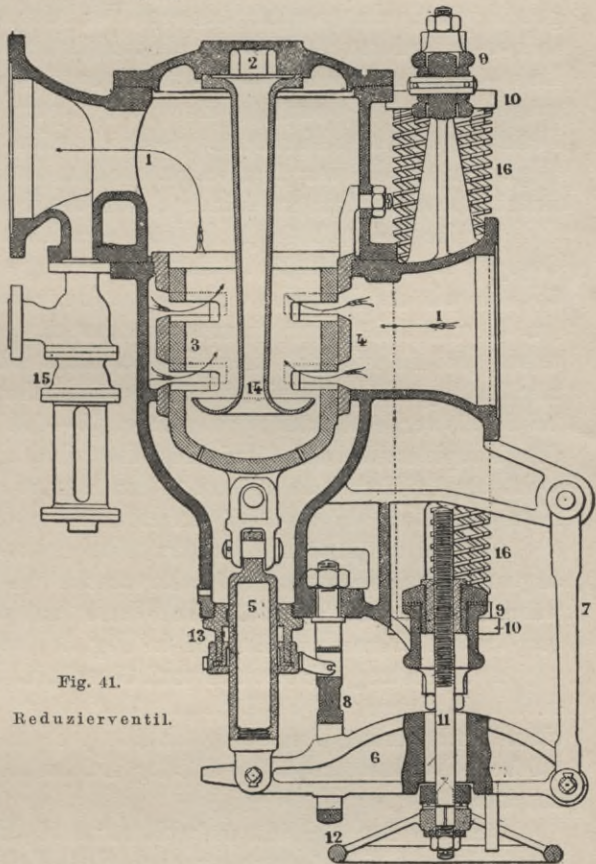


Fig. 41.  
Reduzierventil.

Handrad 12 und Gestänge 6, 7, 11 einstellbare — Feder 16 dieser Kolbenbewegung entgegenarbeitete. Auf diese Weise kann der benötigte Dampfquerschnitt und die beabsichtigte Spannung und Dampftrocknung — selbst bei schwankendem Dampfdruck — reguliert und konstant erhalten werden. Es dient ferner 2 als Ventildeckel, 8 zur Begrenzung des Ventilhubes, 9 zur Befestigung und 10 zur Auflage der Feder, 13 als Stopfbüchse für den Ventilkolben, 14 als Dampfschirm und 15 als Sicherheitsventil. Die

Wirkung eines solchen Ventils bzgl. der Dampftrocknung wird häufig überschätzt.

5. Die Feuerungsanlage befindet sich unterhalb der Rohre. Die Heizgase ziehen direkt nach oben, geben eventuell an den oberhalb des Dampfsammlers eingebauten Vorwärmer (10 in Fig. 38) noch einen Teil ihrer Wärme ab und verlassen den Kessel oberhalb des Rohrsystems. Zur bessern Ausnutzung der Heizgase sind mehrere Abdeckplatten vorgesehen; außerdem sind zur besseren Verbrennung unterhalb des Speisewasser-Sammlers in der Stirnwand des Kessels Öffnungen für zuströmende Luft — die häufig durch besondere Kompressoren mit 0,5 Atm. hineingedrückt wird — und am Ende des Rostes ein zum Abschluß der Feuerung dienendes Mauerwerk gleichfalls mit Luftöffnungen vorgesehen. (Vgl. § 41). Ein aus feuerfesten Steinen bestehendes Mauerwerk befindet sich außerdem zu beiden Seiten der Feuerung.

6. Der seit 1897 (z. B. auf verschiedenen Postdampfern der Compagnie des Messageries maritimes) vorgesehene Vorwärmer ist ähnlich wie der Hauptkessel aus einzelnen etwas kleineren Elementen (ca. 70 mm äuß. Rohr  $\varnothing$ ) zusammengesetzt. Das Speisewasser tritt unten (bei 11 Fig. 38) ein, fließt in einen oberen quer zu den Elementen liegenden gemeinschaftlichen Sammler 12 und tritt von hier bei 13 als vorgewärmtes Speisewasser (70—100°) in den Dampfsammler des Hauptkessels ein. Zwischen Hauptkessel und Vorwärmer entsteht ein Hilfsverbrennungsraum, in den zur bessern Wirkung der Heizgase, wie eben erwähnt, ein Luftstrom hineingepreßt wird.

Von den Armaturteilen des Kessels ist besonders der bei 8 angeordnete Speisewasserregler hervorzuheben. (S. § 46.) Ist ein Vorwärmer vorhanden, so fließt das Wasser aus dem Ventil des Reglers erst in den Wassersammler (11 in Fig. 38) dieses Vorwärmers.

d) **Leistung, Ökonomie und Gewicht.** Der Verdampfungs-Versuch mit einem auf S. M. S. „Hertha“ eingebauten Kessel ergab bei einer Verbrennung von 80 kg Kohlen pro qm Rost und Stunde eine 8,3fache Verdampfung; bei 135 kg Kohlenbeschickung sank dieselbe auf 7 kg.

Bei den Probefahrten auf „Hansa“ und „Hertha“ ist mit 1 Tonne Kesselgewicht eine Leistung von ca. 26 I.P.S. erreicht worden.

Der Kohlenverbrauch pro I.P.S. und Std. betrug ca. 0,9 kg bei einer stündlichen Verbrennung von 80 kg pro qm Rost und stieg bei der Ausreise der „Hertha“ nach Ostasien nach längerem Betriebe auf 1,1—1,3 kg. Der Betriebsdruck in den Kesseln beträgt ca. 17—21 kg/qcm. Neuere Leistungsdaten sind in d. Z. V. D. I. 08, S. 14 veröffentlicht.

e) **Vorzüge und Nachteile.** Die Hauptvorzüge bestehen in seiner leichten Montage, Demontage und Revision, in dem schnell vorzunehmenden Wasserwechsel, in der verhältnismäßig geringen Ex-

plosionsgefahr infolge des kleinen Wasserinhaltes und in der Möglichkeit, den Kessel sowohl längsschiffs wie querschiffs aufzustellen.

Die Hauptnachteile sind die folgenden:

1. Die obere Rohrreihe ist rascher Korrosion ausgesetzt, da hier infolge unvermeidlicher Kondensatorundichtigkeiten Salzablagerungen stattfinden und daher diese mit Dampf angefüllten Rohre wegen nicht genügender Kühlung leicht durchbrennen.

2. Die Wasserzirkulation ist wegen des häufigen Richtungswechsels und des langen Weges des Wassers ungünstig; in den seitlichen Rohrgruppen herrscht eine weniger lebhafte Verdampfung als in der Mitte, daher sammelt sich in den ersteren trotz der Schlammsammler viel Schmutz an. Sobald nur eine Stelle der Rohrgruppe verstopft ist, ist die ganze Gruppe ausgeschaltet und einem Durchbrennen ausgesetzt.

3. Die Rohrverschraubungen am Feuer bleiben nicht immer gangbar und neigen zu Leckagen; die hierdurch eintretenden Wasserverluste erfordern den ständigen Gebrauch der Speisewassererzeuger und verteuern den Betrieb. Die englische Admiralität versucht die Leckagen durch Verpacken der Rohrverbindungen mit Asbest zu vermindern.

4. Der Kessel gebraucht zuviel empfindliche Apparate, die nicht von Kesselschmiedern, sondern nur von geschickten Mechanikern gut hergestellt werden können. Sie geben auch zu häufigen Betriebsstörungen Anlaß, erhöhen die Reparaturkosten<sup>1)</sup> und erschweren die Bedienung. Die vielen Prallplatten verengen den Dampfsammler und erschweren die Revision und Reinigung; zudem werden die Prallplatten durch die Stoßwirkung des Dampfes und durch Rosten schnell zerstört.

5. Der Kessel kann nicht stark forciert werden, da er sonst wegen des kleinen Dampfraumes sehr nassen Dampf und wegen der kurzen Flammenführung sehr hohe Schornsteintemperaturen ergeben würde.

Aus diesen Gründen hat sich die englische Kesselkommission 1904 gegen den weiteren Einbau von Belleville-Kesseln an Bord von Kriegsschiffen ausgesprochen. Dagegen wird dieser Kessel in Frankreich noch viel gebaut, z. B. erhalten die neuen Linienschiffe „Vérité, Liberté“ und „Démokratie“ je 22 solcher Kessel und der neue Panzerkreuzer „Edgar Quinet“ gleichfalls nur dieses System. Auch Rußland behält dasselbe noch bei; die Linienschiffe „Imperator Pawel I“ und „Andrei Perwoswanny“ erhalten je 25 und der Panzerkreuzer „Rurick“ und „Rossia“ je 28 Kessel dieses Systems; desgl. die neuesten großen Kreuzer „Pisa“ und „Amalfi“ der italienischen Marine je 22 (Mitt. aus d. Geb. d. Seew. 1908, S. 724 u. 1909 S. 360).

1) Nach einem engl. Parlaments-Bericht von 1903 betragen dieselben bei den Belleville-Kesseln ca. achtmal mehr als bei den Feuerrohrkesseln. (Schiffbau 1902—1903, S. 584.)

Zum Teil liegt die verschiedene Beurteilung dieses Kesselsystems daran, daß Frankreich die längsten Erfahrungen mit diesem Kesseltyp und auch einen tüchtigen Arbeiterschlag für die Anfertigung desselben besitzt, und daß man dort die Forcierung des Kessels etwas herabgesetzt hat. Die unter 3—5 aufgezählten Nachteile werden dann wesentlich eingeschränkt.

### § 23. Der Thornykroft-Marschall-Kessel.

Dieser Kesseltyp wird seit einigen Jahren auf Grund der Erfahrungen des vorhin erwähnten eingesetzten Kesselkomitees gebaut, und zwar von der Firma Hawthorn & Leslie in Newcastle on Tyne und von Thornykroft.

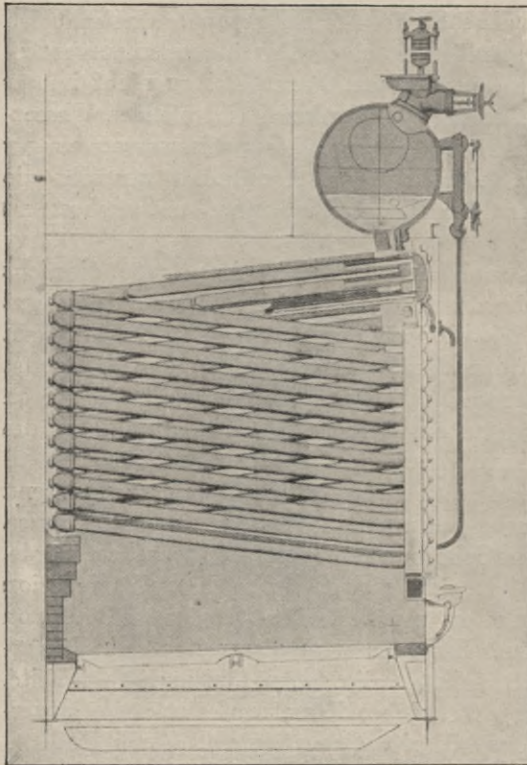


Fig. 42. Längsschnitt des Thornykroft-Marschall-Kessels.

Er ist in 2 verschiedenen Formen als Gliederkessel und als kombinierter Glieder- und Wasserkammerkessel zur Ausführung gekommen. Der erstere (Fig. 42<sup>1</sup>) hat eine große Ähnlichkeit mit dem Belleville-Kessel. Wie bei diesem, strömt auch hier vom Oberkessel aus das Speisewasser in 2 an den Enden desselben angeordneten Fallrohren in je einen Schlamm-sammler, von da in einen viereckigen quer zur Feuerung eingebauten Wasserkasten und von diesem nach Durchstreichung der einzelnen Rohrelemente in den Oberkessel zurück. Ein Rohrelement besteht, wie aus Fig. 43 er-

sichtlich, aus 2 Kammern mit Deckelverschlüssen, Rohrköpfen und einer Reihe sehr stark geneigter Rohre von ca. 82 mm äußeren  $\phi$ . Die untere der beiden Kammern steht mit dem Wasserkasten, die obere mit dem Dampfsammler in Verbindung.

1) Skizze von Thornykroft.



Die Nachteile des Belleville-Kessels sind bei dieser Konstruktion fast sämtlich beseitigt.

1. Infolge Anwendung der senkrechten Kammern sind alle Rohre mit Wasser gefüllt, und ein Ausglühen der oberen Rohre ist bei guter Wartung kaum möglich.

2. Der Richtungswechsel des Wassers erfolgt hier nur einmal, und der Weg des Wassers vom Wasserkasten nach dem Dampfsammler ist kurz. Sobald ein Rohr verstopft ist, sind nur 2 Rohre und nicht eine ganze Rohrgruppe dem Durchbrennen ausgesetzt.

3. Die Rohrverschraubungen sind in Fortfall gekommen, da die Rohre in den Wandungen der senkrechten Wasserkästen eingewalzt sind; ferner ist die Verbindung der Rohre mit den Rohrköpfen ohne Gewinde hergestellt.

4. Ein Teil der empfindlichen Hilfsapparate ist in Fortfall gekommen, die Trennung des Dampfes vom mitgerissenen Wasser erfolgt durch ein einfaches im Oberkessel eingeordnetes Prallblech.

5. Infolge der starken Neigung der Rohre und des großen Wasserinhalts und umfangreichen Verbrennungsraumes — durch die unteren in den Zwischenräumen hergestellten Hilfsverbrennungsräume — kann der Kessel selbst bei starkem Rollen und Stampfen des Schiffes lebhaft forciert werden.

Die zweite Ausführungsart dieses Kessels als kombinierter Glieder- und Wasserkammerkessel ist aus den Fig. 44 und 45 ersichtlich. Es ist hier eine gemeinsame Wasserkammer mit flachen Wandungen und Stehbolzenversteifung vorgesehen; in diese gelangt das Wasser

aus dem Oberkessel durch 2 Reihen leicht gekrümmter Rohre. Nach dem Passieren der Rohrelemente strömt das schon mit Dampf vermischte Wasser in die Wasserkammer zurück, um durch eine Reihe von — oberhalb des Wasserstandes mündenden — Rohren nach dem Dampfsammler zu gelangen. Die einzelnen Rohre sind entweder gerade und von ca. 50 mm  $\phi$  oder etwas gekrümmt und von 83 mm

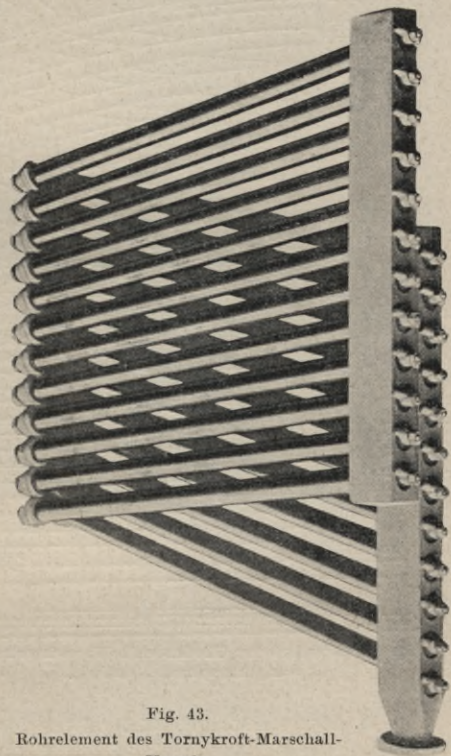


Fig. 43.  
Rohrelement des Tornykroft-Marschall-  
Kessels.

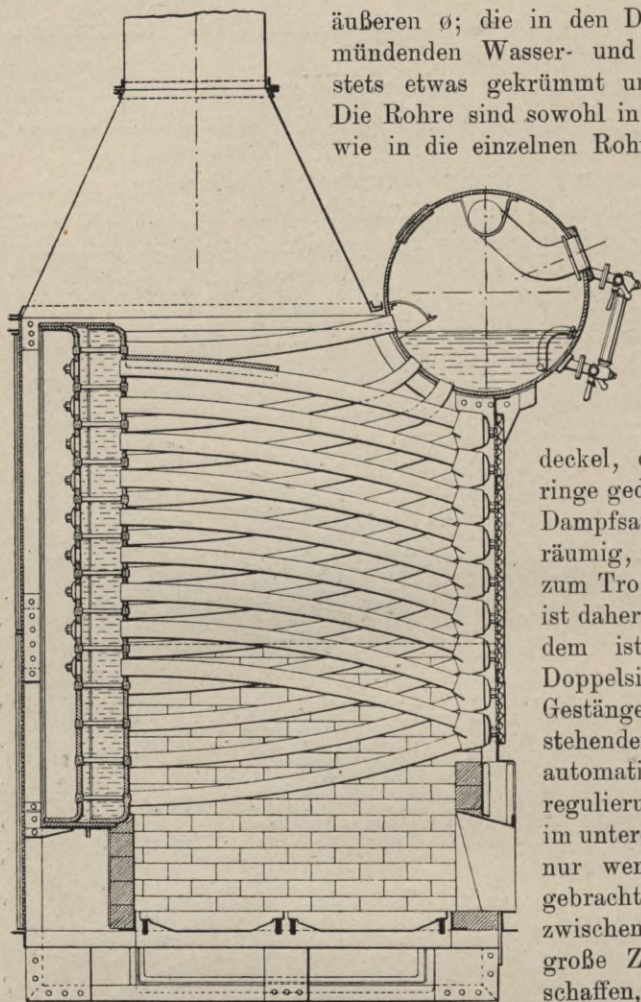


Fig. 44. Kombiniertes Glieder- und Wasserkammerkessel von Thornycroft-Marschall.

äußeren  $\phi$ ; die in den Dampfsammler einmündenden Wasser- und Dampfrohre sind stets etwas gekrümmt und von 83 mm  $\phi$ . Die Rohre sind sowohl in die Kammerwand wie in die einzelnen Rohrköpfe eingewalzt.

Zur Revision und Reinigung sowie zum Auswechseln der Rohre befinden sich sowohl an der Wasserkammerwand als auch an den Rohrköpfen Verschlussdeckel, die durch Kupferinge gedichtet werden. Der Dampfsammler ist recht geräumig, ein Reduzierventil zum Trocknen des Dampfes ist daher überflüssig; außerdem ist ein mit einem Doppelsitzventil durch ein Gestänge in Verbindung stehender Schwimmer mit automatischer Speisewasserregulierung vorgesehen. Da im unteren Teile des Kessels nur wenige Rohre untergebracht sind, so werden zwischen den unteren Rohren große Zwischenräume geschaffen, die zur Vergrößerung der direkten Heizfläche beitragen.

Dieser Kesseltyp hat auch die meisten Nachteile des Bellevillekessels vermieden, doch sind durch die Anordnung der gemeinsamen Wasserkammer und der Stehbolzen verschiedene Nachteile eingeführt, welche auf die Betriebssicherheit ungünstig einwirken. Die Kessel sind u. a. auf einem engl. Kreuzer, und zwar 26 Stck für eine Leistung von 22000 P. S. eingebaut; die Anordnung derselben ist in d. Z. V. D. I. 1908 S. 132 veröffentlicht, dgl. sind daselbst Verdampfungsversuche mit diesem Kesseltyp bekannt gegeben; vgl. auch Leps & Dietrich die Wasserrohrk. 1908 S. 419 und Prospekt der Baufirma.

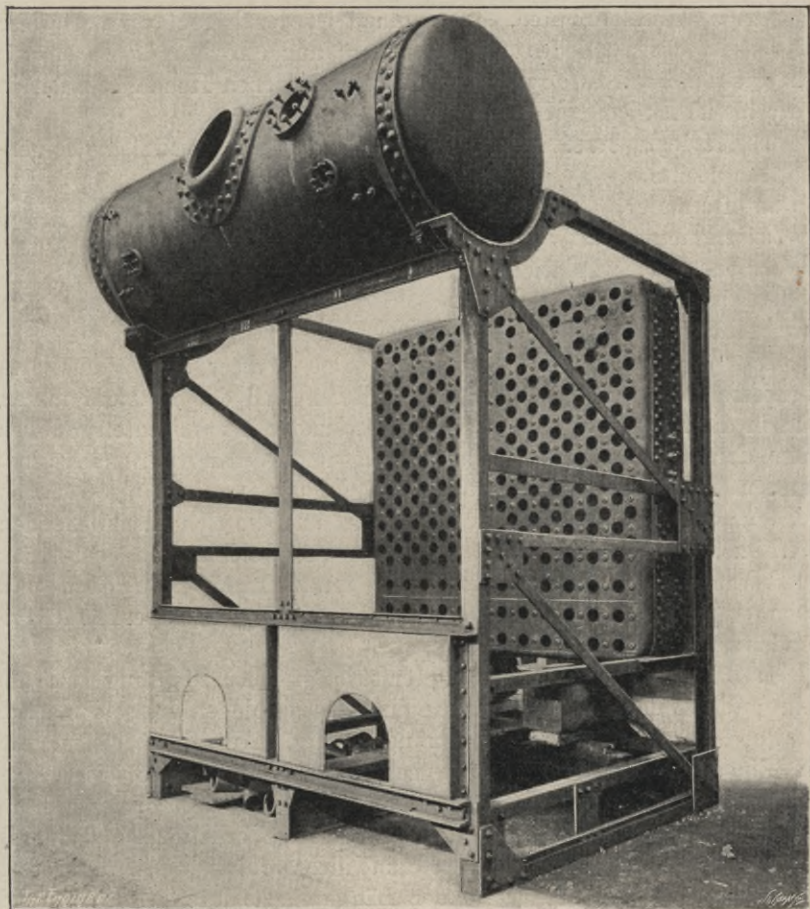


Fig. 45. Querschnitt des kombinierten Glieder- und Wasserkammerkessels.

## b) Zirkulationsrohrkessel.

## § 24. Der Dürr-Kessel.

a) **Geschichtliches und Verbreitung.** Der Dürr-Kessel ist eine deutsche Konstruktion und wird seit 1883 von der Düsseldorf-Ratinger Röhrenkesselfabrik Dürr & Co gebaut. 1893/94 wurde dieser Kessel auf S. M. S. „Rhein“ eingebaut. 1896—99 erfolgte die Ausrüstung der Linienschiffe „Baden“, „Bayern“ und „Sachsen“ sowie der Kreuzer „Vineta“ und „Viktoria Louise“ mit diesem Kesseltyp. Später wurden „Prinz Heinrich“, „Prinz Adalbert“, „Prinz Friedrich Karl“ mit je 14 und „Roon“ und „York“ mit je 16 Dürr-Kesseln ausgerüstet; die neuesten großen Kreuzer der Scharnhorstklasse haben aber bereits

engrohrige Kessel erhalten. In England ist der Kessel versuchsweise auf den Kreuzern „Medusa“, „Encounter“ und „Roxburgh“ eingebaut; ferner hat dieser Kesseltyp auch auf verschiedenen Handelsschiffen in Deutschland Eingang gefunden.

b) **Wirkungsweise und Bauart.** Der Kessel besitzt die folgenden Hauptteile:

1. Dampfsammler,
2. Wasserkammer mit Scheidewand,
3. Wasser- und Zirkulations- oder Einsteckrohre,
4. Überhitzer und
5. Feuerungsanlage.

Die Wirkungsweise ist folgende: Das Wasser strömt aus dem Oberkessel (Fig. 46 u. 47) in den vorderen Teil der Wasserkammer, dann in die stark geneigten Einsteckrohre und kehrt am hintern offenen Ende derselben zwischen Einsteckrohr und Wasserrohr nach dem hinteren Teile der Wasserkammer zurück, um von hier als Gemisch von Wasser und Dampf in den Oberkessel und die sich anschließenden Überhitzerrohre zu gelangen. Die Heizgase streichen von dem unter den Wasserrohren angeordneten Rost im Zickzack nach oben und geben einen Teil ihrer Wärme noch an die in den Oberkessel einmündenden Überhitzerrohre ab.

1. Der Dampfsammler lag erst in gleicher Richtung wie die Rohre; die schlechte Unterbringung eines solchen Kessels machte die Querlage des Dampfsammlers notwendig. Auf Flußschiffen, die mit Einspritzkondensatoren und schlammhaltigem Speisewasser betrieben werden, ist die erstere Anordnung noch beibehalten; der hintere Teil des Oberkessels hat dann einen größeren  $\phi$  erhalten, so daß sich hier der Schlamm gut ablagern und nicht durch das Rohrsystem gehen kann. Der Sammler ist der Länge nach durch Laschen, und der Boden mit den beiden Wänden der Wasserkammer durch Überlappung genietet. Der  $\phi$  des Dampfsammlers ist allmählich von 800 auf 1200 mm vergrößert worden, um trockneren Dampf zu erhalten. Im oberen Teile des Dampfraumes sind, wie aus Fig. ersichtlich, die vordere und hintere Kammer des Überhitzers und in der Höhe des Wasserstandes ein automatischer Speisewasserregler untergebracht. (Vgl. § 46.)

2. Die Wasserkammer wird durch Schweißung hergestellt und durch eine Scheidewand in eine vordere eigentliche Wasserkammer und eine hintere Dampfkammer zerlegt. In die Scheidewand münden die Einsteckrohre und in die hintere Kammerwand die Wasserrohre ein. Zur Revision und Reinigung der Rohre sind an der vorderen Wand der Kammer konische Deckel mit angeschmiedeten Stiften, und als Deckelbefestigung Bügel und Verschraubungen (Fig. 48) vorgesehen. Die

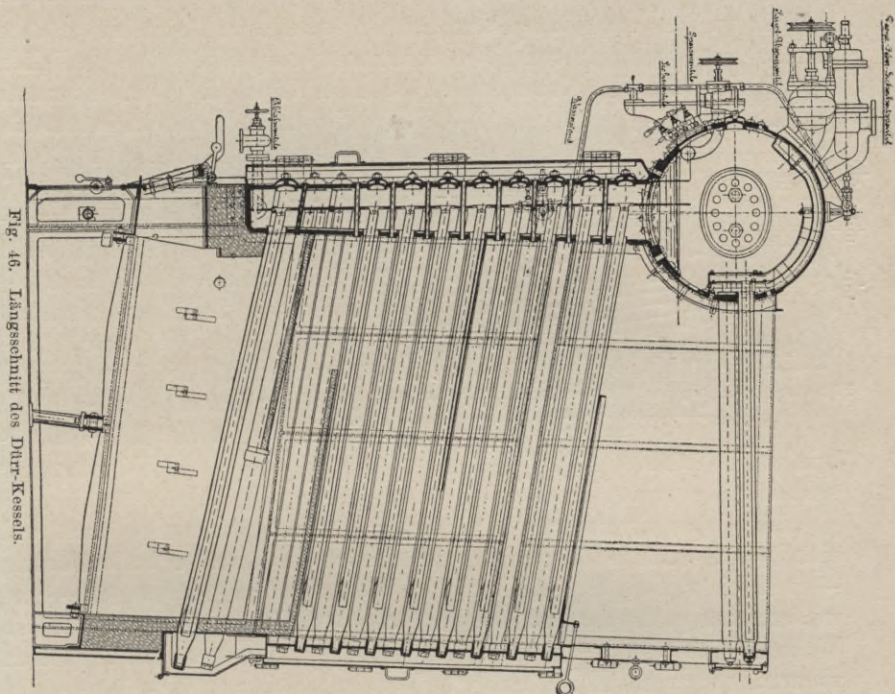


Fig. 46. Längsschnitt des Dühr-Kessels.

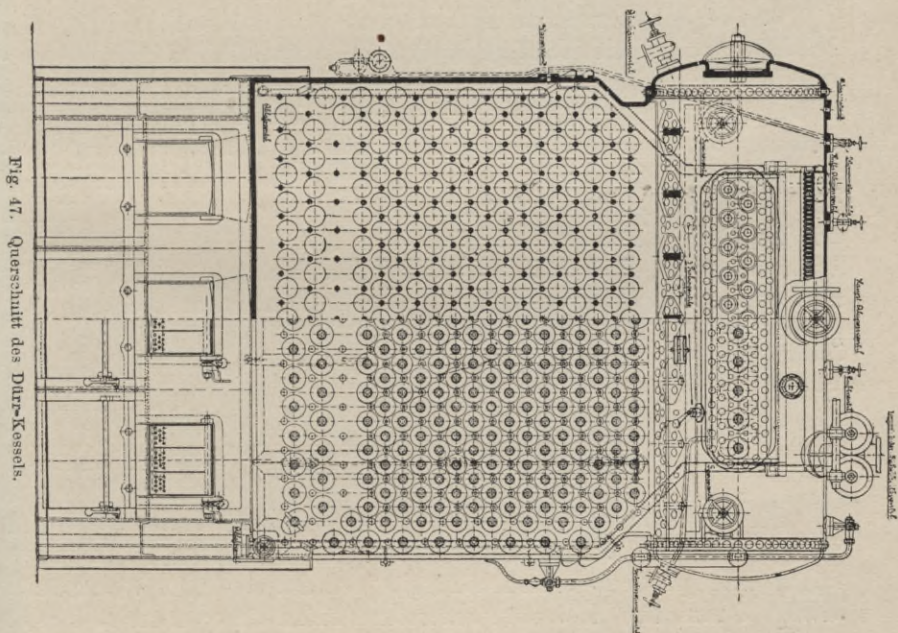


Fig. 47. Querschnitt des Dühr-Kessels.

Deckel werden vom Dampfsammler aus oder durch einzelne größere Löcher in der vorderen Wasserkammer eingeführt und lediglich metallisch durch den Konus gedichtet. Die Wände der Wasserkammer

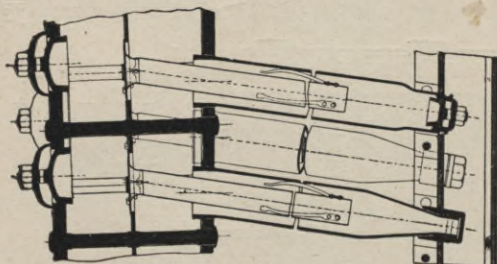


Fig. 48. Anordnung von Wasserrohren, Stehbolzen und Deckelverschlüssen.

sind durch Stehbolzen versteift; dieselben sind früher z. T. hohl ausgeführt worden, (s. Fig. 46) um die Rohre mittels Dampf-  
düse resp. die Abdeckbleche (s. Feuerung) mittels einer besonderen Schüttelvorrichtung von Ruß und Flugasche reinigen zu können; neuerdings sind sie aber zum größten Teil massiv, um mehr Rohre unter-  
bringen zu können (Fig. 48). An der Scheidewand der Wasserkammer sind die Stehbolzen beiderseitig mit Muttern abgedichtet.

Die Wasserkammer wird ziemlich tief nach unten geführt, um eine bessere Schlammablagerung zu erhalten, und nach oben keilförmig — mit einer Neigung der hinteren Kammerwand von ca.  $8^{\circ}$  — erweitert, um entsprechend der größeren Ausdehnung des erwärmten Wassers einen geräumigeren Querschnitt und eine bessere Zirkulation zu erhalten; zugleich erreicht man dadurch, daß man die Rohre senkrecht in die Kammerwand einmünden lassen kann.

3. Die Wasserrohre erhalten vorn aufgeschweißte Ringe oder besser aufgestauchte Bunde, die konisch abgedreht und in die entsprechenden Löcher der Rohrwand durch eine Spindel — oder kleine hydraulische Presse ohne Anwendung von Dichtungsringen eingepreßt werden. Der Konus ist so eingesetzt, daß der Dampfdruck auf Festpressen des Rohres wirkt. Hinten sind die Rohre etwas eingezogen und innen verstärkt; der Verschuß erfolgt hier durch einen Konus mit ringförmigem Ansatz (Fig. 48 oberes Rohr) oder zur leichteren Entleerung der Rohre durch eine Verschraubung mittels Kapselmutter aus Manganbronze (Fig. 48 unteres Rohr). Zur Dichtung und gleichzeitigen Führung des Rohres in der hinteren Gitterwand ist vor der Kapselmutter ein eisener Ring vorgesehen (Fig. 48). Zuweilen sind die Rohre auch vorn im Konus etwas eingezogen, um eine engere Rohrteilung zu erhalten. Zu beiden Seiten der Feuerung sind die Rohre zu einer dichten Wand zusammengeführt, wodurch unnötige Wärmeausstrahlungen vermieden werden.

Die Wasserrohre hatten erst 115 mm  $\phi$ , später wurde dieser auf 83 mm reduziert; die beiden untersten Rohrreihen erhielten jedoch wegen ihrer größeren Beanspruchung 97 mm Rohr- $\phi$ . Die Wandstärke beträgt 3 mm, für die beiden untersten Reihen dagegen meist 5 mm.

Die Einsteckrohre sind aus 2 Blechstreifen von ca. 1 mm Wandstärke zusammengefaltet (Fig. 53 auf S. 61) und vorn zur Vermeidung einer Kontraktion beim Wassereintritt mit einer trichterförmigen Erweiterung versehen; die Befestigung dieser Trichter in der Scheidewand geschieht mittels sog. Sprengringe. Um ein Anstoßen der Einsteckrohre gegen die Wasserrohre bei ev. Krümmen der letzteren, namentlich der unteren bei zu starker Forcierung, zu vermeiden, hat man die Einsteckrohre mit 1—2 Zentrierungsfedern (Fig. 48) versehen, wodurch stets der gleiche Abstand zwischen Einsteck- und Wasserrohr beibehalten wird.

4. Der Überhitzer hat den Zweck, den Dampf durch eine Temperaturerhöhung von 5—6° zu trocknen. Er besteht, wie aus Fig. 46 u. 47 ersichtlich, aus 2 übereinanderliegenden Rohrreihen mit Einsteckrohren, dem Kammersystem und den zugehörigen am Oberkessel angeordneten Verschlußdeckeln; die Zirkulation ist hier ebenso wie beim Hauptkessel.

5. Die Feuerung wird hinten durch Mauerwerk und oberhalb desselben durch eine Gitterwand und eine Kesselmantelung abgeschlossen. Letztere besteht aus einzelnen mit Splinten befestigten Wellblechplatten oder aus großen Klapptüren. Zur besseren Ausnutzung der Heizgase sind die Rohrreihen an einzelnen Stellen mit Mauerwerk oder Blechen abgedeckt. (Fig. 46). Bei einer äußeren Reinigung können die letzteren durch Anstellen der Ventilationsmaschine und unter Anwendung einer Schüttelvorrichtung von Ruß und Flugasche befreit werden. Weiterhin wird zur besseren Flammenführung zwischen der 2<sup>ten</sup> und 3<sup>ten</sup> Rohrreihe von unten ein Zwischenraum eingeschaltet und für die unteren Rohre zur Erweiterung dieses Raumes eine größere Neigung angewandt. (Fig. 46.)

c) **Vorzüge und Nachteile.** Vorzüge. 1. Der Dürr-Kessel ist gegen Forcierungen nicht so empfindlich wie der Zylinderkessel, da er eine recht gute, zwangsweise vorgeschriebene Wasserzirkulation besitzt.

2. Ein Ausglühen der Rohre wird selten vorkommen, da alle von den Heizgasen bestrichenen Rohre eine gute Wasserkühlung haben, und die Einsteck- wie Wasserrohre sich frei ausdehnen können. In der Tat ist die Lebensdauer der Rohre, seitdem die Kessel nur mit destilliertem oder enthärtetem Wasser gespeist werden, und im Kondensator zur Neutralisation der sich ev. bildenden Fettsäuren Soda zugesetzt wird, eine recht große.

3. Die Revision und das Auswechseln der Rohre ist besser und schneller zu bewerkstelligen als bei den engrohrigen Kesseln.

Nachteile. 1. Es sind zu viel Verschlüsse vorhanden, z. B. auf S. M. S. „Prinz Heinrich“ ca. 15000; sämtliche müssen bei einem Wasser-

wechsel und einer inneren Reinigung losgenommen werden. Dabei bereitet das Lösen der vorderen Verschlußdeckel große Schwierigkeiten, weil diese infolge der vorhandenen Konusse nicht direkt, sondern nur durch ein größeres in der Nachbarschaft liegendes Loch herausgeholt werden können. Zudem geben diese Verschlüsse häufiger zu Betriebsstörungen und Reparaturen Veranlassung, wie überhaupt die Reparaturkosten bei diesem Kesselsystem recht hohe sind.

2. Beim Wasserwechsel muß das verunreinigte Wasser aus jedem Rohr einzeln herausgelassen werden, und dieses Schmutzwasser fließt direkt in den Kesselraum. Bei den ersten Dürr-Kesseln mußten beim Wasserwechsel die vordern Deckel und auch sämtliche Einsteckrohre herausgenommen und jedes Wasserrohr einzeln durch Ansaugen mittels eines Heberrohres von seinem Wasserinhalt befreit werden; das dauerte mehrere Tage, während beim jetzigen Verfahren durch Lösen der hinteren Verschlüsse der Wasserwechsel etwa  $\frac{1}{2}$  Tag beansprucht. Um diese Zeit noch mehr abzukürzen und vor allem das Lösen und Wiederdichtsetzen der vielen Verschlüsse zu vermeiden, hat man vorgeschlagen, durch eine von außen feststellbare Klappe im Dampfsammler den hinteren Teil der Wasserkammer zu verschließen und dann das Wasser der Rohre mittels Dampf auszublase. Bei sehr kleinen Schiffen ließe sich das Wasser vielleicht durch eine Krängung des Schiffes um  $8-10^\circ$  vom untersten Teile der Wasserkammer aus entfernen.

3. Die gemeinsame Wasserkammer hat den Nachteil, daß sich bei einem Rohrbruche der ganze Kessel schnell entleert und zu großen Havarien Veranlassung geben kann. Außerdem beanspruchen die flachen Wandungen der Kammer Stehbolzen, die vielfach Betriebsstörungen hervorrufen und eine verhältnismäßig weite Rohrteilung notwendig machen. Infolge von Temperaturwechsel treten häufiger Risse in den Rohrwänden der Wasserkammer auf.

4. Der Einbau eines besonderen Überhitzers ist eine unangenehme Zugabe, wodurch Kosten und Gewichte erheblich gesteigert werden. Zudem sind die Überhitzerrohre schwer zu reinigen und haben vielfach Betriebsstörungen veranlaßt.

5. Die Aufstellung des Kessels an Bord kann nur längsschiffs erfolgen, da bei stärkeren Neigungen des Schiffes als  $8^\circ$ , was bei Querschiffsaufstellung leicht vorkommen kann, die Strömungsrichtung von Wasser und Dampf im Kessel wechselt.

Aus diesen Gründen hat die deutsche Marine diesen Typ jetzt verlassen.

d) **Leistung, Ökonomie und Gewicht.** Der Dürr-Kessel kann bis zu ca. 180 kg Kohlenbeschickung pro Quadratmeter Rost und Stunde bei Anwendung eines Luftdruckes von 30 mm Wassersäule forciert



werden. Er ergab dabei eine 7,5fache Verdampfung. Der Kohlenverbrauch pro I. P. S. und Stunde lag auf den Probefahrten innerhalb normaler Grenzen, vorausgesetzt daß die Kessel nicht zu stark forciert, die Feuer niedrig gehalten und regelmäßig beschickt wurden und für eine genügende äußere und innere Reinigung des Kessels gesorgt war. Die Schornsteintemperatur beträgt unter normalen Verhältnissen 325 bis 350°, die Überhitzung des Dampfes 5—6°, der Kesseldruck 14 bis 16 kg. Pro Tonne Kesselgewicht weist er eine Höchstleistung von 28—30 I. P. S. auf. Weitere Angaben befinden sich in Z. V. D. I. 1903 S. 722 u. 1902 S. 641, Schiffbau 1904/05 S. 979, Leps & Dietrich D. Wasserrohrk. 1908 S. 375, Herre D. Dampfkr. 1906 S. 389.

### § 25. Der Niclausse-Kessel.

a) **Wirkungsweise und Bauart.** Dieser Typ ist eine französische Konstruktion, wird aber neuerdings auch in Amerika von Stirling & Co.-Chicago und in England von Willans & Robinson-Chester und Humphrys, Tennant & Co.-London gebaut.

Seine Hauptteile sind der Dampfsammler, die Wasserkammern, das Rohrsystem und die Feuerungsanlage. Er gehört wie der Dür-Kessel zu den Zirkulationsrohrkesseln mit Einsteckrohren und unterscheidet sich von diesem durch Anordnung von mehreren Wasserkammern, Anwendung sog. Laternen für die Rohre und Ersatz des Überhitzers durch einen Dampfdom.

Die Wirkungsweise ist wie beim Dür-Kessel. Das Wasser wird ejektorartig mit starkem Druck gegen ein Schutzblech in den Dampfsammler gespritzt, erwärmt sich dadurch schnell und sammelt sich im unteren Teile des Oberkessels. Von hier fließt es in den vordern Teil jeder Wasserkammer, kehrt nach Passieren der Einhänge- und der eigentlichen Wasserrohre nach dem hinteren Teile jeder Kammer zurück und gelangt schließlich durch besondere Trichter wieder in den Dampfsammler. (Fig. 49.)

Der Oberkessel wird durch Anwendung hydraulischer Biegemaschinen und nachfolgende Schweißung hergestellt. An seiner Unterseite ist ein Verstärkungsblech aufgenietet, um eine solidere Verbindung mit den Flanschen der Wasserkammern zu erhalten. Zur Herbeiführung einer möglichst ungestörten Zirkulation ist für jede Wasserkammer ein besonderer Dampftrichter angeordnet. (Fig. 49.) Bei der amerikanischen Ausführungsform sind diese Trichter wie auch der Dampfdom und das bei der französischen und englischen Bauart vorgesehene automatische Speiseventil am Oberkessel fortgelassen. Die Anordnung der Speise- und Abschaumleitung, der Zinkschutzplatten, des Dampfentnahmerohres, sowie der Kammereintrittsröhren in den Oberkessel sind für die amerikanische Konstruktion aus Fig. 50 ersichtlich.

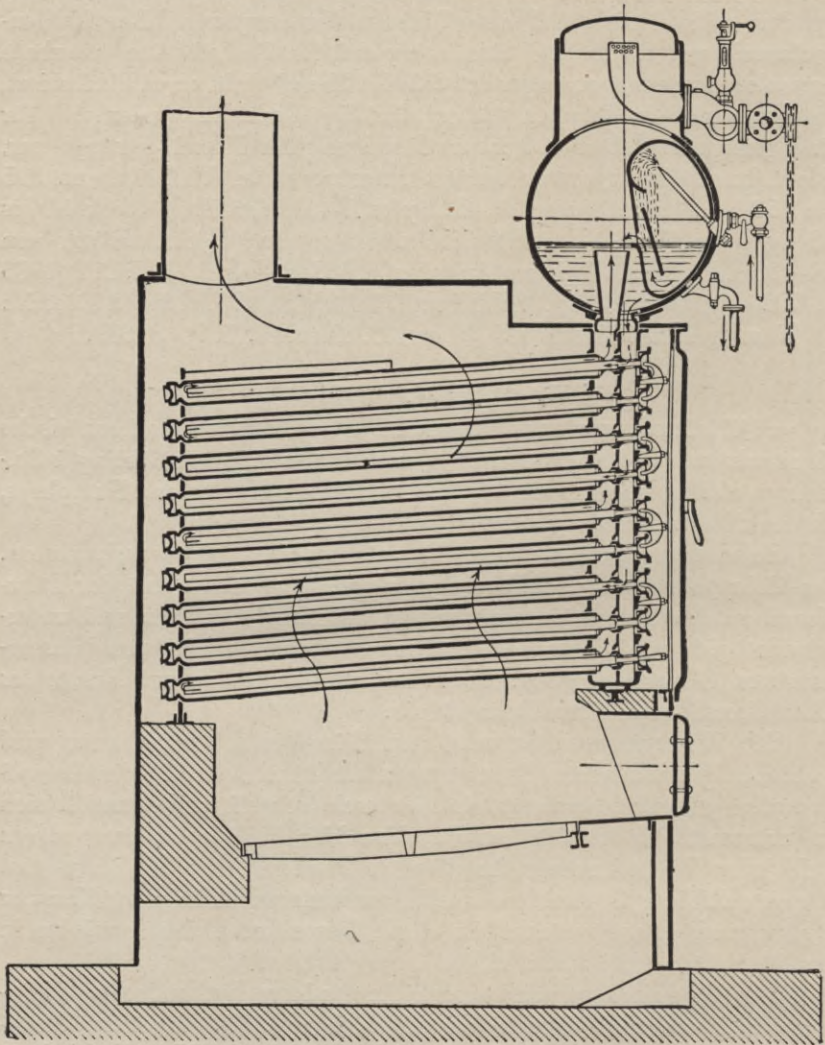


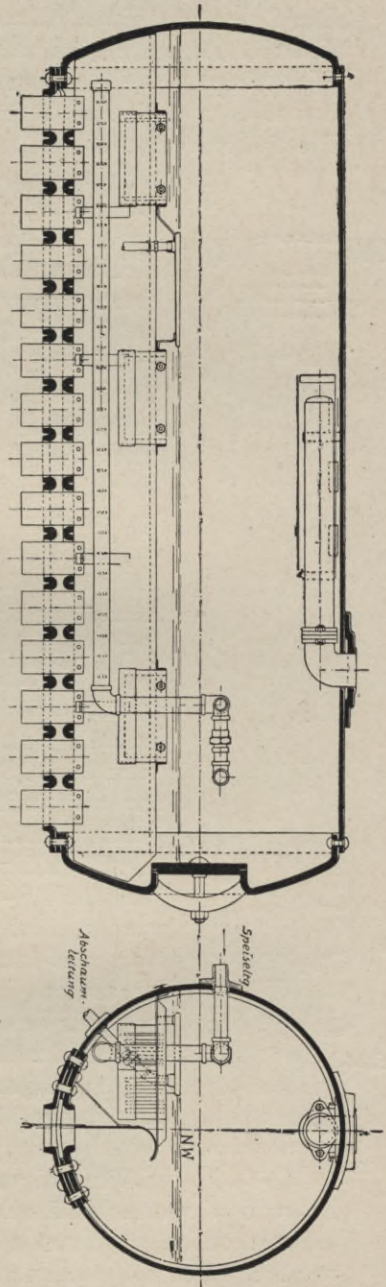
Fig. 49. Niklausse-Kessel.

Die Wasserkammern haben eine gewellte Form (Fig. 51) und erhalten dadurch eine genügende Steifigkeit ohne Anwendung von Stehbolzen; die zur Aufnahme der Rohre dienenden konischen Löcher *b* werden mit drei verschiedenen Werkzeugen nacheinander gefräst; die Löcher *c* dienen zur Verbindung der Ausblaseleitung und die Löcher *f* für die Stiftschrauben der Bügelverschlüsse. Durch die Wellenform wird die Unterbringung recht vieler Rohre ermöglicht. Diese Kammern wurden erst aus Temperguß hergestellt; infolge vielfach aufgetretener

Rißbildungen und der Schwierigkeit in der Herstellung und Beschaffung — da hierfür nur eine einzige Tempergießerei im Ardenner Walde in Frage kam — werden neuerdings die Wasserkammern aus nahtlos gezogenen, flußeisernen Rohren von 12 mm Wandstärke mittels Glühen und Verwendung hydraulischer Pressen und Matrizen hergestellt<sup>1)</sup>. (Fig. 51 a.) Alsdann werden die Löcher gestanzt und die Seitenwände mit dem Boden der Kammer vernietet. Für die Ausblaseleitung werden die Löcher *i*, für die Stifte der vorderen Bügelverschlüsse die Gewindelöcher *k* vorgesehen, und oben wird zur besseren Befestigung der Stützflansch *l* aufgeschraubt. Die Abdichtung zwischen Oberkessel und Wasserkammern erfolgt durch ringförmige Doppelkonusse. Die Kammer in der englischen Ausführung hat eine glatte Form erhalten, in Amerika ist dagegen die gewellte beibehalten, wodurch die Herstellungskosten beträchtlich erhöht werden. Unten werden die einzelnen Wasserkammern durch ein Wasserrohr verbunden. Neuerdings wird ein besonderer Schlamm-sammler unterhalb der Wasserkammern angeordnet, der sich über die ganze Kesselfront erstreckt und mit den einzelnen Kammern durch Rohrkrümmer verbunden ist. Die Kammern ruhen auf einer verstellbaren Unterlage, so daß man dieselben einzeln senken und den oberen Doppelkonus leicht abheben kann.

Das Rohrsystem besteht aus den eigentlichen Verdampferrohren mit den — früher aufgeschraubten — Laternen, den Einsteckrohren und den vorderen und hinteren Rohrverschlüssen.

Fig. 50. Amerikanische Konstruktion.



1) Z. V. D. I. 1903, S. 1800 u. Schiffbau 1904/05, S. 902.

Die Rohre sind zickzackförmig in zwei vertikalen Reihen angeordnet. Je zwei Laternen werden vorn durch Deckel und Sicherheitsbügel in der Wasserkammer festgehalten, hinten werden die Rohre durch einen Konus oder eine Überwurfmutter ähnlich wie bei Dürre verschlossen. Die früher verwendete Laterne hatte vier Aussparungen, zwei kleinere

für den Wasser- und zwei größere für den Dampfdurchtritt und enthielt für die vordere und hintere Kammerwand konische Dichtungsflächen, während in der mittleren Trennungswand ein geringer Spielraum frei blieb. Sie war aus Temperguß hergestellt und gab häufiger zu Ribbildungen Veranlassung; neuerdings wird sie mit dem flußeisernen Verdampferrohr aus einem Stück hergestellt. (Fig. 52.) Erst wird am vorderen Ende eine Stauchung mittels hydraulischer Presse vorgenommen, dann werden die Laternenöffnungen eingeschnitten und schließlich die Verdickungen  $d$  und  $e$  durch eine Druckwasserpresse aufgetrieben. Der äußere Rohr- $\phi$  beträgt 80—84 mm; auf Torpedobooten (z. B. „Agile“) ist man zur Vermehrung der Heizfläche auf 40 mm heruntergegangen. — Das Einsteckrohr kann aus 0,8 mm dickem weichem Blech aus zwei mittels Matrizen besonders geformten Hälften auf der Ziehbank nach Fig. 53 billig und — infolge der beiden Längswulste — auch steif genug hergestellt werden. Bei der französischen Konstruktion wird am vorderen Ende jedes Einsteckrohres eine kleine, aus zwei Streben und einer Verschraubung bestehende Laterne (Fig. 54) mittels Nietung befestigt.

b) **Allgemeines Urteil über den Niclausse-Kessel.** Bezüglich des Betriebes zeigt der Kessel annähernd die gleichen Eigenschaften wie der Dürre-Kessel

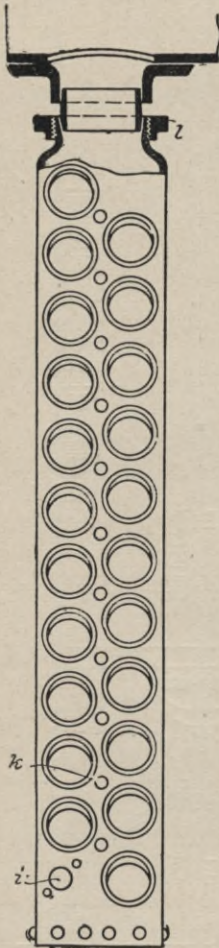


Fig. 51a. Neuere Kammerkonstruktion.

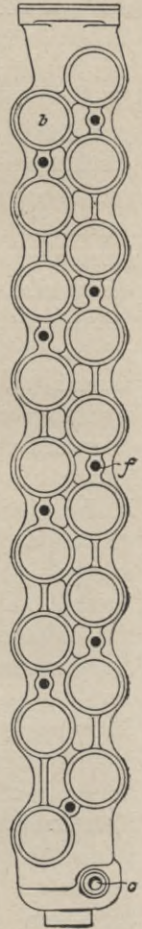


Fig. 51. Alte Kammerkonstruktion.

Er wird aber meist mit einem höheren Druck von 18—21 Atm. betrieben; außerdem kann seine Forcierungsfähigkeit durch die Verwendung dünner Verdampfungsrohre und recht weiter Wasserkammern, namentlich für den aufsteigenden Dampfstrom, außerordentlich gesteigert werden. Auf amerikanischen Schlachtschiffen

(z. B. „Virginia“) und französischen Torpedobooten sollen 230 bzw. 300 kg Kohle pro Quadratmeter Rost und Stunde bei 8facher Verdampfung und 380° Schornsteintemperatur verbrannt worden sein.

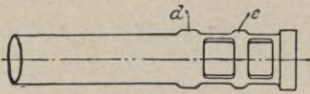


Fig. 52. Laterne.



Fig. 53. Querschnitt für Einsteckrohr.

Die enge Rohrteilung ist für die Ausnutzung der Heizgase sehr günstig; es wird hierdurch ferner pro qm Grundfläche eine größere Heizfläche und Leistung als beim Dürre-Kessel erhalten. Wesentlich einfacher als beim Dürre-Kessel gestaltet sich das Auswechselln eines Rohres, da die vordern Verschlüsse schnell abzunehmen sind, und mit

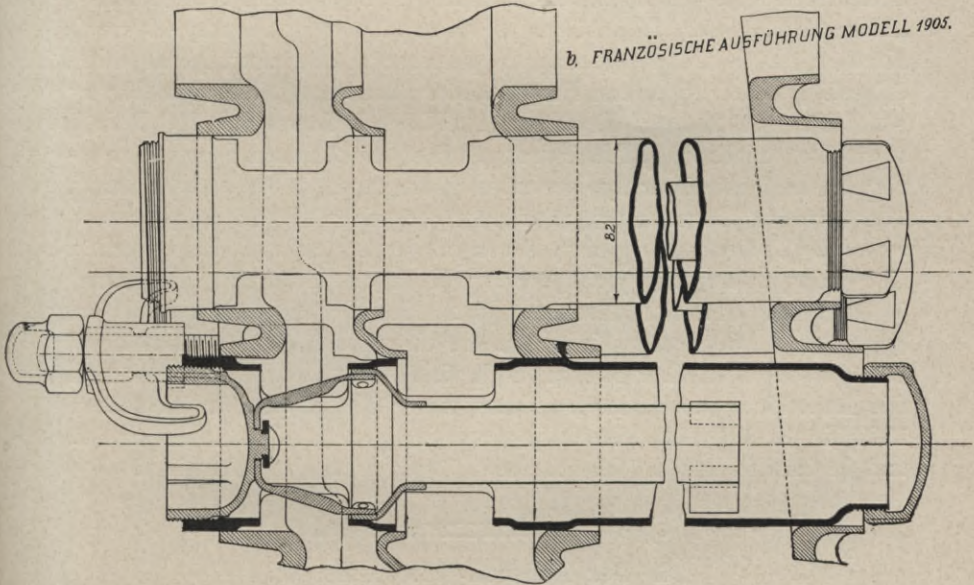


Fig. 54. Rohranordnung.

den Verschlussdeckeln zugleich das zugehörige Einsteckrohr mit herausgezogen wird; z. B. sollen bei einem Kessel 99 Rohre in 1 Std. und 18 Minuten von zwei Maschinisten und vier Handlangern demontiert worden sein (Schiffbau 1904/05, S. 993). Ein weiterer Vorteil gegenüber dem Dürre-Kessel besteht auch darin, daß im Falle einer Explosion die Entleerung des Kessels sehr viel langsamer erfolgen wird als bei einem Kessel, der eine gemeinsame Wasserkammer hat; die ein-

zelen Wasserkammern sind schnell und leicht zu ersetzen, eventuell kann eine havarierte Kammer durch einen blinden Flansch ausgeschaltet werden.

Die Anordnung eines Dampfdoms statt des schwerfälligen Überhitzers und das Fehlen von Stehbolzen muß gleichfalls als Vorzug bezeichnet werden.

Ein Nachteil des ursprünglichen Kessels war die Verwendung von Temperguß; ferner erfordert die Anfertigung der einzelnen Teile eine Präzisionsarbeit, welche nur von Feinmechanikern auszuführen ist und die Herstellung des Kessels sehr verteuert. Bezüglich der vielen Verschlüsse, des umständlichen Wasserwechsels und der Notwendigkeit der Längsaufstellung an Bord hat der Kessel die gleichen Nachteile wie der Dürr-Kessel.

c) **Verbreitung.** Der Nielausse-Kessel ist in der deutschen Marine nur auf den Kreuzern „Freye“ und „Gazelle“ eingebaut, in Frankreich sind sowohl Schlachtschiffe (z. B. „Suffren“, „Henri IV“, „Marceau“, „Patrie“, „République“, „Justice“, „Diderot“, „Condorcet“ usw.), Kreuzer (z. B. „Chateaurenault“, „Kléber“, „Dessaix“, „Gueydon“, „Condé“, „Gloire“, „Jean Bart“, „Léon Gambetta“, „Ernest Renan“ (42 Stck. mit 250 qm Rostfläche), „Waldeck Rousseau“ (40 Stck.)), sowie Torpedoboote („Téméraire“, „Agile“) mit diesem System ausgerüstet; desgl ist dieser Typ vertreten in England, z. B. „New-Zealand“, „Carnarvon“, „Devonshire“, „Suffolk“, „Berwick“ (je 34 Stck.), Nordamerika („Maine“, „Virginia“, „Georgia“ je 24 Stck. und „Pensylvania“, „Virginia“, „Colorado“ je 32 Stck.) und Japan („Niitaka“, „Tsushima“ je 16 Stck., „Katori“, „Kashima“ je 20 Stck.). Die Leistung der an Bord von ca. 50 großen Kriegsschiffen eingebauten Nielausse-Kessel beträgt über 0,5 Mill. P. S., wozu noch viele Handelsschiffe hinzukommen. Die Anordnung und Hauptresultate dieser Kessel sind im Schiffbau 1904/05, S. 807, 853, 900, 935, ferner in der Z. V. D. I. 1908, S. 8 ff. und in Mitteil. aus d. Geb. d. Seew. 1906, S. 988 veröffentlicht.

### c) Wasserkammerkessel.

#### § 26. Der Babcock-Wilcox-Kessel.

a) **Geschichtliches und Verbreitung.** Dieser Kessel ist eine amerikanische Konstruktion.<sup>1)</sup> Es gibt kaum eine Kesselart, die im Laufe der Jahre derartig mannigfaltige Umänderungen erfahren hat wie dieser Typ. Das von den Deutschen Babcock-Wilcox-Dampfkessel-Werken in Oberhausen 1907 herausgegebene Werk „Dampf“ enthält die Beschreibung und Abbildungen von 23 Kesselsystemen, die nacheinander von der amerikanischen Babcock-Wilcox-Gesellschaft gebaut

1) Vgl. Intern. Mar. Engin. 1909 Mai. Kesselsysteme in Amerika.

und erprobt sind. Von Stufe zu Stufe hat sich der jetzt gebaute Typ seit 1856 entwickelt und die Erfahrungen seiner Vorgänger nutzbar gemacht. Er hat in der amerikanischen und englischen Marine eine sehr ausgedehnte Verwendung gefunden, und es ist wohl anzunehmen, daß er bald der am häufigsten vorkommende Wasserrohrkessel sein wird. Die neuesten Schlachtschiffe, große und kleine Kreuzer in Amerika und England (z. B. auch „Dreadnought“), sowie zahlreiche Handelsschiffe haben dieses Kesselsystem erhalten. Nach der von der Babcock-Wilcox-Co-New-York 1907 herausgegebenen Broschüre sind bis jetzt 285 Schiffe mit 1343 Kesseln dieses Systems von ca. 1,4 Mill. I. P. S. gebaut resp. im Bau begriffen.

b) **Wirkungsweise und Bauart.** Der Kessel<sup>1)</sup> bildet den Übergang vom Kammer- zum Gliederkessel; er hat mit seinen vordern wellenförmigen Wasserkästen große Ähnlichkeit mit dem Niclaussessel. Statt der hintern bei Niclaussessel vorhandenen Gitterwand sind gleichfalls gewellte Wasserkammern angeordnet. Das Wasser fällt aus dem Oberkessel in die vorderen Sektionskammern, geht durch das ansteigende Rohrsystem nach den hintern Sektionskammern, um dann durch horizontale Verbindungsrohre in den Oberkessel zurückzukehren (Figur 55). Die Heizgase können, da die vorderste Rohrlage etwa bis zur Hälfte abgedeckt ist, nur am hinteren Ende hochsteigen und umstreichen dann infolge aufgeführter Zwischenwandungen das Rohrsystem zum 2. und 3. Male in der Querrichtung, wie die Pfeilstriche es angeben.

Die Sektionskammern werden erst vierkantig — aus Schmiedeeisen — geschweißt und dann warm in Wellenform gepreßt (Fig. 56). Die vorderen Kammern stehen oben mit dem Dampfsammler, unten mit dem Schlammesammler durch je einen kurzen, eingewalzten Rohrstützen in Verbindung. Die Zwischenräume der einzelnen wellenförmigen Kammern werden zur bessern Abdichtung gegen die äußere Luft mit Asbestschnüren leicht verstemmt.

Die Wasserrohre sind in die innern Kammerwände eingewalzt und stehen senkrecht zu ihnen. Sie sind gegeneinander gruppenweise versetzt, und wie aus Fig. 55 und 56 ersichtlich, nach hinten aufsteigend angeordnet, um den Feuerraum zur Erzielung einer besseren Verbrennung zu vergrößern. Der Rohrdurchmesser beträgt bei großen Schiffen 64—82 mm, bei Torpedobooten 38—46 mm; häufiger ist auch das sog. gemischte System mit den weiten Rohren unten und den engen oben zur Ausführung gekommen.

1) Vgl. Mar. Rundsch. 1899, S. 973. Z. V. D. L. 1896, S. 1148; 1901, S. 1658; Herre, D. Dampfkessel 1906, S. 404. Leps und Dietrich, Die Wasserrohrkessel 1908, S. 363.

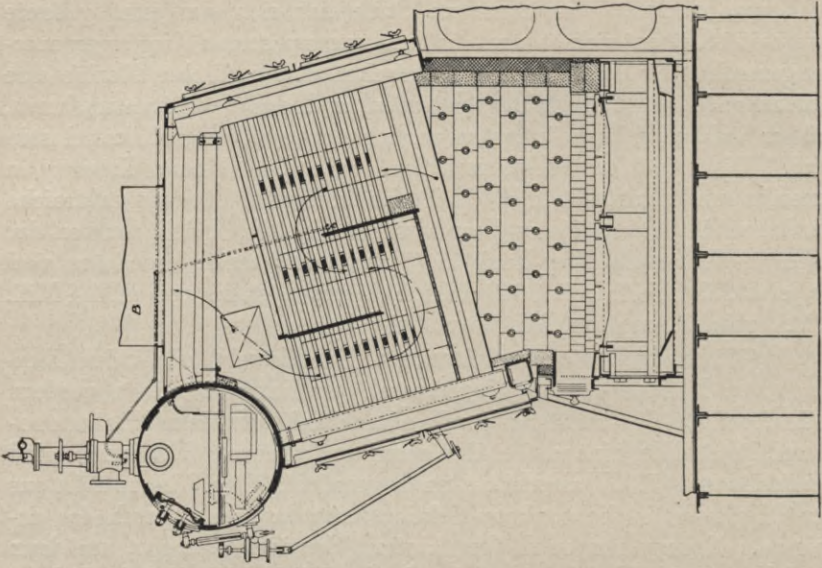


Fig. 55. Längsschnitt des Babcock-Wilcox-Kessels.

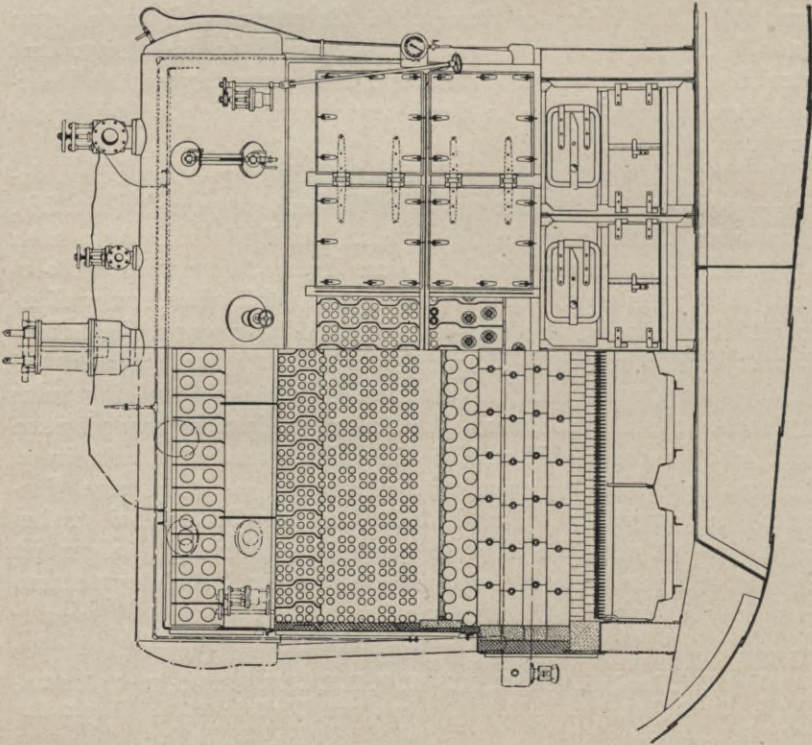


Fig. 56. Querschnitt des Babcock-Wilcox-Kessels.



Die vorderen und hinteren Kammern waren anfangs mit Bügelverschlüssen, ähnlich wie beim Dürr-Kessel versehen.<sup>1)</sup> Durch zu starkes Anziehen der Muttern konnte aber leicht ein Abreißen der Bolzen eintreten; neuerdings werden die aus Fig. 57 ersichtlichen Verschlüsse angewandt.

c) **Vorteile und Nachteile.** Die Vorzüge dieses Kessels gegenüber den übrigen weitrohrigen Wasserrohrkesseln bestehen in folgendem:

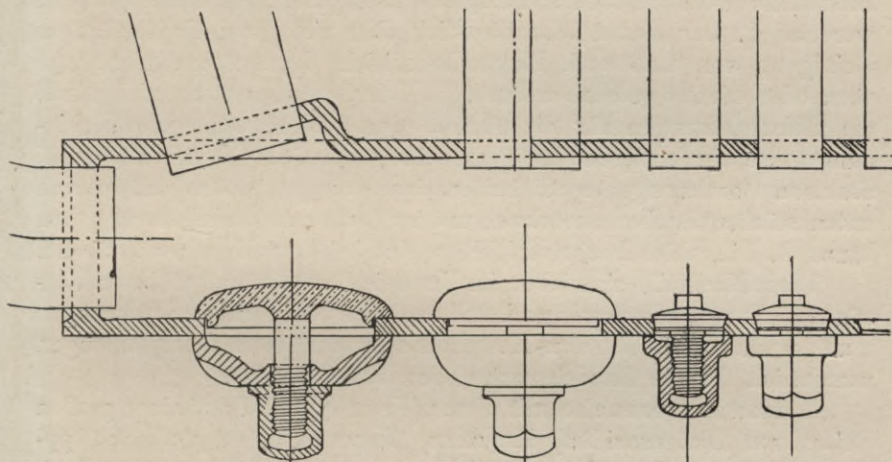


Fig. 57. Kammer mit Verschlussdeckel.

1. Er hat eine ausgezeichnete Zirkulation, da Richtungswechsel des Wassers wie bei Belleville, Dürr und Niclausse nicht eintreten; daher werden alle Kesselteile gleichmäßig erwärmt und Kesselsteinbildungen beschränkt.

2. Er gestattet infolge des hohen Verbrennungsraumes, der Führung der Heizgase senkrecht zu den Rohren und des durch die Abdeckplatten erzielten zwangsweisen Richtungswechsels der Gase eine gute Brennstoffausnutzung.

3. Seine Konstruktion ist einfach, jeder seiner Teile leicht zugänglich, seine Herstellung und Unterhaltung billig, da nur gewöhnliche Kesselschmiedearbeiten und infolge Wegfalles besonderer Spezial-einrichtungen wenig Reparaturen und Betriebsstörungen vorkommen; die Rohre sind sehr einfach und überall vorrätig. Er ist daher auch ganz besonders für Handelsschiffe geeignet.

4. Mit dem Niclausse-Kessel hat er den Vorzug einer großen Betriebssicherheit — durch die Zerteilung des Wasserstromes in einzelne kleinere Sektionen — gemein; er ist ihm aber überlegen bezüglich der

1) Z. V. D. I. 1896, S. 1148.

zum Wasserwechsel und zur inneren Reinigung erforderlichen Zeit. Auch dies ist ein wichtiger Punkt für Handelsschiffe, die im Hafen oft nur 6 Std. Liegezeit haben. In dieser Zeit kann der Kessel ausgeblasen, die Packung erneuert, ein Rohr ersetzt resp. durch Pfropfen ausgeschaltet und der Kessel wieder gefüllt und betriebsbereit gemacht werden.

Die Nachteile des Kessels sind die folgenden: 1. Die Rohre können zur genauen Untersuchung und Reinigung nicht herausgezogen werden. 2. Der Kessel bedarf seitlich sehr viel Platz, da die äußere Reinigung von Ruß und Flugasche mittels Dampfmaschine nicht von vorn oder hinten geschehen kann. 3. Der Dampfsammler wird durch die vielen Öffnungen für die Stutzen der vorderen und die Verbindungsrohre der hinteren Kammern sehr geschwächt; ferner ist er bei starken Forcierungen recht heißen Gasen ausgesetzt, so daß er sich unten stärker als oben ausdehnen und zu Leckagen Veranlassung geben kann. 4. Die vielen Deckelverschlüsse sind bei Revisionen usw. störend.

Diese Nachteile sind aber im Vergleich zu den aufgeführten Vorzügen nicht sehr schwerwiegend, und nach den vorliegenden Erfahrungen muß der Babcock-Wilcox-Kessel als einer der besten Dampferzeuger, namentlich für die Handelsmarine, bezeichnet werden.

Leistungsversuche mit diesem Kesseltyp sind auf einer großen Reihe von Linienschiffen, Kreuzern, Kanonenbooten und Schleppdampfern angestellt und in der Z. V. D. I. 1908, S. 16 veröffentlicht.

## § 27. Der Heine-, L'Agrafel- und d'Allest-, Yarrow- und Holtz-Kessel.

Von diesen Kesseln ist der erstere auf dem deutschen Schleppdampfer „Föhn“, der zweite auf einigen französischen Postdampfern, 12 französischen Kriegsschiffen und auf mehreren französischen Torpedobooten, der sog. weitrohrige Yarrow-Kessel auf verschiedenen englischen Kriegsschiffen (u. a. Lord Nelson) eingebaut. Sie sind alle aus dem § 3 beschriebenen Alban-Kessel entstanden und haben wie dieser vorn und hinten je eine große Wasserkammer, die außer bei dem Yarrow-Kessel Stehbolzen zur Verankerung braucht. Ihre Betriebssicherheit und Forcierungsfähigkeit ist geringer als die des Babcock-Wilcox-Kessels; außerdem sind diese Kessel ziemlich schwer und daher mehr auf Landanlagen beschränkt.

Neuerdings ist für Bordzwecke der ursprüngliche L'Agrafel-Kessel umkonstruiert; wie aus Fig. 58 ersichtlich, sind die vorderen Wasserkammern fortgefallen. Das Wasser gelangt aus Oberkessel *A* nach den sog. Rückstromrohren *D*, dann nach Wasserkammer *B* und durch das Rohrsystem *C* nach dem Oberkessel zurück. *Q* und *R* bezeichnen

den Rauchfang. Zur bessern Führung der Heizgase ist die oberste und unterste Rohrreihe, wie aus Fig. 58 ersichtlich, abgedeckt. In der Mitte sind verschiedene Rohrreihen fortgelassen, so daß die Heizgase erst den dadurch gebildeten Feuerraum anfüllen und dann rechts und links quer zu den Rohren nach den seitlich liegenden Rauchfängen abströmen. Über Leistungsversuche vgl. Z. V. D. I. 1908, S. 99.

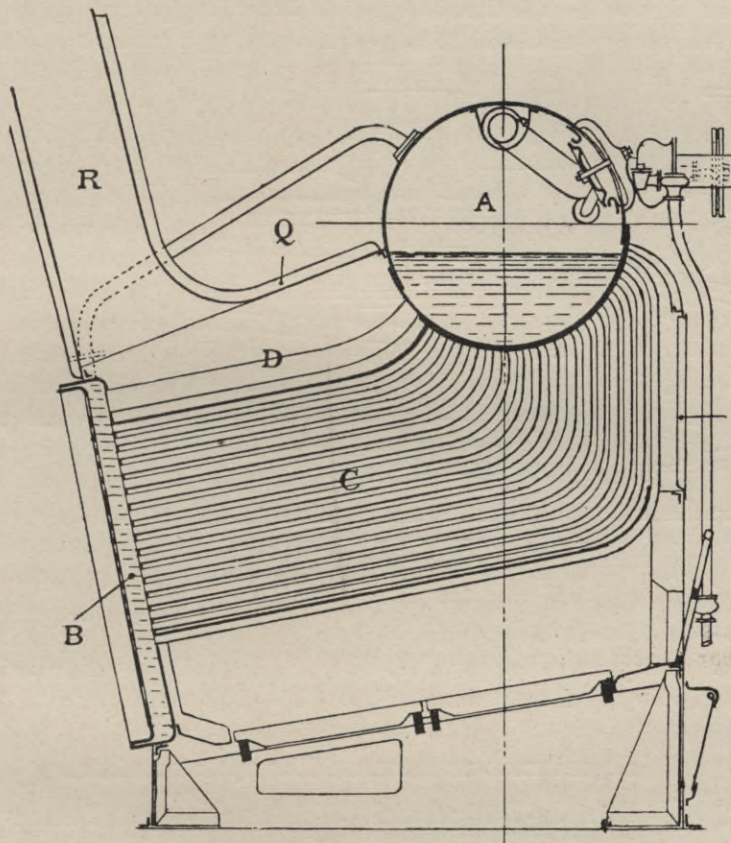


Fig. 58. Lagrafel- und d'Allest-Kessel. Neuere Konstruktion.

Vom Yarrow-Kessel sei besonders der einfache Verschluß mittels gewöhnlicher Gewindestöpsel hervorgehoben.<sup>1)</sup> Die Rohre sind durch beide Wandungen der vorderen wie hinteren Kammer durchgeführt, so daß dieselben gleichzeitig eine Versteifung der Kammerwände bilden. Zwischen diesen Wänden sind die Rohre nach Art der Laternen von Niclausse mit Schlitten versehen, um in der einen Kammer Wasser, in der andern Dampf durchtreten zu lassen. Der Yarrow-Kessel hat

1) Z. V. D. I. 1896, S. 1120.

im Betriebe gute Resultate ergeben. Nach dem englischen Kommissionsbericht von 1904 eignet er sich neben dem Babcock-Wilcox-Kessel gut zum Schiffsbetrieb, auch ohne Kombination mit Zylinderkesseln; dagegen dürfen nach diesem Berichte Nielause- und Dürr-Kessel auf großen Kriegsschiffen nur in Kombination mit Zylinderkesseln eingebaut werden.

Zu diesen Kesselsystemen gehört ferner der durch die Firma Holtz-Harburg schon seit 1879 gebaute und weit verbreitete Wasserrohr-Bootskessel

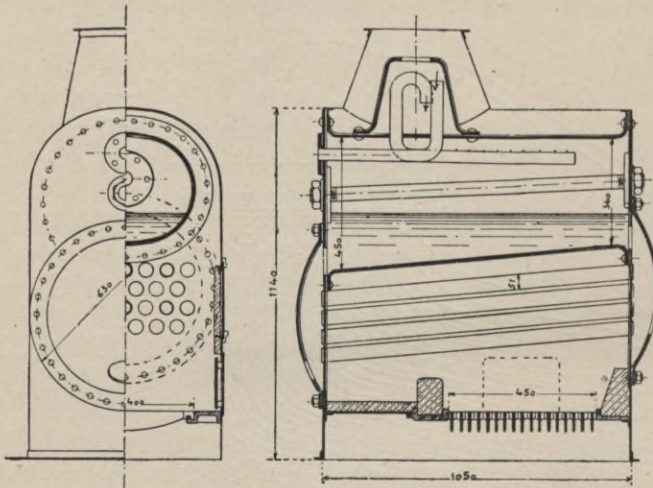


Fig. 59. Wasserrohrkessel von Holtz.

rohr-Bootskessel (vgl. Z. V. D. I. 1896, S. 1143). Zur Einschränkung von Verankerungen werden hier die äußeren Wandungen der Wasserkammern etwas gewölbt, zur Erzielung einer guten Zirkulation die Rohre stark geneigt, und zur Erlangung von trockenem

Dampfe ein Dom mit einem geschlitzten und mehrfach gewundenen Dampfentnahmerohr angeordnet (Fig. 59). Eine genaue Beschreibung dieser Kesseltypen ist in der Z. V. D. I. 1896, S. 1113—1120 sowie in Busley, Die Schiffsmaschine 1901, S. 608—612 veröffentlicht.

d) Kessel mit mehreren Dampfsammlern.

### § 28. Der Stirling-, Miyabara-, Hohenstein- und Temperley-Cockburn-Kessel.

Der Stirling-Kessel ist eine amerikanische Konstruktion und wird seit einigen Jahren auch in England von der Stirling-Boiler-Co.-Ld.-Glasgow u. Edinburg und in Deutschland von der Hannöverschen Masch. Akt.-Ges.<sup>1)</sup> gebaut. Er ist zunächst als Landkessel konstruiert; nach der von der Stirling-Boiler Co.-London 1908 herausgegebenen Broschüre sind ca. 500 derartiger Kessel mit einer Leistung von über

1) Vgl. Prospekt d. Firma Hannover-Linden u. Zeitschr. f. Dampfkr. u. Masch. 1908, S. 479.

300 000 P.S. in Betrieb. In neuester Zeit ist er auch auf verschiedenen Handelsschiffen und Kanonenbooten eingebaut. Im Aufbau und in seiner Wirkungsweise hat der Kessel große Ähnlichkeit mit den engrohrigen Kesseln. Wie aus Fig. 60 und Fig. 60a, dem neuesten Typ, ersichtlich, besteht er aus drei Dampf- und einem Wassersammler. Das Speisewasser wird behufs Vorwärmung durch ein durchgehendes Rohr vom vordersten nach dem hintersten Dampfsammler und zwar nach seinem hintersten Teile, rechts von einer senkrechten Scheidewand geführt, passiert hier zur Ausscheidung mitgeführter Schlammteile eine schräge Scheidewand und fällt durch das hinterste Rohrsystem in den Wassersammler. Hier befindet sich gleichfalls eine Zwischenwand mit Durchgangsöffnungen im oberen Teile zum Über-

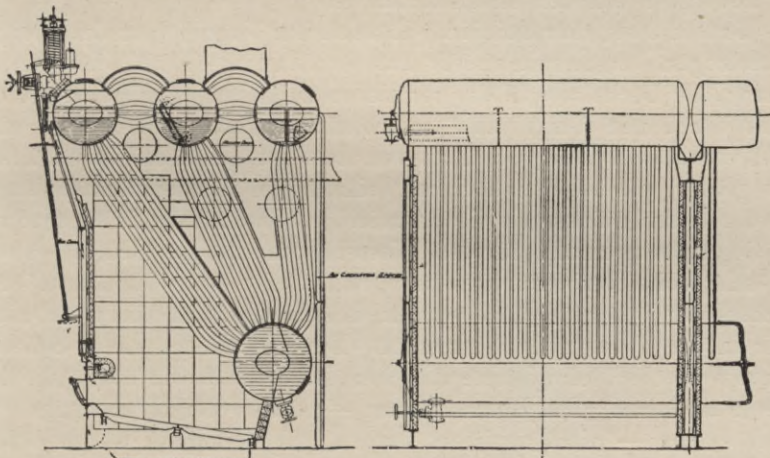


Fig. 60 u. 60 a. Stirling-Kessel.

leiten des Speisewassers nach dem linken, der Feuerung näher liegenden Teile des Sammlers. Das Wasser steigt dann durch das ganze Rohrsystem des vordern und durch einen Teil der Rohre des mittleren Dampfsammlers hoch, wird durch die unteren Verbindungsrohre dieser Sammler nach dem linken durch die erwähnte senkrechte Scheidewand abgetrennten Teile des hintersten Dampfsammlers hingeführt und fällt von hier durch das vordere Rohrsystem dieses Sammlers wieder in den Wassersammler. Desgl. fällt das Wasser aus dem hintersten Teile des mittleren Sammlers in den rechten Teil des mittleren Rohrbündels, so daß also das rechte Rohrsystem die Fallrohre und das linke die Verdampferrohre bildet. Die Heizgase machen infolge der eingebauten Abdeckungen — aus Eisenblech mit Asbest oder feuerfesten Steinen — einen doppelt schlangenförmigen Weg  $\sim$  und ziehen zwischen dem hintern und mittlern Dampfsammler ab. Zur Trocknung

des Dampfes sind zwischen den Sammlern besondere Rohrreihen angeordnet, die von den Heizgasen umspült werden; außerdem sind im oberen Teile des vorderen und mittleren Sammlers horizontale Trennungswände vorgesehen, so daß der Dampf unterhalb dieser Wände nach rechts und oberhalb derselben nach links strömen muß und dadurch gut trocknet.

Die Rohre sind in die Wandungen der Sammler eingewalzt und ragen mit einer konischen Erweiterung ca. 5 mm in das Innere der Sammler hinein, um bei starker Ausdehnung ein Herausziehen zu vermeiden. Der äußere Rohr- $\phi$  ist 51—57 mm, die Wandstärke 4—5 mm.

Die oberhalb der Feuertür (Fig. 60) angeordnete hohle Konsole aus feuerfesten Steinen dient zur Luftvorwärmung und zur Ablenkung der Heizgase von der Kesselstirnfläche.

Urteil über den Stirling-Kessel. Im Vergleich zu den übrigen weitrohrigen Wasserrohrkesseln hat der Stirling-Kessel den großen Vorzug, die Deckelverschlüsse vermieden zu haben. Das Wasser kann leicht durch den Unterkessel ausgeblasen werden. Stehbolzen sind nicht vorhanden. Das Verhältnis von Rost- zu Heizfläche ist ca. 1:48, also größer wie bei den übrigen weitrohrigen Wasserrohrkesseln, so daß der Kessel stärker als diese forciert werden kann. Die Anwendung des Gegenstromprinzips für den Wasserstrom und die Heizgase sowie der sehr hohe Verbrennungsraum bewirkt eine gute Ökonomie. Als Nachteil muß es bezeichnet werden, daß die Heizgase längs und nicht quer zu den Wasserrohren streichen. Der Einbau der vielen Scheidewände sowie der Rohrsysteme zwischen den Oberkesseln macht die Anlage kompliziert. Die Rohre können — infolge der Krümmungen an ihren Enden — nicht revidiert werden, die Reinigung ist gleichfalls schwieriger als bei geraden Rohren. Bei starker Forcierung ist zu befürchten, daß ein Teil der hinteren Wasserrohre, die als Fallrohre dienen sollen, in Dampferzeugungsrohre umgewandelt werden und ein Überkochen der Oberkessel eintritt. Nach den Versuchen von Babcock-Wilcox ist ein geräumiger Dampfsammler zweckmäßiger als viele kleinere Sammler. (Vgl. Dampf, Deutsche Babcock-Wilcox Dampfkesselwerke, Oberhausen 1907, S. 41) Genaue Leistungsresultate sind in den Broschüren der Firma veröffentlicht. (Vgl. auch Dietrich, der moderne Dampfkessel 1908, S. 426 und Mentz, Schiffskessel 1907, S. 215.)

Der Miyabara-Kessel ist 1895—96 vom Chefindgenieur der japanischen Marine erfunden und wird außer in Japan (Mitsubishi-Shipbuilding-Co.-Nagasaki) auch in England (Vickers-Sons & Maxim, in Barrow), in den Verein.-Staaten und neuerdings auch in Rußland gebaut.<sup>1)</sup>

1) Vgl. Mitteil. aus d. Geb. d. Seew. 1907, S. 323, Z. d. V. D. I. 1908, S. 136, Dietrich, d. mod. Dampfk. 1908, S. 490 u. Engineering 1909, S. 331.

Er besteht gewöhnlich aus 2 Dampf- und 4 Wassersammlern (Fig. 61), die durch kurze Fallrohre und 4 Wasserrohrsysteme miteinander in Verbindung stehen. Die mittleren Sammler sind durch Scheidewände in je 2 Kammern zerlegt, so daß das von den Dampfsammlern herunterfallende Speisewasser erst die nach außen und nach Durchstreichung der beiden untersten Rohrsysteme die nach innen gelegenen Kammern dieser Sammler passiert. Nach dem Verdampfen gelangt es durch die oberhalb des Wasserspiegels mündenden beiden Rohrsysteme in die Dampfsammler und von hier durch 2 Abzugsrohre in die Hauptdampfleitung oder — durch ein als Überhitzer dienendes Rohrsystem — nach dem rechten Sammler in das Dampfentnahmerohr. Die Feuerungsanlage befindet sich unterhalb der Rohrsysteme; durch Öffnungen in der Feuerbrücke streicht sekundäre Luft ein; durch Abdeckplatten erfolgt eine Querschnittsverengung für die abziehenden Heizgase zu ihrer besseren Ausnützung. Zur Reinigung sowie zum Auswechseln der Rohre ist den Wasserrohrmündungen gegenüber bei den vorderen Sammlern je ein Deckelverschluß angeordnet.

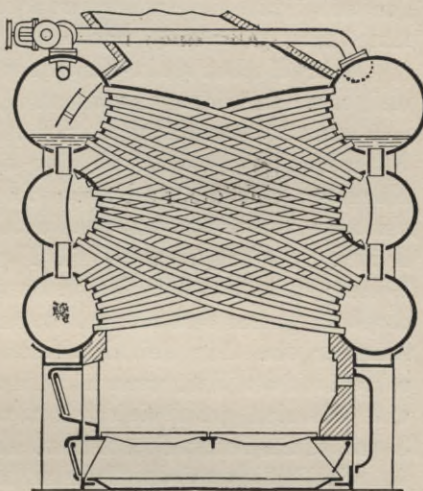


Fig. 61. Miyabara-Kessel.

Da die japanische Marine bis dahin hauptsächlich Belleville-Kessel eingebaut hatte, so konnte der Miyabara-Kessel die Konkurrenz mit diesem System wegen Vermeidung seiner hauptsächlichsten Nachteile sehr wohl aufnehmen. Er nutzt den Platz sehr gut aus; Wasser- und Dampfinhalt sind größer, die innere Reinigung leichter und die Herstellungs- und Unterhaltungskosten geringer als beim Belleville-Kessel, seine Herstellung ist einfach und billig und der Wasserumlauf ein so guter, daß ein mit diesem System versehener Hafenschlepper in Yokohama zwei Jahre lang ohne Rohrreinigung gefahren sein soll. Eine Reihe von Verdampfungsversuchen soll sogar seine Überlegenheit über den Nielausse-Kessel ergeben haben (vgl. Z. V. D. I. 1908, S. 137). Mit einer verminderten Zahl von Wassersammlern und Rohren wird er auch als Beibootskessel angewandt. (Vgl. Z. V. D. I. 1908, S. 136). Der japanische Marineminister ordnete deshalb 1907 seine allgemeine Einführung in der japanischen Kriegsmarine an.

Als Nachteil muß es bezeichnet werden, daß trotz der Deckel-

verschlüsse die Rohre wegen ihrer Krümmung nicht revidiert werden können; ferner werden sich die Heizgase bei stärkerer Forcierung infolge der Abdeckplatten im oberen Teile leicht anstauen und die oberen im Dampftraume einmündenden Rohre ev. zum Ausglühen bringen. Die bei einem von Vickers Sons & Maxim gebauten Kessel vorgenommenen Temperaturmessungen an verschiedenen Stellen der Feuerung haben allerdings noch ganz günstige Resultate ergeben.

Der Hohenstein-Kessel ist eine amerikanische Konstruktion und u. a. auf einigen Kreuzern der Tacoma-Klasse eingebaut. Er besteht aus 2 obern Dampf- und 2 untern Wassersammlern, die durch Fallrohre verbunden sind. In die Sammler münden rechtwinklige Kammern ein, die durch ein diagonal angeordnetes Rohrsystem miteinander verbunden und an ihren beweglichen Enden mit je einem Kasten versehen sind. (Vgl. Fig. in Z. V. D. I. 1908, S. 102.) Das Wasser steigt aus den Wassersammlern in die Kammern, durchstreicht das Rohrsystem und mündet durch die oberen Kammern in die Dampfsammler ein. Ein Teil des Wassers fällt dann wieder durch die Fallrohre nach den Wassersammlern zurück. Er liefert eine gute Zirkulation und läßt sich gut revidieren und reinigen. (Vgl. Seaton 1904 S. 425 u. Journ. of the Amer. Soc. of Nav. Eng. 1903, Febr.)

Schließlich sei der Temperley-Cockburn-Kessel erwähnt, der gleichfalls aus 2 miteinander verbundenen Dampfsammlern, verschiedenen Kammern und Rohrsystemen besteht. (Vgl. Fig. in Z. V. D. I. 1908, S. 100). Das Speisewasser durchströmt erst das obere, dann das mittlere und das untere Rohrsystem; letzteres besteht aus 4 wagerechten Rohren, in denen der Dampf entwickelt wird; derselbe gelangt von der Rückseite des Kessels durch besondere Dampfsteigerohre nach den Dampfsammlern, von denen das Wasser durch weite Fallrohre den Kammern und dem Rohrsystem von neuem wieder zugeführt wird. Die Verbrennungsluft wird über dem Rost durch hochgelegene Düsen zugeführt.

Der Kessel soll infolge der guten Zirkulation sehr reichlich und zudem auch sehr trockenen Dampf liefern; da die Rohre stets mit Wasser gefüllt sind, so wird ein Überhitzen der Rohre kaum vorkommen. (Engineering 1907, S. 176 u. Iron Age. Vol. 80 Nr. 12.)

e) Die engrohrigen Wasserrohrkessel mit wagerechten Sammlern.

### § 29. Der Thornykroft-Kessel.

a) **Wirkungsweise und Bauart.** Die engrohrigen Wasserrohrkessel verdanken ihre Einführung besonders auf Torpedobooten Mrs. Thornykroft. Er hat einen Kessel konstruiert, der eine gute Zirkulation



besitzt, außerordentlich forcierungsfähig und recht leicht ist; außerdem paßte er sich der Schiffsform an, nutzt also den Raum gut aus und besitzt pro qm. Rost- und Grundfläche eine sehr große Heizfläche.

Bez. der Zirkulation sei auf einige Versuche hingewiesen, die Mitte der 90er Jahre von Thornykroft, Normand, Yarrow<sup>1)</sup> u. a. behufs Einführung ihrer Kesselsysteme vorgenommen wurden. Man fand, daß der Grad der Zirkulation bei mäßigem Betriebe von der Temperaturdifferenz in den nieder- und den aufsteigenden Rohren (d. h. den Fall- und den eigentlichen Wasserrohren) abhing. Sobald indessen eine stärkere Forcierung eintritt, ist nicht mehr diese Temperatur, sondern die Menge der in der Zeiteinheit aufsteigenden Dampfbläschen ausschlaggebend. Diese durch die Versuche von Watkinson<sup>2)</sup> bestätigte Tatsache veranlaßte Normand, das Speisewasser durch Dampf (des N.D.Z.) vorzuwärmen, während Thornykroft die Fallrohre nach dem Innern des Kessels verlegte und in denselben eine Vorwärmung durch die abziehenden Heizgase anstrebte. Auf die Wichtigkeit einer lebhaften Zirkulation hatte Normand durch seine in *Traité de physique industrielle* veröffentlichten Versuche hingewiesen; er war zu dem Resultate gelangt, daß der Wärmedurchgang der Heizgase von 1 auf 5 gesteigert werden kann, wenn das im Rohre befindliche Wasser aus dem ruhigen Zustande in lebhaftige Zirkulation übergeführt wird. Yarrow glaubte durch seine mit Gasflammen angestellten Versuche den Nachweis erbracht zu haben, daß, wenn einmal die Zirkulation eingeleitet sei, es belanglos wäre, ob die inneren oder äußeren Rohre stärker erwärmt würden; er ließ deshalb die Fallrohre gänzlich fort.

Um festzustellen, ob die Einmündung der Rohre im Oberkessel über oder unter Wasser für die Zirkulation günstiger sei, stellte Thornykroft umfangreiche Messungen an. Dabei wurden mittels besonders eingebauter Wasserstandsanzeiger die Druckschwankungen im Wassersammler sowie die Verdampfung pro qm. Heizfläche festgestellt. Die ersteren Werte wurden als Ordinaten, die letzteren als Abszissen aufgetragen, und es ergab sich dabei, daß eine Steigerung der Verdampfung beim Thornykroft-Kessel ein nur ganz allmähliches Fallen der Wassersäule im Wasserstandsglase zur Folge hatte, während diese Schwankungen bei Rohren, die unter Wasser münden, namentlich beim Yarrow-Kessel recht beträchtlich waren und dadurch, wie Thornykroft annahm, eine bedeutende Hemmung der Wasserzirkulation hervorriefen. Trotzdem ist man mehr und mehr zu den unter Wasser einmündenden Rohren übergegangen, weil diese bei

1) Z. V. D. I. 1886. S. 132 und Engineering 1896 v. 10. 1. sowie Krauß, die Zirkul. in Wasserrohrkesseln.

2) Z. V. D. I. 1896. S. 472 und Engineering 1896 S. 437.

starker Forcierung besser gekühlt werden, nicht so schnell durchbrennen und eine bessere und leichtere Konservierung ermöglichen.

Die Fig. 62 und 63 stellen die beiden Arten dieses Kessels, nämlich den Speedy- und Daring-Typ, entspr. den auf „Aegir“ und S 74 gewählten Kesseln mit 1 resp. 2 Feuerungen dar. Der letztere hat nach einigen Abänderungen in der deutschen Marine den Namen Schichau-Thornykroft-Kessel erhalten.

Die Hauptteile des Thornykroft-Kessels sind 1. der Dampfsammler oder Oberkessel, 2. die Fallrohre, 3. die Wasserrohre, 4. die Wassersammler oder Unterkessel, 5. die Feuerungsanlage, 6. die Bekleidung und Armaturteile.

Der Umlauf des Wassers aus dem Oberkessel durch die Fallrohre nach den Unterkesseln und durch die Wasserrohre nach dem Dampfsammler zurück ist aus den Fig. ersichtlich. Desgl. erkennt man aus denselben leicht den Weg der Heizgase. Soweit die Wasserrohre schraffiert gezeichnet sind, sind sie zu dichten Rohrwänden zusammengebogen.

1. **Der Oberkessel**<sup>1)</sup> besteht aus dem Speisewasser- und dem Dampftraume; in den letzteren münden sämtliche Wasserrohre ein; beim Thornykroft-Schichau-Kessel endigt ein Teil der Rohre auch in den Wasserraum. Der Mantel ist meist aus einem stärkeren oberen, — für die Rohre bestimmten, — und einem schwächeren unteren Bleche mit Überlappung zusammengenietet. Vorn und hinten ist er durch eingienietete Deckel abgeschlossen. Im Innern des Sammlers befinden sich Prallplatten aus Winkeln oder zickzackförmig gebogenen Blechen zur Ausscheidung des mitgerissenen Wassers, ferner der automatische Speisewasserregler (vgl. § 46) und die in besonderen Behältern angeordneten geschmiedeten Zinkschutzplatten zur Vermeidung von Rostbildungen an den Kesselwänden.

2. **Die Fallrohre** sind weite, außerhalb der Feuerung schräg angeordnete Rohre, welche das kältere und schwerere Wasser nach unten fördern, um ein schnelleres Hochsteigen des erwärmten Wassers herbeizuführen (Fig. 62). Sie sind gewöhnlich mittels besonderer Flansche am Ober- wie Unterkessel angenietet und entweder nur vorn oder vorn und hinten angeordnet. Beim Schichau-Thornykroft-Kessel befinden sich die S-förmig gebogenen Fallrohre von 90 mm  $\varnothing$  zwischen Ober- und mittlerem Unterkessel, während von letzterem das Speisewasser in die beiden seitlichen Unterkessel durch je ein horizontales oder ein wenig geneigtes Verbindungsrohr geleitet wird. (Fig. 63.) Statt der weiten mittleren Fallrohre verwendete später Schichau und auch die deutsche Marine enge Fallrohre vom  $\varnothing$  der

1) Vgl. Bau von Thornykroft-Kesseln in Mar.-Rundsch. 1899, S. 1108.

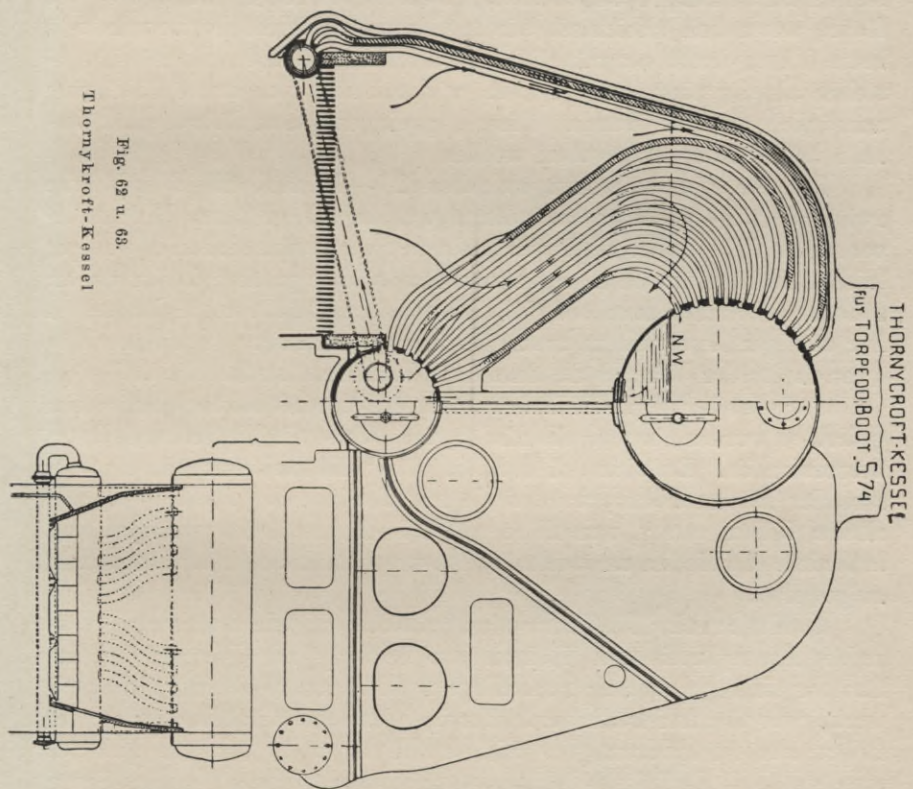
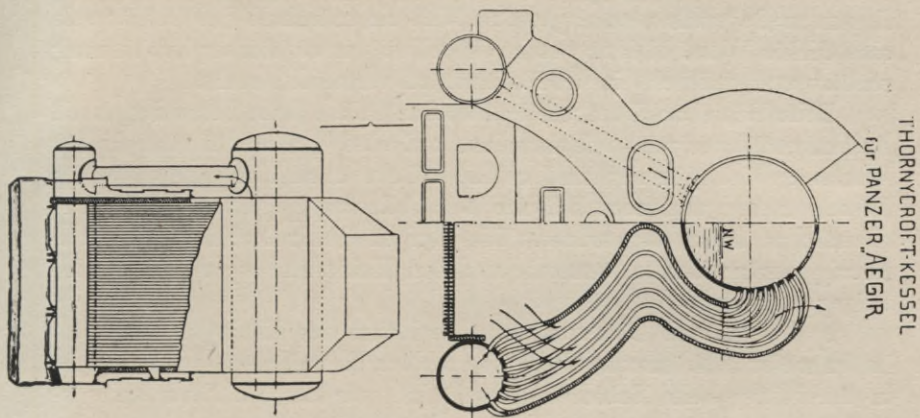


Fig. 62 u. 63.  
Thornycroft-Kessel

Wasserrohre, die zu beiden Seiten gegen die Heisgasausstrahlungen durch dichte Rohrwände geschützt waren.

3. **Die Wasserrohre.** a) Anordnung. Beim eigentlichen Thornycroft-Kessel (Fig. 62) sind die beiden inneren, dem Feuer zunächst

liegenden Rohrreihen so angeordnet, daß sie unterhalb des Oberkessels eine dichte Wand bilden, welche denselben vor zu starker Erwärmung schützt und dadurch ein Überkochen zu vermeiden sucht.

Beim Schichau-Kessel sind zu beiden Seiten jeder Feuerung durch Zusammenführen von 2 Rohrreihen auf eine gewisse Strecke dichte Wände gebildet; ferner sind solche Wände auch zum Abschluß des Kessels außen und zum Schutze der Fallrohre gegen zu starke Erwärmungen innen angeordnet. Die übrigen Rohrreihen sind zickzackförmig gegeneinander versetzt, um den Heizgasen mehr Widerstand entgegenzusetzen.

b) Form und Dimension. Die Rohre des Thornykroft-Kessels haben meist 3 Krümmungen, je eine an den Einmündestellen und eine in der Mitte; beim Schichau-Kessel sind nur an den Einmündungsstellen Krümmungen angewandt, wodurch die innere Reinigung der Rohre wesentlich erleichtert wird. Um mehr Heizfläche zu erhalten, hatte Thornykroft ursprünglich den Rohren an ihren Einmündungsstellen einen geringeren  $\phi$  gegeben, wodurch aber eine innere Reinigung unmöglich gemacht wurde. Diese sog. eingezogenen Röhren sind deshalb bald wieder aufgegeben worden.

Der Rohr  $\phi$  schwankt zwischen 24—36 mm, die Wandstärke zwischen 2,5—3,5 mm; neuerdings werden die größeren Werte bevorzugt; solche Rohre sind zwar schwerer, verstopfen sich aber weniger leicht, sind besser zu reinigen und haben eine größere Lebensdauer; außerdem braucht man bei einheitlicher Wandstärke und gleichem  $\phi$  nur weniger Reserverohre mitzuführen und auf Lager zu halten. Der Querschnitt der Wasser- zu dem der Fallrohren ist ca. 10 : 1.

c) Befestigung. Die Rohre waren erst durch einfaches Aufwalzen gedichtet worden, wobei die Enden am Ober- wie Unterkessel etwas hervorstanden. Da sich auf S. M. S. „Iltis“ die Rohre in den Dampfsammler hineinschoben, wurden sie mit Gewinde resp. mit 2—3 parallelen Rillen von  $\frac{1}{2}$  mm Tiefe und 1,5—2 mm Breite versehen und außerdem die Enden an beiden Seiten umgebörtelt oder trichterförmig aufgeweitet.

d) Material. Die Rohre sind nahtlos gezogene Stahlrohre; Versuche Thornykrofts mit Röhren aus Messing zur Vermeidung des Rostens sind gescheitert; neuerdings werden vom Wittener Gußstahlwerk, von Sentker-Berlin und Borsig Versuche zur Herstellung der Rohre aus hochprozentigem Nickelstahl angestellt, da dies Material eine größere Festigkeit besitzt, weniger leicht rostet, gegen Säure unempfindlicher ist und überhitztem Dampfe besser widersteht. Andererseits ist Nickelstahl sehr teuer und zu Börtelungen nicht so gut wie Stahlrohre geeignet. Ähnliche Versuche sind auch in der amerikanischen, französischen und englischen Marine angestellt worden, und die

mit 25—30% Ni-haltigen Nickelstahlrohren neuerdings gemachten Erfahrungen sind recht befriedigend gewesen. (The Iron Age 1906 S. 490).

4. **Die Unterkessel** sind vorn und hinten durch etwas gewölbte Böden abgeschlossen. (Vgl. Fig. 67 aus § 30.) Ursprünglich war der Unterkessel aus zwei Teilen zusammengenietet und der obere für die Rohrmündungen bestimmte Teil von dickerer Wandstärke. Neuerdings werden diese Unterkessel aus einem Stück als nahtlos gezogene Rohre hergestellt. Die seitlichen Unterkessel bestanden erst aus Rohren von ca. 150 mm  $\phi$ , wurden aber bald durch solche von ca. 450 mm  $\phi$  ersetzt, da die ersteren für eine Revision und Reinigung unzugänglich waren.

5. **Die Feuerungsanlage** befindet sich zwischen den Unterkesseln und ist vorn und hinten — sowie seitlich zum Schutze der Rohrmündungen — durch Aufmauerungen abgeschlossen. Die Heizgase ziehen nach oben über dem Dampfsammler und beim Thornykroft-Schichau-Kessel nach hinten durch die Rauchkammer ab.

6. **Die Bekleidung und Armaturteile.** Der Kessel ist allseitig durch dünne Bleche, die im Innern mit Asbestpappe bekleidet sind, abgeschlossen; diese Bekleidung besteht da, wo die eigentliche Feuerung vom Heizraum abgeschlossen wird, aus Doppelwänden. In der äußeren Wand befinden sich in Scharnieren hängende Klappen, durch welche die Verbrennungsluft nach erfolgter Vorwärmung unter den Rost treten kann. Ferner sind in der Stirn- und Rückwand verschiedene Reinigungs- und Schaulöcher vorgesehen. Die einzelnen Umantelungsteile werden — in nicht zu großen Stücken — mittels Vorreiber befestigt. Die Armaturteile des Wasser- und Dampfraumes sind am vordern Boden des Oberkessels angeordnet; vgl. § 43 u. flg.

**Allgemeines Urteil über den Thornykroft-Kessel.** Dieser Kesseltyp hat den in § 20 aufgezählten allgemeinen Vorzügen seine große Verbreitung auf Torpedobooten aller Länder und auch auf verschiedenen Kreuzern (z. B. „Iltis“, „Jaguar“, „Tiger“, „Luchs“, „Niobe“) und Schlachtschiffen (z. B. „Aegir“, „Hagen“, „Beowulf“, „Kaiser Friedrich III.“, „Barbarossa“, „Wettin“, „Missouri“ u. a.) zu verdanken. Im Vergleich zu den engrohrigen Kesseln, bei denen die Rohre unter Wasser münden, hat er den Vorzug, daß man mehr Heizfläche unterbringen kann, was für Torpedoboote von großer Wichtigkeit ist. Diesen Vorzügen stehen aber die folgenden Nachteile gegenüber:

1. Der Weg der Heizgase ist sehr kurz und daher ihre Ausnutzung schlechter als bei Zylinderkesseln; das zeigt sich besonders bei längeren Marschfahrten, wo leicht ein Verschmutzen der Rohre innen und außen eintritt, wodurch die Wärmeaufnahmefähigkeit vermindert wird.

2. Die Reinigung der Rohre ist infolge ihrer starken Krümmung sehr schwer.

3. Die überhöhten in den Dampfraum einmündenden Rohre sind von kurzer Lebensdauer und erschweren die nasse Konservierung. Die Dampfbläschen setzen sich — namentlich beim Anheizen und bei längerem Stoppen — in diesen Rohren fest und führen infolge

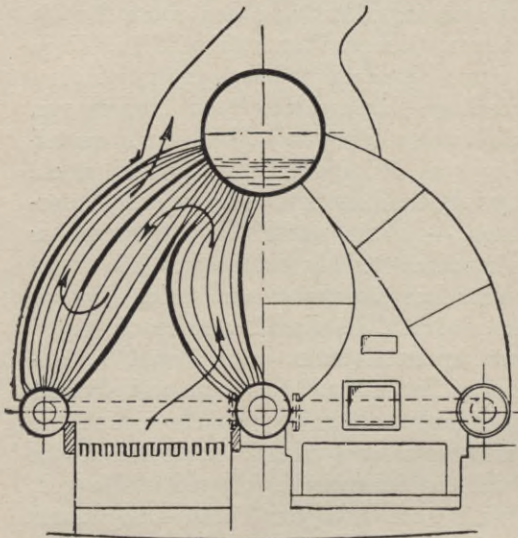


Fig. 64. Schulz-Kessel.

nicht mehr genügender Kühlung der Rohre eine schnelle Zerstörung durch Ablösen einer Glühspahnschicht herbei, zumal hier infolge Anstauung der Heizgase Temperaturen von  $500-600^{\circ}$  auftreten. Z. B. sind aus einem derartigen Kessel in kurzer Zeit über 100 kg Glühspahn herausgeschafft; in einem anderen Falle war der Dampf in den oberen Rohrreihen so stark überhitzt, daß die im Oberkessel angeordneten Zinkschutzplatten zum Schmelzen gebracht wurden, was auf eine Dampf-Erheizung von  $400^{\circ}$

hinweist. Bei nasser Konservierung bleiben die überhöhten Rohre vom Wasser unbedeckt und geben zu starken Rostbildungen infolge Ansammlung von Luftsäcken Anlaß.

4. Der Wasserzufluß zu den seitlichen Unterkesseln durch die horizontalen Verbindungsrohre ist nicht so gut wie ein direkter Zufluß durch schräge Fallrohre.

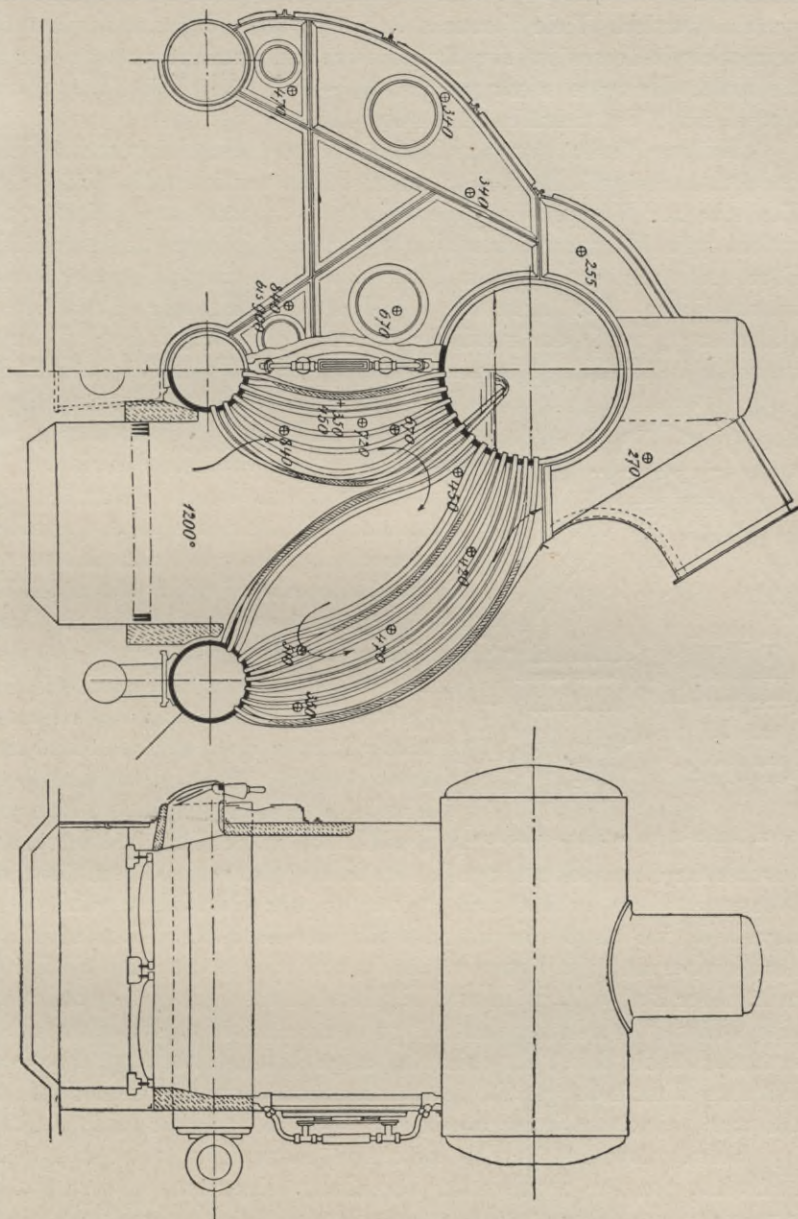
Neuere Leistungsversuche mit diesem Kesseltyp sind in der Z. V. D. I. 1908 S. 129 veröffentlicht.

### § 30. Der Schulz-Kessel.

a) **Abweichungen vom Thornykroft-Kessel.** Diese Konstruktion rührt vom früheren Direktor der Germaniawerft-Kiel-Tegel her und weist im Vergleich zum Thornykroft-Kessel eine Reihe von Verbesserungen auf. Zunächst ist, wie aus Fig. 64 ersichtlich, die Mündung der Wasserrohre teils im Dampf- und teils im Wasserraum des Oberkessels angeordnet; bei den neuesten Ausführungen münden fast sämtliche Rohre unter Wasser; hierdurch wird eine Überhitzung der Rohre vermieden, und die nasse Konservierung kann ohne Befürchtung für den Zustand der Rohre vorgenommen werden.

Die wesentlichste von Schulz vorgenommene Änderung besteht

Fig. 65. Schulz-Kessel mit besonderer Verbrennungskammer.



darin, daß er innerhalb der Rohrbündel durch Zusammenführen von zwei Rohrreihen je eine besondere dichte Wand herstellt, so daß die Heizgase einen doppelt schlangenförmigen Weg  $\sim$  (vgl. Fig. 64) zurücklegen müssen und infolge dieser langen Flammenführung besser aus-

genutzt werden. Viele Versuche haben ergeben, daß die Verdampfung beim Schulz-Kessel in der Tat besser und die Temperatur der abziehenden Heizgase niedriger (ca. 300—400°) als beim Thornykruff-Kessel ist. (Vgl. Schiffbau 1904/05 S. 115.)

Weitere Verbesserungen in der Führung der Heizgase hat Schulz dadurch herbeigeführt, daß er innerhalb der seitlichen Rohrbündel eine Kammer zur Vergrößerung des Verbrennungsraumes geschaffen hat, welche als Wärmespeicher dient, um die infolge ungleichmäßiger Feuerbedienung entstehenden Temperaturdifferenzen mehr oder weniger auszugleichen. Die „Braunschweig“-Klasse, die Kreuzer „Amazone“ und „Hamburg“, sowie der russische Kreuzer „Askold“ haben solche besonderen Verbrennungskammern erhalten (Fig. 65), und es sind z. T. gute

Resultate damit erzielt worden. In Fig. 65 sind die mittleren Heizgastemperaturen einer Reihe von Versuchen sowie der Verlauf des aus den oberen Rohrmündungen kommenden Wasserstrahles eingezeichnet. In neuester Zeit hat Schulz durch besondere dichte Rohrreihen (vgl. Pat. Nr. 144743) ein mehrfaches horizontales Durchstreichen der Heizgase durch die Rohrbündel (nach Art von Normand § 31) ermöglicht. Bei Anwendung dieser Heizgasführung können auch gerade Rohre angewendet werden, und Fig. 66 stellt einen solchen Kessel dar<sup>1)</sup>; der äußere Rohr  $\sigma$  ist

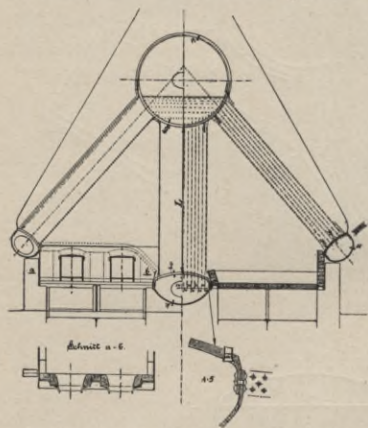


Fig. 66. Schulz-Kessel mit geraden Rohren.

hier auf 44 mm vergrößert, der Kessel ist dadurch zwar etwas schwerer geworden infolge des vergrößerten Rohr- und Wassergewichtes, er läßt sich aber dafür sehr viel leichter reinigen und eignet sich in dieser Form besonders für Handelsschiffe. Vier Raddampfer der Nordsee sind mit diesem neuen System ausgerüstet; es ist dabei nur natürlicher Zug vorhanden, und die Kessel haben gut gearbeitet, so daß eine weitere Verbreitung dieses Typs in der deutschen Handelsmarine zu erwarten steht. Die Rohre sind bei allen Schulz-Kesseln so angeordnet, daß ihre Einmündungsstelle in den Oberkessel am höchsten liegt, und daß man bei nasser Konservierung sämtliche Luft sicher entfernen kann.

Schulz braucht für den mittleren Unterkessel keine besonderen Fallrohre, sondern benutzt für den niedersteigenden Wasserstrom die innersten dem Feuer am wenigsten ausgesetzten Wasserrohre.<sup>2)</sup> Diese

1) Die untere Fig. rechts gibt den Schnitt durch den mittleren Unterkessel, und die Fig. links den Schnitt durch die Feuertüren an.

2) Diese Konstruktion ist indessen bei dem engrohrigen Marinekessel nicht angewandt.



werden selbst bei Wassermangel oder stark schlingerndem Schiffe stets mit Wasser gefüllt sein, was beim Yarrow-Kessel, wo die äußersten Wasserrohre als Fallrohre dienen, nicht immer der Fall sein wird. Versuche auf „Kaiser Wilhelm II.“<sup>1)</sup> haben ergeben, daß die Zirkulation und die Verdampfung bei nicht zu langer und zu starker Forcierung eine ausreichende bleibt, wenn die Fallrohre zwischen dem Ober- und mittleren Unterkessel ganz geschlossen werden.

b) **Bauausführung.** Der Oberkessel wird aus Stahl durch Walzen und nachfolgende Laschennietung hergestellt. Sein  $\phi$  ist bei Linienschiffen und Kreuzern allmählich auf 1200 mm vergrößert worden um möglichst viel Rohre unter Wasser münden zu lassen, während man bei Torpedobooten aus Gewichtsrücksichten einen kleineren  $\phi$  beibehalten hat. Die Prallplatten wurden anfangs ziemlich hoch gelegt, aber durch die Einwirkung des Dampfes schnell zerstört. Später wurden sie durch einfache durchlöchernte Blechplatten ersetzt, und schließlich ließ man auch diese fort, da nach Vergrößerung des Oberkessels der Wasserspiegel selbst bei starken Forcierungen ziemlich ruhig blieb.

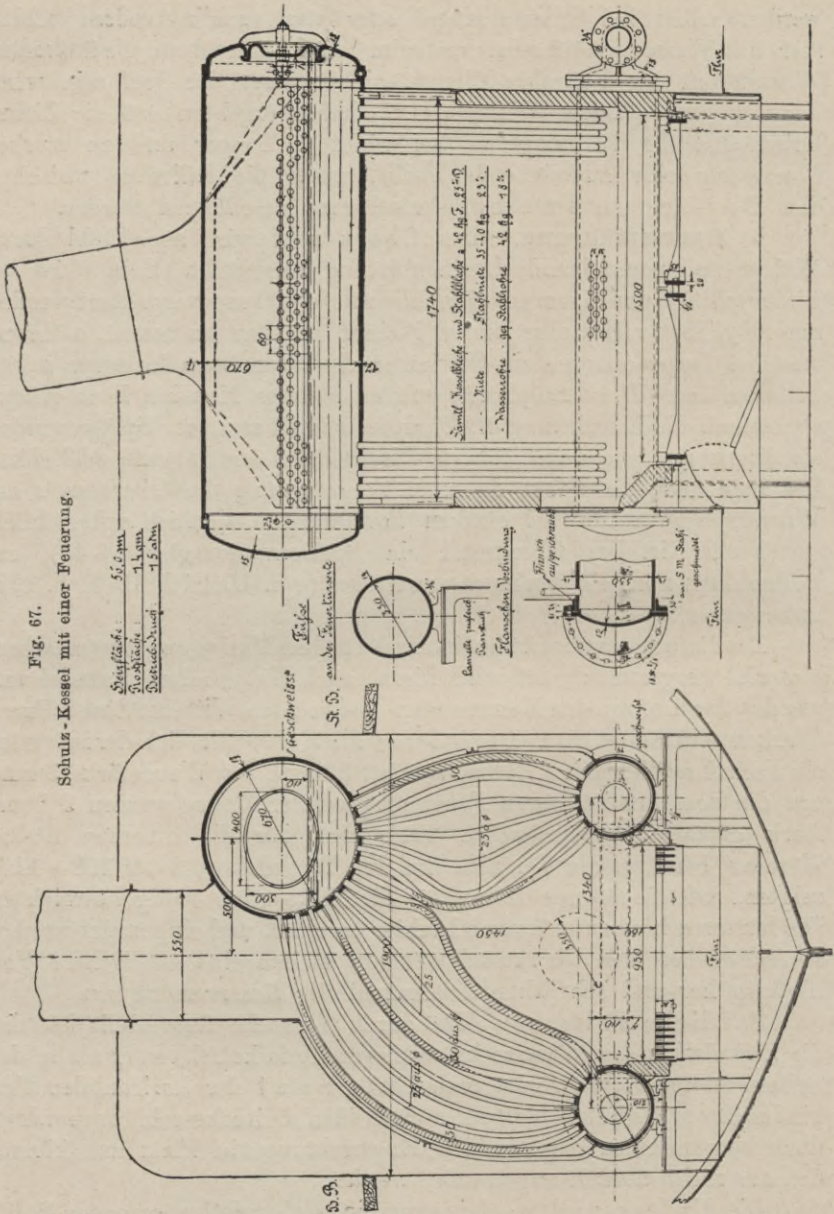
Ferner ist im Oberkessel ein Speisewasserregler (§ 46), zuweilen auch noch ein Speisewasserreiniger (vgl. Dietrich 1908, S. 197) untergebracht.

Die Rohre wurden früher in der deutschen Marine aus schwedischem Material hergestellt; jetzt wird hierzu auch Krupp'sches Material verwendet, das u. a. von den Mannesmann- und von den Wittener Stahlröhrenwerken verarbeitet wird. Der äußere  $\phi$  aller, einschließlich der innersten als Fallrohre dienenden Rohre, beträgt 36 mm, die Wandstärke 3 mm; nur die dem unmittelbaren Feuer ausgesetzten Rohre werden  $3\frac{1}{2}$  mm stark gemacht. Ursprünglich hatte man für die innersten Rohre 70 mm  $\phi$  benutzt; die Versuche auf den Torpedobooten „G 108—113“ zeigten, daß die 36 mm Rohre für die Zirkulation völlig ausreichen. Die letzteren können außerdem leichter beschafft und eingewalzt werden, sie schwächen den Oberkessel weniger, stellen eine elastischere Verbindung her und schränken die Anzahl der Reserverohre ein.

Seitliche Fallrohre. Da durch Versuche festgestellt ist, daß die Zirkulation des Wassers im mittleren Unterkessel besser als in den Seitenkesseln ist, so findet man häufiger statt der horizontalen Verbindungsrohre direkte Fallrohre nach den Seitenkesseln angeordnet; doch beanspruchen diese in der Längsrichtung viel Platz und können deshalb nicht überall angewendet werden.

Die Unterkessel werden neuerdings als nahtlos gezogene Stahlrohre von 500 mm  $\phi$  ausgeführt und an beiden Enden durch gepreßte Böden mit Mannlochdeckeln verschlossen.

1) Vgl. Dietrich, d. mod. Dampfk. 1908, S. 450. Diese Versuche sind nicht weiter fortgesetzt.



Schulz-Kessel mit einer Feuerung. Das Bestreben, den Schulz-Kessel auch für kleinere Anlagen zweckmäßig zu gestalten, hat die aus (Fig. 67) ersichtliche Form mit nur einer Feuerung hervorgebracht. Da die Fallrohre möglichst tief im Oberkessel einmünden

sollen, damit sie stets Wasser führen, andererseits vom Feuer möglichst weit entfernt sein müssen — um eine gute Zirkulation hervorzurufen —, so kann diesen Forderungen bei einem Kessel mit einer Feuerung nur dadurch entsprochen werden, daß der Oberkessel unsymmetrisch zu den Unterkesseln liegt. In Fig. 67 sind die rechts außen liegenden niederführenden Rohre nahe dem untersten Teile des Oberkessels angeordnet; meistens sind diese Fallrohre vom Feuer noch durch eine vorgebaute dichte Rohrwand getrennt. Hat man in der Längsrichtung des Kessels genügenden Platz, so werden statt des horizontalen in Fig. 67 eingezeichneten Verbindungsrohres direkte schräge weite Fallrohre vom Oberkessel nach den beiden Unterkesseln angeordnet. Solche Kessel sind z. B. auf „Heimdall“, „Hildebrand“, „Frithjof“, sowie in großer Zahl auf Beibooten angewandt.

Der Schulz-Kessel als Doppelender ist z. B. auf dem russischen Kreuzer „Ascold“ ausgeführt. (Vgl. § 31.)

c) Verbreitung. Die ersten Schulz-Kessel wurden 1894 auf „S 42“ eingebaut; es folgte bald der Einbau der Kessel auf „Württemberg“ (acht Stück); auf „Fürst Bismarck“, der Kaiser-, Wittelsbach- und Braunschweig-Klasse wurde das sog. gemischte System gewählt, und zwar waren erst Zylinderkessel dann Schulz-Kessel in der Mehrheit; auf den neuesten deutschen Linienschiffen — von „Deutschland“ ab — sind nur Schulz-Kessel<sup>1)</sup> eingebaut. Ferner sind fast sämtliche kleinen deutschen Kreuzer, sowie die neuesten großen Kreuzer und die auf der Germania- und Vulkanwerft gebauten Torpedoboote mit Schulz-Kesseln ausgerüstet. Bis 1904, also in 10 Jahren der Entwicklung, waren bereits, ausschließlich der Torpedoboote, auf 36 deutschen Kriegsschiffen Schulz-Kessel entsprechend einer Leistung von mehr als 300 000 I.P.S. eingebaut.

d) Urteil über den Schulz-Kessel im Betriebe. Dieser außerordentliche Erfolg ist sowohl den von Schulz wie seitens der Marine vorgenommenen Verbesserungen am Thornykroft-Kessel, als auch besonders den eingehenden Versuchen und Erfahrungen mit diesem Kesseltyp in der Front zuzuschreiben. Die früher aufgezählten allgemeinen Nachteile der Wasserrohrkessel, welche sich ganz besonders auf die engrohrigen beziehen, hat man in der Marine durch folgende Maßnahmen zu vermindern gesucht:

1. Die Forcierung des Kessels ist heruntersetzt; während ursprünglich der angewandte Luftdruck 100—120 mm Wassersäule betrug, ist man jetzt auf 65 mm heruntergegangen, und man hat hierdurch die Lebensdauer des Kessels wesentlich erhöht.

2. Die Speisewassererzeuger sind vergrößert und die Haupt- wie Reservespeisepumpe nur für Frischwasserförderung eingerichtet worden, so daß ein Speisen der Kessel mit Seewasser ausgeschlossen ist. Neuer-

1) Resp. Marinekessel mit sämtlichen Rohren unter Wasser und mit kaltgestellten Fallrohren.

dings wird viel enthärtetes Wasser benutzt, das billig auf den Werften hergestellt und von den Schiffen requiriert werden kann.

3. Auf 1 kg verbrauchtes Zylinder-Schmieröl werden 1—2 kg Soda zugesetzt, um die entstehenden Fettsäuren zu neutralisieren und unschädlich zu machen.

4. Nach 600 Kesselbetriebsstunden muß ein Wasserwechsel vorgenommen werden, weil Schlamm, Öl, Soda, Zinkabfälle trotz Verwendung von Frischwasser und Speisewasserreinigern das Kesselwasser verschmutzen. Auf gute Konstruktion und sorgfältige Behandlung der letzteren im Betriebe ist großer Wert zu legen.

5. Die Feuer sind bei kleinen Fahrten ca. 10 cm, bei starker Forcierung höchstens 20 cm hoch zu halten.

6. Aufgerissene Wasserrohre — meist infolge von Ausglühen — werden durch Gewindestrophen gedichtet, und ein Ersatz braucht erst gelegentlich einer Grundreparatur vorgenommen zu werden. 5—10% der Rohre können ohne erhebliche Verminderung der Leistung zugestropft werden.

Im Vergleich zu den weitrohrigen Kesseln hat der Schulz-Kessel wie die meisten engrohrigen Kessel den Vorzug einer größeren Forcierungsfähigkeit und eines geringeren Gewichtes, des einfacheren Aufbaues unter Fortfall der Deckelverschlüsse, geringerer Reparaturen und eines leichteren Wasserwechsels. Der den krummrohrigen Wasserrohrkesseln gemachte Vorwurf der Nichtrevidierbarkeit ihrer Rohre darf nicht zu hoch angeschlagen werden, da auch bei geraden Rohren selbst bei bester Beleuchtung gewisse Fehler und Anfressungen nicht zu erkennen sind, und ein Teil der Rohre bei stärkerer Forcierung bald so krumm wird, daß ein Ableuchten der Rohre erfolglos ist. Auch die Lebensdauer des Schulz-Kessels ist nach Einführung der Verbesserungen in der Konstruktion und im Betrieb eine viel größere geworden, so daß er auch in dieser Beziehung den weitrohrigen Wasserrohrkesseln nicht nachsteht. Schließlich haben die mit dem Schulz- und den Zylinderkesseln von S. M. S. „Kaiser Wilhelm II.“, „Zähringen“ u. a. vorgenommenen Verdampfungsversuche gezeigt, daß die Ökonomie beider Kesseltypen trotz der etwas höheren Forcierung des Schulz-Kessels annähernd die gleiche ist. (Vgl. Dietrich, d. mod. Dampfkr. 1908 S. 450—461.) Weitere Leistungsversuche mit diesem Kesseltyp sind in der Z. V. D. I. 1908 S. 130 u. 131 veröffentlicht. Deutschland hat bis jetzt die einzige Marine, welche die Wasserrohrkesselfrage einheitlich gelöst hat; sämtliche Neubauten der Kriegsmarine werden mit Schulz-Kesseln ausgerüstet. Es steht wohl zu erwarten, daß auch andere Kriegsmarinen<sup>1)</sup> aus den oben angeführten Gründen sich mehr und mehr dem engrohrigen Kesseltyp zuwenden werden.

1) In erster Linie wohl Österreich, Schweden, Norwegen und Holland (Yarrow-Kessel § 33, S. 92).

### § 31. Der Du Temple-, Normand- und Guyot-Kessel.

Wie sich in Deutschland aus dem Thornykroft-Kessel der Schichau- und der Schulz-Kessel entwickelt hat, so sind in Frankreich aus dem Du Temple-Kessel die Konstruktionen von Normand und Guyot hervorgegangen.

Du Temple war französischer Fregatkapitän, der 1876 den aus Fig. 68a ersichtlichen Kessel konstruierte und ihn auf verschiedenen Torpedobooten zur Einführung brachte. Er hat als erster die weite Fallrohre eingeführt; sein Oberkessel trug zur besseren Trocknung des

Dampfes einen Dampfdom, die Rohre mündeten sämtlich unter Wasser; der äußere Rohr  $\varnothing$  betrug 25 mm und das Verhältnis von  $\varnothing$ :Länge der Rohre etwa 1:360, die Heizgase strichen quer zu dem Rohrsystem. Der Hauptnachteil lag in den vielfach gekrümmten und kaum

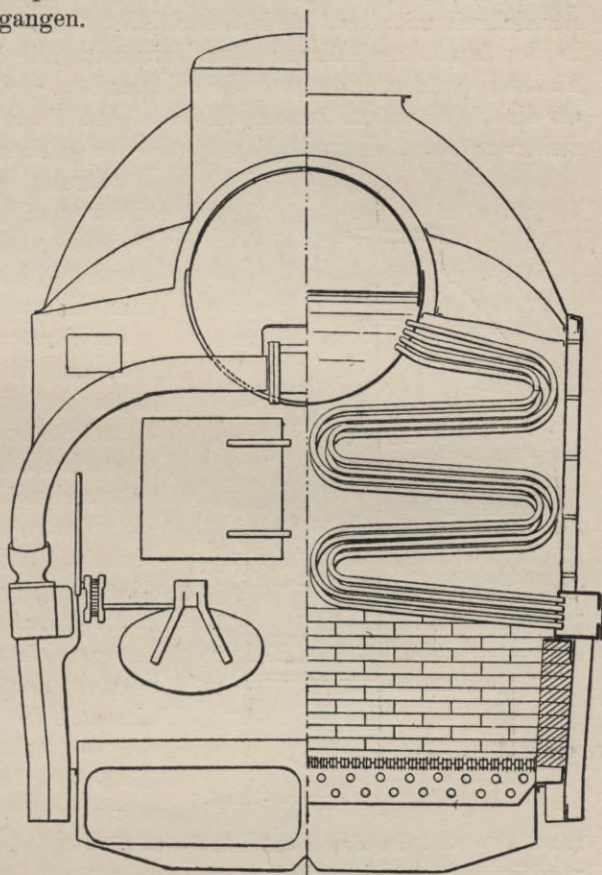


Fig. 68 a. Du Temple - Kessel.

zu reinigenden Rohren; außerdem setzten sich an den fast horizontal verlaufenden obern Rohrteilen leicht Dampfblasen fest, die eine Überhitzung der Rohre herbeiführten, trotzdem diese in den Wasserraum mündeten. Die viereckigen seitlichen Wasserkasten waren für die Reinigung der Rohre sehr unzuweckmäßig; die an beiden Enden der Rohre vorgesehenen Muttern, die ein Herausziehen der Rohre verhindern sollten, ließen keine enge Rohrteilung zu und stellten eine unnötige Komplikation dar.

Normand und die Société Anonyme du Temple-Cherbourg versuchten seit 1881 die Nachteile dieses Kessels zu beseitigen und ge-

langten zunächst zu einem Typ, Fig. 68b, bei dem aber die Heizgase noch in Richtung des Pfeilstriches ohne Widerstand senkrecht vom Feuer nach dem Schornstein zogen und schlecht ausgenutzt wurden. 1890 konstruierte Normand einen neuen Kessel, der Rohre mit einfacherer Neigung und größerem  $\phi$  (30—40 mm) aufwies, und der große Ähnlichkeit mit dem Schulz-Kessel hat. Der Hauptunterschied besteht in der besondern Führung der Heizgase. Die innern dem Feuer zunächst liegenden, hinteren Rohre sind auf ca.  $\frac{2}{3}$  der Rostlänge (Fig. 69) als dichte Wand zusammengeführt, so daß die Heizgase erst nach vorn ziehen müssen, dadurch länger mit der glühenden Kohlschicht in

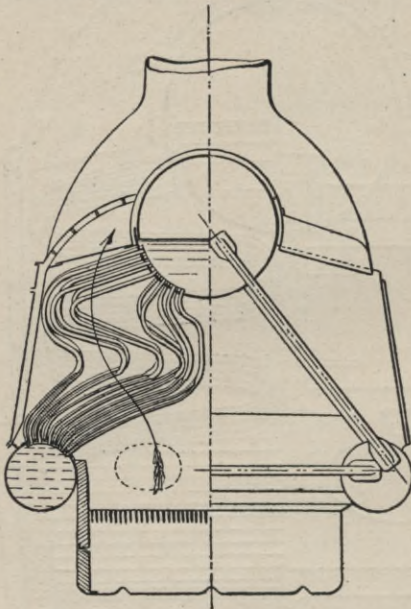


Fig. 68 b. Du Temple Normand-Kessel.

Berührung bleiben und eine vollständigeren Verbrennung erfahren. Von den vorderen Rohren aus streichen die Heizgase alsdann quer zum Rohrsystem, wodurch eine gute Wärmeabgabe erfolgt; ferner sind am hinteren Ende jeder Rohrhälfte Leitbleche als umgekehrte Feuerbrücken angebracht, um den Querschnitt für die abziehenden Gase entsprechend zu verengen.

Neuerdings hat Normand einen Kesseltyp mit sog. rückkehrender Flamme (Fig. 70) konstruiert, der recht günstige Zug- und Verbrenungsverhältnisse selbst bei sehr starker Forcierung aufweist; bei diesem Typ sollen 365 kg Kohle pro qm Rost und Stunde bei 7,5facher Verdampfung verbrannt worden sein. Weitere Versuchs-

resultate sind in der Broschüre „la chaudière Normand“ Havre 1908 veröffentlicht. Eine Abbildung der neuesten Ausführung auf dem Torpedoboote „Tartar“ befindet sich in Engineer. 1907, S. 869.

Eine Kombination der Normand'schen Heizgasführung mit der nach Patent Schulz — durch Bildung je einer dichten Rohrwand etwa in der Mitte jeder Rohrgruppe — ist bei den Ersatzkesseln der Torpedoboote „S. 82—87“ zur Ausführung gekommen. (Vgl. Klamroth 1907 S. 77.)

Der Normand-Kessel wird nur mit zwei Unterkesseln, also einer Feuerung ausgeführt; die breite Rostfläche ist dabei durch eine Mauer in zwei Teile zerlegt.

Vorn und hinten sind zwischen Ober- und den Unterkesseln schräge Fallrohre angeordnet und zwar vorn enge, hinten weite Rohre.

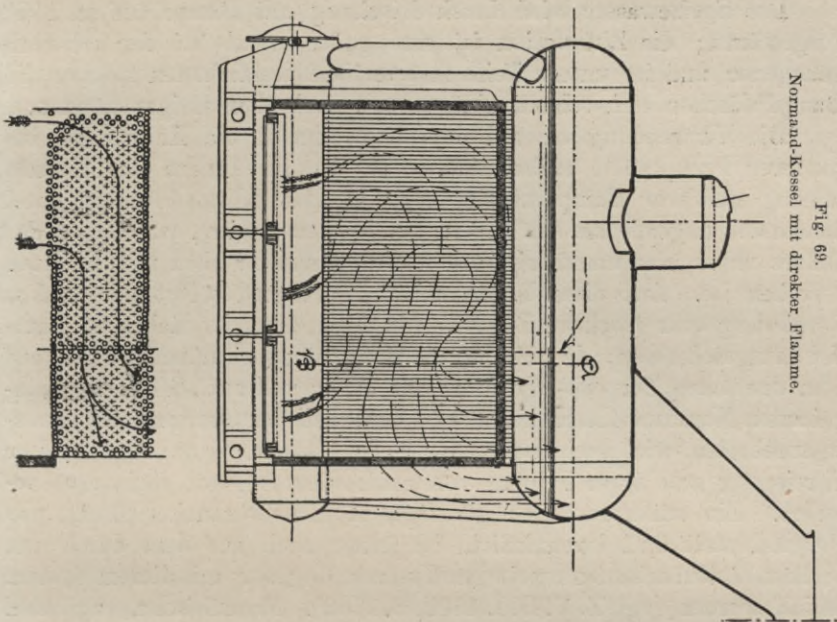


Fig. 69.  
Normand-Kessel mit direkter Flamme.

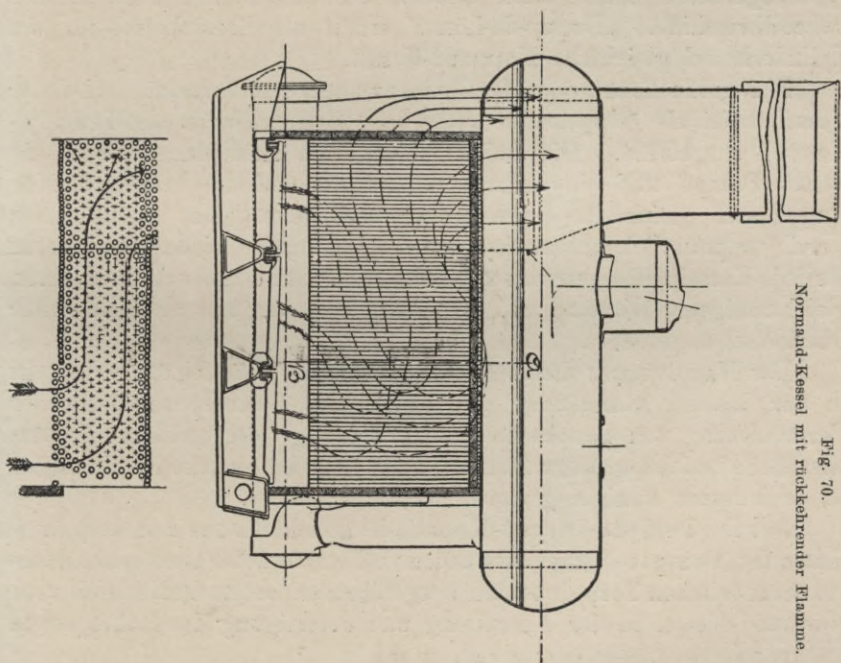


Fig. 70.  
Normand-Kessel mit rückkehrender Flamme.

Das Speisewasser wird durch Mischung mit Dampf auf ca. 115° vorgewärmt; die Zirkulation ist eine gute, zumal bei den schwach gebogenen und im untern Teile fast vertikal verlaufenden Rohren die Dampfbläschen sich schnell ablösen und nach oben steigen können.

Die Verwendung eines Dampfdomes macht die Anordnung besonderer Prallplatten entbehrlich. Für das im Innern des Kessels entlang geführte Dampfentnahmerohr benutzt Normand meist zwei ineinander liegende an den Enden geschlossene Rohre, von denen das äußere unten, das innere eigentliche Entnahmerohr oben mit Schlitzfenstern versehen ist. Auf diese Weise erhält Normand selbst bei starker Forcierung sehr trocknen Dampf. Ein Ausglühen der Rohre ist ziemlich ausgeschlossen, da alle Rohre unter Wasser münden. Die auf dem deutschen Torpedo-Divisionsboote „D 3“ und auf „S 82—87“ eingebauten Normand-Kessel haben sich bezüglich der Ökonomie, Betriebseigenschaften wie auch Lebensdauer der Rohre, trotz angewandter Forcierung und trotz Fehlens von Speisewasserreglern recht gut bewährt. Ein außerordentlich günstiger Kohlenverbrauch (0,65 kg pro P.S./Std. statt 0,91 kontraktlich) ist ferner auch auf dem durch den Vulkan-Stettin erbauten russischen Kreuzer „Bogatyr“ mit diesem System erzielt worden (vgl. Z. V. D. I. 1902, S. 1769). Französische, englische, russische und japanische Torpedoboote sind vielfach mit diesem Kesseltyp ausgerüstet; ferner auch verschiedene Flußschiffe, Yachten und Paketfahrtschiffe. „Dupuy-de-Lôme“ erhält als Ersatzkessel für die Zylinderkessel gleichfalls Normand-Kessel.

Für große Kreuzer (z. B. „Chateaufrenault“, „Montcalm“) wird der Kessel meist als Doppelender unter dem Namen Normand-Sigaudy-Kessel ausgeführt. Die beiden Oberkessel sind dann durch ein weites Dampf- und ein engeres Wasserrohr und die entsprechenden Unterkessel gleichfalls durch Rohre verbunden. Das Speisewasser wurde ursprünglich nur nach einem, später nach beiden Oberkesseln für jede Kesselhälfte getrennt zugeführt, und man erzielte dadurch einen gleichmäßigeren Wasserstand. Ein Dampfdom war nur an einem der Oberkessel angeordnet.

Der Hauptvorteil dieses Kessels gegenüber dem Einender besteht in der bessern Ausnutzung von Raum und Gewicht sowie in der Verminderung von Druckschwankungen infolge der größeren Wasseroberfläche und des größeren Dampftraumes. Für sehr starke Forcierungen ist er indessen weniger geeignet als der Einender.

Der Du Temple-Guyot-Kessel<sup>1)</sup> ist gleichfalls aus dem ursprünglichen Du Temple-Kessel entstanden und wurde 1896 zum ersten Male auf französischen Torpedoboote ausgeführt; er unterscheidet sich vom Normand-Kessel in der Anordnung und Befestigung der Rohre sowie

1) Bertin, Chaudière Mar. 1896, S. 124.



in der besondern Form der Rohre für die dichte Rohrwand. Die zu beiden Seiten der Feuerung liegenden Rohre sind nämlich in der ganzen Länge der Feuerung als dichte Rohrwand zusammengeführt; am hintern Ende der Feuerung sind mehrere Rohre weggelassen, um eine besondere Verbrennungskammer zu schaffen; von hier streichen die Heizgase quer zu den Rohren nach vorn, passieren dort je ein durchlöcheretes Leitblech, um dann nach dem gleichfalls vorn angeordneten Rauchfang abzuziehen. Die Befestigung der 20—25 mm Rohre geschieht an Ober- und Unterkesseln durch

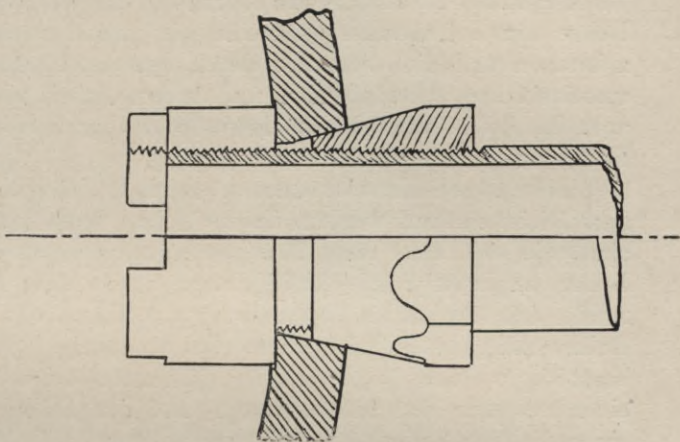


Fig. 71. Rohrbefestigung beim Du Temple-Kessel.

Muttern; zur guten Abdichtung befindet sich an jedem Rohrende — am Fuße des Gewindes — ein aufgeschraubter Konus aus Bronze (Fig. 71). Durch die seitlich verdickte Form der Rohre für die innersten und äußersten Rohrwände läßt sich ein sehr dichter Abschluß erzielen (Fig. 72).

Auch dieser Kesseltyp ist auf zahlreichen französischen, englischen, russischen, norwegischen und japanischen Torpedobooten sowie auf Avisos und großen Kreuzern (z. B. „Jurien de la Gravière“, „Jeanne d'Arc“, „Jules Ferry“, „Jules Michelet“) zur Ausführung

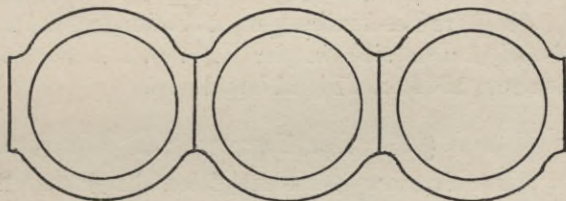


Fig. 72. Anordnung der dichten Rohrwände.

gekommen, und die Gesamtleistung aller dieser Kessel beträgt einige 100000 P.S. Auf Linienschiffen ist dieser Typ noch nicht gebaut; die ursprünglich gemachten schlechten Erfahrungen auf „Jeanne d'Arc“<sup>1)</sup> tragen daran wohl hauptsächlich die Schuld. Leistungsversuche mit diesem Kesseltyp sind in der Z. V. D. I. 1908, S. 103 veröffentlicht.

1) Die letzte Kesselexplosion fand am 7. Febr. 1908 statt.

### § 32. Die Kessel von Reed, White-Forster, Ferguson & Flemming und Seaton.

Diese in England gebauten Kesseltypen bezwecken hauptsächlich das Auswechseln eines aufgerissenen Wasserrohres zu erleichtern. Beim Thornykroft-, Schulz- und Normand-Kessel ist es notwendig, die Rohre der betreffenden Querreihe bis zum havarierten Rohre auszukreuzen und diese sämtlich durch neue zu ersetzen; infolge dieser umständlichen, zeitraubenden und teuern Arbeit zieht man es meist vor, die betreffenden beschädigten Rohre durch eiserne Pfropfen mit Konus zu dichten und auszuschalten.

Beim Reed-Kessel können in solchem Falle die einzelnen Rohre sehr leicht entfernt werden, da die Rohre durch Muttern verschraubt sind, die sich einer kugelförmigen Aussparung an der Mündung der Rohre anpassen<sup>1)</sup>; gleichzeitig wird durch diese Konstruktion erreicht, daß eine kleine Verschiebung des Rohres ohne Leckage an den Rohrmündungen eintreten kann. Bei den übrigen Systemen kann das beschädigte Rohr durch den Dampfsammler resp. bei Seaton durch einen zwischen den beiden Dampf- und den beiden Wassersammlern eingeschalteten Zwischensammler und entsprechende Mannlöcher herausgezogen und wieder eingesetzt werden. Es ist aber erforderlich, daß die Sammler in ihrem  $\phi$  vergrößert — derselbe ist z. B. beim Ferguson & Flemming-Kessel 1,8 m gemacht — oder die Wasserrohre in ihrer Länge entsprechend verkleinert werden. Die Kessel werden dadurch schwerer resp. weniger leistungsfähig.

Die Kessel von Reed und White-Forster sind vielfach auf englischen Torpedobooten eingebaut,<sup>2)</sup> während die Kessel von Ferguson & Flemming und von Seaton für Handelsschiffe bestimmt sind.

Nähere Beschreibungen, Abbildungen und Leistungsversuche dieser Kessel finden sich in der Z. V. D. I. 1896, S. 1204, 1232 sowie in Seaton 1904, S. 414, 417 und 418.

### § 33. Der Yarrow- und Blehynden-Kessel.

Der Yarrow-Kessel ist gleichfalls eine englische Konstruktion; der Hauptunterschied zwischen ihm und dem Normand-Kessel besteht darin, daß er gerade Rohre hat und daß besondere Fallrohre fehlen.<sup>3)</sup>

a) **Bauausführung.** Der Oberkessel bestand ursprünglich aus zwei Hälften, die mittels Flanschen verschraubt waren, wobei Kupferdraht als Dichtungsmaterial diente. Durch Abheben der obern Hälfte konnte dann leicht eine Revision, Reinigung und event. Auswechslung

1) Z. V. D. I. 1896, S. 1204.      2) Mittel. aus e. Geb. d. Seew. 1908, S. 395.

3) Z. V. D. I. 1908, S. 135 und Klamroth, Leitf. f. Maschinenk. 1907 Atl., Taf. 20.

von Rohren stattfinden. Später wurde infolge Undichtigkeit an den großen Flanschen der Sammler aus einem Stück durch Nieten hergestellt und die Rohrlöcher unter Benutzung einer gußeisernen Schablonenplatte gebohrt.

Im Wasserraume des Sammlers befindet sich meistens ein trichterförmiges Gefäß, das mit einem zur Speisepumpe führenden Rohre in Verbindung steht und dazu dient nach Bedarf Wasser in oder aus dem Kessel zu pumpen (vgl. § 46).

Die Fallrohre fehlen, die vom Feuer weiter entfernten und weniger erwärmten Rohre führen das Speisewasser nach den Unterkesseln und die dem Feuer näher liegenden Rohre wieder nach dem Oberkessel zurück. Neuerdings hat Yarrow, wie aus Fig. 73<sup>1)</sup> ersichtlich, mehrere weite Ankerrohre von 45 mm äußerem und 35 mm innerem  $\phi$  als Fallrohre bei Kesseln für größere Schiffe angeordnet.

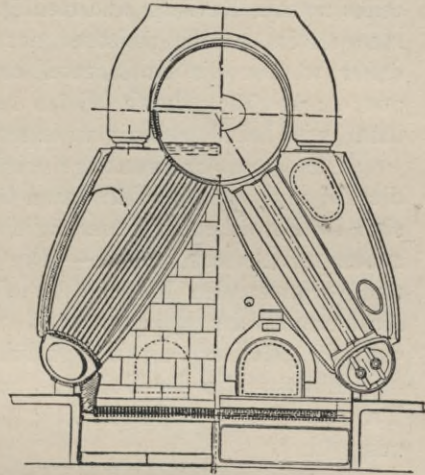


Fig. 73. Yarrow-Kessel.

Die Wasserrohre sind im Ober- und Unterkessel eingedrillt und an den Enden, wie aus Fig. 74 ersichtlich, zur Dichtung und zur Erzielung eines bessern Wasserumlaufs konisch erweitert, oder sie sind in parallele Rillen resp. in ein halbrundes Gewinde mittels besonderer Rohrwalzen ähnlich wie beim Schulz-Kessel hineingepreßt. Das Aufwalzen der untern Rohrdichtungen ist vom Oberkessel aus möglich, nachdem die Rohrwalze von unten eingesetzt ist. Da sich die am Feuer zunächst gelegenen Rohre leicht krumm bogen, und das Anstauen der Heizgase ein Durchglühen der Rohre veranlassen konnte, so hat Yarrow neuerdings diese Rohre leicht gekrümmt<sup>2)</sup> (Fig. 73), und ihren  $\phi$  und ihre Wandung verstärkt. Die Rohre besitzen einen  $\phi$  von 28,5 mm und 2,5 mm Wandstärke; diese Zahlen sind für die innersten Rohre auf 35—40 und 3,3 mm erhöht. An der innersten Feuerseite sind mehrere Rohre fortgelassen, so daß auch Rohre der zweiten Reihe direkt von den Flammen umspült werden.

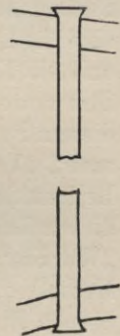


Fig. 74.  
Rohrbefestigung.

Die gezogenen Stahlrohre werden außen und innen verzinkt. Sämtliche Rohre münden unter Wasser.

1) Z. V. D. I. 1900, S. 838.

2) Die Reinigung und Untersuchung dieser Rohre wurde dadurch nicht behindert.

Die Unterkessel bestanden ursprünglich aus einem halbzyllindrischen Unterteile und einem schwach gewölbten Oberteile, der mit dem erstern mittels Flanschen verschraubt war. Das Abnehmen des Unterteiles zwecks Revision und Reinigung der Rohre war aber wegen Platzmangels im Schiffe meistens nur sehr schwierig zu bewerkstelligen; daher werden die Unterkessel neuerdings fast zylindrisch und auch aus einem Stück durch Nieten hergestellt; die Rohrreinigung erfolgt dann wie bei den übrigen engrohrigen Kesseln vom Oberkessel aus.

Die Feuerungsanlage wird teils von Chamotte-, teils von luftdichten und solide konstruierten Gehäusewandungen umgeben. Letztere sind im Bereiche der Feuerung doppelwandig und innen mit Chamotte, außen mit Asbest belegt. — Die Heizgase streichen direkt nach oben und verlassen den Kessel oberhalb des Dampfsammlers. Zur bessern Ausnutzung der Heizgase wird neuerdings (z. B. auf dem Turbinendampfer „Kaiser“) die Heizgasführung von Normand angewandt.

Ebenso wie der Schulz- und Normand-Kessel, wird auch der Yarrow-Kessel in letzter Zeit für größere Anlagen als Doppelender<sup>1)</sup> ausgeführt.

b) **Verbreitung.** Der Yarrow-Kessel ist besonders auf englischen, österreichischen, schwedischen und holländischen Torpedoboote eingebaut, in der deutschen Marine auf „S 32“ und als Ersatz der Original-Thornykroft-Kessel auf „D 10“. In Holland haben die fünf Linienschiffe des Typs „Hertog Hendrik“ sowie „De Zeven Provinciën“ und die Kreuzer „Gelderland“, „Utrecht“, „Noord Brabant“ nur Kessel dieses Typs erhalten; auf den Kreuzern „Zeeland“, „Holland“, „Friesland“ ist das gemischte System (acht Yarrow- und zwei Zylinderkessel) angewandt. In Österreich sind die Linienschiffe<sup>2)</sup> „Erzherzog Karl“, „Friedrich“, „Ferdinand Max“<sup>3)</sup> und die Kreuzer „Zenta“, „Aspern“, „Szigetvar“ und „Sankt Georg“, in Schweden und Norwegen die neuesten Panzerschiffe und Kreuzer mit diesem System ausgerüstet. In England haben die Linienschiffe „Swiftsure“, „Triumph“ und „Agamemnon“, die Kreuzer der Attentive- und Bellonaklasse, „Ametyst“, „Shannon“, sowie H. M. Yacht „Alexandra“ diesen Kesseltyp allein und die Kreuzer „Achilles“, „Natal“, „Cochrane“, „Warrior“ das gemischte System (sechs Zylinder- und neunzehn Yarrow-Kessel) erhalten. Auch in der Handelsmarine hat der Yarrow-Kessel bereits Eingang gefunden z. B. auf dem Salondampfer des Norddeutschen Lloyds „Nixe“. Der Kessel ist in Summa für ca.  $\frac{1}{2}$  Mill. P.S. ausgeführt.

c) **Allgemeines Urteil über den Yarrow-Kessel.** Der Yarrow-Kessel in neuester Ausführung ist etwa gleichwertig mit dem Normand-Kessel. Bezüglich Revision und Reinigung der Rohre ist er ihm

1) Mitt. aus d. Geb. d. Seew. 1906. S. 372.

2) Vgl. Schiffbau 1906/07 S. 329.

3) Neuerdings auch „Zrini“, „Radetzki“ und „Erzh. Franz Ferdinand“.

überlegen, bezüglich Ausnutzung der Heizgase und Forcierungsfähigkeit etwas unterlegen. Im Vergleich zum Schulz-Kessel hat er außerdem den Nachteil, daß er nur mit einer Feuerung ausgeführt wird. Nähere Angaben über Versuchsergebnisse auf Probefahrten mit diesem Kesseltyp finden sich u. a. in Schiffbau 1901 S. 183, Mar.-Rundschau 1901 S. 461, Z. V. D. I. 1908 S. 135 u. Engineering 1905 S. 150 u. 1909 S. 352 u. S. 477.

Der Blechynden-Kessel hat fast gerade Rohre; die Krümmung ist so schlank, daß man sämtliche Rohre durch eine Reihe von kleinen im obersten Teile des Dampfsammlers verschlossenen Löchern behufs Erneuerung herausziehen kann. Außerdem werden wie bei den anderen engrohrigen Wasserrohrkesseln zur äußeren Begrenzung des Kessels und zum Abschluß der Feuerung dichte Rohrwände angeordnet, welche teilweise als Fallrohre dienen. Einige englische und italienische Torpedoboote sowie der italienische Kreuzer „San Giorgio“ sind mit diesem Kesseltyp ausgerüstet.

f) Kessel mit senkrechten Sammlern.

### § 34. Der Mosher-, Ward- und Grille-Kessel.

Die amerikanische Marine hat sich bisher um die Entwicklung des engrohrigen Wasserrohrkessels nicht sehr gekümmert; abgesehen von verschiedenen Torpedobooten sind nur auf einigen Küstenpanzern z. B. „Monterey“, „Arkansas“ und „Florida“ solche Kessel eingebaut worden; der erstere hat vier Ward-, der zweite vier Thornykroft- und der dritte vier Mosher-Kessel erhalten.

Der Mosher-Kessel hat große Ähnlichkeit mit dem Original-Thornykroft-Kessel, doch sind bei demselben zwei Dampfsammler vorgesehen.<sup>1)</sup> Durch Spaltung seines Kessels erhielt Mosher — nach dem Vorgange Thornykrofts — einen Beiboatskessel.

Der neuere Mosher-Kessel besitzt gleichfalls zwei Dampfsammler und je eine sich an diesen anschließende senkrechte Wasserkammer. Die Sammler und Kammern sind durch krumme Rohre von 25 mm äußeren  $\phi$  miteinander verbunden. Die Wasserkammern sind mit Gewindestopfen und Stehbolzen versehen. (Fig. 75.) Dieser Kessel ist auf verschiedenen amerikanischen Torpedobooten eingebaut. Er kann indessen nicht mit den in Deutschland, England und Frankreich entwickelten engrohrigen Wasserrohrkesseln konkurrieren. Im Jahre 1907 ist von der Firma C. D. Mosher-Neuyork ein Kessel konstruiert, der aus einem Dampfsammler, drei Wasser-

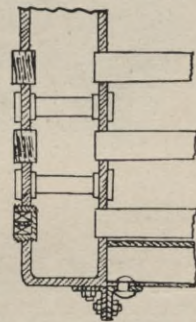


Fig. 75.  
Wasserkammer des  
Mosher-Kessels.

1) Z. V. D. I. 1896 S. 1233.

kammern — die letzteren haben verschiedene Querschnitte — und einem geneigten etwas gebogenen Rohrsysteme besteht, der indessen zunächst nur als Landkessel Verwendung finden soll.<sup>1)</sup>

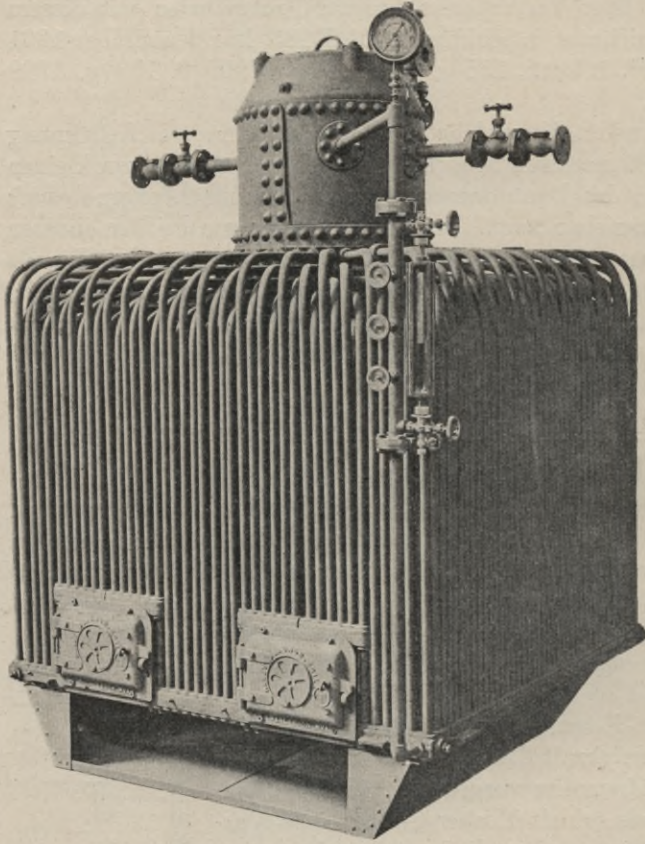


Fig. 76. Ward-Kessel.

Ferner hat die Firma behufs besserer Ausnutzung und Verteilung der Heizgase in Vorschlag gebracht, nicht wie bei Normand die erste Reihe an der Feuerung, sondern erst die vierte teilweise als dichte Wand auszubilden.<sup>2)</sup>

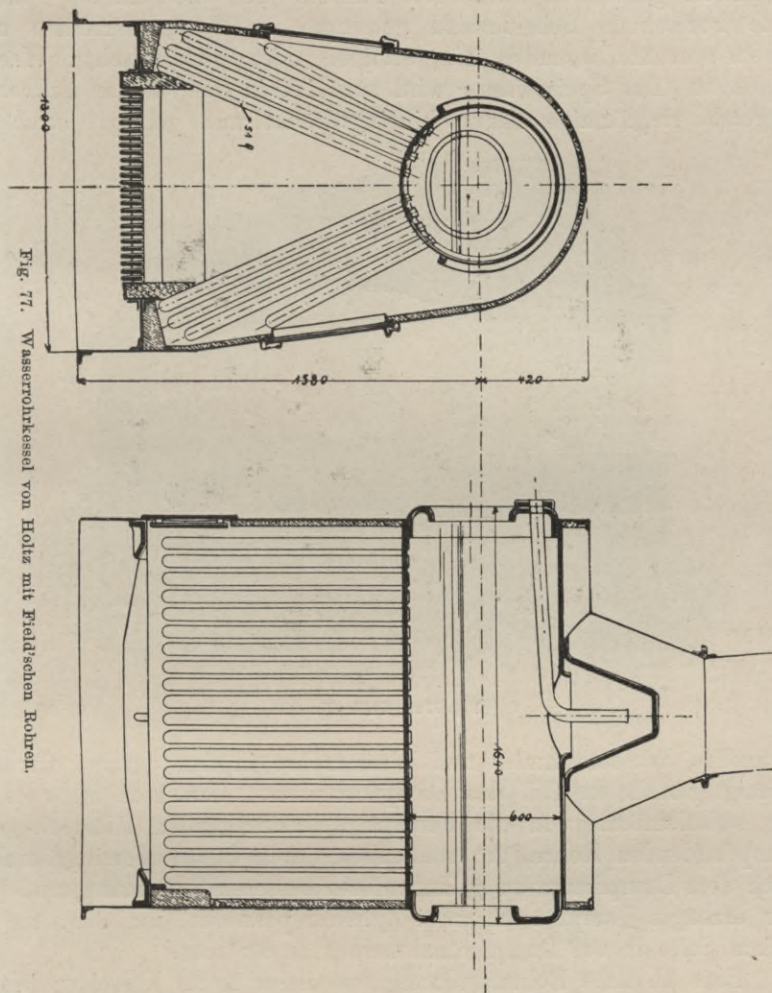
Der Ward-Kessel für kleinere Schiffe ist in Fig. 76 dargestellt. Seine Hauptteile sind der in der Mitte vertikal angeordnete Dampfsammler, ein mit diesem am unteren Ende in Verbindung stehendes

weites Wasserringrohr, das Rohrsystem und die Feuerung. (Vgl. auch Beiboatskessel auf S. 96).

Beim Ward-Kessel für größere Schiffe (z. B. „Monterey“) wird das Speisewasser durch ein im Dampfsammler befindliches vertikales Rohr bis zum normalen Wasserstand hochgeführt<sup>3)</sup> und fällt dann als kälteres und schwereres Wasser in die beiden weiten Wasserrohre; aus diesen steigt es durch eine Reihe vertikaler Rohre hoch; die rechte Reihe dieser Rohre ist oben geschlossen, die linke Rohrreihe dagegen steht oben durch ein weites Querrohr mit dem Dampfsammler in

1) Engineering 1907 S. 860.    2) Engineering 1908 S. 102.  
3) Z. V. D. I. 1896 S. 1271, Fig. 256.

Verbindung. Das Wasser gelangt nun aus der rechten Rohrreihe durch zwei Systeme von halbkreisförmig gebogenen Wasserrohren, die eine geringe Neigung nach oben haben, in das linke Rohrsystem und von hier nach dem Dampfsammler.



Die Feuerung befindet sich zu beiden Seiten der vertikalen Rohrreihen, die Roststäbe sind gleichfalls halbkreisförmig gruppiert; auf der linken Seite befindet sich für jede Rosthälfte je eine Feuertür; außen und innen (rings um den Dampfsammler) ist die Feuerung durch Chamotte-Aufmauerung ringförmig abgeschlossen. Auch dieser Kessel hat wegen seiner Komplikation, der geringen Neigung der

Wasserrohre, vor allem aber wegen der geringen Wasseroberfläche den Ansprüchen nicht genügt.<sup>1)</sup>

Günstiger sind die Resultate mit dem als Beiboatskessel von Ward konstruierten System.<sup>2)</sup> Vom unteren Teile des senkrechten Sammlers gehen hier zwei obere Fallrohr- und zwei untere — durch eine horizontale Scheidewand getrennte — Wasserrohrreihen nach einem darunterliegenden ringförmigen oder quadratischen Wassersammler. Das Speisewasser wird zunächst in die vor den Fallrohren liegende ringförmige Rinne hineingedrückt und gelangt durch die

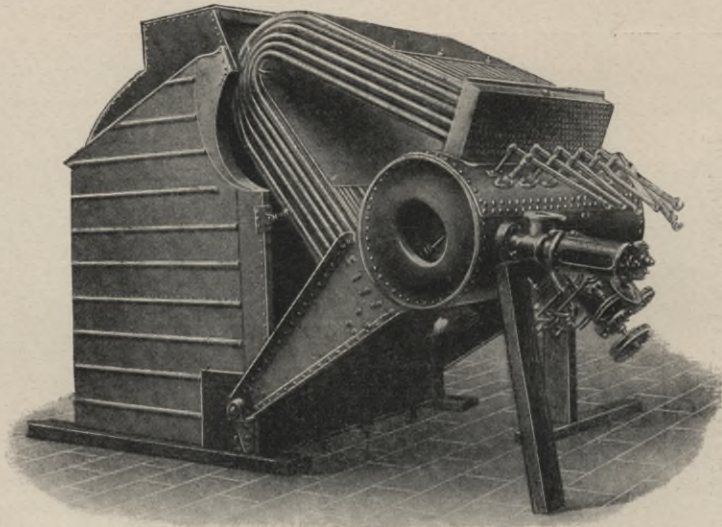


Fig. 77 a. Grille-Kessel.

Fallrohre, Wassersammler und Wasserrohre in den unteren trichterförmig gestalteten Teil des Dampfsammlers. Von hier fließt es in die strahlenförmig in die Feuerung hineinragenden Einsteck- und dampfbildenden Rohre, um schließlich durch dünne Messingröhrchen nach dem Dampfraum zu gelangen; zur besseren Trocknung muß hier der erzeugte Dampf noch zwei Zylinder passieren, um dann an der linken Seite in das Dampfentnehmerrohr zu strömen.<sup>3)</sup>

Eine ähnliche Rohranordnung wie dieser letzte Kesseltyp besitzt auch der von der Firma Holtz-Hamburg vielfach als Boatskessel gebaute Kessel mit Field-Rohren (siehe Fig. 77). Derselbe hat allerdings einen horizontalen Sammler, von dem, wie beim Ward-Kessel, die Wasserrohre mit den zugehörigen Einsteckrohren strahlenförmig ausgehen.

1) Busley, Die Schiffsmaschine 1901 Tl. I S. 635.

2) Z. V. D. I. 1896 S. 1270.

3) Busley, D. Schiffsm. I. S. 661.



Grille-Kessel. Zu den engrohrigen Wasserrohrkesseln mit vertikalen resp. fast vertikalen Sammlern gehört schließlich noch der seit einigen Jahren von der Firma Grille & Co.-Paris gebaute Kessel.

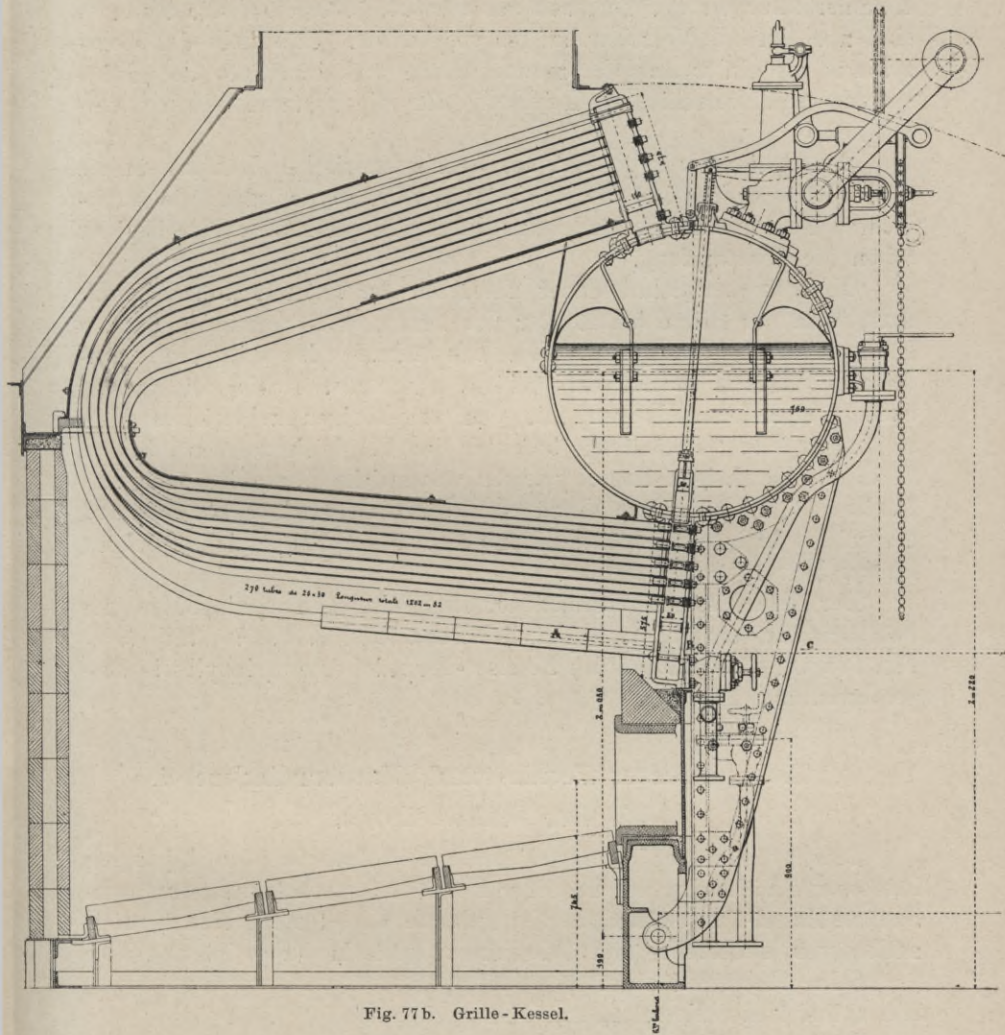


Fig. 77 b. Grille-Kessel.

Von dem in der Mitte liegenden horizontalen zylindrischen Kesselkörper (Fig. 77 a u. b) geht nach oben resp. nach unten je eine fast vertikale Dampf- resp. Wasserkammer ab; beide Kammern werden durch u-förmig gebogene Rohre von 25 mm  $\varnothing$  miteinander verbunden. Das ganze Kessel- und Rohrsystem ist um eine horizontale Achse drehbar und kann für Reinigungs- und Revisionszwecke ausgeschwenkt

werden (s. Fig. 77a). Zur Erhöhung der Zirkulation sind die Rohrenden der unteren Gruppe mit einem durchlochtem Rohrstücke (von der Form einer Kartusche) verschlossen und die entsprechenden Kammeröffnungen mit Laternen verschraubt. Für die obere Kammer sind nur einfache Verschraubungen vorgesehen. Unterhalb des Rohrsystems ist ein weiter Verbrennungsraum und innerhalb des Rohrsystems sind verschiedene Leitbleche für die Flammenführung vorgesehen.

Das Speisewasser gelangt aus dem zylindrischen Behälter in die untere Kammer, passiert hier die Schlitze der Laternen, dann die durchlochtem Rohrverschlüsse, und beim Eintritt in das Rohrsystem beginnt schon die Verdampfung.

Ob trotz der Schutzmauer unterhalb der unteren Rohrreihe ein Ausglühen der Rohre bei starker Forcierung stets vermieden werden kann, erscheint zweifelhaft. Die Schwächung des mittleren zylindrischen Kessels durch die beiden Kammern, sowie die großen ebenen Kammerwandungen mit den zugehörigen zahlreichen Versteifungen und Verschlüssen bedeuten im Vergleich zu den übrigen üblichen engrohrigen Kesselsystemen wesentliche Komplikationen und Nachteile. Als besondere Vorzüge müssen die Ausschwenkbarkeit und der infolge der günstigen Zirkulation und Verdampfung erzielte trockene Dampf hervorgehoben werden.

Der Kessel ist auf verschiedenen französischen Torpedobooten und Postdampfern eingebaut. (Vgl. Schiffbau 1906/07 S. 679, 725, 755.) Fig. 77a zeigt den Kessel des Hochsee-Torpedobootes „Kabyle“ in ausgeschwenktem Zustande.

### g) Kombiniertes Feuer- und Wasserrohrkessel.

#### § 35. Der Schütte-Kessel.

Dieser vom ehemaligen Ingenieur des Norddeutschen Lloyd, jetzigen Professor Schütte von der Danziger Hochschule, konstruierte und vom Schütte-Kessel-Konsortium, Berlin, gebaute Kessel stellt eine Kombination von Feuerrohr- und Wasserrohrkessel dar (Fig. 78 und 79).

Seine Hauptteile sind:

Ein zylindrischer Kessel  $A$  mit Feuerrohren  $E$ ,

ein Oberkessel  $D$ ,

ein Unterkessel  $U$ ,

ein System von stehenden Wasserrohren  $S$ ,

ein System von liegenden Wasserrohren  $W$  mit den Verbindungskästen  $K$  und  $K_1$ ,

2 Fallrohre  $F$  vom Ober- zum Unterkessel,

2 Fallrohre  $G$  und  $H$  von  $A$  nach  $U$  bzw. von  $A$  nach  $K$ ,

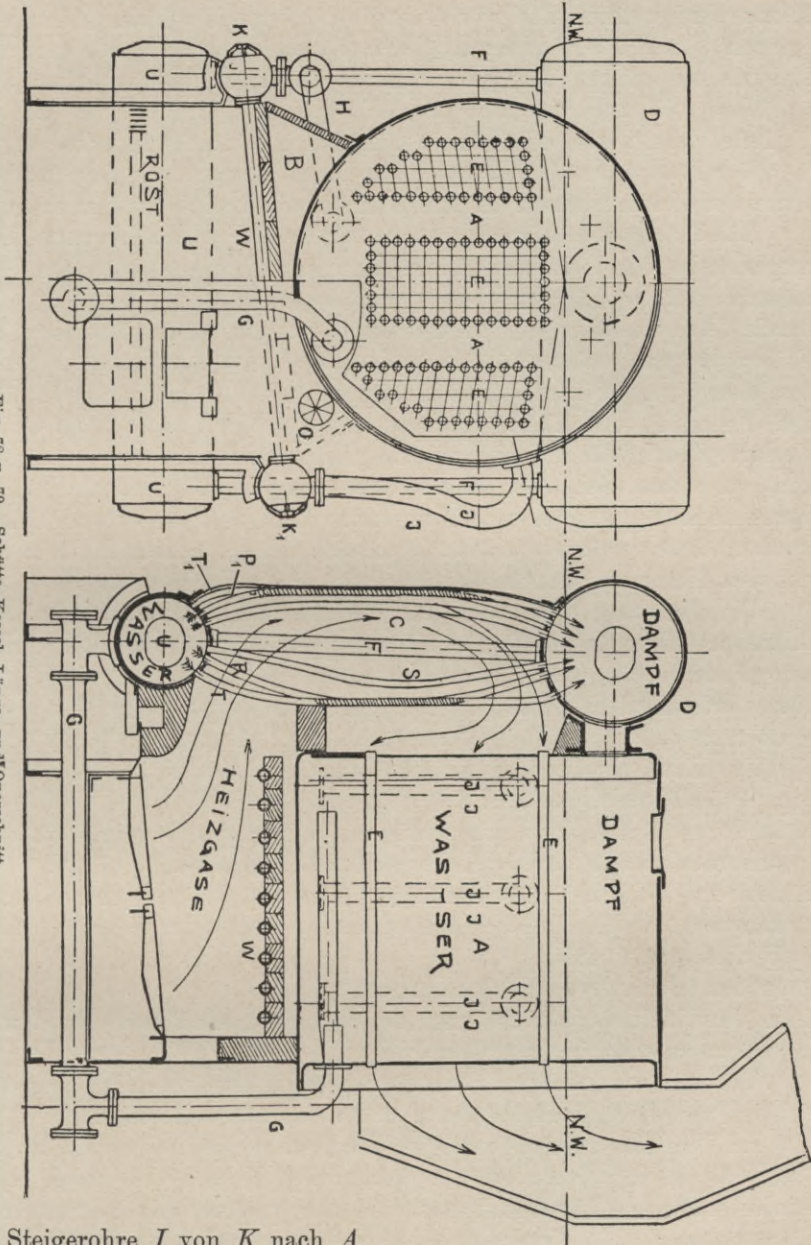


Fig. 78 u. 79. Schütte-Kessel, Längs- und Querschnitt.

3 Steigerohre I von K nach A, eine Feuerungsanlage.

Der Wasserumlauf erfolgt auf zwei voneinander unabhängigen Wegen, und zwar fließt das Wasser als Hauptstrom

1. aus dem unteren Teil von  $A$  und  $D$  durch die Rohre  $G$  und  $F$  nach  $U$  und steigt durch die Rohre  $S$  nach  $D$ ; und als Nebenstrom,
2. aus dem unteren Teil von  $A$  durch das Rohr  $H$  über  $K$  zu den Rohren  $W$  und von hier über  $K_1$  und die Rohre  $J$  zum oberen Teile von  $A$ , zur Erhöhung der Zirkulation im Zylinderkessel.

Der Dampf aus  $D$  gelangt durch einen Stutzen nach dem Dampfraum des Zylinderkessels  $A$  und dann in die Hauptdampfrohrleitung.

Die Heizgase erwärmen erst die Rohre  $W$ , wodurch vom ersten Augenblicke der Beheizung Zirkulation entsteht, — nicht aber den unteren Teil des Zylinderkessels, infolge Abdeckung der Rohre  $W$  durch Chamottesteine — umstreichen dann die Rohre  $S$ , finden im Hilfsverbrennungsraume  $C$  Zeit, vollständig zu verbrennen und geben den Rest ihrer Wärme an die Feuerrohre  $E$  ab. Die Rohrreihen  $R$  und  $T$  und  $P_1$  und  $T_1$  des Rohrsystemes  $S$  bilden in ihrem mittleren Verlaufe dichte Wände, zur Herstellung eines Hilfsverbrennungsraumes. Um die obere Seite der über  $W$  befindlichen Chamotteabdeckung etwas zu kühlen, kann von  $O$  aus nach Bedarf kalte Luft zugeführt werden; diese erwärmt sich stark, mischt sich als Sekundärluft bei  $B$  mit den Heizgasen und begünstigt dadurch die Verbrennung.

Die Feuerung wird vorn und seitlich von eisernen, innen mit Chamottesteinen ausgemauerten Wandungen, hinten von dem durch eine Feuerbrücke geschützten Unterkessel  $U$  und einer sich nach oben fortsetzenden dichten, außen gut bekleideten Rohrwand abgeschlossen.

Die Hauptvorteile des Kessels neuester Konstruktion gegenüber dem Zylinderkessel bestehen

1. in der größeren Forcierungsfähigkeit infolge des besseren Wasserumlaufes und in dem schnelleren Dampfaufmachen,
2. in dem Wegfall der eingebauten Feuerungsanlagen und Rauchkammern, welche infolge ihres starren Systems die Ursache steter Undichtigkeit bilden,
3. in dem Fehlen von Verankerungen,
4. in dem kleineren Durchmesser des Zylindermantels und dem damit verbundenen geringeren Gewichte.

Vor den weitrohrigen Wasserrohrkesseln hat er den Vorzug des Fehlens von Deckelverschlüssen und der leichteren Reinigung.

Im Vergleich zum engrohrigen Wasserrohrkessel hat er den Nachteil, daß er in seinem Aufbau komplizierter, und daß er infolge seines größeren Wassergewichtes und des größeren Zylindermantels etwas schwerer als dieser ist; aber andererseits hat er den Vorteil, ökonomischer zu arbeiten, in seinem größeren Wasserinhalt einen besseren Wärmespeicher und außerdem einen größeren Dampfraum zu besitzen und trockneren Dampf zu liefern. Auch sind keine Speise-

wasserregler nötig; die Wasserrohre von 40—50 mm  $\varnothing$  können leicht mit dem Babcockschen Turbinenreiniger gesäubert werden. (§ 52.)

Die Mängel des ursprünglichen Kessels mit dem ovalen Kesselteil und den vielen dem Feuer ausgesetzten Verankerungen sind bei der neuen Konstruktion beseitigt. Letztere hat sich u. a. auf der Yacht „Lensahn“ des Großherzogs von Oldenburg bewährt. Zurzeit werden verschiedene Dampfer der Donau-Dampfschiffahrts-Gesellschaft mit diesem Kessel ausgerüstet, und es wird beabsichtigt, ihn auch in Ungarn, Italien und den Balkanländern einzuführen.

Die neue Kesselkonstruktion kann für alle industriellen Zwecke, sowie auch besonders für Handelsschiffe und Boote empfohlen werden.

Es sei schließlich auf den neuen auch hierher gehörigen in Frankreich gebauten Marine-Kessel mit Feuer- und Wasserrohren und rückkehrender Flamme hingewiesen. (Le Yacht 1908, S. 679).

## D. Konstruktion und Bau der wichtigsten Kesselteile.

### § 36. Der Kesselkörper.

Die wichtigsten Kesselteile sind:

- |                      |  |
|----------------------|--|
| 1. der Kesselkörper  | 3. die Feuerungsanlage mit den Feuerzügen usw. |
| 2. die Verankerungen | 4. die Armaturneile und Zubehör.               |

Hierzu treten bei Wasserrohrkesseln noch die Wasserkammern oder Sammler, die Fallrohre und Wasserrohre hinzu, doch ist die Konstruktion dieser Teile schon vorher besprochen, da sie die wesentlichsten Unterschiede der verschiedenen Kessel ausmachen.

**Der Kesselkörper.** a) Material. Der Kesselkörper ist aus Siemens-Martin-Stahlblechen<sup>1)</sup> (selten mehr Schweißisen) hergestellt, die in der deutschen Kriegs-Marine eine Festigkeit von 4100—4700 kg/qcm und eine Dehnung von mindestens 20% aufweisen sollen; diese Bleche können jetzt bis zu 15 m Länge und etwa 4 m Breite gewalzt werden, wodurch die Zahl der Längs- und Querverbindungen (Nähte und Stöße) entspr. eingeschränkt wird.

b) Die Wandstärke der einzelnen Kesselteile und ihrer Verbindungen wird in der Kriegs- wie Handelsmarine nach Vorschriften und Regeln bestimmt, die auf wissenschaftlicher Grundlage und langjähriger praktischer Erfahrung beruhen.

In den Kriegsmarinen werden die bezügl. Wandstärken in den Bauvorschriften niedergelegt; Handelsschiffe müssen ein Zeugnis darüber beibringen, daß für die Kessel die Regeln einer Klassifikationsgesellschaft zur Anwendung gekommen sind. Die größten derartige Gesellschaften sind in England der Board of Trade und Lloyd's Register,

1) Bei sehr großen Dimensionen zuweilen Nickelstahl.

in Deutschland der Germanische Lloyd, in Frankreich das Bureau Veritas.<sup>1)</sup>

Außerdem existieren für die Güte des Kesselmaterials und die verwendeten Wandstärken die vom internationalen Verbands der Dampfkessel-Überwachungs-Vereine angenommenen Würzburger (Vgl. Hütte, Taschenb. 20. Aufl. 1908. I. T. S. 563) und Hamburger Normen. (Vgl. Bauer 1908 S. 441 und Hütte II. T. S. 92.) Diese stammen bereits aus den Jahren 1881 und 1884 und sind seitdem häufiger revidiert und zum letzten Male 1905 abgeändert worden. Gegen das Bestreben der Überwachungsvereine, diese Regeln zu Polizeiverordnungen zu erheben, hat der Verein Deutscher Ingenieure durch eine Eingabe an den Reichskanzler Einspruch erhoben<sup>2)</sup>. Mit Recht wird in dieser Eingabe darauf hingewiesen, daß man Bestimmungen, die fortgesetzt den Fortschritten der Wissenschaft und Technik unterworfen sind, unmöglich behördlicherseits festlegen kann, und daß vor allem die Würzburger Normen, welche die Güte des Materials noch vorwiegend nach der Zugfestigkeit und der Bruchdehnung beurteilen, nach dem Stande der heutigen wissenschaftlichen Erkenntnis keine ausreichende Gewähr für absolut geeignetes Kesselmaterial bieten. Als Folge hiervon bildete sich auf Veranlassung des Reichskanzlers die sog. Normenkommision, welche sich aus 33 Männern der Wissenschaft und Praxis zusammensetzt und welche die bezügl. Vorschriften dauernd nach den Fortschritten der Technik entwickeln soll.<sup>3)</sup>

Sei  $D$  der innere  $\sigma$ ,  $L$  die Länge des Kesselmantels,  $s$  seine Wandstärke, alles in cm, und  $p$  die Kesselspannung in kg/qcm, so beträgt der Gesamtdruck auf den Kesselmantel  $p \cdot D \cdot L$  und die dadurch hervorgerufene Beanspruchung pro qcm des Mantels  $\frac{p \cdot D \cdot L}{2s \cdot L} = \frac{pD}{2s}$ ; sei nun die Zugfestigkeit des Mantelmaterials gleich  $K$ , so erhält man, bei Annahme einer  $\mathcal{C}$ -fachen (meist 4—5) Sicherheit die Beziehung  $\frac{pD}{2s} = \frac{K}{\mathcal{C}}$  oder  $s = \frac{p \cdot D \cdot \mathcal{C}}{2K}$ , wobei  $K$  bei Verwendung von Stahlblechen einen mittleren Wert von ca. 4400 kg. haben wird. Diese Formel gilt aber nur, wenn keine Verminderung des effektiven Querschnittes für den Kesselmantel eintritt. Da aber die Bleche durch Nietnähte verbunden sind, so bleibt als effektiver Querschnitt des Bleches nur der Teil zwischen den Nietlöchern übrig. Dieser beträgt bei Verwendung einer einreihigen Nietnaht durchschnittlich nur 56% des

1) Eine Zusammenstellung dieser Vorschriften ist von Eckermann gemacht und im Verlag von Boysen & Maasch 1899 in Hamburg herausgegeben. Sie sind auch in Bauer 1908 S. 513, 544 und 792 aufgenommen.

2) Z. V. D. I. 1905 S. 1958, 1967, 2110 und 1906 S. 39 und 189.

3) Z. V. D. I. 1907 S. 2004. Die neuesten Dampfkessel-Gesetze sind im Reichs-Ges.-Bl. vom 9. 1. 1909 S. 51 wiedergegeben.

vollen Bleches, bei zweireihigen Nietnähten ca. 70%, so daß dann  $s$  entsprechend auf  $s = \frac{p \cdot D \cdot \mathfrak{S}}{1,12 K}$  oder  $= \frac{p D \mathfrak{S}}{1,40 K}$  vergrößert werden muß; für

$p = 16 \text{ kg/qcm}$ ,  $\mathfrak{S} = 4,5$ ,  $K = 4400$  wird also rund  $s = \frac{D}{70}$  bzw.  $\frac{D}{85}$ .

Es sei noch bemerkt, daß z. B. der Board of Trade einen Sicherheitsfaktor von mindestens 4,5 vorschreibt, während sich die englische Admiralität mit einem Werte von  $\mathfrak{S} = 4$  zufrieden gibt; in Deutschland wählt man  $\mathfrak{S} = 4,5$  bei Doppellaschennietung, sonst höher.

c) Herstellung der Nietungen. Nachdem die Kesselbleche auf Maß gehobelt sind, werden sie rund gewalzt oder mittels hydraulischer Biegepresse rundgebogen und durch warmes Anrichten zusammengepaßt. Alsdann werden die Laschen an das Mantelblech kalt „angerichtet“, mit Heftschrauben befestigt und die Nietlöcher mittels Radialbohrmaschine gleichzeitig durch Mantel und Laschen gebohrt. Früher wurden die Nietlöcher gestanzt, wodurch leicht Spannungen entstehen, die zu Rissen Veranlassung geben können und die beim Bohren vermieden werden. Nach dem Bohren werden die Bleche zur Entfernung des Grates und um eventl. eine Versenkung für die Niete vorzusehen, auseinander genommen. Die zu überlappenden Flächen werden sorgfältig von Rost und Zunder gereinigt.

Die Nietung selbst erfolgt, wo es irgend zugänglich, unter Anwendung von hydraulischem Drucke oder komprimierter Luft; der Stempel der Nietmaschine muß dabei so lange auf den Schließkopf des Nietes pressen, bis der Niet genügend erkaltet und dadurch widerstandsfähiger geworden ist. Die mit einem Kopf (Setzkopf) versehenen Nietbolzen werden vor dem Nieten langsam in einem besonderen Ofen erwärmt. Nach ausgeführter Nietung werden die Nähte und Nietköpfe innen und außen mit Hand oder unter Verwendung von pneumatischen Werkzeugen sauber verstemmt.

d) Arten von Nietungen. Man unterscheidet Überlappungs- und Laschennietung, je nachdem die Bleche übereinander oder stumpf gegeneinander gelegt werden, wobei dann entweder nur auf einer oder auf beiden Seiten Laschen aufgelegt werden; man spricht dann von einfacher oder Doppellaschennietung. Die Überlappungsnietung wird für die Quernähte (s. Fig. 19, 20, 24 in § 15 und 16) und da, wo 2 Bleche unter einem Winkel zusammenstoßen, — z. B. zwischen Mantel und Stirn- oder Rückwand — angewandt; Längsnähte dagegen werden bei allen größeren Kesseln als Doppellaschennietung (s. Fig. 17) ausgeführt, da eine Überlappungsnietung den auftretenden Biegungsbeanspruchungen nicht gewachsen ist und leicht zu Ribbildungen führt und ferner eine einfache Laschennietung kaum eine höhere Festigkeit als 65% des vollen Bleches ergibt. Außerdem unterscheidet man

Ketten- und Zickzacknietungen, je nachdem die Niete in geraden Reihen oder versetzt angeordnet werden, weiterhin Festigkeits- und Dichtigkeitsnietungen, je nachdem die Verbindung nur auf Festigkeit oder auch auf Dichtigkeit beansprucht wird. Die Zickzacknietung gestattet die einzelnen Niete näher aneinander zu rücken, bewirkt dadurch eine bessere Dichtigkeit und wird daher bei Kesselnietungen bevorzugt.

e) Die Berechnung der Nietung erfolgt meistens nach dem Grundsatz, daß der Abscherwiderstand der Nietquerschnitte gleich der Zugbeanspruchung des durch die Nietlöcher geschwächten Bleches sein soll. Da nun das Nietmetall meistens weicher ist als das Kesselblech, und demnach seine Abscherfestigkeit etwas geringer ausfällt, so macht man den Nietquerschnitt zuweilen etwas größer als den Querschnitt des Bleches zwischen den Löchern; der Board of Trade setzt dies Querschnittsverhältnis =  $\frac{23}{23} = 1,22$ . Andererseits muß man aber bedenken, daß zwar das gesamte Kesselblech, nicht aber die Nietquerschnitte einer Abnutzung unterworfen sind, so daß man also am ersten Grundsatz festhalten kann.

Sei nun die Nietteilung (Entfernung der Niete in der äußersten Nietreihe) =  $t$ , der Niet- $\phi = d$ , die Zahl der Niete innerhalb einer Teilung =  $n$  und  $K$  resp.  $K_1$  die Zugfestigkeiten des Bleches resp. des Nietmaterials<sup>1)</sup>, so ergibt sich der volle Materialquerschnitt innerhalb einer Nietteilung =  $t \cdot s$  und der Querschnitt des durch die Nietlöcher geschwächten Bleches =  $(t - d)s$  mit einer Zugfestigkeit =  $K \cdot (t - d)s$ . Ferner ist der Gesamtnietquerschnitt =  $n \cdot \frac{\pi d^2}{4}$ , und die bezügl. Abscherfestigkeit ca.  $0,9 K_1 \cdot \frac{n\pi d^2}{4}$ ; es müßte mithin sein:  $K(t - d)s = 0,9 K_1 \cdot \frac{n\pi d^2}{4}$ . Bei gut ausgeführter Nietung erhält man darnach bei Doppellaschennietung das Verhältnis  $\frac{t-d}{t}$  etwa 0,8 für dreireihige, und ca. 0,85 für vierreihige Nietung; demnach ergibt sich  $s = \frac{pD\mathfrak{S}}{1,6K}$  resp.  $s = \frac{pD\mathfrak{S}}{1,7K}$ ; und z. B. für die Werte von  $p = 16$ ,  $\mathfrak{S} = 4,5$  und  $K = 4500$ :  $s = \frac{D}{106}$  resp.  $= \frac{D}{100}$ . Die Dicke der Laschen macht man meist =  $0,75s$ , ferner den Niet  $\phi$  größer als  $s$  und kleiner als  $2s^2$ , die diagonale Entfernung der Zickzacknieten mindestens  $2,4d$ , die Entfernung der Nietlöcher vom Blechrande gewöhnlich  $1,5d$ . Ferner wendet man bei Blechstärken von über  $1,25\text{ cm}$  doppelte, und bei Blechen über  $2,5\text{ cm}$  dreifache Nietreihen an.  $t$  soll bei Überlappungs-nietung höchstens  $8s$ , und bei Doppellaschennietung höchstens =  $c \cdot s + 4,1$

1) Die Abscherfestigkeit ist dann durchschnittlich  $0,85 - 0,9 K_1$ .

2) Meist  $d = \sqrt{5s} - 0,6\text{ cm}$ .



betragen, dabei ist  $c = 4,63, 5,52$  oder  $6,1$ , je nachdem die Zahl der Niete in einer Nietteilung 3, 4 oder 5 beträgt. Die Entfernung der einzelnen Nietreihen soll  $3,75 d$  nicht überschreiten; nach Bach soll sie  $0,4 t$  bei zweireihiger und  $\frac{3}{8} t$  bei dreireihiger Doppellaschennietung betragen, wobei in der äußeren Nietreihe immer umschichtig ein Niet fehlt. Der Gang der Niet-Berechnung für einen Entwurf ist von Dieckhoff<sup>1)</sup> genau angegeben. Für den praktischen Gebrauch leistet die von Prohmann<sup>2)</sup> veröffentlichte Niettabelle gute Dienste.

In ähnlicher Weise wird die Festigkeitsberechnung für den Oberkessel eines Wasserrohrkessels vorgenommen; eine solche ist unter Berücksichtigung der das Kesselblech schwächenden Rohrlöcher in Schiffbau 1904/05 S. 557 durchgeführt.

f) Schweißverbindungen. Um die Leckagen einer Nietnaht zu vermeiden, wurden Mitte der 80er Jahre in großem Umfange geschweißte Nähte verwendet. Die Güte einer solchen Schweißung hängt von der Geschicklichkeit und der Sorgfalt des Arbeiters ab, und eine Fehlstelle kann leicht verborgen bleiben, wenn die Schweißung nicht unter persönlicher Aufsicht geschieht. Infolge dieser Unsicherheit hat man daher von Schweißverbindungen bei großen Cylinderkesseln wieder Abstand genommen und hat diese auf die verhältnismäßig kleinen Ober- und Unterkessel von Wasserrohrkesseln beschränkt. Jedes Schweißstück ist gut auszuglühen. Für die Schweißstelle nimmt man gewöhnlich nur eine Festigkeit von  $0,7 - 0,75$  derjenigen des Mantelbleches an. Nach Knaudt<sup>3)</sup> können allerdings sehr viel günstigere Resultate erzielt werden. Zum Abdichten von Rissen ist in letzter Zeit vielfach die sog. autogene Schweißung zur Anwendung gekommen (§ 51).

g) Kesselenden. Da die Kesselstirnwände meistens Börtelungen für die Feuerlöcher erhalten, so nimmt man hierfür eine weiche Stahlqualität, von der man ebenso wie für die Feuerungsbleche eine Dehnung von wenigstens 25% bei  $34 - 39$  kg/qmm Festigkeit verlangt. Die Wandstärke der durch Anker oder Stehbolzen versteiften Endflächen wird beim Britischen wie Germanischen Loyd  $= Cl\sqrt{p}$  gemacht, wobei  $l$  die Entfernung der Anker oder Stehbolzen in *cm* angibt und  $C$  eine Constante  $= 0,016 - 0,024^4)$  ist. Der kleinere dieser Werte wird gewählt, wenn die Bleche von den Heizgasen nicht berührt und die Anker mit dicken und breiten Unterlegscheiben und Muttern zur Absteifung der Endbleche versehen werden. Letzteres wird namentlich bei den obern Kesselteilen, die behufs Revision leicht zugänglich sein sollen, gemacht und hat den Vorzug, daß dann die Anker etwas weiter auseinander stehen können (§ 37). Die Verwendung

1) Z. V. D. I. 1898 S. 880.

2) Hütte, 20. Aufl. 1908, II. Tl. S. 113.

3) Vgl. Z. V. D. I. 1894 S. 458.

4) Hütte 1908 II Tl. S. 734.

gewöhnlicher eingeschraubter und vernieteter Anker ist zwar billiger, erfordert aber mehr Anker und eine größere Blechstärke.

Die Verbindung der Kesselenden mit dem Mantel erfolgte früher wie bei den Landkesseln durch Winkel; diese Methode ist zwar billig, veranlaßt aber die doppelte Zahl von Nieten und Leckagen. Wo hydraulische Pressen zur Verfügung stehen, werden jetzt die Endbleche nach innen umgebörtelt und mit Hand genietet; ist dagegen eine maschinelle Nietung erwünscht, so wird die Börtelung der Kesselenden nach außen angeordnet. Die Umbörtelung des Mantelbleches (nach innen) statt der Endbleche ergibt zwar an der Umbiegungsstelle eine größere Materialstärke, die Konstruktion ist aber schwer auszuführen, recht teuer und liefert eine ungünstige Beanspruchung.

### § 37. Die Verankerungen.

Die wichtigsten Versteifungen der ebenen Flächen sind folgende:

a) Längs-, b) Rohr-, c) Decken- und d) Brückenanker, ferner e) Stehbolzen und f) aufgenietete Winkel. Die einzelnen Detailkonstruktionen für die Verankerungen usw. sind in Mentz, Schiffskessel 1907 genau beschrieben und an guten Skizzen erläutert.

a) Die Längsanker werden für 2 ziemlich entfernt liegende flache Wände angewendet und gewöhnlich in beiden Wandungen unter Verwendung von feinem Gewinde und von Muttern nebst Unterlegscheiben — innen und außen oder nur außen — befestigt.

Um genügenden Platz für eine innere Revision usw. zu erhalten, werden diese Anker in Abständen von mindestens 35 cm eingezogen. Die unterste Ankerreihe wird gewöhnlich erst 30 cm über der obersten Rohrreihe angeordnet, da sonst die Stirn- und Rückwände nicht genügend nachgeben können. (Fig. 17—25 und 29—35).

Die Beanspruchung von Stahlankern darf höchstens 600 kg/qcm betragen, was etwa einer 7fachen Sicherheit entspricht. Eingehende Versuche und Berechnungen mit Längsankern und Stehbolzen sind namentlich von Bach<sup>1)</sup> angestellt.

b) Die Rohranker oder Ankerrohre dienen zur Versteifung der Rohrwände und gleichzeitig als Heizrohre; sie sind aber von doppelter Wandstärke wie die Feuerrohre und an beiden Enden mit feinem Gewinde versehen. Früher waren sie vorn mittels Muttern befestigt, jetzt werden beide Enden an den Rohrwänden umgebörtelt; am hinteren Ende sind die Rohranker im  $\emptyset$  etwas eingezogen, um sie leichter herausnehmen zu können. Auf je vier Feuerrohre kommt gewöhnlich ein Ankerrohr. (Fig. 21, 22, 32, 36. Statt gewöhnlicher Rohre verwendet man zuweilen zur Vergrößerung der Heizfläche Serve-Rohre mit 6—8 inneren

1) Z. V. D. I. 1894 S. 341 u. 373.

Längsrippen oder sog. Retarder; dies sind Rohre mit spiralförmig gewundenen Flacheisenschienen, die mit 2—3 Windungen im Innern des Rohres entlang ziehen und die Heizgase zu einer kreisenden und verzögernden Bewegung zwingen, um sie besser auszunutzen. Die Reinigung solcher Rohre<sup>1)</sup> ist natürlich schwieriger als die gewöhnlicher Rohre.

c) Die Deckenanker dienen zur Versteifung der Verbrennungskammerdecke. An dieser wie am Mantel sind Winkel angenietet, um welche die Deckenanker scharnierartig herumgreifen. Um die Heizgase möglichst vollkommen zu verbrennen, hat man in neuerer Zeit die Tiefe der Verbrennungskammer (in der Längsachse des Kessels) von 0,9 auf 1,2 m vergrößert. Nimmt man ferner eine Breite von 1 m und einen Kesseldruck von 15 kg an, so hat die Decke einen Druck von etwa 180 Tonnen auszuhalten. Das bedingt eine recht umfangreiche Versteifung, wodurch der Dampfraum sehr unzugänglich wird. Daher werden jetzt für die Deckenanker Brückenträger oder Gelenkanke, die leicht entfernt werden können, vorgesehen. (Fig. 33—36).

d) Diese Brückenanker bestehen aus mehreren flachen Bügeln (Fig. 19—21), welche mit ihren Enden auf die Rohr- und Verbrennungskammerwand aufgepaßt und durch Gewindebolzen, die unten umgenietet und oben resp. beiderseits mit Muttern versehen sind, miteinander festgehalten werden. Die Bügel müssen ca. 4 cm von der Decke abstehen; um die Bolzen legt man zwischen Decke und Bügel Distanzringe. Diese Anker können für Reinigungszwecke leicht entfernt werden. Bezeichnen  $s$ ,  $a$ ,  $l$  u.  $h$  die Dicke, Länge, Entfernung und Höhe der Bügel u.  $e$  die Entfernung der Bolzen eines Bügels in cm, so ist nach den Regeln des Board of Trade

$$s = \frac{0,9 p (a-e) l \cdot a}{R \cdot h^2},$$

$R$  ist dabei = 630 bei 2—3 Bolzen pro Anker  
und = 720 bei 4—5 Bolzen<sup>2)</sup>.

e) Die Stehbolzen dienen zur Verankerung naher, meist paralleler flacher Wände. Sie sind mit feinem Gewinde versehen und an den Enden umgenietet resp. mit Muttern versehen; bei dünner Blechstärke erfolgt meist letztere Befestigungsart. Sie sind von außen her auf  $\frac{1}{2}$ — $\frac{2}{3}$  ihrer Länge mit einer 3 mm Öffnung versehen, wodurch ein Stehbolzenbruch infolge des austretenden Wassers angezeigt werden kann. Die Anordnung der Stehbolzen ist aus den Fig. 17—21 ersichtlich. Ihr  $\phi$  beträgt 28—40 mm, die zulässige Beanspruchung 500 kg/qcm bei Schweißeisen und 600 kg/qcm bei Flußeisen.

f) Aufgenietete Winkel werden zuweilen zur Versteifung der Kesselenden und zwar in Verbindung mit Eckblechen da angewandt,

1) Vgl. § 52. 2) Berechnung der Bügel vgl. auch Hütte 1908, II. Tl., S. 96 u. 735.

wo die Raumverhältnisse die Anordnung von Längsankern nicht gestatten. Auch an verschiedenen Teilen der Feuerung, wie z. B. an der unteren Wand der Verbrennungskammer werden derartige Versteifungswinkel vorgesehen. (Siehe Fig. 18, 19 und 36).

### § 38. Die Feuerungsanlage.

Die Feuerungsanlage soll das Brennmaterial aufnehmen, den entstehenden Gasen Gelegenheit zur vollständigen Verbrennung geben, die entwickelte Wärme möglichst schnell und vollkommen an das Kesselwasser abgeben, und die verbrannten Gase abführen. Dementsprechend besteht jede Feuerungsanlage aus:

- 1) dem Verbrennungsraum mit dem Aschfall
- 2) den Feuerzügen mit Rauchkammer und Schornstein; hierzu kommen noch besondere Einrichtungen für
- 3) den künstlichen Zug,
- 4) die rauchlose Verbrennung und
- 5) die Ölfeuerung.

Der Verbrennungsraum mit dem Aschfall. Bei Zylinderkesseln wird wegen des geringen Verbrennungsraumes der Flammrohre oberhalb des Rostes noch eine besondere Verbrennungs- oder Rauchkammer eingebaut; bei den weitrohrigen Wasserrohrkesseln wird die Feuerung meist an allen vier Seiten, bei den engrohrigen gewöhnlich nur vorn und hinten durch Chamotteaufmauerung begrenzt. Als Zubehörteile gehören zum Verbrennungsraume der Rost mit der Feuerbrücke, die Zarge mit der Feuertür, der Aschfall mit der Dämpferklappe und die Feuerlöscheinrichtung.

a) Die Flammrohre oder Feuerbüchsen müssen einen genügenden Widerstand gegen äußeren Druck und eine gewisse Elastizität gegen Wärmeausdehnungen besitzen. Aus diesem Grunde werden seit 1878 nach Fox Patent von Schulz-Knautd<sup>1)</sup>, Morison (Fig. 19 u. 24), Purves (Fig. 20), Deighton u. a. gewellte Rohre angewendet; diese Wellrohre liefern außerdem eine größere direkte Heizfläche, sind aber schwerer zu reinigen als die früher verwandten glatten Rohre mit zwischengetieteten sog. Adamsonschen Versteifungsringen; sie sind ferner bei Rotglut weniger widerstandsfähig, da ihre Form sich leicht verzieht und zu Verbeulungen Veranlassung gibt. Sie sind in der Längsnaht, die man stets seitlich unterhalb des Rostes anordnet, geschweißt und werden ca. 2 m lang und 1—1,3 m im  $\varnothing$  gemacht; der größere der beiden letzteren Werte bezieht sich auf Kessel mit natürlichem Zuge. Ihre Wandstärke  $s$  ergibt sich aus:

$$s = \frac{p D}{1160} + 0,2 \text{ cm,}$$

1) Vgl. Z. V. D. I. 1904 S. 1227 u. 1906 S. 1779.

wodurch  $D$  den äußeren  $\phi$  des Flammrohres in cm und  $p$  den Dampfdruck in kg/qcm bezeichnet. Da sich der obere Teil des Flammrohres stärker als der untere ausdehnt, so wird, um Undichtigkeiten zu vermeiden, die Verbindung mit der Verbrennungskammer oft nach Fig. 19 ausgeführt; diese Konstruktion gewährt noch den Vorzug, daß die Verstimmung der Niete keine Schwierigkeit bietet, und daß das Flammrohr bei einer event. Erneuerung leicht herausgezogen werden kann, das ist nur schwer möglich, wenn der umgebördelte Flansch des Flammrohres hinter der Verbrennungskammerwand angeordnet ist, wie z. B. in Fig. 20. Gegen Stichflamme ist die Verbindungsstelle durch eine Chamotteaufmauerung zu schützen. An der Stirnwand muß die entsprechende Öffnung so groß gemacht werden, daß der hintere zuweilen etwas eingezogene Flansch, wie auch das Flammrohr selbst, bequem hindurchgezogen werden kann. Manchmal wird der untere Teil des Flammrohres kürzer gemacht und kann bei entsprechender Schräglage des Rohres zuerst herausgezogen werden. Die Befestigung zwischen Flammrohr und Stirnwand wird durch Kröpfung der letzteren und Nietung bewirkt; wegen des leichteren Nietens ist die Kreppe meistens nach außen ausgeführt (Fig. 19, 20, 24); eine innere Kröpfung liefert indessen eine bessere Beanspruchung. (Weitere Detailkonstruktionen s. Mentz, d. Schiffskessel S. 102.)

b) Die Verbrennungskammern bilden Ergänzungen der Flammrohre zur weiteren Verbrennung der Heizgase und passen sich, wie aus den Fig. 17, 18, 25 ersichtlich, der Kesselform an. Die hintere Wand wird zuweilen etwas schräg angeordnet, weil sich dann die Dampfbläschen leichter ablösen und die Zirkulation sich schneller vollzieht. (Fig. 20.) Die Decken der äußeren Verbrennungskammern sind meist unter  $8^\circ$  Neigung angeordnet, um einem zu frühen Austauchen der äußersten Deckenenden aus dem Kesselwasser bei schlingerndem Schiffe vorzubeugen. (Fig. 18.) Der Abstand zwischen den Wänden der Verbrennungskammer und des Kessels muß mindestens 15 cm betragen. Die Wandstärke wird nach der (S. 105) erwähnten Formel  $s = C \cdot l \sqrt{p}$  berechnet; das Bodenblech wird mit Rücksicht auf die starke Abnutzung etwas dicker gemacht. Da es vorgekommen ist, daß infolge des großen auf der Decke der Verbrennungskammer lastenden Druckes, der bei Anwendung von Brückenträgern auch auf die Rohrwand übertragen wird, die oberen Rohrlöcher der letzteren oval geworden sind, so hat der Germanische Lloyd neuerdings die Wandstärke  $s$  der Rohrwand gemäß Formel  $s = \frac{p \cdot w \cdot b}{1800(b-d)}$  cm vergrößert. Dabei bedeutet  $w$  die Weite der Verbrennungskammer,  $b$  die horizontale Entfernung zweier Feuerrohre von Mitte zu Mitte und  $d$  den inneren  $\phi$  der Feuerrohre.

Die einzelnen Teile der Verbrennungskammer werden, wie aus

den Fig. 18, 19, 25 ersichtlich, durch Flanschen verbunden; die im Innern des Kessels liegenden Kanten müssen hierbei stets nach unten stehen, damit sich auf denselben keine Ablagerungen festsetzen können.

c) Der Rost besteht aus den Roststäben und den Rostträgern. Die ersteren werden bei der Kriegsmarine als Einzel- oder als Bündelroste meist aus Schmiedeeisen durch besondere Spezialmaschinen hergestellt. Das Normalprofil bei Wasserrohrkesseln ist  $80 \times 15 \times 6$  mm bei ca. 0,7—0,9 m Länge und 10 bis 13 mm Zwischenraum; letzterer entsteht durch die angestauchten Köpfe von ca. 25 mm Dicke resp. bei Bündelrosten durch die an den Nietbolzen vorgesehenen Distanzstücke und bildet die sog. freie Rostfläche. Diese muß um so größer sein, je mehr die verwandte Kohle backt und je stärker forciert wird. Die Bündelroste sind aus 3—5 genieteten Stäben von ca. 10 mm Dicke und den erwähnten Zwischenstücken zusammengesetzt; sie haben besonders auf Lokomotivkesseln Verwendung gefunden.

Die Roststäbe in der Handelsmarine bestehen gewöhnlich aus Gußeisen; sie sind meist 32 mm breit,  $0,6 \sqrt{\text{Länge}}$  hoch und unten auf ca. 11 mm verjüngt.

Bei Verwendung gewellter Flammrohre werden die Seitenroststäbe der Wellenform entsprechend hergestellt.

Die Roststäbe werden in 2—3 Lagen mit einer Neigung von etwa 85—130 mm pro Meter verlegt, um eine leichtere Beschickung zu ermöglichen und einem Durchbiegen der Roststäbe vorzubeugen. Zwischen den Lagen läßt man ca. 4 mm Spielraum für eine freie Ausdehnung der Roststäbe; außerdem sind die Roststäbe zu diesem Zwecke an einem Ende abgeschrägt. (Fig. 23 und 36).

Die Roststäbe liegen vorn auf dem Rostträger oder der Schürplatte, in der Mitte auf dem Rostbalken und hinten auf dem Rahmen der Feuerbrücke (Fig. 24 u. 31) resp. bei Wasserrohrkesseln auf einem besonderen Roststabträger auf. In der englischen Marine sind zuweilen die Roste von Martin oder von Henderson eingebaut. Die ersteren bestehen aus schmiedeeisernen Stäben von quadratischem Querschnitt, die mit dem Winkel nach oben gestellt und so angeordnet sind, daß die Stäbe zur Feuerreinigung leicht umgedreht werden können. Die Roststäbe von Henderson bestehen aus Gußeisen von gewöhnlichem Querschnitt; sie sind in ein Gestell eingehängt, das behufs Aufbrechen der Schlacken durch Hebel bewegt werden kann; die mühselige Feuerreinigung bleibt dann erspart.

d) Die Berechnung und Unterbringung der Rostfläche bildet die Grundlage für die Berechnung der Kesselanlage. Man geht von der verlangten Maschinenleistung =  $N$  I.P.S aus und nimmt die Zahlen für den stündlichen Kohlenverbrauch pro I.P.S und pro qm Rostfläche =  $k$  und  $K$  kg als Erfahrungswerte für den projektierten

Maschinen- und Kesseltyp an;  $k$  liegt etwa zwischen 0,6 und 0,9 und  $K$  zwischen 100 und 250, wobei sich die kleineren Zahlen auf schwer gebaute Handelsschiffe, die größeren auf leicht gebaute Kriegsschiffe beziehen. Die Gesamtrostfläche wird dann  $= \frac{k \cdot N}{K}$ . Man kann nun pro Feuerung höchstens 2,5 qm Rostfläche unterbringen, da man wegen der Bedienung den Rost nur 1,6—2 m lang und 1—1,3 m breit macht, mithin braucht man z. B. bei Verwendung von Wasserrohrkesseln mit je 1 oder je 2 Feuerungen mindestens  $\frac{kN}{2,5K}$  oder  $\frac{kN}{5K}$  Kessel, bei Verwendung von Zyl.-Kesseln mit 3 Feuerungen für Einender mindestens  $\frac{kN}{7,5K}$  und für Doppeler  $\frac{kN}{15K}$  Kessel. Je nach den Raumverhältnissen und den zulässigen Kesselanstrengungen wird man die erhaltenen Werte nach oben oder nach unten als ganze Zahlen abrunden.

e) Die Feuerbrücke dient zum hinteren Abschluß für das Brennmaterial, zum Schutze der hinteren Verbrennungskammerwände gegen die Stichflamme und zur Verengung des Querschnittes (auf ca.  $\frac{1}{6}$ — $\frac{1}{8}$  der Rostfläche) für die abziehenden Heizgase. Beim Zylinderkessel mit durchschlagender Flamme und beim Lokomotivkessel soll sie noch die der Feuertür gegenüberliegende Rohrwand gegen starke Abkühlung und Leckagen schützen. Sie wird ca. 120—200 mm über Oberkante Rost aufgeführt, doch darf durch ihren Einbau der Zugang zur Verbrennungskammer behufs Reinigung und Nachdichten der Feuerrohre nicht behindert werden. Ihre beiden Hauptteile sind die aus Guß- oder Schmiedeeisen hergestellte Unterlage und die aus Mauerwerk oder besonderen mit Feder und Nute versehenen Formsteinen bestehende eigentliche Feuerbrücke. (Fig. 20 und 24.)

Die verschiedenen Einrichtungen zum Ersatz der — bei den Wasserrohrkesseln fehlenden — Feuerbrücke behufs guter Ausnutzung der Heizgase sind bei den einzelnen Wasserrohrkesseltypen besprochen.

f) Die Feuerzarge nebst Feuertür dient zum Abschluß der Feuerung und ist aus Schmiedeeisen, in der Handelsmarine oft aus Gußeisen hergestellt. Zum Schutze gegen das Feuer ist die Tür mit 1—2 inneren Schutzblechen versehen, die ebenso wie der äußere Teil selbst Löcher zur Kühlung erhalten. Sie ist in der an der Kesselstirnwand angenieteten Feuerzarge so befestigt, daß sie sich um eine horizontale Achse — infolge Anordnung von Gegengewichten — leicht drehen kann und nach innen aufschlägt. Häufiger sind Stellvorrichtungen vorgesehen, um die Tür zur Dämpfung oder beim Durchstoßen des Feuers nach Bedarf festzustellen. Bei Lokomotivkesseln schlagen die Feuertüren nach außen. Die Größe der Feuertür ist  $400 \times 300$  bis  $450 \times 350$  mm. Beim Lokomotiv- und Marinekessel (mit durchschlagender Flamme) ist der kleinere Querschnitt wegen

der dadurch bewirkten geringeren kalten Luftzuströmung nach der gegenüberliegenden Rohrwand empfehlenswerter.

g) Der Aschfall dient zur Zuführung der Verbrennungsluft und zur Aufnahme der Verbrennungsrückstände. Bei Zylinderkesseln wird er durch die untere Hälfte der Flammrohre, bei Lokomotiv- und Wasserrohrkesseln durch einen besonderen angeschraubten oder angenieteten Kasten aus verzinktem Eisenblech gebildet. Vorn befindet sich eine um 2 Zapfen drehbare und für verschiedene Lagen feststellbare Aschfall- oder Dämpferklappe, die für das Ascheziehen auch ganz herausgehoben werden kann. Sie soll sich durch den im Kesselraum herrschenden Luftdruck leicht nach innen öffnen und bei Wasserrohrkesseln durch den im Aschfall bei einem Rohrbruche entstehenden Überdruck selbsttätig schließen. Hinten wird der Aschfall durch die Verbrennungskammerwand oder durch eine von Unterkante Feuerbrücke bis zum Boden des Aschfalles reichende gleichfalls mit Stellvorrichtung versehene Klappe (Fig. 24) abgeschlossen. Beide Klappen können die Luftzufuhr und den erforderlichen Zug regulieren. — Hinter dem Dämpfer ist der sog. Schürstock zur bessern Handhabung des Schürgerätes angebracht.

h) Die Feuerlöscheinrichtung besteht aus einem Absperrventil, einer Rohrleitung und einer Anzahl von Streudüsen. Die Ventile sind zweckmäßig mittels Gestänge von den Niedergängen aus zu bedienen. Die Rohrleitung steht mit dem Bodenventil und einem engmaschigen Siebkasten in Verbindung, um Schmutzteile von den Streudüsen fern zu halten. Die letzteren sind so zu verteilen, daß das ausströmende Wasser sich möglichst über das ganze Feuer verteilt. Zum Schutze gegen Verbrennen und zur besseren Luftzuführung erhalten sie eine Ummantelung in Form eines mit Rippen versehenen gußeisernen Rohrstutzens. Bei flachen Schiffen wie z. B. Torpedobooten reicht die Druckhöhe des Wassers zum Betrieb der Düsen nicht aus; dann muß eine Dampfleitung für die Düsen resp. für Ejektoren vorgesehen werden.

### § 39. Die Feuerzüge mit Rauchfang und Schornstein.

Diese stellen den Weg der Heizgase dar und werden durch die Feuerrohre resp. bei Wasserrohrkesseln durch den Raum zwischen den Wasserrohren gebildet. Ihr Gesamtquerschnitt beträgt bei Feuerrohrkesseln 0,16—0,25 der Rostfläche, wobei sich der untere Wert auf natürlichen, der obere auf künstlichen Zug bezieht.

a) Die Anordnung der Feuerrohre erfolgt meist so, daß sie nach der Rauchkammer zu etwas ansteigen (Fig. 19, 24 u. 33), um den Zug zu verbessern. Bei Zylinderkesseln sind sie in den Rohrwänden quadratisch (Fig. 17, 18, 21, 25), bei Lokomotivkesseln zur besseren Raumausnutzung zickzackförmig unter 60° angeordnet (Fig. 34); die erstere



Anordnung begünstigt ein schnelleres Aufsteigen der Dampfblasen und die innere Kesselreinigung. Bei der Zickzackanordnung stauen sich die Dampfbläschen an der Unterseite der Rohre und führen dadurch leicht eine Überhitzung, und ein Krummbiegen der letzteren herbei.

b) Die Befestigung der Rohre geschieht an beiden Enden durch Aufweiten mittels Rohrwalze (Mandrill) und Umbörteln der Enden. Statt der Rohrwalze ist neuerdings von Burton ein hydraulischer Apparat in Vorschlag gebracht worden.<sup>1)</sup> Bezgl. Befestigung der Ankerrohre vgl. § 37. Bei Lokomotivkesseln werden die Rohre am vorderen Ende gestaucht, mit feinem Gewinde versehen, in die Rohrwand eingeschraubt, aufgedrillt und umgebörtelt. Sind die Rohre nicht fest genug eingewalzt oder die Rohrenden zu stark erhitzt, so daß sie infolge verminderter Spannkraft nicht mehr genügend auf die Rohrwand drücken, so müssen die Rohre nachgedrillt oder besondere, konisch gehaltene Rohrringe eingetrieben werden. Die letzteren verengen jedoch den Zugquerschnitt und begünstigen die Rußansammlung (sog. Schwalbennester). Für kleinere Kessel haben sich die Pauk'schen<sup>2)</sup> Rohre mit konischen, aufgeschweißten Enden und entsprechenden konischen Rohrlöchern gut bewährt; sie werden nur stramm eingetrieben und können bei großen Kesselreinigungen leicht herausgeschlagen werden.

c) Die Dimensionen der Rohre richten sich nach ihrem Verwendungszwecke. Man macht den äußeren Rohr- $\phi$  bei Zylinderkesseln der Kriegsmarine 63, 70 oder 76 mm, der Handelsmarine 76, 83 oder 89 mm, bei Lokomotivkesseln 44 oder 52 mm. Die größeren Dimensionen gestatten eine bessere Rohrreinigung, die kleineren die Unterbringung einer größeren Heizfläche. Die Länge der Rohre wird bei natürlichem Zuge 23—30, und bei künstlichem Zuge 35—40 mal  $\phi$ , die Wandstärke 2,5—4 mm, und die Rohrteilung in der Handelsmarine gewöhnlich  $1,4 \times \phi$  gemacht. Die Neigung zum Überkochen wird verringert, wenn die Rohrteilung möglichst weit angenommen wird. Die Löcher in der vorderen Rohrwand werden, um das Einziehen zu erleichtern, ca. 2 mm weiter als in der hinteren Wand gebohrt und die Rohre entsprechend stärker eingedrillt.

d) Das Material der Rohre ist Stahl, Schmiedeeisen oder Messing. In den Kriegsmarinen kommen jetzt ausschließlich Stahlrohre vor, die nahtlos gezogen sind; in der Handelsmarine findet man noch überlappt oder patent-geschweißte schmiedeeiserne Rohre. Messingrohre (68% Kupfer und 32% Zink) haben zwar ein sehr gutes Leitungsvermögen bei hoher Festigkeit und hohem Altmaterialwert; sie sind aber trotzdem aufgegeben, weil sie zu teuer und gegen Verschmutzung sehr empfindlich sind, und weil sie ihre Festigkeit bei hoher Forcierung

1) Z. V. D. I. 1901, S. 357. 2) Vgl. Prospekt der Firma in Landsberg a. W.

oder Verwendung schwefelhaltiger Kohle schnell einbüßen und zu Havarien Veranlassung geben.

e) Die Bestimmung und Unterbringung der Heizfläche. Unter Heizfläche versteht man alle einerseits von den Heizgasen, andererseits vom Wasser umspülte Flächen. Dabei ist es üblich, für die Rohre — gleichgültig ob von Feuer- oder Wasserrohrkesseln — die äußere Oberfläche zugrunde zu legen.<sup>1)</sup> Unter direkter Heizfläche versteht man die vom Feuer berührten Flächen, wie z. B. die obere Hälfte der Flammrohre und die Wände der Verbrennungskammer; unter indirekter die von den Gasen durch- oder umstrichenen Rohre. Sei  $R$  die berechnete Rostfläche (§ 38), so macht man die Heizfläche  $H$  bei Zylinderkesseln =  $30 - 40R$ , bei engrohrigen Wasserrohrkesseln =  $50 - 60R$ . Bei Zylinderkesseln werden davon ca. 80%, bei Wasserrohrkesseln ca. 100% von den Rohren aufgenommen. Bei Feuerrohren von 70 mm  $\phi$  und 2 m Länge findet man dann ihre Anzahl aus  $2 \cdot \pi \cdot 0,07 \cdot x = 0,8 \cdot 30 \cdot R$  zu  $x = 55R$ , und ihren Gesamtquerschnitt (für den Feuerzug) zu ca.  $0,2R$ . Bei Wasserrohrkesseln beträgt der Querschnitt für den Durchtritt der Heizgase gleichfalls ca.  $0,2R$ .

Die Bestimmung und Unterbringung der Heizfläche für krummrohrige Kessel geschieht am besten durch die Zeichnung.

f) Die Bestimmung von  $\phi$  und Länge eines Zylinderkessels. Nachdem man die Anzahl der Feuerrohre gefunden hat, wird ihr Gesamtquerschnitt unter Berücksichtigung der Rohrteilung ( $= 1,4 \times \phi$ ) aufgezeichnet, ferner wird die Länge und Größe der Verbrennungskammern eingetragen und alsdann auf zeichnerischem Wege der Kessel- $\phi$   $D$  ermittelt.

Die Länge  $L$  des Kessels ergibt sich aus der Summe der Feuerrohrlänge und der Breite für die Verbrennungskammer und der hinteren Stehbolzenlänge von 150—250 mm. Es ist dann noch eine Kontrolle des erhaltenen Dampf-raumes notwendig; letzterer soll pro qm Rost 0,9—1,3 cbm betragen, wobei sich der größere Wert auf 8, der kleinere auf 16 Atm. Betriebsdruck bezieht; eine andere Regel besagt, der Dampf-raum soll halb so groß sein als das Vol. der pro Min. entwickelten Dampfmenge.

Wird, wie es meist üblich, die Höhe des Dampf-raumes vom normalen Wasserstande bis Kesseldecke =  $\frac{D}{4}$  gewählt, so erhält man durch Rechnung die Größe des Dampf-raumes =  $0,15D^2 \cdot L$ , andererseits =  $0,9$  bis  $1,3 \cdot R$ . Mithin  $D = 2,4$  bis  $3 \sqrt{\frac{R}{L}}$  als Kontrollwert.

1) Nach dem neuen Dampfkesselgesetz für Schiffskessel v. 17. 12. 1908 (R. Ges. Bl. 09. S. 53) gilt als Heizfläche der auf der Wasserseite gemessene Flächeninhalt der einerseits von den Heizgasen, andererseits vom Wasser berührten Wandungen.

g) Die Rauchkammer vermittelt den Übergang der Feuerzüge zum Rauchfang und Schornstein. Sie ist ein aus Stahlblechen und Winkeln zusammengesetzter Kasten, der sich an die Endfläche oder bei Wasserrohrkesseln an die Blechbekleidung des Kessels anschließt. Zur Einschränkung der Wärmeausstrahlung ist sie mit einer äußeren Schutzwand im Abstände von 50—100 mm von der inneren Wand versehen. Für jede Rohrgruppe ist je eine, aus drei Blechen zusammengesetzte Rauchkammertür zum Reinigen und Revidieren der Rohre angebracht. Sie schlagen seitlich und werden durch Vorreiber geschlossen.

h) Der Rauchfang oder Schornsteinhals bildet den Übergang vom Querschnitt der Rauchkammer zu dem des Schornsteines. Er ist aus Blechen zusammengesetzt, die in sanften Kurven verlaufen. Für mehrere Kessel wird ein gemeinsamer Rauchfang mit besonderen Trennungswänden vorgesehen. Zur Zugregulierung ist im Rauchfang für jeden Kessel je eine Rauchfang- oder Schornsteinklappe angebracht, die vom Heizraum aus zu bedienen ist.

i) Der Schornstein ist aus einzelnen Blechen zusammengesetzt, die im Innern mittels Laschen und außen versenkt genietet werden. Dient der Schornstein für mehrere Kessel, so werden zuweilen für jeden Kessel besondere Scheidewände eingebaut; da diese aber bei ungleicher Erwärmung große Formveränderungen hervorbringen, und außerdem Versuche gezeigt haben, daß ein Zurückschlagen der Heizgase eines stark forcierten Kessels nach einem weniger forcierten kaum zu befürchten ist, so hat man die Scheidewände wieder fortgelassen. Bei größeren Schornsteinen ist in der Mitte oder an einer Seite ein bis in den Kesselraum hineinreichender Luftschacht vorgesehen, der zum Begehen des Schornsteins mit Steigeisen versehen ist. Zwischen Schornstein und Rauchfang befindet sich manchmal ein Schornsteinuntersatz, der unten einen viereckigen, oben einen runden Querschnitt aufweist. Ferner umgibt man den eigentlichen Schornstein bis unter die Decke des Schornsteinschachtes in einem Abstände von 50—100 mm mit einem Mantel; außerdem ordnet man zur Einschränkung der Wärmeausstrahlung an die anliegenden Decks und zur Vorwärmung der Verbrennungsluft den sog. Schornsteinumbau an, der oben durch eine Regenkrone abgedeckt ist. Zum Abstützen des Schornsteins werden von seinem oberen Ende Drahtseile mit Spannvorrichtungen (Stagen) nach feststehenden Teilen des Schiffskörpers gezogen.

Den Querschnitt des Schornsteins macht man meistens rund und ca.  $\frac{1}{6}$  bis  $\frac{1}{4}$  der Rostfläche, wobei sich der größere Wert auf künstlichen Zug bezieht; auf Kriegsschiffen wird der vordere Schornstein zuweilen länglich ausgeführt, um den Luftwiderstand zu verringern und um Platz in der Schiffsbreite zu gewinnen. Seine Höhe beträgt bei kleinen Schiffen ca. 2 m, bei den großen Schnell dampfern über

30 m. Zur Erzielung eines bessern Zuges gibt man den Schornsteinen oft eine Neigung nach hinten.

#### § 40. Der künstliche Zug.

Auf allen Kriegs- und modernen großen Handelsschiffen sind besondere Einrichtungen für den künstlichen Zug vorgesehen. Diese bezwecken eine schnellere Kohlenverbrennung und Dampferzeugung, eine Steigerung der Maschinenleistung und in der Handelsmarine auch eine bessere Ausnützung der Heizgase und einen geringeren Kohlenverbrauch.

a) **Geschichtliches.** Schon 1827 wandte Stevens bei dem Kessel der „Nordamerika“ einen Ventilator an, um durch diesen Luft in den Aschenfall des Kessels zu pressen. Gleichzeitig machte er auch Versuche, durch Absaugen der Heizgase den Schornsteinzug zu erhöhen. 1830 wurde durch Ericson der Dampfer „Corsair“ mit künstlichem Zug eingerichtet. Da damals die Schiffsgeschwindigkeiten, Maschinenleistungen und Dampfspannungen niedrig waren, zudem Erfahrungen bezüglich Verwendung des künstlichen Zuges fehlten, so wurde der eingeschlagene Weg bald wieder verlassen.

Erst infolge der umfangreichen Versuche und des Baues zweckmäßiger Ventilatoren durch den Amerikaner Sturtevant (Mechanical Draft) wurden die Einrichtungen für den künstlichen Zug weiter entwickelt. Und zwar kam erst der Saugezug bei stationären Anlagen in Anwendung, allmählich führte man den künstlichen Zug in der Kriegsmarine [1877<sup>1)</sup> in Frankreich, 1882 in England und bald darauf in den andern Staaten] ein und folgte diesem Beispiele etwas später auch in der Handelsmarine. Hier haben besonders die Versuche und Bemühungen des Engländers Howden seit 1884 seinen Einrichtungen (s. S. 121) schnell Eingang verschafft.

#### b) Gründe für die Einführung des künstlichen Zuges.

1) Selbst bei den höchsten Schornsteinen können durch den natürlichen Zug höchstens 100 kg Kohle pro qm Rost und Stunde verbrannt werden. Nach den Versuchen von Krauß (Zeitschr. d. Wiener Dampfkesseluntersuchungsgesellsch. 1896) kann der natürliche Zug durch die Erhöhung der Essentemperatur zwar gesteigert werden, doch bleibt die geförderte Gasmenge konstant, d. h. bei einem bestimmten Schornsteine kann man nur eine bestimmte Kohlenmenge verfeuern; wird diese Maximalgrenze überschritten, so entsteht infolge eines nicht mehr genügenden Zuges das sog. Qualmen der Feuerung. Eine weitere Erhöhung des Schornsteines hat auch wenig Zweck, da die erhaltene

1) Über die Versuche von Bourdon-Thierry, Joessel, Niclausse, Maupeou u. a. vgl. Bertin, Chaudières Mar. 1896, S. 77—97.

Zugvermehrung nicht im Verhältnis zu den Schornsteinhöhen, sondern nur im Verhältnis zu den Quadratwurzeln dieser Höhen wächst; 15 m Erhöhung des Schornsteines würde eine prozentual nur geringe Zugvermehrung ergeben. Dazu kommt, daß der Schornsteinzug außerordentlich von der Witterung und von der Geschicklichkeit des Heizerpersonals abhängig ist, so daß man in den meisten Fällen gar nicht die maximale Grenze des Schornsteinzuges erreicht.

2) Auf der andern Seite wurde namentlich bei Kriegsschiffen die Forderung gestellt (vgl. § 19), daß die Kessel sich stark forcieren lassen müssen, um eine höhere Maschinenleistung zu erhalten; werden aber, wie es jetzt auf Torpedobooten geschieht, 300 kg Kohlen pro qm Rost und Stunde verfeuert, so braucht man zu einer vollständigen Verbrennung derselben bei einem Kessel von 6 qm Rostfläche pro Stunde etwa 30000 cbm. Luft, wozu eine gewöhnliche Schornsteinanlage absolut nicht mehr ausreicht; vielmehr muß hierzu eine besondere Einrichtung für künstlichen Zug geschaffen werden. Neben der Steigerung der Leistungsfähigkeit des Rostes hat der künstliche Zug bei mäßiger Forcierung noch 3) den Vorzug einer Verminderung des Luftüberschusses und der Temperatur der abziehenden Heizgase. Nach Versuchen der Sturtevant Engineering Co. beträgt bei einer Kohlenbeschickung von 60 resp. 217 kg pro qm Rost und Stunde die tatsächlich verbrauchte Luftmenge pro 1 kg. Kohle im ersten Falle 13,3, im zweiten Falle nur 6,3 cbm (entsprechend einem Luftüberschusse von 86% resp. einem Luftbedarf von 11%). 4) Da die Höhe des verwendeten künstlichen Zuges unabhängig von der Temperatur der Essengase ist, und daher ein lebhafter Zug auch bei verhältnismäßig niedrigen Rauchgastemperaturen sehr wohl möglich ist, so können die abziehenden Heizgase, wie es in der Handelsmarine geschieht, zur Vorwärmung der Verbrennungsluft oder des Speisewassers ausgenutzt werden. 5) Bei Anwendung eines mäßigen künstlichen Zuges liefert dieser auch einen ökonomischen Betrieb und eine Kohlenersparnis von 6—7%. 6) Ferner ist man, bezüglich Erlangung der Schiffsgeschwindigkeit unabhängiger von der — den Zug stark beeinflussenden — Witterung, sowie von der Kohlenqualität, und dieser Umstand ist besonders für Postdampfer wegen Innehaltung der Fahrzeit von wesentlicher Bedeutung. Bei sehr hoher Forcierung wird dagegen, wie viele Versuche gezeigt haben, die Verdampfungsziffer der Kohlen vermindert. Da zudem eine sehr hohe Forcierung das Kesselmaterial stark angreift und die Lebensdauer des Kessels herabsetzt, so ist man mit der Forcierung heruntergegangen und zwar in der deutschen Marine bei Zylinderkesseln von 15 auf 12 mm, bei Lokomotivkesseln von 50 auf 30, bei weitrohrigen Kesseln auf 30, bei engrohrigen von 100 auf 65 mm Wassersäule.

Der hauptsächlichste Nachteil selbst eines mäßigen künstlichen

Luftzuges gegenüber dem natürlichen Schornsteinzuge besteht darin, daß der erstere noch eine besondere Triebkraft gebraucht, während der letztere ohne solche lediglich durch seine Anlage selbst wirkt. Der Arbeitsaufwand für einen künstlichen Luftüberdruck von z. B. 25—30 mm beträgt pro qm Rost ca. 5 P.S.<sup>1)</sup>

c) **Wirkungsweise und Bauart.** Die Heizgase können entweder durch den Schornstein gesaugt werden (induced draught), wodurch die unter dem Roste befindliche Verbrennungsluft zum kräftigen Nachströmen veranlaßt wird, oder die Luft wird durch ein Gebläse direkt in die Feuerung hineingepreßt (forced draught).

Beim Saugzug wendet man eine aus einer Düse<sup>2)</sup> oder einem übereinander geschichteten Düsensystem (Fig. 80) von Körtling bestehende Durchblasevorrichtung an, wodurch indessen viel Dampf resp. viel Speisewasser verloren geht. Diese Methode findet daher nur auf kleineren Anlagen z. B. bei Pinassen oder beim Dampfaufmachen resp. bei warmen, windstillen Tagen Verwendung, um das Brennen des Feuers zu beschleunigen. Die Einrichtung selbst ist außerordentlich einfach und billig.

Bei größeren Anlagen ist es zweckmäßiger, die saugende Wirkung durch ein im Rauchfang aufgestelltes Flügelradgebläse hervorzurufen. Am meisten ausgebildet ist dieses System von Ellis und Eaves, das auf vielen englischen Handelsdampfern und auch auf einigen Postdampfern des Norddeutschen Lloyds eingeführt ist. Die Verbrennungsluft tritt, wie aus Fig. 81 ersichtlich, durch eine Reihe von Klappen *B*,

die in der Höhe der Rauchkammer angeordnet sind, in einen Vorwärmeraum ein, umströmt hier ein System vertikaler Rohre *R*, durch welche die Heizgase streichen, und gelangt dann durch besonders vorgebaute Windkanäle *K* in den geschlossenen Aschfall und in die Feuerung. Ein oberhalb des Luftvorwärmers eingebauter Ventilator *V* saugt die nach oben streichenden Heizgase bei geöffneter Klappe *D*

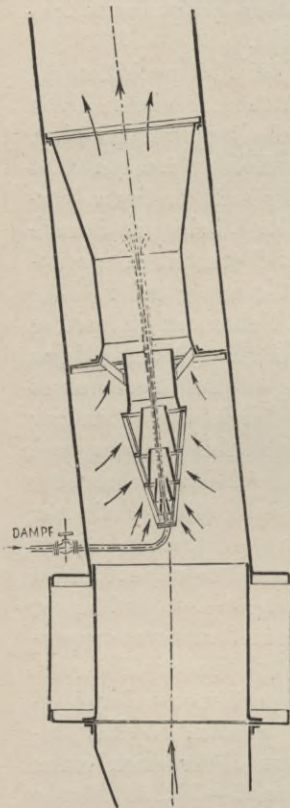


Fig. 80.

Körtlings-Dampfstrahl-  
gebläse.

1) Z. V. D. I. 1899, S. 1255.

2) Bluhm, v. Borries u. Barkhausen, das Eisenbahnmaschw. d. Gegenw. II. Aufl. 1903, S. 180—187.

und geschlossener Schornsteinklappe  $D_1$  in Richtung der angegebenen Pfeilstriche ab und treibt sie durch Rohr  $G$  nach Schornstein  $S$ .

Die Hauptvorzüge dieser Einrichtung bestehen darin, daß eine ziemlich vollkommene Verbrennung erzielt wird, daß die Feuerrohre und vor allem die Rohrmündungen nicht so schnell wie bei Verwendung von Preßluft verbrennen, daß man einen ziemlich kühlen Heizraum und eine verhältnismäßig einfache Anlage erhält. Andererseits wird durch die heißen mit Flugasche geschwängerten Heizgase das Flügelrad schnell verschmutzen und die Welle der Ventilationsmaschine leicht warm laufen. Wenn der Vorwärmer etwas verschmutzt ist, so wird die Leitungsfähigkeit der Rohre stark abnehmen, die Heizgase sind dann infolge ihrer hohen Temperatur sehr dünn; und die geförderte Gasmenge wird demnach nur klein ausfallen, falls der Ventilator nicht sehr große Dimensionen erhält. Bei mäßig forcierter Feuerung und bei reinen Vorwärmerrohren hat das System von Ellis und Eaves befriedigende Resultate geliefert, und u. a. sind ca. 100 Dampfer auf den großen Seen Amerikas mit diesem System ausgerüstet.

Die erwähnten Nachteile des Flügelradgebläses sind von Ingenieur Prat dadurch beseitigt, daß der Ventilator nicht mehr mit den Heizgasen in Berührung gebracht, sondern nur dazu verwandt wird, atmosphärische Luft durch düsenförmige Öffnungen in das Abzugsrohr der Heizgase zu blasen. Hierdurch entsteht im Feuerraume ein Unterdruck, der den Saugezug erzeugt und der mittels einer einfachen Reguliervorrichtung durch den Heizer dem jeweiligen Bedürfnis angepaßt werden kann.

Die Einrichtung des Prat'schen Apparates ist in *Génie civil* 1898 S. 213—217 genau beschrieben (vgl. auch Donath, *Über den Zug der Dampfkesselfeuer* 1902 S. 32). Der zum Apparat gehörige Ventilator beansprucht nur wenig Kraft, etwa 1% der Kesselleistung und die Saugstärke verändert sich automatisch; wird frische Kohle aufgeworfen, so wird durch die höhere Kohlschicht dem durch-

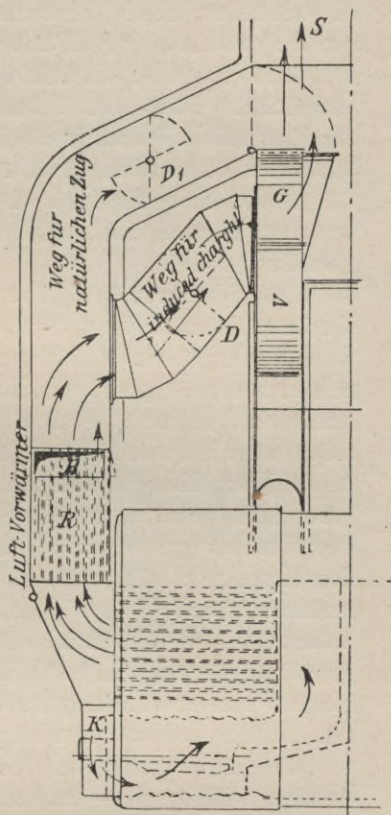


Fig. 81.  
Flügelradgebläse von Ellis und Eaves.

ziehenden Luftzuge ein größerer Widerstand entgegengesetzt; gleichzeitig wird durch die Pratsche Düse im Schornstein ein größeres Vakuum und damit auch eine größere Zugwirkung erzeugt, die noch auf die Rauchverminderung einen günstigen Einfluß hat (vgl. § 41). In Deutschland werden Anlagen nach diesem System durch A. F. Müller, Berlin, Zimmerstr. 77 und nach einem ähnlichen System von Schwabach (vgl. Künzel, d. künstl. Zug in Zeitsch. f. Fab. Bet. v. Rob. Tessmer-Berlin 1909, S. 229 u. 371 sowie Pat. Nr. 127523/01) ausgeführt. Nach den Urteilen von Toldt<sup>1)</sup> und Doepp<sup>2)</sup> hat sich der Pratsche Apparat recht gut bewährt und es ist wohl zu erwarten, daß seine Verwendung an Bord eine größere Verbreitung finden wird.

In den Kriegsmarinen wird fast ausschließlich Preßluft angewandt, und zwar unterscheidet man hier das sog. Ober- und das Unterwindgebläse.

Das Oberwindgebläse kommt am häufigsten vor. Die Heizräume müssen hierbei völlig luftdicht abgeschlossen und mit Schleusentüren versehen sein, damit beim Öffnen dieser Türen nur der Inhalt der Schleuse entweichen kann. Ebenso müssen die in den Heizräumen vorhandenen Ventilations- und Aschheißrohre usw. absperrenbar gemacht sein; ferner müssen Dämpfer und Feuertür eines im gleichen Heizraume befindlichen Kessels und die Schornsteinklappen beim Kesselreinigen geschlossen werden, um ein Entweichen des Luftdrucks zu verhindern. Die Preßluft muß aus dem Gebläse an ziemlich hoher Stelle in den Kesselraum eintreten, um ein Aufwirbeln von Kohlenstaub zu vermeiden; daher wird die Ventilationsmaschine oft an der Decke resp. außerhalb der Kesselräume angeordnet. Die Gebläseluft kann nun gleichzeitig durch den Aschfall, durch Löcher in der Feuertür oder im Mauerwerk der Feuerung und bei Wasserrohrkesseln auch seitlich durch die dichten Rohrwände eindringen.

Bei Anwendung von Oberwind müssen die Feuer schnell bedient werden, weil sonst — zumal im Winter — zu viel kalte Luft an die Rohrwände gelangen und eine Leckage entstehen würde. Um diesem Übelstande zu begegnen, hat man recht hohe, zuweilen doppelte Feuerbrücken aufgeführt; außerdem macht man die Feuerungen ziemlich lang, um die bis zur Rohrwand streichende Luft besser vorzuwärmen. Bei Kesseln mit rückkehrender Flamme trennt man sowohl die hinteren wie vorderen Rauchkammern, um beim Feuerreinigen jede Feuerung durch eine besondere Schornsteinklappe abschließen und den kalten Luftzug während dieser Zeit vom Kessel abhalten zu können.

Beim Unterwindgebläse wird die durch die Ventilationsmaschine erzeugte Preßluft durch einen Kanal unter den Aschfall geführt; dieser

1) Österr. Zeitsch. f. Bergb. u. Hüttenw. 1900. Toldt, über künstl. Zug.

2) Doepp, d. Dampfkes. auf der Weltausstell. in Paris 1900.



Kanal kann durch eine leicht drehbare sog. Druckschachtklappe je nach Bedarf mehr oder weniger geschlossen werden. Beim Öffnen der Feuertür würde das Feuer infolge des von unten her wirkenden Druckes in den Heizraum schlagen, wenn nicht vorher die erwähnte Klappe geschlossen wird. Das geschieht meist automatisch durch eine besondere Verblockung an der Feuertür, so daß diese erst nach völligem Schließen der Klappe geöffnet werden kann.

Die besonderen Vorzüge des Unterwindgebläses sind die bessere Vorwärmung der Verbrennungsluft und der angenehmere und sicherere Aufenthalt der Heizer in offenen Heizräumen; zudem kann die Dampfspannung bei der Feuerreinigung auf den normalen Druck gehalten werden, da in den nicht zu reinigenden Feuern der Luftdruck und damit auch die Leistung etwas höher gehalten werden kann als beim Kessel, der gereinigt wird.

Die Nachteile sind die komplizierte Verblockungstür, das leichte Festklemmen von Kohlenstücken in der Druckschachtklappe und die Schwierigkeit der Verwendung von Unterwind bei Wasserrohrkesseln, infolge des leicht durchlässigen Abschlusses der Rohrwände bei solchen Kesseln.

Aus diesem Grunde sind die meisten modernen Kriegsschiffskessel mit Oberwindgebläse ausgerüstet.

Dagegen hat das Unterwindgebläse in Verbindung mit einer Vorwärmung der Verbrennungsluft als sog. Howden'sches Gebläse (Fig. 82) auf sehr vielen Handelsschiffen<sup>1)</sup> Verwendung gefunden. Die vom Ventilator angesaugte Luft strömt nach Passieren einer im Rauchfang befindlichen Klappe in den Vorwärmeraum *R*, umspült hier die von den abziehenden Heizgasen durchzogenen Rohre und wird nach

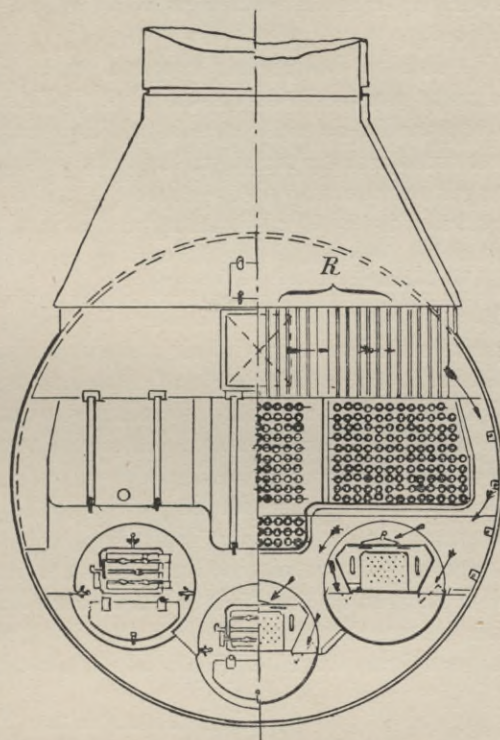


Fig. 82. Howden's-Gebläse.

1) Z. V. D. I. 1907, S. 190.

ihrer Erwärmung in Richtung der Pfeilstriche durch Klappen in den Aschfall gedrückt. Das von einer Dampfmaschine angetriebene Gebläse ist mit einer Regulierung versehen, welche die Einstellung eines Luftdruckes von 12—30 mm Wassersäule entsprechend einer Beschickung von 110—150 kg Kohle pro qm Rost u. Std. gestattet. Für Luftdrücke von 60 mm und darüber — wie solche bei engrohrigen Wasserrohrkesseln vorkommen — ist das System nicht geeignet.

Infolge der niedrigen spezifischen Wärme der Luft ist zwar die direkte Ersparnis durch die Luftvorwärmung keine sehr bedeutende, doch wird eine vollkommeneren Verbrennung und damit eine Kohlenersparnis erzielt; vor allem kann die Verbrennungsluft in solcher Menge zugeführt werden, wie es gerade die zeitweiligen Verhältnisse unter Berücksichtigung der Witterung und Kohlenqualität erfordern. Die Howden'sche Zueinrichtung ist aus diesen Gründen in der Handelsmarine außerordentlich weit verbreitet, gegen 2400 Dampfer mit über 7 Mill. P. S., darunter 70 der Hamburg-Amerika Linie sind mit derselben ausgerüstet. Neuerdings ist sie auf Kriegsschiffen (20 holländische, 5 englische, 4 österreichische und 1 amerikanisches) und zwar sowohl für Zylinder- als auch für weitrohrige Wasserrohrkessel eingebaut, und es steht wohl zu erwarten, daß sie weitere Fortschritte bezüglich ihrer Verbreitung machen wird.

Die Messung der Zugstärke geschieht durch ein *u*-förmig gebogenes und bis zum Nullstrich mit Wasser gefülltes Glasrohr. Letzteres ist an einem Ende mit der äußern Luft, am andern mit dem Heizraume, Aschfall oder Druckluftkanal verbunden. Die Differenz der beiden Wasserspiegel gibt den jeweiligen Druck in mm Wassersäule an und kann an einer Skala abgelesen werden.

#### § 41. Die rauchlose Feuerung.

Das Rauchen eines Schornsteines ist zur Reinhaltung des Schiffes, zum Wohlbehagen der Passagiere, zur bessern Brennstoffausnutzung, sowie auch zur möglichst langen Verbergung eines Kriegsschiffes vor dem Feinde tunlichst zu vermeiden.

Die Vorschläge, das Rauchen zu verhüten, bezwecken entweder die Beseitigung des gebildeten Rauches oder die Verhütung der Rauchbildung. Der erstere Weg hat zu keinem rechten Erfolge geführt; die in Vorschlag gebrachten Rußfänger können zwar die Belästigung für die Umgebung, nicht aber die mit der Rauchbildung verbundene unvollkommene Verbrennung und die Berußung der Heizflächen einschränken. Ebenso wenig Erfolg hat das zudem sehr umständliche Verfahren des Rauchwaschens oder das Verbrennen des Rauches. Es ist viel leichter, die Gase, aus denen sich später der Rauch bildet, als diesen

selbst zu verbrennen. Aus diesen Gründen ist man mehr und mehr zum 2. Wege übergegangen und hat dazu vor allem die Ursachen des Rauchens zu ermitteln gesucht. Diese rühren hauptsächlich her:

- a) von der Beschaffenheit der Kohle,
- b) von der Art der Beschickung der Feuer,
- c) von der Konstruktion der Feuerungsanlage.

a) Gasarme Kohle — namentlich Anthrazit — liefert nur wenig Rauch; sie ist aber für den Schiffsbetrieb zu teuer; außerdem braucht eine solche Kohle — mit hohem C-Gehalt — zum vollständigen Verbrennen viel Zeit, und diese ist bei großen Forcierungen nicht vorhanden. Um rauchloses Fahren zu ermöglichen, geht die amerikanische Marine mit der Absicht um, große Anthrazitfelder anzukaufen.

Meistens verfeuert man an Bord eine Kohle mit hohem Gehalt an Kohlenwasserstoffen, deren vollkommene Verbrennung insofern schwierig ist, als Gase mit einem Siedepunkt über  $360^{\circ}$  ausgeschieden werden, und die Temperatur im Feuerraum nicht immer so hoch bleibt, daß die Verbrennung schon vollendet ist, bevor die Gase den Feuerraum verlassen haben. Desgleichen haben auch Kohlensorten, welche leicht zusammenbacken und durch Schlackenbildung den Luftzutritt erschweren, sowie solche, welche mit langer Flamme verbrennen, große Neigung zur Rauchentwicklung. — Bei vielen Landanlagen werden Braunkohlen-Briketts — mit einem Heizwerte von ca. 5500 Cal. — erfolgreich zur Verminderung der Rauchplage verwendet; zurzeit werden auch an Bord mit besonders hergestellten Briketts von verhältnismäßig hohem Heizwerte Versuche zur Rauchverminderung angestellt. Neuerdings soll auch mit Gaskoks, der mit einer besonderen Brennflüssigkeit getränkt ist, eine rauchlose Verbrennung erzielt sein (Zeitschr. f. Dampfk. u. Masch. 1909, S. 239). Schließlich sei auf die Patente Nr. 161952 und 181048 verwiesen, welche die Umwandlung rauchstarker Kohlen in rauchschwache — durch Austreiben der flüchtigen Bestandteile unter Gasdruck — bezwecken.

b) Um den Rauch weiter einzuschränken, müssen hauptsächlich die Feuer zweckmäßig beschickt werden. (Vgl. § 49). Nach den Versuchen von Lov (die Lösung der Rauch- und Rußfrage, Berlin 1899, M. Krayn) empfiehlt sich bei mäßig angestregten Feuerungen eine besondere Beschickungsmethode, nämlich die vordern glühenden Kohlen bei notwendig werdender Beschickung nach hinten zurückzuschieben und die frischen Kohlen auf den vordern Teil des Rostes aufzuwerfen. Dazwischen bleibt nur eine sehr dünne glühende Kohlenschicht, welche reichlich Luft durchströmen läßt; diese wird sich stark erhitzen, und die Gasprodukte aus dem vordern Teile der Feuerung können alsdann leicht und vollkommen verbrennen. Desgl. sind auch bei der sog. Düsseldorfer Sparrostfeuerung (früher Hodkinsonfeuerung) recht gute

Erfolge erzielt worden. (Mitteil. des Hannov. Bez. Ver. D. Ing. 1907, v. 17. 12, sowie Nautikus 1909, S. 409.) Bei mäßigen Rostbeschickungen hat man die Rauchentwicklung auch dadurch einschränken können, daß man auf frisch aufgeworfene Kohlen noch heiße Schlacke werfen ließ.

Nach dem Urteil der vom Preuß. Handelsminister eingesetzten Kommission zur Prüfung von Rauchverbrennungseinrichtungen bleiben selbst die besten Feuerungseinrichtungen unwirksam, wenn sie nicht dauernd gut gehandhabt und überwacht werden, und es ist deshalb auf die Ausbildung tüchtiger Heizer der größte Wert zu legen.<sup>1)</sup> Auf Grund dieses Urteils sind in vielen deutschen<sup>2)</sup> und ausländischen Städten besondere Heizerschulen entstanden, welche durch die gute Vorbildung von Heizern auf die Verminderung des Rauches schon recht günstig eingewirkt haben.

Besondere Verdienste hat sich um die Lösung der Rauchfrage Lewicki (Bericht über rauchfreie Dampfkesselanlagen in Sachsen 1897 u. Z. V. D. I. 1905, S. 184. 315 u. 509) und der Verein für Feuerungs-betrieb und Rauchbekämpfung in Hamburg erworben (Vgl. Z. V. D. I. 1906, S. 20). Durch diese Versuche ist festgestellt, daß die Rauchentwicklung nach dem Beschieken der Feuer nicht, wie man früher meistens annahm, von der Abkühlung im Verbrennungsraume, sondern fast ausschließlich von dem während der Entgasungsperiode eintretenden Luftmangel herrührt; die Entgasung der Kohle muß deshalb langsam vor sich gehen, damit die nach der Beschiekung sich entwickelnden Gase genügende Luftmengen aufnehmen können. Die Rostspalten allein werden bei größeren Beanspruchungen der Feuerung nicht mehr genügen, vielmehr ist noch die Zuführung besonderer Sekundärluft vorn, seitlich oder an dem hintern Ende des Rostes erforderlich. Da nun der Luftbedarf nach der Entgasung abnimmt, so muß nach ihrer Beendigung der Rauchschieber von Hand oder selbsttätig mehr oder weniger geschlossen werden.

c) Für einen gleichmäßigen und nicht zu angestregten Betrieb der Feuerung hat sich 1) der automatische Zugregler von Hörenz-Dresden (Z. V. D. I. 1894, S. 403.), der seit 1908 als neues Modell „Atvo“ gebaut wird (S. Prospekt der Firma), bewährt. 2) Auch der Apparat von Kowitzke & Co.-Berlin, der neuerdings noch in Verbindung mit mechanischen Rostbeschickungen — von der Babcock-Wilcox-Gesellschaft-Oberhausen, Sächsischen Maschinenfabrik Rich. Hartmann-Chemnitz, Maschinenfabrik Tschetschel-Breslau usw. — hergestellt wird, hat sich auf verschiedenen Flußschiffen gut bewährt (Schiffb. 1903/04, S. 610). Behufs Einführung von Sekundärluft sind in die Feuerbrücke düsen-

1) Z. V. D. J. 1896, S. 492 und 604.

2) z. B. Berlin, Stettin, Danzig, Königsberg, Köln, Memel, Elbing, Magdeburg, Hannover, Aachen usw.

artige Löcher oder besondere Rohre vorgesehen, durch welche vom untern Ende aus vorgewärmte Luft in den Verbrennungsraum eintreten kann.

3) Die Zufuhr der Verbrennungsluft von vorn und oben (wie sie u. a. von Topf & Söhne-Erfurt<sup>1)</sup> ausgeführt wird), hat zwar den Vorzug einer besseren Kontrolle, da man die Regulierklappe stets vor Augen hat, doch hat sich diese Art der Luftzufuhr hinsichtlich der Rauch-

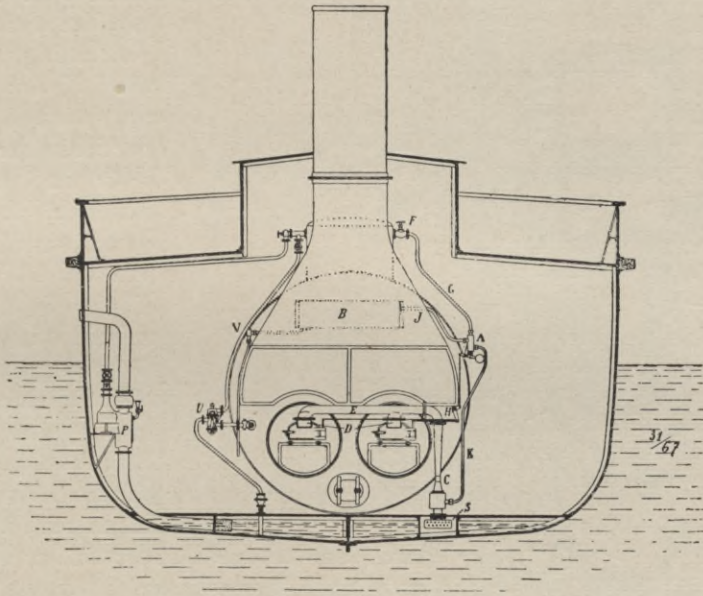


Fig. 83. Rauchverhütungsvorrichtung, System Staby.

verminderung weniger wirksam erwiesen als die Anordnung durchbrochener Feuerbrücken.

4) Noch ungünstigere Resultate haben solche Apparate ergeben, welche die Sekundärluft erst hinter der Feuerbrücke zuführen und die u. a. von E. J. Schmidt-Hamburg<sup>2)</sup> ausgeführt werden, da sich in dem Falle keine genügende Mischung von Heizgasen und Verbrennungsluft erzielen läßt.

5) Ein sehr sinnreicher, auf verschiedenen Flußschiffen eingeführter Rauchverbrennungsapparat System Staby Pat. Nr. 122903 und 122719 wird von der Fa. Gebr. Körting-Hannover gebaut (s. Fig. 83). Ein

1) Vgl. Haier, Feuerungsuntersuchungen des Vereins für Feuerungsbetrieb und Rauchbekämpfung 1906, S. 44.

2) Haier, Feuerungsuntersuchungen usw. 1906, S. 52 u. 83.

kleiner im Rauchfang aufgestellter Dampfbehälter *B* wird während der Beschickung durch Steuerventil *A* mit Dampf gefüllt; letzterer betätigt ein Luftstrahlgebläse *C*, das entsprechend der Abnahme des im Behälter befindlichen Dampfquantums allmählich immer weniger Sekundärluft — von vorn aus — durch Winddüsen zuführt und dadurch die erforderliche Verbrennungsluft regelt. Das Öffnen von *A* geschieht durch den Arm *H* beim Aufmachen der Feuertür; die Leitung *J* wird dabei für den von Ventil *F* und Rohr *G* abströmenden Dampf freigegeben, während gleichzeitig Leitung *K* verschlossen wird. Beim Schließen der Feuertür wird *G* geschlossen, und der Dampf aus *B* kann nun durch *J* und *K* das Gebläse *C* und die Winddüsen *D* betätigen.

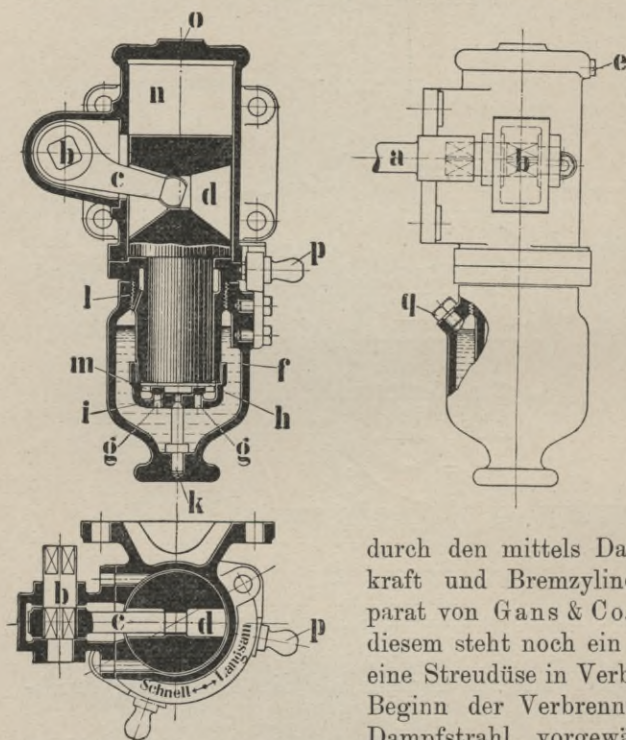


Fig. 84. Rauchapparat von Marcotty.

(Vgl. Mayer & Czap, d. praktische Wartung der Dampfkessel und Dampfmaschinen 1906).

7) Auf einem ähnlichen Prinzip beruht der Verbrennungsregler Bau-Mederer. Außer den Dampf Düsen hinter der Feuertür zum Einsaugen der erforderlichen Verbrennungsluft sind hier noch im oberen Verbrennungsraume Düsen angeordnet, welche den Dampf in schräger Richtung auf den Rost jagen, so daß eine energische Mischung der Luft mit den Verbrennungsgasen herbeigeführt wird. (Näheres im Prospekt von Sinell-Berlin, Kurfürstendamm 26a und Pat. Nr. 167160, 180453 und 181900.)

gegeben, während gleichzeitig Leitung *K* verschlossen wird. Beim Schließen der Feuertür wird *G* geschlossen, und der Dampf aus *B* kann nun durch *J* und *K* das Gebläse *C* und die Winddüsen *D* betätigen.

6) Eine automatische Regelung des Rauchschiebers und des natürlichen Zuges wird ferner

durch den mittels Dampfzylinder, Federkraft und Bremszylinder betätigten Apparat von Gans & Co. herbeigeführt; mit diesem steht noch ein Injektionsventil und eine Streudüse in Verbindung, wodurch zu Beginn der Verbrennungsperiode mittels Dampfstrahl vorgewärmte Luft in den Verbrennungsraum hineingepreßt wird.

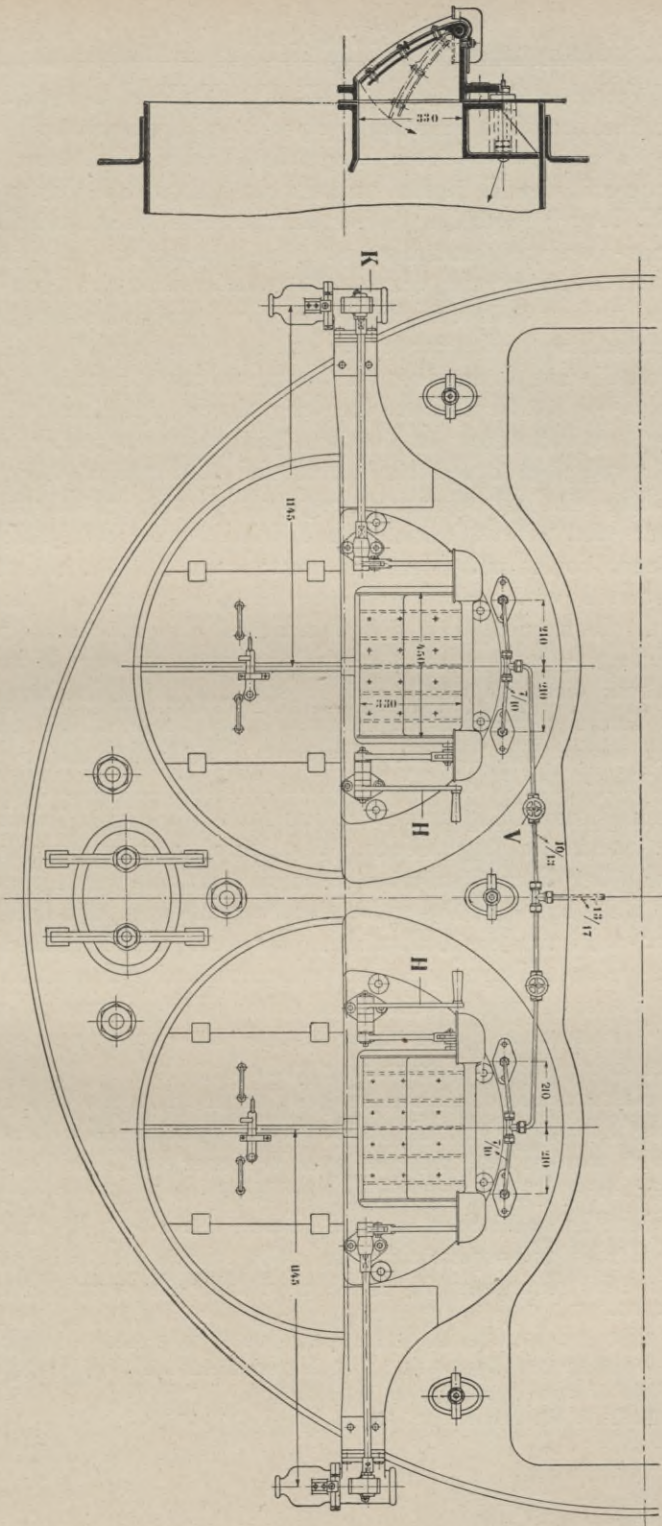


Fig. 84 a. Kautschukverhüttungsvorrichtung, System Marcotty.

8) Ferner sei der auf ca. 80 Schiffen des Bodensees, des Rheins, der Weser und der Elbe eingebaute Apparat von Marcotty<sup>1)</sup> erwähnt. Dieser bringt die von vorn eingeführte Sekundärluft zur besseren Mischung mit den Heizgasen mittels eines Dampfschleiers mit diesen in Verbindung.<sup>2)</sup> Nach den Untersuchungen des Oberschlesischen Überwachungs-Vereins<sup>3)</sup> sank die Schornsteintemperatur bei Anwendung des Dampfschleiers um ca. 6—10°; außerdem wird durch diesen Schleier der Zug über dem Roste und die Brenngeschwindigkeit sowie die Verbrennungstemperatur etwas erhöht. Wie aus Fig. 84a ersichtlich, sind die zur Erzeugung des Dampfschleiers erforderlichen Düsen mit je 5—6 Löchern stehbolzenartig durch die Kesselwände hindurchgeführt und durch ein Ventil in Tätigkeit zu setzen. Das Öffnen der Tür geschieht durch Handhebel und Gestänge *a*, *b*, *c*, wodurch gleichzeitig ein sog. Katarakt gespannt wird (Fig. 84 und 84a)<sup>4)</sup>. Letzterer wird mit Öl betrieben und besteht aus Gefäß *f*, Zylinder *h* und einem hohlen mit Ventil *m* versehenen Kolben. Beim Öffnen der Feuertür wird nun *d* gehoben und Öl durch die Öffnungen *g* gesaugt. Beim Schließen der Tür drückt das Rückschlagventil *m* die Öffnungen *g* zu, und das Öl kann nur durch die enge Mittelöffnung entweichen; diese ist durch Stift *k* und das bei *l* drehbare Gefäß *f* mittels Knopf *p* regulierbar. Schraube *q* dient zum Füllen mit Öl. — Da nun außer der besseren Mischung der Dampfschleier noch die Verwandlung der schweren Kohlenwasserstoffe in leichte begünstigt und einen besseren Zug herbeiführt, so hat Marcotty zur Vereinfachung seines Systems die Regulierung des Dampfschleiers neuerdings fortgelassen. Der Dampf strömt alsdann in konstanter Menge durch ein 10 mm Rohr und eine Düse über das Feuer hinweg, und der Katarakt reguliert dann nur die Luftzufuhr. Mit dem ursprünglichen System sind früher auch Versuche in der deutschen Marine angestellt worden; es hat indessen wegen seiner damaligen Kompliziertheit und des großen Verlustes an Speisewasser infolge der Erzeugung des Dampfschleiers keine weitere Verbreitung gefunden.

9) Es sei noch auf die seit einigen Jahren erfundene Wegner'sche Feuerung<sup>5)</sup> hingewiesen, die zunächst bei verschiedenen Landanlagen eingeführt worden ist, indessen von Wegener auch für Schiffskessel angepaßt wird. Die Zuführung der Kohle erfolgt von unten her durch einen hydraulischen Stempel, durch den sie in der Mitte eines runden Herdes emporgedrückt wird. Die frische Kohle kommt dabei nie mit den Feuergasen in Berührung, und die entstehenden Ver-

1) Z. V. D. I 1898 S. 120 u. 1199; u. 1899 S. 701; Schiffb. 1903/04. S. 612.

2) Schiffbau 1903/04 S. 814. 3) Jahresbericht des Vereins 1906/07 S. 24.

4) Die Skizzen stammen von Marcotty.

5) D. R. P. Kl. 24a Nr. 125590/1900 und 137147/1901.



brennungsgase und Dämpfe müssen stets durch eine Schicht glühender Kohlen hindurchstreichen. Die Verbrennungsluft wird in der Mitte und an der Peripherie zugeführt, während erhitze Sekundärluft an der Stelle eintritt, wo die größte Hitze verlangt wird. Diese z. B. für das Schloß Monbijou angewandte Feuerung soll bei guter Ökonomie eine rauchfreie Verbrennung geliefert haben. Nach den Versuchen des Vereins der deutschen Zuckerindustrie erfordert sie indessen recht hohe Reparaturkosten und hat sich auf die Dauer nicht bewährt.

10) Eine ähnliche Feuerung ist unter dem Namen „The Jones Underfeed Mechanical Stoker“ in Amerika bei einer Reihe von Land- und Schiffskesseln zur Ausführung gekommen<sup>1)</sup>, mit dem Unterschiede, daß die Verbrennungsluft nicht durch Rostspalten, sondern nur durch Düsen streicht, die zu beiden Seiten des langgestreckten Zuführungstrichters für die Kohlen vorgesehen sind, und daß zu beiden Seiten oberhalb dieses Trichters Schlackenbahnen angeordnet sind. Der Vorschub der Kohlen im Trichter erfolgt selbsttätig durch einen mit einer Steuerung versehenen Dampfkolben. (Vgl. Prospekt der Firma Underfeed Stoker Comp. of Amerika in Chicago). — Über verschiedene andere amerikanische Rauchverbrennungseinrichtungen mit mechanischer Rostbeschickung berichtet Glasenapp.<sup>2)</sup> Für Seeschiffe haben sich bisher die mechanischen Rostbeschickungsapparate<sup>3)</sup> nicht bewährt, weil sie zur Verfeuerung kleine Stückenkohlen, die in den Hafenorten meist nicht erhältlich sind, erfordern, weil ferner die Einrichtung zu schwer und zu kompliziert wird und bei starken Forcierungen der Feuerung eine gleichmäßige Beschickung in Frage gestellt ist. (Vgl. Schiffbau 1908, S. 455, engl. Versuche hierüber u. The Engin. Mag. 1909, S. 517.)

11) Erwähnt sei weiter der vom Werk für Feuerungstechnik-Dresden angefertigte Rauchapparat von Storbeck (Pat. Nr. 108438 und 188971). Dieser benutzt den größeren Widerstand des frisch beschickten Feuers, um eine im Aluminiumrahmen montierte Pendelklappe im Fuße der Feuerbrücke öffnen und dadurch Sekundärluft eintreten zu lassen. (Fig. 85.) Diese wird an den Rippen der Feuerbrücke vorgewärmt, tritt dann durch Öffnungen, die im Halbring angeordnet sind, aus und bewirkt eine gute Mischung mit den Heizgasen. Sobald das Feuer gut durchgebrannt ist, und der Schornstein genügende Luft durchsaugen kann, läßt die Einwirkung auf die Klappe nach, und diese schließt sich weiter mit abnehmendem Widerstande auf dem Roste. Bei jeder Beschickung wiederholt sich dies Spiel von neuem.

1) Internat. Marine Engineer. 1909, S. 157.

2) Z. V. D. I. 1902 S. 1907.

3) Vgl. auch Schlippe, d. Dampfkesselbetrieb 1900, S. 103—113; Zeitschr. f. Dampfk. u. Masch. 1909, S. 232 (Schubwandlerroste); Zeitschr. f. d. ges. Turbw. 1909 S. 200 (Mechan. Wurfapparate, Bauart Seyboth, Baumann & Co., Zwickau.

Um für verschiedene Leistungen des Kessels und bei verschiedener Witterung den Zugquerschnitt an der Feuerbrücke zu verändern, hat letztere einen drehbaren hinter einer Schutzbrücke gelagerten Kopf, der während des Betriebes mittels Gestänge und Aufsteckschlüssel mehr oder weniger umgelegt werden kann. (Fig. 85.) Die Einrichtung hat bei zahlreichen Landkesseln gute Erfolge gezeitigt, und wird zurzeit für Schiffskessel mit künstlichem Zuge etwas abgeändert.

12) Neuerdings sind verschiedene Landanlagen mit der sog. Mischgasfeuerung ausgeführt und haben befriedigende Resultate ergeben.

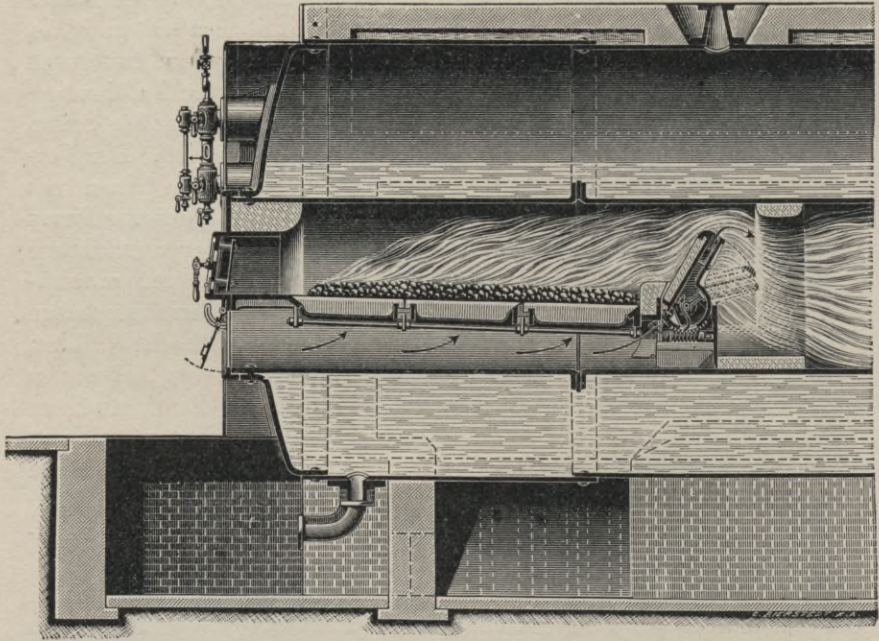


Fig. 85. Rauchapparat von Storbeck.

Ein Teil der abziehenden Heizgase wird durch einen Ventilator abgesogen, der gleichzeitig Frischluft ansaugt. Vor Eintritt der Rauchgase in den Ventilator passieren diese ein Mischgefäß, in dem durch einen Zerstäuber Wasser<sup>1)</sup> eingeblasen wird. Das so gebildete Mischgas wird durch die Druckleitung des Ventilators unter die Roste befördert. Vgl. Prospekt der Firma Efrem-Berlin, Voßstr. 16.

13) Es sei schließlich auf die neuerdings vorgenommenen Versuche von Körting hingewiesen, die eine sonst schwer zu erreichende, hohe

1) Von anderer Seite erfolgt die Wassereinspritzung erst im Schornstein, wodurch man zugleich eine teilweise Kondensation der eigentlichen Rauchgase (schweren Kohlenwasserstoffverb.), ein Vacuum und eine Zugwirkung erzielt.

Erwärmung der sekundären Verbrennungsluft bezwecken. Körtling verwendet hierzu eine mit Chamotte ausgekleidete Muffe, die im Innern mit einer gitterförmigen Scheidewand ausgerüstet ist, und in welcher die unter Druck zugeführte sekundäre Verbrennungsluft mittels eines Körtlingschen Ölzerstäubers und der — durch das zerstäubte und verbrannte Öl — erzeugten Wärme auf 500° und mehr vorgewärmt wird.

14) Die an Bord von Kriegsschiffen eingebauten Verbrennungsapparate haben bisher nicht genügt. Es rührt das hauptsächlich daher, daß hier ein viel wechselvollerer Betrieb als auf Handelsschiffen herrscht. Z. T. werden die betreffenden Einrichtungen infolge der mit der starken Forcierung verbundenen hohen Temperatur schnell unbrauchbar wie z. B. die auf den Torpedobooten „S. 8, 37“ und „Sleipner“ verwandten Dieterle'schen Querroste<sup>1)</sup>; andere verbrauchen viel Dampf, der als Speisewasser verloren geht, wie z. B. die Feuerung von Bender (Pat. Nr. 188771/1906), die große Ähnlichkeit mit der von Marcotty hat; oder sie sind für Bordverhältnisse zu schwer und kompliziert. Eine rationelle Heizung (§ 52) bleibt zunächst für Kriegsschiffe noch das beste Mittel, die Rauchplage einzuschränken und innerhalb gewisser Grenzen zu halten.

Die bei Eisenbahnen vorkommenden Rauchverhütungs-Apparate usw. sind im Handbuch des Eisenbahnmaschinenwesens von L. Ritter v. Stockert II. Bd., S. 513—574 veröffentlicht. Vgl. auch „Das Eisenbahn-Maschinenwesen der Gegenwart“ von Bluhm, v. Borries u. Barkhausen. II. Aufl. 1903, S. 144—155.

## § 42. Die Ölfeuerung.

a) **Geschichtliches.** Die ersten Vorschläge zur Benutzung des Erdöles als Brennmaterial für Kesselfeuerungen rühren von den Amerikanern Bidle, Shaw und Linton her. 1862 wurde ihnen auf eine Ölfeuerung für Schiffskessel ein Patent erteilt. Seit 1864 stellte der Engländer Sehvin umfangreiche Versuche zur Einführung der Ölfeuerung für Schiffskessel an. Die ersten größern Erfolge mit dieser Feuerung wurden in den 70er Jahren durch den russischen Ingenieur Spakowski erzielt, nachdem die Ölproduktion in Rußland rationeller und in größerem Umfange durch die Gebr. Nobel betrieben wurde. Da die russische Kohle nur einen geringen Heizwert besitzt, so konnte die Ölfeuerung konkurrieren, und sie wurde allmählich auf den Dampfern des Kaspischen Meeres und der Wolga eingeführt.

In Amerika wurde eine Ölfeuerung zum ersten Male im größeren Umfange auf der Ausstellung in Chikago 1893 von der National Supply Co. ausgeführt, wobei das Öl von der 43 km entfernt liegenden Ölpump-Station der Standard Oil Co. in Whiting geliefert wurde;

1) Zurzeit werden dieselben nochmals und zwar auf „Deutschland“ probiert.

1894 wurde in Amerika der erste Ozeandampfer (Baku-Standard) mit Ölfeuerung ausgerüstet. Zurzeit sind dort bereits viele Ozeandampfer sowie auch eine Reihe von Torpedoboote mit dieser Feuerung versehen. Die neuen amerikanischen Kreuzer sollen gleichfalls Ölfeuerung erhalten. (Army & Navy, Register 1908, vom 11. Januar und 1909 vom 13. März, sowie Nauticus 1909, S. 407).

In Deutschland wurden die ersten größeren Versuche mit Ölfeuerung in den 90er Jahren seitens der Kriegs- und der Handelsmarine vorgenommen. Die Torpedoboote „S. 22“ und „S. 50—57“ erhielten in dieser Zeit die reine Ölfeuerung. Die meisten Linienschiffe und Kreuzer wurden mit der sog. gemischten Feuerung, — bei der gleichzeitig Kohlen und Öl zur Verbrennung gelangen, — und viele Schiffe der Hamburg-Amerika-Linie und des Norddeutschen Lloyds sowie verschiedene Torpedoboote mit reiner Ölfeuerung ausgerüstet. Für Flußschiffe kommt die Feuerung kaum in Betracht, da sie das Öl nicht wie die Seeschiffe zollfrei erhalten.

Bei den Kriegs- und Handelsmarinen der übrigen Kulturstaaten werden zurzeit gleichfalls umfangreiche Versuche zur Einführung der Ölfeuerung angestellt, besonders in England, Holland, Italien, Österreich<sup>1)</sup> und Frankreich<sup>2)</sup>. In England hat Ing. Kermode im Auftrage der Admiralität verschiedene Ölbrenner erfolgreich probiert. England besitzt bereits 3 Petroleum-Transportschiffe, welche die Flotte behufs Abgabe von Heizöl zu begleiten haben. (Frankreich und Amerika bauen gleichfalls zurzeit derartige Ölschiffe, vgl. Zeitschr. f. d. ges. Turbinenw. 1909, S. 227). England hat zudem an verschiedenen Küstenorten Heizöldepots angelegt. Die neueren englischen Torpedoboote werden mit reiner Ölfeuerung und die neueren Schlachtschiffe wie „Dreadnought“ usw. mit gemischter Feuerung ausgerüstet. Dabei wird aber nach englischen Berichten die Ölfeuerung nur selten angestellt, weil sich dann im Betriebe viele Mißstände an den Aufmauerungen eingestellt haben. (Vgl. T. Engineer 1908 vom 20. November.)

Auch die neuern, großen Schiffe in Frankreich und Österreich erhalten gemischte und die neuern Torpedoboote reine Ölfeuerung.

b) **Öl-Arten.** Man benutzt zur Verfeuerung entweder 1) rohes Erdöl (Naphtha) oder 2) Erdöl-Rückstände (Masut), die bei der Destillation zur Herstellung von Brenn- und Schmierölen gewonnen werden, oder 3) das bei der Destillation von Stein- und Braunkohlen oder Torf gewonnene Teeröl.

Das rohe Erdöl stellt ein Gemenge von verschiedenen schweren und leichten Ölen von dunkelgrüner Farbe und mit einem Entflammungspunkte von 24—35° C dar. Die pennsylvanischen Öle sind von hohem Alter, während diejenigen des Kaukasus, Texas, Borneo usw. einer

1) Schiffbau 1908 S. 379.

2) The Engineer 1908 S. 197.

jüngeren Periode angehören; die ersteren liefern bei der Destillation 8—10% Gasolin, 70—80% Lampenpetroleum und nur 5—9% Rückstände; die russischen Öle usw. ergeben nur ca. 30% Lampenöl und ca. 70% Rückstände, die nur Wert als Heizöl und haben einen Entflammungspunkt von 100—170° C besitzen. (Masut.)

Ursprünglich wurde in Rußland das rohe Erdöl für Kesselfeuerungen benutzt. Infolge seiner großen Feuergefährlichkeit nahm man aber von seiner Verwendung für Bordzwecke Abstand. Es kommt noch hinzu, daß rohes Erdöl keine rationelle Verbrennung liefert, da es mit langer Flamme verbrennt, die leicht zum Schornstein ausschlägt.

Das bei der zweiten Destillation von Kohlen oder Torf gewonnene Teer- oder Kreosotöl<sup>1)</sup> wurde schon 1868 von dem französischen Gastechner Andoin für Feuerungszwecke vorgeschlagen; seine Versuche wurden von Napoleon III. sehr unterstützt. Es wurden dabei schräge, mit Rinnen versehene Roststäbe angewandt, auf denen das Teeröl entlang floß und zum Verdampfen gebracht wurde. Seit anfangs der 90er Jahre hat das Teeröl besonders in der deutschen Kriegsmarine vielfach Verwendung gefunden.

c) **Wirkungsweise und Bauart.** Aus den Ölbunkern resp. aus den im Doppelboden untergebrachten Heizölzellen wird das Öl mittels Ölpumpen nach den Drucktanks, den Vorwärmern, Druckfiltern und schließlich nach den Ölzerstäubern gefördert.

Bei der Unterbringung des Öles in Bunkern oder Zellen ist zu berücksichtigen, daß das Öl bei einer Erwärmung von ca. 25° eine Ausdehnung von etwa 2% erfährt. Diesem Umstande wird man dadurch gerecht, daß man die Ölzellen höchstens  $\frac{3}{4}$  füllt. Andererseits entstehen Verluste infolge Durchsickerns von Öl bei völlig wasserdichten Nietungen, und daher müssen die Ölbehälter besonders sorgfältig und öldicht genietet werden. Die infolge von Erwärmung und Erschütterung entstehenden Gase müssen durch Entlüftungsrohre entfernt werden.

Um das Öl für die Zerstäubung dünnflüssig zu machen, muß es Vorwärmer passieren, die durch Dampfschlangen geheizt werden. Gleichzeitig wird durch diese Erwärmung das in Öl eventl. vorhandene Wasser ausgeschieden und durch eine Entwässerungs-Leitung entfernt. Wird Borneo-Öl angewandt, so können infolge der großen Beimengung von Wasser leicht Explosionen eintreten. Durch Einführung des Flannery-Boys-Separators ist dieser Übelstand indessen ganz erheblich vermindert worden. — Die erwähnten Druckfilter haben den Zweck, sämtliche Verunreinigungen des Öles zurückzuhalten, um einem Verstopfen der verhältnismäßig feinen Öldüsen vorzubeugen.

Sehr wesentlich für die gute Wirkung der Ölheizung ist eine zweckmäßige Anordnung des Mauerwerkes im Verbrennungsraume, und

1) Entflammungspunkt ca. 85°.

in dieser Beziehung wird auf die Erfahrungen bei russischen, mit Ölföhrung betriebenen Lokomotiven hingewiesen (Z. V. D. I. 1897 S. 1359).

Der wichtigste Teil der Feuerung ist der Brenner oder Zerstäuber. Er besteht gewöhnlich aus 2 dünnen, durch Hähne absperrbaren Rohren, einem Öl- und einem Dampfrohre; beide Rohre sind am Ende von einem Mantel umschlossen und liegen neben- oder ineinander, so daß das Öl beim Ausfließen von dem in den Feuerraum gerichteten Dampfstrahl erfaßt und zerstäubt wird; dies fein verteilte Öl entzündet sich im Feuerraume, sobald die Luft dazu tritt. Die hierdurch entstehenden Heizgase werden dann durch die Feuerzüge zum Schornstein herausbefördert. Im folgenden sind einige Brenner beschrieben.

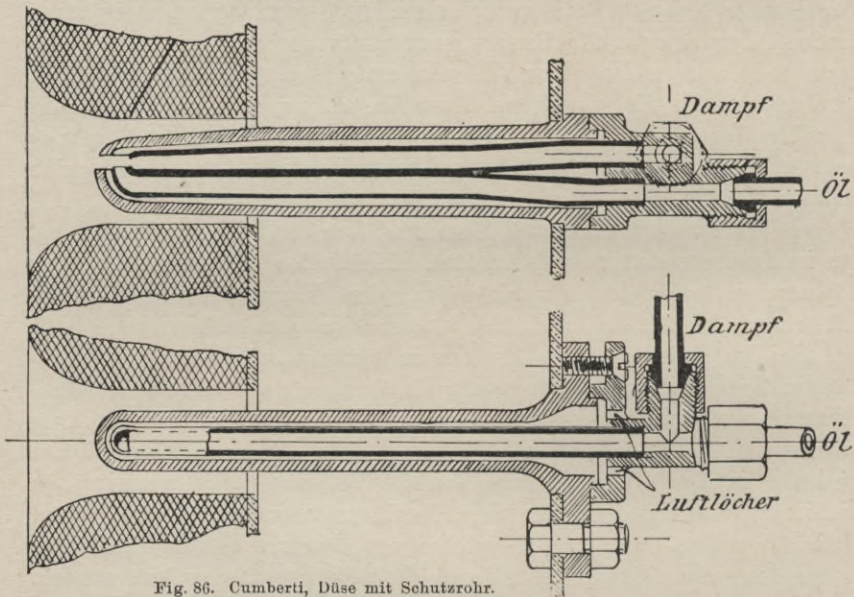


Fig. 86. Cumberti, Düse mit Schutzrohr.

1) Eine mit Dampf betriebene Düse ist in Fig. 86 dargestellt. Diese sog. Cuniberti'sche Düse ist in der italienischen, zum Teil auch in der deutschen Marine in Gebrauch gewesen. Ihre Wirkungsweise besteht darin, daß ein Öl- und ein Dampfrohr übereinander so angeordnet sind, daß ihre Mündungen sich rechtwinklig schneiden, und daß das Öl nach seinem Austritte durch den Dampfstrahl zum Zerstäuben gebracht wird. Eine Hülse schützt die Rohre gegen Verbrennen. Mittels eines Doppelhahnes kann das Ölrohr — vor und nach dem Anstellen — mit Dampf durchgeblasen werden. Die zur Verbrennung erforderlichen Luftlöcher sind aus dem Grundriß der Fig. 86 ersichtlich.

2) Bei einer andern Düse, dem sog. Lucal-Brenner<sup>1)</sup>, wird der

1) Z. V. D. I. 1904 S. 1790.

zur Zerstäubung dienende Dampf erst in einer Heizschlange stark überhitzt, um zu vermeiden, daß die Dampftemperatur unter die Entzündungstemperatur des Öles sinkt; der aus einer feinen Düse strömende Dampf reißt Luft, die aus einem unteren Kanal zuströmt, mit sich und bringt das konzentrisch zum Brenner zugeführte Öl zur Entzündung.

3) In England ist auf Lokomotivkesseln vielfach die aus Fig. 87

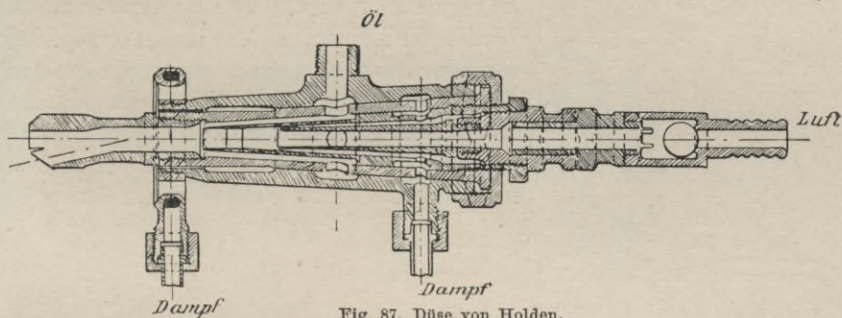


Fig. 87. Düse von Holden.

ersichtliche Düse von Holden in Gebrauch. Durch die innerste Bohrung wird Luft zugeführt, konzentrisch darum strömt Dampf und Öl, wie in Fig. angedeutet. Die in Fig. 87 links gezeichnete Dampfleitung dient als Durchblasevorrichtung, wenn die Düse nicht in Betrieb ist. Ähnliche in Rußland auf Lokomotiven benutzte Brenner sind in d. Z. V. D. I. 1896 S. 1360 von Brückmann und in dem Werke von Wallis, Liquid fuel genau beschrieben und abgebildet; die ersten Brenner in der französischen Marine sind diesen auch ähnlich u. in Bertin, Chaud. Marines 1896 S. 117 mit Skizzen veröffentlicht.

4) Besonders hervor-  
gehoben sei noch der

1896 von Rusden-Eeles erfundene und 1899 verbesserte Brenner, der auf den meisten Dampfern der Wolga und des Kaspischen Meeres Verwendung gefunden hat. (Fig. 88.) Der Dampf befindet sich hier in 2 konzentrischen Lagen *a* und *b* außerhalb und innerhalb der ringförmigen Ölleitung *c* und trägt daher zu einer guten Vorwärmung des Öles bei. Dampf wie Öl sind, wie aus Fig. 88 hervorgeht, mittels kleiner Handräder und Spindel *f* regulier- und absperrbar.

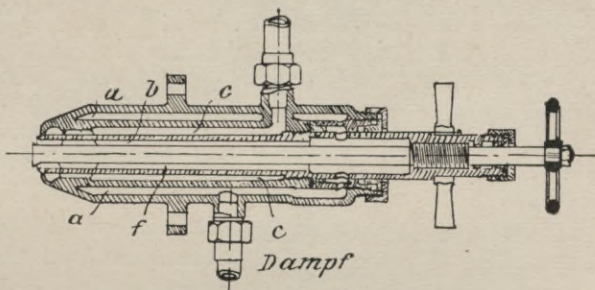


Fig. 88. Ölzerstäuber von Rusden-Eeles.

5) 1905 hat sich Armstrong, Whitworth & Co.—New-Castle-on-Tyne einen nach ähnlichen Prinzipien konstruierten Brenner patentieren

lassen. (Pat. Nr. 3089 vom 19. 1. 1905.) Die verschiedenen Teile des Brenners sind dabei so bemessen, daß das Mischungsverhältnis der Luft mit dem zerstäubten Brennstoff etwa 4:1 beträgt und schon hergestellt ist, bevor diese Stoffe den Brenner verlassen und zur Verbrennung kommen. Der entstehenden Flamme wird eine solche Antrittsgeschwindigkeit erteilt, daß ein Zurückschlagen in den Brenner unmöglich gemacht wird. Das vorgewärmte Öl wird unter Druck aus dem Rohre *o* (Fig. 89) nach den Öffnungen *o*<sup>1</sup> und dem ringförmigen Raum zwischen Öl-Regulierspindel *o*<sup>2</sup> und Hohlspindel *h* befördert, um dann bei *o*<sup>3</sup> auszutreten. *o*<sup>2</sup> ist zum genauen Einstellen mit Gewinde *i*, Handrad *d* und Führungen *o*<sup>4</sup> versehen. Der zur Zerstäubung dienende Dampf gelangt aus Rohr *s* in den ringförmigen Raum zwischen *h* und dem äußeren Rohre *b*<sup>1</sup> und tritt bei *s*<sup>1</sup> aus. Dabei stößt er so gegen den austretenden Ölstrahl, daß eine feine Zerteilung und Mischung von Dampf und Öl eintritt. Die Hohlspindel kann durch Gewinde *s*<sup>3</sup>, Mutter *s*<sup>4</sup> und Führungen *s*<sup>2</sup> zur Regulierung des Austrittsquerschnittes *s*<sup>1</sup> genau eingestellt werden. Die Verbrennungsluft gelangt aus Rohr *a* in das Mischrohr *m*, mischt sich hier mit dem bei *n* austretenden zerstäubten Strahle und tritt dann in den Verbrennungsraum, wo der gemischte Strahl entzündet und verbrannt wird. Durch Hahn *e* und Rohr *g* kann die Düse zur Entfernung von Schmutz — nach Abschluß des Ölzuflusses — mittels Dampf durchgeblasen und gereinigt werden. Mit einer ähnlich konstruierten Düse fanden auch Versuche in der deutschen Marine statt.

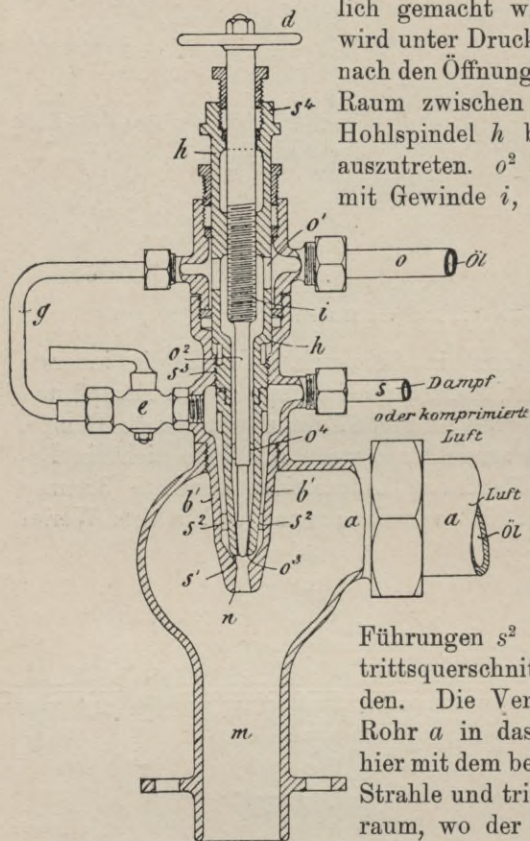


Fig. 89.  
Öldüse von Armstrong.

Rohr *g* kann die Düse zur Entfernung von Schmutz — nach Abschluß des Ölzuflusses — mittels Dampf durchgeblasen und gereinigt werden. Mit einer ähnlich konstruierten Düse fanden auch Versuche in der deutschen Marine statt.

6) Für die gemischte Feuerung hat man in der englischen Marine neuerdings unter den Rosten eine Retorte angeordnet, in die mittels Dampfzerstäuber Heizöl eingespritzt wird. Die Verbrennungsprodukte ziehen erst durch eine unterhalb der Feuerbrücke quer angeordnete Kammer und dann durch aufwärts geführte Düsen in den Raum hinter



der Feuerbrücke. Man hofft durch diese Anordnung eine Rauchverminderung zu erzielen. (Mar. Rundsch. April 1908 und Schiffbau 1908 S. 527.)

Die Nachteile der Dampfzerstäuber bestehen darin, daß ca. 5% des Brennstoffverbrauches für die Erzeugung des Zerstäuber-Dampfes verloren gehen, daß dieser Dampf nicht mehr als Frischwasser gewonnen werden kann, und demnach die Frischwasser-Erzeuger entsprechend vergrößert oder vermehrt werden müssen; ferner ist selbst bei reduziertem Dampfdrucke für die Zerstäuber ein unangenehmes Geräusch nicht zu vermeiden.

Man hat zur Vermeidung der Frischwasserverluste besonders in Amerika Versuche mit Düsen gemacht, bei denen das Öl durch angewärmte komprimierte Luft zerstäubt wird.<sup>1)</sup> Letztere erfordert den Einbau besonderer Luft-Kompressoren oder Injektoren, wodurch die Anlage recht teuer, schwer u. kompliziert

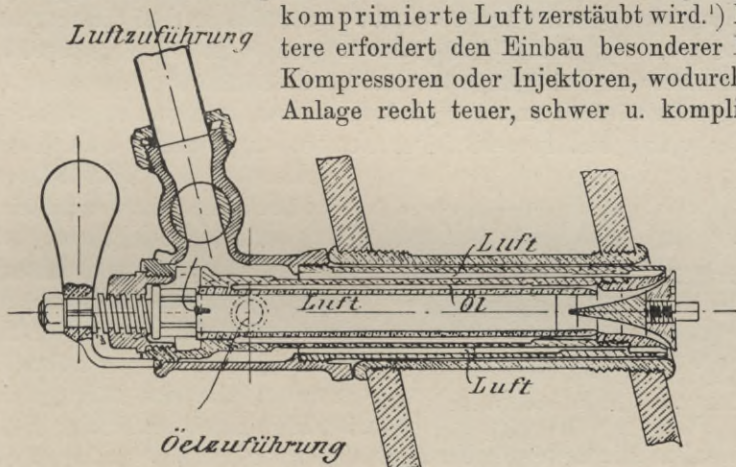


Fig. 90. Öldüse von Schichau.

wird und trotzdem geräuschvoll arbeitet. Außerdem treten bei Verwendung von komprimierter Luft recht hohe Temperaturen im Brennraum auf, wodurch die Kesselbleche stark angegriffen werden.

7) Schichau hat derartige Düsen (Fig. 90) vorübergehend auf Lokomotivkesseln z. B. auf „S. 81“ eingebaut. Sie bestanden aus 3 ineinander steckenden Rohren, die vorn einen nach innen zeigenden Kegel trugen. Der Luftstrom wurde durch das innere Rohr und zwischen den beiden äußeren Rohren, das Öl zwischen dem innern und mittleren Rohre eingeführt. Die Regulierung erfolgte durch Verschiebung des innern Rohres, wodurch der ringförmige Düsen-Querschnitt am Kegel verändert wurde. Die Düse neigte leicht zu Verunreinigungen.

8) Ähnlich ist auch der in England und Rußland vielfach in Gebrauch befindliche Brenner von Kermodé konstruiert. (Vgl. Zeitschr. f. Elektrot. u. Maschinenbau 1907 S. 355.) Eine Vorwärmung der

1) Vgl. „Petroleum“ 1908 Nr. 21 S. 1229.

Luft erfolgt hier in einem innerhalb der Heizzüge des Kessels untergebrachten Apparat; die Mischung von Öl mit der erhitzten Luft ist gleichfalls regulierbar. Bei den neuern, mit reiner Ölfuehrung versehenen englischen Torpedobooten wird die Verbrennungsluft auch mit Druck und zwar mit einem solchen von 6—7 Atm. zugeführt.

Gemeinsam haben die mit Dampf oder Druckluft betriebenen Zerstäuber den Nachteil, infolge der hohen Austrittsgeschwindigkeit des Gemisches, Stichflammen von hoher Temperatur zu bilden, die namentlich bei kurzem Feuerraum zu Leckagen Veranlassung geben.

9) Die Übelstände der mit Dampf oder komprimierter Luft betriebenen Brenner werden zum Teil durch die seit 1903 eingeführten Körtingsche Zentrifugaldüse (Fig. 91) vermieden. Bei dieser gelangt das Öl aus der Druckleitung der Ölpumpe in ein Ventilgehäuse, passiert hier ein Reinigungssieb und wird dann infolge des am untern Ende des Zerstäuberdornes vorgesehenen Schraubengewindes mit drehender Bewegung und in sehr feiner Zerstäubung aus der Düse heraus-

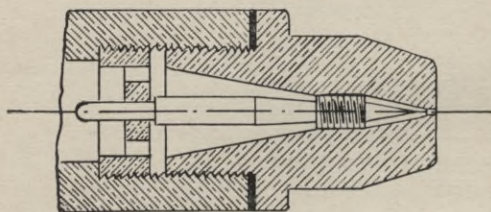


Fig. 91. Zentrifugaldüse von Körting.

geschleudert. Ein Bajonett-Deckelverschluß ermöglicht eine leichte Revision der Düsenöffnung. Um im Ölstrahle keinen Richtungswechsel eintreten zu lassen, sind das Öldruckrohr und die Düsenöffnung gerade gegenüber angeordnet, und das Düsengehäuse ist mit dem Öldruckrohr einfach

verschraubt. Die Regelung der zugeführten Verbrennungsluft geschieht meistens durch einen besonderen Zylinder- oder Ringschieber.<sup>1)</sup> Diese Körtingschen Zerstäuber haben in Deutschland die Dampfzerstäuber verdrängt und sind auch vielfach in der englischen Marine in Gebrauch genommen.<sup>2)</sup>

10) Es sei noch erwähnt, daß Mr. Orde vor einigen Jahren einen Brenner konstruiert hat, dem das Öl bereits in verdampftem Zustande zugeführt wird, und der eine sehr gute Verdampfung ergeben haben soll. (Vgl. Transactions of the North-East Coast Institution of Shipbuilders and Engl. Vol VII, parts 1, 2 und 3.)

Eine vollständige Anlage einer Teerölheizung und zwar auf S. M. S. „Prinz Adalbert“ ist mit den zugehörigen Ölpumpen, Rohrleitungen, Düsen, Teerölzellen usw. in Klamroth 1907, Atlas Tafel 24 veröffentlicht. Die Gruppierung von Vorwärmer, Filter, Windkessel, Reduzier- und Überlaufventil usw. zeigen Fig. 5 und 8 des Marine-Katalogs von Gebr. Körting-Hannover 1906.

d) **Betrieb.** Man unterscheidet im Betriebe reine Ölfuehrung und

1) Vgl. Fig. 92 auf S. 140.

2) Vgl. Engineering 1909 S. 404.

gemischte Feuerung. Bei der ersteren wird nur Öl, bei der letzteren, wie schon gesagt, Öl und Kohle gleichzeitig verheizt. 1) Das Anheizen geschah bei reiner Ölfeuerung früher durch Schalen, die in die Feuerung eingesetzt, durch eine mit Absperrventil versehene Ölleitung gespeist<sup>1)</sup> und nach Beginn der Dampfbildung wieder entfernt wurden. Jetzt werden von Körting zum Anheizen anormale Zerstäuber benutzt, deren Ölmenge sich den, durch den vorhandenen Schornsteinzug geförderten Luftmengen anpassen. Um das kalte Öl verbrennen zu können, wird es mittels Handpumpen unter hohem Druck gesetzt, so daß die fehlende Temperatur durch eine äußerst feine mechanische Zerstäubung ersetzt wird. Ist in dieser Weise der Kessel so weit unter Dampf gebracht, daß die Ölvorwärmer und Ölpumpen damit betrieben werden können, dann werden die Anheizerstäuber entfernt und durch die normalen großen Zerstäuber ersetzt. Muß während des Betriebes gestoppt und die Ölfeuerung abgestellt werden, so entzündet sich bei Wiederaufnahme des Betriebes das Öl an den heißen Wandungen der Chamotteaufmauerung selbsttätig. 2) Der Zerstäuberdruk beträgt bei Verwendung der Körtingschen Düse 4—10 kg, bei Verwendung von Düsen, die mit Dampf oder komprimierter Luft betrieben werden, ca. 1—3 kg; der kleinere dieser Werte bezieht sich auf Masut, der größere auf Teeröl; wird der Druck zu groß, so wird Heizöl gegen die Mauerungen gespritzt, und es tritt starker Rauch auf. Zu hoher Druck gibt außerdem leicht zu Koksablagerungen und Verstopfung der Düsen Veranlassung.

3) Neben gleichmäßigem Druck in den Zerstäubern ist auch auf gleichmäßige Temperatur des vorgewärmten Heizöles zu achten, und es ist dabei zu berücksichtigen, daß sich letzteres auf dem Wege vom Vorwärmer bis zu den Düsen sehr stark abkühlt. Bei Verwendung von Dampf Düsen genügt eine Vorwärmung auf 50 bis 60°, während bei Anwendung von Zentrifugaldüsen eine Erwärmung des Heizöles auf ca. 140° erforderlich wird. Körting baut dazu Vorwärmer, die das Öl bis auf ca. 15° C. unterhalb der Dampftemperatur erwärmen. Tritt das Öl mit dieser Temperatur aus den Düsen an die Atmosphäre, so wird es nicht nur mechanisch zerstäubt, sondern teilweise auch verdampft, wodurch eine weitere äußerst feine Zerstäubung herbeigeführt wird. Diese ist notwendig, um eine wirklich homogene Mischung des Öles mit der Verbrennungsluft zu erreichen. Körting erzielt auf diese Weise eine fast vollkommene Rauchlosigkeit. Es sei noch bemerkt, daß der Siedepunkt der für die Verbrennung in Frage kommenden schwer flüchtigen Ölbestandteile über 200° liegt; es hat sich aber durch Versuche ergeben, daß schon beim Überschreiten

1) Körtings Mar.-Kat. S. 10.

des Siedepunktes der leicht flüchtigen Ölbestandteile (ca. 120°) beim Austritt des Öles aus der Düse eine genügende Zerstäubung erfolgt.

4) Um eine ökonomische und möglichst rauchfreie Verbrennung zu erhalten, ist ferner die zugeführte Verbrennungsluft genau zu regulieren. Bei mäßigem Betriebe wird dazu nach Ausschaltung verschiedener Düsen der Gang der Ventilationsmaschine entsprechend zu verlangsamen sein. Körting zieht zur Luftregulierung einen Zylinder- oder einen Ringschieber vor; ersterer ist aus Fig. 92 zu erkennen. Darin bedeutet *Z* den Zerstäuber, *L* den Zylinderschieber, *H* die Stellvorrichtung und *B* das Mauerwerk. Eine innigere Vermischung des brennenden Öles mit der Verbrennungsluft wird auch dadurch herbeigeführt, daß für letztere Leitbleche und Siebe vorgesehen werden. — Um einem Verbrennen der Metallhülse der Düsen vorzubeugen, hat man diese mit besonderer Luftkühlung versehen.

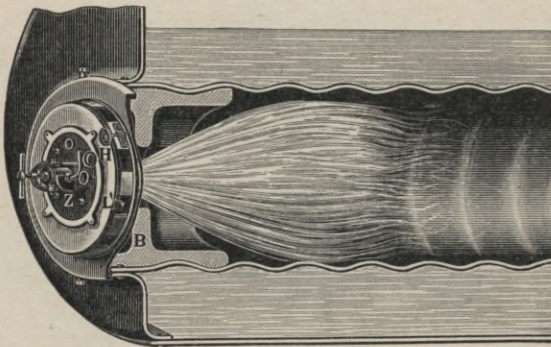


Fig. 92.  
Luftregulierung für Körtings Zentrifugaldüse.

Bei nicht genügendem Luftzutritte entsteht eine unvollkommene Verbrennung. Einzelne unverbrannte Öltropfen werden gegen das Mauerwerk der Verbrennungskammer oder gegen die Kesselrohre geschleudert und geben hier zur Bildung starker Koksabsonderungen Veranlassung.

5) Infolge ungenügender Verbrennung oder Verwendung von unreinem Heizöle können die Düsen leicht Absonderungen aufnehmen und verstopfen, so daß Betriebsstörungen auftreten. Aus diesem Grunde sind die Düsen mit einer Dampfausblaseleitung versehen, welche ihre schnelle Reinigung ermöglicht.

e) **Vorteile.** 1. Bei reiner Ölfuerung braucht das Brennmaterial nicht wie die Kohlen getrimmt und schaufelweise aufgegeben zu werden, vielmehr wird es kontinuierlich durch besondere Ölpumpen den Kesseln zugeführt; ferner kann es durch Überpumpen schnell an Bord genommen werden, was für Torpedoboote von großer Wichtigkeit ist. Da das Öl bei vollkommener Verbrennung nur sehr wenig feste Bestandteile hinterläßt, so braucht keine Asche und Schlacke entfernt, und die Kessel brauchen nur selten gereinigt zu werden; das Heizerpersonal kann daher reduziert werden. Z. B. hatte der Dampfer „Clam“ der Londoner Shell-Line von Borneo bis Dover nur drei Heizer statt 20 bei Kohlenfuerung; die für die Reise notwendige

Ölmenge von 1500 Tonnen konnte ohne Anstrengung des Personals in 3 Stunden an Bord genommen werden.

2. Bei reiner Ölfeuerung ist ein Wechsel im Betriebe leicht und schnell vorzunehmen, da nur mehr oder weniger Düsen an- oder abzustellen sind.

3. Bei reiner Ölfeuerung kommen die Aschejektoren, Aschheißvorrichtungen, die Rosten, Schürgeräte usw. in Fortfall, und es tritt dadurch eine Raum- und Gewichtsverminderung ein.

4. Bei reiner Ölfeuerung und richtiger Bedienung, genügender Luftzufuhr und gutem Heizölle kann eine rauchfreie Verbrennung erzielt werden, und dieser Umstand ist namentlich für Torpedoboote von großer Wichtigkeit. (Vgl. Z. V. D. I. 1906 S. 1845, Probefahrt des engl. Torpedob. „Gadfly“.)

5. Der Aktionsradius wird vergrößert, da die Doppelbodenzellen für die Unterbringung des Heizöles benutzt werden können, ferner das Öl in einem kleineren Raume wie die gleiche Kohlenmenge gestaut werden kann und einen ca. 30% größeren Heizwert wie Kohle besitzt.

Diesen Vorzügen, die sich allerdings hauptsächlich nur auf reine Ölfeuerung beziehen, stehen die folgenden

f) **Nachteile** entgegen: 1. Zunächst ist der Ölpreis ein sehr hoher, nämlich ca. 40—60 Mk. pro Tonne gegenüber etwa 15—25 Mk. pro Tonne Kohlen; daher kommt für Deutschland, das zwar sehr ausgiebige Kohlen-, aber nur wenig Öllager hat, die Ölfeuerung in nächster Zeit als Konkurrent der Kohlenfeuerung an Bord kaum in Frage. Ähnlich liegen die Verhältnisse für die westeuropäischen Mächte; England hat allerdings den Vorzug das Öl verhältnismäßig billig durch seine Kolonien beziehen zu können.

2. Ferner macht die Ergänzung des Öles im Auslande große Schwierigkeiten. Die einzige Route, auf der man dank der regen Tätigkeit der Shell Transport & Trading Co. nach Bedarf Heizöl<sup>1)</sup> erhalten kann, ist die vom Roten Meer nach Japan; durch die Firma M. Samuel & Co. sind neuerdings auch in Dover, Liverpool und Havre große Öltanks errichtet worden; Preis und Güte des Öles haben indessen nicht immer befriedigt. Nach Entdeckung der großen Ölquellen in Texas, Mexiko, Ecuador, Peru und Argentinien sind auch an der amerikanischen Küste Ölstationen errichtet worden, so daß die Amerika-Red-Star-Line und verschiedene andere amerikanische Reedereien zur Ölfeuerung übergegangen sind.

3. Das Öl ist feuergefährlicher als Kohle, Erwärmungen über 70°

1) Z. B. hat die Hamburg-Amerika-Linie mit der Gesellschaft einen 10jährigen Vertrag, wonach diese in Suez, Colombo usw. stets für 20 Dampfer Borneoöl vorrätig zu halten hat.

können bereits Selbstentzündungen und Explosionen hervorrufen; die Versicherungs-Prämie wird daher eine höhere. Die gefüllten Doppelbodenzellen stellen auch insofern eine größere Feuersgefahr dar, als beim Aufsetzen eines Schiffes leicht Heizöl in warme Räume gelangen und Explosionen hervorrufen kann.

4. Für Kriegsschiffe kommt weiter noch hinzu, daß bei Einführung reiner Ölfeuerung der Schutz der Kohlenbunker gegen Geschosse in Fortfall kommt, und daß die wenig Öl produzierenden Länder, wie z. B. England, Deutschland und Frankreich, bezüglich der Ölbeschaffung nicht vom Auslande abhängig sein möchten. Aus diesem Grunde sollen die neuesten engl. Torpedoboote außer der reinen Ölfeuerung auch reine Kohlenfeuerung erhalten haben. — Ferner hat bei den Versuchen in der deutschen Marine die Ölfeuerung auf die Zylinderkessel infolge auftretender Stichflammen, Flammrohrdeformationen und Kesselleckagen so nachteilig eingewirkt, daß sie aus diesen Kesseln entfernt werden mußte.<sup>1)</sup> Später ist die gemischte Feuerung auch aus den Wasserrohrkesseln beseitigt, weil sie unnötige Komplikationen, Verteuerungen im Betriebe sowie starke Gewichtsvermehrungen zur Folge hat.

5. Schließlich ist es nach allen bekannt gewordenen Mitteilungen über gemischte Ölfeuerungen noch nicht gelungen, eine rauchlose Verbrennung zu erhalten. Bei jedesmaliger Kohlenbeschickung wird die betreffende Feuerung etwas abgekühlt; es wird sich daher die Entwicklung einer schwarzen Rauchwolke nicht vermeiden lassen, und infolge der großen Zahl von Feuerungen entsteht fast ein kontinuierliches Rauchen. Zum Teil trägt hierzu auch das in den Handel kommende mehr oder minder unreine Heizöl bei. Schon der geringste Wassergehalt beim Teeröl bedingt die Erzeugung eines schmierigen Rauches in Form eines Gemisches von fein verteiltem, unverbranntem und staubförmigem verkoktem Teeröl. Schlechtes Öl erzeugt außerdem leicht ein Verstopfen der Ölleitung; und wenn auch nur eine einzige Düse verstopft ist, so wird schon ein starker Rauch entstehen.

Die Hoffnungen, die man in den Kriegsmarinen auf die Ölfeuerung gesetzt hat, haben sich bis jetzt nicht erfüllt. Hier spielt sie als gemischte Feuerung nur eine untergeordnete Rolle; pro Feuerung wurde in der deutschen Marine nur eine Düse mit einer Leistung von ca. 50 kg Öl pro Stunde bei 2 Atm. Zerstäuberdruck verwandt. Allerdings hat sie da, wo reine Ölfeuerung in Frage kommt, nämlich auf Torpedobooten für die Öl produzierenden Länder und auf Handelsschiffen, die an den asiatischen und amerikanischen Küstenländern verkehren, bereits eine wirtschaftliche Bedeutung erlangt.

1) Nautikus 1907 S. 450. Auch die auf dem engl. Schlachtschiffe „Britannia“ 1909 erfolgte Kesselexplosion, die drei Heizer als Opfer forderte, ist auf Stichflammenbildung der Ölheizung zurückzuführen.

## Die Kesselarmaturen und Zubehörteile.

## § 43. Armaturen des Wasserraumes.

Um einen sichern und zweckmäßigen Dampfkesselbetrieb zu erzielen, ist es notwendig, daß jeder Kessel eine Anzahl von Armaturen erhält; diese teilt man in solche des Wasserraumes und solche des Dampfraumes ein.

Zu den ersteren rechnet man:

- a) die Wasserstandsvorrichtungen,
- b) die Speiseventile,
- c) den Salz- und Schaumhahn,
- d) den Hahn zur Entnahme von Kesselwasser,
- e) das Grund- und Bodenventil,
- f) die Mann- und Schlammlöcher.

Zu den letzteren:

- g) die Dampfabsperrentile,
- h) das Manometer,
- i) die Sicherheitsventile,
- k) das Luftventil.

Hierzu kommen noch besondere Armaturen für Feuerrohrkessel:

l) das Alarmventil,

m) die Temperatenausgleicher;

ferner besondere Armaturen für Wasserrohrkessel:

n) die Speisewasserregler,

o) die Wasserabscheider.

Ferner gehören noch hierher:

p) die Dampfüberhitzer,

q) die Kesselbekleidung und die Kessellagerung.

Die meisten Armaturteile werden an aufgenieteten Flantschstützen durch Stiftschrauben befestigt, um Undichtigkeiten am Kessel möglichst zu vermeiden.

Die Garniturteile und Rohrleitungen im Innern des Kessels sind aus Schweiß- oder Siemens-Martin-Flußeisen hergestellt, da Kupfer und Bronze durch galvanische Aktionen leicht Anfrassungen hervorrufen. Die äußeren Armaturteile sind meist aus Bronze, die Gehäuse für die Absperrventile von flußeisernen Dampfrohrleitungen dagegen aus Stahlformguß gefertigt. Gußeisen und Temperguß sind als Material für Armaturen infolge zu schneller Korrosion möglichst zu vermeiden.

Die neuen Vorschläge bezügl. der polizeilichen Bestimmung für die Ausrüstung von Schiffskesseln sind in der Z. V. D. I. 1904, S. 829 veröffentlicht.<sup>1)</sup>

1) Später sind diese Bestimmungen mit kleinen Änderungen gesetzlich festgelegt (R. Ges. Bl. 1909 S. 53—58).

Die Anordnung der einzelnen Armaturteile und zwar für den kleinen Kreuzer „Königsberg“ geht aus Fig. 93 (aus Klammroth, 1907, Atlas, Taf. 28) hervor. Es bedeutet darin:

- |                                  |                                  |
|----------------------------------|----------------------------------|
| a) Das Dampfabsperrentventil,    | f) die Wasserprobierventile,     |
| b) die Sicherheitsventile,       | g) die Manometerventile,         |
| c) die Wasserstandsgläser,       | h) das Abschaumventil,           |
| d) das Speisewasserreglerventil, | i) den Stutzen für das Kontroll- |
| e) die Speiseventile,            | manometer.                       |

a) Zu den Wasserstandsvorrichtungen gehören die Wasserstandsgläser und die Probierhähne. Sie dienen zur Kontrolle des Wasserstandes; dieser darf weder zu hoch noch zu niedrig sein, weil sonst entweder zu nasser Dampf erzeugt oder eine Überhitzung und ein Bersten des Kesselmaterials herbeigeführt werden kann.

Die Wasserstandsgläser sind bereits von Watt eingeführt; jeder Schiffskessel soll gesetzlich mit 2 solchen Apparaten ausgerüstet sein, damit auch bei überliegendem Schiffe eine Kontrolle möglich ist. Die beiden Apparate werden ca. 1—1½ m voneinander entfernt angeordnet; bei größeren Abständen schlägt das Wasser bei rollendem Schiffe mit großer Heftigkeit in den Gläsern hin und her, so daß der richtige Wasserstand schwer zu erkennen ist. Die Wasserstandsgläser bestehen aus dem eigentlichen Wasserstandsgläse und einem oberen

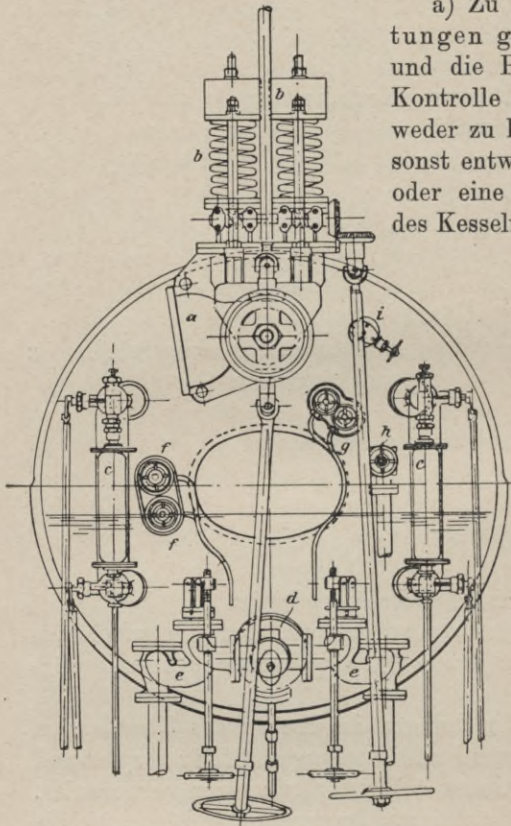


Fig. 93.  
Anordnung der Kesselarmaturteile.

und unteren mit Verschraubung versehenen Stutzen; diese münden direkt in den Dampf- und den Wasserraum und sind durch Hähne, zuweilen auch durch Ventile abschließbar. Am unteren Stutzen sitzt noch ein Durchblasehahn, welcher das abgeblasene Wasser durch eine Rohrleitung zu entfernen gestattet. Jeder Stutzen hat vorn eine kleine Verschraubung mit Überwurfmutter, nach deren Lösen ein Durch-



stoßen und eine mechanische Reinigung der Stutzen während des Betriebes vorgenommen werden kann. Die zugehörigen Hahnküklen bewegen sich in einem schwalbenschwanzartig eingestampften Futter aus Asbest (Fig. 94),<sup>1)</sup> wodurch ein Lecken und Festbrennen der Hähne vermieden wird. Die Glasröhren sind in den Stutzen durch stopfbuchsenartige Verschraubungen und Gummiringe gedichtet. Die Gläser sind so anzubringen und so lang zu machen, daß bei niedrigstem Wasserstande und bei 8° Neigung des Schiffes noch 50 mm des Glases ohne Wasser sichtbar bleiben; die Länge des freien Glases beträgt ca. 300 mm, der äußere Durchmesser 28 mm, bei Verwendung sehr hoher Dampfspannungen 22 mm und bei Torpedobooten 15 mm; eine weitere Reduzierung führt infolge Kapillarität zu unrichtigem Anzeigen; die Wanddicke beträgt ca. 3 mm. Der gesetzlich vorgeschriebene niedrigste Wasserstand (10 cm oberhalb der höchsten Feuerzüge bei 8° Neigung des Schiffes) ist am Wasserstandsglase durch eine besondere Marke gekennzeichnet.

Die Nachteile der Wasserstandsgläser bestehen darin, daß 1. die Gläser häufiger springen und zu Verbrühungen Anlaß geben und daß sie 2. zuweilen unrichtig an zeigen.

1. Das Springen rührt teils von schlechter Fabrikation, teils von plötzlicher Abkühlung, teils auch davon her, daß die für die Dichtung des Glases vorgesehenen Stopfbüchsen nicht senkrecht übereinander stehen.

Man wendet, um die schädlichen Wirkungen beim Springen des Glases zu vermindern, metallene Schutzhülsen resp. Hülsen aus Drahtgeflecht oder Schutzgläser mit eingegossenem Drahtgeflecht an. Von Leser, Dietze, Westphal, Schäffer & Budenberg (Fig. 94) u. a. werden kleine Kugelventile angewandt, welche beim Springen eines Glases die Verbindungen mit dem Kessel automatisch absperren. Oft wird die Kugel nur im unteren Hahnkopf angeordnet, da der Heizer besonders durch das umherspritzende heiße Wasser gefährdet wird, während der

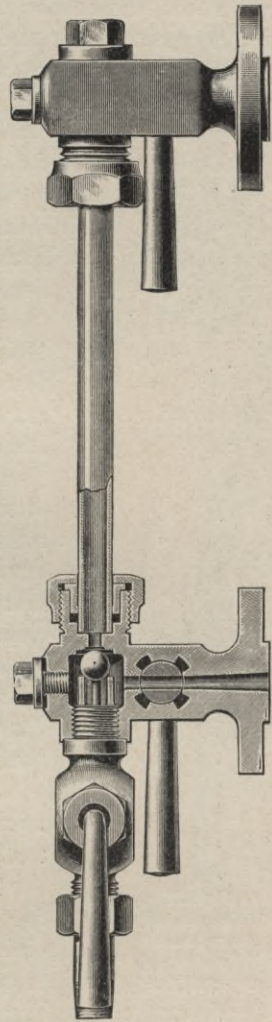


Fig. 94.  
Wasserstandsglas mit  
Asbestfütterung und  
Selbstschluß.

1) Ausführungsform der Firma Schäffer & Budenberg-Magdeburg.  
Schulz, der moderne Schiffbau. II.

Dampf aus dem oberen Stutzen in geschlossenem engbegrenzten Strahle nach abwärts austritt.

Vielfach sind die Klinger'schen Gläser in Gebrauch. Bei diesen wird das eigentliche Glasrohr durch eine Metallhülse ersetzt, welche innen geschwärzt und vorn durch ein ca. 15 mm dickes, flaches, geriffeltes Glas abgeschlossen wird. Durch die Schwärzung erscheint der vom Wasser berührte Teil des Glases ganz dunkel, während der obere Teil infolge des durch die Riffelung sich bildenden Reflexes silberweiß erglänzt, wodurch ein gutes Erkennen des Wasserstandes herbeigeführt wird; eine weiße durchlochete Emailleschiene als Hintergrund dient dem gleichen Zwecke.

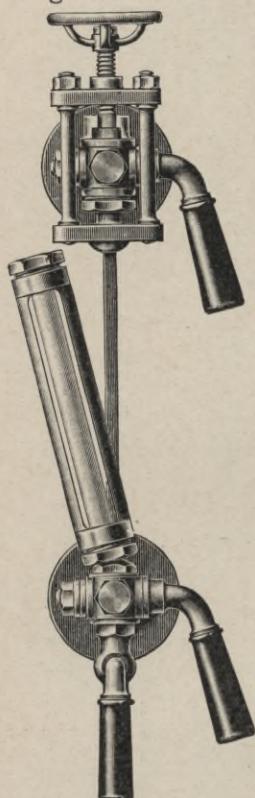


Fig. 95.  
Wasserstandsglas  
von Maas.

Ein sehr schnelles Auswechseln gesprungener Gläser gestatten die weitverbreiteten Wasserstände von Maas<sup>1)</sup> Pat. Nr. 80226 u. Nr. 157786. Mittels einer Spindel, die unten mit einer kugelförmigen Dichtungsfläche versehen ist, wird das in einem Rahmen befindliche Wasserstandsglas auf eine kugelförmige Dichtungsfläche des unteren Wasserstandstutzens gepreßt. Beim Erneuern eines Glases ist nur das Handrad für die Spindel zu lösen, worauf man das Glas mit Stopfbuchsen, Distanzstück und Schutzhülse herausheben und durch ein neues ersetzen kann; 1907 ist das Modell insofern abgeändert, als nur 1 Stopfbuchse angewendet und das Gewinde zur besseren Kontrolle und Schmierung nach außen verlegt ist (Fig. 95). Dadurch ist eine größere Einfachheit und Betriebssicherheit sowie ein leichteres Drehen der Spindel und eine bessere Kontrolle erzielt.

Zum leichteren und ungefährlicheren Schließen der Wasserstandshähne — nach etwaigem Springen eines Glases — hat man an geeigneten Stellen im Heizraume, zuweilen auch an Deck, besondere Hahnzüge zur Betätigung der Wasserstände angeordnet.

2. Ein unrichtiges Anzeigen der Wasserstandsgläser rührt, wie bereits erwähnt, von zu kurzen Glasröhren oder von zu geringen Bohrungen her. Hat sich z. B. infolge eines zu geringen Querschnittes der Bohrung der Druck in der Glasröhre um ca.  $\frac{1}{100}$  Atm. gegenüber dem Kesseldruck vermindert, so beträgt die Abweichung im Glase schon

1) Z. V. D. I. 1900 S. 1482.

10 cm. Vermieden wird dieser Übelstand durch die von R. Schwarzkopf-Berlin fabrizierten Ochwadtschen Wasserstandsgläser, — die z. B. bei Schiffskesseln der Donau-Dampfschiff.-Ges. eingeführt sind —, insofern als hier keine getrennte Zuführung von Wasser und Dampf, wie sonst üblich, erfolgt. Bei offenem Hahnkegel *c* (Fig. 96 u. 96a) tritt vielmehr Wasser und Dampf direkt bis zur Hartglasplatte *p* durch Kesselschlitz *s*. Zum bessern Erkennen des Wasserstandes ist eine erweiterte Kammer *k* angeordnet, deren Rückseite zur Erzeugung einer Reflexwirkung mit 2 blanken Platinstreifen belegt ist. Die Glasplatte wird durch Rahmen *r* gehalten, und die Gummioberlegscheiben *f* beugen einem Brechen der Platte beim Einspannen vor. Oben und unten ist je ein Probierhahn *q* angeordnet; *F* bedeutet den aufgenieteteten Flansch, *d* eine Abdrückschraube für den eventuell festgeklemmten Hahn, *h* das Gehäuse des letztern, *m* eine Verschraubung für das Kontroll-Manometer. Eine Reinigung der Glasscheibe kann bei geschlossenem Hahn und geöffnetem Ausblasehahn *a* durch die Bohrung des letztern erfolgen.

Um dem mangelhaften Anzeigen infolge von Verunreinigungen vorzubeugen, sieht Parker (vgl. The Engineering 1904 v. 16. 9.) in dem Kanal, durch den das Wasser in das Glas eintritt, ein Schraubengewinde vor und erzielt durch die eintretende wirbelnde Bewegung des Wassers eine gute Reinigung des Glasrohres.

Bei starker Forcierung muß der Wasserstand über „Normal“ gehalten werden, weil in dem Falle infolge Bildung sehr vieler Dampfbläschen der Wasserstand höher erscheint als er in der Tat ist. (Sog. scheinbarer Wasserstand.)

Die Probierhähne oder -ventile dienen zur Kontrolle der Wasserstandsgläser und als Notbehelf für diese, falls sie gesprungen sind. Gesetzlich sind 2 solcher Hähne vorgeschrieben; an Schiffskesseln sind gewöhnlich 3 angebracht; der unterste liegt in Höhe des niedrigsten, der mittlere in Höhe des normalen Wasserstandes und der oberste im Dampfraum. Bei querschiffs aufgestellten Kesseln sind auch an der Kesselrückwand Probierhähne angeordnet. Sie sind vorn ebenso wie die Stützen der Wasserstände mit einer kleinen Über-

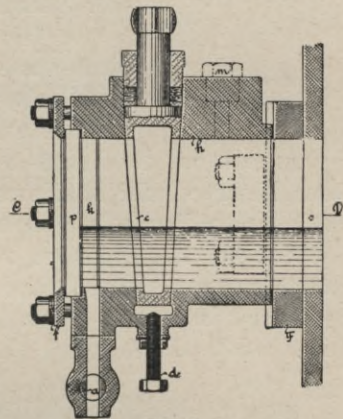


Fig. 96.

Wasserstandsglas von Ochwadts.

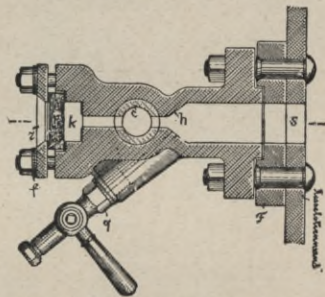


Fig. 96a. Schnitt CD von Fig. 96.

wurfmutter oder einem Gewindestöpsel (*S* in Fig. 97) versehen, um ein Durchstoßen bei eingetretener Verstopfung bewirken zu können. Häufig ist eine Asbestfütterung zum guten Dichthalten und zur leichtern Beweglichkeit vorgesehen. Neuerdings werden zu diesem Zwecke von der Firma B. Reiser-Köln Hähne mit automatischer Schmierung gefertigt.

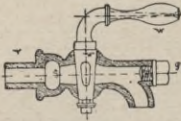


Fig. 97.  
Probierhahn.

Die Probierhähne dürfen nur langsam geöffnet werden, weil sonst schwer zu erkennen ist, ob Wasser oder Dampf herauskommt.

b) Die Speiseventile führen dem Kessel das Speisewasser zu und dienen außerdem zur Regulierung des Speisewasserzuflusses. Gesetzlich sind 2 voneinander unabhängige Speiseventile vorgeschrieben; das eine steht mit der Haupt- oder Maschinen-Speiepumpe, das andere mit der Reserve- oder Handpumpe in Verbindung.

Jedes dieser Ventile (Fig. 98)<sup>1)</sup> besteht aus 2 in einem Gehäuse vereinigten Kegelventilen, von denen das dem Kessel zunächstliegende mittels einer Spindel niedergeschraubt und reguliert werden kann, während das andere — dem Gesetze entsprechend — ein Rückschlagventil ist. Sollte dieses durch Verunreinigungen des Speisewassers verstopft

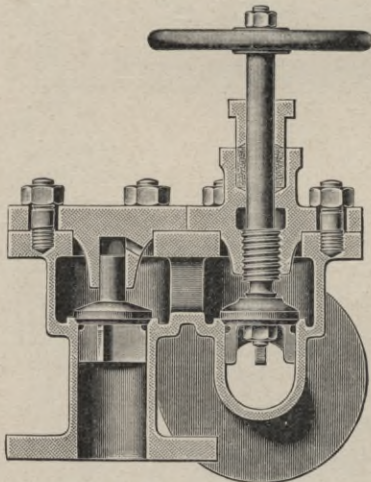


Fig. 98. Speiseventil.

sein, so kann es nach Abschluß des ersteren während des Betriebes revidiert werden. Das Rückschlagventil ist so angeordnet, daß es durch den Kesseldruck geschlossen wird, und daß also bei etwaigem Bruche des Speiserohres oder beim Versagen der Pumpe am Kessel nichts passieren kann. Der Durchmesser des Ventilsitzes wird 4—8 mm größer als die anschließende Rohrleitung gemacht, um einen möglichst kleinen Hub (ca. 5—8 mm) und nur ein geringes Schlagen des Ventils zu erhalten. Der Ventildurchmesser wird nach Weinlig (s. Hütte 1908 Tl. II S. 123) auf Grund der stündlichen Dampferzeugung bestimmt und beträgt z. B. bei 2000 kg Dampf

ca. 75 mm; nach Seaton soll der Speiseventil-Querschnitt den 250. Teil der Totalheizfläche ausmachen. Der Ventilkörper muß wegen des auf ihm lastenden Druckes mit starken Rippen, die zugleich als Führung dienen, versehen werden. (Vgl. Fig. 98.)

Die Einmündung des Speisewassers in den Kessel geschieht durch Speiseröhre, die das Wasser da hinführen sollen, wo viel Wasser vor-

1) Ausführungsform der Arm.-Fa. Wilh. Schröder-Lübeck.

handen ist, damit die Temperaturverschiedenheit zwischen den einzelnen Kesselteilen möglichst gering wird. Bei Wasserrohrkesseln wird das Wasser in den abführenden Strom hingeleitet, bei Feuerrohrkesseln etwas unter den niedrigsten Wasserstand; hier ist das Speiserohr an der obern Seite mit Schlitzfenstern versehen, um das austretende Wasser gut zu verteilen und zur Ausscheidung der Luftbläschen erst nach oben steigen zu lassen. Krümmungen des Speiserohres im Innern des Kessels sind zu vermeiden.

Es sei noch bemerkt, daß vielfach eine selbsttätige Speisevorrichtung von Cohnfeld durch die Maschinenbauanstalt Hamel & Müller-Roßwein zur Ausführung gekommen ist, die dazu bestimmt ist, dem Heizer einen Teil der Verantwortung bei zu tief gesunkenem Wasserstande abzunehmen.<sup>1)</sup>

c) Der Salz- oder Schaumhahn dient zum Ausblasen der sich auf der Wasseroberfläche ansammelnden Verunreinigungen wie Salz, Fett, Kalk, Soda usw.; diese schwimmen als Schaum auf der Oberfläche, bis sie eine gewisse Konzentration erhalten haben und sich dann auf dem Kesselboden resp. im Schlammfänger ablagern.

Das vom Schaumhahn ausgehende Rohr endigt in Höhe des niedrigsten Wasserstandes in einen Trichter oder in eine Glocke, in welche die Schlammteile hineingedrückt werden. Statt gewöhnlicher Hähne, die infolge ungleichmäßiger Wärmeausdehnung sich leicht festsetzen oder undicht werden, wendet man bei hohen Kesseldrücken auch Ventile an. Diese können sich aber infolge der durchgehenden Schlammteile schnell abnutzen, und daher hat neuerdings die Spezialfabrik für Dampfarmaturen Scheer, Feuerbach-Stuttgart einen aus Fig. 99 ersichtlichen Abblasehahn eingeführt.

Durch das hohle Küken strömt hier vor und während des Öffnens und Schließens kaltes Wasser, wodurch eine leichte Regulierung und ein gutes Dichthalten erzielt wird.

Um nicht nur den nächstliegenden, sondern möglichst viel Schlamm herauszudrücken, ordnet die Rheinische Armaturen- und Maschinenfabrik, Sempell-Gladbach über der Abblößöffnung einen Verteilkopf an, der eine starke Wirbelung des Wassers und ein strudelartiges Ausströmen des Schlammes verursacht. (Näheres im Prospekt der Fa.)<sup>2)</sup>

Nach außenbords stehen diese Hähne oder Ventile durch das sog. Schlammrohr mit dem Bodenventil des Kessels in Verbindung.

d) Der Hahn zur Entnahme von Kesselwasser bezweckt

1) Schlippe, der Dampfkesselbetrieb 1900 S. 217—222.

2) Erwähnt sei auch der neuerdings von der Dingler'schen Masch.-Fab. Zweibrücken ausgeführte Schlammabblaseapparat System Baltes. (Zeitschr. f. Dampfkr. u. Masch. 1909 S. 142.)

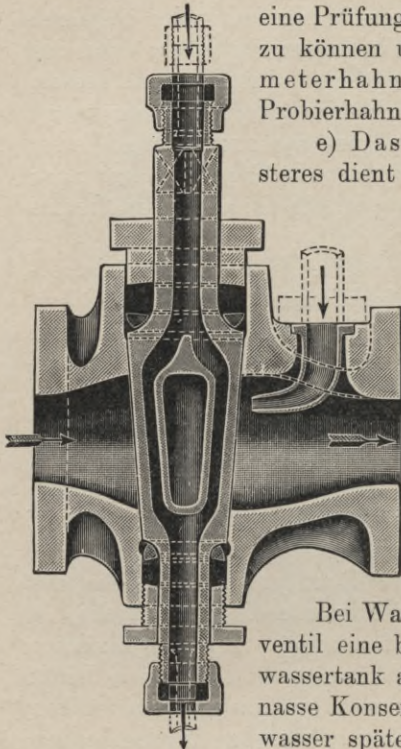


Fig. 99.  
Abblasehahn mit  
Kühlvorrichtung.

eine Prüfung des letzteren auf Salzgehalt vornehmen zu können und führt deshalb den Namen Salinometerhahn. Zuweilen wird hierzu der unterste Probierhahn verwendet.

e) Das Grund- und das Bodenventil. Ersteres dient zum Auffüllen oder zum Entleeren des Kessels und befindet sich möglichst an der tiefsten Stelle des Kessels. Es steht durch ein Rohr mit dem Bodenventil, das im Schiffsboden sitzt, in Verbindung. Dieses letztere ist ein Kegelventil, das mittels einer Ventilschindel von innen nach außen geöffnet werden kann, so daß der Wasserdampfdruck auf Schließen des Ventiles wirkt. Zur größeren Sicherheit ist am Gehäuse dieses Ventiles noch ein besonderer Verschluß- oder Sicherheits- hahn angeordnet.

Bei Wasserrohrkesseln zweigt man vom Bodenventil eine besondere Rohrleitung nach dem Speisewassertank ab, um das abgeblasene oder das für die nasse Konservierung der Kessel eingelassene Frischwasser später noch weiter nutzbar zu machen.

Durch die Bodenventile erfolgt die Auffüllung der Kessel durch Süßwasser, destilliertes oder entkalktes Wasser (vgl. § 43) aus Prämen, in denen das Wasser höher steht als in den Kesseln.

f) Die Mann- und Schlammöcher dienen zu inneren Revisionen zu Reparaturen sowie zur Entfernung von Verunreinigungen.

Die Mannlöcher sind meist elliptisch gestaltet und  $350 \times 450$  mm groß. Sie bestehen aus Deckel und Bügeln mit Verschraubungen. Der Deckel wird von innen eingelegt, so daß ihn der Dampfdruck gegen die Dichtungsfläche preßt. Um die durch das Einschneiden des Mannloches bewirkte Schwächung der Kesselwand wieder aufzuheben, wird entweder ein Ring aus Flach- oder Winkeleisen um das Loch herum genietet, oder besser der Rand des Loches nach innen gebörtelt. Als Dichtungsmaterial werden Hanfzöpfe mit Mennigkitt, Tuckspackung, Bleidochtbander oder gewellte Kupferringe benutzt. Um das Herausfliegen der Packung zu verhindern, ist am Deckel ein entsprechender Ansatz angebracht.

Mittels zweier Bügel und Schraubenbolzen werden die Deckel gegen die Dichtungsfläche gepreßt. (Fig. 17, 22 u. 23.)

## § 44. Armaturen des Dampfraumes.

g) Die Dampfabsperrentile vermitteln den Anschluß an die Dampfrohrlleitung<sup>1)</sup> und haben den Zweck, den erzeugten Dampf abzuleiten resp. seinen Austritt zu regulieren oder ganz abzusperren. Hauptwie Hilfsabsperrentile sind in ihrer Konstruktion gleich; bei den neueren deutschen Kriegsschiffen fehlen die letzteren, da eine besondere Hilfsdampfrohrlleitung nicht vorhanden ist. Die Hauptteile sind das Gehäuse (Fig. 100<sup>2)</sup>) nebst Deckel und das eigentliche Ventil mit Spindel, Stopfbuchse und Bewegungsvorrichtung. Das meist flachgängige Gewinde der Spindel wird in einem auf dem Deckel aufgeschraubten Bock geführt; beim Drehen der Spindel durch ein Handrad wird das Ventil mitgenommen, ohne daß sich dieses selbst dreht. Das Gehäuse besteht bei flußeisernen Dampfrohren aus Stahlformguß; zur besseren Abdichtung werden häufig die aus Fig. ersichtlichen eingepreßten Patentdichtungsringe aus Nickelstahl angewandt.

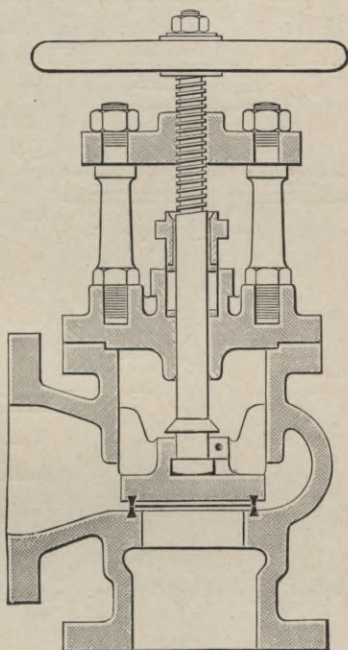
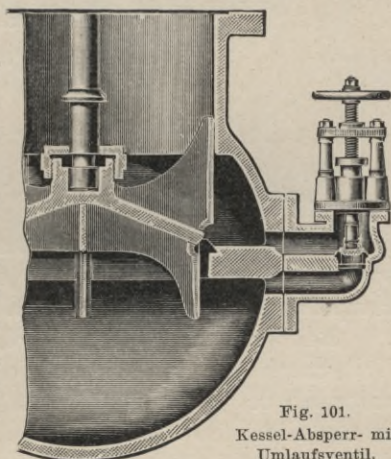


Fig. 100. Kessel - Absperrentil.

Die Absperrentile sind hoch am Dampfraume und nicht zu nahe der Verbrennungskammerdecke so anzuordnen, daß der Dampfdruck auf Öffnen wirkt. Hierdurch wird das Öffnen erleichtert, auf die Spindel kommt ferner keine Zugwirkung, und außerdem ist ein Verpacken der Stopfbuchse bei geschlossenem Ventil möglich.

Zum Erkennen des Öffnungsgrades ist am Gestänge ein Zeiger angebracht. Häufig ist das Bewegungsgestänge noch nach Deck fortgeführt, um von hier aus bei eingetretener Havarie ein Schließen der Ventile herbeizuführen.

Fig. 101.  
Kessel-Absperrentil mit  
Umlaufventil.

- 1) Z. V. D. I. 1900 S. 1481 u. 1906 S. 1896 sowie Bauer 1908 S. 456.
- 2) Ausführungsform von Schäffer & Budenberg-Magdeburg-Buckau.

Um möglichst wenig Durchbrechungen am Kessel zu erhalten, vereinigt man zuweilen das Gehäuse des Haupt- mit dem des Hilfsabsperrentils, falls ein solches vorhanden ist, oder man führt Hauptabsper- und Sicherheitsventil mit einem gemeinsamen Gehäuse aus.

Zum besseren Anwärmen der Rohrleitung und zur teilweisen Entlastung ordnet man bei sehr großen Ventilen ein sog. Umlaufventil an (Fig. 101<sup>1</sup>). Manchmal werden, um ein schnelleres Schließen der Ventile zu bewirken, Doppelsitzventile angewandt; diese dichten indessen nicht so gut wie einfache Ventile, da 2 Dichtungen zu berücksichtigen sind.

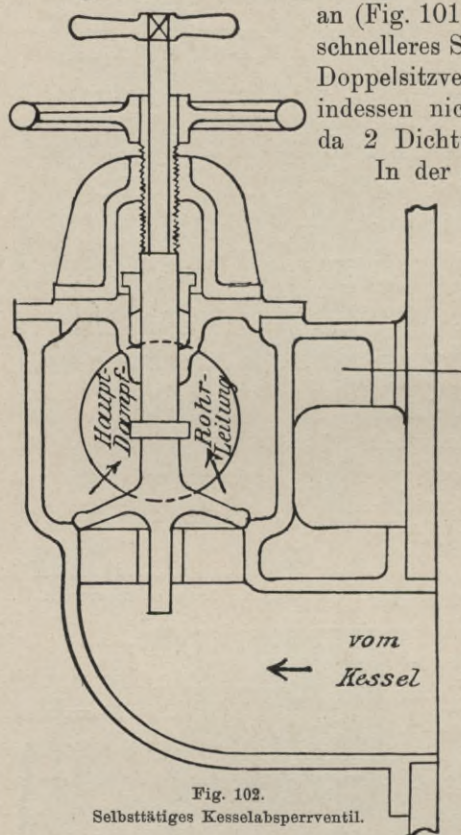


Fig. 102.  
Selbsttätiges Kesselabsperrentil.

In der englischen Kriegsmarine ist eine aus Fig. 102 ersichtliche Ventilkonstruktion eingeführt, die bei einer etwaigen Kesselexplosion ein selbsttätiges Schließen des Ventils bewirkt. Bei einer derartigen Havarie wird nämlich unter dem Ventil eine plötzliche Druckentlastung stattfinden und der in der Hauptdampfrohrleitung noch herrschende größere Druck das Ventil zuschlagen. Das Handrad mit zugehörigem Gewindeteil dient zum Abschluß und zur Einstellung der Hubbegrenzung. Im Betriebe muß man sich diesen Gewindeteil herausgeschraubt denken.

Versuchsweise hat man auch selbsttätige Rohrbruchventile eingebaut, die ein Schließen des Ventiles beim Platzen der Hauptdampfrohrleitung herbeiführen und dadurch die Kessel automatisch absperren. Das Schließen erfolgt meist durch den — im Vergleich zur Hauptdampfrohrleitung — im Kessel herrschenden Überdruck.

Bei dem Ventil Patent Richter, das von der Firma G. Dehne-Halle angefertigt wird, tritt Kesseldampf (Fig. 103) durch die Leitung *l* unterhalb des Rückschlagventils *b* und wirft dieses infolge des Überdrucks nach dem darüber befindlichen Ventilsitz *e*. Das obere Ventil dient als zwangsläufiges Absperrventil und ist durch ein Handrad zu

1) Ausführungsform der Fa. Sempell-Gladbach.



betätigen. Die Bohrung  $h$  in der unteren Spindel  $c$  dient als Alarmvorrichtung beim Rohrbruche, nachdem der Ventilsitz über  $f$  die obere Öffnung der Spindel freigegeben hat; der Hebel  $i$  dient zum Schnell-schluß. Am Vendildeckel  $d$  befindet sich ein Führungsansatz  $k$  für den Führungszyylinder  $g$ . Die Vorzüge des Ventils sind die folgenden: Seine Empfindlichkeit wird nicht durch Reibung erzeugende Stopfbuchsen beeinflußt; seine Gleitfläche ist dem Kesselsteinansatz nicht preisgegeben; unerwünschter Selbstschluß ist ausgeschlossen, da keine Federbelastung vorhanden und ein Überkochen des Kessels ohne Einfluß auf den Selbstschlußkörper ist.

In England hat das automatische Explosionsventil von J. Hopkinson & Co.-Huddersfield<sup>1)</sup> vielfach Eingang gefunden.

Untersuchungsergebnisse und Konstruktionsgrundlagen über Rohrbruchventile sind in den Mitt. über Forschungsarbeiten 1906 Heft 34 von Köhler veröffentlicht.

Der freie Querschnitt der Dampf-  
absperrentile darf weder zu groß  
noch zu klein gemacht werden,  
da sonst beim Öffnen entweder  
leicht ein Überkochen des Kessels  
oder aber durch Drosselung ein  
Spannungsverlust in der Rohr-  
leitung eintreten kann. Bei richtiger Di-  
mensionierung der Hauptdampfrohrleitung  
gibt man dem Absperrventil ca.  $\frac{2}{3}$  vom  
Querschnitte dieser Rohrleitung; bei rich-  
tiger Bemessung des Sicherheitsventils (s.  
S. 156) macht man den  $\phi$  des Absperr-  
ventils = dem 1,1 bis 1,25 fachen des

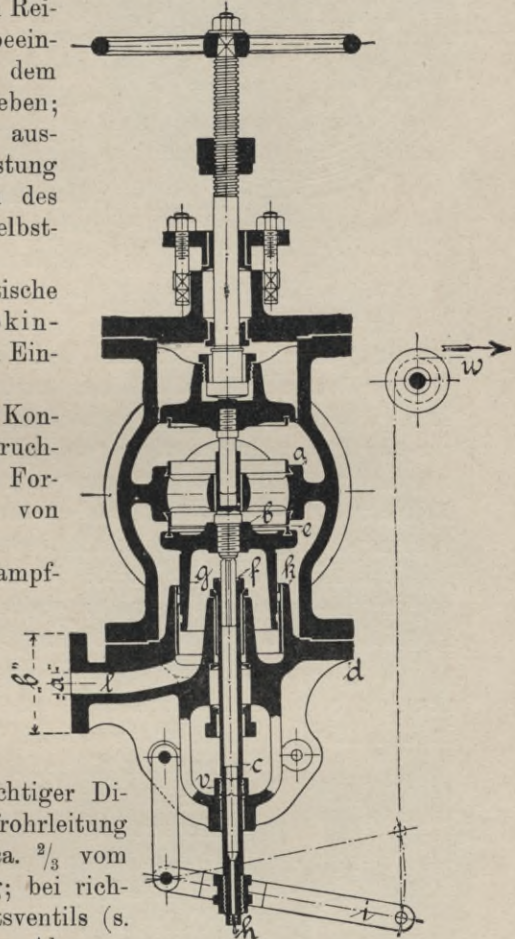


Fig. 103.  
Rohrbruchventil.

ersten; nach einer anderen Regel beträgt der  $\phi$  des Ventils  $= c \sqrt{\frac{H}{p}}$  mm; hier bedeutet  $H$  die Heizfläche des Kessels in qm,  $p$  den abs. Kessel-  
druck in kg/qcm und  $c$  eine Konst., die 28—30 bei Kesseln mit natür-  
lichem Zuge und 31—36 bei Kesseln mit forciertem Zuge beträgt.

1) Engineering Nr. 2175 S. 345.

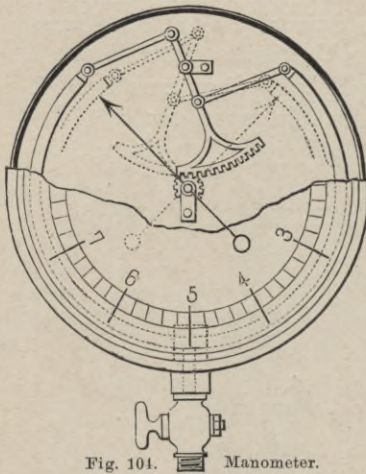


Fig. 104. Manometer.

h) Das Manometer dient zum Messen des Überdruckes im Kessel und besteht (Fig. 104) aus einem am Ende geschlossenen Rohre von elliptischem Querschnitte; diesen sucht der einströmende Dampf in einen runden zu verwandeln, wodurch das Rohrende ausweicht. Die hierdurch erzeugte Bewegung wird durch Zugstange und einen zweiarmigen Hebel unter Einschaltung eines Zahnsegments und Zahnrades auf den Manometerzeiger übertragen. Letzterer zeigt den Überdruck (in kg/qcm) auf einer Skala an, die für den höchsten zulässigen Druck einen roten Strich trägt.

Im Dampfzuleitungsrohre von 8—10 mm  $\varnothing$  wird vor der Einmündung ein sog. Wassersack (Fig. 105 u. 106<sup>1</sup>) angeordnet, der etwaiges Kondenswasser vom Manometer zurückhalten soll. Zur größeren Genauigkeit wendet man in der Marine sog. Doppelmanometer an, d. h. zwei in einem gemeinsamen Gehäuse untergebrachte elliptische Rohre mit zugehörigen Zeigern, die sich unabhängig voneinander auf derselben Skala bewegen.

Das Manometer darf nicht zu nahe am Kessel angebracht werden, da bei zu großer Wärme die Rohrfedern und Triebwerke beeinflusst werden.

Für Kesseluntersuchungen ist an jedem Kessel noch ein besonderer Stutzen zum Aufschrauben eines in den Händen des Revisors befindlichen sog. Kontroll-Manometers vorgesehen (Fig. 93); eine solche Kontrolle ist erforderlich, da die Federkraft der im Betriebe befindlichen Manometer allmählich nachläßt.



Fig. 106. Entwässerungsvorrichtung f. Manometer.

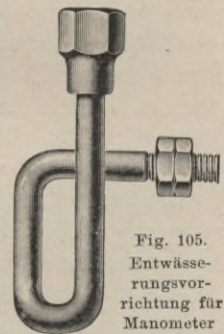


Fig. 105. Entwässerungsvorrichtung für Manometer

Die beiden den Manometern anhaftenden Fehler, nämlich der Wärmeeinfluß und die Inanspruchnahme der Federkraft, werden ziemlich vermieden durch das Manometer mit Stahlspannung und hängender wassersackbildender Röhre von Rosenkranz (Fig. 104a). Der von unten einströmende Dampf muß erst in dem als Röhre ausgebildeten Federträger *H* hochsteigen, um dann in die bei *P* eingelötete Röhrenfeder *R* zu gelangen. Bei dieser Anordnung muß das Dampf- wasser *R* ganz ausfüllen und bis zur Linie *a b* steigen. Es dient dann als Druckmittel für den Dampf und

1) Ausführungsformen der Armaturen Fa. Schröder-Lübeck.

verhindert durch seinen am Dampfende höher stehenden Wasserspiegel den sog. Wasserschlag. Konzentrisch zu *R* ist der gehärtete Stahldraht *D* bei *x* im Federkörper befestigt und bei *y* mit dem geschlossenen Ende von *R* verbunden, so daß er an den Bewegungen des Rohres teilnimmt und gleichzeitig dessen Federkraft unterstützt.

i) Die Sicherheitsventile sollen den Wasserdampf ins Freie entlassen, sobald der zulässige Druck um 5% überschritten ist; sie sollen sich aber wieder schließen, wenn der Druck unter diesen Maximalwert sinkt.

Dies wird durch eine zweckmäßige Belastung des Ventils erreicht. Ursprünglich wendete man indirekte Gewichtsbelastung an; das führte zu langen Hebelsarmen und zu unbeabsichtigtem Abblasen bei starken Schwankungen des Schiffes. Dann ging man zu direkten Gewichtsbelastungen über, doch erhielt man dadurch sehr hohe Gewichte (mehrere Tonnen). Die darauf eingeführten Ventile mit indirekter Federbelastung setzten sich infolge Rost und Schmutz in den Gelenken leicht fest, so daß man zu den Ventilen mit direkter Federbelastung überging (siehe Fig. 107<sup>1)</sup>). Die Federn sind entweder Spiral- oder Kegelfedern, die auf Druck oder Zug beansprucht werden. Im letzteren Falle werden die Federn weniger schnell deformiert. Ein Nachspannen der Federn ist nur nach Entfernen einer Plombe oder eines Schlosses zu bewirken und darf

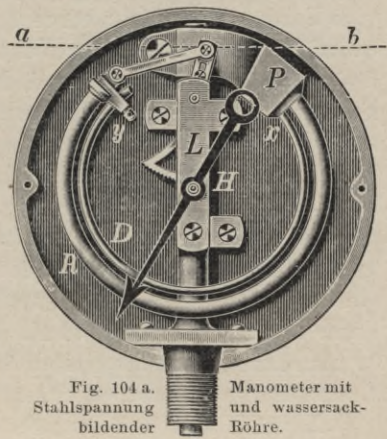


Fig. 104 a. Manometer mit Stahlspannungsbildender wassersack-böhre.

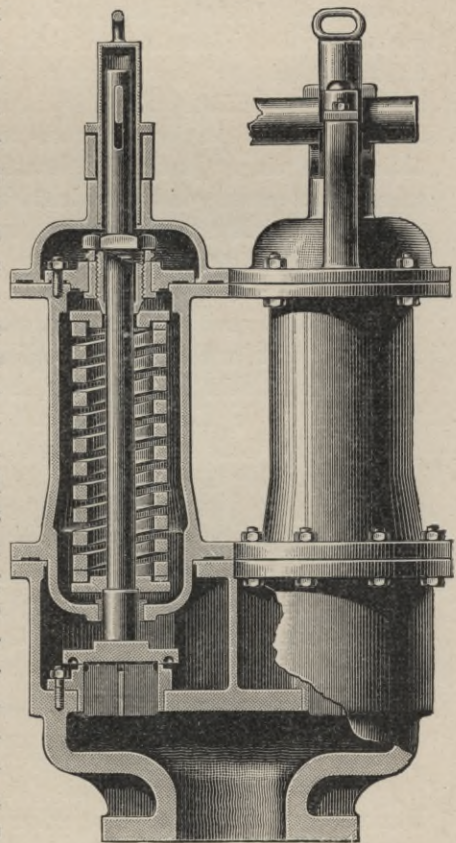


Fig. 107. Kesselsicherheitsventil.

1) Diese Figur entspricht den vom Board of Trade genehmigten Zeichnungen, die bei den Unternehmungs-Ingenieuren in verschiedenen engl. Hafenorten niedergelegt sind

vom Bordpersonal nicht vorgenommen werden. Zur Beseitigung von Undichtigkeiten läßt sich der Ventilkegel ohne Öffnung der Plombe oder des Schlosses selbst während des Betriebes leicht drehen. Gesetzlich sind zwei Sicherheitsventile vorgeschrieben, von denen mindestens eins zum Lüften mit der Hand eingerichtet sein muß. In Fig. 107 sind beide Ventile zum Lüften eingerichtet; hierzu wird die im oberen Teile angeordnete und in Fig. 107 abgebrochen gezeichnete Welle mittels eines Gestänges gedreht; die Welle steht mit zwei Daumen in Verbindung, welche ein Heben der Ventilspindel ermöglichen. Das Gestänge für die Lüftung ist oft auch von Deck oder vom Maschinenraum aus zu bedienen, damit der Dampf auch dann noch abgeführt werden kann, wenn die Heizer den Kesselraum verlassen haben. Um den Grad der Lüftung zu erkennen, ist eine Zeigervorrichtung angebracht.

Zum Ableiten des Dampfes dient ein am Schornstein hochgeführtes Rohr. — Der freie Querschnitt des Sicherheitsventils wird so groß gemacht, daß bei anhaltendem Heizen der entwickelte Dampf entweichen kann, wobei der Dampfdruck nicht über 10% des Normalkesseldruckes steigen darf. Er hängt somit von der Heizfläche, dem Kesseldrucke und dem Forcierungsgrade ab. In der englischen Marine ist es üblich, auf einen Quadratfuß Rostfläche je  $\frac{1}{2}$  Quadratzoll Ventilquerschnitt zu nehmen; das entspricht einem Verhältnis von 1:288, während dieses in Amerika 1:432 und in Deutschland meist noch weniger nämlich ca. 1:700 beträgt. (S. Hütte 1908 II. Tl. S. 739, ferner Engineering 1909 S. 389 und Zeitschr. f. Dampfkr. u. Masch. 1909 S. 128.)



Fig. 108.  
Luftventil.

Das in den Sicherheitsventilen sich bildende Kondenswasser wird nach einem gemeinsamen Sammelkasten geführt, der mit dem Kondensator in Verbindung steht.

k) Das Luftventil (Fig. 108<sup>1</sup>) dient zum Entfernen der Luft beim Anheizen, bei Kaltwasserdruckproben und der nassen Konservierung des Kessels; ferner zum Einlassen von Luft beim Abblasen des Kessels, um einer Luftleere und einem Zusammendrücken des Kessels vorzubeugen.

In Ermangelung eines Luftventils kann zum Lüften das Sicherheitsventil herangezogen werden.

Zuweilen ordnet man an jedem Ende des Kessels je ein Luftventil an, um die Luft auch bei überliegendem Schiffe sicher herauszuschaffen.

#### § 45. Besondere Armaturen für Feuerrohrkessel.

1) Das Alarmventil hat den Zweck, bei unrichtig anzeigenden Manometern oder bei festgeklemmten Sicherheitsventilen die eingetretene Drucküberschreitung durch das zischende Geräusch des ent-

1) Ausführungsform von Schäffer & Budenberg-Magdeburg-Buckau.

weichenden Dampfes anzuzeigen. Es besteht aus einem am Dampf- raume angebrachten Kegelventil mit indirekter Gewichtsbelastung, das wegen seiner geringen Dimension gegen Schmutz sehr empfindlich ist. Das Vorhandensein dieses Ventils ist zwar gesetzlich nicht vorgeschrieben, es wird aber bei Zylinderkesseln vielfach angewandt. Neuerdings wird auch die Sicherheitsvorrichtung von Rich. Schwarzkopf-Berlin gebraucht, welche nicht nur einen zu hohen Dampfdruck, sondern auch einen zu tiefen Wasserstand anzeigt. (Vgl. Schlippe, D. Dampfkes.-Bet. 1900 S. 227.) — Bei Wasserrohrkesseln ist ein Alarmventil nicht nötig, da die ersteren sehr vielen Schwankungen der Spannung unterworfen sind, und bei Vorhandensein von Alarmventilen das Personal zu häufig beunruhigt werden würde.

m) Die Temperatursausgleicher sollen die infolge verschiedener

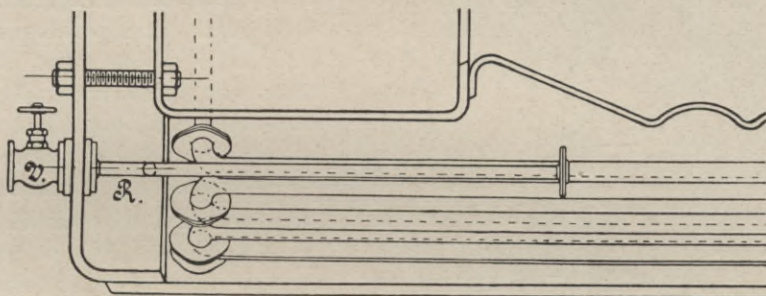


Fig. 109. Wasserumlaufapparat System Howaldt.

Temperaturen auftretenden Spannungsunterschiede der ungleichmäßig erwärmten Kesselbleche verringern. Diese Mißstände treten bei Großwasserraumkesseln namentlich bei schnellem Anheizen und hohem Drucke auf. Es bleibt nämlich das Kesselwasser an den nicht geheizten Stellen fast in Ruhe und gibt dadurch zur Ansammlung von Schlamm-, Salz- und anderen Schmutzteilen Veranlassung; die sich hierdurch bildende Isolierschicht verschlechtert die Zirkulation und erzeugt Korrosionen und starke Kesselblechspannungen, während die der größten Hitze ausgesetzten Kesselteile bei genügender Zirkulation erfahrungsgemäß von Kesselstein verschont bleiben. Temperaturmessungen an Flammrohrkesseln haben unterhalb der Flammrohre 50—60, oberhalb derselben 160—170° Wassertemperatur ergeben. Bei Zylinderkesseln findet eine mäßige natürliche Zirkulation dadurch statt, daß der Wasserstrom an der Verbrennungskammer aufsteigt und an der Stirnwand niederfällt. Dieser natürliche Wasserumlauf wird oft noch durch ein Umpumpen des Kesselwassers mittels der Speisepumpe unterstützt.

Die erste zwangläufige Zirkulation hat anfangs der 60er Jahre

Galloway durch seine im Flammrohr angebrachten konischen weiten Querrohre eingeführt.

Dann wurde der Howaldtsche Temperatenausgleicher<sup>1)</sup>, bestehend aus einem kupfernen Rohrsystem *R* und Dampfzulaßventil *V* in den unteren kälteren Kesselteil eingebaut (Fig. 109), und man trifft diese Einrichtung auch jetzt noch bei vielen Zylinderkesseln an.

Seit 1880 kamen die sog. Hydrokineter von Weiß und von Weir<sup>2)</sup> auf (Fig. 110). Diese bestehen aus einzelnen hintereinander angeordneten Dampfzulaßventilen und einer mit Schlitzen versehenen Haube; sie sind am Boden des Kessels untergebracht, von wo das Wasser unter gleichzeitiger Erwärmung durch die Schlitze nach dem oberen

Teile des Kessels mitgerissen wird. Der für die Düse erforderliche Dampf wird am besten von einem anderen Kessel entnommen; das Dampfaufmachen kann dann außerordentlich abgekürzt werden.

Dem Hydrokineter ähnlich ist der Krey'sche Apparat, der auch auf einer mechanischen Bewegung des Kesselwassers, nämlich infolge der Saugwirkung des durch eine Düse eintretenden Speisewassers beruht und der namentlich während des Betriebes eine bessere Zirkulation herbeiführen soll.

Während diese Apparate hauptsächlich auf der mechanischen Wirkung des Dampfes oder Wassers beruhten, wurde bei den folgenden die Auftriebskraft der aufsteigenden Dampfbläschen oder die im Gewichtsunterschiede kommunizierender Wassersäulen beruhende Kraft benutzt.

1894 wurde in Deutschland die französische Dubiau'sche Rohr-pumpe<sup>3)</sup> bekannt. Diese besteht aus einer im Wasserraum angeordneten Dampfsammelhaube und einem zugehörigen im Dampftraum mündenden unten schräg abgeschnittenen Rohrbündel. Bei fortschreitender Dampfansammlung unter der Haube werden die unteren

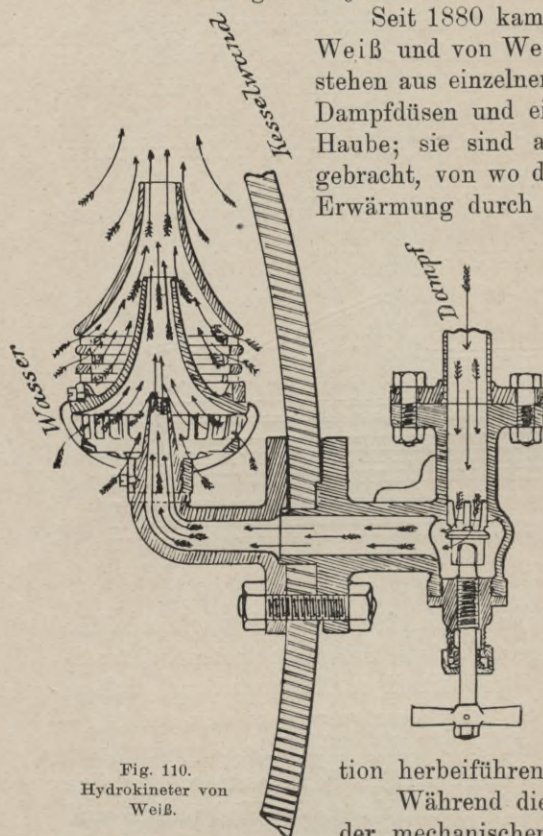


Fig. 110.  
Hydrokineter von  
Weiß.

1) Z. V. D. I. 1903 S. 34.

2) Z. V. D. I. 1904 S. 317 u. 1503.

3) Z. V. D. I. 1897 S. 807 u. 1899 S. 874, 1199, 1637.

Rohrenden freigelegt, und der Dampf tritt unter Mitreißen von Wasser in den Dampfraum. Diese Einrichtung ist sehr kompliziert und teuer und berücksichtigt zu wenig die unteren Kesselpartien.

Einfacher und zweckmäßiger ist der 1903 von Altmeyer-Mannheim<sup>1)</sup> eingeführte Apparat (Fig. 111 u. 112). Dieser besteht aus einem großen Doppeltrichter mit darin befestigten Rohren, die nach jeder Stelle des Kessels hingeführt werden können. Die Trichter werden da angeordnet, wo die stärkste Dampfentwicklung stattfindet. Die durch den Trichter gehenden Dampfblasen erleiden im Trichterhals eine Stauung, treten mit erhöhter Geschwindigkeit durch den kleinen Trichter und saugen den Rohrinhalt an. Die auftretende Saugwirkung beruht auf der Reaktion der Dampfblasen. Das Einbringen des Apparates in den Kessel ist sehr einfach durch die Mannlöcher zu bewirken.

Neuerdings ist auf den Schnelldampfern „Rhein“ und „Main“ des Norddeutschen Lloyds der Wasserumlauf- Erzeuger von Kunert-Breslau<sup>2)</sup> eingebaut. Dieser besteht, wie aus Fig. 113, 113a u. b ersichtlich, aus einem oberhalb des Flamm-

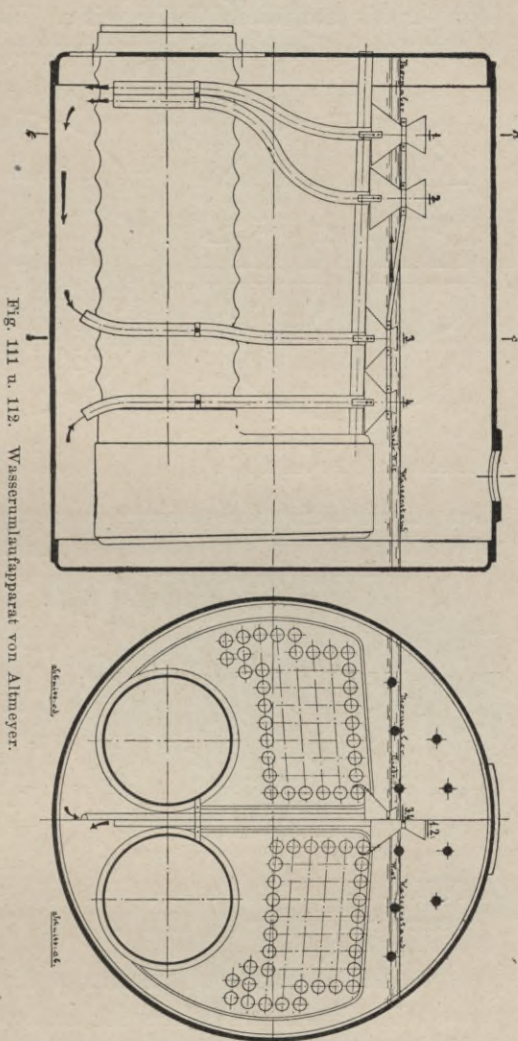


Fig. 111 u. 112. Wasserumlaufapparat von Altmeyer.

rohr oder der Feuerrohre angebrachten Schirm *A*, der durch die Stirnwände *E* abgestützt ist, und einer darüber befindlichen — mit gespreizten Auspuffrinnen *D* und im Innern mit einer Zwischenwand versehenen — Dampfhaube *B*. Der Schirm fängt die aufsteigenden Dampfblasen

1) Z. V. D. I. 1903 S. 749 u. Zeit. f. Dampfkr. u. Masch.-Bet. 1909 S. 58.

2) Z. V. D. I. 1907 S. 641.

auf, die Haube treibt sie in senkrechter Richtung dazu weiter, und die Auspuffer *D* bewirken eine strahlenförmige Ausspreizung und eine größere Verteilung des Wasserstromes auf der ganzen Oberfläche. Man erhält auf diese Weise einen Wasserumlauf in der Längsrichtung des Kessels und zwar entgegengesetzt der Strömungsrichtung

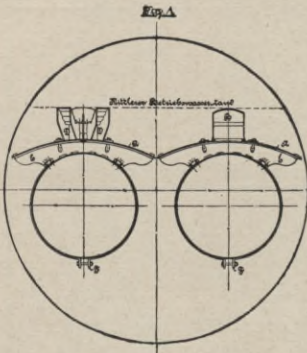


Fig. 113.  
Wasserumlaufapparat von Kunert.

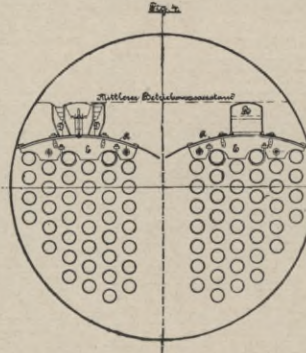


Fig. 113a.  
Apparat von Kunert.

der Heizgase. Je nach der Größe und dem erforderlichen Betriebe des Kessels werden mehr oder weniger derartige Apparate hintereinander geschaltet. Durch Versuche im Schlesischen

Dampfkesselüberwachungsverein ist festgestellt, daß der Kunertsche Apparat nicht nur das Abstreifen der an den Flammrohren anhaf-

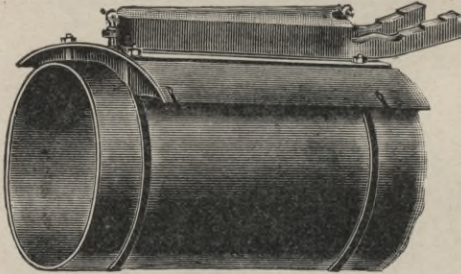


Fig. 113b. Apparat von Kunert.

tenden Dampfbläschen förderte, sondern daß sich nach gewisser Zeit selbst an den unteren Teilen des Kesselmantels Dampfblasen entwickelten. Gebaut und vertrieben wird der Apparat von Kunert durch die Firma Guercke & Rothe-Berlin-Schöneberg. Weitere Apparate zur Beförderung des

Temperaturausgleiches sind in Z. D. V. I. 1904 S. 317 u. 1503 beschrieben. Über die Zirkulation in Wasserrohrkesseln vgl. § 19 u. 29.

#### § 46. Besondere Armaturen für Wasserrohrkessel.

n) Die Speisewasserregler sollen die Speisewasserzufuhr automatisch so regeln, daß der Wasserstand möglichst konstant bleibt, um die Betriebssicherheit und die Ökonomie des Kessels zu erhöhen. Den ersten Regler baute schon Watt<sup>1)</sup>; das Wasser trat bei seinem Kessel oben in einen mit Rohr und Ventil versehenen Behälter ein; bei zu niedrigem Wasserstande wurde das Ventil mittels eines ringförmigen Schwimmers und eines — aus Gabel, Zugstange und Hebel be-

1) Vgl. § 1 u. Rühlmann I. S. 421.



stehenden — Gestänges weiter geöffnet, um mehr Speisewasser eintreten zu lassen.

1881 wurden die Apparate von Maxim und Cohnfeld<sup>1)</sup> und später die Regler von Belleville, Thornycroft, Schulz, Dürr u. a. eingeführt.

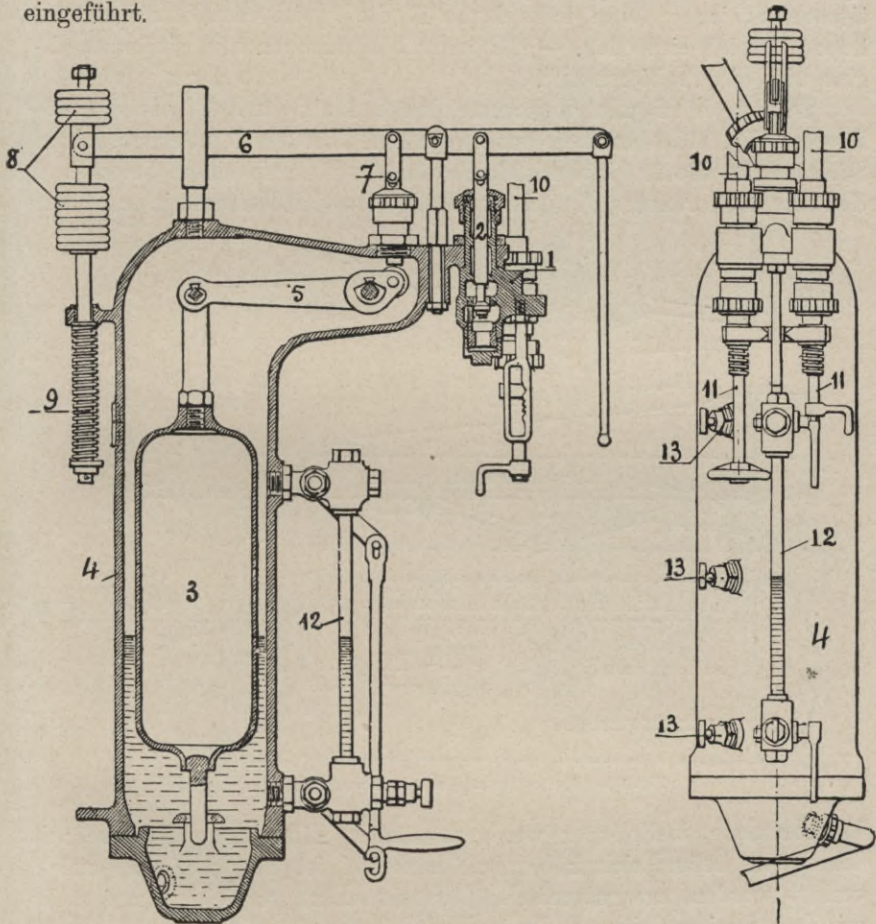


Fig. 114. Speisewasserregler von Belleville.

Der Regler von Belleville (Fig. 114) befindet sich außerhalb des Kessels und besteht aus einem zylindrischen Gehäuse 4 mit Schwimmer 3, der sich infolge von Rohrverbindungen des Gehäuses mit dem Kessel (oben und unten in Fig. links) nach dem Wasserstande einstellt. Das obere Ende des Schwimmers steht durch Gestänge 5, 6 und 7 mit Spindel 2 und mit Speiseventil 1 so in Verbindung, daß

1) Z. V. D. I. 1881 S. 598 u. 647.

die Speiserohrleitung 10 je nach der Höhe des Wasserstandes mehr oder weniger geschlossen wird.

Zur Einstellung des Reglers befinden sich am Doppelhebel 6 die Spiralfedern 9 und die Bleigewichte 8. Beim Versagen der automatischen Speisung kann man durch 11 die Speiseventile auf gewöhnlichen Betrieb einstellen. — 12 und 13 bezeichnen das Wasserstandsglas und die Probierventile.

Die am häufigsten vorkommenden Schulz- und Thornykrøft-Regler (Fig. 115) bestehen aus einem im Oberkessel untergebrachten Schwimmer; dieser wirkt mittels Gestänge auf ein in einem besonderen Gehäuse angeordnetes Doppelsitzventil so ein, daß letzteres je nach dem

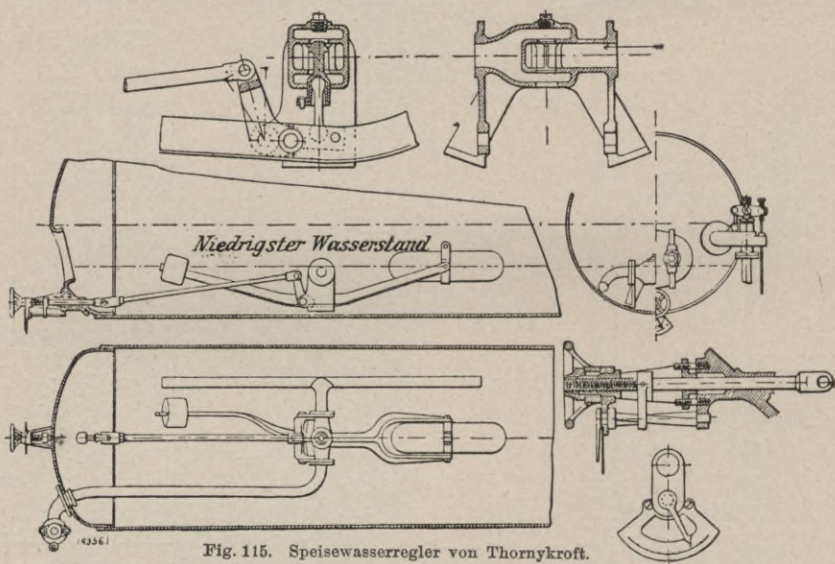


Fig. 115. Speisewasserregler von Thornykrøft.

Wasserstande mehr oder weniger geöffnet wird. Das Gehäuse mit dem Ventil befand sich früher im Oberkessel, ist jetzt aber nach außen verlegt worden, um galvanische Corrosionen zu vermeiden, und steht mit dem Speisezuleitungsrohr in Verbindung. Der Schwimmer konnte früher zwangläufig mittels Handrad bewegt und die Höhe des erwünschten Wasserstandes dadurch eingestellt werden; doch hat man diese Einrichtung wegen zu großer Kompliziertheit wieder aufgegeben. Jetzt wird meistens unterhalb des Ventilgehäuses ein zweites sog. Umgehungsventil angeordnet, das leicht angestellt werden kann, falls das automatische unklar geworden ist. Eine genaue Abbildung hiervon befindet sich in Klamroth, Atlas 1907, Tafel 27.

Ähnlich ist auch das Arrangement beim Babcock-Wilcoxkessel (Fig. 116), mit dem Unterschiede, daß an Stelle des Doppel-

sitzventils zwei mit Öffnungen versehene kleine Zylinder  $C$  angeordnet werden, deren Öffnungen sich je nach der Stellung des Schwimmers gegeneinander verschieben und dadurch den freien Durchtrittsquerschnitt nach den Speiseventilen  $V$  u.  $V_1$  regulieren.  $L$  ist das Gestänge zur Regulierung von Hand.

Bei dem Regler von Dürr überträgt der im Gehäuse befindliche Schwimmer mittels einer Rolle seine Bewegung auf eine in einer Stopfbuchse durchgeführte Welle, welche mittels Hebel auf das in der Speisewasserdruckrohrleitung eingeschaltete Reglerventil einwirkt.

Yarrow erreichte durch den Einbau eines durchlöchernten Blech-

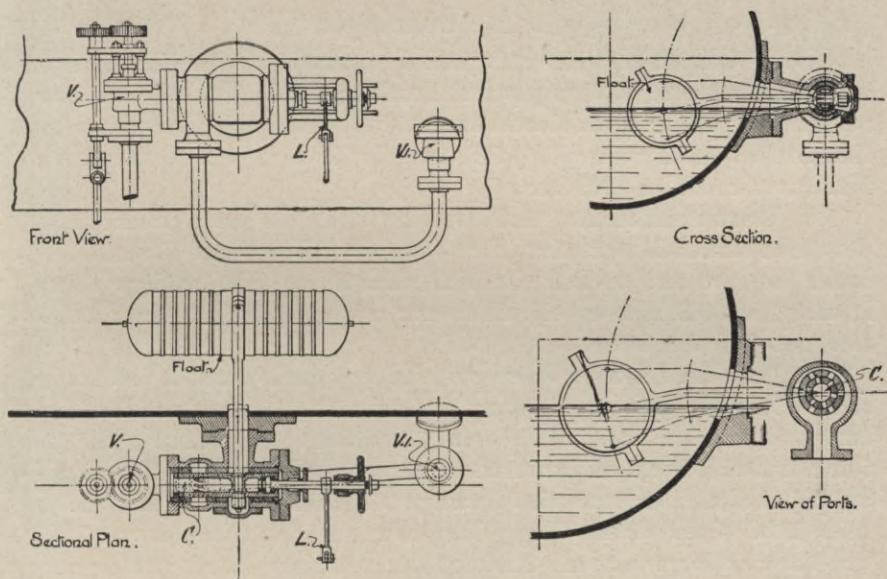


Fig. 116. Speisewasseregler von Babcock-Wilcox.

kegels<sup>1)</sup> und durch ein in diesem etwa in Höhe des normalen Wasserstandes angeordnetes Dampfrohr für die zum Kessel zugehörige Speisepumpe die automatische Regelung des Wasserstandes; ist dieser zu hoch, so gelangt statt Dampf Wasser durch das Dampfrohr in den Dampfzylinder der Speisepumpe, und da dieser ein größeres Vol. als der Pumpenzylinder besitzt, so wird durch die Pumpe mehr Wasser aus dem Kessel gesogen als hineingedrückt und also das überschüssige Wasser herausbefördert.

Schließlich sei noch der namentlich bei Landkesseln mit gutem Erfolge angewandte Regler von Hannemann erwähnt, der in d. Z. V.

1) Z. V. D. I. 1896, S. 1237.

D. I. 1905, S. 926 eingehend beschrieben und für alle neuerdings in Berlin aufgestellten Kessel vorgeschrieben ist.

o) Die Wasserabscheider haben den Zweck, den bei Wasserrohrkesseln erzeugten nassen Dampf zu trocken.

Die verschiedenen hierzu dienenden Vorrichtungen wie zickzackförmige Stoßplatten, Prallbleche, geschlitzte Rohre, Trichter, Hauben usw. sind bei den einzelnen Kesseltypen besprochen. Neuerdings ist man von dem Einbau solcher Apparate mehr und mehr abgekommen, da ihre Wirkung früher überschätzt wurde, und die Reparaturen an ihnen recht beträchtlich waren.

### § 47. Die Überhitzer.

Die Dampfüberhitzer (vgl. S. 5) bezwecken, den Kesseldampf auf eine über dem Sättigungspunkt des Dampfes liegende Temperatur zu bringen, um geringere Kondensverluste (§ 64 und 65), einen höheren thermischen Wirkungsgrad (§ 72) und damit auch einen geringeren Kohlenverbrauch zu erzielen.<sup>1)</sup>

a) **Geschichtliches.** 1837 bereits wurde der erste Schiffskessel des amerikanischen Dampfers „Don Juan“ von Burne mit einem Überhitzer ausgerüstet; es handelte sich damals um eine mäßige Überhitzung, so daß man es eigentlich nur mit einer wirksamen Dampftrocknung zu tun hatte.

Anfangs der fünfziger Jahre wurden derartige Apparate in Kofferkesseln (S. 5) in den Vereinigten Staaten, in Frankreich, England und Deutschland und zwar im unteren Teile des Rauchfanges eingebaut.<sup>2)</sup> Sie erforderten keine konstruktiven Änderungen an der Kessel- und Maschinenanlage, ließen aber nur eine geringe Überhitzung zu. Erst Hirn wies 1856 einen neuen Weg, Überhitzungen des Dampfes um 100<sup>0</sup> und darüber vorzunehmen. Anfangs der sechziger Jahre wurden derartige Überhitzer u. a. von Sulzer hergestellt. Infolge mangelhafter Stopfbuchsenpackung, ungeeigneter Schmieröle, der Verwendung von gußeisernen Schlangenrohren als Überhitzerapparate und infolge der Befürchtung, bei zu hoher Überhitzung durch die Zerlegung des Wasserdampfes ein explosives Gemenge aus H und O zu erhalten, wurde dieser Weg nicht weiter verfolgt, zumal andere Fragen wie die Erhöhung des Dampfdruckes und die mehrfache Expansion die Ingenieure damals mehr interessierten und sie voll in Anspruch nahmen.

1) Die Bedeutung der Dampfüberhitzung ist u. a. von R. Schenkel, Der überhitzte Dampf, Wien 1897, Spielhagen und Schurig; von Stach, Entwicklung und Anwendung der Dampfüberhitzung; Schiel, Erzeug. u. Verwend. des überh. Dampfes 1907 und vor allem von Berner in Z. V. D. I. 1903 S. 1545, 1905 S. 1061 u. 1454 dargestellt.

2) Solche Apparate wurden von Moncheuil de Quillacq, von Haswell, Petiet u. a. in Lokomotiven eingebaut.

Erst 1893 wurde durch den Überhitzer von Schwörer, einem Schüler Hirns, die Überhitzertemperatur auf 250—300° gesteigert, und seitdem arbeiten viele Landanlagen mit diesen und ähnlichen Apparaten zur vollen Zufriedenheit. (Z. V. D. I. 1898 S. 130 u. Schiel S. 64.)

Für Bordanlagen war dieser aus Gußeisen hergestellte und mit äußeren Quer- und inneren Längsrippen versehene Apparat indessen viel zu schwer.

Eine neue Wendung in der weiteren Entwicklung der Überhitzer trat ein, als 1895 die Heißdampfmaschine von Schmidt konstruiert wurde. (Vgl. Z. V. D. I. 1895, S. 5; 1896, S. 249 u. 1390; 1897, S. 1402; 1899, S. 601; 1901, S. 1665.) Wenngleich die gehegten Erwartungen zunächst nicht ganz erfüllt wurden, — hauptsächlich infolge des von Schmidt angewandten Kessel-Systems — so gelang es ihm doch bald, seine Apparate so zu verbessern, daß sie auch für Bordzwecke zu gebrauchen waren.

Seit 1898 werden Überhitzer seines Systems von Gebr. Sulzer-Winterthur für Dampfer auf den Schweizer Seen gebaut; infolge der guten Betriebsergebnisse wurden bald die Kessel von Dampfern der italienischen Seen, des Bodensees, der Oder, Donau, Wolga und des Rheins,<sup>1)</sup> mit Schmidt'schen Überhitzern ausgerüstet, so daß bis 1908 bereits über 100 Dampfer mit seinen Überhitzern fuhren.

Mit dem Baue dieser Überhitzer beschäftigen sich außer Sulzer u. a. die Firmen: Escher-Wyss-Zürich, Gebr. Sachsenberg-Roßlau, Beringhaus-Duisburg, Wollheim-Breslau und A. G. Seebeck-Geestemünde.

Neben den Apparaten von Schmidt haben noch diejenigen von Pielock, die im Lokomotivbau bereits große Verbreitung gefunden haben, für Bordzwecke in Frankreich eine gewisse Bedeutung erlangt. Sie werden in Deutschland bei der Hannov. Masch.-Fabr. Egedorf-Hannover und vorzugsweise für Lokomotivkessel gebaut; in Frankreich ist er bereits für mehrere Ozeandampfer, „La Rance“, „Le Pérou“, „La Floride“, „La Caroline“ usw. zur Ausführung gelangt, und zwar in Verbindung mit Lentz-Ventilmaschinen. (Vgl. Z. V. D. I. 1906 S. 1725, Génie. civ. 1908, S. 342 u. Nauticus 1909 S. 419.)

Schließlich sei noch die Firma Ottensener Eisenwerk-Altona-Ottensen erwähnt, die viel zur Entwicklung der Schiffskesselüberhitzer für Flußschiffe beigetragen hat. — Von ausländischen Firmen haben u. a. die bekannten Kesselerbauer, nämlich Nielausse, Stirling, Babcock-Wilcox<sup>2)</sup> und Yarrow den Bau von Überhitzern für Schiffskessel aufgenommen.

b) **Wirkungsweise und Bauart.** Die Überhitzer bestehen aus einem Rohrsystem, das entweder außen oder innen von dem aus dem

1) Z. V. D. I. 1906 S. 1883 u. 1907, S. 443.

2) Z. V. D. I. 1909. S. 1283.

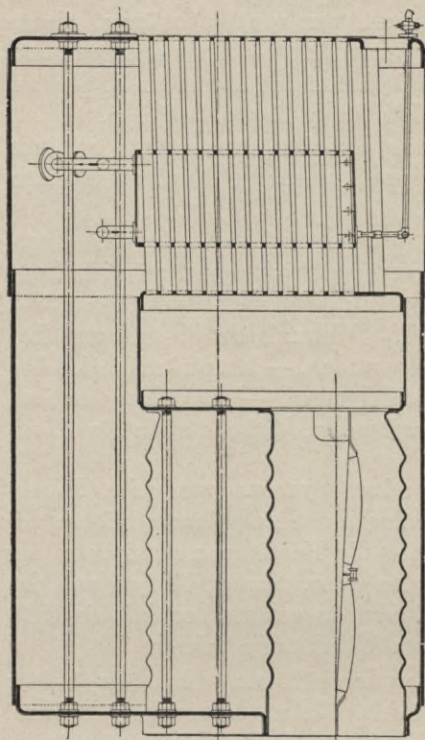
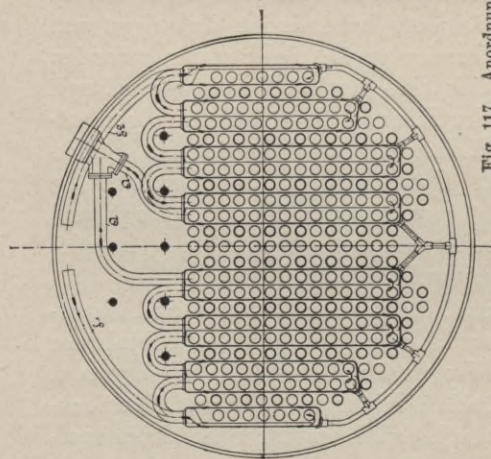


Fig. 117. Anordnung des Überhitzers von Pielock für einen Zylinderkessel.



Kessel kommenden Dampfe bestrichen wird, während sich die Heizgase entsp. auf der andern Seite befinden. Zu der ersteren Art gehören die Überhitzer von Pielock und von Heizmann.

Der Überhitzer von Pielock (Fig. 117 u. 118) besteht aus einer etwa in der Mitte der Feuerrohre eingebauten Dampfkammer, die ringsum gegen den Wasserraum an den einzelnen Feuerrohren gut abgedichtet sein muß. Der Dampf tritt an der Decke der Kammer ein, umstreicht infolge mehrerer meist parallel zu den Rohren angeordneter Blechplatten das Rohrsystem zickzackförmig, um dann aus der Kammer wieder abgeführt zu werden<sup>1)</sup>.

Dieser Überhitzer ist infolge seiner Anordnung an einer Stelle, wo die Heizgase schon viel Wärme abgegeben haben, für größere Überhitzungen nicht wirkungsvoll genug; außerdem ist die Abdichtung der in das Rohrsystem eingebauten Dampfkammer recht umständlich und im Betrieb nicht revidierbar.

Der Überhitzer von Heizmann<sup>2)</sup> hat sich für Landanlagen recht gut bewährt, ist aber für Bordzwecke zu schwer.

Wichtiger ist die zweite Art der Überhitzer, bei denen die Rohre außen von den Heizgasen umspült werden; von diesen haben die Über-

1) Jahrb. der Schiffbautechn. Gesellsch. 1907 S. 240.

2) Z. V. D. I. 1904 S. 178. u. 1905 461 u. 564.

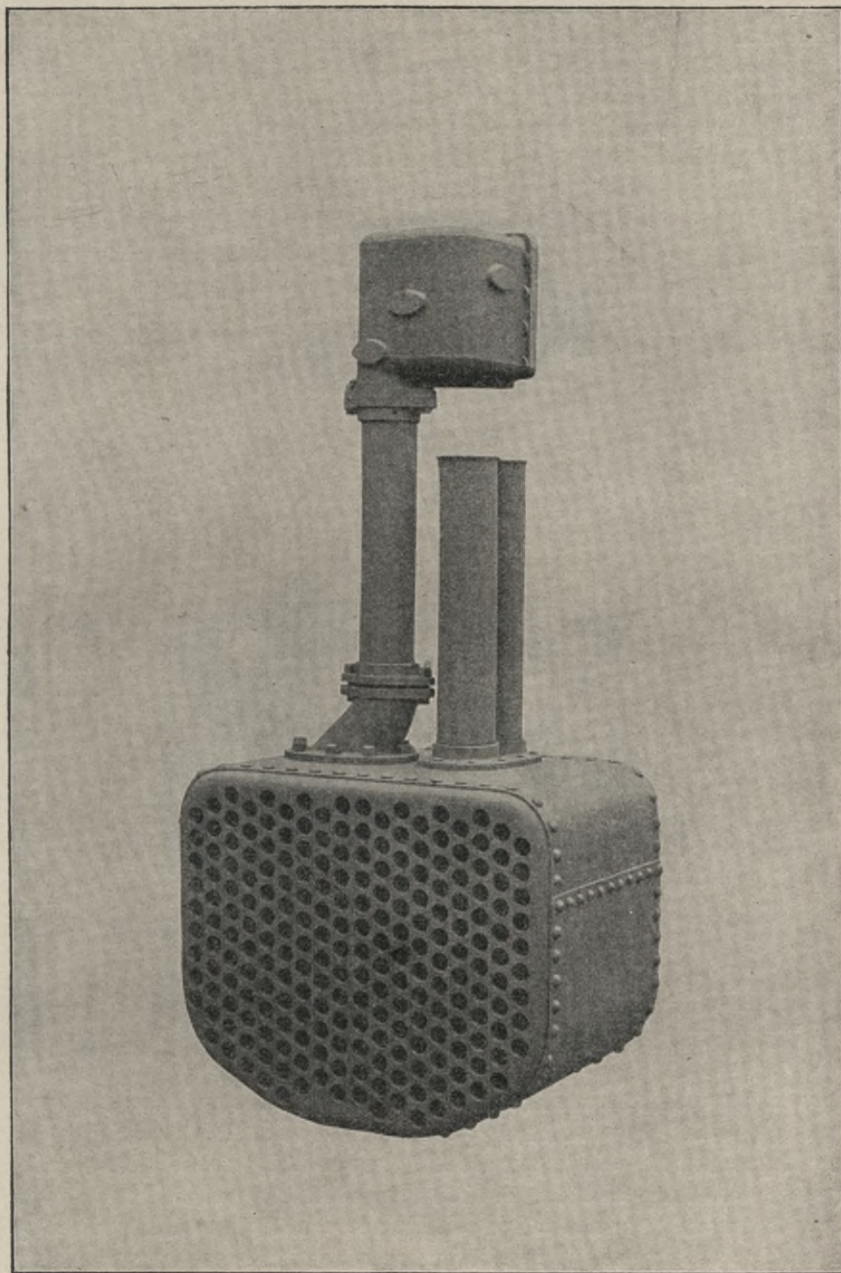
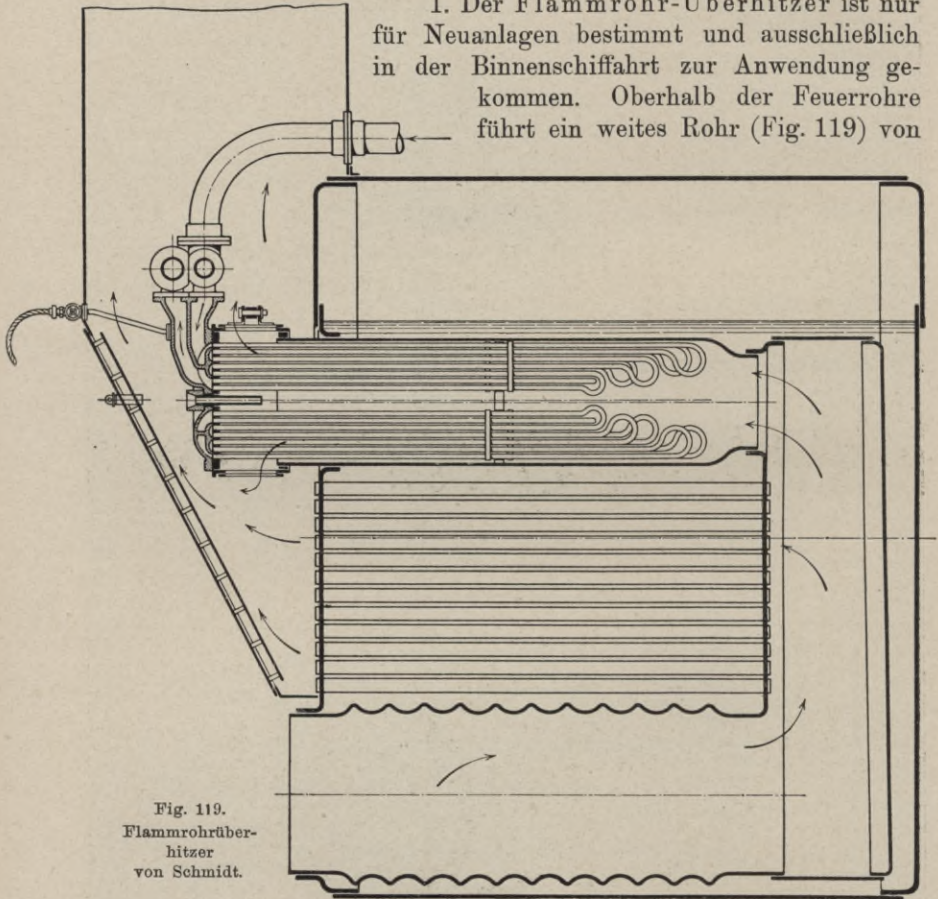


Fig. 118. Überhitzer von Pielock.

hitzer von Schmidt für Radschiffe bereits eine große Verbreitung gefunden. Sie werden nach 4 verschiedenen Konstruktionen angefertigt, nämlich: 1. als Flammrohr-Überhitzer, 2. als selbständig geheizte Überhitzer, 3. als Feuerrohr-Überhitzer und 4. als Schornstein- oder Rauchkammer-Überhitzer. (Nauticus 1907 S. 454.)

1. Der Flammrohr-Überhitzer ist nur für Neuanlagen bestimmt und ausschließlich in der Binnenschifffahrt zur Anwendung gekommen. Oberhalb der Feuerrohre führt ein weites Rohr (Fig. 119) von



der Verbrennungskammer nach dem Rauchfang. Im Innern dieses Rohres sind die eigentlichen u förmig gebogenen Überhitzerrohre angeordnet; der Dampf durchstreicht, wie aus Fig. ersichtlich, dreimal dieses Rohrsystem, und zwar tritt der kälteste Dampf in den äußeren Rohren ein und der überhitzte in den inneren Rohren aus, während die heißesten Heizgase diese inneren Rohre zuerst umspülen. Die Dampfgeschwindigkeit in den Rohren ist eine recht große, um möglichst viel Feuchtigkeit an den Wandungen vorbeizuführen und letztere zu kühlen. Nach



ihrer Wärmeabgabe entweichen die Heizgase durch Öffnungen, welche mehr oder weniger geschlossen werden können, wodurch die Höhe der gewünschten Überhitzung reguliert werden kann. Meistens ist der hierzu notwendige Schieber zwangsläufig mit dem Hauptabsperrentil verbunden, so daß beim Stoppen der Maschine gleichzeitig der Überhitzer ausgeschaltet wird.

Die äußere Reinigung der Überhitzerrohre ist leicht durch ein in Fig. 119 eingezeichnetes Rußabblaserohr mittels Dampf zu bewirken. (Z. V. D. I. 1906 S. 1883.)

2. Für engrohrige Wasserrohrkessel ist der aus Fig. 120 ersichtliche selbständig geheizte Überhitzer zur Ausführung gekommen. Die Überhitzerrohre  $f$  und  $f_1$  gehen von den beiden Unterkesseln  $i$  nach den beiden Oberkesseln  $g$  und  $h$  ab. Der durch die Leitung  $m$  zugeführte nasse Kesseldampf geht vom Dampfsammler  $h$  durch die selbständig geheizten Überhitzerrohre  $f_1$  nach Sammler  $i$ , durch Rohre  $f$  nach Sammler  $g$ , um

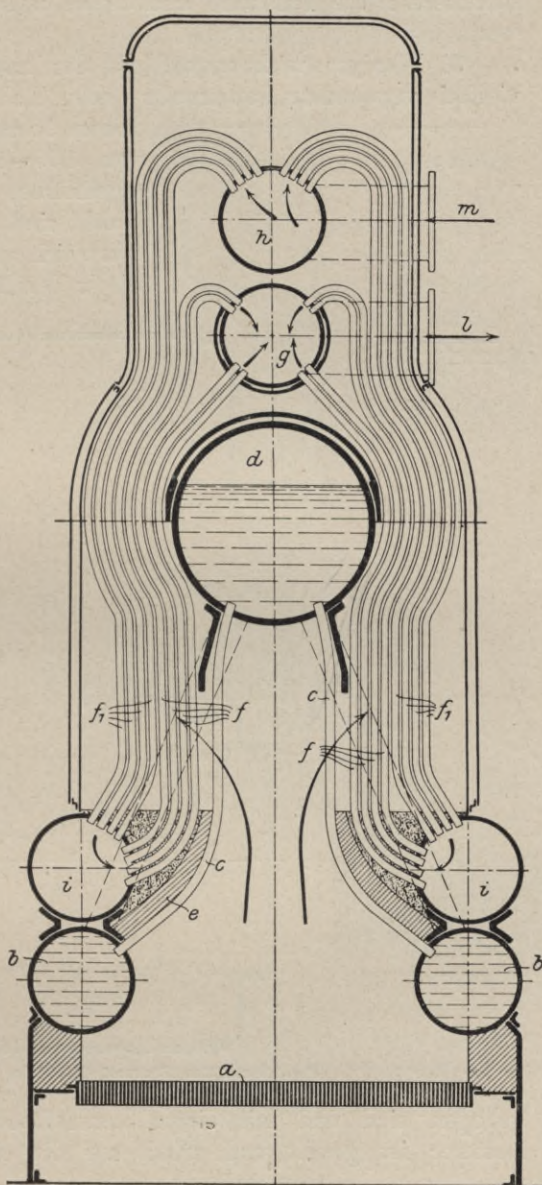


Fig. 120. Überhitzer von Schmidt.  
(Für engrohrige Wasserrohrkessel).

dann überhitzt durch Leitung  $l$  abgeführt zu werden. In der Fig. 120 bedeutet ferner  $a$  den Rost,  $b$  die Wasser-,  $d$  den Dampf-

sammler, *c* die Fallrohre und *e* das zum Schutze dienende Mauerwerk.<sup>1)</sup>

3. Weniger wirkungsvoll ist der namentlich bei Lokomotiven vielfach verwendete Feuerrohr- oder Rauchröhren-Überhitzer<sup>2)</sup>.

Dieser besteht aus weiten Feuerrohren von 100—150 mm  $\varnothing$ , in denen die eigentlichen Überhitzerrohre untergebracht sind. Jedes Überhitzer-Element setzt sich aus 4—6 Rohren zusammen, die in der Rauchkammer nach oben ab-

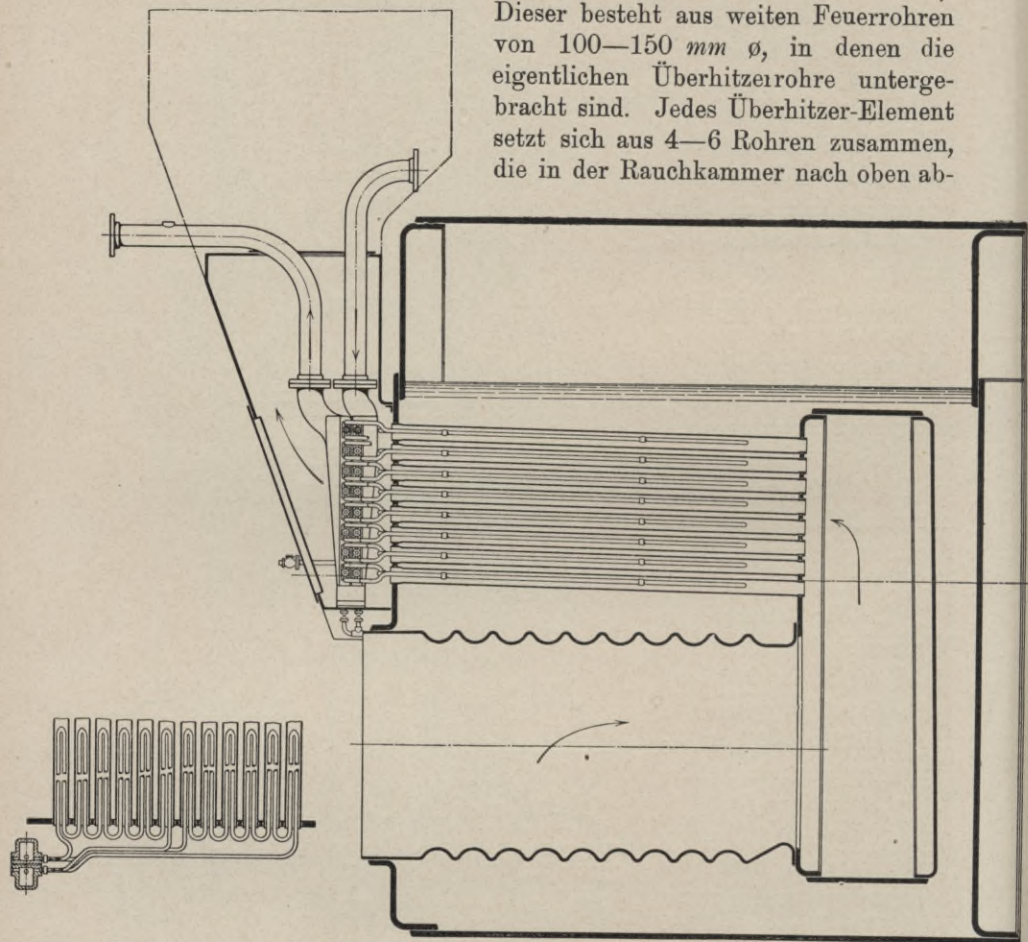


Fig. 121 u. 121 a. Feuerrohrüberhitzer von Schmidt.

gebogen sind und mit einem Sammelkasten in Verbindung stehen; letzterer ist geteilt und erhält auf der einen Seite den nassen in

1) Die erste Anlage eines direkt geheizten Überhitzers in der Deutschen Marine ist auf Artill.-Tender „Drache“ ausgeführt und hat bezüglich Kohlen- und Ölverbrauch, sowie der Zylinderlaufflächen und der sonstigen Betriebsverhältnisse durchaus befriedigende Resultate ergeben. (Nauticus 1909, S. 414.)

2) Z. V. D. I. 1904 S. 1237 u. 1906 S. 1884 Fig. 6 und Prosp. d. Fa.

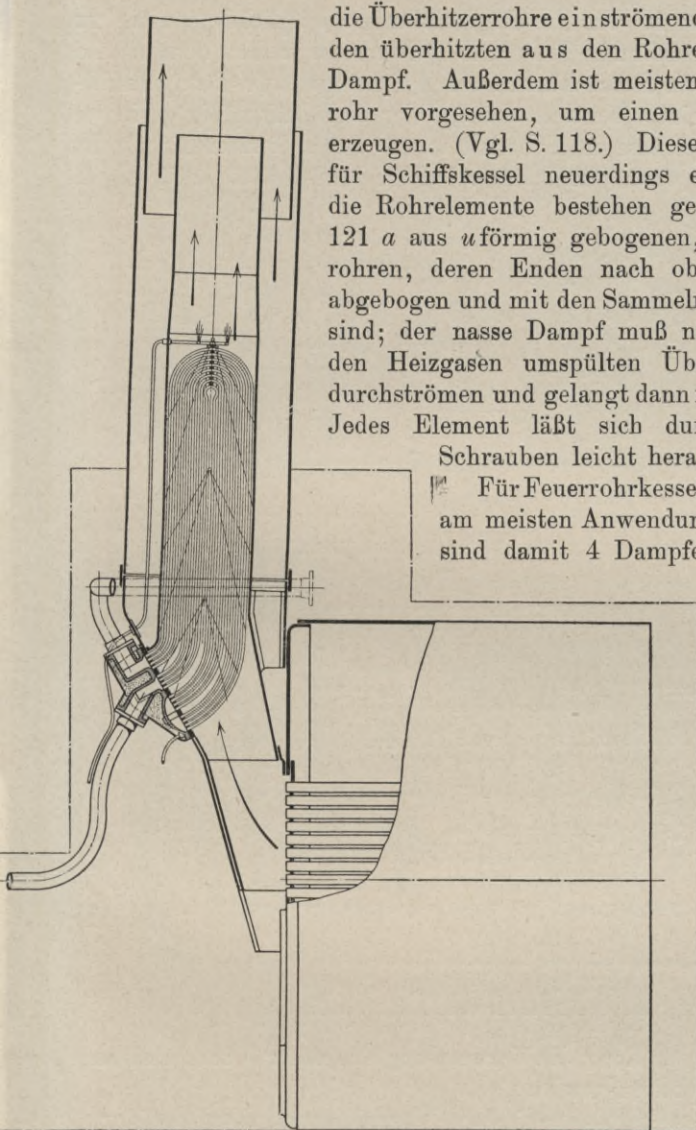


Fig. 122. Rauchkammerüberhitzer von Schmidt.

die Überhitzerrohre einströmenden, auf der andern den überhitzten aus den Rohren ausströmenden Dampf. Außerdem ist meistens ein Dampfblasenrohr vorgesehen, um einen besseren Zug zu erzeugen. (Vgl. S. 118.) Diese Konstruktion ist für Schiffskessel neuerdings etwas abgeändert; die Rohrelemente bestehen gemäß Fig. 121 und 121 a aus u-förmig gebogenen, nahtlosen Stahlrohren, deren Enden nach oben oder seitwärts abgebogen und mit den Sammelrohren verschraubt sind; der nasse Dampf muß nun durch die von den Heizgasen umspülten Überhitzerrohre hindurchströmen und gelangt dann nach der Maschine. Jedes Element läßt sich durch Lösen zweier Schrauben leicht herausziehen.

Für Feuerrohrkessel hat dieses System am meisten Anwendung gefunden. U. a. sind damit 4 Dampfer der Oldenburg-Portugiesischen

Dampfschiffs-Reederei, sowie ein Dampfer der Ges. „Argo“-Bremen, verschiedene Fischdampfer der A.-G. Seebeck-Geestemünde<sup>1)</sup> mit bestem Erfolge in Betrieb, und eine weitere Reihe von deutschen und schwedischen Seedampfern wird z. Z. mit diesem System ausgeführt. Die

Konstruktion hat noch den Vorzug, daß sie sich bei neuen wie bei vorhandenen Kesseln anwenden läßt.

4. Der Rauchkammer- oder Schornstein-Überhitzer enthält ein System schlangenförmig gewundener Rohre, die im Rauch-

1) Nauticus 1909, S. 418.

fange angeordnet sind. Um die Zugverhältnisse möglichst günstig zu gestalten, wird ein *u*förmig gebogenes Rohrsystem in den Schornstein verlegt (Fig. 122); die Rohre können durch ein eingebautes Dampfstrahlgebläse leicht gereinigt werden. Infolge der verhältnismäßig geringen Temperatur der Heizgase im Schornstein ist dieses System nicht sehr wirkungsvoll und wird jetzt nur bei Feuerrohr-Kesseln mit engen

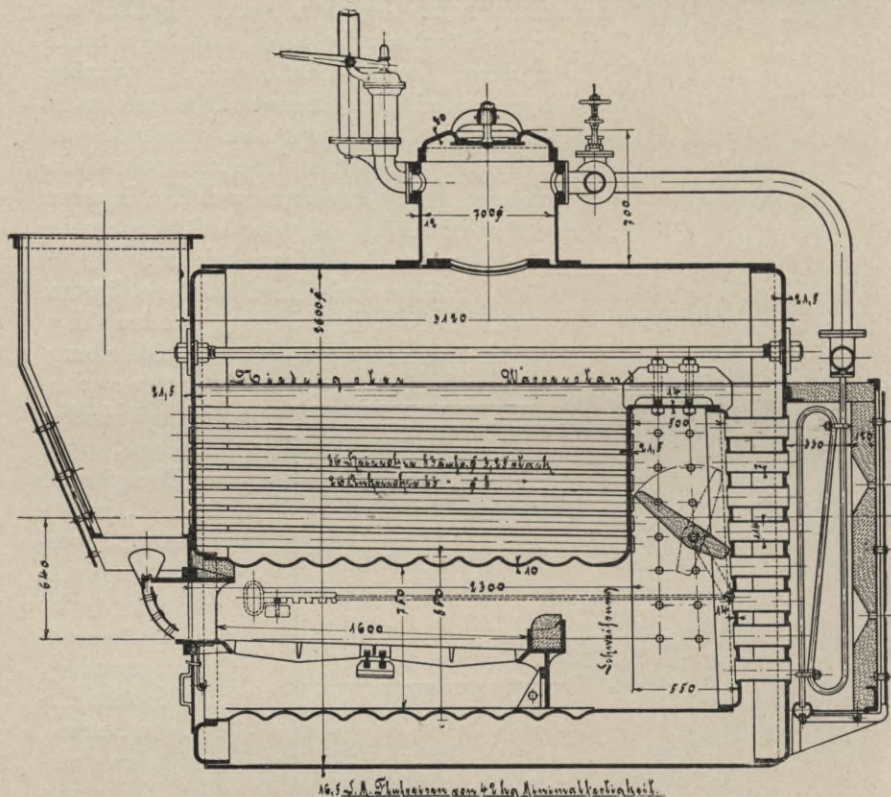


Fig. 123. Überhitzer des Ottensener Eisenwerks.

Rohren angewandt, da dann die Verwendung des unter 3 beschriebenen Systems Schwierigkeiten macht.

Nach ähnlichen Prinzipien sind die Überhitzer von Sachsenberg, Ottensener Eisenwerk und von Schulz konstruiert; auch sie sind bereits an Bord eingebaut. Sachsenberg ordnet den Überhitzer außerhalb des Kessels an. Aus der Verbrennungskammer wird nämlich ein Teil der Heizgase durch mehrere Rohre, die in den Kesselmantel eingeschraubt sind, in den eigentlichen Überhitzer geleitet, der die Gase durch ein Rohrsystem in den Rauchfang führt<sup>1)</sup>.

1) Jahrb. d. Schiff.-Ges. 1907.

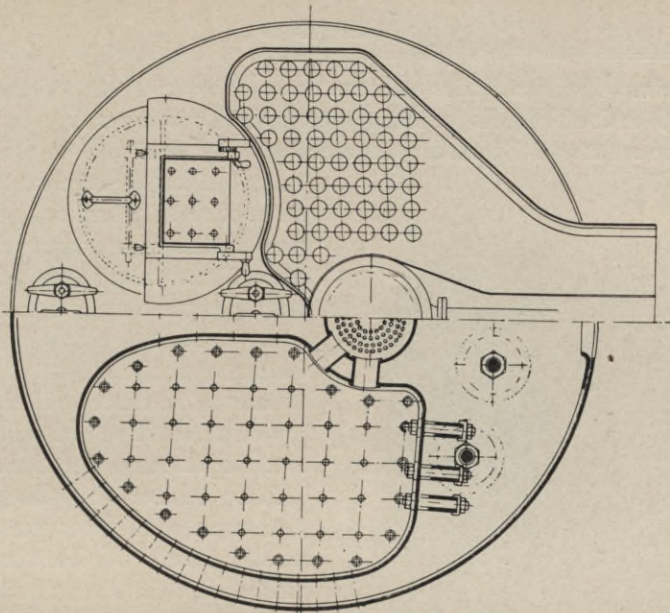
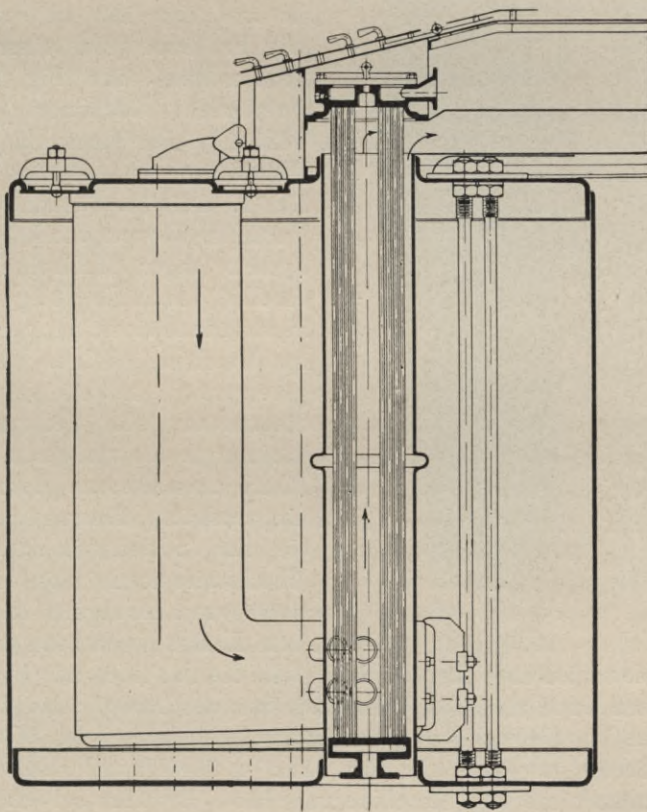


Fig. 194. Flammrohrheiztizer des Odeasener Eisenwerks.



Beim Überhitzer des Ottensener Eisenwerks sind, wie aus Fig. 123 ersichtlich, die schlangenförmigen Überhitzerrohre an 2 obere und einen unteren Sammler angeschlossen. Der aus dem Dom kommende Dampf durchströmt erst

einen oberen Sammler, geht nach dem Rohrsystem, dann nach dem untern Sammler und schließlich nach Passieren eines zweiten Rohrsystems nach dem zweiten oberen Sammler zurück. In der Verbrennungskammer befindet sich eine drehbare Chamotteklappe, die zur Regulierung der Dampfüberhitzung durch Zugstange vom Heizer mehr oder weniger geöffnet werden kann. Die Zuführung der Heizgase in die Überhitzerkammer mittels weiter hohler Stehbolzen ist aus Fig. 123 zu erkennen. Die Fa. baut jetzt einen etwas abgeänderten aus Fig. 124 ersichtlichen Überhitzer (Pat. Nr. 182367), der dem Flammrohr-Überhitzer von Schmidt ähnelt. Der Kessel-Dampf gelangt in den Verteilungskörper, durchströmt ein System enger Stahlrohre, wird daselbst durch die Heizgase überhitzt und aus einem Sammelkörper zur Maschine geführt. Die Heizgase treten mittels je zweier Stützen aus jeder Verbrennungskammer in das von einem weiten Rohre umschlossene Rohrsystem ein, umspülen diese und verlassen sie am Schornsteinende. Das Überhitzersystem läßt sich behufs event. Reinigung leicht aus dem Kessel herausnehmen.

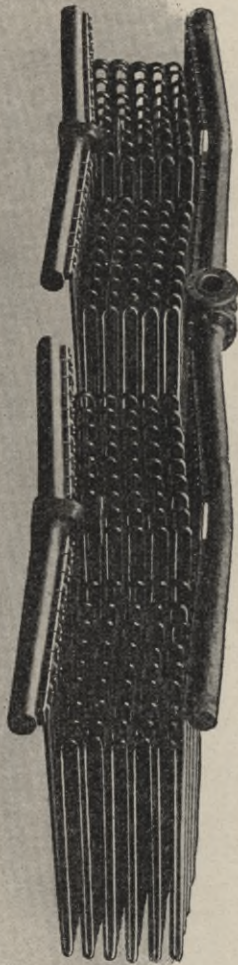


Fig. 124 a. Rauchrohrüberhitzer des Ottensener Eisenwerks.

Für den nachträglichen Einbau stellt die Fa. einen aus Fig. 124 a ersichtlichen Rauchrohr-Überhitzer dar; der Dampf gelangt wieder erst in den Verteilungskörper, durchströmt das aus einem Stück hergestellte Schlangensystem und wird dann in überhitztem Zustande aus einem Sammelkörper der Maschine zugeführt. Erwähnt sei schließlich,

daß die Fa. früher nach Patent Nr. 140501 einen Überhitzer in die Verbrennungskammer einbaute. Außer Sammler und Rohrsystemen besaß dieser noch zur Erzielung einer bessern Zirkulation quer durch die Feuerbuchsen angeordnete, flache, eingeschweißte Quersieder. Diese Konstruktion war ziemlich teuer, schwer und kompliziert und ist daher wieder aufgegeben worden, sie ist aber bei ca. 70 kleineren Schiffskesseln zur Ausführung gekommen. (Abbild. usw. im Prospekt d. Fa.)

Der von Schulz konstruierte Überhitzer hat Ähnlichkeit mit dem Schmidt'schen System nach Fig. 120. An Stelle der vorderen Wasserrohre ist bei Schulz ein aus engen Rohren bestehender Überhitzer eingebaut, der beim Stoppen durch Schließen von Klappen ausgeschaltet werden kann. Zur besseren Raumausnutzung ordnet außerdem Schulz seine oberen Dampfsammler nicht über, sondern

neben dem Haupt-sammler an (Fig. 125). Dieser Überhitzer ist für eine Kesselgruppe von 6 Kesseln mit 3 Hauptdampfrohrlösungen gedacht; von den Kesseln ist aber nur einer mit dem Überhitzer ausgestattet; die Überhitzung beträgt ca. 50°.

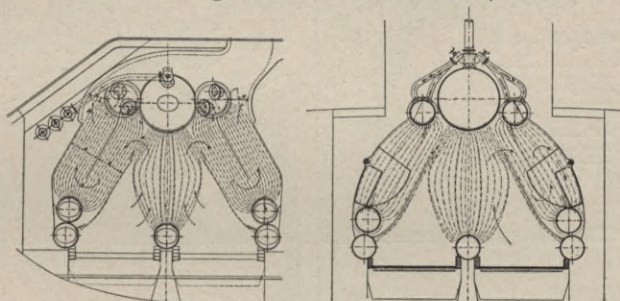


Fig. 125 u. 125a. Überhitzer von Schulz.

Statt der besonderen Überhitzer-Sammler werden auch im Innern des Hauptsammlers durch Scheidewände besondere Räume für den überhitzten Dampf vorgesehen. (Pat. Nr. 143 891/1901.) — Bei der neuesten Ausführungsform, (Fig. 125a), die Überhitzungen über 100° gestattet, werden die Überhitzerrohre im hintersten Teile des Kessels auf ca.  $\frac{1}{3}$  seiner Länge untergebracht. Der Dampf gelangt aus dem im obersten Teile des Hauptdampfsammlers angeordneten Absperrventil durch 2 Rohre in Richtung der Pfeilstriche in die durch Scheidewand begrenzten Teile der obern Überhitzer-Sammler, von da in die äußersten Überhitzer-Rohrreihen nach den unteren Überhitzer-Sammlern und infolge der in den oberen und unteren Sammlern angeordneten Vorlage-Deckeln (Fig. 125b und c) durch die zweite Rohrreihe nach oben, dann durch die 3. te Reihe nach unten usw., so daß der Dampf den Überhitzer auf etwa 12fachem Wege (= 12 mal Rohrlänge) durchströmt<sup>1)</sup>. Schließlich gelangt der Dampf durch die innersten Überhitzerrohre nach den obern Sammlern und durch die beiden am Oberkessel angeordneten innern Dampfrohre in die Hauptdampfrohrlösung. Die Führung

1) Vgl. auch Pat. Nr. 111 773 von Szamatolski.

der Heizgase ist durch Pfeilstriche angegeben und durch mehrere dichte Rohrwände bedingt. Da die Heizgase den Überhitzer im untern Teile verlassen, um dann seitlich durch eine Zwischenwand in die äußeren Wasserrohr-Bündel einzutreten, so wird ein Teil des Oberkessels der nachteiligen Einwirkung der Heizgase entzogen. (Fig. 125 a.)

Zwischen Kessel und Überhitzer ist zur Absperrung des letztern beim Stoppen usw. ein Absperrschieber in der aus 2 Blechen gebildeten Zwischenwand angeordnet. Der Schieber ist mittels Hebel und Welle von vorn aus zu bedienen.

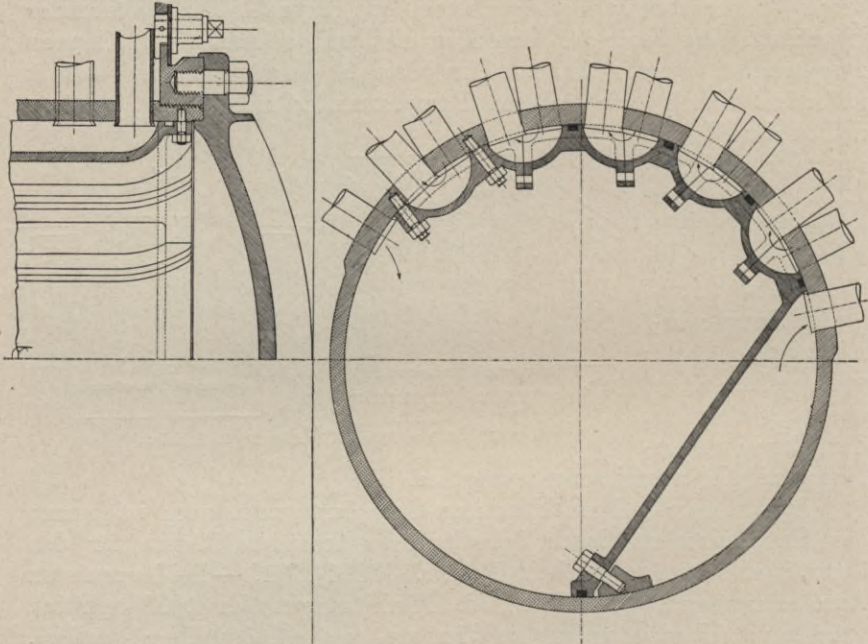


Fig. 125 b u. 125 c. Details zum Schulzüberhitzer.

Auch bei den von Nielauss<sup>1)</sup> gebauten Überhitzern, die bereits bei mehreren Seeschiffen für die Route Marseille—Corsika angewandt sind, muß der Dampf unter Anwendung eines Rohrsystems nach Art des Belleville-Kessels einen recht langen Weg zickzackförmig zurücklegen.

Die von der Stirling Boiler Co.-London gebauten Überhitzer sind im Aufbau und in ihrer Wirkungsweise, wie aus der Fig. 126 u. 126a<sup>2)</sup> ersichtlich ist, den vorher beschriebenen gleichfalls ähnlich.

Die Gründe, weshalb Überhitzer mit hohen Überhitzungstemperaturen bei mehrfachen Expansionsmaschinen von Kriegsschiffen im all-

1) Z. V. D. I. 1907 S. 2084.

2) Die Skizzen stammen von der Baufirma Stirling Boiler-Co.-London, vgl. auch Prosp. dieser Fa. u. der Hannov. Masch. Akt. Ges. über Stirl. Kes. 1908 S. 12 u. 13.



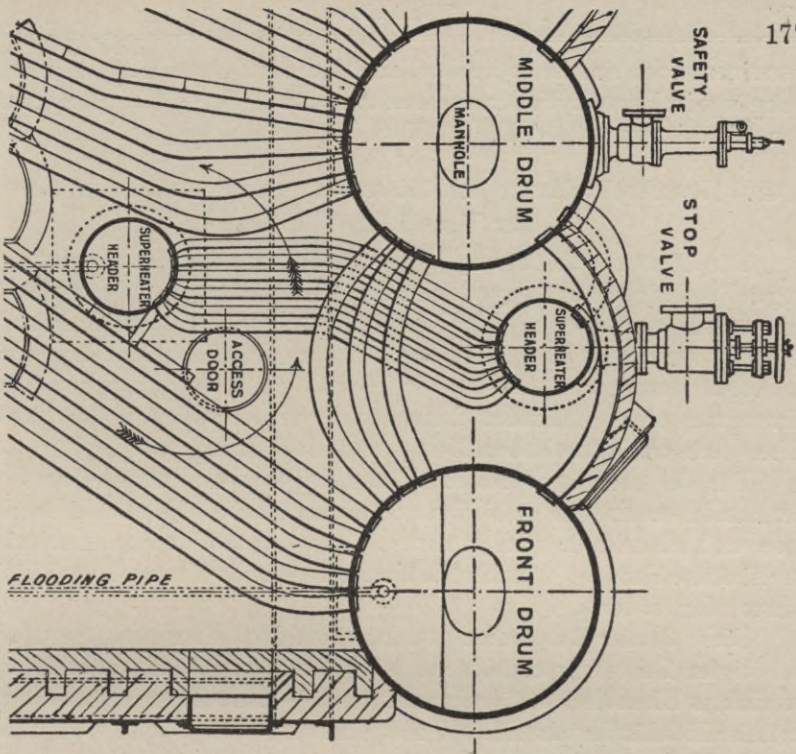
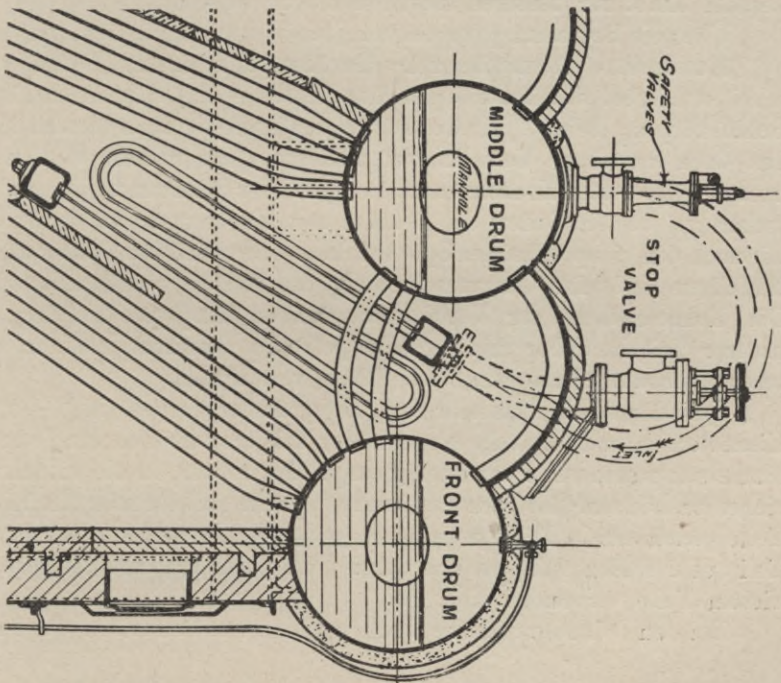


Fig. 126 u. 126a. Überhitzer von Stirling.



gemeinen nicht eingebaut werden, sind bei der Besprechung der innern Vorgänge im Dampfzylinder zusammengestellt. (§ 65.) — Über Berechnung von Überhitzern s. Z. V. D. I. 1903 S. 730, 1586 u. 1905 S. 717 u. 1235.

#### § 48. Kesselbekleidung und Kessellagerung sowie Aufstellung der Kessel im Schiffe.

**Die Kesselbekleidung** wird zum Schutze der Kesselwandungen gegen Feuchtigkeit und gegen zu starke Ausstrahlungen und zum Schutze der Heizer angebracht. Für Kessel mit niedrigem Dampfdruck (bis 4 Atm.) verwendet man Filz, bei höherem Drucke blaue oder weiße Asbest-Matratzen von 40—50 mm Dicke. Zur besseren Isolierung und Erzeugung einer stehenden Luftschicht werden zuweilen durchlochte Eisenblechstreifen zwischen Kessel und Bekleidung gelegt.

Für die hohlen vertikalen Wände der Wasserrohrkessel sowie in der Handelsmarine finden häufiger Schlacken-, Asbest-, Wolle, Infusorien-erde und Kieselguhr (ein breiartiges aus Zementkitt und Kuhhaaren bestehendes Gemenge) und für die Kesselstirnwände die sog. Pouplier'sche Masse Verwendung.

Diese Isolier-Materialien werden zwischen einzelnen am Kessel befestigten Leisten untergebracht, während über diese Materialien noch verzinktes Eisenblech aufgeschraubt wird. — Die Asbest-Matten werden mittels Ziehbänder am Kessel festgehalten. Der Boden von Rundkesseln bleibt zur besseren Revision oft unbedeckt.

Über die Bekleidung von engrohrigen Wasserrohrkesseln vgl. S. 77.

**Besondere Bauteile für die Kessellagerung.** Man unterscheidet hierbei die Bauteile für den Kessel — und diejenigen für den Schiffskörper. Beim Zylinderkessel bestehen die Teile für den Kessel aus Ösen am obern Kesselmantel und aus einer mittels Winkelleisen zusammengesetzten Konsole am untern Ende der Stirnwand. Die ersteren stehen zu beiden Seiten des Schiffes mit Zugstangen in Verbindung, die nach den entsprechenden Spantwinkeln oder nach den Bunkerwänden hinführen und eine Querverschiebung des Kessels verhindern sollen. Die Konsole dient zur Verhinderung einer Längsverschiebung; ihr unterer Teil ist daher mit dem Doppelboden vernietet und zur leichteren Demontage mit dem obern Teile verschraubt.

Zylinderkessel, Einender wie Doppelender lagern in 2—5 aus Eisenblechen und Winkeln hergestellten Trägern, die sich der Form des Mantels anpassen und oft zweiteilig ausgeführt werden, um sie seitlich fortziehen zu können. Lokomotivkessel werden mit ihrem zylindrischen Teile gleichfalls in Trägern gelagert, während der vordere flachwandige Teil auf 2 Füßen ruht, welche durch Stiftschrauben und Muttern mit diesem Teile verbunden sind.

Bei den Wasserrohrkesseln mit unteren Sammlern werden an

die letzteren je 2 FüÙe angenietet, die unter Benutzung von eisernen PaÙtücken auf besondere am Schiffskörper angeniete Kesselfundamente gelegt werden. Einer der FüÙe, meist der dem Kesselschott am nächsten gelegene, wird starr mit dem Fundament befestigt, während die übrigen frei beweglich bleiben, um die durch Wärme entstehenden Ausdehnungen des Kesselkörpers aufnehmen zu können. Außerdem wird der Oberkessel mit dem nächstliegenden Schott durch Anker abgesteift. Bei weitrohrigen Wasserrohrkesseln z. B. beim Dürr-Kessel wird der Kesselkörper von einem aus Winkleisen und Blechen hergestellten Gerüst getragen, das gleichzeitig den untern Abschluß des Kessels bildet und die Feuertürzarge sowie den Rost aufnimmt.

Die eigentlichen zum Schiffskörper gehörigen Kesselfundamente behandelt der schiffbauliche Teil dieses Werkes.

**Aufstellung der Kessel im Schiffe.** Auf Handelsschiffen erfolgt die Aufstellung der Kessel längsschiffs, auf Kriegsschiffen kommt zuweilen auch die Aufstellung querschiffs vor. Die erstere hat den Vorzug geringerer Schwankungen im Wasserstandsspiegel; außerdem sind die in Querbunkern gelagerten Kohlen sehr bequem vor die Feuer zu bringen. Da aber bei Kriegsschiffen zum Schutze auch Längsbunker angeordnet werden müssen, so kommt bei genügender Schiffsbreite auch die Querschiffsanordnung der Kessel vor, zumal wenn die einzelnen Heizräume durch Längsschotte voneinander getrennt sind.

Die Anordnung ist so zu treffen, daß der Platz so gut wie möglich ausgenutzt wird; doch muß man die Feuer noch bequem bedienen können, und der Abstand von der Kesselstirnwand bis zur Schottwand muß mindestens = Rostlänge +  $\frac{3}{4}$  m betragen; bei Handelsschiffen macht man diesen Abstand noch größer. Zwischen Kesselrückwand und Schott muß bei Zylinderkesseln zur Revision der Stehholzen mindestens ein Raum von 400 mm und zwischen Kesselmantel und Bunkerwand ein Raum von mindestens 250 mm frei bleiben. Da gemeinsame Heizräume, in denen 2 und mehr Kessel aufgestellt werden, den Raum besser ausnützen, so wird dieser Anordnung trotz der damit verbundenen größeren Wärmeausstrahlung und der unbequemerer Bedienung der Vorzug gegeben. Gewöhnlich werden 2, bei sehr breiten Schiffen auch 3 Kessel nebeneinander aufgestellt; in letzterem Falle können dann 6 Kessel in einem Heizraume untergebracht werden.

## E. Behandlung des Kessels in und außer Betrieb.

### § 49. Herrichten zum Betrieb.

Über die Behandlung des Kessels und seiner Armaturteile sind bereits vorher bei Besprechung der Vorzüge und Nachteile der einzelnen Kesseltypen und der Armaturen verschiedene Angaben ge-

macht worden. Im folgenden soll im Zusammenhange geschildert werden, wie sich der Kesselbetrieb an Bord in der Hauptsache vollzieht, und zwar soll erst die Herrichtung zum Betrieb, dann der Betrieb während der Fahrt nebst den vorkommenden Betriebsstörungen und schließlich die Behandlung außer Betrieb beschrieben werden.

a) Untersuchung. Vor der Inbetriebsetzung eines neuen Kessels ist dieser in allen Teilen auf Gangbarkeit und Betriebssicherheit zu untersuchen. Dazu gehört u. a. das Ableuchten aller Teile und bei den engrohrigen Wasserrohrkesseln das Durchkugeln sämtlicher Rohre, um eine eventl. Verstopfung eines Rohres festzustellen.

b) Kesseldruckprobe. Alsdann ist der Kessel einer Kaltwasserdruckprobe zu unterwerfen. Er wird zu diesem Zwecke völlig mit Wasser gefüllt und zwar bei Flußschiffen mit gewöhnlichem Süßwasser, bei Seeschiffen mit destilliertem resp. enthärtetem Wasser. Letzteres ist Brunnen- oder Leitungswasser, welches auf ca. 70° erwärmt und mit einem Zusatz von gelöschtem Kalk und Soda versehen ist. — Darauf wird mittels Handpumpe so lange nachgepumpt, bis der vorgeschriebene Kaltwasserdruck — bei modernen Kesseln 5 Atm. mehr als der höchste zulässige Dampfdruck — erreicht ist.

In der amerikanischen Marine wird das Kesselwasser erwärmt und die dadurch erfolgende Ausdehnung des Wassers zu einer Warmwasserdruckprobe benutzt; hierdurch wird eine weniger plötzliche Beanspruchung erreicht. Auch in der deutschen Marine wird beabsichtigt, zu den Druckproben angewärmtes Wasser zu verwenden, da das Kesselmaterial im kalten Zustande gegen Stoßbeanspruchungen viel empfindlicher ist als im warmen Zustande. — Alsdann wird der Kessel in allen seinen Teilen auf Dichtigkeit und eventl. Formveränderung revidiert, und die Armaturteile werden auf gutes Funktionieren, auf Reinheit und leichte Gangbarkeit untersucht. Bei gutem Befunde kann das Wasser bis auf normalen Wasserstand abgelassen und der Kessel zum Betrieb hergerichtet werden.

Hierzu gehört das Feuerbelegen<sup>1)</sup> und Anheizen, das Dampfaufmachen und Entwässern der Rohrleitungen.

c) Feuerbelegen. Zum Belegen des Rostes werden Stückkohlen verwandt, und am vordern Ende wird auf ca.  $\frac{1}{4}$  der Rostlänge der sog. Kopf aus Holz errichtet. Letzterer wird mit Hilfe von öligem Twist angezündet.

d) Anheizen. Die Feuertür bleibt bei diesem sog. Anheizen geöffnet und der Dämpfer geschlossen, um die entstehende Flamme möglichst nach hinten zu treiben. Ist das Feuer gut im Zuge, so

1) Vgl. Z. Dampfkr. Vers. Ges. 1908, S. 8 u. 19.

wird die angebrannte Kohle mittels Kratze über den ganzen Rost gleichmäßig verteilt, die Feuertür geschlossen und der Dämpfer geöffnet. Das Hochbringen des Feuers darf bei Feuerrohrkesseln nicht zu schnell erfolgen, da sonst infolge der verschiedenen Kesseltemperaturen leicht Spannungen und Leckagen auftreten können (S. 33). Bei vorhandener Vorrichtung zum Umlauf des Wassers (S. 157) ist diese anzustellen. Das Luft- resp. Sicherheitsventil ist zum Austritt der beim Erwärmen des Wassers ausgeschiedenen Luft bis zum Eintritte der Dampfbildung geöffnet zu halten und dann zu schließen. Desgl. sind die in der Dampfrohrleitung eingeschalteten Entwässerungshähne so lange offen zu lassen, bis reiner Dampf ausgeblasen wird.

e) Dampfaufmachen Bei eintretender Dampfbildung sind die Armaturen nochmals auf Dichtigkeit nachzusehen und die Mannlochdeckel zur Abdichtung vorsichtig anzuziehen. Das Hauptabsperrventil ist langsam zu öffnen und die Rohrleitung allmählich anzuwärmen, um Wasserschläge und Havarien zu vermeiden.

f) Entwässern der Rohrleitungen. Neben dem vorsichtigen Anwärmen der Rohrleitungen gehört zur Vermeidung von Wasserschlägen auch das Entwässern aller unter Dampf gesetzten Leitungen.

### § 50. Betrieb während der Fahrt.

Während des Betriebes<sup>1)</sup> hat man hauptsächlich auf zweckmäßige Feuerbedienung und richtige Speisung des Kessels zu achten.

a) **Bedienung des Feuers.** Die Hauptheizerregeln ergeben sich aus den Betrachtungen in § 4—7 und sind etwa die folgenden:

1. Die Rostfläche ist möglichst gleichmäßig mit Kohlen zu bedecken; vor allem darf kein Teil der Rostfläche unbedeckt bleiben, um Luftüberschuß und örtliche Abkühlung zu verhüten.

2. Das Bewerfen muß aus dem gleichen Grunde rasch erfolgen, und die Feuertür ist nach dem Bewerfen sofort zu schließen.

3. Sobald der helle Schein unterhalb des Rostes nachläßt, ist das Feuer mittels Poker von oben aufzubrechen oder mittels Schür-eisen von unten her zu lockern; letzteres ist bei Verwendung von stark backender Kohle ziemlich oft auszuführen.

4. Die einzelnen Feuer sind nicht gleichzeitig, sondern nacheinander zu bedienen; vor dem Aufwerfen sind bei Feuerrohrkesseln zur Vermeidung von Abkühlungen die Rauchfangklappen etwas zu schließen.

5. Die Höhe der Kohlschicht richtet sich nach der beabsichtigten Forcierung, nach der Kesselart und der verwendeten Kohle.

1) Vgl. Handb. f. d. Masch.-Pers. d. Kais. Mar. Nr. 11—11e, u. 174, sowie Rosenthal, neuere Schiffsmasch. 1908, S. 38 u. Mayer s. Czap, d. Prakt. Wart. d. Dampfkr. 1906, S. 96.

Bei starker Forcierung beträgt die Schichthöhe bei Lokomotivkesseln ca. 40 cm, bei Wasserrohrkesseln ca. 20 cm; bei natürlichem Zuge sinken diese Zahlen bei Feuerrohrkesseln auf ca. 20—25, bei Wasserrohrkesseln auf ca. 10—12 cm. — Bei Verwendung von schottischen Kohlen hält man die Feuer durchschnittlich etwas höher als bei Verfeuerung englischer Wales- oder westfälischer Kohle.

6. Die Feuer sind in möglichst gleichen Zeitintervallen zu beschicken, wobei im Betriebe von Wasserrohrkesseln zweckmäßigerweise Heizraumuhren anzuwenden sind (S. 39). Wegen der geringeren Kohlschichthöhe ist bei Wasserrohrkesseln eine schnellere Aufeinanderfolge der Beschickungen vorzunehmen; die aufgegebene Kohlenmenge soll hier stets die gleiche bleiben, ca. 8 kg pro qm Rost; bei starker Forcierung ist nur die Zahl der Beschickungen pro Stunde zu vermehren.

7. Die Steigerung des Luftdruckes und das Hochbringen der Feuer darf nur ganz allmählich und innerhalb bestimmter Grenzen (S. 122) vor sich gehen, da sonst starke Spannungen im Kesselmaterial und Leckagen auftreten. Bei Fett- und Kesselsteinablagerungen sowie bei starkem Schmieren der dampfführenden Teile ist die Verwendung des künstlichen Zuges zu vermeiden.

8. Die Feuer sind bei Beginn der Verschlackung, die von der Güte der Kohle und dem Grade der angewandten Forcierung abhängig ist, zu reinigen; und zwar wird erst die eine Hälfte des Rostes von den Schlacken mittels Poker und Kratze befreit, nachdem man zuvor die brennenden Kohlen auf die andere Rostfläche hinüberschoben hat; alsdann werden die Schlacken der 2. Feuerhälfte herausgeschafft, die brennenden Kohlen über den ganzen Rost ausgebreitet und neue Stückkohlen aufgeworfen. Die Feuer der einzelnen Kessel dürfen nicht gleichzeitig, sondern müssen nacheinander gereinigt werden, so daß jedes Feuer in 8 oder 12 Stunden einmal gereinigt worden ist. Während der Feuerreinigung ist die Rauchfangklappe zu schließen. Nach dem Feuerreinigen sind die glühenden Asche- und Kohlentelchen mittels der Aschkratze aus dem Aschfall zu entfernen, durch einen an die Seewasserleitung angeschlossenen Schlauch mit Seewasser zu löschen und mit Hilfe von Ascheimern und Aschwinden bzw. mit Hilfe von Aschejektoren nach außenbords zu schaffen.

9. Bei starken Ablagerungen von Ruß, Flugasche und Bildung sogenannter Schwalbennester am Eintritte in die Feuerrohre sind die Feuerzüge mittels Kratzen, Bürsten usw. zu reinigen (S. 186).

10. Bei verringerter Fahrt oder beim Stoppen sind zur Zugverminderung die Dämpfer und Schornsteinklappen allmählich zu schließen; ein zu schnelles Abdämpfen des Feuers bewirkt ein Verbrennen und Durchbiegen der Roststäbe.

b) **Speisung des Kessels.** Für die Speisung des Kessels hat der Heizer folgendes zu beachten:

1. Das Kesselspeiseventil ist so weit zu öffnen, daß das von der Speisepumpe zugeführte Wasser möglichst gleichmäßig in den Kessel gelangt (§ 46). Der eventuell eingebaute Speisewasserregler ist häufiger zu kontrollieren.

2. Die Wasserstandsapparate sind auf jeder Wache auf Gangbarkeit zu probieren. Hierzu schließt man den zum Wasserraume führenden Hahn und öffnet den Ausblasehahn, während der zum Dampf-raume führende Hahn offen bleibt. Letzterer wird alsdann geschlossen und der Hahn nach dem Wasserraum geöffnet. Bei event. Verstopfung der Hähne sind diese nach Lösen der Reinigungsverschraubung durchzustoßen (vgl. S. 144).

3. Der Salzgehalt des Kesselwassers — infolge Verwendung von Seewasser oder infolge undichter Kondensatorrohre — ist auf jeder Wache mittels Thermometer und Salinometer festzustellen und darf bei Feuerrohrkesseln keinesfalls 9‰ überschreiten (vgl. § 60, b). Im letzteren Falle ist das Kesselwasser so lange auszublasen und Frischwasser zuzusetzen, bis der Salzgehalt heruntergegangen ist. Bei Wasserrohrkesseln, namentlich bei den engrohren, darf Seewasser als Kesselspeise- oder Zusatzwasser nicht benutzt werden. Wird trotzdem Salz im Kessel konstatiert, so sind die Kondensatoren auf Dichtigkeit der Rohre zu prüfen.

4. Der Säuregehalt des Kesselwassers — infolge Ablagerung von Fetten und Bildung von Fettsäuren — ist alle 24 Stunden mittels Lackmuspapiers festzustellen und event. auftretende überschüssige Säure — was durch Röten von Lackmuspapier angezeigt wird — durch Zusatz von Soda oder Kalk (ca. 1—1½ kg pro kg verbrauchtes Zylinderöl) zu neutralisieren. Über die günstige Wirkung von Soda usw. gegen Kesselsteinbildung vgl. Z. V. D. I. 1895 S. 99 u. 1896 S. 211. Das Kesselwasser muß nicht nur salz- und fettfrei, sondern auch möglichst luftfrei sein, um Anfressungen zu verhüten, und deshalb sind die hierzu vorgesehenen Mittel (Speisewasserreiniger, Schnüffelventile, Hahn am Windkessel) einer ständigen Kontrolle zu unterziehen.<sup>1)</sup>

5. Kocht der Kessel über infolge unregelmäßiger Speisung oder Heizung, bei zu hohem Wasserstande, zu raschem Öffnen der Absperrventile oder bei Verwendung von unreinem Kesselwasser, so ist der Kessel durch Öffnen des betreffenden Hahnes abzuschäumen; hilft dies nicht, so sind die Entwässerungshähne an der Rohrleitung, an dem Wassersammler und den Maschinen zu öffnen, die Dämpfer zu schließen und die Wasserstandsgläser — gegen Verstopfen — durchzublasen. Das Überkochen

1) Z. V. D. I. 1903. S. 1156 u. 1904 S. 353.

macht sich durch ein plötzliches Steigen des Wassers im Wasserstandsglas und durch ein unklares und schmutziges Aussehen des letzteren bemerkbar.

6. Bei eintretendem starken Wassermangel sind die Dämpfer zu schließen, die Feuer- und Rauchkammertüren zu öffnen, und es ist langsam weiter zu speisen. Ist der Wasserstand bereits so weit gesunken, daß die Decke der Verbrennungskammer entblößt ist, so sind die Speiseventile zu schließen<sup>1)</sup>, das Feuer mit nasser Asche zu bedecken, resp. die Feuerlöschventile zu bedienen (S. 112) und darauf die Sicherheitsventile zu öffnen.

### § 51. Betriebsstörungen.

Im Falle die eben aufgeführten Verhaltensregeln nicht innegehalten werden, treten entweder Verluste an Brennmaterial oder Betriebsstörungen auf. Die am häufigsten vorkommenden Störungen und die zu ihrer Beseitigung anzuwendenden Mittel sollen kurz besprochen werden.

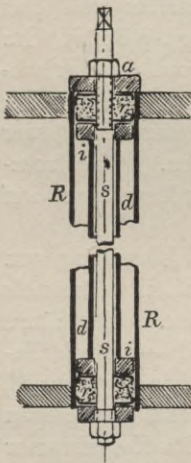


Fig. 127. Buchenheim'scher Rohrdichter.

1. Das Platzen eines Wasserstandsglases rührt meistens von zu schneller Steigerung des Betriebes und der Temperatur her; die beiden Hähne sind sofort zu schließen, und zwar der untere zuerst, weil das herausspritzende heiße Wasser gefährlicher wirkt, wie der ausströmende Dampf. (Vgl. S. 145.)

2. Beim Durchbrennen von Roststäben infolge zu schneller und zu starker Forcierung sind diese gelegentlich einer Feuerreinigung mittels einer Rostenzange durch neue zu ersetzen.

3. Bei starkem Lecken von Feuerrohren, meist veranlaßt durch zu starke oder zu plötzliche Forcierung oder durch Benutzung von unreinem Speisewasser (kalk- oder ölhaltig) oder durch zu niedrigen Wasserstand, sind diese Rohre entweder mittels Mandrill nachzudichten oder bei starken Leckagen in den Rohren selbst mittels sog. Rohrdichter z. B. von Buchenheim (Fig. 127) an beiden Enden dicht zu setzen und auszuschalten. Dazu wird die äußere Mutter *a* auf Stange *s* angezogen und hierdurch infolge des zwischen den beiden inneren Scheiben *i* vorgesehenen Distanzrohres *d* ein Zusammenpressen der Asbestdichtungsringe *r* und die Dichtung des Rohres *R* herbeigeführt.

Beim Aufreißen von Rohren bei engrohrigen Wasserrohrkesseln sind die Feuertüren und Dämpfer zu schließen, die Sicherheits- und

1) Nach angestellten Versuchen in England und Deutschland (vgl. Z. V. D. I. 1891 S. 809 u. 1895 S. 846) kann allerdings auch dann unbeschadet weitergespeist werden.



Feuerlöschventile zu öffnen und der Kessel abzustellen; alsdann sind die defekten Rohre mittels eiserner Pfropfen zu dichten. — Bei Kesseln mit Einsteckrohren sind nach Lösen der Verschlußdeckel erst diese und dann die Wasserrohre selbst mittels durchgehender Stangen, die vorn mit Bügel und Mutter, hinten mit einem Querstück versehen sind, herauszuziehen und dafür neue Rohre mittels Spindelpresse einzutreiben und alsdann am Ende aufzuweiten.

4. Beim Verstopfen des Speiseventils infolge durchgetretener Schlamnteile ist das am Kessel befindliche Niederschraubventil zu schließen, der Deckel des zweiten Ventils zu lösen und der Ventilkegel nach Beseitigung der Schmutzteile neu einzuschleifen; ein Nachschleifen der Ventilkegel ist auch bei allen andern undicht gewordenen Ventilen vorzunehmen.

5. Bei verdächtigen Geräuschen, die durch Ausströmen von Dampf entstehen, sind die Feuertüren und Aschfallklappen zu schließen, die Feuerlöschhähne und Sicherheitsventile zu öffnen und der Kessel abzustellen.

6. Starke Leckagen an Nieten, Stehholzen und sonstigen Verankerungen, die in der Regel durch plötzliche Betriebsänderungen oder durch zu langes Offenhalten der Feuertüre veranlaßt werden, sind nach abgestelltem Kessel durch Nachstemmen zu dichten oder durch den Ersatz neuer Teile zu beseitigen.

Ausbeulungen an den Flammrohren können nach abgestelltem Kessel mittels Druckschrauben nach vorhergegangenen Anwärmen der betreffenden Stelle entfernt werden. Bei Rissen an den Verbrennungskammer-Wandungen und anderen Kesselteilen, die gleichfalls durch zu schnelle oder zu starke Forcierung bzw. durch Ablagerungen, Anfrassungen infolge Rostens oder galvanischer Ströme entstehen, sind diese Teile durch neue zu ersetzen; kleinere Risse können geflickt oder autogen geschweißt werden. (Vgl. Dingl. Journ. 1908 S. 161; Z. bayr. Rev. V. 1908 S. 23, 40 u. Z. V. D. I. 1906 S. 47, 1909 S. 33 u. 401. Zeitschr. f. Dampfk. und Maschinenbet. 1909. S. 180 u. 189.) Anfrassungen im Innern des Kessels werden erst gründlich gereinigt und dann mit Bleiglätte und Glyzerin ausgefüllt, um einer weiteren Korrosion vorzubeugen. Beispiele von vorgekommenen Rissen, Korrosionen und Deformationen an verschiedenen Kesseltypen sind mit den bezüglichen Abbildungen in Mayer u. Czap, die praktische Wartung der Dampfkessel, 1906 S. 87—93 veröffentlicht.

7. Eine größere Kesselexplosion kann herbeigeführt werden a) durch mangelhafte Bauart oder zu große Abnutzung des Kesselmaterials; b) durch starken Wassermangel; c) durch übermäßige Kesselsteinbildung; d) durch zu große oder zu plötzliche Dampfentwicklung.

Zu a) Die Abnutzung des Materials ist bei den vorgeschriebenen Kesselbesichtigungen (s. S. 190) durch den Betriebs-Ingenieur persönlich festzustellen und im Kesselrevisionsbuch protokollarisch niederzulegen. Die Kaltwasserdruckprobe bietet eine 2. Kontrolle. Besichtigung wie Druckprobe sind daher stets mit der größten Sorgfalt und Gewissenhaftigkeit auszuführen.

Zu b) Bei zu starkem Wassermangel wird die Decke der Verbrennungskammer von Wasser entblöbt; sie wird dadurch stark überhitzt, verliert an Festigkeit und kann durch die Wirkung des Dampfdruckes ausbeulen und schließlich aufreißen. Über die Behandlung der Feuer usw. in solchem Falle s. S. 184.

Zu c) Übermäßige Kesselsteinbildung infolge Ablagerungen usw. verhindert eine Kühlung der betreffenden Kesselteile und ruft ein Erglühen und event. ein Aufreißen dieser Teile hervor. Infolge der Ausdehnung des erglühten Kesselteiles kann der Kesselstein abspringen, das Wasser kommt dann mit den stark erwärmten Teilen plötzlich in Berührung und entwickelt dabei so viel Dampf, daß die durch das Glühen bereits geschwächten Kesselteile infolge der Drucksteigerung zum Bersten kommen können.

Zu d) Haben sich die Sicherheitsventile festgesetzt oder muß aus forciertem Fahrt gestoppt bzw. das Dampfabsperrentil dicht gemacht werden, so kann infolge zu großer Dampfentwicklung und Drucksteigerung gleichfalls eine Explosion erfolgen. Gelingt es nicht, durch leichte Schläge am Gehäuse der Sicherheitsventile diese zu lösen, so muß man die Feuer vermindern, den Dampf zu den andern Kesseln übertreten lassen und stärker aufspeisen. Eine plötzliche Dampfentwicklung wird besonders bei zu schnellem Öffnen des Dampf-Absperrentils herbeigeführt.

Bei den von 1877—97 im Deutschen Reiche vorgekommenen Kesselexplosionen sind 263 Fälle durch mangelhafte Bedienung (Wassermangel, zu hoher Druck, Kesselstein usw.) und 87 Fälle durch schlechtes Material und mangelhafte Bauart entstanden.

## § 52. Behandlung des Kessels außer Betrieb.

Soll ein Kessel außer Betrieb gesetzt werden, so schließt man das Absperrentil, die Dämpfer und die Schornsteinklappen, läßt die Feuer abbrennen und zieht sie alsdann heraus. Zur Behandlung des Kessels außer Betrieb gehören vor allem a) die äußere und die innere Reinigung, b) die allgemeinen und speziellen Kesseluntersuchungen und c) die Konservierung des Kessels.

a) **Reinigung.** Die äußere Reinigung, die teilweise schon während des Betriebes erfolgt, erstreckt sich hauptsächlich auf das Fegen des Rauchfanges und der Feuerrohre mittels Besen, Rohrbürsten,

sog. Gelenkbürsten oder mittels Gebläse sowie auf eine gründliche Reinigung des Rostes und der Aschfälle.

Da die Rohrreinigung mittels Bürsten usw. recht langwierig und anstrengend ist und das Kesselmaterial sehr angreift,<sup>1)</sup> so wird neuerdings von Ingenieur Rund-Wien ein Heißluft-Fegapparat „Ramoneur“ angefertigt, der diese Nachteile vermindert. Er besteht (Fig. 128) aus einem Metallschlauch mit Anschlußventil *V*, einem Dampfrohre *D* mit verschiebbarer Handhabe *H* und einem Kopfe *A*. Letzterer ist durch schraubenförmige Scheidewände in 4 Hohlräume *L* geteilt und im Innern etwa bis zur Mitte des Kopfes mit einem kleinen Dampfrohre und einer Düse ausgerüstet. Der durchtretende Dampf reißt die durch die Hohlräume eintretende Luft mit großer Schnelligkeit fort und wird in seiner Wirkung durch die außerhalb *A* in Richtung der Pfeilstriche eintretende Luft kräftig unterstützt. Zur schnellen Absperrung beim Herausziehen des Apparates dient das sogenannte Tasterregulierventil *R*. — In der österreichischen Kriegs- und Handelsmarine hat sich der Apparat sowohl bei Feuerrohr- wie auch Wasserrohrkesseln gut bewährt.<sup>2)</sup> Es steht wohl zu erwarten, daß der Apparat mehr und mehr eingeführt wird; auch für die schwierige Reinigung der Serve-Rohre<sup>3)</sup> scheint er recht geeignet zu sein.

Die äußere Rohrreinigung bei Wasserrohrkesseln geschieht meistens so, daß die Ventilationsmaschinen bei geöffneter Feuertür und geschlossenen Schornsteinklappen kräftig angestellt und letztere plötzlich geöffnet werden. Eine solche Reinigung ist täglich einmal vor einem Feuerreinigen vorzunehmen.

Eine innere Reinigung der Zylinderkessel nimmt man in der Kriegsmarine nach ca. 600—800 Betriebsstunden, in der Handelsmarine in etwas längeren Zwischenräumen vor. Bevor diese Reinigung beginnt, ist der Kessel abzuschäumen, und nachdem das Kesselwasser auf ca. 40° abgekühlt ist, durch Abspumpen zu entleeren.

Der Kessel wird dann nach dem Losnehmen der Mann- und Schlammlochdeckel zugänglich gemacht und gründlich gelüftet, um Explosionen zu vermeiden, die infolge Bildung von Wasserstoffgasen durch die Zinkzersetzung bei der Anwesenheit von offenem Lichte leicht eintreten können. Nachdem die Ablagerungen von Salz, Kesselstein usw. mittels Pickhämmer oder Schaber beseitigt sind, spritzt man den Kessel gründlich aus, läßt das mit Schmutzteilen behaftete Wasser ab und setzt ihn wieder zu. Von den vielen in Vorschlag gebrachten Mitteln zur Beseitigung von Kesselstein sei nur auf das Verfahren von Brandes hingewiesen, das Speisewasser über schräg gestellte, geriffelte Aluminium-Platten unter Sonnenlicht- oder Bogenlicht-Beleuchtung rieseln zu lassen. (Fa. Neef-Hannover.)

1) Z. V. D. I. 1895 S. 991.

2) Österr. Eisenb.-Zeit. 1908 Nr. 7.

3) Z. V. D. I. 1904 S. 1849.

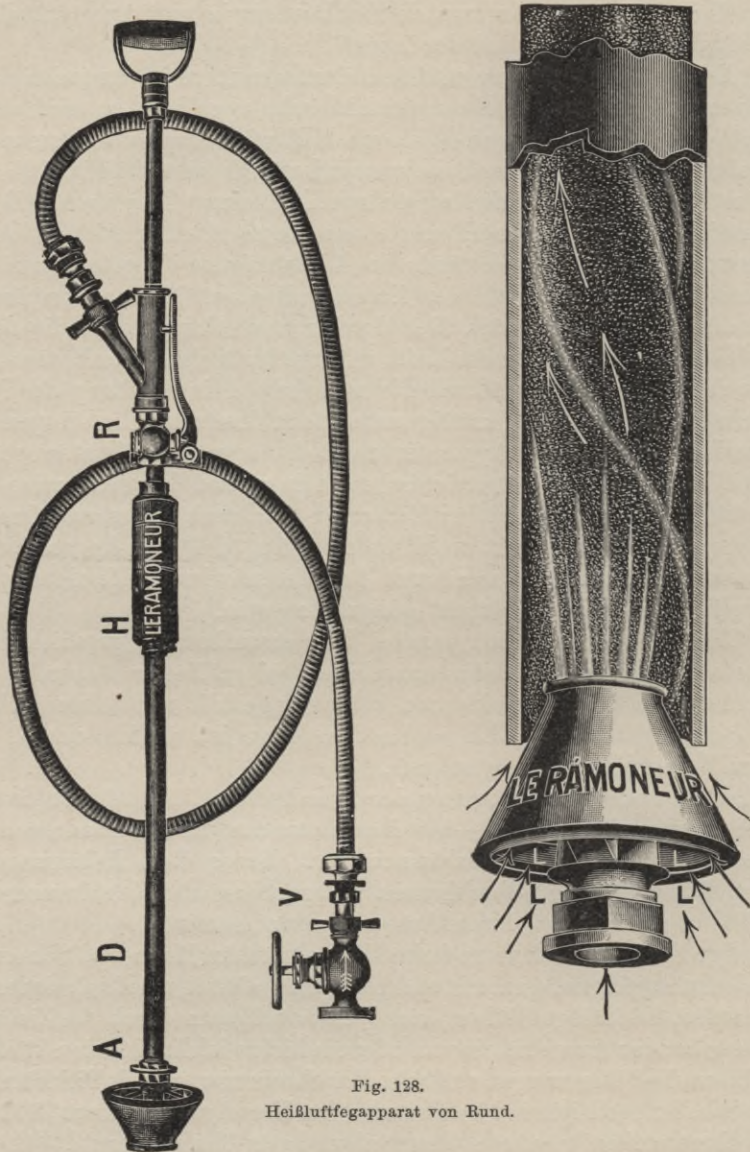


Fig. 128.

Heißluftfegapparat von Rund.

Bei Wasserrohrkesseln unterscheidet man eine vorläufige, eine kleine und eine große innere Reinigung. Zuvor ist der Kessel durch Abblasen mittels Dampf von 3—5 Atm. oder durch Ablassen des Wassers aus den einzelnen Rohren nach Lösen der Verschlüsse (Dürr, Niclausse) zu entleeren.

Die vorläufige Reinigung findet im allgemeinen nach 300, bei Torpedobootskesseln nach 150 Betriebsstunden statt und erstreckt sich bei weitrohrigen Wasserrohrkesseln auf die Reinigung des Bodens, der Wasserkammern und der 3 untersten Rohrreihen, bei engrohrigen auf Beseitigung der Schmutzteile aus den Ober- und Unterkesseln und soweit es möglich aus den Rohrenden. Neuerdings wird diese Reinigung — in der Voraussetzung einer guten Behandlung der Kessel — als überflüssig und zeitraubend fortgelassen.

Die kleine Reinigung findet nach 600, bei Torpedobootskesseln nach 300 Betriebsstunden statt. Die Kessel sind dabei zunächst mit Soda auszukochen, wobei pro cbm Kesselwasser 20—50 kg Soda verwendet werden. Um einen lebhaften Wasserumlauf und ein schnelles Ablösen der Schmutzteile zu erzielen, läßt man den Kesseldruck abwechselnd von 10 auf 4 Atm. heruntergehen, bläst Wasser aus und speist wieder nach, um schließlich den Kessel durch den Ausblasehahn, soweit es angängig, zu entleeren. Die Reinigung erstreckt sich bei weitrohrigen Kesseln auf die Sammler, Überhitzer, die 3 untersten Rohrreihen und 5% der übrigen Rohre; bei engrohrigen Kesseln auf die Rohrwände, die Rohrenden und einzelne Rohre mittels Drahtbürsten.

Neuerdings werden zur Beschleunigung der Rohrreinigung für weitrohrige Wasserrohrkessel sogenannte Turbinen- und Fräserreiniger angewandt; die von den Firmen Deutsche Babcock-Wilcox-Gesellschaft-Oberhausen, Mierisch-Dresden (D. R. P. 117277) sowie Stirling Boiler Co.-London hergestellten haben schon eine große Verbreitung gefunden. Die Fig. 129 u. 130 stellen einen solchen von der letztgenannten Firma dar. Bei engrohrigen Kesseln haben sich bisher die aus zusammengeflochtenen Spiralen aus Uhrfederdraht hergestellten Bürsten, die Rohrbürsten von Edzards<sup>1)</sup> sowie die rotierenden Apparate von Mierisch gut bewährt.

Die große Reinigung erfolgt mindestens jährlich einmal und ist zweckmäßigerweise mit der speziellen Kesseluntersuchung zu verbinden. (S. S. 190.) Bei Torpedobootskesseln oder falls durch Eindringen von Fett und Salzwasser in die Kessel starke Ablagerungen vermutet werden, ist diese Reinigung schon früher (etwa nach 1200 Betriebsstunden) vorzunehmen.

Wie bei der kleinen Reinigung ist der Kessel erst auszukochen und zu entleeren. Das Auskochen geschieht neuerdings vielfach mit Seewasser, unter Zusatz von 46 kg Soda, 4 kg Ätznatron und 3 l Petroleum pro cbm Wasser, doch darf dabei der Kesseldruck nur zwischen 2 bis 4 Atm. gehalten werden, weil bei höheren Drücken und Temperaturen explosive Petroleumdämpfe<sup>2)</sup> entstehen. Die Verwendung

1) Busley, D. Schiffsm. 1901, Atlas Taf. 59.

2) Z. V. D. I. 1894 S. 562 u. 957.

von Petroleum zum Kesselreinigen ist in Amerika schon seit 1875 bekannt und seit 1893 infolge der umfangreichen Versuche von Professor Lewis Lynes allgemein eingeführt; es wird dort sogar während des Betriebes mittels besonderer Apparate zeitweilig Petroleum zugesetzt (vgl. Z. V. D. I. 1893 S. 1215 u. 1894 S. 466).

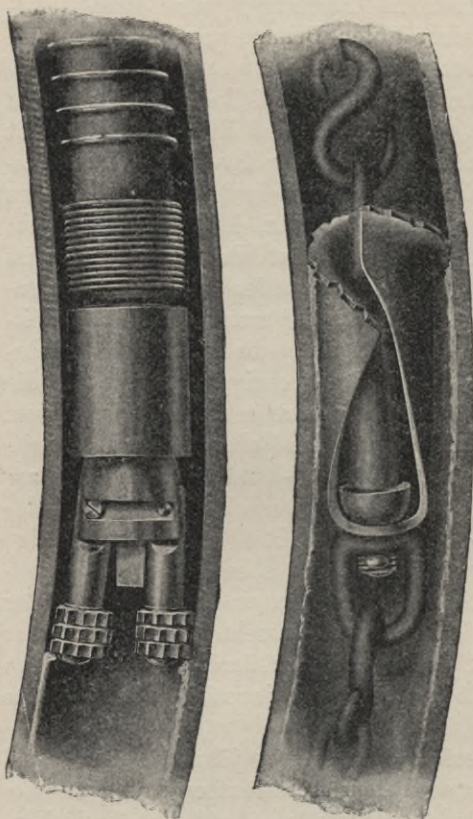


Fig. 129 u. 130. Turbinenreiniger von Babcock-Wilcox.

sowie die Armaturteile werden hierbei gleichfalls einer gründlichen Revision unterzogen.

Bei der sogenannten speziellen Kesseluntersuchung, die im allgemeinen alljährlich einmal zu erfolgen hat, ist außerdem die Kesselbekleidung abzunehmen und der Kesselmantel genau zu revidieren. Zur Feststellung der Materialbeschaffenheit werden bei dieser Gelegenheit einzelne Platten angebohrt, und bei starker Abnutzung wird der Betriebsdruck herabgesetzt bzw. der weitere Gebrauch des Kessels untersagt. Bei den krummrohrigen Wasserrohrkesseln werden einige Rohre als Stichproben der Länge nach aufgeschnitten, um dadurch

Die Reinigung selbst erstreckt sich auf die sämtlichen Kesselteile, vor allem auf die Reinigung sämtlicher Rohre. Nach gründlicher Reinigung wird der Kessel wieder zugesetzt und nochmals einige Stunden mit Soda ausgekocht.

b) **Allgemeine und spezielle Kesseluntersuchung.** Mit der gründlichen inneren Reinigung findet gewöhnlich die vorgeschriebene Untersuchung des Kessels statt. Eine solche wird in der deutschen Marine mindestens zweimal im Jahre in der Handelsmarine meist nur alle 2 Jahre einmal ausgeführt.

Die allgemeine Untersuchung soll etwaige Anfressungen an den Kesselblechen, Rohren und Ankern oder Ribbildungen, starke Abnutzungen durch Rost oder durch mechanische Einwirkungen aufdecken. Die sämtlichen Teile der Feuerungsanlage

den Grad der Abnutzung festzustellen. Nach der Reparatur der aufgefundenen Schäden wird der Kessel wieder aufgefüllt, mit Soda bei geöffneten Sicherheitsventilen gründlich ausgekocht und einer Kaltwasserdruckprobe unterzogen.

c) **Konservierung.** Soll der Kessel auf längere Zeit außer Betrieb bleiben, so ist er während dieser Zeit zu konservieren; und zwar unterscheidet man 3 Konservierungsarten, nämlich 1. die nasse, 2. die trockene, 3. die luftfreie bei normalem Wasserstande. Alle 3 Konservierungsarten haben den Zweck, das Kesselmaterial vor Rost zu schützen, und beruhen auf der Eigenschaft des Eisens, in vollkommen trockener Luft bzw. unter luftfreiem Wasser bei völliger Luftabspernung sich lange Zeit rostfrei zu erhalten.

1. Bei der nassen Methode<sup>1)</sup> wird der Kessel völlig mit Wasser gefüllt und letzteres bei gelüftetem Sicherheitsventil und bei kleinem Feuer zum Kochen gebracht, um die Luft auszutreiben. Alsdann ist das Sicherheitsventil zu schließen und das Feuer wieder auszumachen.

2. Bei der trockenen Methode wird der Kessel gänzlich entleert und bei geöffneten Schlamm- und Mannlöchern mittels kleiner Feuer im Kessel selbst oder durch besondere Trockenöfen sorgfältig ausgetrocknet. Zur Aufzehrung der letzten Feuchtigkeit und des im Kessel befindlichen Sauerstoffes werden durch die unteren Schlammlöcher Schalen mit glühenden Holz- und Steinkohlen eingeführt. Nach völligem Austrocknen werden die Kohlenschalen durch flache mit 15—20 kg Chlorkalzium gefüllte verzinkte Blechgefäße ersetzt, worauf die Schlamm- und Mannlöcher wieder zugesetzt werden. Statt Chlorkalzium wird in der englischen Marine als Austrocknungsmaterial infolge der leichteren und billigeren Beschaffung vielfach gebrannter Kalk verwandt.

3. Bei der luftfreien Konservierung wird der bis zum normalen Wasserstande gefüllte Kessel bei geöffneten Luftventilen so lange geheizt, bis das Wasser kocht und sämtliche Luft entwichen ist; darauf wird der Kessel luftdicht abgeschlossen.

Diese Methode wird angewandt, wenn es sich um eine kurze Unterbrechung handelt; der Kessel kann dann jederzeit wieder in Betrieb genommen werden. Ist anzunehmen, daß ein Kessel längere Zeit außer Betrieb bleiben wird, so wendet man besser die nasse Methode an, da diese den Kessel mehr schont. Die trockene Methode findet hauptsächlich auf Schiffen statt, welche außer Dienst gestellt sind. Unter der Voraussetzung warmer und trockener Heizräume können dabei die Mann- und Schlammlochdeckel geöffnet bleiben.

Die nasse Methode hat gegenüber der trockenen den Nachteil, daß die unvermeidlichen Temperaturschwankungen auch Schwankungen

1) Z. V. D. I. 1901 S. 1179.

der Wasseroberfläche bewirken. Dadurch werden die obersten Kesselteile zuweilen vom Wasser entblößt und rosten dann schnell. Aus diesem Grunde wird zuweilen am obersten Kesselteile ein U-förmiges Rohr angebracht, das dem Wasser den Austritt in ein Reservoir gestattet, um von dort bei abnehmender Temperatur durch den äußeren Luftdruck wieder in den Kessel getrieben zu werden. Das neu eintretende, zwar nur geringe Wasserquantum hat allerdings den Nachteil, dem Kessel wieder Luft zuzuführen.

Die Anwendung von besonderen Rostschutzmitteln beruht meistens auf der Eigenschaft des Eisens, nicht zu rosten, wenn man es in verdünnte Lösungen von Kali-Natronhydrat (1 Teil auf 2000 Teile Wasser), Kalkwasser oder Borax legt, da diese Lösungen die im Kessel vorhandene Luft absorbieren; sie haben indessen den Nachteil, daß sich beim ruhigen Stehen des Kessels ein Niederschlag bildet, der sich allmählich als feste Kruste am Boden ansetzt und nur durch mechanische Mittel zu entfernen ist.



## II. Schiffsmaschinen.

### A. Geschichtliche Entwicklung der Maschinentypen.

#### 1. Radschiffe.

##### § 53. Die Balanciermaschine von Watt.

**Einleitung.** Bis in die neueste Zeit wurde Papin als der Erfinder und Erbauer der ersten Schiffsdampfmaschine bezeichnet; nach den Untersuchungen von Dr. Gerland und Matschoß<sup>1)</sup> ist die von Papin 1707 unternommene Fahrt von Kassel nach Münden indessen nicht, wie bisher allgemein angenommen wurde, mit Hilfe einer Dampfmaschine, sondern mittels Handruderrädern zurückgelegt.

So verschiedenartig nun die einzelnen Schiffskesseltypen waren, so einheitlich gestalten sich andererseits die zur Vorwärtsbewegung der Schiffe bestimmten Maschinen. Es gebührt dem Engländer James Watt das Verdienst, die Dampfmaschine so entwickelt zu haben, daß sie mit verhältnißmäßig wenigen Abänderungen heute noch als Land- wie Schiffsmaschine nach den Grundsätzen gebaut wird, die er in seinen fundamentalen Patenten niedergelegt hat.

Es würde zu weit führen, auf die Versuche Watts, die ihn von Schritt zu Schritt zur Erfindung der wichtigsten Maschinenteile der Dampfmaschine geführt haben, näher einzugehen. Der Kondensator, die Luftpumpe, der Dampfmantel, die Ventil- und Schiebersteuerung, der Regulator, der Indikator usw., alle diese Teile sind von ihm durchkonstruiert, gebaut und bis heute mit einigen Veränderungen beibehalten worden. Es wird in dieser Beziehung auf das vorzügliche Werk von Matschoß, die Geschichte der Dampfmaschine, verwiesen.

Die einzelnen für die Entwicklung der Schiffsmaschinen in Frage kommenden Typen werden hauptsächlich nur nach ihrer Anordnung der Zylinder, Übertragungsteile, Propeller usw. unterschieden; es sollen nun die wichtigsten Typen für die Radschiffs-, Schraubenschiffs- und sog. Reactionsmaschinen kurz beschrieben werden.

Die Hauptanforderungen, welche man an Schiffskessel stellt, nämlich Betriebssicherheit, leichte Revision, wenig Raum und Gewicht bei hoher Leistungsfähigkeit, bleiben auch bei den Schiffsmaschinen bestehen, und aus diesem Grunde mußten Einrichtungen unterbleiben,

1) Vgl. Z. V. D. I. 1876 und 1906 S. 1472.

die im Landmaschinenbau einen wesentlichen Fortschritt bedeuteten, andererseits mußten besondere Einrichtungen für den Bordbetrieb neu geschaffen und entwickelt werden. Z. B. mußten die großen Schwungräder und andere schwere Maschinenteile vermieden und auf der andern Seite besondere Vorrichtungen für die Umsteuerung der Schiffsmaschine konstruiert werden. Da meistens nur Seewasser zur Verfügung steht, so haben die Kondensatoren und die Speisewassererzeuger eine besondere Ausbildung erfahren; desgl. die Speisewasserreiniger, um das bei den schnellaufenden Maschinen zur Schmierung erforderliche Öl usw. möglichst vollkommen wieder auszuschcheiden. Die Propeller-, Lenz-, Ventilations- und Heizungsanlagen mußten für Bordzwecke besonders ausgebildet werden. Die Schwierigkeiten beim Auftreten von Schiffschwingungen und Vibrationen sind im Landmaschinenbau unbekannt

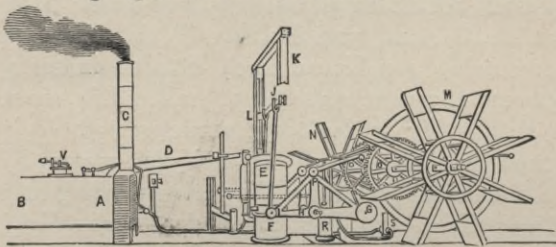


Fig. 131. Erste brauchbare Schiffsmaschine. („Clermont“ 1807).

und erforderten besondere Maßnahmen. Auch die Turbine machte für Bordverhältnisse eine besondere Entwicklung erforderlich (§ 133).

a) **Die Seitenbalanciermaschine.** Die erste brauchbare Dampfschiffsmaschine wurde 1807 vom Amerikaner Fulton auf „Clermont“ eingebaut und stammte aus den englischen Werkstätten von Bulton & Watt<sup>1)</sup> Fig. 131 (Thurston, die Dampfmaschine 1880 II. S. 44). Sie stellte eine Leistung von 20 P.S. dar, hatte einen Zylinder von 610 mm  $\phi$  und einen Kolbenhub von 1,2 m. Der Dampfkolben *E* übertrug die Dampfkraft durch seine Kolbenstange auf eine aus den Gleitbahnen *K* und Kreuzköpfen *L* bestehende Führung; zu beiden Seiten des Zylinders griffen die Lenkstangen *IF* in die Balanciers *FP**CG* mit Drehachse *H* ein; die durch das Gestänge erzeugte schwingende Bewegung um ca. 30° wurde durch die beiden Schubstangen *PQ* und Zapfen auf die Zahn- (*O*), Schwung- (*M*) und Schaufelräder (*N*) übertragen. Die zum Kondensator gehörige Luftpumpe *R* wurde von den Schubstangen *PQ* aus durch Lenker angetrieben<sup>2)</sup>.

Auch das erste in Europa gebaute Passagierdampfschiff „Comet“ vom Jahre 1812 besaß eine Wattsche Balanciermaschine<sup>3)</sup>.

1) Die Zeichnungen dieser Maschine befinden sich noch im technologischen Institut zu Hoboken. Die Maschine des „Clermont“ fuhr lange Zeit zwischen New York und Albany (220 km).

2) In 5 Jahren (bis 1812) existierten in Amerika bereits 50 Flußschiffe mit Dampfmaschinen nach dem Vorbilde des „Clermont“.

3) s. Fig. in Seaton 1904 S. 3.

Der Aufbau dieser Maschinen war infolge der vielen Räder, Führungen usw. recht schwer und kompliziert; trotzdem sind sie mit einigen Änderungen in England und Amerika viel gebaut worden.

Eine solche 1849 in Amerika von Copeland entworfene und in Allaires Fabrik gebaute Maschine von ca. 1000 P.S. für den Ozeandampfer „Pacific“ zeigt Fig. 132 (Thurston II. S. 82).

Es bedeutet darin;

A den Zylinder	N den Winkelhebel für die Schiebersteuerung
BC die Schubstange	P die Zirkulationspumpe
DEF das Balancier	Q die Luftpumpe
GH die Pleuelstange	RS die Antriebsstange für die Luftpumpe
IJ die Kurbel	DTUV das Führungsparallelogramm
K das Kurbellager	W die Fundamentsäulen
L das Exzenter	X die Streben
M den Kondensator	Y ein Podest.

Am vollkommensten ist dieser Maschinentyp von Napier auf den transatlantischen Schiffen der 1840 gegründeten Cunard-Line zur Ausführung gebracht worden.

b) **Maschinen mit oben liegendem Balancier** wurden 1829 von Stevens eingeführt; sie haben sich auf den amerikanischen Fährdampfern fast unverändert bis heute erhalten (Rühlmann, allgem. Maschinenlehre IV. Bd. S. 251). Das stark verstreute Balancier ragt hoch heraus und ist auf einem soliden hölzernen

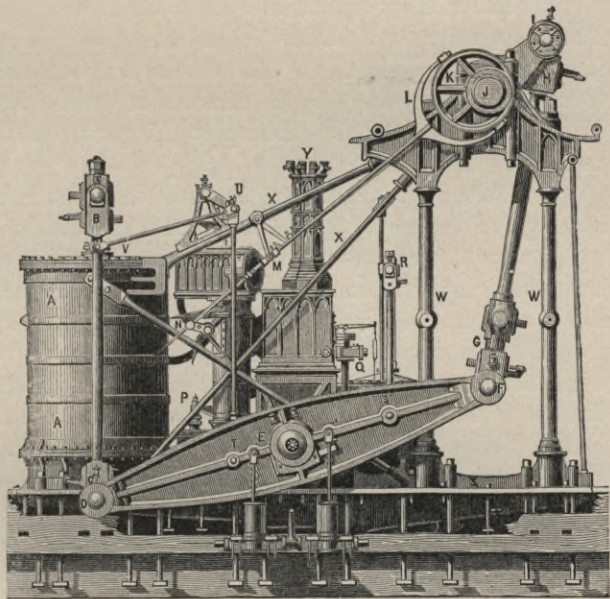


Fig. 132. Seitenbalanciermaschine. (Ozeandampfer „Pacific“).

Bockgestell gelagert; der Hub der Maschine betrug 2—4 m, die Umdrehungszahl 15—25, die ganze Maschinenhöhe ca. 12—15 m, die Räder- $\phi$  bis zu 12 m. Die Dampfverteilung geschah fast durchweg durch Ventilsteuerung. (Vgl. § 96.) Das Balancier machte einen Ausschlag von 60—70°; der Dampfdruck betrug ca. 3 Atm., die Zylinderfüllung 0,4—0,7.

Die Vorteile dieses Maschinentyps bestehen in folgendem:

1. Der Maschinenraum erfordert wegen des verhältnismäßig kurzen Balanciers wenig Platz, so daß die Salons bei Passagierdampfern recht geräumig ausfallen können.

2. Die Reparaturen der Maschinen sind infolge ihrer Einfachheit, ihres langsamen Ganges und der Verwendung niedriger Dampfspannungen sehr gering; viele Maschinen sind 30—40 Jahre ohne nennenswerte Reparaturen gelaufen.

3. Ihre Bedienung ist einfach; die Umsteuerung kann mit Hilfe der entlasteten Doppelsitzventile selbst bei Maschinen von 3000 P.S. noch leicht mit Hand bewirkt werden; Bedienungspersonal ist daher auch leicht zu erhalten.

4. Die Maschine erzeugt wegen ihres ruhigen Ganges keine Schifferschütterungen.

Der Bau dieser Maschinen ist eingehend behandelt in Weißenborn, American Engineering 1851; (s. außerdem Z. V. D. I. 1894 S. 623, 1411 u. 1443).

c) **Maudslay** nahm mit der Wattschen Maschine 1816 für die Themsedampfer eine kleine Abänderung vor; die Pleuelstange wurde fast horizontal gelegt, so daß durch ihr Gewicht und dasjenige der Kurbel die Totpunkte leicht überwunden werden konnten. Eine Skizze dieser Maschine für den Dampfer „Regent“ (1816) befindet sich in Seaton 1904 S. 4.

d) **Die sog. Grashopper** wurden vielfach in der Schweiz und in England bei kleineren Schlepp- und Flußdampfern angewandt. Bei ihnen wurden, wie aus der Fig 133 (aus Rühlmann IV. S. 248) ersichtlich ist, je zwei einarmige Balanciers *abc* angewendet; bei *c* greifen die Lenker *dd* und bei *b* die Pleuelstange *h* an; *e* und *r* sind die Führungen für die Kolbenstange *f* des Dampfzylinders *g* und für die Zugstangen der Luftpumpe *q*. Der Kondensator *p* liegt unter der Maschine, die Kurbel *ki* steht direkt mit der Radwelle in Verbindung. An der linken Seite befindet sich die Schiebersteuerung. Die Maschine ist einfach und billig und arbeitet mit großem Kolbenhub. Da sie wegen der versetzten Lage von Kurbel und Dampfkolben keinen toten Punkt hat, so ist ihre Manövrierfähigkeit eine gute. Sie ist zum ersten Male 1862 bei Escher Wyss in Zürich gebaut und hat seit 1868 auch vielfach in England bei kleineren Dampfern Verwendung gefunden.

#### § 54. Die oszillierende Maschine von Fulton und von Penn.

Das erste — von Fulton 1814 erbaute amerikanische — Kriegsschiff war mit einem oszillierenden Dampfzylinder ausgerüstet; dieser übertrug die Bewegung des Kolbens und der Kolbenstange durch einen an einer Scheibe angebrachten Zapfen auf die darüber gelagerte

Radwelle. 1827 hat sich Maudslay in England diesen Typ patentieren lassen, der nach Einführung der 1835 patentierten Seward'schen Steuerung<sup>1)</sup> als sogenannte Pennsche oszillierende Maschine für größere Radschiffe vielfach zur Ausführung gekommen ist.

Der Dampf gelangt (Fig. 134 aus Rühlmann I S. 428) aus dem hohlen Schwingungszapfen *a* in den Schieberkasten *y*, dann durch Kanal *g* in den Zylinder  $\pi$  und treibt Kolben *d* nach unten, während der unter *d* befindliche Dampf durch Kanal *h* in die Muschel *c* und in den sich an den Zylinder anschließenden Kanal und den hohlen Schwingungszapfen *z* entweicht.

Die Bewegung des Kolbens wird durch Kolbenstange *e* auf Kurbel *f* übertragen. Die Dampfverteilung erfolgt von Exzenter-scheibe *P* aus, welche die Bewegung durch Exzenterstange *x*, Führungsstange *w* und Gleitstück *t* auf Kulis- se *p* überträgt; letztere veranlaßt durch Hebel *pm* und Bogenstück *mn* ein Hin- und Hergehen der Nase *q* und der Schieberstange *r* nebst Schieber. Die Säulen *u* sind am Maschinengestell befestigt und dienen durch ihre Verbindung *v* zur Führung von *w*.

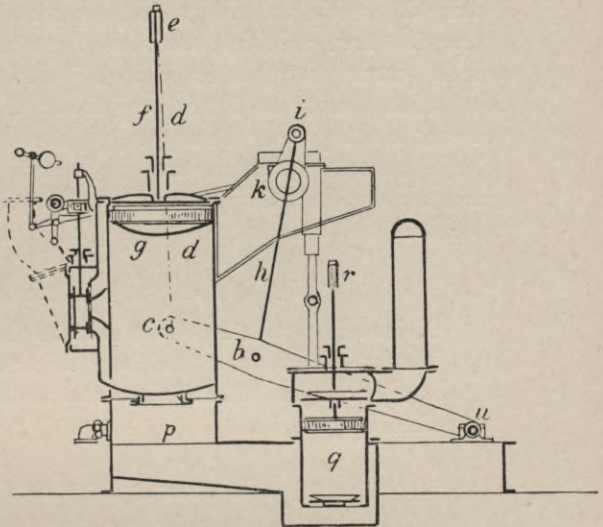


Fig. 133. Grashopper-Maschine.

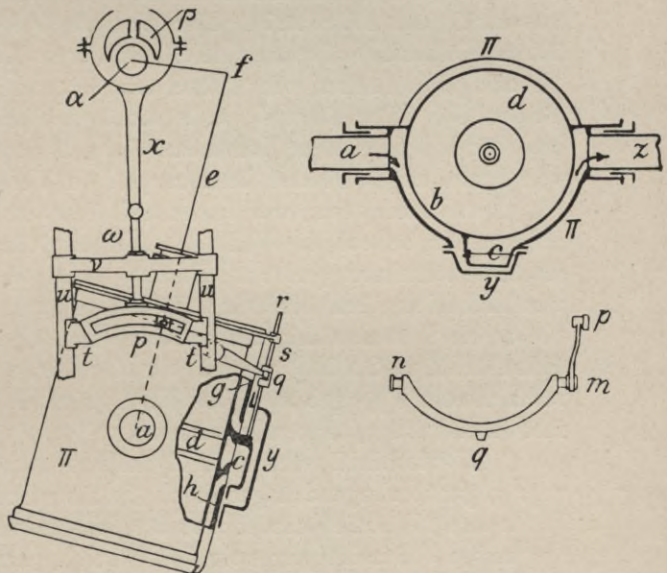


Fig. 134. Oszillierende Maschine von Penn.

und dienen durch ihre Verbindung *v* zur Führung von *w*.

1) Tredgold, Steam engine 1842 S. 13.

Wesentliche Veränderungen sind an diesem Typ nicht vorgenommen. Er ist sehr leicht, hat wenig arbeitende Teile, nimmt wenig Raum ein und ist auf Schleppdampfern usw., die mit niedrigen Dampfdrücken arbeiten, um den Verschleiß und die Reparaturen auf ein Minimum zu reduzieren, noch jetzt häufiger in Gebrauch. In der deutschen Marine ist die frühere Yacht S. M. „Kaiseradler“, beim Norddeutschen Lloyd der Dampfer „Najade“ mit diesem Typ ausgerüstet. Für höhere Dampfdrücke ist die Maschine infolge der schlechten Abdichtung der Schilddzapfen und der Schwierigkeit, einen frühen Dampfabschluß und eine kleine Füllung zu erhalten, ungeeignet.

### § 55. Die direkt wirkenden Maschinen.

Gleichzeitig mit der oszillierenden Maschine entwickelte sich die sog. direkte Maschine, welche die Komplikationen des Balancierantriebes durch den direkten Antrieb mittels Pleuelstange und Kurbel zu vermeiden suchte.

#### a) Die schrägliegende Maschine.

Die erste direkt wirkende Maschine mit schrägliegender Zylinder wurde 1818 auf dem ersten Ozeandampfer „Savanny“ eingebaut (Fig. 135 aus Rühlmann IV. S. 227). Der Dampfzylinder *a* von 1,04 m  $\phi$  und 1,5 m Kolbenhub übertrug die Kraft durch Kolbenstange *b* auf einen Kreuzkopf *h*, Lenker- oder Pleuelstange *c* und durch Kurbel *d* auf die Radwelle *e*. Der Dampf wurde durch *m* nach Schieberkasten *i* zu- und durch *p* nach dem Kondensator abgeführt; letzterer stand mit der von *h* aus angetriebenen Luftpumpe *l* in Verbindung.

Diese Anordnung war leicht und übersichtlich und paßte sich — infolge der beliebigen Wahl der Neigung für die Maschine — den Raumverhältnissen gut an. Deshalb wird sie noch jetzt bei Fluß- und Kanaldampfern besonders im Westen von Schottland ausgeführt. Selbst die leistungsfähigsten Radschiffsmaschinen von über 10000 P.S. (mit 1·HDZ. u. 2 NDZ.) werden von der Firma Fairfield & Co., Govan nach diesem Typ gebaut. Der HDZ. wird dabei über dem NDZ. in fast horizontaler Lage angeordnet.<sup>1)</sup>

In Deutschland werden die Zylinder nebeneinander, hintereinander oder gegenüberliegend angeordnet. Letztere Anordnung (Fig 136, aus Rühlmann IV. S. 243) findet man als Verbundmaschinen u. a. auf einem der ersten Rheindampfer vom Jahre 1840. Auf einer Schiffsseite lag der HDZ. *a* mit Dampfeintritt *c*, auf der anderen der NDZ. *b*, der den expandierten Dampf durch Rohr *d* und Schieberkasten *e* erhielt. Das Dampfabgangsrohr *f* führte in den Kondensator *g*, der bei *h* mit

1) Seaton 1904 S. 9.

der Kühlwasser- und bei *i* mit der Luftpumpen-Leitung in Verbindung stand.

Hintereinanderliegende Zylinder sind u. a. auf Dampfern der Weser, nebeneinanderliegende auf Rheindampfern, teilweise mit Ventilsteuerung, zur Ausführung gekommen. (S. Rühlmann IV. S. 244 u. 250.)

### b) Die Maschine mit rückwirkender Pleuelstange.

Ein weiterer Typ einer direkt wirkenden Radschiffsmaschine entwickelte sich um 1830 für die Dampfer der Clyde als sogenannte Glocken-

maschine mit rückwirkender Pleuelstange und ist wahrscheinlich von Forrester-Liverpool zuerst zur Ausführung gekommen. (S. Fig. 137 aus Rühlmann IV. S. 231.) Der glockenförmige Aufbau *mnp* zur Führung und Verbindung der Kolben- mit der Pleuelstange *pq* erforderte eine beträchtliche Höhe über der Welle *r*. Dampfeintritt

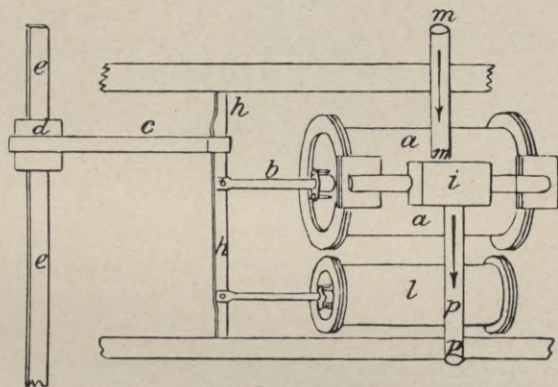


Fig. 135. Schrägliegende Maschine.  
(Erster Ozeandampfer „Savonny“ 1818).

*a*, Schieberkasten *d*, Kondensator *e*, Ein- und Austritts-Leitung der Luftpumpe bei *f* und *g*, ihr Antrieb durch Balancier *lk* sowie das Schiebergestänge sind aus Fig. 137 ersichtlich. Trotzdem die Welle sehr nahe am Zylinder *bc* lag, konnte die Pleuelstange sehr lang gemacht und dadurch die Reibung und die Ungleichförmigkeit verringert werden; die

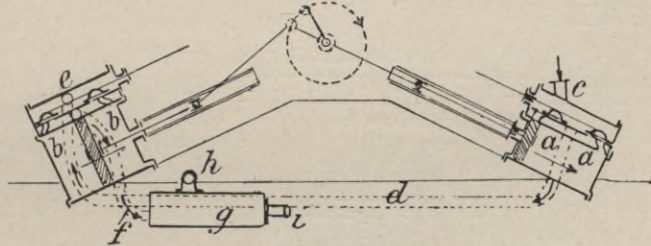


Fig. 136. Schrägliegende Verbundmaschinen.  
(Rheindampfer von 1840).

Platzbeanspruchung der Maschine ist sehr gering. Neuerdings ist der Bau dieses Typs von der Firma Laird Brothers für Radschiffe großer Leistungen wieder aufgenommen worden.

### c) Die Lenkermaschine von Evans.

Das Bestreben, die Maschine noch leichter zu bauen, führte in Amerika zur Konstruktion der Evansschen Lenkermaschine. (S. Fig. 138

aus Rühlmann IV. S. 228.) 1837 wurde dieser Typ auch in England durch Trevithik eingeführt und hat infolge seines Einbaues auf der Fregatte „Gorgon“ den Namen Gorgonmaschine erhalten und damals viel Aufsehen erregt.

In Fig. 138 ist die Anordnung dieses Typs auf den amerikanischen

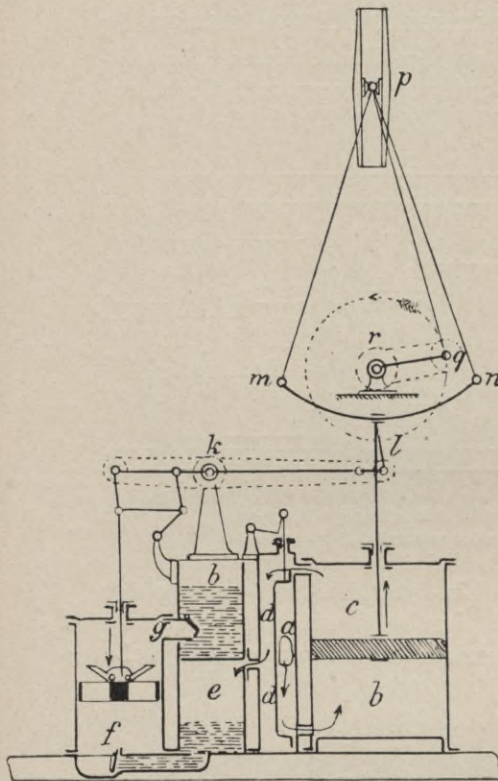


Fig. 137. Glockenmaschine.  
(Clyde-Dampfer 1830).

Dampfern „Aetna“ und „Pensylvania“ dargestellt; Punkt  $c$  der Kolbenstange  $b$  wird dadurch gerade geführt, daß  $c$  am einarmigen Balancier  $mc$  angreift und von letzterem die Punkte  $m$  und  $f$  durch die beiden Lenker  $nm$  und  $gf$  auf Kreisbögen geführt werden. Da nun  $fc = fm$  gemacht ist, so muß  $c$  genau eine Gerade beschreiben. Vom Balancier aus wird durch Pleuelstange  $dh$  und Kurbel  $hi$  die Bewegung des Schaufelrades  $l$ , das zur Erzielung eines guten Gleichförmigkeitsgrades mit den schweren Armrossetten  $k$  ausgerüstet ist, abgeleitet. Die Bewegung der beiden Speisepumpen  $s$  und  $t$  für Kessel  $vw$  wird durch das Gestänge  $pqr$  vermittelt. Evans benutzte in seinem Zylinder  $a$  bereits 10 Atm. Spannung. Die Maschine ist leichter als die Balanciermaschine (um ca. 25%) und besser zugänglich als diese; dagegen ist ihre Geradföhrung nicht sehr solide und die Länge der Pleuelstange fällt nur gering aus.

#### d) Die T-Platemaschine von Maudslay.

Diese beiden Nachteile wurden bei der T-Platemaschine von Maudslay & Field vermieden. Zwischen den beiden Dampfzylindern  $a$  befindet sich (s. Fig. 139, aus Rühlmann IV. S. 236) bei  $d$  eine sehr gute Führung; die Pleuelstange  $de$  kann sehr lang gemacht werden. Die Verbindung der Zylinder  $a$  und der Kolbenstangen  $b$  mit der T-Plate  $cc$  und der Luftpumpe  $m$  ist aus Fig. 139 ersichtlich.

In neuerer Zeit wird dieser Typ nicht mehr gebaut.



## 2. Schraubenschiffsmaschinen.

## § 56. Indirekt wirkende Maschinen.

Die ersten Maschinen zum Antriebe der Schiffsschraube (s. § 110) waren fast ebenso wie die Radschiffsmaschinen gebaut; man hatte nur Vorlege, Zahnräder oder Kettenräder (z. B. „Great Britain“) zwischengeschaltet, um die Umdrehungszahl von 20–30 auf 100–150 zu erhöhen. Zugleich erreichte man durch diese Zwischenräder eine tiefere Lagerung der Schraubenwelle. Es wurde

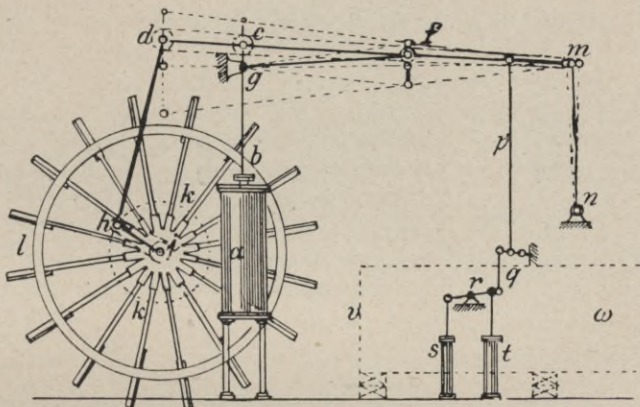


Fig. 138. Lenkermaschine von Evans (Gorgon-Maschine 1837).

sowohl die Balancier- und oszillierende Maschine, als auch die schrägliegende und die Maschine mit rückwirkender Pleuelstange zum indirekten Schraubenantrieb benutzt.

Fig. 140, (aus Rühlmann IV. S. 255), gibt letztere Anordnung, die besonders in Frankreich und England zur Ausführung gekommen ist, an. Die beiden mit ihren Böden zusammenstoßenden Dampfzylinder enthalten je zwei Kolbenstangen  $a$  und  $a'$  mit den Führungen  $b$  und  $b'$  und übertragen ihre Bewegung durch die rückwirkenden Pleuelstangen  $c$  und  $c'$  auf die Hilfskurbeln  $d$  und  $d'$ ; die Stirnräder  $pp$  und  $q$  dienen zur Übertragung der Bewegung auf die Schraubenwelle;  $k$  und  $k'$  sind doppelwirkende Luftpumpen, die direkt von den entsp. Kreuzköpfen aus angetrieben werden. Die Kühl-

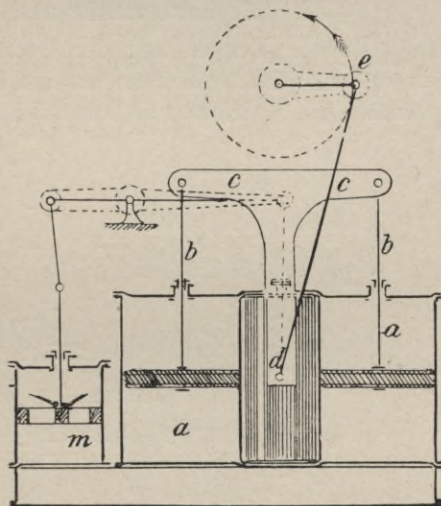


Fig. 139. T-Plate-Maschine von Maudslay.

wasser- und Speisepumpen  $r$  erhalten ihren Antrieb durch Exzenter von den Hilfskurbelwellen aus.

Allmählich erkannte man die Möglichkeit, direkt wirkende Maschinen mit hohen Umdrehungen und großer Kolbengeschwindigkeit zu bauen; dies Bestreben wurde noch besonders durch die vielfachen Zahnbrüche, durch das unangenehme Geräusch der Räder und die hierdurch entstehende Komplikation und Gewichtsvermehrung gefördert.

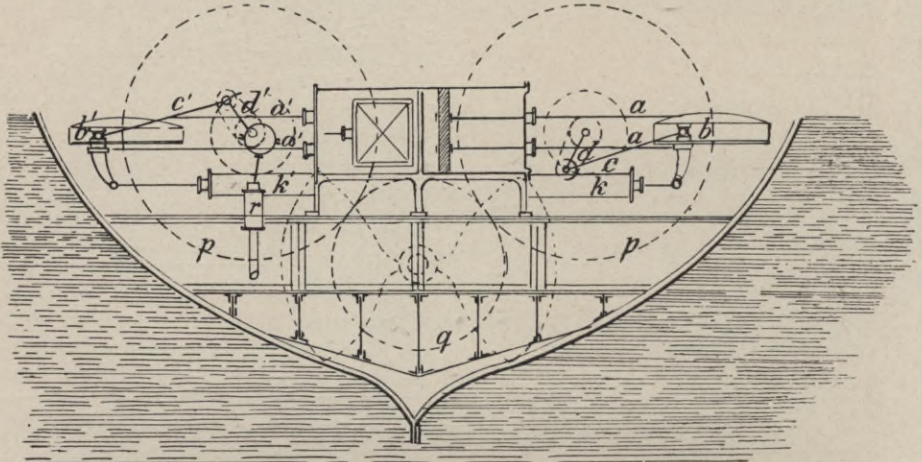


Fig. 140. Indirekt wirkende Schraubenschiffmaschine.

### § 57. Die horizontale und schrägliegende Maschine.

Da die Verwendung der Schraube mit ihrer geschützten Lage in erster Linie für Kriegsschiffe in Frage kam, so war man bei diesen bemüht, die Maschine möglichst tief anzuordnen, um den Schutz so groß

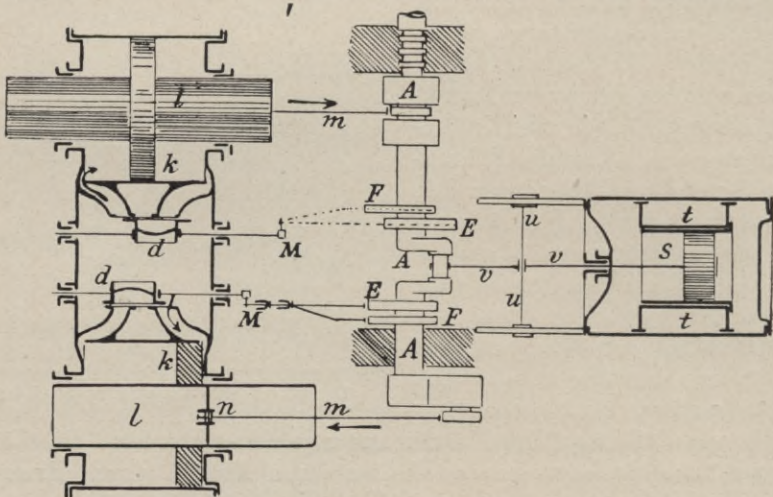


Fig. 141. Trunkmaschine.

als möglich zu machen. Die ersten direkten Schraubenschiffsmaschinen hatten daher horizontale bzw. ein wenig geneigte Maschinen. Da man es damals nur mit Einschraubendampfern zu tun hatte, bei denen in der Mittelachse des Schiffes die Kurbelwelle liegen mußte, so erhielt man einen kleinen Kolbenhub und eine sehr kurze Pleuelstange. (Vgl. Bertin, Chaudières-Mar. 1896 S. 49).

Man trifft solche Maschinen noch auf vielen Kanonenbooten und Spezialschiffen der deutschen Marine an, z. B. auf „Habicht“, „Möwe“, auf der „Wespe-“ und „Brummerklasse“ usw. Die fortgesetzten Bemühungen, die Mängel dieser Maschinen zu beseitigen, führten zur Konstruktion der Trunkmaschinen von Penn (1845) und der Maschine mit rückwirkender Pleuelstange von Maudslay (um 1850).

### § 58. Die Trunkmaschine und die Maschine mit rückwirkender Pleuelstange.

Die Trunkmaschine (s. Fig. 141 aus Rühlmann S. 259) trägt zu beiden Seiten des Dampfkolbens  $k$  röhrenförmige Verlängerungen  $l$  die sog. Trunks, die an beiden Zylinderseiten durch Stopfbüchsen gedichtet sind. Von den Stegen  $n$  dieser Trunks gehen die Pleuelstangen  $m$  ab, welche die Bewegung auf die Kurbelwelle  $A$  übertragen. Letztere treibt noch mittels Gestänge  $v$  und  $u$  die doppelwirkende Luftpumpe  $s$  an, welche vom Kondensator  $t$  umgeben wird. Schieber  $d$  wird durch die Exzenter  $F$  und  $E$  (Vor- und Rückwärtsgang) unter Einschaltung der Stephenson'schen Kulisse  $M$  angetrieben. Die Bewegungsrichtung wurde für den Vorwärtsgang so gewählt, daß der durch die Pleuelstange erzeugte Stoß nach oben gerichtet war, um den Druck auf die Zylinderwandung zu verringern.

Man hatte durch diese Anordnung erreicht, daß die Welle sehr nahe am Zylinder lag, und daß trotzdem noch eine genügend lange Pleuelstange (ca. dreimal der Hublänge) untergebracht war; die ganze Maschine fiel auch ziemlich leicht aus und nahm wenig Platz ein. Doch erzeugten die Trunk-Stopfbüchsen einen sehr großen Reibungswiderstand, waren bei höher gespannten Dampfdrücken auf die Dauer nicht dicht zu halten und führten zu Havarien; ferner entstanden durch die großen Trunkoberflächen Wärmeverluste, da sie abwechselnd mit dem Dampf und der Atmosphäre in Verbindung kamen; der im Trunk liegende Zapfen der Pleuelstange war hohen Temperaturen ausgesetzt und während des Ganges der Maschine kaum zu kontrollieren. Die Dampfzylinder fielen wegen der großen Trunks sehr umfangreich und schwer aus, und beim Rückwärtsgang wurden durch Kolbengewicht und Druck der Pleuelstange auf die untere Zylinderseite starke Reibungen erzeugt. Mit Trunkmaschinen ausgerüstet sind z. B. die Schiffe der deutschen Marine „Grille“, „Sophie“, „Marie“, „Saturn“, „Stein“ usw.

Die Übelstände der Trunkmaschine führten zur Konstruktion der Maudslay'schen Maschine mit rückwirkender Pleuelstange. Der liegende Dampfzylinder (Fig. 142 aus Rühlmann S. 261) hatte zwei Kolbenstangen, *a* und *b*, die mit dem sogenannten Maudslay'schen Kreuzkopfe *cd* verbunden waren und die Bewegung durch die Pleuelstange *ch* auf die Kurbel *gh* und die Schraubenwelle übertrugen. Durch das Zahnradgetriebe *ik* wurde die Kurbelbewegung der Welle *l* und dem Schieber mitgeteilt, während die im Kondensator eingebaute Luftpumpe ihren Antrieb von *b* aus erhielt.

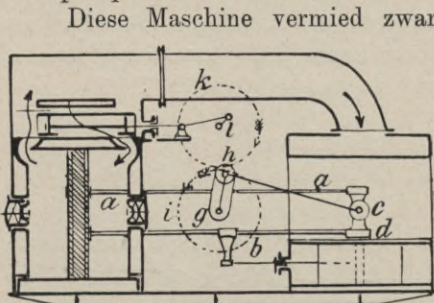


Fig. 142. Maudslay'sche Maschine mit rückwirkender Pleuelstange.

Diese Maschine vermied zwar bei gedrängter und geschützter Anordnung die Nachteile der Trunkmaschine, doch erzeugte die Verwendung der doppelten Kolbenstangen infolge der doppelten Stopfbuchsen häufiger Betriebsstörungen und ermöglichte es nicht, daß die Hauptlager dicht an die Kurbelarme angeordnet werden konnten; die Exzenterstangen fielen sehr kurz aus oder mußten auf derselben Seite wie die Pleuel-

stange angeordnet werden und machten dann die Anlage recht kompliziert; immerhin sind auch diese Maschinen in der englischen<sup>1)</sup> und französischen<sup>2)</sup> Kriegsmarine vielfach zur Ausführung gekommen.

Bei Zweischraubendampfern wurde die Schwierigkeit, langen Hub und lange Pleuelstangen zu erhalten, dadurch beseitigt, daß man die beiden Antriebsmaschinen so hintereinander anordnete, daß die Steuerbordmaschine die Backbordwelle trieb und umgekehrt. Z. B. hat die „Falke-Klasse“ und verschiedene Kanonenboote der deutschen Marine diese Anordnung erhalten. Jedoch wurde mit steigendem Dampfdrucke von hohen Temperaturen der Maschinenraum bei Verwendung dieser horizontalen Maschinen sehr warm, ferner wurden die Zylinder einseitig im unteren Teile abgenutzt und gaben zu vielen Betriebsstörungen Veranlassung; die Verwendung der schweren und komplizierten Lagerböcke war gleichfalls ein Mangel dieser Maschinengattung.

### § 59. Die Hammermaschine.

Diese Übelstände führten zum Baue der sogenannten Hammermaschinen, welche dieselben vermieden. Seine Überlegenheit über die horizontalen Maschinen zeigt dieser Typ auch noch in der übersichtlicheren Anordnung; die hin- und hergehenden Teile liegen über der Bilge,

1) Seaton, S. 16—18.

2) Bertin, Chaud. Mar. 1896, S. 50.

der Hub kann verhältnismäßig groß ausfallen; das Gewicht der Kolben wird vom Pleuelzapfen so aufgenommen, daß die beim Niedergange aufgespeicherte Energie beim Aufgange wieder abgegeben wird. Von Claird Thompson in Schottland wurden sie schon um 1850 eingeführt. (Verhandl. des Vereins z. Beförd. des Gew. Fl. in Preußen 1849, S. 73.)

Eine in der Handelsmarine übliche Anordnung der Hammermaschine (vom Bremer Norddeutschen Lloyd-Dampfer „Falke“) stellt Fig. 143 (aus Rühlmann, S. 267) dar. Der Dampfkolben *b* mit oberer Führungsstange überträgt die Bewegung durch Pleuelstange *h* und Pleuelkopf *i* auf Pleuelstange *ik* und Pleuelzapfen *kl*. Vom Pleuelkopfe aus wird durch Balancier *gpm* die Bewegung auf Luftpumpe *f* abgeleitet; die beiderseits angebrachten hohen Maschinenständer *de* dienen zur Aufnahme der Zylinder und Geradföhrung. Durch Handrad *r* wird Zahnrad *s* und die Umsteuerung bewegt.

Dieser Typ hat sich sowohl bei Handels- wie Kriegsschiffen als der beste Schraubenschiffstyp erwiesen und alle anderen Typen mehr und mehr verdrängt.

Bezüglich der allgemeinen Anordnung der Hammermaschinen kommen einige Abweichungen vor. Entweder werden sie auf Maschinenständern oder bei sehr leichten Ausführungen, z. B. auf Torpedobooten, auf Säulen gelagert. Neuerdings bevorzugt man die Kombination

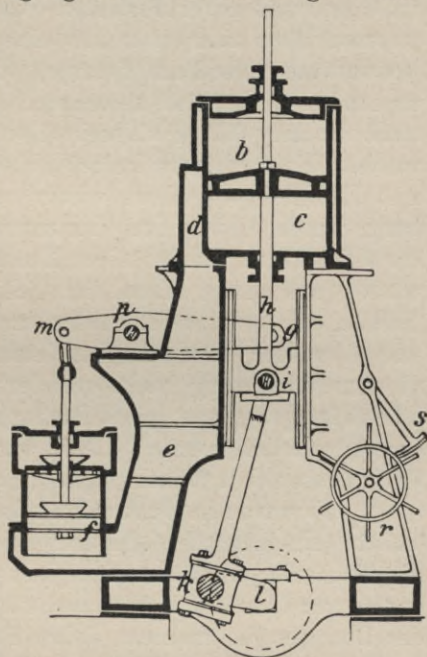


Fig. 143. Hammermaschine des Lloyd-Dampfers „Falke“.

beider, und zwar Säulen auf der dem Maschinisten zugewendeten und Ständer auf der anderen Seite. Auf Handelsschiffen werden die Zylinder zuweilen übereinander angeordnet; ferner wird hier meistens der hohle Zylinderständer zugleich zur Unterbringung des Kondensators gebraucht, wie das aus Fig. 143 ersichtlich ist. Über die Anordnung der Zylinder bei Mehrfach-Expansions-Hammer-Maschinen s. § 61.

Erst in den letzten 10 Jahren sind der Kolbenmaschine bei großen Anlagen in der Dampfturbine und bei kleinen Leistungen (Beiboote, Kanaldampfer, Fischerboote usw.) in den Explosionsmotoren Konkurrenten entstanden; auf die Entwicklung dieser Kraftmaschinen wird später eingegangen werden. (§ 113.)

### 3. Reaktionsmaschinen.

#### § 60. Die Maschinen von Rumsey, Seydell, Cockerill-Seraig und Zeuner.

Außer den Rad- und Schraubenschiffsmaschinen ist in der allgemeinen Entwicklung der Schiffsmaschinen noch ein dritter Typ, nämlich die sogenannte Reaktionsmaschine<sup>1)</sup>, zu nennen.

Das erste von Rumsey 1787 gebaute Dampfboot (vgl. § 1), das in Gegenwart des Präsidenten Washington den „Potomak“ mit 4 sm stromaufwärts fuhr, war mit einer solchen Maschine versehen. Sie bestand aus einer Dampfmaschine, welche das vorn eindringende Wasser ansaugte und mittels besonderer Röhren nach hinten warf. Leider starb Rumsey 1793, als sein Boot auf der Themse probiert werden sollte. Mehr als ein halbes Jahrhundert verfloß, bis die Versuche mit Reaktionspropellern wieder aufgenommen wurden. — In Edinburgh wurde 1851 eine horizontale Hochdruckdampfmaschine von ca. 3 P.S. zum Antrieb einer Zentrifugalpumpe benutzt, die das Seewasser aus einem Kanal im Schiffsboden ansog und durch zwei Kanäle, die mit rechtwinklig umgebogenen Mundstücken versehen waren, wieder auswarf. Die letzteren konnten sich so drehen, daß die Ausflußrichtung leicht geändert und auf diese Weise ein Vor- und Rückwärtsgang bzw. eine Drehung des Bootes und eine Stopplage erreicht werden konnte.<sup>2)</sup> 1852 wurde ein größeres Boot „Enterprise“, das indessen den Erwartungen nicht ganz entsprach, gebaut.

1855 wurde in Deutschland durch den Schiffbaumeister Seydell-Stettin ein Dampfer „Albert“ mit Reaktionsmaschinen ausgerüstet; die Manövrier- und Steuerfähigkeit erwies sich außerordentlich günstig, zudem war diese Antriebsart auch für ganz flaches Wasser zu gebrauchen; der Dampfer ist mehrere Jahre für die Verbindung Stettin-Schwedt in Betrieb gewesen. Diese günstigen Resultate veranlaßten 1862 die Belgische Maschinenfabrik Cockerill-Seraig zum Baue eines größeren Dampfers für den Personenverkehr auf der Maas, und 1867 entsandte diese Firma eine Dampfbarke mit Reaktionspropellern zur Pariser Ausstellung.

Zum Studium dieses Maschinentyps wurde seitens der englischen Admiralität ein Ingenieur nach Belgien gesandt, auf dessen günstigen Bericht hin 1866 das englische Panzerkanonenboot „Waterwitch“ mit Reaktionspropellern ausgerüstet wurde (Bourne, the screw propeller, S. 328). Der Wasserzufluß erfolgte hier durch den Boden des Schiffes bei *g*. (S. Fig. 144, aus Rühlmann IV, S. 175.) Das Wasser wurde

1) S. Busley, Die Schiffsmaschine, II. Teil, S. 639—665.

2) Verhandl. des Gewerbefleißes in Preußen, Jahrg. 1852, S. 85.

durch die Zentrifugalpumpe *d* zu beiden Seiten des Schiffes durch die Kanäle *c* und Rohrstützen *a* nach hinten geworfen und hierdurch eine Fortbewegung von *A* nach *B* in Richtung der Pfeile *b* hervorgebracht. Der Antrieb der Pumpe geschah durch die drei horizontalen mit Kondensatoren *f* versehenen Dampfmaschinen *e*.

Bei den Vergleichsfahrten dieses Bootes mit 2 ähnlichen mit Schrauben ausgerüsteten war es aber sowohl in der Geschwindigkeit<sup>1)</sup>

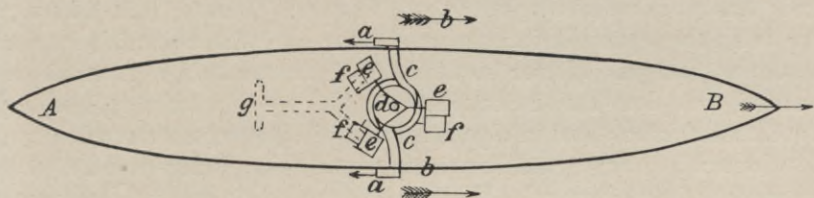


Fig. 144. Reaktionsmaschine des Kanonenbootes „Waterwitch“.

wie auch in der Manövrierfähigkeit unterlegen (Engineering 1867, S. 131), und das rührt hauptsächlich von dem ungünstigen Wirkungsgrade des Reaktionspropellers im Vergleich zum Schraubenpropeller her<sup>2)</sup>; zum Teil hatten auch Anordnung des Wasserlaufes von unten nach oben (die Ausgußstützen befanden sich am Niveau der Wasserlinie) statt von vorn nach hinten und Betriebsstörungen der Maschine an den ungünstigen Resultaten schuld.

Neue Versuche mit dieser Antriebsart sind Mitte der 90er Jahre von Zeuner (D. R. P. 67 650) und von der Deutschen Elbschiffahrtsgesellschaft „Kette“-Dresden aufgenommen und von Busley<sup>3)</sup> und Weiß<sup>4)</sup> veröffentlicht worden.

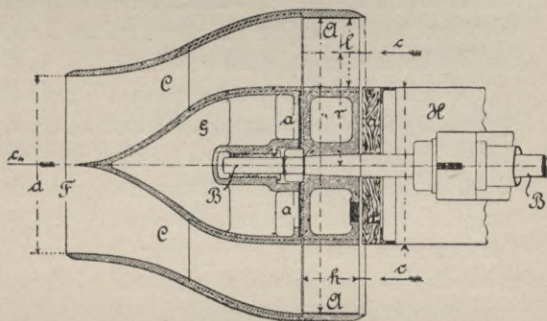


Fig. 144a. Turbinenpropeller von Zeuner.

Fig. 144 a stellt einen sogenannten Turbinenpropeller von Zeuner dar. *AA* bedeutet das Laufrad einer als Pumpe wirkenden Axialturbine mit der Welle *BB* und dem sich anschließenden mantelartigen Gehäuse oder Kontraktor *CC*; letzterer ist mit Leitschaufeln versehen, um das aus dem Rade austretende Wasser in axialer Richtung nach der Austrittsmündung *F* zu führen. Der Querschnitt der letzteren ( $= \frac{\pi d^2}{4}$ ) ist etwas kleiner als die Summe der Querschnitte des Lauf-

1) „Waterwitch“ 9,2 km mit 780 I.H.P. gegen 9,5 km mit 650 P.S. von „Viper“.

2) Z. V. D. I. 1865, S. 261.

3) Z. V. D. I. 1894, S. 1.

4) Z. V. D. I. 1901, S. 578.

rades an der Eintrittsstelle.  $G$  und  $H$  sind Leitkörper, die im Innern hohl und durch Scheiben  $aa$  nach dem Laufrade hin abgeschlossen sind, damit dieses das tote Wasser nicht in Bewegung setzt.  $H$  wird durch einen Blechzylinder gebildet, der sich an die hintere Schiffswand anschließt; im Hohlraum  $G$  ist ein Lager der Turbinenwelle angeordnet.  $r$  bezeichnet den mittleren Turbinenhalbmesser,  $l$  und  $h$  die Länge und Höhe der Laufschaufeln und  $c$  und  $c_4$  die relative Ein- und Austrittsgeschwindigkeit des Wassers. Dieses tritt entgegen der Schiffsbewegung axial ein, und zwar sind die Schaufelwinkel so bestimmt, daß das Wasser stoßfrei in das Laufrad eintritt und ebenso stoßfrei aus den Turbinenkanälen in die des Kontraktors übertritt. Das Laufrad kann dabei infolge des durch die Querschnittsverminderung des Kontraktors erzeugten Gegendruckes nur eine Druck- und keine Geschwindigkeitserhöhung des Wassers erzeugen. Infolge des Überdruckes erfolgt dann die beschleunigte Bewegung des Wassers aus der Kontraktorausmündung mit einer Geschwindigkeit  $c_4 > c$  und damit die Erzeugung der treibenden Reaktionskraft. Die für die Drehung der Turbine erforderliche Dampfmaschine (meist eine Hammermaschine) besitzt keine Umsteuerung; diese erfolgt vielmehr durch einen besonderen Rückstrahlapparat in Form von Rohrkrümmern, welche vor die Austrittsöffnung des Kontraktors geschoben werden und dadurch den Wasserstrahl ablenken können. Das Verschieben oder Zurückziehen des Rückstrahlers wird sehr schnell und stoßfrei mittels Dampf bewirkt.

Um durch die austretenden Wasserstrahlen den Zufluß nicht zu beeinträchtigen, hat man die Rückstrahler recht lang gemacht. Zwischen diesen langen Rohren und der Ausmündung des Kontraktors sind verhältnismäßig kleine Krümmer eingeschaltet, die für den Vorwärtsgang gehoben werden und für den Rückwärtsgang gesenkt bleiben. Bei Verwendung von zwei Propellern kann von Deck aus der eine Krümmer gehoben, der andere gesenkt und dadurch ein schnelles Drehen des Schiffes herbeigeführt werden. (Z. V. D. I. 1901, S. 581, Fig. 8.)

Die seitens der Gesellschaft „Kette“ vorgenommenen Versuche mit diesem Turbinen- und einem Schraubenpropeller ergaben für die kleinen Schiffe in dem sehr flachen Wasser eine Überlegenheit des ersteren (Z. V. D. I. 1894, S. 4), und deshalb wurde noch eine ganze Reihe von ähnlichen Dampfern mit Reaktionspropellern ausgerüstet.

Für kleinere Schiffe mit geringem Tiefgange ist von Thornykroft eine sogenannte Turbinenschraube<sup>1)</sup> in Vorschlag gebracht und eingebaut worden. Neuerdings ist diese durch eine Schraube von besonderer Form, nämlich der sogenannten Ohrmuschelform ersetzt und die Reaktionsmaschine mehr und mehr verdrängt worden.

1) Z. V. D. I. 1894, S. 294.



### § 61. Entwicklung der modernen Kolbenschiffmaschinen.

Die aufgeführten Maschinentypen wurden in der ersten Zeit ihrer Einführung kaum größer als einige 100 P. S. gebaut; die erzielte Geschwindigkeit war klein, andererseits der Kohlenverbrauch hoch und das Gewicht der Maschinenanlage und der mitzuführenden Kohlen beträchtlich. Erst die Steigerung des Dampfdrucks im Verein mit der Einführung des Oberflächenkondensators und des Zylinderkessels sowie die Einführung der Mehrfach-Expansionsmaschine und die Verminderung des Maschinengewichtes haben diese Übelstände beseitigt.

a) **Steigerung des Dampfdruckes:** Man hatte zwar schon frühzeitig erkannt, daß es wirtschaftlicher sei, mit hohen Dampfdrücken zu arbeiten, doch hatten die Versuche gezeigt, daß bei Verwendung von Seewasser als Speisewasser eine höhere Spannung als ca. 3 Atm. nicht zu gebrauchen war. Denn erhitzte man das Wasser über  $144^{\circ}$  (sog. kritischen Temperatur entsprechend dem Siedepunkte bei 3,2 Atm.), so schieden sich die im Seewasser enthaltenen kohlensauren und schwefelsauren Kalk- und Magnesiumsalze aus, bildeten den sogenannten Kesselstein und gefährdeten den Betrieb des Kessels.

b) **Oberflächenkondensator.** Erst die Einführung des Oberflächenkondensators ermöglichte eine Kesselspeisung mit salzfreiem Kondenswasser und eine Drucksteigerung des Dampfes; der schwedische Ingenieur Ericson hatte schon 1829 einen Oberflächenkondensator gebaut<sup>1)</sup>, doch wurde dieser erst 1859 durch Humphry allgemein für Schiffsmaschinen eingeführt (§ 101). Seitdem konnte der Kesseldruck schnell gesteigert werden, und Hand in Hand ging mit dieser Einführung die Verdrängung des Kofferkessels durch den Zylinderkessel.

c) **Einführung der Mehrfach-Expansions-Maschine.** Trotz Zylinderkessel und Oberflächenkondensator blieben die Erfolge zunächst hinter den Erwartungen zurück. Erst die Einführung der mehrfachen Expansion hat die erhofften und errechneten Resultate herbeigeführt (§ 66). Die Bestrebungen, den Dampf in mehreren Zylindern hintereinander zu expandieren, liegen recht weit zurück; schon Hornblower, ein Zeitgenosse Watt's, hatte 1781 den ersten Versuch gemacht, in 2 Zylindern nacheinander den Dampf zu expandieren (Fig. 145); doch verwendete er nur niedrig gespannten Dampf.

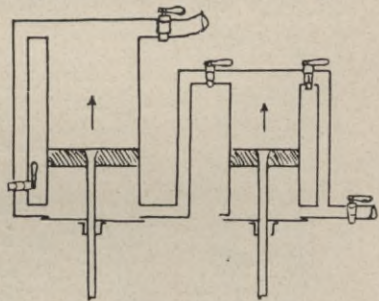


Fig. 145. Compoundmaschine von Hornblower. 1781.

1) Z. V. D. I. 1891, S. 843.

Von Woolf wurde dann um 1800 der Druck erhöht; indessen war seine Maschine als Schiffsmaschine nicht brauchbar, da die beiden Dampfkolben ihren Weg gleichzeitig zurücklegten, die Maschine daher sehr stoßweise arbeitete, und ein Anspringen in der Totlage der Kurbel in Frage gestellt war (Fig. 146). Der H. D. Z. lag entweder über, hinter oder neben dem N. D. Z. In jedem Falle leistete der aus dem H. D. Z. ausströmende Dampf ohne Vermittlung eines Receivers sofort im N. D. Z. durch Expansion Arbeit. Damit wurde zwar eine gute Dampfausnutzung erzielt; aber die Manövrierfähigkeit war wegen der Kurbelanordnung eine schlechte, und daher sind z. B. auf S. M. S. „Oldenburg“, „Irene“, „Prinzeß Wilhelm“ je 2 hintereinander gekuppelte und mit ihren Kurbeln um  $90^\circ$  versetzte Woolfsche Maschinen eingebaut. Jetzt werden diese nur zum Antrieb einiger Hilfsmaschinen benutzt.

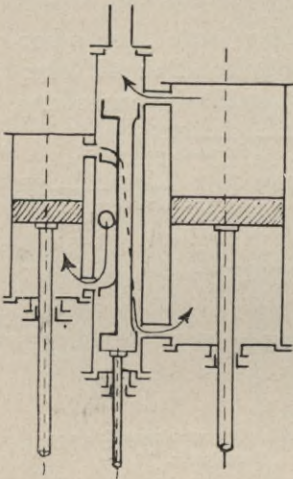


Fig. 146.  
Woolfsche Maschine. 1804.

Erst 1829 wurde die Mehrfach-Expansionsmaschine für Schiffszwecke von einem deutschen Ingenieur Roentgen, der als technischer Direktor in den Niederlanden tätig war, in brauchbarer Form eingeführt, indem er die Zwillingmaschinen (d. h. Maschinen mit 2 gleichen Zylindern, die mit den gleichen Dampfdrücken arbeiten) auf den beiden Dampfern „Herkules“ und „James Watt“<sup>1)</sup> in sogenannte Verbund- oder Compoundmaschinen umwandelte. Dies sind zweifache Expansionsmaschinen, bei denen der aus dem H. D. Z. kommende Dampf sich so lange im Receiver aufhält, bis ihm die Steuerung den Eintritt in den N. D. Z. gestattet. Die Kurbeln konnten dabei unter  $90^\circ$  versetzt werden, wodurch die Maschine manövrierfähig gemacht wurde. Im Vergleich zur Woolfschen Maschine hat sie infolge der abkühlenden Flächen des Receivers und der Übergangskanäle etwas größere Wärmeverluste. Auf S. M. S. „Charlotte“, „Merkur“ und „Alexandrine“ hat man 2 hintereinander durch lose Kuppelung verbundene Compoundmaschinen — als sogenannte Doppelmaschinen — angeordnet. Zuweilen wird die Compoundmaschine, um zu große N. D. Z. zu vermeiden, als Dreizylindermaschine mit 2 N. D. Z. zu beiden Seiten des in der Mitte stehenden H. D. Z. ausgeführt. Die Kurbeln sind dann unter  $120^\circ$  versetzt. Auf diese Weise sind z. B. die alten Drillingsmaschinen der Schulschiffe „Moltke“, „Stosch“ und „Stein“ in Compoundmaschinen umgewandelt.

1) Matschoß, Geschichte d. Dampfmasch. u. Z. V. D. I. 1892, S. 141.

Für die weitere Einführung der Expansionsmaschine waren die Maschinenfabriken Koechlin-Mühlhausen i. E., die Gutehoffnungshütte-Sterkrade und besonders die engl. Firma John Elder-Glasgow tätig. Ende der siebziger Jahre war die Verbundmaschine allgemein eingeführt.

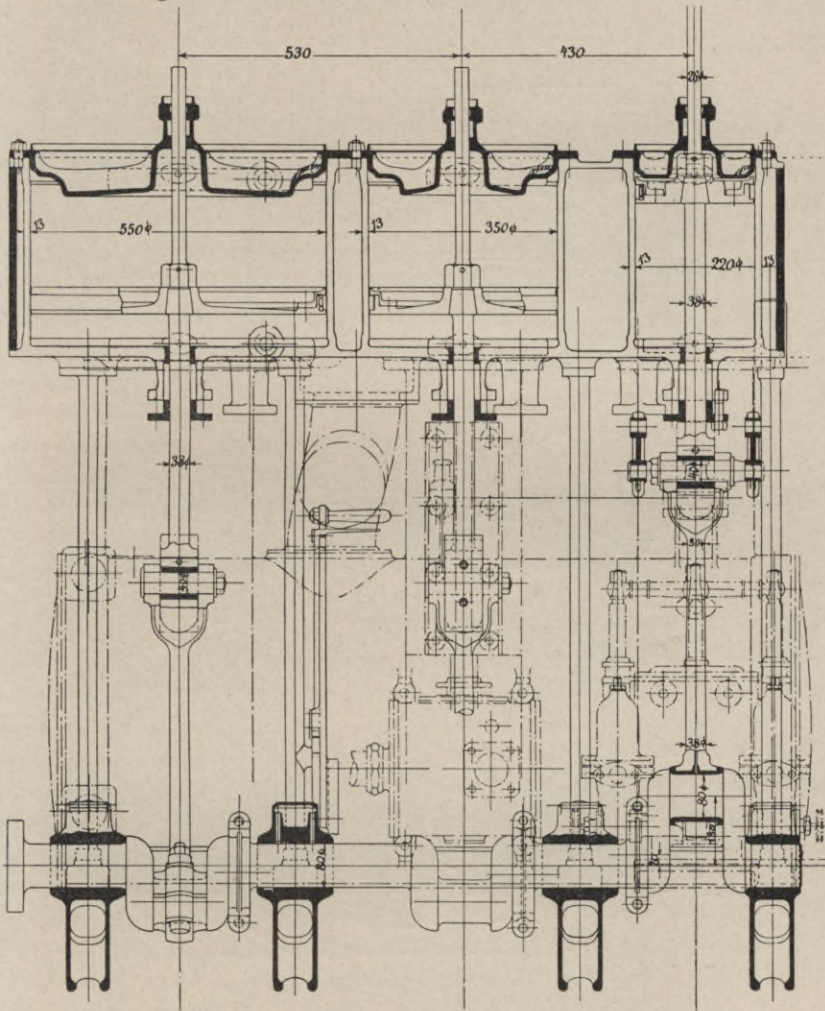


Fig. 147 a. Dreifache Expansionsmaschine von Ziese.

Die dreifache Expansionsmaschine als Schiffsmaschine haben 1874 in England Franklin-Newcastle und Kirk-Glasgow, in Deutschland Ziese, Inhaber der Firma Schichau (Fig. 147 a. u. b) und die Kaiserl. Marine<sup>1)</sup> seit Anfang der achtziger Jahre eingeführt. Die Kon-

1) Schiffb. 1906/07, S. 391, 647 u. 924.

Struktur von Ziese ist noch jetzt in den einzelnen Details vorbildlich für moderne, schnellaufende und leicht gebaute Kolbenmaschinen. Die beiden Rezeiver lagen ursprünglich ganz um die Dampfzylinder, um die Ausstrahlungs- und Kondensationsverluste zu vermindern. Wegen

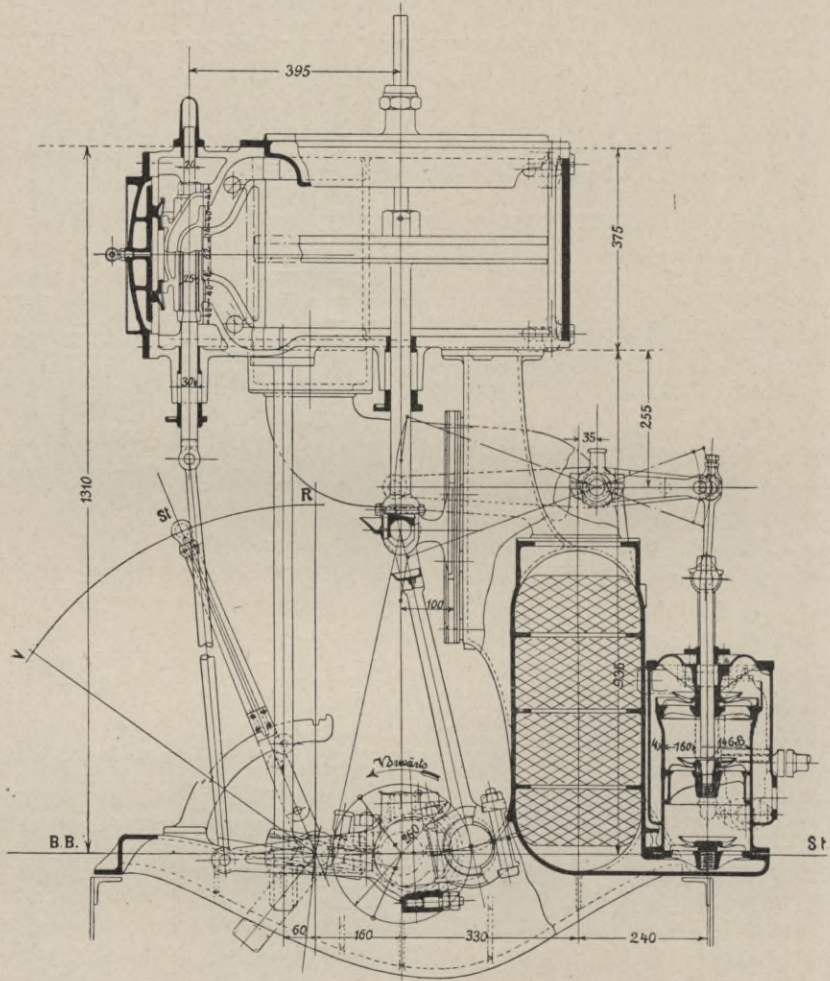


Fig. 147b. Dreifache Expansionsmaschine von Ziese.

Kompliziertheit des Gusses und aus Gewichtersparnis werden jetzt gut bekleidete Rezeiverrohre angewandt, die bei Verwendung von Kolbenschiebern eine sehr einfache Anordnung ermöglichen. Der übliche Anfangsdruck beträgt 12—15 Atm.

Die Zylinder- und Kurbelanordnung richtet sich nach der

Anzahl von Zylindern und Kurbeln. Um Platz zu sparen, legte man bei den ersten Ausführungen von Dreifach-Expansionsmaschinen auf den Torpedobooten der „Scharfklasse“ den H. D. Z. über den M. D. Z. Auch auf größeren Passagierdampfern („Habsburg“ und „Salier“ 1890) wurde eine ähnliche Anordnung getroffen, d. h. es waren hier 2 H. D. Z. vorgesehen, die entspr. über dem M. D. und N. D. Z. lagen. — Auf den Lloyd-Schiffen „Lahn“, „Spree“, „Havel“ sowie auf „Campania“ und „Lucania“ (ca. 30,000 P. S.) der Cunard-Linie ist ein H. D. und ein M. D. Z. über je einem N. D. Z. angeordnet. Die Zweikurbelanordnung kommt jetzt wenig mehr vor, da sie der Dreikurbelanordnung in der Manövrierfähigkeit unterlegen ist.

Auf französischen großen Postdampfern findet man meistens 1 H. D., 2 M. D., und unterhalb dieser je einen N. D. Z. mit 3 unter  $120^{\circ}$  versetzten Kurbeln. — Die einfachste und auch auf Kriegsschiffen am meisten angewandte Anordnung besteht in der Hintereinanderschaltung von H. D.-, M. D.- und N. D. Z., oder H. D.-, N. D.- und M. D. Z. mit  $120^{\circ}$  Kurbelwinkeln.

Die Vierkurbelanordnung ist hauptsächlich bei Schnelldampfern und verschiedenen Kriegsschiffen mit 2 parallel geschalteten N. D. Z. zur Ausführung gekommen. Die Kurbeln sind entweder unter  $120^{\circ}$  und die beiden N. D.-Kurbeln parallel angeordnet oder H. D. zu M. D.-Kurbel unter  $180^{\circ}$ , desgl. die beiden N. D.-Kurbeln und M. D. gegen N. D.-Kurbel unter  $90^{\circ}$ . Bezügl. der Kurbelanordnung von Schlick vgl. § 78, d.

Die Vierfach-Expansionsmaschine wurde zwar auch schon 1884 von einem engl. Ingenieur Adamson auf einem Dampfer eingebaut, doch hat sie die Dreifach-Expansionsmaschine — namentlich in der Kriegsmarine — bis jetzt noch nicht zu verdrängen vermocht, da mit ihr weder in technischer noch in wirtschaftlicher Hinsicht wesentliche Fortschritte erzielt werden können (§ 66). Sie hat gleichfalls eine große Zahl von Zylinder- und Kurbelanordnungen aufzuweisen. Die einfachste Anordnung, auf einzelnen amerikanischen Torpedobooten, besteht in der Hintereinanderschaltung von H. D., M. D. I-, M. D. II- und N. D. Z. und Verwendung von 4 Kurbeln. Die Teilung des N. D. C. führte zu der nur selten ausgeführten Fünfkurbelmaschine. — Auf Schnelldampfern sind meist 3 Zylinder oberhalb von 3 N. D. Z. mit 3 Kurbeln unter  $120^{\circ}$  angeordnet.

d) **Verminderung des Maschinengewichtes usw.** Hand in Hand mit der Entwicklung der Mehrfach-Expansionsmaschine ging noch eine Gewichtsverminderung ihrer Konstruktionsteile, eine Erhöhung der Kolbengeschwindigkeit, die Einführung der 2 und 3 Schraubenschiffe und die Ausbalancierung der hin- und hergehenden Massen.

Die Forderung einer größeren Schiffsgeschwindigkeit ließ sich nur

erreichen, wenn die Leistung der Schiffsmaschine außerordentlich gesteigert wurde; das führte zunächst zu schweren Maschinen; zur Verminderung ihres Gewichtes trug besonders die Einführung von Stahl bei; die Stahlindustrie wurde durch die Anforderungen im Schiffsmaschinenbau wesentlich gefördert. Die gußeisernen Grundplatten, Zylinderdeckel, Kolben usw. wurden durch solche von Stahlformguß, die schmiedeeisernen, massiven Wellen und Übertragungsteile durch solche aus Tiegel-, Spezial- oder Nickelstahl ersetzt und hohl gemacht; bei diesem verhältnismäßig leichten Gestänge war es dann möglich, zumal auch die Schmier- und Kühlvorrichtungen sehr vervollkommnet wurden, die Kolbengeschwindigkeit außerordentlich zu steigern (§ 75) und dadurch die Leistung der Maschine weiter zu erhöhen. — Die Anforderungen bezügl. der Schiffsgeschwindigkeit wuchsen gleichfalls, und bald war es nicht mehr möglich, die für die geforderte Geschwindigkeit notwendige Maschinenleistung in einem einzigen Maschinenkomplex unterzubringen; man entschloß sich daher zu 2- und vielfach sogar zu 3-Schraubenschiffen überzugehen.

Gleichzeitig mit dieser Geschwindigkeitssteigerung traten große, durch die hin- und hergehenden sowie rotierenden Übertragungsteile erzeugte Massenbeschleunigungen und Vibrationen des Schiffkörpers auf, welche durch besondere Maßregeln von Schlick u. a. zum größten Teile wieder beseitigt werden konnten (§ 78).

Durch diese Verbesserungen wurde der Kohlenverbrauch pro P.S. und Std. von 2,5 kg. der alten N. D.-Maschinen auf ca. 0,7 herabgemindert; der hierdurch gesparte Raum konnte bei Handelsschiffen mit als Ladungsraum verwandt werden; infolge der erzielten größeren Geschwindigkeit wurde die Zeit des Transportes entsprechend verkürzt. Bei Kriegsschiffen konnte das gesparte Gewicht für eine Verstärkung des Panzerschutzes und der Armierung ausgenutzt werden.

## B. Theorie der Dampfmaschine.

### 1. Die inneren Vorgänge im Dampfzylinder.

#### § 62. Die theoretische Arbeitsleistung des Dampfes im Zylinder.

##### a) Rechnerisches Verfahren.

Im allgemeinen lassen sich im Dampfzylinder 2 Hauptvorgänge unterscheiden, nämlich die Arbeitsleistung des Dampfes und seine Einwirkung auf die Zylinderwandungen.

Die Arbeitsleistung wird dadurch hervorgerufen, daß der Dampf infolge seiner ihm innewohnenden Expansionskraft auf den Kolben drückt und diesem eine gewisse Geschwindigkeit erteilt.

Der Druck des Dampfes wird stets auf den qcm bezogen und in kg gemessen; man spricht vom abs. oder vom Überdrucke, je nachdem man noch den Luftdruck zurechnet oder nicht. Da letzterer in der Praxis zu 1 kg — statt 1,033 — angenommen wird, so ist der abs. Druck um 1 kg größer als der Überdruck. Bei einem abs. Drucke von  $p$  kg/qcm und einer wirksamen Kolbenfläche von  $F$  qcm beträgt demnach der gesamte Kolbendruck  $p \cdot F$  kg. Wenn dieser dem Kolben eine Geschwindigkeit von  $c$  m pro Sek. erteilt, so erzeugt er dadurch eine Leistung von  $p \cdot F \cdot c$  mkg oder  $\frac{p \cdot F \cdot c}{75}$  PS., da 75 mkg = 1 Pferdestärke = P. S. gesetzt werden.

Die während des Kolbenweges von  $h$  m geleistete Arbeit ist gleich  $p \cdot F \cdot h$  mkg und für einen Kolbenhub von  $H$  m gleich  $p \cdot F \cdot H$  mkg.

Hierbei ist vorausgesetzt, daß der Dampf keinen Gegendruck zu überwinden hat, und auf dem ganzen Kolbenhube mit der gleichen Admissions-Spannung wirkt. In Wirklichkeit ist ein Gegendruck etwa =  $p_0$  vorhanden, und demnach wird die Arbeit für Kolbenweg  $h$  nur  $(p - p_0) F \cdot h$  mkg betragen. Ferner erfolgt der Dampfabschluß bereits nach Zurücklegung eines Teiles des Hubes, so daß der im

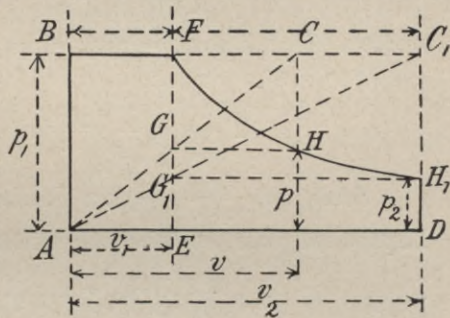


Fig. 148. Theoretisches Dampfdiagramm.

Zylinder eingeschlossene Dampf schon von da ab vom Kessel abgesperrt wird. Der abs. Druck  $p$  wird dabei um so mehr abnehmen, je größer sein Volumen  $v$  geworden ist und kann — für jede beliebige Stellung des Dampfkolbens — aus der empirischen Formel  $p \cdot v = \text{Konst.}$  für gesättigten Dampf oder nach Zeuner aus  $p \cdot v^{1,135} = \text{Konst.}$  für überhitzten Dampf bzw. bei Verwendung eines Dampfmantels aus  $p \cdot v^{1,0646} = 1,7617$  gefunden werden. Hieraus läßt sich, da  $v$  als Zylindervolumen entsprechend  $F \cdot h$  für jede Kolbenstellung bekannt ist, der zugehörige Druck und die entsprechende Arbeit rechnerisch ermitteln. Die Gesamtarbeit ergibt sich aus der Summe der Einzelarbeiten.

### b) Graphisches Verfahren.

Übersichtlicher wird die Darstellung durch das graphische Verfahren (s. Fig. 148). Trägt man nämlich die einzelnen Dampfvolmen  $v$  als Abszissen, die zugehörigen abs. Drücke  $p$  als Ordinaten auf, und zwar zunächst das sogenannte Füllungsvolumen  $v_1 = AE = BF$  und den Admissionsdruck  $p_1 = AB$ , so stellt Rechteck  $ABFE = v_1 p_1$  die Füllungs-

oder Admissionsarbeit dar. Sei ferner  $AD = v_2$  das Volumen des Dampfes, bevor er aus dem Zylinder entweicht, so ergibt sich die Expansionsarbeit durch Konstruktion der Mariotteschen Linie. Man zieht dazu Strahlen  $AGC$ ,  $AG_1C_1$  usw., ferner  $CH$ ,  $C_1H_1$  parallel  $AB$  und  $GH$ ,  $G_1H_1 \dots$  parallel  $AD$ , dann stellen  $HH_1 \dots$  Punkte der Mariotteschen Linie oder gleichseitigen Hyperbel dar. Denn die aus  $v_1p_1$ ,  $v_2p_2$  oder  $vp$  gebildeten Rechtecke sind gleich, so daß für die Punkte  $HH_1 \dots$  die Beziehung  $p \cdot v = \text{Konst.}$ , die Gleichung der gleichseitigen Hyperbel, gilt.

Die Fläche  $EFH_1D$  stellt dann die Expansionsarbeit und die Fläche  $ABFH_1DA$  die gesamte Arbeit während eines Kolbenhubes dar. Der Inhalt  $I$  dieser Fläche kann durch ein Planimeter oder nach der Simpsonschen Regel oder — am genauesten — durch Integration ermittelt

werden, nämlich aus  $I = v_2p_m = p_1v_1 + \int_{v_1}^{v_2} p dv$ , und da  $pv = p_1v_1$  ist, so

$$I = p_1v_1 + \int_{v_1}^{v_2} \frac{p_1v_1}{v} dv = p_1v_1 \left( 1 + \ln \frac{v_2}{v_1} \right).$$

Setzt man  $\frac{v_2}{v_1} = \varepsilon =$  dem Füllungsgrade und entsp.  $\frac{v_2}{v_1} = \frac{1}{\varepsilon} =$  dem Expansionsgrade, so wird der mittlere Druck

$$p_m = p_1 \varepsilon \left( 1 + \ln \frac{1}{\varepsilon} \right).$$

Die verschiedenen Werte von  $p_m$  sind z. B. in der Hütte Ausg. 1908 II. T. S. 702 zusammengestellt.

### § 63. Abweichungen von der theoretischen Leistung.

Der eben ermittelte theoretische mittlere Druck  $p_m$  weicht vom wirklichen durch den Indikator bestimmten erheblich ab, da a) die Expansion keine vollständige ist, b) die Vorausströmung, c) die Kompression, d) die Voreinströmung, e) die Dampfdrosselungen, f) die sogenannten schädlichen Räume nicht berücksichtigt sind.

a) Unvollständige Expansion. Man läßt selbst bei mehrfachen Expansionsmaschinen den Dampf niemals bis auf die Kondensatorspannung expandieren, weil man sonst zu große Zylinderdimensionen und Gewichte erhalten würde, und die durch Kolben und Gestänge hervorgerufene Reibung größer ausfallen könnte als der vermeintliche Zuwachs an Leistung. In der Regel wählt man bei Dreifach-Expansions-Maschinen auf Torpedobooten den Gesamtexpansionsgrad, d. h.

$\frac{\text{Vol. des N. D. Z.}^1}{\text{Füllungsvol. des H. D. Z.}} = 5 - 7$ , auf anderen größern Schiffen ca.

1) Hierbei ist noch der sogenannte schädliche Raum zu berücksichtigen, s. Schluß dieses § und § 68.



7—11, wo sich der größere Wert auf Frachtschiffe bezieht. (Bauer 1908 S. 21 u. Hütte 1908 II. T. S. 701.)

b) Vorausströmung. Die weitere Abweichung von der Theorie nach der Füllungs- und Expansionsperiode besteht darin, daß der Dampf schon vor Ende des Hubes ausströmt, um einen sanfteren Hubwechsel zu ermöglichen. Diese sogenannte Vorausströmung läßt man im H. D. Z. bei 7—14%, im M. D. Z. bei 9—18% und im N. D. Z. bei 11—22% vor dem Ende des Kolbenweges beginnen; die größern Zahlen beziehen sich auf schnelllaufende Maschinen, und bei Hammermaschinen auf die Bodenseite des Zylinders; bei letztern ist nämlich noch die lebendige Kraft der Übertragungsteile während des untern Hubwechsels zu berücksichtigen.

Die Ausströmung kann entweder ins Freie (= Auspuff-Maschinen) oder in den Kondensator, bzw. beim H. D.- und M. D. Z. in den Rezeiver des folgenden Zylinders erfolgen.

Durch Drosselung des Dampfes infolge zu enger Austrittsquer-schnitte, zumal bei langsam öffnenden Schiebern oder infolge von Wasser-ansammlung im Zylinder, wird der Gegendruck meist höher als der Druck im Auspuffraume ausfallen und dadurch die Leistung verringert werden. Diesen Druckunterschied erkennt man durch Vergleich des Vakuums im Kondensator und des Gegendrucks im N. D.-Diagramm.

c) Kompression. Auf dem Kolbenrückwege erfolgt die Ausströmung des Dampfes, und auf dem letzten Ende dieses Weges wird die weitere Dampfströmung unterbrochen; der noch im Zylinder vorhandene Dampf wird komprimiert — und zwar nach dem Mariotteschen Ge-setze —, wodurch ein sogenanntes Dampfkissen für einen sanfteren Hubwechsel geschaffen wird. Für die Arbeitsleistung im Zylinder ist diese Kompression indessen nachteilig, da der Gegendruck entsprechend erhöht wird; keinesfalls darf die Kompression die Anfangsspannung im Schieberkasten überschreiten. In der Regel beginnt sie

im H. D. Z. bei 4—8% des Kolbenhubes,

„ M. D. Z. „ 7—14% „ „

„ N. D. Z. „ 10—20% „ „

Bei Hammermaschinen soll die Kompression ebenso wie die Vorausströmung auf der Bodenseite etwas größer sein als auf der Deckelseite.

d) Voreinströmung. Kurz vor dem Hubwechsel wird die Kompression durch die sogenannte Voreinströmung unterstützt, indem der Kompressionsraum schon vor dem Hubende mit Frischdampf gefüllt wird. Diese Voreinströmung wird auf der Bodenseite etwa doppelt so groß wie oben gemacht, um die Massendrucke besser zu überwinden und den nachteiligen Einfluß einer kurzen Pleuelstange auf die untere Füllung des Zylinders auszugleichen. Man macht die Voreinströmung

mit Rücksicht auf die Massenbeschleunigungen<sup>1)</sup> beim N. D. Z. schnelllaufender Maschinen größer als bei den andern Zylindern.

e) Dampfdrosselungen. Die Eintrittspannung im Zylinder bis zum Beginn der Expansion ist niedriger als die Kesselspannung. Dieser Spannungsabfall hängt einerseits von der Rohrleitung ab und ist um so größer, je länger, enger und weniger gut isoliert diese ist, andererseits von den Kanälen im H. D. Z., von der Steuerung und der Umdrehungszahl. Für große Dreifach-Expansionsmaschinen rechnet man ca. 3,5 kg/qcm Spannungs-Verlust. Näheres s. Bauer S. 18.

Die Dampfvorgänge, wie sie eben beschrieben sind, wiederholen sich auf der andern Kolbenseite; auf dem größten Teile des Kolbenhubes hat man dann auf der einen Seite Dampftritt und Expansion, auf der andern Seite Austritt. An den Kolbenenden drehen sich diese Verhältnisse um, die eigentliche Druckseite wird durch die Vorausröhmung zur Gegendruckseite, und die eigentliche Gegendruckseite wird durch die Kompression und Voreinströhmung zur Druckseite. Diese Verhältnisse sind am meisten bei schnelllaufenden und bei Maschinen mit schwerem Übertragungsgestänge und geringer Kurbelzahl zu berücksichtigen; auf den Zusammenhang dieser einzelnen Dampfperioden soll bei den Steuerungsdiagrammen zurückgekommen werden (s. § 70 und § 100).

f) Schädlicher Raum. Schließlich sei noch der Einfluß des sogenannten schädlichen Raumes auf diese Vorgänge hervorgehoben. Man versteht unter demselben den mit Dampf ausgefüllten Raum zwischen Schieberspiegel und dem Kolben in seinen Endstellungen. Dieser Dampf wird bei der Ausströhmungsperiode, ohne Arbeit geleistet zu haben, nach dem Kondensator abgeleitet. Die betreffenden Räume werden abwechselnd von Frisch- und Abdampf erfüllt und verursachen daher wegen ihrer großen Oberfläche während der Füllung große Kondensverluste. Andererseits dürfen diese Räume nicht zu klein ausfallen, weil sonst bei der Einströhmung durch Drosselung Spannungsabfälle und bei der Ausströhmung zu hohe Kompression und dadurch Verluste erzeugt werden. Für große Zylinder mit Rundschiebern beträgt der schädliche Raum ca. 15—20% des Zylindervolumens, bei Flachschiebern 8—14%, wobei sich die größeren Zahlen auf schnelllaufende Maschinen beziehen. Der Einfluß des schädlichen Raumes auf den Dampfverbrauch wird am größten bei Dampfmaschinen, die infolge Verwendung eines Normalschiebers mit einem Wechselschieber als Umsteuerung (§ 97) ohne Kompression arbeiten. In diesem Falle ist bei jedem Kolbenhube der schädliche Raum völlig mit Dampf zu füllen, ohne daß dieser zur Arbeits-

1) Vgl. Bauer, Berechnung und Konstruktion der Schiffsmaschinen III. Aufl. 1908 S. 181.

leistung herangezogen wird; beim Beginn der Ausströmung wird er mit dem Gegendruckdampf zusammen nach der Auspuffleitung abgeführt. Am geringsten ist der Einfluß des schädlichen Raumes auf den Dampfverbrauch, wenn die Kompression so früh beginnt, daß mit Beginn der Voreinströmung bereits die Eintrittsspannung erreicht ist. In diesem Falle bildet der schädliche Raum ein permanentes Dampf-kissen, das abwechselnd ausgedehnt und zusammengepreßt wird, ohne beim Hubwechsel erneuert zu werden, da der Frischdampf den Raum stets mit Dampf seiner Spannung angefüllt vorfindet. Daß dieser Zustand leichter bei Voreintritt zu erreichen sein wird, ist ohne weiteres klar. Näheres über den Einfluß des schädlichen Raumes und der Kompression auf den Dampfverbrauch vgl. Z. V. D. I. 1901 S. 189.

Bei der Konstruktion und Berechnung einer neuen Maschine muß auf die eben besprochenen Erscheinungen Rücksicht genommen werden, und daher nicht das theoretische, sondern das Indikatordiagramm (§ 70) ähnlicher bereits ausgeführter Maschinen zugrunde gelegt werden.

#### § 64. Die Einwirkung des Dampfes auf die Zylinderwandungen.

Der zweite Vorgang im Dampfzylinder bezieht sich auf die gegenseitige Einwirkung von Dampf und Zylinderwandungen. Der in den Zylinder tretende Dampf trifft auf Wandungen, die infolge der vorangegangenen Ausströmperiode eine niedrigere Temperatur als der Dampf besitzen, wodurch dieser zur Bildung von Kondenswasser Veranlassung gibt. Letzteres wird sich bereits während der Einströmperiode an den Wandungen niederschlagen, so daß der Kessel neben dem Dampfquantum für die Füllung des Zylinders noch das durch Kondensation verbrauchte liefern muß; hierdurch entsteht ein Verlust bis zu 30% der in der Maschine verarbeiteten Dampfmenge. Im Verlaufe der Expansionsperiode wird eine weitere Dampfmenge teils infolge der bloßgelegten Wandungen, teils infolge der Arbeitsleistung des Dampfes durch Expansion kondensiert. Durch die Versuche von Clausius und Rankine ist erwiesen, daß trockner Dampf durch Expansion feucht wird und nasser Dampf durch Expansion an Nässe zunimmt. Gleichzeitig sinkt aber auch die Spannung und die Temperatur des Dampfes. Sobald letztere nun niedriger wird als die Temperatur der Zylinderwandungen, so beginnt der Niederschlag wieder zu verdampfen; dieses sogenannte Nachdampfen setzt sich auch noch fort, wenn der Schieber den Dampf austreten läßt. Es kann sogar bei starker stattgehabter anfänglicher Kondensation vorkommen, daß das Nachdampfen noch nicht beendet ist, wenn Frischdampf neu eintritt; alsdann wird das noch übriggebliebene Kondenswasser zu einer sehr lebhaften weiteren Kondensation Veranlassung geben, und die hierdurch bewirkten Dampfverluste können auf 50% und mehr steigen.

Der durch das Nachdampfen gewonnene Dampf ist nur scheinbar ein Gewinn, denn die zur Verdampfung des Kondenswassers nötige, und zwar wegen Hergabe der latenten Wärme recht beträchtliche Wärmemenge wird den Zylinderwandungen entzogen und letztere werden dabei soweit abgekühlt, daß hierdurch die Kondensation des Frischdampfes hervorgerufen wird. Die Abkühlung der Wandungen durch bloße Berührung mit Dampf von niedrigerer Temperatur während der Expansions- und Ausströmungsperiode findet — namentlich bei schnelllaufenden Maschinen, bei denen der Dampf nur wenig Zeit zur Wärmeabgabe hat — nur in geringem Maße statt. Daher ist das Nachdampfen hauptsächlich an der schädlichen Kondensbildung im Zylinder schuld. Natürlich werden die durch Kondensation erzeugten Verluste viel beträchtlicher, wenn der Kesseldampf naß ist und große Ausstrahlungen der Zylinder stattfinden. (Vgl. Z. V. D. I. 1894 S. 774, Versuche von Prof. Bantlin, und 1894 S. 1434, Versuche von Bryan, Donkin & Co.)

### § 65. Der Wert des Dampfmantels und der Dampfüberhitzung.

Zur Verringerung dieser Ausstrahlungen und Erhöhung der mittleren Zylindertemperatur werden Dampfmäntel angewandt. Diese erfüllen aber nur dann ihren Zweck, wenn der zwischen Zylinderwand und Dampfmantel hineingeleitete Dampf Frischdampf ist, und wenn für ständige Entwässerung des Mantels Sorge getragen wird; es sind zwar für die Mantelheizung 7—12% des gesamten Dampfverbrauchs notwendig, aber die erzielten Vorteile sind für langsam laufende Maschinen oder für kleine Zylinder bzw. bei Verwendung sehr hoher Expansion in einem Zylinder sehr viel höher anzuschlagen. In bezug auf den ersten Punkt sei auf die Versuche Willans (On Steam Engine Trials in Min. Proc. Inst. C. E. 1893) hingewiesen, wonach bei 401 und 116 Umdrehungen der gleichen Maschine der prozentuale Wassergehalt im H. D. Z. am Ende der Füllung 8,9 bzw. 20,9 betrug und der stündliche Dampfverbrauch pro J. P. S. 7,73 und 8,93 kg.

Bezüglich der hohen Expansion sei nochmals bemerkt, daß die bei der Expansion gebildete Wassermenge mit Vergrößerung der Expansion wächst, und daß es unzweckmäßig ist, die Expansion in einem Zylinder zu weit zu treiben, weil sonst die Zylinderkondensation größere Nachteile bewirkt, als Vorteile für eine bessere Dampfausnutzung durch die Expansion erzielt werden.<sup>1)</sup> — Im allgemeinen wird man das beste Expansionsverhältnis einer Maschine nur durch praktische Versuche finden können.

Sehr umfangreiche Versuche bezüglich des Wertes des Dampf-

1) Z. V. D. I. 1892 S. 960

mantels sind von der British Institution of Mechanical Engineers 1886 veranlaßt (Z. V. D. I. 1893 S. 222) und später durch Kennedy, Donkin Capper u. a. fortgesetzt worden. (Z. V. D. I. 1900 S. 539, 597 u. 1906 S. 1066 u. f.). Diese Versuche ergaben für Kondensationsmaschinen bei Anwendung eines Dampfmantels eine Dampfersparnis von ca. 12 bis 15<sup>0</sup>/<sub>0</sub>; bei kleinen Einzylindermaschinen stieg der DampfgeWINN bis auf 40<sup>0</sup>/<sub>0</sub>.

Zugleich wurde festgestellt, daß die periodischen Abkühlungen der innern Zylinderwandungen sich nur auf eine so geringe Tiefe erstreckten, daß dieselben durch Thermometer, welche in kleine gebohrte Löcher von außen eingesetzt wurden, nicht gemessen werden konnten.

Ferner ergaben die neueren von Bantlin vorgenommenen Untersuchungen, bei denen die Füllungen stets konstant, Dampfdruck und Umdrehungen dagegen veränderlich waren, daß bei der Bestimmung des Dampf- und Feuchtigkeitsgehaltes die Schieberundichtigkeiten berücksichtigt werden müssen; dieselben waren fast völlig unabhängig von den Umdrehungen, dagegen proportional den Druckunterschieden auf beiden Schieberseiten und umgekehrt proportional der Größe der Überdeckungen.

Die Zylinderkondensation bei Zylindern ohne Mäntel verminderte sich während der Füllungsperiode; sie vermehrte sich dagegen für den ganzen Hub mit steigendem Dampfdrucke.

Ferner war das Nachdampfen bei konstanter Füllung für Zylinder mit und ohne Mantel annähernd gleich groß; so daß also die mittlere Temperatur der Zylinderwände im Gegensatz zu der meist herrschenden Ansicht wenig Einfluß auf das Nachdampfen hat.

Das für den Konstrukteur wichtigste Resultat dieser neuern Versuche bestand darin, daß man bei einem gegebenen Füllungsverhältnis die Dampfspannung resp. Temperatur und Umdrehungszahl angeben konnte, von denen ab der Mantel aufhörte, dampfsparend zu wirken.

Für Bordanlagen bedeutet die Verwendung von Dampfmänteln eine bedeutende Gewichtsvermehrung; da weiterhin bei modernen Maschinen Kolbengeschwindigkeit und Dampfdruck recht hohe sind und bei Verwendung von Wasserrohrkesseln der erhaltene feuchte Dampf zum Teil die Zylinderschmierung ersetzt, so ist man von der Verwendung der Dampfmäntel bei Kriegsschiffen wieder abgekommen. Bei großen Anlagen von Handelsschiffen dagegen ist er noch — namentlich für den N. D. Z. — beibehalten. (§ 86 Fig 178.)

**Die Dampfüberhitzung.** Wesentlich günstiger gestalten sich die Wechselbeziehungen zwischen Zylinderwand und Dampf, wenn letzterer so stark überhitzt ist, daß er während der Einstromungsperiode den Sättigungspunkt noch nicht erreicht hat.

Zwar gaben bei den mit überhitztem Dampf betriebenen sogenannten

Heißdampfmaschinen die Stopfbuchsenpackungen vielfach zu Klagen Veranlassung, die Dampfzylinder wurden meistens für zu klein befunden, die Spannung des überhitzten Dampfes fiel während der Expansion schneller ab als bei dem gesättigten; auch traten vielfach Mängel an den Entlastungen der Schieber und ein Krummwerden der Gußteile infolge ungleichmäßiger Wärmeausdehnung ein, doch sind diese Übelstände neuerdings beseitigt durch Einführung von Metallpackungen, Vergrößerung der Zylinder und Trennung der Schieber vom Zylinder,<sup>1)</sup> und man kann bei kleineren einfachen Expansionsmaschinen auf ca. 15–25%, bei mehrfachen Expansionsmaschinen auf ca. 5–10% größere Betriebsökonomie rechnen, wenn der Dampf auf ca. 300° erhitzt wird. Die größte Kohlenersparnis tritt bei Auspuffmaschinen ein, dagegen wird bei vierfachen Expansionsmaschinen nur eine sehr mäßige Ersparnis zu erzielen sein.

Durch eine starke Überhitzung<sup>2)</sup> werden selbst ohne Verwendung von Dampfmänteln die letzten Reste der Eintritts-Kondensation im Zylinder vermieden, außerdem leitet stark überhitzter Dampf die Wärme viel schlechter als gesättigter, so daß er viel mehr Zeit braucht, um eine bestimmte Wärmemenge abzugeben als gesättigter. Ferner verträgt der überhitzte Dampf sehr viel höhere Dampfgeschwindigkeiten, und daher dürfen die Dimensionen für die Rohr- und Kanalquerschnitte kleiner gemacht werden als bei Verwendung von gesättigtem Dampf.

Daß man trotz der bei Landanlagen errungenen Vorteile des stark überhitzten Dampfes letzteren nur wenig an Bord von Kriegsschiffen verwendet, liegt in folgendem:

1. Gutwirkende Überhitzer sind recht schwer und erfordern große Zylinder, da überhitzter Dampf ein größeres Volumen einnimmt als gesättigter. (Schiel, S. 27).

2. An Bord wird infolge der stattfindenden Forcierungen, ferner infolge der Einführung von Wasserrohrkesseln nasserer Dampf als bei Landanlagen erzeugt, der schon zur Dampftrocknung viel Wärme erfordert und schwer zu überhitzen ist.

3. Die Überhitzerrohre brennen leicht durch, wenn beim Stoppen die Zirkulation des Dampfes und dadurch die Kühlung in den Überhitzerrohren aufhört, und andererseits die Gluttemperatur der Feuer beim Stoppen nicht plötzlich abgedämmt werden kann noch darf. Die beim Flammrohrüberhitzer in § 47 erwähnte Einrichtung bezüglich der automatischen Ausschaltung des Überhitzers beim Stoppen ist zunächst nur für kleinere Anlagen ausgeführt worden, und selbst hier halten die Klappen auf die Dauer nicht dicht. Es sei hierbei erwähnt, daß sich bei Landkesseln eine Vorrichtung nach Pat. Herm. Jankowsky

1) Z. V. D. I. 1901 S. 597.

2) Nach Schiel, Erzeug. usw. S. 141, von 220° Überhitzung an.

zum Regeln der Überhitzungstemperatur recht gut bewährt hat. (Z. V. D. I. 1907 S. 1516, Schiel, Erzeug. usw. S. 90 und El. u. Maschinenb. Wien 1908 S. 47.)

4. Bei stark überhitztem Dampfe muß infolge der namentlich bei Kriegsschiffen angewandten hohen Kolbengeschwindigkeit eine energische Zylinderschmierung angewandt werden, welche die Lebensdauer von Wasserrohrkesseln infolge ihrer großen Empfindlichkeit gegen eingedrungenes Öl sehr herabmindert. Dieser Nachteil ist bisher etwas überschätzt. (S. 170.)

In der Handelsmarine liegen die Verhältnisse für die Einführung von Überhitzern etwas günstiger, da hier die Kessel in großen Dampfbehältern trockneren Dampf aufspeichern, die Kolbengeschwindigkeit zumal bei den Radschiffsmaschinen viel geringer, die Zylinderkessel gegen Öl weniger empfindlich sind und die Manövrierfähigkeit erst in zweiter Linie kommt; es kann daher hier die Ventilsteuerung (vgl. § 96) angewandt und damit die Schwierigkeiten der Schieberreibung umgangen werden. — Bei kleineren Anlagen mit Ein- oder Zweifach-Expansionsmaschinen werden die Überhitzer wohl mehr und mehr Eingang finden. Dagegen haben vorläufig die beim Lloyd gemachten Versuche mit Überhitzern bei großen modernen Schiffsanlagen den Erwartungen noch nicht entsprochen.<sup>1)</sup>

Bei Verwendung von Turbinen fallen die Schwierigkeiten, welche der Einführung stark überhitzten Dampfes auf Kriegsschiffen im Wege stehen, zum größten Teile fort; allerdings hat der Überhitzer bei diesem Maschinensystem nicht mehr dieselbe Bedeutung, da die wesentlichste Ursache für seine Einführung bei Kolbenmaschinen, nämlich die Vermeidung der Zylinderkondensation, bei den Turbinen ganz in Fortfall kommt. Bei letztern spielt aber die geringe Reibung des überhitzten Dampfes an den Schaufelflächen sowie sein großes Wärmegefälle eine wesentliche Rolle.

### §66. Gründe für die Einführung der Mehrfach-Expansionsmaschine.

a) Einschränkung der Zylinder-Kondensation. Das wichtigste Mittel zur Einschränkung der Zylinderkondensation bildet an Bord die Einführung der mehrfachen Expansion. Die Temperaturdifferenz des ein- und nach dem Kondensator austretenden Dampfes konnte dadurch auf mehrere Zylinder verteilt werden und betrug pro Zylinder bei zweifacher Expansion 50—55°, bei dreifacher Expansion 40—45° und bei vierfacher 32—35°. Hätte man den Dampf von 8 kg Anfangsspannung in einem Zylinder expandieren lassen, so hätte man, da dieser Spannung eine Sättigungstemperatur von 169° und der Endspannung im Zylinder etwa eine Temperatur von ca. 80°

1) Vgl. Sitzungsbericht des Unterweser-Bez.-Ver. Deutsch. Ing. v. 10. 5. 1906.

entspricht, das hohe Temperaturgefälle von  $89^{\circ}$  erhalten; aus demselben Grunde ist es auch nicht zweckmäßig, bei Anfangsspannungen von 10 Atm. und mehr noch Zweifach-Expansionsmaschinen anzuwenden; man muß dann zu dreifacher und bei 16. Atm. und mehr zu vierfacher Expansion übergehen.

Infolge der Verminderung des Temperaturgefälles wurde eine geringere Temperaturdifferenz zwischen Wandungen und Dampf und auch eine Einschränkung der Kondensation herbeigeführt; das Nachdampfen fiel in die Expansionsperiode, und der hierdurch entstandene Dampf wurde noch zur Arbeit herangezogen, insofern dieser nach seinem Austritte aus dem H. D. und M. D. Z. noch dem folgenden Zylinder zugute kommt und nicht wie bei Einfach-Expansionsmaschinen nutzlos zum Kondensator geht.

b) Verwendung höherer Spannungen. Ein anderer wichtiger Grund zur Einführung der mehrfachen Expansionsmaschinen lag in der Verwendung höherer Dampfspannung, die eine sehr viel größere Expansionsarbeit liefert.

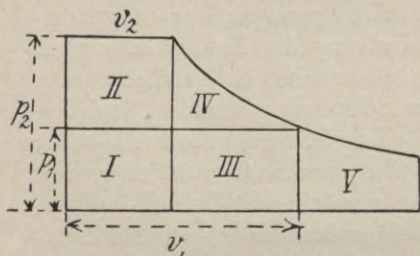


Fig. 149. Darstellung der Dampfarbeiten.

Die sog. Admissionsarbeit blieb die gleiche, denn mit 1 kg Dampf von z. B. 10 Atm. kann man nur ca. den halben Raum ausfüllen als mit 1 kg Dampf von 5 Atm.; mit dem gleichen Dampfgewicht erhält man also entweder Dampf für einen Zylinderhub oder Dampf von halb so großer Spannung für zwei Zylinderhübe; würde man daher den höher gespannten Dampf nur in einem Zylinder und bei voller Füllung verarbeiten, so hätte man keine Mehrarbeit erzielt und auch keine Mehrleistung, wenn für die kleinere Spannung ein größerer Zylinder verwendet worden wäre.

c) Größere Expansionsarbeit. Graphisch ist dies in Fig. 149 dargestellt, darin repräsentiert  $I + II$  die Admissionsarbeit bei 10, und  $I + III$  die Admissionsarbeit bei 5 kg Druck. Da nun  $v_1 p_1 = v_2 p_2$  ist, so sind die beiden Admissionsarbeiten gleich. Im ersten Falle ist aber  $III + IV + V$  und im zweiten nur  $V$  die Expansionsarbeit; da nun  $II = III$  ist, so stellt  $II + IV$  die durch den höher gespannten Dampf erreichte Mehrarbeit dar.

Diese Betrachtungen erleiden insofern eine kleine Korrektur, als der Kohlen- oder Wärmebedarf für 1 kg Dampf von höherer Spannung etwas größer ist als derjenige von niedrigerer Spannung und andererseits das Volumen der Gewichtseinheit Dampf in etwas höherem Maße steigt als die Spannung (vgl. Tab. in § 9); z. B. braucht 1 kg Dampf von 10 Atm. Spannung 661 W.E. und 1 kg Dampf von 5 Atm. Spannung



nur 652,6 W.E; ferner nehmen 1 kg Dampf von 10 und 5 Atm. Spannung 0,195 resp. 0,375 cbm ein.

Expansionsarbeit bei 20 Atm. Druck und mehr. Vervollständigt man die Expansionskurve (Hyperbel) nach oben und nach unten (Fig. 150), so ersieht man, daß die Mehr-Expansionsarbeit mit wachsender Spannung immer weniger zunimmt; die Steigerung über 20 Atm. bringt darnach wenig Mehrleistung. Zudem bedingt eine Erhöhung des Druckes stärkere Wandungen für Kessel, Rohrleitung, Zylinder, Schieberkästen, Kolben usw.; ferner wird die Anlage komplizierter durch Verwendung von vier Expansionsstufen; und die allgemeinen Nachteile hoher Spannungen bezügl. Dichtung der Flanschen, Kolben- und Schieberstangen-Packungen werden recht unangenehm. Es ist daher unrationell, den Anfangsdruck über 20 Atm. hinaus zu steigern. — Andererseits sieht man aus dem Diagramm, daß die Fortsetzung der Expansionslinie nach unten mit großem Arbeitsgewinn verbunden ist. Leider kann man davon in

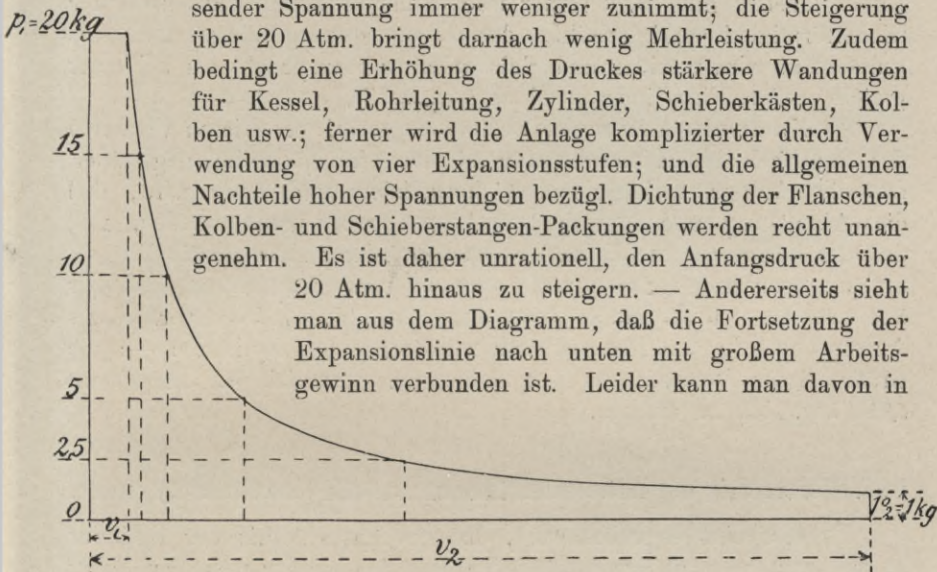


Fig. 150. Erweiterte Expansionskurve.

der Kolbendampfmaschine keinen genügenden Gebrauch machen, da eine solche Ausnutzung sehr große N.D.Z. bedingt, die technisch nicht mehr ausführbar sind; ferner werden die bewegten Massen, die Reibungs-, Ausstrahlungs- und Kondensationsverluste infolge der vermehrten Oberfläche sowie infolge der Verluste des Nachdampfens sehr groß, und diese Nachteile werden durch die Vorteile der gewonnenen Mehr-Expansionsarbeit nicht mehr aufgewogen.

d) Geringere Druckunterschiede. Ein weiterer Vorteil der mehrfachen Expansionsmaschine besteht darin, daß der Druckunterschied in jedem Zylinder und entsprechend die Neigung zum Überströmen von der Druck- zur Gegendruckseite verhältnismäßig klein ausfällt. Indessen ist dieser Verlust nach neueren Versuchen bei gut ausgeführten Kolbenkonstruktionen nicht so groß, wie man früher allgemein annahm.

e) Geringere schädliche Räume. Ferner wurde auch dadurch an Dampf gespart, daß das Füllen der schädlichen Räume mit Frischdampf bei mehrfachen Expansionsmaschinen auf den H.D.Z. beschränkt

war, insofern dieser Dampf im M.D. und N.D.Z. noch mitarbeitet, während bei Einfach-Expansionsmaschinen der im schädlichen Raume befindliche Frischdampf nach dem Kondensator ging und für die Arbeitsleitung nicht mehr in Frage kam.

f) Größerer Gleichförmigkeitsgrad. Bei einer Mehrfach-Expansionsmaschine wird ferner infolge der erhöhten Kurbelzahl der Gleichförmigkeitsgrad erhöht, das Übertragungsgestänge und das Fundament wird weniger und gleichmäßiger beansprucht als bei einer gleich großen Einzylindermaschine (vgl § 77).

g) Nachteile der mehrfachen Expansion. Diesen Vorteilen der Mehrfach-Expansionsmaschine stehen die Nachteile gegenüber, daß die Anlage verhältnismäßig kompliziert und teuer wird, daß die Abnutzung und Unterhaltungskosten recht groß werden, und daß der hochgespannte Dampf gegen Abkühlung sehr empfindlich ist und an Spannung verliert, wenn er von einem zum andern Zylinder überströmt — teils infolge Drosselung und teils infolge vermehrter Ausstrahlung in den Receiverräumen zwischen den Zylindern —; die Größe dieser Verluste ist aus dem sog. rankinisierten Diagramm (§ 69 Fig. 152) zu ersehen.

### § 67. Verteilung der Arbeitsleistungen auf die einzelnen Zylinder.

Es erscheint erstrebenswert, das Größenverhältnis der Zylinder so zu bestimmen, daß man für jeden Zylinder bei der normalen Fahrt ein möglichst gleiches Temperaturgefälle und eine möglichst gleiche Arbeitsleistung erhält. Beides läßt sich nicht vereinigen, daher wird im allgemeinen bei Schiffsmaschinen eine möglichst gleiche Arbeitsverteilung für jede Kurbel angestrebt, während man das Temperaturgefälle außer acht läßt. In besonderen Fällen — lange Wellenleitung, kritische Umdrehungszahl — wird man zur Erzielung eines gleichförmigen Drehmoments und zur Vermeidung eventueller Torsionsschwingungen eine Arbeitsverteilung vornehmen, wie sie der von Gümbel und Lorenz (§ 77) gegebenen Regel entspricht.

Wollte man das Temperaturgefälle aller Zylinder gleich machen, so würde man für den H.D.Z. ein zu großes Arbeitsdiagramm erhalten; da zudem der Dampf bei hohem Druck gegen Abkühlung viel empfindlicher ist als bei niedrigem, so ist es vorteilhafter, wenn das Temperaturgefälle im H.D.Z. am kleinsten, im N.D.Z. am größten ausfällt; das wird auch meistens durch die bei der Konstruktion berücksichtigte Arbeitsverteilung auf die einzelnen Zylinder erreicht. Gewöhnlich wählt man das Zylinderverhältnis nach bewährten praktischen Ausführungen, und es ist üblich, bei Compoundmaschinen das Verhältnis von H.D.Z. : N.D.Z. = 1 : 3 bis 1 : 4,5 zu wählen; bei Dreifach-Ex-

pansionsmaschinen 1 : 2,2 : 5 für leichte, und 1 : 2,8 : 7 für schwere Maschinen, bei Vierfach-Expansionsmaschinen 1 : 2,1 : 4,2 : 8,4.

Eine umfangreiche Zusammenstellung von Zylinderdimensionen ausgeführter Schiffsmaschinen findet sich in Bauer 1908 S. 38—57 und Hütte Ausg. 1908, II. Teil, S. 704.

### § 68. Berechnung der Zylinderdurchmesser und Festlegung der Füllungsgrade.

Die Feststellung der Zylinder  $\phi$  erfolgt rechnerisch oder graphisch. Bei der rechnerischen Methode geht man von der Beziehung aus:  $N = \frac{F \cdot c \cdot p_m}{75}$ , hierbei bedeutet  $N$  die geforderte Leistung der ganzen Maschine in J.P.S.,  $F$  die mittlere wirksame Kolbenfläche des N.D.Z. in qcm,  $c$  die Kolbengeschwindigkeit in m/sec und  $p_m$  den auf den N.D.Z. bezogenen mittleren Dampfdruck in kg/qcm. Nun war nach § 62

$$p_m = p_1 \varepsilon \left( 1 + \ln \frac{1}{\varepsilon} \right) \cdot k.$$

Für Dreifach-Expansionsmaschinen wählt man  $p_1$  meist zwischen 12—15, den Gesamtexpansionsgrad zwischen 5 und 11 (§ 63). Es ist dabei eine Füllung im H.D.C. von 0,7 vorausgesetzt; der kleinere Wert von  $k$  nämlich 0,53 — 0,56 bezieht sich auf leichte und der größere 0,57 — 0,60 auf schwere Maschinen.

Aus der in Hütte Tl. II, S. 702 befindlichen Tabelle findet man  $p_m$ ; bei gegebenem  $N$  und der Annahme einer geeigneten Kolbengeschwindigkeit (s. § 75 und Hütte Tl. II, S. 702) findet man dann aus der Gleichung für  $N$  den Wert  $F$ , und aus  $\frac{\pi D^2}{4} = F$  den  $\phi$  des N.D.Z.

Bei der graphischen Methode geht man vom theoretischen Diagramm aus, wobei man annimmt, daß der Anfangsdruck = der Kesselspannung, der Gegendruck = 0, die Expansionskurve eine gleichseitige Hyperbel sei, daß ferner der ganze schädliche Raum bei jedem Hube von neuem gefüllt wird, daß weder Kompression noch Vorein- und Vorausströmen stattfindet und keine Verluste durch Kondensation und Undichtigkeiten eintreten.

Aus den drei Größen Kesselspannung, Füllungsvolumen des H.D.Z. + schädlicher Raum des H.D.Z. und dem Gesamtexpansionsverhältnis  $\frac{\text{Volumen des NDZ.} + \text{schäd. Raum des N.D.Z.}}{\text{Füllungsvolumen des H.D.Z.} + \text{schäd. Raum des H.D.Z.}}$  findet man wie in § 62 die theoretische Endspannung und den theoretischen mittleren

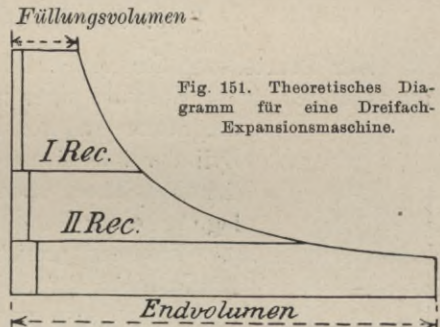


Fig. 151. Theoretisches Diagramm für eine Dreifach-Expansionsmaschine.

Druck  $p_m$ . Zugleich gestattet dies Diagramm die Festlegung der Zylinderverhältnisse (Fig. 151). Zieht man nämlich die Linien *I* und *II* parallel der Grundlinie (= Endvolumen), so daß die drei entstandenen Flächen annähernd gleich werden, so stellen  $I:II$ :Endvolumen das Zylinderverhältnis und  $\frac{\text{Anfangsvolumen } I}{I}$ ,  $\frac{I}{II}$  und  $\frac{II}{\text{Endvolumen}}$  die Füllungsgrade des H.D., M.D., und N.D.Z. dar.

Vergrößert man z. B. *II*, so erhält man im N.D.Z. eine größere Füllung, dagegen eine kleinere Leistung, gleichzeitig ist durch die stattgefundene Erniedrigung des Gegendrucks für den M.D.Z. die Leistung des letzteren gewachsen. Man hat es also in der Hand, durch Verstellung der Füllung bei den einzelnen Zylindern die Leistung derselben zu variieren und annähernd gleich zu machen.

Die Receiver Räume sind hierbei nicht berücksichtigt.<sup>1)</sup>

### § 69. Das Volumendiagramm.

Zur Beurteilung der Druckverteilung in den einzelnen Zylindern ist es üblich, beim Entwurf einer Schiffsmaschine das sog. Volumendiagramm zu konstruieren. Nach Berechnung der Zylinderdimensionen, Wahl der Receiver- und schädlichen Räume, sowie Kurbelstellung und nach Festlegung einer bestimmten Dampfverteilung läßt sich das Volumen ermitteln, welches der Dampf in jedem Augenblick auf seinem Wege durch die Maschine einnimmt. Den zugehörigen Druck findet man dann nach dem Gesetze  $pv = \text{konst.}$  im Falle einer Expansion oder Kompression, und nach der

Mischungsregel  $p = \frac{p_1 v_1 + p_2 v_2}{v_1 + v_2}$ , wenn Volumen  $v_1$  vom Drucke  $p_1$  sich mit Volumen  $v_2$  vom Drucke  $p_2$  mischt. Bezüglich des



Fig. 152. Rankinisirtes Diagramm.

Receivervolumens sei bemerkt, daß man nach Bauer

Receiver *I*  $1,8 - 3,8 \times$  H.D.Z.-Volumen

und Receiver *II*  $1,3 - 2,3 \times$  M.D.Z.-Volumen

macht, und den größern dieser Werte bei führender H.D.-Kurbel d. h.

1) Über den Einfluß der Receivergröße s. Z. V. D. I. 1899, S. 490.

bei der Kurbelfolge H.D., M.D. und N.D., den kleineren bei führender N.D.-Kurbel d. h. N.D., M.D., H.D. wählt. Die Durchführung von Beispielen für das Volumendiagramm findet man in Hütte 1908, II. Tl. S. 182 und in Bauer 1908, S. 26.

**Rankinisiertes Diagramm.** Zur Ermittlung des Völligkeitsgrades sowie zur Kontrolle der Volumendiagramme zeichnet man die wirklichen Indikatordiagramme von ähnlichen Maschinen in das theoretische Diagramm ein. Da die Indikatordiagramme gleiche Länge haben, dagegen für H.D., M.D. und N.D.Z. verschiedene Federspannungen beim Indizieren zugrunde liegen, so muß in den bezügl. Diagrammen der Längenmaßstab im Verhältnis der Zylindervolumina verändert und der Höhenmaßstab auf die gleiche Federspannung bezogen werden. Dies Verfahren stammt von Rankine, und daher heißt ein solches zusammengelegtes Diagramm ein „Rankinisiertes“ (Fig. 152). Die Summe der drei Diagrammflächen im Verhältnis zum ganzen Flächeninhalt des theoretischen Diagramms gibt den Völligkeitsgrad (§ 62) an; die eingetragenen Zahlen von 16, 13 und 11% für den schädlichen Raum des H.D., M.D. und N.D.Z. entsprechen ausgeführten Schiffsmaschinen.

## § 70. Die Untersuchung des Dampfzylinders durch Indikator-Diagramme.

Über die verschiedenen Dampfperioden und Wärmeverluste im Zylinder erhält man näheren Aufschluß durch Messung der indizierten Leistung und des Zylinder-Kondensats. Die erstere erfolgt mit Hilfe des Indikator-Diagramms; über die Messung des Kondensats vgl. § 71.

1. **Wirkungsweise der Indikatoren.** Der bereits von Watt eingeführte Indikator besteht aus einem kleinen Dampfzylinder (Fig. 153),

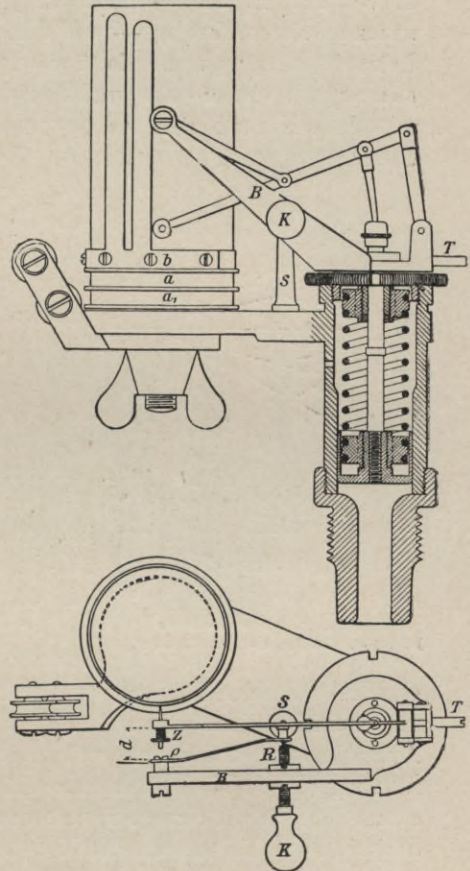


Fig. 153. Der Indikator.

dessen Dampfkolben auf der unteren Seite mit dem zu untersuchenden Zylinder in Verbindung gebracht wird, während oberhalb des Kolbens eine bis zum Deckel des Indikatorzylinders reichende Feder einen entsprechenden Gegendruck und zugleich eine Verkleinerung des Kolbenhubs und der Massenbeschleunigungen des Indikatorgestänges hervorruft. Der Dampfdruck wird die Feder je nach seiner Spannung mehr oder weniger zusammendrücken und dadurch eine Bewegung hervorbringen, die — unter Einschaltung einer mit Schreibstift versehenen Geradföhrung — auf die sog. Papiertrommel übertragen wird. Letztere steht durch die über Reduktionsrollen geföhrte Indikatorschnur mit einem hin- und hergehenden Teile der Maschine, meist mit dem Kreuzkopfbzapfen so in Verbindung, daß die Trommel eine Umdrehung macht, wenn der Kreuzkopf einen Hub vollendet hat.

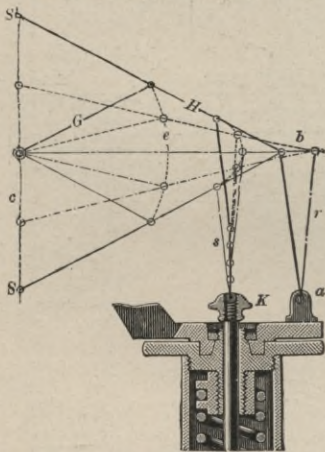


Fig. 154. Indikator-Geradföhrung.

Zur Reduzierung des Kreuzkopfhubs wird ein doppelarmiger Hebel benutzt, und bei sachgemäßer Anordnung muß die Schnurrichtung senkrecht zur Mittellage des Antriebshebels stehen. Um ein selbsttätiges Zurückdrehen der Trommel am Ende des Kreuzkopfhubs herbeizuföhren, ist im Innern der Trommel eine Feder vorgesehen. Während nun durch Öffnen eines Hahnes der Indikatorkolben mit der Deckel- oder Kurbelseite des zu untersuchenden Zylinders in Verbindung gebracht wird, wird gleichzeitig durch Knopf *K* am Arm *B* der Schreibstift *Z*, ein einfacher Stahlstift, gegen die Papiertrommel gedrückt (Fig. 153). Die kleine Schraube *R* dient zur Regulierung des Abstandes des Schreibstiftes von der Papiertrommel; Stift *T* und Säule *S* verhindern ein zu weites Drehen der Schreibvorrichtung; *b* dient zur Aufnahme des besonders präparierten Indikatorpapiers. Die Geradföhrung (Fig. 154) besteht aus einer im Kopf *K* der Indikatorkolbenstange drehbaren Stange *s*, und dem mit ihr in Verbindung stehenden Schreibhebel *H*; dessen Ende *b* beschreibt einen kleinen Bogen mit Radius *r* um *a*, während das andere Ende *S* den Schreibstift trägt.

*H* und Stange *G* stellen einen Ellipsenlenker dar, bei dem  $G = \frac{H}{2}$

ist; daher tritt an Stelle der Ellipse der Kreisbogen *e*, und die Schreibstiftbewegung wird durch die Gerade *c* dargestellt. Diese indirekte Bewegungsübertragung bezweckt, trotz des kleinen Indikatorhubs doch verhältnismäßig große Schreibstiftbewegungen auszuführen, um das erhaltene Diagramm genauer ausmessen zu können. Ursprünglich be-

fand sich beim Wattschen Indikator der Schreibstift in der Verlängerung der Indikator Kolbenstange.

a) Verschiedene Indikatorarten. In der Marine werden besonders die Indikatoren von Crosby<sup>1)</sup>, Richards<sup>2)</sup>, Rosenkranz und Schäffer & Budenberg benutzt. (Vgl. Rosenkranz, Geschichtliche und technische Entwicklung des Indikators, 1906.) — Bei diesen Konstruktionen sind zur Verhinderung großer Massenbeschleunigungen die Übertragungsteile des Indikators, also Kolben, Kolbenstange und das Gestänge der Geradführung sehr leicht ausgeführt.

Um den Federdruck unabhängig von der im oberen Teile des Indikatorzylinders stattfindenden Erwärmung zu machen, was besonders bei Verwendung von überhitztem Dampfe sehr wichtig ist, werden von Rosenkranz<sup>3)</sup>, Maihak, Schäffer & Budenberg u. a. Indikatoren hergestellt, bei denen die Feder außerhalb des Zylinders liegt (Fig. 155 u. 155a).<sup>4)</sup> Der Knopf *M* wird nach Entfernen der Mutter *N* mit der bei *G*<sub>1</sub> aufgeschraubten Feder *F*<sub>1</sub> in den Federträger *A* eingesteckt und die Feder auf das Gewinde des mit Kolbenstange *K* in Verbindung stehenden Bügels *B* aufgeschraubt; letzterer nimmt die mit Kugelgelenk versehene Lenkstange des Schreibhebels, der durch Schlitz *H* hindurchgeht, auf. Stahlsäulen *F* und Zugstangen *Z* dienen zur Abstützung des Federträgers. Deckel *L* mit Säulen *FF* kann durch Lösen der Überwurfmutter *U* leicht abgehoben werden. Um ein Festklemmen des Indikator Kolbens zu vermeiden, ist Einsatzzylinder *DE* mit der abdichtenden Ringfläche *x* versehen.

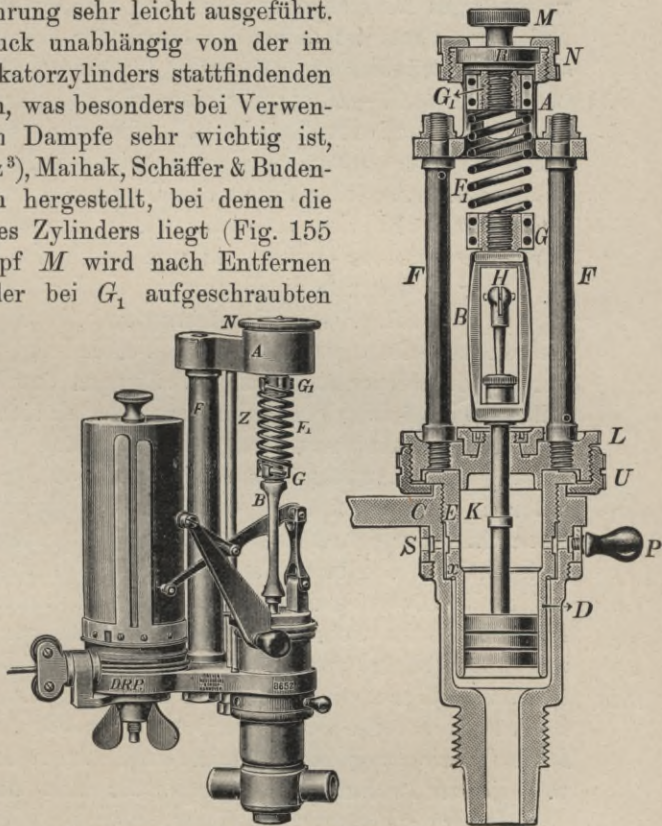


Fig. 155 und 155a. Indikator mit außen liegender Feder.

1) Z. V. D. I. 1896, S. 990 u. Prospekt von H. Maihak-Hamburg, Mai 1907, Tl. 1, S. 6; sowie Patent Nr. 194360.

2) Dingl. Journ. 1906, S. 655. — 3) Z. V. D. I. 1902, S. 1004.

4) Ausführungsform d. Fa. Rosenkranz & Droop-Hannover.

Drehschieber *S* mit Handgriff *P* gestattet eine zweckmäßige Einstellung für den Kondenswasserabfluß. Man erhält bei diesen Indikatoren stets eine konstante Federspannung, während letztere bei innen liegender Feder durch Erwärmung dieser Feder um 2–3% abweicht.

b) Indikatorfedern und ihre Prüfung. Man verwendet nun für den H. D. Z. stärkere Federn als für M. D. und N. D. Z., denn bei einer gleich starken Feder für alle Zylinder würde man entweder ein Anstoßen des Indikatorkolbens und ein unvollständiges oder aber ein zu niedriges Diagramm erhalten, das keine genaue Berechnung zuläßt. Auf jeder Feder ist daher der Druck für seinen Verwendungsbereich angegeben, nämlich etwa 1–2 kg für den N. D. Z., 3–10 kg für den M. D. Z. und 10–20 kg für den H. D. Z. Außerdem ist auf jeder Feder der Federmaßstab, d. h. diejenige Bewegung des Schreibstiftes in mm angegeben, welche einer Belastung von 1 kg Druck entspricht. Aus jeder durch das Diagramm aufgezeichneten Ordinate findet man also den an dieser Stelle herrschenden Druck, nämlich durch Division der Ordinate in mm durch den Federmaßstab.

Sehr wichtig für die Benutzung des Indikators ist die Verwendung richtiger Federn.<sup>1)</sup> Ihre Prüfung resp. Nachprüfung nach längerem Gebrauche erfolgt am besten in Verbindung mit dem Schreibzeuge durch eine Gewichtsbelastung; Prüfungen durch Belastung der Feder mittels Dampf- oder Flüssigkeitsdruck haben sich wegen Veränderungen in der Federtemperatur resp. Beeinflussung durch die Flüssigkeitsreibung als unzuverlässig erwiesen. Vor der Prüfung ist der Indikator in bezug auf etwa vorhandene Kolbenreibung, Dichtigkeit und toten Gang der Schreibstiftübertragung zu untersuchen. Die Prüfung erstreckt sich am besten auf mehrstufige Gewichtsbelastung und zwar auf ca. 5 Stufen oberhalb und 3 Stufen unterhalb der Atmosphäre. Federn, die im Gebrauche hohe Temperaturen annehmen, sind kalt und warm bei 20° und 100° zu prüfen. Für die Durchführung dieser Prüfungen eignen sich besonders die Federprüfungs-Vorrichtungen von Rosenkranz und Strupler<sup>2)</sup> und für die Kaltfedern die sehr einfache Vorrichtung von Bollincks<sup>3)</sup>. Auch H. Maihak-Hamburg<sup>4)</sup> u. a. liefern Prüfungseinrichtungen für Kalt- und Warmfedern.

Außer der Feder veranlaßt namentlich bei schnellaufenden Maschinen die Indikatorschechnurdehnung Ungenauigkeiten, die durch Verwendung von dünnen gezwirnten Stahldrähten oder durch die erwähnten Hubverminderer zum größten Teile beseitigt werden können.<sup>5)</sup>

Indikatoren für selbsttätiges Planimetrieren, für Zeit-

1) Z. V. D. I. 1903, S. 54.

2) Prospekt v. Rosenkranz 1908, S. 36.      3) Z. V. D. I. 1906, S. 711.

4) Prospekt d. Fa. v. Mai 1907, S. 14–18.

5) Wagner, Indizieren u. Ausweiten von Kurbelwegen pp. 1906.



diagramme usw. Es sei noch auf die sinnreiche Einrichtung an Indikatoren zum gleichzeitigen Planimetrieren der aufgezeichneten Diagramme hingewiesen; diese stammt von Hamann-Friedenau und kann mit jedem Indikator verbunden werden. Die Wirkungsweise beruht auf ähnlichen Prinzipien wie das zur Ermittlung von Flächen dienende Amslersche Polarplanimeter.<sup>1)</sup> Ähnlich ist auch der von Prof. Hlawatschek erfundene totalisierende Indikator<sup>2)</sup> eingerichtet, mit dem Unterschiede, daß dieser die planimetrische Berechnung von Diagrammen ohne Unterbrechung ausführt.

Die Herstellung der Indikatoren für fortlaufende sog. Zeitdiagramme hat in den letzten Jahren gleichfalls große Fortschritte gemacht, und in dieser Beziehung sind besonders die Konstruktionen von Prof. Wagner<sup>3)</sup> und Rosenkranz<sup>4)</sup> hervorzuheben. Eingehende Versuche mit diesen sind in der deutschen Marine von Marinebaumeister Dr. Prätorius gemacht und in Schiffbau 1906/07 S. 309 und 1907/08 veröffentlicht.

Schließlich sei auf die Fernschreib-Indikatoren von Maihak hingewiesen. Eine Zusammenstellung der Fortschritte im Bau von Indikatoren befindet sich in Z. V. D. I. 1907, S. 1908.

## 2. Berechnung und Diskussion der Indikator-Diagramme.

Fig. 156 stellt den allgemeinen Verlauf eines Indikator-diagramms dar. Die Horizontale gibt die sog. atmosphärische Linie an, die vor dem Anstellen des Indikators durch den Schreibstift erzeugt wird. *ABC* entspricht der Füllung, *CD* der Expansion, *DE* der Vorausströmung, *EFG* der Ausströmung, *GH* der Kompression und *HA* der Voreinströmung. Durch Umfahren des Diagramms mittels eines Plani-

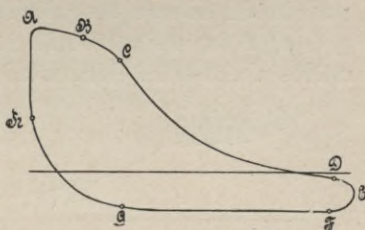


Fig. 156. Indikator-Diagramme.

meters<sup>5)</sup> findet man seinen Inhalt  $f$  und seine mittlere Höhe  $h_m = \frac{f}{l}$ , wobei  $l$  die Länge des Diagramms in mm darstellt, resp.  $h_m = \frac{f}{2l}$ , wenn ein Doppeldiagramm für Kurbel- und Deckelseite vom Gesamtinhalte von  $f$  qmm vorliegt; und hieraus erhält man den mittleren Druck pro qcm Kolbenfläche  $p_m = \frac{h_m}{\text{Federmaßstab}}$  kg. — Falls kein Planimeter zur Verfügung steht, kann die Berechnung des Diagramminhaltes nach

1) Z. V. D. I. 1898, S. 54 u 1899, S. 1064.

2) Z. V. D. I. 1904, S. 61 u. 1902, S. 1866, sowie Brand, Techn. Untersuchungsmeth. 1904, S. 249.

3) Z. V. D. I. 1903, S. 348.

4) Z. V. D. I. 1904, S. 441.

5) Prospekt von H. Maihak, Hamburg 1907, Tl. 3, S. 13.

der Trapez- oder Simpsonschen Regel unter Verwendung eines die 10-Teilung der Diagrammlänge erleichternden Rhostrates<sup>1)</sup> erfolgen.

Sei nun  $D$  der  $\varnothing$  des Dampfzylinders,  $d$  der Kolbenstange in cm, so ist der obere wirksame Kolbenquerschnitt  $= \frac{\pi D^2}{4}$ , der untere  $= \frac{\pi d^2}{4}$  —  $\frac{\pi d^2}{4}$ , also der mittlere wirksame Kolbenquerschnitt  $F_m = \frac{\pi}{4} \left( D^2 - \frac{d^2}{2} \right)$  qcm.

Bei oberer Kolbenführungsstange mit Durchmesser  $\delta$  wird  $F_m = \frac{\pi}{4} \left( D^2 - \frac{d^2 + \delta^2}{2} \right)$  qcm. Hat man nun während des Diagrammnehmens  $n$  Umdrehungen pro Min. gezählt — am besten durch Einschaltung des Hubzählers —, so ergibt sich die mittlere Kolbengeschwindigkeit  $c$  bei einem Hube von  $s$  m aus  $c = \frac{2sn}{60}$  m, demnach die indizierte Leistung

des Zylinders  $= c F_m p_m$  kgm oder  $= \frac{2s \cdot n F_m \cdot p_m}{60 \cdot 75}$  I. P. S. Da  $s$  und  $F_m$  für einen Zylinder unveränderlich bleiben, so kann der Ausdruck  $\frac{2s \cdot F_m}{75 \cdot 60}$  als Konstante ( $= C$ ) für jeden Zylinder zuvor ausgerechnet werden, und die Leistung ergibt sich dann aus I. P. S.  $= C \cdot p_m \cdot n$ .

Außer der Feststellung der Leistung eines Zylinders ermöglicht das Indikatordiagramm auch einen Einblick in die innern Vorgänge des Zylinders sowie die Auffindung von Fehlern am Dampfkolben und in der innern resp. äußern Steuerung.

a) Admissionslinie. Die Einströmungslinie  $ABC$  in Fig. 156 müßte theoretisch horizontal verlaufen; in Wirklichkeit findet in der

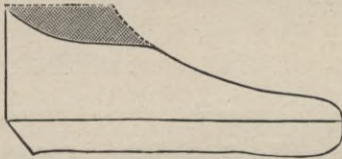


Fig. 156 a.

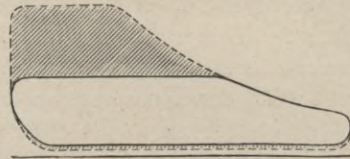


Fig. 156 b.

Rohrleitung und in den Dampfkanälen durch Reibung oder Drosselung ein Spannungsabfall statt. Dieser zeigt sich besonders bei engen,

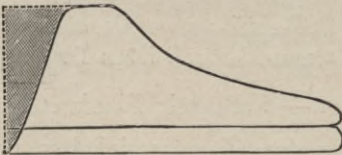


Fig. 156 c.

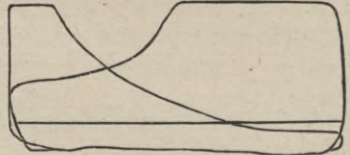


Fig. 156 d.

vom Schieberkasten zum Zylinder führenden Kanälen (Fig. 156a) sowie bei zu engen Indikator-Dampfröhren resp. bei nicht genügender

1) Prospekt von Rosenkranz 1908, S. 39.

Öffnung des Indikatorhahnes (Fig. 156b).<sup>1)</sup> Der schnelle Abfall bei *B* rührt daher, daß von *B* ab bereits wieder ein Schließen des Einströmungskanales durch den Schieber erfolgt. Weiterhin wird man auch bei hohen Umdrehungen und großen Füllungen einen starken Abfall der Einströmungslinie wahrnehmen, weil der Kolben in der Mitte des Hubes die größte Geschwindigkeit annimmt, und infolge der hierdurch

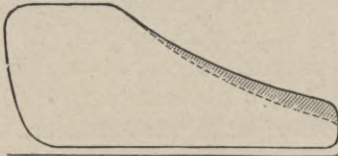


Fig. 156 e.

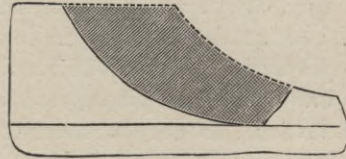


Fig. 156 f.

bedingten größern Dampfgeschwindigkeit in den Kanälen Reibungs- und Spannungsverluste entstehen. Beginnt die Einströmung (Fig. 156c) erst, nachdem der Kolben bereits einen Teil seines Weges zurückgelegt hat — infolge der Wirkung der andern Zylinder —, so muß

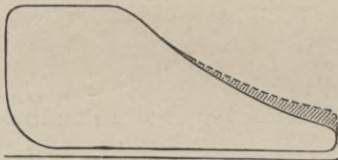


Fig. 156 g.

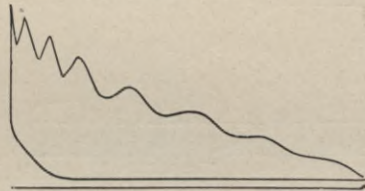


Fig. 156 h.

der Schieber versetzt resp. die äußere Überdeckung verändert werden. Eine falsche Schieberstellung bewirkt außerdem eine Ungleichmäßigkeit des Kurbel- und Deckeldiagramms (Fig. 156d).

b) Expansionslinie. Die Expansionslinie *CD* in Fig. 156

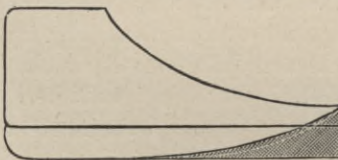


Fig. 156 i.

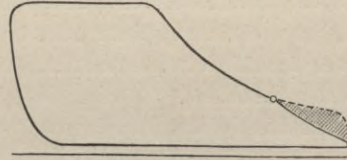


Fig. 156 k.

verläuft unter normalen Umständen etwas unter der Mariotteschen Linie. Bei undichtem Schieber kann indessen durch Nachströmen von Frischdampf während der Expansionsperiode ein Überschreiten der Mariotteschen Linie stattfinden (Fig. 156e); zuweilen macht sich die Undichtigkeit nur am Hubende bemerkbar und dann erhält das Diagramm das Aussehen von Fig. 156f. Dies Überschreiten der Mariotteschen Linie ist natürlich nur mit einem Dampfverlust erkauft; bei

1) Die Arbeitsverluste sind gestrichelt.

stark undichten Schiebern kann sogar ein Abströmen des Frischdampfes direkt in den Austrittskanal stattfinden. — Fällt die Expansionslinie dagegen sehr stark ab, so hat man es meistens mit sehr undichten Dampfkolben zu tun (Fig. 156g). Die Ursache eines wellenförmigen Verlaufes der Expansionslinie (Fig. 156h) wird später unter g) besprochen.

c) Vorausströmungslinie. Die Vorausströmungslinie  $DE$  in Fig. 156 schließt sich zunächst an die Expansionslinie an, da der Dampfaustritt nicht plötzlich erfolgt, sondern eine gewisse Zeit erfordert. Eine zu späte Ausströmung (Fig. 156i) verkleinert die Diagrammfläche, da der Gegendruck nicht bei  $F$  in Fig. 156, sondern erst später erreicht wird. Bei zu frühem Voraustritt erfolgt schon zwischen  $C$  und  $D$  ein merklicher Spannungsabfall, Punkt  $E$  wird demnach tiefer zu liegen kommen, eventuell schon mit  $FG$  in einem Niveau (Fig. 156k).

d) Ausströmungslinie. Mit wachsendem Austrittsquerschnitt sinkt die Spannung von  $E$  bis  $F$  auf den Gegendruck, und hierbei sind die durch Drosselung entstehenden Verluste beim N. D. Z. am

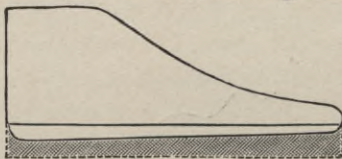


Fig. 156l.

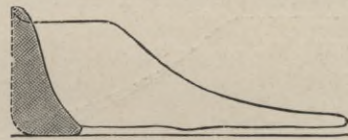


Fig. 156m.

unangenehmsten, da die hierdurch hervorgerufene Erwärmung nicht mehr einem Zylinder zugute kommt, sondern das Vakuum im Kondensator verschlechtert. Die Austrittslinie  $FG$  in Fig. 156 soll sich möglichst der Horizontalen anschließen. Sind die Auspuffkanäle zu klein, so kann der Ausgleich zwischen Zylinder und Kondensator bzw. Receiver nicht schnell genug erfolgen, so daß der Gegendruck nicht bei  $F$  sondern erst später oder überhaupt nicht erreicht wird (Fig. 156l). Dieser Nachteil wird sich am meisten in der Mitte des Zylinders bemerkbar machen, da hier die größte Kolbengeschwindigkeit herrscht und demnach auch die größte Dampfmenge in der Zeiteinheit austreten soll. Eine merkliche Erhebung der Austrittslinie über den Gegendruck hinaus deutet auch auf einen undichten Dampfkolben.

e) Kompressionslinie.  $GH$  der Fig. 156 stellt die Kompressionslinie dar, die annähernd nach der Mariotteschen Linie verläuft. Beginnt die Kompression zu früh, so daß der Admissionsdruck überschritten wird, so findet eine Schleifenbildung statt (Fig. 156m).

f) Voreintrittslinie. Tritt die Kompression zu spät ein, so wird auch die Voreinströmung nicht groß ausfallen können, und die Folge wird sein, daß die Admissionsspannung noch nicht in  $A$ , sondern erst später erreicht wird. Das, was an Arbeitsfläche durch Ver-

kleinerung der Kompression gewonnen ist, geht also teilweise wieder durch Verringerung der oberen Ecke bei *A* in (Fig. 156) verloren. Ein zu früher Voreintritt bedingt ein früheres Aufsteigen der Linie *HA* (in Fig. 156) und damit eine Verkleinerung der Diagrammfläche (Fig. 156n).

g) Diagramme infolge Fehler am Indikator. Schließlich können fehlerhafte Diagramme auch vom Indikator selbst herrühren. So erhält man z. B. bei schnell laufenden Maschinen wellenförmig verlaufende Expansionslinien (Fig. 156h), wenn das Indikatorgestänge zu schwer ist, oder wenn sich oberhalb des Indikatorkolbens Wasser gebildet hat bzw. zu schwache Federn eingesetzt sind. Auch die Indikatorscheur kann zu fehlerhaften Diagrammen Anlaß geben, wenn sie etwas zu lang ist und während des Indizierens in peitschende Bewegung gerät, oder wenn sie ganz neu ist und sich während des Indizierens etwas rekt. Letzterer Übelstand wird durch Anwendung der sogenannten Maihak-Rolle Pat. Nr. 190909 vermindert. Eine große Reihe von fehlerhaften Diagrammen ist in Brand<sup>1)</sup>, Technische Untersuchungsmethoden zusammengestellt, und die erzeugten Kraftverluste sind dort ausgerechnet. Über die Genauigkeit der Indikatoradiagramme vgl. Z. V. D. I. 1901 S. 1772.

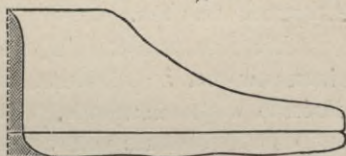


Fig. 156n.

Es sei noch bemerkt, daß man über die inneren, von der Steuerung abhängigen Verhältnisse guten Aufschluß durch das Leerlaufdiagramm erhält, das auch bis zum gewissen Grade eine Beurteilung der inneren Widerstände der Maschine zuläßt. (§ 79).

### § 71. Bestimmung des Dampfverbrauches durch Kondens- und Speisewassermessung.

Für die Beurteilung der Wärmeverluste im Zylinder gibt das Indikatoradiagramm leider keinen Aufschluß; es müssen hierzu Messungen des Speise- oder Kondenswassers sowie der Feuchtigkeit des Dampfes erfolgen, um dadurch den wirklichen Dampfverbrauch feststellen zu können. Die direkte Messung des Dampfverbrauches mittels der sinnreichen von Bayer<sup>2)</sup> oder von Gehre<sup>3)</sup> gebauten Apparate, welche die abgegebenen Dampfmen gen sogar für einzelne Maschinen gleichzeitig kontinuierlich registrieren, läßt sich infolge der großen Empfindlichkeit und Komplikation dieser Apparate an Bord schwer ausführen.

Die Messung des Speise- oder Kondenswassers erfolgt durch zwei

1) S. 223—240.

2) Patent Nr. 149295.

3) Z. V. D. I. 1900 S. 1694 und Prospekt der Firma.

miteinander verbundene geeichte Wassertanks, die mit Wasserstandsanzeigern versehen sind; die Umrechnung der abgelesenen Wassermenge von  $V$  cbm. und  $T^0$  auf die Eichungstemperatur (meistens  $14^0$ ) erfolgt durch die Formel:  $v = \frac{V}{1 + z - \beta(T - t)}$  (Vgl. Brand, Technische Untersuchungen S. 215). Hierin bedeutet  $z$  die Volumenvergrößerung der Einheit bei Erhöhung der Temperatur von  $t^0$  auf  $T^0$  und  $\beta$  den kubischen Ausdehnungskoeffizienten des Reservoirmaterials, (für Schmiedeeisen = 0,0000363).

Da die Messung der Wassermenge durch geeichte Behälter sehr umständlich ist, so sind vielfach automatisch wirkende zwischen Speisepumpe und Kessel eingeschaltete Wassermesser ausgeführt z. B. von Siemens & Halske, Hunger & Uhlig, ferner der Zweikolbenmesser von Schmidt, sowie der Einkolbenmesser von Eckardt-Cannstadt. Eine Beschreibung dieser Apparate findet sich in den bez. Prospekten. Auf absolute Genauigkeit dürfen dieselben aber nicht Anspruch machen.

Die Messung des in den Kessel geförderten Speisewassers ergibt einen um ca. 5% höheren Betrag als das durch die Luftpumpe geförderte Kondenswasser, was hauptsächlich von den Undichtigkeiten auf dem Kreislaufe von Speisepumpe bis zum Kondensator herrührt; Undichtigkeitsverluste bis zum Eintritt in die Maschine rühren von dem aus der Dampfrohrleitung abgeführten Kondenswassers her, und diese Menge ist vom gemessenen Speisewasser in Abzug zu bringen. Die im Kessel selbst entstehenden Verluste durch undichte Siede- oder Wasserrohre oder undichte Stehbolzen, Nieten usw. können nicht gemessen und berücksichtigt werden. Dagegen können die in der Maschine erzeugten Verluste einschl. derjenigen in den Receivern, Dampfmänteln usw., die zum Dampfverbrauch der Maschine gehören, besonders bestimmt werden und sind zur gemessenen Kondenswassermenge zu addieren. Undichte Kondensatoren ergeben natürlich zu große Kondenswassermengen; für genaue Untersuchungen ist es daher zweckmäßig, sowohl Speise- wie auch Kondenswasser zu messen. Hat man auf diese Weise die Wassermenge für eine bestimmte Zeit ermittelt und dividiert man diese Menge durch die vom Hubzähler für die gleiche Zeit angegebene Zahl von Umdrehungen, so erhält man daraus den Dampfverbrauch pro Umdrehung.

Aus den Angaben für den Anfangszustand des Dampfes beim Eintritt in die Maschine (Druck, Temperatur und Feuchtigkeitsgehalt) sowie für den Endzustand beim Eintritt in den Kondensator läßt sich nun die dem Dampfverbrauche entsprechende Wärmemenge am besten durch die Entropietafel von Mollier (vgl. § 116) finden.

Die Umrechnung der so gefundenen Kal. in P.S. ergibt durch

Vergleich mit der durch das Indikatordiagramm gefundenen Leistung die Größe der Dampfverluste im Zylinder.

Den Feuchtigkeitsgehalt des Dampfes im Anfangs- und Endzustand bestimmt man durch ein Drosselkalorimeter, z. B. das von Peabody. (Vgl. Bauer 1908, S. 648.) Zur Bestimmung der im Dampfe enthaltenen Wärmemenge ist in der Mollierschen Entropietabelle der Feuchtigkeitsgehalt mit berücksichtigt.

Zur speziellen Bestimmung der während der Expansion erzeugten Wassermenge und der damit verbundenen Verluste eignet sich die graphische Darstellung der sog. Sättigungskurve am besten, und in dieser Beziehung wird auf die Abhandlung in Z. V. D. I. 1894, S. 1434 und Musil, Wärmekraftmasch. 1902 S. 178 verwiesen.

### § 72. Der theoretische Wirkungsgrad der Schiffsmaschine.

Nach Ermittlung der indizierten Leistung und des wirklichen Dampfverbrauches kann man den thermischen Wirkungsgrad (vgl. § 73) finden. Praktisch wichtiger ist es, nicht die indizierte, sondern die Nutzarbeit an der Schraube und den mechanischen Wirkungsgrad (vgl. § 74) zu ermitteln. Außerdem unterscheidet man noch den sog. theoretischen Wirkungsgrad einer Maschine.

Theoretischer Wirkungsgrad. Darunter versteht man das Verhältnis der von der Maschine umgesetzten zu der im Dampfe enthaltenen Wärme. Die in der Maschine umgesetzte Wärme ist nun = der Differenz der Wärmeinhalte  $Q_1$  und  $Q_2$  des ein- und austretenden Dampfes;  $Q_1$  und  $Q_2$  kann man aus den Dampftabellen oder aus dem Entropiediagramm (§ 116) entnehmen, und man findet dann  $\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$  als theoretischen Wirkungsgrad.

Bei 16 kg Anfangsdruck und 0,4 kg Enddruck ergeben sich  $Q_1$  und  $Q_2$  zu 668 und 629 Kal, demnach

$\eta = \frac{39}{668} = \text{ca. } 6\%$ . Dieser Wirkungsgrad bezieht sich auf Auspuffmaschinen; für Kondensationsmaschinen kommt noch ein Teil der in  $Q_2$  enthaltenen Wärme dem Speisewasser zugute, und man würde z. B. bei 50° Speisewasser erhalten  $\eta = \frac{39 + 50}{668} = 13,4\%$  und bei 90° sogar ca. 20%. Der günstigste Wirkungsgrad einer Kriegsschiffsmaschine wird bei der sog. kleinen Marschfahrt erreicht. Nimmt man

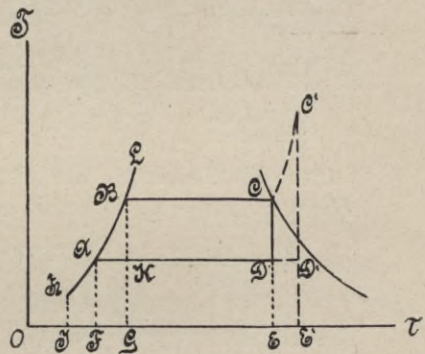


Fig. 157. Entropie-Diagramm.

hierfür einen Anfangsdruck von 16 kg abs., einen Enddruck von 0,2 kg abs. und 60° Speisewassertemperatur an, so ergibt sich aus der Dampftabelle (§ 9)  $Q_1 - Q_2 = 668 - 624 = 44 \text{ WE}$  und demnach  $\eta = \frac{44 + 60}{668} = 15,6\%$ . Der Wirkungsgrad des Kessels ist dabei nicht berücksichtigt.

a) Entropiediagramm. Aus dem Entropiediagramm (§ 116) läßt sich  $\eta$  leicht als Funktion der Anfangs- und Endtemperatur des Dampfes darstellen. In Fig. 157 bedeutet  $HL$  die untere und die Kurve  $CC'$  die obere Grenzkurve;  $H$  soll den Zustand von 1 kg Wasser bei 0°,  $A$  den Zustand des in den Kessel gespeisten Wassers von Temperatur  $T_2$  und  $B$  den Zustand bei Erwärmung des Wassers auf den Siedepunkt  $T_1$  darstellen; infolge des Verdampfens ändert sich der Zustand des Wassers längs der Horizontalen  $BC$ , wobei  $C$  den Sättigungspunkt des Dampfes darstellt; in der Maschine findet keine Wärmezufuhr, demnach theoretisch eine adiabatische durch  $CD \parallel OT$  dargestellte Änderung statt. In  $D$  soll der Dampf die Kondensator-temperatur  $T_2$  erreicht haben und geht daselbst unter Wärmeabgabe in den Anfangszustand  $A$  wieder über.  $Q_1$  wird nun dargestellt durch  $ABCEF = BCEG + IHBG - IHAF$ .

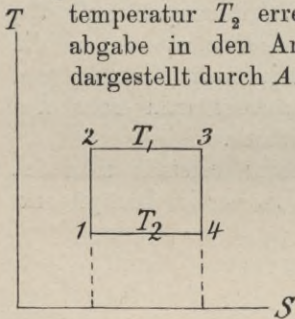


Fig. 158.  
Carnotsche Prozeß.

Bezeichnet man die Änderung der Entropie während der Verdampfung allgemein mit  $\frac{r}{T}$ , wo  $r$  die latente Wärme bedeutet, und  $BC$  mit  $\frac{r_1}{T_1}$ , ferner die durch  $FABG$  dargestellte Fläche als Flüssigkeitswärme  $q_1$  und Fläche  $IHA F$  als  $q_2$ , so ergibt sich

$$Q_1 = T_1 \cdot \frac{r_1}{T_1} + q_1 - q_2 = r_1 + q_1 - q_2. \text{ Sei}$$

ferner die Änderung der Entropie des Wassers allgemein  $= \tau$  und  $IG = \tau_1$ ,  $IF = \tau_2$ , so ergibt sich

$$Q_2 = FADE = AF(IG - IF + GE) = T_2 \left( \tau_1 - \tau_2 + \frac{r_1}{T_1} \right)$$

$$\text{und} \quad \eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{r_1 + q_1 - q_2 - T_2 \left( \tau_1 - \tau_2 + \frac{r_1}{T_1} \right)}{r_1 + q_1 - q_2}$$

$$\text{oder} \quad = \frac{T_1 - T_2}{T_1} \left( 1 - \frac{T_2}{T_1 - T_2} \cdot \frac{T_1(\tau_1 - \tau_2) - (q_1 - q_2)}{r_1 + q_1 - q_2} \right).$$

Da nun  $q_1 - q_2$  um das Stück  $ABK < T_1(\tau_1 - \tau_2)$  ist, so ist das zweite Glied der Klammer positiv und also  $\eta < \frac{T_1 - T_2}{T_1}$ .

b) Carnotsche Prozeß. Aus der eben abgeleiteten Beziehung erkennt man zugleich, um wieviel der in der Dampfmaschine zu erzielende theoretische Wirkungsgrad hinter dem günstigsten Wirkungs-



grade der Wärmekraftmaschinen überhaupt zurücksteht; dieser günstigste Wirkungsgrad tritt unabhängig von der Art der die Arbeit vermittelnden Substanz dann ein, wenn letztere den sog. Carnotschen Kreisprozeß (Hütte I. TL. S. 327) zwischen 2 Isothermen und 2 Adiabaten durchmacht. Dieser stellt sich im Wärmediagramm Fig. 158 als eine isothermische und eine adiabatische Expansion 23 und 34 und eine

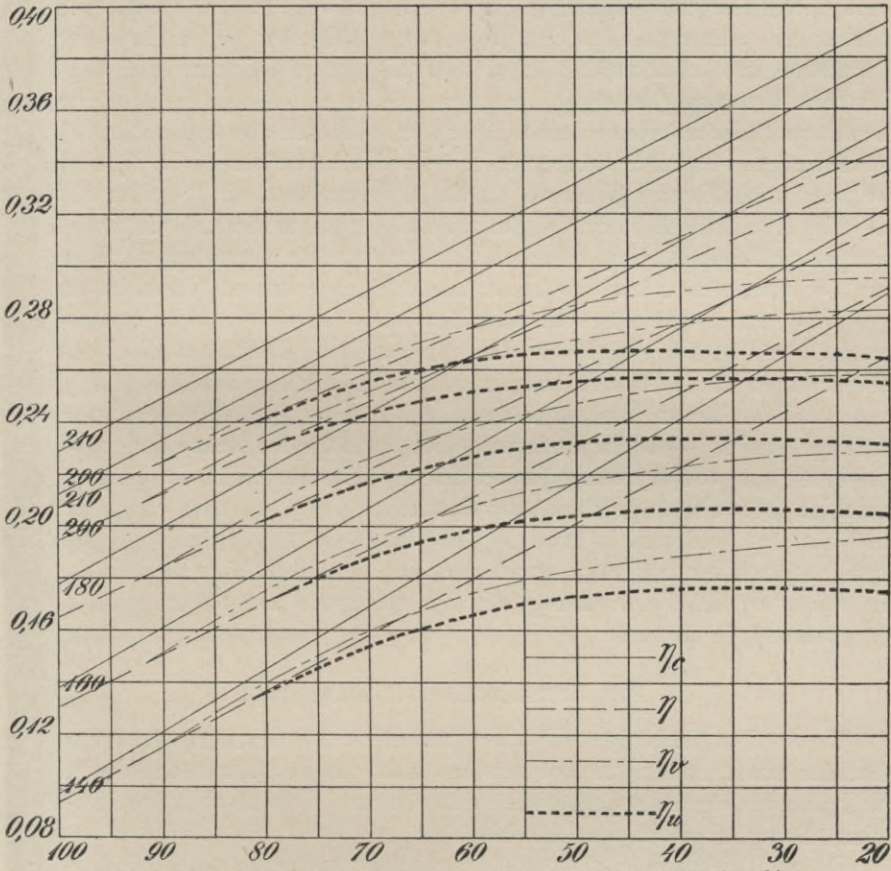


Fig. 159. Wirkungsgrade beim Carnotschen Prozess und bei der Dampfmaschine.

nachfolgende isothermische und adiabatische Kompression 41 und 12 dar; der in Arbeit umgesetzte Wärmewert ergibt sich = 1234, und der theoretische Wirkungsgrad  $\eta$  ist hierbei  $\frac{T_1 - T_2}{T_1}$ . Der Vergleich dieses Wertes mit dem auf S. 240 für die Dampfmaschine abgeleiteten ergibt den in Frage stehenden Verlust; man kann denselben leicht aus den Dampftabellen ermitteln.

c) Nachteile des Carnotschen Prozesses für die Dampf-

maschine. Es liegt nun nahe, auch in der Dampfmaschine zur Erhöhung ihres Wirkungsgrades diesen Kreisprozeß vornehmen zu lassen. In der Tat ist dieser Vorschlag von Thurston (Transaction Am. Soc. Mech. Eng. 1901) noch neuerdings gemacht und als wünschenswert hingestellt. Das würde aber eine außerordentliche Komplikation ergeben; infolge der nicht zu vermeidenden Ausstrahlungsverluste ließe sich eine isothermische Expansion schwer durchführen; eine adiabatische Expansion des Dampfes erzeugt außerdem gegen Ende der Expansion starke Dampfnebel, welche die Verwirklichung des Carnotschen Prozesses unmöglich machen. Weiterhin brauchte man zur Ausführung der Kompression des Dampfes, nachdem dieser den N. D. Z. verlassen hat, einen Luftkompressor vom Volumen des N. D. Z., und die hiermit bedingten Verluste durch Reibung usw. sind größer als die ausgerechnete Ersparnis. Zudem ist der theoretische Wirkungsgrad einer Dampfmaschine gar nicht sehr von dem Carnotschen unter der Voraussetzung nicht zu hoher Anfangstemperaturen verschieden.

d) Graphische Darstellung der theoretischen Wirkungsgrade. In Fig. 159<sup>1)</sup> sind die Wirkungsgrade als Ordinaten, die Endtemperaturen als Abszissen aufgetragen; man erkennt, daß die mit  $\eta_c$  bezeichneten Carnot-Prozesse innerhalb der Grenzen  $140^\circ$ — $200^\circ$  für Anfangs- und  $65^\circ$ — $85^\circ$  für Endtemperatur des Dampfes nicht sehr große Abweichungen von den mit  $\eta$  bezeichneten Wirkungsgraden der Dampfmaschine aufweisen; größere Abweichungen beginnen erst bei  $200^\circ$  aufwärts und andererseits von  $50^\circ$  abwärts; die mit  $\eta_v$  und  $\eta_u$  eingezeichneten Wirkungsgrade beziehen sich auf unvollständige Expansion, und zwar  $\eta_v$  bei Vorwärmung des Speisewassers auf  $90^\circ$ ,  $\eta_u$  ohne Vorwärmung.

### § 73. Der thermische Wirkungsgrad.

Unter dem indizierten oder thermischen Wirkungsgrad der Maschine ausschließlich Kessel versteht man das Verhältnis der durch das Indikatordiagramm dargestellten Arbeit zur theoretischen (verlustfreien) Dampfarbeit in der Maschine.

Dieser Wirkungsgrad ist gleichbedeutend mit dem sog. Völligkeitsgrade (§ 68) und erreicht bei größeren gut ausgeführten Schiffsmaschinen den Wert 0,6.

Es ist aber nicht berechtigt, eine Maschine nach dem Völligkeitsgrade allein zu beurteilen, z. B. weist eine Compoundmaschine durchschnittlich einen höhern Völligkeitsgrad (0,6—0,7) als die dreifache Expansionsmaschine auf; der theoretische Wirkungsgrad einer Dreifach-Expansionsmaschine ist aber größer als der einer Compoundmaschine,

1) Aus Schreber, Die Wärmekraftmaschine 1903, S. 116.

und erst die Multiplikation des theoretischen mit dem thermischen Wirkungsgrade läßt einen Schluß auf die Güte der Maschine zu.

Aus dem Rankinisierten Diagramm einer Schiffsmaschine (Fig. 152 auf S. 228) ersieht man die Größe der einzelnen Verlustquellen. Der Spannungsabfall zwischen Kessel und Beginn der Expansion beträgt bei Compoundmaschinen ca. 2 und bei Dreifach-Expansionsmaschinen ca. 3 Atm.; dieser Spannungsabfall wird a) durch Reibung, b) durch Ausstrahlung infolge nicht genügender Bekleidung und c) durch die Änderung der Dampfgeschwindigkeit in Kessel, Rohrleitung und Maschine erzeugt.

a) Durch die Reibung des Dampfes an den Rohrwänden findet aber auch eine Wärmeerzeugung statt, die an der inneren Oberfläche der Rohre eine geringe Überhitzung des Dampfes bewirkt; erst bei Dampfgeschwindigkeiten über 40 m — bei sehr trockenem — und über 30 m — bei gesättigtem Dampfe — treten nach den Beobachtungen von Clark merkbare Verluste infolge zu großer Dampfreibung auf.

b) Während man die Ausstrahlungsverluste durch gute Isolationsmaterialien und die Dampfreibung durch weite Rohrleitungen außerordentlich einschränken kann, lassen sich

c) die Verluste infolge des Geschwindigkeitswechsels des Dampfes nicht vermeiden. Aus dem Ruhezustand im Kessel geht der Dampf plötzlich in einen Bewegungszustand entspr. ca. 40 m pro Sek. über, und beim Eintritt in den H. D. Z. wird diese Geschwindigkeit auf den 8—10ten Teil herabgemindert.

d) Die Kondensationsverluste sind bereits in § 63 und 64 besprochen, und nur bezügl. der Expansionslinie sei noch folgendes bemerkt. Theoretisch müßte diese Kurve die Adiabate des gesättigten Wasserdampfes sein, da während der Expansion keine weitere Wärmezufuhr erfolgt; von Rankine und Zeuner wird diese Kurve auch zugrunde gelegt; neuerdings wird vielfach die Kurve konstanter Dampfmenge angenommen.<sup>1)</sup> Da aber die Dampfmenge während eines Zylinderhubes infolge Anfangskondensation und Nachdampfen veränderlich ist, so entspricht diese Kurve nicht dem wirklichen Verhalten des Dampfes. Vielmehr paßt sich die Mariottesche Linie den Dampfspannungen während der Expansion am besten an, und daher wird bei der Untersuchung des thermischen Wirkungsgrades von Schiffsmaschinen fast stets diese letztere Kurve zugrunde gelegt.

e) Ferner sind die Drosselverluste zu berücksichtigen, die besonders dann sehr groß werden, wenn der Dampf Öffnungen zu passieren hat, deren Umfang im Verhältnis zum Querschnitt sehr groß ist; gewöhnliche Muschelschieber können bei engen Kanälen 10%

1) Vgl. Z. V. D. I. 1896, S. 1152.

Dampfverluste durch Drosselung hervorrufen. Die Kanalquerschnitte müssen demnach entsprechend groß gemacht werden.

f) Bei Maschinen mit großer Kolbenstangenoberfläche wie bei Verwendung von Trunkkolben oder hohlen resp. doppelten Kolbenstangen gehen große Wärmemengen dadurch verloren, daß diese Stangen abwechselnd mit dem Dampf und der Atmosphäre in Berührung kommen; zudem werden bei Verwendung solcher Kolbenstangen auch die infolge Undichtigkeiten an den Stopfbuchsen entstehenden Dampfverluste größer als bei Maschinen mit geringem Stopfbuchsenquerschnitt.

Zum Schlusse sei auf den von englischen und deutschen Ingenieuren verfaßten Bericht und die Erläuterungen über die Wärmeausnutzung in der Dampfmaschine verwiesen.<sup>1)</sup>

## 2. Die Vorgänge in den äußern Teilen der Dampfmaschinen.

### § 74. Der mechanische Wirkungsgrad.

Außer Wärmeverlusten entstehen in der Maschine noch Verluste durch die Widerstände bewegter Teile, welche den mechanischen oder effektiven Wirkungsgrad bedingen. Die hauptsächlichsten mechanischen Verluste bestehen in der Reibung: a) der Kolben, b) der Stopfbuchsen, c) der Führungen, d) der Wellenzapfen, e) der Schieber sowie in den durch f) die Pumpen und g) die Massenwirkung der Übertragungsteile erzeugten Widerständen.

a) Die Kolbenreibung ist am beträchtlichsten bei horizontalen und schrägliegenden Maschinen. Da hier infolge der Kolbenreibung der Zylinder unten schneller als oben abgenutzt wird, so müssen, um Dampfverluste zu vermeiden, starke Kolbenfedern angewandt werden; diese erhöhen wieder die Reibung der Kolbenringe gegen die Zylinderwandung; etwas günstiger wird es bei Anwendung der leichten Scheibenkolben aus Stahl statt der früheren schweren gußeisernen Hohlgußkolben (Fig. 197 aus § 88) und bei Benutzung von feinkörnigem Gußeisen für die Dampfzylinder.

Bei Hammermaschinen können gleichfalls starke Kolbenreibungen auftreten, und zwar durch Erschütterungen und Bewegungen des Schiffskörpers, durch raue Oberflächen der Zylinder und Verwendung unzureichender Kolbenringe.

Die Erschütterungen sind dabei von untergeordneter Bedeutung, da sie nur auf kurze Zeit zu berücksichtigen sind.

Die Zylinderoberflächen werden bei Verwendung von fein-

1) Z. V. D. I. 1900, S. 540 und 597 sowie 1901 S. 402, 449 und 561.

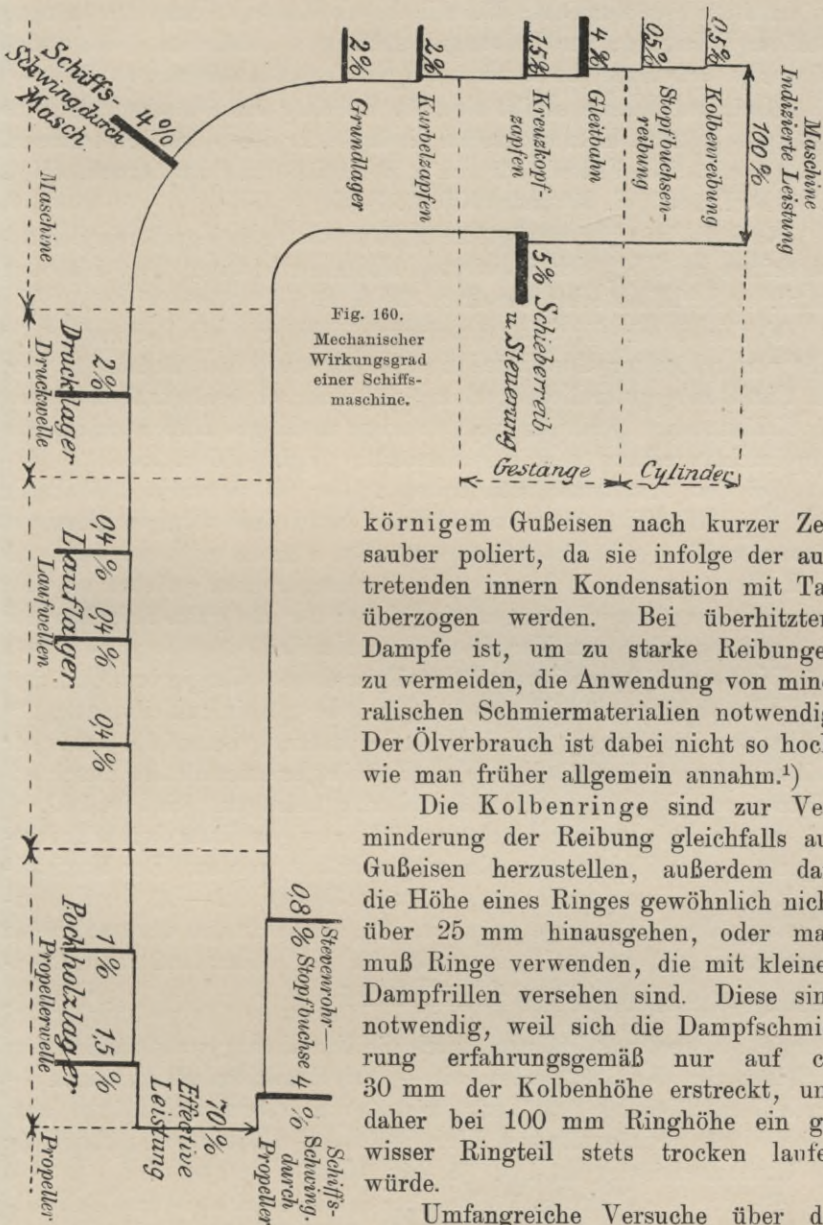


Fig. 160. Mechanischer Wirkungsgrad einer Schiffsmaschine.

körnigem Gußeisen nach kurzer Zeit sauber poliert, da sie infolge der auftretenden innern Kondensation mit Tau überzogen werden. Bei überhitztem Dampfe ist, um zu starke Reibungen zu vermeiden, die Anwendung von mineralischen Schmiermaterialien notwendig. Der Ölverbrauch ist dabei nicht so hoch, wie man früher allgemein annahm.<sup>1)</sup>

Die Kolbenringe sind zur Verminderung der Reibung gleichfalls aus Gußeisen herzustellen, außerdem darf die Höhe eines Ringes gewöhnlich nicht über 25 mm hinausgehen, oder man muß Ringe verwenden, die mit kleinen Dampfzotten versehen sind. Diese sind notwendig, weil sich die Dampfschmierung erfahrungsgemäß nur auf ca. 30 mm der Kolbenhöhe erstreckt, und daher bei 100 mm Ringhöhe ein gewisser Ringteil stets trocken laufen würde.

Umfangreiche Versuche über die Größe der Kolbenreibung bei schnelllaufenden Maschinen sind 1888 von Thurston im Journ. of the Frank-

1) Nauticus 1909, S. 417.

lin Institute veröffentlicht; darnach ist die Kolbenreibung unabhängig von der Belastung; der Reibungskoeffizient  $\mu$  beträgt ca. 0,05, steigt allerdings bei neuen, noch nicht eingelaufenen Maschinen auf 0,1.

Nach Reymann ergibt sich die Reibung eines Kolbenringes zu  $\mu \cdot h(p + p_1)2r\pi$ . Hier bedeutet  $h$  die Höhe,  $2r$  den  $\sigma$  des Kolbenringes,  $p$  den spezifischen Federdruck und  $p_1$  den mittleren Dampfdruck. (Vgl. Z. V. D. I. 1896, S. 90 und 1900, S. 1405.)

Nach Föttinger beträgt die Kolbenreibung bei größeren Schiffsmaschinen ca. 0,5% der indizierten Maschinenleistung (Fig. 160, aus Jahrb. d. Schiffbautechn. Gesellsch. 1903, S. 443).

b) Die durch die Stopfbuchsen herbeigeführte Reibung rührt teils von schlechter Konstruktion teils von schlechter Bedienung her. Die Einführung guter Metallpackungen, welche ein geringes Ausweichen der Kolbenstange gestatten und trotzdem noch gut abdichten, hat die Stopfbuchsenreibung sehr eingeschränkt. (Vgl. § 86 S. 296.)

Bei den Trunkmaschinen traten früher oft so starke Reibungen und Undichtigkeiten der Stopfbuchsen auf, daß häufiger gestoppt werden mußte. — Die Stopfbuchsen sollen niemals so dicht sein, daß die Kolbenstangen beim Passieren der Buchsen trocken gerieben werden; ganz schwache Dampfleckagen sind daher für ein gutes Arbeiten der Kolbenstange eher von Vorteil als von Nachteil.

Die Stopfbuchsenreibung ist im allgemeinen abhängig vom Umfange der Kolbenstange, vom mittleren Dampfdrucke und einem Reibungskoeffizienten von annähernd 0,06; die Höhe der Packung ist auf die Größe der Reibung ohne großen Einfluß. Nach Föttinger kann die Stopfbuchsenreibung ca. 0,5% der indizierten Leistung betragen. (S. Fig. 160.)

c) Die Reibung der Kreuzkopfführungen kann bei Wahl genügend großer Gleitbahnen sehr eingeschränkt werden. Der Maximaldruck auf die Kreuzkopfführung betrug früher ca. 0,2—0,3 der Kolbenbelastung, der Reibungskoeffizient ca. 0,05; setzt man nun den maximalen Druck zum mittleren = 1,5, so ergibt sich der Widerstand der Kolbenführung = 0,2 bis  $0,3 \times 0,05 \frac{\text{Kolbenbelastung}}{1,5}$  d. h.  $\frac{2}{3}$  bis 1% der Kolbenenergie. Neuerdings hat man durch die Einführung von feinkörnigem Gußeisen für die Gleitplatte und — bei Handelsschiffsmaschinen — durch Vergrößerung des Verhältnisses von Pleuelstangenlänge zum Hube, einen noch geringeren Wert erzielt. — Föttinger rechnet für die Gleitbahnreibung ca. 4%. (S. Fig. 160.)

d) Der Verlust infolge Reibung an den Kreuzkopf- und Kurbelzapfen kann sehr beträchtlich werden, da Kolbendruck, Gewicht der Wellenkurbeln und des Übertragungsgestänges von diesen aufgenommen werden müssen. Die Größe dieser Reibung hängt von der Geschwindigkeit, Belastung, Temperatur, Oberfläche, Material für Zapfen,

Lagerschalen, Schmiermittel usw. ab, und diese Umstände sind durch die Untersuchungen von Tower, Thurston (Z. V. D. I. 1898 S. 1300, 1427), Camerer (Z. V. D. I. 1901 S. 1502), Striebeck (Z. V. D. I. 1902 S. 1345), Kablitz (Z. V. I. 1902 S. 1841) Lasche (Z. V. D. I. 1902 S. 1890, 1932) u. a. geklärt und die Mittel, diese Reibung auf ein Minimum zu reduzieren, angegeben worden. — Früher nahm man an, daß die Reibung unabhängig von der Geschwindigkeit sei; die erwähnten Versuche haben indessen ergeben, daß sie annähernd mit der Quadratwurzel der Kolbengeschwindigkeit wächst, solange letztere den Wert von 2,5 m/Sek. nicht überschreitet. Bei weiterer Steigerung der Geschwindigkeit bis zu ca. 4 m erfolgt die Zunahme der Reibung langsamer, und zwar nach Thurston nur proportional  $\sqrt[5]{v}$ . Bei noch höheren Geschwindigkeiten nämlich  $v > 10$  m wird schließlich die Größe der Reibung von der Geschwindigkeit ganz unabhängig.

Weiterhin wurde von Tower festgestellt, daß der Reibungskoeffizient  $\mu$  mit zunehmender Belastung  $p$  und zunehmender Lagertemperatur  $t$  innerhalb der Grenzen von 40—100° proportional abnimmt, und zwar nach der Formel  $\mu = \frac{2}{p \cdot t}$ . Nach den Versuchen von Prof. Thurston erreichen die Reibungsverluste der Lager bei einer Temperatur der Lager von 82° ein Minimum.

Auch die Oberfläche hat einen Einfluß auf die Größe der Reibung; wenn 2 Oberflächen durch eine Ölschicht getrennt sind, so berühren sie sich nicht, sondern jede gleitet auf dem Schmiermittel; trotzdem hat aber die Art der Oberfläche je nach den verwandten Materialien und ihrer Bearbeitung einen großen Einfluß auf die Reibung. Z. B. wirkt Öl chemisch auf Kupfer, dagegen nicht auf Zinn und Antimon. — Nach den Untersuchungen von Lasche erzeugen Bronzeschalen eine etwas kleinere Reibung als Weißmetall; wenn aber Bronze einmal warm läuft, wird die Lauffläche der Welle meistens schadhaf, und es ist daher empfehlenswerter, das aus 1 Teil Kupfer, 2 Teilen Antimon und 6 Teilen Zinn bestehende Lagermetall, das sich schon Jahre lang gut bewährt hat, als Material für Lagerschalen beizubehalten. — Die in der Kaiserl. Marine üblichen Legierungen für Bronzelager sind in den Materialvorschr. d. D. M. Ausg. 1908 veröffentlicht.

Das Zapfenmaterial hat nur einen sehr geringen Einfluß auf die Größe der Reibung, und nach den Untersuchungen von Lasche lieferten Nickelstahl, Siemens-Martin-Stahl oder Flußeisen fast die gleichen Werte.

Sehr groß ist ferner der Einfluß des Öles auf die Größe der Reibung. Nach den Untersuchungen von Tower ergab Rüböl die günstigsten Werte, es folgten Mineral- und Olivenöl. Auch Lasche erzielte mit Rüböl gute Resultate, doch wurde es von Walratöl über-

troffen, während Imperial ungünstiger ausfiel. Umfangreiche Versuche über den Einfluß der Schmieröle auf die Reibung sind von Dr. Kapff in Z. V. D. I. 1901 S. 343 angestellt, und diese ergaben, daß die Schmieröle ein großes Adhäsionsvermögen, aber eine geringe Kohäsion besitzen müssen. Die Adhäsion ist von wesentlicher Bedeutung zur Erzielung kleiner Reibung. Natürlich dürfen die Öle keine festen Beimengungen haben, dürfen nicht harzen, müssen frei von Säure sein und sollen keinen zu niedrigen Entflammungspunkt haben.

Bei zu sparsamer Ölzufuhr (wie z. B. beim Syphon-Lubricator) kann die Reibung den doppelten, ja vierfachen Wert annehmen. Die Temperatur des Öles muß innerhalb solcher Grenzen liegen, daß es einerseits nicht zu kalt und zu klebrig wird, andererseits darf es auch nicht zu flüssig und zu dünn werden; bei einigen Mineralölen nimmt die Reibung bei einer Temperatursteigerung von 15 auf 50° den doppelten bis vierfachen Wert an.

Schließlich hat auch die Lagerung der Welle im Maschinenfundament einen Einfluß auf die Höhe der erzeugten Reibung. Das Fundament muß so steif hergestellt sein, daß ein Federn an den Lagern ausgeschlossen ist.

Über die Größe der Zapfenreibung geben die Untersuchungen von Camerer Aufschluß, darnach ist  $\mu = \frac{4}{\pi} \sin \varphi$ , wo  $\varphi$  den Reibungswinkel bedeutet. — Nach Föttinger beträgt die Reibung der Kreuzkopfpapfen ca. 1,5%, der Kurbelzapfen ca. 2% und der Grundlager 2% der Maschinenleistung. (S. Fig. 160.)

e) Die Reibung der Schieber und des Schiebergestänges kann bei ungenügender Schmierung sehr große Werte annehmen und hat bei Flachschiebern zur Konstruktion besonderer Entlastungen geführt (S. § 95). Die Einführung des Kolbenschiebers hat zwar die auftretenden Reibungen verkleinert, aber durch leichteres Undichtwerden den thermischen Wirkungsgrad ungünstig beeinflusst.

Über Versuche bei Schiffsmaschinen, statt der Schieber Ventile einzuführen, wodurch gleichfalls die Reibung wesentlich herabgedrückt wird, vgl. § 96. — Nach Föttinger beträgt die Reibung der Schieber und des Schiebergestänges ca. 5% der indic. Leistung (s. Fig. 160.)

f) Eine Verringerung des mechanischen Wirkungsgrades tritt weiterhin infolge der für den Antrieb der Speise-, Luft- und Zentrifugal-Pumpen erforderlichen Kraft ein. Früher waren diese Pumpen an die Hauptmaschine angekuppelt, und durch ihr Gestänge wurde eine große Reibung erzeugt. Neuerdings werden sie meistens mit eigener Antriebsmaschine versehen, wodurch der thermische Wirkungsgrad infolge des großen Dampfverbrauchs aber verschlechtert wird.

g) Bei neuern Maschinen hat man noch große Verluste infolge der



in den Kolben und Übertragungsteilen aufgespeicherten Energie, die teilweise nicht ausgenutzt, sondern durch die Vibrationen des Schiffes aufgezehrt wird. Nach Föttinger beträgt die für Schiffsschwingungen verloren gehende Kraft ca. 4% der indic. Leistung. (Fig. 160.)

Außer diesen durch die Hauptmaschine selbst bedingten mechanischen Verlusten sind noch diejenigen zu berücksichtigen, die aus der Übertragungswellenleitung von der Maschine nach dem Propeller und aus den Verlusten dieses letzteren resultieren. — Nach Föttinger betragen die Verluste in den Druck-, Lauf-, Pockholzlagern, Stevenrohr-Stopfbuchse, und infolge der durch die Propeller hervorgerufenen Schiffsschwingungen entsprechend 2, 1,2, 2,5, 0,8 und 4%. (Fig. 160.)

Die Addition aller, den mechanischen Wirkungsgrad beeinflussenden Verluste ergibt ca. 30% der indic. Leistung, so daß also nur ca. 70% der letzteren auf die Schrauben übertragen werden. Bis vor kurzem war es bei größeren Schiffsmaschinen nicht möglich, die Größe der mechanischen Verluste zu bestimmen. Die Anwendung eines Dynamometers eignet sich zwar für kleinere Kraftmaschinen, ist aber für Leistungen von über 1000 P.S. nicht zu gebrauchen.

Die zuweilen angewandte Methode, aus dem Leerlaufdiagramm die Größe der in der Maschine auftretenden mechanischen Verluste zu berechnen, ist insofern bedenklich, als die Reibungsverhältnisse sich ändern, wenn die Belastung und die Umdrehungszahl sich ändert.

h) **Torsionsindikator.** Seit 1903 ist es gelungen, durch den Torsionsindikator von Föttinger<sup>1)</sup> die effektive Leistung großer Schiffsmaschinen zu ermitteln und durch Vergleich mit der indizierten die mechanischen Verluste festzustellen. Die Wirkung des Torsionsindikators beruht auf der Tatsache, daß sich jede Welle unter der Einwirkung der Drehmomente der Maschine etwas verdreht, und daß demnach 2 ursprünglich parallele Radien in verschiedenen Querschnitten der Welle während des Betriebes einen Winkel bilden, dessen Größe proportional dem übertragenen Drehmomente ist. Dieser Indikator zeichnet selbsttätig den Verlauf der effektiven Drehmomente auf. — Er besteht aus einem über die Welle geschobenen zweiteiligen Rohr (Fig. 161), das vorn auf der Welle gut befestigt ist. Am hintern freien Ende trägt es eine Scheibe I, während eine ähnliche Scheibe II direkt auf der Welle festgemacht ist. Bei ruhender Welle werden nun 2 gegenüberstehende Punkte der Scheibe I und II fixiert, und diese beiden verschieben sich während des Betriebes infolge der auftretenden Torsion der Welle um eine Strecke von ca. 2 mm, die mit Hilfe eines eingeschalteten Hebelwerkes auf das 18—28fache vergrößert wird. Das Aufzeichnen der Verdrehungswinkel erfolgt durch Schreibhebel *feg* und Schreibstift *g* auf

1) Jahrb. d. Schiffb.-Gesellsch. 1903 S. 473 und 1905 S. 135.

eine mit Papier bespannte Schreibtrommel. *feg* dreht sich um den festen Punkt *f* in einer Gabel, die an einer Säule der Scheibe II befestigt ist. Der Ausschlag von *feg* erfolgt durch Zugstange *de*, Winkelhebel *dc**b* und Zugstange *ab*, die durch Schraube *k* mit Scheibe I verbunden ist. Während des Betriebes drehen sich die Scheiben, Gabel und das Rohr mit der Welle mit, und dabei schlägt *g* proportional dem jeweiligen Drehmoment in Richtung der Wellenachse aus seiner Nulllage aus.

Andere einfache Apparate zur Bestimmung des Drehmomentes sind von Gardner, Demy & Johnson<sup>1)</sup>, Hopkinson und Ihring und von Bevis-Gipson konstruiert; teilweise sind auch diese mit gutem Erfolge benutzt worden (Vgl. Z. V. D. I. 1908 S. 679, Engineering 1908 S. 195 u. Mitteil. a. d. Geb. d. Seew. 1908 S. 266). Die elektrischen mittels Telephon wirkenden Apparate sind meist für Bordzwecke zu kom-

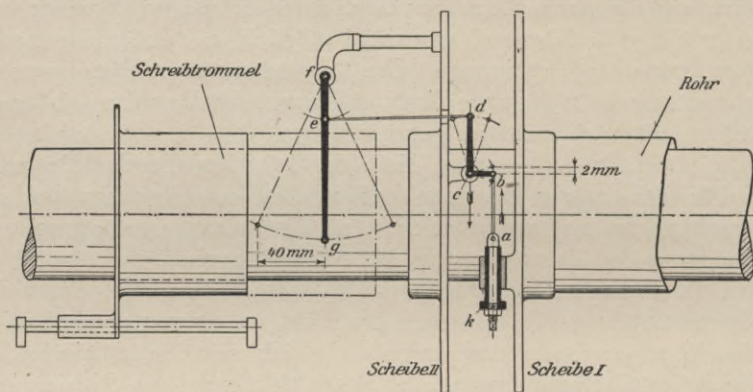


Fig. 161. Föttingers Torsionsindikator.

pliziert und zu empfindlich. (Z. V. D. I. 1908 S. 937.) Der beste von diesen ist wohl der von Rambdl (Prospekt 1909 d. Arm. Fa. H. Maihak-Hamburg). — Sei der zum Torsionswinkel zugehörige Verdrehungsbogen im Abstand *R* (in cm) von der Mitte der Welle = *s* cm, ferner *N* die effektive Leistung in P.S., *n* die Umdrehungszahl, *d* der  $\phi$  und *L* die Länge des Wellenstückes zwischen den Scheiben, so ist für eine Übertragungswelle aus Siemens-Martin-Stahl  $N = \frac{n \cdot s \cdot d^4}{0,88 \cdot L \cdot R} = s \cdot n \cdot \text{Const.}$  (Vgl. Jahrb. d. Schiffb.-Ges. 1903 S. 144 u. 1905 S. 135.)

## § 75. Die Wahl von Hub, Kolbengeschwindigkeit und Umdrehungszahl.

a) Der Hub der Schiffsmaschine fällt im allgemeinen bei Kriegsschiffen kleiner als bei Handelsschiffen aus, da erstere durch die Anordnung eines Panzerschutzes in der Höhe beschränkt sind und

1) Z. f. d. ges. Turbw. 1908 S. 223.

für die ökonomische Marschfahrt der beschränkte Hub noch ausreicht.

Bei Torpedobooten beträgt der Hub ca. 400—500, bei Panzerkreuzern 900—1100 und bei Panzerschiffen 950—1300 mm. Große Fracht- und Passagierdampfer erreichen einen Hub von 1300—1500 mm und Schnelldampfer 1600—1850 mm. Die Anwendung eines noch größeren Hubes ist nicht ratsam, da die Maschinen sonst zu hoch und zu schwer werden und die Übersichtlichkeit und Bedienung leidet.

b) Wie der Hub ist auch die mittlere Kolbengeschwindigkeit beschränkt; eine zu hohe Geschwindigkeit macht die Wartung der hin- und hergehenden Teile unmöglich, da diese mit dem Auge nicht mehr zu verfolgen sind; zudem treten so hohe Massenbeschleunigungen auf, daß ein ruhigerer Gang der Maschine in Frage gestellt wird.

Um der Forderung gerecht zu werden, daß selbst im N.D.Z., wo das größte Gestängegewicht und der kleinste Anfangsdruck vorhanden ist, der Beschleunigungsdruck nicht größer wird als der Anfangsdruck im Zylinder, darf nach Radinger bei einer dreifachen Expansionsmaschine die Kolbengeschwindigkeit  $c$  nicht größer werden als:

$$\sqrt{\frac{p-a}{\frac{O}{P}(1+\frac{r}{l})}},$$

hier bedeutet  $p$  den Anfangsdruck und  $a$  den Gegendruck in kg am Hubende des N.D.Z.,  $O$  das Gewicht des hin- und hergehenden Gestänges in kg,  $P$  die Kolbenfläche in qcm,  $r$  den Kurbelradius und  $l$  die Pleuelstangenlänge; für  $\frac{r}{l}=4$  und  $p-a=1$ , resp.  $p-a=1,6$  (Torpedoboote) ergibt sich hieraus unter Berücksichtigung der Verhältnisse ausgeführter Maschinen, nämlich  $\frac{P}{O} = \text{ca. } 10$  oder bei Torpedobooten = ca. 25:  $c = 3,25$  resp.  $c = 5,66$  m (bei Torpedobooten).

Eine hohe Kolbengeschwindigkeit bezweckt eine Verminderung des Kolbenquerschnittes und des Maschinengewichtes und kann durch Vergrößerung des Kolbenhubes oder der Umdrehungen erreicht werden; da aber ein vergrößerter Kolbenhub eine Vergrößerung der Maschine an Raum und Gewicht bedeutet, so zieht man, zumal bei leichten Kriegsschiffsmaschinen, die Erhöhung der Umdrehungszahl vor.

c) Hat man den Hub  $h$  und die Kolbengeschwindigkeit  $c$  festgelegt, so ist die Umdrehungszahl  $n$  aus  $c = \frac{2hn}{60}$  bestimmt. Es muß dabei berücksichtigt werden, daß auch  $n$  gewissen Beschränkungen unterliegt, die unter Umständen eine nachträgliche Abänderung in der Wahl von  $h$  oder  $c$  zur Folge haben. Eine Steigerung der Umdrehungen bewirkt nämlich eine Vermehrung des innern Widerstandes der Maschine und

eine Verschlechterung des Propellerwirkungsgrades; ersterer wächst etwa direkt proportional mit den Umdrehungen, während der Propellerwiderstand proportional mit dem Quadrate der Umdrehungen zunimmt.

Aus diesem Grunde ist es im allgemeinen erstrebenswert, die Umdrehungszahl nicht zu hoch zu wählen. Immerhin ist man zur Erzielung hoher Leistungen unter Berücksichtigung des beschränkten Hubes gezwungen, bei größeren Handelsschiffen etwa 75 Umdrehungen, bei Panzerschiffen und großen Kreuzern etwa 100 Umdrehungen pro Minute anzuwenden; bei kleinen Passagierdampfern und Schleppern steigt die Umdrehungszahl auf 200—250, bei Pinassen und Torpedobooten auf 250—400 pro Minute.

Ferner muß man bei Schiffen, die meistens mit ihrer Höchstleistung fahren, die kritische Umdrehungszahl vermeiden. (S. § 78 S. 260.)

### § 76. Der Kurbeltrieb.

Die Umwandlung der hin- und hergehenden Bewegung des Kolbens in die rotierende der Welle geschieht durch Vermittlung des Kreuzkopfes, der Pleuelstange und der Kurbel. So einfach diese Umwandlung auch scheint, so sind damit doch verschiedene Nachteile verbunden. Die Reibungen in den Führungen, Lagern und Zapfen sind recht groß, außerdem erfordern diese Maschinenteile eine peinliche Wartung; die Konstruktion wird infolge notwendig werdender Nachstellvorrichtungen sehr kompliziert, Raum und Gewicht für diese Teile

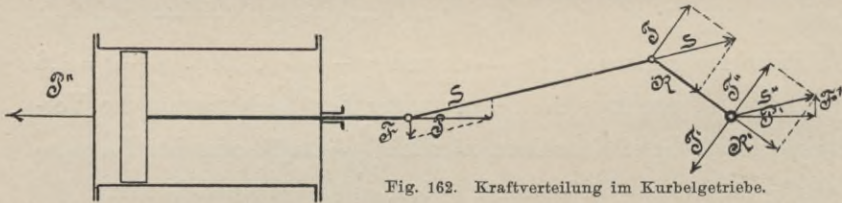


Fig. 162. Kraftverteilung im Kurbelgetriebe.

werden recht groß. Am unangenehmsten machen sich aber die durch diese Umwandlung bedingten Ungleichförmigkeiten (§ 77) im Gange der Maschine sowie die Vibration (§ 78) des Schiffskörpers und die Torsionsschwingungen (§ 79) der Welle bemerkbar.

Die Kraftverteilung im Kurbelgetriebe (Fig. 162)<sup>1)</sup> ergibt sich durch Zerlegung der Pleuelkraft  $P$  in a) die Kraft  $F \perp$  zur Führung  $= P \operatorname{tg} \alpha =$  Kreuzkopfdruck und in b) die Kraft  $S$  in Richtung der Pleuelstange  $= \frac{P}{\cos \alpha}$ , wenn  $\alpha$  den  $\sphericalangle$  zwischen Pleuelrichtung und Pleuelstange bezeichnet.

a) Der Kreuzkopfdruck  $F$  wird für den größten Ausschlag der

1) Schreber, Die Kraftmaschinen 1903, S. 179.

Pleuelstange, d. h. annähernd in der Mitte des Kolbenhubes am größten; es ergibt sich daraus die Forderung, die Geradföhrung in der Mitte gut durch Rippen zu versteifen, da sonst leicht eine Durchbiegung stattfinden kann, namentlich wenn  $\frac{\text{Pleuelstangenlänge}}{\text{Kurbel}} = \frac{l}{r}$  sehr klein ausfällt, z. B. wird für  $\frac{l}{r} = 4$ :

$$F_{\max} = \frac{P}{4}.$$

Für Schiffsmaschinen liegt dieser Maximalwert zwischen  $\frac{P}{4}$  und  $\frac{P}{5}$ . In den Totlagen wird  $\alpha = 0$  und demnach  $F_{\min} = 0$ .

b) Der Druck oder Zug in der Pleuelstange  $S = \frac{P}{\cos \alpha}$  wird ein Max. für  $\alpha = 0$ , nämlich  $S_{\max} = P$ , und ein Min. für den größten Ausschlag  $\sphericalangle \alpha_1$  der Pleuelstange, nämlich  $S_{\min} = \frac{P}{\cos \alpha_1}$ . Man kann nun  $S$  in die beiden Komponenten  $T$  und  $R$  senkrecht resp. in Richtung des Kurbelradius zerlegen. Sei der  $\sphericalangle$  zwischen Kurbel und Kolbenlinie  $= \omega$ , so ist der  $\sphericalangle$  zwischen  $R$  u.  $S = \alpha + \omega$  und also die in Richtung der Tangente zum Kurbelkreis wirkende sogenannte Tangentialkraft, welche für die Drehung der Welle in Frage kommt,

$$T = S \sin(\alpha + \omega) = P \frac{\sin(\alpha + \omega)}{\cos \alpha}$$

und die vom Lager aufzunehmende Radialkraft

$$R = S \cos(\alpha + \omega) = P \frac{\cos(\alpha + \omega)}{\cos \alpha}.$$

c) Drehmoment. Um das für den Antrieb der Welle maßgebende drehende Moment zu finden, denkt man sich im Wellenmittelpunkte zwei gleiche und entgegengesetzte Kräfte  $T'$  und  $T''$  gleich und  $\parallel T$  angebracht; es wird dann das Kräftepaar  $T$  und  $T'$  mit dem Arm  $r =$  Kurbelradius gebildet, und es ergibt sich das Drehmoment für die Welle

$$= T \cdot r = r \cdot P \frac{\sin(\alpha + \omega)}{\cos \alpha},$$

während die Kraft  $T''$  vom Wellenlager aufgenommen wird. — Denkt man sich weiterhin auch Lagerkraft  $R$  nach dem Wellenmittelpunkte verlegt  $= R'$  und setzt man ferner die Komponenten  $T''$  und  $R'$  zu der Resultante  $S''$  zusammen und zerlegt  $S''$  wieder in die  $\perp$  zueinander stehenden Komponenten  $P'$  und  $F'$ , so ergibt sich  $F' = F$  und  $P' = P$ , da  $S'' =$  und  $\parallel S$ , und  $P'$  und  $F'$  zu  $P$  und  $F$  gezogen sind.

Da man also durch die vorgenommenen Zusammensetzungen und Zerlegungen der Kräfte wieder auf  $P$  gekommen ist, so muß auch das durch das erhaltene Kräftepaar  $F'F'$  erzeugte Drehmoment, nämlich  $P \operatorname{tg} \alpha r \frac{\sin(\alpha + \omega)}{\sin \alpha}$  gleich und entgegengesetzt dem durch das Kräfte-

paar  $TT'$  erzeugten Drehmoment  $Tr$  sein. Das durch  $FF'$  hervorgerufene Drehmoment sucht die Führung nach einer und das Lager nach der anderen Seite wegzudrücken und muß durch die Fundamentalsäulen, Stützen oder Anker aufgenommen werden.

Ferner sucht  $P'$  die Welle in der Richtung der Kolbenstange fortzuschieben, während eine gleich große vom Dampfdrucke  $P$  herführende Kraft  $P''$  bestrebt ist, den Zylinderdeckel abzuheben. Da die Welle in Lagern ruht, die durch Maschinensäulen oder Ständer mit den Zylindern nebst Deckeln in Verbindung stehen, so suchen demnach  $P'$  und  $P''$  diese Säulen resp. Ständer zu zerreißen, und die letzteren müssen mit Rücksicht hierauf dimensioniert werden.<sup>1)</sup>

d) Beschleunigungsdruck. Die eben betrachtete Kraftzerlegung erleidet bei schnelllaufenden Maschinen insofern eine Abänderung, als hier noch der durch die Übertragungsteile hervorgerufene Beschleunigungsdruck (§ 77)  $P_1$  und das Gestängegewicht  $P_2$  zu berücksichtigen ist. Sei der wirksame Dampfkolben-Druck  $= P_3$ , so ist also  $P = P_1 + P_2 + P_3$ .  $P_3$  pflanzt sich, wie vorher gezeigt, durch das Gestänge in die Grundplatte fort, während  $P_1$  als freie Kraft übrig bleibt, die abwechselnd das Maschinengestell zu heben und zu senken sucht, je nachdem sich der Kolben von oben nach unten oder umgekehrt bewegt.

### § 77. Gleichförmigkeitsgrad und das Tangentialdruck-Diagramm.

a) Gleichförmigkeitsgrad. Das Drehmoment der Welle war  $T \cdot r = \frac{rP \sin(\alpha + \omega)}{\cos \alpha}$  und wechselt zwischen den Werten 0 in der Totlage und dem Werte  $\frac{rP \sin(\alpha_1 + \omega)}{\cos \alpha_1}$ .

Diese Schwankungen bewirken im Gange der Maschine eine Ungleichförmigkeit, welche starke Beanspruchungen der einzelnen Maschinenteile hervorruft, die Manövrierfähigkeit beeinträchtigt und unter Umständen Torsionsschwingungen (§ 79) erzeugt. Die Ungleichförmigkeit wird natürlich bei Einkurbelmaschinen größer sein als bei solchen mit mehreren Kurbeln. Sei allgemein  $W$  die größte,  $w$  die kleinste und  $c$  die mittlere Umfangsgeschwindigkeit im Kurbelkreis während einer Umdrehung, so definiert man den Ungleichförmigkeitsgrad  $\delta$  durch  $\delta = \frac{W-w}{c} = \frac{(W-w) \cdot 60}{2r\pi n} = \frac{9,55(W-w)}{rn}$ .

Um also  $\delta$  recht klein zu machen, müssen  $r$  und  $n$  d. h. Kurbel und Umdrehungen möglichst groß und  $W-w$  möglichst klein werden.

1) Die durch das Kurbelgetriebe hervorgerufenen Stabspannungen und Gelenkdrücke sind mittels eines sog. dynamischen Kräfteplanes in Z. V. D. I. 1906 S. 951 graphisch dargestellt.

Nach Gümbel<sup>1)</sup> erhält man das gleichmatigste Drehmoment, wenn die einzelnen Zylinderarbeiten, als Strecken und unter einer Neigung entsprechend den doppelten Kurbelwinkeln aufgetragen, zu einem geschlossenen Polygon fhren. — Bei fertigen Maschinen wird man den Gleichförmigkeitsgrad durch eine zweckmäßig vorgenommene Verteilung der Zylinderleistungen mit Hilfe der fr die Fllungsnderungen vorgesehenen Einrichtungen, wie man solche bei den Zylindern der Kriegsmarine meist vorfindet, beeinflussen können. Im allgemeinen erhält man bei Schiffsmaschinen für  $\delta$  kaum geringere Werte als 5–10%.

b) Tangentialdruck-Diagramm. Die Änderung der Umfangsgeschwindigkeit erkennt man am besten durch das Tangentialdruck-Diagramm (Fig. 163); man legt hierzu den Umfang des Kurbelkreises  $2r\pi$  in die Abszissenachse und trägt für die verschiedenen Kurbelstellungen die zugehörigen Werte von  $T$  als Ordinaten auf. Aus der Figur erkennt man die Schwankungen der Tangentialkraft; noch anschaulicher wird es, wenn man  $T$  auf die einzelnen Radien vom Mittelpunkt des Kurbelkreises aus abträgt. Für die zahlenmäßige resp. graphische Bestimmung von  $T$  ist nun folgendes zu beachten. In der für  $T$  aufgestellten Formel setzt sich  $P$  1) aus der Kolbenkraft, 2) dem Gewicht des Gestänges und 3) der Massenbeschleunigung des letzteren zusammen.

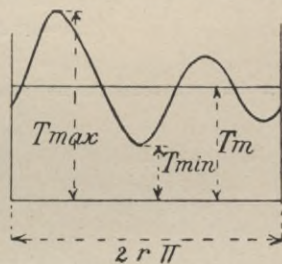


Fig. 163.  
Tangentialdruck-Diagramm.

1. Die wirksame Kolbenkraft erhält man aus dem Indikatordiagramm, indem man die Differenzen des Druckes und Gegendruckes bildet. Dies führt zu einer geschlossenen Figur (vgl. Fig. 165 auf S. 257), für die Gümbel<sup>2)</sup> als Annäherung eine Ellipse setzt, um dann die jeweilige vom Dampfdruck herrührende Kraft als Funktion des Kurbelwinkels  $\omega$  ausdrücken zu können. Diese zwar recht interessante analytische Behandlung hat indessen in der Praxis nicht Eingang gefunden.

2. Zum Gestänge rechnet man den Kolben nebst Kolbenstange, Kreuzkopf, Pleuelstange und — beim Antrieb der Luftpumpen durch die Hauptmaschine — das Luftpumpengestnge; das übrige Pumpengestnge (von Lenz- und Maschinen-Speisepumpen) sowie das Steuerungsgestnge usw. lt man unberücksichtigt, da ihr Einfluß auf das Drehmoment nur gering ist. Die betreffenden Gewichte sind auf den Kurbelkreis zu reduzieren, z. B. ist das Gewicht des Luftpumpen-

1) Jahrb. d. Schiffb.-Ges. 1901 S. 270.

2) Mar. Rundsch. 1899 S. 281.

gestänges mit  $\frac{h'}{h}$  zu multiplizieren, wenn  $h'$  der Hub der Luftpumpe und  $h$  derjenige der Hauptmaschine ist.

3. Um die Massenbeschleunigung zu finden, drückt man zunächst den Kolbenweg  $x$  als Funktion von  $\varphi$  aus (Fig. 164). Hat der Kolben oder Kreuzkopf von Hubmitte aus den Weg  $x$  zurückgelegt, und trägt man  $CM =$  Pleuelstangenlänge  $= l$  von  $C$  aus auf  $CO$  ab, so ergibt sich  $OC = x + l$ , und wenn man sich von  $M$  aus ein Lot auf  $OC$  gefällt denkt,  $OC = r \cos \varphi + l \cos \beta = x + l$ . Mithin

$$x = r \cos \varphi - l (1 - \cos \beta).$$

Da nun aus  $\triangle OMC$

$$\frac{\sin \beta}{\sin \varphi} = \frac{r}{l}$$

folgt, so erhält man durch Elimination von  $\beta$  aus diesen beiden Gleichungen

$$x = r \cos \varphi - l \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \varphi} \right)$$

und durch Reihenentwicklung  $x = r \cos \varphi - \frac{r^2}{2l} \sin^2 \varphi$ , wobei die Glieder

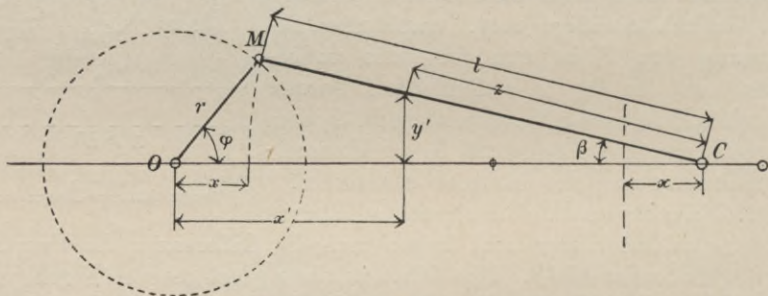


Fig. 164. Darstellung der Kolbengeschwindigkeit.

höherer Ordnungen vernachlässigt sind; für den ungünstigsten Fall von  $\frac{l}{r} = 4$  und  $\varphi = 90^\circ$  fällt diese Vernachlässigung geringer als 0,002 aus. Sei nun  $v$  die variable Umfangsgeschwindigkeit im Kurbelkreis, so ergibt sich, da der während der Zeit  $dt$  durchlaufende Bogen  $= r d\varphi$  ist,  $v = r \frac{d\varphi}{dt}$  also die Kolbengeschwindigkeit  $V$  aus:

$$V = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = -v \sin \varphi - \frac{v \cdot r}{2l} \sin 2\varphi$$

und die Kolbenbeschleunigung  $B$  durch nochmalige Differentiation:

$$B = \frac{dV}{dt} = \frac{dV}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = -\frac{dv}{dt} (\sin \varphi + \frac{r}{2l} \sin 2\varphi) - \frac{v^2}{r} (\cos \varphi + \frac{r}{l} \cos 2\varphi).$$

Um die Rechnung zu vereinfachen, nimmt man zur Bestimmung der Massenbeschleunigung eine gleichförmige Umfangsgeschwindigkeit an,



d. h.  $\frac{dv}{dt} = 0$ ; diese Annahme trifft bei schnelllaufenden Mehrzylinder-  
maschinen mit ziemlicher Genauigkeit zu, da hier die Winkelbeschleu-  
nigung während der ganzen Umdrehung im Verhältnis zur Winkel-  
geschwindigkeit selbst sehr klein ist. Es wird dann also der Be-  
schleunigungsdruck  $Q$  der hin- und hergehenden Massen

$$Q = \frac{Mv^2}{r} \left( \cos \varphi + \frac{r}{l} \cos 2\varphi \right).$$

Hierbei ist  $M = \frac{P}{g}$  die Summe der hin- und hergehenden auf den  
Kurbelkreis reduzierten Massenteile. Setzt man  $\frac{P \cdot v^2}{g \cdot r} = G$ , so nimmt  
der Ausdruck die einfache Gestalt an  $Q = G \cos \varphi + G \cdot \frac{r}{l} \cos 2\varphi$ ;

hierbei ist von der Pleuelstange nur der obere Teil zu berücksichtigen, da  
der untere Teil keine oszillierende, sondern eine rotierende Bewegung  
macht. Ist der Schwerpunkt der Pleuel-  
stangenkopfes um  $a$  und von der Mitte  
der Gabel um  $b$  entfernt, so ist es  
üblich, falls  $l$  die Entfernung von Mitte  
zu Mitte Zapfen der Pleuelstange und  $s$   
das Gewicht der ganzen Pleuelstange be-  
deutet,  $\frac{sa}{l}$  zum oszillierenden und  $\frac{sb}{l}$   
zum rotierenden Teile zu rechnen.

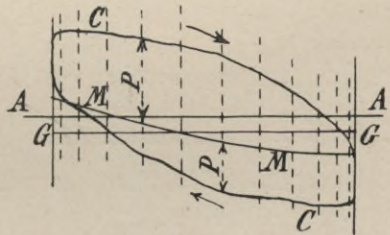


Fig. 165. Darstellung der wirklichen Vertikalkräfte.

Eine weitere Vereinfachung für den Beschleunigungsdruck tritt ein,  
wenn die Pleuelstange unendlich lang ausfällt, wie es bei der Kurbel-  
schleife der Fall ist. Dann wird  $\sphericalangle \beta = 0$ , also  $x = r \cos \varphi$ ,  $v = -r \sin \varphi$ ,  
 $B = -r \cos \varphi$  und der Beschleunigungsdruck  $Q = \frac{P}{g} v^2 \cos \varphi$ . — Recht  
anschaulich sind die von Mohr und Klein herrührenden graphischen  
Darstellungen der Kolbenbeschleunigung (vgl. Hütte Tl. I und Musil,  
Wärme Kraftm. 1902 S. 391).

Die Kombination der drei Größen, die  $P$  zusammensetzen und  
sämtlich in  $\text{kg/qcm}$  ausgedrückt werden, erfolgt am besten graphisch.  
Es bedeutet in Fig. 165  $CC$  die Linie der wirksamen Dampfdrücke als  
Differenz der Drücke auf der Kurbel- und Deckelseite,  $GG$  die Linie der  
Gestängegewichte und  $MM$  die Linie der Massendrucke; dabei sind  
die Dampfdrücke und Gewichte von der atmosphärischen Linie  $AA$   
und die Massendrucke von  $GG$  aus abgetragen, um die resultierenden  
Kräfte  $P$  schneller abgreifen zu können.

Aus den so gefundenen Werten von  $P$  kann man dann  $T$  rech-  
nerisch nach der vorhin aufgestellten Formel oder auch graphisch nach

Fig. 166 ermitteln. Macht man nämlich  $AB=l$ ,  $\sphericalangle B A \beta = \alpha$ ,  $B \beta = r$ ,  $BD = P$  und zieht  $DE \perp$  zu  $A \beta$ , so wird  $\frac{DE}{BD} = \frac{\sin(\alpha + \omega)}{\sin(90 - \alpha)}$  also

$$DE = P \frac{\sin(\alpha + \omega)}{\cos \alpha} = T.$$

Für eine Drei-Zylindermaschine mit Kurbeln unter  $120^\circ$  hat man für jeden Zylinder die zugehörigen Werte von  $T$  zu ermitteln und kann unter Berücksichtigung der Kurbelwinkel drei einander durchschneidende Tangentialdruckkurven finden (Fig. 167), die durch Summation der zusammengehörigen Ordinaten die resultierende Tangentialdruckkurve ergeben. Durch Planimetrieren erhält man die mittlere Tangentialkraft  $T_m$ , die sich als Horizontale darstellt. Die Durchstoßungspunkte dieser Geraden mit der resultierenden Tangentialdruckkurve ergeben die positiven, nämlich  $II, IV$  usw., oder die negativen, nämlich  $I, III, V$  usw., Arbeitsüberschüsse, die zur Änderung der lebendigen Kraft der bewegten

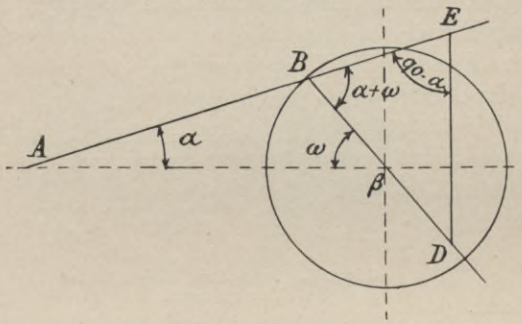


Fig. 166. Zusammenhang zwischen Vertikal- und Tangentialkraft.

Massen aufgenommen resp. abgegeben werden. Da nun die lebendige Kraft der letzteren  $= \frac{mv^2}{2}$  ist, so kann man aus  $I, II, III$  usw.  $v$  finden und diese Größen gleichfalls als Ordinaten auftragen, wodurch man die Geschwindigkeitskurve erhält.<sup>1)</sup>

c) Untersuchungen von Gümbel, Frahm und Bauer. Es sei noch auf die interessanten theoretischen Entwicklungen von Gümbel<sup>2)</sup> hingewiesen, der unter Benutzung teils graphischer teils analytischer Darstellungen für eine zu entwerfende Maschine die für das Drehmoment in Frage kommenden sämtlichen Größen bestimmt und die Wahl der Kurbelstellung zur Erzielung der gleichmäßigsten Drehmomente bei Mehrkolbenmaschinen diskutiert hat. Bezüglich dieser letzten Frage kommt er zum Resultate, daß bei Dreikurbelmaschinen nur zwei Kurbelstellungen (mit  $\sphericalangle$  von  $60$  oder  $120^\circ$ ), bei Vierkurbelmaschinen dagegen sehr viele Kurbelstellungen (z. B. unter  $45^\circ, 90^\circ$  usw.) zu möglichst gleichen Drehmomenten führen, so daß man also bei den letzteren noch einer zweiten Forderung z. B. der günstigsten Dampfverteilung oder des Massenausgleiches usw. gerecht werden kann.

Außer den von der Maschine herrührenden Drehkräften  $T$  unter-

1) Vgl. Jahrb. d. Schiffb.-Ges. 1900 S. 318.

2) Mar. Rundsch. 1899 S. 281.

scheidet man noch solche von den Propellermassen herrührende  $= Q$ ; die ersteren sind die sog. treibenden, die letzteren die widerstehenden Kräfte. Nach den Versuchen von Frahm<sup>1)</sup> ist  $Q$  annähernd proportional der 3,8 Potenz der Umfangsgeschwindigkeit also  $Q = k \cdot W^{3,8}$ ; ferner scheint  $Q$  unabhängig von dem Einfluß der einzelnen Propellerflügel zu sein.

Über dem abgewickelten Kurbelkreis (Fig. 163) wird nun auch die Kurve der  $Q$ -Kräfte gezeichnet und die Schnittpunkte dieser mit der Tangentialdruckkurve  $T$  fixiert. Man erhält dadurch wieder die bezüglichen Arbeits-Über- resp. Unterschüsse und durch Gleichsetzung mit der Änderung der lebendigen Kräfte der Massen der Maschine eine

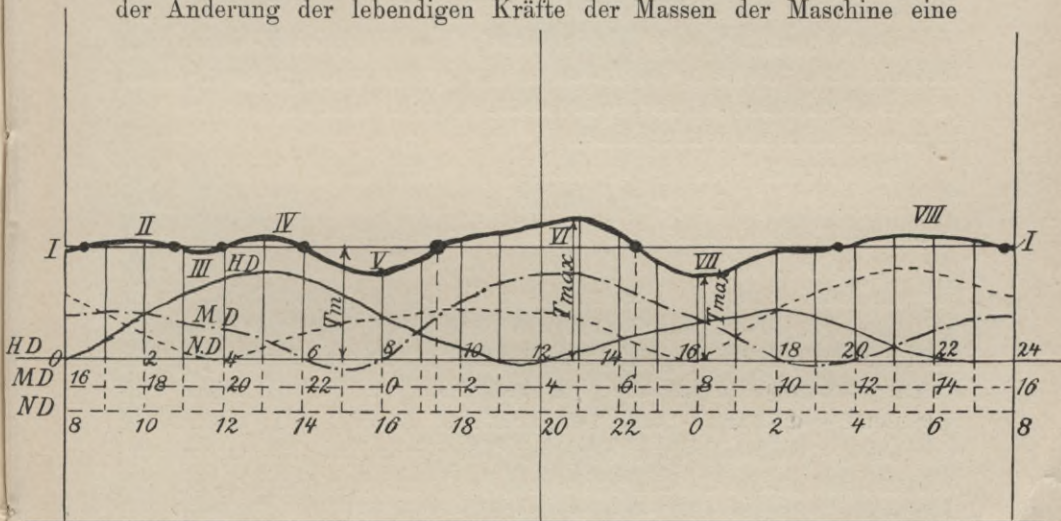


Fig. 167. Kombinierte Tangentialdruck-Diagramme.

Gleichung zur Bestimmung von  $v$ . Auf diese Weise hat Bauer<sup>2)</sup> die  $T$ -,  $Q$ - und  $v$ -Kurven für die Maschinenanlagen von „Patricia“, „König Albert“, „Kaiserin Maria Theresia“, „Kaiser Wilhelm d. Gr.“ u. a. im voraus berechnet und außerdem die Umfangsgeschwindigkeit experimentell mittels Stimmgabel<sup>3)</sup> festgestellt; die Resultate ergaben eine recht gute Übereinstimmung. Nach seinen Untersuchungen beträgt der Ungleichförmigkeitsgrad bei Schiffsmaschinen mit langer Wellenleitung am hinteren Schraubenwellenende nur ca. 6%, am vorderen Kurbelwellenende dagegen bis 12%; indessen können infolge starker Torsionsschwingungen noch viel höhere Werte auftreten (§ 79). Bei Maschinen mit kurzer und dicker Wellenleitung ist der Wert überall etwa 4—7%.

1) Z. V. D. I. 1902 S. 883.

2) Jahrb. d. Schiffb.-Ges. 1900 S. 311.

3) Vgl. S. 276 u. Z. V. D. I. 1900 S. 1359 u. 1431.

### § 78. Die Vibrationserscheinungen.

a) **Geschichtliches und Allgemeines.** Außer der durch Vibrationen hervorgerufenen großen Unbehaglichkeit der Besatzung und Passagiere veranlassen starke Vibrationen eine Lockerung der Schiffsverbände; außerdem geht ein großer Prozentsatz der entwickelten Maschinenleistung zur Erzeugung dieser Vibrationen verloren (vgl. Fig. 166 aus § 74).

Von Schlick wurden die Grundzüge der Vibrationstheorie bereits 1884 in den Transactions of the Institution of Naval Architects veröffentlicht.

Der Vorschlag von Middendorf, die Vibrationen durch den Einbau eines von vorn bis hinten in der Symmetrieebene des Schiffes vom Doppelboden bis zum Oberdeck laufenden Längsträgers zu vermeiden, führte nicht zum Ziele.

Ebensowenig konnte der von Kleen stammende Vorschlag (vgl. Z. V. D. I. 1893 S. 1487), die Umdrehungszahl der Schiffsmaschine so festzulegen, daß sie nicht mit der Schwingungszahl des Schiffskörpers, der sog. kritischen, zusammenfiel, als eine praktische Lösung der Frage für alle Fälle angesehen werden. Denn die Umdrehungszahl ist, wie in § 75 gezeigt, sowohl nach oben wie nach unten begrenzt; weiterhin variierte die Schwingungszahl des Schiffes mit seiner Belastung<sup>1)</sup>, und ferner mußten Kriegsschiffe bei verschiedenen Umdrehungen entsprechend den Marsch- und den forcierten Fahrten die Vibrationen vermeiden. Während man aber bei Torpedobootszerstörern, wo die Vibrationen infolge des schlanken und leichten Schiffskörpers sich am heftigsten äußerten, nicht gezwungen war, die kritische Umdrehungszahl dauernd beizubehalten, zeigten sich auf den anfangs der 90er Jahre erbauten großen deutschen und englischen Postdampfern (z. B. „Normannia“, „Fürst Bismarck“, „Campania“ und „Lucania“) sehr heftige Erschütterungen gerade bei den normalen Umdrehungen. Man ersetzte die Schrauben durch solche von höherer Steigung, wodurch zwar die kritische Umdrehungszahl vermieden, aber die Geschwindigkeit verkleinert wurde.

Infolge dieser unangenehmen Erfahrungen wurde damals in England der Bau großer Ozeandampfer mit hoher Geschwindigkeit für kurze Zeit eingestellt (Z. V. D. I. 1905 S. 1501), während andererseits die Hamburg-Amerika-Linie, auf Vorschlag von Schlick, ihres technischen Beraters, zum Bau der Vierkolbenmaschine mit ausgeglichener Massenwirkung überging. Außer Schlick haben auch amerikanische,

1) Nach den Untersuchungen von Thele (Schiffb. 1907 S. 599) ergibt das leicht beladene Schiff höhere Schwingungszahlen als das voll beladene.

englische und österreichische Ingenieure (Taylor, Yarrow, Knoller) Vorschläge zur Vermeidung der Vibrationen gemacht.

Der amerikanische Ingenieur Taylor schlug, auf Grund seiner an leicht gebauten Torpedobooten gemachten Beobachtungen, zur Verminderung der Vibrationen die Ankuppelung der Luftpumpe an die Hauptmaschine vor. Seine Entwicklungen für den Ausgleich der Massendrucke und Massendruckmomente von beliebig vielen Kurbeltrieben führten zu der interessanten Tatsache, daß eine Maschine dann ausbalanciert sei, wenn die Aufzeichnung der einzelnen Massendrucke oder Momente als Vektoren, die wie die Kurbeln gegeneinander geneigt waren, zu einem geschlossenen Kräftepolygon führte. Das Taylorsche Verfahren ist in d. Z. V. D. I. 1898 S. 907 von Fränzel genau beschrieben und rief einen Patentstreit mit Schlick hervor (Z. V. D. I. 1898 S. 1053 u. 1313), der zugunsten des letzteren entschieden wurde.

Yarrow schlug 1892 in seinem Pat. 5321/92 vor, die Massendrucke durch zwei an den Enden der Maschine angebrachte Exzentertriebe mit toten Massen aufzuheben, wobei er von der Überlegung ausging, daß eine Mehrkurbelmaschine freie Massendrucke und freie Massendruckmomente hervorrief. Zur Aufhebung beider glaubte er mindestens einen zweikurbeligen Mechanismus anwenden zu müssen, da er durch solchen sowohl eine freie Kraft sowie ein freies Kraftmoment erzeugen konnte. Yarrow gab seine Idee auf, nachdem er vom Schlickschen Patent Kenntnis erhalten hatte.

Der österreichische Ingenieur Knoller (Z. V. D. I. 1897 S. 1371) hat im Verein mit dem deutschen Mathematiker Prof. Schubert<sup>1)</sup> das Verdienst, die Grenzen des Ausgleiches für Mehrkurbelmaschinen angegeben zu haben; sie wiesen nach, daß eine Vierkurbelmaschine zwar eine völlige vertikale Ausgleichung, aber nur eine primäre Ausgleichung der Massenmomente zuließ, und daß erst Fünf- und Sechskurbelmaschinen auch eine völlige Ausgleichung der Massenmomente gestatteten.

Für die weitere Entwicklung zur Verminderung der Vibrationen haben besonders beigetragen:

1. die verdienstvolle Arbeit von Lorenz (Dynamik der Kurbeltriebe, mit besonderer Berücksichtigung der Schiffsmaschinen 1901);

2. die an verschiedenen Kriegsschiffen und Schnelldampfern vorgenommenen Schwingungsmessungen von Berling, Thele u. a. (Mar. Rundsch. 1898, Heft 5, Z. V. D. I. 1899 S. 981, 1017, 1221, 1260, Jahrb. d. Schiffb.-Ges. 1901 S. 373, Schiffbau 1907 S. 519, 559, 595);

3. das von Fischer-Hinnen veröffentlichte Verfahren zur

1) Schubert, Theorie des Schlickschen Massenausgleiches. 1901.

harmonischen Analyse der Pallographendiagramme (Elektrot. Zeitschr. 1901 S. 396);

4. der neue von Schlick konstruierte Meßapparat (Z. V. D. I. 1905 S. 1561) und die von ihm an Bord von „Deutschland“, „Kronprinz“ und „Friedrich Wilhelm“ ausgeführten Messungen (Schiffbau 1901 und Schlick, die Untersuchung der Vibrationserscheinungen von Dampfern 1903).

b) **Das Modell von Schlick.** Die Haupterscheinungen der an Bord auftretenden Vibrationen können an dem von Schlick hergestellten Modell (Fig. 168) beobachtet werden. *PP* bedeutet eine ca. 2,5 m lange Planke, welche den elastischen Schiffskörper darstellen soll; die am Rahmen *FF* befestigten Schraubenfedern *SS* sollen den Auftrieb des Wassers ersetzen; *WW* sind verschiebbare Gewichte, *E* stellt das Gestänge einer 3- oder 4-Zylindermaschine dar, deren Kurbelwelle durch Übertragungswelle *aa* und Zahnräder *G* von Hand in Umdrehung versetzt werden kann. *PP* läßt sich nun durch regelmäßige mit der Hand ausgeübte Stöße — in der Mitte oder an den Enden — in Schwingungen (I. Ordnung) versetzen, welche zwei feste sog. Knotenpunkte *NN*<sub>1</sub> (Fig. 169) hervorrufen. An Stelle dieser Impulse mit der Hand treten in Schiffskörper die nach unten oder oben gerichteten freien Kräfte der Massenbeschleunigung auf, welche nur vom Gewicht der bewegten Massen und ihrer Beschleunigung resp. ihrer Umdrehungszahl abhängig ist. Wenn letztere mit der natürlichen Schwingungszahl des Schiffes nämlich

$$n = k \sqrt{\frac{T}{DL^3}}$$

übereinstimmt, so treten selbst bei sehr stark gebauten und gut versteiften Schiffen heftige Vibrationen mit zwei Knotenpunkten auf. In der Formel bedeutet *n* die kritische Umdrehungszahl, *T* das Trägheitsmoment des Hauptspantes

(wobei die Querschnitte in qcm., die Abstände in m anzugeben sind), *D* das Displacement in Tonnen, *L* die Länge des Schiffes in m, *k* einen Koeffizienten, der ca. 34050 für Torpedoboote, 31200 für

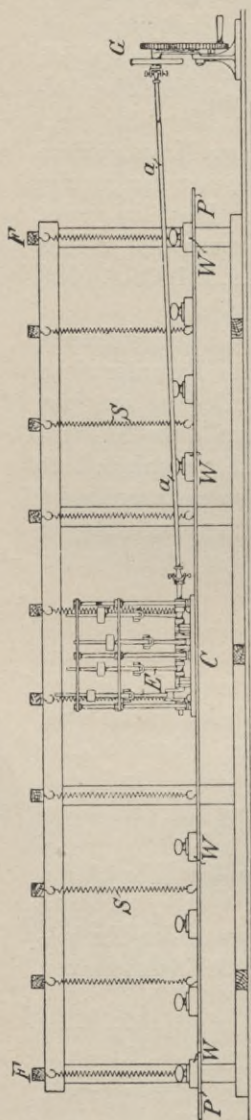


Fig. 168. Vorrichtung zur Beobachtung von Vibrationen.

Schnelldampfer, und 27800 für Frachtschiffe beträgt. Dabei ist vorausgesetzt, daß die Maschine in der Mitte oder an den Enden aufgestellt und nur mit einer Kurbel versehen ist. Werden nun die Gestängemassen  $E$  durch Drehung bei  $G$  in schnelle Bewegung versetzt, so werden die alsdann auftretenden periodischen Schwingungen der Planke und die sich bildenden beiden festen Knotenpunkte deutlich sichtbar, besonders dann, wenn die kritische Umdrehungszahl erreicht wird. Die Vibrationen verschwinden aber fast völlig, sobald die Maschine nach einem der beiden Knotenpunkte  $N$  oder  $N_1$  verschoben wird.

c) **Zweikurbelmaschine.** Werden die Gestängeteile für die beiden mittleren Kurbeln entfernt und das Gewicht für die beiden äußeren unter  $180^\circ$  versetzten Kurbeln gleichgemacht, so heben sich die vertikalen Massenwirkungen auf, und es treten auch bei der kritischen Umlaufzahl keine Vibrationen ein, wenn die Maschine in  $C$ ,  $O$  oder  $Q$  aufgestellt wird. Rückt man aber diese Maschine nach  $N$  oder  $N_1$ , so entstehen bei den kritischen Umdrehungen wieder heftige Vibrationen I. Ordnung. Dieselben rühren von den freien Kraftmomenten her, die

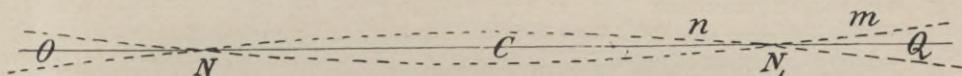


Fig. 169. Knotenpunkte bei Vibrationen.

dadurch entstehen, daß das Gestänge der Kurbel bei  $m$  ein Hoch- und Niedergehen von  $m$  und bei  $n$  gleichzeitig ein Nieder- und Hochgehen von  $n$  herbeiführt. Diese auftretenden sog. Kippmomente sind deshalb sehr störend, weil man die Maschine meistens aus konstruktiven Rücksichten in der Nähe des hinteren Knotenpunktes aufstellen muß.

d) **Dreikurbelmaschine.** Eine Dreikurbelmaschine erzeugt im allgemeinen als Resultante sowohl freie Vertikal- sowie freie Kippmomente. Ist dagegen die Maschine so weit vom Knotenpunkt  $N_1$  entfernt, daß die auf  $N_1$  bezogenen Momente der Gestängeteile mit den Gewichten  $G_1 G_2 G_3$  gleich Null sind, so werden Vibrationen nicht auftreten. Sei der Abstand von Mitte H. D. Z. zu Mitte M. D. Z. =  $a$ , von M. D. Z. bis N. D. Z. =  $b$  und von Mitte N. D. Z. bis  $N_1 = x$ , so müßte also die Gleichung bestehen  $G_3 x = \frac{G_2}{2} (x + a) + \frac{G_1}{2} (x + a + b)$ , falls die Kurbeln unter  $120^\circ$  versetzt sind.<sup>1)</sup> Diese Gleichung wird unter Berücksichtigung der üblichen Verhältnisse der Gestängegewichte (nämlich  $G_1 : G_2 : G_3 = 0,71 : 0,83 : 1$ ) für  $x = 5 a$  erfüllt.

Daß ein Aufstellungsort im Schiffe existieren muß, wo eine

1) Z. V. D. I. 1894 S. 1093.

Dreikurbelmaschine keine merklichen Vibrationen zeigt, geht schon daraus hervor, daß bei Aufstellung der Maschine mittschiffs durch das überwiegende N.D.-Gestänge bei einer bestimmten Kurbellage des N.D.Z. ein Druck nach unten, und bei Aufstellung der N.D.Z. gerade über N in Fig. 169, bei derselben Kurbelstellung, ein Druck nach oben erzeugt wird, weil im letzteren Falle, wie vorhin gezeigt, die Massenwirkung des N.D.Z. aufgehoben ist. Zwischen  $N$  und mittschiffs muß daher ein Punkt existieren, in dem der Druck durch  $o$  hindurchgeht.

Man verkleinert übrigens das Kippmoment der 3-Zylinder-Maschine dadurch, daß man den N.D.Z. in die Mitte stellt und H.D.Z. und M.D.Z. seitlich von demselben anordnet, wie es u. a. bei vielen Torpedobootszerstörern der Fall ist. Auf „Lucania“ standen die schweren N.D.Z. mit darüber befindlichen H.D.Z. an den Enden, und daher wurden bei diesen Schiffe besonders starke Vibrationen wahrgenommen.

e) **Vierkurbelmaschine.** Ähnliche Erscheinungen bezüglich des Aufstellungsortes traten auch bei Verwendung des Vierkurbelmodelles auf. Die Kippmomente werden auch hier kleiner, wenn man die schweren N.D.Z. in die Mitte und die leichteren H.D. und M.D.Z. seitlich von diesen anordnet. Es ist nun Schlick gelungen, die Vierkurbelmaschine ganz unabhängig von ihrer Umdrehungszahl und unabhängig vom Aufstellungsorte so auszubalancieren, daß 1. die algebraische Summe der Vertikalkräfte in jedem Augenblick =  $o$  ist und 2. auch die Kippmomente erster Ordnung verschwinden.

f) **Bedingungen einer völligen Ausbalancierung.** Bezeichnet man mit  $Q_1 Q_2 Q_3 Q_4$  die zu den vier Zylindern I, II, III, IV zugehörigen Beschleunigungsdrücke, so wird die 1. Bedingung erfüllt, wenn

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 = 0$$

oder nach Einsetzen der Werte für

$Q_1 = G_1 \cos \varphi_1 + G_1 \frac{r}{l} \cos 2 \varphi_1$  usw. (S. 257), wenn allgemein

$$\sum G_n \cos \varphi_n + G_n \frac{r}{l} \cos 2\varphi_n = 0$$

wird. Setzt man  $\varphi_1 = x - a_1$ ,  $\varphi_2 = x - a_2$  usw., wobei  $a_1, a_2, \dots$  die  $\sphericalangle$  zwischen den Kurbeln und der Vertikalen, und  $x$  den veränderlichen  $\sphericalangle$  zwischen der Vertikalen und der bezüglichen Kurbelstellung bedeuten, so geht die Bedingungs-Gleichung über in:

$$\begin{aligned} & \cos x (G_1 \cos a_1 + G_2 \cos a_2 + \dots) \\ & + \sin x (G_1 \sin a_1 + G_2 \sin a_2 + \dots) \\ & + \frac{r}{l} \cos 2x (G_1 \cos 2a_1 + G_2 \cos 2a_2 + \dots) \\ & + \frac{r}{l} \sin 2x (G_1 \sin 2a_1 + G_2 \sin 2a_2 + \dots) = 0. \end{aligned}$$



Damit sich nun die Kräfte  $Q$  dauernd aufheben, muß diese Summe für jeden Wert von  $x$  zu Null werden, d. h. für eine völlige vertikale Massenausgleichung muß sein:

$$\begin{aligned} G_1 \cos a_1 + G_2 \cos a_2 + \dots &= 0 \\ G_1 \sin a_1 + G_2 \sin a_2 + \dots &= 0 \\ G_1 \cos 2a_1 + G_2 \cos 2a_2 + \dots &= 0 \\ G_1 \sin 2a_1 + G_2 \sin 2a_2 + \dots &= 0. \end{aligned}$$

Diese Gleichungen werden erfüllt, wenn die Determinante:

$$\begin{vmatrix} \cos a_1 & \cos a_2 & \cos a_3 & \cos a_4 \\ \sin a_1 & \sin a_2 & \sin a_3 & \sin a_4 \\ \cos 2a_1 & \cos 2a_2 & \cos 2a_3 & \cos 2a_4 \\ \sin 2a_1 & \sin 2a_2 & \sin 2a_3 & \sin 2a_4 \end{vmatrix} = 0 \text{ wird}$$

oder wenn zwischen  $a_1 a_2 a_3 a_4$  die von Schubert und Lorenz abgeleitete einfache Beziehung besteht:

$$2 \cos \frac{a_2 - a_1}{2} \cos \frac{a_4 - a_3}{2} = \cos \frac{a_1 + a_2 - a_3 - a_4}{2}.$$

Führt man statt  $a_1 a_2$  usw. die von den einzelnen Kurbeln 1, 2, 3, 4 gebildeten  $\sphericalangle \alpha, \beta, \gamma, \delta$  (Fig. 170) ein, also

$$\alpha = a_2 - a_1, \quad \beta = a_3 - a_2,$$

$$\gamma = a_4 - a_3, \quad \delta = a_1 - a_4,$$

so geht obige Gleichung über in

$$2 \cos \frac{\alpha}{2} \cos \frac{\gamma}{2} = \cos \frac{\delta - \beta}{2}$$

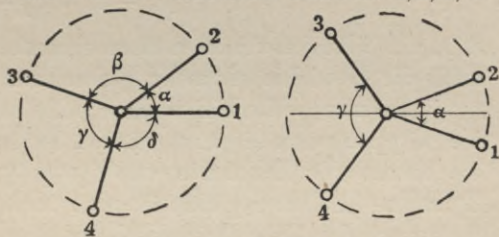


Fig. 170 und 171.  
Kurbelanordnung für Ausbalancierung.

und für den häufig vorkommenden Spezialfall  $\beta = \delta$  (Fig. 171) in:

$$\cos \frac{\alpha}{2} \cos \frac{\gamma}{2} = \frac{1}{2}.$$

Nimmt man also  $\alpha$  beliebig an, so findet man zunächst  $\gamma$ , dann  $\beta = \delta = 180 - \frac{\alpha + \gamma}{2}$  und schließlich die Werte von  $G_1 G_2$  usw., und zwar wird  $G_1 = G_4$  und  $G_2 = G_3$ . Führt man statt  $G$  die bezüglichen Gewichte  $A$  und  $C$  ein, so gehen die Bedingungsgleichungen über in:

$$A \cos \frac{\alpha}{2} = C \cos \frac{\gamma}{2}$$

und

$$A \cos \alpha = - C \cos \gamma,$$

woraus sich umgekehrt, wenn  $A$  und  $C$  gegeben ist, die Kurbelwinkel leicht finden lassen.

Für den weiteren Spezialfall unendlich langer Pleuelstangen braucht nur die Beziehung  $\Sigma G_n \cos \varphi_n = 0$  erfüllt zu werden; das führt auf die beiden Gleichungen

$$G_1 \cos a_1 + G_2 \cos a_2 = -(G_3 \cos a_3 + G_4 \cos a_4) \text{ und}$$

$$G_1 \sin a_1 + G_2 \sin a_2 = -(G_3 \sin a_3 + G_4 \sin a_4).$$

Schubert bezeichnet diese Art der Massenausgleichung als primäre vertikale Ausgleichung und den allgemeinen vorhin betrachteten Fall als völlige vertikale Ausgleichung.

Für  $G_1 = G_4$  und  $G_2 = G_3$  ergibt sich für die primäre Ausgleichung, daß  $a_2 - a_1 = a_4 - a_3$  d. h. daß die Kurbelstellung symmetrisch sein muß.

Für eine Dreikurbelmaschine folgt aus den Grundgleichungen:

$$\frac{G_1}{G_2} = \frac{\sin(a_3 - a_2)}{\sin(a_1 - a_3)}$$

und

$$\frac{G_1}{G_2} = \frac{\sin(2a_3 - 2a_2)}{\sin(2a_1 - 2a_3)}$$

und hieraus

$$a_3 - a_2 = a_1 - a_3;$$

ebenso folgt

$$a_3 - a_2 = a_2 - a_1$$

d. h. die 3 Kurbelwinkel müssen einander gleich sein, außerdem müssen auch die Gewichte einander gleich sein. —

Um nun weiterhin auch die 2. Bedingung zu erfüllen und also die Kippmomente verschwinden zu lassen, ist es erforderlich, daß die Summe der Momente von  $Q_1, Q_2, Q_3, Q_4$  bezogen auf eine zu den Zylindern  $\perp$  Ebene gleich 0 wird. Seien allgemein  $l_1, l_2, l_3, l_4$  die Entfernungen der Zylinder von dieser Ebene, so ist also notwendig, daß  $\Sigma Q_n l_n = 0$  wird. Hieraus ergeben sich wie vorhin die 4 Bedingungengleichungen:

$$G_1 l_1 \cos a_1 + G_2 l_2 \cos a_2 + \dots = 0$$

$$G_1 l_1 \sin a_1 + G_2 l_2 \sin a_2 + \dots = 0$$

$$G_1 l_1 \cos 2a_1 + G_2 l_2 \cos 2a_2 + \dots = 0$$

$$G_1 l_1 \sin 2a_1 + G_2 l_2 \sin 2a_2 + \dots = 0.$$

Für unendlich lange Pleuelstange brauchen wieder nur die beiden ersten sogenannten primären Momentgleichungen erfüllt zu sein, um völlige Ausgleichung zu erhalten, und das Schlicksche Patent Nr. 80974/03 bezieht sich nur auf diesen Fall.

Die gleichzeitige Erfüllung der völligen vertikalen und Moment-Ausgleichung bei endlicher Pleuelstange ist für eine Vierkurbelmaschine nicht möglich.

Bei dieser kann in der Regel nur der Fall völliger Vertikal-

ausgleichung und gleichzeitiger primärer Momentenausgleichung d. h. also die Erfüllung von 4 Gleichungen in Betracht kommen.

Ist  $\alpha$  und  $\beta$  gegeben, so findet man aus der vorhin abgeleiteten Beziehung den  $\sphericalangle \gamma$  und also auch  $\delta$ . Daraus ergeben sich die Beziehungen zwischen den Gestängegewichten und schließlich durch Einsetzen der gefundenen Werte in die primären Momentengleichungen die Verhältnisse der Zylinderabstände.

In der Praxis geht man meistens von den Gewichten und Abständen aus und findet die Kurbelwinkel, wenn man aus

$$G_1 \cos a_1 + G_2 \cos a_2 + \dots = 0$$

$$G_1 l_1 \cos a_1 + G_2 l_2 \cos a_2 + \dots = 0$$

und ebenso aus

$$G_1 \sin a_1 + G_2 \sin a_2 + \dots = 0$$

$$G_1 l_1 \sin a_1 + G_2 l_2 \sin a_2 + \dots = 0$$

$G_1$  eliminiert und die erhaltenen Gleichungen quadriert und addiert; dann erhält man nämlich:

$$G_2^2 (l_2 - l_1)^2 = G_3^2 (l_3 - l_1)^2 + G_4^2 (l_4 - l_1)^2 + 2 G_3 G_4 (l_3 - l_1) (l_4 - l_1) \cos (a_4 - a_3).$$

Ähnliche Beziehungen findet man durch Elimination von  $G_2$  usw.

Diese Beziehungen entsprechen dem cos-Satz für ein Dreieck, dessen Seiten  $G_2 (l_2 - l_1)$ ,  $G_3 (l_3 - l_1)$  und  $G_4 (l_4 - l_1)$  usw. sind. Für den oft vorkommenden Fall, daß die äußeren und inneren Zylinder gleich weit von der Mitte der Maschine entfernt sind, kann man  $l_2 - l_1 = L$  und  $l_4 - l_3 = l$  setzen und die eben entwickelten Formeln graphisch durch Fig. 172

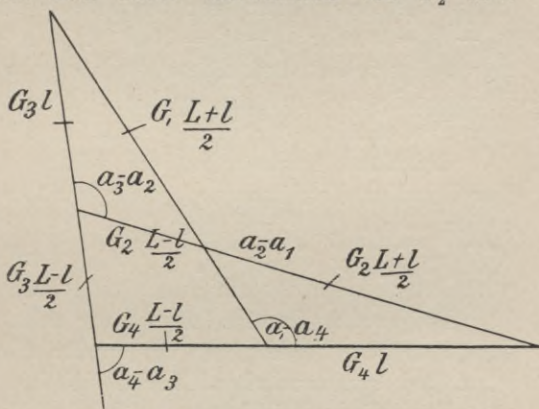


Fig. 172. Zusammenhang zwischen Massen, Zylinderabständen und Kurbelwinkel für Ausbalancierung.

Es läßt sich leicht nachweisen, daß für diesen Fall wieder  $\delta = \beta$ , ferner  $G_1 = G_2$  und  $G_3 = G_4$  wird. Für völlig gleiche Zylinderabstände wird  $L = 3l$  und  $\frac{G_1}{G_3} = 0,6228$ , ferner  $\alpha = 52^\circ 44'$  und  $\gamma = 112^\circ 10'$ .

Für eine Dreikurbelmaschine ist eine solche gleichzeitige Ausgleichung der Vertikalkräfte und der Kippmomente unmöglich; denn aus

den bezüglich vier Bedingungsbeziehungen ergeben sich die Beziehungen:

$$G_1 : G_2 : G_3 = \sin(a_3 - a_2) : \sin(a_1 - a_3) : \sin(a_2 - a_1)$$

$$G_1 l_1 : G_2 l_2 : G_3 l_3 = \sin(a_3 - a_2) : \sin(a_1 - a_3) : \sin(a_2 - a_1).$$

Das ist nur möglich, wenn entweder  $l_1 = l_2 = l_3$  oder  $G_1, G_2$  und  $G_3 = 0$  oder die Kurbel  $\sphericalangle = 0$  oder  $180^\circ$  sind; alles widerspricht den Ausführungen der Praxis.

Wollte man schließlich bei einer Vierkurbelmaschine auch noch ein Verschwinden der sekundären Kippmomente herbeiführen, so müßten noch die beiden Gleichungen:

$$G_1 l_1 \cos 2a_1 + G_2 l_2 \cos 2a_2 + \dots = 0$$

und

$$G_1 l_1 \sin 2a_1 + G_2 l_2 \sin 2a_2 + \dots = 0$$

erfüllt werden; daraus läßt sich dann, ähnlich wie vorhin, für das Verhältnis der Zylinderabstände die Beziehung ableiten:

$$\frac{l_3 - l_2}{l_3 - l_1} : \frac{l_4 - l_2}{l_4 - l_1} = \frac{\sin 2(a_3 - a_2)}{\sin 2(a_3 - a_1)} : \frac{\sin 2(a_4 - a_2)}{\sin 2(a_4 - a_1)}$$

Aus dieser und der vorhin abgeleiteten ähnlichen Beziehung ergibt sich

$$\frac{\sin 2(a_3 - a_2)}{\sin 2(a_3 - a_1)} : \frac{\sin 2(a_4 - a_2)}{\sin 2(a_4 - a_1)} = \frac{\sin(a_3 - a_2)}{\sin(a_3 - a_1)} : \frac{\sin(a_4 - a_2)}{\sin(a_4 - a_1)}$$

Diese Gleichung kann nur bestehen, wenn, wie Schubert nachweist,  $a_1 - a_2 = 0$  oder  $a_3 - a_4 = 180^\circ$  ist, d. h. Kurbel 1 und 2 oder 3 und 4 parallel gerichtet sind. Diese Forderung ergibt einen schlechten Gleichförmigkeitsgrad und eine schlechte Manövrierfähigkeit, steht also mit den Forderungen der Praxis nicht im Einklang.

Bei fünf Kurbeln ist die völlige Ausgleichung auch nur für parallele Kurbelstellungen möglich; es müßte nämlich  $a_1 = 0, a_2 = a_3 = 120^\circ$  und  $a_4 = a_5 = 240^\circ$ , weiterhin  $G_2 = G_3 + G_4 = G_5$  und schließlich  $G_1 l_1 = G_2 l_2 + G_3 l_3 = G_4 l_4 + G_5 l_5$  werden. Eine solche Gewichtsverteilung entspricht gleichfalls nicht den praktischen Anforderungen.

Bei sechs Kurbeln können die acht Grundgleichungen auf viele Arten erfüllt werden, die den praktischen Anforderungen genügen, u. a. bei symmetrischen Kurbelwinkeln ( $\alpha, \beta, \gamma, -\gamma, -\beta, -\alpha$ ), symmetrischen Gewichten ( $A, B, C, C, B, A$ ) und Zylinderabständen ( $a, b, c, -c, -b, -a$ ). Es werden dann vier der acht Gleichungen identisch erfüllt, und es bleiben nur die vier Gleichungen übrig:

$$A \cos \alpha + B \cos \beta + C \cos \gamma = 0$$

$$A \cos 2\alpha + B \cos 2\beta + C \cos 2\gamma = 0$$

$$Aa \sin \alpha + Bb \sin \beta + Cc \sin \gamma = 0$$

$$Aa \sin 2\alpha + Bb \sin 2\beta + Cc \sin \gamma = 0.$$

Die allgemeine Behandlung dieser Gleichung führt auf Gleichungen höherer Grade. Die drei Spezialfälle 1.  $A = B = C$ , 2.  $B = C$  und 3.  $\beta = 90 + \alpha$ ,  $\gamma = 90 + 45^\circ$  ergeben folgendes:

1. Eine völlige Ausgleichung ist nicht möglich, wenn die Gewichte alle gleich sind.

2. Die Gleichsetzung der Gewichte der vier mittleren Maschinen ergibt brauchbare Resultate. Wählt man, wie es in der Praxis häufig ausgeführt wird,  $\alpha = 45^\circ$  und  $\frac{A}{B} = \sqrt{3}$ , so ergibt sich  $\beta = 105^\circ$ ,  $\gamma = 166^\circ$  ferner  $\frac{-b}{a} = 3$ ,  $\frac{c}{a} = 6,464$ , und das Verhältnis der Zylinderabstände 1,732 : 1 : 1 : 1 : 1,732.

3. Die Kurbeln der Zylinder  $A$  und  $B$ ,  $C$  und  $C'$  und  $A'$  und  $B'$  bilden je einen rechten Winkel; für  $\alpha = 25^\circ$  erhält man  $\frac{C}{A} = 0,684$  und das Abstandsverhältnis

$$718 : 822 : 1000 : 822 : 718.$$

(Vgl. Schubert, Theorie des Schlickschen Massenausgleiches S. 125).

Aus diesen Ausführungen geht hervor, daß die vertikale Massen- und vertikale Momenten-Ausbalancierung der Vier-, Fünf- und Sechs-Kurbelmaschinen durch geeignete Wahl der Zylinderabstände, der Kurbelstellung und des Verhältnisses der Gewichte, die an den einzelnen Kurbeln angreifen, möglich ist. — Um nun auch eine horizontale Ausbalancierung für die auftretenden horizontalen Komponenten der Beschleunigungsdrücke herbeizuführen, schlägt Schlick die Anbringung geeigneter Gegengewichte vor. Die Größe der Gegengewichte kann wie vorhin aus der Beziehung  $\sum Q_n \sin \varphi = 0$  rechnerisch gefunden werden, wobei die horizontalen Beschleunigungsdrücke von Pleuelstangen, Kurbelarmen und Gegengewichten zu berücksichtigen sind.

Noch einfacher ist das von Taylor vorgeschlagene graphische Verfahren, das in der Praxis große Verbreitung gefunden hat. Stellen in Fig. 172a  $OA$ ,  $OB$ ,  $OC$  usw. die Kurbelrichtungen und gleichzeitig die Größe der bezüglichen Gewichte der auf den Kurbelradius reduzierten schwingenden und sich drehenden Massen dar, und zieht man  $AB' \parallel OB$  und  $= OB$ ,  $B'C' \parallel OC$  und  $= OC$  usw., so erhält man als Resultante  $OD'$ . Die Multiplikation von  $OD'$  (in kg ausgedrückt) mit  $0,0011 \cdot r \cdot n^2$ , wo  $r$  den Kurbelradius und  $n$  die Zahl der

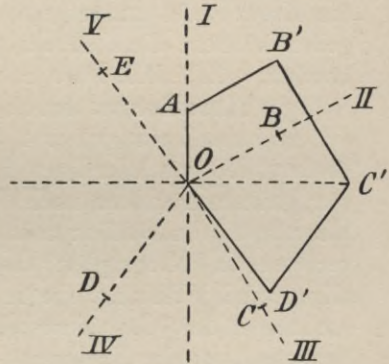


Fig. 172a.  
Ausbalancierung nach Taylor.

Umdrehungen angibt, liefert die Größe der restierenden Massendrücke. Wählt man demnach für eine zu entwerfende Fünfkurbelmaschine als fünfte Kurbel die Richtung  $OE$  in der Verlängerung von  $D_1O$  und die zugehörigen Massen  $OE = OD'$ , so sind bei dieser Maschine die Massendrücke aufgehoben.

Ähnlich verfährt Taylor mit den Momenten, wobei er den Drehpunkt des Momentenpolygons in eine Kurbel legt, so daß deren Moment gleich 0 wird. Durch geeignete Wahl der Kurbelwinkel, die allerdings gleich denen im Kraftpolygon sein müssen, oder der Kurbelradien, Zylinderabstände oder der schwingenden Massen kann man auch wieder ein geschlossenes Polygon und damit einen Ausgleich der Kippmomente erhalten. Ausführliche Beispiele hierfür sind von Fränzel<sup>1)</sup> wie auch von Bauer<sup>2)</sup> veröffentlicht.

Schließlich sei noch bemerkt, daß auch bei völlig ausbalancierten Maschinen Stöße in den Druckwechsellpunkten des Kurbelzapfens und des Kreuzkopfes auftreten und gleichfalls zu Erschütterungen Anlaß geben können; diese Erscheinungen sind von Meifort eingehend behandelt. (Z. V. D. I. 1899 S. 813.)

g) **Vibrationen durch die Schrauben.** Nachdem die Frage der Ausbalancierung einer 4, 5 oder 6 Kurbelmaschine gelöst und eine große Reihe von Maschinen nach dem Schlickschen System ausgeführt war, traten trotzdem noch Vibrationen auf. Durch die eingehenden Messungen von Schlick mittels seines von ihm erfundenen und verbesserten Pallographen<sup>3)</sup> auf den Schnelldampfern „Deutschland“ und „Kronprinz Wilhelm“, die in dem Werke von Schlick: „Die Untersuchungen der Vibrationserscheinungen von Dampfern“ 1903 veröffentlicht sind, ist der Nachweis erbracht, daß diese Vibrationen nicht von den Maschinen, sondern von den Schrauben herrühren. Bei ausgekuppelten Schrauben waren die Vibrationen selbst bei kritischen Umdrehungen verschwunden. — Dreikurbelmaschinen, die nicht ausbalanciert werden können, riefen auch bei abgekuppelter Schraube stets heftige Vibrationen hervor. Als Ursache der noch verbleibenden Vibrationen war nicht, wie vielfach vermutet (Z. V. D. I. 1899 S. 1022) der Ungleichförmigkeitsgrad der Maschine, sondern der geringe Unterschied in der Steigung der einzelnen Schraubenflügel anzusehen. Der Flügel mit der größten Steigung und dem größten Widerstande wird bei seiner Drehung — von oben nach unten — einen Achsendruck erzeugen, der das Hinterschiff zu heben strebt und umgekehrt; hierdurch werden Vertikalvibrationen gleicher Periode wie die Umdrehungen der Maschinen hervorgerufen. Daß schon ganz geringe

1) Z. V. D. I. 1898 S. 910.    2) Bauer, Berechn. d. Schiffsm. 1908 S. 98.

3) Z. V. D. I. 1905 S. 1561 sowie Prospekt der Fa. H. Maihak-Hamburg.

Abweichungen in den Steigungsverhältnissen der einzelnen Flügel beträchtliche vertikale Vibrationen von 5—8 mm Höhe an den Schiffsenden hervorrufen können, liegt nach Angabe von Schlick daran, daß der Winkel, unter dem die Flügel gegen die ihnen entgegenströmenden Wasserfäden geneigt sind, nämlich der sog. Slipwinkel, sehr klein ca. 3—4° ist; denn die dem Wasser durch die Schraube erteilte Beschleunigung ist teils schon erreicht, ehe das Wasser die Vorderkante des Flügels trifft. Daher erfährt ein Flügel mit einer nur wenig größeren Steigung als ein anderer schon einen wesentlich größeren tangentialen Widerstand, und der Flügel mit der kleineren Steigung läuft dann mehr oder weniger widerstandslos mit.

Das einzige Mittel, diese unangenehmen Erscheinungen zu beseitigen, besteht darin, durch maschinelle Bearbeitung genau übereinstimmende Steigungen aller Flügel herbeizuführen (Vgl. § 112, Pat. v. Bauer) und die größte Sorgfalt bei dem Aufbringen der Flügel auf die Nabe zu verwenden. Hat eine Flügeleinstellung gute Resultate ergeben, so ist es nicht ratsam, die Flügel ohne zwingende Not wieder abzunehmen.

Weiterhin haben die pallographischen Messungen unter Zuhilfenahme eines von Fischer-Hinnen angegebenen Verfahrens ergeben, daß die Kippmomente II. Ordnung die doppelte Frequenzzahl als die kritische Umdrehungszahl aufweisen, und daß der durch sie erzeugte Ausschlag höchstens  $\frac{1}{5}$  des bei Vibrationen I. Ordnung auftretenden Ausschlages betrug. — Die Schwankungen der Drehmomente haben übrigens auf die Vibrationen II. Ordnung ebensowenig Einfluß wie auf solche I. Ordnung, weil der von diesen Schwankungen ausgehende Impuls zu geringfügig ist. (Vgl. Gumbel, Mar.-Rundschau 1899.)

Bei Verwendung von 3flügeligen Schrauben konnten auch Vibrationen III. Ordnung von dreifacher Frequenzzahl der kritischen Umdrehungen nachgewiesen werden; diese traten infolge des ungleichen Widerstandes der einzelnen Schraubenflügel während einer Umdrehung auf, doch waren die hierdurch bewirkten Ausschläge nur sehr klein und betrugen etwa  $\frac{1}{4}$  bis höchstens  $\frac{1}{3}$  mm; sie verschwanden ganz und machten Vibrationen IV. Ordnung Platz, sobald an Stelle der dreiflügeligen Schrauben solche mit 4 Flügeln aufgesetzt wurden. Bei Zweischraubendampfern traten dann sogar außer Vibrationen IV. Ordnung noch solche VIII. Ordnung auf.

Das Auftreten der Vibrationen höherer Ordnung hängt darnach außerordentlich von der Art und der Tätigkeit des Propellers ab; dies wurde auch durch die Untersuchungen von Thele bestätigt (Schiffb. 1907 S. 598).

Aus seinen Untersuchungen geht hervor, daß auch Turbinenschiffe Vibrationen zeigen können, die von den Schrauben herrühren.

Da die Schrauben der Turbinendampfer indessen verhältnismäßig kleine  $\phi$  haben und mit hohen Umdrehungen arbeiten, so entstehen nur Vibrationen sehr hoher Ordnung mit 6—8 Knotenpunkten. Turbinen mit langsam laufenden Schrauben, wie sie neuerdings zur Erhöhung des Schrauben-Wirkungsgrades zur Ausführung kommen (z. B. auf den englischen Schnelldampfern), werden wieder bei den geringsten Ungleichheiten in den Steigungen der einzelnen Flügel, wie die „Carmania“ gezeigt hat<sup>1)</sup>, stärkere Vibrationen ergeben. Die Wahrscheinlichkeit, ungleiche Flügelsteigungen zu verwenden, wird natürlich bei Anwendung vieler Schrauben (4—9 auf Turbinenschiffen) mit vielen Flügeln entsprechend vergrößert.

Es sei noch erwähnt, daß von der Hamburg-Amerika-Linie Versuche mit Schrauben angestellt sind, bei denen absichtlich die St. B. Schraube mit etwas anderer Steigung als die B. B. Schraube ausgeführt ist und infolgedessen die eine Maschine mit einigen Umdrehungen mehr als die andere arbeitete. Diese Versuche haben bezüglich Verminderung der Vibrationen recht günstige Resultate ergeben.

Bezüglich des günstigeren Verhaltens von Dreiflügelschrauben gegenüber 4 Flügeln betreffs Vibrationen sei auf § 111, Flügelzahl, verwiesen.

Es sei noch erwähnt, daß bei Doppelschraubenschiffen die Umdrehungen der beiden Maschinen sich gegenseitig sehr beeinflussen, insofern als das dem Kessel entnommene Dampfvolumen je nach der Stellung des H. D. Kolbens beider Maschinen beständigen Schwankungen unterworfen ist. Diesem Übelstande ist leicht dadurch zu begegnen, daß jede Maschine ihren Dampf nur von einer Kesselgruppe erhält; das die beiden Kesselgruppen verbindende Ventil muß also geschlossen werden.

### § 79. Die Torsionsschwingungen der Welle.

Bei Betrachtung der Schiffsschwingungen waren starre Getriebeteile vorausgesetzt, und diese Annahme kann als nahezu richtig angesehen werden für die auf Zug, Druck resp. Knickung beanspruchten Kolben- und Pleuelstangen, sowie für die der Biegung unterworfenen Kurbelarme, da die Dimensionsveränderungen dieser Teile nur minimal sind. Dagegen darf die elastische, durch Verdrehung hervorgerufene Formveränderung der Kurbel- und Übertragungswellen infolge des großen Abstandes der Übertragungsenergie von der Maschine nach der Schraube bei langen Wellenleitungen nicht vernachlässigt werden. Auf Schnelldampfern traten an den Schrauben- oder Tunnelwellen bei vollkommen ruhigem Wetter trotz fehlerfreien Materials, genügender Stärke und

1) Schiffb. 1907 S. 600 u. Z. V. D. I. 1907 S. 1723.



guter Montage häufig Brüche auf, die nicht erklärt werden konnten. Den ersten Anstoß zur Lösung dieser Frage gab Fränzel<sup>1)</sup> durch seinen Vorschlag, die Kurbelwinkel einander möglichst gleich zu machen, d. h. bei 3 Kurbeln =  $120^\circ$ , bei 4 =  $90^\circ$  und die Maschinenleistung auf die einzelnen Zylinder in gleichem Verhältnis wie die zugehörigen hin- und hergehenden Massen zu verteilen. Dabei war aber der Einfluß der elastischen Formänderung der Welle noch nicht berücksichtigt, da Fränzel den Ungleichförmigkeitsgrad des Propellers aus dem Tangentialdruckdiagramm ableitete. Gumbel<sup>2)</sup> und Lorenz<sup>3)</sup> förderten die Frage durch theoretische Untersuchungen, die zu dem Resultate führten, daß 1. die Hauptschwankungen des resultierenden Tangentialdruckdiagramms verschwinden, wenn sich das Polygon der Zylinderarbeiten, gebildet mit den doppelten Kurbelwinkeln, schließt (§ 77), und daß 2. die Eigenschwingungszahl der Übertragungswelle weder mit der Umdrehungszahl der Maschine übereinstimmen noch in einem rationalen Verhältnis zu derselben stehen darf. Diese theoretischen Untersuchungen wurden durch die von Bauer<sup>4)</sup>, Frahm<sup>5)</sup> und Sommerfeld<sup>6)</sup> unternommenen Experimental-Versuche bestätigt. Aus diesen Versuchen ergab sich folgendes: Den von der Maschine ausgehenden Impulsen, welche durch die Drehmomente dargestellt werden, wird seitens der Schraube ein Widerstandsmoment entgegengesetzt; die Schwankungen dieser Impulse riefen nun auch Schwankungen der Verdrehungsspannungen in der Wellenleitung, Schwankungen in der Drehgeschwindigkeit sowie Änderungen des Propellerwiderstandes hervor; diese Größen sind aber infolge des elastischen Systems nicht proportional zueinander, wie früher angenommen wurde, sondern können an den verschiedenen Stellen der Welle erheblich voneinander abweichen. Nach dem Gesetze von Aktion und Reaktion muß dabei dem Vorschwingen der Kurbelmassen ein Zurückschwingen der Propellermassen entsprechen und umgekehrt. Es kann dann, wie aus den Versuchen von Frahm hervorgeht, vorkommen, daß eine Welle während einer Umdrehung dreimal bis auf etwa das Dreifache (ca. 1000 kg/qcm) des der mittleren übertragenen Drehkraft entsprechenden Wertes angespannt wird, um ebenso oft wieder über die spannungslose Nullage ins Negative zurückzuschwingen, wobei dann zeitweilig die Maschine durch die lebendige Kraft der Propellermassen mitgeschleppt werden kann.<sup>7)</sup> Da nun der unmittelbar hinter der Maschine liegende Wellenteil die

1) Mar. Rundsch. 1897 S. 961.

2) Mar. Rundsch. 1899 S. 281 und 472.

3) Votr. im Instit. of Nav. Arch. 1900 sowie Dynamik der Kurbelgetriebe 1900 S. 133.

4) Jahrb. d. Schiffb.-Ges. 1900 S. 339. 5.) Z. V. D. I. 1902 S. 797 u. 880.

6) Z. V. D. I. 1902 S. 339.

7) Jahrb. d. Schiffb. Ges. 1903 S. 492.

Schwankungen in gleichem Sinne wie die Kurbelmassen macht, der unmittelbar vor der Schraube liegende Wellenteil dagegen im Sinne der Propellermassen d. h. einem Rückschwingen unterworfen ist, so muß also zwischen Maschine und Propeller ein ruhender sog. Knotenpunkt existieren; die Lage  $k$  desselben (Fig. 173) ergibt sich aus der Bedingung, daß die Bewegungsgrößen (Masse  $\times$  Geschwindigkeit) der auf den Kurbelkreis reduzierten Kurbel- resp. Propellermassen nämlich  $m_1$  und  $m_2$  stets entgegengesetzt gleich sein müssen; also  $m_1 v_1 = m_2 v_2$  oder  $m_1 l_1 p = m_2 l_2 p$  wo  $p$  einen Proportionalitätsfaktor und  $l_1$  und  $l_2$  die bezügl. Wellen-Abstände vom Knotenpunkte  $k$  bezeichnen; demnach  $\frac{l_1}{l_2} = \frac{m_2}{m_1}$  oder, wenn  $l_1 + l_2 = l$  gesetzt wird,  $l_1 = l \frac{m_2}{m_1 + m_2}$  und  $l_2 = l \frac{m_1}{m_1 + m_2}$ .

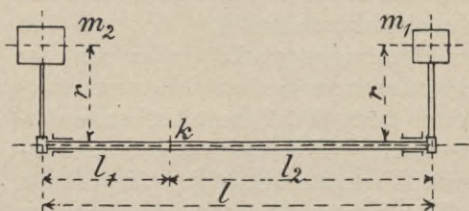


Fig. 173.

Darstellung für Torsionsschwingungen.

Der sog. indifferente Querschnitt fällt nach diesen Gleichungen, die mit den Schwerpunktsbedingungen übereinstimmen, mit dem Schwerpunkt der auf den Kurbelkreis reduzierten Massen der Maschine und des Propellers zusammen.

Nun ergibt sich die Zahl der

Eigenschwingungen der beiden vom Knotenpunkt ausgehenden Wellenstücke nach dem Gesetze der Pendelschwingung  $= 2\pi \sqrt{\frac{m}{K}} = \frac{30}{\pi r} \sqrt{\frac{G\Theta}{m_1 l_1}}$

$= \frac{30}{\pi r} \sqrt{\frac{G\Theta}{m_2 l_2}}$  oder  $= \frac{30}{\pi r} \sqrt{\frac{G\Theta(m_1 + m_2)}{l m_1 m_2}}$ . Hierbei bedeutet  $m$  die auf

den Kurbelkreis reduzierte Kurbelmasse,  $K$  die Kraft, die im Kurbelkreis angreifen muß, um einen Verdrehungsbogen von 1 cm (im Kurbelkreis gemessen) zu erzeugen,  $G$  den Schubelastizitätsmodul des Wellenmaterials in kg/qcm — er hat nach Frahm für Siemens-Martin-Stahl einen Mittelwert von 828000 kg/qcm —,  $\Theta$  das polare Trägheitsmoment des Wellenquerschnitts in cm<sup>4</sup> und  $r$  den Kurbelradius in cm. — Die beiden Wellenstücke haben die gleiche Schwingungsdauer mit entgegengesetzter Schwingungsphase.

Starke Torsionsschwingungen kommen nun zustande, wenn die eben berechnete Schwingungszahl annähernd übereinstimmt mit den Schwankungen oder der Periodenzahl im Tangentialdruckdiagramm, d. h. mit der Umdrehungszahl der Maschine oder einem Vielfachen dieser Zahl. Beträgt z. B. die Schwingungszahl das 2 oder 3fache der Maschinenumdrehungen, so hat man es mit kritischen Umdrehungen II. oder III. Ordnung zu tun.

Bei der Ermittlung der Torsionszahl rechnet man zu den Kurbelmassen noch die Hälfte der oszillierenden und  $\frac{1}{3}$  des vordern Wellen-

stückes, zu den Propellermassen einen Zuschlag von 25—30% mit Rücksicht auf das mitgerissene Wasser und  $\frac{1}{3}$  des hinteren Wellenstückes, — wieder auf den Kurbelradius reduziert. — Ferner hat man bei Berechnung des polaren Trägheitsmomentes die einzelnen Wellenstücke auf den  $\varnothing$  der schwächsten Welle (Übertragungswelle) zu reduzieren, um eine in elastischer Beziehung gleichwertige Welle von überall gleichem  $\varnothing$ , die sog. verkürzte reduzierte Wellenlänge, zu erhalten. Seien  $L_1$  und  $D_1$  die wirklichen,  $L$  und  $D$  die reduzierten Größen der Welle, so muß  $\frac{L}{L_1} = \left(\frac{D}{D_1}\right)^4$  sein.<sup>1)</sup> Hat man die Geschwindigkeitsänderungen für 2 Punkte der Welle ermittelt, so ergibt sich daraus durch einfache Rechnung die Geschwindigkeitsänderung für alle Punkte der Wellenleitung, also auch für die Maschinen- und Schraubenmassen.

Die Vorausberechnung der Torsionsschwingungszahl ist an Beispielen von Bauer<sup>2)</sup> und Frahm<sup>3)</sup> und für Kurbelwellen von Dr. Roth<sup>4)</sup> ganz allgemein durchgeführt. Die Rechnung hatte z. B. in einem Falle die Eigenschwingungszahl 242 ergeben, und an der ausgeführten Maschine wurden bei 80 Umdrehungen in der Tat starke Torsionsschwingungen III. Ordnung gemessen. Frahm hatte für eine ganze Reihe ausgeführter größerer Schiffsmaschinenanlagen die Eigenschwingungszahl rechnerisch festgestellt und dabei gefunden, daß die normale Umdrehungszahl in den meisten Fällen mit der kritischen Umlaufzahl III. oder IV. Ordnung annähernd übereinstimmte. Diese annähernde Übereinstimmung genügt aber schon vollkommen, um bei sonst ungünstigen Verhältnissen recht unangenehme Schwingungen zu erzeugen. Abgesehen von den hierdurch leicht eintretenden Wellenbrüchen wird auch der Nutzeffekt der Maschine und des Propellers herabgesetzt. Die Beschleunigungsdrücke können bei starken Torsionsschwingungen so hohe Werte annehmen, daß Schläge im Kurbelzapfen noch auf Mitte Hub auftreten.<sup>5)</sup>

**Mittel zur Verminderung von Torsionsschwingungen.** Die Mittel zur Verminderung von Torsionsschwingungen bestehen nach vorhergehendem darin, daß man durch geeignete Wahl der Kurbelwinkel usw. den Gleichförmigkeitsgrad der Maschine so hoch wie möglich zu machen sucht (§ 77), — bei Turbinen werden im allgemeinen Torsionsschwingungen seitens der Maschinen überhaupt nicht auftreten, — und daß man die kritischen Umdrehungen, d. h. diejenigen Zahlen, die in einem rationellen Verhältnis zur Eigenschwingungszahl der Welle stehen, vermeidet. Da nun im allgemeinen die normale

1) Z. V. D. I. 1902 S. 800.    2) Bauer, Schiffsmasch. S. 79.

3) Z. V. D. I. 1902 S. 881.    4) Z. V. D. I. 1904 S. 564.

5) Z. V. D. I. 1902 S. 882.

Umdrehungszahl durch Hub und Kolbengeschwindigkeit bereits bei der Konstruktion festgelegt ist, so bleibt nur übrig, die für die Eigenschwingungszahl maßgebenden Größen so zu wählen, daß die Umdrehungszahl oder ein Vielfaches derselben für die Eigenschwingungszahl vermieden wird. Von den die letztere bestimmenden Größen sind aber  $m_1$  und  $m_2$ , d. h. die Kurbel- und Propellermassen in der Regel schon durch die Konstruktion festgelegt. Die Länge  $l$  der Welle ist in den meisten Fällen durch die Unterbringung der Maschine im Schiffe gleichfalls gegeben; es bleibt noch das polare Trägheitsmoment der Welle übrig, und dieses kann durch Verändern des Wellenquerschnittes in der Tat innerhalb weiter Grenzen verschieden bewertet werden. Bei vorhandenen Anlagen wird es meist genügen, die Laufwellen etwas stärker oder schwächer zu machen, um dadurch die Eigenschwingungszahl schon wesentlich zu verändern.

Zum Schluß sei bemerkt, daß trotz eines vorzüglichen Gleichförmigkeitsgrades der Maschine und trotz Vermeidung der kritischen Umdrehungen Torsionsschwingungen auftreten können, die von Ungleichförmigkeiten in der Schraubenwirkung herrühren. Es ergibt sich also auch hier wieder die Forderung, die Steigungen aller Flügel genau gleich zu machen und die letzteren auszubalancieren. Es kann auch vorkommen, daß sowohl Schraube wie Maschine Schwingungen erzeugen, daß aber trotzdem das ganze System in absoluter Ruhe verbleibt. Hierauf weist Gumbel<sup>1)</sup> zuerst hin und führt zur Beurteilung solcher Verhältnisse die sogenannten „gewerteten Kräfte“ ein.

Die experimentelle Messung der Schwankungen der Umdrehungsgeschwindigkeiten und der hierdurch bewirkten Änderung der Torsion geschieht meistens durch eine biegsame Stahlfeder<sup>2)</sup>; diese ist am Schiffskörper befestigt und trägt am freien Ende einen Schreibstift, der beim Schwingen der Feder in der Längsrichtung der sich drehenden Welle hin- und hergehende Kurven beschreibt. Da nun die Schwingung der Feder konstant ist, so werden diese Kurven langgestreckt bei schneller Drehung der Welle und stark wellenförmig bei langsamer Drehung der Welle. Aus dem Verlaufe einer solchen Kurve kann man den Grad der Gleichförmigkeit leicht erkennen. Da aber eine gewöhnliche Feder für den verhältnismäßig schnellen Wechsel der Umfangsgeschwindigkeit zu langsam schwingt, hat man sie durch eine starke Stimmgabel aus Schmiedeeisen ersetzt; diese macht 100—150 Schwingungen in der Sekunde und ist an der einen Seite mit einer Schreibfeder, an der anderen mit einem Platinkontakt versehen; zwischen den Schenkeln der Gabel befindet sich ein Elektromagnet

1) Jahrb. d. Schiffb.-Ges. 1901 S. 270.

2) Jahrb. d. Schiffb.-Ges. 1900 S. 312.

der durch eine Batterie erregt werden kann. Dadurch werden die beiden Gabelzinken zusammengezogen, der Kontakt gelöst und der Strom unterbrochen. Die Gabel federt dann auseinander und stellt den Kontakt wieder her usf. Hierbei stellt sich ein Schwingungszustand der Gabel ein, welcher ihrer Schwingungszahl entspricht; man erhält Ausschläge von 3—4 mm bei 100—150 Schwingungen pro Sekunde. Ist die Zahl der Schwingungen =  $Z$ , die Wellenlänge =  $l$ , der Schreibtrommel- $\phi = d$  und der Hub der Maschine =  $s$ , so ist die Umfangsgeschwindigkeit im Kurbelkreis  $v = \frac{lZs}{d}$  m/Sek.

### 3. Bestimmung der Maschinenkraft aus dem Schiffswiderstande.

#### § 80. Französische Untersuchungen.

Die Bestimmung des Schiffswiderstandes bezweckt für ein neu zu erbauendes Schiff von gegebenen Dimensionen (Länge, Breite, Tiefgang, Displacement und beabsichtigte Geschwindigkeit) die Größe der Maschine festzulegen, sowie einen Rückschluß auf die Schiffsform zu machen. An dieser Stelle handelt es sich nur um den ersten Punkt. Die Größe des Widerstandes wird durch eine in kg oder Tonnen gemessene Kraft ausgedrückt.

Die ersten wissenschaftlichen Versuche zur Ermittlung des Widerstandes von Schiffsmodellen wurden von Thevenard 1769—1771<sup>1)</sup> und von der Pariser Akademie 1775—1778 veranlaßt, die letztern infolge einer Anregung des Ministers Turgot, der beim Bau eines Kanals den Einfluß von Schiffs- und Kanalquerschnitt auf den Widerstand des Wassers feststellen wollte. 1793—1798 folgten die mit kleinen Fahrzeugen und Planken vorgenommenen Versuche, die nicht nur den von der Schiffsform, sondern auch den von der Reibung der Schiffs Oberfläche abhängigen Widerstand berücksichtigten. Der Formwiderstand war nach diesen Versuchen proportional dem Hauptspante und dem Quadrate der Geschwindigkeit und einem von der Schiffsform abhängigen Koeffizienten, also  $W = kv^2 \times$  (vgl. Hütte 1908, II. Tl., S. 683), und der Reibungswiderstand proportional der eingetauchten Oberfläche des Schiffes und gleichfalls dem Quadrate der Geschwindigkeit.

Diese Versuche von Beaufoy wurden leider erst 40 Jahre nach ihrer Ausführung veröffentlicht und von Bourgois Mitte des 19. Jahrhunderts weiter fortgesetzt. Seine Beobachtungen führten zur Berücksichtigung der sogenannten Wellen- und Kohäsionswiderstände.

1) Jahrb. der Schiffb.-Ges. 1908 S. 354.

Es bildet sich nämlich bei der Fortbewegung eines Schiffes vorn durch Aufstauung des Wassers die sogenannte Bugwelle, deren Entstehung nach Bourgois eine Kraft proportional der größten Schiffsbreite und der 4. Potenz der Geschwindigkeit erfordert. — Weiterhin bildet sich nach seinen Beobachtungen zwischen Schiffswand und Wasser infolge Adhäsion eine dünne Wasserschicht, welche trotz der Schiffsbewegung unverändert am Schiffskörper anhaftet; bei der Fortbewegung des Schiffes ist dann die Kohäsion zwischen dieser Wasserschicht und den vorbeifließenden Wassermassen zu überwinden. Die hierzu erforderliche Kraft, welche also eine Trennung der einzelnen Wassermoleküle herbeizuführen hat, ist nach Bourgois proportional der eingetauchten Oberfläche des Schiffskörpers und der Schiffsgeschwindigkeit. Der Schiffswiderstand wäre viel geringer, wenn die dünne Wasserschicht am Schiffskörper nicht vorhanden und nur die Adhäsion zwischen Schiffsoberfläche und Wasser zu überwinden wäre.

Schließlich hat Bourgois auf den durch die Fahrt des Schiffes hervorgerufenen Luftwiderstand hingewiesen; letzterer ergab sich annähernd proportional dem Quadrate der Geschwindigkeit und dem auf die Hauptspantebene projizierten Oberbau des Schiffes.

Zur Bestimmung der absoluten Werte dieser aufgeführten Widerstände wurden nun in Frankreich durch Erprobungen verschiedener Schiffstypen Koeffizienten aufgestellt, die für die damaligen Schiffsförmungen und Geschwindigkeiten passende Werte ergaben.

### § 81. Englische Fahrt-, Stopp- und Schleppversuche; Formel von Rankine; Blockmodell.

In England ging man zur Feststellung des Schiffswiderstandes von der Überlegung aus, daß das in Bewegung befindliche Schiff eine Wassermasse von der Größe des Schiffseigengewichtes fortzuschaffen, und das Wasser den bei der Fortbewegung entstehenden leeren Raum wieder auszufüllen hätte. Um nun das Fortschleudern und das Wiedereersetzen des Wassers mit dem geringsten Kraftaufwand herbeizuführen, müssen die einzelnen Wasserteilchen sanft und allmählich in Bewegung gesetzt und am Hinterstevan gleichfalls allmählich zur Ruhe kommen, weil sonst an jeder Schiffseite starke Wirbel entstehen, die viel Kraft verzehren; die Bildung solcher Wirbel muß nun durch Wahl geeigneter Schiffsförmungen möglichst beschränkt werden. Die fortgeschleuderte, dem Displacement  $D$  entsprechende Wassermasse bildet ein Maß für die Größe dieses Formwiderstandes; durch Erprobungen fand man, daß letzterer proportional  $D^{2/3}$  und dem Quadrate der Geschwindigkeit sei.

Als zweite Ursache des Widerstandes wurde die Reibung zwischen Schiffsoberfläche und Wasser erkannt; dieser sogenannte Reibungs-

oder Oberflächenwiderstand ergab sich bei denselben Geschwindigkeiten annähernd proportional der benetzten Oberfläche. Die aus Beobachtungen gefundenen Koeffizienten zur Bestimmung des absoluten Widerstandes sind in der Hütte 1908 Tl. II S. 684 und Bauer S. 384 zusammengestellt.

Diese Beobachtungen geschahen bei den sogenannten Fahrt-, Stopp- oder Schleppversuchen. Bei den Fahrtversuchen wurde vor und hinter dem Drucklager ein Druck- bzw. Rotationsdynamometer eingeschaltet, wodurch für kleinere Anlagen Propellerschub und effektive Maschinenkraft annähernd bestimmt werden konnten.

Die Stoppversuche wurden an der mit vielen Baken besetzten und durch Tonnen abgesteckten Meile so vorgenommen, daß bei voller Fahrt gestoppt und die Geschwindigkeitsabnahme durch Beobachten der Zeit und der Zahl von Baken bestimmt wurde. Nach dem Gesetze, daß die geleistete Widerstandsarbeit das Produkt aus Propellerschub  $\times$  Weg = der Zunahme der lebendigen Kraft =  $\frac{1}{2} Mv^2$  ist, wo  $M$  die Maße des Schiffes und  $v$  die Geschwindigkeit bedeutet, läßt sich die Größe des Schubes bestimmen. Die Methode hat den Nachteil, daß der in Ruhe befindliche Propeller die Größe des zu messenden Widerstandes beeinflusst und daher die Verhältnisse nicht ganz den wirklichen entsprechen.

Die Schleppversuche haben den gleichen Nachteil; das betreffende Schiff wurde mittels eines in die Schlepptrasse eingeschalteten Dynamometers an der abgesteckten Meile bei verschiedenen Geschwindigkeiten geschleppt. Diese Methode ist zwar sehr einfach, aber wenig genau, da der Widerstand des geschleppten Schiffes durch die Wirbel- und Wellenbildung des Schleppers beeinflusst wird.

Da alle 3 Beobachtungsmethoden keine einwandfreien Resultate liefern, so ist den erwähnten Koeffizienten kein allzu großer Wert beizulegen.

Wissenschaftlicher und für den Konstrukteur viel wichtiger war die Widerstandsbestimmung von Rankine (vgl. Shipbuilding theoretical and practical 1857), und seine Formel ergab für schlanke und große Schiffe brauchbare Resultate. Er berücksichtigte indessen nur den Reibungswiderstand; es mußte ferner, um seine Formel anwenden zu können, eine genaue Konstruktionszeichnung des Schiffes vorliegen, und trotz des zeitraubenden Aufmessens der für seine Formel notwendigen Winkel war die Rechnung nur als Annäherung zu betrachten. Immerhin ist seine Formel s. Z. bei Neukonstruktionen viel in Anwendung gekommen. Es ist dabei zunächst die sogenannte vermehrte Oberfläche  $F = LG(1 + 4\sin^2 \varphi + \sin^4 \varphi)$  zu berechnen; hier bedeutet  $L$  die Länge des Schiffes in engl. Fuß,  $G$  den mittleren eingetauchten Spantumfang in engl. Fuß und  $\varphi$  den mittleren Winkel der Wasserlinien

im Vorschiffe gegen die Längsachse; dann wird der Widerstand unter der Annahme eines Reibungskoeffizienten zu 0,0036 und des Gewichtes von 1 Kubikfuß Seew. zu  $64 \text{ } \mathcal{H} = \frac{F \cdot v^2}{100}$ , und unter der weiteren Annahme, daß ca. 63% der  $I \cdot H \cdot P$  nutzbar für die Fortbewegung des Schiffes übertragen werden,  $I \cdot H \cdot P = \frac{v^3 \cdot F'}{20000}$ . Eine Entwicklung

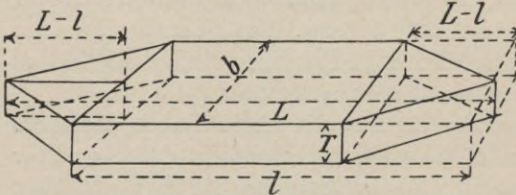


Fig. 174. Widerstandsmodell nach Kirk.

seiner Formel findet sich u. a. in Busley, Die Schiffsmaschine 1901 S. 366.

Das Bestreben, die Rankinesche Formel zu vereinfachen, führte zur Bestimmung der Reibungs-

oberfläche durch ein

Blockmodell (Kirk, Transact. of the institution of Naval Archit. 1880 S. 96.)

Es ergab sich dann  $F = c \times (\text{Boden} + \text{Seitenfläche})$ . Im Block-

körper (Fig. 174) ist  $b = \frac{\text{V}}{T}$ ,  $l = \frac{V}{\text{V}}$ ,  $V = \text{Geschwindigkeit}$ ,  $T = \text{Tiefgang}$ ,  $L = \text{Länge des Schiffes}$ , also

$$F = c \left[ lb + 2T(2l - L) + 4T \sqrt{(L - l)^2 + \left(\frac{b}{2}\right)^2} \right];$$

$c$  nimmt für ganz scharfe Schiffe den Wert 0,92, für besonders völlige den Wert 0,98 an.

## § 82. Die Untersuchungen von Froude und Middendorf.

Die weitere Entwicklung für die Bestimmung des Schiffswiderstandes hängt mit den grundlegenden Untersuchungen der beiden Froude zusammen. Der gesamte Widerstand  $W$  wurde in die beiden Hauptwiderstände, nämlich Form- (=  $W_1$ ) und Reibungswiderstand (=  $W_2$ ) zerlegt, und jeder dieser getrennt bestimmt.

a) Reibungswiderstand. Für kleinere Geschwindigkeiten bildet dieser den weitaus größten Teil des Totalwiderstandes, während bei höhern Geschwindigkeiten der Formwiderstand  $\frac{3}{4}$  und mehr des Gesamtwiderstandes ausmacht. Zur Bestimmung des Reibungswiderstandes stellte Froude in seinem 270' langen, 38' breiten und 10' tiefen Bassin Versuche mit dünnen rechteckigen leichten Holzbrettern an, die an den Enden zugespitzt und unten mit einem Bleikiele versehen und hochkant 3' unter der Oberfläche mit eingeschaltetem Dynamometer geschleppt wurden. Es war hierbei der Formwiderstand ausgeschaltet; um verschiedenartige Oberflächen auszuprobieren, wurden die Bretter mit Schellack, Firnis, Paraffin, Talg, Sand, Seide, Baumwolle usw.



überzogen. Aus diesen Versuchen ergab sich, daß der Reibungswiderstand  $W_2$  proportional ist: 1) dem spezifischen Gewichte des Wassers  $\gamma$  (etwa = 1,025), 2) der Größe der Oberfläche  $F = \xi U \cdot L$ , wo  $U$  = Umfang des Hauptspantes bis zur  $W \cdot L$ ,  $L$  = Länge des Schiffes und  $\xi$  ein Koeffizient ist, der für eine Geschwindigkeit  $v = 8-9$  Seeml. 0,9, und für  $v = 23-24$  Seeml. 0,75 beträgt (vgl. auch Hütte II. Tl. S. 692), 3)  $v^{1,829}$ , wenn  $v$  die Schiffsgeschwindigkeit bedeutet und 4) dem Reibungswiderstand  $f$  für die eingetauchte Flächen- und die Geschwindigkeits-einheit. Für einen eisernen Schiffskörper mit gutem Anstrich ergab sich  $f = 0,153$  bei  $L = 50$  m und  $f = 0,1472$  bei  $L = 100$  m; dieser Koeffizient nimmt also mit zunehmender Länge etwas ab.

Also  $W_2 = \gamma \cdot F \cdot v^{1,829} \cdot f$ ; diese Formel bezieht sich sowohl auf Modelle wie auch auf das wirkl. Schiff.

b) Formwiderstand. Um nun den Form- und Gesamtwiderstand des Schiffes zu finden, wandte Froude das durch Parallel-Schleppversuche gefundene sogenannte Vergleichungsgesetz an, das sich auf den Formwiderstand des Schiffes bezog. — Für seine weiteren Versuche wurde ihm 1871 seitens der englischen Admiralität das Kanonenboot „Greyhound“ als zu schleppendes und die Korvette „Active“ als Schleppboot zur Verfügung gestellt. Auf dem Vorschiffe der „Greyhound“ war ein Dynamometer aufgestellt, das automatisch den Zug der Schlepptrasse registrierte. Die bei verschiedenen Geschwindigkeiten gefundenen Widerstände des „Greyhound“ wurden dann mit einem aus Paraffin hergestellten Modellboot von 1 Tonne Displacement verglichen. Wenn nun Länge, Breite und Tiefe des letzteren  $n$  mal kleiner als beim geschleppten Schiffe gewählt wurden, also  $l = \frac{L}{n}$ ,  $b = \frac{B}{n}$ ,  $t = \frac{T}{n}$  und die Geschwindigkeiten des Modells und des Schiffes  $v$  und  $V$  betragen, so verhielten sich die Formwiderstände von Schiff und Modell also  $W_1 : w_1$  wie die Displacements  $D : d$ , d. h. wie  $\frac{\delta L B T}{\delta l b t} = \frac{L B T}{L B T} \cdot n^3 = n^3$ , vorausgesetzt, daß  $V = \sqrt{n} v$  ist.

c) Gesamtwiderstand. Hat man demnach durch den Modellschleppversuch den Gesamtmodellwiderstand =  $w$  und nach der vorhin abgeleiteten Formel den Modellreibungswiderstand =  $w_2$  gefunden, so ist der Modellformwiderstand  $w_1 = w - w_2$  und also nach obigem Gesetze  $W_1 = (w - w_2) n^3$ .

Der Gesamtwiderstand des Schiffes ergibt sich dann aus

$$W = W_1 + W_2.$$

Froude zerlegte den Formwiderstand noch weiter, nämlich in den Schrauben- und in den Wellen- und Wirbel bildenden Widerstand, indem er Modellschleppversuche ohne und mit Propeller machte.

d) Schrauben bildender Widerstand. Zur Ausführung dieser

Versuche waren über dem Schleppbassin 2 Schienenstränge mit je einem kleinen Wagen angeordnet, die mittels Seil gleichmäßig vorwärts gezogen werden konnten; es wurde nun das Modell ohne sowie mit Propellern von dem Wagen geschleppt, und die sich dabei ergebenden Widerstände wurden automatisch registriert und miteinander verglichen.

Aus diesen Versuchen ergab sich eine Vermehrung des Schiffswiderstandes bei Berücksichtigung des Propellers um ca. 40%.

e) Wellen bildender Widerstand. Der Wellen bildende Widerstand kommt nach Ansicht von Froude dadurch zustande, daß die Wasserteilchen am Bug und Heck die kleinste, am Mittelschiffe dagegen die größte Geschwindigkeit haben. Er schloß daraus, daß der Druck auf die Wasseroberfläche am Vor- und Hinterschiffe

ein Maximum und am Mittelschiffe ein Minimum sei, und daß sich deshalb am Vor- oder Hinterschiffe je ein Wellenkopf und am Mittelschiffe ein Wellental bildet. Aus der Wellentheorie leitet dann Froude als zweckmäßige Größe für das Vorschiff den Wert  $L_1 = 0,171 V^2$  und für das Hinterschiff den Wert  $L_2 = 1,114 V^2$  ab, also die ganze Schiffslänge  $L = L_1 + L_2 = 0,285 V^2$ . Ist das Fahrzeug kürzer als dieser Wert, so wächst der wellenbildende Widerstand. — Nach den Angaben von

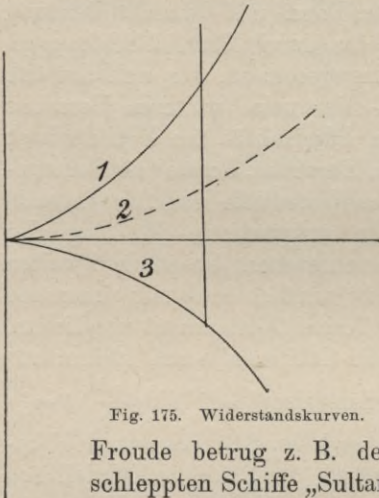


Fig. 175. Widerstandskurven.

Froude betrug z. B. der Gesamtwiderstand der von ihm geschleppten Schiffe „Sultan“, „Inconstant“, „Volage“, „Greyhound“, entspr. 20000, 21500, 14100, 4700, und hiervon kamen allein auf den Wellen bildenden Widerstand 14510, 17300, 11060, 3880, d. h. also etwa  $\frac{3}{4}$  des Gesamtwiderstandes. (Dick u. Kretschmar I. Tl. S. 149).

f) Wirbel bildender Widerstand. Der Wirbel bildende Widerstand beträgt nach Froude bei gut geformten Schiffen ca. 8% des Reibungswiderstandes. Diesen kleinen Wert erhält man bei solchen Schiffsförmern, bei denen ein Abfließen des Wassers leicht vor sich gehen kann, d. h. bei Formen, die nach hinten sehr schlank verlaufen.

Nach den Untersuchungen von Lorenz<sup>1)</sup> existiert überhaupt kein Wirbel- sondern nur ein Wellen bildender Widerstand, der hauptsächlich durch die Wasserreibung und die Beschleunigung der umgeben-

1) Z. V. D. I. 1907 S. 1824.

den Flüssigkeit in der Bewegungsrichtung (Vorstrom) hervorgerufen werden soll.

g) Graphische Darstellung. In der Praxis ist es üblich, die gefundenen Widerstände graphisch zu verzeichnen, indem man die Geschwindigkeit als Abszisse, die Widerstände als Ordinaten aufträgt. Kurve 1 in Fig. 175 stellt den Modellwiderstand ohne Schraube dar; werden von den Ordinaten dieser Kurve die ausgerechneten Reibungswiderstände abgezogen, so erhält man Kurve 2; Kurve 3 ergibt sich durch Abtragen des erhaltenen Schraubenwiderstandes nach unten, und die Abstände der Kurve 1 und 3 geben den Gesamtmodellwiderstand an; ähnlich kann man die Widerstände des Schiffes selbst für die verschiedenen Geschwindigkeiten graphisch darstellen. Meistens befinden sich am Schleppwagen zur Messung des Widerstandes und

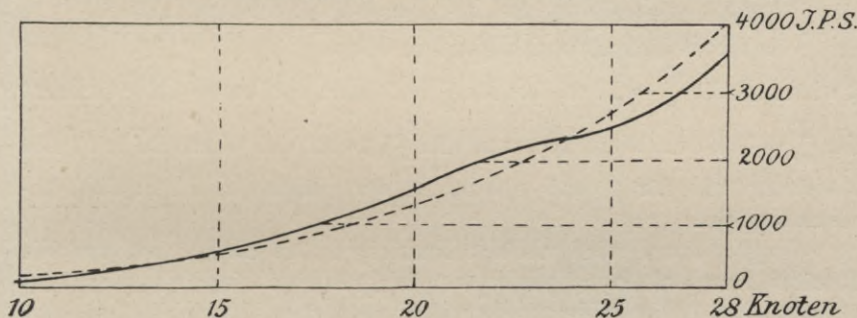


Fig. 176. Widerstandskurve bei hoher Geschwindigkeit.

der Geschwindigkeit Papiertrommeln, auf denen die bezüglichen Werte in Form von Diagrammen verzeichnet werden.

Es hat sich bei diesen Versuchen die Tatsache ergeben, daß von einer gewissen Geschwindigkeit ab nur eine verhältnismäßig sehr kleine Widerstandszunahme stattfindet; man erkennt das aus Fig. 176, wo die Geschwindigkeiten als Abszissen und die zugehörigen J.P.S. als Ordinaten aufgetragen sind (vgl. Jahrb. d. Schiffb.-Gesellsch. 1900 S. 361), und diese Erscheinung erklärt sich wohl daraus, daß sich bei der betreffenden Geschwindigkeit das Vorschiff stark aus dem Wasser hebt, und dadurch günstigere Wasserlinien herangezogen werden.

Das von Froude angegebene Schleppverfahren von Modellen hat bei allen größeren Marinen Eingang gefunden; in Deutschland sind zu diesem Zwecke mehrere Versuchsanstalten (Charlottenburg, Bremerhaven und Dresden-Uebigau) errichtet.

Solche Anstalten sind u. a. näher beschrieben in der Z. V. D. I. 1899 S. 1205; 1902 S. 1867, 1949; 1903 S. 1270; 1906 S. 974, ferner im Jahrb. d. Schiffb.-Gesell. 1902/03 S. 393 und Schiffbau 1906/07 (Oktbr. u. Novbr.).

Versuche von Middendorf. Nach dem Vorgange von Froude zerlegt auch Middendorf den Gesamtwiderstand  $W$  in den Form- und den Reibungswiderstand; also  $W = W_1 + W_2$ ; er setzt

$$W_1 = \varepsilon \frac{\alpha \cdot B \cdot v^{2,5}}{\sqrt{B^2 + \zeta L^2}}$$

$$\begin{aligned} W_2 &= 0,16 F \cdot v^{1,85} \text{ für Schraubendampfer, und} \\ &= 0,16 F (1,2 v)^{1,85} \text{ für Raddampfer.} \end{aligned}$$

Hierin bedeutet:

- $L$  die Schiffslänge in der Wasserlinie in m,
- $B$  die größte Schiffsbreite im  $\alpha$  in m,
- $T$  den Tiefgang ohne Kiel in m,
- $\alpha$  die eingetauchte Hauptspantfläche in qm,
- $F$  die eingetauchte Schiffsoberfläche,
- $v$  die Schiffsgeschwindigkeit in m/sec.

$\zeta$  wird z. B. für  $\frac{L}{B} = 10$  ca. 1,5; für  $\frac{L}{B} = 11$  und darüber = 1,23;  $\varepsilon$  nimmt für  $\frac{L}{v^2} = 0,5$  den Wert 16,3 und für  $\frac{L}{v^2} > 1,2$  den Wert 10 an. Die Zwischenwerte für  $\zeta$  und  $\varepsilon$  sind in der Hütte (II. Tl. S. 690) zusammengestellt.

Obige Formel wird vielfach benutzt, da sie einfach ist, und die Koeffizienten auf Grund vieler Vergleichsfahrten ziemlich genau bestimmt sind. Die Widerstandsergebnisse für ca. 70 Schiffe mit den zugehörigen Koeffizienten sind von Middendorf im Jahrb. d. Schiffb.-Gesellsch. 1900 S. 370—381 veröffentlicht.

Einen Vergleich zwischen den Ergebnissen von Modellschleppversuchen und den Formeln von Middendorf, Froude u. a. findet man in Engineering 1907 S. 563. Es seien schließlich die neueren Arbeiten über Schiffswiderstand in Schiffbau 1907/08 S. 253, 289, 435, 485, 499 sowie in Z. V. D. I. 1907 S. 1824, Mar.-Rundsch. 1900 S. 203, 462 u. 559 und Jahrb. d. Schiffb.-Ges. 1907 S. 389 u. 1908 S. 487 erwähnt.

### § 83. Die Untersuchungen von Haak und von Wellenkamp.

Neue Gesichtspunkte bezüglich der Bestimmung des Schiffswiderstandes wurden 1900 von Haak (Schiffswiderstand und Schiffsbetrieb Berlin 1900) veröffentlicht<sup>1)</sup>; seine auf Veranlassung des preußischen Ministeriums der öffentlichen Arbeiten 1898 ausgeführten sehr umfangreichen Widerstandsmessungen bezogen sich auf die Fortbewegung von Schiffen in begrenzten Gewässern (Kanälen, Flüssen). Das Froude'sche Verfahren kann nur benutzt werden, wenn das Fluß- oder Kanalbett

1) Vgl. auch Jahrb. d. Schiffb.-Ges. 1901 S. 393.

in Form und Rauheit dem Versuchstank gleicht. Es gelten bei Flüssen usw. im allgemeinen andere Gesetze, und diese sind von Haak auf Grund von 344 ausgeführten Versuchsfahrten und ca. 2000 aufgenommenen Photographien der Wellen und Pendelausschläge aufgestellt.

Während man früher annahm, daß sich der Vorderteil des Schiffes während der Fahrt etwas hob und der Hinterteil entsprechend senkte, daß aber der Deplacementsschwerpunkt die gleiche Höhe wie in der Ruhelage behielt, traten nach seinen Beobachtungen Senkungen dieses Punktes ein, die je nach Tiefgang und Geschwindigkeit 1—28 cm betragen.

Nach den Photographien sowie der Form und Größe der Kanalprofile konnte nun die sich rings um das Schiff bildende Einsenkung des Wassers als Hohlkörper berechnet werden. Als Ursache dieser Einsenkung bezeichnet Haak die Rückströmung des vom Schiffe vorn fortwährend verdrängten Wassers, das die hinter dem Schiffe entstehenden Lücken stetig auszufüllen sucht. Die hierzu erforderliche Arbeit entspricht dem Schiffswiderstande  $W$  und ergibt sich nach Haak aus:

$$W = \gamma \xi (\Delta Q L + D).$$

Hier bedeutet

$\gamma$  das spezifische Gewicht des Wassers,

$\xi$  einen aus Versuchen herzuleitenden Koeffizienten,

$\Delta Q$  den mittleren Querschnitt der Einsenkung,

$D$  das Deplacement und  $L$  die Schiffslänge.

Haak hat nun die Größe des Hohlkörpers und der Koeffizienten bei verschiedenen Geschwindigkeiten für den Dortmund—Emskanal ermittelt und daraus den Schiffswiderstand berechnet.

Die von ihm aufgestellte Formel gilt nicht allein für begrenztes, sondern auch für freies Wasser. Für letzteres müssen aber erst umfangreiche Versuche zur Ermittlung der richtigen Koeffizienten angestellt werden. Diese Aufgabe ist insofern schwierig zu lösen, als die vom Schiffe erzeugten Strömungen durch die Meereswellen beeinflußt werden, und genaue Beobachtungen der letzteren erst in neuester Zeit angestellt sind. (Laas in Z. V. D. J. 1905 S. 1889.)

Aus seinen Beobachtungen zieht Haak die für Konstruktion und Betrieb wichtigen Schlüsse, daß Schiffe mit geringem Tiefgang und verhältnismäßig großer Länge die geringsten Widerstände ergeben, z. B. steigert eine Erhöhung des Tiefganges von 2 auf 2,25 m den Widerstand um ca. 45%, und eine Verminderung der Länge von 65 auf 58 m um ca. 28%.

Bei  $L < 65$  m war die Widerstandsverminderung nur gering; z. B. hatte eine Erhöhung von  $L$  auf 72 m eine Widerstandsabnahme von 6% zur Folge.

Sehr wichtig ist ferner für die Fluß- und Kanalfahrt die von

Haak beobachtete Widerstandssteigerung beim Fahren des Schiffes an der Seite des Kanals, z. B. ergab eine Verschiebung der Fahrbahn um 2 m aus der Mittelebene des Kanals eine Widerstandszunahme von ca. 9%. Auch den Einfluß der Strömung auf den Schiffswiderstand hat Haak zahlenmäßig feststellen können; der Widerstand betrug z. B. bei einer Gegen- bzw. mitlaufenden Strömung von 0,1 m/sec. 507 bzw. 249 kg; zudem werden durch diese Strömung, falls das Schiff nicht in der Kanal- oder Flußmitte fährt, auf den beiden Schiffsseiten verschieden große Strömungskomponenten auftreten, welche unter Umständen die Wirkung des Steuers vollständig aufheben können.

Weiterhin weist Haak auch auf die Widerstandszunahme bei einer verminderten Wassertiefe hin, und in dieser Beziehung wird auch auf die Versuche von Paulus und von Yarrow in Z. V. D. I. 1904 S. 1870 und 1906 S. 332 verwiesen.

Schließlich soll noch kurz auf die von Oberbaurat Wellenkamp-Kiel angegebene und zur Ausführung gebrachte Methode der Widerstandsbestimmung eingegangen werden.

Er benutzt als Arbeitskraft für das Modell die Schwerkraft in Form von Gewichtsstücken, die sich leicht auflegen und abnehmen lassen. Die Gewichte hängen an einem ca.  $\frac{1}{2}$  mm dicken Klaviersaitendraht; letzterer läuft über eine Trommel in einen tiefen Brunnen hinab. Zur Erteilung des Vorlaufes bis zum Eintritt des Modelles in die Meßstrecke dient eine verhältnismäßig schwere Kette, die durch Drahtenden mit dem Vorderteile des Modells, andererseits mit einer Winde in Verbindung steht, so daß die beschleunigende Kraft erst ein Maximum und bei gleicher Höhenlage der beiden Kettenenden zu Null wird. Ist durch die Kette die gewünschte Geschwindigkeit erteilt, so ist durch Versuche das zur Erhaltung dieser konstanten Geschwindigkeit notwendige Zuggewicht zu bestimmen. Die Geschwindigkeit selbst wird durch Beobachtung der Zeit und des Weges der Meßstrecke festgestellt, und zwar genügt es, diese Größen auf ganz kurze Zeiten, aber sehr genau zu ermitteln. Die Feststellung der Zeit geschieht mittels einer freischwingenden Stimmgabel; diese wird kurz vor Eintritt des Modells in die Meßstrecke mit einem Baßgeigenbogen in Schwingungen, und zwar 100 pro Sekunde, versetzt, die durch eine Nadelspitze als haarfeine Wellenlinien auf der leichtberuhten Trommeloberfläche sichtbar gemacht werden. Diese Wellenlinien stellen zugleich den Weg des Modells in natürlicher Größe und zwar für jede hundertstel Sekunde dar.

Die Methode ist außerordentlich einfach, und da für den Vorlauf und die Meßstrecke je  $1\frac{1}{2}$  Modellängen und für die Bremsstrecke  $\frac{1}{2}$  Modellänge genügen, so braucht z. B. für ein Schiff von 200 m Länge bei Verwendung eines Modelles in  $\frac{1}{50}$  bzw.  $\frac{1}{30}$  Maßstab das

Schleppbassin nur  $\frac{200}{50} \cdot 4\frac{1}{2} = 18$  m resp. 30 m lang zu sein. Die Versuchsanstalt kann also mit verhältnismäßig geringen Kosten hergestellt werden. Nähere Angaben über diese neue Schleppmethode vgl. Jahrb. d. Schiffbautech. Gesellsch. 1908 S. 337 sowie Engineering 1908 S. 542 und 546.

#### 4. Beziehungen zwischen Schiffswiderstand, Maschinenleistung, Kohlenverbrauch, Geschwindigkeit und Aktionsradius.

##### § 84. Rechnerische Beziehungen.

Der durch Messung oder Rechnung gefundene Schiffswiderstand  $W$  muß von der Maschine überwunden werden.

Die Widerstands- bzw. effektiven Leistungen findet man durch Multiplikation dieser Kraft mit der Schiffsgeschwindigkeit  $v$ . Da nun letztere in Knoten pro Stunde ausgedrückt wird, die effektive Leistung  $N_e$  sich dagegen auf m und Sekunden bezieht, so ist die pro Sekunde geleistete Arbeit in mkg in beiden Fällen

$$75 N_e = W \cdot \frac{v \cdot 1852}{60 \cdot 60}$$

und setzt man hier  $N_e = \eta N_i$  und für  $W$  den Annäherungswert  $kv^2$  (s. S. 277), so ergibt sich

$$N_i = kv^3 \frac{\eta \cdot 1852}{\eta \cdot 60 \cdot 60 \cdot 75}$$

Für dasselbe Schiff wird nun bei einer anderen Geschwindigkeit und Leistung etwa  $v_1$  und  $N_{i1}$

$$N_{i1} = kv_1^3 \frac{\eta \cdot 1852}{\eta \cdot 60 \cdot 60 \cdot 75}$$

also verhalten sich die indizierten Leistungen bei verschiedenen Geschwindigkeiten wie die Kuben der Geschwindigkeiten.

Da nun innerhalb gewisser Grenzen der Kohlenverbrauch pro *J.P.S.* und Stunde bei derselben Maschine nahezu ein konstanter ist, z. B. 0,8 kg, so ist der gesamte stündliche Kohlenverbrauch  $k = 0,8 N_i$  und für eine zweite Leistung  $k_1 = 0,8 N_{i1}$ ; durch Einsetzen der Werte von  $N_i$  und  $N_{i1}$  ergibt sich dann die Beziehung

$$k : k_1 = v^3 : v_1^3$$

d. h. es verhalten sich die Kohlenverbräuche pro Zeiteinheit wie die Kuben der Geschwindigkeiten.

Dagegen verhalten sich die Kohlenverbräuche pro Wegeeinheit  $K$  und  $K_1$  wie die Quadrate der Geschwindigkeiten. Denn  $K$  und  $K_1$  setzen sich für einen bestimmten Weg  $s$  aus den Kohlen-

verbräuchen pro Stunde zusammen. Braucht dazu dasselbe Schiff bei einer Geschwindigkeit von  $v$  Seeml.  $h$  Stunden, bei einer Geschwindigkeit von  $v_1$  Seeml.  $h_1$  Stunden, so sind die Kohlenverbräuche pro Stunde  $\frac{K}{h}$  und  $\frac{K_1}{h_1}$ . Nach dem eben abgeleiteten Gesetze sind aber die Kohlenverbräuche pro Stunde  $= \frac{K}{h} : \frac{K_1}{h_1} = v^3 : v_1^3$ . Nun ist  $s = hv = h_1 v_1$ , also  $h : h_1 = v_1 : v$  und demnach:  $K : K_1 = v^2 : v_1^2$ .

Hat dasselbe Schiff unter Voraussetzung des gleichen Kohlenvorrates bei den Geschwindigkeiten  $v$  u.  $v_1$  die Aktionsradien  $R$  u.  $R_1$  und pro Seeml. die Kohlenverbräuche  $K$  u.  $K_1$ , so ist der Gesamtkohlenverbrauch  $= RK$  und  $R_1 K_1$ , also  $R : R_1 = K_1 : K = v_1^2 : v^2$  d. h. die Aktionsradien verhalten sich umgekehrt wie die Quadrate der Geschwindigkeit.

Diese Gesetze haben nur innerhalb gewisser Grenzen Gültigkeit; bei sehr hohen und sehr kleinen Geschwindigkeiten erhält man größere Kohlenverbräuche als nach den aufgestellten Formeln, da dann der Wirkungsgrad des Kessels infolge des forcierten Zuges bzw. bei sehr kleinen Leistungen der Nutzeffekt der Maschine wie der Schraube verhältnismäßig klein wird.

### § 85. Graphische Darstellung auf Grund von Probefahrten.

Mehr der Wirklichkeit entsprechen die durch Probefahrten gefundenen Resultate. Diese Probefahrten sollen besonders die Leistungsfähigkeit und Wirtschaftlichkeit der Hauptmaschine dartun. Dazu werden bei größeren Kriegsschiffen 6stündige, bei Torpedobooten 3stündige forcierte Fahrten gemacht, wobei in Zwischenräumen von 15—30 Minuten Diagramme aufgezeichnet werden. Mit der sich ergebenden mittleren Umdrehungszahl und dem mittleren Tiefgange (vor und nach der forcierten Fahrt) wird dann die sogenannte forcierte Meilenfahrt gemacht, um die Maximalgeschwindigkeit zu finden.

Die Wirtschaftlichkeit der Maschinenanlage wird durch Kohlen- bzw. Ölmeßfahrten festgestellt; besonders wichtig sind die Kohlenverbräuche für die gewöhnliche und die beschleunigte Marschfahrt.

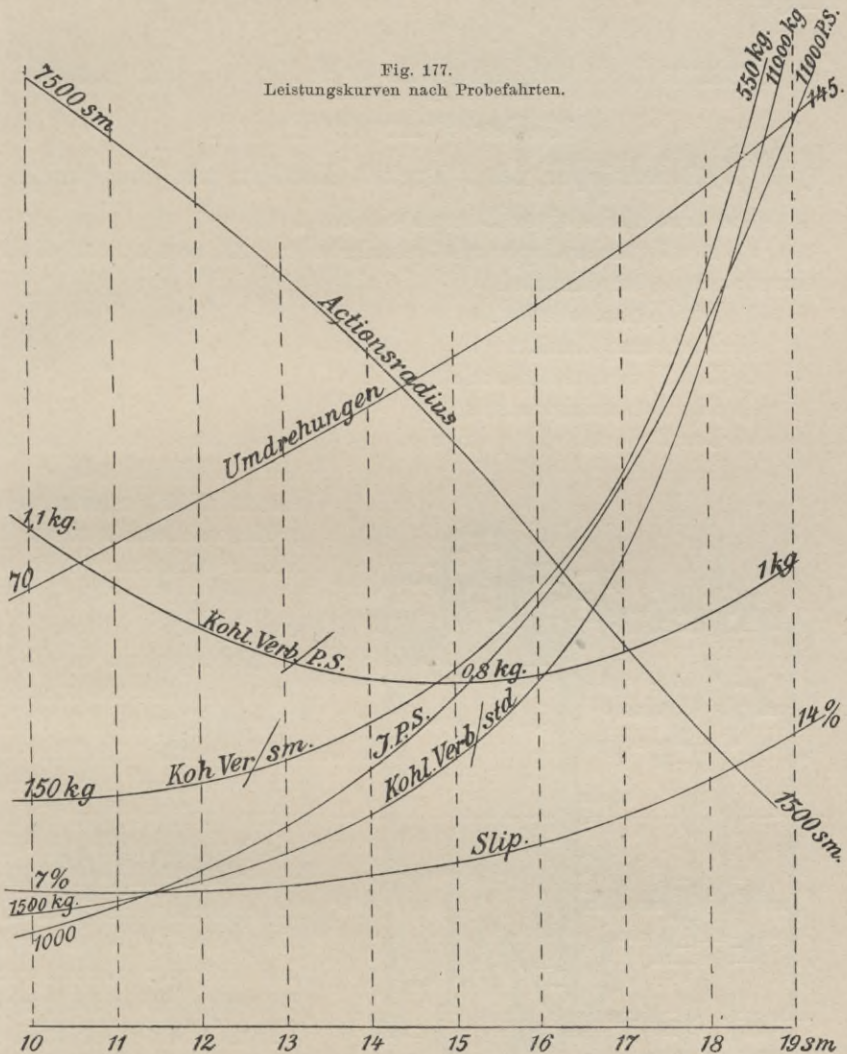
Schließlich sind zur graphischen Darstellung des Zusammenhanges von Geschwindigkeit, Leistung usw. sogenannte Progressivfahrten zu unternehmen, wobei an der abgesteckten Meile bei verschiedenen Geschwindigkeiten die zugehörigen Umdrehungszahlen und Leistungen festgestellt werden. Diese Werte werden als Ordinaten, die Geschwindigkeiten als Abszissen aufgetragen, und so erhält man eine Reihe von Kurven, die alle durch den Nullpunkt gehen müssen.

Aus Umdrehungszahl und Schraubensteigung ermittelt man ferner



für die verschiedenen Geschwindigkeiten den zugehörigen Slip (§ 111) und kann dann auch die sogenannte Slipkurve aufzeichnen.

Der Verlauf solcher Kurven ist aus nachstehender Figur 177



ersichtlich (vgl. Klamroth Tafel 7); die Kurven stammen von den Probefahrten des Kreuzers „Hansa“ her. Der geringste Kohlenverbrauch pro Seemeile sowie der geringste Slip dieses Schiffes liegt bei einer Fahrt von ca. 11 Seemeilen.

Bildet man den Quotienten von Kohlenverbrauch pro Stunde und

zugehörigen *J.P.S.* und trägt diese Werte für die einzelnen Seemeilen zu einer Kurve zusammen, so erkennt man, daß der geringste Kohlenverbrauch für „Hansa“ pro *P.S.* bei etwa 15 Seemeilen liegt.

## C. Konstruktion und Bau der wichtigsten Maschinenteile.

### 1. Der Dampfzylinder.

#### § 86. Zylinderkörper nebst Deckel, Kanälen und Stopfbuchsen.

Die Hauptteile eines Dampfzylinders sind:

- a) Der Zylinderkörper mit Zylinderboden und event. mit Zylinder-einsatz resp. Dampfmantel.
- b) Der Zylinderdeckel.
- c) Die Dampfkanäle.
- d) Die Zylinderstopfbuchsen.
- e) Die Zylinderarmaturen.

a) Der Zylinderkörper wird aus Gußeisen und gewöhnlich mit

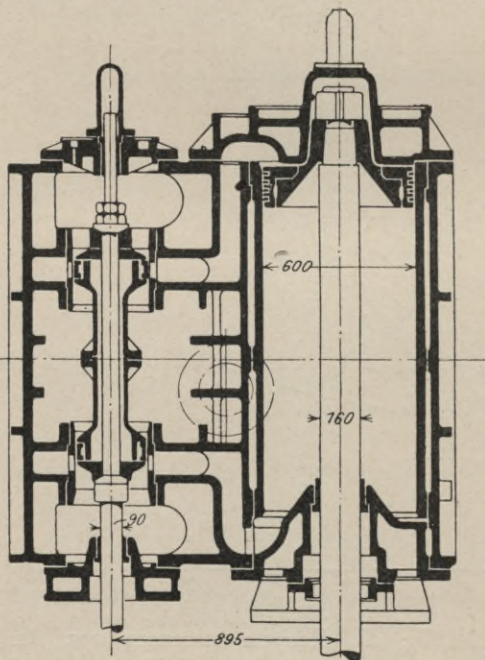


Fig. 178. Hochdruckzylinder des Passagierdampfers „Gneisenau“.

dem Zylinderboden aus einem Stück hergestellt. Bei größeren Ausführungen befinden sich am Zylinderkörper (s. Fig. 178 u. 179) ein bis zwei horizontale, ringförmige und am Zylinderboden mehrere strahlenförmige Rippen. Die beiden Zylinderenden weisen geringe konische Erweiterungen auf, um den Kolben leichter einzubringen und eine Gratbildung in seinen Totlagen zu vermeiden. Die Länge des Zylinders ergibt sich aus der Summe von Kolbenhub, Höhe des Dampfkolbens und den schädlichen Räumen an den Zylinderenden; diese betragen bei großen Maschinen je 5 mm; ferner ist noch die Ab-

nutzung der übertragenden Teile (Wellen-, Kurbel-, Kreuzkopfzapfen) zu berücksichtigen, die pro Übertragungsteil ca. 3 mm ausmachen

kann. Bei schnelllaufenden Maschinen fällt der gesamte schädliche Raum größer als 20 mm aus; bei Hammermaschinen ist er auf der unteren Seite etwas größer als auf der oberen, um die Senkung des Kolbens infolge Abnutzung des Kurbellagers zu berücksichtigen. (Vgl. § 90.) Größere Zylinder werden zuweilen mit sogenannten Zylindereinsätzen ausgerüstet; bei leicht gebauten Schiffen z. B. Kreuzern (Fig. 179 aus Z. V. D. I. 1902 Taf. 42) werden solche aus Gewichtsrücksichten, bei Frachtschiffen wegen der Kostenersparnis fortgelassen.

Die Zylindereinsätze (s. Fig. 178)<sup>1)</sup> werden, um die Abnutzung einzuschränken, aus besonders hartem und feinkörnigem Gußeisen, in der englischen Marine bei horizontalen Zylindern aus geschmiedetem und gehämmertem Stahl resp. aus Stahlformguß hergestellt. Die Einsätze bezwecken eine Vereinfachung bei der Zylinderbohrung und bei notwendig werdendem Ersatze, sowie eine schnelle Anwärmung des Zylinders. — Die Befestigung des Einsatzes mit dem eigentlichen Zylinderkörper geschieht bei größeren Ausführungen mittels eines am unteren Ende des Einsatzes befindlichen, verschraubten Flansches (Fig. 180) oder — in der amerikanischen Marine — durch einen Kupfering von 1,6 mm Stärke (Z. V. D. I. 1894 S. 1528); durch diese nachgiebige Verbindung wird der ungleichmäßigen Ausdehnung beider

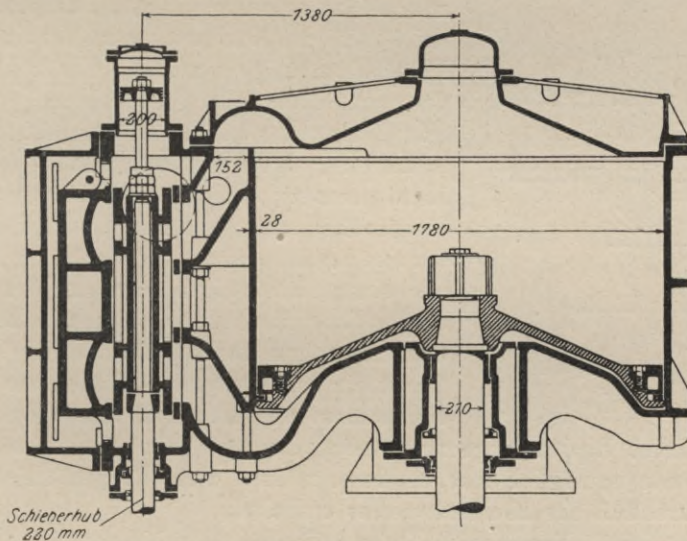


Fig. 179. Niederdruckzylinder des Kreuzers „Bogatyr“.

Zylinder während des Anwärmens Rechnung getragen. Das obere Ende des Einsatzes ist durch abwechselnde Lagen von Asbest und

1) Z. V. D. I. 1904 S. 518.

Eisen- oder Kupferdraht oder einen flachen Kupfering gedichtet (s. Fig. 180). Um ein Herauspressen dieser Packung bei Schiebung des Einsatzzylinders zu vermeiden, ist sie mit einem ringförmigen Deckel aus Schmiedeeisen versehen.

Der Abstand zwischen Einsatzzylinder und Zylinderkörper beträgt ca. 20 mm. Bei Zylindern mit kurzem Hub bilden die Deckel- und Bodenflächen eine fast ebenso große Dampf- wie der Zylinder selbst, und

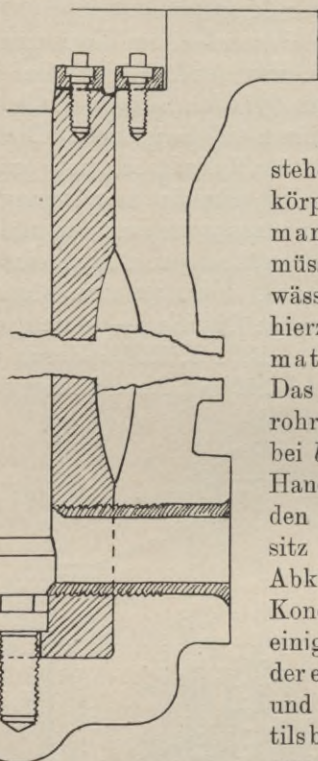


Fig. 180. Befestigung des Zylindereinsatzes.

deshalb werden, um Ausstrahlungs- und Kondensationsverluste zu vermeiden, auch diese mit doppeltem Boden hergestellt. (S. Fig. 178.)

Die hierdurch gebildeten Hohlräume stehen meistens mit dem zwischen Zylinderkörper und Einsatzzylinder gebildeten Dampfmanntel in Verbindung, und alle diese Räume müssen, um wirkungsvoll zu sein, gut entwässert werden. Am zweckmäßigsten ist hierzu eine aus Fig. 181<sup>1)</sup> ersichtliche automatische Entwässerungsvorrichtung. Das im Gehäuse *F* befindliche Messingrohr *M* steht bei *a* mit dem Dampfmanntel, bei *b* mit dem Kondensator in Verbindung: Handrad *s* trägt einen Ventilkörper, der den am Rohrende befindlichen Ventil Sitz *V* absperrt; zieht sich nun *M* infolge Abkühlung zusammen, so kann das gebildete Kondenswasser bei *b* entweichen; nach einiger Zeit tritt bei *b* Manteldampf durch, der eine Erwärmung und Verlängerung von *M* und einen selbsttätigen Abschluß des Ventils bei *V* bewirkt. In der Kriegsmarine benutzt man meist nur einfache Entwässerungshähne.

Damit ein vollständiges Abfließen des Kondenswassers möglich ist, dürfen im Zylinderboden keine Rippen angeordnet sein, die ein freies Ausströmen des Kondensats unmöglich machen, resp. müssen diese Rippen Öffnungen zum Durchfluß des Kondenswassers enthalten.

Die Verbindung der Zylinder mit den Maschinenständern oder Säulen geschieht durch sogenannte Zylinderfüße, d. h. gegossene Hohlkörper mit Flanschen von großer Bodenfläche, oder für kleinere Zylinder durch angegossene Augen.

1) Ausführungsform von Dreyer, Rosenkranz & Droop.

Für horizontale Zylinder wird bei großer Länge nur der vordere Teil starr mit dem Fundament durch Zylinderfüße befestigt, während das hintere Ende infolge Anordnung ovaler Bohrlöcher, der Wärmeausdehnung folgend, frei schieben kann.

Die Zylinderwandung  $\delta$  wird empirisch bestimmt, nämlich aus  $\delta = D/25 + 1$  cm für H. D. Z.,  $= D/37 + 0,8$  cm für M. D. Z. und  $= D/52 + 0,6$  cm für N. D. Z.; hier bedeutet  $D$  den  $\phi$  des N. D. Z. in cm. Nach Bauer liefert die Formel  $\delta = \frac{d \cdot p}{360 + 10p} + 10$  cm bei Handelsschiffen gute Werte für den Zylindereinsatz, wo  $d$  den inneren Zylinder  $\phi$  in mm,  $p$  den Dampfdruck in kg und  $\delta$  die Wandstärke in mm angibt. Zylinder ohne Einsatz sollen eine 10% größere Wandstärke erhalten. (Bauer, Schiffsm. 1908 S. 136.)

Die Herstellung des Zylinders geschieht meist durch Lehmformerei. Auf der aus Gußeisen bestehenden Platte  $G$  (Fig. 182) wird zunächst der Kern  $K$  gemauert und auf der äußeren Seite verschiedene Lehmschichten  $L$ , die einzeln gehörig austrocknen müssen, aufgetragen. Die letzte Lehmschicht wird mit Hilfe von Schablonen  $S$  und der im Ständer  $H$  gelagerten Stange  $A$  sauber abgedreht und mit einer Scheidemasse von Kohlenpulver oder Ziegelmehl überstrichen; dann werden neue Lehmschichten aufgebracht, die mit einer zweiten Schablone bearbeitet werden und das sogenannte Hemd  $B$  liefern. Nach Bestreichen des letzteren mit der gleichen Scheidemasse wird um  $B$  der Mantel  $M$  aus Lehm und Mauerwerk hergestellt. Dann wird  $M$  aufgeschnitten, weggeschoben, das Hemd entfernt und  $M$  wieder herumgelegt. Ferner wird die Decke mit den Windpfeifen  $O$  und dem Einguß  $E$  versehen

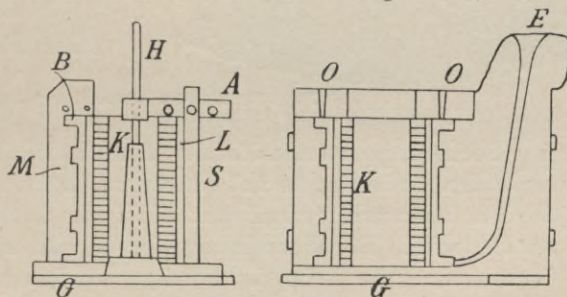


Fig. 182. Einformen eines Zylinders.

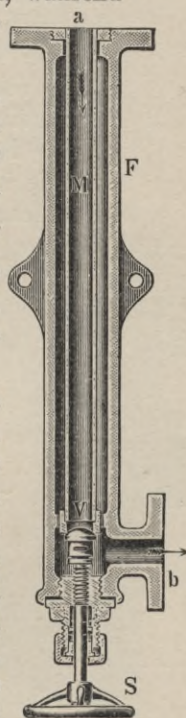


Fig. 181. Kondensationsableiter.

erfolgt die Bearbeitung auf der Zylinderbohrmaschine und dem Stoßwerk. Nachdem die Löcher für den Deckel gebohrt sind, wird der dicht verschlossene Zylinder einer Kaltwasserdruckprobe von etwa 20,

12 und 4 Atm. unterworfen, je nachdem der Zylinder ein H.D., M.D. oder N.D.Z. ist.

b) Die Zylinderdeckel werden bei Kriegsschiffen aus Stahlformguß, bei Torpedobooten zur Gewichtsersparnis zuweilen aus Bronze und in der Handelsmarine aus feinkörnigem Gußeisen hergestellt. Da Bronze einen größeren Ausdehnungskoeffizienten als Gußeisen hat, so ist eine dauernd gute Abdichtung schwierig.

Die innere Gestalt des Deckels schließt sich der konischen Form des Kolbens an; außen ist der Deckel mit einer Reihe radialer Rippen versteift. Die Verbindung mit dem Zylinder erfolgt durch Stiftschrauben aus Schmiedeeisen oder Stahl; um

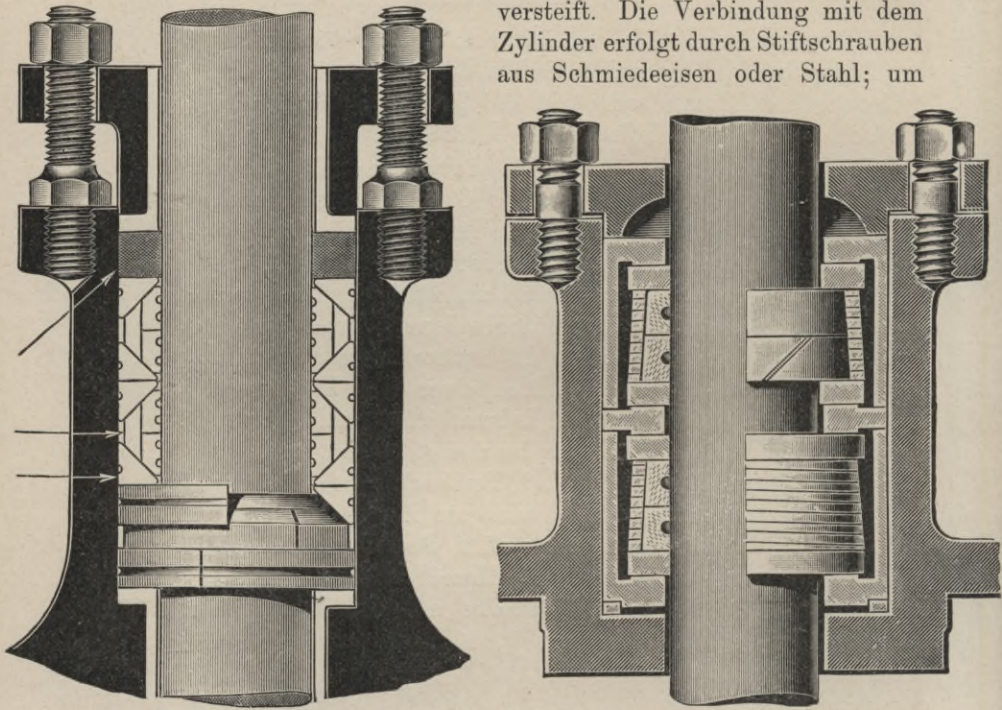


Fig. 183 und 183a. Götzes Ringpackung.

eine Lockerung zu vermeiden, ist für diese Schrauben Feingewinde zu verwenden und letzteres fest einzuschrauben; sonst kommt es leicht vor, daß der aufzunehmende Druck nicht gleichmäßig auf alle Schrauben verteilt wird. Bei Berechnung der Schrauben ist aus dem gleichen Grunde eine sehr hohe Sicherheit, etwa zehnfache, anzunehmen. Die Teilung der Schrauben ist bei hohen Drücken sehr klein ca.  $3 \times \phi$  der Schrauben; bei niedrigen Drücken ist die Teilung etwa doppelt so groß; sie soll höchstens 15 cm betragen; ist  $D$  der Zylinder  $\phi$  in cm, so wählt man die Anzahl der Schrauben ca.  $\frac{D}{8} + 4$ . Die Stift-

schrauben werden in der Regel für H.D., M.D. und N.D.Z. von gleichem  $\varnothing$  gewählt.

Bei großen Maschinen wird der Zylinderdeckel zum Zwecke leichter Untersuchung mit Mannlöchern und zum Abheben mit Abdruckschrauben und Augbolzen ausgerüstet.

c) Die Dampfkanäle verbinden den Zylinder mit dem Schieberkasten; letzterer ist bei Verwendung von Rundschiebern mit dem Zylinder aus einem Stück gegossen, bei Flachschiebern großer Maschinen dagegen häufig besonders hergestellt und mit dem Zylinder verschraubt. Die Breite der Dampfkanäle beträgt in letzterem Falle ca. 0,8 vom  $\varnothing$  des Zylinders; bei Maschinen mit sehr großem Hub geht man noch über diesen Wert hinaus.

Die ebenen Wandungen, welche die Verbindung des Zylinders mit dem Schieberkasten vermitteln, müssen durch Rippen oder Anker versteift sein (s. Fig. 179); die letztere Art ist vorzuziehen, weil beim Erwärmen und Erkalten der Rippen große Spannungen auftreten, die leicht Ribbildungen hervorrufen.

Die Kanäle sollen Querschnitte erhalten, welche einer Dampfgeschwindigkeit von ca. 25 — 30 m/sec. im H. D. Z., 30 — 35 m/sec. im M. D. Z. und 35 — 40 m/sec. im N. D. Z. entsprechen. Hieraus ergibt sich

der Kanalquerschnitt  $f = \frac{\text{Kolbenfläche} \times \text{Kolbengeschwindigkeit}^1}{\text{Dampfgeschwindigkeit}}$ . Erhalten

die Kanäle zu große Querschnitte, so werden zwar die Dampfgeschwindigkeiten herabgemindert und dadurch die Spannungsverluste eingeschränkt, indessen die schädlichen Räume und damit die Dampfverluste wieder vergrößert.

d) Die Zylinder-Stopfbuchsen haben die Abdichtung des Zylinders und der Kolbenstange zu bewirken. Sie bestehen aus dem Stopfbuchsengehäuse mit dem Grundring, der Packung, dem Stopfbuchsendeckel oder der Brille, den Stiftschrauben und bei

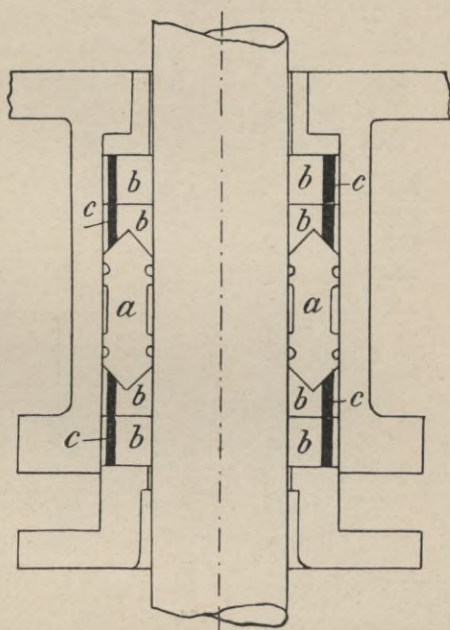


Fig. 184. Garlock-Packung.

1) Vgl. die theoretischen Betrachtungen über die Richtigkeit dieser Formel von Schüle in Z. V. D. I. 1906 S. 1900.

größeren Ausführungen noch aus dem Zahnkranz zum gleichmäßigen Anziehen der Packung.

Das Gehäuse besteht aus Gußeisen und ist bei kleineren Zylindern mit diesem aus einem Stück gegossen (vgl. Fig. 178), bei größeren Zylindern besonders eingesetzt (Fig. 179); es trägt einen Vorsprung für den bronzenen Grundring und einen Flansch zur Befestigung mit dem Zylinder.

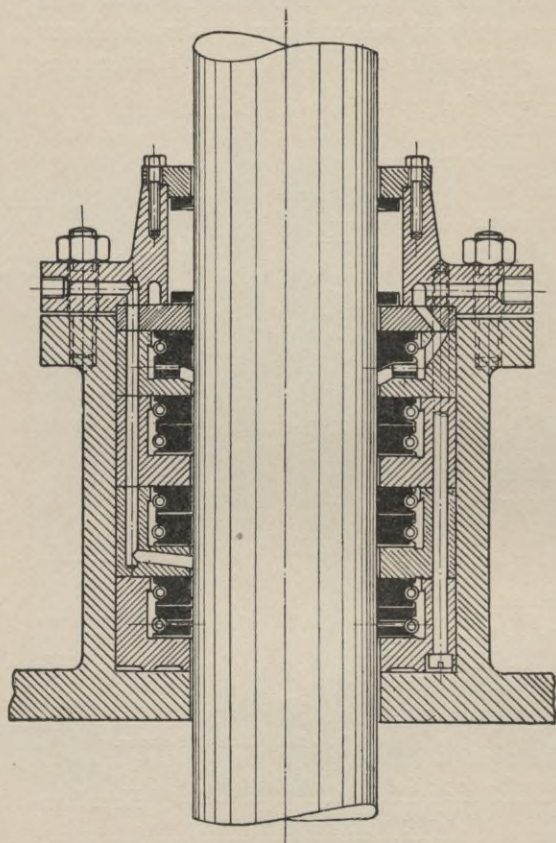


Fig. 185. Schwabes Stopfbuchse.

Die Packung ist entweder weich oder hart; früher wurden fast ausschließlich Weichpackungen, Asbest, Tucks usw. angewandt; da sich aber die Schmierung nur auf die äußersten Lagen der Packung erstreckt, so werden diese letzteren zwar weich gehalten, während die inneren leicht hart werden und verkohlen. Wo mit etwas feuchtem Dampfe und niedriger Spannung gearbeitet wird, bewähren sich diese Packungen gut. Bei trockenem und hochgespanntem Dämpfen und bei schnelllaufenden Maschinen dagegen werden jetzt fast ausschließlich harte Metallpackungen gebraucht. Die Ausbildung der letzteren ist Hand in Hand mit der Entwicklung der mit überhitztem Dampfe

betriebenen Dampfmaschinen gegangen, und jetzt ist die seiner Zeit viel Schwierigkeiten bereitende Stopfbuchsenfrage durch eine Reihe guter Konstruktionen gelöst. Man teilt die harten Packungen in feste und bewegliche ein; bei den erstern erhält die Kolbenstange durch die Packung eine feste Führung, bei den beweglichen dagegen ist dafür gesorgt, daß die Packung kleineren Abweichungen der Kolbenstange aus ihrer Mittellage folgen kann.

Die bekannteste Metallpackung der erstern Art ist die Howaldt-



oder Katzensteinpackung.<sup>1)</sup> Diese besteht aus einer Anzahl mehrteiliger konischer Ringe aus Weißmetall oder Bronze, je nachdem diese Ringe unmittelbar an der Kolbenstange oder am Gehäuse anliegen. Auf den obersten Ring wird noch ein weicher Packungsring gelegt, um das Eindringen von Schmutz zu verhindern und ein besseres Anziehen der Stopfbuchse zu ermöglichen.

Von fast gleicher Konstruktion ist die selbstwirkende Metallringpackung von Götzte, (Fig. 183.) Von dieser Firma wird neuerdings auch eine bewegliche Packung nach Fig. 183a (D. R. P. Nr. 154924) mit Zentral-Graphitschmierung angefertigt.

Auch die Schellingsche Packung hat große Ähnlichkeit mit der Howaldt-Packung (vgl. Bauer 1908 S. 168). Die äußeren Bronzeringe sind einteilig, die inneren Weißmetallringe dagegen drei- oder vierteilig. Die äußeren Ringe haben im Gehäuse etwas Spielraum, um geringe seitliche Bewegungen zuzulassen. In der Mitte der Packung befinden sich eingelagerte Federn, die ein automatisches Anpressen der Weißmetallringe herbeiführen. Bei einer anderen Form der Schelling-Packung<sup>2)</sup> legen sich die Metallringe — aus besonderer Kupferlegierung mit hohem Schmelzpunkte — nicht unmittelbar an das Gehäuse an, sondern erhalten einen Spielraum zur Aufnahme von Hanfpackung, um dadurch geringe seitliche Bewegungen der Kolbenstange zuzulassen. Diese Packung hält gut dicht und verursacht nur eine geringe Reibungsarbeit.

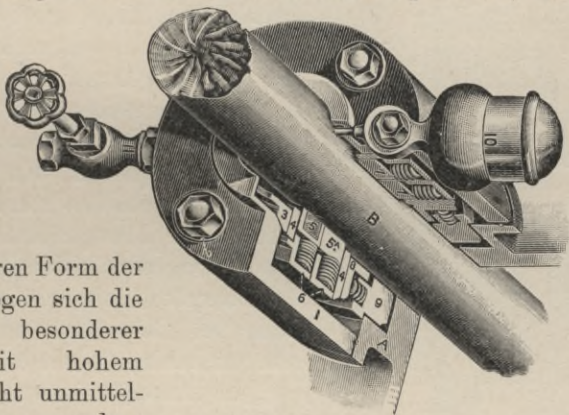


Fig. 186. Philadelphiapackung.

In der deutschen Marine hat die Garlock-Packung große Verbreitung gefunden. (Fig. 184.) Diese besteht aus vielen schräg übereinander gelagerten Ringen *a* aus weichem galvanisch hergestellten Metallpapier; an beiden Enden pflegt man Asbestschnur *b* mit dahinter befindlichem Gummiring *c* anzuordnen. Diese Packung ist nicht so kompliziert wie die andern Metallpackungen und kann im Notfalle auch durch eine weiche Packung ersetzt werden.<sup>3)</sup>

1) Z. V. D. I. 1895 S. 117. 2) Z. V. D. I. 1895 S. 1118. 3) In der neuesten Zeit findet in der deutschen Marine neben der Garlock-Packung auch die Bartels-Packung vielfach Verwendung. (Vgl. Prospekt d. Firma.)

In den letzten Jahren ist die Schwabe-Stopfbuchse vielfach mit gutem Erfolge angewandt. Fig. 185 zeigt ihre neueste Ausführungsform von Dr. Pröll-Dresden. Sie besteht aus einer Reihe von doppelt angeordneten — in der Figur schwarz gezeichneten — Dichtungsringen aus feinstem Tiegelguß, das in hohem Maße die Fähigkeit besitzt, sich leicht und sehr glatt zu polieren. Je zwei dieser Ringe sind in einem gußeisernen Kammerring — schraffiert gezeichnet — eingeschlossen; sämtliche Kammern sind mit der Stopfbuchsenbrille durch Längsanker verschraubt, wodurch die Montage beim Einlegen der Packung außerordentlich erleichtert wird. Die einzelnen Dichtungsringe sind nach schrägen Fugen in drei bis sechs Teile zerschnitten und außen mit einer Nut versehen, in der zur Ausübung eines sanften radialen Druckes je eine Schraubenfeder — als Doppelkreis gezeichnet — eingelegt ist.

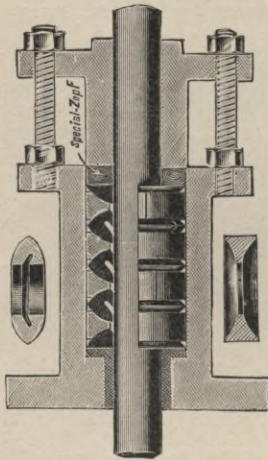


Fig. 187. Greiser-Packung.

Durch den in Figur links unten befindlichen Kanal wird das Kondenswasser abgeführt, durch den rechts gezeichneten Kanal das Öl unter Druck zugeführt. Diese Ölzufuhr ist im allgemeinen nur bei Verwendung von überhitztem Dampfe notwendig. Da sich die Dichtungsringe in den Kammerringen ohne weiteres verschieben können, so hat die Packung eine große Beweglichkeit und gibt bei leicht durchgebogener Kolbenstange etwas nach. Außer bei Dampfkolbenmaschinen<sup>1)</sup> hat diese Packung auch bei Dampfturbinen<sup>2)</sup> und bei Verbrennungsmaschinen<sup>3)</sup> Eingang gefunden.

In Amerika und zum Teil auch auf deutschen Schnelldampfern ist die Philadelphia-Packung<sup>4)</sup> in Gebrauch; bei dieser bewirken Federn ein Anpressen der Ringe in der Höhen- und Seitenrichtung. In Fig. 186<sup>5)</sup> bestehen die Liderungsringe 5 und 5A aus je vier mit Weißmetall versehenen Segmenten. Jede der beiden Segmentschichten ist aus zwei Dichtungs- und zwei Führungssegmenten zusammengesetzt, und die Spalten zwischen den Berührungsflächen dieser Segmente stehen in der einen Schicht rechtwinklig zu denjenigen der andern, wodurch diese Spalten dampfdicht abgedeckt werden. Die Segmente werden von starken Hülsen 6 und darin befindlichen Schraubenfedern 7 umgeben. Die letzteren halten die Segmente mit leichtem Druck an die Stange, solange der Dampf abgeschlossen ist, während

1) Z. V. D. I. 1903 S. 1049.

2) Z. V. D. I. 1906 S. 1572 u. Stodola-Dampfturbinen III. Aufl. S. 215.

3) Z. V. D. I. 1906 S. 1253 u. Güldner, Verbrennungsmotoren.

4) Z. V. D. I. 1895 S. 1117. 5) Ausführungsform von Morison-Hamburg.

im Betriebe der Dampf die Segmente selbsttätig richtet und an die Stange drückt. Der Kugelring 3 einerseits und der mit Federn versehene Grundring 9 und Grundbuchse 8 andererseits gestatten der Liderung freie seitliche Verschiebung; um die dabei auftretende Reibung zu verringern, sind die sogenannten Deckelplatten 4 geschliffen. Das Ganze ist in Gehäuse 1 eingeschlossen und mittels Stiftschrauben 2 an die Zylinderbuchse A befestigt. Bis 1907 sind mehr als 130 000 Liderungen für Maschinen aller Gattungen nach dieser Art ausgeführt.

Bei der Metall-Linsenpackung von Gebr. Greiser-Hannover (Fig. 187) erfolgt eine automatische Schmierung durch schräge Kammern, indem bei der Abwärtsbewegung der Kolbenstange die mitgerissenen Dampf-, Öl- und Wasserteilchen in den sich öffnenden Schmiernuten angesammelt und bei der Aufwärtsbewegung infolge Saugwirkung wieder mitgenommen werden. (Vgl. Prosp. d. Firma.)

Die Stopfbuchsenbrille besteht bei kleineren Ausführungen ganz aus Bronze, bei größeren Zylindern aus Gußeisen mit einem bronzenen Ringeinsatz. Die Stiftschrauben zum Anziehen der Brille sind bei größeren Ausführungen mit Muttern versehen, die in einen gemeinsamen Zahnkranz eingreifen; letzteres kann mittels eines Schlüssels auch während des Betriebes gedreht und dadurch ein gleichmäßiges Anziehen der Packung bewirkt werden.

### § 87. Die Zylinderarmaturen und Bekleidung.

Die Zylinderarmaturen sind folgende:

- a) Sicherheitsventile
- b) Ablaßhähne
- c) Indikatorstutzen mit Rohrleitung
- d) Hilfsschieber
- e) Zubehörteile und f) Bekleidung.

a) Sicherheitsventile (Fig. 188<sup>1</sup>) sind einfache federbelastete Ventile, die das infolge Kondensation oder Kompression entstandene Wasser durch den in den Endlagen des Kolbens hervorgerufenen Druck entweichen lassen. Um ein Verbrühen durch das hierbei auströmende Wasser zu verhüten, wird oft vom Ventilgehäuse ein Rohr nach der Bilge geführt. Sie sind an jedem Ende des Zylinders angeordnet; bei kleineren Hammermaschinen läßt man häufiger die Sicherheitsventile am H. D. Z. sowie an der Deckelseite des M. D. und N. D. Z. fort, weil an diesen Stellen keine großen Wasseransammlungen stattfinden.

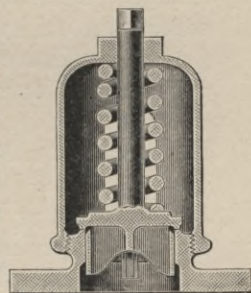


Fig. 188. Zylinder-Sicherheitsventil.

Die  $\varnothing$  der Ventile werden nach Hütte  $\frac{1}{12}$ ,  $\frac{1}{16}$  und  $\frac{1}{20}$  vom H. D.,

1) Ausführungsform von W. Schröder-Lübeck.

M.D. bzw. N.D.Z- $\sigma$  gemacht. Die Ventildfedern werden gewöhnlich so eingestellt, daß der Federdruck ca.  $\frac{1}{2}$  Atm. größer als der höchste in dem betreffenden Zylinder vorkommende Dampfdruck ist. Meistens sind auch M.D.- und N.D.-Schieberkasten bzw. deren Rezeiver mit Sicherheitsventilen versehen.

b) Abblähähne (Fig. 189<sup>1)</sup>) dienen zur Entfernung des auf dem Boden der Zylinder oder Schieberkästen angesammelten Wassers. Der  $\sigma$  der Hähne wird  $\frac{1}{50}$  bis  $\frac{1}{25}$  vom zugehörigen Zylinder  $\sigma$  gemacht, wobei sich der kleinere Wert auf große Zylinder bezieht; kommt man nun auf einen größeren  $\sigma$  als 50 mm, so werden mehrere Hähne angeordnet: bei großen N.D.Z. ist es üblich, 4 miteinander verbundene, auf dem Boden gleichmäßig verteilte Hähne anzubringen, die durch einen Hebel vom Maschinenstande aus gleichzeitig bedient werden können. Andererseits erhalten

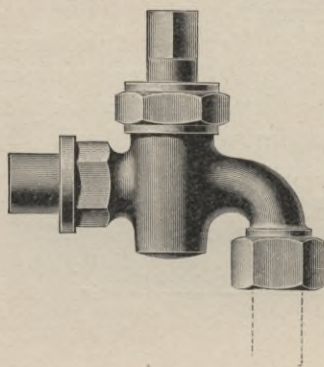


Fig. 189. Zylinderabblähähne.

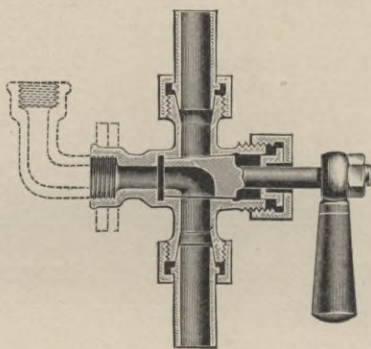


Fig. 190. Indikatorhahn.

die Hähne Anschluß nach dem Kondensator; die betreffenden Rohre dürfen keine großen Krümmungen haben und nicht an die Kondensatorwandungen anstoßen, da sonst starke Stöße entstehen. Werden die Rohre nach der Zisterne geleitet, so sind sie mit absperrbaren Rückschlagventilen zu versehen, um ein eventuelles Ansaugen von Wasser zu verhindern.

c) Indikatorstutzen sind am Zylinder oben und unten vorgesehen und durch ein Rohr von ca. 30—50 mm  $\sigma$  verbunden. Am oberen Ende des Rohres ist ein Dreiwegehahn (Fig. 190<sup>1</sup>) von ca. 16 mm Bohrung mit einem für den Indikator bestimmten Gewinde ( $\frac{3}{4}$ ") eingeschaltet, das durch eine Überwurfmutter verschlossen gehalten wird. Die Anbringung des Dreiwegehahnes in der Mitte oder am unteren Ende der Verbindungsleitung hat den Nachteil, daß von der Zylinderseite leicht Wasser in den Indikator gelangen kann.

Am M.D.- und N.D.-Schieberkasten sind oft gleichfalls Hähne mit Anschlußverschraubung für den Indikator vorgesehen, um auf

1) Ausführungsform von W. Schröder-Lübeck.

diese Weise den Verlauf der Dampfspannung während einer Umdrehung verfolgen zu können.

d) Hilfsschieber (Fig. 191) werden für den M.D. und N.D.Z. vorgesehen und bezwecken ein leichteres Anspringen der Maschine, wenn der Kolben des H.D.Z. in der Totlage, oder der Schieber des H.D.Z. so steht, daß der im Schieberkasten befindliche Dampf vom Zylinder abgesperrt ist. Besonders wichtig ist die Anordnung dieser Schieber bei Maschinen mit Schlickscher Kurbel-anordnung, da ohne sie ein Anspringen der Maschine schwer möglich ist. Sie werden als einfache Rund- oder Flachschieber ausgeführt und können durch Handhebel vom Maschinenstande aus bedient werden; die Bewegungsrichtung dieser Handhebel macht man übereinstimmend mit der beabsichtigten Kolbenbewegung.

Bei kleinern Maschinen wird statt des Hilfsschiebers oft ein Ventil angeordnet, das vom Dampf geschlossen gehalten wird und durch einen Hebel geöffnet werden kann.

e) Als Zubehörteile des Zylinders rechnet man noch die Schmiervorrichtung, das Hauptabsper-Manövrierventil und die Drosselklappe.

Zylinder-Schmierapparate von Swift, Franke, Lentz, Möllerup u. a. sind im Hauptkatalog von Schäffer & Buddenberg Ausg. 1907 Taf. 22 genau beschrieben. Fig. 192 stellt den gebräuchlichsten, nämlich den Möllerupschen Apparat dar. Der links gezeichnete Hebel wird mit einem hin- und hergehenden Teile der Hauptmaschine gekuppelt; dadurch wird ein Zahnradsperre, Schnecke, Schneckenrad und die Gewindespindel der Schmierpumpe in Bewegung gesetzt und ein langsames Niederdrücken des Ölkolbens bewirkt. Soll für kurze Zeit stärker geschmiert werden, so wird die unter der oberen Handkurbel befindliche Flügelmutter gelöst und diese Kurbel unabhängig von der Bewegung des Gesperres gedreht.

Als Absperr- und Manövrierventile werden statt gewöhnlicher Ventile Doppelsitz-, Glocken- oder Schnellschlußventile gebraucht, um die Zeit des Öffnens und Schließens möglichst abzukürzen. Die erstern haben den Vorzug, daß sie ganz oder zum

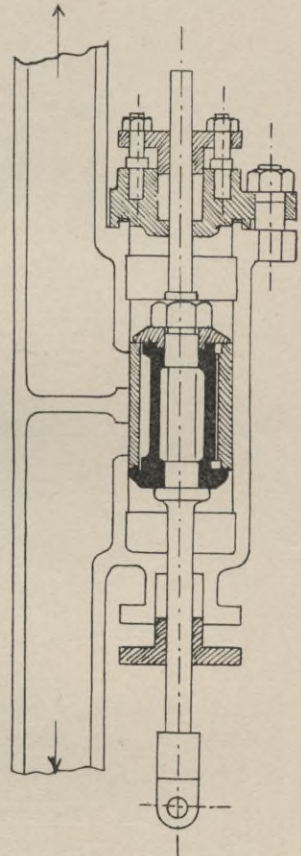


Fig. 191. Hilfsschieber.

größten Teil entlastet sind, leiden aber an dem Übelstand, daß sie infolge ungleicher Ausdehnung nicht gleichmäßig an beiden Dichtungsflächen schließen. Bei größeren Maschinen der Handelsmarine ist man daher teils wieder auf einfache Tellerventile zurückgekommen und hat nur einen besonderen Druckausgleichkolben<sup>1)</sup> angeordnet, oder man bewegt das Ventil mittels eines besonderen kleinen Dampfkolbens.

In letzter Zeit haben sowohl in der Handels- wie in der Kriegsmarine die Schnellschlußventile von Strnad Eingang gefunden. Fig. 193 a stellt die Ausführungsform der Handels- und 193 b der Kriegsmarine dar. Die Hauptteile, nämlich Spindel *a*, Ventilkörper *b*, Bund *c* und Rohrschieber *e*, sind aus Fig. 193 a ersichtlich. Beim Anheben der in *b* etwas verschiebbaren Spindel wird zunächst *b* geöffnet und dann findet zwischen Anschlußstutzen *d* und dem obern mit Dampf gefüllten Ventilgehäuse ein Druckausgleich statt. (Vgl. Z. V. D. I. 1903 S. 1296.) Ein weiteres Bewegen der Spindel und die Betätigung des Rohrschiebers ist nunmehr leicht zu bewirken.

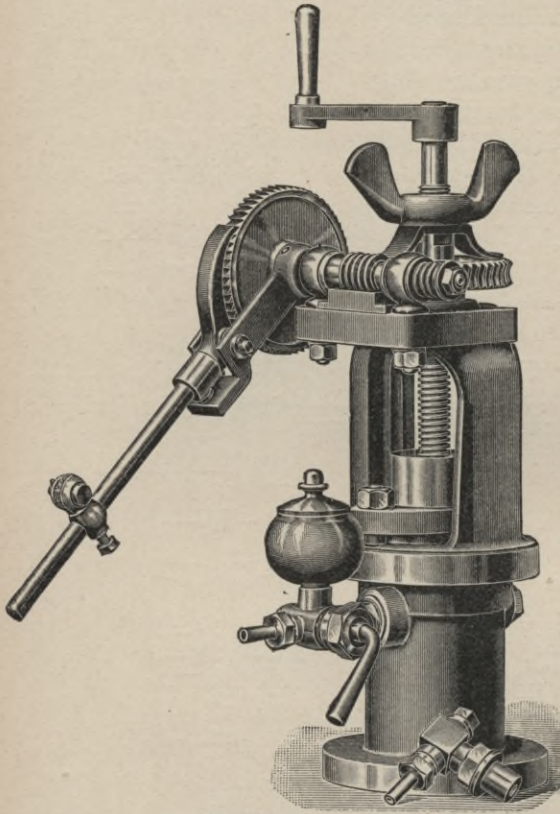


Fig. 192. Zylinder-Schmierapparat.

In Fig. 193 b<sup>2)</sup> geschieht der Druckausgleich durch Anordnung von allmählich größer werdenden Löchern am Umfange des bronzenen Einsatzes *a*, indem der umgebende Kesseldampf infolge Undichtigkeiten in den innern Ventilraum eindringt. Von hier gelangt der Dampf durch die Löcher *b* nach Lüften des Ventils *c* — was infolge Anordnung der Feder *e* leicht zu bewirken ist — und durch die Löcher *f* nach der Maschine. Ein weiteres Anheben der Spindel *d* bewirkt das Öffnen des eigentlichen Absperrventils und das Freigeben der Öffnungen in *a* mittels des Rundschiebers *h*. Letzterer wird neuerdings, um ein Festklemmen

1) Z. V. D. I. 1903 S. 1138 Skizze des Hauptabsperrventils von „Kaiser Wilhelm II“.

2) Vgl. Klamroth, Leitfaden usw., Atlas, Taf. 71; Ausführung auf S. M. S. „Wittelsbach“.

zu vermeiden, aus Gußeisen hergestellt. Durch dieses Ventil hat man einen vollkommen dichten Abschluß nach der Maschine, ein leichtes Öffnen und die genaue Einstellung auf eine bestimmte Tourenzahl erreicht.

Zwischen Manövrierventil und Maschine schaltet man bei Torpedobooten und größern Handelsschiffen meistens eine Drosselklappe ein, um bei bewegter See und beim Austauschen der Schraube

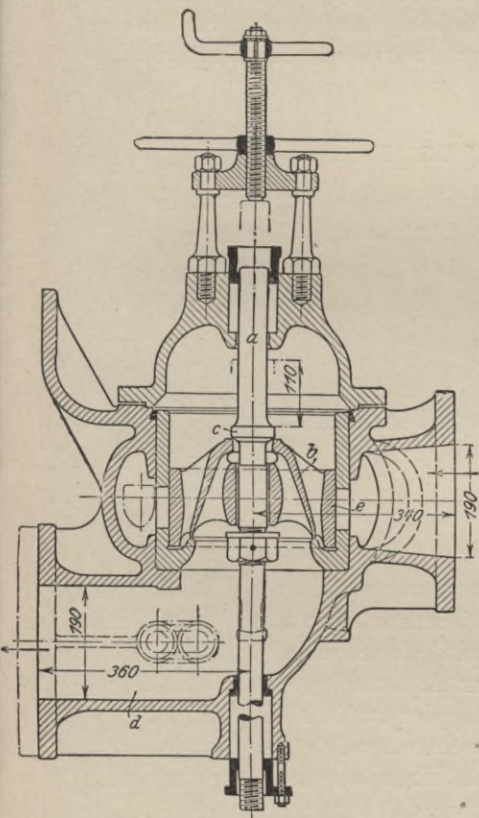


Fig. 193 a.

Manövrierventil für große Handelsschiffe.

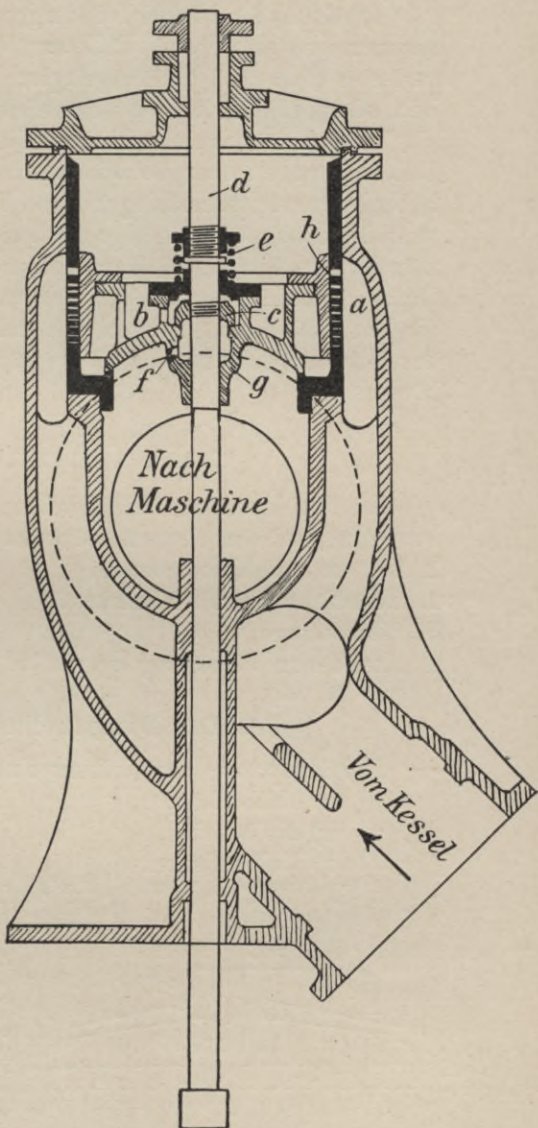


Fig. 193 b.

Manövrierventil für Kriegsschiffe.

ein Durchgehen der Maschine zu verhindern. Diese Klappe wird bei Handelsschiffen meist automatisch durch einen Regulator (von Aspinall oder Dunlop) betätigt. Genaue Beschreibungen sowie

Abbildungen dieser Regulatoren befinden sich in Rosenthal, „Neuere Schiffsmaschinen“ 1908 S. 272.

f) Als Zylinderbekleidung verwendet man bei geringen Dampfspannungen, also für N. D. Z. zur Verminderung von Ausstrahlungsverlusten Filz mit darübergelegter Verschalung von poliertem Teakholz oder Stahlblech; wenn es auf das Aussehen nicht ankommt, kann als Verschalung auch verzinktes Eisenblech benutzt werden. Neuere Untersuchungen über Bekleidungsmaterialien (Z. V. D. I. 1906 S. 1655) haben die gute Isolierfähigkeit von Filz bestätigt. Für größere Drücke verkohlt indessen Filz infolge der hohen Temperatur; deshalb verwendet man bei H. D. und M. D. Z. moderner Anlagen Asbest oder Kieselguhr (Infusorienerde). — Die Zylinder werden erst angewärmt, dann wird die Isoliermasse aufgetragen, und schließlich bringt man zum Schutze der letztern Stahlbleche an Vorsprüngen und Flanschen des Zylinderkörpers an.

## 2. Die Übertragungsteile.

Zu den Maschinenteilen, welche die hin- und hergehende Kolbenbewegung auf den Propeller übertragen, gehören:

1. Kolben mit Kolbenstange,
2. Geradföhrung mit Kreuzkopf,
3. Pleuelstange,
4. Kurbel- und Übertragungswellen.

### § 88. Der Dampfkolben mit Kolbenstange.

Die Hauptteile des Kolbens sind:

- a) Kolbenkörper,
- b) Kolbenring,
- c) Kolbendeckel.

a) Der Kolbenkörper wurde früher aus Gußeisen als Hohlkörper mit innern Rippen und wird jetzt meist als Scheibe (Fig. 194) hergestellt, und zwar aus Stahlformguß, der zweckmäßig zweimal umgeschmolzen ist. Bei ganz leichten Maschinen wie auf Torpedobooten verwendet man zuweilen aus Gewichtsparsnis geschmiedeten Stahl. Die Form ist konisch, um

eine größere Festigkeit, ein besseres Abfließen des gebildeten Kondenswassers und einen kleineren schädlichen Raum infolge besserer Anpassung an Zylinderdeckel und -boden zu erhalten. Die Berech-

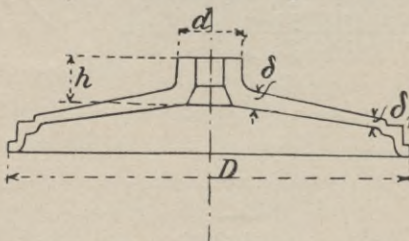


Fig. 194. Dampfkolben.



nung der Scheibe auf Festigkeit ist infolge auftretender innerer Spannungen recht schwierig, und erst in neuester Zeit sind von Bach experimentelle Versuche (Z. V. D. I. 1906 S. 366) zur Bestimmung der Widerstandsfähigkeit von Scheibenkolben durchgeführt. Die Beanspruchung eines Scheibenkolbens durch den Dampfdruck kann eine Durchbiegung am Umfange und ein Festklemmen des Kolbens an der Zylinderwand erzeugen. Um die Größe dieser Durchbiegung festzustellen, wurde der Kolben in einen Versuchszylinder eingespannt, von unten durch Druckwasser belastet, während oberhalb des Kolbens Meßstifte angeordnet waren, die je nach dem Drucke mehr oder weniger gehoben wurden und dadurch die Größe der auftretenden Biegungen angaben. Die von Bach hergestellte Versuchseinrichtung reicht aus, um Kolben von 450—1850 mm  $\phi$  zu prüfen. (Vgl. Prüf.-Resultate in Heft 31 der Mitteil. über Forschungsarb. 1906.)

Folgende empirische Formeln werden meistens zur Bestimmung der Kolbenwandstärke (Fig. 194) angewendet:

$$\delta = 0,016 D\sqrt{p} + C \text{ und}$$

$$\delta_1 = 0,5 \text{ bis } 0,7 \delta.$$

Dabei ist  $p$  der auf dem Kolben lastende Überdruck und  $C = 0,6, 0,9$  oder  $1,2$  cm entsprechend H.D., M.D.- und N D.-Kolben.<sup>1)</sup> Der Kolben muß an der Nabe

für die Befestigung mit der Kolbenstange ziemlich stark sein, um der hier auftretenden Abscherbeanspruchung zu widerstehen.

Die Dicke der Nabe  $d$  macht man gewöhnlich =  $1,5$  vom Kolbenstangen- $\phi$ , die Höhe der Nabe  $h = 1,1$  dieses  $\phi$  und den Durchmesser  $D$  des Kolbenkörpers ca.  $1$  bis  $2$  mm geringer als die Zylinderbohrung.

b) Der Kolbenring hat den dampfdichten Abschluß zwischen Kolben und Zylinder herzustellen. Für kleinere Zylinder hat man neuerdings Kolben ohne Ringe, sog. Schleifkolben konstruiert, die in bezug auf Abdichtung und Reibung gute Resultate ergeben haben.<sup>2)</sup>

Bei Kolben mit Ringen unterscheidet man solche mit und solche ohne Federn; die ersteren werden meistens in der Kriegs-, die letzteren in der Handelsmarine angewendet.

$\alpha$ ) Die Kolbenfedern sollen den Ring gegen die Zylinderwand pressen; sie liegen lose in einzelnen Abteilungen, die im Kolbenkörper durch besondere für die Stiftsschrauben vorgesehene Wulste gebildet werden.

$\beta$ ) Die Ringe werden zur Hervorbringung der Spannung schräg

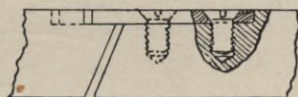
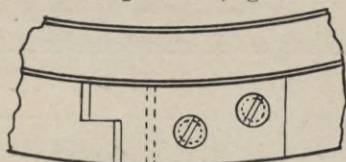


Fig. 195. Kolbenschoß.

1) Hütte 1908 II Tl. S. 713.

2) Z. V. D. I. 1906 S. 60.

aufgeschnitten und die beiden Enden mittels eines sogenannten Kolbenschlusses nach Fig. 195 zusammengefügt; letzteres besteht aus einem Bronzestück, das an einem Ende des Ringes angenietet ist, während sich das andere Ende in dem Metallstücke verschieben kann.

Die Ringe werden aus einem gußeisernen Zylinder mit etwas größerem Außendurchmesser als der Innen- $\phi$  des Dampfzylinders hergestellt; dann werden die Ringe abgestochen, die Stirnflächen bearbeitet und je ein Stück herausgeschnitten. Beim Einsetzen werden sie an der unteren Seite durch einen vorspringenden Rand des Kolbenkörpers, an der oberen durch den sogenannten Kolbendeckel gehalten; zwischen Rand und Deckel ist der Ring sauber einzuschleifen, weil sonst Dampf eindringt und Anrostungen der Federn oder zu starke Anpressungen der Ringe gegen die Zylinderwand unvermeidlich sind.

$\gamma$ ) Um die an dieser Stelle infolge Abnutzung entstehenden Undichtigkeiten zu vermeiden, hat man bei dem sogenannten Buckley-

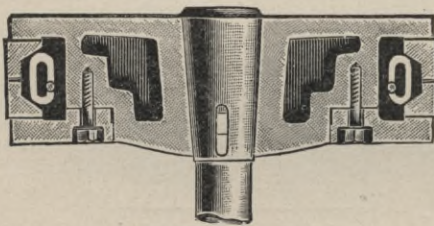


Fig. 196. Buckley-Kolben,  
ältere Konstruktion.

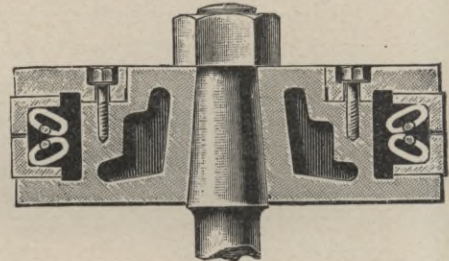


Fig. 197. Buckley-Kolben,  
neuere Konstruktion.

Kolben (Fig. 196<sup>1</sup>) den Kolbenring zweiteilig, und durch ovale Spiralfedern sowohl ein Andrücken gegen die Zylinderwand als auch gegen die Kolbenwand und den Deckel möglich gemacht. Bei einer neuern Konstruktion derselben Firma (Fig. 197) sind je zwei kegelförmig aufeinander stehende Spannfedern angeordnet, deren radiale Spannkraft unabhängig von der axialen wirkt. Diese Konstruktion eignet sich auch für hohe Spannungen und Kolbengeschwindigkeiten. Morison hat bisher ca. 50000 Sätze Buckley-Liderungen für die Handelsmarine geliefert.

Ein Nachteil der Kolbenfedern besteht darin, daß sie sich beim Gange der Maschine mitbewegen und stark abnutzen, und daß ihre Spannung schwer zu kontrollieren ist; es kann demnach leicht eine ungleichmäßige Anpressung des Ringes erfolgen.

$\delta$ ) Man hat diesen Übelstand dadurch zu vermindern gesucht, daß man zwei unmittelbar übereinander liegende Kolbenringe, sogenannte Pecksche Ringe<sup>2</sup>), anwendet. Jeder dieser Ringe besteht aus vielen

1) Ausführungsform von Morison-Hamburg.

2) Z. V. D. I. 1900 S. 372.

Stücken, und zwar ist je ein Stück des obern und untern Ringes so zusammengenietet, daß die Stöße gegeneinander versetzt sind. Die hinter den Ringstücken liegenden Federn übertragen ihren Druck nicht unmittelbar auf diese sondern auf Ringstücke aus Bronze, die zwischen den eigentlichen Kolbenringen und den Federn liegen. Diese Konstruktion ist recht kompliziert und wird nur bei sehr großen Zylindern angewandt.

An Stelle der Kolbenfedern wird neuerdings ein selbstspannender gußeiserner Ring *a* (in Fig. 198) angewandt, der hinter den

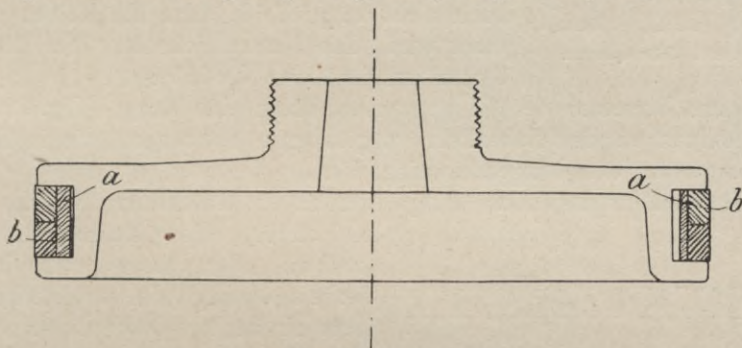


Fig. 198. Kolbenfederring.

Kolbenringen *b b* sitzt. Diese Konstruktion ist besonders bei kleinen Kolben in Aufnahme gekommen.

ε) In England werden statt der gewöhnlichen Kolbenfedern zuweilen Stahlbänder nach Camerons Pat. (Fig. 199) benutzt; diese sind wellenförmig gestaltet und werden um den inneren Kolbenring herumgelegt.

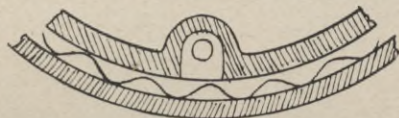


Fig. 199. Camerons Stahlbänder.

ξ) Die zweite Art von Kolbenringen, die sogenannten Selbstspanner (Fig. 200) stellt man gleichfalls aus einem gußeisernen Hohlkörper her. Dieser wird auf einen  $\varnothing D_1 = D + \frac{D}{30} + 3 \text{ mm}$  abgedreht und dann ein Stück  $a = \frac{D}{12}$  bis  $\frac{D}{10}$  herausgeschnitten; darauf wird der Ring mittels Ziehband zusammengespannt oder zusammengelötet und nochmals abgedreht, so daß sein äußerer  $\varnothing$  gleich dem innern Zylinder  $\varnothing$  wird. Um die Spannkraft zu erhöhen, wird die Wandstärke  $S'$  am schräg aufgeschnittenen Ende etwas kleiner als  $S$  gemacht. (Fig. 201.) Vgl. hierzu Tab. in Bauer 1908, S. 208.

Bei einem von Maak-Köln ausgeführten Verfahren werden die Ringe unrund gegossen und unrund gedreht. Die kreisrunde Form erhält der Ring erst nach dem Aufschneiden und Zusammenspannen.

(Fig. 202.) Da alle Schichten des Materials in bezug auf die neutrale Schicht ihre ursprüngliche Lage und Struktur beibehalten, so wird hierdurch eine sehr gleichmäßige und bleibende Federung sowie eine große Sicherheit gegen Bruch erzielt. Ferner wendet Maak statt der gewöhnlichen Überlappung des Ringes (s. Fig. 200) den kombinierten Treppen- oder Blattstoß nach D. R. G. M. Nr. 250550 an, wodurch die Zahl der anzuwendenden Ringe beschränkt werden kann. Die Ringstärke darf nicht zu gering sein, da sonst leicht ein Zusammendrücken erfolgen kann, aber auch nicht zu groß, da dann die Reibung zu stark wird. Als Normaldicke empfiehlt Maak 3 mm auf je 10 cm Zylinder- $\phi$ .

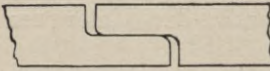


Fig. 200. Selbstspanner.

Zum Einsetzen der Ringe wendet Maak eine Zange (Fig. 202a) mit kleinen an den Schenkeln vorgesehenen Spitzen an, die in Einbohrungen an den Ringenden eingreifen.

Die selbstspannenden Ringe werden in besondere Rillen des Kolbenkörpers (sog. Ramsbottomkolben) oder besser des Kolbendeckels eingelegt. Im letzteren Falle kann ein undicht gewordener Ring ohne Herausnahme des ganzen Kolbens ersetzt werden.

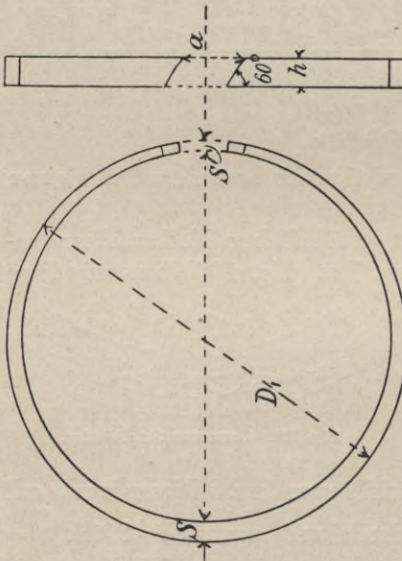


Fig. 201. Selbstspanner.

Um möglichst geringe Dampfverluste an den aufgeschnittenen Stellen zu erzielen, wendet man mehrere etwa drei bis vier Ringe an, deren aufgeschnittene Stellen gegeneinander versetzt sind.

Bei Maschinen, die bald schnell, bald langsam laufen, wie bei den Kriegsschiffen, werden die Kolbenringe je nach dem angewandten Expansionsgrade durch Eintreten von Dampf hinter die Ringe verschieden stark an die Zylinderwand angeedrückt, und dadurch wird

letztere oben und unten weiter auslaufen als in der Mitte. Dieser Übelstand ist bei Verwendung von Selbstspannern größer als bei Ringen mit Federn, da letztere durch Anziehen der Kolbendeckelschrauben nachgedichtet werden können. Für M.D.- und N.D.-Zylinder haben in letzter Zeit auch in der Kriegsmarine Selbstspanner Verwendung gefunden.

Figur 203 stellt die in der englischen Marine eingeführte Konstruktion dar; gegen seitliche Verschiebungen der Kolbenringe sind

die Stiftschrauben *a* und *b* angeordnet. Außerdem sind beide Ringe mit dem Mittelstücke *c* so verhakt, daß ein zu starkes Anpressen der Ringe gegen den Zylinder nicht möglich ist. Über die Folgen bei zu starkem bzw. ungleichmäßigem Drucke der Kolbenringe vgl. Z. V. D. I. 1900 S. 1405.

Als Material für die Kolbenringe eignet sich am besten dichtes homogenes Gußeisen, das spröde genug ist, um eine genügende Federkraft auszuüben, es darf aber nicht so hart sein wie das Material des Zylinders. Schwedisches Material ist zu weich, gehärteter Stahl dagegen zu hart.

Um bei Verwendung hoher Dampfspannungen die Ringe vor der Gefahr des Zusammendrückens zu behüten, dürfen sie beim Gange der Maschine nur wenig über die Öffnungen der Dampfkanäle und der Zylinderlaufflächen hinausgehen.

c) Der Kolbendeckel ist ein aus Stahl gefertigter Ring, der den Kolbenring festzuhalten hat und mit dem Kolbenkörper durch Stiftschrauben und Muttern verbunden ist. Diese Schrauben werden, um ein Rosten zu verhüten, bei größeren Ausführungen in bronzene Einsätze eingeschraubt, und die Muttern werden z. B. durch einen übergelegten Ring, der sich den Abmessungen der Muttern anpaßt, gesichert. Bei Fig. 203 ist der Deckel *e* noch mit besonderen Dampfzotten *d* versehen, um eine bessere Abdichtung zu erzielen.

d) Die Kolbenstangen werden gewöhnlich massiv aus geschmiedetem Stahl hergestellt, der zur Vermeidung starker Abnutzung und Rißbildung ziemlich hart sein muß. Hohle Stangen sind auf einigen Torpedobooten wegen der erzielten Gewichtersparnis versucht, aber wieder aufgegeben, da durch die abwechselnde Erwärmung und Abkühlung der Kolbenstange inner- bzw. außerhalb des Zylinders leicht ein Verziehen und Krummwerden der Stange stattfinden kann. Die Verwendung von mehreren, 2 oder 3 Kolbenstangen für einen Zylinder ist nur bei Maschinen mit rückwirkender Pleuelstange (§ 55b) und bei Maschinen mit sehr langem Hube (z. B. auf dem engl. Kriegssch. „Monarch“) zur Ausführung gekommen; eine gute Abdichtung und genaue Arbeitsausführung ist hierbei sehr schwierig, und daher sind die Reibungsverluste ziemlich große.

a) Bei allen größeren Maschinen geschieht die Verbindung der Stange mit dem Kolben und dem Kreuzkopf durch je einen Konus mit Mutter. Die Verbindung zwischen Stange und Kolben muß nicht nur fest, sondern auch dampfdicht sein; oft sitzt bereits nach kurzer Betriebszeit Kolben und Stange so fest, daß ein Abstreifen des Kolbens

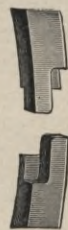


Fig. 202.  
Kolbenring  
von Maak.



Fig. 203 a.  
Einsetzen des Kolbenringes von Maak.

nach Lösen der Befestigungsmutter nur mit Hilfe eines mit Gewinde versehenen Bügels und einer Preßschraube möglich ist.

Der Konus am Kolbenende beträgt in der Regel 1:6, bei solchen Schiffen dagegen, wo eine Revision des Kolbens nur durch Abstreifen des Kolbens bewirkt werden kann (z. B. bei Vorhandensein eines Panzerdecks) 1:4 bis 1:3; diesen Wert nimmt man auch für den Konus des Kreuzkopfes, da dieses Ende häufiger losgenommen werden muß. Statt des Konus wird zuweilen ein zylindrischer Teil mit etwas Spielraum im Kreuzkopf und ein konischer Teil angewandt, wodurch das Abstreifen des Kreuzkopfes von der Kolbenstange erleichtert wird.

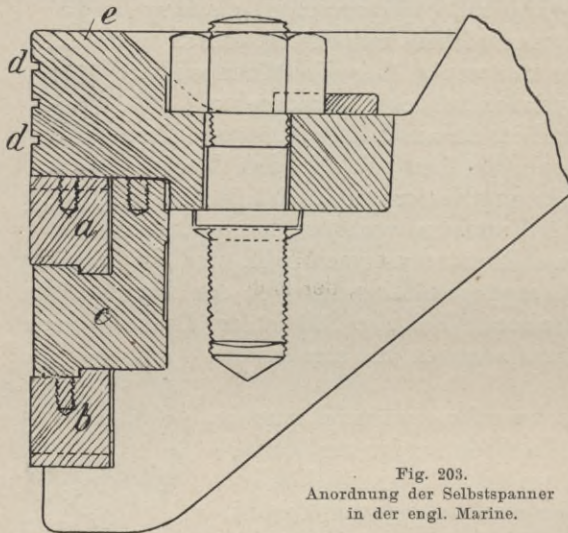


Fig. 203.  
Anordnung der Selbstspanner  
in der engl. Marine.

Die Kolbenstangenmutter wird aus Schmiedeeisen hergestellt und durch einen kräftigen Splint und eine neben die Mutter gebohrte Kopfschraube oder durch Verwendung einer Verschlusscheibe für die Mutter gesichert. Um ein Drehen des Kolbens auf der Stange zu verhindern, bringt man an der oberen Konusbefestigung zuweilen Feder und Nute an. Zuweilen wird diese

Mutter im Kolbenkörper versenkt ausgeführt, um die im Zylinderdeckel zur Aufnahme der Mutter vorzusehende Höhlung zu vermeiden.

γ) Bei Handelsschiffen mit hohen Maschinenräumen ordnet man für große Zylinder häufig eine durch den Zylinderdeckel gehende Führungsstange an. Da aber bei der an dieser Stelle vorgesehenen Stopfbuchse keine vom Dampf herrührende Feuchtigkeit hingelangt und das angewandte Schmieröl bald zum Zylinder dringt, so war es schwierig, die Buchse dampfdicht zu halten, zumal beim starken Rollen des Schiffes auf die Packung der Buchse ein seitlicher Druck ausgeübt wurde; man hat daher die Stopfbuchse durch eine einfache Weißmetall- oder Bronzebuchse mit Rillen ersetzt, oder die Führungsstange fortgelassen und die Kolbenhöhe zur besseren Führung etwas vergrößert. (Vgl. Fig. 147a auf S. 211.)

δ) Bei Verwendung von Siemens-Martin-Stahl wird der  $\sigma d_1$  der Führungsstange so berechnet, daß für die Maximalbelastung eine Bean-

spruchung im Kern von 500—700 kg/qcm angenommen wird.<sup>1)</sup> Der kleinere Wert bezieht sich auf schwere, der größere auf leichte Maschinenanlagen. Der  $\phi$  der Kolbenstange  $d$  wird mit Rücksicht auf eventl. Nachdrehen um ca. 10% größer gewählt, also  $d = d_1 + \frac{d_1}{10}$ . Diese Größe reicht auch für die auftretende Beanspruchung auf Zerknickung aus. Letztere kommt dadurch zustande, daß die Kolbenstange in ihrer Wirkung als eine an beiden Enden freie Säule aufzufassen ist. Für eine solche gilt die Formel:<sup>2)</sup>  $P = \frac{Ed^4}{2S^2}$ . Hier bedeutet  $P$  die Maximalbelastung,  $E$  den Elastizitätsmodul = 2200000 für Stahl,  $d$  u.  $l$  den  $\phi$  und die Länge der Stange in cm,  $S$  den Sicherheitsgrad = 15 — 22.

### § 89. Die Geradföhrung.

Die Geradföhrung zerfällt in a) den Kreuzkopf und b) die Gleitbahn.

a) Der Kreuzkopf dient zur Verbindung von Kolben- und Pleuelstange und zur Übertragung des senkrecht zur Kolbenbewegung wirkenden Druckes auf die Gleitbahn. Die Verbindung mit der Pleuelstange geschieht durch einen Konus, der in den Kreuzkopfkörper eingelassen

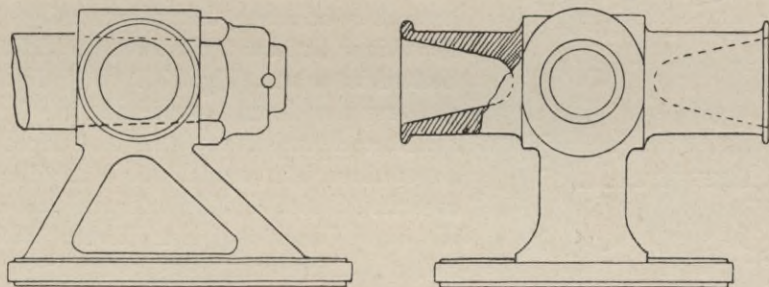


Fig. 204. Kreuzkopf für größere Maschinen.

und durch eine Mutter festgehalten wird. (Fig. 204.) Bei kleinen Maschinen schmiedet man Kolbenstange und Kreuzkopf aus einem Stück (Fig. 205).

$\alpha$ ) Die Verbindung mit der Pleuelstange geschieht bei großen Maschinen durch Zapfen, die besonders gehärtet und in den Kreuzkopfkörper eingelassen sind; um diese Zapfen greift die Gabel der Pleuelstange herum. Zur Gewichtersparnis und Herstellung einer großen Oberfläche werden diese Zapfen oft hohl gemacht. (Fig. 204.) Große Kreuzköpfe werden aus drei Stücken hergestellt, und der mittlere mit den beiden Zapfen versehene Teil wird mit den beiden Seitenteilen durch Stiftschrauben verbunden. Man verwendet für die Kreuzkopfkörper am besten Stahlformguß, für die Zapfen gehärteten Stahl.

1) Vgl. Hütte, II. Tl. S. 715.

2) Hütte, I. Tl. S. 818.

β) Bei kleinen Maschinen trägt der Kreuzkopf ein Lager, dessen Gehäuse mit der Kolbenstange aus einem Stück geschmiedet ist und worin der an der Pleuelstange vorgesehene Zapfen Aufnahme findet. (Fig. 205.) Diese Konstruktion ist zwar einfacher, bietet aber weniger Zapfenoberfläche; die Beobachtung der Zapfen ist schwieriger, die Kolbenstange wird komplizierter, und bei etwaigem Krummwerden der Kolbenstange muß der Kreuzkopf mit erneuert werden.

γ) Zur Druckübertragung auf die Gleitbahn dienen die sogenannten Gleitschuhe, und zwar unterscheidet man, je nachdem 1 oder 2 Füh-

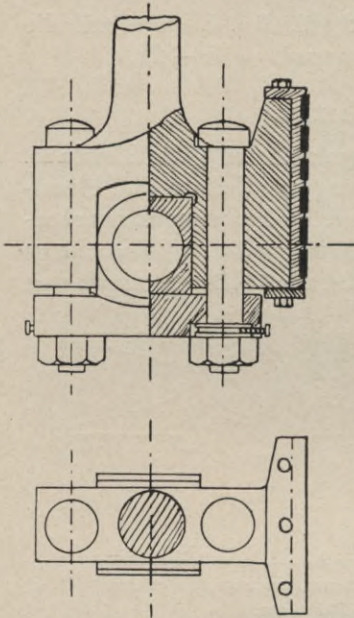


Fig. 205. Kreuzkopf für kleinere Maschinen.

rungen verwendet werden, ein- und zwei-gleisige Kreuzköpfe (Fig. 206); die erstere Art findet man mehr in der Kriegs-, die letztere mehr in der Handelsmarine. Als Material benutzt man für die Gleitschuhe Gußeisen mit schwalbenschwanzförmig eingelassenen Weißmetallstreifen (s. Fig. 205), die quer zur Führung angeordnet sind und 2—3 mm über die Fläche des Schuhs hinausragen. Um die letzteren vor Herauspressen zu schützen, bringt man bei großen Maschinen auf der Außenseite des Schuhs Seitenleisten an. (Fig. 206.) Für die Abnutzung der Schuhe wurden früher Nachstellvorrichtungen aus Keil und Schraube angeordnet, jetzt werden nur dünne Bleche zwischen Schuh und Kreuzkopf geschoben, die eine Verstellung der Schuhe herbeiführen. Die Befestigung zwischen Gleitschuh und Kreuzkopfkörper geschieht durch Stiftschrauben mit eingelassenen Köpfen, oder dadurch, daß die von unten

eingesetzten Schuhe mittels Leisten und Stiftschrauben fest gespannt und seitlich durch Kopfschrauben gehalten werden.

In der englischen Marine besteht der Schuh aus einem Gleit- und einem Deckelstück, und die Verbindung mit dem Kreuzkopfkörper erfolgt durch je drei Stiftschrauben oben und unten. (Fig. 205.)

δ) Die Größe  $f$  der Gleitschuhfläche ergibt sich aus  $f = \frac{r}{l} Ps$ ; dabei ist

$r$  = Kurbelradius,

$l$  = Pleuelstangenlänge,

$P$  = Maximal-Kolbendruck,

$s$  = zulässiger spezifischer Flächendruck

= 4—5 kg bei schweren, 6—8 kg bei leichten Maschinen.



Hat man  $f$  gefunden, so ergibt sich die Länge und Breite der Gleitfläche aus der Beziehung:  $\frac{\text{Länge}}{\text{Breite}} = 5 : 3$  bis  $5 : 4$ .

Der Zapfendurchmesser wird meist gleich Zapfenlänge gemacht; der auftretende Flächendruck darf bei Handelsschiffen ca. 60–80 kg/qcm, bei leichten Kreuzern ca. 100 kg und bei Torpedobooten ca. 110–150 kg betragen.

b) Die Gleitbahn dient zur Aufnahme des Kreuzkopfdruckes und besteht aus einer sehr harten feinkörnigen gußeisernen Platte  $p$  (Fig. 207), die durch Schrauben  $a$  und  $b$  an den Maschinenständern befestigt ist. Die Benutzung der gußeisernen Ständer selbst als Gleitbahn geschieht nur bei ganz kleinen Maschinen. Im Falle statt der Maschinenständer Säulen vorgesehen sind, wird die Gleitplatte mit diesen und mit besonders angegossenen Zylinderflanschen durch starke Bolzen verbunden.

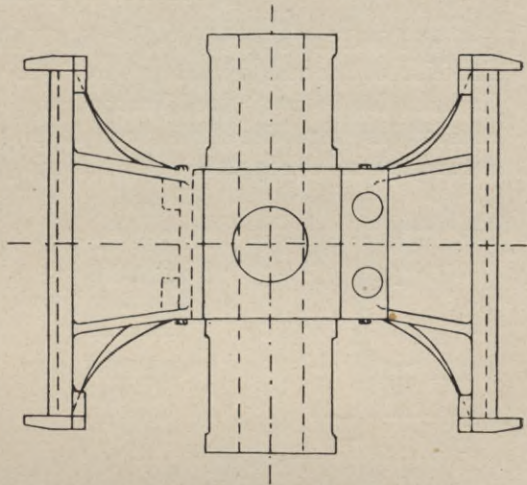


Fig. 206. Zweigleisiger Kreuzkopf.

Um die durch Druck und Reibung erzeugte Wärme der Gleitbahn abzuführen, leitet man in den durch Ständer und Gleitbahn gebildeten Hohlraum  $c$  eine vom Druckraum der Zirkulationspumpe ausgehende und nach ihrem Saugraum zurückführende Kühlleitung  $d$  und  $e$ . Zur Kontrolle der Zirkulation und Entwässerung der Gleitbahn ist am unteren Ende ein Entwässerungshahn und zum Auslassen der Luft am oberen Ende ein Lufthahn vorzusehen. Das von der H.D.-Geradföhrung kommende Kühlwasser wird nicht direkt in den Kühlraum der Geradföhrung für den M. D. Z. geleitet, sondern jeder Zylinder erhält meistens seine eigene Leitung.

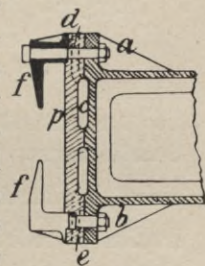


Fig. 207. Gleitbahn.

Die Gleitbahnplatte wird mit Schmiernuten versehen, die sich über ihre ganze Breite erstrecken, und mit ihrem Gesamtquerschnitt nicht als Druckfläche mitzuzählen sind. Am oberen Ende der Gleitbahn befindet sich ein Ölfäß, am unteren ein Ölfänger, aus dem ein am Kreuzkopfe angebrachter Mitnehmer das Öl nach oben reißt.

Für die Rückwärtsgleitbahn bei Kriegsschiffen bringt man meistens nur Gleitschienen  $f$  (Fig. 207) an, die aus Stahl gefertigt sind und leicht nach der Seite weggenommen werden können.

### § 90. Die Pleuelstange.

a) Die Pleuelstange stellt die Verbindung zwischen Kreuzkopf und Kurbel her und kommt entsprechend den beiden Hauptarten von Kreuzköpfen in zwei Ausführungen vor. Für Kreuzköpfe mit Zapfen enthält das gegabelte Ende zwei Lager, die um die Kreuzkopfbzapfen herumgreifen.<sup>1)</sup> (Fig. 208.) Für Kreuzköpfe mit Lager wird die Pleuel-

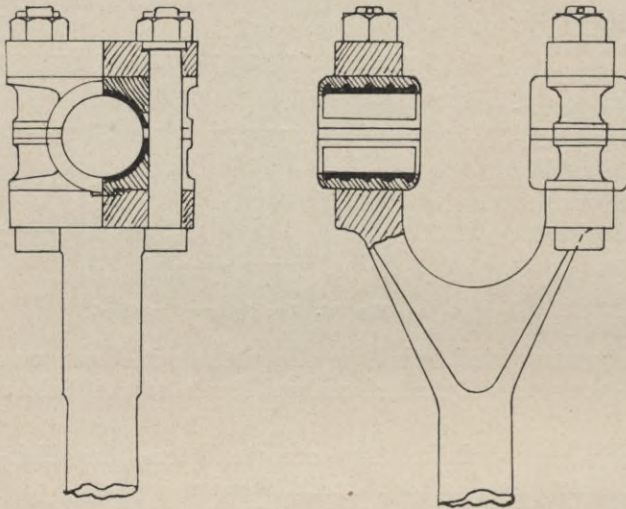


Fig. 208. Pleuelstange für größere Maschinen.

stange zwischen den beiden Gabelenden mit einem Zapfen versehen (Fig. 209), der meist durch Erwärmung und nachfolgendes Schrumpfen der Gabel aufgezogen wird.

b) Das andere Ende der Pleuelstange trägt den sogenannten Pleuel-

stangenkopf, d. i. ein um die Kurbel greifendes Lager. (Fig. 209.) Die Lagerschalen der Gabel und des Kopfes bestehen aus Bronze, Stahlformguß oder Gußeisen (in der Handelsmarine) und sind mit einer Weißmetallschicht von ca.  $\frac{d}{50} + 0,3$  cm Stärke — wo  $d$  den Zapfen  $\varnothing$  bedeutet — garniert. Die oberen Lager werden nicht so stark wie die unteren des Pleuelstangenkopfes beansprucht, da oben nur ein Schwingen, unten dagegen eine vollständige Drehung stattfindet. Die Dicke der Lagerschalen beträgt ca.  $\frac{d}{9} + 0,5$  cm; bei zu dünnen Schalen treten leicht Erwärmungen auf, und zwar zuerst auf der inneren Oberfläche; diese sucht sich auseinander zu biegen, während Gehäuse und Deckel hiergegen Widerstand leisten.

1) Vgl. auch Schiffbau, Jahrg. 1903/04 S. 513.

Zur Befestigung des Lagerdeckels und zum Anziehen der Lagerschalen sind je zwei Bolzen vorgesehen, die zur günstigeren Beanspruchung möglichst nahe zusammenstehen und mit Feingewinde versehen sind. Die zugehörige Verschraubung ist mit Doppelmutter und Splint oder besser mit Pennscher Mutter (Fig. 209) gesichert.

Da die Lagerschalen in den Totlagen am meisten beansprucht werden, so nutzen sie oben und unten am schnellsten ab und geben infolge der entstehenden Lose zu starken Stößen in der Maschine Veranlassung. Um diese zu beseitigen, müssen die zwischen den Lagerschalen vorgesehenen Paßstücke dünner gemacht event. eins oder mehrere von den  $\frac{1}{5}$  bis  $\frac{1}{2}$  mm dicken Zwischenblechen entfernt werden.<sup>1)</sup> Da nun die Mittellinie des unteren Kurbellagers stets die gleiche bleibt, so wird hierdurch die Länge der Pleuelstange von Mitte zu Mitte Lager etwas verkürzt, dadurch Kreuzkopf und Kolben etwas verschoben und der untere schädliche Raum verkleinert. Um dies zu vermeiden, braucht man zwischen Pleuelstangenfuß und der oberen Lagerschale nur ein entsprechendes Paßstück zu legen. Falls der untere Pleuelstangenfuß zugleich als Lagerteil ausgebildet ist (Fig. 209), muß man ein solches Paßstück an der im Kreuzkopf befindlichen unteren Lagerschale anbringen. Um einer seitlichen Verschiebung der Lagerschalen vorzubeugen, sind oben und unten Zentrierungszapfen anzubringen, die in entsprechende Aussparungen des Lagergehäuses eingreifen. — Zur Schmierung der oberen wie unteren Zapfen und Lager wird ein Abstreischmiergefäß oder die Posaunenschmiervorrichtung angewandt.

Als Material verwendet man für die Pleuelstange und Lagerbolzen geschmiedeten Siemens-Martin-Stahl, für die Lagerdeckel Stahlformguß.

e) Die Länge der Pleuelstange beträgt bei Kriegsschiffen das 4- bis 4,5fache des Kurbelradius, bei Handelsschiffen das 4,5- bis 6fache.

Die Pleuelstange wird durch die Kolbenkraft  $P$  auf Zerknicken

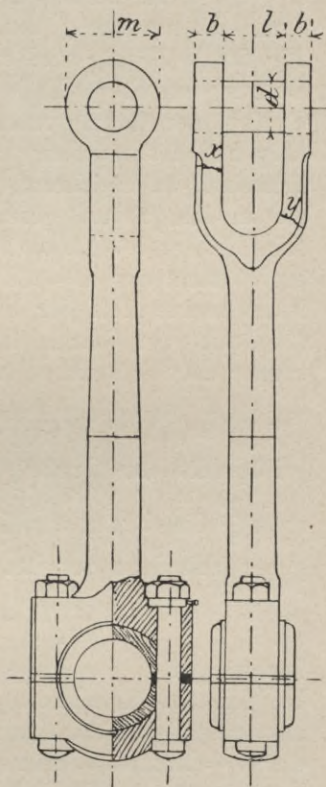


Fig. 209. Pleuelstange für kleinere Maschinen.

1) Bei der Montage wird zwischen Zapfen und Lagerschale ein Spielraum von  $\frac{1}{1000}$  bis  $\frac{1}{800}$  des Zapfen- $\phi$  vorgesehen.

beansprucht; aus der Knickformel<sup>1)</sup>  $P = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{S \cdot l^2}$  erhält man passende Werte, wenn man für schnelllaufende Maschinen  $d^4 = 0,000027 Pl^2$  u. für langsam laufende  $d^4 = 0,000043 Pl^2$  setzt, wobei  $P$  die max. Belastung,  $E$  den Elastizitätsmodul (ca. 2200000),  $I$  das äquatoriale Trägheitsmoment,  $S$  den Sicherheitsgrad,  $d$  den  $\phi$  und  $l$  die Länge der Stange angibt.

Der  $\phi$  der Pleuelstange unterhalb der Gabel wird meistens gleich dem Kolbenstangen  $\phi$  und am Pleuelkopf etwas stärker gemacht. (Vgl. Fig. 209.) Häufig wird die Stange ausgebohrt, doch ist es ratsam, die Bohrung am oberen Ende sehr klein auszuführen, um einem eventuellen Spalten der Gabel vorzubeugen. Auch der Zapfen der Pleuelstange (Fig. 209) ist zuweilen aus Gewichtsriicksichten ausgebohrt. Um sein Einsetzen zu erleichtern, wird er oft an einem Ende 1—2 mm stärker als an dem andern gemacht. Ist  $d$  der Zapfen  $\phi$ , so macht man seine Länge  $l = 1,5$  bis  $2d$ . Die Breite  $m$  und Dicke  $b$  der Gabel ergibt sich aus  $m = 1,8$  bis  $2d$  und  $b = 0,6d$ . Der am meisten beanspruchte Teil der Pleuelstange liegt in den Querschnitten  $x, y$  (Fig. 209) der Gabel. Hier findet eine Zug-, Druck-, und Biegungsbeanspruchung statt. Für letztere ist außer der Maximalbelastung  $P$  und dem Stangen  $\phi g$  noch der Abstand  $p$  zwischen  $\frac{y}{2}$  und dem Angriffspunkt der Kraft  $\frac{P}{2}$  zu berücksichtigen. Für den Querschnitt  $x$  ist statt  $\frac{P}{2}$  die bezügliche Komponente  $\frac{P_1}{2}$  zu setzen, und  $y$  und  $x$  ergeben sich dann aus den Beziehungen:

$$S = \frac{P}{2yg} \left(1 + \frac{6p}{y}\right) \quad \text{und} \quad S = \frac{P_1}{2xg} \left(1 + \frac{6p}{x}\right).$$

Man wählt für  $S$  den Wert 400—600 bei schwereren und 600—800 kg/qcm bei leichten Maschinen. Die Zapfen- und Lagerdimensionen findet man aus der Beziehung: Zapfen- resp. Lageroberfläche  $\times$  Flächen- druck = Maximalbelastung. Dabei wählt man den Flächendruck der Kurbelzapfen bei Handelsschiffen 25—35 kg/qcm und bei Kreuzern und Torpedobooten 50—70 kg.

### § 91. Die Wellenleitung.

Die Wellenleitung zerfällt in die

- a) Kurbelwelle,
- b) Drucklagerwelle,
- c) Übertragungswelle,

1) Vgl. Hütte 1908, I. Tl. S. 838.

- d) Schraubenwelle; und die zugehörigen
- e) Kuppelungen und Lager; ferner rechnet man hierzu noch
- f) die Dreh- und Bremsvorrichtung.

Bei großen Anlagen hat die gesamte Wellenleitung eine Länge von ca. 70 m.

a) Die Kurbelwelle verwandelt die hin und her gehende Kraft- richtung in eine drehende; ihre Teile sind die Kurbelzapfen, die Kurbelarme und die Wellenlagerstücke. Bezüglich der Bauart unterscheidet man  $\alpha$ ) aus einem Stück geschmiedete und  $\beta$ ) zusammengesetzte oder gebaute Kurbelwellen. Die ersteren werden bei leichten Maschinen angewandt, sind aber schwierig herzustellen; außerdem erhält das Schmiedestück eine ungünstige Struktur. Gewöhnlich schmiedet man daher nur die einzelnen Kurbeln aus je einem Stück und setzt die Welle aus diesen Teilen durch Flansche zusammen (Fig. 210a). Aus Platzrücksichten bringt man zuweilen diese Flansche

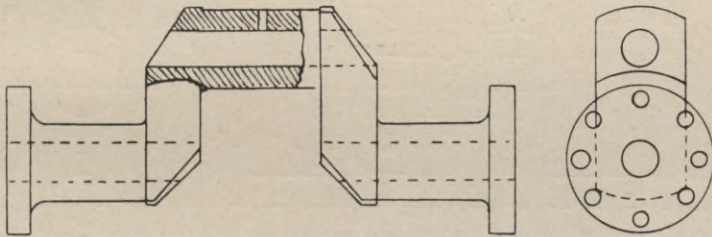


Fig. 210a. Geschmiedete Kurbelwelle.

in den Kurbelarmen unter, doch werden letztere hierdurch sehr geschwächt; man wendet daher solche Konstruktion nur bei der vorderen Kurbel an, da hier die Beanspruchung am geringsten ist.

$\beta$ ) Bei gebauten Kurbelwellen (Fig. 210b) besteht jede Kurbel aus fünf Stücken, nämlich den beiden Kurbelarmen  $k$ , dem Kurbelzapfen  $z$  und den beiden Lagerwellenstücken  $w$ . Das Einsetzen der Zapfen und Wellenstücke geschieht durch Erwärmung der Kurbelarme zuweilen auch hydraulisch. Zur Sicherung gegen Verdrehung sind Nute und Federn oder runde Dübel vorgesehen. Zuweilen werden Kurbelzapfen und Arme aus einem Stück geschmiedet und die beiden Wellenenden in die beiden Arme warm eingesetzt.

Die Verbindungsflansche sind zur Vermeidung seitlicher Verschiebungen mit Zentrierungszapfen versehen. Die einzelnen Kurbelwellenteile sollen möglichst gleich dimensioniert sein, um ein Auswechseln zu ermöglichen. Durch die Lage der Zylinder wird es meistens nicht möglich sein, vollständig symmetrische Wellenteile zu erhalten, indessen kann der Forderung des Auswechselns von Wellenstücken auch durch unsymmetrische Stücke entsprochen werden. (Fig. 211.)

Wellenstücke wie Zapfen sind in der Regel ausgebohrt, um günstigere Beanspruchungen, eine Gewichtsersparnis und eine bessere Kontrolle der inneren Beschaffenheit des Materials zu ermöglichen.

γ) Als Material für die Kurbelwelle verwendet man Siemens-Martin-Stahl von 40—50 kg Festigkeit und mindestens 20% Dehnung und für Kriegsschiffe in der Regel Tiegelstahl von 45—50 kg Festigkeit und 20—25% Dehnung oder Nickelstahl von 55—65 kg Festigkeit und mindestens 20% Dehnung.

δ) Die Abmessungen der Kurbelwellen richten sich meistens nach den Vorschriften<sup>1)</sup> der Klassifikationsgesellschaften (Germanischer Lloyd, Board of Trade, Englischer Lloyd, Bureau veritas usw.). — Für die Rechnung wird die größte auftretende Kolben- ( $P$ ) und die größte Drehkraft ( $p$ ) der hintersten Kurbel zugrunde gelegt. Die Hauptbeanspruchung der Wellen erfolgt dadurch, daß die Schraube der von der Maschine ausgehenden Drehbewegung einen gewissen Wider-

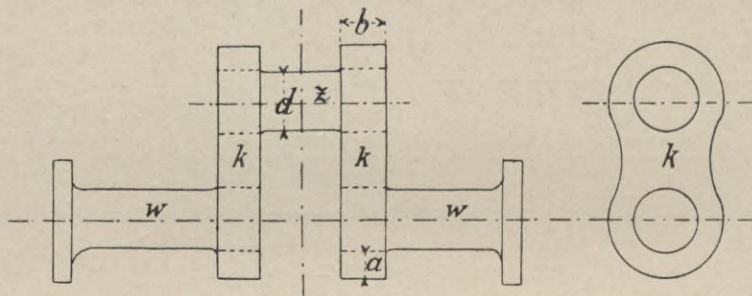


Fig. 210 b. Zusammengesetzte Kurbelwelle.

stand entgegensetzt. Die Größe der hierdurch hervorgerufenen Torsion hängt von dem größten Drehmoment ab, d. h. vom Produkte der Umfangskraft  $T$  mal Kurbelradius  $r$ ; der Umfangskraft wirkt eine gleich große, vom Lager herrührende Reaktionskraft entgegen; da aber letztere nicht in gleicher Ebene mit der Umfangskraft liegt, so werden Kräftepaare hervorgerufen, welche die Kurbelwelle noch auf Biegung beanspruchen. Die Größe des Biegemomentes  $M_b$  ergibt sich = Maximalkolbenkraft  $\times$  Abstand ihres Angriffspunktes vom Unterstützungspunkte; bei zwei Lagern mit Abstand  $l$  wird dieses Moment  $= \frac{Pl}{4}$ ; sind die Lager sehr lang und starr konstruiert, um eine Durchbiegung zu vermeiden, so wird  $M_b$  nur  $= \frac{Pl}{8}$ ; meistens wird der Biegung bezüglich der starren Lager in der Praxis nicht völlig genügt, so daß man für  $M_b$  den Zwischenwert  $\frac{Pl}{6}$  nimmt.

1) Vgl. Hütte 1908, II. Tl. S. 717.

Das größte Drehungsmoment ist am besten graphisch (§ 77) zu ermitteln; für überschlägige Rechnungen benutzt man Erfahrungswerte; so ist z. B. bei einer dreifachen Expansionsmaschine mit drei Kurbeln unter  $120^\circ$  das Maximaldrehmoment =  $1,15 \times$  mittleres Drehmoment, bei einer zwei- oder vierfachen Expansionsmaschine mit Kurbeln unter  $90^\circ$  =  $1,26 \times$  mittleres Drehmoment (vgl. Seaton S. 184). Nun ist das mittlere Drehmoment =  $Pr$  cmkg., und die von der Maschine während einer Umdrehung übertragene Arbeitsleistung  $\frac{60 \cdot 100 N \cdot 75}{n \cdot 2\pi}$  P.S. oder =  $71620 \frac{N}{n}$  cmkg. und bei Annahme des ungünstigsten vorkommenden Wertes (etwa 1,4) für den Gleichförmigkeitsgrad =  $71620 \cdot 1,4 \cdot \frac{N}{n}$  = ca.  $100000 \frac{N}{n}$ ; hier bedeutet  $N$  die Zahl der P.S. und  $n$  die Zahl der Umdrehungen. Seien nun  $M_b$  und  $M_d$  die auftretenden maximalen Biegungs- und Drehungsmomente,  $P$  die größte Kolbenkraft,  $k_b$  und  $k_d$  die zulässigen Biegungs- und Torsionsspannungen in kg/qcm,  $d$  der  $\phi$

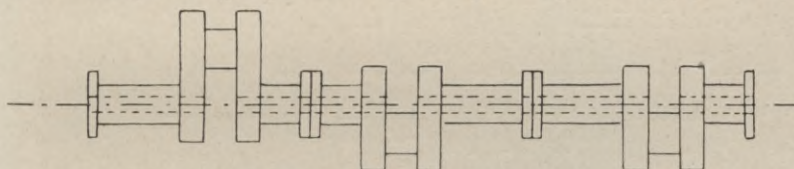


Fig. 211. Kurbelwelle mit unsymmetrischen Kurbeln.

einer vollen Welle in cm,  $d_1$  und  $d_2$  der innere und äußere  $\phi$  einer hohlen Welle in cm, so ist nach der Festigkeitslehre:

$$M_b = \frac{\pi}{32} d^3 k_b \text{ und andererseits war } M_b = \frac{Pl}{6}, \text{ ferner}$$

$$M_d = \frac{\pi}{16} d^3 k_d \text{ und andererseits war } M_d = \frac{100000 N}{n};$$

und für hohle Wellen

$$M_b = \frac{\pi}{32} \frac{d_2^4 - d_1^4}{d_2} k_b = \frac{Pl}{6}$$

und

$$M_d = \frac{\pi}{16} \frac{d_2^4 - d_1^4}{d_2} k_d = 100000 \frac{N}{n};$$

$k_b$  macht man bei schweren Maschinen 200—300 kg/qcm, bei leichten 300—500, ferner  $k_d$  bei schweren 300—400, bei leichten Maschinen 400 bis 550 kg/qcm. Durch Einsetzen dieser Werte findet man dann  $d$ ,  $d_1$  und  $d_2$ . — Nun ist nach dem Gesetze der zusammengesetzten Festigkeiten, falls  $k$  die Gesamtbeanspruchung bedeutet  $k = 0,35 k_b + 0,65 \sqrt{k_b^2 + k_d^2}$ , woraus sich für obige Werte ergibt  $k = 310$ —430 für schwere, 430—660 für leichte Maschinen; ferner durch Zusammensetzen der beiden Momente: das sog. äquivalente Drehmoment

$M_e = M_b + \sqrt{M_b^2 + M_a^2}$ . Die genaue Berechnung einer mehrfach gekröpften Welle ist von Berling<sup>1)</sup> und von Dr. Ensslin<sup>2)</sup> durchgeführt. Die Herstellung gekröpfter Wellen ist von Schraml<sup>3)</sup> behandelt. — Die Kurbelarme werden gleichfalls auf Biegung und Drehung beansprucht, und man macht die Breite der Kurbelarme (Fig. 210b)  $b = 0,75 d$  und ihre Wandstärke  $a = 0,4 d$ .

b) Die Drucklagerwelle soll den axialen Propellerschub aufnehmen und letzteren durch die starre Verbindung des Drucklagers mit dem Schiffskörper auf diesen übertragen. Sie ist mit den Druckringen (Fig. 212) aus einem Stück geschmiedet und hat zu beiden Seiten der Druckringe noch kurze Wellenstücke  $l$  für zwei Traglager und je einen Kuppelungsflansch  $f$ . Eine möglichst kurze Drucklagerwelle ist als Reserve und für die Auswechslung bequemer.

Sei  $P$  der aufzunehmende axiale Schub in kg und  $s$  die Schraubensteigung in m, so wird pro Umdrehung seitens der Schraube eine

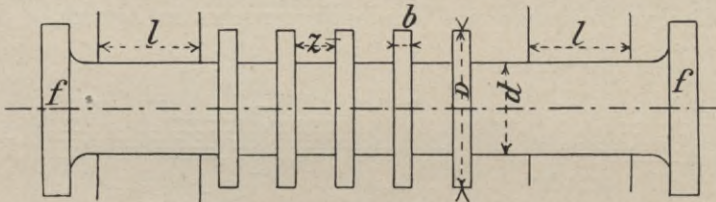


Fig. 212. Drucklagerwelle.

Arbeit von  $Ps$  mkg übertragen; andererseits ist die von der Maschine erzeugte Arbeit pro Umdrehung =  $\frac{60 \cdot N \cdot 75}{n}$  mkg, folglich  $P = \frac{4500 N}{n \cdot s}$  kg; meistens legt man für  $N$  nicht die effektiven, sondern zur größeren Sicherheit die indicierten P.S. zugrunde.

Als spezifischer Flächendruck  $p$  für die Druckringe werden 3—5 kg/qcm bei schweren, und 6—9 kg bei leichten Maschinen angenommen. Die Werte werden deshalb so niedrig gewählt, weil infolge ungleicher Abnutzung oder ungenauer Montage nicht stets sämtliche Ringe gleichmäßig zur Druckübertragung herangezogen werden.

Da nun der  $\varnothing d$  der Drucklagerwelle = dem der Kurbelwelle und der  $\varnothing$  der Ringe  $D$  etwa =  $2 d$  gemacht wird, so ist die Druckfläche eines Ringes etwa  $3 d^2$ , mithin ergibt sich die Anzahl  $a$  der Druckringe aus  $3 d^2 \cdot a \cdot p = P$ . Die Breite eines Ringes  $b$  macht man ca.  $0,2 d$  bei schweren und ca.  $0,14 d$  bei leichten Maschinen, den Zwischenraum  $z = 2b$  bei vollen, und =  $3b$  bei hohlen Bügeln.

1) Z. V. D. I. 1898 S. 495.

2) Mehrfach gelagerte Kurbelwellen mit einfacher und doppelter Kröpfung.

3) Z. V. D. I. 1906 S. 1071.



c) Die Übertragungs- oder Laufwellen sollen das von der Maschine erzeugte Drehmoment auf die Schraube übertragen; sie sind weniger Biegungen und Stößen wie die übrigen Wellen ausgesetzt und erhalten daher einen kleineren  $\phi$  als die Kurbelwellen, etwa  $0,85$  bis  $0,95 \times d$ . Bei großen Schiffen werden sie in Stücken von  $5-7\frac{1}{2}$  m Länge, entsprechend einem Vielfachen der Spantentfernung, ausgeführt und an den Verbindungskuppelungen mit kräftigen Lagerstellen versehen.

Wo die Wellenleitung durch ein Schott geführt wird, ordnet man eine zweiteilige Stopfbuchse an, welche mit Rücksicht auf ein Hochnehmen der Welle auf eine zweiteilige leicht losnehmbare Platte montiert ist.

d) Die Schraubenwelle schließt sich an die Übertragungswelle an und wird durch das freitragende Schraubengewicht sowie durch event. äußere Stöße gegen die Schraube stark beansprucht; ihr  $\phi$  wird daher  $1-1,1d$  gemacht und ihr Schaft wie die andern Wellen ausgebohrt.

An den im Stevenrohr vorhandenen Lagerstellen ist sie zum Schutze gegen Anrosten infolge Berührung mit dem Seewasser mit einem Bronzeüberzug von ca.  $\frac{d}{50} + 15$  mm Stärke versehen, der auf die Welle warm aufgetrieben und durch Stifte gesichert ist. Außerhalb der Lagerstellen ist die

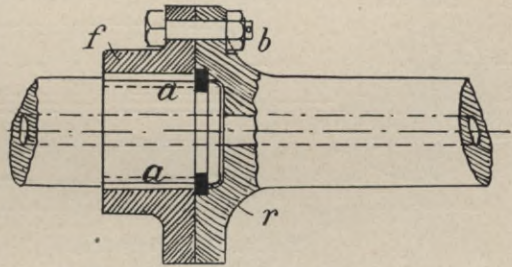


Fig. 213. Abnehmbare Wellenkuppelung.

Welle durch einen Hartgummiüberzug, Rostschutzanstrich, Kupfermantel oder eine in Bleimennige getauchte Garnumwicklung geschützt. Bei Seitenschrauben sind die im Seewasser liegenden Wellenstücke mit einer Hartgummiisolierung und einer Drahtumwicklung versehen.

Hinten endigt die Welle in einen Konus mit Gewinde zur Aufnahme und Befestigung der Schraubennabe.

Um die Schraubenwelle behufs Revision oder Auswechslung leicht herauszuziehen, wird sie nur so lang, als es unbedingt notwendig ist, ausgeführt; bei sehr scharfen Zweischraubenschiffen, bei denen die Welle sehr weit außerhalb des Schiffes verläuft, ordnet man zuweilen zwischen Schraubenbock und Stevenrohr eine lösbare Kuppelung an.

e) Die Wellenkuppelungen. Man unterscheidet  $\alpha$ ) feste,  $\beta$ ) abnehmbare und  $\gamma$ ) lose Kuppelungen.

$\alpha$ ) Die festen werden bei den Kurbel- und Übertragungswellen angewandt und bestehen aus angeschmiedeten Flanschen mit Zentrierungszapfen und zylindrischen oder konischen Kuppelungsbolzen. Letztere können dem Mittelpunkte der Welle ziemlich nahe rücken, da

Bolzenköpfe fortfallen; sie beanspruchen daher weniger Platz und sind leichter herauszuziehen als die zylindrischen Bolzen. Die Kuppelungscheiben werden auf Verdrehung beansprucht, und dieser Forderung wird genügt, wenn ihre Wandstärke  $= \frac{d}{4}$  gemacht wird. Die Kuppelungsbolzen werden auf Abscheren beansprucht. Bei Kriegsschiffen werden, um die Flanschen nicht zu groß zu machen, Bolzen von verhältnismäßig kleinem  $\phi$  angewandt. Es ist üblich, bei zwei Kurbeln ein Vielfaches von 2, bei drei Kurbeln ein Vielfaches von 3 Bolzen anzuwenden. Als Bolzenmaterial wählt man ein etwas härteres Material als für die Welle.

$\beta$ ) Eine abnehmbare Kuppelung ordnet man gewöhnlich zwischen der Schrauben- und der hintersten Zwischenwelle an, um ein Herausziehen der Schraubenwelle zu ermöglichen. Bei größeren Schiffen besteht sie aus einem am vordersten Ende der Schraubenwelle warm aufgezogenen Flansch  $f$  (Fig. 213), der durch Federn und Nuten  $a$

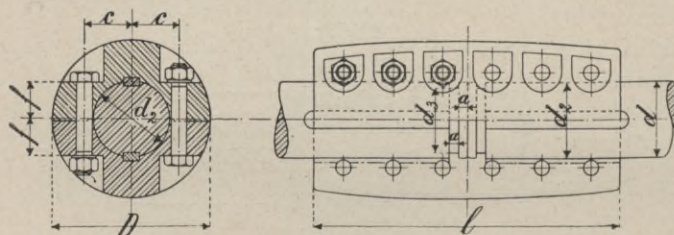


Fig. 214. Klemmkuppelung.

gegen Verdrehen gesichert ist; beim Herausziehen der Welle müssen die Bolzen  $b$  gelöst und dann der Flansch durch Hämmern oder Anwendung von hydraulischem

Drucke abgestreift werden. Um ein Verschieben der Schraubenwelle nach vorn zu verhindern, falls der Flansch etwas lose werden sollte, wird der  $\phi$  der Welle im Innern des Flansches etwas kleiner gemacht. Um andererseits ein Herausziehen der Welle unmöglich zu machen, ist ein zweiteiliger Ring  $r$  vorgesehen.

Bei kleineren Schiffen besteht die lösbare Kuppelung oft aus einer nach Fig. 214 ausgeführten Klemmkuppelung, die ein leichtes Entkuppeln möglich macht und auch bei häufigerem Gebrauche fest genug sitzt. Sie besteht aus 2 Schalen aus Stahlguß, die in ihren Flanschen etwas Spielraum haben, um die Wellenenden durch Federn und Nuten und eine Anzahl von Bolzen gut festklemmen zu können. Man macht nach Bauer die Bohrung der Kuppelung (Fig. 214)  $d_2 = 0,95 d$ ;  $l = 3,5 d$ ;  $D = 2 d$ ;  $a = 0,12 d$ ;  $d_3 = d - a$ ;  $f = 0,6 d$ ;  $c$  möglichst klein.

$\gamma$ ) Die lose Kuppelung dient dazu, den nicht völlig vom Drucklager aufgenommenen Propellerschub so aufzufangen, daß er nicht auf die Kurbelwelle übertragen wird. Dazu sind mehrere Bolzen mit dem Flansch der Drucklagerwelle verbunden, während sie sich im Flansch

der Kurbelwelle infolge auftretender axialer Drücke frei verschieben können; zwischen beiden Flanschen befindet sich ein Spielraum von 10—20 mm. Um die durch die Bolzen erzeugte Reibung zu vermindern, hat man Bronzebuchsen und Schmierrohre vorgesehen.

Da die lose Kuppelung bei bestimmten Tourenzahlen infolge auftretender Torsionsschwingungen stark schlägt und eine schnelle Abnutzung verursacht, da ferner trotz angewandter Sicherung ein selbsttätiges Lösen der Bolzen vorgekommen ist, wodurch ein Durchgehen der Maschine herbeigeführt werden kann, so wird sie neuerdings durch eine feste Kuppelung ersetzt. Es muß dann aber ein geringes Verschieben der Kurbelwelle derart möglich sein, daß die Pleuelköpfe, Exzenter usw. zwanglos weiterarbeiten können, ohne diese Verschiebung mitzumachen. (Klamroth 1907 S. 106.)

f. Dreh- und Bremsvorrichtung. Um die Kurbelwelle bei etwaigen Reparaturen in bestimmte Lagen zu bringen, oder um bei längerer Außerdienststellung ein Festfrieren der Wellenleitung zu vermeiden, hat man an der Kurbelwelle eine Schneckenrad aufgesetzt, das durch eine Schnecke und Spindel mittels Hand oder Maschine gedreht werden kann. (Bauer 1908 S. 294.)

An einer geeigneten Stelle der Übertragungswellenleitung befindet sich eine aus 2 eisernen Bändern bestehende Bremsvorrichtung (Fig. 215), die dazu dient, die hintere Wellenleitung während der Loskuppelung oder bei eventuellen Reparaturen auf See am Drehen zu verhindern oder bei kleinen Fahrten die Bremsung zu beschleunigen. Die beiden Bremsbänder sind um ein Scharnier drehbar und mit Flanschen versehen, welche durch eine Schraubenspindel mit Rechts- und Linksgewinde zusammengezogen werden können.

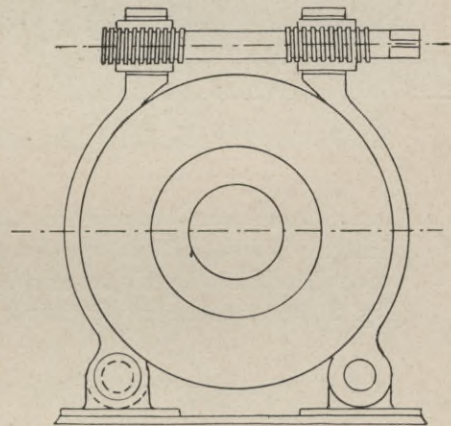


Fig. 215. Bremsvorrichtung.

## § 92. Die Wellenlagerung.

Zur Lagerung der Welle gehören: a) die Kurbel-, b) Druck- und c) Lauflager sowie d) das Stevenrohr.

a) Die Kurbel- oder Grundlager werden auf S. 330 u. 331 beschrieben.

b) An diese schließt sich das Drucklager an. Die ältere, jetzt nur bei kleinen Schiffen angewandte Konstruktion besteht aus einem

festen Deckel und einem ähnlich gestalteten Unterteile aus ringförmigen, mit Bronze- oder Weißmetall garnierten Nuten (Fig. 216). Läuft hierbei ein Ring warm, so muß gestoppt und der ganze Deckel aufgenommen werden.

Die neuere<sup>1)</sup> Konstruktion Fig. 216a und b besteht aus einzelnen herausnehmbaren, hufeisenförmigen Druckbügel, die entweder in vertikale Nuten des mittlern Lagerkörpers eingeschoben oder an jeder

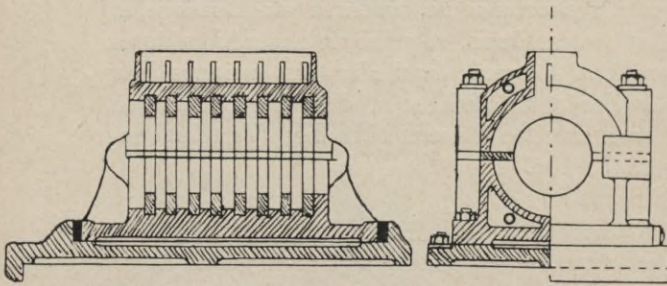


Fig. 216. Drucklager, ältere Konstruktion.

Lagerseite mittels sogenannter Ohren auf eine von Traglager zu Traglager hindurchgehende Spindel aufgelegt werden. Auf jeder dieser Spindeln klemmen je 2 Muttern die Bügel fest, und durch gleichzeitiges Lösen der einen und Anziehen der anderen

Mutter kann ein Verschieben der einzelnen Druckbügel in axialer Richtung herbeigeführt werden. Statt der durchgehenden Spindel werden auch häufig kleine mit Gewinde versehene Bolzen angewandt (Fig. 216a), welche in Querrippen des Lagergehäuses Platz finden;

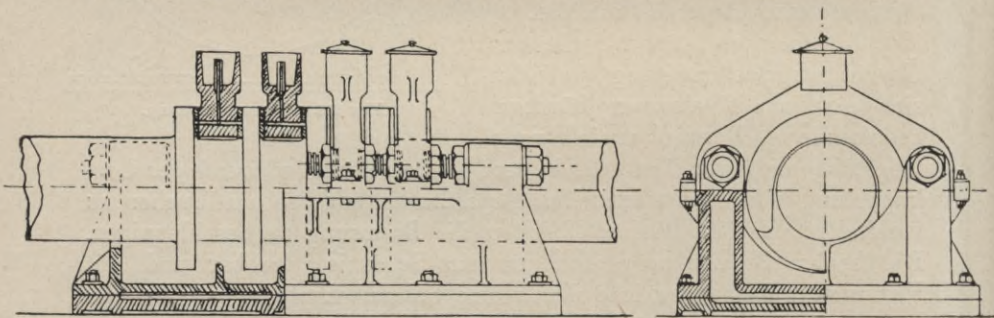


Fig. 216a und b. Drucklager, neuere Konstruktion.

durch Lösen und Anziehen von Muttern, die sich auf den Bolzen befinden, kann gleichfalls eine Verschiebung der Druckbügel stattfinden. Bei starker Abnutzung der Druckfläche für den Vorwärtsgang werden die Druckringe nicht mehr gegen die Druckflächen für den Rückwärtsgang zur Anlage kommen, und der ganze Druck muß dann von den Bolzen und den Querrippen aufgenommen werden. Dieser Übel-

1) Vgl. Schiffbau 1903/04 S. 782.

stand kann beseitigt werden, wenn die Bolzen an den Enden entsprechend der Abnutzung verkürzt werden. Die Druckbügel bestehen aus Stahlformguß, Gußeisen oder Bronze und sind auf einer (Vorwärts-) oder auf beiden Seiten mit Weißmetall ausgegossen; bei größeren Ausführungen sind die Bügel hohl und können im Innern durch Wasser gekühlt und außen durch besondere Ölröhre geschmiert werden, um die durch Reibung und Druck erzeugte Wärme möglichst schnell abzuführen. Am oberen Kühlraum befindet sich zur Entfernung von angesammelter Luft ein Lufthahn. Die Bügel werden, um eine günstige Druckverteilung herbeizuführen, so aufgehängt, daß ihr Schwerpunkt durch die Linie zwischen den beiden zugehörigen Ohren geht.

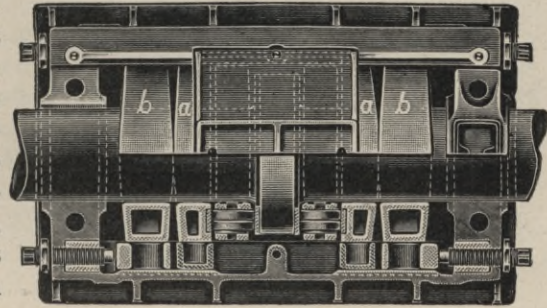


Fig. 217 a. Rollendrucklager.

Da das Drucklager den ganzen vom Propeller herrührenden Druck auf das Schiff zu übertragen hat, so muß seine Verbindung mit dem Schiffe eine sehr solide und möglichst umfangreiche sein. Wenn zugänglich, sollte die Grundplatte des Drucklagers mit derjenigen der Maschine aus einem Stücke bestehen, sonst ist zwischen beiden eine sehr feste Verbindung herzustellen. Zwischen Grundplatte und Fundament ordnet man eiserne Paßstücke an, die auf dem Fundament befestigt werden.

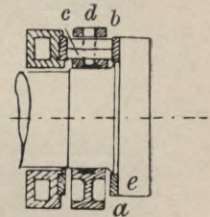
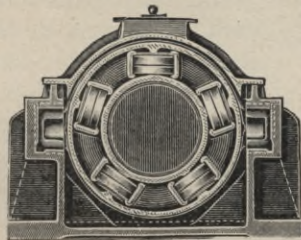


Fig. 217 b und 217 c. Rollendrucklager.

Um eine Verschiebung des Lagerkörpers in axialer Richtung bei Abnutzung der Druckbügel zu ermöglichen, sind die Löcher für die Fundamentbolzen oval, und außerdem befinden sich am vordern und hintern Ende des Gehäuses Keile, die durch Muttern nachgestellt werden können.

Nahe den Druckringen sind auf beiden Seiten des Drucklagers Traglager angeordnet, die das Gewicht der Welle aufzufangen haben und oft mit dem Drucklagergehäuse aus einem Stück gegossen werden. Die untern Schalen sowie die Deckel dieser Lager sind mit Weißmetall auszugießen. — Über geeignete Schmierrohr-Anordnung bei Schiffslagern vgl. Z. V. D. I. 1897 S. 123.

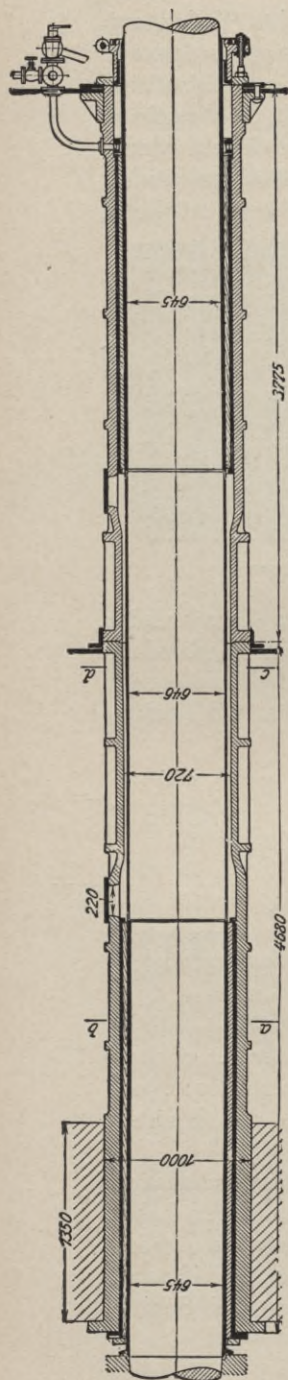


Fig. 218. Stevenrohr.

Neuerdings sind auf einer Reihe von Passagier- und Fischdampfern sowie auf einem Torpedoboot („S 131“) sogenannte Rollendrucklager eingebaut, um die gleitende Reibung in rollende umzuwandeln und dadurch den Reibungsverlust<sup>1)</sup> zu verkleinern. Fig. 217 a, b, c stellen schematisch ein solches Lager von Brinckmann (D. R. P. 96063) dar.<sup>2)</sup> Der Laufring der Welle liegt in der Mitte und ist beiderseits für Vor- und Rückwärtsgang mit gehärteten Stahlrollbahnen bekleidet. Diese Bahnen übertragen den Propellerschub auf ein System von zylindrischen Scheiben, die gleichfalls aus gehärtetem Material hergestellt sind. Jedes System von Scheiben für Vorwärts- wie für Rückwärtsgang besteht aus 5—6 Doppelrollen, die gleichmäßig auf den Umfang verteilt (Fig. 217 b) und auf Zapfen drehbar gelagert sind. Diese Zapfen sind in Stahlgußführungsringen von dem aus Fig. 217 b ersichtlichen Querschnitt befestigt; *a* ist der Querschnitt des Ringes da, wo keine Rollen lagern (Fig. 217 c), *b* der Querschnitt an der Stelle, wo Rollen *c*, *c* gelagert sind, *d* der Zapfen und *e* die an der Welle anliegende Weißmetallgarnierung; im übrigen können diese Ringe frei kreisen. Die Rollen übertragen den auf sie ausgeübten Druck auf die aus Fig. 217 a erkennbaren Widerlager *a* und *b*. Das Widerlager *a* ist mit einer aus gehärtetem Material hergestellten Rollbahn garniert und in horizontalen Zapfen pendelnd gelagert, um einen einseitigen Druck bei starken Schlingerbewegungen zu vermeiden. Nach außen sind die Widerlager *a* mit einer Schneide gegen gleichfalls um Zapfen bewegliche äußere Schlußringe *b*, *b* gelagert, wodurch ein seitliches Ecken vermieden wird. Die Lagerungen der Zapfen können durch seitliche Schrauben in besonderen Schlittenführungen verschoben werden; an jedem Ende befindet sich schließlich zur Aufnahme des Wellengewichtes wie bei jedem andern Drucklager je ein kurzes Traglager.

1) Schiffbau 1900 No. 9 u. Z. V. D. I. 1902 S. 1341 u. 1463.

2) Vgl. Z. V. D. I. 1904 S. 910 u. Prosp. d. Fa.

Neue Arten von Rollendrucklagern, die besonders für Dampfturbinen Verwendung gefunden haben, werden seit einiger Zeit in Amerika gebaut und sind in der Z. V. D. I. 1908 S. 195 u. 598 beschrieben. In Deutschland hat seit einiger Zeit auch die Norddeutsche Masch. u. Arm.-Fab.-Bremen den Bau von Drucklagern mit konischen Rollen nach Pat. Moffett aufgenommen. (Vgl. Prosp. d. Fa.)

Die Vorteile der Rollendrucklager sind außer der Verringerung der Reibungsarbeit die Vermeidung von Kühl- und Schmiervorrichtungen, die Verringerung der Abnutzung, der Überwachung und des Raumes. Als Nachteil ist die außerordentlich sorgfältige Herstellungsarbeit sowie die größere Kompliziertheit der einzelnen Teile zu bezeichnen.

c) Lauflager. Zur Unterstützung und Aufnahme des Gewichtes der Zwischenwellen dienen die Lauflager. Die unteren Schalen dieser Lager sind mit Weißmetall ausgegossen, während die Deckel ohne Fütterung hergestellt werden.

d) Stevenrohr. Das Stevenrohr (Fig. 218) dient zur Lagerung, zum Schutze und zum wasserdichten Abschlusse für den Durchtritt der Schraubenwelle. Bei Zweischraubenschiffen befindet sich eine Lagerung im Schraubenbocke, an der Durchtrittsstelle der Welle aus dem Schiffe und am hintersten wasserdichten Schotte; neuerdings ist das Stevenrohr zwischen Schraubenbock und Durchtrittsstelle fortgelassen, da eine gute Gummierung und eine starke Drahtumwicklung genügenden Schutz für den im Wasser liegenden Teil der Schraubenwelle bietet. — Bei Einschraubenschiffen genügen zwei Lagerstellen, nämlich eine

hintere im Steven und eine vordere im letzten wasserdichten Schott. Das gleiche trifft für die mittlere Welle bei Dreischraubenschiffen zu. Für sehr lange Stevenrohre ordnet man noch eine Unterstützung an einem Flansche des Stevenrohres an. Die Verbindung des Rohres mit dem Schiffskörper geschieht durch einen Flansch am Rohre und Versteifungsringe am wasserdichten Schott. An der Stevensseite oder am Schraubenbocke sind starke Muttern und an der andern Seite entsprechende Vorsprünge im Stevenrohre vorgesehen. Die Befestigung

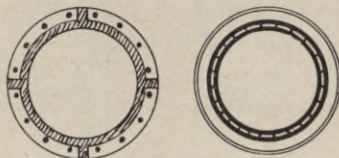


Fig. 218a und b.  
Querschnitte des Stevenrohres.

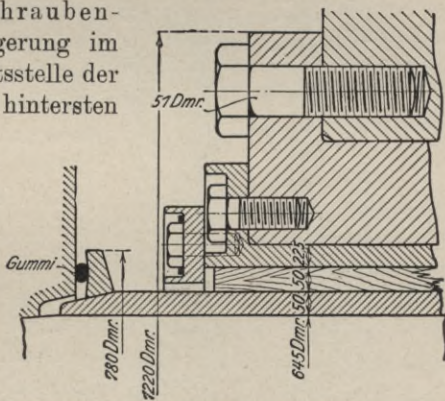


Fig. 218c. Detail zur Stevenrohr-Befestigung.

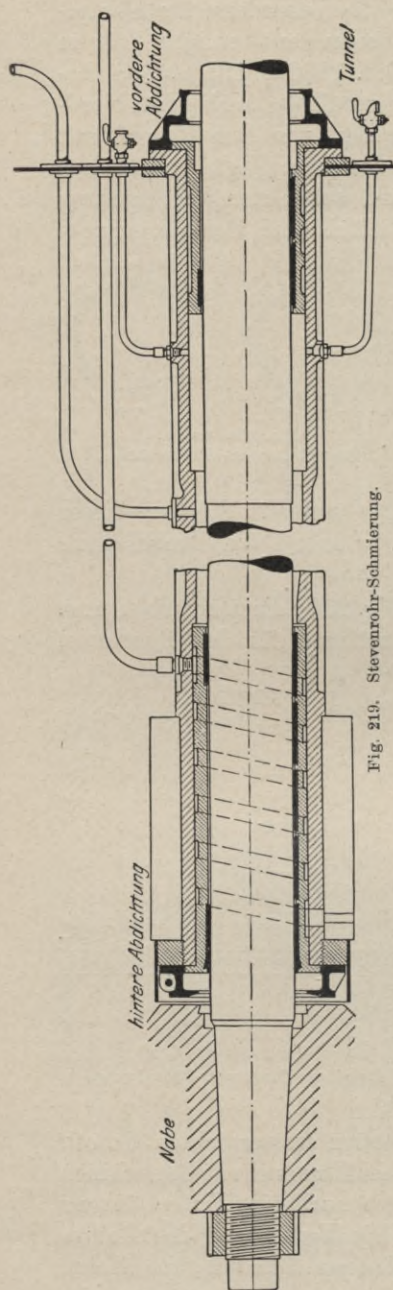


Fig. 219. Steamrohr-Schmierung.

mittels Flansch und Stiftschrauben ist aus Fig. 218a ersichtlich; bei sehr langen Rohren sind Versteifungsrippen vorgesehen. Als Material verwendet man in der Kriegsmarine Bronze, in der Handelsmarine Gußeisen.

An den Lagerstellen ist das Stevenrohr mit Pockholzfütterung versehen; dieses ist wasserbeständig, nützt sich nur langsam ab, ist leicht zu erneuern und macht ein Anfressen der Welle unmöglich. Im unteren Teile ( $\frac{1}{3}$  des Umfanges) soll möglichst Hirnholz benutzt werden, da dies die geringsten Abnutzungen zeigt; die Stäbe von ca. 20—30 mm Dicke werden entweder in schwabenschwanzförmige Nuten eingeschoben, die durch eine Reihe von Längsrippen im Innern des Stevenrohres gebildet werden, oder sie werden dicht nebeneinander verlegt, und im obersten Teile des Stevenrohres wird ein bronzenes Paßstück mittels Stiftschrauben angebracht (Fig. 218b). — Um auf das Quellen und die damit verbundene Längsausdehnung der Pockholzstäbe Rücksicht zu nehmen, läßt man zwischen dem Schlußringe (Fig. 218c) und den Pockholzstäben in axialer Richtung einen geringen Spielraum. Desgleichen muß ein geringer Spielraum zwischen den Stäben und dem Bronzebezug der Schraubenwelle verbleiben, damit Kühlwasser zur Schmierung durchtreten kann. Dieses fließt durch den ganzen Raum zwischen Schraubenwelle und Stevenrohr und vorn am wasserdichten Schott in die Bilge.

Der wasserdichte Abschluß am Schott erfolgt durch die Sternbuchse, d. h. eine mit Grundring, Brille und einer Vorrichtung zum gleichmäßigen Anziehen der Packung ausgerüstete Stopfbuchse (Fig. 218).



Die Länge des hintersten Lagers macht man 4—5  $d$ , des vordersten ca. 3  $d$ . Eine nochmalige Lagerung der Propellerwelle im hinteren Rahmen des Ruderstevens hat sich als unzweckmäßig erwiesen, da durch eventuelle Schraubenhavarien auch leicht Stevenhavarien eintreten können.

Die Schmierung durch Seewasser ist bei sandhaltigem Flußwasser ungeeignet, und man wendet dann besser für die Schraubenwelle Weißmetallagerschalen und Ölschmierung an. Schwierig ist in diesem Falle die Abdichtung gegen das Flußwasser, da eine gewöhnliche Stopfbuchse hierzu ungeeignet ist; doch ist diese Schwierigkeit durch die Konstruktionen von Cederwall<sup>1)</sup>, Hunter & Milne<sup>2)</sup> und von Blohm & Voss<sup>3)</sup> überwunden. Letztere (Fig. 219 u. 219a) besteht aus einem gußeisernen Ringe  $a$ , der von der Welle durch einen Federkeil mitgenommen

wird, aber in axialer Richtung frei schieben kann. In  $a$  ist ein zweiter Ring  $b$  untergebracht, der von  $a$  durch Bolzen mitgenommen und durch Federn nach außen gedrückt wird. Ein am Stevenrohr fest angebrachter Schlußring  $c$  drückt beide Ringe gegen die aus Weichpackung, Leder- oder Gummi- stulpen bestehende Dichtung  $d$ .

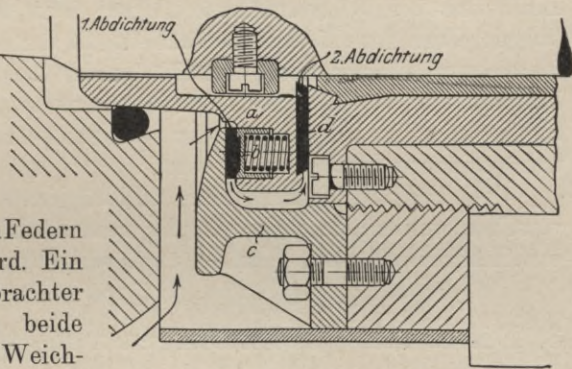


Fig. 219 a. Stevenrohr-Schmierung.

Das in Richtung der Pfeilstriche fließende Wasser wird versuchen nach  $b$  zu dringen, wodurch eine Verstärkung des Federdruckes stattfindet, und wird ferner auch versuchen die zweite Abdichtung zu durchdringen, findet hier aber einen Widerstand durch das mit Druck abfließende Öl. Dieser Öldruck wird entweder durch eine besondere Pumpe oder durch einen auf dem Oberdeck aufgestellten Öltank erzeugt; man wird diesen Druck nicht größer als den vom Wasser herrührenden hydraulischen Druck machen, weil sonst ein zu starker Ölkonsum stattfindet. Die Welle braucht bei dieser Konstruktion nicht mit Bronzebuchsen versehen zu werden, sondern läuft in gußeisernen mit Weißmetall garnierten Lagerschalen.

Ein Vorzug dieser Konstruktion besteht in der geringeren Abnutzung und geringeren Reibung des Weißmetalles gegenüber Pockholz

1) Vgl. Seaton S. 200 u. Bauer 1908 S. 379. 2) Schiffbau 1901/02 Nr. 22.

3) Z. V. D. I. 1905 S. 1328, Bauer 1908 S. 378 u. Rosenthal, Neuere Schiffsmaschinen 1908 S. 165

und in der damit verbundenen geringeren Lockerung der Welle. Durch das Fehlen der Bronzebuchsen sind auch die galvanischen Wirkungen ausgeschaltet. Ferner bedingt die Konstruktion einen an allen Stellen der Welle gleich großen  $\sigma$  und gleich große Trägheitsmomente; durch die plötzlichen  $\sigma$  Änderungen, welche bei der gewöhnlichen Konstruktion nicht zu vermeiden sind, treten in der Welle gefährliche Biegungsbeanspruchungen auf, die im Verein mit den durch eine starke Lose bewirkten Erschütterungen und den galvanischen Wirkungen in 3—5 Jahren bei stark beanspruchten Handelsschiffen eine Auswechslung der Schraubenwelle notwendig machen.

Bei der neuen Konstruktion hat sich z. B. nach dreijährigem Betriebe des Dampfschiffes „Therapia“ der Levante-Linie eine Abnutzung der Propellerwelle von kaum  $\frac{3}{4}$  mm gezeigt. Die Deutsche Ost-Afrika-Linie und die Wörmann-Linie führen jetzt bei allen Wellenabdichtungen diese neue Konstruktion aus. In der deutschen Kriegsmarine ist sie auf einigen flachgehenden Tendern eingebaut. Sie wird am hinteren und vorderen Ende des Stevenrohres angewandt; an letzterer Stelle finden im Vergleich zu der Sternbuchse ein geringerer Verschleiß und geringere Erwärmungen statt.

Jede Pockholzlagerung kann nachträglich mit diesen Abdichtungen versehen werden; besonders ist die neue Dichtung für Schiffe, die in sandhaltigen Flüssen, Kanälen usw. verkehren, zu empfehlen.

### 3. Die festen Verbindungen zwischen Zylinder- und Kurbelwelle.

Diese Verbindung geschieht bei Hammermaschinen durch die Grundplatte und die Maschinenständer oder Säulen.

#### § 93. Die Grundplatte.

Diese dient zur Aufnahme der Grund- oder Kurbellager und als Unterlage für die Ständer und Säulen. Sie besteht aus einem Rahmen mit zwei Längs- und mehreren Querträgern. Die letzteren enthalten je ein Gehäuse der Kurbellager (Fig. 220). Wenn es möglich, macht man die Länge aller Grundlager gleich und ordnet sie so an, daß unmittelbar an jedem Kurbelarm ein Lager vorgesehen ist. Beim Entwurf der Maschine ist besonders darauf zu achten, daß die Zylindermitten einerseits möglichst nahe zusammenstehen und die einzelnen Kurbelstücke außerdem gleich gemacht werden (vgl. Fig. 211). Die unteren Lagerschalen werden rund ausgeführt, um sie behufs Revision und Reparatur nach Abnahme des Lagerdeckels und der oberen Lagerschale durch einen krummen Hakenschlüssel herausschieben zu können, ohne die Kurbel-

welle zu entfernen; die oberen Lagerschalen werden gewöhnlich eckig ausgeführt, so daß auf ihrer oberen ebenen Fläche ein einfacher Deckel aufgelegt werden kann; zudem bietet das stramme Einpassen von eckigen Lagerschalen den Vorteil, daß diese weniger lose werden und Erwärmungen besser ertragen als die runden. Bei größeren Maschinen werden die oberen wie unteren Lagerschalen zur Zirkulation von Kühlwasser hohl gegossen. Als Material wird Gußeisen oder Bronze mit Weißmetalleinlagen angewandt; die letzteren können entweder in schwalbenschwanzförmige Nuten der Schalen eingegossen werden, wobei die Schalen vor dem Ausgießen mit Weißmetall verzinkt werden, oder die Einlagen werden erst schwalbenschwanzförmig gewalzt und dann in die bezüglichen Nuten hineingepreßt. Als Paßstücke zwischen den Lagerschalen verwendet man Bronzestücke, die durch Stifte am Verschieben verhindert werden, und dünne leicht herausziehbare Bleche. Zuweilen werden H-förmig gestaltete Paßstücke (s. Fig. 220) benutzt, welche ein Aufbiegen der Schalen beim Erwärmen der letzteren verhindern sollen.

Das Ausvisieren der einzelnen Lager geschieht dadurch, daß man diese seitlich mit durchlochten Holzscheiben verschließt und in ihrer Mitte je ein Blech mit kleinem Loche so lange verschiebt, bis man durch alle Löcher ein am Ende der Maschine

hingestelltes Licht sehen kann. Von den betreffenden Punkten werden Kreise geschlagen und hiernach die Weißmetalleinlagen ausgebohrt.

Den Abschluß für die oberen Lagerschalen bilden schmiedeeiserne Lagerdeckel, an denen ein Handloch zum Nachfühlen der Welle und außerdem eine Schmiervorrichtung angebracht ist. Manchmal sind die oberen Lagerschalen mit dem Deckel durch eine Verschraubung verbunden, so daß beim Abheben des Deckels gleichzeitig die obere Schale mitgenommen wird. Die Lagerbolzen werden am Lagergehäuse durch keilförmige Splinte oder durch Muttern befestigt. Die Anwendung von Bolzen mit Köpfen ist meistens nicht möglich, da diese infolge der niedrigen Bilgen nicht nach unten herausgezogen werden können; an der Deckelseite erhalten die Bolzen Feingewinde und zur Sicherung Pennsche Muttern. — Es ist sehr wichtig, daß die für ein Lager vorgesehenen Bolzen (2—4 Stück) gleichmäßig angezogen werden, um überall die gleiche Beanspruchung hervorzurufen.

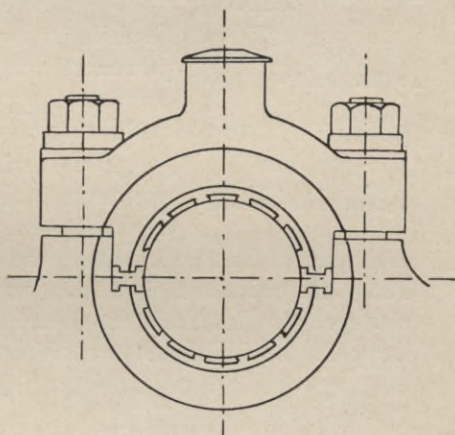


Fig. 220. Grundlager.

Der zulässige Flächendruck im Grundlager beträgt bei Frachtschiffen 14—16 kg/qcm, bei Passagierdampfern 16—22, großen Kreuzern und Linienschiffen 18—24, kleinen Kreuzern 24—28, Torpedo- und Dampfbooten 28—30 kg/qcm.

Der Lagerdeckel wird auf Biegung beansprucht; sei  $P$  der Lagerdruck,  $l$  die Entfernung der Lagerbolzen,  $W$  das Widerstandsmoment, so ergibt sich  $\frac{Pl}{6} = kW$ , wo  $k$  für Stahl 500—600 kg/qcm angenommen werden kann. Bei Verwendung von zwei Grundlagern für jede Kurbel rechnet man statt  $P$  nur  $\frac{2}{3} P$ .

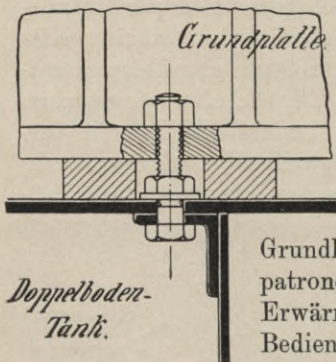


Fig. 221.  
Verbindung von Grundplatte mit Fundament.

Alle schlecht zugänglichen Teile der Grundlager werden zuweilen mit sog. Alarmpatronen versehen, die bei einem bestimmten Erwärmungsgrade explodieren und dadurch das Bedienungspersonal aufmerksam machen.

Die Verbindung der Grundplatte mit dem Fundament (Fig. 221) geschieht durch Fundamentbolzen und eine Unterlage von hartem Holze resp. Stahlpaßstücken; die Bolzen werden meistens durch die Paßstücke hindurch gesteckt und zwischen letzteren hartes Holz untergelegt. Im Falle die Grundplatte auf dem mit Wasser gefüllten Doppelboden steht, müssen die Bolzen resp. die im Tank befindlichen

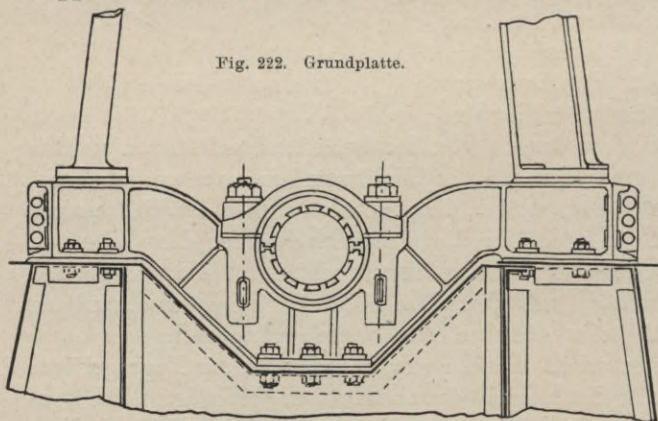


Fig. 222. Grundplatte.

Bolzenköpfe gut abgedichtet werden, resp. müssen die an dem Grundplattenflansch befindlichen Muttern gedichtet werden.

Die Grundplatte wird bei größeren Maschinen aus mehreren durch Flansche verbundenen Querträgern (vgl. Fig. 222 u. 147a auf S. 211) hergestellt, und zwar für Kriegsschiffsmaschinen aus Stahlformguß, für Handelsschiffe meist aus Gußeisen und für Torpedoboote usw. zuweilen aus Bronze oder geschmiedetem Stahl. Die Längsträger der Grundplatte haben besonders die freien Kippmomente und die Querträger die durch die

freien Vertikalkräfte hervorgerufenen Biegemomente aufzunehmen; sie müssen daher so stark gemacht werden, daß die Kippmomente ohne meßbare Deformation aufgenommen werden können. Die Steifigkeit der Längsträger wird wesentlich durch das Maschinenfundament unterstützt. In der Handelsmarine wird der eine Längsträger häufig durch den an dieser Stelle angeschraubten Kondensator ersetzt.

Die Querträger haben meist einen  $\sqcap$ -förmigen Querschnitt (Fig. 222); gewöhnlich werden sie so hoch gemacht, daß der unterste Punkt der Pleuelstange nicht tiefer liegt als die Unterkante der Querträger. Die Wandstärke  $\delta$  der Grundplatte macht man bei Stahlformguß  $= \frac{d}{50} + 15$  mm, wo  $d$  den  $\phi$  der Welle bezeichnet und  $= \frac{d}{30} + 8$  für Torpedoboote resp.  $= \frac{d}{30} + 12 \frac{m}{m}$  bei Gußeisen für Handelsschiffe; ferner die Flanschstärke  $\delta_1 = 1,6 d$  für Stahl und  $= 2 \delta$  für Gußeisen. (Bauer 1908 S. 246.)

#### § 94. Die Maschinenständer und Säulen.

Die Verbindung zwischen der Grundplatte und den Zylindern geschieht durch Maschinenständer oder Säulen oder Kombination beider. (Vgl. S. 205.) Diese Teile werden abwechselnd auf Zug und Druck und bei schlingerndem Schiffe auch auf Knickung beansprucht; sie müssen das Zylindergewicht tragen und den größten Kreuzkopfdruck sowie den Lagerdruck der Umsteuerungswelle ohne Deformation aufnehmen können.

Die Maschinenständer werden in der Handelsmarine aus Gußeisen, in der Kriegsmarine aus Stahlformguß hergestellt, im ersteren Falle gewöhnlich als Hohlguß, im letzteren als Rippenguß. Da Gußeisen für die auftretenden Zugbeanspruchungen wenig geeignet ist, so hat man in den gußeisernen Ständern zuweilen Zugstangen aus Schmiedeeisen angebracht (vgl. Seaton S. 221), doch wird hierdurch die Anlage sehr kompliziert; um die Verbindung dieser Zugstangen mit Zylinder und Grundplatte möglichst solide zu machen, werden die Enden dieser Stangen mit ziemlich großen Flanschen versehen.

Unterhalb der Geradföhrung sind die Ständer schräge nach außen geneigt, um bei schlingerndem Schiffe eine bessere Zylinderunterstützung zu bilden und ein Freischlagen der Pleuelstange zu ermöglichen; zu letzterem Zwecke sind die Ständer auch oft gegabelt.

An den hinteren, dem Maschinistenstande abgewandten Ständern hat man gewöhnlich die Flanschen für die Lagerung des Pumpenbalanciers, der Umsteuerungswellen und Hahnzüge usw. untergebracht.

In der Handelsmarine dient der hohle Ständer des N. D. Z. oft zugleich als Dampfableitung nach dem unmittelbar darunter montierten Kondensator. Doch wird hierbei die Geradföhrung am N. D. Z. schwer kühl zu halten sein, ferner wird sie sich mehr als die der anderen

Zylinder ausdehnen; die inneren Wandungen werden infolge starker Kondenswasserbildung leicht rosten und die Ständer schnell abnutzen.

Die Wandstärke der Ständer macht man bei Verwendung von Gußeisen  $= \frac{d}{30} + 12$  mm und bei Verwendung von Stahlformguß  $= \frac{d}{40} + 12$  mm, wo  $d$  den  $\varnothing$  der Kurbelwelle bedeutet.

Bei der Berechnung wird gewöhnlich nur die Zugbeanspruchung für die maximale Belastung berücksichtigt, dafür aber bei gußeisernen Ständern nur die geringe Beanspruchung von 30–45 kg/qcm, bei Stahlformguß 100–130 kg/qcm angenommen.

Bei ganz leichten Maschinen ordnet man auf beiden Seiten Säulen an, die untereinander verstrebt sind. (Vgl. Fig. 147 a auf S. 211.) Die unteren, zuweilen noch schräg angeordneten Streben sollen die bei schlingerndem Boote auftretenden Kippmomente aufnehmen.

Bei größeren Maschinen erhält jeder Zylinder 4 Säulen zur Unterstützung; falls die Schieberkästen seitlich angeordnet sind wie bei der Marschallsteuerung, ordnet man sogar 3 Reihen von Säulen an, die sämtlich durch diagonale und horizontale Streben fest miteinander verbunden sind. Die Befestigung der Säulen mit Zylinder und Grundplatte erfolgt entweder durch einen Bund und eine Verschraubung oder durch besonders angeschmiedete Flanschen mit möglichst großer Auflagefläche.

Die Säulen werden auf Zugbeanspruchung bei maximaler Belastung berechnet, wobei eine Beanspruchung von 130–150 kg/qcm zugrunde gelegt wird. (Bauer 1908 S. 262.)

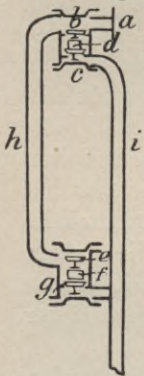


Fig. 223.  
Erste Ventil-  
steuerung.

#### 4. Die innere Steuerung.

Geschichtliches. Bei den ersten Dampfmaschinen wurden zur Steuerung Kegelventile, und zwar 2 Zu- und 2 Abdampfventile ( $b$ ,  $e$  und  $c$ ,  $g$  in Fig. 223)<sup>1)</sup> benutzt; diese wurden durch Mitnehmerwarzen und Klinkwerke vom Balancier aus so bewegt, daß kurz vor Hubende gleichzeitig das Einströmventil  $e$  der einen Zylinderseite und das Ausströmventil  $c$  der andern Seite plötzlich geöffnet wurden, während die beiden andern Ventile  $g$  und  $b$  geschlossen wurden und umgekehrt. Der bei  $a$  einströmende Frischdampf gelangt also durch Rohr  $h$  bei geöffnetem Ventil  $e$  in den Kanal  $f$  und in den Zylinder, während gleichzeitig der oberhalb des Dampfkolbens befindliche Dampf durch Kanal  $d$ , Ventil  $c$  und Rohr  $i$  nach dem Kondensator abströmt.

Für Lokomotiven war diese Steuerung nicht zweckmäßig, da bei ihrem schnellen Gange die Abnutzungen der Ventile und des

1) Vgl. Rühlmann I, S. 412.

Ventilgestänges zu groß und bald Undichtigkeiten herbeigeführt wurden.

Steffenson führte bei Lokomotiven den schon von Murdock<sup>1)</sup> 1799 erfundenen Schieber allgemein ein, während letzterer in England durch die Firma Murray in Leeds auch bei Schiffsmaschinen schnelle Verbreitung fand, zumal sich die Umsteuerung der Maschine viel einfacher und besser bewirken ließ als bei der Ventilsteuerung.

### § 95. Konstruktion und Wirkungsweise des Schiebers.

Anforderungen. An jede Dampfsteuerung ist die Forderung zu stellen, den Dampf richtig nach den in §§ 63 u. 70 angegebenen Grundsätzen zu verteilen. Die Kanalquerschnitte müssen gemäß § 86 S. 295 bemessen und nicht größer ausgeführt werden, als es die Rücksicht auf die Dampfgeschwindigkeit erfordert. — Der Abschluß der Steuerorgane darf nicht zu schleichend erfolgen, weil die Dampfgeschwindigkeit infolge der dann herrschenden kleinen Durchgangsquerschnitte eine sehr hohe wird. Die Steuerorgane müssen stets einen dichten Abschluß gewähren; der Schieberhub darf infolge zu großen Verschleißes und auftretender schädlicher Massenwirkungen nicht zu groß sein. Die einzelnen Teile müssen gut zugänglich, möglichst einfach und zuverlässig konstruiert und leicht auswechselbar sein.

Der sogenannte Muschel- oder Normalschieber besteht aus einer muschelförmigen Höhlung und 2 Schieberlappen, welche in der Mittellage gerade nur die beiden Schieberkanäle bedecken (Fig. 224). Dieser Schieber findet jetzt noch bei Hilfsmaschinen Verwendung, obwohl er nur für Vollfüllungen zu gebrauchen ist, andererseits aber eine sehr einfache Umsteuerung (S. 346) zuläßt.

Wirkungsweise. Im Schieberspiegel, auf dem der Schieber hin und her gleitet, münden 3 Kanäle, und zwar 2 nach den Zylinderenden und der mittlere nach dem Receiver, Kondensator oder Auspuff. Der Schieber läßt abwechselnd in einen äußeren Kanal Dampf eintreten, während der andere äußere durch die Muschel des Schiebers mit dem mittleren Kanal, also mit dem Dampfabgang in Verbindung gebracht wird. Der Schieber muß nun dem Kolben mindestens um

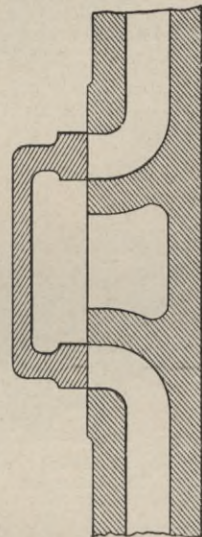


Fig. 224. Normal-Muschelschieber.

1) Vgl. Rühlmann I, S. 413.

einen halben Hub vorausseilen, so daß der Schieber sich schon in der Mittellage befindet, wenn der Kolben seinen Weg von einem Zylinderende aus antreten will, denn sonst käme am Hubende kein Dampf in den Zylinder. Diese Forderung wird erfüllt, wenn die zum Antrieb des Schiebers vorgesehene Schieberkurbel gegen die Kolbenkurbel um  $90^\circ$  versetzt ist. Statt einer Schieberkurbel wählt man zweckmäßiger den Exzenterantrieb, der bereits von Watt und Murray um 1800 eingeführt ist; man nennt dabei den Abstand vom Mittelpunkt des Exzenters nach der Mittellinie der Kurbelwelle die Exzentrizität; sie entspricht dem Kurbelradius und ist im allgemeinen = dem halben Schieberhub.

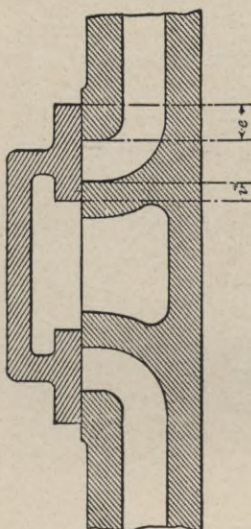


Fig. 225. Schieber mit Überdeckungen.

Um eine bessere Ausnützung des Dampfes durch Expansion zu ermöglichen, wurde von Hackworth die äußere und innere Überdeckung  $e$  und  $i$  (Fig. 225) eingeführt; die erstere bedingte ein weiteres Voreilen des Schiebers gegenüber der Kolbenbewegung, da sich der Schieber schon um eine gewisse Strecke etwa  $e$  aus seiner Mittellage bei der Totlage des Kolbens entfernt haben mußte. In den meisten Fällen muß der Schieber noch weiter voreilen, so daß er einen Kanal zum Zylinder bereits um einige mm geöffnet hat, wenn der Kolben seinen Hub beginnt. Die betreffende Strecke in mm heißt lineares Voreilen und beträgt bei kleinen Maschinen 2—3 mm, bei sehr großen und schnelllaufenden 10—30 mm, wobei sich die größeren Werte auf die Boden-, die kleineren auf die Deckel-seite beziehen. Dieser Schieberstellung entspricht eine bestimmte Stellung des Exzenters. Den  $\sphericalangle$ , um den letzteres der Kurbel mehr vorausseilt als  $90^\circ$ , nennt man Voreilungswinkel. Man findet ihn bei ausgeführten Maschinen, wenn man von dem durch Kurbel und Exzentrizität gebildeten  $\sphericalangle 90^\circ$  abzieht.

Während die äußere Überdeckung und der Voreilungswinkel die Größe der Expansion und Voreinströmung bestimmt, wird durch die innere Überdeckung  $i$  (Fig. 225) und den Voreilungswinkel die Größe der Kompression und des Voraustrittes festgelegt. Diese bei jeder Dampfverteilung auftretenden Größen sind nicht unabhängig voneinander, sondern es besteht zwischen ihnen der aus dem Schieberdiagramm (S. 364) ersichtliche Zusammenhang.

Verschiedene Formen des Schiebers. Mit der Steigerung des Dampfdruckes und der Umdrehungszahl stellten sich bei Verwendung des flachen Muschelschiebers verschiedene Mißstände heraus; die durch



das Andrücken des Schiebers auf den Schieberspiegel verursachte Reibung nahm sehr große Werte an und führte zur Anwendung von Schieberentlastungen, zur Verkürzung des Schieberhubes und zu besonderen Schieberkonstruktionen. Das Bestreben, den schädlichen Raum zu verkleinern, führte zu getrennten Schiebern für beide Zylinderseiten; weiterhin suchte man durch doppelte Dampfeinströmung einen schnelleren Dampfeintritt und Kanalabschluß zu erhalten.

Von den hierdurch hervorgerufenen Konstruktionen sind bei Verwendung von niedrigen Dampfdrücken am meisten eingeführt der Penn-, Trick-, Thom- und der Dachschieber.

a) Der Penn-Schieber (Fig. 226) erhält auf dem Schieberspiegel 5 Kanäle, und zwar je 2 für die Einströmung und einen mittleren für die Ausströmung nach dem Kondensator. Er besteht aus einem sogenannten D-Schieber, in den 2 Kanäle eingebaut sind; die Böden dieser sind so gewölbt, daß sie mit den Wänden des D-Schiebers zusammenhängen, und demnach der im Schieberkasten vorhandene Dampf stets in die Kanäle eindringen kann. Man erhält auf diese Weise je 2 Dampfein- und -austritte, wodurch der Dampfwechsel ziemlich plötzlich vor sich gehen und der Schieberhub und die Schieberreibung eingeschränkt werden kann. Der Nachteil dieser Konstruktion besteht darin, daß sie einen recht komplizierten Guß erfordert und ziemlich schwer ausfällt.

b) Diese Nachteile sind durch den Trick-Schieber (Fig. 227) vermindert worden. Letzterer enthält im Innern einen Kanal, der den Dampf des Schieberkastens in Richtung des oberen Pfeilstriches eintreten läßt, sobald die äußere Überdeckung der unteren Schieberseite den Eintrittskanal nach dem Zylinder öffnet und umgekehrt; man hat also auch hier je 2 Einströmungen.

c) Ein ähnlicher Kanal ist von Thom (vgl. Seaton, S. 270) eingeführt und hat den Zweck, zur Unterstützung der Kompression Dampf

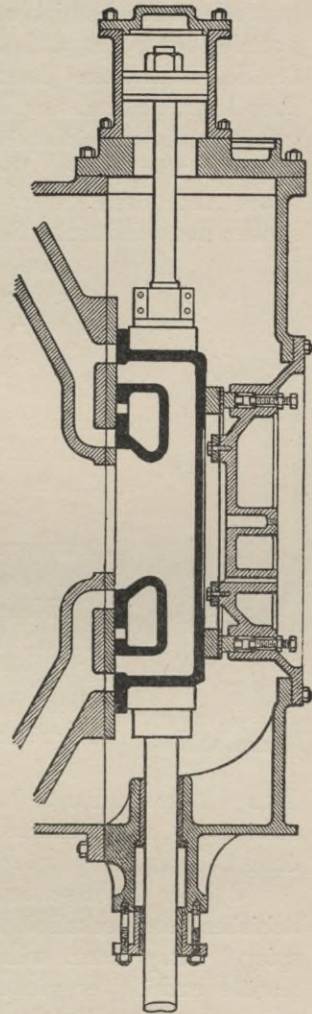


Fig. 226. Pennscher Schieber.

von der Zylinderdruckseite zuzulassen, wenn daselbst die Ausströmung beginnt, und einen ruhigen Gang herbeizuführen. Er befindet sich nur beim N. D. Z. (Vgl. Rosenthal, Neuere Schiffsm. 1908 S. 144.)

Diese Flachschieber werden meistens mit einer Entlastungsvorrichtung ausgeführt, deren Wirkung darin besteht, daß ein Teil des Schieberrückens der Einwirkung des Dampfdruckes entzogen wird. Dies kann dadurch erreicht werden, daß man am Schieberrücken eine gewölbte federnde Kupferplatte mit einem verlöteten Bronzering aufschraubt und gegen diesen Ring federn läßt; hierdurch erfolgt ein festes Andrücken des mit Rillen versehenen Bronzerings gegen den sauber abgeschliffenen Schieberkastendeckel. (Vgl. Figur auf S. 212.)

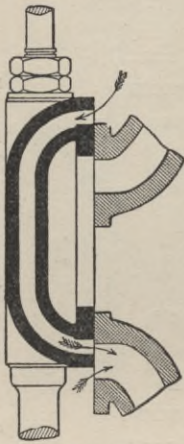


Fig. 227.  
Trick-Schieber.

Bei einer anderen Konstruktion ist ein Bronzering im Schieberkastendeckel so untergebracht, daß durch dahinter befindliche Spiralfedern ein Anpressen des Ringes gegen den Schieberrücken herbeigeführt wird. (Vgl. Fig. 226.) Der Raum zwischen Bronzering und Schieberrücken steht mit dem Receiver bzw. beim N. D. Z. mit dem Kondensator in Verbindung, am einfachsten durch eine Bohrung im Schieberrücken innerhalb des Entlastungsringes; dadurch steht dieser Entlastungsraum ständig mit dem inneren Muschelraum, d. h. also auch mit dem Abdampfe in Verbindung.

Nach längerem Gebrauche werden durch Reibung und Abnutzung und die wechselnde Dampftemperatur zu beiden Seiten des Bronzerings leicht Undichtigkeiten herbeigeführt, die den Zweck dieses Ringes illusorisch machen, da dann der Rücken des Schiebers wieder ganz unter dem Drucke des einströmenden Dampfes stehen kann; man ging daher zur Konstruktion des Dachschiebers, zu besonderen Arten von Entlastungen und bei Verwendung höherer Dampfdrücke zum völlig entlasteten Rundschieber über.

d) Der Dachschieber (vgl. Fig. 179 auf S. 291) hat auf der Schieberkastendeckelseite Ausnehmungen, die den Kanälen im Schieber Spiegel entsprechen, während der Schieber selbst quer durchgehende Kanäle enthält; er gleitet demnach zwischen 2 gleichen Gleitflächen, und zwar mit möglichst geringem Spielraum; zugleich wirkt er als Doppelkanalschieber und hat bei großen Vierfach-Expansionsmaschinen vielfach Anwendung gefunden. (Vgl. Seaton S. 273 und Bauer 1908 S. 174.)

In England ist die aus Fig. 228<sup>1)</sup> ersichtliche Entlastung von Church viel in Gebrauch und soll gute Resultate ergeben haben. Es sei ferner auf die von Reuschling<sup>2)</sup> angegebene Schieberentlastung

1) Vgl. Seaton S. 274. 2) Z. V. D. I. 1906 S. 925.

hingewiesen, die allerdings zunächst nur für Lokomotiven Verwendung gefunden hat. — Doch bei allen Schieberentlastungen ist der wirksame Druck des Schiebers gegen den Schieberrücken nicht konstant, da er von der Differenz der Drücke auf beiden Seiten des Schiebers abhängt; der auf den Schieberlappen ausgeübte Druck wird bei der Füllungsperiode größer ausfallen, als bei der Expansion und Vorausströmung.

e) Dieser Übelstand nimmt mit steigendem Dampfdrucke zu und hat zur Einführung des völlig entlasteten Kolbenschiebers geführt. Letzterer entsteht durch Rotation eines gewöhnlichen Schieberquerschnittes um die Schieberachse und durch Anordnung von Verbindungsrippen (Fig. 229). Für kleinere Maschinen genügt diese Schieberform. Für größere Zylinder verwendet man Ringe, die in den Rundschieberkörper oben und unten mit oder ohne Verwendung von Federn eingelegt werden. Meistens werden diese Schieber bei größeren Anlagen noch mit einem ringförmigen Trickkanal (Fig. 230 u. 231<sup>1)</sup> oder mit 2 Schieberkolben ausgeführt, die durch die Schieberstange verbunden sind. In diesem Falle läßt man den Dampf gewöhnlich in den Raum zwischen den beiden Kolben einströmen, d. h. man wendet die sogenannte Innenkantensteuerung an und muß dann von beiden Enden des Schiebergehäuses je ein Rohr nach dem Rezeiver oder Kondensator führen. — Bei dem Trick-Kolbenschieber kann man Außen- wie Innenkantensteuerungen anwenden, je nachdem die äußere oder die innere Überdeckung den eintretenden Dampf steuert, und braucht nur ein Rohr nach dem Rezeiver oder Kondensator vorzusehen. Bei hochgespannten Dämpfen ist hierbei die Innenkantensteuerung vorzuziehen, weil dann die Schieberstangenstopfbuchse nicht mit dem Frischdampfe, sondern nur mit dem Rezeiverdampfe in Berührung kommt. — Die Kolbenringe sind bei Schiebern größerer Anlagen mit Schloß und Federn ausgeführt, um die sonst herbei-

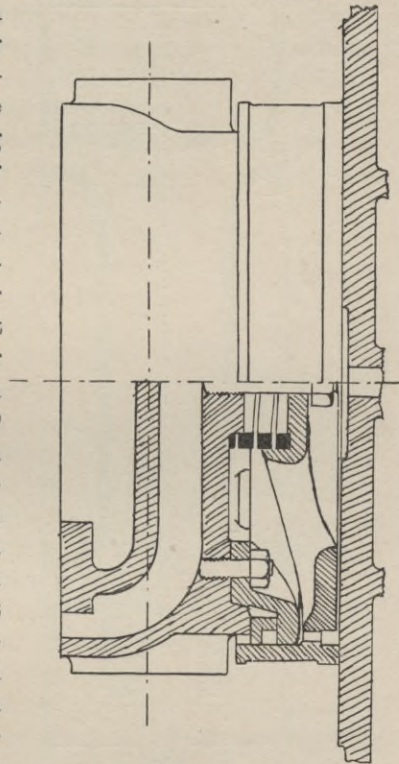


Fig. 228.  
Schieberentlastung von Church.

1) Vgl. Z. V. D. I. 1901 S. 903.

geführten durch Abnutzung der Ringe entstehenden Undichtigkeiten und Dampfverluste einzuschränken. Die Erfahrung hat aber gezeigt, daß solche Ringe das Schiebergehäuse stark abnutzen und große Reibungen erzeugen. In die Schiebergehäuse wurden deshalb sogenannte Schieber einsätze eingebracht, die an den Kanalstellen durchbrochen, aber zur Verhinderung des Heraus-springens der Kolbenringe mit schrägen Stegen versehen waren. Doch diese

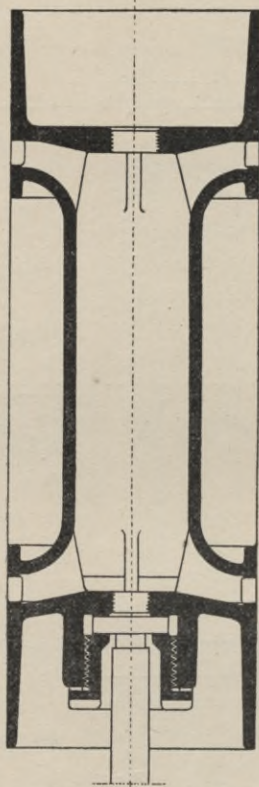


Fig. 229. Kolbenschieber für kleine Maschinen.

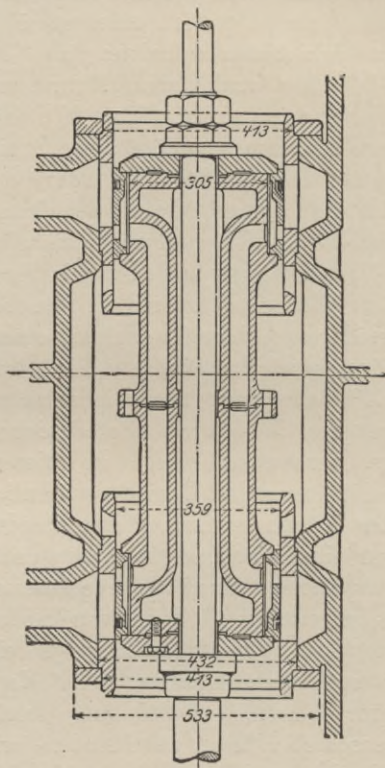


Fig. 230. Kolbenschieber für große Maschinen.

Einsätze liefen bald tonnenartig aus; man ließ daher die Federn wieder fort und wandte Schieberringe an, die zwar aufgeschnitten, dann aber durch innere Flanschen verschraubt waren; bei Abnutzung der Ringe konnte an dieser Stelle ein Paßstück eingeschoben werden, um den  $\varnothing$  der Ringe wieder zu vergrößern. Man hat auch, um die Ausdehnung der Ringe auf ein bestimmtes Maß zu beschränken, an der aufgeschnittenen Stelle besondere Klauen vorgesehen; ferner wurden solche Ringe zur besseren

Abdichtung mit Rillen versehen. — Es ist jetzt üblich, in der Kriegsmarine nur Kolbenschieber anzuwenden, während in der Handelsmarine für M. D. und N. D. Z. meistens noch Flachschieber vorgesehen werden, weil diese bei niedrigen Dampfspannungen infolge ihrer besseren Abdichtung und des geringeren schädlichen Raumes ökonomischer arbeiten. — Während bei Flachschiebern die Kanalbreite etwa  $= 0,9$  bis  $0,95 \times$  Zylinder  $\phi$  gemacht werden kann, erhält man für den Rundschieber sehr viel kleinere  $\phi$  als für die Zylinder, und muß demnach, um den nötigen Kanalquerschnitt zu erreichen, die Kanalhöhe vergrößern. Hierdurch wird der Schieberhub und der schädliche Raum vergrößert, und zur Verminderung dieses Übelstandes hat man für den N. D. Z. meistens 2 Rundschieber vorgesehen und die Kanäle zu den Zylinderenden ziemlich kurz, also bei Hammermaschinen möglichst horizontal ausgeführt.

f) Es möge noch auf die sogenannte Schieber-Gewichtsentlastungen hingewiesen werden. Diese befinden sich namentlich an den N. D. Z. mit schwerem Schiebergestänge (vgl. S. 291) und haben den Zweck, durch einen über dem Schieberkasten angeordneten kleinen Dampfkolben, der unten mit dem Schiebergehäuse oben mit dem Kondensator in Verbindung steht, das ganze Schiebergestänge zu heben, sobald der Schieber seine unterste Lage erreicht hat. Der Dampfkolben wird nur so groß gewählt, daß Schieber und Schiebergestänge gerade eben durch die Kolben-Dampffläche getragen werden. In England ist dieser sogenannte Hilfszylinder zur Unterstützung der auf- und niedergehenden Schieberbewegung und zur Erzielung eines ruhigen Arbeitens des Gestänges mit einem durchbrochenen Kolben versehen, der die Dampf- und -ausströmung kurz vor der Totlage des Entlastungskolbens besorgt. Es soll dadurch der Stoß des Schiebergestänges beim Hubwechsel unten aufgenommen und während des Aufganges Arbeit geleistet werden.

Bei der von Joy eingeführten Abänderung (vgl. Seaton S. 277) wird der im Kolbenkörper enthaltene Dampf nach teilweiser Expansion beim Kolbenaufgange mittels eines Einschnittes in der Nähe des oberen Zylinderendes in den Raum über dem Kolben geführt und dort expandiert, wodurch der Kolben wieder nach unten getrieben wird. Der Abdampf wird dabei in den Schieberkasten zurückgeführt.

Diese Hilfszylinder sind besonders bei Flachschiebern schnelllaufender Maschinen in England viel zur Ausführung gekommen. Eine vollständige Aufhebung der Massendrücke konnte man indessen mit dieser Einrichtung nicht erzielen. Bessere Resultate soll die

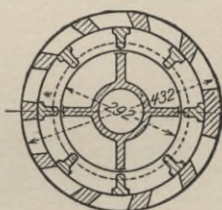


Fig. 231.  
Kolbenschieber.  
Querschnitt zu Fig. 230.

neuerdings in Amerika von Thom-Lovekin konstruierte, bereits auf mehr als 100 Kriegs- und Handelsschiffen eingebaute Steuerung des Schiebers unter Benutzung eines Hilfszylinders<sup>1)</sup> ergeben haben.

### § 96. Ventilsteuerung.

Geschichtliches. Die ersten von Watt konstruierten Dampfmaschinen besaßen, wie schon auf S. 334 erwähnt, für die innere Steuerung Ventile, die für langsam laufende Maschinen eine gute Dampfverteilung ergaben.

Seit 1841 kamen die Ventilsteuerungen von Stevens und von Sickels<sup>2)</sup> auf und fanden auf den amerikanischen Flußdampfern schnell Eingang. Die Ein- und Auslaßventile wurden bei der Stevens-Steuerung unabhängig voneinander durch besondere Exzenter betrieben. Das zum Einlaßventil zugehörige Exzenter besaß einen größeren Hub, als zur Bewegung des Ventils erforderlich war, und dadurch wurde der Ventilabschluß bereits bei etwa halbem Kolbenhube erreicht.

Bei der Sickels-Steuerung waren gleichfalls die Ein- und Auslaßventile unabhängig voneinander; sie wurden mittels einer Sperklinke gehoben, die rechtzeitig durch einen Keil ausgerückt werden konnte; der Keil war so eingestellt, daß das Einlaßventil bereits bei etwa halbem Kolbenhube auf seinen Sitz niederfiel. Bei seiner sogenannten Balanciersteuerung konnte mittels eines Hebedaumens, der mit dem Balancier in Verbindung gebracht war, an jedem Punkte des Kolbenhubes der Ventilschluß herbeigeführt werden. Der Maschinenwärter hatte dazu nur nötig, den Hebedaumen entsprechend einzustellen.

Für die weitere Ausbildung dieser sogenannten Präzisionssteuerungen, die eine Verminderung der schädlichen Räume und durch rasches Öffnen und Schließen des Dampfeinlaßorgans einen konstanten Admissionsdruck sowie durch schnelle Abführung des gebrauchten Dampfes einen möglichst kleinen Gegendruck ergaben, haben sich besonders der Amerikaner Corliß durch seine 1862 auf der Londoner Weltausstellung bekannt gewordene Hahnsteuerung, die durch Sulzer-Winterthur 1867 und durch Wheelock-Worcester 1876 verbessert wurde, ferner die Engländer Brotherhood und Willan, der Österreicher A. Musil, die Firma Escher Wyß & Co.-Zürich, und vor allem der Ingenieur A. Collmann-Wien große Verdienste erworben. Da diese Steuerungen im Schiffsbetriebe keine nennenswerte Anwendung gefunden haben, so sei nur auf die Beschreibung usw. dieser Systeme in Thurston, Die Dampfmaschine, Tl. II S. 305—344, Musil S. 330—338, Leist, Die Steuerungen der Dampfmaschinen 1900 S. 427—656 und Z. V. D. I.

1) Journ. of the Amer. Soc. of Nav. Eng. Vol. XVII.

2) Vgl. Thurston, Die Dampfmaschine II S. 64 und 112.

1890 S. 794, S. 973, 1892 S. 159, 1897 S. 975, 1898 S. 811, 1899 S. 461 S. 686 S. 720 u. 1349, 1901 S. 181 u. S. 758 verwiesen.

Lentz-Steuerung. Die Einführung des überhitzten Dampfes im Landmaschinenbau und die Versuche der Brüner-Maschinenfabrik mit Ventilmaschinen haben nun seit 1897 eine Ventilsteuerung nach System Lentz, Pat. Nr. 107813 hervorgebracht, die in kurzer Zeit eine schnelle Verbreitung (bereits Maschinen von ca.  $\frac{3}{4}$  Mill. P.S. mit Lentz-Steuerung in Betrieb) und auch im Schiffsbetriebe Eingang gefunden hat. Außer auf verschiedenen Handelsdampfern „Lureley“, „Lensaahn“, „La Rance“<sup>1)</sup>, „Pérou“<sup>1)</sup>, „Florite“, „Caroline“ usw. ist sie u. a. auch auf S. M. Tender „Drachen“ von Lanz-Mannheim auf der Germania-Werft eingebaut. Die Ursachen dieser schnellen Verbreitung rühren einerseits von der Ungeeignetheit der Schiebersteuerung für überhitzten Dampf, andererseits von der großen Einfachheit und Wirtschaftlichkeit der Lentz-Steuerung her. Bei Verwendung von Heißdampf waren die Flachschieber wegen Werfens und Verziehens der letzteren nicht zu gebrauchen; Bronzeschieber mit Weißmetalleinsätzen versagten völlig; das Nacharbeiten der Schieberfläche erforderte viel Zeit, die Kraft zur Überwindung der Schieberreibung war ziemlich groß, da die Entlastungsvorrichtungen auf die Dauer nicht funktionierten. Auch die Kolbenschieber gaben bei Verwendung von Heißdampf zu Klagen Anlaß. Die Führung dehnte sich schneller als der Schieberkolben aus, und große Undichtigkeiten und unökonomisches Arbeiten waren unvermeidlich. Besondere Dichtungsringe machten die Konstruktion kompliziert und schwer; da diese Ringe aus weicherm Guß als der Kolbenschieber hergestellt wurden, so waren die Wärmeausdehnungen beider Körper verschieden, die Führungsritzen dehnten sich stärker aus, und der Dampf blies durch die entstandenen Zwischenräume. Bei sehr heißem Dampfe verzerrten sich die Kolbenschieber und fraßen; die Schieberstangen liefen leicht warm und konnten dann abreißen. Die von Schmidt konstruierten Heißdampf-Kolbenschieber mit geheizter Büchse<sup>2)</sup> sollten diese Nachteile vermeiden, trugen aber zu einer noch größeren Komplikation bei. — In dem Vortrage<sup>3)</sup> über Ventilsteuerung und ihre Anwendung auf Schiffsmaschinen zeigt Hartmann, daß die neuere Sulzer-Steuerung für Schiffsmaschinen zu kompliziert, und daß die neuere Collmann-Steuerung wegen zu hoher Beschleunigung der verhältnis-

1) Die Probefahrtsdaten der beiden Schwesterschiffe „La Rance“ (Ventile u. überh. D.) u. „Garonne“ (Kolbensch. u. gesätt. D.) sowie „Pérou“ (Ventile u. überh. D.) u. „Guadeloupe“ (Kolbenschieber u. gesätt. D.) sind von Godard in der Inst. of Nav. Arch. am 9. 5. 1908 veröff.; „La Rance“ hatte 18% Kohlenserp.; der Tender „Drache“ wies 10% Kohlenserp. auf. (Vgl. Nauticus 1909 S. 417 und 421.)

2) Z. V. D. I. 1902 S. 155.

3) Jahrb. d. Schiffb. Ges. 1905 S. 228 u. Z. V. D. I. 1905 S. 1581.

mäßig schweren Ventilmassen für größere Schiffsanlagen gleichfalls nicht zu gebrauchen ist. Hartmann bringt eine sogenannte freiehende d. h. ohne Mithilfe von Federn wirkende Ventilkonstruktion in Vorschlag, die zunächst bei einem Gasmotor der Fa. Deutz ausgeführt ist, für Schiffsmaschinen aber bisher noch keine Verwendung gefunden hat.

Der Hauptvorteil der Lentzsteuerung gegenüber den übrigen Ventilsteuerungen besteht darin, daß der Bewegungsmechanismus für die Ventile sehr einfach ist, und ein ruhiges und sicheres Arbeiten selbst bei 2–300 Umdrehungen der Maschine erzielt werden kann.

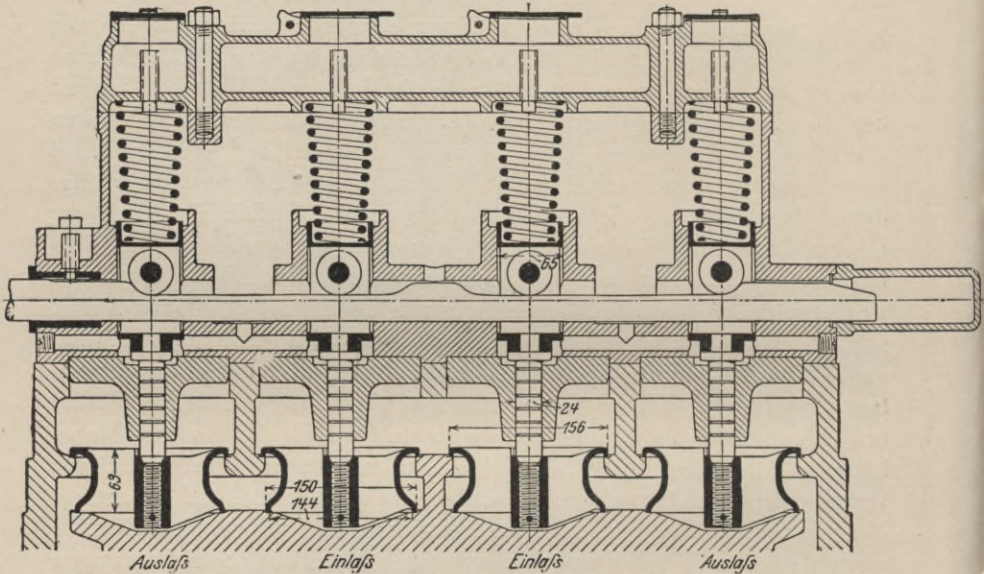


Fig. 232. Ventilsteuerung: System Lentz.

Wie aus Fig. 232 u. 233 ersichtlich, erfolgt die Bewegung der hintereinander angeordneten Doppelsitzventile zwangsläufig mittels einer Hubkurvenstange und durch eine glashart geschliffene Rolle, die mit der Ventilschindel in fester Verbindung steht. Die Ventile haben nur einen geringen Hub, sind durch Federn belastet und zur Abdichtung ihrer Spindeln im Gehäuse mit Rillen versehen, so daß eine besondere Packung überflüssig wird. Die Befürchtung, daß diese Dichtung auf die Dauer nicht dicht hält, daß die Steuerungssteile bald durch das Rostwasser aus dem Gehäuse angegriffen werden<sup>1)</sup> und häufig Reparaturen eintreten müßten, scheint nach den bis jetzt gemachten

1) Garbe, Die Dampflokomotiven der Gegenwart 1907 S. 161.



Erfahrungen grundlos zu sein. — Die Ventile werden nur bei der regelmäßig durch die Exzenter veranlaßten Vor- und Rückbewegung der Hubstange in bestimmter Reihenfolge gehoben und durch den Druck der Federn wieder geschlossen. Bei größerer Füllung gleiten die zur Aufnahme der Seitendrucke bestimmten Rollen längere Zeit auf dem Sattel der Hubkolbenstange, und hierdurch wird der Ventilhub entsprechend vergrößert. (Vgl. S. 355.) Die Einlaßventile öffnen sich bei zu hohem Druck in den Zylindern (durch Wasseransammlung, Kompression usw.) selbsttätig, so daß besondere Sicherheitsventile überflüssig sind. Die Konstruktion der Auslaßventile ist besonders patentiert. (Pat. Nr. 106248.) Wie die Ventilspindeln sind auch die Zylinderkolbenstangen ohne nachziehbare Stopfbuchsen, ähnlich wie die von Schwabe (S. 296), gedichtet, nur sind bei Lentz die Ringe aus einem Stück und drücken nicht auf die Stange. Neuere Versuche mit dieser Steuerung sind in der Z. V. D. I. 1900 S. 1449, 1453; 1902 S. 1921; 1906 S. 641, 871; 1907 S. 144 und 1908 S. 1772; Jahrb. der Schiffbau.-Ges. 1907 S. 221 sowie im Sitz. Ber. des Schlesw.-Holst. Bez. Ver. D. Ing. v. 13. 11. 1908 veröffentlicht.

Bis jetzt hat sich die Lentz-Steuerung als Schiffsmaschine für mittelgroße Anlagen bewährt; ihr Bau ist von 24 Firmen aufgenommen u. a. von Gebr. Meer-Gladbach, Swiderski-Leipzig, Lanz-Mannheim, Görlitzer Maschinen-Anstalt, Hannöversche Maschinenbau-Akt.-Ges., vorm. Egstorff, Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg. Ob die Steuerung auch für ganz große Schiffsmaschinenanlagen resp. ob eine Kombination der Lentz-Ventilsteuerung für den H.D.Z. und der Rundschieber für M.D. und N.D.Z.<sup>1)</sup> gebaut werden wird, erscheint bei den schnellen Fortschritten der Turbinen für große Leistungen noch fraglich.

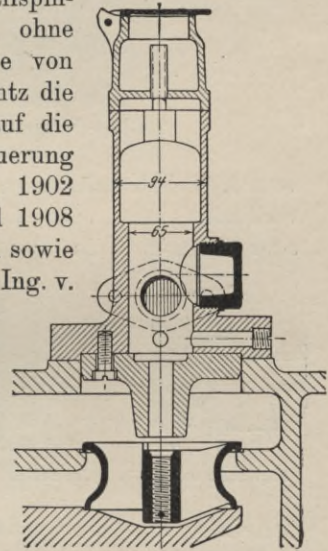


Fig. 233. Ventilsteuerung.  
Querschnitt zu Fig. 232.

## 5. Die äußere Steuerung.

### § 97. Umsteuerung durch Vertauschung der Dampfwege.

Die wichtigsten Teile der äußeren Steuerung sind die zur Umsteuerung gehörigen. Letztere hat den Zweck, den Drehungssinn des Propellers zu ändern, um vorwärts und rückwärts fahren zu können.

1) Z. V. D. I. 1902 S. 1931.

Das kann bei Booten durch Verstellen der Schraubenflügel (vgl. § 112) oder Anwendung einer zwischen Kurbel- und Druckwelle eingeschalteten Friktionskupplung, bei großen Schiffen aber nur durch Änderung des Drehungssinnes der Kurbelwelle herbeigeführt werden. Hierbei unterscheidet man eine Umsteuerung durch Vertauschen der Dampfwegemittels eines Dreh- oder Wechselschiebers und eine solche durch Änderung der Schieberbewegung.

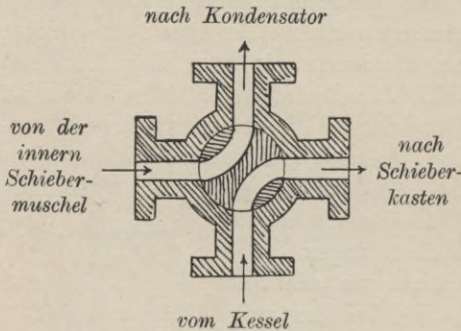


Fig. 234. Drehschieber.

In Fig. 234 bezeichnet der kreisförmige Teil den Querschnitt eines Drehschiebers, der die vier einmündenden Rohre vom Kessel, Kondensator, äußeren und inneren Schieber so miteinander verbinden kann, daß der Kesseldampf entweder nach dem inneren oder äußeren Teile des Muschelschiebers hingeführt wird und also den Kolben nach der einen oder anderen Richtung treibt. Diese Steuerung ist nur zu gebrauchen, wenn der Schieber ein Normalschieber ist, da die Überdeckungen entweder für die Innen- oder Außenkantensteuerung statt der Voreilung eine Nach-eilung und eine unmögliche Dampfverteilung ergeben würden. — Statt Drehschieber verwendet man bei kleineren Maschinen auch Wechselschieber<sup>1)</sup>, die wie gewöhnliche Flach- oder Kolbenschieber wirken und mehrere Zylinder gleichzeitig umsteuern können. *S* in Fig. 235a bezeichnet einen solchen Schieber, der den Frischdampf entweder mit der Leitung *A* oder *E* in Verbindung bringen kann. *A* und *E* münden in die am Zylinder befindlichen Räume *A* und *E* in Fig. 235b ein und bewirken ein Arbeiten des Grundschiebers mit Innen- oder Außenkantensteuerung.

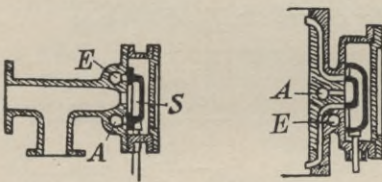


Fig. 235a und 235b. Wechselschieber.

§ 98. Umsteuerungen durch Änderung der Schieberbewegung.

Die Umsteuerungen durch Änderungen der Schieberbewegung zerfallen in solche mit zwei, einem und ohne Exzenter. Diejenigen mit zwei Exzenter nennt man Kulissensteuerungen und diejenigen mit einem und ohne Exzenter Lenkersteuerungen. Das Gemeinsame

1) Leist, Die Steuerung 1900 S. 360 und Hütte 1908, II. Tl. S. 219.

aller dieser Umsteuerungen besteht darin, daß an einer Umsteuerungswelle die Steuerungsteile der verschiedenen Zylinder angreifen, und daß durch Drehen der Welle um etwa  $30-60^\circ$ , mittels Handhebel oder einer Umsteuerungsmaschine, auf die mit der Welle zwangsläufig in Verbindung stehenden Exzenter, Schieberstangen oder andere Gestänge so eingewirkt wird, daß eine andere Lage der Schieber zu den Dampfkanälen herbeigeführt wird.

a) **Hauptteile und Wirkungsweise der Stephenson'schen Steuerung.**

Zu den Zweixzentersteuerungen gehören diejenigen von Stephenson<sup>1)</sup>, Gooch<sup>1)</sup> und Allan<sup>1)</sup>. Von diesen ist die erstere bei Schiffsmaschinen am meisten verbreitet. Sie besteht (Fig. 236) aus den beiden auf der Welle aufgekeilten Exzentersternen  $C$ , den mit den Exzenterstangen  $R$  und  $R_1$  fest verbundenen Bügeln  $E$  und  $E'$ , dem Kulissenrahmen mit dem darin gleitenden Kulissenstein, dem Aufhängepunkt und dem Gestänge zum Bewegen der Kulisse. Durch den in Fig. 236 gezeichneten Handhebel wird die Kulisse verschoben, die Exzenter nehmen eine andere Lage zum Kulissenstein ein, letzterer wird gleichzeitig mit dem Schieber gehoben und gesenkt; hierdurch werden die Dampfkanäle so mit dem Schieber verbunden, daß die bisherige Druckseite des Kolbens zur Gegendruckseite wird. Dabei sind die Reibungen der Exzenterbügel, der Kulissensteine, der Schieber und Zapfen des Umsteuerungsgestänges, sowie teilweise das Gestänge- und Schiebergewicht zu überwinden. Diese Maschinenteile bilden ein zusammenhängendes System, das durch Drehen der Umsteuerungswelle unabhängig von der Maschinenwelle bewegt werden kann und während der Umsteuerung seine Längenausdehnung verändert; die Exzentersternen nehmen selbstverständlich an dieser Bewegung nicht teil, sondern veranlassen eine zwangsläufige Bewegung der Exzenterbügel und des ganzen Steuerungsgestänges. — Man unterscheidet bei jeder Umsteuerung drei Hauptlagen der Kulisse; die in Fig. 236 dargestellte entspricht der Stopplage; wird die Kulisse in eine Endlage gelegt, so wirkt nur das Vorwärts-

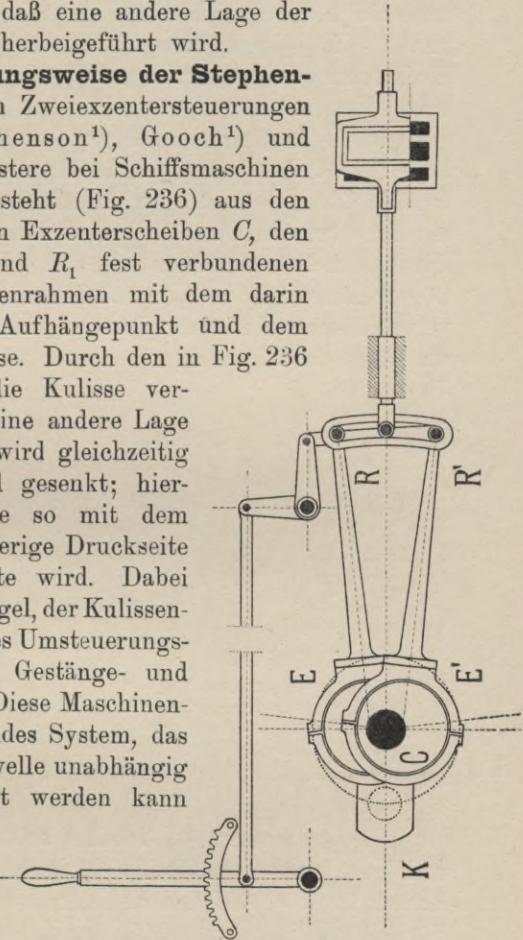


Fig. 236. Stephenson'sche Umsteuerung.

1) Leist, Die Steuerung 1900 S. 656—686.

in der anderen Endlage nur das Rückwärts-Exzenter. Jede Zwischenlage ergibt eine Maschinenleistung, die um so geringer ausfällt, je mehr sich die Lage der Kulisse der Stoppstellung nähert; die Füllung und der Schieberhub wird dabei immer kleiner, die Kompression und die Voreilung immer größer. Die Größe des jeweiligen Schieberhubes erhält man am besten graphisch (Fig. 237a).  $K$  gibt die Kurbelstellung,  $E$  und  $E_1$  die beiden Exzentrizitäten, die verschiedenen Punkte  $e, e_1$  die Endpunktlagen der Exzenterstangen während einer Umdrehung an, wobei die Umsteuerungswelle und die Aufhängestangen eine bestimmte aus Fig. 237a ersichtliche Lage haben. Man beschreibt nun von den Punkten 0—15 des Exzenterkreises mit der Exzenterstange und vom Endpunkte des Umsteuerhebels mit der Hängestange Kreisbögen; dann gibt  $e, e_1$  usw. die Lage der verschiedenen Kulissenstellungen und  $AB$  die Länge des zugehörigen Schieberhubes an.

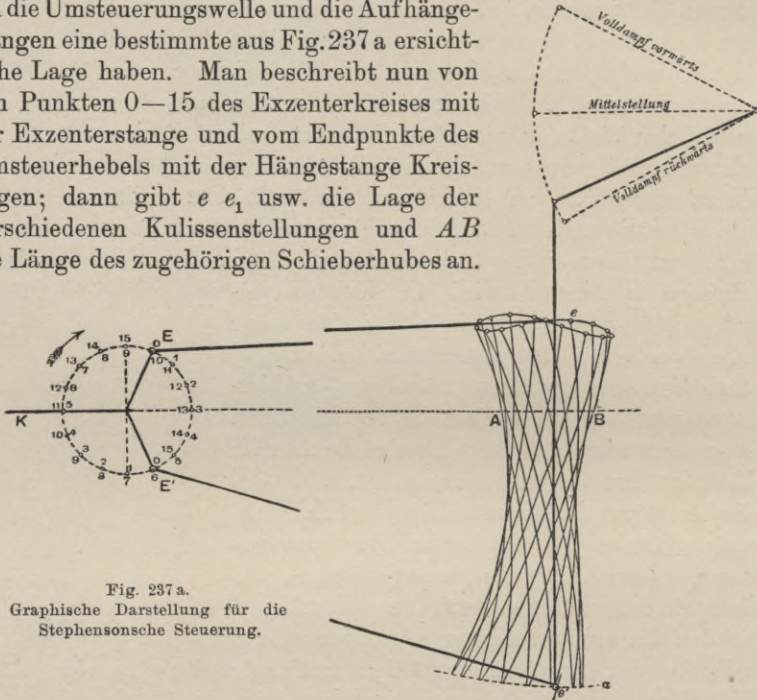


Fig. 237a.  
Graphische Darstellung für die  
Stephensonsche Steuerung.

Die gemeinsame Wirkung beider Exzenter mit Exzentrizität  $r$  und Voreilwinkel  $\delta$  (Fig. 237b) kann man sich durch die resultierende Exzentrizität  $r_r$  und den resultierenden Voreilwinkel  $\delta_r$  ersetzt denken. Für die Kulissenlage  $ACB$  macht man dazu  $\sphericalangle rOr_1 = AOC = \beta_1$  und  $rr_1 \perp Or_1$ , ebenso  $\sphericalangle rOr_2 = BOC = \beta_2$  und  $rr_2 \perp Or_2$ . Ferner teilt man  $Or_1$  nach dem Verhältnis  $c+u:2c$  und  $Or_2$  nach  $c-u:2c$  und setzt die erhaltenen Strecken zum Parallelogramm zusammen; dann ist die Diagonale desselben  $Or_r$ , die resultierende Exzentrizität und  $\sphericalangle \delta_r$  der resultierende Voreilwinkel.<sup>1)</sup> Die Endpunkte  $r_r$  dieser resultierenden Exzenter für die verschiedenen Kulissenstellungen liegen

1) Hütte 1908 II. Tl. S. 221.

bei der Stephenson'schen und Allanschen Kulisse auf einer Parabel, sog. Scheitelkurve, und zwar ist diese bei offenen Stangen (Fig. 238a) konkav zur Kurbelseite gerichtet, bei gekreuzten (Fig. 238b) d. h. solchen die in der unteren Totlage eine gekreuzte Lage haben, konvex. Im ersten Falle nimmt das lineare Voreilen bei eingelegter Kulisse zu, im zweiten Falle ab, und zwar um eine Größe  $v$ . (S. Fig. 238a.) — Bei der Gooch'schen Steuerung ist diese Größe stets konstant und daher die Scheitelkurve eine gerade Linie.

Die Wahl offener oder gekreuzter Stangen hängt von dem beabsichtigten Maschinenbetriebe ab, ob nämlich oft langsam gefahren und oft manövriert werden soll oder nicht. Die Abnutzung der Gelenke und der dann erzeugte tote Gang ist bei gekreuzten etwas geringer, während die Dampfverteilung für kleine Füllungen bei offenen Stangen etwas günstiger ausfällt; ist ein besonderer Expansionsschieber vorhanden, so wendet man besser gekreuzte Stangen an. Der Aufhängepunkt beschreibt stets einen Kreisbogen, dessen Radius = der Hängestange ist; jeder andere Punkt eine 8- oder 0-förmige Kurve, die um so bauchiger ausfällt, je weiter der Punkt vom Aufhängepunkt der Kulisse entfernt ist, und je kürzer die Hängestangen sind. Die hervorgerufene Bewegung der Kulisse gegen den Stein heißt das Springen oder Würgen des Steines und bedingt die Größe der Kulissenabnutzung.

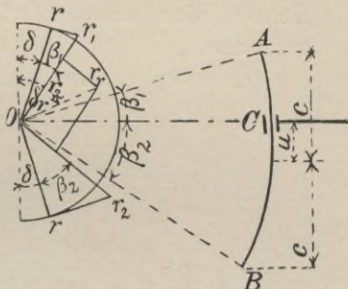


Fig. 237b. Graphische Darstellung für die Stephenson'sche Steuerung.

Die älteste Form der Kulisse ist die aus einem Rahmen bestehende Spurkulisse; diese findet sich noch bei oszillierenden und horizontalen Maschinen; meistens ist sie mit einer Nachstellvorrichtung für den Kulissenstein versehen und am Ende des Vorwärtsexzenter aufgehängt, so daß man bei der Vorwärtsbewegung nur eine geringe Kulissenbewegung und also eine geringe Reibung und Abnutzung erhält. Ein Nachteil besteht darin, daß die Exzenterstangenenden und der Kulissenstein nie in eine gerade Linie gebracht werden können, es sei denn, daß besondere Ansätze am hinteren Teile der Kulisse für die Befestigung der Exzenter vorgesehen werden<sup>2)</sup>, was die Konstruktion kompliziert und teuer macht. Daher benutzt man jetzt meistens sogenannte Doppelstangen-Kulissen mit außerhalb der Stangen versehenen Zapfen (Fig. 239a u. b), um welche die gegabelten Exzenterstangen herumgreifen, während sich der Kulissenstein zwischen den beiden Kulissenstangen befindet. — Man kann den Kulissenstein

2) Vgl. Seaton S. 282.

auch geteilt ausführen und jeden der Teile klauenförmig um je eine Kulissenstange herumgreifen lassen, während die Exzenterstangenenden zwischen den Kulissenstangen angreifen; der Schieberkopf ist dann gleichfalls geteilt ausgeführt und steht durch je einen Zapfen mit dem Kulissenstein in Verbindung. Diese Kulissensteinzapfen nutzen sich aber recht bald ab und machen die Konstruktion kompliziert.

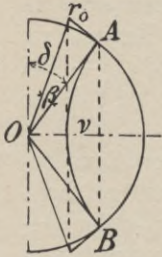


Fig. 238 a.  
Kulisse mit offenen Stangen.

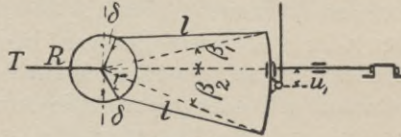


Fig. 238 b.  
Kulisse mit gekreuzten Stangen.

den Rückwärtsgang und das mittlere für den Vorwärtsgang. Diese Konstruktion hat auch vielfach in der deutschen Marine Anwendung gefunden.

Die Stephensonsche Kulissensteuerung liefert zwar für den vollen

Bei großen Maschinen hat Martin für jeden Schieber drei Exzenter angeordnet, nämlich 2 (die beiden äußeren) für

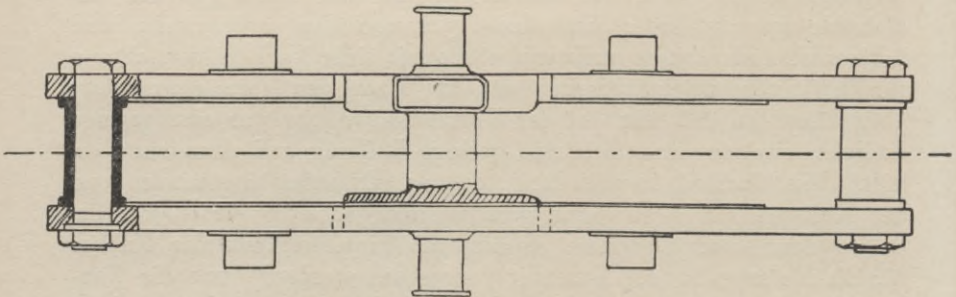
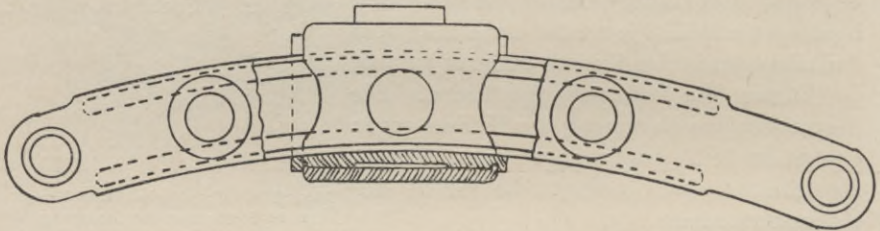


Fig. 239 a und 239 b. Doppelstangenkulisse.

Vorwärts- wie Rückwärtsgang eine gute Dampfverteilung, doch wird sie bei eingelegerter Kulisse infolge des veränderlichen linearen Vor-eilens und des ungünstigen Einflusses der Länge von Pleuel- und Exzenterstange mangelhaft (Z. V. D. I. 1891 S. 476), da gleiche Füllungen oben und unten schwer zu erreichen sind; zudem fällt die Konstruktion



während von  $P$  aus ebenso wie bei Hackworth die Schieberbewegung abgeleitet wurde. Durch Legen der Umsteuerungswelle wurden die beiden Hebel und Punkt  $e$  und damit auch  $Q$  und  $P$  gehoben oder gesenkt. Die Exzentrizität  $ab$  liegt gleichfalls in der Verlängerung der Kurbel. Bei dieser Anordnung beschreibt  $Q$  nicht wie bei Hackworth eine Gerade, sondern einen Kreisbogen vom Radius der Schwinge; dadurch geht die Symmetrie der Dampfverteilung auf beiden Zylinderseiten wieder verloren, und man ist gezwungen, um auch für die untere Zylinderseite eine genügende Dampferöffnung und ausreichende Füllung zu erhalten, am Bodenende des Schiebers Kanäle für zweifachen Dampfeintritt vorzusehen oder den Ausschlagwinkel des Umsteuerungs-

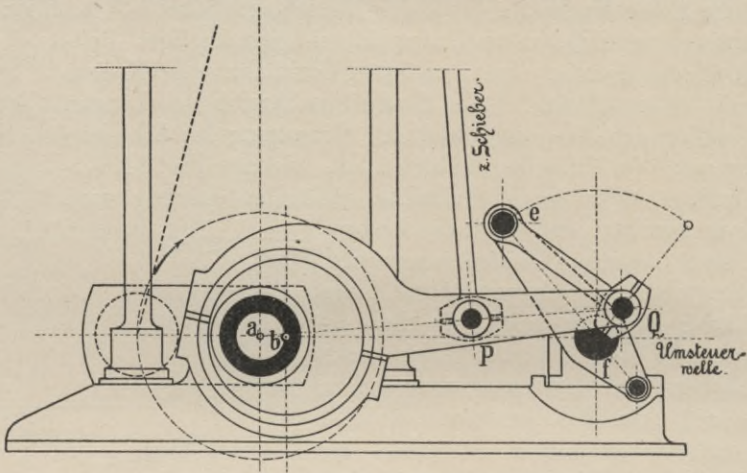


Fig. 241. Marshall-Steuerung.

hebels zu vergrößern bzw. die Schwinge zu verkürzen<sup>1)</sup>, wodurch dann jede beabsichtigte Dampfverteilung erreicht werden kann.

Bei Anwendung eines Schiebers mit Innenkantensteuerung muß man, um eine gute Dampfverteilung zu erhalten, entweder die Schwinge nach unten legen, was auf Platzschwierigkeiten stößt, oder man muß zwischen Schieberstange und der von der Exzenterstange angetriebenen Lenkerstange einen zweiarmigen Hebel vorsehen. Ferner ist man meistens gezwungen, die Exzenterstange etwas über die Horizontale und dadurch auch die Umsteuerungswelle zu heben. Die Exzentrizität muß dann  $\perp$  zur Verbindungslinie von Mitte Kurbel- und Umsteuerungswelle stehen.

Die Steuerung ist bei den meisten modernen größeren Maschinenanlagen der deutschen Kriegsmarine zur Anwendung gekommen. Ihr

1) Vgl. Leist, Die Steuerungen der Dampfmaschinen, S. 732.



wesentlichster Nachteil besteht darin, daß sie seitlich verhältnismäßig viel Platz beansprucht, der nicht immer zur Verfügung steht.

Aus diesem Grunde ist man daher bei den Maschinenanlagen für die Kreuzer „Königsberg“, „Nürnberg“, „Blücher“ u. a. wieder zur Stephensonschen Steuerung zurückgekehrt.

d) **Klug-Steuerung.** Die Klug-Steuerung (Fig. 242)<sup>1)</sup> unterscheidet sich von der Marschall-Steuerung dadurch, daß die Schwinge in einem mittleren Punkte der Exzenterstange und der Schieber am Endpunkte der Exzenterstange angreift.

Die Exzentrizität fällt hier bei horizontaler Exzenterstange mit der Kurbelrichtung zusammen, so daß der Voreilungswinkel =  $-90^\circ$  ist, bei geneigter Exzenterstange ist die Exzentrizität um den gleichen  $\sphericalangle$  zurückgedreht, um welchen die Exzenterstangenrichtung von der Horizontalen abweicht.

Das lineare Voreilen ist unveränderlich. Die Steuerung eignet sich, da die Umsteuerungswelle innerhalb der Maschine liegt, und die Änderung des Schieberhubes beim Legen der Umsteuerungswelle groß genug ausfällt, besonders für Schieber mit äußerem Dampftritte und für schmale Maschinenräume.

Der Rückwärtsgang liefert keine so günstige Dampfverteilung wie der Vorwärtsgang. In Figur 242 ist die Steuerung für inneren Dampftritt und mit Hebelübersetzung dargestellt. *ab* ist die Exzentrizität, *RQ* die Schwinge, *k* die Umsteuerungswelle, *Pef* die Hebelübertragung, *gh* eine Schnalle für die Übertragung der Bewegung auf den Schieber. Im allgemeinen ist für eine solche Innenkantensteuerung die Marschall-Steuerung vorzuziehen. Außerdem muß die Umsteuerungswelle bei Klug viel stärker als bei Marschall ausfallen, um ein Schlagen des Aufhängepunktes der Schwinge möglichst zu vermeiden, und ferner ist eine Revision des Umsteuerungsgestänges bei der Klug-Steuerung nicht so bequem wie bei Marschall auszuführen.

Am schnellsten findet man bei diesen Steuerungen die günstigsten Hebellängen und die Aufhängepunkte der Schwingen für Vorwärts- und Rückwärtsgang durch Ausprobieren an kleinen aus Pappstäben und Teppichnägeln hergestellten Modellen. Die Dimensionierung der einzelnen Teile dieser Steuerung ist u. a. von Berling<sup>2)</sup> genau angegeben. (Vgl. auch Bauer, 1908, S. 189.)

e) **Lentz-Steuerung.** Zu den Einexzenter-Steuerungen ist auch die bei neueren Ventilmaschinen vorgesehene Lentz-Steuerung (vgl. S. 343) zu rechnen. — Für eine Maschine mit 3 Kurbeln ordnet Lentz für die gewöhnliche Dampfverteilung am vorderen Ende der

1) Vgl. Musil, Wärmekraftm., S. 312 u. Leist, S. 377 u. 714.

2) Vgl. Z. V. D. I. 1898, S. 412.

Kurbelwelle 3 Exzenter an, welche die Bewegung mittels Stange und Hebel auf die Steuerwellen übertragen. Jede Steuerwelle trägt

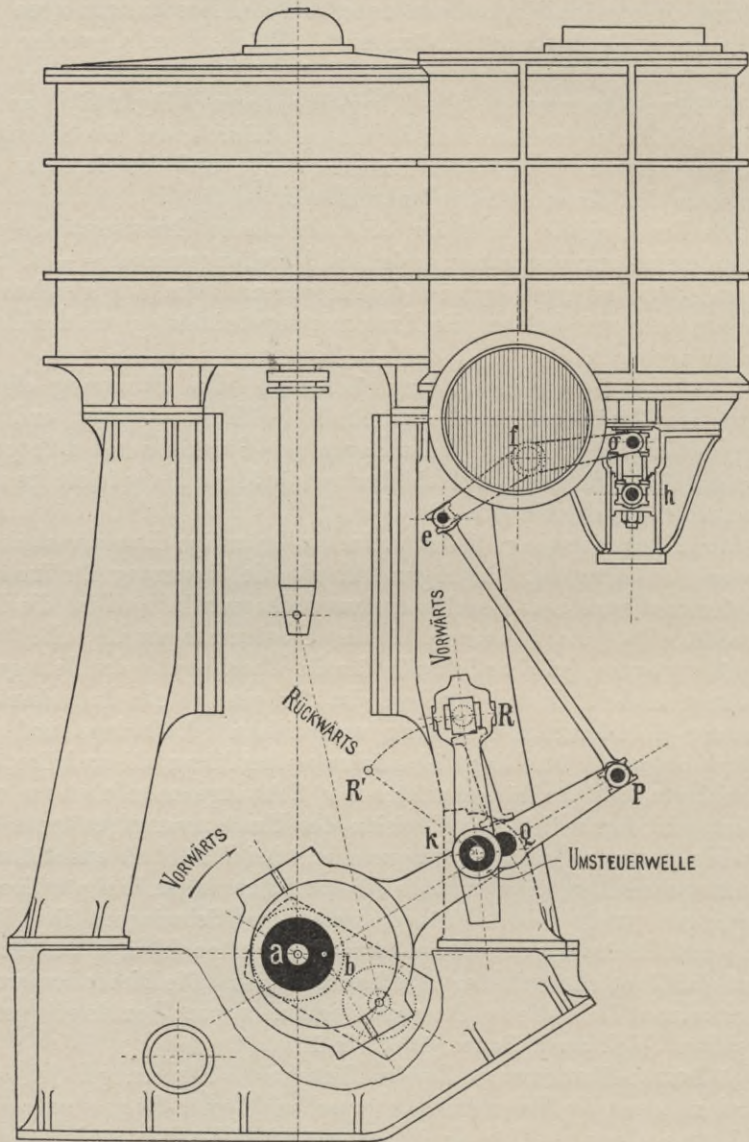


Fig. 242. Klug-Steuerung.

2 Doppeldäunen, welche durch Hin- und Herschwingen abwechselnd die oberen oder unteren Einlaß- bzw. Auslaß-Doppelsitzventile an-

heben; die Ventile werden unter dem Einflusse einer Schlußfeder, welche die Rolle ständig mit den Daumen in Berührung bringt, stoßfrei nach einem für die betreffenden Umdrehungen passenden Bewegungsgesetz niedergelassen.

Für die Umsteuerung ist am vorderen Wellenende ein exzentrisches Wellenstück angeschraubt, welches die 3 Exzenter scheiben trägt. Jede dieser Scheiben besitzt einen rechteckigen Ausschnitt, in dem eine Zahnplatte fest eingelegt ist; die schrägen Zähne der Platte greifen in eine Zahnstange, die mit einer Schubstange in Verbindung steht. Letztere rotiert um die Welle und kann axial durch das Umsteuerungsrad und ein Zahngestänge verschoben werden. Auf diese Weise können die Exzenter verstellt und Füllungen von 0 (für die Stopplagen) bis zur Maximalfüllung für Vorwärts- und Rückwärtsgang erreicht werden. Soll längere Zeit mit kleiner Füllung gefahren werden, so wird die Handradspindel durch einen Sperrhebel mit Feder festgesetzt.

Die Einstellung einer kleinen Füllung bewirkt ebenso wie bei der Schiebersteuerung auch eine erhebliche Hubverkürzung des Einlaßventiles; der Hub des Auslaßventiles bleibt indessen beinahe unverändert. Gleichzeitig werden mit der kleinen Füllung sowohl Vorein- wie auch Vorausströmung und Kompression, ähnlich wie bei der Schiebersteuerung vergrößert.

f) **Joy-Steuerung.** Joy (Fig. 243) vermeidet ein Exzenter vollständig und leitet die Schieberbewegung von der Pleuelstange durch Vermittlung der Lenker  $bcd$ ,  $cfh$  und  $hi$  ab; dabei ist  $d$  in  $e$  und  $f$  in  $g$  aufgehängt;  $c$  beschreibt eine ellipsenförmige und  $f$  eine kreisförmige Bahn, wodurch eine zwangsläufige Bewegung für  $h$  und Schieberstange  $i$  hervorgerufen wird. Zur Umsteuerung ordnet er einen Gleitstein wie Hackworth oder eine Schwinge wie Klug und Marschall an. Bei Fig. 243 kann der Aufhängepunkt  $g$  der Schwinge  $fg$  mittels der Arme  $gk$  ausgelenkt werden, und zwar erfolgt diese Auslenkung durch Vermittlung der Hebel  $kn$ ,  $mn$  und der Umsteuerungswelle  $m$ .

Um eine geringe Veränderung der Füllung auch ohne Legen der Umsteuerungswelle herbeizuführen, befindet sich bei  $n$  ein Kulissenstein, der eine kleine Verschiebung des Aufhängepunktes  $g$  hervorgerufen kann. Um für alle Lagen der Umsteuerungswelle ein gleiches lineares Voreilen zu erhalten, ist es erforderlich, daß der Punkt  $f$  bei der Totlage der Kurbel mit den Lagerpunkten der Arme  $gk$  zusammenfällt.

Die Dampfverteilung ist recht zweckmäßig, da bei einer Umdrehung 2 schnelle und 2 langsame Perioden dann eintreten, wenn sie erwünscht sind; die lineare Voreilung ist auf beiden Schieberenden gleich. Ferner können kleine Füllungen ohne große Kompression und Vorausströmung erreicht und infolge Fortfall von Exzentern längere Kurbel- und Wellen-

zapfen angeordnet werden. — Der Nachteil der Steuerung besteht darin, daß sie innerhalb der arbeitenden Maschinenteile liegt, daß sie ferner viele Gelenke hat und eine geringe Abnutzung an diesen leicht Störungen in der Schieberbewegung und ein starkes Klappern hervorruft. Die Anwendung sehr starker Zapfen und nachstellbarer Verbindungen werden den letzteren Übelstand etwas mildern. — Hauptsächlich ist

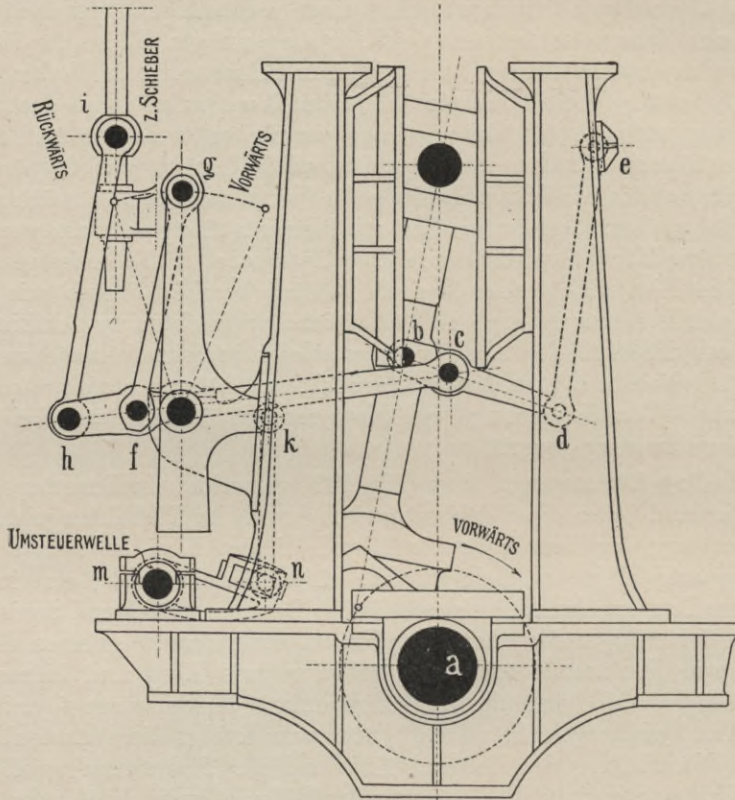


Fig. 243. Joy-Steuerung.

diese Steuerung in der englischen Marine, in Deutschland zuweilen auf Radschiffs- und Bootsmaschinen angewandt.

g) **Schichau-Steuerung.** Eine Kombination der Joy- und der Klug-Steuerung ist die Schichau- und die Heusinger-Steuerung. Erstere ist auf verschiedenen Torpedobooten ausgeführt. Von einem mittleren Punkte der oben — mittels eingeschalteter Hebel — aufgehängten Exzenterstange geht eine Lenkerstange aus, die mit einem Punkte in einer Kulisse geführt wird, während vom Endpunkte dieser

Lenkerstange die Schieberbewegung abgeleitet wird. Die Umsteuerung erfolgt durch Legen der Kulisse mittels der Umsteuerungswelle. Die Steuerung ergibt eine gute Dampfverteilung und nutzt den für die Maschine zur Verfügung stehenden Platz sehr gut aus; als Nachteil ist die verhältnismäßig große Abnutzung des Kulissensteines zu bezeichnen.

h) **Heusinger-Steuerung.** Die Heusinger-Steuerung ist 1844 von dem belgischen Werkmeister Walschaerts erfunden und 1850 in Deutschland durch Heusinger von Waldeck ausgeführt worden.<sup>1)</sup> Die Schieberbewegung (Fig. 244)<sup>2)</sup> wird sowohl von der Exzenterstange  $bk$  und einer um einen festen Drehpunkt  $d$  schwingenden Kulisse, die ein Heben und Senken der Punkte  $p$ ,  $e$  und  $f$  bewirkt, als auch vom

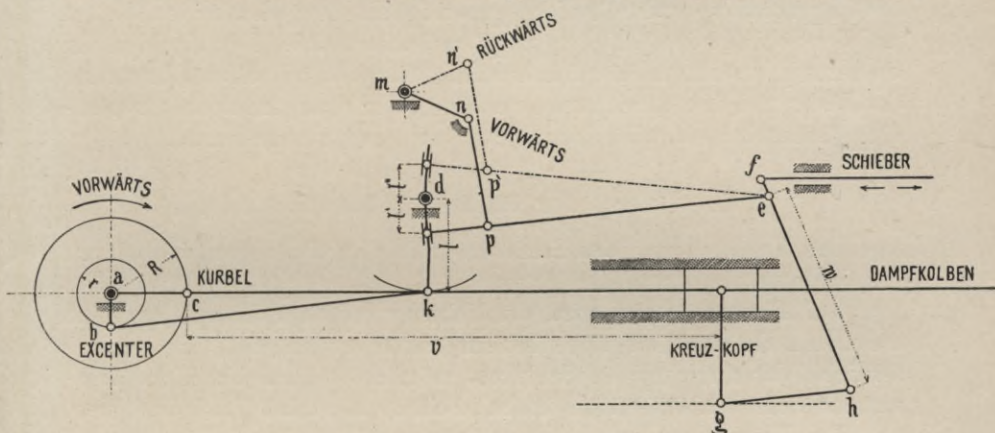


Fig. 244. Heusinger von Waldeck-Steuerung.

Kreuzkopfe  $g$  unter Einschaltung der Hebel  $gh$  und  $hf$  herbeigeführt. Kurbel  $ac = R$  und Exzentrizität  $ab = r$  bilden einen rechten Winkel, um Symmetrie der Dampfverteilung für beide Zylinderseiten zu erhalten.

Die Umsteuerung erfolgt durch Legen des Kulissensteines mittels Umsteuerungshebel  $mn$  und Lenker  $np$ . Die Endpunkte der resultierenden Exzenter liegen auf einer Geraden, so daß das lineare Vorzeichen konstant bleibt.

Die Heusinger-Steuerung kommt sowohl für liegende<sup>3)</sup> als auch für stehende Schiffsmaschinen zur Ausführung und liefert für äußere und innere Dampfströmung selbst bei kleinen Füllungen eine gute Dampfverteilung. Da sie aber komplizierter und schwerer als die übrigen Exzentersteuerungen ausfällt, zumal bei seitlich angeordneten

1) Z. V. D. I. 1905, S. 1916.

2) Musil, Wärmekraftmasch. 1902 S. 315.

3) Leist, Die Steuer. d. Dampf. S. 694.

Schiebergehäusen, so wird sie jetzt nur selten bei Schiffsmaschinen eingebaut. Ihr hauptsächlichstes Anwendungsgebiet ist die Eisenbahn-Lokomotive.<sup>1)</sup>

**Vierrad-Steuerung.** Zum Schluß der Schieber-Umsteuerungen sei noch die bei älteren horizontalen Schiffsmaschinen (z. B. „Moltke“-Klasse) vorhandene Sellsche oder Vierrad-Steuerung erwähnt. Eine besondere Schieberwelle wird hier von der Kurbelwelle unter Einschaltung von Steuerungs- und Zwischenrädern angetrieben, so daß 1 Zwischenrad in das Rad der Kurbelwelle, das andere in das Rad der Schieberwelle eingreift. Die beiden Zwischenräder werden von einem Lagerbock aufgenommen, der so geführt ist, daß die Räder stets in gutem Eingriff bleiben. Die Umsteuerung erfolgt durch Heben und Senken des Lagerbockes, wodurch die gegenseitige Stellung der beiden Wellen und der Schieber im Schieberspiegel verändert wird. Der Nachteil der Steuerung besteht in der Schwerfälligkeit, der schnellen Abnutzung der Räder und dem damit zusammenhängenden unangenehmen klappernen Geräusche; sie wird daher jetzt nicht mehr angewendet.

### § 99. Bauart der äußeren Steuerungsteile.

Die Verbindung des Schiebers mit der Welle geschieht durch die Schieberstange und das Exzenter.

Bei Flachschiebern wird der Schieber mit der Stange meistens durch ein Distanzstück und Muttern so verbunden, daß eine geringe seitliche Verschiebung des Schiebers möglich ist, um bei stark abgenutzter Schieberfläche noch einen dichten Abschluß herbeizuführen.

Bei Verwendung von Rundschiebern erfolgt die Verbindung gewöhnlich an einer oberen und unteren Nabe im Schieberkörper.

Die Verbindung der Schieberstange mit der Kulisse erfolgt durch den Schieberkopf, der ähnlich wie der Pleuelkopf gestaltet ist und um den Zapfen der Kulisse herumgreift.

Für die Berechnung des Schiebergestänges legt man den am meisten belasteten Schieber zugrunde; für Flachschieber wird diese Belastung  $Q = f \cdot L \cdot B \cdot p$ ; dabei bedeutet  $f$  den Reibungskoeffizienten, den man für H. D. und M. D. Z. = 0,2, für N. D. Z. = 0,15 wählt,  $L$  und  $B$  die Länge und Breite des Schiebers, und  $p$  den auf dem Schieber lastenden Druck; letzterer wird bei Dreifach-Expansionsmaschinen für den H. D. Z. = der Kesselspannung  $p_1$  angenommen, für den M. D. Z. =  $0,4 - 0,55 p_1$ , für den N. D. Z. =  $0,12 - 0,25 p_1$ , wobei sich die größeren Werte auf leichte Anlagen, die kleineren auf große Handels- und Linienschiffe beziehen. Der Schieberstangen- $\phi$  wird dann aus  $\frac{\pi d^2}{4} \cdot S = Q$

1) Z. V. D. I. 1905 S. 481 u. 1908 S. 141.

gefunden, wo  $S$  die Beanspruchung des Materials = 120—250 kg/qcm bei Handelsschiffen und = 300—400 kg/qcm bei Kriegsschiffen bedeutet.

Eine genaue Berechnung der Schieberstangenkraft unter Berücksichtigung der Schieberstopfbüchse, Schieberreibung, Schiebergewicht und Schieberbeschleunigung hat Dr. Pröll<sup>1)</sup> veröffentlicht und unter Zugrundelegung dieser Resultate die Kraft- und Festigkeitsverhältnisse der einzelnen Steuerungsteile für die Marschall-, Klug-, Joy-, Heusinger- und Stephenson'sche Steuerung untersucht und festgelegt.

Eine gute Führung der Schieberstange ist notwendig, um die seitlichen Beanspruchungen infolge der schiefen Richtung der Exzenterstangen oder der Kulissenbewegung aufzunehmen und Undichtigkeiten der Schieberstopfbüchsen zu vermeiden. Sie besteht bei kleineren Ausführungen aus einem mit Bronze gefütterten Auge, durch welches die Stange gleitet, bei großen aus einem einseitigen Kreuzkopfe. (Vgl. Fig. 147a, 178 u. 179 S. 212, 290 u. 291.)

Die Exzenterstangen sind bei Kulissensteuerungen gabelförmig (Fig. 245a und b), bei Lenkersteuerungen mit einem Gelenke ausgeführt, und zwar bei kleineren Anlagen mit dem Exzenterbügel aus einem Stück, bei größeren Anlagen vom Bügel getrennt und mit Stiftschrauben verbunden; ihr Querschnitt ist bei Kriegsschiffen rechteckig, um den auftretenden Zerknickungsbeanspruchungen mit dem geringsten Gewichte zu widerstehen, bei Handelsschiffen rund, weil das einfacher und billiger ist.

Die Exzenterbügel (Fig. 245a) bestehen aus 2 Teilen aus Stahlguß mit Weißmetallfütterung; zwischen beiden Teilen befinden sich

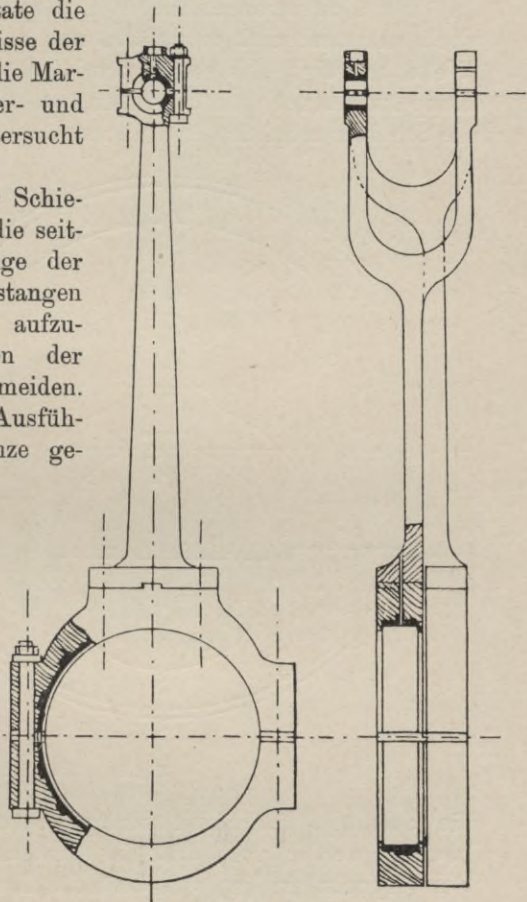


Fig. 245 a und b. Exzenterbügel mit Stange.

1) Schiffbau 1905/06, S. 541.

Paßstücke zur Nachstellung bei ev. Abnutzung. Zur besseren Führung und Vergrößerung der gleitenden Fläche schrägt man letztere nach beiden Seiten hin ab. (Bauer 1908 S. 277.)

Die beiden Bügelteile sind genau auf die Exzentrerscheiben aufzupassen, um eine Lockerung möglichst zu verhindern.

Die Exzentrerscheiben (Fig. 246) werden gleichfalls zweiteilig, doch unsymmetrisch ausgeführt und mittels Feder und Nute auf der Welle befestigt. Es sollte vermieden werden, die Scheiben an einem Kuppelungsflansch zu befestigen, um diesen nicht zu belasten und um die Scheiben möglichst leicht auszuführen. Aus letzterm Grunde werden

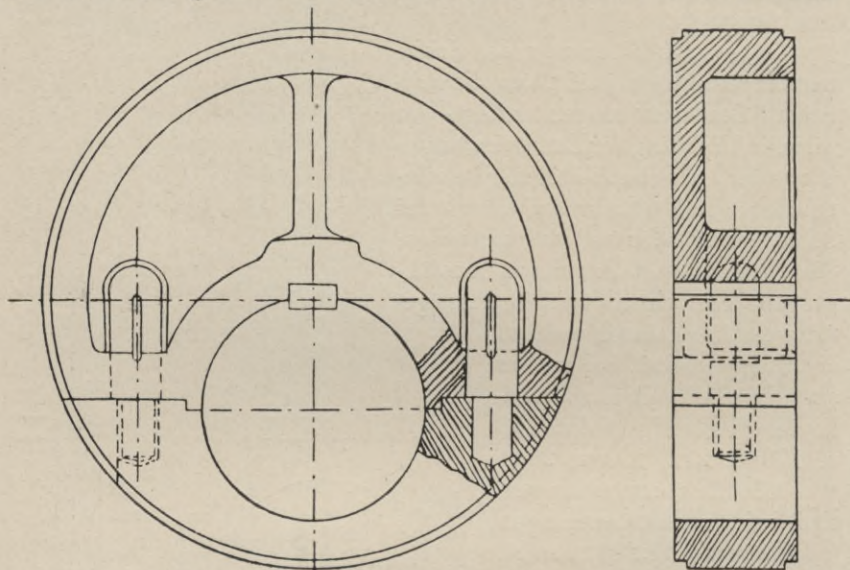


Fig. 246. Exzentrerscheibe.

die Scheiben mit Erleichterungslöchern versehen, wodurch zugleich bewirkt werden soll, daß die Umdrehung der Scheiben um ihren Schwerpunkt erfolgt, was bei schnelllaufenden Maschinen wichtig ist.

Meistens werden die beiden bzw. 3 — falls für Rückwärtsgang 2 Exzenter vorgesehen sind — obere und die zugehörigen unteren Scheibenteile aus je einem Stück gegossen. — Die Exzenterbreite findet man aus dem größten zulässigen Flächendruck, den man bei leichten Maschinen zu 10 kg/qcm, bei schweren zu 5 kg/qcm annehmen kann. Die Exzentrerscheiben werden in der Handelsmarine aus Gußeisen, in der Kriegsmarine aus Stahlguß hergestellt.

Der Antrieb für den Expansionsschieber (§ 100) erfolgt auch durch Exzenter bzw. exzentrische Zapfen; zuweilen wird die Bewegung



von einem Punkte der Pleuelstange unter Einschaltung eines zweiarmigen Hebels oder — bei der Schichau-Steuerung — vom Endpunkte der Exzenterstange aus mittels eines zweiarmigen Hebels und einer Schnalle abgeleitet.

Die Umsteuerungswelle wird an der vom Maschinistenstande abgewendeten Seite in besonderen an den Säulen oder Ständern angebrachten Lagerböcken parallel zur Kurbelwelle gelagert. Sie ist einerseits mit Hebeln versehen, welche mit dem Umsteuerungsgestänge der einzelnen Zylinder, und andererseits mit einer bzw. mehreren Zugstangen, welche mit der Umsteuerungsmaschine bzw. mit dem Handhebel der Handumsteuerung in Verbindung stehen. Bei der Schichau-Steuerung sind 3 getrennte Wellen vorhanden, von denen sich die beiden für H. D. und M. D. Z. auf der dem Maschinistenstande entgegengesetzten Seite befinden. (Über Umsteuermaschinen s. Bauer 1908 S. 283.)

### § 100. Die Expansionssteuerung.

Der Expansionschieber hat den Zweck, auf die vom Verteilungs- oder Grundschieber herbeigeführte Dampfverteilung so einzuwirken, daß die Füllung verkleinert wird, ohne daß die übrigen Dampfverteilungsperioden geändert werden. — Durch Einlegen der Umsteuerung ist das nicht möglich, sobald die Füllung kleiner als 0,5 wird, da sonst eine zu hohe Kompression und eine zu große Vorausströmung herbeigeführt wird. Von den 3 Mitteln, die man gebrauchen kann, um die Füllung zu ändern, nämlich die Veränderung des Voreilungswinkels, des Schieberhubes und der äußern Überdeckung ist nur das letztere zu gebrauchen, da die beiden ersten auch die übrigen Dampfperioden beeinflussen. Trotzdem sind früher auch die ersteren Mittel angewandt, und wird auf die Konstruktionen von Grindiron (Seaton S. 289), Gonzenbach und Breval (Busley, Die Schiffsmasch.) hingewiesen.

Die Änderung der Überdeckung hat zu den Konstruktionen von Meyer für niedrige und von Rider für hohe Dampfspannungen geführt. — Bei Schiffen, die meistens mit der vollen Leistung fahren, hat die Anwendung eines Expansionschiebers keinen Zweck. Ebenso ist der Nutzen des Expansionschiebers sehr zweifelhaft bei Verwendung von feuchtem Dampf. Da man nämlich eine Reduktion der Leistung auch durch Drosselung des Dampfes herbeiführen kann, die eine Überhitzung des Dampfes und nur geringe Kondensverluste im Zylinder zur Folge hat, so kann man bei feuchtem Dampf durch Drosselung etwa die gleiche Ökonomie im Dampfverbrauche erhalten als durch einen Expansionschieber. Bei 4fachen Expansionsmaschinen ist infolge des hohen Gesamtexpansionsverhältnisses ein besonderer Expansionschieber gleichfalls nicht nötig; in der englischen Marine wird sogar

bei dreifacher Expansion kein besonderer Expansionschieber mehr angewandt; andererseits hatte man in England bei Verwendung von Compoundmaschinen zuweilen sowohl den H. D. wie auch den N. D. Z. mit je einem Expansionschieber ausgerüstet, um bei jeder Leistung

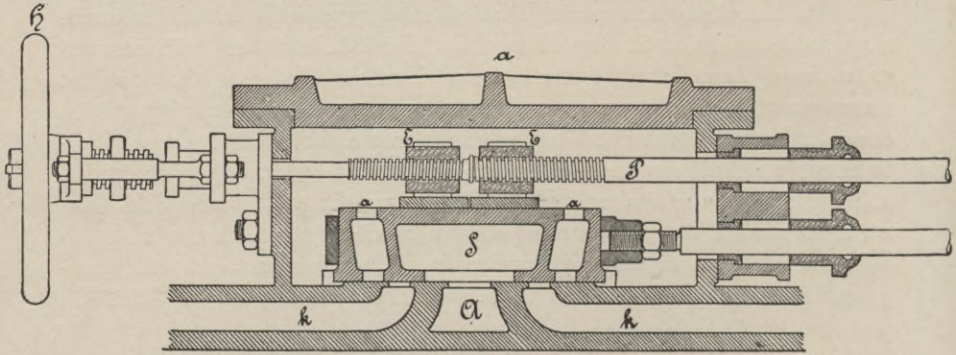


Fig. 247. Meyersche Expansionssteuerung.

der Maschine für die beiden Zylinder möglichst gleiche Arbeitsleistungen einstellen zu können.

Der Expansionschieber von Meyer (Fig. 247) besteht aus zwei Platten *EE*, die mittels Handrad *H* und einer mit Rechts- und Linksgewinde versehenen

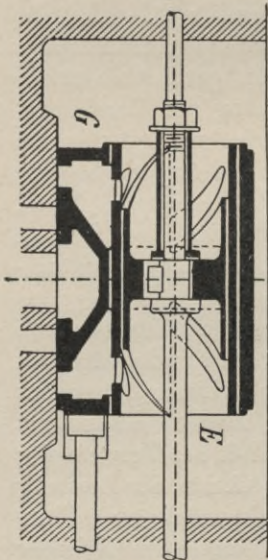
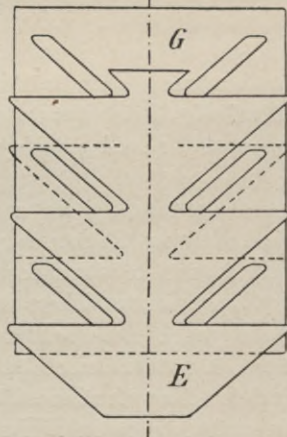


Fig. 248 a und 248 b. Ridersche Expansionssteuerung.

Spindel *P* genähert oder entfernt werden können; die Platten *EE* arbeiten auf dem Rücken des mit den Kanälen *aa* versehenen



Verteilungsschiebers *S*, und durch ihre Verstellung wird eine Änderung der äußern Überdeckung und der Expansion herbeigeführt. Infolge der hierbei auftretenden großen

Schieberreibung wird bei größern Anlagen je eine Schieberstange für jede Platte vorgesehen, wodurch die zum Verstellen der Platten notwendige Kraft verkleinert wird.

Der Rider-Schieber (Fig. 248a und b) wird als Rundschieber *E*

mit einer Reihe von Zacken ausgeführt, die als Überdeckungen fungieren. Er läßt sich im Schieber einsatz, der mit Stegen von gleicher Neigung wie die Zacken versehen ist, so verdrehen, daß die Größe der Überdeckungen verändert werden kann. Soll mit der Füllung nur bis etwa 0,4 heruntergegangen werden, so kann der Rider-Schieber gleichzeitig als Verteilungsschieber dienen (z. B. auf S. M. S. „Gefion“); sollen noch geringere Füllungen eingestellt werden, so ist noch ein besonderer Grundschieber *G* vorzusehen, der indessen in der Kaiserlichen Marine nicht wie in Fig. 248a als Flach- sondern stets als Rundschieber ausgeführt wird. Die inneren Flächen der beiden Schieber *E* und *G* erkennt man aus der Aufwicklung (Fig. 248b). Die Einstellung des Expansionsschiebers erfolgt vom oberen Endpunkte der Schieberführungsstange durch Verdrehen dieses Schiebers mittels Vierkant und Gestänge. — Eine genaue Untersuchung der Rider-Steuerung unter Berücksichtigung der auftretenden Reibungen usw. ist von Camerer in der Z. V. D. I. 1899 S. 1449 und 1493 veröffentlicht.

Ein Nachteil der Rider-Steuerung besteht darin, daß leicht Reibungen zwischen dem Expansions- und dem Verteilungsschieber entstehen, die ein Festklemmen des Schiebers veranlassen können; dies wird besonders dann eintreten, wenn der Schieberhub lang ist, und wenn bei hoher Dampfspannung von hoher Temperatur die Maschine zu schnell in Betrieb gesetzt wird, da sich der innere Expansionsschieber zunächst schneller als der Grundschieber ausdehnen wird.

Auf Grund dieser Erscheinungen ist 1905 von Strnad-Berlin ein Expansionsschieber mit sehr kurzem Hube in Vorschlag gebracht (Fig. 249), der sich bei Landmaschinen recht gut bewährt haben soll. Die Kammer, in welcher der Expansionsschieber arbeitet, ist hier innerhalb des Verteilungsschiebers angeordnet. Der Dampf tritt von innen ein und umspült den Expansionsschieber vollkommen gleichmäßig, so daß ein Wechsel der Temperatur nicht vorkommt und daher ohne Gefahr überhitzter Dampf verwendet werden kann; die Stopfbuchse der Schieberstange ist im Austrittsdampfe angeordnet, und die

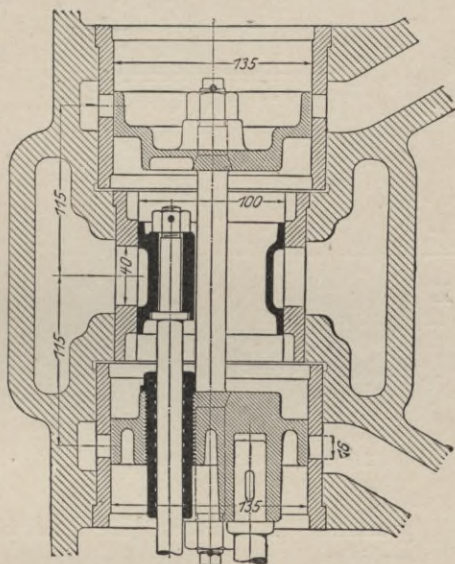


Fig. 249. Expansionsschieber von Strnad.

beiden durch 2 Expansionschieberstangen starr verbundenen Teile des Grundschiebers werden von außen gleichfalls von Austrittsdampf umpfält. (Z. V. D. I. 1905 S. 146.)

### § 101. Schieberdiagramme.

Schieberdiagramme haben den Zweck, den Zusammenhang zwischen den einzelnen Dampfabschnitten und den zugehörigen Kolben- und Schieberstellungen graphisch darzustellen. Dies wird durch die Dia-

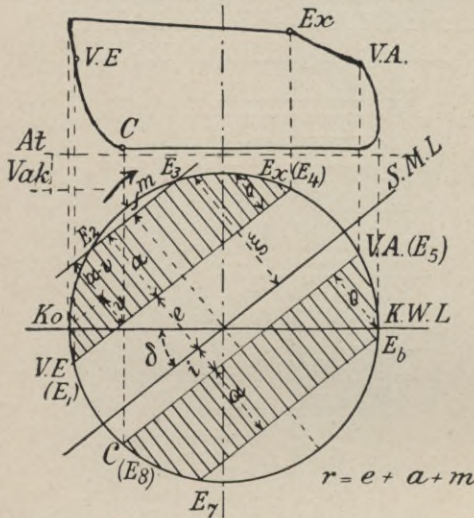


Fig. 250. Schieberdiagramm von Reuleaux.

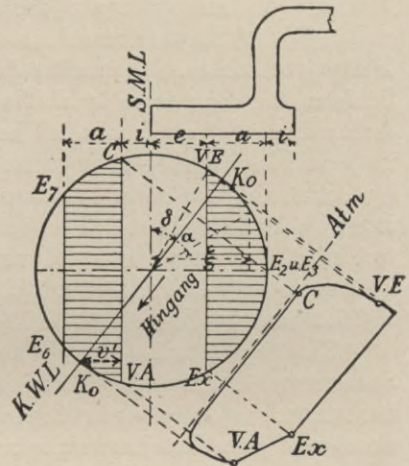


Fig. 251. Schieberdiagramm von Müller.

gramme von Müller, Reuleaux, Zeuner, Bilgram, Brix<sup>1)</sup> u. a. erreicht.

Beim Reuleauxschen Diagramm, das sich gut für Neukonstruktionen eignet (Fig. 250), nimmt man für die Dampfverteilung 3 Punkte im Dampfdiagramm beliebig an, z. B.  $V \cdot E^2)$ ,  $V \cdot A^3)$  und  $C^4)$ , zeichnet darunter den Kurbel- und Exzenterkreis mit einem  $\varnothing 2r =$  der Diagrammlänge, lotet die 3 Punkte herunter, zieht durch  $E_1$  eine Parallele zu  $E_5E_8$  und erhält dadurch Punkt  $E_4$  und durch Heraufloten den Punkt für die Expansion  $E_x$ . Die Hauptdimensionen für den Schieber sind dadurch festgelegt; zieht man nämlich Mittellinie  $SML \parallel E_1E_4$ , so gibt der Abstand der Linien  $SML$  von  $E_1E_4$  bzw. von  $E_5E_8$  die äußere bzw. innere Überdeckung  $e$  und  $i$  an, die Neigung von  $SML$  gegen die Horizontale  $KWL$  den Voreilungswinkel  $\delta$ , das

1) Z. V. D. I. 1897 S. 431. 2) Voreinströmung. 3) Vorausströmung. 4) Kompression.

Lot von  $K_0$  auf  $E_1 E_4$  das lineare Voreilen  $v$ ,  $\xi$  den Schieberweg von der Mittellage aus,  $o$  die Kanaleröffnung,  $a$  die Kanalweite, die meistens  $= r - e$ , im vorliegenden Falle dagegen um  $m$  kleiner, als dieser Wert ist. Im Falle statt  $VE$  das lineare Voreilen  $= v$  gegeben ist, trägt man von  $K_0$  aus auf eine zu  $SML \perp$  Linie  $v$  ab und erhält dadurch

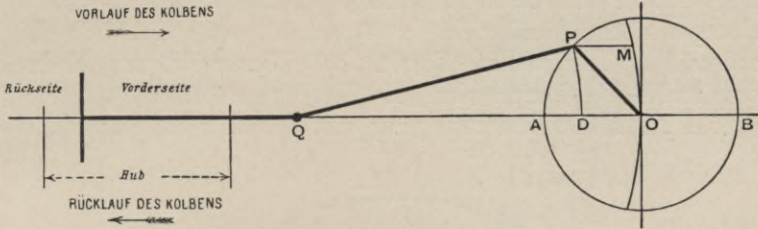


Fig. 252. Darstellung des Kolbenweges.

wieder  $E_1 E_4$ . Es ergibt sich hierbei gleichzeitig die einfache Beziehung:  $\frac{v + e}{r} = \sin \delta$ .

Das Müllersche Diagramm (Fig. 251) eignet sich besonders zur Untersuchung einer bereits ausgeführten Steuerung. Man geht von den Werten  $e$ ,  $i$ ,  $a$  und  $\delta$  aus, beschreibt mit  $e + a$  als Radius den Schieberkreis, trägt von der Mittellinie  $SML$  aus  $i$  und  $e$  ab und erhält dadurch die Punkte  $C, V.A, VE$  und  $Ex$ . Zieht man ferner im Abstände  $a$  2 Parallelen zu  $SML$ , so findet man die Punkte  $E_2 E_3$  und  $E_6 E_7$  für die volle Kanaleröffnung. Trägt man nun von  $SML$  aus  $\delta$  ab, so erhält man  $K_0 K_0$  als Kolbenweglinie und durch Heraufloten der bezüglichen Punkte das zugehörige Indikatordiagramm.

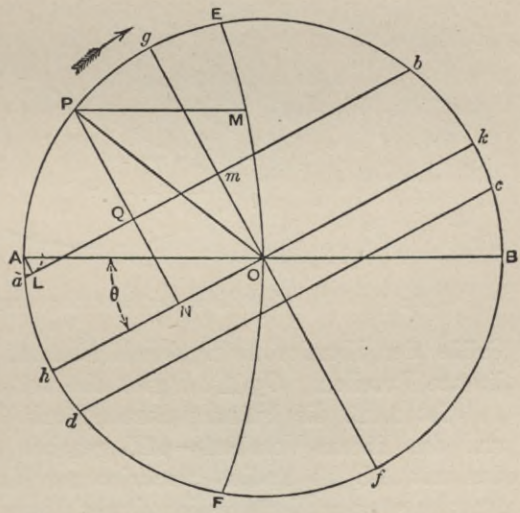


Fig. 253 a. Berücksichtigung der Pleuelstangenlänge beim Reuleaux-Diagramm.

Um den Einfluß der endlichen Pleuelstange auf das Schieber- und Dampfdiagramm zu berücksichtigen, geht man von einer beliebigen Lage  $QP$  der Pleuelstange (Fig. 252) und  $PO$  der Kurbel aus; sei  $AB$  der Kolbenhub, so befindet sich der Kolben für die Stellung  $P$  um das Stück  $OD$  von seiner Mittellage entfernt,

wobei  $QP = QD$  gemacht ist; um nun die vielen Bogen  $PD$  für die verschiedenen Stellungen  $P$  zu sparen, legt man durch  $O$  mit  $QP$  als Radius einen Kreisbogen, zieht  $PM \parallel AB$ , dann ist auch  $PM = DO$ .

Dies ist beim Diagramm (Fig. 253a) berücksichtigt;  $PM$  gibt die Lage des Dampfkolbens bei der Kurbelstellung  $PO$  und der Radius des Bogens  $EOF$  die Pleuelstangenlänge an; macht man nun  $\sphericalangle AOh =$  Voreilungswinkel  $\Theta$  und zieht im Abstände von  $e$  und  $i$  die Linien  $ab$  und  $cd \parallel hk$ , so gibt  $a$  die Vorein-,  $c$  die Vorausströmung,  $b$  die Expansion und  $d$  die Kompression an. Zieht man ferner  $PQN \perp hk$ , so bedeutet  $PN$  die Schieberbewegung von der Mittellage aus,  $PQ$  die

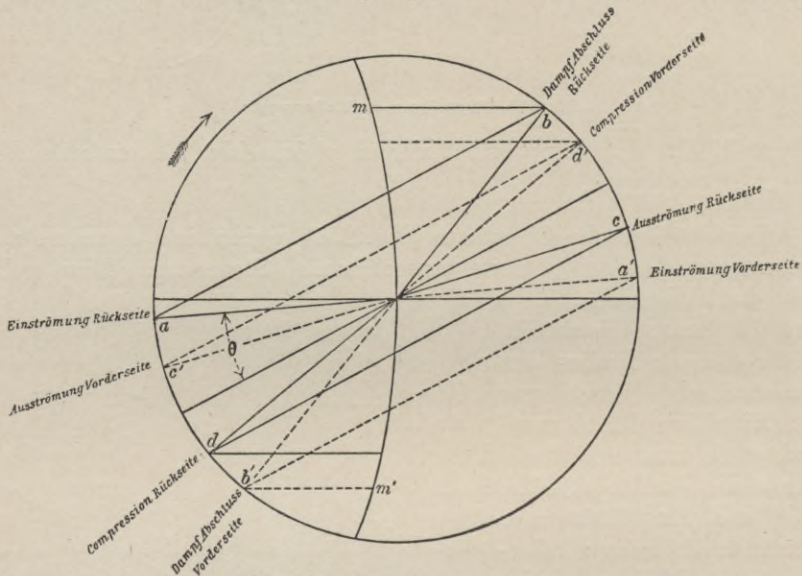


Fig. 253 b. Berücksichtigung der Pleuelstangenlänge beim Reuleaux-Diagramm.

Größe der Kanaleröffnung bei Kurbelstellung  $OP$  und  $AL \perp ab$  das lineare Voreilen.  $Og \perp hk$  gibt die weiteste Kanaleröffnung an.

Ist z. B. die Füllung durch Punkt  $b$ , der Schieberschub  $= AB$  und das lineare Voreilen  $= AL$  gegeben, so legt man von  $b$  aus an den mit  $AL$  als Radius beschriebenen Kreis Tangente  $ba$ ; durch die Annahme einer Kompression  $d$  wird dann  $c$  eindeutig bestimmt.

Einen großen Einfluß übt die endliche Pleuelstangenlänge auf die ungleichmäßige Dampfverteilung der beiden Zylinderseiten aus. In Fig. 253 b sind die bezüglichen Überdeckungen und Dampfabschnitte für die vordere und hintere bzw. untere und obere Seite eines Zylinders dargestellt.<sup>1)</sup> Das Füllungsverhältnis für die beiden

1) Musil, Kraftmasch. S. 291 und Leist, Die Steuerungen 1900 S. 67.

Seiten ergibt sich darnach  $= \frac{bm+r}{b^1m^1+r}$ . Da es aber erwünscht ist, für die untere Zylinderseite infolge der auftretenden Massenbeschleunigungen eine größere Füllung zu erhalten, so ist man bei kleiner Pleuelstange gezwungen, die untere äußere Überdeckung kleiner als die obere zu machen, was zugleich für die untere Seite eine größere lineare Voreilung bedingt.

Bei verhältnismäßig kleiner Exzenterstange muß auch die Länge dieser berücksichtigt werden, und an Stelle der Geraden  $ab$ ,  $cd$  und  $hk$  sind Kreisbögen entsprechend einem Radius = der Exzenterstangenlänge zu setzen.<sup>1)</sup>

Beim Sinoidendiagramm werden die Kurbelwege einer Umdrehung,  $0-360^\circ$  als Abszissen, die zugehörigen Kolben- und Schieberwege entsprechend den Auslenkungen aus ihrer Mittellage in beliebigem

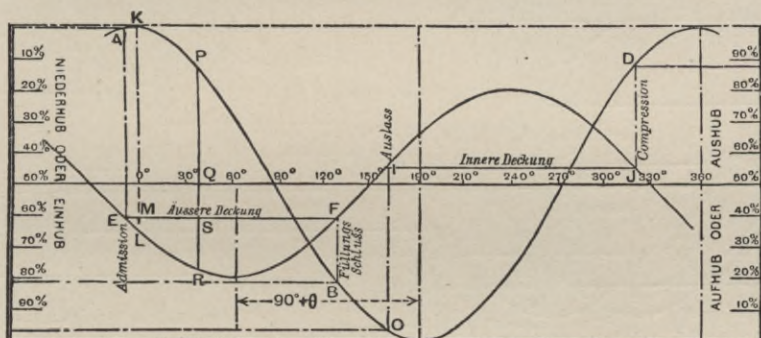


Fig. 254 a. Sinoidendiagramm.

Maßstabe als Ordinaten aufgetragen (Fig. 254a). Die Schieberkurve eilt dabei der Kolbenkurve um  $90 + \theta$  voraus; hier ist  $\theta = 30^\circ$  angenommen, bei irgendeinem anderen Voreilungswinkel empfiehlt es sich, die Schieberkurve zu pausieren und entsprechend dem angenommenen Voreilungswinkel zu verschieben.

Für einen beliebigen Kurbelweg (etwa  $32^\circ$  in Fig. 254a) gibt also  $PQ$  den Kolben-,  $QR$  im Maßstabe der Schieberordinaten den Schieberweg an. Zieht man ferner  $EF$  und  $IJ$  im Abstände der äußeren und inneren Überdeckung von der Abszissenachse, so gibt  $E$  die Voreinströmung,  $F$  die Expansion,  $I$  die Vorausströmung,  $J$  die Kompression und  $RS$  die Kanaleröffnung für die angenommene Kurbelstellung an. Zieht man  $EA$  und  $KML \perp$  zur Achse, so gibt  $EM$  die Kolbenstellung bei der Voreinströmung und  $LM$  die Kanaleröffnung in der Totlage d. h. das lineare Voreilen an. Die zugehörigen

1) Vgl. Leist S. 74 und Hütte 1908, II. Teil. S. 191 und 197.

Kolbenlagen für die Punkte  $F$ ,  $I$  und  $J$  findet man dadurch, daß man  $FB$ ,  $IC$  und  $JD \perp$  und durch  $B$ ,  $C$  und  $D$  Parallelen zur Achse zieht; diese geben die Kolbenstellungen in % des Hubes an. Die entsprechende Dampfverteilung für die andere Zylinderseite ergibt sich aus den zugehörigen Überdeckungen, wobei die äußere Überdeckung nach oben, die innere nach unten aufgetragen wird.

Fig. 254 b stellt ein Sinoidendiagramm für eine Expansionschiebersteuerung dar. Die beiden Schieberkurven für den Grund- und den Expansionschieber sind dabei entsprechend den zugehörigen Voreilungswinkeln gegeneinander versetzt. Um für Vorwärts- und Rückwärtsgang die gleichen Leistungen zu erhalten, gibt man dabei dem Expansionsexzenter meist eine Voreilung von  $90^\circ$ ; der Grundschieber hat in Fig. 254 b eine Voreilung von  $40^\circ$ .

Für irgendeinen Punkt  $P$  der Kolbenkurve erhält man den

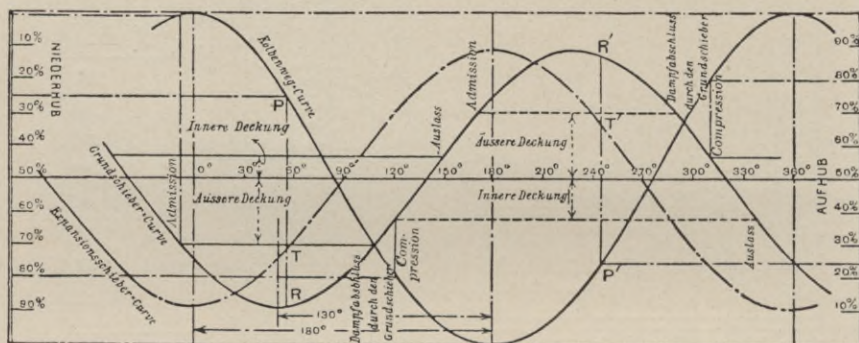


Fig. 254 b. Sinoidendiagramm für Expansionssteuerung.

relativen Schieberweg  $RT$ ; dies entspricht, wie aus Fig. 254 b ersichtlich, einer Füllung von 0,25; mit größerer Füllung wächst auch der Wert von  $RT$ . Die äußere Überdeckung des Grundschiebers ist für beide Schieberseiten gleich groß gewählt, die innere dagegen verschieden, um eine gleiche Kompression = 20% für beide Seiten zu erhalten. Die Exzentrizitäten beider Schieber sind im vorliegenden Falle gleich groß angenommen. (Vgl. Musil, Wärmekraftm., 1902, S. 322.)

Das Zeunersche Diagramm eignet sich besonders zur Beurteilung der Expansions- und Kulissensteuerungen. Da indessen für diese Zwecke auch das Reuleauxsche<sup>1)</sup> und das Sinoidendiagramm zu gebrauchen ist, und das Zeunersche in den meisten Maschinenbaulehrbüchern beschrieben ist, so wird auf dieses nicht weiter eingegangen. Eine genaue Untersuchung der Expansionssteuerung mittels des Zeunerschen Diagramms ist u. a. von Professor Bantlin<sup>2)</sup> angestellt worden.

1) Hütte 1908. II. Tl. S. 202.

2) Z. V. D. I. 1900 S. 868.



## 6. Der Kondensator.

## § 102. Einspritzkondensatoren.

Der Kondensator hat den Zweck, den Abdampf niederzuschlagen und dadurch Vakuum, eine Erhöhung der Leistung und Speisewasser zu erzeugen.

a) Geschichtliches. Bei den ersten Dampfmaschinen wurde das zur Kondensation erforderliche Kühlwasser direkt mit dem Dampfzylinder in Verbindung gebracht, und zwar wurde dieser von Savery (1698) von außen gekühlt, während Newcomen (1705) das Kühlwasser in den Zylinder spritzte; das hierdurch im Zylinder entstehende Vakuum, das so lange als der Schrecken der Natur angesehen wurde, war somit berufen, mit Hilfe des atmosphärischen Druckes die Leistung von Pferden zu ersetzen.

Während also bei diesen sogenannten atmosphärischen Maschinen der Dampfzylinder gleichzeitig Kondensationsraum war und durch die Berührung des frischen Dampfes mit den kalten Zylinderwandungen sehr große Dampfverluste entstanden, führte Watt 1765 eine völlige Trennung dieser beiden Räume herbei; er erkannte, daß der Raum, in welchem der Dampf wirken sollte, möglichst warm, der Kondensationsraum dagegen möglichst kalt sein mußte, und auf Grund dieser Erkenntnis konstruierte er den Einspritzkondensator (Fig. 255). Dieser bestand aus einem Raume  $w$ , der bei  $r$  den Abdampf aufnahm und rings herum von einem Kühlwassergefäße  $G$  umgeben war. Vom Hahn  $l$  aus konnte mittels Stange  $S$  und eines Handgriffes nach Belieben Wasser in den Kondensationsraum eingespritzt werden; das entstehende Gemisch von Dampf und Kühlwasser wurde durch Luftpumpe  $x$  mit den Saug- und Druckventilen  $v$  und  $y$  in die Zisterne gedrückt, von wo die Speisepumpe durch Rohr  $z$  das Wasser absog.

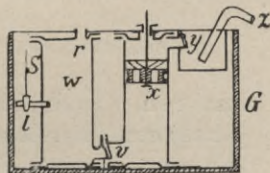


Fig. 255. Erster Kondensator von Watt.

Für Fluß- und Binnengewässerschiffe findet dieser Einspritzkondensator in etwas abgeänderter Form noch heute Verwendung; für Seeschiffe ist er bei Benutzung von Dampfspannungen über 3 kg/qcm nicht zu gebrauchen, da das zur Kühlung des Dampfes eingespritzte Seewasser nach dem Kessel befördert wird und dort bei Überschreitung der kritischen Temperatur von 144° Salz ausscheidet.

Die erste Idee des Oberflächenkondensators, bei dem Kühl- und Kondensationsraum völlig voneinander getrennt sind, stammte von Hornblower (1781); 1829 versuchte dann der schwedische Ingenieur Ericson diesen Kondensator einzuführen, doch erzielte er

damit keinen praktischen Erfolg. Ebenso wenig Erfolg hatten zunächst die von Hall 1834 gemachten Vorschläge. Symington versuchte 1835 den Abdampf durch Rohre zu leiten, die außerhalb des Dampfers der kühlenden Wirkung des Seewassers ausgesetzt waren, Humpry und Spenser verlegten gleichfalls die Kondensation in das Innere von Rohren, die sich in einem Kühlwassergehäuse befanden. Alle diese Versuche scheiterten an der schlechten Rohrdichtung, an der schwierigen und umständlichen Reinigung der durch Öl des Abdampfes verschmutzten Rohre, an der Unsicherheit des Betriebes, an den Nachteilen des ölhaltigen Kondensats für den Kessel sowie an dem

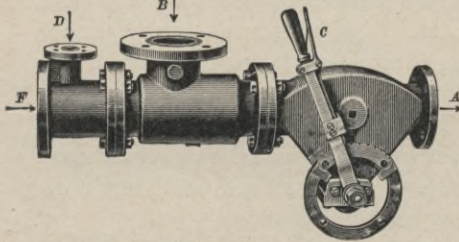


Fig. 256. Strahlkondensator von Körting.

komplizierten Bau des Kondensators. Ein wirklich dauernder Erfolg wurde erst 1857 von Humpry durch Verbesserung des Hallschen Kondensators erzielt, und seit dieser Zeit ist letzterer mit geringen Abänderungen beibehalten.

b) Wirkungsweise und Arten der Einspritzkondensatoren.

Nach ihrer Wirkungsweise teilt man die Einspritzkondensatoren in solche mit und solche ohne Luftpumpe ein. Die letzteren werden Strahlkondensatoren genannt und häufiger auf Flußdampfern (Dampfbaggern usw.) eingebaut.<sup>1)</sup> Die Fig. 256

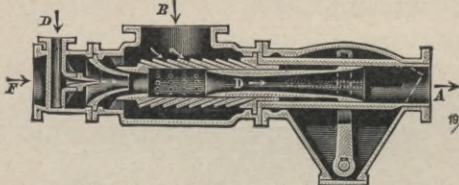


Fig. 257. Querschnitt zu Fig. 256.

u. 257 zeigen einen solchen von Körting-Hannover gebauten Kondensator. Bei *B* tritt der Abdampf, bei *F* das Kühlwasser ein, während das Mischwasser bei *A* den Kondensator verläßt; die lebendige Kraft des mit einer Geschwindigkeit von ca. 14 m/Sek.

eintretenden Einspritzwassers resp. die dem Abdampfe infolge seiner Geschwindigkeit innewohnende und im Moment des Verdichtens freiwerdende Energie reicht aus, um das Mischwasser mit einem gewissen Drucke nach der Speisepumpe zu fördern. Zum Anlassen des Kondensators befindet sich bei *D* eine Schiebedüse, durch welche Frischdampf tritt; die Bewegung der Düse geschieht bei größeren Ausführungen durch eine aus Spindel, Schnecke und Handgriff oder Hebel bestehende Übertragung; die Düse wird dabei nach *F* bewegt, dann das Frischdampfventil geöffnet und das angesogene

1) Vgl. Z. V. D. I. 1892 S. 1009 u. Körtings Mar.-Katal. 1906 S. 26.

Wasser durch den Apparat getrieben. Nun läßt man die Maschine an, schließt den Zufluß von Frischdampf ab und verschiebt  $D$  so weit nach rechts, bis ein genügendes Vakuum erreicht ist. Bei Belastungsänderungen wird entsprechend einem größeren Dampfverbrauch die Schiebedüse nach der Austritts-, bei vermindertem Dampfverbrauche nach der Eintrittsseite verschoben. — Weitere Armaturteile sind die zwischen Abdampfleitung und Kondensator eingeschalteten Rückschlagklappen, die neuerdings als doppelt aufgehängte ausbalancierte Klappen (Fig. 31 S. 33 in Körtings Katal.) ausgeführt werden, um ein ruhiges Arbeiten auch bei stoßweisem Hindurchgehen des Dampfes zu ermöglichen. — Dieser Kondensator eignet sich auch für schnellaufende Maschinen, da er ununterbrochen und ruhig arbeitet. Daher wird er vielfach bei leichten kleinen Maschinen und neuerdings zuweilen auch bei Dampfturbinen angewandt.

Ein sehr sinnreicher Strahlkondensator ist von Kolb, dem Erfinder der Elektraturbine, konstruiert und in der Z. V. D. I. 1908 S. 219 mit Abbildung veröffentlicht worden. — Es sei auch auf den Strahlkondensator, Bauart Westinghouse-Leblanc, hingewiesen.<sup>1)</sup> — Da diese Apparate indessen an Bord noch nicht eingebaut sind, wird auf sie nicht näher eingegangen.

Die Einspritzkondensatoren mit Luftpumpe zerfallen in solche nach dem Parallel- und solche nach dem Gegenstrom-Prinzip. Bei ersteren treten Dampf und Kühlwasser auf derselben Seite in den Kondensator ein, nämlich von oben, bei letzteren auf verschiedenen Seiten, nämlich meistens Dampf von unten und Kühlwasser von oben. (Vgl. Weiß, Kondensation 1901 S. 2.)

In beiden Fällen setzt sich das durch die Kondensation des Dampfes — der z. B. bei einem absoluten Druck von  $0,1 \text{ kg/qcm}$  einen 1500 mal größeren Raum einnimmt als das gleiche Wassergewicht — gebildete Vakuum respektive der absolute Druck  $p$  zusammen aus dem Luftdruck  $l$  und dem Dampfdruck  $d$  im Kondensator. Es kommt nun darauf an,  $p$  mit dem geringsten Kraftaufwand, d. h. mit möglichst kleiner Kühlwasser- und Luftpumpe, so klein wie möglich zu machen. Da nun aber unter gegebenen Verhältnissen  $d$  einen bestimmten Wert annimmt, der nicht unterschritten werden kann, so muß man  $l$  möglichst klein machen. Hierzu gibt es zwei Mittel: 1. die Luftzufuhr nach dem Kondensator zu beschränken; 2. die eingedrungene Luftmenge schnell herauszuschaffen. Das erstere wird erreicht durch Anwendung luftdichter Stopfbuchsen an den Kolben und Schiebern der Haupt- und Hilfsmaschinen, da sonst viel Luft durch die Abdampfföhre in den Kondensator gelangt. Desgleichen müssen die

1) Vgl. Z. V. D. I. 1907 S. 1097 und Prospekt der Fa. Balcke-Bochum.

Anschlußflanschen und Stutzen usw. am Kondensator selbst luftdicht sein. Die dritte Quelle des Luftzutrittes rührt von der bei Erwärmung des Kühlwassers ausscheidenden Luft her und kann bei der Einspritzkondensation nicht beschränkt werden. Es ist auch nicht möglich, absolut luftdichte Stopfbuchsen und Flanschen usw. herzustellen. — Daher bleibt zur Erzielung eines guten Vakuums nur die Anwendung des zweiten Mittels übrig, nämlich die günstigste kontinuierliche Herausschaffung der ständig wiederzuströmenden Luft. Hierzu gibt es zwei Wege, die Anwendung einer sogenannten nassen oder die Kombination einer nassen und einer trockenen Luftpumpe; im ersteren Falle werden Kondensat, Luft und Kühlwasser durch eine einzige Pumpe, im zweiten Falle Luft und unkondensierte Dämpfe durch die trockene und Kondens- und Kühlwasser durch die nasse Pumpe abgesogen. Der letztere Weg ist der wirkungsvollere, wenn man den Kondensator so anordnet, daß man die Luft an der kühlfsten Stelle, d. h. am Kühlwassereintritte absaugt; hier wird der absolute Dampfdruck den kleinsten und der absolute Luftdruck den größten Wert annehmen, da das Vakuum im ganzen Raume annähernd konstant ist. Eine solche Kondensatoranordnung ist am zweckmäßigsten durch das Gegenstromprinzip zu erreichen; die Rechnung ergibt für diesen Fall unter normalen Betriebsverhältnissen ein nur etwa halb so großes Luftpumpenvolumen als bei Anwendung des Parallelstromprinzips; entsprechend wird auch die Betriebsarbeit für die Luftpumpe bei Gegenstromkondensatoren kleiner sein. Schließlich braucht man in diesem Falle auch eine geringere Kühlwassermenge. Denn letzteres trifft bei seinem Austritte auf den heißen einströmenden Dampf und wird annähernd die Temperatur des letzteren erreichen, falls eine genügend große Luftpumpe vorhanden ist, welche die eingedrungene Luft von oben absaugt; es ist dabei nicht zu befürchten, daß diese Luft das Bestreben haben wird nach unten zu fallen, da der von hier aus aufsteigende Dampfdruck die Luft verdrängen wird, so daß theoretisch unten nur der Dampfdruck  $d = p$  und oben nur der gleich große Luftdruck herrscht. (Weiß, Kondensation 1901 S. 51.)

Bei Parallelstromkondensation mit nasser oder trockener Luftpumpe dagegen wird das von unten abzusaugende Dampf-Luft-Gemenge sowohl unter Luft- als Dampfdruck stehen, d. h. es wird  $p = l + d$ . Da in diesem Falle  $d < p$  ist, so muß die Temperatur des abfließenden Kondensats und demnach des Kühlwassers tiefer als im ersten Falle liegen, d. h. also Parallelstrom nutzt das Kühlwasser nicht so gut aus und bedingt eine größere und teurere Kühlwasseranlage.

Schließlich sei noch auf einen Parallelstrom-Einspritzkondensator hingewiesen, bei dem das durch eine trockene Luftpumpe angesaugte Gemisch von Luft und Dampf in einem Behälter durch

Einspritzen von Wasser nachgekühlt wird, wodurch das Vakuum verbessert wird; dieser nach Pat. Tosi ausgeführte Kondensator hat bei Dampfturbinen vielfach Verwendung gefunden.<sup>1)</sup>

c) Berechnung. Die Menge  $x$  des Kühlwassers pro kg Dampf ergibt sich aus den Temperaturen des Abdampfes  $t$ , des Kühlwassers  $t_0$  und der Mischwärme  $t_1$ . Die gesamte Wärmemenge vor der Mischung ist dann  $606,5 + 0,305 t + x t_0$  W.E. und nach der Mischung  $(1 + x) t_1$

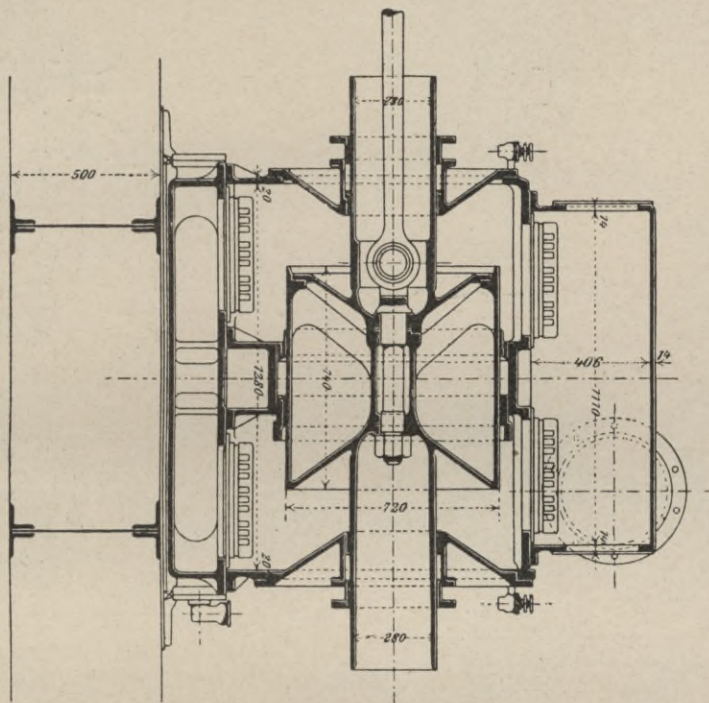


Fig. 258. Einspritzkondensator.

W.E., demnach  $x = \frac{606,5 + 0,305 t - t_1}{t_1 - t_0}$ . Meist ist  $t$  unbekannt; für die äußersten Werte von  $90^\circ$  und  $30^\circ$  wird die Gesamtwärme  $606,5 + 0,305 t$  von 1 kg Dampf = 634 resp. 616; für den Mittelwert von 625 W.E. erhält man  $x = \frac{625 - t_1}{t_1 - t_0}$  kg Kühlwasser. Für  $t_1 = 40^\circ$  und  $t_0 = 10^\circ$  wird  $x = 19,5$  kg. In Wirklichkeit wird ein Teil des aus dem N.D.Z. tretenden Dampfes infolge seiner großen Expansion schon feucht sein; sind in 1 kg Abdampf  $n$  kg (ca. 0,85—0,95 kg) trockener und also

1) Zeitsch. f. d. ges. Turbw. 1908 S. 82 u. Z. V. D. I. 1908 S. 802.

$(1 - n)$  kg feuchter Dampf vorhanden, so sind nur  $nx$  kg Kühlwasser notwendig.

Sei nun der gesamte Dampfverbrauch pro Stunde =  $D$  kg, so ist demnach die eingespritzte Wassermenge pro Sekunde =  $\frac{D \cdot x}{3600}$  kg; da ferner im Einspritzrohr eine Wassergeschwindigkeit von  $v = 8 - 10$  m herrschen soll, so ergibt sich der Querschnitt  $q$  des Einspritzrohres

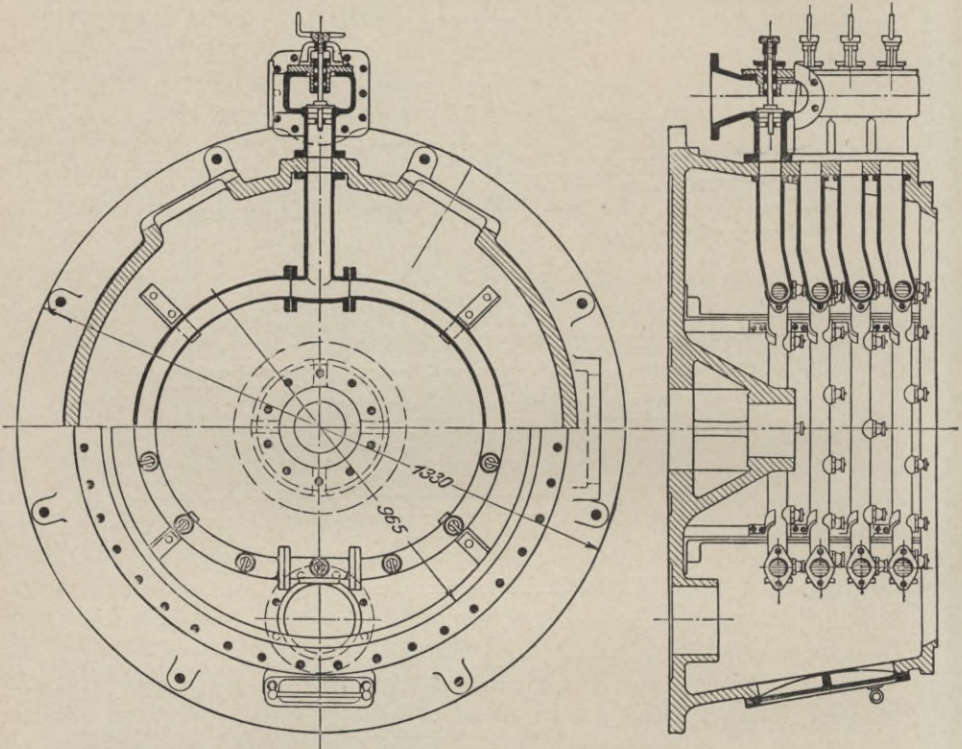


Fig. 259 a und 259 b. Neuerer amerikanischer Einspritzkondensator.

aus  $q \cdot v = \frac{Dx}{3600}$ ; wegen der beim Wasserausflusse stattfindenden Kontraktion macht man den Gesamtquerschnitt der Öffnungen =  $1,5 q$ .

d) Bauart. Der an Bord übliche Einspritzkondensator besteht aus dem Einspritz- oder Kondensationsraum, der zugleich Luftpumpensauger-raum ist, ferner dem Pumpen- und dem Ausgußraum. Das zugehörige Gehäuse besteht aus einem viereckigen Kasten, der durch Anker versteift ist und bei Hammermaschinen häufig zur Raumersparnis in die Maschinenständer verlegt wird. Sein Inhalt beträgt bei langsamlaufenden Maschinen ca.  $\frac{1}{3}$ , bei schnelllaufenden ca.  $\frac{1}{2}$  des N. D. Z.-Vol.; bei

zu großem Kondensator werden Gewicht, Kosten und die zur Erzielung eines guten Vakuums notwendige Zeit gesteigert; bei zu kleinem Kondensator besteht die Gefahr, daß Kondenswasser leicht nach dem N. D. Z. überfließen kann, wenn die Einspritzung nicht rechtzeitig abgeschlossen wird.

Im Einspritzraum befinden sich unterhalb des Dampftrittes 2 quer zur Dampfströmung gestellte durchlöchernte oder mit Schlitz versehen und am Ende geschlossene Rohre; das aus diesen heraus-spritzende und dann niederrieselnde Kühlwasser passiert zweimal den Dampf, mischt sich dabei mechanisch mit diesem und kühlt ihn durch die innige Berührung ab.

Der Einspritzschieber ist ein gewöhnlicher Flachschieber, bei größeren Ausführungen wegen Verminderung der Reibungsarbeit ein Gitterschieber, den man zur Regelung der Wassermenge leicht öffnen und schließen kann und zwar vom Maschinistenstande aus, um ihn gleich nach dem Stoppen absperrn zu können. An einer Skala ist der Öffnungsgrad der Einspritzung erkennbar.

Um eingedrungenes Wasser aus dem Schiffe zu befördern, hat man am Kondensator einen Einspritzschieber mit einer Rohrleitung nach der Bilge angebracht. Wird dieser Schieber und die nach dem Kondensator führende Dampfzuströmung geöffnet und der eigentliche Einspritzschieber geschlossen, so wird das Bilgewasser infolge des erzeugten Vakuums nach außenbords befördert. Das nach der Bilge führende Rohrende ist zur Abhaltung von Verunreinigungen mit einem Saugkorb zu versehen.

In Fig. 258 ist der auf Salondampfer „Kaiserin Augusta Viktoria“ von Gebr. Sachsenberg eingebaute Einspritzkondensator mit zugehöriger Luftpumpe dargestellt. Das aus Gußeisen hergestellte Gehäuse ist durch die aus Figur ersichtliche Trennungswand in den rechts befindlichen Einspritz- und den links anschließenden Luftpumpenraum geteilt. Die in den Kondensator hineinragende Einspritzleitung kann von Hand durch ein Kegelventil reguliert werden. Die Luftpumpen-sauge- und Druckräume nebst Auswurfrohr sind gleichfalls aus der Figur zu erkennen.

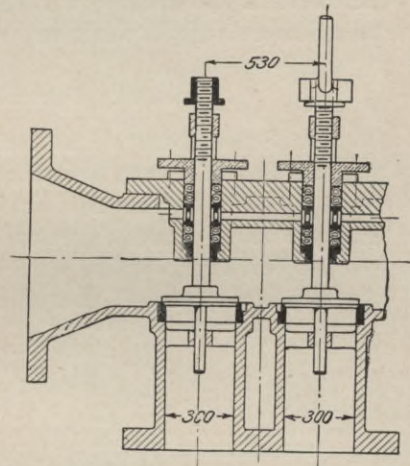


Fig. 259 c. Streukörper für einen Einspritzkondensator.

In Amerika werden neuerdings zur besseren Mischung und Regulierung der Einspritzwassermenge vier übereinanderliegende Ringleitungen (Fig. 259 a, b, c) angeordnet; diese sind an der Oberfläche mit vielen aus Fig. 259 b erkennbaren Streudüsen versehen, die das Einspritzwasser nach allen Richtungen hin fein verteilen. Bei kleiner Fahrt braucht man nur 1 oder 2, bei großer muß man alle 4 Streukörper (Fig. 259 c) öffnen, um dadurch 1, 2 oder alle 4 Ringleitungen mit Einspritzwasser zu speisen.<sup>1)</sup>

c) Vorzüge. Die Vorzüge der Einspritzkondensatoren bestehen in ihrer großen Einfachheit und Betriebssicherheit. Die Oberflächenkondensatoren sind infolge der vielen Kühlrohre und Abdichtungen und der damit zusammenhängenden häufigen Reparaturen viel komplizierter. Die Kühlwassermenge sowie das Gewicht und die Kosten für die Kühlwasseranlage werden bei Einspritzkondensatoren niedriger; außerdem gelangt bei ihnen nur verhältnismäßig wenig Öl in die Kessel.

### § 103. Oberflächenkondensatoren.

Bei Seeschiffen, welche hochgespannte Dämpfe benutzen, mußte man zu Oberflächenkondensatoren übergehen (s. S. 209). Ihre Hauptvorzüge sind: Gewinnung eines kesselsteinfreien Speisewassers und einer gewissen Wärmemenge aus dem Kondensat. (Z. V. D. I. 1896 S. 1315.)

a) Wirkungsweise und Arten. Bezüglich der Wirkungsweise unterscheidet man auch hier  $\alpha$ ) Gleich- (Fig. 260 a) und Gegenstrom

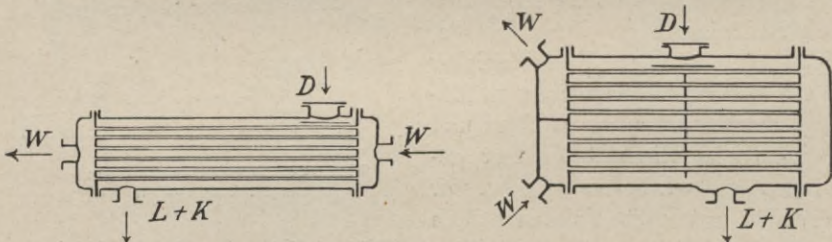


Fig. 260 a und 260 b. Wirkungsweise verschiedener Oberflächenkondensatoren.

(Fig. 260 b),  $\beta$ ) Kondensatoren mit nasser (Fig. 260 a, b u. c) und trockner (Fig. 260 d) Luftpumpe. Außerdem teilt man die Oberflächenkondensatoren ein in  $\gamma$ ) solche mit Innen- und mit Außenkondensation (Fig. 260 a-d), je nachdem der Dampf durch oder um die Rohre geführt wird, ferner in  $\delta$ ) Kondensatoren mit 1, 2 (Fig. 260 a, b) oder 3maligem Kühlwasserdurchtritt und in  $\epsilon$ ) solche ohne oder mit Zirkulation des Dampfes (Fig. 260 c). In den Figuren bedeutet  $D$  = Dampf,  $W$  = Kühlwasser,  $L$  = Luft,  $K$  = Kondensat.<sup>2)</sup>

1) Z. V. D. I. 1906 S. 1044.

2) Jahrb. d. Schiffb.-Gesellsch. 1904 S. 366.



$\alpha$ ) Bezüglich des Gleich- und Gegenstroms, sowie trockner und nasser Luftpumpe gilt das für Einspritzkondensatoren Gesagte.

$\beta$ ) Es ist aber zweckmäßig, hier die trockne Luftpumpe nicht oben, sondern unten wirken zu lassen, da man dann der natürlichen Strömungsrichtung, nämlich dem Aufsteigen des erwärmten Wassers nach oben und dem Ansammeln der dichtesten Luft unten, Folge geben kann.

Wenn man das Kondensat gleichfalls an der kältesten Stelle im Kondensator absaugt, so ist es nach Mueller (Z.V.D.I. 1903 S. 1714) gleichgültig, ob dann Kondensat und Luft getrennt oder vereint abgesogen werden; im letzteren Falle erhält man allerdings eine etwas höhere Speisewassertemperatur, was aber ziemlich belanglos ist, wenn das Kondensat noch durch einen Reiniger gehen muß.

$\gamma$ ) Die Innenkondensation ist jetzt wenig üblich, da die durch Salzablagerungen verschmutzten Rohre schwer herauszuziehen waren und die Zeit und Kosten des Auswechslens erhöhten; zudem ist der Kühlwasserdurchfluß infolge toter Ecken nicht so gleichmäßig, als wenn das Kühlwasser durch die Rohre geht; ferner ist die dem Dampfe ausgesetzte Metalloberfläche kleiner als bei der Außenkondensation; die dünnen Rohre widerstehen auch besser einem inneren als äußeren Drucke, und schließlich braucht die Innenkondensation ziemlich große Expansionskammern zwischen den Deckel- und Rohrwänden. Die Innenkondensation wurde früher bei vertikal aufgestellten Kondensatoren

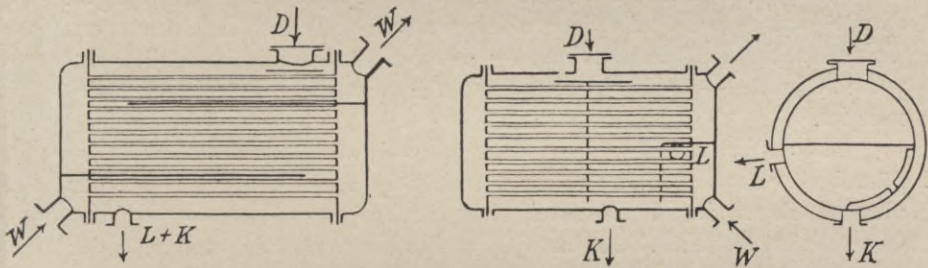


Fig. 260 c und 260 d. Wirkungsweise verschiedener Oberflächenkondensatoren.

angewandt, jetzt baut man fast ausschließlich horizontal aufgestellte Kondensatoren mit Außenkondensation.

$\delta$ ) Ein mehrmaliger Kühlwasserdurchtritt erfolgt zur besseren Ausnützung des Kühlwassers da, wo man wegen Platzmangels kurze Kondensatoren anordnen muß. Bei 2-maligem Durchtritt ist der Einbau einer Wand und bei 3-maligem Durchtritt der Einbau von 2 Wänden in den Kühlwasserräumen erforderlich. Neuerdings hat Weighton günstige Resultate mit 4-maligem Kühlwasserdurchtritt bei seinem von Willans & Robinson-Rugby, Engl. gebauten sog. Kontraflo-Kondensator erzielt (Engineer. 1906 S. 497 u. 532).

ε) Durch den Einbau besonderer Zirkulationsplatten sollte der Weg des Abdampfes verlängert und eine wirksamere Kondensation bewirkt werden (Kontraflo-System), was aber zweifelhaft ist. (S. 380.)

b) **Größe des erzielten Vakuums.** Die Größe des erzielten Vakuums hängt einerseits von der größeren oder kleineren ständigen Luftzufuhr, der Art ihrer Absaugung und der Größe der angewandten Luft- und Kühlwasserpumpen ab.

Unter normalen Verhältnissen wird man bei Einspritzkondensatoren ein geringeres Vakuum erzielen als bei Oberflächenkondensatoren, da die aus dem Einspritzwasser sich ausscheidende Luft einen großen Prozentsatz der gesamten in den Kondensator eindringenden Luft ausmacht. Bei den Einspritzkondensatoren erzielt man mit Luftpumpen infolge des besseren Absaugens der Luft ein besseres Vakuum als bei solchen ohne Luftpumpen.

Das beste Vakuum wird man bei Oberflächenkondensatoren mit Gegenstrom und trocknen Luftpumpen erhalten, da dann die Temperaturunterschiede im Kondensationsraum am größten sind, und infolgedessen an der kältesten Stelle sich verhältnismäßig sehr dichte Luft ansammelt.

Es ist aber im allgemeinen nicht zweckmäßig, das Vakuum im Kondensator zu hoch zu halten, weil sonst zuviel Kohlenwärme im Kessel zugesetzt werden muß, um das bei diesem Vakuum erzeugte kalte Kondensat auf die übliche Speisewasser-Temperatur zu bringen. Josse hat durch seine Versuche gezeigt, daß die Erhöhung des Vakuums bei Kolbenmaschinen — mit verhältnismäßig geringem Expansionsgrade — von einem gewissen Punkte ab nicht mehr rationell ist.<sup>1)</sup>

Theoretisch findet man das günstigste Vakuum und die günstigste Kondensattemperatur durch folgende Erwägung: Sei der absolute Druck im Kondensator einer Anlage von  $N_i$  P.S. =  $p$ ,  $F$  der Querschnitt des N. D. Z.,  $h$  der Hub,  $t$  die Kondensattemperatur,  $a$  der Dampfverbrauch pro J. P. S. und Stunde und  $n$  die Umdrehungszahl, so erzielt man pro Stunde eine um  $F \cdot h \cdot 2n \cdot 60 (1-p)$  mkg höhere Arbeitsleistung, als wenn  $p = 1$  wäre (Auspuß). Andererseits braucht man zur Erwärmung des Speisewassers von  $a \cdot N_i$  kg auf  $(100 - t)^0$ :

$$a N_i (100 - t) \cdot 424 \text{ mkg} = \frac{a \cdot F \cdot h \cdot 2n \cdot p_i}{60 \cdot 75} (100 - t) 424 \text{ mkg}.$$

Für die meisten Werte von  $p$  zwischen 0 und 1 wird der erstere Ausdruck größer als der zweite sein; man findet aber einen Wert für  $p$ , für den beide Ausdrücke gleich werden und zwar aus der Beziehung:

$$60 (1 - p) = 424 \frac{a p_i (100 - t)}{60 \cdot 75},$$

1) Vgl. Jahrb. d. Schiffb.-Ges. 1908, Josse, die Oberfl.-Kond.

$a p_i$  ist für moderne Dreifach-Expansionsmaschinen mit 14 kg Anfangsdruck etwa  $7 \cdot 2,8$  oder 20 demnach

$$1 - p = \frac{(100 - t) 424}{13500}.$$

Trägt man nach Fliegner's Tabelle  $t$  als Abszissen,  $p$  als Ordinaten auf und zieht die gerade Linie, welche durch die letzte Gleichung mit den Koordinaten  $p$  und  $t$  dargestellt wird, so ergibt der Schnittpunkt beider Kurven das gesuchte  $p$  und  $t$ .

Die Möglichkeit des zu erreichenden Vakuums hängt außer von der Temperatur  $t$  noch von der Temperatur und der Menge des zur Verfügung stehenden Kühlwassers sowie von dem sogenannten Wärmedurchgangs-Koeffizienten ab. Wenn das Kühlwasser mit verhältnismäßig hoher Temperatur eintritt und durch mehrmaligen Umlauf im Kondensator den letzteren mit noch viel höherer Temperatur verläßt, z. B.  $40^\circ$ , so wird das theoretisch zu erreichende Vakuum höchstens dieser Temperatur d. h. 0,92 entsprechen können. In Wirklichkeit wird es diesen Wert gar nicht erreichen, weil die Wärmeübertragung des Dampfes durch die Metallwandungen eine ca.  $5^\circ$  höhere Temperatur des Kondensats als die des Kühlwassers erforderlich macht. — Einen sehr hohen Wirkungsgrad der Kühlfläche erhält Weighton durch Reduktion des Kondensatorinhalts, durch vierfachen und sehr schnellen Kühlwasserdurchtritt und durch möglichst schnelle Entfernung des Kondenswassers. (Schiffb. 1906/07, S. 501.)

Der Wärmedurchgangs-Koeffizient, d. h. die pro qm Fläche und  $1^\circ$  Temperaturdifferenz stündlich übertragene Zahl von Kalorien hängt von den Widerständen ab, die bei der Wärmeübertragung auftreten; und zwar handelt es sich um den Widerstand zwischen Dampf und Wandung, ferner um den Widerstand beim Durchleiten von der einen auf die andere Seite der Wandung und den Widerstand beim Übergang von der Wandung an das Kühlwasser. Nach den Versuchen von Josse, Ser u. a. (Jahrb. d. Schiffb.-Gesellsch. 1908) hat die letztere Größe den bei weitem größten Einfluß, während der Widerstand beim Durchleiten durch die Wandung verschwindend klein ist, so daß es ziemlich gleichgültig ist, ob man es mit 1 oder 2 mm dicken Wandungen zu tun hat. Die Kühlwasserbewegung ist das Wichtigste; je schneller es fließt<sup>1)</sup> und je mehr Wirbelbildungen im Kühlwasser (durch eventl. Anordnung von Wirbelstreifen) entstehen, um so größer wird der Wärmedurchgangskoeffizient. Seine zahlenmäßige Bestimmung<sup>2)</sup> ist durch die zuvor erwähnten Versuche festgelegt, desgl. sind auch die bezügl. Koeffizienten für Luft bestimmt. Diese Versuche haben

1) Ca. 1,8—25 m/Sek. bei Schiffskondensatoren.

2) Bei einem von Josse konstruierten Kondensator für Turbinen ist er = 2700 (Z. V. D. I. 1909 S. 912) u. nach Bauer, Schiffsturbinen 1909 S. 156 liegt er bei Schiffskondensatoren zwischen 2200—3200.

weiterhin das Resultat ergeben, daß die Kondensationswirkung kaum von der Führung des Dampfes und von Zirkulationsplatten, wohl aber von der Geschwindigkeit der im Kondensator vorhandenen Luft abhängig ist. Die Menge der eingedrungenen Luft kann durch eine Gasuhr ermittelt werden. — Parsons verbessert das Vakuum bei Turbinen durch rasches Absaugen des Kondensats mittelst eines Ejektors (Josse, neuere Kraftm. 1907 S. 78), doch hat sein Apparat wegen der Komplikation und des hohen Dampfverbrauches keine große Verbreitung gefunden.

c) Kühlfläche und Berechnung. Man rechnet als Kühlfläche allgemein die äußere Oberfläche der Kühlrohre und legt bei der Berechnung von größeren Anlagen pro J.P.S. eine Kühlfläche von ca. 0,1 bis 0,15 qm zugrunde, wobei sich die kleinen Werte auf leichte Kreuzer, die größeren auf Handelsschiffe (die in den Tropen verkehren) beziehen. Bei Torpedobooten geht dieser Wert bis auf 0,075 qm hinunter und bei Verwendung von Zweifach-Expansions-Maschinen auf 0,17 qm herauf. Sei nun der äußere  $\phi$  der Kühlrohre =  $d$  m, ihre Länge =  $l$  m, ihre Anzahl =  $n$ , so ergibt sich für eine Anlage von  $N_i$  P.S.:  $\pi \cdot d \cdot l \cdot n = 0,1$  bis  $0,15 N_i$ .

Für  $d = 17,5$ ,  $l = 3$  m,  $N_i = 5000$  erhält man daraus  $n = \frac{0,1 \cdot 5000}{\pi \cdot 0,0175 \cdot 3} = \text{ca. } 3000$ . Diese Rohre werden zickzackförmig angeordnet unter Zugrundelegung einer Rohrteilung von ca. 28 mm und zwar innerhalb einer Kreisfläche, bei der oben und unten, entsprechend der Dampfein- und der Kondenswasser-Ausströmung, ein freier Platz bleibt. Auf diese Weise findet man den Kondensator  $\phi^1$ ).

#### § 104. Bauart der Oberflächenkondensatoren.

Die Hauptteile eines Oberflächenkondensators sind: a) das Gehäuse, b) die Deckel, c) die Rohr- und Stützwände, d) die Rohre, e) die Rohrdichtung, f) die Armaturnteile.

a) Das Gehäuse<sup>2)</sup> ist bei Kriegsschiffen getrennt von der Hauptmaschine, bei Handelsschiffen noch häufig trotz geringerer Betriebssicherheit zur Raumersparung in den Maschinenständen untergebracht. Die Form ist bei Kriegsschiffen meistens rund, um möglichst geringe Gewichte und Kosten zu erzielen, zuweilen oval, um eine möglichst gute Platzausnützung und Dampfverteilung zu erhalten; bei Handelsschiffen gewöhnlich prismatisch, zuweilen oben und unten mit Dreieckspitzen.<sup>3)</sup> Als Material wendet man bei Kriegsschiffen Cu, Messingplatten oder Bronzezug, bei Handelsschiffen verzinktes Eisenblech oder Gußeisen an.

1) Bauer 1908, S. 303 und Bauer, Dampfturb. 1909 S. 154.

2) Z.V. D. I. 1900 S. 1505 (Skizzen für den Kondensator des Schnelldampfers „Deutschland“) und 1903 S. 1138 (Skizzen v. „Kaiser Wilhelm II.“).

3) Nauticus 1909 S. 447.

Die Wandstärke wird bei Verwendung von Cu- oder Messingplatten  $= \frac{d}{350} + 1$  mm, bei Verwendung von Gußeisen  $= \frac{d}{180} + 10$  mm gemacht, wo  $d$  den  $\phi$  des Kondensators angibt.

Im oberen und unteren Teile des Kondensatorgehäuses sind die Stützen für die Armaturteile des Kondensationsraumes angebracht.

b) Die Deckel enthalten die Armaturen des Kühlraumes; ihre Befestigung mit Gehäuse und Rohrwand erfolgt nach Fig. 261. Die Dichtung dieser Verbindung wird vor Einbau der Rohre mit 1—1,5 kg Wasserdruck geprüft.

c) Die Rohrwände dienen zur Trennung des Kühl- und Kondensationsraumes und zur Aufnahme der Rohrdichtungen. Als Material brauchte man früher gegossene Eisen- oder Bronzeplatten, jetzt infolge besserer Haltbarkeit gewalzte Platten aus Messing oder Weißmetall (60% Kupfer und 40% Zink) von großer Wandstärke (20—26 mm), da sonst keine genügende Versteifung und Rohrdichtung erzielt werden kann. Wenn die Rohre etwa 100 mal länger als ihr  $\phi$  gemacht werden, so ordnet man noch Rohrstützplatten an, um einem Durchbiegen der Rohre vorzubeugen. Zur gegenseitigen Versteifung sehr großer Rohrwände wurden massive Stützanker aus Messing mit Verschraubungen angewandt.

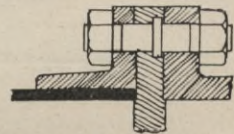


Fig. 261. Deckel- und Rohrwandbefestigung.

d) Die zur Aufnahme des Kühlwassers dienenden Kondensator-Rohre müssen aus gut wärmeleitenden Metallen hergestellt sein, um eine schnelle Kondensation herbeizuführen; andererseits müssen sie fest genug sein, um dem innern Wasserdrucke und den plötzlichen Temperaturänderungen genügenden Widerstand zu bieten. Ursprünglich wurden Rohre aus Kupfer gewählt, da dieses eine gute Leitungsfähigkeit besitzt und sehr dünn ausgezogen werden kann. Aber das vom Abdampfe herrührende Öl löste etwas von diesem Material auf, und es bildeten sich lösliche Metallsalze, die im Kessel Anfrassungen erzeugten. Die zur Vermeidung dieses Übelstandes eingeführte Verzinnung der Rohre schützte nur auf kurze Dauer und war recht teuer. Ferner kamen durch die kupfernen Rohre in Verbindung mit dem eisernen Gehäuse und Seewasser galvanische Anfrassungen vor, und in dieser Beziehung wurden zahlreiche Klagen namentlich in der niederländischen Marine<sup>1)</sup> laut; es waren hier Rohre aus elektrolytisch hergestelltem Kupfer verwendet, und dieses ist gegen derartige Anfrassungen besonders empfindlich. Messing ist dafür unempfindlicher, zudem billiger, und daher wurden seit 1860 in der Deutschen Marine

1) Mar. Rundsch. 1900 S. 1135.

Messingrohre eingeführt. Solche Rohre sind sogar unverzinkt jahrelang in Gebrauch gewesen und unversehrt geblieben; manchmal zeigten sie aber schon nach einigen Monaten starke Anfressungen. Man vermutete, daß das Kühlwasser oder der Abdampf Eisenspäne mitführt, die infolge galvanischer Aktion eine Trennung des Kupfers von Zink in den Messingrohren veranlassen. Andere schreiben die Anfressungen, die meistens von innen (Wasserseite) nach außen erfolgen, der Einwirkung des an Bord verwendeten Gleichstromes oder den im Kondensator auftretenden vagabondierenden Strömen zu. In der Handelsmarine sind die Anfressungen verschiedentlich dadurch beseitigt, daß die Rohrböden, Kühlwasserzu- und Abflußleitung und Luftpumpensaugeleitung durch starke Kabel gut leitend miteinander verbunden wurden<sup>1)</sup>. — In der Kriegsmarine hat man die Korrosionen dadurch eingeschränkt, daß der Komposition der Rohre (68—70 % Kupfer, 29 bis 31 % Zink) noch 1—1,5 % Zinn zugesetzt wurde. Zur größeren

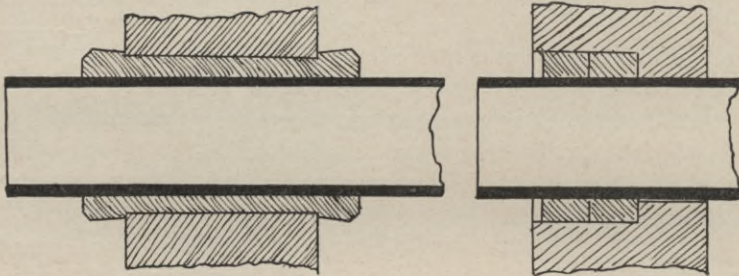


Fig. 262 a und 262 b. Kondensatorbefestigungen.

Sicherheit und zur Feststellung von Fehlstellen wird noch eine Verzinnung mit 10—30 % Bleizusatz vorgenommen. In der englischen Marine unterbleibt die Verzinnung bei Bronzekondensatoren.

Die Herstellung der Rohre geschah früher durch Löten, jetzt durch nahtloses Ziehen; ihre Prüfung geschieht meist hydraulisch, zuweilen auch durch Dampf, um leichter eventl. Schlacken- oder Ziehfehler zu erkennen.

Der äußere Rohr  $\varnothing$  beträgt bei kleinen Ausführungen 13—16 mm, bei großen 18—25 mm, in England werden jetzt alle Seeschiffe mit 16 mm Rohren ausgerüstet, um an Raum und Gewicht zu sparen; denn je kleiner der  $\varnothing$  ist, um so größer fällt die Kühlfläche aus, die in einem bestimmten Raume untergebracht werden kann; in der deutschen Kriegsmarine beträgt der  $\varnothing$  jetzt 17,5 mm; die Wandstärke 1 mm, in England meist 1,2 mm.

Die Länge der Rohre beträgt bis 2,5 m; bei Kondensatoren, die in den Ständern untergebracht sind, bis 6 m. Für das eventuelle

1) A. E. G. Zeit. 1909, Nr. 3, S. 6.

Auswechseln der Rohre wird es zuweilen erforderlich, daß das Kesselschott mit einem abnehmbaren Deckel versehen wird.

Eine besondere Art von Kondensatorrohren wird von der Wheeler Condenser & Engineering Co.-London<sup>1)</sup> fabriziert. Dieselben bestehen wie beim Dürr-Kessel aus Einsteck- und den eigentlichen Kondensatorrohren. Die letztern sind an einem Ende durch Kapselmuttern verschlossen, am andern in die Kondensatorrohrwand eingeschraubt; die Einsteckrohre sind mit einem Ende in der Zwischenrohrwand eingeschraubt, am andern Ende dagegen offen. Das Kühlwasser strömt nun erst durch die Einsteckrohre und dann durch die eigentlichen Kondensatorrohre. — Erwähnt sei noch die Rohrform der Quiggins Kondensatoren (Vertriebsges. in Hamburg-Karlsburg). Jedes Rohr ist an den Enden rund, erhält aber auf seiner ganzen Länge an der oberen Seite eine halbmondförmige Vertiefung, die sich allmählich nach einem Ende zu — nach dem hin das Rohr geneigt ist — weiter

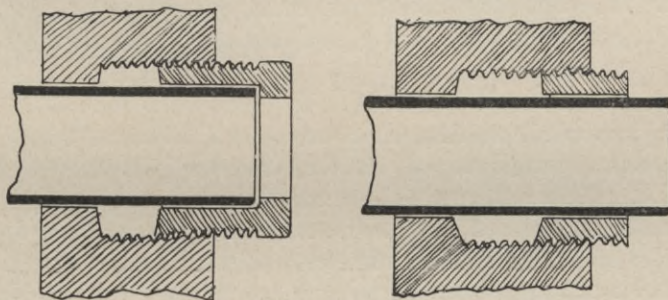


Fig. 263 a und 263 b. Kondensatorbefestigungen.

vertieft, so daß das Kühlwasser beim Rohreintritte den größten, beim Austritte den kleinsten Querschnitt durchstreicht. Es soll hierdurch vermieden werden, daß der auf den gewöhnlichen Rohren kondensierende Dampf als Wasser auf die darunter liegenden Rohre träufelt und dadurch die Kondenswassertemperatur herabdrückt. Außer in der englischen Kriegs- und Handelsmarine wird diese Konstruktion auch auf der Reiherstieg-Schiffswerft in Hamburg ausgeführt. — Josse schreibt der herabtropfenden Kondensatwirkung keine Bedeutung zu.

e) Als Rohrdichtung (Fig. 262a) wird in der englischen Handelsmarine bei nicht zu langen Rohren noch vielfach eine aus trockenem Lindenholz bestehende Büchse von ca. 3 mm Wandstärke angewandt; um diese leicht in die Rohrwand hineinzutreiben, wird sie unter Anwendung einer Flüssigkeit und Presse zusammengedrückt. Nach dem Einsetzen erfolgt durch Aufsaugen von Feuchtigkeit ein Ausdehnen der Büchsen, wodurch in den Rohrlöchern und an den

1) Z. V. D. I. 1901 S. 1455 mit Skizzen des Kondensators.

Rohren eine gute Abdichtung erfolgt. — Eine zwar teure aber in der Handelsmarine noch vorkommende Dichtungsmethode, welche ein sehr leichtes und schnelles Herausziehen der Rohre gestattet, besteht aus 2 Gummilagen (Fig. 262b), die an jedem Rohrende in Versenkungen angeordnet sind, so daß der Druck des Kühlwassers die Gummipackung dicht gegen Rohr und Vertiefung preßt.

Beide Methoden werden allmählich durch die Bronzeverschraubung mit Baumwollschnur als Packung (Fig. 263a und b) verdrängt. Am äußern Ende sind die Muttern mit einem Einschnitt zum Anziehen sowie mit einem innern Vorsprunge versehen, um ein Herausfliegen der Rohre zu vermeiden. Die Einführung von Spezialmaschinen für solche Muttern hat die Herstellungskosten sehr herabgedrückt; ein weiterer Vorzug dieser Dichtung besteht darin, daß sie auch bei Nichtbenutzung des Kondensators dicht bleibt und von der Hitze nicht angegriffen wird. — Bei Anwendung der Dichtung Fig. 263b werden die Rohre an einem Ende meist mit einem Wulst versehen, um einem etwaigen Herausfliegen bei Schifferschütterungen vorzubeugen.

### § 105. Armaturteile des Kondensators.

Die Armaturteile zerfallen a) in solche des Kühlwasser- und b) solche des Kondensationsraumes. a) Zu den ersteren gehören: 1. die am Deckel befindlichen Mannlöcher zur Revision und für ein event. Auswechseln der Rohre, 2. ein Thermometer zur Feststellung der Temperatur des austretenden Kühlwassers, 3. Zinkschutzplatten (meist  $300 \times 150 \times 25$  mm) zur Vermeidung galvanischer Aufressungen der innern Kondensatorteile; auf 400 qm Kühlfläche wird ca. 1 qm Oberfläche Zinkschutzplatten gewählt.

b) Die Armaturteile des Kondensationsraumes sind:

1. Das Vakuummeter dient zur Angabe des abs. Druckes und ist von gleicher Bauart wie die Federmanometer. (S. 154.)

2. Der Zusatzhahn soll die durch Undichtigkeit usw. entstandenen Verluste an Kondenswasser durch Zusatz von See- oder Frischwasser decken; der Hahn steht durch ein Rohr — von ca.  $\frac{1}{3}$  Rohr  $\varnothing$  des Hauptspeiserohres — mit dem Kühlraume des Kondensators bzw. mit dem Speisewassertank in Verbindung, so daß beim Öffnen des Hahnes infolge des vorhandenen Vakuums Wasser aus diesen Räumen angesaugt werden kann.

3. Der Sodahahn soll eine in einem Gefäße befindliche Sodalösung einspritzen behufs Auflösung des mit dem Abdampfe mitgeführten Fettes; dieser Hahn wird zweckmäßig dicht am Eintritt des Abdampfes angebracht.

4. Der Entwässerungshahn dient zum Ablassen des Kondenswassers beim Außerbetriebsetzen des Kondensators.



5. Einspritzschieber in Form eines Gitterschiebers zum Einspritzen von Seewasser in den Kondensationsraum, um den Oberflächenkondensator bei ev. Betriebsstörungen auch als Einspritzkondensator gebrauchen zu können; neuerdings wird dieser Schieber und gleichzeitig die schweren Luftpumpenausfußventile bei 2 oder 3 Schraubenschiffen fortgelassen, da nicht alle Kondensatoren gleichzeitig versagen werden.

## Die Pumpen.

**Einteilung.** Die an Bord vorhandenen Pumpen für maschinelle Zwecke zerfallen nach ihrer Wirkungsweise in Kolben-, Zentrifugal- oder Kreisel- und Dampfstrahlpumpen, nach ihrer Funktion in Luftzirkulations-, Speisepumpen und Pumpen für verschiedene Zwecke (Lenz-, Kühl-, Hafendienst-, Öl-Pumpen usw.).

Die Leistung einer Pumpe ist das Produkt aus der Fördermenge in  $\text{kg} \times \text{Förderhöhe in m}$  pro Sekunde. Die Förderhöhe setzt sich aus Saug- und Druckhöhe zusammen. Da der Luftdruck einer Wassersäule von 10 m entspricht, ferner ein abs. Vakuum bei keiner Pumpe zu erzielen ist, und die Reibung der Flüssigkeit an der innern Rohrwand Kraft verbraucht, so wird die Saughöhe stets unter 10 m bleiben; die Druckhöhe kann bei entsprechendem starken Pumpenantrieb sowohl für Kolben- als für Kreiselpumpen mit mehreren Stufen 100 m und mehr erreichen.

### § 106. Die Luftpumpe.

**Zweck, Wirkungsweise und Größe.** Die Luftpumpe<sup>1)</sup> hat den Zweck, das Kondenswasser, die Luft und die unkondensierten Dämpfe, bei Einspritzkondensatoren auch das Kühlwasser aus dem Kondensator zu saugen und nach der Zisterne, dem Warmwasserkasten oder nach außenbords zu fördern.

Sie wird entweder als horizontale, doppeltwirkende Pumpe, d. h. mit 2maliger Entleerung des Pumpeninhaltes während eines Kolbenspieles<sup>2)</sup> oder bei Oberflächenkondensatoren meistens als vertikale und einfachwirkende Pumpe ausgeführt. Die Luftpumpe muß tiefer liegen als der Kondensator, da bei ihr nicht wie bei andern Pumpen der volle Luftdruck auf dem anzusaugenden Wasser lastet. Der Querschnitt der Saugventile muß mit Rücksicht auf die fortzuschaffende dünne Luft und die unkondensierten Dämpfe reichlich bemessen sein; andererseits dürfen die Ventile auch keinen zu großen Querschnitt erhalten, da sonst die Wassergeschwindigkeit zu gering wird und die lebendige Kraft dann nicht ausreicht, um die Ventile zu öffnen.

1) Vgl. M. Hirsch, Die Luftp., Projekt, Berechnung u. Unters. 1905.

2) Vgl. Fig. 258 auf S. 373.

Die Größe der Luftpumpe hängt vom stündlichen Dampfverbrauch, von der mehr oder weniger vollständigen Kondensation des Dampfes und von der in den Kondensator eingedrungenen Luftmenge ab. Da alle Faktoren schwer zu bestimmen sind, so ist es üblich, das Luftpumpenvolumen erfahrungsgemäß  $\frac{1}{16}$ — $\frac{1}{25}$  vom N. D. Z.-Volumen zu machen; bei guter Kondensation und dichten Stopfbüchsen usw. wird meistens ein Pumpeninhalt von  $\frac{1}{18}$  N. D. Z. ausreichen. Seaton berechnet das Volumen einer doppeltwirkenden Luftpumpe bei Einspritz-Kondensatoren unter der Annahme, daß Seewasser eine Luftmenge von  $\frac{1}{20}$  seines Volumens enthält, und daß diese Luft bei einem Vakuum von ca. 0,85 einen 7 mal größeren Raum als sonst einnimmt; werden nun ca. 25 kg Seewasser pro 1 kg Dampf gebraucht, so ist nach Seaton das Luftpumpenvolumen  $= \frac{35q}{0,35n}$ , wo  $q$  das Volumen des pro Minute kondensierten Dampfes,  $n$  die Hubzahl und 0,35 den Wirkungsgrad bedeutet; bei  $n = 50$  wird danach das Luftpumpenvolumen  $= 2q$ ; bei alten Radschiffen machte man Durchmesser und Hub der Pumpe halb so groß als für den N. D. Z. d. h. Luftpumpenvolumen  $= \frac{1}{8}$  N. D. Z.-Vol.

**Bauart.** Die Hauptteile einer Luftpumpe sind: a) das Gehäuse mit Deckel, b) der Pumpenkolben, c) die Saug- und Pumpenventile, d) das Antriebsgestänge, e) die Armaturreile (Schnuffelventil, Mannloch, Sicherheitsventil, Windkessel).

a) Das Gehäuse ist in der Kriegsmarine stets aus Bronze, in der Handelsmarine meistens aus Gußeisen hergestellt; der eigentliche Pumpenzylinder ist aber auch im letzteren Falle meistens aus Bronze gefertigt, und zwar entweder als besonderer Arbeitszylinder in das Gehäuse eingesetzt oder bei sehr großen Ausführungen mit den gußeisernen Saug- und Druckkästen verschraubt. (Bauer 1908 S. 315.)

An den Endstellungen des Kolbens ist der Pumpen-Zylinder zur Vermeidung einer Gratbildung etwas weiter gebohrt. Oben und unten befinden sich Ansätze zur Aufnahme der Ventilplatten. Der Deckel besteht in der Kriegsmarine gleichfalls aus Bronze, in der Handelsmarine meist aus Gußeisen und enthält zur Erzielung einer guten Abdichtung eine möglichst lange ( $1\frac{1}{2}$ —2 mal so lang wie der Kolbenstangen- $\phi$ ) Kolbenstangen-Stopfbuchse.

b) Der Pumpenkolben wird bei doppeltwirkenden Pumpen meistens als Scheibenkolben, bei einfachwirkenden als Ventilkolben aus Bronze ausgeführt. Die Dichtung geschieht durch Wasserrillen, Hanfpackung oder bei der Kriegsmarine durch aufgeschnittene Bronzeringe eventl. mit Weißmetalleinlage nach Art des Ramsbottomkolbens.

Bei Verwendung einer Hanfpackung macht man die Höhe des Packungsraumes ca.  $0,1D + 35$  mm, wo  $D$  der  $\phi$  der Luftpumpe ist. Zur Versteifung des Kolbenkörpers werden radiale Rippen angewandt.

c) Als Ventile für die Sauge- und Druckstellen verwendet man Gummiklappen oder Metallventile (Kinghorn, Beldam, Roters).

Die Gummiklappen (Fig. 264a) müssen den Mineralölen gut widerstehen können, um dauernd ein vollkommenes Schließen herbeizuführen; sie ruhen auf den durchbrochenen Ventilsitzen; jede Klappe ist mit einer Spindel und einem sog. Klappenfänger zur Begrenzung des Ventilhubes versehen.

An Stelle von gewöhnlichem Gummi wird auch vielfach Hartgummi, eine harte, schwarze, aus Gummi hergestellte Substanz von

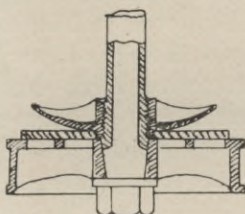


Fig. 264 a.

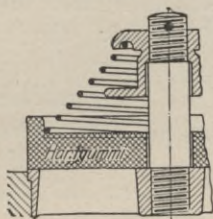
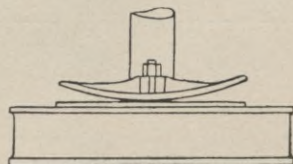
Fig. 264 b.  
Luftpumpenklappen.

Fig. 264 c.

70% Zinkoxyd, 28,25% reinem Gummi und 1,75% Schwefel (Z. V. D. I. 1905 S. 1936) verwendet, die ölbeständig, sehr fest und trotzdem recht leicht ist. Neuerdings werden auch aus Papier und einer Imprägniermasse bestehende sog. Exzelsiorventile (Fritsch-Hamburg, Deichstr. 44) an-

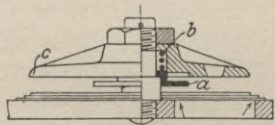
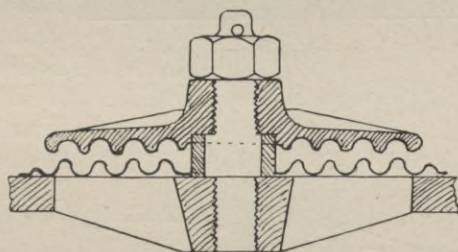


Fig. 264 d.

Fig. 264 e.  
Luftpumpenklappen.

gewendet. — Zur Hubbegrenzung und besseren Abdichtung wird vielfach eine flache bronzenne Scheibe angeordnet, die eine kegelförmige Feder trägt. (Fig. 264b.)

Die aus Messing-, Phosphor- oder Manganbronze hergestellten Metallventile widerstehen den Einwirkungen des Öles besser als Gummi. Die hierher gehörigen Kinghorn-Ventile (Fig. 264c) bestehen aus mehreren losen übereinanderliegenden ca. 1—1,5 mm dicken Metallscheiben, von denen die beiden unteren größer und mit versetzten Löchern von ca. 4 mm  $\varnothing$  versehen sind; diese Löcher ergeben eine Gewichtserleichterung und eine größere Durchtrittsöffnung und

vermindern beim Abschluß die Ventilstöße, da das zwischen den Platten eingedrungene Wasser sanft herausgepreßt wird.

Diese Ventile sind sehr leicht und dichten gut ab, arbeiten geräuschlos und geben infolge ihrer Einfachheit und geringen Abnutzung kaum zu Störungen Veranlassung.

Häufig werden bei diesen Ventilen 2 durch eine Feder *b* getrennte Klappenfänger *a* u. *c* (Fig. 264d) angeordnet; für den gewöhnlichen Betrieb dient der Fänger *a*; wenn sich aber nach längerem Stillstand der Maschine viel Kondenswasser angesammelt hat, wird durch den vermehrten Wasserdruck *b* zusammengepreßt, und *a* legt sich gegen *c*, so daß dann *c* als Klappenfänger dient.

Das Ventil von Beldam (Fig. 264e) besteht aus einer 2 mm starken gewellten Messingplatte mit entsprechend geformtem Ventilfänger. Es ist infolge seiner Elastizität und Widerstandsfähigkeit namentlich für Pumpen mit hohem Drucke geeignet. Bei diesen Ventilen ist große Sorgfalt auf die Herstellung und das Aufsetzen der Fänger zu verwenden, weil sie sonst leicht brechen können.

Eine neuere Konstruktion einer Luftpumpenklappe von Roters für die Blake-Pumpe wird durch die Fig. 265<sup>1)</sup> dargestellt. Das Wesentliche besteht darin, daß für den Luftdurchgang eine einfache leichte Klappe vorhanden ist, während für den Wasserdurchgang ein federbelasteter Klappenfänger vorgesehen ist.

Man erhält so für den Wasserdurchgang einen recht großen Querschnitt, beim Ventilschluß tritt keine Druckerhöhung ein, und infolge des durch dieses Ventil erzielten guten Vakuums ist es besonders für Dampfturbinenanlagen geeignet.

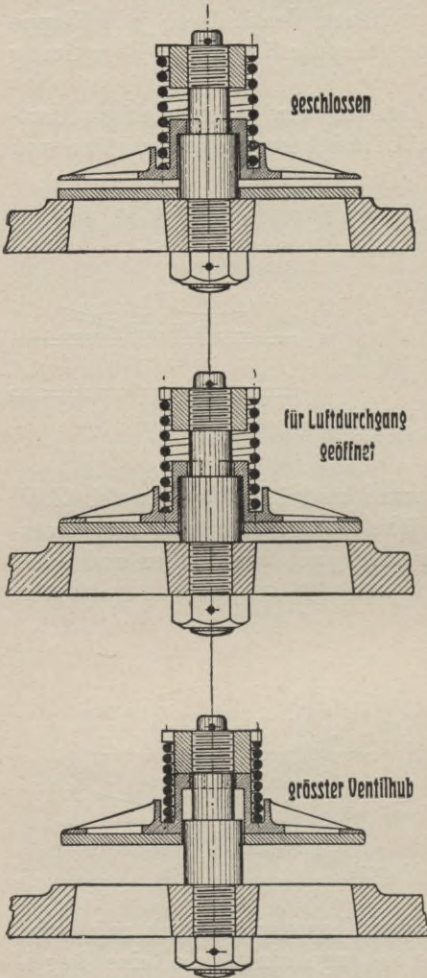


Fig. 265. Luftpumpenklappe von Roters.

1) Z. V. D. I. 1905 S. 2105.

Allgemeine Anforderungen an Pumpenventile. Die sämtlichen Pumpenventile sind so anzuordnen, daß sie leicht zugänglich sind; die Sauge- oder Fußventile sollen sich bereits beim geringsten Drucke öffnen und völlig wasserdicht sein; die Druck- oder Kopfventile sollen stets im höchsten Teile des Pumpengehäuses untergebracht sein; an der oberen Seite ist ein kleiner Rand vorzusehen, damit die Ventile stets vom Wasser bedeckt sind, und keine Luft zur Pumpe zurücktreten kann. Der zwischen den Kopfventilen und der obersten Kolbenlage verbleibende schädliche Raum darf, um ein gutes Vakuum zu erhalten, höchstens  $\frac{1}{15}$  des Pumpeninhalts betragen.

Der Hub der Ventile soll, um das Schlagen einzuschränken, möglichst klein ausfallen, und zwar um so kleiner, je größer die Hubzahl des Kolbens ist. Nach Kinghorn soll bei einem  $\varnothing$  der Ventilplatte von 100, 300 u. 600 mm der Hub für Plattenventile 10, 22 u. 34 mm<sup>1)</sup> betragen.

Spindeln, Fänger und Sitze sind zur Vermeidung von Anrosten aus Bronze herzustellen. Der einzelne freie Querschnitt der Ventilgrätting soll höchstens  $30 \times 30$  mm betragen; der gesamte freie Querschnitt der Ventile ist bei den Oberflächenkondensatoren 30% geringer zu machen als bei den Einspritzkondensatoren.

Das Verhalten und die Berechnung von Pumpenventilen ist neuerdings mit eingehender Literaturangabe von Dr. Siglerschmidt<sup>2)</sup> veröffentlicht; es sei auch auf das Werk von H. Müller jun. „Das Pumpenventil“ 1900 verwiesen.

d) Der Antrieb erfolgt gewöhnlich durch einen Balancier von einem Kreuzkopfe der Hauptmaschine aus; um einen genügenden Hub zu erzielen, muß man aus Platzrücksichten meistens einen Trunk anwenden; der letztere wird mit dem eigentlichen Kolben dadurch verbunden, daß man von oben die mit Gelenk versehene Antriebsstange in den Trunk einsetzt und am unteren Ende des Kolbens mittels Überwurfmutter verschraubt. (Vgl. Bauer, Schiffbau 1908 S. 318.) — Um bei dieser Antriebsart den Kondensator auch bei stillstehender Hauptmaschine für die Hilfsmaschinen in Betrieb zu halten, ist es erforderlich, eine Hilfspumpe oder sog. Hafendienstpumpe als Dampfpumpe einzubauen. Diese saugt gleichfalls aus dem Kondensator und drückt nach dem Warmwasserkasten; sie ist überflüssig, wenn die Hauptluftpumpen von den Hauptmaschinen getrennt und durch besondere Dampfmaschinen angetrieben werden.

e) Die Armaturteile einer Luftpumpe sind  $\alpha$ ) der Windkessel,  $\beta$ ) das Schnüffelventil,  $\gamma$ ) das Sicherheitsventil,  $\delta$ ) die Mannlöcher.

1) Z. V. D. I. 1905 S. 1937.

2) Z. V. D. I. 1908 S. 780.

$\alpha$ ) Der Windkessel<sup>1)</sup> bezweckt eine Verringerung der in der Druckleitung der Pumpe beim Hubwechsel auftretenden Stöße, deren Größe von der Menge und der Geschwindigkeit der in Bewegung befindlichen Wassermenge abhängig ist.

$\beta$ ) Einen ähnlichen Zweck wie der Windkessel hat das zwischen den Sauge- und Druckventilen eingeschaltete Schnüffelventil,

das zwischen diesen Ventilen zur Bildung eines Luftpolsters etwas Luft zuführen soll.

$\gamma$ ) Damit bei plötzlich vergrößertem Wasserzufflusse, z. B. nach dem Stillstande der Hauptmaschine, keine Wasserschläge in der Rohrleitung auftreten, ist zwischen dem Druck- und Saugraum der Luftpumpe ein federbelastetes Überdruckventil eingeschaltet, das überschüssiges Wasser unter Druck in die Saugrohrleitung zurückführt.

$\delta$ ) Die Mannlöcher sind so anzubringen, daß die Fußventile zugänglich sind. Die Kopfventile

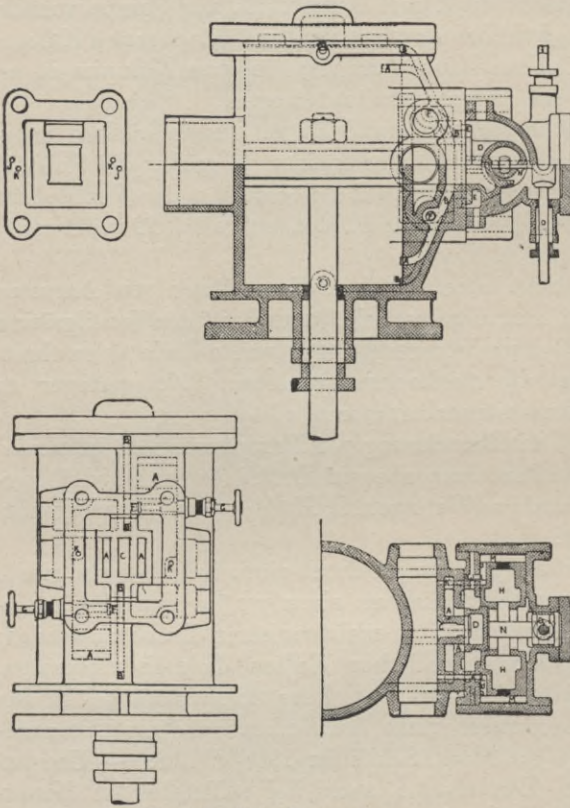


Fig. 266. Blake-Pumpensteuerung.

können ohne weiteres nach Abheben des Deckels revidiert werden.

f) Besondere Konstruktionen und Bauarten für Dampfmaschinen sind von Worthington, Blake, Weir, Davidson, Watson u. a. ausgeführt. Sie haben neben dem Vorteil ihrer Verwendung für den Hafenbetrieb den einer besseren Regulierung. Weiterhin kann bei getrennter Luftpumpe ein schnelleres Anspringen der Hauptmaschine erreicht werden, da das Vakuum während der Stoppzeit der Haupt-

1) Z. V. D. I. 1895 S. 103.

maschine nicht wie bei den angehängten Luftpumpen fällt. Es war aber nicht einfach, solche Maschinen zu bauen.

Die vom „Vulkan“ 1878 für russische und 1882 für chinesische Torpedoboote zum ersten Male gebauten Luftpumpen mit Dampftrieb arbeiteten zu unruhig; auch die auf S. M. S. „Oldenburg“ und „Irene“ eingebauten Maschinen gaben trotz ihrer Ausrüstung mit besonderen Expansionsschiebern keinen sicheren Betrieb. Besser funktionierten die 1889 u. 1890 auf den Schnelldampfern „Auguste Viktoria“ und „Fürst Bismarck“ vorgesehenen Pumpen.<sup>1)</sup> Doch blieb auch bei diesen Ausführungen eine verhältnismäßig große Ungleichförmigkeit bestehen, die selbst bei Verwendung großer Schwungräder nicht ganz zu beseitigen war. (Vgl. Z. V. D. I. 1900 S. 122.) Alle diese Konstruktionen sind jetzt durch die Pumpen der oben angeführten Firmen verdrängt.

a) Das Prinzip der Blake-Pumpe besteht darin, daß zur inneren Dampfsteuerung ein aus Fig. 266 (vgl. Prosp. der Fa. Worthington Blake-Pumpen-Comp. — Berlin, Kaiser Wilhelmstr. 48) ersichtlicher Hilfsschieber *H* vorgesehen ist, der den Hauptschieber *D* umfaßt und steuert. Der erstere ist als wagerechter Kolbenschieber gebaut und wird mittels eines kleinen Hebels *N* von der Schieberstange aus gedreht. Durch Kanäle *L* im Innern dieses Kolbens kann Frischdampf einströmen und durch Kanal *I* weitergeleitet werden, wodurch sich der Hauptschieber vorwärts bewegt und einen der Hauptkanäle *AA* nach dem Zylinder öffnet. Auf der anderen Schieberseite *MM* wird gleichzeitig der Dampf durch Kanal *K* abgeführt. Außer den Hauptkanälen münden noch über diese hinaus an den Enden des Zylinders sog. Hilfskanäle *BB*, welche aber nicht mit dem Austrittskanal *C* in Verbindung stehen. *D* hat seitliche Ausnehmungen *EE*, welche die Verbindung der Kanäle *BB* mit den freien Räumen an den Stirnseiten des Hilfsschiebers herstellen können.

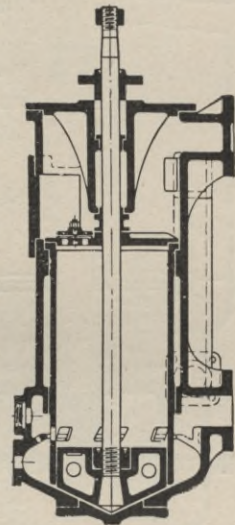


Fig. 267.  
Edwards-Pumpe.

Steht nun der Dampfkolben kurz vor den Hubenden, so ist der Hauptkanal schon geschlossen, der Dampf kann also nicht mehr entweichen, und es tritt eine so starke Kompression ein, daß durch diese der Hubwechsel vermittelt wird. Die Größe der Kompression und demnach auch die Größe des Hubes kann dadurch reguliert werden, daß besondere Zwischenkanäle *F* auch die Hilfskanäle mit dem Auspuff

1) Vgl. Z. V. D. I. 1905 S. 1984.

in Verbindung bringen. Der Antrieb der Schieberstange *O* erfolgt durch Hebelübersetzung von der Kolbenstange aus und kann durch 2 Stellringe justiert werden. (Vgl. Fig. 272 S. 404 u. Katal. Nr. 40 d. Fa.)

Die übrigen erwähnten Pumpenkonstruktionen arbeiten gleichfalls ohne Kurbel und Schwungrad und sind u. a. in der Z. V. D. I. 1905 S. 2019 genau beschrieben. (Vgl. auch § 108.)

Neben den großen Vorzügen bezüglich des ruhigen und sicheren Ganges haben diese Pumpen indessen den Nachteil hoher Dampfverbräuche nämlich bis 20 kg pro P. S.-Stunde.

Es mögen noch die neueren Pumpenkonstruktionen von Edwards, Bailey, Berling, Howaldt kurz beschrieben werden.

β) Die Edwards-Pumpe (Fig. 267) hat nur Druckventile; die Saugventile werden durch sog. Fenster im Zylindereinsatz ersetzt. Der Kolben, gleichfalls ohne Ventile, ist nach unten konisch zugespitzt und der Abstand zwischen Kolbenendstellung und Boden resp. Deckel sehr klein gemacht, um den Einfluß des schädlichen Raumes möglichst auszuschalten.

In der untersten Kolbenstellung tritt das Kondensat und die Luft aus dem Kondensator ejektorartig durch die Fenster in den oberen Pumpenraum ein, um beim Hochgehen des Kolbens durch die Druckventile hinausbefördert zu werden; je schneller die Pumpe arbeitet, um so günstiger wird entgegengesetzt den Pumpen mit Fußventilen die Sauge Wirkung ausfallen. Die Edwards-Pumpe ist daher ganz besonders für schnellaufende

Maschinen (Torpedoboote und kleine Kreuzer) geeignet und ist namentlich in der englischen Marine von der Firma Alley & Machellan-Glasgow zur Ausführung gekommen.<sup>1)</sup> — In Deutschland wird eine Pumpe nach dem gleichen Prinzip seit 1902 bei Blohm & Voß gebaut. Neuerdings wird die Edwards-Pumpe seitens der Midland Engin. Co. Ltd. 2 Victoria Square, Birmingham als doppelt wirkende Pumpe und mit zwei Fensterreihen zur Ausführung gebracht. (Näheres im Prosp. der Fa.). Die Vorzüge der Edwards-Pumpe bestehen in ihrer großen Einfachheit und Billigkeit sowie in ihrer günstigen Arbeitsweise, insofern kein Überdruck zum Öffnen von Saugventilen nötig

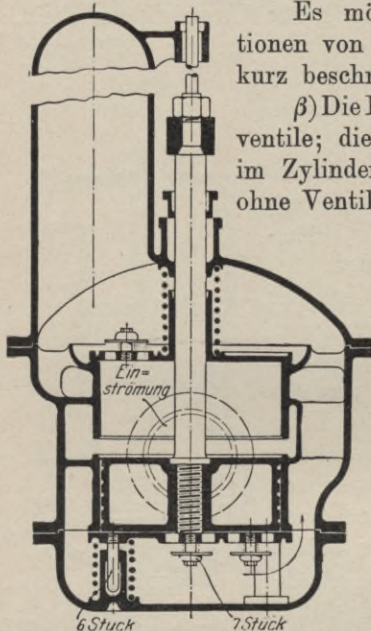


Fig. 268. Bailey-Pumpe.

1) Vgl. Schiffb. 1093/04 S. 781, 1905/06 S. 419 u. 597 u. Z. V. D. I. 1905 S. 1931.



ist; es kann daher mit höherem Vakuum im Kondensationsraume gearbeitet werden, und weiterhin erfolgt ein zwangsläufiger Schluß der Saugeöffnungen durch die Kolbenoberkante.

γ) Die Bailey-Pumpe (Fig. 268) ist besonders in der amerikanischen Marine eingeführt. Ihr Kolben ist sehr hoch und hat Rillendichtung. Oben und unten befinden sich federbelastete Ventile, deren Platten besondere Führungen tragen. Das Wasser tritt, wie aus Fig. ersichtlich, in der Mitte ein, wird beim Hochgehen des Kolbens direkt durch die oberen Ventile herausgedrückt, während gleichzeitig unterhalb des Kolbens ein Vakuum erzeugt wird, welches das Anfüllen des unteren Pumpenraumes mit Kondenswasser während der oberen Kolbenlage beschleunigt; beim Niedergang wird dies Wasser durch die unteren Ventile seitlich in Richtung des Pfeilstriches herausgedrückt.

Auch in Deutschland ist eine Luftpumpenkonstruktion ohne Saugeventile von Kuhn-Berg<sup>1)</sup> ausgebildet, jedoch an Bord noch nicht eingeführt.

δ) Bei der Konstruktion der sog. Goliath-Pumpe ging Berling<sup>2)</sup> von der Überlegung aus, daß der schädliche Raum einer Luftpumpe, die gleichzeitig Kondensat und Luft fortzuschaffen hat, stets mit warmem Wasser angefüllt ist; dieses gibt zur Bildung von Dämpfen Veranlassung, welche infolge Berührung mit der aus dem Kondensator abgesogenen Luft eine Volumenvergrößerung der letzteren und damit einen geringeren Wirkungsgrad der Luftpumpe bewirken. Dieser Nachteil wird bei der aus Fig. 269 ersichtlichen Konstruktion einer Kombination von trockener und nasser Luft-

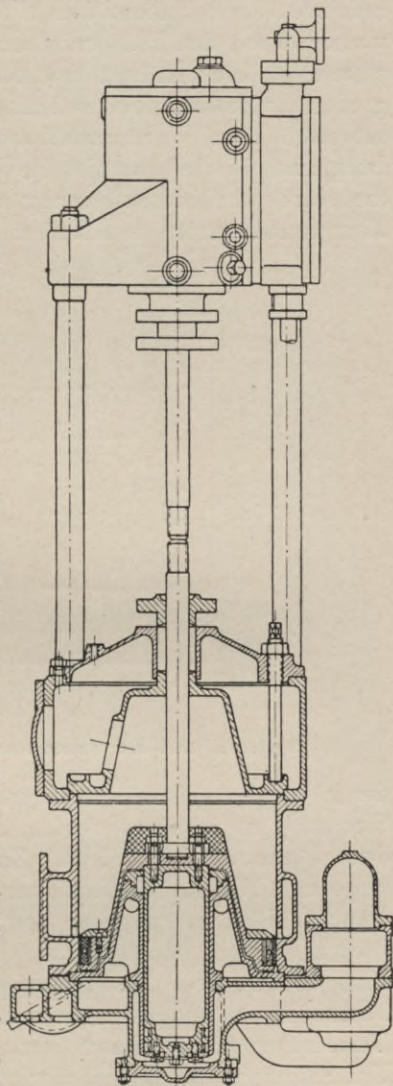


Fig. 269.  
Goliath-Pumpe von Berling.

1) Z. V. D. I. 1898 S. 257 u. 1899 S. 92. 2) Jahrb. d. Schiffb.-Gesellsch. 1904.

pumpe<sup>1)</sup> vermieden (Pat. Nr. 142 344). An einer Kolbenstange wirkt oben der Dampf- und unten der Luft- und der mit ihm fest verbundene Wasserkolben. Gehen die Kolben hoch, so wird das Kondenswasser durch den Plungerkolben angesogen und die aus dem Kondensator entströmenden Luft- bzw. Dampfmengen durch den verhältnismäßig großen Luftkolben fortgeschafft. Beim Niedergang wird das Kondensat nach dem Warmwasserkasten befördert, während die trockene Luftpumpe hierbei nur die eine Wirkung ausübt, daß kurz vor Hubende die Kondensationsausströmung abgeschlossen wird und dadurch eine Kompression unter dem Kolben und ein sanfter Hubwechsel entsteht.

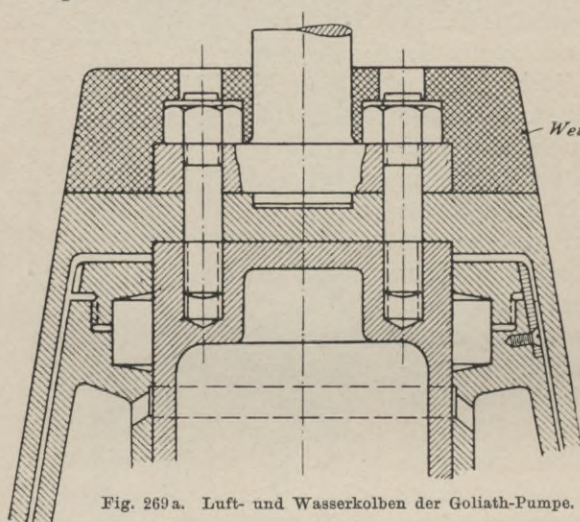


Fig. 269 a. Luft- und Wasserkolben der Goliath-Pumpe.

Der Kolben für die trockene Luftpumpe ist oben mit einem aus Fig. 269 a ersichtlichen Gummipuffer versehen, um den oberen schädlichen Raum im Luftzylinder möglichst klein zu machen und die Massenkräfte aufzufangen.

Durch entsprechende Einstellung der in den Dampfkanälen vorgesehenen Ventile kann wie bei Blake die Steuerung so reguliert werden, daß der Gummipuffer nur sanft gegen den oberen Deckel drückt. Zur Kolbenabdichtung sind 2 Bronzeringe mit Weißmetall-Lauffutter angeordnet, welche durch dahinterliegende Bandfedern gegen den Zylinder gepreßt werden. Ähnliche Dichtungsringe hat auch der Plungerkolben, da ein gewöhnlicher Plunger den vom Wasser ausgeübten Druck auf die obere Stopfbüchse kaum aushalten und ein Übertreten von Wasser nach dem Luftpumpenzylinder kaum verhindern könnte. Das im Falle einer Undichtigkeit der Dichtungsringe übertretende Wasser kann durch eine im Wasserzylinder eingedrehte Nut in den Saugewindkessel zurücktreten. Außerdem ist zur größeren Sicherheit im Boden des Luftzylinders noch ein regulierbares Überdruckventil angeordnet, welches eventl. eingetretenes Wasser nach außen befördert.<sup>2)</sup>

1) Die erste Trockenluftp. stammt von Weir (Bauer, Schiffsturb. 1909 S. 160 u. Klamroth 1907 S. 131).

2) Schiffbau 1903/04 S. 825 u. 1094.

ε) Die Howaldtswerke-Kiel<sup>1)</sup> haben neuerdings den Bau von kombinierten Trocken- und Naßluftpumpen mit Simplexsteuerung aufgenommen und mit ihrem System an Bord verschiedener Kriegsschiffe gute Resultate erzielt.

Die Trockenluftpumpen werden auch zuweilen mit der schnelllaufenden Zirkulationspumpe gekuppelt und finden besonders bei Turbinen, wo es auf ein sehr hohes Vakuum ankommt, Verwendung. Gelingt es aber zu verhüten, daß möglichst wenig Luft in den Kondensator gelangt (§ 103), so wird eine Naßluftpumpe in den meisten Fällen genügen.

Es sei noch bemerkt, daß auch rotierende Pumpen von der Firma Gwynne-London schon um 1860 zum Absaugen des Kondensats konstruiert worden sind, indem der Abdampf zum Antrieb eines mit dem Schaufelrade direkt gekuppelten Turbinenrades benutzt wurde. (Vgl. § 107.) Neuerdings hat Rateau<sup>2)</sup> diese Idee wieder aufgenommen und mit dem Abdampfe seiner Turbinen brauchbare Luft-Zentrifugalpumpen betrieben.

Außerdem beschäftigen sich Sulzer, Balcke-Bochum, Siemens-Schuckert<sup>3)</sup>, die A. E. G.<sup>4)</sup> u. a. mit dem Baue solcher Pumpen. (Vgl. § 107.) Da sie an Bord mit Ausnahme einiger Versuche, z. B. der Westinghouse-Leblanc (Balcke)-Pumpe auf dem Torpedoboot „Voltigeur“, noch nicht eingeführt sind, so wird auf dieselben nicht näher eingegangen.

### § 107. Zirkulationspumpe.

Die Zirkulationspumpe hat den Zweck, das Kühlwasser durch den Kondensator zu treiben und so den Abdampf durch Kühlung in Kondenswasser zu verwandeln; außerdem dient sie als Hauptlenzpumpe und steht daher mit dem Hauptlenzrohr in Verbindung. — Sie wird in der Handelsmarine noch vielfach als Kolbenpumpe und zwar als doppeltwirkende, in der Kriegsmarine stets als Zentrifugalpumpe gebaut. Im ersten Falle wird sie von der Hauptmaschine, im letztern von einer besondern Dampfmaschine angetrieben, so daß sie gut regulierbar ist und auch für den Hafenbetrieb herangezogen werden kann.

a) Kolbenpumpe. Ist  $Q$  die pro P.S. und Stunde erforderliche Kühlwassermenge in Litern,  $N_i$  die Zahl der P.S.,  $n$  die Zahl der Doppelhübe pro Minute, so ergibt sich der Pumpeninhalt einer doppeltwirkenden Pumpe =  $\frac{Q \cdot N_i}{120 \cdot n}$  und unter Berücksichtigung eines mittleren

1) Prospekt der Firma.

2) Z. V. D. I. 1903 S. 1541.

3) Prospekte dieser Firmen sowie Z. V. D. I. 1905 S. 1050 und 1181.

4) Z. V. D. I. 1909 S. 703.

Wirkungsgrades von 0,83 ca.  $\frac{Q N_i}{100 n}$ . Nach Seaton wird ihr Inhalt = 0,021 vom Volumen des N.D.Z. d. h. halb so groß wie der Luftpumpeninhalt und für eine einfach wirkende Pumpe = 0,038 vom N.D.Z.-Volumen.

Die Bauart der Zirkulations-Kolbenpumpe ist ähnlich der Luftpumpe; bei schnellaufenden Maschinen kann die Kolbenhanfdichtung fortgelassen und durch parallele Rillen ersetzt werden; zuweilen werden Holzringe angewandt, da Holz und Bronze bei Wasserschmierung gut aufeinander arbeiten. Statt Holz hat auch ein aus Papier und einer Imprägniermasse hergestelltes Material (Exzelsiorkolben) Verwendung gefunden.

Die Wassergeschwindigkeit hinter den Ventilen sollte höchstens 2,5—3 m betragen, da sonst eine zu starke Abnutzung der Ventile stattfindet; der Ventilhub soll 8—12 mm nicht übersteigen; zwischen den Saug- und Druckventilen werden auch hier zur Vermeidung von Wasserstößen Schnüffelventile angeordnet. — Bei kleineren Schiffen, Raddampfern, Baggern, Schleppern usw. sind in neuerer Zeit vielfach kombinierte Luft- und Zirkulationspumpen, die gleichzeitig von einem Dampfzylinder angetrieben werden, besonders von der Worthington-Blake-Co. ausgeführt worden. (Vgl. Prospekt d. Fa.) Diese Pumpen sind horizontal so angeordnet, daß auf den Pumpenzylindern der Kondensator montiert ist. Ist die Gesamtförderhöhe sehr groß, so wird hierbei ein sogenanntes Umlauf- oder Beipafventil eingebaut, um die Kühlwasserpumpenleistung unabhängig von der Luftpumpenleistung zu machen und dadurch eine bessere Regulierbarkeit zu erzielen. Dies Ventil verbindet die beiden Pumpenenden und läßt einen Teil des geförderten Wassers fortwährend hin und her laufen.

b) Zentrifugalpumpe. Bei Verwendung von Zentrifugalpumpen sind Ventile nicht notwendig, da der Wasserstrom kontinuierlich fließt; aus dem gleichen Grunde kann auch der Windkessel fehlen; weitere Vorzüge bestehen darin, daß sie unter der Annahme eines gleichen Gewichtes pro Zeiteinheit mehr Wasser fördern können als die Kolbenpumpen, daß sie geräuschloser arbeiten, weniger empfindlich sind, bei gleicher Leistung weniger Raum beanspruchen und im allgemeinen billiger sind als Kolbenpumpen; letzteres ist hauptsächlich dann der Fall, wenn die Förderhöhe klein und die Fördermenge groß ist; im umgekehrten Falle sind für die Kreiselpumpe sehr viele Stufen notwendig, wodurch die Anlage entsprechend teurer wird. Es sei noch bemerkt, daß die Druckhöhe bei den Kreiselpumpen im quadratischen Verhältnis zur Umdrehungszahl steht, während diese für die Kolbenpumpen nahezu konstant für alle Geschwindigkeiten ist. Die Kreiselpumpe und die zugehörige Druckrohrleitung kann demnach keinem

höheren Drucke unterworfen werden, als der bezüglichen Umlaufgeschwindigkeit entspricht, während bei Kolbenpumpen besondere Überlastungsventile vorgesehen werden müssen.

Geschichtliches und Wirkungsweise. Die Wirkungsweise der 1830 zuerst von den Engländern gebauten Zentrifugalpumpe beruhte darauf, daß in einer parabolisch gebogenen, mit den Enden aufwärts gerichteten Röhre das Wasser im tiefsten Punkte frei zufließt und infolge der Rotation der Röhre unter Überwindung des Reibungs- und Luftwiderstandes an den schrägen Wandungen hoch stieg, um dann oben abzufließen. — Walter-Nürnberg erweiterte das gebogene Rohr zur Schale mit aufgesetztem Deckel, in der das von unten eintretende Wasser durch Öffnungen, die am oberen Umfange angebracht waren, infolge der Zentrifugalwirkung herausgeschleudert wurde. In beiden Fällen wurde ein großer Teil der Zentrifugalkraft von den schrägen Wandungen der Röhren resp. Schalen aufgenommen, wodurch viel Kraft verloren ging. — Erst 1848 wurde vom Engländer Appold die erste rationelle Zentrifugalpumpe gebaut; das Wasser trat, wie es auch jetzt noch üblich ist, durch zwei in der Mitte angeordnete Saugstutzen in das zweiteilige Schaufelrad ein; dieses bestand aus einer kreisförmigen Scheibe mit stark gekrümmten Schaufeln zu beiden Seiten; durch diese Anwendung wurde eine verhältnismäßig kleine absolute Austrittsgeschwindigkeit des Wassers und eine geringe Reibung und andererseits eine ziemlich große hydraulische Pressung erzeugt. — Weitere Vervollkommnungen erfuhr diese Pumpe durch Gwynne-London; zur Vermeidung eines axialen Druckes machte er die beiden mittleren Zuführungskanäle genau gleich, führte zur Erzielung eines besseren Vakuums zwischen Saug- und Druckraum eine bessere Abdichtung, nämlich einen zwischen Gehäuse und Schaufelrad eingeschalteten Bronzering ein und sorgte für einen stoßfreien Eintritt des Wassers durch Anordnung von schräggestellten Rippen, die eine schraubenförmige Wasserbewegung hervorriefen. — In neuester Zeit ist die Zentrifugalpumpe, die bis dahin zwar große Wassermassen jedoch nur auf kleine Höhen fördern konnte und mit einem verhältnismäßig kleinen Wirkungsgrade von ca. 0,5 arbeitete, durch konstruktive Änderungen zur Hochdruckkreiselpumpe ausgebildet worden. Die Änderungen bezogen sich auf die Führung des Wassers aus dem Leitrade, Hintereinanderschaltung mehrerer Räder auf einer Achse, Änderung der Flügelform, Vergrößerung der Räder und Erhöhung der Umdrehungszahl namentlich durch Verwendung einer Turbine oder eines Elektromotors als Antrieb, um dadurch den proportional dem Quadrate der Umfangsgeschwindigkeit wachsenden Druck zu erhöhen. Diese H.D.-Pumpe wird gebaut von Gebr. Sulzer, C. H. Jäger & Co.<sup>1)</sup>

1) Z f. d. ges. Turbw. 1909 S. 365.

Worthington-Rateau<sup>1)</sup>, Worthington-Blake Pump.-Comp. (Katalog der Fa. No. 41 vom Juni 1909), A.E.G.-Berlin, Borsig, Otto Schwade-Erfurt, W. Pelzer-Mainz-Laubenhain, (D. R. P. 236608) u. a. Sie wird bereits mit einem Wirkungsgrad von 0,8 und einer Förderhöhe bis zu 300 m ausgeführt und hat auch schon vielfach die Kolben-Speisepumpe verdrängt. (Über Berechnung der Kreiselräder siehe Lorenz 1906 u. Dr. Biel in Z. V. D. I. 1908 S. 442 u. 504.)

**Bauart.** Die Hauptteile der an Bord gebräuchlichen Zentrifugalpumpe sind:  $\alpha$ ) die Gehäuse,  $\beta$ ) das Schaufelrad,  $\gamma$ ) die Schaufelradwelle,  $\delta$ ) die Antriebsmaschine.

$\alpha$ ) Das Gehäuse (Fig. 270) ist spiralförmig gestaltet, damit sich die Querschnitte des Druckraumes allmählich auf den Querschnitt des Druckrohres erweitern können. Für größere Anlagen ist es zweiteilig ausgeführt, die Teilungsfläche ist horizontal und fällt mit der Wellenmitte zusammen. An den Durchtrittsstellen der Welle ist das Gehäuse meistens mit Deckeln versehen, die je eine Stopfbuchse zum luftdichten Abschluß aufnehmen. Aus Platzmangel wird das Gehäuse häufiger nur mit einem einseitigen Wassereintritte gebaut; hierdurch entsteht ein axialer Schub, der durch Anordnung eines Bundes aufgenommen werden kann. Als Material verwendet man in der Handelsmarine Gußeisen, in der Kriegsmarine Bronze, zuweilen auch Kupferblech. — Am unteren Teile des Gehäuses befindet sich der Sauge-, am oberen der Druckstutzen. Der Querschnitt  $F$  des Rohres ergibt sich aus der Annahme einer Wassergeschwindigkeit von  $c = 2,5—3,5$  m/sec. und einer Kühlwassermenge von  $k = 200—300$  Litern pro P.S./Std., z. B. wird für  $c = 3,5$  u.  $k = 250$ ,  $F = 0,2$  Ni.

$\beta$ ) Das Schaufelrad besteht aus einer massiven bronzenen Scheibe mit angegossenen Flügeln, zuweilen sind diese an beiden Seiten der Scheibe angenietet; zum besseren Halte sind diese noch mit je einer ringförmigen Scheibe gleichfalls vernietet; letztere sind zur Abdichtung gegen das Gehäuse mit vorspringenden ringförmigen inneren und äußeren Arbeitsleisten versehen, so daß zwischen diesen und dem Gehäuse nur ein Spielraum von  $\frac{1}{2}—1$  mm verbleibt. Hierdurch wird zwar ein größerer Reibungswiderstand, doch ein besseres Vakuum erzeugt, weil Saug- und Druckraum schärfer getrennt sind. Der  $\varnothing$  des Schaufelrades wird gewöhnlich  $2\frac{1}{2}—3$ mal so groß wie der  $\varnothing$  der zugehörigen Pumpenrohre gemacht.

Die Flügelzahl beträgt in der Regel 6, ihre Wandstärke ist zur Erhöhung des Wirkungsgrades ziemlich dünn zu machen; die Flügelform ist so zu wählen, daß der Wassereintritt stoßfrei erfolgt, und der Druckunterschied zwischen Saug- und Druckraum möglichst groß

1) Vgl. Z. V. D. I. 1906 S. 1541 u. 1905 S. 1181.

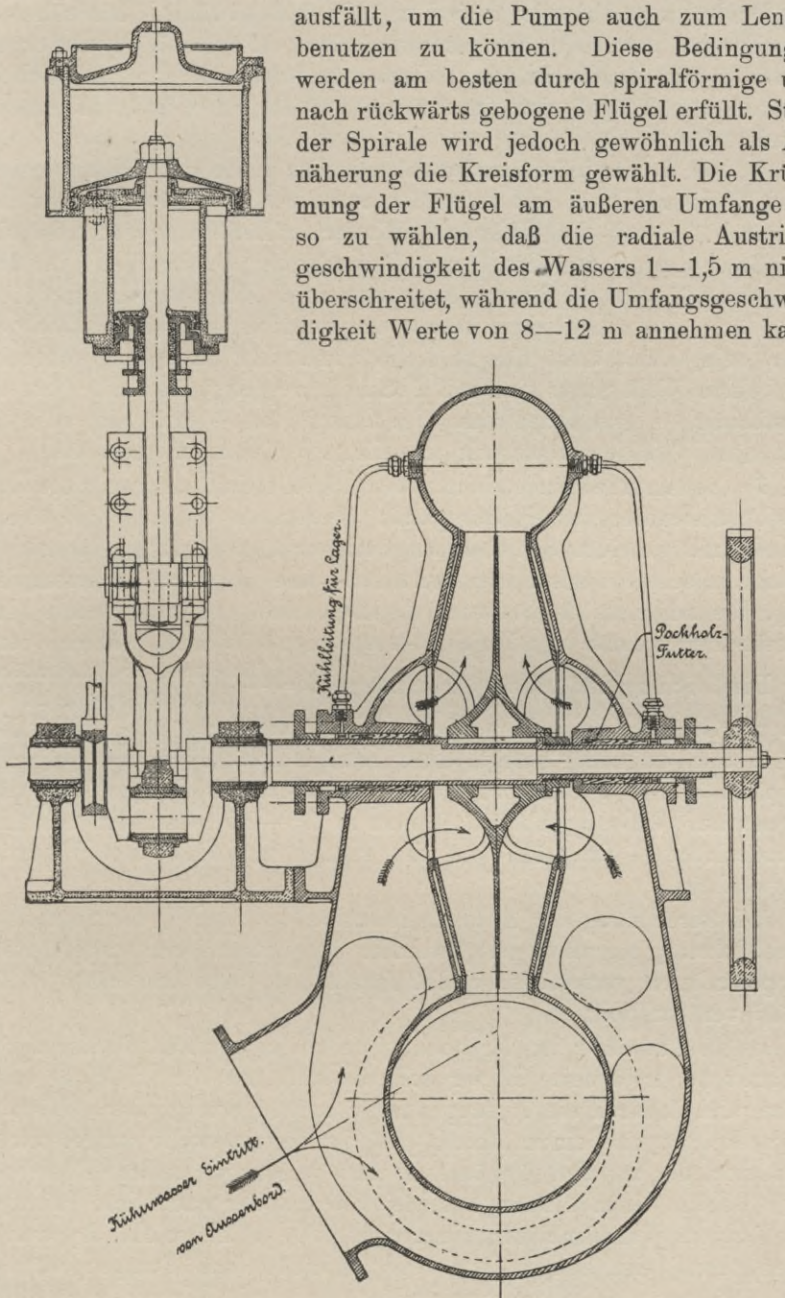


Fig. 270. Zirkulationspumpe.

ausfällt, um die Pumpe auch zum Lenzen benutzen zu können. Diese Bedingungen werden am besten durch spiralförmige und nach rückwärts gebogene Flügel erfüllt. Statt der Spirale wird jedoch gewöhnlich als Annäherung die Kreisform gewählt. Die Krümmung der Flügel am äußeren Umfange ist so zu wählen, daß die radiale Austrittsgeschwindigkeit des Wassers 1—1,5 m nicht überschreitet, während die Umfangsgeschwindigkeit Werte von 8—12 m annehmen kann.

Die Umdrehungszahl wird zwischen 150—350 gewählt. Die näheren Beziehungen zwischen Radgeschwindigkeit, Förderhöhe, Druckgeschwindigkeit, Raddurchmesser, Umdrehungszahl und den bezüglichen Winkeln der Flügel sind in Hütte 1908 II. Tl. S. 553 zusammengestellt.

γ) Die Schaufelradwelle ist mit der Nabe des Schaufelrades durch Feder und Nute fest verbunden und direkt mit der Antriebswelle gekuppelt. Soweit die Welle mit Wasser in Berührung steht, ist sie aus Bronze oder aus Stahl mit Bronzebezug herzustellen; in der Kriegsmarine wird die Bronze noch mit einem Zinnüberzug geschützt. Die Welle muß unmittelbar hinter den Stopfbuchsen sehr solide gelagert sein, damit diese nur zu dichten und nicht zu tragen brauchen. Die beiden Wellenlager sind mit Pockholz ausgelegt und mit Wasserschmierung — vom Druckraum der Pumpe aus — versehen, oder es wird eine Weißmetallfütterung und Ringschmierung angewandt.

δ) Die Antriebsmaschine ist an Bord meist eine zweifache Expansionsmaschine; zur Platzersparnis werden die Zylinder oft übereinander mit nur einem Schieberantrieb angeordnet. (Fig. 270.) Da solche Maschinen schlecht anspringen, wird noch eine besondere Drehvorrichtung, die zugleich als Schwungrad ausgebildet ist, vorgesehen. In neuester Zeit kommt auch Turbinen- respektive elektrischer Antrieb vor.

Die Leistung der Antriebsmaschine muß =  $\frac{\text{Fördermenge} \times \text{Förderhöhe}}{75 \times \text{Wirkungsgrad}}$

P.S. pro Sekunde gemacht werden. Als Fördermenge wird dabei die Lenzleistung zugrunde gelegt, diese beträgt z. B. bei großen Schnelldampfern ca. 4000 cbm pro Stunde; die Förderhöhe setzt sich zusammen aus Widerstandshöhe, die man zu 1,5—2,5 m annehmen kann, + Druckhöhe — Saughöhe (da die Pumpe unterhalb des Wasserspiegels liegt).

Bei Berechnung der Zylinderdimension darf nur  $\frac{3}{4}$  der normalen Kesselspannung zugrunde gelegt werden. Die Dimensionen ausgeführter Pumpenanlagen verschiedener Schiffsgattungen sind in Bauer 1908 S. 336 veröffentlicht.

ε) Als Zubehör ist der noch zuweilen angewandte Luftsaugapparat zu erwähnen. Dieser soll die Luft aus dem Gehäuse entfernen und dadurch ein Ansaugen beim Lenzen ermöglichen. Hierzu verwandte Gwynne einen kleinen auf der Betriebswelle aufgesetzten Ventilator, der aus dem Gehäuse die Luft wegsaugte; andere Pumpenbauer wenden einen kleinen Dampfejektor an, der nach dem Prinzip von Rodgers Vakuumbläser konstruiert ist. Falls solche Apparate fehlen, muß beim Saugen aus dem Lenzrohre das Pumpengehäuse nach Öffnung des Seewassereintrittes erst mit Wasser aufgefüllt werden.



Früher wurden auch Ejektoren zur Kühlung des Kondensators hauptsächlich bei Torpedobooten während des Stillstandes der Hauptmaschine gebraucht; der Dampf wurde mit großer Geschwindigkeit durch eine Düse geleitet, dadurch wurde Seewasser angesaugt, das, mit Dampf gemischt, nach Passieren von drei Mischdüsen durch das Austrittsrohr nach See gedrückt wurde.<sup>1)</sup>

### § 108. Die Speisepumpen.

Die Speisepumpen sollen das dem Kessel als Dampf entnommene Wasser durch Speisewasser ersetzen; bei Oberflächenkondensatoren werden ca. 95% des abgeführten Dampfes im Kondensator als Speisewasser wiedergewonnen, und der Rest von ca. 5% ist den Kesseln als sogenanntes Zusatzwasser zuzuführen. Dieser Fehlbetrag rührt her von Undichtigkeiten in der Rohrleitung, vom Wasserverluste durch die Dampfpfeife, Ejektoren, Kesselausblase- und Sicherheitsventile, sowie von Hilfsmaschinen, die mit Auspuff arbeiten. — In der Regel rechnet man bei Drei- und Vierfachexpansionsmaschinen das pro P.S. (inklusive Hilfsmaschinen) und Stunde erforderliche Speisewasser ca. 7 Liter.

Bei allen größeren Anlagen werden mindestens zwei voneinander unabhängige Speisepumpen eingebaut, von denen jede imstande sein soll, das für die volle Dampffahrt erforderliche Wasserquantum zu liefern. Man unterscheidet außerdem Haupt- und Reservespeisepumpen; die ersteren dienen lediglich zum Speisen des Kessels, die letzteren meistens noch zum Lenzen, zum Feuerlöschen usw. In der deutschen Marine sind neuerdings auch die Reservespeisepumpen lediglich zur Speisewasserrförderung eingerichtet; sie saugen nur aus dem Warmwasserkasten und der Speisewasserlast und nicht mehr aus See. — Nach ihrer Bauart teilt man die Speisepumpen ein in a) Maschinenspeisepumpen, die von den Hauptmaschinen angetrieben werden, b) Dampfspeisepumpen, die von einer besonderen Dampfmaschine angetrieben werden und c) Injektoren.

Die Maschinenspeisepumpen kommen besonders in der Handelsmarine, die Injektoren bei kleineren Anlagen als Reservespeisepumpen, und die Dampfspeisepumpen bei Verwendung von Wasserrohrkesseln vor; a) und c) werden gewöhnlich im Maschinenraume, b) meistens in den Kesselräumen aufgestellt und zwar so tief, daß ihnen das Kondensat zufließen kann; denn durch das in der Pumpe erzeugte Vakuum kann ein Verdampfen des Kondensats stattfinden und dadurch die Saugwirkung unterbrochen werden. Der Warmwasserkasten, aus dem das Wasser der Pumpe zufließt, muß also ziemlich hoch liegen, wodurch die Luftpumpen stark beansprucht werden. In der Handelsmarine

1) Vgl. Hartmann u. Knoke, Die Pumpen S. 615.

ordnet man deshalb bei Verwendung von Maschinenluftpumpen oft zwei Speisepumpen an, von denen die eine das Kondensat aus der Zisterne nach dem Warmwasserkasten und die zweite von hier nach dem Kessel drückt.

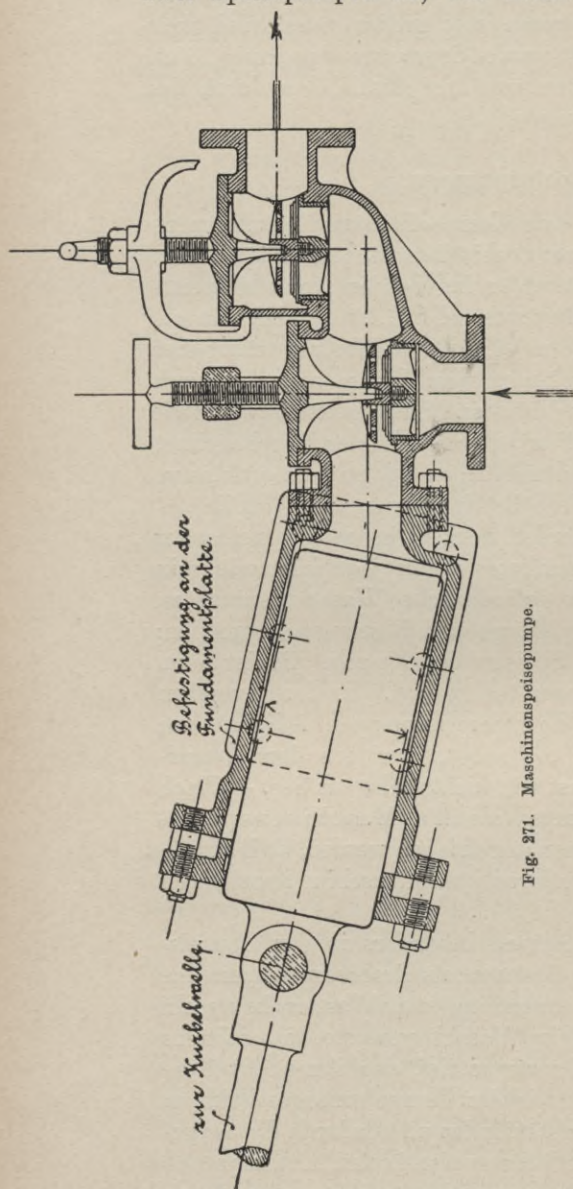


Fig. 271. Maschinenspeisepumpe.

a) Die Maschinenspeisepumpen werden als einfach wirkende Plungerkolbenpumpen nach Fig. 271 ausgeführt. Die Hauptteile sind:  $\alpha$ ) der Pumpenzylinder mit Kolben,  $\beta$ ) der Ventilkasten mit Ventilen,  $\gamma$ ) die Armaturen (Windkessel, Sicherheitsventile, Probierhähne),  $\delta$ ) der Antrieb.

$\alpha$ ) Der Pumpenzylinder wird in der Handelsmarine aus Gußeisen, in der Kriegsmarine aus Bronze gefertigt, der Plungerkolben aus Stahl, Bronze oder Stahl mit Metallüberzug. Der Zylinder wird im Innern bis auf die Führung unbearbeitet gelassen; die Abdichtung erfolgt nur durch eine Stopfbuchse mit Baumwoll- oder Metallpackung. Ist  $q$  die pro P. S. und Stunde erforderliche Speisewassermenge in Litern, so muß man den Pumpeninhalt mindestens = dem doppelten während einer Umdrehung geförderten Wasserquantum d. h. =  $\frac{2Ni \cdot q}{60n}$

machen, bei  $Ni$  P. S. der Maschine.

$\beta$ ) Der Ventilkasten ist gewöhnlich als besonderes Gußstück gefertigt und mit dem Zylinder verschraubt. Als Ventile werden Teller- oder Plattenventile von Kinghorn (S. 387) angewandt; in Amerika verwendet man noch vielfach Gummiventile,

die indessen nicht zuverlässig genug sind und durch Mineralöle zerstört werden können. Bronze- (Manganbronze)-Ventile sind besser; das hierbei

auftretende Geräusch wird durch Belastung der Ventile mit leichten Federn aus Stahl oder harter Bronze und durch Verwendung mehrerer kleiner Ventile mit geringem Hube von 3—4 mm statt eines großen Ventiles erheblich vermindert. — Die am Ventilkasten befindlichen Sauge- und Druckrohre sind so zu bemessen, daß die mittlere Wassergeschwindigkeit bei voller Leistung der Hauptmaschine im Saugrohr 2 m, im Druckrohr 3 m nicht überschreitet.

γ) Die Maschinenspeisepumpe ist in der Druckleitung mit einem Windkessel zu versehen, der zur Vermeidung von Stößen dient und die im Speisewasser vorhandene freie Luft aufnehmen soll. An der Eintrittsöffnung in den Windkessel ordnet man zweckmäßig ein Sieb an, welches das Wasser zerstäubt und dabei die Luft ausscheidet; am obersten Ende des Windkessels wird oft ein Sicherheitsventil angeordnet, das mit etwas geringerem Drucke als dem bei der Maximalleistung der Pumpe erzeugten belastet wird und das sich öffnet, wenn der Windkessel nahezu mit Wasser gefüllt ist. Zur Beobachtung des im Windkessel herrschenden Druckes wird zuweilen ein Manometer vorgesehen. — Ferner ist in der Druckrohrleitung oder auch zwischen Saug- und Druckventilen ein Überdruckventil einzuschalten, damit bei zu starkem Drucke das überschüssige Wasser in die Saugleitung zurücktreten kann. Bei der Verwendung von hohen Dampfdrücken dienen die Windkessel hauptsächlich zum Aufspeichern von Gasen und Luft aus dem Wasser. — Zwischen den Ventilen sind weiterhin Probierhähne anzuordnen, welche zugleich zur Entnahme von Speisewasser behufs Feststellung der Temperatur und des event. Salzgehaltes dienen.

δ) Der Antrieb erfolgt bei horizontalen Maschinen direkt vom Kolben des Hauptzylinders, bei Hammermaschinen meistens indirekt unter Einschaltung eines Balanciers vom Kreuzkopfe aus, um den Hub zu verkleinern oder unter Einschaltung von Schnecke und Schneckenrädern von der Kurbelwelle aus (bei Pinaß- und früheren Torpedobootsmaschinen), um die Hubzahl zu vermindern.<sup>1)</sup>

b) Die Dampfspeisepumpen werden als doppelwirkende Pumpen mit Scheibenkolben und Ledermanschettdichtung oder Dichtungsringen aus Weißmetall ausgeführt. Das Ventilgehäuse mit mindestens 4 Ventilen ist mit dem Pumpengehäuse durch Flanschen verbunden.

Der Antrieb erfolgte früher durch eine gewöhnliche Kurbeldampfmaschine mit Schwungrad, neuerdings durch kurbellose Dampfmaschinen mit Simplex- oder Duplexsteuerung.<sup>2)</sup> Die letztere ist die ältere Konstruktion und besteht darin, daß der Schieber des einen Zylinders

1) Vgl. Klamroth, Maschinenkunde 1907 S. 137.

2) Näheres über Duplex-P. in Schiffb. 1905/06 S. 24, Z. V. D. I. 1896 S. 1213, 1901 S. 1441, 1905 S. 981, 1028 u. 1760, Hartmann u. Knoke, die Pumpen, S. 362, Bauer 1908 S. 312 u. Prosp. No. 40 d. Worthington Blake Pumpen Co.

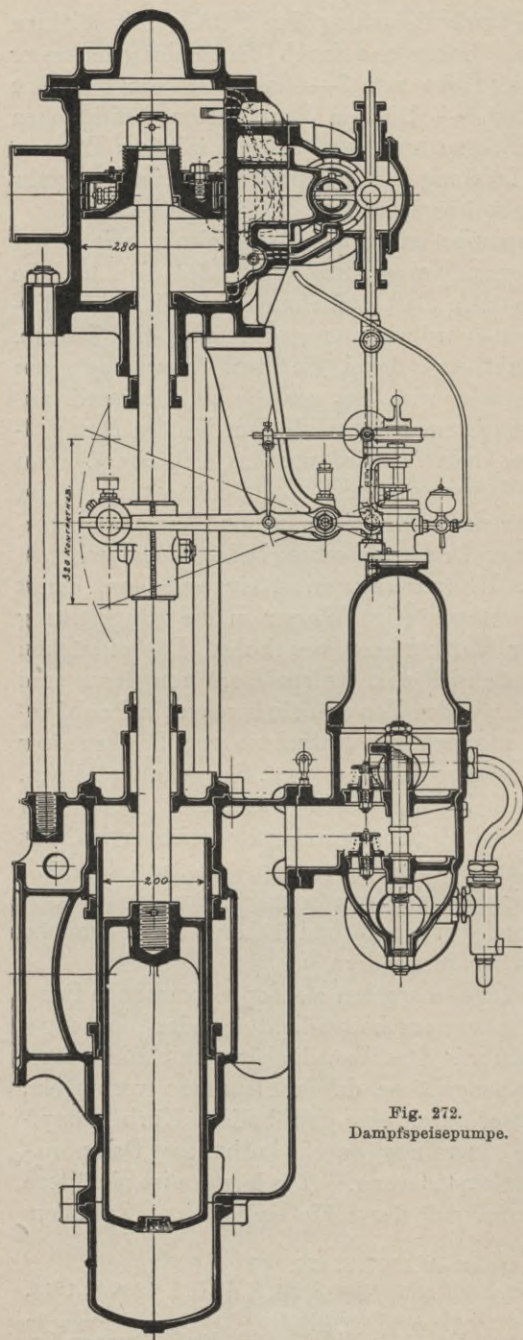


Fig. 272.  
Dampfspeisepumpe.

von der Kolbenstange des anderen Zylinders mittels Hebelübersetzung angetrieben wird und umgekehrt; bei den Simplexpumpen geschieht die Dampfverteilung von der Kolbenstange desselben Zylinders aus unter Zuhilfenahme eines Hilfschiebers. (Vgl. § 106.)

Die Blake-Speisepumpen werden teils mit Duplex-, teils mit Simplex-, und zwar mit Einfach- oder Zwilling-Simplexsteuerung versehen. Die Steuerung ist bereits in § 106 besprochen; Fig. 272 zeigt die gesamte Anordnung einer vertikalen Simplexspeisepumpe das sog. Marinemodell 1901.<sup>1)</sup>

Das Prinzip der Weir-Steuerung (Fig. 273) besteht darin, daß als Grundschieber zur Verteilung des Dampfes im Zylinder ein Kolbenschieber *A* mit den Dampfkanälen *C, D, E, F* und dem Exhaustkanal *H* angewandt wird, auf dessen abgeflachtem Rücken ein als Steuerschieber dienender Flachschieber *B* sich senkrecht zur Bewegungsrichtung des Grundschiebers bewegt. Dieser sog. Hilfsschieber wird von der Kolbenstange 10 mittels

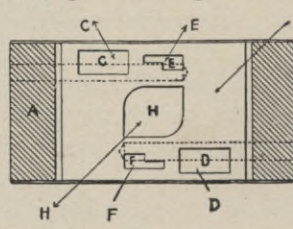
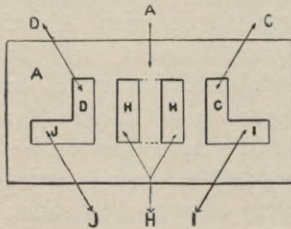
1) Hauptkatalog der Blake-Co. u. Klamroth 1907 S. 138.

Hebel 5 und den Anschlag-Stellmuttern ober- und unterhalb 7 angetrieben; dieser Schieber reguliert den Eintritt des Dampfes in die nach den Zylinderenden führenden Dampfkanäle *C* und *D* und steuert den Grundschieber, indem er durch die Kanäle *E* und *F* abwechselnd auf dessen rechte resp. linke Seite Dampf treten läßt; hierdurch wird eine 2. Regulierung des Dampfesintrittes nach den Kanälen *C* und *D* und zwar durch den Grundschieber ermöglicht. Ist nun der Dampfkolben unten angelangt, so befindet sich *A* auf der rechten Seite des Schieberkastens, und der Kanal *C* ist für den Dampfesintritt nach dem Zylinder geöffnet. Der Dampfkolben bewegt sich nach oben; bei Mitte Hub beginnt sich infolge der Anschläge an der Stange 4 der Schieber gleichfalls nach oben zu bewegen. Hat der Kolben etwa  $\frac{3}{4}$  seines Hubes zurückgelegt, so wird Kanal *C* durch *B* abgesperrt, so daß der Kolben während des letzten Viertels seines Hubes nur mit Expansion arbeitet. In der Höchstlage des Kolbens öffnet *B* den Abdampfkanal *E*, während die andere Seite des Grundschiebers durch *F* mit Frischdampf versorgt wird. *A* wird dadurch nach links gedrückt, bis der Auspuffkanal auf der linken Seite von *A* abgeschlossen ist. Die weitere Bewegung von *A* wird durch das — zwischen *A* und der am Ende von *A* befindlichen losen Kappe — sich bildende Dampfpolster verhindert. Für den Niedergang des Kolbens gilt nun das gleiche wie für seine Aufwärtsbewegung. — Beim erstmaligen Ingangsetzen der Pumpe kann es vorkommen, daß der Expansionsdampf für das letzte Viertel der Kolbenbewegung infolge Kondenswasserbildung nicht ausreicht, und für diesen Fall sind die beiden Hilfskanäle *I* und *J* zur direkten Zuführung von Frischdampf vorgesehen. — Die im Längsschnitt der Pumpe angegebenen Zahlen bedeuten die von der Baufirma (Norddeut. Masch. u. Arm.-Fab.-Bremen) angegebenen Nummern der Ersatzteile, nämlich: 1) Steuerschieberkasten 2) Schieberstangengelenk 3) Steuerungsstütze 4) Schieberlenkstange 5) Steuerhebel 6) Büchse für Steuerungsstütze 7) Anschlag 8) Kreuzkopf 9) Kreuzkopfbzapfen 10) Dampfkolbenstange 11) Dampfkolbenkörper 12) Dampfkolbenringe 13) Dampfzylinderdeckel 14) Druckventilsitz 15) Unterlagring für Druckventilsitz 16) Saugeventilsitz 17) Saugeventilfänger 18) Druckventilfänger 19) Ventile 20) Pumpenkolben 21) Pumpenkolbenstange 22) Pumpenzylinderdeckel 23) Ventilkastendeckel 24) Dampfabsperrentil. (Vgl. auch Klamroth S. 137.)

Eine neuere vereinfachte Steuerung der Weirschen Simplexpumpe ist in Z. V. D. I. 1905 S. 2020 beschrieben. — Die Weir-Pumpe ist häufig mit einer automatischen Reguliervorrichtung ausgerüstet; es wird dann die Bewegung eines an einem Hebel hängenden Schwimmers dazu benutzt, um auf den Steuerkolben so einzuwirken, daß je nach dem im Kessel herrschenden Wasserstande die Dampfleitung der Pumpe

mehr oder weniger geöffnet wird. Derartige Regler werden auch von der Hannöv. Masch. Akt. Ges. vorm. Egestorff und zwar nach Bauart Reubold hergestellt (vgl. Prosp. d. Fa.).

c) Die Wirkungsweise der Injektoren beruht darauf, daß die Geschwindigkeit eines aus einer Düse ausströmenden Dampfstrahles dazu benutzt wird, um Wasser mitzureißen und mit Überdruck in den Kessel zu drücken. Die Dampfgeschwindigkeit und die Saugwirkung



wird noch dadurch erhöht, daß infolge der Kondensation des Dampfes hinter der Düse ein Vakuum erzeugt wird. Eingehende

Untersuchungen über den Arbeitsvorgang im Injektor sind von G. Schrauff angestellt und in den Mitteil. über Forschungsarbeiten 1909, Heft 77 veröffentlicht.

Unter den vielen Systemen von Injektoren (vgl. Hartmann & Knoke, die Pumpen, II. Aufl. 1897 S. 619—655) hat in der Marine der Universalinjektor von Körting die weiteste Verbreitung gefunden. Derselbe besteht aus 2 Strahlapparaten I und II (Fig. 274 und 275), von denen I zum Ansaugen, II zum Drücken des Wassers in den Kessel dient. Die zu I zugehörigen Teile, nämlich Düse (1) mit Ventil, sind

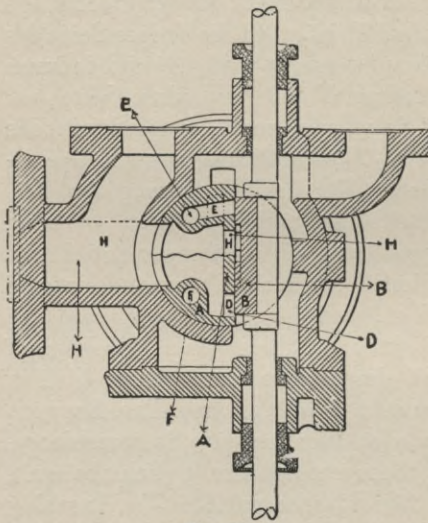


Fig. 273.

Steuerung der Weir-Simplexpumpe.

kleiner als die bezüglichen Teile von II. Wenn nun von *a* Dampf zugeführt wird, so tritt er durch Düse 1, saugt von *b* aus Wasser an und drückt es in den Raum II. Nachdem Ventil 1 ganz geöffnet ist, beginnt sich allmählich Ventil 2 zu heben; damit tritt II in Funktion und drückt das Wasser durch das Rückschlagventil *c* in den Kessel. Der mit Handhebel versehene Hahn *h* dient zum Öffnen und Schließen des gemeinschaftlichen sogenannten Schlabberraumes *s*. Gleichzeitig wird durch die Bewegung des Hahnes Exzenterstange *w*, Führung *q*, Querstück *r* und Stange *t* gehoben oder gesenkt und dadurch die Ventile 1 und 2 betätigt. Durch geringe Vorwärtsbewegung des Handhebels

wird erst Ventil 1 gehoben, Wasser angesogen und durch einen mit dem Schlabberraum in Verbindung stehenden Kanal ins Freie geleitet; durch weitere Bewegung des Hebels schließt der Hahn diesen Kanal ab, so daß das Wasser unter Druck in II eintritt und gleichzeitig noch so lange ins Freie ausfließt, bis Ventil 2 ganz geöffnet und gleichzeitig der Hahn den Kanal gänzlich abgeschlossen hat.

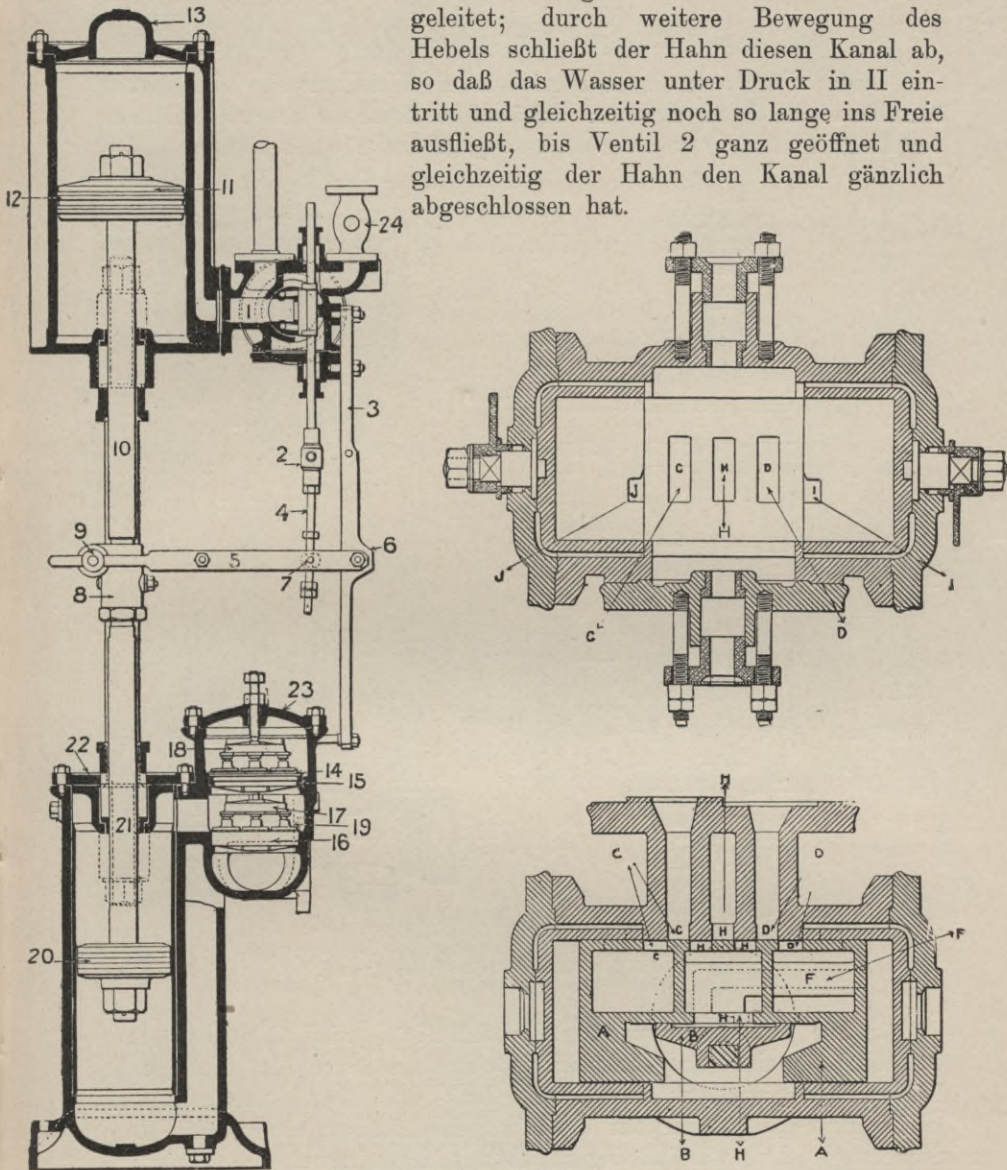


Fig. 273. Steuerung der Weir-Simplexpumpe.

Die Vorzüge der Injektoren bestehen in ihrer außerordentlichen Einfachheit und in der Vorwärmung des Speisewassers. Der Nach-

teil besteht in dem großen Dampfverbrauche und in dem Speisewasserverluste beim Ingangsetzen des Apparates.

### § 109. Die Pumpen für verschiedene Zwecke.

Diese Pumpen sind bezüglich ihrer Wirkungsweise und Bauart ähnlich wie die Speisepumpen. Erwähnt sei noch die besondere Bauart der Marsh-, der Orvo-, der Odesse- und der Stones-Pumpe.

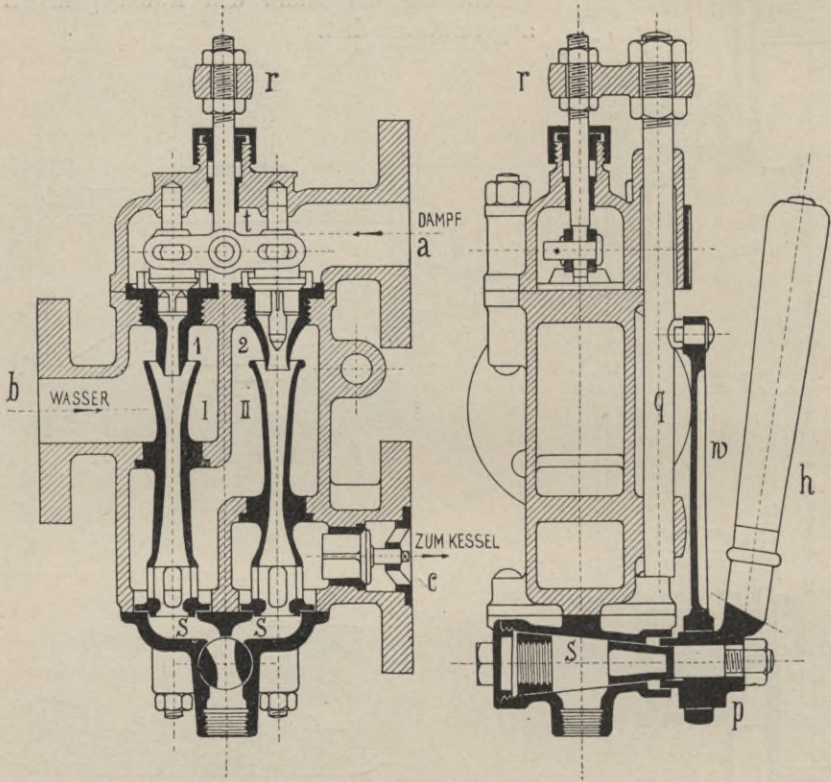


Fig. 274 und 275. Universalinjektor von Körting.

1) Die Marsh-Pumpe (Fig. 276 und 276a) wird als Feuerlösch-, Öl-, Luft-, Speise- und Zirkulationspumpe und auch als kombinierte Luft- und Speise- bzw. kombinierte Luft- und Zirkulationspumpe in letzter Zeit häufiger in der amerikanischen Marine angewandt. Die Steuerung des Dampfzylinders geschieht nur durch einen einzigen Schieber, der auf beiden Seiten als Differentialkolben ausgebildet ist. Der in den Schieberkasten eintretende Dampf geht nach links durch die ringförmige Öffnung und treibt den Schieber nach links. Der nun in den Zylinder einströmende Dampf bewegt den Dampfkolben nach rechts



Der Innenraum des letztern dient als Behälter für Frischdampf, der durch eine Rohrleitung aus dem Schieberkasten nach der zentralen Kappe im Zylinderdeckel und von da durch ein 2. Rohr und die hohle Kolbenstange nach dem Kolben selbst und in den Endlagen desselben durch die kleinen Anschlußkanäle nach den äußern Schieberkolbenseiten strömt; dadurch erfolgt die automatische Umsteuerung und der Hubwechsel. — Nach offiziellen veröffentlichten Versuchen soll die Pumpe ca. 25 % weniger Dampf brauchen als die Duplexpumpe. (Prosp. v. Murray-Berlin, Friedrichstr. 138.)

2) Die Orvo-Pumpe (Fig. 277) hat statt der Ventile als Abschlußorgane Kolbenschieber mit Überdeckung

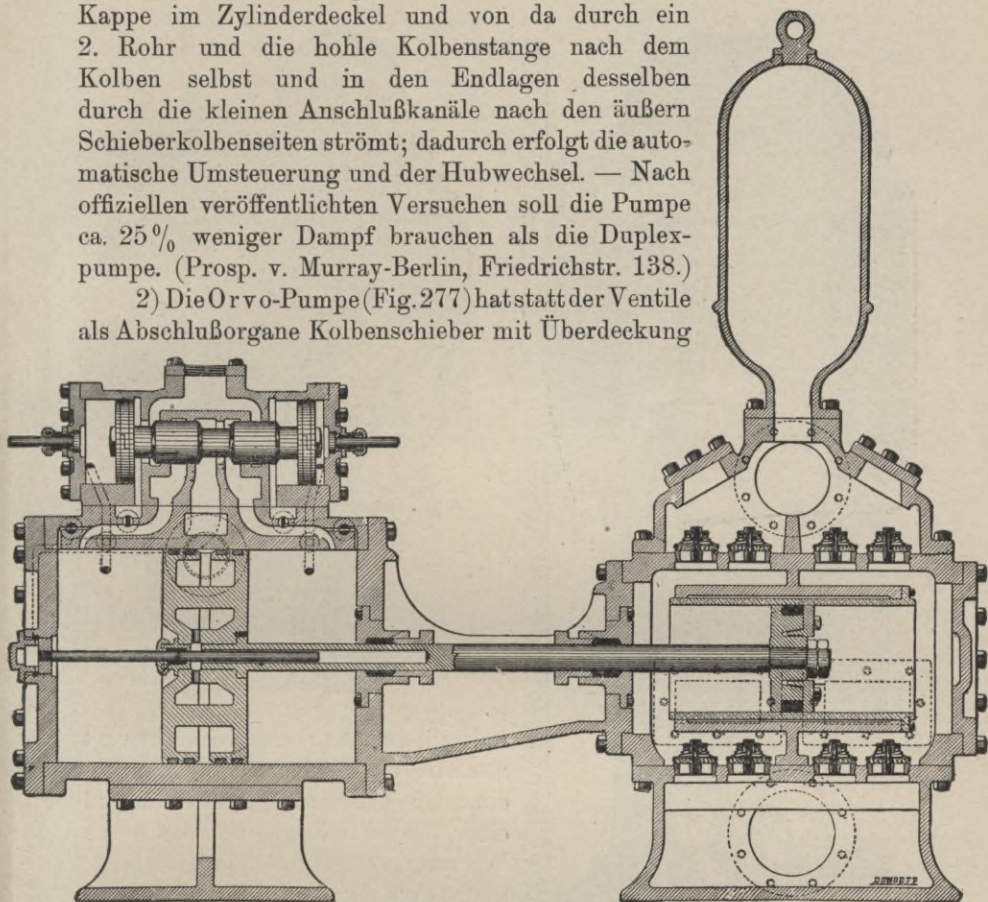


Fig. 276. Marsh-Pumpe.

und ist neuerdings als Ölpumpe vielfach in Anwendung gekommen.<sup>1)</sup>

3) Als Ballast-Pumpe ist zuweilen die von der Maschinenfabrik Odessa<sup>2)</sup> in Oschersleben gebaute Verbunddampfmaschine verwandt. Dieselbe arbeitet mit besonderem Expansionschieber und zeichnet sich durch ruhigen Gang und geringen Dampfverbrauch aus.

Ferner seien die als Handpumpen besonders für Lenzzwecke an Bord

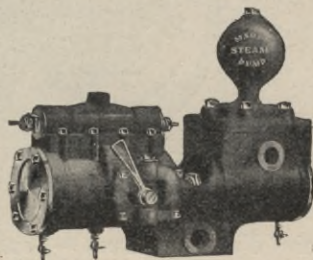


Fig. 276a. Marine-Marsh-Pumpe.

1) Vgl. Z. V. D. I. 1904 S. 537 u. Prosp. v. Ortenbach & Vogel-Bitterfeld.

2) Prospekt d. Fa. u. Pat.-No. 96795.

angewandten Downton- und Stones-Pumpen hervorgehoben. Die erstern haben 3 Ventilkolben, welche durch Kurbelzapfen der Hand-

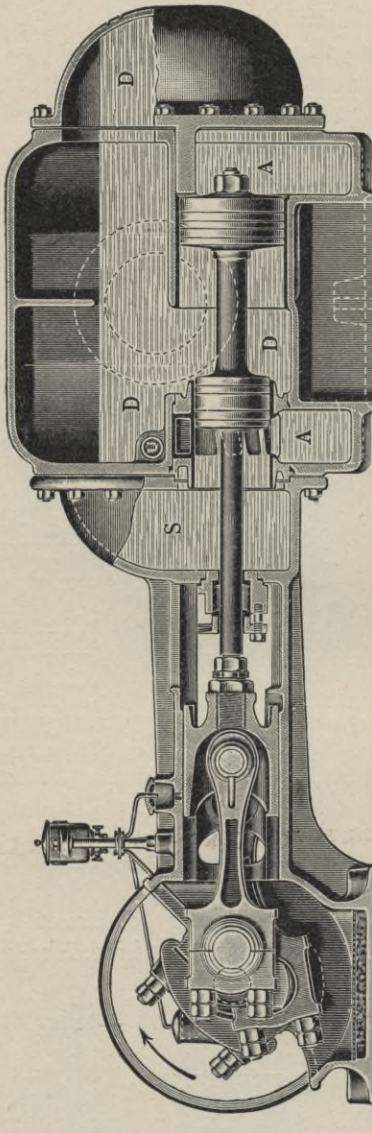
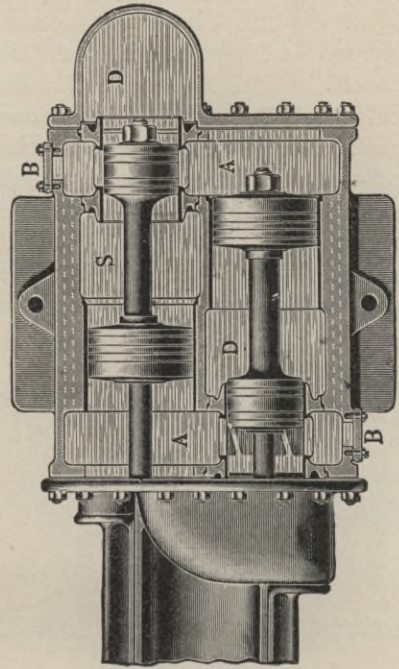


Fig. 277. Orvo-Pumpe.



radwelle und Kurbelschleifen bewegt werden; die Kolben kommen nacheinander und zwar jeder während einer Drittelrotation der Welle zur Wirkung.

4) Bei der durch Fig. 278 dargestellten Stones-Pumpe hat man zwei innere doppeltwirkende Scheibenkolben *a* und *b* und zwei äußere einfachwirkende Ventilkolben *c* und *d*; davon befinden sich *a* und *d* auf einer, *b* und *c* auf einer 2. Kolbenstange; beide Kolben werden durch eine Handradwelle und Kurbelschleife angetrieben. Bei einem Pumpenhube saugen *a*, *b* und *d* je

ein Wasserquantum — entsprechend dem Kolbenquerschnitt und Hub — an und drücken dieses in das Druckrohr, beim folgenden Hube wirken die Kolben *a*, *b*, *c* saugend und drückend, so daß die Pumpe

während eines Kolbenspieles dreimal soviel als eine doppeltwirkende Pumpe mit gleichem Kolbendurchmesser und Hub zu fördern imstande ist.

Bezüglich ihrer Funktion und Verwendung unterscheidet man bei den Pumpen für besondere Zwecke:

- a) Lenzpumpen,
  - b) Kühlwasserpumpen,
  - c) Spül- und Klosett-pumpen,
  - d) Pumpen für Frischwassererzeuger,
  - e) Heizölpumpen,
  - f) Waschwasserpumpen,
  - g) Trinkwasserpumpen.
- a) Auf kleineren Handels-

schiffen hat man meist nur eine von der Hauptmaschine angetriebene Lenzpumpe, die ähnlich wie die Maschinenspeisepumpe gebaut ist und aus der Lenzrohr saugt. Bei größern Handelsschiffen dient diesem Zwecke außer der Maschinenpumpe meistens noch die Zirkulationspumpe und zum Lenzen der Haupt- und Hilfslenzrohrleitung die Reservespeisepumpe und die sogenannte Ballastpumpe. Auf neuern größern Kriegsschiffen saugt je eine Maschinenlenzpumpe aus der Maschinenbilge; die im Maschinenraum sowie die auf großen Kriegsschiffen neuerdings im Plattformdeck aufgestellten Zentrifugalpumpen saugen aus dem Hauptlenzrohr, letztere auch aus dem Doppelboden.

Außerdem ist in jedem

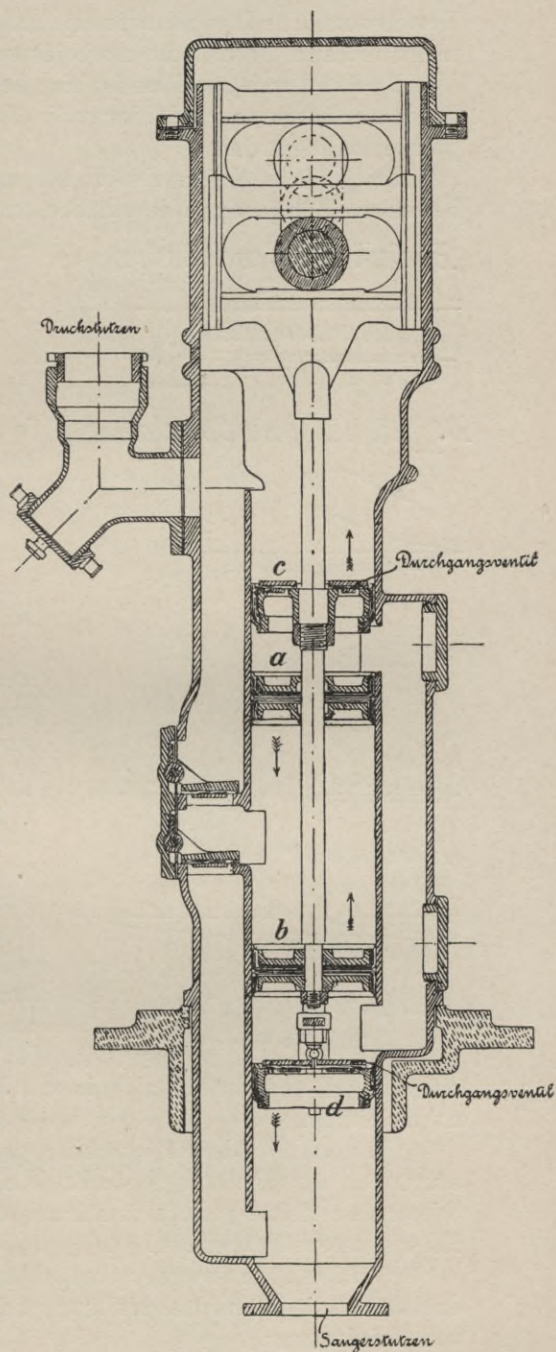


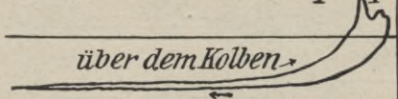
Fig. 278. Stones-Pumpe.

Kesselraume eine Dampfenzpumpe aufgestellt, die aus dem Hilfslenzrohr saugt und zum Betrieb der Aschejektoren und zum Feuerlöschten dient.

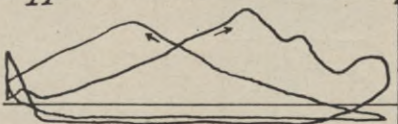
b) Auf Handelsschiffen ist eine besondere Kühlpumpe nicht vorhanden, sondern es wird hierzu die Zirkulationspumpe oder die Spülpumpe herangezogen.

Bei größern Kriegsschiffen hat man für jede Hauptmaschine eine besondere Kühlpumpe, die aus See und dem Hauptlenzrohr saugt und durch die Kühlleitung, zuweilen auch durch die Flutleitung nach See drückt.

### *Einfach wirkende Luftpumpe*



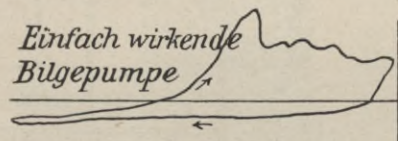
### *Doppelt wirkende Zirkulationsp.*



### *Einfach wirkende Speisep.*



### *Einfach wirkende Bilgepumpe*



## *Pumpen-Diagramme*

Fig. 279 a—d.

eingerrichtet und drückt also in die Heizözzellen sowie in die Übernahmeleitung.

f) Die an Bord der Kriegsschiffe vorgesehene Waschwasserpumpe saugt aus der Speisewasser- und Waschwasserlast und drückt in die Waschwasserleitung; außerdem kann sie durch eine besondere Leitung Waschwasser übernehmen.

g) Die Trinkwasserpumpe saugt aus der Trinkwasserlast, drückt in die Trinkwasserleitung und hat Anschluß zur Übernahme von Trinkwasser.

c) Die Spül- und Klosett-pumpe saugt bei kleinen Handelsschiffen aus See, Bilge und Lenzleitung und drückt nach Deck, Klosettank und See, kann also auch noch als Lenzpumpe verwendet werden; bei großen Handelsschiffen saugt sie nur aus See, findet aber auch noch als Feuerlösch- und Kühlpumpe Verwendung.

Auf Kriegsschiffen saugt sie aus See und drückt durch die verschiedenen Spülrohre in die gemeinsame Seewasserleitung.

d) Die Pumpen für die Frischwassererzeuger saugen aus See und drücken nach den zu diesen Apparaten gehörigen Kondensatoren und nach See.

e) Die Heizölpumpen saugen aus den Heizözzellen und drücken nach dem Vorwärmer der Heizölanlage. Eine der Heizölpumpen ist noch zur Übernahme von Öl

**Pumpendiagramme.** Pumpenzylinder können ebenso wie Dampfzylinder indiziert und bezüglich der geleisteten Pumpenarbeit aus dem Diagramm berechnet werden. Fig. 279 a—d zeigen derartige Pumpendiagramme.<sup>1)</sup> Eine Reihe von Pumpenstörungen z. B. infolge zu späten Ventilschlusses oder Undichtigkeiten in der Kolbenliderung, Bildung von Luftsäcken im Pumpenzylinder, zu enger Rohrleitung usw. und ihr Einfluß auf das Pumpendiagramm sind von Bach<sup>2)</sup> eingehend diskutiert und erläutert. — Auch Güldner<sup>3)</sup>, Hartmann & Knoke<sup>4)</sup> u. a.<sup>5)</sup> behandeln die Untersuchung von Pumpendiagrammen.

## 8. Der Propeller.

### § 110. Entwicklung, Wirkungsweise und Bauart der Schaufelräder.

a) Entwicklung. Die ersten Dampfschiffe waren mit Schaufelrädern ausgerüstet (vgl. Maschinenanlage des „Clermont“ Fig. 131 auf S. 194). Stevens hatte schon 1807 auf seinem Versuchsboote „Phönix“ bewegliche Schaufeln *E* (Fig. 280) angeordnet; diese waren mit den Armen *C* durch Zapfen drehbar verbunden und standen durch Arme *D*, Stangen *F*, mit Exzenter *GH* in zwangläufige Verbindung. 1814 führte Buchanan Schaufeln ein, die vom Eintritt bis zum Austritt vertikal durch das Wasser gingen, wodurch ein Aufklatschen der Schaufeln und eine Erschütterung des Schiffes vermieden wurde.

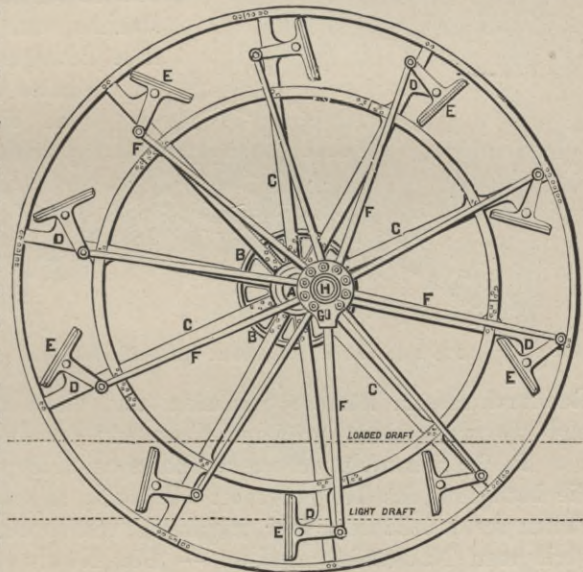


Fig. 280. Schaufelrad von Stevens.

1) Z. V. D. I. 1905 S. 1984 sowie Rosenthal, Müller & Bayer, Neuere Schiffsm. Taf. 36.

2) Bach, Konstruktion der Feuerspritzen.

3) Güldner, Kalender für Betriebsleitung 1907 I. Tl. S. 262.

4) Die Pumpen 1897 S. 273—278. 5) Jahrb. der Schiffb.-Ges. 1904 S. 339.

In Fig. 281 stellen *c* diese Schaufeln dar, *f* sind kurze Arme, die durch Stangen *i* und Exzentering *h* von der mit Welle *a* fest verbundenen Exzenterischeibe *y* eine zwangläufige Bewegung erhalten. Die Schaufeln standen außerdem noch durch die Arme *d* mit der gleichfalls auf der Welle befestigten Rosette *b* in Verbindung und waren an den Enden von *d* in Zapfen drehbar gelagert. Da bei dieser Konstruktion die Exzenter oft beschädigt wurden und der Nutzeffekt nicht zugenommen hatte, so kam man wieder auf die festen Schaufeln zurück; erst Galloway und Morgan ist es 1830 gelungen, die beweglichen Schaufeln dauernd einzuführen. Die Hauptänderung bestand darin, daß die exzentrische Bewegung von einer besonderen in einem

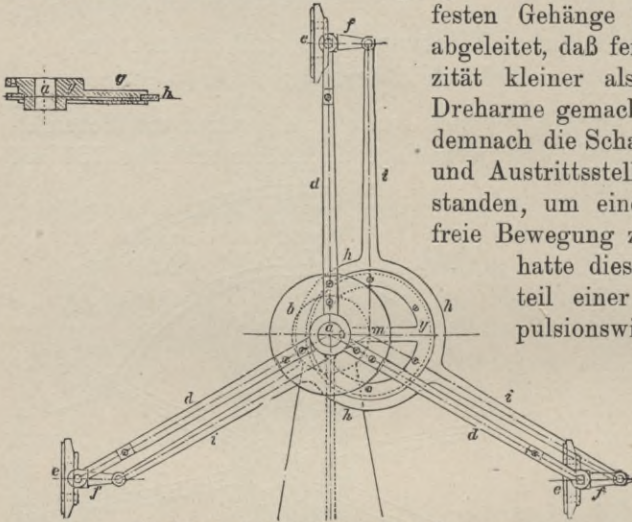


Fig. 281 a und b. Schaufelrad von Buchanan.

festen Gehänge gelagerten Welle abgeleitet, daß ferner die Exzentrizität kleiner als die Länge der Dreharme gemacht wurde, und daß demnach die Schaufeln an den Ein- und Austrittsstellen etwas geneigt standen, um eine möglichst stoßfreie Bewegung zu erzielen. Doch

hatte dieses Rad den Nachteil einer geringeren Propulsionswirkung und führte zu den Konstruktionen von Scott Russell, Fréminville und Strondley, die einen geringeren

Raddurchmesser, kürzere Schaufeln und einen Radkasten einführen und trotzdem einen größeren Nutzeffekt erzielen.

Solche Schaufeln werden besonders bei Schleppern und bei Schiffen, die bezüglich des Tiefgangs oft wechseln, angewandt, weil in diesen Fällen feste Schaufeln sehr ungünstig beansprucht werden und einen geringeren Nutzeffekt ergeben. — Die Nachteile der beweglichen Schaufeln sind: größeres Gewicht, komplizierterer Bewegungsmechanismus, größere Anschaffungs- und Unterhaltungskosten; andererseits kann bei großen Schiffen und großen Raddurchmessern der Ein- und Austritt von festen Schaufeln noch unter genügend großem Winkel —  $40^{\circ}$  und darüber — geschehen; daher werden in diesem Falle die beweglichen Schaufeln bevorzugt.

Das Schaufelrad hat in letzter Zeit sehr an Bedeutung verloren, z. B. waren von den 1762 Dampfmaschinen, die am 1. 1. 1906 unter deutscher

Flagge führen, nur 43 Raddampfer und 1719 Schraubendampfer; die Zahl der Schraubendampfer ist von 1901/06 um 28% gestiegen und die der Raddampfer um 8,5% gefallen. Auch in Amerika wird das Schaufelrad bei den Binnenseedampfern mehr und mehr durch die Schraube verdrängt.

b) Die allgemeine Wirkungsweise eines Schaufelrades besteht darin, daß die untergetauchten Schaufeln einen Druck auf das Wasser erzeugen, welcher abgesehen von der vertikalen durch die Schräglage der Schaufeln bedingten Kraftkomponente horizontal wirkt, eine gewisse — möglichst große — Wassermasse mit einer bestimmten — möglichst kleinen — Geschwindigkeit nach hinten wirft und infolge Reaktionswirkung das Schiff nach Überwindung des Schiffswiderstandes nach vorn treibt.

Entsprechend dem Ein- und Austauchen der einzelnen Schaufeln unterliegt der Schub eines Schaufelrades auf den Schiffskörper regelmäßigen Schwankungen. Jeder Punkt der Schaufel beschreibt während einer Umdrehung eine zyklidenartige Kurve und zwar die äußersten Punkte der Schaufel eine sog. verlängerte, die innersten eine verkürzte Zykloide und eine mittlere Reihe von Punkten, für welche der zugehörige Kreisumfang = dem zurückgelegten Schiffswege wird, eine gewöhnliche Zykloide. Für diese letzteren Punkte wird der Slip = 0, für alle Punkte, die dem Mittelpunkt näher als diese liegen, negativ und für die außen liegenden Punkte positiv.

Die Theorie der festen wie beweglichen Schaufelräder ist von Riehn (Z. V. D. I. 1884 S. 349 u. fig.), Redtenbacher (Die Bewegungsmechanismen, I. Abt.), Busley (Die Schiffsmaschine 1886, II. Bd. S. 668), Flamm (Z. V. D. I. 1894 S. 1452) u. a. eingehend erörtert.

c) Bauart der Schaufelräder. Die Hauptteile eines Schaufelrades (Fig. 282 u. 282a aus Z. V. D. I. 1904 S. 1726) sind  $\alpha$ ) die Nabe,  $\beta$ ) die Radarme,  $\gamma$ ) die Radkränze,  $\delta$ ) die Schaufeln,  $\zeta$ ) der Bewegungsmechanismus,  $\epsilon$ ) die Zubehörteile.

$\alpha$ ) Die aus Gußeisen hergestellte Nabe ist auf der Radwelle fest aufgekeilt und besitzt 1, 2 oder 3 Flanschen, die mit Rippen versteift sind und eine Reihe von radialen Aussparungen zur Aufnahme der Radspeichen haben.

$\beta$ ) Die Radarme oder Speichen sind aus Schmiedeeisen gefertigt, mit den Flanschen der Nabe durch Bolzen verschraubt, so daß entsprechend der Zahl der Flanschen ebenso viele Reihen von Radspeichen entstehen, die gegenseitig durch Diagonalstreben von rundem oder rechteckigem Querschnitt versteift werden, um sie gegen Stöße oder starken Seegang widerstandsfähiger zu machen.

$\gamma$ ) Am äußeren Umfange werden die Radarme durch einen Radkranz verbunden, um die bei den einzelnen Radarmen auftretenden

Beanspruchungen auf alle übrigen Radarme zu übertragen und dadurch eine bessere Kraftverteilung herbeizuführen. Bei Rädern mit festen

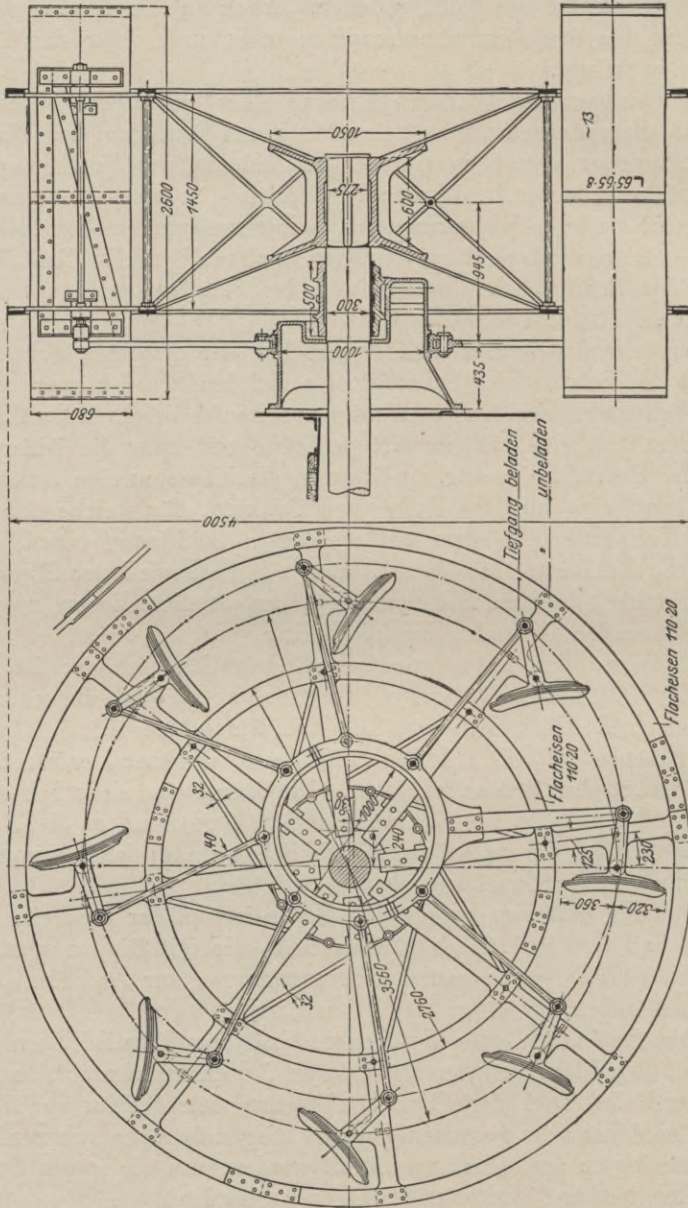


Fig. 282 und 282 a. Modernes verstellbares Schaufelrad.

Schaufeln sind außer diesem Außenkranz noch 1—2 innere Kränze zur besseren Versteifung der Radarme angeordnet. Die Kränze setzen



sich aus einzelnen durch Doppellaschen verschraubten Segmenten zusammen; an den Verbindungsstellen mit den Kränzen sind diese etwas verbreitert, um eine größere Auflagefläche und solidere Verbindung zu erhalten.

δ) Die Schaufeln werden meist aus zähem Ulmenholz, zuweilen auch aus Fichten- und Buchenholz oder Eisenblech hergestellt; ihre Befestigung erfolgt bei festen Schaufeln durch Hakenschrauben. — Die beweglichen Schaufeln sind meist aus 2—3 Lagen zusammengesetzt, die durch ebenso viele eiserne an den Enden verklinte Bolzen gehalten werden. Die Verbindung der Schaufeln mit den Radarmen geschieht durch Zapfen und Lager, indem auf der Hinterseite der Schaufeln die aus Stahl mit Bronzeüberzug hergestellten Schaufelachsen befestigt und diese in Verstärkungen der Radarme mit Pockholzausfütterung gelagert werden.

Die Schaufelform ist gewöhnlich rechteckig mit abgerundeten oder abgeschrägten Ecken; die größere Rechteckseite  $l$  nennt man die Schaufellänge, die kleinere  $h$  die Schaufelhöhe; die Länge beträgt bei Seedampfern ca.  $\frac{1}{3}$ , bei Flußdampfern ca.  $\frac{1}{2}$  der Schiffsbreite; die Höhe ist bei Seedampfern ca.  $0,43 l$ , bei Flußdampfern ca.  $0,17—0,24 l$ . — Der Raddurchmesser bezogen auf Außenkante-Schaukel wird bei schnellen Seedampfern mit beweglichen Schaufeln ca.  $5,4 h$ , bei kleinen Flußdampfern mit festen Schaufeln  $8,2—10 h$  gemacht.

Außer den einfachen Schaufeln sind von Field horizontal, von amerikanischen Ingenieuren vertikal geteilte Schaufeln und von Strondley bei Rädern mit beweglichen Schaufeln gekrümmte Schaufeln angewandt. — Beim Fieldschen Rad wird die an der Peripherie liegende Schaufelhälfte an der Hinterkante, die der Radachse zugekehrte Hälfte an der Vorderkante des Radarmes befestigt, wodurch die Größe der Stöße beim Ein- und Austritt vermindert, andererseits die Schaufelfläche etwas vermehrt wird. Bei großem Durchmesser ordnet man auch 3 stufenweise übereinanderliegende Teile sog. Zykloidenräder an. — Die vertikal geteilten Räder bestanden aus je 3 schmalen aneinander geschobenen Rädern, die Schaufeln aus 2 äußeren und einem mittleren Teile, der einen besonderen Radkranz bildete. — Die nach einem Kreisbogen, einer Zykloide oder Spirale gekrümmten aus Eisen gefertigten Schaufeln sollten gleichfalls einen möglichst günstigen Ein- und Austritt ergeben.

Schließlich seien noch die von Dupony konstruierten sog. reffbaren in der französischen Marine vielfach verwendeten und dreiteilig ausgeführten Schaufeln erwähnt, welche mit einer einfachen Vorrichtung zum Verschieben der Schaufeln je nach dem Tiefgange des Schiffes versehen waren.

Die Entfernung der Oberkante der am tiefsten eingetauchten

Schaufel von der Wasserlinie soll mindestens 100 mm betragen, bei großen Raddampfern beträgt sie gewöhnlich 400—500 mm; die Unterkante der am tiefsten eingetauchten Schaufel läßt man nicht tiefer als den Kiel gehen. Bei einem zu tief eingetauchten Rade treten die Schaufeln sehr schräge ein und aus; die Eintauchung soll  $\frac{1}{4}$  des Raddurchmessers selbst bei beladenen Seedampfern nicht überschreiten; für kleinere Fahrzeuge gilt nach Scott Russel der Wert 0,17—0,22.

ξ) Der Bewegungsmechanismus für bewegliche Schaufeln besteht aus dem exzentrischen Zapfen mit Bügel, den Zugstangen und den Schaufelhebeln. Der Zapfen ist, wie aus Figur ersichtlich, in einem Konsol am Radkastenträger befestigt und besteht aus Stahl mit Bronzeüberzug; der herumgreifende Bügel ist mit Pockholzstäben ausgefüllt und mit 2 Rändern zur Aufnahme der Zugstangen versehen. Die inneren Gelenke tragen bronzene Buchsen, die äußeren an die Schaufelhebel angreifenden sind zur Aufnahme der mit Bronzeüberzug versehenen Zapfen der Schaufelhebel mit Pockholz gefüllt. Eine der Zugstangen dient als Mitnehmerstange und ist am Bügel durch Bolzen oder Keil mit diesem fest verbunden, während sein äußeres Ende wie die anderen Zugstangen gestaltet ist. Die Schaufelhebel werden mit der an der hinteren Seite der Schaufeln sitzenden Schaufelachse fest verbunden. Die Länge dieses Hebels wird meist 0,6 der Schaufelhöhe gemacht. Weitere Konstruktionsdaten vgl. Hütte 1908 II. Teil, S. 699.

ε) Als Zubehörteile ist der Radkasten mit seinem Fundament zu erwähnen; dieser hat den Zweck, das von der Schaufel mitgerissene Wasser vom Schiffe fernzuhalten und ablaufen zu lassen.

## § 111. Entwicklung, Arten, Wirkungsweise und Versuche der Schraubenpropeller.

1. **Entwicklung.** Die erste Anwendung einer Schraube als Schiffspropeller wurde in England 1802 bei einer Segelregatte, in Amerika 1804 bei einem Versuchs-Dampfboote von John Steffens gemacht; im ersten Falle wurde die Schraube durch ein von 8 Mann bewegtes Spill getrieben (vgl. Z.V.D. I. 1906 S. 664). Unabhängig hiervon konstruierte der Böhme Ressel 1811 eine Schraube und rüstete 1829 ein Fahrzeug „Civetta“ mit einer solchen aus; leider durfte diese infolge eines Betriebsunfalles am Hauptdampfrohre auf der ersten Probefahrt infolge Einschreitens der Polizei nicht weiter erprobt werden. Ressel hatte die Schraube zwischen Hinterstegen und Steuer im Schraubenbrunnen gelagert. Seine Schraube war eingängig und umfaßte  $1\frac{1}{2}$  Umgänge. Bald fand sie auch in Frankreich und England Eingang, wurde jedoch durch den englischen Landwirt Smith 1836 etwas abgeändert. Fig. 283 (aus Flamm-Rühlmann S. 294)

stellt seine mit 2 Umgängen versehene und aus Holz gearbeitete Schraube dar. Während einer Probefahrt brach die Hälfte dieser Schraube ab, und der Erfolg war eine größere Bootsgeschwindigkeit; auf Grund dieser Erfahrungen ließ die englische Admiralität ein größeres Schiff „Archimedes“ mit einer Schraube ausrüsten; Smith wandte dabei eine zweigängige — oder Zweiflügelschraube mit nur einem halben Umgang an (Fig. 284, aus Flamm-Rühlmann S. 296) und erzielte damit gute Resultate.

Gleichzeitig mit Smith versuchte der in England lebende schwedische Kapitän Ericson seinen aus 2 hintereinander liegenden Rädern

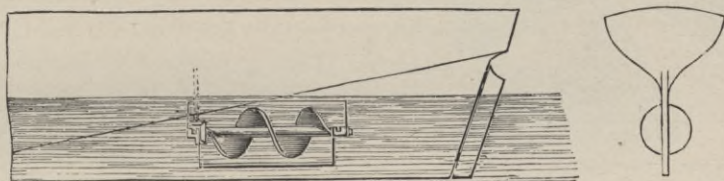


Fig. 283. Eingängige Schraube.

mit je 8 getrennten Schraubenflächen bestehenden Propeller einzuführen, was ihm in England nicht glückte, aber teilweise in Frankreich und Amerika gelang.

In Frankreich werden als Erfinder der Schraube Kapitän Delisle und ein Mechaniker Sauvage angegeben, die 1823 bzw. 1832 Schraubenpatente erhielten.

Nachdem Smith mit einer dreigängigen d. h. dreiflügeligen

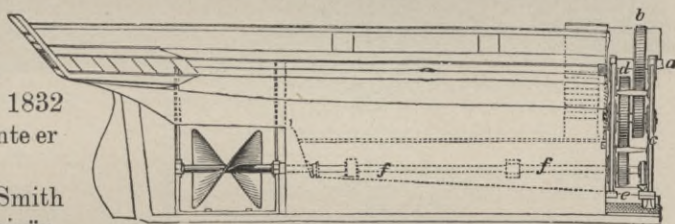


Fig. 284. Zweiflügelige Schraube.

und in Frankreich 1843 auf dem Postschiffe „Napoléon“ mit einer vierflügeligen Schraube sehr günstige Resultate erzielt hatte (Fig. 285 aus Flamm-Rühlmann S. 300), wurde das Schaufelrad zunächst bei Seeschiffen rasch durch die Schraube verdrängt.

**2. Schraubenarten.** Jede Schraube besteht aus der Nabe und den Flügeln; die verschiedenen Schraubenarten unterscheiden sich durch die Form und gegenseitige Lage der Flügel und der Nabe, sowie durch die Schraubensteigung und die Flügelzahl.

Die nach hinten gerichtete, also dem Schiffe abgewendete Seite des Flügels ist, da durch sie die Druckwirkung erzeugt wird, die für die Formgebung der Flügel maßgebende. Diese sogenannte Druckfläche besteht bei den meisten ausgeführten Schrauben aus einer

Schraubenfläche, trotzdem eine solche nach den Untersuchungen von Lorenz<sup>1)</sup> keinen stoßfreien Durchgang durch das Wasser ergeben soll.

a) Eingängige Schraube. Eine Schraubenlinie entsteht dadurch, daß man ein rechtwinkliges Dreieck — mit den Katheten  $a$

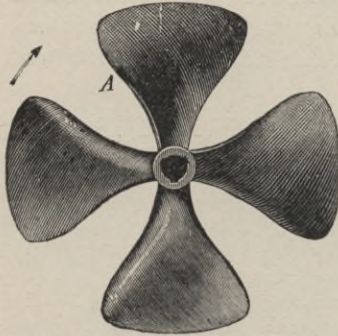


Fig. 285. Vierflügelige Schraube.

und  $s$  und Hypotenuse  $c$  — um einen Zylindermantel legt, so daß  $a$  mit dem Grundkreise des Zylinders zusammenfällt;  $s$  gibt die sogenannte Steigung und der  $\sphericalangle$  zwischen  $a$  und  $c$  den Steigungswinkel an. Legt man nun durch die Punkte der Schraubenlinie und gleichzeitig durch die Zylinderachse horizontale Linien (Erzeugende), so stellt die durch die letzteren gelegte Fläche eine Schraubenfläche dar. — Eine zweite Erzeugungsart ist folgende: Man legt um eine Reihe konzentrischer Zylinder, von dem-

selben Radius aus — in den Grundkreisen — rechtwinklige Dreiecke von gleicher Höhe herum und durch die so entstandene Schar von Schraubenlinien eine Schraubenfläche. Diese ist eingängig und

ergibt eine einflügelige Schraube, wie solche von Ressel und Smith zuerst ausgeführt wurde.

b) Mehrgängige Schrauben. Eine 2-, 3- oder 4gängige Schraube erhält man dadurch, daß man statt eines Dreiecks mehrere (Fig. 286) anwendet, die um 180, 120 oder 90°

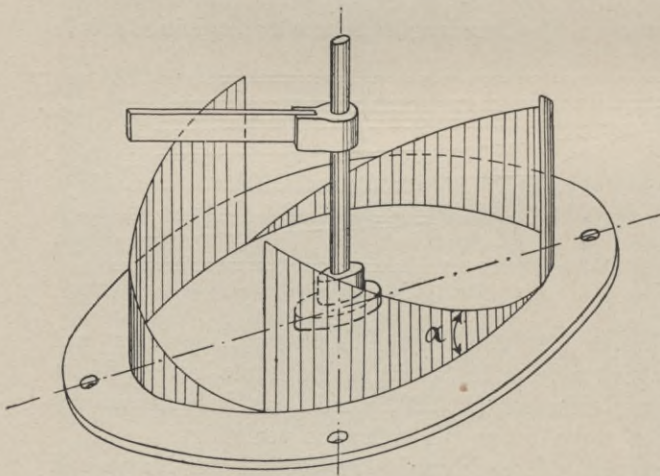


Fig. 286. Konstruktion einer dreiflügeligen Schraube.

gegeneinander versetzt sind, oder man zieht mehrere um diese  $\sphericalangle$  versetzte Radien und legt vom Schnittpunkte derselben mit den verschiedenen Grundkreisen eine zweite, dritte oder vierte Schar von

1) Z. V. D. I. 1907 S. 19.

Steigungsdreiecken herum. — Schneidet man aus den so erhaltenen Schraubenflächen durch zwei Horizontalebene ein Stück heraus, so erhält man eine 2-, 3- oder 4flügelige Schraube. Die Nabe wird dabei durch den innersten Zylinder gebildet, und die Länge der Nabe wird gleich dem Abstände der beiden Horizontalebene.

c) Rechts- und linksgängige Schrauben. Je nachdem diese Dreiecke nach rechts oder links herumgelegt werden, erhält man rechts- oder linksgängige Schraubenflächen. Bei ausgeführten Schrauben erkennt man dies, wenn man parallel zur Propellerwelle liegend von außen auf die Spitze des Flügels sieht; steigt letztere von links nach rechts, so hat man eine rechtsgängige Schraube und umgekehrt. — Bei Zweischraubenschiffen wird meistens die Steuerbordschraube rechts-, die Backbordschraube linksgängig gemacht, so daß beide Schrauben nach außen schlagen. — Bei Einschraubenschiffen werden in England und Deutschland meist links-, in Frankreich meist rechtsgängige Schrauben angewandt. (Vgl. 6 g dieses §.)

d) Schrauben mit veränderlicher Steigung. Werden als Erzeugungsdreiecke solche mit verschiedener Steigungshöhe zugrunde gelegt, so erhält man eine Schraubenfläche mit radial veränderlicher Steigung,

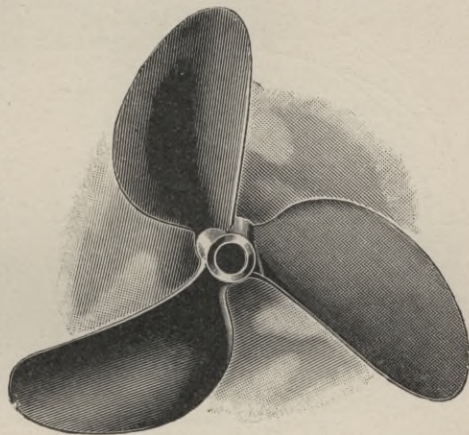


Fig. 287. Zeise-Propeller.

die nach dem Umfange oder nach der Nabe zu nach linearem oder hyperbolischem Gesetze zu- oder abnehmen kann und den Zweck hat, die Abweichung der am Umfange ein- oder an der Nabe austretenden Wasserfäden und die hierdurch erzeugten Stöße möglichst klein zu machen. Beim Zeise-Propeller nimmt die Steigung am Umfange ab und an der Nabe zu, so daß die Endpunkte der erzeugenden Dreieckschar auf einer Hyperbel liegen. Die Zunahme der Steigung an der Nabe und zwar bis unendlich hat hier den Zweck, diese Punkte mehr zur Schraubenarbeit heranzuziehen und eine Vermehrung der Wassergeschwindigkeit beim Durchgang durch den Propeller hervorzurufen.<sup>1)</sup> Seine Überlegenheit zeigte der Zeise-Propeller (Fig. 287) zuerst bei Vergleichsfahrten in der amerikanischen

1) Z. V. D. I. 1893 S. 907, sowie 1897 S. 590 und Achenbach, Die Schiffschraube.

Marine, dann ist er ca. 1000mal in der deutschen und ausländischen Marine ausgeführt worden. Theoretisch ist seine Überlegenheit von Sellentin<sup>1)</sup> und praktisch neuerdings von Wagner<sup>2)</sup> erwiesen. Beide erhielten für diesen Propeller einen um 3% größeren Nutzeffekt als bei Propellern mit konstanter Steigung. (S. auch Helling, Schiffb. 09 Nr. 14.)

Werden statt der Hypotenuse im Steigungsdreieck gebrochene oder gekrümmte Linien, wie es z. B. von Thornykroft für Torpedobootschrauben geschieht, angewandt, so erhält man peripherial veränderliche Steigungen. Hierdurch sollen die an der eintretenden Flügelkante, welche beim Vorwärtsgange zuerst ins Wasser taucht, und die an der austretenden Kante erzeugten Stoßwirkungen verringert werden.

Professor zur Kammer benutzte hierzu ein Stück einer

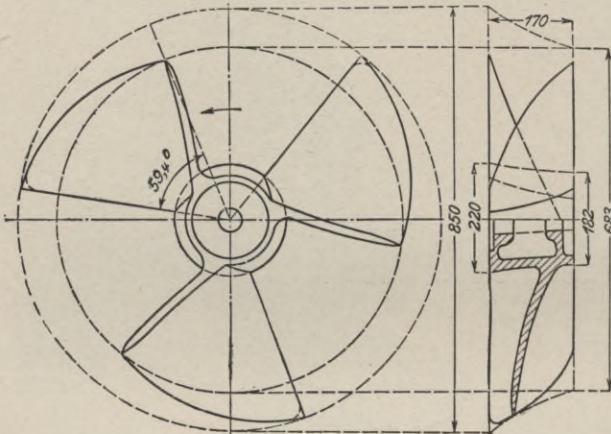


Fig. 288 a und b. Lorenz-Propeller.

Schraubenlinie; die Herstellung solcher Schrauben ist indessen recht kompliziert und kostspielig, daher kommt man immer mehr davon ab, Schrauben mit variabler Steigung auszuführen; erfahrungsgemäß kann sie hauptsächlich nur bei sehr breiten Flügeln empfohlen werden, wenn das

Verhältnis von Steigung zu Durchmesser ein großes ist.<sup>3)</sup>

e) Schrauben mit geneigten Erzeugenden. Die Erzeugende der Schraubenfläche steht meist  $\perp$  zur Zylinderachse, doch sind für Torpedoboote von Thornykroft, Schichau, Yarrow, Normand u. a. nach hinten um  $20\text{--}30^\circ$  geneigte Erzeugende gewählt, um den nach hinten geworfenen Wasserstrom besser zusammenzuhalten, was bei hohen Umdrehungen infolge der auftretenden Zentrifugalkräfte sehr wichtig schien; außerdem glaubte man durch diese Form den Wassereintritt bei Einschraubenschiffen zu verbessern. Nach den Untersuchungen von Flamm<sup>4)</sup> hat indessen die Neigung der Erzeugenden keinen Einfluß auf die Schraubenwirkung.

1) Schiffbau 1905/06 S. 334.

2) Jahrb. d. Schiffb. Ges. 1906 S. 264.

3) Mitt. aus d. Geb. d. Seew. 1908 S. 190.

4) Flamm, Die Schiffsschraube und ihre Wirkung auf das Wasser. 1909.

f) Kegelförmige Schrauben. Es ist ferner versucht worden — durch Oberbaurat Thomsen-Kiel —, statt des Zylinders einen Kegel zur Erzeugung der Schraubenfläche zu verwenden, um Flügel mit radial veränderlicher Steigung zu erhalten, die genau übereinstimmend auf der Drehbank bearbeitet werden können, was sonst sehr schwer ist. Desgleichen ist mit Kl. 65f. Nr. 45883 eine Schiffsschraube patentiert, deren Flügel Teile von Kegelmänteln bilden.

g) Sichelförmige Schrauben. Die früher vielfach angewandte Hirsch-Schraube mit sichelartig nach innen gekrümmten Flügeln,

sowie Flügel mit treppenartigen Ansätzen, um die Zentrifugalbewegung des Wassers zu vermindern, werden jetzt nicht mehr gebaut.

— Nach den Untersuchungen von Ahlborn<sup>1)</sup> und von Flamm findet bei der verhältnismäßig tiefen Lage der Schraube kaum ein Abschleudern des Wassers über den Umfang der Schraube hinaus statt, so daß also das Einwärtsbiegen der Flügel

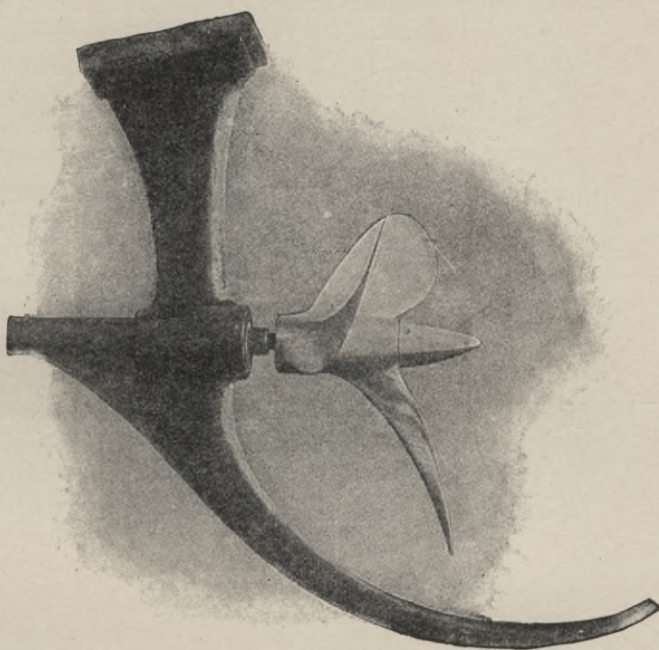


Fig. 289. Niki-Propeller.

ziemlich belanglos ist. — Ein neuer Vorschlag zur Ausführung einer geeigneten Flügelform rührt von Lorenz<sup>2)</sup> her. Er leitet theoretisch die Gleichung für diejenige Fläche ab, welche einen stoßfreien Durchgang regeln soll, und kommt unter Benutzung dieser Gleichung, die nicht mit der Gleichung der Schraubenfläche übereinstimmt, zu sichelförmig gebogenen Flügeln (Fig. 288a u. b), die bei den vorgenommenen Vergleichsfahrten günstige Resultate aufgewiesen haben.<sup>3)</sup> Nach den Versuchen von Flamm sollen sie

1) Jahrb. d. Schiffb.-Ges. 1905 S. 93 u. S. 427, sowie Z. V. D. I. 1904 S. 1824.

2) Z. V. D. I. 1907 S. 21 u. Jahrb. d. Schiffb.-Ges. 1906 S. 162.

3) Z. V. D. I. 1907 S. 19, 329 u. 1348.

allerdings nicht ganz so gut arbeiten wie Propeller mit konstanter Steigung.

h) Schraube mit ebenen Flügelflächen. Um den für die Schraubenwirkung schädlichen Einfluß der Nabe zu beseitigen, hat Graf Westphalen aus einer dreigängigen Schraubenfläche drei gleiche Stücke herausgeschnitten und als Annäherung statt der Schrauben-, ebene Flächen angenommen, die durch Streben und innere Versteifungsringe mit der Nabe und miteinander verbunden waren. Dieser Propeller ist auf deutschen Torpedobooten versucht und auch auf den Lloyd-Dampfern „Seeadler“ und „Frankfurt“ eingebaut<sup>1)</sup> und soll auf letzteren bei gleicher Geschwindigkeit eine geringe Kohlenersparnis ergeben haben.

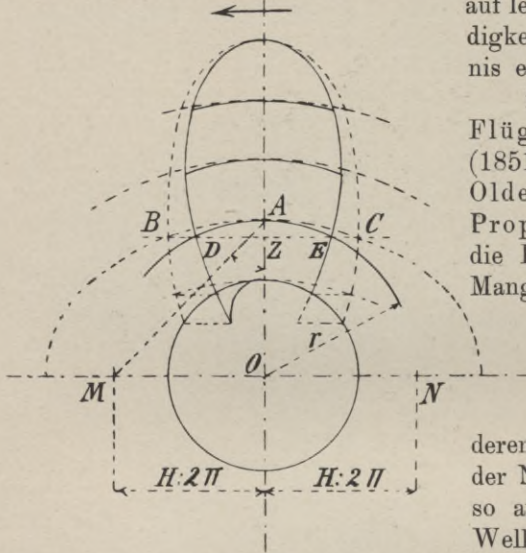


Fig. 290.

Konstruktion der abgewickelten Flügelfläche.

i) Propeller mit versetzten Flügeln. Der Franzose Mangin<sup>2)</sup> (1851) und der Großherzog von Oldenburg<sup>2)</sup> (1905) — Niki-Propeller (Fig. 289) — haben die Flügel an der Nabe versetzt;

Mangin wendet zwei in geringem Zwischenraume hintereinander aufgesetzte Flügel, der Großherzog von Oldenburg drei oder mehr Flügel an, deren Füße auf einer im Umfange der Nabe liegenden Schraubenlinie so angeordnet sind, daß der dem Wellenaustritt zunächst sitzende Flügel, dann die folgenden das Wasser nach hinten schleudern,

um dadurch für jeden Flügel einen besseren und freien Wasser-austritt zu ermöglichen. Der Niki-Propeller wird von Zeise gebaut und ist sowohl in der Kaiserlichen wie auch in der Handels-Marine z. B. bei den transatlantischen Dampfern „Silvania“ und „Seydlitz“ mit Erfolg zur Ausführung gekommen.

**3. Konstruktionselemente der Schraube.** Für die Konstruktion unterscheidet man bei einer Schraube die projizierte und die abgewickelte Flügelfläche. Erstere entsteht durch Projektion eines Flügels auf eine zur Welle senkrechte Ebene. Diese ist für die Größe des erzeugten Axialdruckes maßgebend und bildet

1) Z. V. D. I. 1905 S. 1088.

2) Z. V. D. I. 1906 S. 1957 u. Achenbach, Die Schiffsschraube.



den Ausgangspunkt für die Konstruktionszeichnung. Die auf eine Ebene abgewickelte Flügelfläche ist von Wichtigkeit für die Bestimmung der Reibung usw. und kann aus der projizierten Fläche und der Steigung durch Annäherung gefunden werden. Z. B. findet man für die beiden dem Grundkreise vom Radius  $OA = r$  entsprechenden Projektionspunkte  $D$  und  $E$  (Fig. 290) die zugehörigen Punkte der Abwicklung, wenn man  $OM = ON = \frac{H}{2\pi}$  macht (wo  $H$  die Steigung angibt) und durch  $A$  eine Ellipse legt, deren große und kleine Achse entsprechend  $= 2AM$  und  $2AO$  sind; die Schnittpunkte dieser Ellipse mit der Geraden  $DZE$  liefern die beiden gesuchten Punkte  $B$  und  $C$ ; für alle anderen Punkte bleiben die Brennpunkte der betreffenden Ellipsen auch  $M$  und  $N$ . Die Annäherung dieser Konstruktion beruht darin, daß man sich an die einzelnen Punkte der Schraubenfläche Tangentialebenen gelegt denkt, welche bekanntlich die zugehörigen Zylinder in Ellipsen schneiden.

Unter Flügelbreite versteht man die Breite des abgewickelten Flügels an irgendeiner Stelle; die mittlere Flügelbreite ergibt sich = der abgewickelten Fläche: Flügellänge.

Die Flügelkontur einer gewöhnlichen mathematischen Schraube hat die aus Fig. 285 (A) ersichtliche Form; da diese für die Praxis infolge der

starken Beanspruchung der äußersten Punkte und der großen Gefahr einer Beschädigung derselben nicht zu gebrauchen ist, hat schon Griffith 1849 die Schraubenfläche am Umfange verkleinert und die größte Breite der Fläche auf 0,4 der Flügellänge verlegt (Fig. 291). In Frankreich wählte man als Flügelkontur vielfach ein Rechteck, jetzt ist es meist üblich, eine Ellipse zu wählen; oft zeigt diese Ellipse nach der Nabe oder nach dem Umfange zu eine Verbreiterung, um dadurch innen oder außen mehr Flügelfläche zu erhalten. Bei einigen Schraubenkonstruktionen wählt man ganz unsymmetrische Flügelkonturen, indem man die an der Eintrittskante liegende Fläche etwas verkleinert und die an der Austrittskante liegende entsprechend vergrößert, um dadurch die Flügel wirkungsvoller zu machen. (Vgl. S. 431, e.)

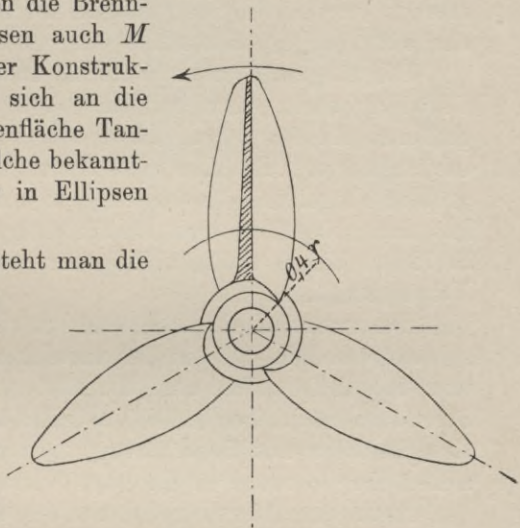


Fig. 291. Griffith-Schraube.

4. **Flügelzahl.** Man wird im allgemeinen bestrebt sein, eine Schraube mit ziemlich großer Steigung herzustellen, um einen möglichst großen Axialschub zu erhalten. Jede steile Schraube, als Spindel gedacht, wird nun, um in ihrer zugehörigen Mutter — bei der Schiffsschraube das Wasser — eine gute Führung zu haben, mehrere Umgänge haben müssen; man braucht aber nicht den vollen Umgang zu nehmen und kann die Länge der Schraubenspindel verkleinern, wenn man eine mehrgängige Schraube anwendet. Eine einflügelige Schraube beansprucht zwischen Ruder und Hintersteven des Schiffes zu viel Platz; dazu kommt, daß durch eine solche lange Schraube infolge des großen Flügelareals eine große nutzlose Arbeit erzeugt wird. Auch aus Festigkeitsrücksichten empfiehlt es sich nicht, eine einflügelige, sondern 2, 3- oder 4flügelige Schrauben zu verwenden.

Die Flügelzahl noch weiter zu steigern ist wegen der praktischen Schwierigkeiten einer soliden Flügelbefestigung auf der Nabe bei größeren Ausführungen kaum möglich, trotzdem nach den Untersuchungen von Rankine und auch von Lorenz die Schrauben mit größter Flügelzahl die besten sein sollen; bei sehr dünnen Flügeln hat man mit 6flügeligen Schrauben gute Resultate erzielt (Busley II S. 727). Ein 8flügeliger Propeller von Lorenz befindet sich z. Z. im Versuchsstadium.

Die zweiflügelige Schraube wird jetzt nur selten ausgeführt, da sie auf den Hintersteven bei unruhigem Wasser (Strömungen, Wind und Seegang) Stöße und Erschütterungen erzeugt, die bei großen Schrauben recht beträchtlich werden können. Früher wurde sie bei Kriegsschiffen mit Segeltakelage oft angewandt, da sie das Hinaufziehen der Schraube in den sog. Schraubenbrunnen erleichterte.

Auch dreiflügelige Schrauben erzeugen bei Einschraubenschiffen leicht Stöße auf den Hintersteven, und bei diesen Schiffen werden daher meistens 4flügelige Schrauben angewandt. Bei Zweischraubenschiffen kommen derartige Stöße gegen den Hintersteven nicht in Frage, und daher sind Zweischrauben-Kriegsschiffe mit 3flügeligen Schrauben ausgerüstet. Für Zweischraubenschiffe der Handelsmarine wendet man aber meistens 4flügelige Schrauben an, da sich bei 4 Flügeln der Verlust eines Flügels nicht so unangenehm bemerkbar macht wie bei Schrauben mit 3 Flügeln. Auf Grund der mit den beiden Schnelldampfern „Amerika“ und „Kaiserin Auguste Viktoria“ angestellten Versuche<sup>1)</sup> wird man aber in Zukunft wohl auch bei diesen Schiffen zu den Dreiflügelschrauben übergehen, da bei „Amerika“, die mit Dreiflügelschrauben ausgerüstet war, Torsionsvibrationen völlig fehlten und die Frequenz der Schwingungen bedeutend niedriger war

1) Schiffbau 1907 S. 559 und 595.

als auf „Kaiserin Auguste Viktoria“, die mit Vierflügel-schrauben fuhr. Der Doppelschraubendampfer „George Washington“ ist bereits mit 3-Flügel-Schrauben ausgerüstet. (Z. V. D. I. 1909. S. 1571.) Oft hat man bei Dreischraubenschiffen für die mittlere Schraube eine 4-, für die beiden seitlichen Schrauben je eine 3flügelige Schraube vorgesehen.

**5. Wirkungsweise und Versuche.** Die Wirkung einer Schraube entsteht durch die Reaktion des von ihr nach hinten geworfenen Wasserstrahles. Diese Wirkung wird dadurch unterstützt, daß auf der dem Schiffe zugewandten Flügelfläche eine Saugwirkung hervorgerufen wird. Beide Wirkungen zusammen erzeugen den axialen Propellerschub. Dieser wird durch das Drucklager auf das Schiff übertragen und bewirkt den Vorwärtsgang des Schiffes.

Die historische Entwicklung der Schraubentheorie mit Literaturangabe ist von Gümbel veröffentlicht.<sup>1)</sup> Früher nahm man an, daß die Wasserteilchen mit der Schiffsgeschwindigkeit  $v$  in den Propeller ein- und mit der theoretischen Propeller-Geschwindigkeit  $v$  wieder austreten, wobei vorausgesetzt wurde, daß alle Wasserteilchen beim Eintritt die gleiche Geschwindigkeit haben und ebenso beim Austritt.

Schraubenversuche. Diese Annahme trifft aber nach den neuern von Ahlhorn<sup>2)</sup>, Föttinger, Wagner, Lorenz, Flamm u. a. gemachten Versuchen nicht mehr zu.

a) Versuche von Ahlborn. Um die Gestaltung der Stromfäden beim Arbeiten der Schraube festzustellen, bestreute Ahlborn die Wasseroberfläche der Versuchstanks mit Bärlappsamen und nahm von den in Bewegung befindlichen Wassermassen photographische Aufnahmen. Aus diesen erkannte man deutlich, daß die Wasserteilchen durch die Schraube nicht nur eine axiale, sondern auch eine tangential Beschleunigung erfuhren, so daß starke Wirbelbildungen auftraten. Die zur Erzeugung dieser Strömungen erforderlichen Kräfte gehen natürlich für die Wirkung der Schraube verloren. Die Versuche von Ahlhorn bezogen sich nur auf eine drehende und nicht vorwärtsschreitende Schraube, ferner wurde die Reibung vernachlässigt und die Größe der auftretenden Kräfte nicht gemessen.

b) Versuche von Wagner. Diese Punkte wurden von Wagner<sup>3)</sup> berücksichtigt. Seine Untersuchungen erstreckten sich auf die Messung der Wassergeschwindigkeit vor und hinter der Schraube, ihres Drehmomentes, axialen Schubes usw. mittels eines Woltmannschen Flügels, eines Blattfederdynamometers von Ayrton und einer zwischen Schraube und Welle eingeschalteten Kuppelung mit Wasserkolben.

Trotz dieser genauen Beobachtungen haben aber auch diese Versuche keine einwandfreien Resultate ergeben, insofern Wagner in seinem

1) Z. V. D. I. 1907 S. 586.

2) Jahrb. d. Schiffb.-Ges. 1905 S. 93.

3) Z. V. D. I. 1905 S. 2053 u. Jahrb. d. Schiffb.-Ges. 1906 S. 264.

ringförmigen Versuchstank einen zirkulierenden Wasserstrom erzeugte und die Schraube festhielt, wobei die am Rande des Bassins auftretenden Strömungsverhältnisse des Wassers unberücksichtigt blieben. Da immerhin verschiedene von Wagner gefundene Resultate mit denen der Praxis übereinstimmen, so sei hierauf kurz eingegangen. Er fand u. a., daß in dem zirkulierenden Wasserstrom die axialen Komponenten für die Wassergeschwindigkeit im Bereiche der Schraube in der Horizontal- und Vertikalebene fast dieselben waren; nur fallen für die Vertikalebene die Geschwindigkeiten oben weniger ab als unten, was sich aus der Tatsache erklärt, daß die untern Wasserschichten mehr als die obern durch die darüber lagernden Wassermassen gebremst werden. Der Verlauf dieser axialen Komponenten trug bei den verschiedenen Schrauben von großer und kleiner Steigung und Umdrehungszahl den gleichen Charakter; diese Größe war nämlich bis zur Hälfte des Schraubendurchmessers annähernd konstant und nahm nach außen hin schnell ab, eine Erscheinung, die wohl auf den die Schraube umgebenden Ringwirbel und den bremsenden Einfluß der äußern Wassermassen zurückzuführen ist. Ferner blieben auch in der Mitte die axialen Geschwindigkeiten des Wassers infolge des hemmenden Einflusses der Nabe und der starken Rotationsbewegungen im Innern des Schraubenstrahles zurück, und diese Erscheinung trat besonders unmittelbar hinter der Nabe auf, während in etwas weiterem Abstände von der Nabe annähernd der mittlere konstante Wert erreicht wurde. — Auf Grund dieser Beobachtungen schloß Wagner, daß die Steigung der Flügel bis zu  $\frac{1}{2}$  oder  $\frac{2}{3}$  der Länge konstant gehalten werden kann und dann nach außen hin allmählich abnehmen müßte. Diese Forderung sei namentlich bei hohen Umdrehungen zu stellen; denn sonst nehmen die Flügelspitzen eine so große Beschleunigung an, daß ihnen das Wasser infolge seiner Trägheit nicht mehr auf der ganzen Flügelfläche folgt; der Wasserfaden reißt ab und erzeugt vor den Flügelspitzen Hohlräume (Kavitation). Die Versuche zeigten ferner, daß das durch die Schraube streichende Wasser auch eine tangential Beschleunigung im Sinne der Drehung der Schraube erfährt, die ähnlich wie die axiale bis zu etwa  $\frac{2}{3}$  des Radius zunimmt und nach dem Umfange zu stark abnimmt und die Größe des Wirbelverlustes darstellt. Die größte tangential Geschwindigkeit liegt im Gegensatz zur axialen in unmittelbarer Nähe des Propellers und läßt sich selbst bei günstigstem Steigungsverhältnis nicht unter ein gewisses Maß herabdrücken. — Diese Erscheinungen bewirken auch, daß das größte Drehmoment nicht an den Flügelspitzen, sondern an einer inneren Flügelstelle liegen wird, und daß eine Schraube nur ein bestimmtes Drehmoment und nur einen begrenzten axialen Schub aufzunehmen imstande ist, so sehr man auch die Umdrehungen der Schraube steigert;

es werden durch die großen Verluste infolge der Kavitationserscheinungen bei sehr hohen Umdrehungen nur verhältnismäßig geringe axiale Schübe erzeugt. Die Umdrehungszahl, bei welcher die Kavitation beginnt, nennt man die kritische; diese wird dadurch weiter nach oben verlegt werden können, daß man den Flügeln am Umfange eine kleinere Steigung als an der Nabe gibt. Es sei noch bemerkt, daß die Kavitation begünstigt wird, wenn die Flügelspitzen nur eine geringe Wassersäule über sich haben; sie wird in der Nähe des Wasserspiegels beginnen, sobald der Zug der Flügel den Druck der Atmosphäre überschreitet, und aus diesem Grunde wird bei den englischen Torpedobootszerstörern die Projektion der totalen Flügelfläche auf die Schraubenkreisfläche mindestens so groß gemacht, daß der pro qcm Flügelfläche aufzunehmende Schraubenschub geringer als 1 Atm. ausfällt.<sup>1)</sup>

c) Versuche von Flamm. Schließlich sei noch auf die Versuche von Flamm<sup>2)</sup> hingewiesen. Auf dem in einem Bassin auf Schienen längsfahrenden Versuchswagen ist ein Gleichstrommotor untergebracht, der unter Einschaltung von Kegelrädern den Modellpropeller treibt, während der Versuchswagen mit diesem in fester Verbindung steht und infolge des vom Propeller erzeugten Axialschubes vorwärts bewegt wird. Das Wasser selbst erhält keine besondere künstliche Bewegung. Die Seiten- und Bodenwände der Versuchsbassins waren aus bestem Spiegelglas hergestellt, so daß die im sorgfältig gereinigten Wasser arbeitende Schraube durch die Glaswände hindurch gut beobachtet werden konnte. Die von Flamm veranlaßten kinematographischen Aufnahmen bei Scheinwerferbeleuchtung geben ein außerordentlich anschauliches Bild von der Wirkungsweise der Schraube. Aus den Bildern konnte — ähnlich wie von Haak bei den Kanalwiderstandsmessungen (vgl. S. 285) — vor und hinter der Schraube eine Einsenkung festgestellt werden, die um so größer wird, je mehr Umdrehungen die Schraube macht und je mehr sich die Umdrehungszahl der kritischen Zahl für die Kavitation nähert. Flamm wies weiterhin auf den großen Einfluß der Saugwirkung der vorderen Flügelflächen hin, die nach seiner Ansicht mindestens von der gleichen Bedeutung für die Wirkung der Schraube sei wie die Druckseite der hinteren Schraubenseite; vor allem hat Flamm auf den außerordentlich ungünstigen Einfluß hingewiesen, den die infolge der Einsenkung und der Saugwirkung von der Wasseroberfläche — namentlich beim Überschreiten der kritischen Umdrehungen — veranlaßte Luftzuströmung nach dem Schraubenraume ausübt. Die Saugwirkung auf der Vorderseite und die Druckwirkung auf der Hinterseite

1) Mitt. aus d. Geb. d. Seew. 1908 S. 193.

2) Jahrb. d. Schiffb.-Ges. 1909 S. 345 u. Flamm, Die Schiffsschraube und ihre Wirkung auf das Wasser. 1909.

der Schraube wird durch diese Luftzuführung so stark vermindert, daß im ungünstigsten Falle fast der ganze Axialschub verloren geht; das Wasser hinter der Schraube wird dann stark aufgewirbelt, und die Schrauben arbeiten nur als sog. Schaumschläger. Um der Luftansaugung möglichst entgegenzuarbeiten und um den maximalen Schraubenschub zu erreichen, empfiehlt Flamm die Schrauben so tief als möglich zu legen und mit der Umdrehungszahl möglichst bis zur kritischen zu gehen. — Welchen Einfluß die Breite des Bassins und die Größe der Schraubenmodelle<sup>1)</sup> auf die gewonnenen Resultate haben, werden nur Versuche in noch größerem Stile ergeben können.

Über neuere Versuche mit Turbinenschrauben und Messungen des Propellerschubes vgl. Journ. of the Amer. Soc. of Nav. Eng. 1909 S. 119—234, The Engineer 1909 S. 65 u. 510 und Engineering 1909 S. 500 u. 541.

6. **Wirkungsgrad.** Die Größe des Wirkungsgrades und des axialen Schubes der Schraube wird durch a) den Slip, b) die Reibung, c) den Verdrängungswiderstand der Schraube, d) das Verhältnis der Steigung zu Durchmesser, e) die Form und Größe der abgewickelten Flügelfläche, f) die Lage der Schraube und g) den Einfluß der rechts- und linksgängigen Schrauben bedingt. Der Wirkungsgrad beträgt ca. 45—65%.

a) Sei  $S$  die Schraubensteigung in m, so müßte die Schraube bei jeder Umdrehung einen Weg von  $S$  m, und bei  $n$  Umdrehungen pro Minute  $= \frac{60 n \cdot S}{1852} = u$  Knoten-Stunde zurücklegen. Da nun aber das Wasser beim Arbeiten der Schraube zurückweicht, so legt diese nur einen Weg von  $v$  Knoten = der Schiffsgeschwindigkeit zurück. Man nennt  $u - v$  den scheinbaren Slip und drückt ihn gewöhnlich in % von  $u$  aus; für  $u = 100$  wird er also  $= \frac{u - v}{u} = s\%$ . Der wirkliche Slip ist die Differenz zwischen dem theoretischen Schraubenweg  $u$  und dem wirklichen Schraubenweg im Wasser. Die Schraube arbeitet nicht im ruhenden, sondern im strömenden Wasser; dieser sogenannte Vorstrom wird durch die Bewegung des Schiffes erzeugt, indem vom Schiffshinterende Wasser mitgerissen wird, und er kann bei völligem Hinterschiffe 10—30% der Schiffsgeschwindigkeit betragen, während in größerer Tiefe von diesem Vorstrom nicht mehr viel zu merken ist. Je geringer die Tauchtiefe der Schraube ist und je näher die Schraube dem Hintersteven liegt, um so mehr wird der Vorstrom auf die Schraube einwirken; bei schlanken Schiffen mit 2 Schrauben wird der Wert selten 10% übersteigen. Nach den Untersuchungen von Lorenz<sup>2)</sup> fällt der Wirkungsgrad eines Propellers um

1) Jahrb. d. Schiffb.-Ges. 1909/10: Gebers, neuere Propellerversuche.

2) Z. V. D. I. 1907 S. 329.

so höher aus, je größer der Vorstrom ist. Sei diese Größe =  $w$ , so ist also der wirkliche Slip in % von  $u$  ausgedrückt =  $\frac{u - (v - w)}{u}$  oder  $= s + \frac{w}{u}$ . Diese Größe soll, um einen guten Wirkungsgrad der Schraube zu erhalten, den Wert von 15–20% nicht überschreiten; andererseits darf der Wert auch nicht zu klein werden, was eintreten kann, wenn die Steigung sehr klein und die Umdrehungszahl sehr groß gewählt ist; der durch Reibung bedingte Verlust fällt dann größer aus als der durch den Slip veranlaßte. Bei starker Strömung kann der Slip sogar negativ ausfallen.

b) Die durch die Schraubenflügel erzeugte Reibung ist zunächst von ihrer mehr oder weniger glatten Oberfläche abhängig und etwa proportional der dritten Potenz des Schraubendurchmessers und direkt proportional der Umfangsgeschwindigkeit, so daß also die an der Nabe gelegenen Flügelteile eine geringere Reibung aufweisen als die am Umfange liegenden.

c) Der Verdrängungswiderstand wird dadurch hervorgerufen, daß die Flügel aus Festigkeitsrücksichten einen verhältnismäßig großen Querschnitt und damit viel Platz einnehmen, der für die Wirkung des nach hinten geworfenen Wassers verloren geht. Dieser Widerstand ist proportional dem  $\phi$  der abgewickelten Flügelfläche sowie der Umdrehungszahl.

Da nun durch die am Umfange gelegenen Flügelpunkte am meisten Wasser verdrängt wird, so ergibt sich die Forderung, die Flügelspitzen nur so dünn auszuführen, als es die Festigkeitsrechnung unbedingt erfordert. Schon aus diesem Grunde nimmt man bei Schiffen mit hoher Geschwindigkeit Bronzeflügel. (Vgl. S. 434, a.)

d) Nach den Untersuchungen von Taylor (*Resistance of ships and screw propulsion* sowie *Transac. Amer. J. N. A.* 1904) darf das Verhältnis von Durchmesser : Steigung nicht kleiner als 0,6 und nicht größer als 1,2 ausfallen, während für die Schraubenpunkte an der Nabe der bezügliche Wert möglichst  $> 0,12$  und für die Punkte an den Flügelspitzen möglichst  $< 1,5$  sein soll. Diese Werte werden an der Nabe häufig nach unten, an den Flügelspitzen nach oben überschritten. Fig. 292 auf S. 433 gibt die Abhängigkeit des Wirkungsgrades vom Durchmesser Verhältnis nach Taylor an. (Vgl. Bauer 1908 S. 400.)

e) Bei der Form der abgewickelten Flügelfläche muß man darauf Rücksicht nehmen, daß nicht zuviel Flügelareal an der Nabe zu liegen kommt, weil sonst für zu viele Schraubenpunkte ein für den Wirkungsgrad ungünstiges Durchmesser Verhältnis eintritt. Andererseits darf aber auch das Areal an der Nabe nicht zu klein ausfallen, da sonst eine solide Flügelbefestigung nicht möglich ist

Ähnliche Gesichtspunkte gelten für das Areal an der Spitze. Die Größe des abgewickelten Flügelareals  $F$  macht man etwa  $\frac{1}{3}$  der Schraubenkreisfläche d. h.  $= \frac{1}{3} \frac{\pi D^2}{4}$ . Für schnellaufende Maschinen nimmt man etwas kleinere, für langsam gehende dagegen etwas höhere Werte.

Über die Größenverhältnisse der anzuwendenden Flügelflächen geben die im Laboratorium für Hydraulik der Cornell University 1897 und 1905 vorgenommenen Versuche<sup>1)</sup> mit 49 verschiedenen Modellschrauben von 1'  $\varnothing$  einigen Aufschluß. Das Steigungsverhältnis betrug bei diesen Modellen 0,9, 1,1, 1,3 . . . 2,1 und die größte Flügelbreite 0,2, 0,3, 0,4 . . . 0,8 vom Radius der Schraube. Der axiale Schub, der Slip und die Umdrehungen wurden festgestellt, und dabei ergaben sich die Wirkungsgrade aus nachstehender Tabelle:

Steig. Verh.	Slip in %	Modellbreite.						
		0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
0,9	10	0,59	0,65	0,65	0,62	0,62	0,61	0,60
	20	0,66	0,68	0,68	0,69	0,66	0,65	0,64
	30	0,66	0,68	0,66	0,64	0,64	0,61	0,60
1,1	10	0,63	0,63	0,63	0,65	0,65	0,63	0,56
	20	0,70	0,70	0,69	0,70	0,70	0,66	0,62
	30	0,70	0,68	0,68	0,67	0,65	0,62	0,59
1,3	10	0,51	0,54	0,55	0,59	0,61	0,64	0,65
	20	0,66	0,68	0,69	0,68	0,68	0,69	0,69
	30	0,68	0,68	0,68	0,66	0,66	0,66	0,66
1,5	10	0,47	0,56	0,61	0,60	0,61	0,61	0,62
	20	0,65	0,71	0,69	0,69	0,69	0,71	0,71
	30	0,71	0,72	0,72	0,69	0,69	0,68	0,68
1,7	10	0,50	0,58	0,61	0,63	0,63	0,64	0,65
	20	0,73	0,73	0,72	0,71	0,70	0,70	0,70
	30	0,72	0,73	0,72	0,70	0,70	0,68	0,68
1,9	10	0,46	0,56	0,62	0,63	0,61	0,62	0,59
	20	0,67	0,71	0,74	0,73	0,71	0,71	0,69
	30	0,70	0,73	0,73	0,73	0,70	0,69	0,69
2,1	10	0,52	0,58	0,61	0,59	0,61	0,61	0,61
	20	0,70	0,69	0,68	0,69	0,68	0,68	0,70
	30	0,74	0,73	0,70	0,69	0,69	0,69	0,69

1) Schiffbau 1905/06 S. 334 u. 1908/09 Nr. 14, Helling, Wirkungsgr. d. Prop.



Aus der Tabelle geht hervor, daß eine große Flügelfläche auch eine hohe Steigung erfordert, um rationell zu wirken. Bei hohem Slip nimmt der Wirkungsgrad mit Zunahme der Flügelfläche allmählich ab und bei kleinem Slip in der Regel zu.

f) Damit die Schrauben genügend — ca. 0,3—0,6 m — unter Wasser bleiben, wird die Welle zuweilen nach hinten etwas geneigt ausgeführt. Die Leistung der Schraube wird dadurch proportional dem Sinus des Neigungswinkels der Welle gegen die Horizontale verringert. Es wird dann aber aus der Oberfläche etwas weniger Luft mitgerissen, die leicht zu Korrosionen und anderen Störungen Veranlassung geben kann. (Vgl. Versuche von Flamm S. 429.)

Bei Mehrschraubenschiffen werden die Außenwellen zuweilen divergierend angeordnet, wodurch die Schlingerbewegungen etwas eingeschränkt werden. Bei Dreischraubenschiffen wird die mittlere Schraube oft tiefer und von geringerem  $\phi$  als die anderen ausgeführt, um ihren Einfluß auf das Ruder herabzumindern (vgl. auch g).

Um der mittleren Schraube freien Wasserzutritt zu gewähren, darf sie nicht zu nahe am Schiffskörper angebracht werden; in vielen Fällen wird deshalb das tote Werk des Hecks weggeschnitten und dadurch gleichzeitig die Drehfähigkeit vergrößert. — Nach den Versuchen von Bauer und Frahm wird in dessen der Propellerwiderstand nur wenig von den Stromverhältnissen am Hinterschiffe beeinflusst.

g) Nach den Versuchen von Professor Reynold und Maginnis treffen beim Beginne der Bewegung die nach abwärts schlagenden Flügel infolge der dort vorhandenen weniger leicht verschiebbaren Wasserteilchen auf einen größeren Widerstand, und die Schraubenwelle erhält hierdurch das Bestreben, in Richtung des je oben befindlichen Flügels auszuweichen; das Heck wird demnach im Sinne der Richtung des Schraubenganges abgelenkt, d. h. bei linksgängiger Schraube dreht das Schiff etwas nach St. B. Bei der weitem Bewegung des Schiffes schreitet das Wasser hinter dem Schiffe vor, und der betreffende Flügel findet nun oben einen größeren Widerstand als unten, d. h. eine linksgängige Schraube hat bei einem in Fahrt befindlichen Schiffe die Neigung, das Schiff nach B. B. zu drehen; desgleichen wird auch

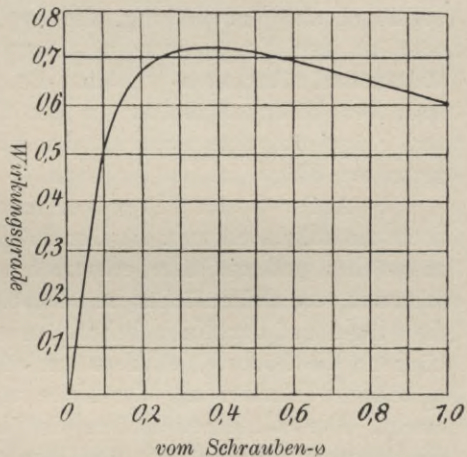


Fig. 292.

Wirkungsgrade von Schrauben nach Taylor.

beim Rückwärtsgang eine linksgängige Schraube eine Wendung nach B. B. ergeben. Dagegen wird eine Drehung nach St. B. erfolgen, wenn das Steuer hart B. B. liegt und die Maschine von voraus auf rückwärts geht.<sup>1)</sup> Umgekehrt liegen die Verhältnisse bei rechtsgängigen Schrauben. Um diesen Einfluß zu eliminieren, hat Whitehead bei seinem Torpedo zwei hintereinanderliegende Schrauben von gleicher Steigung, aber ungleicher Gangrichtung und entgegengesetzter Drehrichtung angeordnet. (Vgl. auch D. Turbine 1909 S. 460.)

### § 112. Bauausführung.

a) Als Material verwendet man bei Kriegsschiffen meistens Mangan-, Eisen- oder Phosphorbronze zuweilen mit 2—5% Nickelzusatz. Für mittelgroße Handelsdampfer kommen gewöhnlich Stahlgußflügel zur Verwendung, die gegen Rosten vernickelt, verzinkt<sup>2)</sup> oder an den Flügelenden mit Bronzeplatten belegt oder völlig mit Deltametall überzogen werden. Bei Frachtdampfern usw. verwendet man der Billigkeit halber in der Regel Gußeisen und gießt Nabe und Flügel aus einem Stück, oder man nietet die aus Stahlblech hergestellten Flügel an die Nabe an.

b) Außer diesen Flügelverbindungen mit der Nabe kommen noch die folgenden vor:  $\alpha$ ) Der Flügelfuß wird mit rundem Flansch<sup>3)</sup> ausgeführt und auf eine entsprechende Abflachung der Nabe aufgeschraubt; die Bolzenlöcher im Flansch werden dabei oval gemacht, um die Flügel auf der Nabe behufs Änderung der Steigung verstellen zu können; die höchste, mittlere und kleinste Steigung wird durch entsprechende Marken auf der Nabe und den Flanschen kenntlich gemacht. Die stählernen Bolzen sind in die Nabe fest verschraubt und die Muttern gut gesichert. Um Wirbelbildungen zu vermeiden, werden sie durch dünne kugelförmige Bronzeplatten verdeckt oder mit Zement verstrichen. —  $\beta$ ) Bei Handelsschiffen werden zuweilen Flügel mit zylindrisch gekrümmten Flanschen mantelförmig um die zylindrische Nabe herumgelegt und vorn und hinten durch je einen Schrumpfring zusammengehalten. —  $\gamma$ ) Auf Torpedobooten wurden früher stählerne oder geschmiedete Flügel am Fuße mit einem schwalbenschwanzartigen Wulst versehen und dieser in eine entsprechende Ausnehmung der länglichen Nabe hineingeschoben und mittels Längskeil und Querstifte gesichert.<sup>4)</sup>

Die Bearbeitung von Schraubenflügeln geschieht unter Verwendung von Stahlmodellen und neuerdings für Schnelldampfer mittels

1) Mitt. aus d. Geb. d. Seew. 1903 S. 877.      2) Nach Johnstons Patent.

3) Z. V. D. I. 1902 S. 5 und 1903 S. 1142, Schraubenzeichnung von „Kaiser Wilhelm“.

4) Klamroth, Maschinenkunde 1907, Atl. Taf. 42.

einer von Dr. Bauer konstruierten Maschine<sup>1)</sup>, um mathematisch genaue Schraubenflächen zu erhalten und Vibrationen möglichst zu vermeiden.

c) Die Nabe ist kugelförmig, oval oder zylinderförmig und konisch durchbohrt; bei größeren Ausführungen ist sie im Innern hohl und durch Rippen verstärkt. Die Befestigung mit der Schraubenwelle geschieht durch einen Konus, mehrere Federn und Nuten und eine Kapselmutter; über letztere ist eine Haube gestreift, die sich nach hinten kegelförmig zuspitzt und den Zweck hat, die Wirbelbildung des hinter der Nabe zusammenfließenden Wassers einzuschränken.

d) Umsteuerbare Schrauben. Es sei noch kurz auf die bei Booten vorkommenden umsteuerbaren Schrauben hingewiesen.<sup>2)</sup> Hierbei ist durch die durchbohrte Schraubenwelle eine Zugstange hindurchgesteckt, die am vorderen Ende eine durch Handhebel verstellbare Muffe und am hinteren Ende innerhalb der hohlen Nabe ein Gleitstück trägt. Letzteres steht durch Zapfen mit den Schraubenflügeln so in Verbindung, daß eine axiale Verschiebung der Muffe zugleich eine Drehung der Flügel bewirkt und diese auf rechts- oder linksgängige oder Steigung 0 einstellt. Derartige Konstruktionen werden von Weihe, Meißner u. a. ausgeführt und sind bezüglich Raum, Gewicht und Kosten im allgemeinen den sonst zur Umsteuerung von Motoren dienenden Wendegetrieben überlegen. Immerhin wird ihr Wirkungsgrad infolge der großen Propellernaben etwas eingeschränkt, und durch starken Verschleiß entstehen leicht Stöße im Umsteuerhebel, der auf die Dauer eine exakte Umsteuerung nicht mehr zuläßt. Diese Nachteile glaubt Zeise durch seinen neuen Monaco-Umsteuerpropeller<sup>3)</sup> beseitigt zu haben. Er verwendet ein Handrad, das durch Kettentrieb die bezüglichen Drehungen auf ein mit Schraubenmutter versehenes kleineres Rad der Betriebswelle überträgt. Dadurch wird eine zur Mutter gehörige starke Spindel vorwärts getrieben und mittels eines Schleifringes auf die in der hohlen Welle befindliche Steuerstange eingewirkt. Letztere veranlaßt dann mit Hilfe eines Kulissensteines eine Drehung der Flügel. — Neuerdings ist auch von Villinger ein umsteuerbarer Propeller zur Ausführung gebracht. (Engineer. 1909 S. 283.)

e) Berechnung der Schraube. Sei  $N_i$  die Leistung der Maschine,  $v$  die Schiffsgeschwindigkeit,  $n$  die Umlaufszahl,  $s$  der angenommene Slip in % z. B. = 15%,  $S$  und  $D$  Steigung und  $\phi$ , so ist der theoretische Schiffsweg  $u$  in Knoten pro Stunde =  $\frac{n \cdot S \cdot 60}{1852}$  und

1) D.-R.-Patent Nr. 145 007 und Bauer, Schiffsmasch. 1909 S. 436.

2) Achenbach, Die Schiffsschraube II. Tl. S. 115 u. 138.

3) Das Motorboot 1908 Nr. 15 S. 28 u. Prospekt der Firma. 1909 S. 14—17.

andererseits  $= \frac{v}{1-s\%} = \frac{v}{0,85}$ ; hieraus ergibt sich  $S = \frac{v \cdot 1852}{0,85 \cdot 60 \cdot n} = \frac{36,24 v}{n}$ .

Nach Seaton findet man ferner  $D$  aus

$$D = K_1 \sqrt{\frac{N_i}{(n \cdot S)^3}}$$

Dabei ist  $K_1$  eine Konstante, die für Frachtdampfer 0,87—0,97, für Passagierdampfer und Kriegsschiffe etwa 1—1,2 und für Torpedoboote 1,23—1,38 beträgt. (Hütte 1908 II. Tl. S. 694.)

Aus der Schraubenkreisfläche  $= \frac{\pi D^2}{4}$  findet man die abgewickelte Fläche  $F = 0,31—0,43 \frac{\pi D^2}{3}$ , wo der kleinere Wert für schnelllaufende Maschinen gilt.

Da nun der indizierte Schub  $P = \frac{N_i \cdot 75 \cdot 60}{n \cdot S}$  kg beträgt, so ergibt sich hieraus der Flächendruck pro qcm der Flügelfläche  $= \frac{P}{10000 F}$  kg.

Dieser Wert darf bei Frachtschiffen den Wert von 0,3—0,4, bei Schnelldampfern 0,6—0,7 und bei Torpedobooten 1,04 nicht überschreiten. Weitere Details der Berechnung und Konstruktion von Schrauben sind u. a. von Bauer 1908 S. 390, Hütte 1908 II. Tl. S. 693, Achenbach u. a. veröffentlicht.

Die von Redtenbacher, Bertin, Froude, Riehn und Taylor angestellten theoretischen Schraubenuntersuchungen und Berechnungen, die alle auf dem Grundgedanken des Fortschreitens im Wasser wie in einem festen Körper beruhen, sind von Mewes in „D. Turbine“ 09 S. 13 zusammengestellt.

## D. Die Schiffsdampfturbine.

### § 113. Entwicklung der Dampfturbine, ihre Vorzüge und Nachteile.

Das Prinzip der Dampfturbine ist schon über 2000 Jahre bekannt und im Bau der sogenannten Eolypyle durch Hero von Alexandrien von ägyptischen Priestern zur Anwendung gekommen. Diese bestand aus einem mit dampfdichtem Deckel verschließbaren Wassergefäß (Fig. 293), das im oberen Teile mit 2 Armen ausgerüstet war; einer dieser Arme nahm einen Zapfen auf, der andere ein Ventilgelenk; zwischen beiden Armen war eine Hohlkugel gelagert, die durch das Ventilgelenk mit dem Wassergefäße und durch 2 kurze gebogene düsenförmige Röhrrchen mit der Atmosphäre in Verbindung stand. Wurde das Wasser verdampft, so strömte der Dampf durch die beiden

Röhrchen ins Freie und erzeugte durch Reaktion eine der Ausströmungsrichtung des Dampfes entgegengesetzte Drehbewegung der Kugel.

Der prinzipielle Unterschied in der Dampfwirkung bei der Turbine gegenüber der Kolbenmaschine ist bereits aus dem eben beschriebenen einfachen Apparate zu erkennen und besteht darin, daß der Dampf bei der Kolbenmaschine zwischen Kessel und Dampfkolben eingeschlossen ist und lediglich durch seine Expansionskraft wirkt, während bei der Turbine der Dampf ins Freie strömt, dabei eine große Geschwindigkeit erhält und infolge der Reaktionswirkung eine kontinuierliche Bewegung des Dampfbehälters (Kugel) veranlaßt.

1884 konstruierte Parsons eine Maschine nach dem gleichen Prinzip wie die Eolypyle; die Kugel war indessen fortgelassen, und die größeren und ovalen Arme bildeten selbst den Dampfbehälter; ferner war die Maschine in einem eisernen Kasten eingeschlossen, der mit dem Kondensator in Verbindung stand. Mit dieser Maschine erzielte Parsons bei Verwendung von 7 kg Dampfspannung, 0,86 Vakuum und 5000 Umdrehungen pro Min. eine Leistung von ca. 20 P. S. bei einem Dampfverbrauch von 18,2 kg pro P. S. und Stunde.

Hierdurch ermutigt konstruierte er 1893 eine Compound-Reaktionsturbine, bei welcher der Dampf drei Paar Arme, die auf einer hohlen Welle angebracht waren, hintereinander durchströmte; jedes Paar Arme war durch besondere Scheidewände und Metallpackungen von den anderen getrennt, so daß der Dampf nicht ohne weiteres aus der einen nach der anderen Abteilung strömen konnte. Infolge des großen Widerstandes bei der Drehung der vielen Arme in dem dichten Medium des Dampfes war die Leistungsfähigkeit dieser Maschine nicht größer als die der ersteren.

Neben dieser Reaktionsdampfturbine entwickelte sich die sog. Aktions- oder Druckturbine. Als Vorläufer dieser ist der vom Italiener Branca 1629 konstruierte Apparat (Fig. 294) anzusehen; dieser bestand aus einer an einem geschlossenen Wassergefäße angebrachten einfachen Düse, durch welche der im Gefäße erzeugte Dampf durchströmen konnte. Vor der Düse befand sich ein Schaufelrad, das



Fig. 293. Eolypyle.

durch die Druckwirkung des Dampfes in Bewegung gesetzt wurde. (Zeitschr. f. d. ges. Turbw. 1908, S. 570.)

Die wesentlichen Unterschiede der Apparate von Hero und von Branca bestehen darin, daß bei Hero der Maschinenteil, aus dem der Dampf ausströmte, sich selbst bewegte, bei Branca dagegen feststand, daß ferner bei Hero der Dampfeintrittsquerschnitt größer als der Austrittsquerschnitt war, während bei Branca beide gleich waren, und daß in den Ausströmungsarmen des Hero-Apparates ein höherer Druck als in der Umgebung herrschte. Man bezeichnet deshalb den Hero-Apparat als den Vorläufer der Reaktions- oder Überdruckturbine und den Branca-Apparat als den Vorläufer der Aktions- oder Gleichdruckturbine. Es sei schon hier bemerkt, daß reine Reaktionsturbinen nicht gebaut werden.

Die Idee Brancas wurde von Real und Pichon (1827) wieder aufgenommen, indem sie die erste mehrstufige Druckturbine konstruierten.<sup>1)</sup> — 1852 wurde von dem deutschen Ingenieur Schiele die erste Druckturbine für den praktischen Betrieb und zwar hauptsächlich als Antriebsmaschine für Ventilatoren zur Ausführung gebracht.<sup>2)</sup>

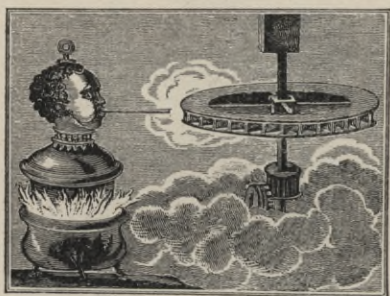


Fig. 294. Turbine von Branca.

1853 wurde von Touraine der Bau einer mehrstufigen Reaktionsturbine angeregt. In einer der Pariser Akademie vorgelegten Beschreibung weist er darauf hin, daß das Wesentliche dieser Turbinenart

auf der Verschiedenartigkeit des Druckes beim Ein- und Austritt der Schaufeln beruhe, daß der Querschnitt für den Dampfeintritt größer als für den Austritt sein müßte, und daß durch die Anwendung vielstufiger Expansion die Umfangsgeschwindigkeit herabgesetzt werden könnte. — Es folgte dann eine Reihe von Erfindungen, die sich besonders auf die Umführung des Dampfes bezogen, um das Rad mehrmals zu beaufschlagen, doch konnte sich keine derselben in der Praxis Eingang verschaffen. Die Hauptschwierigkeiten bestanden in der Lagerung der Welle, die 10—30000 Umdrehungen pro Min. machen mußte, da der Dampf mit ca. 800—1000 m pro Sek. aus der Düse strömt; ferner waren die Gesetze über die Strömungserscheinungen des Dampfes unbekannt, und die Baumaterialien hatten eine zu geringe Festigkeit; auch war die Herstellung der Turbinenräder zu unvollkommen, um

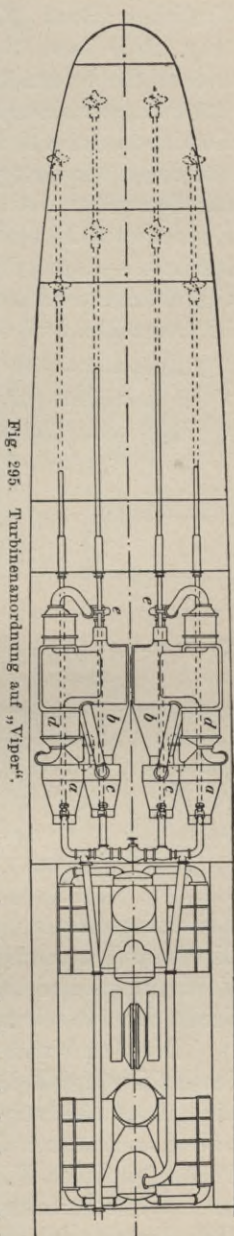
1) Stodola, Die Dampfturbinen, 1905, S. 333 und Z. V. D. I. 1907, S. 1318.

2) Z. V. D. I. 1906, S. 1374

den schädlichen Wirkungen der auftretenden großen Zentrifugalkräfte zu begegnen. Erst Laval und Parsons ist es gelungen, diese Schwierigkeiten zu beseitigen und brauchbare Turbinen zu bauen.

a) In England beginnt die Entwicklung der Turbine zum Schiffsantrieb 1894 durch die Bildung eines Syndikats, das infolge der guten Resultate der Parsonschen Turbine bei Dynamomaschinen den Bau eines Turbinenversuchsbootes „Turbinia“ 1895/96 veranlaßte. Die angewandte Turbine war eine sogenannte Radialturbine, die eine Welle mit einer Schraube trieb. Infolge der hohen Tourenzahlen von 2—3000 pro Min. bildeten sich an der Schraube schädliche Hohlräume, die infolge des hier auftretenden Vakuums eine Verdampfung des umgebenden Seewassers zur Folge hatten; Parsons stellte dies durch photographische Aufnahmen unter Wasser bei Verwendung von elektrischem Licht und Spiegeln fest und veranlaßte auf Grund dieser Untersuchungen den Ersatz der einen durch drei Schraubenwellen;<sup>1)</sup> jede dieser Wellen trug 3 Schrauben mit geringem  $\phi$  und breiten, dünnen Flügeln von großem Flügellareal, so daß der Propellerschub pro qcm der projizierten Flügelfläche weniger als 0,8 kg betrug.<sup>2)</sup> Außerdem wurde die eine Radialturbine durch drei Axialturbinen ersetzt, und zu diesen wurde später noch eine vierte, die Rückwärtsturbine hinzugefügt; dabei wurden die beiden Seitenwellen von der H.D.- und M.D.-Turbine und die mittlere von der N.D. und der Rückwärtsturbine angetrieben.<sup>3)</sup> Während mit einer Welle nur 16 Knoten erzielt waren und der Slip 80% betrug, wurden nach dem Umbau 32,7 Knoten erreicht, und der Slip blieb innerhalb der üblichen Grenzen; auch der Kohlenverbrauch genügte bei hoher Fahrt, während der Rückwärtsgang nur 6,5 Seemeilen Geschwindigkeit ergab.

Auf Grund dieser Resultate ließ die englische Admiralität einen Torpedobootszerstörer „Viper“ mit Turbinen ausrüsten und kaufte ein bei Armstrong gebautes



1) D. R. P. 1899 108/96.

2) Barnaby, Marine propellers 1900.

3) Nauticus 1905 S. 410.

ähnliches Boot „Cobra“. Jedes dieser Boote hatte 4 Wellen (Fig. 295) und 8 Schrauben. Die beiden H.D.-Turbinen *aa* betrieben die beiden äußeren, die beiden N.D.-Turbinen *bb* und auch die Rückwärtsturbinen *cc* die beiden inneren Wellen; *bb* standen mit den Kondensatoren *dd*, die durch Pumpen *ee* gekühlt wurden, in Verbindung. Für den Rückwärtsgang wurden die Hochdruckturbinen abgesperrt und der Dampf in die Rückwärtsturbinen geleitet; diese standen mit dem Kondensator in Verbindung und liefen beim Vorwärtsgang im Vakuum leer mit. — Auch hier war der Kohlenverbrauch für hohe Geschwindigkeiten normal (ca. 1,1 kg pro P.S. und Stunde), stieg jedoch bei 15 Seemeilen auf das Doppelte. Aus diesem Grunde wurden bei den

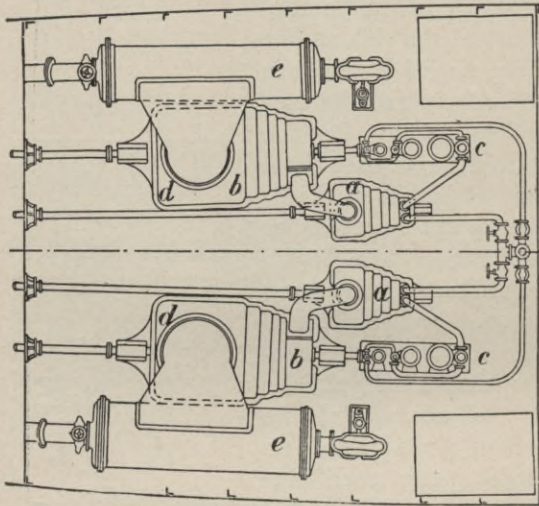


Fig 296. Turbinenanordnung auf „Velox“.

folgenden in Bestellung gegebenen Turbinen-Torpedobooten „Velox“<sup>1)</sup> kleine Kolbenmaschinen *cc* für die Marschgeschwindigkeit eingebaut (Fig. 296). Der abgehende Dampf der Kolbenmaschine, die man nur für kleine Fahrten gebrauchte, wurde noch vor Eintritt in den Kondensator *e* nach den H.D.- und den N.D.-Turbinen *a* und *b* geleitet, um die Leerlaufarbeit zu verringern. Die Rückwärtsturbinen *dd* saßen auf den Wellen der

Kolbenmaschinen. Die Geschwindigkeit wurde bei diesem Boote auf 25 Seemeilen herabgesetzt und der Schiffskörper verstärkt, weil die Vermutung nahe lag, daß der Untergang der „Cobra“ wahrscheinlich durch den zu schwachen Schiffsrumpf veranlaßt worden war.<sup>2)</sup>

Die Kombination von Turbine mit Kolbenmaschine hatte indessen den Nachteil, daß die beiden Kolbenmaschinen unbenutzt blieben, wenn die größte Leistung entwickelt werden sollte und veranlaßte Rateau und Yarrow zum Baue eines Torpedobootes, das mit 2 seitlichen Wellen für eine H.D.- und N.D.-Rateau-Turbine und mit einer mittleren Welle für eine Kolbenmaschine ausgerüstet war. Letztere und die H. D.-Turbine erhielten direkten Dampf vom Kessel und die N. D.-Turbine und die Kolbenmaschine standen mit dem Kondensator in Verbindung.

1) Nauticus 1905 S. 421.

2) Mar. Rundschau 1902 S. 52.



Den Rückwärtsgang mußte die Kolbenmaschine allein bewirken. (Engineering 1904, I. S. 515 und Z. V. D. I. 1904 S. 867.)

Durch diese Anordnung war aber die Raumausnützung nicht so günstig wie bei den gleichen Torpedobooten mit Kolbenmaschinen; der Maschinenraum war 1 m länger geworden, zudem wurde das Maschinengewicht sehr vergrößert, und schließlich war der Maschinenbetrieb durch die Einführung von 2 verschiedenen Motoren sehr kompliziert geworden.

Dieses Boot war noch insofern interessant, als mit demselben eingehende Schraubenversuche ausgeführt wurden. — Die ersten Schrauben erwiesen sich in ihrer Flügelfläche bei den hohen Umdrehungen von 1500 pro Min. zu klein; zur Vergrößerung der Flügelfläche wurde auf jeder Seitenwelle noch eine 2. Schraube von etwas größerer Steigung hinter der ersten aufgesetzt, wodurch die Geschwindigkeit um ca.  $1\frac{1}{2}$  Knoten gesteigert, aber in der Nähe des Schiffsrumpfes eine starke Erschütterung hervorgerufen wurde. Die hinzugefügten Schrauben wurden daher wieder entfernt und die ursprünglichen im  $\phi$  verkleinert, während die Steigung beibehalten wurde. Hiermit erzielte man bei vollkommener Vibrationslosigkeit gleichfalls die höhere Geschwindigkeit, trotzdem die Umdrehungszahl um 16% gestiegen war. Rateau hielt nach diesen Versuchen die Einzelschraube für günstiger und schrieb dieses Resultat einmal dem größeren Wirkungsgrade der schneller laufenden Turbinen, andererseits dem Umstande zu, daß bei Anordnung von 2 Schrauben auf einer Welle die hintere Schraube in einem Wasserstrome arbeitete, der durch die vordere Schraube bereits aufgewirbelt war.

Yarrow hat noch mehrere andere Torpedoboote für ausländische Regierungen mit Turbinen- und Kolbenmaschinen zur Ausführung gebracht, und seit 1907 haben auch die Firmen Harland & Wolff in Belfast (Dampfer „Laurentic“, „Olympic“, „Titanic“) und Denny Brothers (Dampfer „Otaki“) für Handelsschiffe geringerer Geschwindigkeit den Bau solcher kombinierten Anlagen aufgenommen<sup>1)</sup>, um die Wirtschaftlichkeit im Dauerbetriebe zu verbessern. „Otaki“ hat bei den Probefahrten bereits gute Resultate ergeben.

Parsons dagegen hat den kombinierten Antrieb ganz fallen lassen und dafür auf dem 1903 erbauten Torpedobootszerstörer „Eden“ — sowie auch gleichzeitig auf der Jacht „Tarantula“ — sogenannte Marschturbinen eingebaut. Diese saßen auf den Seitenwellen, waren also beständig mit den N.D.-Turbinen gekuppelt und konnten bei kleinen Fahrten der auf der mittleren Welle sitzenden H.D.-Turbine

1) Z. V. D. I. 1907 S. 1323 u. Zeitschr. f. d. ges. Turbw. 1908 S. 34, Nauticus 1908 S. 473 u. 1909 S. 441.

vorgeschaltet werden. Es war hierdurch die Einheitlichkeit des Betriebes wieder hergestellt, aber die Manövrier-, Raum- und Gewichtsverhältnisse blieben noch recht ungünstig, und vor allem entsprach der Kohlenverbrauch bei Marschfahrten nicht den Erwartungen; er betrug ca. 0,97 kg gegenüber 0,65 kg bei den ähnlichen mit Kolbenmaschinen ausgerüsteten Booten. Über die weitere Entwicklung der Turbinenanlagen auf den neueren englischen Torpedobooten vgl. Z. f. d. ges. Turbw. 1908 S. 94.

Außer auf Torpedobooten kam die Turbine in der englischen Kriegsmarine 1904 auch auf einem Kreuzer „Ametyst“ und 1906 und 1907 auf den Schlachtschiffen der Dreadnoughtklasse zur Verwendung. „Ametyst“ besaß gleichfalls Marschturbinen und zwar eine H. D.-Marschturbine auf der St. B.-Welle und eine N. D.-Marschturbine auf der B. B.-Welle. Hinter diesen Turbinen saßen die N. D.-Haupt- bzw. die Rückwärtsturbine, während an der mittleren Welle nur die H. D.-Hauptturbine angriff. Für Fahrten bis zu 14 Seemeilen wurden die Marschturbinen hintereinander, für Fahrten von 14—18 Seemeilen nebeneinander geschaltet; bei 18—20 Seemeilen wurde die H. D.-Marschturbine, und über 20 Seemeilen beide Marschturbinen ausgeschaltet. Es wurden eingehende Parallelversuche mit den Schwesterschiffen „Topaze“, „Saphire“ und „Diamand“, die alle Kolbenmaschinen hatten, angestellt. Das Gewicht der Maschinenanlagen fiel in allen Fällen annähernd gleich aus ca. 530 Tonnen. „Ametyst“ soll aber die Schwesterschiffe um  $\frac{1}{2}$  Knoten Geschwindigkeit übertroffen und auch bei Geschwindigkeiten von ca. 15 Seemeilen aufwärts den Kohlenverbrauch gegenüber den Kolbenmaschinen unterschritten haben; letzteres Resultat ist im Vergleich zu den Resultaten auf „Lübeck“ anzuzweifeln. Auch die Probefahrtergebnisse der „Dreadnought“ sollen zumal mit abgeänderten Schrauben günstig ausgefallen sein<sup>1)</sup>, wengleich die Manövrierfähigkeit noch zu wünschen übrig ließ. — Bei dem neuesten großen Kreuzer „Indefatigable“ und den kleinen Kreuzern der Glasgowklasse sind die Marschturbinen wieder fortgelassen, da sie das Vakuum verschlechtern, bei der Volleistung der Hauptturbinen Arbeit verbrauchen, eine große Komplikation bedeuten und viel Raum und Gewicht einnehmen.

In der englischen Handelsmarine fand die Dampfturbine gleichfalls schnell Eingang. 1901 wurde der Passagierdampfer „King Edward“ von 2000 Tonnen und ca. 3500 P. S. gebaut. Auf der mittleren Welle arbeitete die H. D.-, auf den beiden seitlichen mit je 2 Schrauben versehenen Wellen die N. D.- und Rückwärtsturbinen. Beim Manövrieren konnte die H. D.-Turbine ausgeschaltet und die Seitenturbinen mit direktem Dampf als H. D.-Turbinen betrieben werden; die mittlere Welle machte ca. 700, die Seitenwellen ca. 500 Umdrehungen. Die Geschwindig-

1) Nauticus 1907 S. 70 u. 463 sowie 1908 S. 466.

keit und der Kohlenverbrauch genügten, und deshalb wurden bald darauf verschiedene ähnliche Dampfer („Queen Alexandra“, „Brighton“ usw.), Jachten, Frachtdampfer, Kanalboote und schließlich auch große Schnelldampfer mit Turbinen ausgerüstet.

Bei den Schiffen der Edward-Klasse, die zur Personenbeförderung an der Clyde-Mündung gebaut waren, hatte sich für das häufige Anlegen an der Pier eine nicht ausreichende Manövrierfähigkeit ergeben, und diese wurde bei den 1904 gebauten Passagierdampfern „Londonderry“ und „Manxman“<sup>1)</sup> dadurch erhöht, daß die Rückwärtsturbinen um 60% ihrer Leistung gesteigert wurden. Weiterhin ersetzte man bei diesen Tur-

binendampfern die 2 Schrauben auf jeder Seitenwelle durch je eine Schraube von größerem  $\varnothing$  und geringerer Steigung und erzielte dadurch einen ruhigeren Gang und eine kleine Kohlenersparnis. Ferner wurde zur Erhöhung des Vakuums und der Leistung auf „Londonderry“ eine Trocken- und eine Naßluftpumpe *f* und *e* aufgestellt.

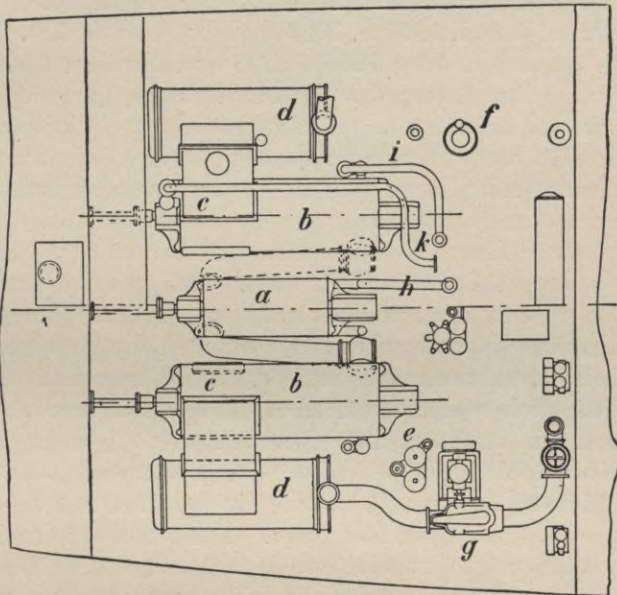


Fig. 297. Turbinenanordnung auf „Manxman“ und „Londonderry“.

(Fig. 297). Auf „Manxman“ erreichte man ein Vakuum von 0,95 durch den Einbau eines sog. Vakuumvermehrers (S. 380 u. Engineer. 1904, S. 499). In Fig. 297 bedeuten *a*, *b*, *c* die H. D.-, N. D.- und Rückwärtsturbinen, *d* die Kondensatoren, *g* die Zirkulationspumpe, *h*, *i*, *k* die Dampfrohre zu den Turbinen. — Diese beiden Dampfer sind noch insofern für die Entwicklung der Turbine auf Handelsdampfern interessant, als eingehende Vergleichsfahrten zwischen diesen und 2 gleichen mit Kolbenmaschinen ausgerüsteten Dampfern („Antrim“ und „Donegal“) angestellt wurden. Die Dampfer hatten je 4 Zylinderkessel für 13 Atm. Spannung, „Londonderry“ hatte, um an Gewicht zu sparen, nur 10 Atm., zumal man mit

1) Nauticus 1905 S. 416.

Recht annahm, daß der hohe Dampfdruck bei Turbinen nicht von gleicher Wichtigkeit wie bei Kolbenmaschinen wäre. Das Gewicht von Maschinen, Wellen und Schrauben betrug bei „Antrim“ 274 Tonnen, bei „Londonderry“ 188 Tonnen, das Gewicht der Kessel auf „Antrim“ 467 Tonnen, auf „Londonderry“ 397 Tonnen, die mit „Antrim“ erzielte Geschwindigkeit 21,9 kn, mit „Londonderry“ 22,3 und mit „Manxman“ sogar 23 kn.<sup>1)</sup> — Diese günstigen Resultate veranlaßten dann den Bau der großen Schnelldampfer der Allan- und der Cunardlinie „Lusitania“ und „Mauretania“ von 41500 Tonnen Displacement, 70000 P.S. und 25 sm Geschwindigkeit, bei etwa 140 Umdrehungen pro Minute. Die Beschreibung der Anlagen und die Erprobungsresultate sind in der Z. V. D. I. 1907 S. 1323 und 1547 sowie Z. f. d. ges. Turbw. 1907 S. 30, Engineering 1908 S. 503 und Nauticus 1909 S. 437 veröffentlicht. Der Erfolg des Turbineneinbaues war hier nicht so glänzend wie bei den Kanaldampfern; denn es traten trotz der Turbinen infolge von Schraubenwirkungen ziemlich heftige Vibrationen auf, die man auf „Mauretania“ durch den Einbau besonderer Verstärkungen am Hinterschiffe und durch Änderung der Schraubenkonstruktion wieder aufzuheben suchte. Ferner traten bei schwerem Wetter und hoher See Geschwindigkeitsverminderungen auf, wie sie an Kolbenmaschinen bei weitem nicht in dem Maße vorgekommen waren, und auch dieser Umstand ist wahrscheinlich der durch die Turbine bedingten Schraubenkonstruktion zuzuschreiben. Die Wirtschaftlichkeit dieser Anlagen ließ auch viel zu wünschen übrig. Die Baukosten betragen 65% und die laufenden Betriebskosten ca. 50% mehr als die bezüglichen Kosten für die deutschen Schnelldampfer „Deutschland“, „Kaiser Wilhelm II.“ usw., trotzdem die letzteren nur 1—2 Knoten weniger als die Turbinenschiffe liefen. Andererseits muß aber hervorgehoben werden, daß Leistungen von 70000 P.S. bisher durch Kolbenmaschinen noch nicht erreicht sind, und infolge der technischen Schwierigkeiten in der Herstellung der erforderlichen Riesen-Guß- und Schmiedestücke wohl auch kaum zu erreichen sein werden. — Es sei noch darauf hingewiesen, daß die bei den Kriegsschiffen auftretende Schwierigkeit bezüglich des Kohlenverbrauches auf den Marschfahrten bei Handelsschiffen nicht in Betracht kommt, weil die letzteren in der Regel nur mit einer einzigen Fahrgeschwindigkeit zu rechnen haben. Aus diesem Grunde wurde auch die auf der Dampfjacht „Tarantula“ ursprünglich eingebaute Marschturbine später wieder entfernt.

Die Turbine wurde demnach in England zur außerordentlich schnellen Entwicklung gebracht und berechtigt zu der Annahme, daß

1) Weitere Versuchsergebnisse mit englischen Turbinenschiffen sind von Prof. Biles, The steam turbine as applied to Mar. purposes 1906 S. 104—126, veröffentlicht.

sie dort bei allen größeren Anlagen wohl der Schiffsmotor der Zukunft sein wird.

b) In Deutschland ist die Entwicklung der Turbine als Schiffsturbine sehr viel langsamer von statten gegangen. Das erste Versuchsboot mit Turbinen wurde 1900 gebaut und war mit einer Schulz-Turbine ausgerüstet. Die Probefahrten wurden auf dem Tegeler See vorgenommen und ergaben verhältnismäßig günstige Resultate. Das Ausscheiden des Herrn Direktor Schulz aus dem Direktorium der Germania-Werft bewirkte leider ein Abbrechen dieser Versuche.

1903 wurde der im Jahre 1899 gegründeten Deutschen Parsons Marinegesellschaft Turbinia-Berlin der Bau der Turbinen für das Tor-

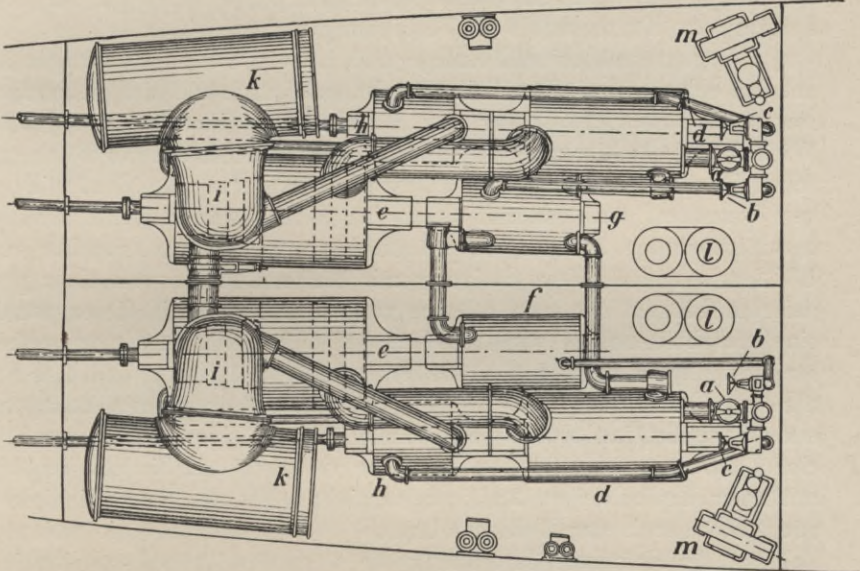


Fig. 298 a. Turbinenanordnung auf „Lübeck“.

pedoboot „S 125“ und für den kleinen Kreuzer „Lübeck“ übertragen. 1905 wurden diese beiden Typen erprobt.

„Lübeck“ umfaßt, wie aus Fig. 298 a ersichtlich<sup>1)</sup>, 2 durch ein Mittellängsschott voneinander getrennte Turbinenanlagen mit 4 Wellen. Auf den beiden innern Wellen greifen die beiden Marschturbinen  $f = \text{H. D.}$  und  $g = \text{N. D.}$ -Marschturbine und die beiden N. D.-Turbinen  $e$  mit eingebauter Rückwärtsturbine  $i$  an, während die beiden äußeren Wellen mit je einer H. D.-Hauptturbine  $d$  und je einer Rückwärtsturbine  $h$  verbunden sind. Der Dampf kann durch die Hauptabsperrentile  $a$  zu den H. D.-Hauptturbinen, durch die Absperrentile  $b$  zu

1) Nauticus 1905 S. 431, sowie Veith, Marinerundschaue 1906 S. 1353.

den Marschturbinen — und zwar nacheinander bei Fahrten bis zu 14 oder nebeneinander bei Fahrten von 14 bis 18 sm — und durch die Absperrventile *c* zu den Rückwärtsturbinen *h* und *i* hingeleitet werden. Zwischen diesen beiden Rückwärtsturbinen wurde noch je ein Ventil zwischengeschaltet, so daß der Dampf im allgemeinen nur nach den Rückwärtsturbinen *h* geführt wird. Diese Änderung war notwendig, weil bei einer Parallelschaltung der Rückwärtsturbinen die Dampfspannung in einigen Minuten so stark fiel, daß man den Dampfdruck schwer wieder hoch bringen und im Kondensator kein Vakuum mehr erzeugen konnte. Aus den N. D. bzw. den Rückwärtsturbinen gelangt der Dampf nach den Kondensatoren *k*, die durch die Pumpen *m* gekühlt werden und mit den Duplexluftpumpen *l* von Weir zur Entfernung des Kondensators in Verbindung stehen.

Die ganze maschinelle Anlage auf „Lübeck“ wog 7% weniger als auf den Schwesterschiffen. Die mit „Lübeck“ angestellten Erprobungen waren für die Entwicklung der Schiffsturbine insofern von großer Wichtigkeit, als hier zum ersten Male durch den Einbau des Föttingerschen Torsionsindikators die effektive Leistung für jede Geschwindigkeit gemessen und dadurch auch der Wirkungsgrad der Schraube beurteilt werden konnte. Ursprünglich waren 8 kleine Propeller von 1,372 m  $\varnothing$  und 1,375 m Steigung mit breiten Flügeln von einer projizierten Flügelfläche von 4,8 qm vorgesehen, und mit diesen wurde eine Geschwindigkeit von 22,37 sm bei 672 mittleren Umdrehungen erreicht. Dann wurden 4 große Propeller von 1,7 m  $\varnothing$  und 1,492 m Steigung aufgesetzt und hiermit bei 623 Umdrehungen 22,39 sm erzielt; schließlich wurde jede Welle mit je einem großen und je einem davorsitzenden kleinen Propeller versehen und hiermit bei 600 mittleren Umdrehungen 22,56 sm erreicht. Mit der Geschwindigkeit stieg aber auch der Kohlenverbrauch, so daß man für die weiteren Fahrten als einfachste Anordnung die 4 großen Propeller beibehielt und damit im tiefen Wasser bei Neukrug eine Geschwindigkeit von 23,16 erreichte; die Schwesterschiffe „Hamburg“, „Berlin“, „Bremen“ wiesen annähernd die gleichen Geschwindigkeiten, nämlich 23,15, 23,26 und 23,29 sm auf. Während der Probefahrten ergab sich ferner eine nicht zufriedenstellende Leistung für den Rückwärtsgang; selbst bei einer Parallelschaltung der R. T. genügte die Leistung nicht zur Aufnahme des Fahrtmomentes; dieser Übelstand wird zwar durch Vergrößerung der Rückwärtsturbinen etwas eingeschränkt werden können, doch bleibt die Tatsache bestehen, daß die Schrauben mit kleinen Dimensionen, wie sie die Turbine infolge ihrer hohen Umdrehungen erfordert, zur Überwindung der Fahrtmomente sehr ungünstig sind. — Weiterhin erwies sich auch die Verteilung der Turbinenleistung auf 4 Wellen insofern als ungünstig, als dieselben wohl nur

selten mit gleichen Umdrehungen arbeiten werden; diese Abweichungen werden besonders stark bei Vorschaltung einer Marschturbine, und für diese Fahrt mußte das Ruder ständig  $2^{\circ}$  gelegt werden. Eine Anordnung mit 3 Wellen, von denen die mittlere nur für die Marschturbine, und die beiden andern für die durch ein Mittellängsschott getrennten Hauptturbinen vorgesehen sind, wird in dieser Beziehung günstigere Resultate liefern. Sehr eingehende Versuche wurden ferner auf „Lübeck“ bezüglich des Kohlenverbrauches gemacht; statt 3 Kohlenmeßfahrten wie bei den Schwesterschiffen wurden 22 angestellt; das Endergebnis läßt sich dahin zusammenfassen, daß der Kohlenverbrauch auf „Lübeck“ bei 12 sm ca. 20%, bei 20 sm ca. 8% und bei der höchsten Geschwindigkeit auch noch etwas größer war als auf „Hamburg“. Legt man einen Kohlenvorrat von 800 Tonnen zugrunde, so erreicht man damit bei „Lübeck“ einen Aktionsradius von 5090 sm bei 12 sm und von 2340 sm bei 20 sm Geschwindigkeit. Die bezüglichen mittleren Zahlen der Schwesterschiffe („Berlin“, „Hamburg“, „Bremen“, „München“) sind 5860 bzw. 2559 sm.

Eine ähnliche Anlage wie „Lübeck“ haben teilweise auch die englischen Turbinen-Schlachtschiffe erhalten. (Engineering 1909 S. 545.)

Fast gleichzeitig mit den Erprobungen von Lübeck fanden diejenigen des Torpedobootes „S. 125“ statt. Diese Anlage besteht wie bei den Turbinenkanaldampfern aus einer auf der Mittelwelle sitzenden H. D. und zwei auf den Seitenwellen sitzenden N. D. mit eingebauten Rückwärtsturbinen. — Bei kleinen Fahrten konnten die auf den Seitenwellen befindlichen Marschturbinen (bis 14 sm) hinter- oder (bei 14—15,5 sm) nebeneinander vorgeschaltet werden, bzw. konnte bei Fahrten von 15,5—17 kn die H. D.-Marschturbine ganz ausgeschaltet und nur die N. D.-Marschturbine mit direktem Dampfe betrieben werden. Falls die Marschturbinen nicht benutzt wurden, liefen sie im Vakuum mit. — Ähnlich ist übrigens auch die Anordnung der neuern englischen Torpedobootszerstörer der „Tribe“-Klasse („Afridi“, „Cossak“, „Ghurka“, „Mohawk“ und „Tartar“). — Die auf „S 125“ ursprünglich eingebaute Schwungradluftpumpe erzeugte kein genügendes Vakuum und mußte durch Duplexpumpen von Weir unter Hinzufügung einer besonderen Trockenluftpumpe ersetzt werden. Als Propeller waren 3 Schrauben von ca. 1,4 m  $\varnothing$  und 1,3 m Steigung vorgesehen, und bei derselben Kohlenbelastung wie bei den mit Kolbenmaschinen ausgerüsteten Schwesterbooten wurde im tiefen Wasser annähernd die gleiche Geschwindigkeit von 28 sm (bei 818 Umdrehungen) erzielt, während bei der kontraktlichen Kohlenzuladung für 2000 sm nur 26,62 (bei 785 Umdrehungen) statt 28,27 sm der Schwesterboote erreicht wurden. Die Kohlenmeßfahrten fielen sehr viel ungünstiger als auf „Lübeck“ aus, weil dieselben vertragsmäßig mit einer

Kohlenzuladung für 2000 sm ausgeführt werden mußten und bei der Marschfahrt die Turbinenleistung nur  $\frac{1}{20}$  der Höchstleistung darstellt; das bedeutete aber für das Turbinenboot ein Mehrgewicht von 46 Tonnen Kohlenzuladung, wozu noch 5 Tonnen Mehrgewicht am Schiffskörper usw. hinzukamen, so daß das Boot um 51 Tonnen mehr belastet war als die Schwesterboote. Bei diesen ungünstigen Verhältnissen betrug der Kohlenverbrauch bei 12 sm mit ca. 310 Umdrehungen 87% und bei 17 sm Fahrt mit ca. 500 Umdrehungen, d. h. bei  $\frac{1}{7}$  der Höchstleistung 53% mehr als bei den andern Booten, während bei der Höchstleistung die Kohlenverbräuche in beiden Fällen annähernd die gleichen waren.

Die Kohlenverbräuche werden sehr viel günstiger ausfallen, wenn man, wie es naturgemäß ist, für die Belastung des Bootes nicht die günstigste Fahrt eines Bootes mit Kolbenmaschinen, sondern die für die Festlegung des Aktionsradius günstigste Kohlenmeßfahrt der Turbinenboote selbst zugrunde legt. Diese Erwartungen haben sich bei den späteren auf der Germania-, und der Vulkan-Werft gebauten Turbinenbooten bestätigt.

Beim Rückwärtsgang lief „S 125“ zwar 15 Seemeilen bei 533 Umdrehungen der Seitenschrauben, wobei die mittlere mit 360 Umdrehungen mitlief, doch mußten dabei alle 3 Kessel stark forciert werden, und es herrschte sogar im Kondensator bald ein Überdruck. Dieser Übelstand ließ sich nur durch Vergrößerung der Rückwärtsturbine verringern, wodurch allerdings das Gewicht erhöht wurde. — Die Sturmfahrt mit „S 125“ lief gut aus, die mittlere Schraube schlug nie aus dem Wasser.

Die gewonnenen Resultate mit Turbinenantrieb ermutigten auch in Deutschland zum weiteren Bau von Turbinen-Torpedobooten. Das erste auf der Germaniawerft mit Turbinen versehene Torpedoboot „G 137“<sup>1)</sup> wies nur 1 Marschturbine, 1 H.D.- und 2 N.D.-Turbinen auf, deren Anordnung aus der Fig. 298 b ersichtlich ist. Es bedeuten darin *A, B, C, D, E, F, G* die Zirkul-, Naß-, Trocken-, Öl-, Speise-, Kühl- u. Lenzpumpe, *H* Vorwärmer, *I* Dynamom., *K* Schaltbr., *L* Speisew.-Erzeuger, *M* Destillier-Kondensator, *N* Trinkw.-Filter, *O* Speisewassertank und *P* Öltank. — „G 137“ erreichte bei der höchsten Forcierung annähernd den gleichen Kohlenverbrauch wie bei Kolbenmaschinen, bei 17 Seemeilen allerdings noch einen um ca. 25% höheren Verbrauch; es lief bereits über 33 Seemeilen.

Auch die kleinen Kreuzer<sup>2)</sup> — „Stettin“, „Dresden“ usw. entsprachen den gehegten Erwartungen — und 1907 wurde der große Kreuzer

1) Z. V. D. I. 1907 S. 1402 u. Nauticus 1907 S. 460 u. 1908 S. 468.

2) Z. V. D. I. 1907 S. 1642 u. Nauticus 1907 S. 462 u. 1908 S. 469.

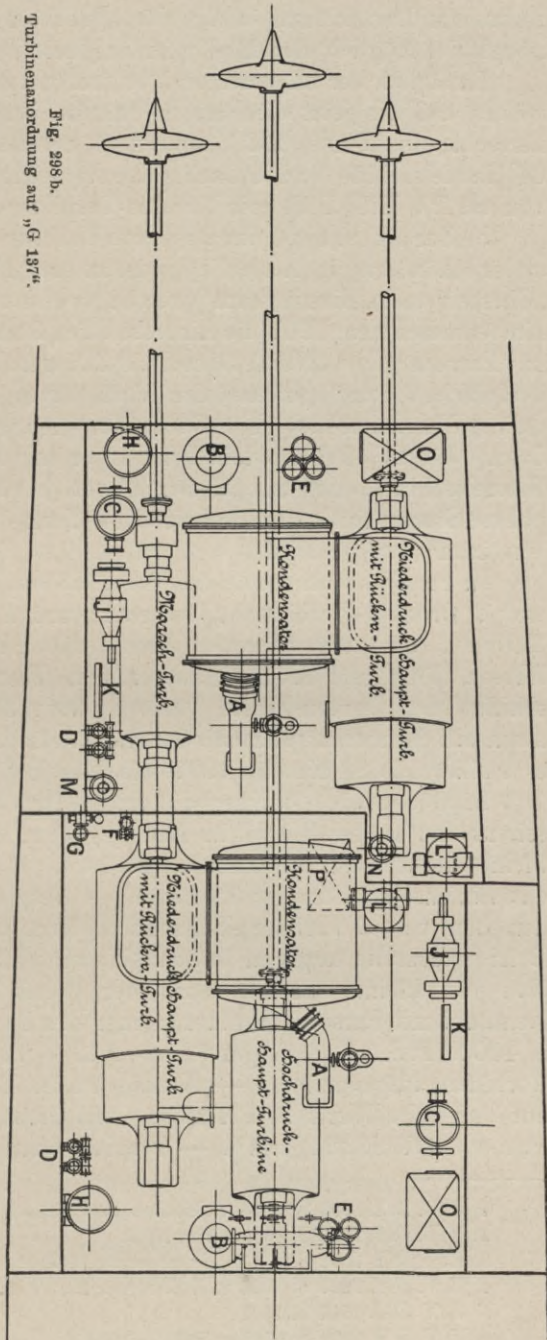


„von der Tann“ und 1908 die großen Kreuzer „G“ und „H“ bei Blohm & Voss, die den Bau der Parsons-Turbinen aufgenommen hatten, gleichfalls mit Turbinenantrieb bestellt.

Auch die Kaiserlichen Werften beginnen mit dem Baue von Turbinen, nachdem die Kaiserliche Marine mit der Aktiengesellschaft „Turbinia“ ein Lizenzabkommen getroffen hat.

Um aber alle in Frage kommenden Turbinensysteme zu erproben, werden einige der auf der Germania-, Schichau- und Vulkanwerft bestellten Torpedoboote mit Parsons- und die andern mit Zölly-, Melms & Pfenniger- oder A. E. G.-Turbinen ausgerüstet. Die mit A. E. G.-Turbinen ausgerüsteten Boote haben bisher recht gute Resultate ergeben (Nauticus 1909 S. 436). — Desgleichen werden alle diese Systeme auch auf kleinen Kreuzern, und zwar Zölly auf „Cöln“, Melms & Pfenniger auf „Kolberg“ und A. E. G. auf „Mainz“ erprobt werden. Zum Einbau von Turbinen auf Linienschiffen

Fig. 298 b.  
Turbinenanordnung auf „G“ 1874.



ist man in Deutschland infolge der schlechten Erfahrungen mit „Dreadnought“ bezüglich der Manövrierfähigkeit noch nicht übergegangen

Bezüglich der allgemeinen Verbreitung der Schiffsturbine sei erwähnt, daß bis jetzt die Parsons-Turbine bei weitem am meisten vorherrscht; bis Ende 1908 sind 217 Schiffe, nämlich 144 Kriegs-, 64 Handelsschiffe und 9 Yachten, entsprechend einer Gesamtleistung von ca. 2,7 Mill. P. S. mit Parsons-Turbinen ausgerüstet.

c) Zurückhaltender im Baue von Turbinenschiffen war man in den andern Ländern; in Amerika wurden erst 1906 3 Kreuzer („Salem“, „Chester“ und „Birmingham“) versuchsweise mit Curtis-, Parsons- bzw. Kolbenmaschinen, 1907 die Linienschiffe „Delaware“, „Utah“, „Florida“ mit Parsons<sup>1)</sup> und „North Dakota“, 2 Kriegsschiffe für Japan, Passagierdampfer „Creole“ (seitens der Fore River Shipbuilding Comp. in Quincy-Massachusetts) mit Curtis-Turbinen,<sup>2)</sup> 1908 (bei der Firma Cramp & Sons) 2 Torpedobootszerstörer mit Zölly-Turbinen sowie die Handelsschiffe „Jale“ und „Harward“ von je 10000 P. S. (bei der Metropolitan Steamship Co. für die Reise New-York—Boston) mit je 3 Parsons-Turbinen<sup>3)</sup> ausgerüstet.

In Frankreich wurde das Torpedoboot „Tirailleur“ mit 1 Kolben- und 2 Bréguet-Turbinen, „Vultigeur“ mit 1 Kolben- und 2 Rateau-Turbinen und die neuesten Boote mit reinen Turbinen (Parsons, Rateau, Zölly und Bréguet) ausgerüstet. Ferner werden auf 6 Linienschiffen der Danton-Klasse Parsons- bzw. Zölly-Turbinen eingebaut. Auch ein Schnelldampfer der Général Transatl. wird (bei den Chantiers et Ateliers de St. Nazaire 1907) als Turbinendampfer gebaut.<sup>4)</sup>

In Österreich wurden die ersten Turbinen-Schnelldampfer 1907 seitens des Österr. Lloyd in Bau gegeben;<sup>5)</sup> 1908 wurde der erste kleine Kreuzer mit Turbinen ausgerüstet. Wahrscheinlich erhält auch das Linienschiff „Zrinyi“ Turbinen. — Desgleichen hat Japan 1907 den Bau von 3 Turbinen-Schnelldampfern, die teilweise schon gute Betriebsresultate ergeben haben (Nauticus 1909 S. 440), 1908 den Bau von kleinen Kreuzern auf der Werft Mitsu Bishi Zosenjo in Nagasaki mit Parsons-Turbinen, ferner den Bau von 2 großen Kreuzern à 44000 P. S. (Z. f. d. ges. Turbw. 1908 S. 65 u. 397) mit Curtis-Turbinen aufgenommen. — Ebenso rüstet Rußland 4 Linienschiffe auf der Balt. Werft in Petersburg mit Parsons-Turbinen (Z. f. d. ges. Turbw. 1907 S. 521) aus<sup>6)</sup>. — Italien hat gleichfalls den Bau von

1) Z. V. D. I. 1907 S. 1323, Schiffbau 1907 S. 806 u. Nauticus 1909 S. 429.

2) Z. V. D. I. 1908 S. 803, 988 u. 1976.

3) Z. V. D. I. 1907 S. 198 u. Engineering 1908 S. 312.

4) Z. V. D. I. 1907 S. 1080 u. Z. f. d. ges. Turbw. 1908 S. 96 u. 373.

5) Z. V. D. I. 1907 S. 1601.

6) Z. V. D. I. 1907 S. 1762 u. 1908 S. 1666.

Kriegsschiffen mit Turbinen aufgenommen,<sup>1)</sup> und wird solche auf seinem größten Linienschiffe „Dante Alighieri“ und auf 4 Kreuzern aufstellen.

Weitere Angaben über den Bau von Turbinendampfern werden bei der Beschreibung der einzelnen Systeme gemacht werden.

d) **Vorzüge der Dampfturbinen.** Die Hauptvorzüge der Turbinen gegenüber Kolbenmaschinen sind die folgenden:

1. Die Abnutzung der arbeitenden Teile ist kaum merkbar; z. B. wurde nach etwa 17,000 stündigem, ununterbrochenem Betriebe die 600 P.S. Parsons-Turbine auf Aschenbornschacht in Gegenwart von 70 Vertretern des Oberschlesischen Industriebezirkes geöffnet, und dabei hat sich an den Schaufeln und Lagern nicht die geringste Abnutzung gezeigt. Ebenso sind Laval-Turbinen viele Jahre ohne nennenswerte Reparaturen Tag und Nacht in Betrieb geblieben. Dieser geringe Verschleiß ist besonders auf den Fortfall jeder metallischen Reibung und auf die Einkapselung der beweglichen Teile zurückzuführen. Statt der vielen verschiedenartigen beweglichen Teile bei Kolbenmaschinen hat man es bei der Turbine nur mit einem beweglichen Teile, nämlich der Trommel bzw. der Welle mit den Laufrädern und Schaufeln zu tun.

2. Die Turbinen sind leicht zugänglich; es ist nur ein Deckel aufzunehmen, um die Lauf- und Leiträder mit ihren Schaufeln bloßzulegen, und diese Arbeit kann meist in wenigen Stunden ausgeführt werden.

3. Die Unterhaltungskosten sind sehr gering; die Lagerschalen brauchen bei richtiger Konstruktion erst nach Jahren erneuert zu werden; der Ölverbrauch beträgt nur einen geringen Bruchteil desjenigen von Dampfmaschinen, da das Öl einen Kreislauf macht und nach Kühlung in einem Kasten wieder von neuem verwandt wird, so daß der Ölverlust hauptsächlich nur der Verdunstung zuzuschreiben ist.

Da außerdem die mit dem Dampfe in Berührung kommenden Teile überhaupt nicht geschmiert werden, so erhält man zur Speisung der Kessel bei reinem Turbinenbetrieb ein ölfreies Kondensat; besondere Speiswasserreiniger sind dann überflüssig und die Unterhaltungskosten der Kessel erniedrigen sich demnach gleichfalls.

4. Die Bedienung ist sehr einfach, und das Bedienungspersonal kann daher eingeschränkt werden, denn hin- und hergehende Teile sind nicht zu beaufsichtigen; die Schmierung erfolgt automatisch, ein Ausblasen von Kondenswasser ist nicht nötig, da dies von der Turbine mitgerissen wird; Packungen, die eventl. nachgezogen werden müssen, sind nicht vorhanden. Das Ingangsetzen ist leicht zu bewirken, und ein langes Vorwärmen wie bei Kolben-Dampfmaschinen ist nicht notwendig.

1) Schiffbau 1908 S. 575 u. Z. V. D. I. 1909 S. 963.

Die Wirtschaftlichkeit des Betriebes ist daher nicht wie bei Kolbenmaschinen von der Wartung und der Sorgfalt des Personals abhängig.

5. Infolge Fortfall von hin- und hergehenden Massen sind von der Antriebsmaschine herrührende Erschütterungen nicht vorhanden; der Gleichförmigkeitsgrad ist ein ausgezeichneter, und daher werden auch Torsionsschwingungen und damit zusammenhängende Wellenbrüche bei Verwendung von Turbinen kaum vorkommen. (Vgl. S. 272.)

6. Die Anwendung von hochüberhitztem Dampfe macht keine Schwierigkeiten, da ein Reiben von dampfberührten Teilen nicht stattfindet; eine Zersetzung von Schmiermitteln kann nicht vorkommen, da diese in der eigentlichen Turbine überhaupt nicht mit dem Dampfe in Berührung kommen.

7. Bei der Montierung und Aufstellung der Turbinen spart man Kolbenmaschinen gegenüber an Zeit und Kosten. Die Montage dauert bei mittelgroßen Turbinen nur einige Tage; schwere Fundamente sind nicht nötig. Bei Landturbinen ergibt sich auch eine große Raum- und Gewichtsersparnis, die bei Bordanlagen infolge des Einbaues besonderer Rückwärts- und Marschturbinen als Vorteil weniger in Betracht kommt.

e) **Die Hauptnachteile** der Turbinen sind die folgenden:

1. Sie arbeiten wirtschaftlich nur bei hoher Umfangsgeschwindigkeit, und dadurch wird der Wirkungsgrad des Propellers ungünstig beeinflusst. (Vgl. S. 431 und § 126.)

2. Der Dampfverbrauch ist für reduzierte Leistungen ein sehr hoher. (Vgl. S. 447 und § 126.)

3. Die Turbine kann nicht umgesteuert werden. (Vgl. § 126.)

4. Infolge der tiefen Lage der Turbinengehäuse und der damit verbundenen aufsteigenden Hitze ist der Aufenthalt in den Maschinenräumen weniger angenehm als bei Kolbenmaschinen, bei denen die Dampfzylinder hoch liegen.

5. Für Kleinbetrieb (z. B. für Boote) kommt die Turbine nicht in Frage, namentlich kann sie hier den Ölmotor nicht ersetzen.

#### § 114. Vorgänge in der Turbinendüse.

a) Strömungsgeschwindigkeit des Dampfes. Der Arbeitsvorgang in der Turbine läßt sich in 2 Prozesse zerlegen, nämlich 1. in die Umwandlung der Spannungs- in Bewegungsenergie in einem Düsen- oder Leitschaufelapparate, wodurch der Dampf eine bestimmte Richtung und Geschwindigkeit erhält (§§ 114—116) und 2. in die Übertragung der Bewegungsenergie auf die Schaufeln des Laufrades (§ 117).

Nimmt man zunächst an, daß die ganze Spannungsenergie in Geschwindigkeit umgesetzt wird, und daß die Zustandsänderung des trocken

vorausgesetzten Dampfes nach der Zeunerschen Formel  $pv^k = C$  erfolgt, so ist nach den Gesetzen der Mechanik und Hydraulik die Zunahme der lebendigen Kraft = der geleisteten Arbeit des Dampfes. Strömt also eine Dampfmenge  $m$  aus einer Düse mit der Geschwindigkeit  $w$  aus, so gilt die Beziehung  $\frac{1}{2}mw^2 = \int_{p_1}^{p_2} v dp$ , wenn  $v$  das Dampfvolumen,  $p_2$  und  $p_1$  den Anfangs- bzw. Enddruck des Dampfes bedeuten; setzt man  $m = \frac{G}{g}$  und für  $G = 1$  kg, ferner für  $v$  den Wert aus der Zeunerschen Gleichung ein und führt die Integration aus, so erhält man

$$w = \sqrt{\frac{2gk}{k-1} p_1 v_1 \left(1 - \frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}};$$

für gesättigten Dampf ist  $k = 1,135$ , demnach für  $p_2 = 10$  und  $p_1 = 0,1$  kg/qcm abs.  $w = \text{ca. } 1200$  m.

Durch die Versuche von Stodola, Blaess<sup>1)</sup>, Koob<sup>2)</sup> u. a. ist nun experimentell nachgewiesen, daß es beim Ausströmen des Dampfes aus einer einfachen zylindrischen Öffnung gar nicht möglich ist, eine vollständige Umsetzung der Spannung in Geschwindigkeit zu erhalten; der Dampf wird annähernd nur bis auf die Hälfte des Anfangsdruckes genauer auf das 0,577 fache, den sog. kritischen Druck expandieren und infolge der ihm noch innewohnenden Spannung beim Austritte nach allen Seiten zerstäuben; er kann aber andererseits im Laufrade nur dann gut ausgenutzt werden, wenn er dieses in geschlossenem Strahle trifft. Da man durch das Ausströmlassen des Dampfes aus einer einfachen zylindrischen Öffnung nicht die ganze Spannung in kinetische Energie umsetzen kann, so erzielt man auch nicht die erwartete Geschwindigkeit; experimentell ist nachgewiesen, daß letztere nur die Höhe der Schallgeschwindigkeit, nämlich ca. 450 m pro Sekunde erreicht (§ 115).

b) Lavalsche Düse. Das Verdienst, trotz dieser Umstände die ganze im Dampfe vorhandene Spannungsenergie in Bewegungsenergie umgesetzt zu haben, gebührt Laval durch Einführung seiner bis zu einem Minimalquerschnitte verengten und dann konisch erweiterten Düse.

Sind die Querschnitte und die Länge der Düse entsprechend der Expansion und der Geschwindigkeit des Dampfes dimensioniert, so erreicht man eine Expansion des Dampfes ohne Druckschwankungen auf jede erforderliche Endspannung und ist dann in der Lage, die im Dampfe vorhandene Spannungsenergie bis auf einen

1) Physik. Zeitschr. IV. Jahrg. S. 82.

2) Z. V. D. I. 1904 S. 276.

geringen Prozentsatz, der durch Reibung verloren geht, in Bewegungsenergie umzuwandeln. Hierbei ist allerdings angenommen, daß der Gegendruck, also die Spannung im Ausströmungsraume, mit der Austrittsspannung der Düse übereinstimmt. Trifft das nicht zu, so erfolgen kurz vor der Mündung der Düse Druckschwankungen. Ist der Gegendruck niedriger, so erfolgt die vollständige Expansion des Dampfes erst außerhalb der Düse; ist der Gegendruck höher, so expandiert der Dampf unter den Gegendruck und erzeugt in der Düse nach anfänglicher Expansion und Geschwindigkeitsvermehrung eine Dampfverdichtung (Kompression), wobei eine Verzögerung der Dampfbewegung und eine Rückwandlung der Geschwindigkeits- in Spannungsenergie stattfindet, und wodurch erhebliche Verluste durch Wirbelbildung erzeugt werden. — Genaue Messungen über die Veränderlichkeit des Druckes bei verschiedenen Gegendrücken sind von Stodola, Prantl und Pröll angestellt worden, und aus diesen Versuchen geht hervor, daß die Reibungsverluste usw. in gut konstruierten Düsen bei Geschwindigkeiten bis zu 400 m/Sek. ca. 5% der Energie oder 2—3% der Geschwindigkeit betragen.<sup>1)</sup>

c) Dampfströmung im Leitschaufelapparate. Ähnlich wie in der Lavalschen Düse kann man die Umsetzung der Spannungs- in die Strömungsenergie des Dampfes auch in Schaufeln vornehmen, die ebenso wie die Schaufeln der Laufräder in Kränzen auf sog. Leiträder aufgesetzt sind. Der Unterschied zwischen Düse und Leitschaufel besteht hauptsächlich darin, daß bei den Leitschaufeln neben der Umsetzung der Energie auch eine Umkehr der Dampfrichtung stattfindet, und daß man bei Verwendung von Düsen eine sog. partielle Beaufschlagung, bei Verwendung von Leiträdern dagegen im allgemeinen eine volle Beaufschlagung erhält. Durch letztere werden die sog. Ventilationswiderstände sehr eingeschränkt, und dieser Umstand ist besonders bei großen Turbinenrädern und großen Umfangsgeschwindigkeiten von wesentlicher Bedeutung. (Vgl. § 118, 2.) — Bei den Druckturbinen finden Leitschaufeln ohne Düsenwirkung als reine Umkehrapparate Verwendung.

### § 115. Berechnung der Düse.

Die Querschnitte für den Düsen- respektive Leitapparat findet man aus der Überlegung, daß durch irgend einen Querschnitt  $f$  (in  $qm$ ) der Düse oder des Leitapparates in der Zeiteinheit (Sek.) stets das gleiche Dampfgewicht  $G$  (in  $kg$ ) hindurchströmt. Sei  $v$  das dem Dampfe im Querschnitt  $f$  zukommende Volumen in  $cbm/kg$ ,  $w$  die

1) Z. V. D. I. 1904 S. 348.

Geschwindigkeit daselbst in  $m$ , so ergibt sich  $Gv = fw$  und  $G = \frac{f \cdot w}{v}$ .  
Setzt man hier den in § 114 gefundenen Wert für  $w$ , und für  $p_2$  den Wert  $p$  ein, so findet man:

$$G = f \sqrt{\frac{2gk}{k-1} \frac{p_1}{v_1} \left[ \left( \frac{p}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]},$$

woraus sich der Querschnitt  $f$  für eine gegebene Dampfmenge und für einen bestimmten Anfangs- und Enddruck berechnen läßt.

Der Ausdruck wird für  $f$  ein Minimum, wenn  $\frac{p}{p_1} = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$  wird; setzt man diesen Wert ein, so wird:

$$G = f \sqrt{2g \frac{k}{k+1} \cdot \frac{p_1}{v_1} \left( \frac{1}{k+1} \right)^{\frac{2}{k+1}}} \quad \text{und} \quad f = \text{Const.} \sqrt{\frac{v_1}{p_1}}.$$

Die aus diesen Gleichungen erhaltenen Werte für  $p$ ,  $f$  und  $w$  seien =  $p_m$ ,  $f_m$  und  $w_m$ ; demnach ergibt sich für  $k = 1,135$ :

$$p_m = 0,577 p_1,$$

$$w_m = 323 \sqrt{p_1 v_1}$$

und

$$G = 199 f_m \sqrt{\frac{p_1}{v_1}}.$$

Für überhitzten Dampf gilt für  $k$  der Wert 1,3 mithin:

$$p_m = 0,543 p_1,$$

$$w_m = 333 \sqrt{p_1 v_1},$$

$$G = 249 f_m \sqrt{\frac{p_1}{v_1}}.$$

Diese Werte beziehen sich also auf den engsten Düsenquerschnitt; es geht aus dem Werte für  $w_m$  hervor, daß die Geschwindigkeit an der engsten Stelle sich nur wenig mit dem Anfangsdrucke verändert, sondern nahezu den konstanten Wert der Schallgeschwindigkeit annimmt. Desgleichen ändert sich dann auch die Geschwindigkeitsenergie, d. h. der Ausdruck  $\frac{w_m^2}{2g}$ , an der engsten Stelle nur wenig. Die genauen Werte von  $p_m$ ,  $w_m$  usw. für Anfangsdrücke von  $p = 5 - 12 \text{ kg}$  sind im folgenden zusammengestellt:

Tabelle I.

$p$ in kg/qcm abs.	$p_m$ in kg/qcm abs.	$w_m$ in m	$\frac{w_m^2}{2g}$ in m/kg	$\frac{G}{f_m}$ in kg
5	2,89	442,4	9977	727
6	3,47	444,9	10088	867
7	4,04	447	10182	1007
8	4,62	448,8	10265	1146
9	5,2	450,4	10339	1285
10	5,77	451,8	10405	1423
11	6,35	453,1	10465	1561
12	6,93	454,3	10521	1698

Für ein gegebenes Verhältnis von Anfangs- und Enddruck  $\frac{p_2}{p_1}$  ergibt sich nachstehende Tabelle II.

$\frac{p_2}{p_1}$	$\frac{w}{w_m}$	$\frac{f}{f_m}$	$x$
100	2,58	13,80	0,765
90	2,56	12,69	0,769
80	2,54	11,60	0,775
70	2,51	10,40	0,78
60	2,47	9,16	0,788
50	2,43	7,98	0,796
20	2,18	3,97	0,840
10	1,92	2,44	0,874
8	1,86	2,07	0,886
6	1,74	1,71	0,901
4	1,55	1,34	0,922
2	1,12	1,02	0,960
1,7318	1,00	1,00	0,968

Die vierte Spalte dieser Tabelle gibt den Feuchtigkeitsgehalt des Dampfes beim Austritt aus der Düse an. Bekanntlich ändert sich bei der adiabatischen Expansion des Dampfes in der Düse fortwährend die spezifische Dampfmenge  $x$ , d. h. diejenige Gewichtsmenge von Dampf, welche in 1 kg Dampf- und Wassergemisch vorhanden ist. Nach Zeuner besteht nun zwischen  $x$ ,  $p_2$  und  $p_1$ , falls der Dampf von der Anfangsspannung  $p_2$  als trockener vorausgesetzt wird, die Beziehung  $x = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{0,05826}$ , (Zeuner, Technische Thermodynamik 1901 Bd. II, S. 37). Sei z. B.  $p_2 = 10$  und  $p_1 = 0,1$  kg, so ergibt sich aus der ersten Tabelle  $w_m = 451,8$  und aus der zweiten Tabelle für  $\frac{p_2}{p_1} = 100$

die Ausströmungsgeschwindigkeit des Dampfes  $= 451,8 \cdot 2,58 = 1166$  m, wobei durch die in der Expansionsdüse stattfindende Reibung die Ausflußgeschwindigkeit in Wirklichkeit um ca. 3% vermindert wird. Die Düse hat am Austritt nach Tabelle II den 13,8fachen Querschnitt der



engsten Stelle, und hierbei sind 23,5% des Dampfes gemäß der letzten Spalte der Tabelle II kondensiert. Mit Hilfe dieser Tabellen ist man demnach in der Lage, die Düsenquerschnitte usw. festzulegen.<sup>1)</sup> Es besteht hierbei aber die Schwierigkeit, daß der Übergang aus dem Überhitzungs- in das Sättigungsgebiet schwer festzustellen ist und die Wahl der richtigen Formel Zweifel bereitet. Diese Schwierigkeit wird durch Einführung der sogenannten Entropietafel behoben.

### § 116. Die Entropietafel.

a) Das  $Ts$ -Diagramm: Die graphische Darstellung des Dampfzustandes durch das  $pv$ -Diagramm läßt wohl die durch den Dampf hervorgebrachte Arbeitsgröße erkennen — durch Planimetrieren einer Fläche —; man ist aber nicht in der Lage, durch dieses Diagramm die mit der Zustandsänderung des Dampfes verbundenen Wärmeveränderungen zu verfolgen. Hierzu eignen sich die sogenannten Wärme- oder Entropiediagramme, und zwar unterscheidet man das sog.  $Ts$ - und das  $is$ -Diagramm. Im  $Ts$ -Diagramm wird die dem Dampfe innewohnende Wärmemenge als Fläche dargestellt, indem man als Ordinaten die abs. Temperaturen  $T$  des Dampfes und als Abszissen die Entropiegrößen  $s$  aufträgt. In Fig. 299a bezeichnet  $dQ$  die bei einer unendlich kleinen Zustandsänderung zugeführte Wärmemenge, und es ist  $dQ = T \cdot \frac{dQ}{T}$  oder  $= T ds$ .

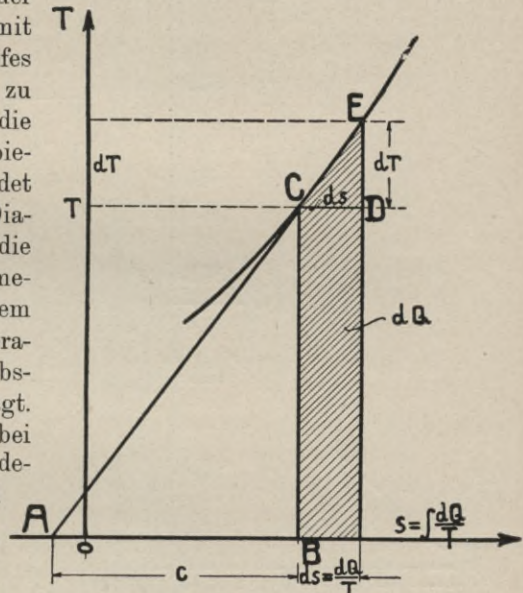


Fig. 299a. Wärmekurve.

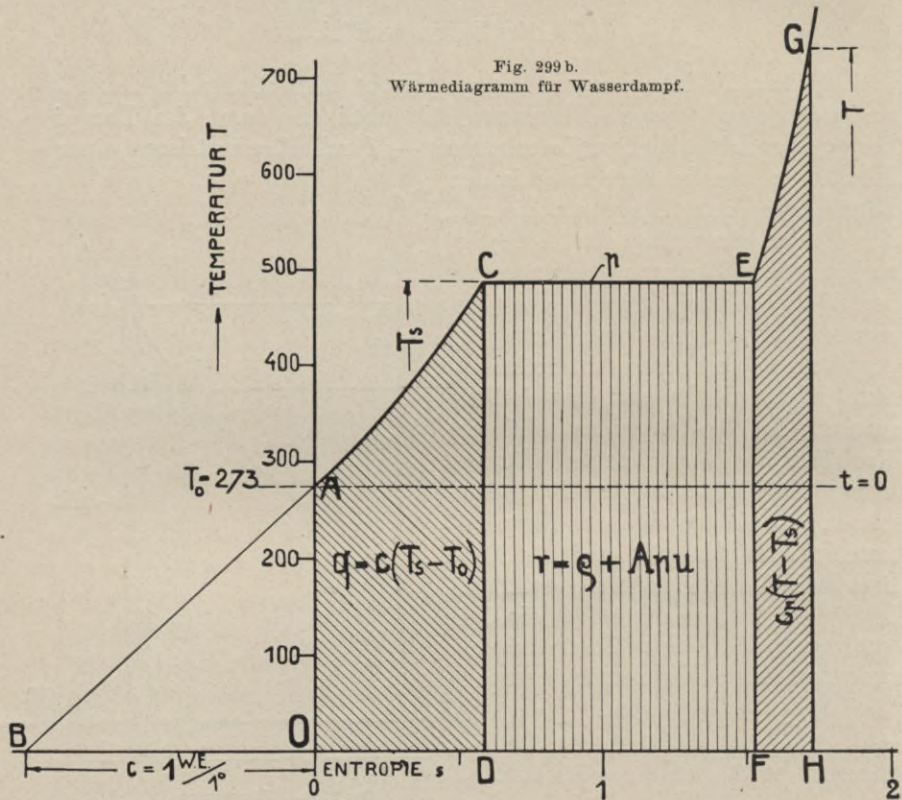
Hieraus ergibt sich  $ds = \frac{dQ}{T}$  und als Definition von  $s$  die Größe

$\int \frac{dQ}{T}$ . Es entspricht nun die Größe  $dQ$  einem bestimmten Werte von  $dT$ , und das Verhältnis von  $\frac{dQ}{dT}$  gibt die spezifische Wärme  $c$  des Dampfes, d. h. die zu seiner Temperaturerhöhung um  $1^\circ$  nötige Wärmemenge an. Aus den beiden Gleichungen  $c = \frac{dQ}{dT}$  und  $ds = \frac{dQ}{T}$

1) Vgl. auch Berechnung der Düsen in „Die Turbine“ 1909 S. 248.

erhält man  $\frac{c}{T} = \frac{ds}{dT}$ , und aus dieser Proportion folgt für den beliebigen durch  $T$  und  $s$  festgelegten Punkt  $C$  der Wärmekurve ( $CE$  in Fig. 299 a) die Ähnlichkeit der Dreiecke  $ABC$  und  $CDE$ , und  $c$  ergibt sich darnach als Subtangente der Wärmekurve im betrachteten Punkte  $C$ .

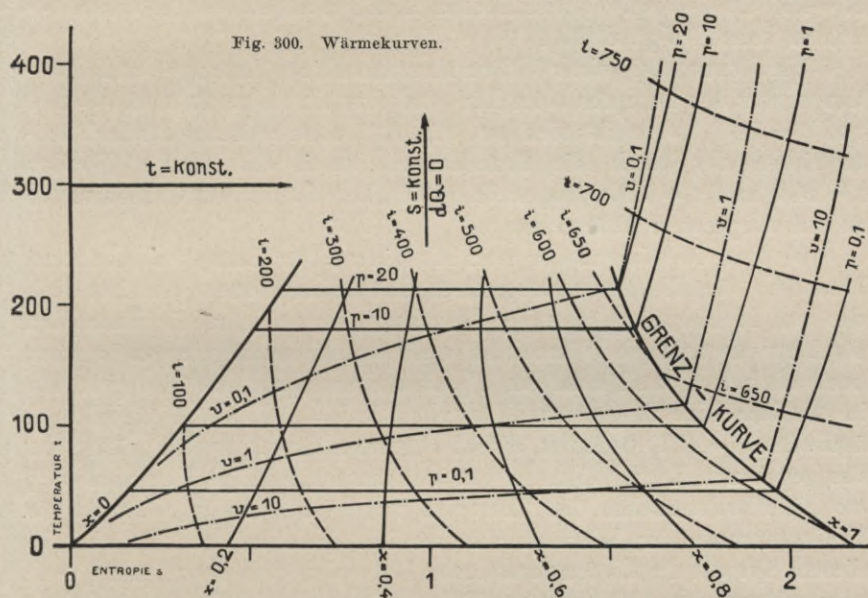
Um  $s$  eindeutig zu bestimmen, nimmt man an, daß  $s$  bei  $t = 0^\circ$  oder  $T = 273^\circ$  zu Null wird, alsdann kann man das Wärmediagramm



für Wasserdampf, wie aus Figur 299 b<sup>1)</sup> ersichtlich, leicht finden. Da nämlich für Wasser  $c = 1$  wird, so trägt man die Einheit in beliebigem Maßstabe von 0 aus bis  $B$  ab und erhält durch  $BA$  die Tangente der gesuchten Kurve; da die spezifische Wärme des Wassers mit steigender Temperatur etwas abnimmt, so zeigt die Kurve eine geringe Krümmung bis  $C$ . Es sei nun angenommen, daß die Erwärmung des Wassers vom Nullpunkte bis zum Siedepunkte bei einem Drucke  $p$

1) Aus Eyer mann, Die Dampfturbine 1906, S. 32.

von etwa 20 Atm. abs. entsprechend den abs. Temp.  $OA = T_0 = 273^{\circ}$  und  $DC = T_s = 273 + 210^{\circ} = 483^{\circ}$  vor sich gehe; alsdann wird durch  $OACD$  die Flüssigkeitswärme (vgl. S. 16)  $q = c(T_s - T_0)$  dargestellt. Bei weiterer Wärmezufuhr tritt die Verdampfung des Wassers von  $C$  bis  $E$  ein; die Temperatur bleibt dabei konstant  $= T_s =$  der sogenannten Sättigungstemperatur; und die zur vollständigen Verdampfung von 1 kg Wasser notwendige Wärmemenge  $r$  wird durch die Fläche  $DCEF =$  innerer + äußerer Verdampfungswärme  $= \rho + A p u$  dargestellt (vgl. Tabelle auf S. 17); hierbei ist  $A = \frac{1}{434}$ ,  $p =$  dem Druck in kg pro qm,  $u =$  der Volumenvergrößerung in cbm eines kg Wassers bei der Ver-



dampfung. Sobald alles Wasser verdampft ist, tritt eine Überhitzung und damit eine Temperatursteigerung von  $E$  bis etwa  $G$  entsprechend einer Endtemperatur von  $T = 273 + 460 = 733^{\circ}$  (s. Fig. 299b) ein. Man findet Kurve  $EG$  ähnlich wie  $AC$  mit dem Unterschiede, daß statt  $c = 1$ ,  $c = 0,48$  gesetzt wird. Die Fläche  $EFHG$  stellt die sog. Überhitzungswärme  $= c_p(T - T_s)$  dar.

Die gesamte durch Fläche  $OACEGHO$  dargestellte Wärmemenge wird als Erzeugungswärme oder Wärmehalt bezeichnet und ergibt sich aus  $i = q + \rho + A p u + c_p(T - T_s)$ . Zeichnet man derartige Wärmekurven für verschiedene Dampfdrücke  $p = 20, p = 10$  usw., so erhält man eine aus Fig. 300<sup>1)</sup> ersichtliche Kurvenschar, die von dem

1) Eyermann 1906, S. 34.

Punkte  $t = 0$  ihren Ausgangspunkt nimmt. Verbindet man diejenigen Punkte, in welchen die Verdampfung und diejenigen Punkte, in welchen die Überhitzung beginnt, so erhält man die untere und obere Grenzkurve. Außer für konstanten Druck sind in Fig. 300 noch die Kurven für konstantes Volumen  $v = 10$ ,  $v = 1$  usw., ferner die Kurven gleicher spezifischer Dampfmenge  $x$ , sowie die Kurven gleicher Erzeugungswärme  $i$  dargestellt, wobei man zur Aufzeichnung dieser Kurven im Bereich des Sättigungsgebietes die Zeunersche Tabelle (S. 17) und für die Überhitzung die von Batelli-Tumlirz experimentell gefundene Zustandsgleichung  $p(v + C) = RT$ , — wo  $C = 0,0084$  und  $R = 46,7$  ist — resp. die von Lorenz, Linde u. a. gefundenen Werte benutzen kann. (Vgl. S. 19.)

Sind nun bei einer Wärmekraftmaschine Anfangs- und Endtemperatur des Dampfes beim Ein- und Austritt bekannt (z. B.  $t = 200$  und  $t = 100$ ), so ergibt sich aus Fig. 300 ohne weiteres durch Planimetrieren der durch die Grenzkurven, sowie die beiden Geraden  $t = 200$  und  $t = 100$  dargestellten Fläche die in der Maschine in Arbeit umgesetzte Wärmemenge.

b) Das *is*-Diagramm von Mollier. Für Dampfturbinen und besonders für die Berechnung ihrer Hauptdimensionen gestaltet sich das von Mollier eingeführte *is*-Diagramm, in welchem die Entropien als Abszissen und die Wärmehalte als Ordinaten aufgetragen werden, noch einfacher, weil man das Planimetrieren spart und das gesuchte in der Maschine umgesetzte Wärmegefälle  $i = AL$ , wo  $A$  das Wärmeäquivalent (= 427) bedeutet, direkt abgreifen kann. Mollier wählt, um den gegebenen Raum möglichst gut auszunutzen, schräge Koordinaten<sup>1)</sup>, wo die Abszissenachse der Entropien unter  $45^\circ$  geneigt, während die Ordinatenachse der Wärmehalte vertikal gerichtet ist. Es sind in diesem System die Linien konstanter Entropien d. h.  $ds$  resp.  $dQ = 0$  entsprechend den Adiabaten vertikale Linien und die Linien konstanter Wärmehalte d. h.  $i = \text{Const.}$  Parallelen zur *s*-Achse. In dem Diagramm von Mollier sind weiterhin die Kurven konstanten Druckes  $p = \text{Const.}$ , sowie konstanten spezifischen Volumens  $v = \text{Const.}$  und die obere Grenzkurve eingezeichnet. Für die Volumenkurven ist im Überhitzungsgebiete wieder die Formel von Batelli-Tumlirz und für feuchten Dampf die Formel  $v = 0,001 + x(v_s - 0,001)$  angewandt. In letzterer bedeutet 0,001 das spezifische Volumen des Wassers in cbm/kg,  $x$  die spezifische Dampfmenge und  $v_s$  den aus Tabelle auf S. 17 zu entnehmenden Wert des spezifischen Volumens für trockenen gesättigten Dampf. — Außerdem hat Mollier im Überhitzungsgebiete auch die Linien konstanter Temperatur  $t = \text{Const.}$  und im Sättigungs-

1) Z. V. D. I. 1904 S. 272.

gebiete die Linien konstanter spezifischer Dampfmenge  $x = \text{const.}$  eingezeichnet.

Mit dieser sogenannten Entropietafel ist noch ein sogenannter Geschwindigkeitsmaßstab für die Ausströmung des Dampfes verbunden, und zwar ist dieser auf Grund der Beziehung  $w = \sqrt{2gL} = \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 427 \cdot 2} = 91,5 \sqrt{i}$  entworfen. Aus der Entropietafel und dem Geschwindigkeitsmaßstab kann man dann für einen durch Druck und Überhitzung gegebenen Anfangs- und durch das Vakuum gegebenen Endzustand des Dampfes das zugehörige Dampfvolumen und die Dampfgeschwindigkeit ablesen und daraus den pro kg Dampf notwendigen Düsenquerschnitt (aus  $F = \frac{v}{w}$ ) berechnen. Um das Wärmegefälle möglichst genau abzugreifen, sind den für den Turbinenkonstrukteur bestimmten Werken (Stodola, Eyermann, Bauer 1909) die Entropietafeln in verhältnismäßig großem Maßstabe beigegeben.

Neue Tafeln für den Wasserdampf und die Berechnung von Turbinen sind von Koob,<sup>1)</sup> Holzwarth<sup>2)</sup> und Banki<sup>3)</sup> aufgestellt und teilweise auch mit praktischen Beispielen erläutert.

### § 117. Vorgänge in den Laufschaufeln.

Nachdem die Umwandlung der Spannungs- in Bewegungsenergie im Düsen- resp. Leitschaufelapparate im vorhergehenden besprochen ist, soll nunmehr der zweite Arbeitsvorgang, nämlich die Übertragung der Bewegungsenergie auf die

Laufschaufeln näher betrachtet werden. Man nehme an, deraus der Düse strömende Dampfstrahl treffe bei  $o$ , Fig. 301 a<sup>4)</sup> mit einer Geschwindigkeit und Richtung =  $or$  auf eine von rechts nach links sich mit der Geschwindigkeit  $om$  bewegenden geraden Schaufel  $ab$ . Der Dampfstrahl wird dabei nicht durch die Schaufel abgelenkt, sondern bewegt sich tatsächlich von  $o$  nach  $r$ ; da sich indessen

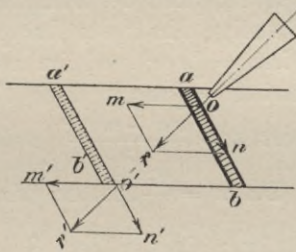


Fig. 301 a.

Dampfstrahlbewegung in der Turbinenschaufel.

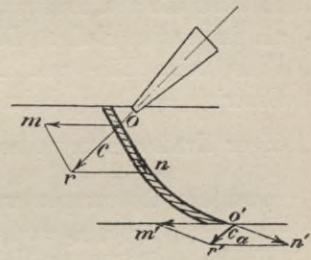


Fig. 301 b.

1) Z. V. D. I. 1909 S. 660.

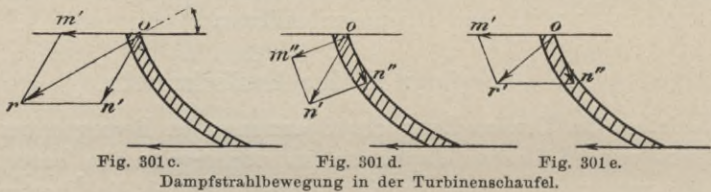
2) Z. f. d. ges. Turbinenwesen 1907 S. 236 u. 254.

3) Z. f. d. ges. Turbinenwesen 1908 S. 53.

4) Vater, Neuere Fortschritte auf dem Gebiete der Wärmekraftmaschinen 1906.

die Schaufel in der gleichen Zeit mit der Geschwindigkeit und Richtung  $om$  bewegt, so ergibt sich durch Zusammenfassen beider Komponenten zum sog. Geschwindigkeitsdreiecke, daß der Dampfstrahl an der Schaufel mit einer durch  $on$  nach Größe und Richtung dargestellten Relativgeschwindigkeit stoßfrei entlang geströmt ist, ohne einen Einfluß auf die Schaufelbewegung auszuüben. Ist die Schaufel bis  $a'b'$  gelangt, so hat ein am unteren Ende derselben befindliches Dampfteilchen gleichfalls wieder 2 Geschwindigkeiten, nämlich die Relativgeschwindigkeit  $o'n' = on$  und die Schaufelgeschwindigkeit  $o'm' = om$ ; aus beiden ergibt sich die absolute Austrittsgeschwindigkeit  $o'r' = or$ ; dabei ist die Reibung des Dampfes an der Schaufel als eine kleine Größe vernachlässigt.

Sei nun die Schaufel am untern Ende ein wenig gekrümmt, wie in Fig. 301 b, so wird sich bei der Kürze der Schaufel die Relativbewegung kaum ändern, d. h. man kann wieder  $o'n' = on$  setzen. Da ferner die Schaufelgeschwindigkeit am untern Ende  $o'm' = om$  ist,



so wird die abs. Austrittsgeschwindigkeit des Dampfes  $c_a = o'r'$  kleiner als im ersten Falle. Die lebendige Kraft des Dampfes ist im ersten Falle beim Ein- und Austritte  $= \frac{1}{2} mc^2$  und im zweiten Falle beim Eintritte  $= \frac{1}{2} mc^2$ , beim Austritte  $= \frac{1}{2} mc_a^2$ ; diese Einbuße an lebendiger Kraft erzeugt eine Arbeit  $A = \frac{mc^2 - mc_a^2}{2}$ , welche auf die Laufschaufeln übertragen wird. Da  $m = \frac{G}{g}$  ist, so wird für  $G = 1$  kg. Dampf,  $A = \frac{c^2 - c_a^2}{2g}$  mkg Strömen in der Sec.  $G$  kg Dampf in das Schaufelrad, so ergibt sich hieraus eine auf das Schaufelrad übertragene Leistung von  $E = \frac{G}{2g} (c^2 - c_a^2)$  mkg. resp.

$$= \frac{G}{150g} (c^2 - c_a^2) \text{ P. S.}$$

Nimmt man nun an, daß die Geschwindigkeit der Schaufel etwas verringert wird und nicht mehr  $= om$ , sondern nur  $= om'$  beträgt, so ergibt sich aus Fig. 301 c, daß der oberste Teil der Schaufel die durch  $on'$  dargestellte Richtung haben müßte, um wieder stoßfrei durch die Schaufeln durchzugehen; da eine solche Änderung der

Schaufel nicht möglich ist, so erhält man eine unerwünschte Stoßwirkung; die Größe derselben findet man nach Fig. 301 d durch Zerlegung der Geschwindigkeitskomponente  $on'$  in die beiden  $\perp$  aufeinanderstehenden Komponenten  $on''$  und  $om''$ ;  $om''$  ergibt die Größe der Stoßwirkung  $= on' \cos \alpha$  bei einem Stoßwinkel von  $\alpha$ . Die hierdurch bedingte Geschwindigkeitsdifferenz beträgt  $on'(1 - \cos \alpha)$  und in Bruchteilen der Relativgeschwindigkeit des Dampfes  $= \frac{on'(1 - \cos \alpha)}{on'}$   $= 1 - \cos \alpha$  d. h. für  $\alpha = 10^\circ$  gleich  $1\frac{1}{2}\%$  und für  $\alpha = 20^\circ$ ,  $6\%$ , für  $\alpha = 30^\circ$  und  $40^\circ$  werden die Verluste schon beträchtlich, nämlich  $13\frac{1}{2}\%$  resp.  $23\frac{1}{2}\%$ . In Fig. 301 e ist  $on'$  mit  $om'$  zu einer Resultanten  $or'$  zusammengesetzt, welche die abs. Größe der Eintrittsgeschwindigkeit angibt. Hieraus ergibt sich, daß jede Turbine bei einer gegebenen Schaufelform nur eine einzige bestimmte Umfangsgeschwindigkeit besitzt, bei welcher sie am rationellsten arbeitet.

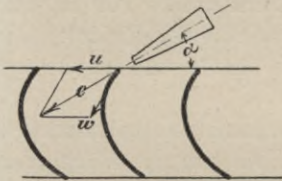


Fig. 301 f.

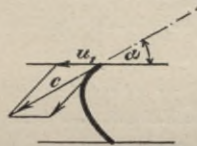


Fig. 301 g.

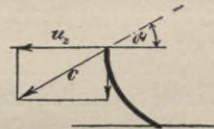


Fig. 301 h.

Dampfstrahlbewegung in der Turbinenschaufel.

Nun wird die Strömungsenergie der Dampfgeschwindigkeit in der Schaufel dann am besten ausgenutzt, wenn die Umfangsgeschwindigkeit  $u$  des Schaufelrades etwa halb so groß ist als die abs. Eintrittsgeschwindigkeit des Dampfes. Denn wählt man diese zu groß, so werden die Reibungsverluste, die man annähernd proportional dem Quadrate der Dampfgeschwindigkeit setzen kann, zu groß; und wählt man sie zu klein, so hat man für eine Stufe nur ein sehr kleines Dampfgefälle zur Verfügung, man ist also zur Verwendung sehr vieler Stufen gezwungen und erhält einen großen Reibungsweg für den Dampf und viele Schaufelstöße. Für Überdruckturbinen wählt man daher  $\frac{u}{c}$  zwischen  $0,3 - 0,5$  und läßt  $c$  nach den N. D.-Stufen zu nach einer hyperbolischen Kurve ansteigen (Stodola, Dampfturbine S. 106). Ist nun außer  $u$  und  $c$  noch die Richtung des eintretenden Dampfstrahles durch den  $\sphericalangle \alpha$  (Fig. 301 f)<sup>1)</sup> gegeben, so ist damit auch die Neigung der Schaufel für stoßfreien Eintritt festgelegt, und ferner ist auch die Relativgeschwindigkeit  $w$  aus  $u$ ,  $c$  und  $\alpha$  eindeutig

1) Vater, Neuere Fortschritte der Wärmekraftmaschinen 1906 S. 76.

nach Größe und Richtung bestimmt. Der Winkel  $\alpha$  wird auf die Neigung des Schaufelrückens bezogen, da der Stoß hier mehr Verluste bedingt als auf der Vorderseite. Sind  $c$  und  $\alpha$  konstant, und  $u$  veränderlich, so zeigen Fig. 301g und Fig. 301h an, wie verschiedenartig die Schaufelform an der Eintrittsstelle ausfallen muß, um stoßfreien Eintritt zu erhalten. Durch passende Wahl der Schaufelkrümmung am Austrittsende hat man es dann infolge der durch diese Krümmung bedingten Größe der Austrittsgeschwindigkeit  $c_a$  in der Hand, einen beliebigen Bruchteil der auf das Schaufelrad übertragenen lebendigen Kraft in Arbeit umzusetzen. Für die Gestaltung der Schaufel ist noch zu beachten, daß durch Anwendung einer Krümmung der Schaufel am Austrittsende leicht eine Streuung und dadurch eine Verschlechterung der Strahlwirkung eintreten kann, und es empfiehlt sich daher, die Schaufel am Austrittsende geradlinig verlaufen zu lassen. Sei die Neigung dieses Schaufelendes zur Horizontalen  $= \alpha_2$  und die Relativgeschwindigkeit im Laufrade bei einer Überdruckturbine von  $w_1$  auf  $w_2$  gewachsen, so ergibt sich aus dem Geschwindigkeitsdreiecke die absolute Ausströmungsgeschwindigkeit  $c_2$  nach Größe und Richtung. (Vgl. Fig. 302a S. 469 u. Fig. 308b.)

Schließlich sind für die Formgebung der Schaufel die auftretenden Wirbelbildungen und Reibungen zu beachten. Die aus der Düse oder dem Leitapparate austretenden Dampfstrahlen werden nämlich in der Schaufel zu einer Krümmung gezwungen, die zu einer Verdichtung des Dampfes auf der konkaven und einer Verdünnung auf der konvexen Seite der Schaufel Veranlassung gibt, wodurch zugleich starke innere Wirbelbildungen hervorgerufen werden. Während die so erzeugten Druckunterschiede in Richtung des Krümmungsradius zur Wirkung kommen, treten solche außerdem noch in Richtung der Strömung infolge von Reibung auf; und zwar wird hier der Druck abnehmen, wenn die Eintrittsgeschwindigkeit kleiner, und zunehmen, wenn sie größer als die Schallgeschwindigkeit wird. Man hat die hierdurch hervorgerufenen Druckveränderungen dadurch zu beseitigen gesucht, daß der Kanal in der Mitte verengt, die Schaufel hier also verstärkt wird. Die Größe dieser Erweiterung läßt sich aus der für die Düsenquerschnitte aufgestellten Formel finden.

Bezüglich des Größe des Ein- und Austrittswinkels des Dampfstrahles im Laufrade sei bemerkt, daß das zur Verfügung stehende Druckgefälle des Dampfes um so vollkommener aufgezehrt wird, je kleiner diese  $\sphericalangle$  ausfallen. Indessen beanspruchen sehr kleine Winkel sehr schmale und lange Kanäle und vergrößern dadurch die Dampfreibung und Dampfwhirbel; aus diesem Grunde wählt man für den Ein- und Austrittswinkel einen  $\sphericalangle$  von ca. 20 – 25°.



## § 118. Dampfverbrauch.

a) Man erhält den theoretischen Dampfverbrauch in kg pro P. S./Std. aus der Überlegung, daß 1 P. S. in 1 Std. eine Arbeit von  $75 \cdot 60 \cdot 60 = 270000$  mkg darstellt; wenn hierbei  $D$  kg Dampf verbraucht sind, so ergibt sich die Leistung  $L$  von 1 kg. Dampf aus  $L = \frac{270000}{D}$  mkg.

$L$  stellt nun andererseits die Differenz der Wärmehalte  $i_1$  und  $i_2$  beim Ein- und Austritte des Dampfes dar; diese können, wie in § 116 gezeigt, aus der Entropietafel bei gegebenem Anfangs- und Enddrucke entnommen werden, und es ergibt sich dann  $L$  in mkg  $= (i_1 - i_2) \cdot 424$ , also  $D = \frac{270000}{424 (i_1 - i_2)}$ . — In Wirklichkeit wird bei großen Turbinen

und bei hohen Umdrehungen  $D$  ca. 5,8, bei kleinen Turbinen resp. bei niedrigen Umdrehungen ca 6,8 kg.<sup>1)</sup> — Rechnerisch ist  $D$  durch die Formeln von Mollier:  $D = \frac{6,87 - 0,9 \log p_2}{\log p_1 - \log p_2}$  <sup>2)</sup> für gesättigten, und

$$D_1 = \frac{D}{1 + 0,000755 \left[ (T' - T) - T_0 \ln \frac{T'}{T} \right] D}$$

für überhitzten Dampf, wo  $T$  die absolute Sättigungstemperatur,  $T'$  die absolute Überhitzungstemperatur beim Eintritte,  $T_0$  die absolute Sättigungstemperatur beim Austritte bedeutet, resp. durch seine neuen Tabellen und Diagramme für Wasserdampf (vgl. auch Bauer 1909 Schiffsturbine S. 23 u. 200) zu ermitteln.

b) Man unterscheidet nun die sog. indizierte Turbinenleistung, d. h. diejenige, welche 1 kg Dampf am Radumfang an die Schaufeln abgibt, und die effektive Leistung; bei letzterer sind die folgenden Verluste zu berücksichtigen: 1. die Reibung in den Düsen und Schaufeln der Turbine, 2. die Ventilationswiderstände des rotierenden Rades im Dampfraume, 3. die Lagerreibung, 4. die Undichtigkeiten, 5. die Ausstrahlungen und 6. der Energieverlust des Austrittsdampfes.

1. Die Verluste in den Düsen und Schaufeln sind bereits früher behandelt, und es soll nur noch darauf hingewiesen werden, daß sie mit der Erhöhung der Dampfgeschwindigkeit stark wachsen und aus diesem Grunde bei Turbinen mit vielen Druckstufen geringer als bei solchen mit nur wenigen Stufen ausfallen.

2. Für die Beurteilung des Verlustes durch den Ventilationswiderstand sind die Versuche von Lewicki (Z. V. D. I. 1903 S. 441), Zahn (Philosophical Magazine 1904 S. 92), Odell (Engineering 1904 S. 33), Stodola (1905 S. 126 u. 131), Lasche (Z. V. D. I.

1) Bauer, Schiffsturb. 1909 S. 28.    2) Z. V. D. I. 1898 S. 686.

1904 S. 1205), Eyermann (1906 S. 162) und Jasinski (Z. V. d. I. 1909 S. 492 u. 538) maßgebend. Diese Versuche wurden teils mit glatten Rädern ohne Schaufeln, teils mit Turbinenrädern, und zwar mit oder ohne Gehäuse und schließlich sowohl in Luft als auch in Dampf, vorgenommen. Meistens wurde dabei die ganze Leerlaufarbeit gemessen, und es mußte hiervon noch ein kleiner Betrag für Lager- und Stopfbuchsenreibung abgezogen werden. Aus den Versuchen geht hervor, daß die Luftströmung bei einem rotierenden Rade nur am äußersten Teile des Umfanges beträchtliche Werte annimmt, während an der Nabe nur ganz kleine Luftgeschwindigkeiten in radialer Richtung beobachtet wurden. Alle Versuche haben bestätigt, daß die Leerlaufarbeit einer Scheibe annähernd mit der 3. Potenz der Umlaufzahl, mit dem Quadrate des Außendurchmessers des Rades und mit dem spezifischen Gewichte der Gasart, in welcher das Rad rotiert, zunimmt. Die Versuche von Stodola haben außerdem den großen Einfluß der Schaufellänge auf die Größe des Ventilationswiderstandes ergeben, und er hat als Annäherung auf Grund der Versuche eine Formel aufgestellt, welche die Ventilationsarbeit für die volle Scheibe angibt und zugleich die Arbeit für die Schaufeln berücksichtigt, nämlich

$$N_r = (\beta_1 D^2 + \beta_2 D L^{1,5}) \frac{u^3}{10^6} \gamma;$$

hierin bedeutet:

$N_r$  die Reibungsarbeit in P. S,

$D$  den mittleren Schaufelraddurchmesser in m,

$L$  die Schaufellänge in cm,

$u$  die mittlere Umfangsgeschwindigkeit in m/sec,

$\gamma$  das spezifische Gewicht des umgebenden Medium in kg/cbm,

$\beta_1 = 1,46$  einen Erfahrungswert, desgl.

$\beta_2 = 0,83$ .

Ferner ergaben die Versuche, daß der Widerstand im geschlossenen Gehäuse gegenüber den in freier Luft arbeitenden Rädern stark abnimmt; z. B. betrug er ca. die Hälfte bei 545 mm Rad- $\phi$ , und nur den 4. Teil bei 1265 mm Rad- $\phi$ . Die Versuche von Lewicki geben über den Einfluß des Mediums und der Dampfüberhitzung Aufschluß. Darnach ist die Ventilationsarbeit in gesättigtem Dampfe bei gleichem spezifischen Gewichte das 1,3fache derjenigen in Luft; erst eine Überhitzung des Dampfes von atmosphärischer Spannung auf 300° ergibt den gleichen Ventilationswiderstand wie im Luftmedium. — Die Versuche von Lasche haben den Einfluß des Deckringes der Schaufeln und der Art der Beaufschlagung klargestellt. Ohne Deckring war bei einer A. E. G.-Turbine von 900 mm  $\phi$  der Ventilationswiderstand bei angestellten Düsen ca. 4mal so groß als bei halbem Deckring. Wurden im letzteren Falle alle 24 Düsen abgestellt, so stieg der Widerstand wieder auf das

3—4fache (Stodola S. 131). — Ähnliche Resultate hat Eyermann (S. 162) veröffentlicht; in der ersten Druckstufe mit partieller Beaufschlagung betrug der Ventilationsverlust 28,9% der verfügbaren Arbeit, in der 3. voll beaufschlagten Stufe dagegen viel weniger. Bei voller Beaufschlagung muß der Ventilationswiderstand deshalb gering ausfallen, weil durch den die Schaufeln durchströmenden Dampf eine Ventilation in den Schaufeln unmöglich gemacht und hierdurch der Gesamtwiderstand verkleinert wird. — Jasinski hat auf Grund seiner umfangreichen Versuche an einer Laval-Turbine festgestellt, daß der Ventilationsverlust auch von der Austrittsgeschwindigkeit des Dampfes aus dem Leitrade, von der Ausführung der Schaufelung und des Turbinenrades sowie von dessen Stellung im Gehäuse abhängt; die Resultate seiner Untersuchungen hat er in Tabellen, Kurven und Formeln niedergelegt (Z. V. D. I. 1909 S. 542). — Es empfiehlt sich daher, den Wert des Ventilationswiderstandes seitens der Baufirmen auf Grund von Versuchen für jeden Turbinentyp besonders festzustellen. Bei Schiffsturbinen beträgt derselbe ca. 2—4% der Nutzleistung für den Vorwärts- und ca. 4—8% für den Rückwärtsgang.<sup>1)</sup>

3. Die Lagerreibung  $A$  ist proportional der Umfangsgeschwindigkeit  $u$  der Welle, der mittleren Belastung  $P$  und dem Reibungscoefficienten  $\mu$ , so daß  $A = uP\mu$  mkg wird. Dabei setzt sich  $P$  aus dem Eigengewicht  $G$  der Welle und der Zentrifugalkraft zusammen. Außerdem besteht nach den Untersuchungen von Lasche<sup>2)</sup> zwischen dem spezifischen Lagerdruck  $p_1$  und der Temperatur  $t$  die Beziehung  $p_1 t \cdot \mu = 2$ . Bei gut konstruierten Lagern ist der Verlust durch Lagerreibung nicht sehr groß. Die Summe der Reibungsverluste zu 2. und 3. zusammen beträgt nach Stodola bei guter Bauausführung ca. 5—10% des theoretischen Dampfverbrauches.

4. Die Dampfverluste durch Undichtigkeiten werden durch die zwischen Leit- und Laufrad vorhandenen unvermeidlichen Spalte sowie durch die Abdichtungsstellen zwischen Gehäuse und Spindel hervorgerufen, und hierauf wird bei der Beschreibung der einzelnen Turbinensysteme näher eingegangen werden. Es sei nur bemerkt, daß die Spaltverluste im allgemeinen bei Überdruckturbinen größer sind als bei Gleichdruckturbinen. Aber auch bei letzteren können große Verluste entstehen, wenn der Abstand zwischen Düse und Schaufelrad zu weit (über 3 mm) ist oder die Schaufelbreite im Verhältnis zur Düsenbreite nur ebenso groß resp. noch kleiner als diese gewählt wird, oder schließlich der Druck im Ausströmungsraum sehr viel niedriger ist als derjenige am Ende der Düse; bei gutem Vakuum wird sich dieser letztere Übelstand am meisten geltend machen, da es aus andern

1) Bauer Schiffsturb. 1909 S. 56.    2) S. S. 247.

Gründen zweckmäßig ist, das Erweiterungsverhältnis der Düse nach dem höchsten bei der betreff. Anlage vorkommenden Gegendrucke zu bestimmen. Nach Stodola beträgt der Undichtigkeitsverlust je nach dem Turbinensystem 3—10%.

5. Die Ausstrahlungsverluste der Turbine an die umgebende Luft sind bei Verwendung guter Isolation des Gehäuses nur gering und können vernachlässigt werden; aber bei Einstufenturbinen können, falls Dampf-Eintritt und -Austritt nebeneinanderliegen, durch Wärmeleitung in der Gehäusewand vom Eintritt zum Austritt beachtenswerte Verluste entstehen; ferner sind die Ausstrahlungsverluste auch bei hohen Dampftemperaturen und großer Länge der Turbinen in Rechnung zu ziehen.

6. Der Energieverlust des Austrittsdampfes ergibt sich aus der Endgeschwindigkeit  $c_2$  des Dampfes im letzten Laufrade zu  $\frac{c_2^2}{2g}$  und beträgt bei kleineren Turbinen ca. 10%, bei größeren 5% des theoretischen Dampfverbrauches. (Vgl. § 117.)

Alle Verluste von 1. bis 6. zusammen betragen bei größeren Ausführungen und bei Vollbelastung ca. 20—30% des theoretischen Dampfverbrauches.

c) Wirkungsgrad. Aus dem theoretischen Dampfverbrauche und den Dampfverlusten läßt sich nun der effektive Wirkungsgrad der Turbine berechnen. Man spricht ferner von einem theoretischen Wirkungsgrade; dieser berücksichtigt nur den Auslaßverlust, nicht aber die Reibungsverluste und ist von der Wahl von  $\alpha$  und dem Verhältnis von  $u$  zu  $c$ , d. h. Umfangsgeschwindigkeit und Dampfeintrittsgeschwindigkeit abhängig. Bei Druckturbinen wählt man, um für Ein- und Austritt des Laufrades gleiche Querschnitte zu erhalten,  $\alpha_2 = \alpha_1$  (Fig. 302a), daraus folgt  $w_2 = w_1$ , mithin ergibt sich nach dem cos-Satz  $c_2^2 = c_1^2 + (2u)^2 - 2 \cdot 2u \cdot c_1 \cos \alpha$ ; und da der theoretische Wirkungsgrad aus der theoretischen Leistung von 1 kg Dampf  $\left(\frac{c_1^2}{2g}\right)$  und dem Auslaßverlust  $\left(\frac{c_2^2}{2g}\right)$  sich zu  $\eta_i = \frac{c_1^2 - c_2^2}{c_1^2}$  ergibt, so erhält man mit dem eben abgeleiteten Werte von  $c_2$  für

$$\eta_i = 4 \frac{u}{c_1} \left( \cos \alpha - \frac{u}{c_1} \right).$$

Dieser Ausdruck wird ein Max. für  $u = \frac{c_1 \cos \alpha}{2}$ ; für  $\alpha = 0$  wird  $\eta_i = 1$ , für  $\alpha = 20^\circ$  wird  $\eta_i = 0,94$ .

Für Überdruckturbinen ist die Annahme gleicher Relativgeschwindigkeiten nicht möglich; indessen kann man hier zur Vereinfachung für die Dampfgeschwindigkeits-Komponenten in axialer Richtung den gleichen Wert der Höhe in den Geschwindigkeitsdreiecken (Fig. 302a)

und den Ein- und Austritts  $\sphericalangle \alpha_1$  und  $\alpha_2$  ebenfalls gleich groß annehmen; dann wird  $w_2 = c_1$  und  $w_1 = c_2$ , also nach dem cos-Satz  $c_2^2 = c_1^2 + u^2 - 2c_1 u \cos \alpha$ ; mithin  $\eta_i = \frac{c_1^2 - c_2^2}{c_1^2} = \frac{2u}{c_1} \cos \alpha = \left(\frac{u}{c_1}\right)^2$ . Dieser Ausdruck wird ein Max. für  $u = c_1 \cos \alpha$ . Für  $\alpha = 0$  wird  $\eta = 1$ .

Es geht aus dieser Betrachtung zugleich hervor, daß die Druckturbine nur mit der halben, die Überdruckturbine dagegen mit der vollen Dampfgeschwindigkeit als Umfangsgeschwindigkeit arbeiten muß, um den günstigsten theoretischen Wirkungsgrad zu erreichen; es läßt sich hieraus auch leicht die Beziehung ableiten, daß die Druckturbine bei gleicher Umfangsgeschwindigkeit zur Erzielung ihres günstigsten theoretischen Wirkungsgrades nur halb soviel Stufen braucht wie die Reaktionsturbine, und daß ferner die Umfangsgeschwindigkeit einer Druckturbine mit  $n$  Stufen unter sonst gleichen Bedingungen  $\sqrt{n}$  mal kleiner sein kann als bei einer Turbine mit einer Stufe. — Es sei an dieser Stelle noch auf die kritischen Untersuchungen von Langen über den Wirkungsgrad von Schiffsturbinen hingewiesen, die im Schiffbau 1906/1907 S. 234, 271, 319, 356, 385, 443, 486 veröffentlicht sind; ferner auf die Abhandlungen in Z. f. d. ges. Turbw. 1907 S. 433 und 437. Im allgemeinen beträgt der effektive Wirkungsgrad ausgeführter Schiffsturbinen ca. 55–65%, wobei sich der größere Wert auf große Anlagen mit verhältnismäßig hohen Umdrehungen bezieht.<sup>1)</sup>

### § 119. Berechnung der Hauptdimensionen einer Turbine.

Beim Entwurf einer Turbine stellt man zunächst unter der Annahme einer bestimmten Umfangsgeschwindigkeit  $u$ , einer dazu passenden Dampfeintrittsgeschwindigkeit  $c_1$  und des Dampfein- und Dampfaustrittswinkels einen Geschwindigkeitsplan nach Fig. 302a auf, der sich aus einzelnen Dreiecken, wie früher erläutert, zusammensetzt. Man ermittelt dadurch von Rad zu Rad die Relativ- sowie die absoluten Austrittsgeschwindigkeiten  $w_1$ ,  $c_2$  usw. Zur Vereinfachung nimmt man an, daß bei Druckturbinen  $\alpha_2 = \alpha_1$  (Fig. 302a) und bei Überdruckturbinen  $\alpha_2 = \alpha$  wird, und daß die axialen Komponenten der Dampfgeschwindigkeiten den gleichen Wert annehmen.

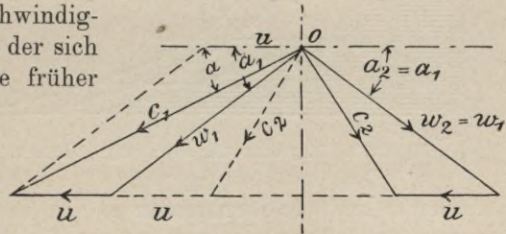


Fig. 302a. Geschwindigkeitsplan.

Bezeichnet man mit  $i_1$  und  $i_2$  die Wärmehalte des Dampfes beim Ein- und Austritte des ersten Laufrades, so ergibt sich

1) Bauer, Schiffsturb. 1909 S. 28.

$i_1 - i_2 = A \cdot \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g}$ . — Dabei wird  $i_1$  durch die Angaben des Anfangszustandes des Dampfes und die aus dem Geschwindigkeitsplane für das 1. Laufrad ermittelte Dampfgeschwindigkeit als bekannt vorausgesetzt, und dann läßt sich aus obiger Gleichung  $i_2$  und nach der Wärmetafel auch der zugehörige Dampfdruck ermitteln. Aus  $i_2$  und den aus dem Geschwindigkeitsplane gefundenen Dampfgeschwindigkeiten für das folgende Leitrad wird weiterhin der Wärmeinhalt am Ende des 2. Leit- resp. am Anfang des 2. Laufrades ausgerechnet usf. Durch Summierung der Wärmeinhalte für alle Stufen erhält man schließlich die Gesamtleistung.

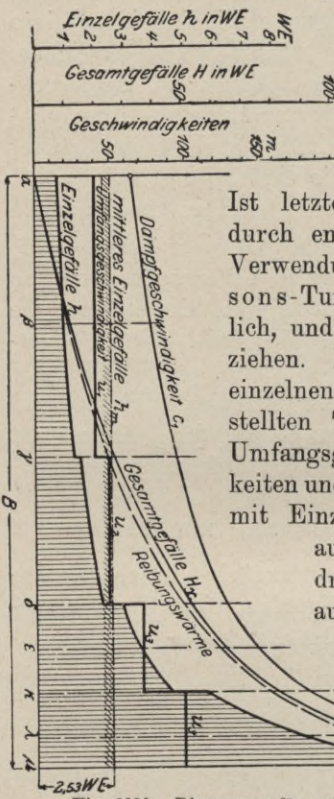


Fig. 302 b. Diagramme für mehrstufige Turbinen.

Ist letztere gegeben, so findet man umgekehrt durch entsprechende Division die Stufenzahl. Bei Verwendung sehr vieler Stufen wie bei der Parsons-Turbine wird diese Rechnung sehr umständlich, und hier ist das graphische Verfahren vorzuziehen. Man errichtet dazu in den Endpunkten der einzelnen durch  $\alpha\beta, \beta\gamma$  usw. (Fig. 302 b)<sup>1)</sup> dargestellten Turbinenstufen Ordinaten, auf denen die Umfangsgeschwindigkeiten, die Dampfgeschwindigkeiten und die bezüglichen Wärmeinhalte (in Fig. 302 b mit Einzelgefälle bezeichnet) und schließlich die aus der Entropietafel ermittelten Dampfdrücke und Dampfvolumina für jede Stufe aufgetragen werden.

Die Querschnitte jeder Stufe sind dann aus der bekannten Beziehung  $Gv = fw$  zu ermitteln. Aus diesen Querschnitten findet man die radiale Schaufellänge  $a$  resp. den mittleren Trommeldurchmesser  $D$  bei angenommenem Schaufelwinkel  $\alpha$  aus  $f = \pi Da \sin \alpha$ , wenn man die Schaufeldicke vernachlässigt; sei diese  $= s = e' - e$ , so gilt für den Gesamtquerschnitt  $f = \frac{e}{e'} Da \sin \alpha$ .

Die graphische Darstellung für die Ermittlung der Schaufeldimensionen einer Überdruckturbine von  $p_1 = 12$  Atm. abs.,  $t_1 = 300$ ,  $p_2 = 0,1$  kg und einem Energieverlust von 25% ist in der Z. V. D. I. 1903 S. 168—171 dargestellt. — Vereinfachungen in der Berechnung

1) Stodola S. 81.

und der zeichnerischen Darstellung zur Ermittlung der Hauptdimensionen mehrstufiger Turbinen sind von Koop<sup>1)</sup> und Deinlein<sup>2)</sup> vorgeschlagen und für den Turbinen-Konstrukteur von großem Nutzen. Die Berechnung einer Parsons- und einer A. E. G.-Schiffsturbine ist unter Berücksichtigung von bereits gewonnenen Erfahrungswerten von Bauer, Schiffsturb. 1909 S. 64—88 veröffentlicht.<sup>3)</sup>

Die Dimensionen einer Turbinenscheibe ergeben sich aus:

$$y = y_a e^{-\frac{\mu w^2}{2\sigma^4}};$$

hier bedeutet:

- $y$  die Scheibendicke im Abstände  $x$ ,
- $y_a$  die Scheibendicke im Wellenmittel,
- $\mu$  die spezifische Masse des Scheibenmaterials,
- $\sigma$  die zulässige Spannung pro Flächeneinheit,
- $w$  die Umfangsgeschwindigkeit im Abstände  $x$ .

Am Scheibenrande sollte man Durchbohrungen vermeiden, da diese die Beanspruchung der Scheibe außerordentlich steigern.<sup>5)</sup>

Da die Ausrechnung der Werte von  $y$  entsprechend den verschiedenen Werten von  $x$  gemäß obiger Formel recht umständlich ist, so hat sich auch hier die graphische Methode in der Praxis eingebürgert, und es sind einige Beispiele auf diese Weise in Stodola<sup>6)</sup> und Eyer mann<sup>7)</sup> durchgeführt.

Auf die besondere Berechnung von Turbinenwellen, welche als freitragende Wellen wirken, und bei welchen die sog. kritische Winkelgeschwindigkeit überschritten ist<sup>8)</sup>, wird nicht näher eingegangen, da solche bei Schiffsturbinen nicht vorkommen.

## § 120. Die Parsons-Turbine.

a) **Wirkungsweise der Turbine.** Das Hauptunterscheidungskennzeichen der einzelnen Turbinensysteme besteht darin, daß die gesamte zur Verfügung stehende Bewegungsenergie des Dampfes in verschiedener Weise stufenförmig nutzbar gemacht wird, und es wird hierauf bei der Beschreibung der einzelnen Turbinenarten näher ein-

1) Z. V. D. I. 1904 S. 660 u. 754.

2) Deinlein, Zur Dampfturbinentheorie 1909.

3) Vgl. auch Z. f. d. ges. Turbw. 1906 S. 79 u. D. Turbine 1906 S. 211.

4) Stodola, Die Dampfturbinen 1905 S. 157 sowie Z. f. ges. Turbw. 1907. S. 219.

5) Z. V. D. I. 1897 S. 860 und 1898 S. 798.

6) S. 165—170.

7) S. 94.

8) Stodola S. 188—205, Z. f. d. ges. Turbw. 1907 S. 247.

gegangen werden. Die Wirkungsweise der Parsons-Turbine besteht darin, daß der Dampf zunächst in einen ringförmigen Teil des Turbinen-Gehäuses strömt und den ersten im Gehäuse festsitzenden Leitschaufelkranz voll beaufschlagt.<sup>1)</sup> Die Zwischenräume der Leitschaufeln sind nun so dimensioniert, daß ein Teil der Spannungsenergie in Geschwindigkeit umgesetzt, und daß eine bestimmte Strömungsrichtung herbeigeführt wird. Der Dampfdruck sinkt dabei, trotzdem der Querschnitt für den durchströmenden Dampf kleiner geworden ist, weil nämlich infolge des verringerten Querschnittes die Dampfgeschwindigkeit größer geworden ist, wie das auch im ersten Teile der Lavaldüse der Fall ist.

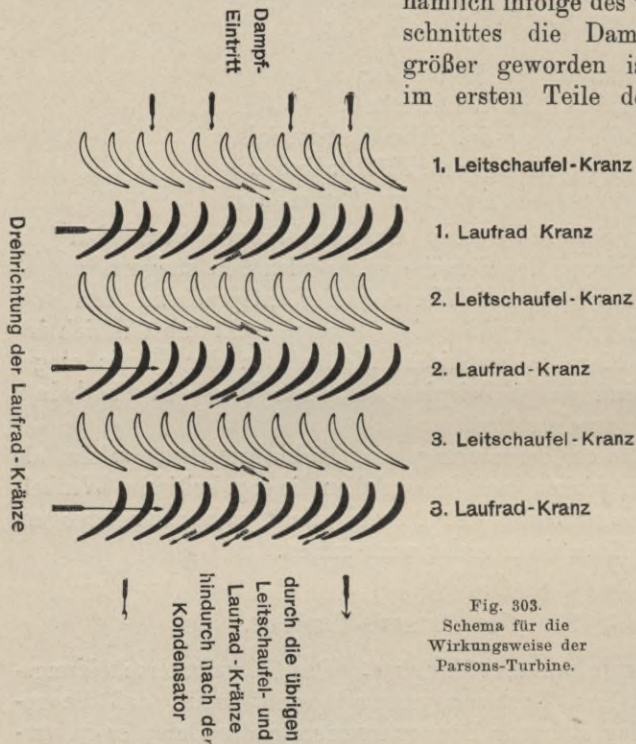


Fig. 303.  
Schema für die Wirkungsweise der Parsons-Turbine.

α) Dampf- und Umfangsgeschwindigkeit. Aus den Leitschaufeln strömt der Dampf in die Schaufeln (Fig. 303) des ersten Laufrades, um im vordersten Teile der Schaufel etwas von seiner Geschwindigkeit abzugeben und durch diese Aktionswirkung das Laufrad in Bewegung zu setzen. Die Laufschaufeln sind nun so

dimensioniert und angeordnet, daß der Dampf beim Ausströmen aus denselben eine Reaktionswirkung erzeugt, welche die Aktionswirkung unterstützt. Aus dem 1. Laufrade strömt nun der Dampf mit der erreichten Endgeschwindigkeit — von 40—80 m./Sec. — in den 2. Leitschaufelkranz, um hier wieder eine Richtungsänderung und eine weitere Expansion zu erfahren. In den folgenden Lauf- und Leiträdern wiederholt sich dasselbe Spiel, bis der Dampf so weit expandiert ist, daß er

1) Neuerdings hat sich Parsons für die ersten Stufen eine teilweise Beaufschlagung schützen lassen, vgl. Brit. Taf. 28047 v. 1907 u. D. Turbine 1909 S. 335.



die ganze ihm innewohnende Arbeitsfähigkeit auf die Laufschauflern und die Spindel übertragen hat. Die Lauf- und Leiträder werden dabei entsprechend der Volumenausdehnung des Dampfes allmählich größer gemacht. Trotzdem es nun für die Dampfausnutzung am besten ist, wenn die Umfangsgeschwindigkeit so groß wie möglich ausfällt, wird sie für die erste Stufe im allgemeinen nur 40—50 m gewählt; denn für die erste Stufe fällt bei höheren Umfangsgeschwindigkeiten der Dampfeintrittsquerschnitt und entsprechend die Schaufellänge sehr klein aus — z. B. bei einer 1000 P. S.-Turbine nur wenige mm — und da der Spalt zwischen Schaufel und Gehäuse nach praktischen Erfahrungen nur  $\frac{1}{40}$ — $\frac{1}{50}$  der Schaufellänge betragen darf, so kommt man dann zu unausführbaren Konstruktionen. Bei den N. D.-Stufen mit langen Schaufeln, wo zudem die durch den Spalt hervorgerufenen Undichtigkeiten nur eine geringe Rolle mehr spielen, kann die Umfangsgeschwindigkeit so weit steigen, als es die Festigkeit der Räder zuläßt. Je größer die Anlage ist, um so kleiner wird im allgemeinen die Umfangsgeschwindigkeit gewählt werden können; z. B. beträgt diese für die großen Turbinen-Schnelldampfer „Lusitania“ und „Mauretania“ im Maximum nur ca. 42 m./Sek. entsprechend einer Umdrehungszahl von ca. 140 m pro Minute.

Die relative Dampfgeschwindigkeit ist in der ganzen Turbine nahezu konstant. Bei der Parsons-Turbine sind demnach die Dampf- und Umfangsgeschwindigkeiten durch Anordnung sehr vieler Druckstufen außerordentlich herabgemindert, und dadurch wird die Abnutzung des Materials eingeschränkt, der Gesamtwirkungsgrad der Anlage erhöht und die Verwendung der Turbine als Schiffsturbine erst möglich gemacht.

β) Spaltverlust. Es findet nun von Stufe zu Stufe ein kleiner Spannungsabfall statt, so daß ein gewisser Spaltüberdruck entsteht. Die hierdurch veranlaßten Dampfverluste sind der Parsons-Turbine in etwas übertriebenem Maße zum Vorwurf gemacht worden. — Man hat zwischen den sog. axialen und radialen Spaltverlusten zu unterscheiden. Die ersteren sind ziemlich belanglos, weil der Dampf den ganzen ringförmigen Teil zwischen Gehäuse, Lauf- und Leiträdern und Trommeln ausfüllt, und daher kann ohne Bedenken der Abstand von Leit- zu Laufrad zumal bei Verwendung von überhitztem Dampf — um den ungleichmäßigen Längenausdehnungen von Trommel und Gehäuse gerecht zu werden — mehrere mm betragen. — Die radialen Spielräume dagegen sind möglichst klein zu machen, um Dampfverluste zu vermeiden; die Betriebssicherheit darf jedoch nicht leiden, und ein Anstreifen der Schaufeln gegen das Gehäuse muß ausgeschlossen sein. Übrigens stellt der innere radiale Spielraum zwischen Trommelmantel und Leitschauflerstirnfläche eine geringere

Dampfverlustquelle dar als der äußere radiale Spielraum zwischen Gehäusemantel und Laufschaufelstirnfläche, insofern im ersten Falle der Dampf noch durch die Laufräder — allerdings unter Umgehung der Leiträder — strömt; im zweiten Falle findet übrigens der durch die äußeren Spielräume entfliehende Dampf in den gekrümmten Leitschaufeln einen Widerstand; auch die Laufräder suchen infolge der durch sie erzeugten Zentrifugalkraft ein Entweichen des Dampfes nach Möglichkeit einzuschränken. Für die Maximalleistung der Turbine betragen daher die Spaltverluste nur ca. 3 % des Gesamt-Dampfverbrauches; bei kleineren Leistungen nimmt allerdings der Verlust etwas höhere Werte an, weil das Verhältnis von Querschnitt der Spalte zum Einstömungs-Querschnitt des Dampfes wächst.

γ) Axialdruck. Eine weitere Folge der Expansion des Dampfes in den Laufschaufeln besteht noch darin, daß zu beiden Seiten dieser Schaufeln verschiedene Drücke herrschen und hierdurch die ganze Turbine einen Axialdruck in Richtung des Dampfstromes erfährt. Bei Landanlagen muß dieser Axialdruck von besonderen Ausgleichkolben, die durch Kanäle mit den bezüglichen Turbinentrommeln in Verbindung stehen, aufgenommen werden, während bei Schiffsturbinen der Schraubendruck diesem Axialdruck entgegenwirkt und Ausgleichkolben entbehrlich macht. Bei Vereinigung von Vor- und Rückwärtsturbinen auf einer Welle wird für plötzliche Bewegungs- und Richtungsänderungen zwischen Beginn der axialen Wirkung von Turbine einerseits und Schraube andererseits ein kleiner Zeitunterschied vorhanden sein, und aus diesem Grunde wird noch ein kleines Kammlager zur Aufnahme von axialen Drücken in der einen oder anderen Richtung vorgesehen. Dasselbe wird aber im allgemeinen nur beim Manövrieren beansprucht werden.

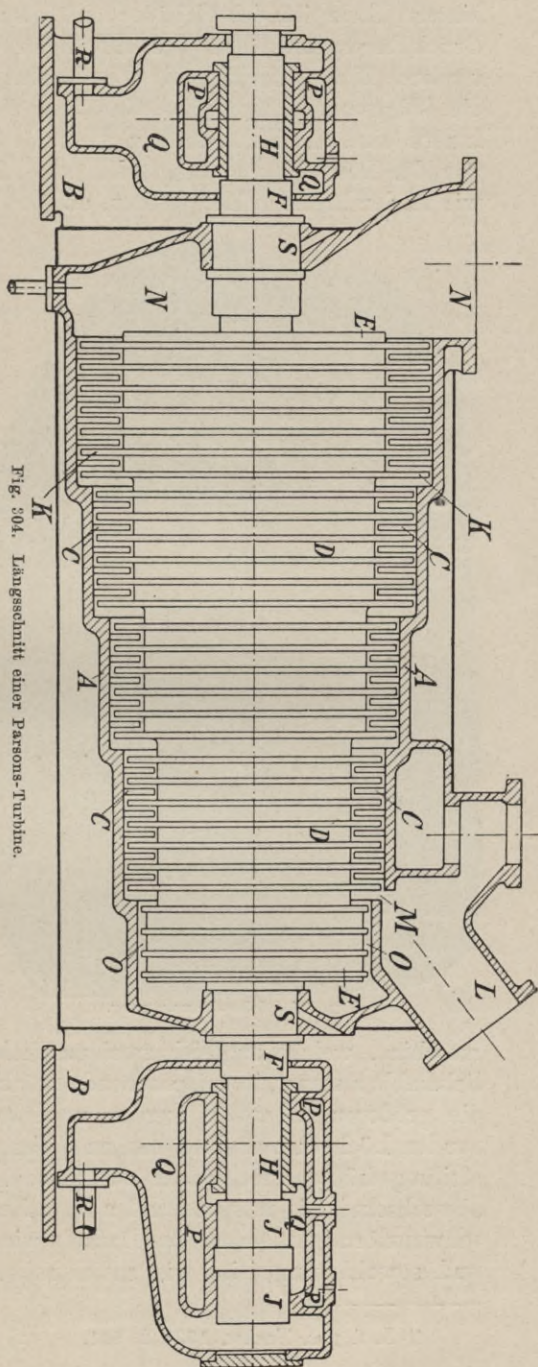
Es sei noch bemerkt, daß Parsons ursprünglich zur Vermeidung des axialen Schubes eine gegenläufige Dampfströmung von der Mitte der Turbine nach ihren beiden Enden anordnete, und diese Konstruktion ist bei Landanlagen neuerdings von Westinghouse u. a. wieder aufgenommen.<sup>1)</sup>

b) **Hauptteile der Parsons-Turbine.** Die Hauptteile der Parsons-Turbine sind die folgenden:

- α) das Gehäuse mit Deckel, Leitschaufeln und Armaturen,
- β) die Welle mit Trommeln, Wellensternen und Laufschaufeln,
- γ) die Abdichtung der Welle an den Austrittsstellen des Gehäuses,
- δ) die Lagerung der Welle nebst Nachstellvorrichtung und Kammlager,
- ε) die Schmier- und Kühlvorrichtung.

1) Z. V. D. I. 1908 S. 1335, Schiffbau 1909 S. 726 u. 767 Pat. Kl. 14c Nr. 209 782.

α) Der größte und schwerste Bauteil der Parsons-Turbine ist das Gehäuse mit den Leitschaufelkränzen (Fig. 304). Es besteht aus einem oberen abnehmbaren Deckel und einem unteren auf dem Fundament ruhenden Körper, der an den Enden zugleich die Lagerkörper für die Spindel enthält. Deckel wie Unterteil sind an der Trennungsfäche sauber bearbeitet und mit Dampfrippen versehen, so daß ohne besonderes Dichtungsmaterial eine gute Abdichtung möglich ist, und demnach der Abstand zwischen Gehäuse und Trommel stets konstant bleibt. Deckel wie Unterteil sind aus Gußeisen, bei Hochdruckturbinen für Kriegsschiffe dagegen meist aus Stahlformguß hergestellt. Das Gehäuse ist stufenförmig abgesetzt und weist an der Dampfeintrittsstelle den kleinsten, an der Austrittsstelle den größten  $\phi$  auf. Um einem Verziehen des Gehäuses in der Längs- oder Querrichtung bei starken Erwärmungen durch überhitzten Dampf vorzubeugen, ist der Ober- wie Unterteil des Gehäuses außen in gleichmäßiger Weise mit Längs- und Querrippen versehen. Um nach einer event. Aufnahme des Deckels stets die gleiche Lage für diesen zu erhalten, befinden sich am Unterteile des Gehäuses für den Deckel vier Führungsstangen. Am



hintern Ende ist das Gehäuse mit dem Schiffsfundament wegen der Druckübertragung auf den Schiffskörper kräftig verschraubt. Am vordern Ende erhalten die Fundamentschrauben mit Rücksicht auf die Wärmeausdehnung des Gehäuses einen geringen Spielraum. Im Innern sind die Leitschaufeln kranzförmig angeordnet, so daß diese von der Dampfeinströmungsstelle aus allmählich sowohl in der Länge wie in der Breite größer werden, um der Volumenzunahme des Dampfes

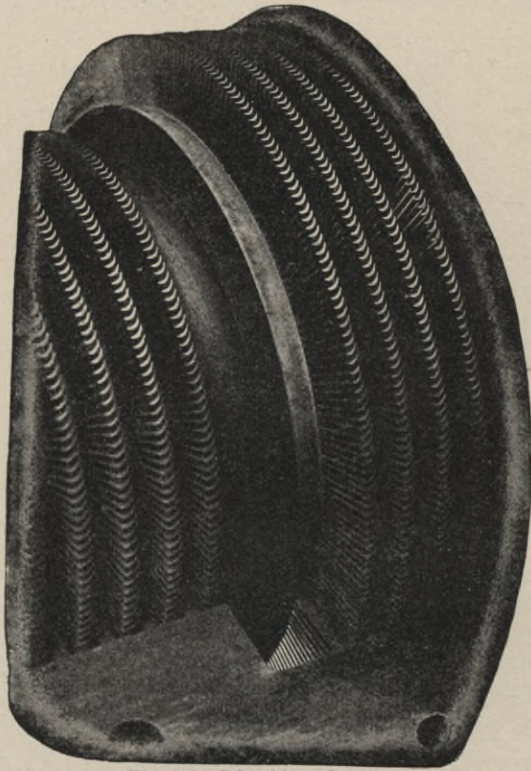


Fig. 305. Schaufelanordnung.

bei fortschreitender Expansion gerecht zu werden. Die Schaufelstellung und Schaufelteilung (Fig. 305) wird innerhalb geringer Grenzen, mit Rücksicht auf einen guten Wirkungsgrad der Turbine, etwas verändert.

Die Schaufeln werden aus gewalzten und mehrfach gezogenen Profilstäben einer schmelzbaren Bronze von 54–64% Cu, 36% Zink und etwas Mn. und Ni-Zusatz oder aus 72 Tle Cu und 28 Tle Zink und für die Paßstücke aus 63,5 Tle Cu u. 36,5 Tle Zink<sup>1)</sup> hergestellt. Neuerdings ist eine Legierung von 80% Cu und 20% Ni in Vorschlag gebracht. Nach dem Ziehen werden die Stäbe auf einer Spezial-

maschine, welche zugleich zwei parallele Nuten auf dem Rücken der Schaufeln a stant, in entsprechende Stücke geschnitten (Fig. 306 a—c)<sup>2)</sup>; die größeren Schaufeln werden noch am Ende mit einem oder zwei runden Löchern versehen, um nach der Montage einen oder zwei Versteifungsdrähte durchziehen zu können. Die Schaufeln werden nun abwechselnd mit entsprechenden Zwischenstücken (b) in die schwalbenschwanzförmigen Nuten des Deckels wie des Unterteils hineingebracht und sowohl tangential wie radial mittels besonderer sich der Form

1) Z. f. ges. Turbw. 1908 S. 511.

2) Z. V. D. I. 1905 S. 571.

anschließender Stemmeisen von Hand oder mittels einer Spezialmaschine verstemmt. Da das Material der Zwischenstücke weicher wie das der Schaufeln ist, so preßt sich bei dem Verstemmen das Material der Zwischenstücke in die zwei parallelen Nuten der Schaufeln ein und gewährt so eine außerordentlich solide Befestigung. Versuche haben ergeben, daß ein Abreißen der Schaufeln am Fuße eher als ein Herausreißen derselben erfolgt. — Neue Schaufelbefestigungen sind in der Z. f. d. ges. Turbw. 1906 S. 278 u. in d. Turbine 1909 S. 10, 101, usw. veröffentlicht. An beiden Enden des Deckels wie des Unterteils werden die Leitschaufeln durch besondere Paßstücke begrenzt, die auf der Innenseite wie das Schaufelprofil, auf der äußern horizontal verlaufen; diese dienen zugleich zur Aufnahme des für die größern Schaufeln vorgesehenen Versteifungsdrahtes; letzterer wird zum besseren Halte mit den Schaufeln verlötet.

Die Form der Schaufel wird so ge-

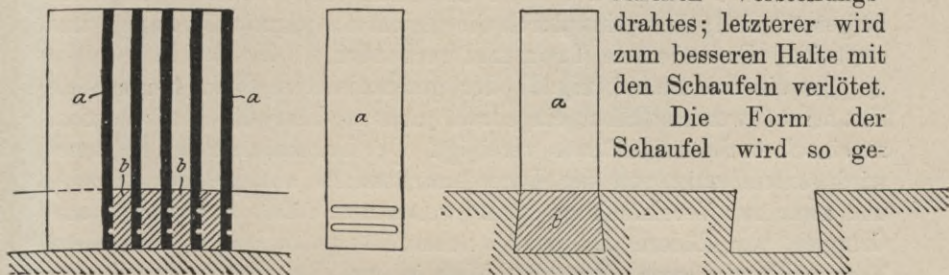


Fig. 306 a—c. Schaufelbefestigung.

wählt, daß der Dampfstrahl mit möglichst geringen Reibungs- und Wirbelverlusten auf den gewünschten Enddruck expandiert und in die gewünschte Richtung abgelenkt wird; der schraffierte Teil in Fig. 306 a gibt den Querschnitt für die Zwischenstücke an. — Die üblichen Größenverhältnisse der Schaufeln für H.D.-, N.D.- sowie Rückwärtsturbinen sind u. a. von Prof. Biles, the steam turbine 1906 S. 41 und die bezügl. Dimensionen für Torpedoboots- und Kreuzer-Turbinen von Bauer, Schiffsturb. 1909 S. 128 veröffentlicht.

Die Garniturteile des Gehäuses sind: die Stützen für Dampfein- und -austritt, die Rückschlag- und Umlaufventile, die Manometer, die Entwässerungsleitung und die Bekleidung.

Die Rückschlagventile befinden sich nur an den N.D.-Turbinen resp. an solchen, die hinter die erste H.D.-Turbine geschaltet sind; diese stehen bei normaler Fahrt infolge des kleinen Druckunterschiedes zwischen Ausströmungsdampf aus der H.D.-Turbine und Eintrittsdampf der folgenden Stufe offen; sie schließen sich jedoch selbsttätig, sobald in der H.D.-Turbine kein Druck vorhanden ist.

Ein Umlaufventil befindet sich nur an der H.D.-Hauptturbine, um bei den größten Leistungen nicht nur die erste, sondern auch noch

eine der folgenden Turbinenstufen mit Frischdampf zu beaufschlagen. (Vgl. § 126.)

Manometer befinden sich meist an den Ein- und Austrittsenden des Turbinengehäuses.

Die Entwässerung erfolgt bei der H. D.-Turbine meistens durch einen Kondenstopf, bei der N. D.-Turbine durch ein am Gehäuse angebrachtes Sammelrohr, das in ständiger Verbindung mit der Luftpumpe steht und hierdurch eine dauernde Entwässerung während des Betriebes unter Vermeidung von Luftzutritt zum Turbineninnern ermöglicht.

Das Gehäuse ist mit einem Wärmeschutzmittel eingehüllt und dieses mit poliertem Stahlblech bedeckt.

β) Die Welle besteht für jede Turbine meist aus zwei massiven Wellenenden aus Stahl, auf deren inneren Enden Wellensterne warm aufgesetzt sind; diese sind durch die gleichfalls warm aufgezoogene und an beiden Enden offene Trommel verbunden.

In die aus Stahlformguß oder geschmiedetem Stahl hergestellte Trommel werden Rillen eingedreht und in diese die Laufschaufeln zu einzelnen Schaufelkränzen vereinigt. Der Durchmesser der Trommel wird stufenförmig von der Dampfeintrittsstelle aus größer gemacht, und zwar zur Vereinfachung sprungweise; man wählt daher für ganze Gruppen von Rädern die gleiche Schaufellänge bei gleichbleibendem Trommeldurchmesser. Bezüglich Material und Befestigung der Schaufeln gilt das gleiche wie für die Leitschaufeln; die Krümmung der Laufschaufeln ist derjenigen der Leitschaufeln entgegengesetzt, damit die einzelnen Laufkränze stets in gleichem Sinne beaufschlagt werden und die gleiche Drehungsrichtung erzeugen.

Zur Erzielung einer gleichmäßigen Gewichtsverteilung der Trommeln mit ihren Laufschaufeln und eines damit zusammenhängenden vibrationslosen Ganges der Turbine werden bei der Montage in besonderen Ausbohrungen am Umfange der Trommel kleine Eisenpfropfen eingesetzt.

γ) Das Abdichten an den Austrittsstellen der Welle aus dem Gehäuse erfolgt durch sog. Labyrinthdichtung, d. h. die Wellenenden sind nach Art einer Drucklagerwelle mit Ringen versehen, die sich in entsprechenden aus mehreren Teilen zusammengesetzten bronzenen Lagerringen bewegen. Durch die entstehenden Zwischenräume und die hierdurch veranlaßten zahlreichen Richtungsänderungen des Dampfes beim Durchströmen wird dieser allmählich auf den Atm.-Druck gedrosselt; außerdem wird durch die Rotation der Welle eine zentrifugale Wirkung des Dampfes gegen die Wände der Dichtungsbüchse ausgeübt und dadurch die Abdichtung noch wesentlich unterstützt. Eine Reibung der Wellen- mit den Lagerringen wird dadurch vermieden, daß die letzteren in den Vertiefungen des Gehäuses etwas Spielraum haben,

wodurch axiale Veränderungen der Welle gegenüber denen des Gehäuses wie auch etwaige Vibrationen aufgenommen werden können. Weiterhin wird das Austreten des Dampfes aus dem Gehäuse und das Eindringen von Luft an der N.D.-Seite noch dadurch verhindert, daß eine besondere Dampfleitung *S* in Fig. 304 in die Labyrinthdichtung eingeführt wird; die Abführungsleitung des hier kondensierten Dampfes ist in der Figur nicht angegeben.

Bei Marschturbinen befinden sich bei *S* zwei Kanäle; der eine führt den entweichenden Dampf der Stopfbuchse der N.D.-Turbine zur Abdichtung zu, der zweite dient zur Zuführung von Dampf als Abdichtung gegen eindringende Luft, falls die Marschturbine nur im Vakuum leer mitläuft.

In Fig. 304 ist weiterhin bei *OO* an der Dampfeintrittsstelle eine zweite Labyrinthdichtung vorgesehen; diese hat den Ringkanal *M* nach vorn abzudichten und dient zugleich zur teilweisen Aufnahme des durch den Dampfdruck bedingten axialen Schubes des Laufrades. Aus diesem Grunde ist der  $\varnothing$  der letztern Dichtung gleich dem Trommel- $\varnothing$  zu machen.

Die allgemeinen Vorteile der Labyrinthdichtung bestehen in der Vermeidung von Reibungen, Abnutzungen und Packungen und der damit verbundenen größeren Betriebssicherheit. Ihr Nachteil ist der verhältnismäßig hohe Dampfverlust, der nach den Versuchen von Stodola<sup>1)</sup> mit wachsender Umlaufzahl erheblich zunimmt. Daher wird in England seit kurzer Zeit bei der Parsons-Turbine eine neue Wellendichtung benutzt, die in der Z. f. d. g. Turbw. 1907 S. 309, Engineering 1908 S. 35 und in der Z. V. D. I. 1907 S. 1003 beschrieben ist; vgl. auch The Engineer 1909 S. 158 und die Turbine 1909 S. 318. Schließlich sei an dieser Stelle noch auf die von Hamilton-Holzwarth<sup>2)</sup> angegebene Wellenabdichtung hingewiesen.

δ) Für die Lagerung der Welle ist an jedem Ende außerhalb des Turbinengehäuses ein zweiteiliges Lager vorgesehen; dieses besteht aus dem mit dem Turbinengehäuse zusammengeschraubten unteren Lagergehäuse und einem darin befindlichen, etwas beweglichen, kugelförmigen Körper aus Stahlguß zur Aufnahme der untern bronzenen oder mit Weißmetall ausgegossenen Lagerschalen; diese und die obern Lagerschalen werden durch Lagerdeckel und Lagerbolzen miteinander verbunden. Die Deckel sind von dem Turbinendeckel völlig getrennt, um eine Revision des Lagers zu ermöglichen, ohne die ganze Turbine zu demontieren. An der obern und untern Seite ist das Lager mit der Öldruck- resp. Ölsaugleitung in Verbindung gebracht (*Q* in Fig. 304), das abfließende Öl wird durch die Rohrleitung *R* nach der Ölpumpe

1) Z. f. d. g. Turbw. 1907 S. 543.

2) Z. f. d. g. Turbw. 1907 S. 279.

zurückgeführt. Innerhalb des Lagers sind noch die Räume *PP* für eine Wasserkühlung vorgesehen. (Vgl.  $\epsilon$ .)

Bei kleineren älteren Ausführungen bestand das Lager aus mehreren dünnwandigen, mit einem gewissen Spielraum übereinander geschobenen, zylinderförmigen, nicht geteilten Bronzebüchsen, die mit einzelnen Löchern für den Öldurchfluß versehen waren. Durch die Ölschichten wurde eine Einstellung der Turbinenwelle in Richtung der Gravitationsachse ermöglicht, und hierdurch wurde für das Lager eine gewisse Elastizität erzielt, die zur Herbeiführung eines ruhigen und vibrationslosen Ganges der Turbine notwendig ist. Der Spielraum zwischen den einzelnen Büchsen darf nicht zu klein ausfallen, weil sonst infolge des dadurch bedingten hohen Öldruckes leicht eine starke Reibung und Warmlaufen der Welle eintreten kann.

Zur erstmaligen Einstellung des axialen Spielraumes zwischen Lauf- und Leiträdern befindet sich bei *JJ* in Fig. 304 ein kleines zerteiliges Kammlager. Zum Einstellen desselben dienen zwei starke Gewindebolzen, durch welche eine kleine Verschiebung der ganzen Trommel in axialer Richtung vorgenommen werden kann. Diese Einstellung erfolgt nur bei der Montage der Turbine auf dem Werke der Erbauerin. (Näher. in Taschenb. f. Schiffsing. v. Ludwig u. Linder 1909 S. 148.)

$\epsilon$ ) Die Schmierung der Lager erfolgt durch eine kleine Ölpumpe, welche das aus einem Ölbehälter entnommene Öl den Lagern mit einem Druck von 0,1—0,3 Atm. zuführt. Es bildet sich dann zwischen Welle und Lager eine dünne Ölschicht, welche eine direkte Berührung von Welle und Lager verhindert und ein Tragen der Welle durch das Öl ermöglicht. Da das Öl infolge des hierdurch erzeugten Druckes leicht warm wird und nach den Versuchen von Lasche die Schmierfähigkeit der Lageröle plötzlich abnimmt, wenn die Temperatur derselben  $125^{\circ}$  überschreitet, so muß es beständig zirkulieren und gekühlt werden. Die Zirkulation wird meistens durch eine von der Turbinenspindel aus angetriebene Kreiselpumpe bewirkt, wobei das Öl aus einem gewöhnlich unter dem Turbinengehäuse liegenden Ölkasten entnommen wird. Die Kühlung erfolgt durch eine in diesem Kasten untergebrachte Kühlschlange, die von der Zirkulationspumpe gespeist wird. Die Kühlleitung steht außerdem mit den Räumen *PP* in Verbindung, um auch die Hohlräume der Lagerkörper und Deckel mit zirkulierendem Kühlwasser zu versehen.

Da das Öl bei seinem Rundlaufe nirgends ins Freie tritt und demnach nicht verschmutzen kann, so bleibt es monatelang brauchbar. Nach längerem Gebrauche wird es filtriert und kann dann wieder von neuem benutzt werden; der Ölverbrauch beträgt bei größeren Anlagen ca. 0,1—0,3 g pro P. S./Std., während bei gleich großen Kolbenmaschinen dieser Verbrauch etwa auf das 5—10-fache steigt.



## § 121. Die Curtis- und A. E. G.-Turbine.

Diejenige Turbine, welche nach der Parsons-Turbine bis jetzt am meisten Verwendung für den Schiffsantrieb gefunden hat, ist die in Amerika gebaute Curtis-Turbine. Außer in Amerika wird dieses

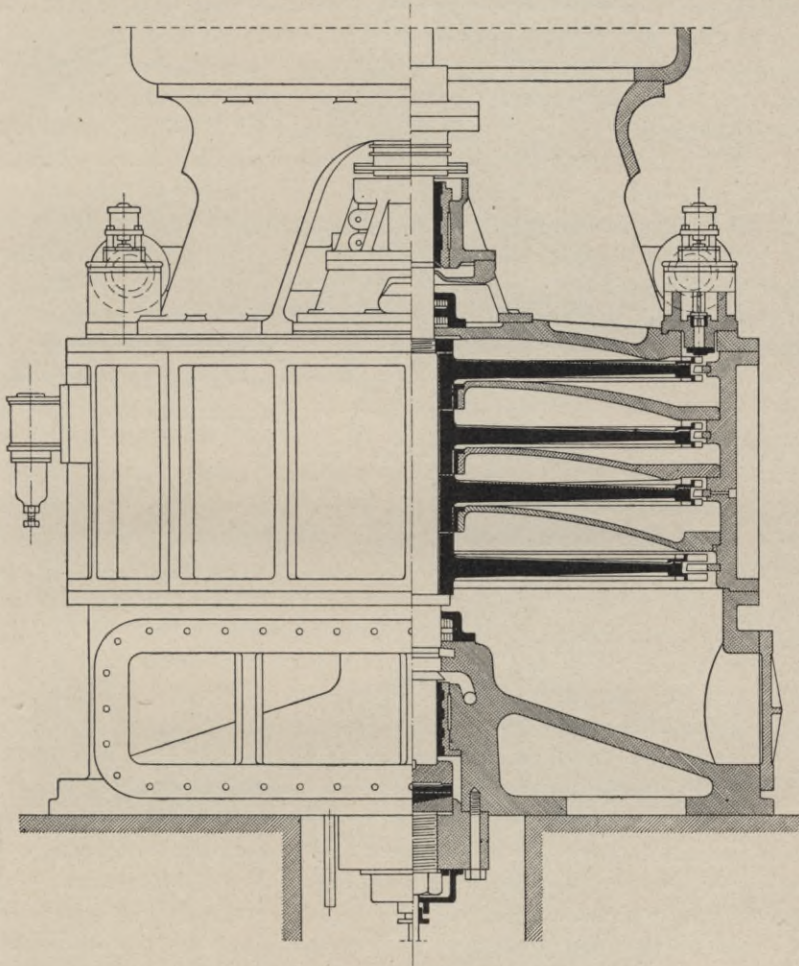


Fig. 307. Curtis-Turbine.

System auch in Japan (S. 450), England (Kreuzer „Bristol“), Schweden (Torpedojäger) und Frankreich (Z. f. d. ges. Turbw. 1909 S. 97) gebaut. Die Wirkungsweise dieser Turbine (Fig. 307) ist folgende:

Sie ist eine mehrstufige Druckturbine mit axialer Beaufschlagung; das zur Verfügung stehende Dampfgefälle wird in mehreren Stufen

derart ausgenutzt, daß in jeder Stufe annähernd die gleiche vom Dampfe abgegebene Wärmemenge in Arbeit umgesetzt wird.

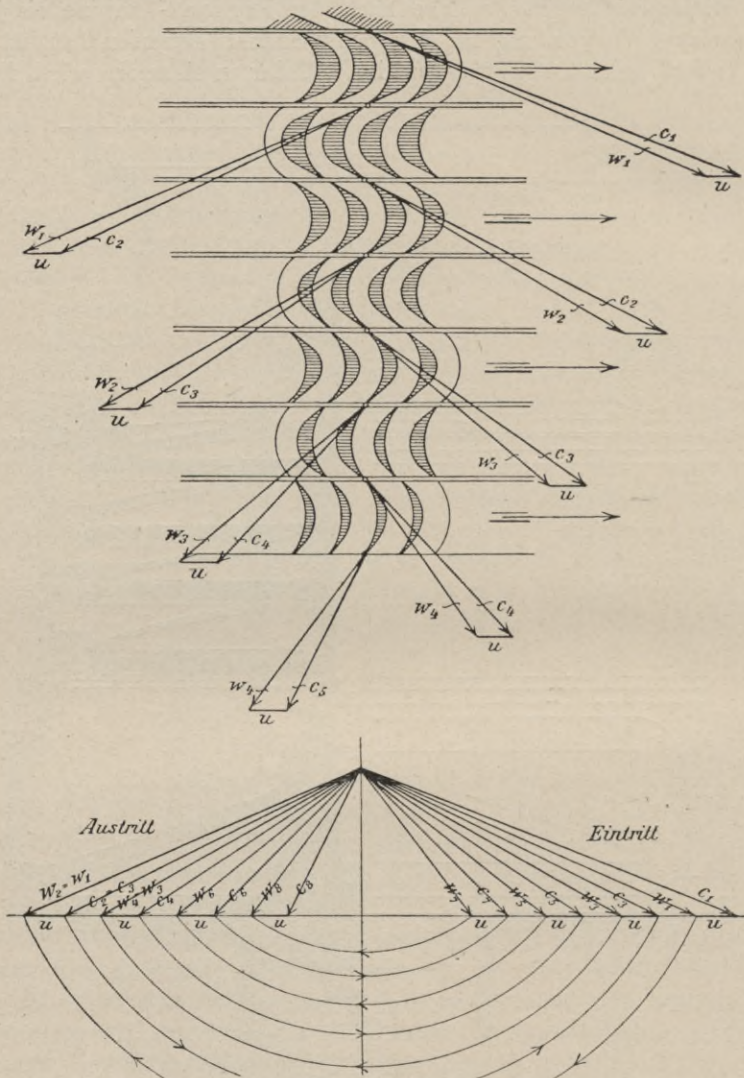


Fig. 308 a und 308 b. Schema für die Wirkungsweise der Curtis-Turbine.

Die Laufräder werden bei gleichbleibendem Dampfdrucke durchströmt; die Expansion des Dampfes vollzieht sich demnach nur in den Düsen oder Leitkanälen, und zwar steht hinter dem ersten Laufrade noch ein Druckgefälle zur Verfügung, das in den folgenden Leit-

apparaten weiter ausgenutzt wird. Hierdurch wird erreicht, daß der Dampf aus der ersten Stufe nur mit einer verhältnismäßig geringen Geschwindigkeit ausströmt, und daher zur vollen Ausnutzung dieser Geschwindigkeit eine geringe Umfangsgeschwindigkeit der Laufräder genügt. Die Geschwindigkeit wird noch dadurch herabgemindert, daß zur Ausnutzung jeder einzelnen Druckstufe Räder mit 2—4 Laufradkränzen angeordnet sind, zwischen denen sich je ein Leitrad zur Richtungsänderung des Dampfes befindet. Diese Turbine ist daher zur Ausnutzung hoher Druckgefälle bei kleiner Umfangsgeschwindigkeit und geringer Tourenzahl recht geeignet, zumal wenn genügender Platz für die Unterbringung großer Räder vorhanden ist.

In den Laufrädern wird also allmählich die in der betreffenden Druckstufe zur Verfügung stehende Dampfgeschwindigkeit bis auf einen geringen Rest aufgezehrt, und nach abermaliger Expansion des Dampfes in dem Leitapparat der folgenden Druckstufe kann dann eine weitere Geschwindigkeitsabgabe des Dampfes in mehreren Laufschaufelkränzen erfolgen. Diese Arbeitsweise des Dampfes und der Zusammenhang zwischen den einzelnen Geschwindigkeiten wird durch die Fig. 308a<sup>1)</sup> dargestellt.

Es bezeichnet hierin  $c_1$  die Geschwindigkeit, mit welcher der Dampf aus dem ersten Leitrade strömt,  $w_1$  die relative Geschwindigkeit, mit welcher der Dampf an den Laufschaufeln der ersten Geschwindigkeitsstufe entlangstreicht. Der Dampf tritt nun aus dem ersten Laufschaufelkranz mit der absoluten Geschwindigkeit  $c_2$  aus, durchströmt mit der gleichen Geschwindigkeit den zweiten Leitschaufelkranz und wird im zweiten Laufschaufelkranz auf die absolute Geschwindigkeit  $c_3$  reduziert. Dieser Zusammenhang ist aus Fig. 308 b noch deutlicher zu erkennen. Die Geschwindigkeitsdreiecke für den Eintritt sind rechts, diejenigen für den Austritt links zusammengestellt; man sieht in Fig. 308 auch die allmähliche Zunahme der Schaufelwinkel.

Die allgemeine Bauart der Curtis-Turbine ist aus Fig. 307<sup>2)</sup> erkennbar. Während ursprünglich weniger Druck- und mehr Geschwindigkeitsstufen angeordnet waren, sieht die General Electric Company (Schenectady, N.-Y.), welche die Patente von Curtis erworben hat, für große Leitungen infolge besserer Dampfökonomie mehr Druckstufen und in jeder derselben nur zwei Geschwindigkeitsstufen vor. Die einzelnen Druckstufen sind durch Scheidewände voneinander getrennt, und dadurch entstehen Räume von verschiedenem Drucke. Die Scheidewände sind mit dem Gehäuse fest verbunden und gegen die Naben der Laufräder mit metallenen, aus der Figur erkennbaren Laufbüchsen nach dem Prinzip der Labyrinthdichtung abgedichtet.

1) Bantlin, amerik. Turbinen S. 3.

2) Musil, Dampf. S. 201.

Die Einströmdüsen für die erste Stufe bedecken nur einen Teil (ca.  $\frac{1}{3}$ ) des Umfanges der Turbinenräder, bei größeren Ausführungen sind sie in 2—3 Gruppen gleichmäßig über den Umfang verteilt. Eine solche Gruppe (oder Düsenensatz) ist aus Fig. 309<sup>1)</sup> erkennbar, der Querschnitt der Düsen ist rechteckig oder quadratisch; die Bearbeitung erfolgt durch Spezialmaschinen aus dem vollen Material durch Ausfräsen; die Düsen sind in dem gußeisernen Deckel, der das Gehäuse der ersten Druckstufe abschließt, angeordnet und durch Ventile

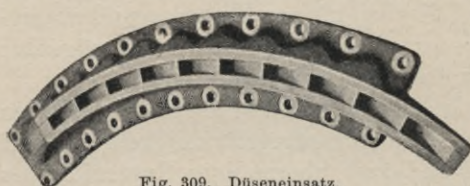


Fig. 309. Düsenensatz.

absperrbar; durch Ausschaltung einiger Düsen erfolgt die Einstellung einer geringeren Leistung. Bei der zweiten und folgenden Druckstufe werden die Düsen meistens auf den ganzen Umfang gleichmäßig verteilt, und für eine Gruppe von etwa fünf Düsen wird je ein Ventil angeordnet<sup>2)</sup>; zuweilen sind an Stelle von Einströmdüsen Leiträder angeordnet.

Die Laufräder sind volle, aus Fig. 307 erkennbare Scheiben aus Stahl, die mit starker Nabe versehen und mit dieser fest auf

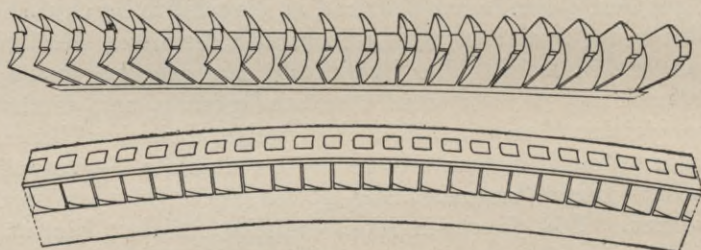


Fig. 310a und 310b. Schaufelbefestigung von Curtis.

die Laufspindel aufgekeilt resp. warm aufgezogen sind; an der Peripherie befinden sich die Laufschaufelkränze. In Fig. 307 ist jedes Laufrad mit zwei Schaufelkränzen versehen, die zu beiden Seiten des Laufrades aufgeschraubt sind.

Die Laufschaufeln werden bei kleineren Ausführungen aus dem Kranze der Radscheibe, bei größeren Turbinen aus besonderen Kränzen, die mit der Scheibe verschraubt werden, herausgeschnitten. Die Herstellung geschieht mittels Spezial-Nutenhobelmaschinen, bei denen das Schneidwerkzeug bei jedem Hube die ganze Kurve ausschneidet, wodurch die Fabrikation außerordentlich vereinfacht wird. Über die Laufschaufeln wird zum besseren Halte oft ein Band gelegt, das mit

1) Stodola S. 273.

2) Z. V. D. I. 1907 S. 1959.

jeder Schaufel mittels kurzer Ansätze verstemmt wird. Fig. 310a<sup>1)</sup> zeigt den Schaufelkranz ohne und Fig. 310b<sup>1)</sup> mit diesem Bande.

Die Leitschaufeln in den einzelnen Geschwindigkeitsstufen sind ähnlich wie die Laufschaufeln konstruiert, die freien Querschnitte weisen die gleichen Abmessungen wie bei den entsprechenden Laufschaufeln auf.

Die Leiträder mit den Schaufeln werden als einzelne Segmente an das Turbinengehäuse von innen angeschraubt; eine solche Gruppe von Leitschaufeln ist aus Fig. 311a<sup>2)</sup> zu erkennen. Den vollständigen Zusammenbau der Leitschaufelkränze im Gehäuse, das meistens in der Längs- wie auch in der Querrichtung geteilt ist, erkennt man aus Fig. 311b<sup>3)</sup>. Der Spalt zwischen Düse und Vorderkante des Laufrades sowie zwischen Lauf- und Leitrad beträgt 1—2,5 mm, während der Ringspalt am äußern Umfange der Laufräder ohne Nachteil sehr viel größere Werte annehmen kann.<sup>4)</sup>

Schnittzeichnungen mit Maßen sowie Versuchsergebnisse neuerer Curtis-Turbinenanlagen von Passagierdampfern und Kriegsschiffen sind u. a. veröffentlicht in d. Z. f. d.

ges. Turbw. 1907 S. 128, 164, 538, 1296 und 1908 S. 177, 243 und 306 sowie in der Z. V. D. I. 1908 S. 809 und 988, und 1909 S. 2026.

Die Vorzüge der Curtis-Turbine sind besonders folgende: Sie braucht weniger Stufen und Schaufeln als Parsons; man kommt mit zwei Wellen aus, besondere Marschturbinen können in Fortfall kommen; die Düsen der ersten Druckstufe lassen eine gute Regulierung zu; da in dieser Stufe bereits der größte Teil des zur Verfügung stehenden Wärmegefälles verarbeitet wird, so herrscht im Innern des Turbinengehäuses nur ein geringer Druck. Wegen der verhältnismäßig großen Spielräume an den Laufschaufeln ist die Betriebssicherheit gegen Schaufelbrüche eine außerordentlich große

b) **Die Turbine der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft (A. E. G.).** Nachdem die A. E. G. die Riedler-Stumpfturbine wegen Nichtgeeignetheit für Bordzwecke hatte fallen lassen und von der Ges. Electric Comp., New-York die Lizenzen für den Bau der Curtis-Turbine erworben hatte, entwickelte sie aus dieser die

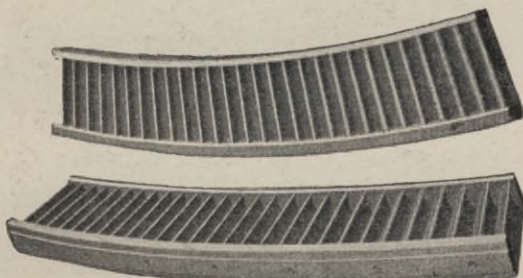


Fig. 311 a. Leitschaufeln.

1) Musil, Dampfturbinen S. 204.

2) Stodola, Dampft. S. 274.

3) Stodola S. 275. 4) Vgl. auch Moyer, The Steam turbine 1908, New York.

sog. A. E. G.-Turbine. Bis Ende 1908 waren mit solcher ausgerüstet oder im Bau 86000 P.S.

Der Hauptunterschied gegenüber der Curtis-Turbine besteht darin, daß im N. D.-Teile statt der Räder eine Trommel mit einkränzigen Aktionsstufen vorgesehen ist, während am Ende der Trommel noch einige Schaufelkränze nach dem Reaktionsprinzip angeordnet sind; die A. E. G. glaubte dadurch eine noch bessere Ausnutzung des Wärmegefälles zu

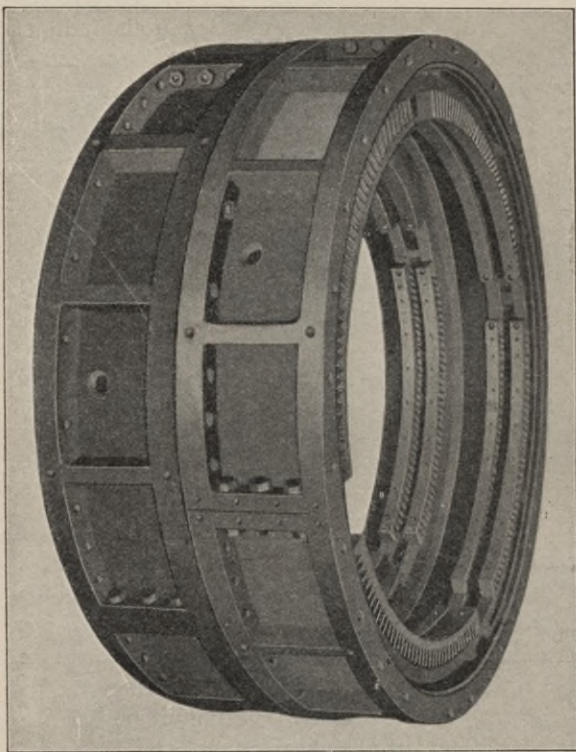


Fig. 311b. Leitschaufelkränze.

erzielen. Auch die Bauausführung weist in einigen Details Abweichungen auf.

Das Gehäuse umfaßt bei kleinen Turbinen sowohl die Hochdruckräder, die Trommel mit den N. D.-Stufen sowie die Rückwärtsturbinen. Bei größeren Ausführungen befindet sich die H. D.-Turbine in einem, die Trommel und die Rückwärtsturbine in einem zweiten Gehäuse, wobei dann die zugehörigen Wellenstücke durch eine axiale verschiebbare Kuppelung verbunden sind.

Die Leitschaufeln werden als einzelne mit dem Ge-

häuse verschraubte Segmente in besondere Eindrehungen des Gehäuses eingesetzt.

Die Düsen werden am Umfange des Gehäusebodens in Düsenkästen<sup>1)</sup> angeordnet, die letzteren sind in sog. Taschen, welche zugleich für die Dampfströmung dienen, untergebracht; die Düsen (Fig. 312)<sup>2)</sup> werden konisch gebohrt, dann auf quadratischen oder rechteckigen Querschnitt gepreßt und so umgebogen, daß sie am Radumfang dicht

1) Stodola S. 250.

2) Bauer, Schiffst. 1909 S. 112.

nebeneinander zu stehen kommen, um einen möglichst lückenlosen Dampfstrahl zu liefern.

Die Laufräder werden aus Stahlguß oder geschmiedetem Nickelstahl (80 kg Festigkeit, 12% Dehnung), die Radschaufeln (Fig. 313)<sup>1)</sup> aus zäher Bronze hergestellt. Die letzteren sind in entsprechende Nuten schwalbenschwanzförmig eingesetzt und zum bessern Halte sowie

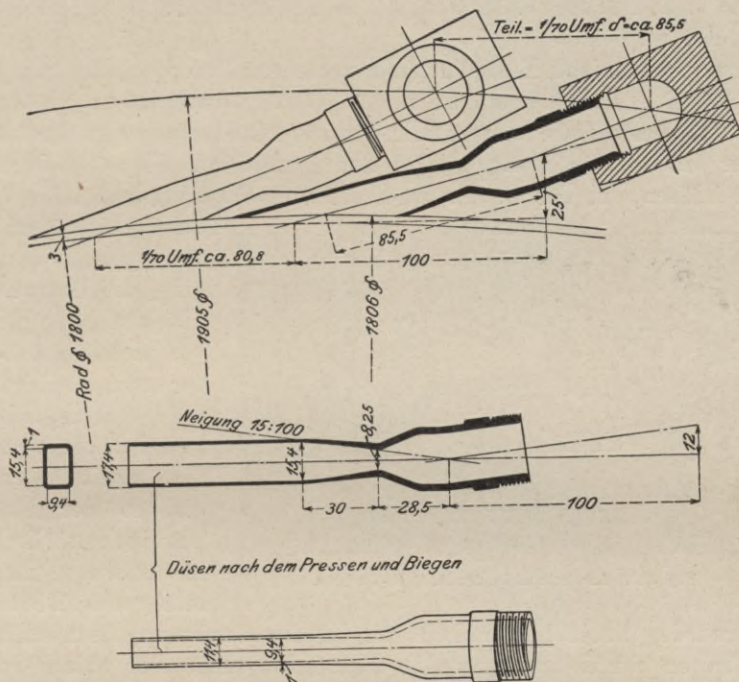


Fig. 312. Düsen der A. E. G.-Turbine.

zur Verminderung des Ventilationswiderstandes am Ende mit einem Stahlkranz vernietet.

Der Dampf gelangt aus der Hauptdampfrohrleitung nach Passieren eines feinmaschigen Siebes in das Hauptabsperrenteil, dann in die runde Dampfverteilungskammer und durch verschiedene Zuleitungsrohre zu den einzelnen durch Ventile absperrbaren Düsen.

Besonders gut ausgebildet ist die Lagerung der Turbine. Für die Lagerung des Gehäuses sind an beiden Enden des letzteren Füße angegossen, die auf dem Fundament ruhen. Zwischen diesen Füßen und dem Fundament sind noch für etwaige Verschiebungen der Füße durch Wärmeausdehnung des Gehäuses Zwischenplatten eingepaßt. Für die Traglager sind Weißmetallagerschalen vorgesehen, die oben

1) Z. V. D. I. 1906 S. 1296.

und unten mit kugelförmigen Tragflächen im Deckel resp. Gehäuseboden ruhen, wodurch sich die Lager bei etwaiger Durchbiegung der Turbinenspindel selbsttätig einstellen können. Der Flächendruck beträgt nur ca. 4–8 kg, um die Abnutzung auf ein Minimum zu reduzieren. Vom Direktor der A. E. G., Herrn Lasche, sind weiterhin eingehende Versuche mit Lagern für hohe Geschwindigkeiten angestellt und in der Z. V. D. I. 1901 S. 1269, 1902 S. 1881 und 1906 S. 1355 veröffentlicht worden.

Der erste mit A. E. G.-Turbinen versehene Dampfer war „Kaiser“. Seine H. D.-Turbine besaß 5, die N. D. 20 Druckstufen; die erste H. D.-Stufe hatte 3, die andern H. D.-Stufen je 2 Geschwindigkeitsstufen. In der ersten Stufe expandierte der Dampf von 14 auf 3,5 Atm. durch Düsen, in der 2. bis 5. Stufe von 3,5 Atm. auf 0,55 Vak.

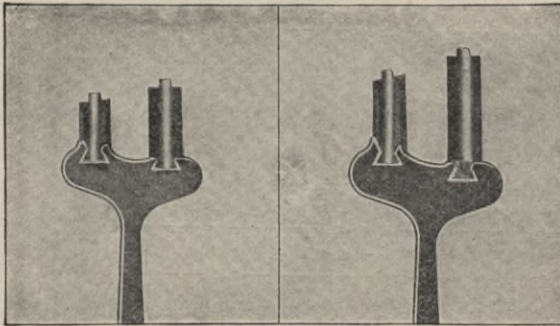


Fig. 313. Laufschaufln der A. E. G.-Turbine.

durch Leiträder; in den N. D.-Stufen ging die Expansion bis auf 0,96 Vak. vor sich, so daß in der ersten Stufe ca.  $\frac{1}{3}$  des Wärmegefälles, in der 2. bis 5. Stufe das zweite Drittel und in der N. D.-Turbine das 3. Drittel in Leistung umgesetzt wurde. Die erste

Stufe wurde partiell (räumlich nur  $\frac{1}{12}$  des Umfanges) beaufschlagt, die übrigen Stufen hatten volle Beaufschlagung. Der axiale Spalt war gering, der radiale betrug mehrere mm. Die in der H. D.-Turbine vorgesehenen Zwischenwände (zwischen den einzelnen Laufrädern) waren gegen die Laufwelle mit Weißmetallringen abgedichtet, die 0,7 bis 1 mm Spielraum aufwiesen. Die Dichtung des Wellenaustrittes aus dem Gehäuse war ähnlich wie bei Parsons. Die Rückwärts-Turbine hatte 2 Druckstufen mit 2 Laufrädern, die durch Zwischenwände getrennt waren; jede Druckstufe besaß 3 Geschwindigkeitsstufen. (Z. V. D. I. 1906 S. 1293.)

Bei neueren Ausführungen erfolgt in den Düsen bereits eine Expansion bis auf Vacuum, so daß eine Berührung der Schaufln mit hochgespanntem Dampfe gänzlich vermieden wird. Ferner wurde, um bei kleinen Leistungen eine noch größere Ökonomie zu erreichen, entweder eine Vorschaltturbine (mit 3 Druckstufen zu je 4 Kränzen) oder ein Umlaufventil (§ 126) vorgesehen.

Die Resultate auf den Torpedobooten und dem Kreuzer „Mainz“, die



vom Vulkan mit A. E. G.-Turbinen ausgerüstet sind, haben durchaus befriedigt<sup>1)</sup>. Das Drucklager kann kleiner wie bei der Curtis-Turbine ausfallen, da der in der N. D.-Trommel erzeugte axiale Druck dem Propellerdruck entgegengewirkt.

Weitere Angaben über die A. E. G.-Turbine sind in Schiffbau 1906/1907 S. 423; Z. V. D. I. 1907 S. 385; Deutscher Schiffbau von Flamm 1908 S. 47 und 54 sowie in Bauer, Schiffst. 1909 S. 89—115 veröffentlicht.

## § 122.

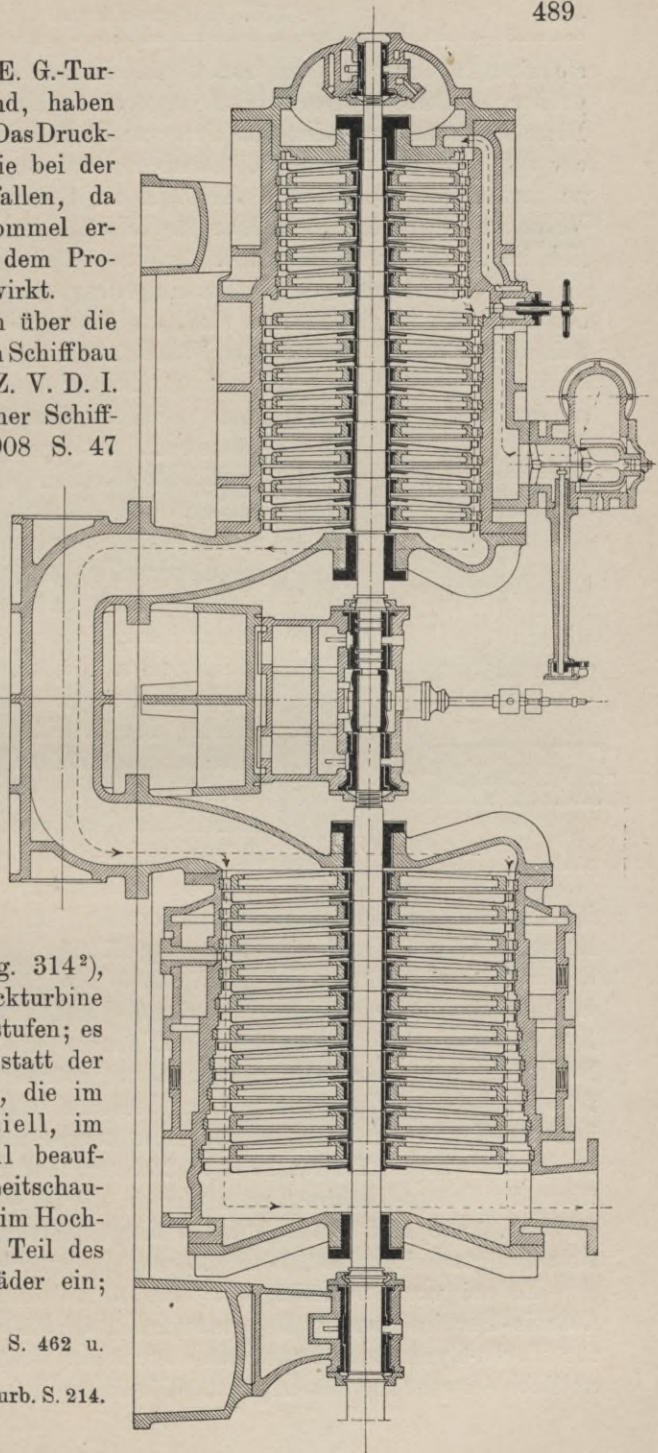
### Die Rateau- und Zölly-Turbine.

#### a) Die Rateau-Turbine.

Die in der französischen Marine zur Anwendung gekommene

Rateau-Turbine, Fig. 314<sup>2)</sup>, ist eine reine Druckturbine mit mehreren Druckstufen; es sind bei ihr Düsen statt der Leiträder vorgesehen, die im Hochdruckteile partiell, im Niederdruckteile voll beaufschlagt werden. Die Leitschaufeln nehmen demnach im Hochdruckteile nur einen Teil des Umfanges der Leiträder ein;

Fig. 314. Rateau-Turbine.



1) Nauticus 1908 S. 462 u. 1909 S. 435.

2) Musil, Dampfturb. S. 214.

sie sind in Gruppen angeordnet, die einzelne — von Stufe zu Stufe größer werdende — symmetrisch angeordnete Kreisabschnitte bedecken. Diese Gruppen verlaufen von Stufe zu Stufe schraubenlinienartig, um der natürlichen Strömung des Dampfes Rechnung zu tragen und Stöße zu vermeiden. Dabei wird die Zahl der Schaufeln entsprechend der Volumen-Vergrößerung des Dampfes allmählich größer, bis sie schließlich im N. D.-Teile den ganzen Leitkranz bedecken.

Die Befestigung der Schaufeln erfolgt an Ringstücken, die an den Leitkränzen verschraubt sind, und zwar mittels je 2 Nieten; die Schaufeln sind aus Bronze oder Nickelstahl hergestellt. Die Leitkränze sind entweder in ringförmige Nuten der Gehäusewand eingelassen und an der Welle mit Bronzeringen versehen, oder es sind die in der Ge-

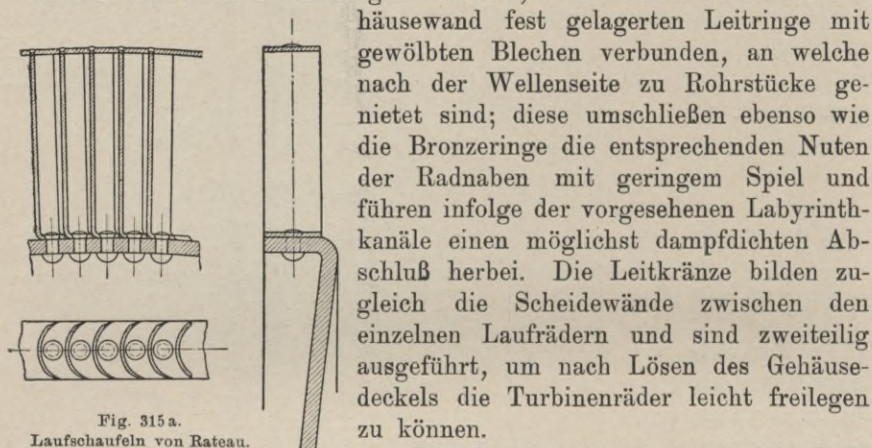


Fig. 315 a.  
Laufschaufeln von Rateau.

häusewand fest gelagerten Leitringe mit gewölbten Blechen verbunden, an welche nach der Wellenseite zu Rohrstücke genietet sind; diese umschließen ebenso wie die Bronzeringe die entsprechenden Nuten der Radnaben mit geringem Spiel und führen infolge der vorgesehenen Labyrinthkanäle einen möglichst dampfdichten Abschluß herbei. Die Leitkränze bilden zugleich die Scheidewände zwischen den einzelnen Laufrädern und sind zweiteilig ausgeführt, um nach Lösen des Gehäusedeckels die Turbinenräder leicht freilegen zu können.

Die Laufräder sind wie die Leitkränze aus Flußeisen-Blechen hergestellt. Zur Erhöhung der seitlichen Steifigkeit sind sie etwas kegelförmig gewölbt. Mit den auf der Welle aufgekeilten Naben (Fig. 314) sind die Laufräder vernietet; bei gewissen Rädern sind noch besondere Versteifungsbleche vorgesehen. Zur Befestigung der Laufschaufeln werden die Laufräder an ihrer Peripherie um einen rechten Winkel umgebörtelt und mit den Schaufeln vernietet. (Fig. 315a.) Zum besseren Halt sieht Rateau einen äußeren Kranz vor. (Fig. 315b.) Eine neuere Schaufelbefestigung ist in der Z. f. d. ges. Turbw. 1907 S. 290 veröffentlicht; weitere Angaben über die Rateau-Turbine finden sich in der Z. V. D. I 1904 S. 1533, 1906 S. 1505 und 1541; Musil, Dampfturbinen S. 219, Mitt. über Forschungsarbeiten Heft 76 S. 35 und Engineering 1908 S. 639.

Es sei noch bemerkt, daß eine Kombination von Rateau- und Curtis-Turbine von der Bergmann Elektrizitätswerke A. G. zunächst für Turbo-Dynamos gebaut und demnächst wohl auch zum Schiffsantrieb Verwendung finden wird. Die Besonderheiten dieses Systems

namentlich bezüglich der Schaufelbefestigung, die außerordentlich solide ausgeführt ist, sind in einem ausführlichen Prospekt der Firma sowie in d. Turbine 1909 S. 294, 313 u. Mitt. d. Oberschl. Bez. D. Ing. 1909 S. 289 beschrieben.

b) **Die Zölly-Turbine.** Große Ähnlichkeit mit der Rateau-Turbine hat die zuerst auf einem von Howaldt-Kiel erbauten Dampfer versuchsweise eingeführte Schiffsturbine von Zölly; leider mußten die Versuche wegen Patentstreitigkeiten mit Parsons abgebrochen werden. Zurzeit wird dieses System u. a. von der Germaniawerft-Kiel auf einigen Torpedobooten und dem kleinen Kreuzer „Cöln“ eingebaut. In Frankreich hat Schneider & Co. in Creusot den Bau von Zölly-Turbinen für eine 30 000 P. S.-Anlage aufgenommen (Engineering 1909

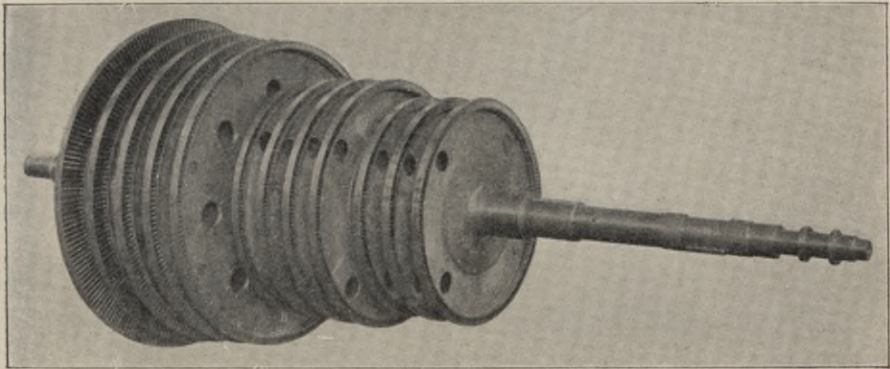


Fig. 315b. Laufräder von Rateau.

S. 213); auch in Österreich und in Amerika (Cramp & Sons) hat man mit dem Baue von Zölly-Schiffsturbinen begonnen. Bis Ende 1908 sind Zölly-Turbinen mit einer Gesamtleistung von ca. 700 000 P. S. gebaut; davon entfallen ca. 90 000 P. S. auf Schiffsturbinen.

Sie ist eine mehrstufige Druckturbine (Fig. 316) mit partieller Beaufschlagung in den H. D.- und voller Beaufschlagung in den N. D.-Stufen. Ursprünglich wurde sie, um die freitragende Welle möglichst kurz zu erhalten, als Verbund-Turbine mit zwei gut isolierten, durch ein Dampfrohr verbundenen Turbinengehäusen ausgeführt; neuerdings sind die beiden Stufen zu einem Gehäuse vereinigt. Unabhängig von den Gehäusen sind auf dem Rahmen die Lager befestigt, damit diese von der Erwärmung der Turbine unbeeinflusst bleiben.

Besonders gut ausgebildet sind die Laufräder (Fig. 317), die bei mäßiger Materialbeanspruchung hohe Umfangsgeschwindigkeiten zulassen. Sie bestehen aus dem Scheibenkörper *d*, dem Deckring *e*, den Schaufeln *b* und Zwischenstücken *c*. Die Scheiben sind mit ihren Naben

aus einem Stück geschmiedet und mit Nut und Feder auf der Welle befestigt. Scheiben und Deckringe werden aus einem zähen Spezialstahl von hoher Festigkeit und Dehnung hergestellt. Da die Umfangsgeschwindigkeit der Räder 150 m in der Sekunde nicht übersteigt, ist die Materialbeanspruchung nicht sehr hoch. Bei etwa 135 m/Sec. Umfangsgeschwindigkeit ist z. B. die Zugbeanspruchung höchstens 600 kg/qcm, also nur etwa  $\frac{1}{6}$  der Elastizitätsgrenze. Da

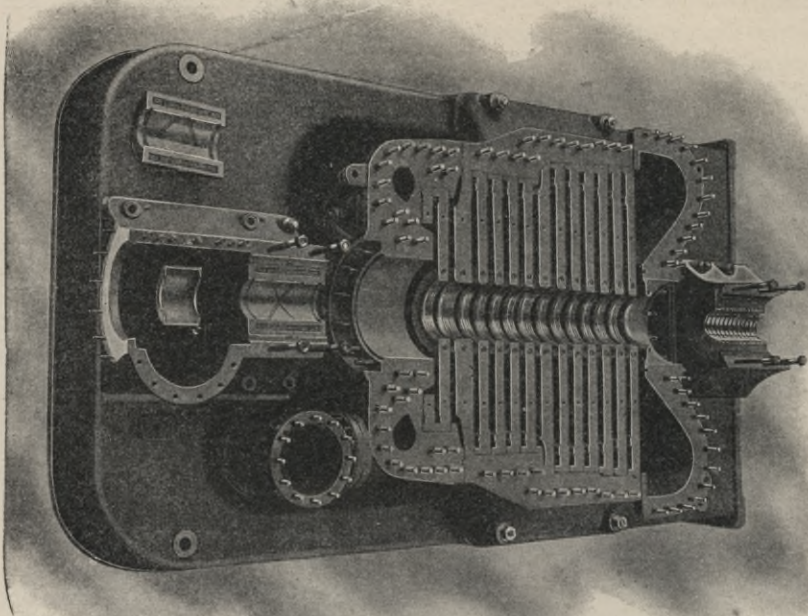


Fig. 316. Zölly-Turbine.

vor und hinter den einzelnen Scheiben gleiche Drücke herrschen, so treten senkrecht zu den Scheiben keine Kräfte und also auch keine Biegebeanspruchungen auf.

Durch Eindrehungen im Kranz der Scheibe und durch den Deckring wird eine T-förmige Nut gebildet, in welcher die an ihrem Fußende entsprechend ausgebildeten Scheiben festgehalten werden.

In die mittels der Abdrückschrauben (*d*) erweiterte T-förmige Nut können die durch Aussparungen seitlich eingebrachten Schaufeln und Klötzchen bequem eingesetzt werden. Nach Entfernung der Abdrückschrauben wird eine sichere Verbindung der Schaufelung mit der Scheibe ohne weiteres durch das Zurückfedern der Radkranzwände

erlangt. Die Aussparungen werden mit Paßstücken verschlossen und die Schaufeln mit Deckringen *f* versehen.

Alle Laufräder sind an verschiedenen Stellen des Umfanges mit Löchern versehen, um auf beiden Seiten den gleichen Druck zu er

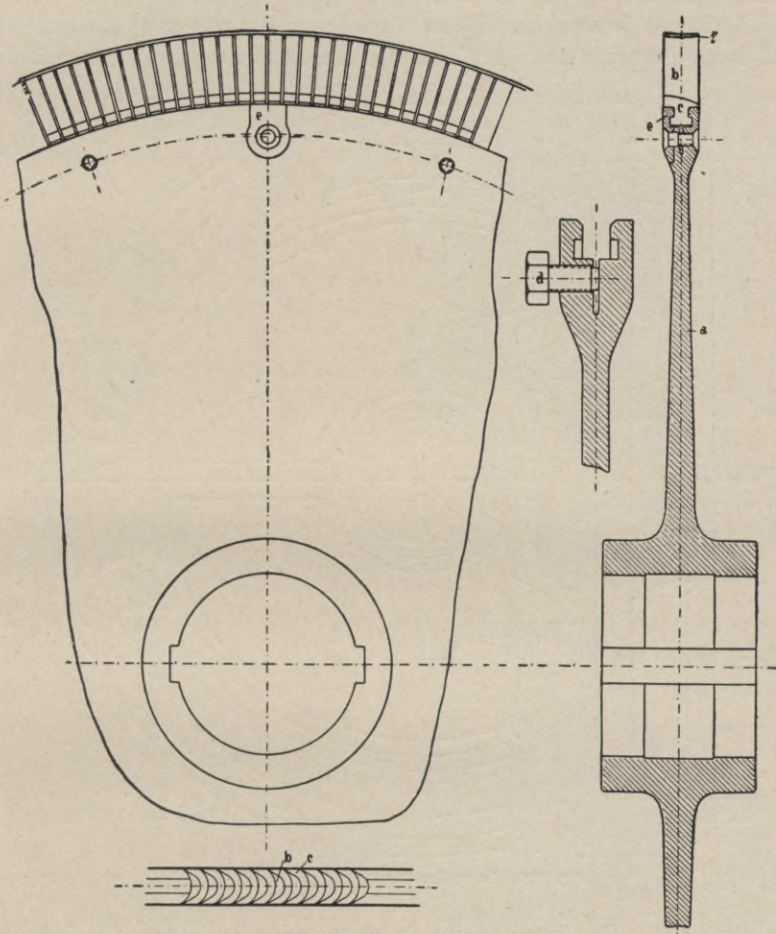


Fig. 317. Laufräder mit Schaufeln der Zölly-Turbine.

halten und das Auftreten axialer Kräfte und Biegebungsbeanspruchungen zu vermeiden. Der Gang der Herstellung und der Einbau der Schaufeln in den Laufradumfang ist in der Z. V. D. I. 1908 S. 1433 genau beschrieben; vgl. auch Z. f. d. ges. Turbw. 1908 S. 57 u. 75, die Abb. über die Zölly-Turbine als Schiffsturbine in der Zeitschr. „Die Turbine“ 1906 S. 62, sowie die Abb. einer modernen Marine-Zölly-Turbine im Engineer. 1909 S. 213.

Die Laufschaufeln werden mittels Spezialmaschinen aus feinpoliertem Nickelstahl gefräst; die Politur soll die Dampfreibung und der Nickelzusatz das Rosten verhindern. Der Querschnitt der Schaufeln verjüngt sich nach außen, um eine günstige Beanspruchung durch die Zentrifugalwirkung zu erzielen.

Zwischen je zwei Laufrädern sind Scheidewände aus Stahlguß- oder Gußeisen eingebaut, die zugleich als Leitkränze dienen; am äußern

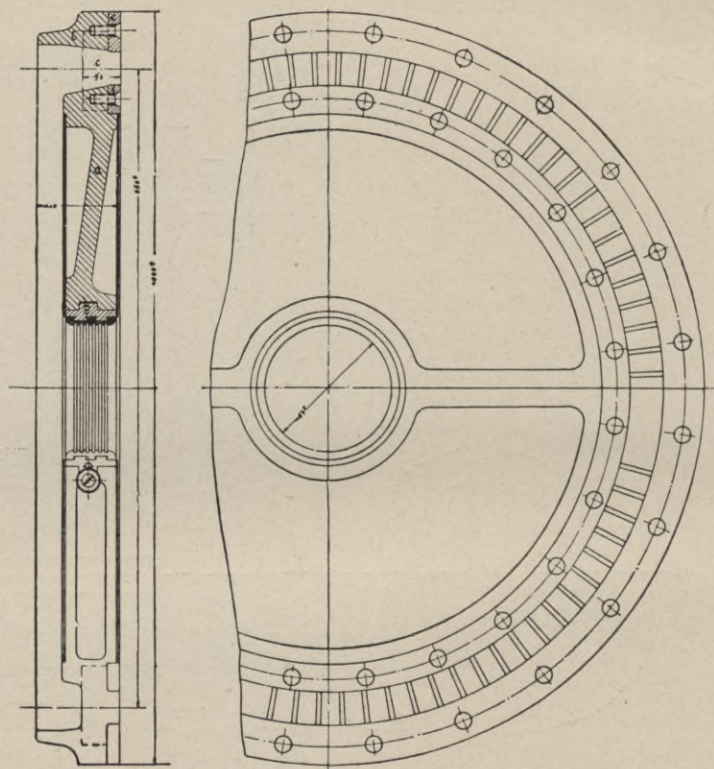


Fig. 318. Leiträder der Zölly-Turbine.

Umfange sind diese dampfdicht in entsprechende Nuten des Gehäuses eingepaßt, und nach innen greifen sie um die Naben der Laufräder, um hier durch eingedrehte Nuten eine Labyrinthdichtung zu bilden; letztere wird durch besondere, in die Scheidewände eingelassene Buchsen  $\delta$  (Fig. 318) hergestellt, die mit einer Legierung aus Weißmetall und Nickelstahl ausgelegt sind; am Rande der Leitkränze sind gruppenweise die aus Stahlblech gebogenen Leitschaufeln  $c$  angeordnet, die mit Vorsprüngen versehen sind. Zwischen den einzelnen Leitschaufelgruppen bleiben volle Stege stehen, welche mit dem äußern Kranz durch

Feder und Nut verbunden und verschraubt sind. Die Leitkränze legen sich mit dem vorspringenden Rande des äußern Kranzes dicht gegeneinander, so daß der axiale Druck, der auf den Leiträdern lastet, auf einen im Gehäuse vorspringenden Rand übertragen wird. (Z. V. D. I. 1904 S. 695.) Neuerdings werden die Leitkränze aus einem Stück aus Gußeisen hergestellt und in diese die Leitschaufeln aus Nickelstahl in entsprechende Nuten der Kränze eingegossen. (Z. V. D. I. 1908. S. 1434.) Die Leitradscheiben sind in der Mittelebene geteilt und die Teilfläche aufgeschliffen; die obere Hälfte des Leitrades ist mit dem Gehäusedeckel fest verschraubt, so daß sie zugleich mit dem Deckel abgehoben werden kann.

An den Austrittsstellen der Welle aus dem Gehäuse sind Stopfbuchsen nach Art der Dichtung von Schwabe<sup>1)</sup> angeordnet; die abdichtenden Ringe üben aber keinen Druck auf die Welle aus, sondern umschließen diese mit geringem Spielraume. Der entweichende Dampf wird noch nach der N. D.-Stufe abgeleitet; die Schmierung erfolgt wie bei Parsons.

Die Dampfgeschwindigkeit beim Eintritt des Dampfes in die einzelnen Laufräder war ursprünglich recht hoch, sie ist aber sehr reduziert worden, da große Schaufelabnutzungen eintraten; der Druckunterschied in den ersten Stufen beträgt ca. 2 Atm., in den folgenden wird derselbe immer geringer, bis der Dampf am Ende der Hochdruckstufe meistens mit 1 Atm. Druck in die N. D.-Stufe überströmt und dort bis ca. 0,9 Vakuum expandiert.

### § 123. Die Schulz-Turbine.

Versuchsweise ist die Schulz-Turbine (Fig. 319 und 320) bereits 1898 auf einem Boote eingebaut und erprobt worden.<sup>2)</sup> Später sind

von Dävel-Kiel und der Akt. Ges. Weser-Bremen größere Schulz-Turbinen gebaut und mit diesen für Landanlagen gute Erfolge erzielt worden. In Fig. 320 erkennt man auf der rechten Seite 10 partiell beaufschlagte Aktionsräder mit ihren Scheidewänden; durch ein besonderes Rohr wird der Dampf von der H. D.- nach der als

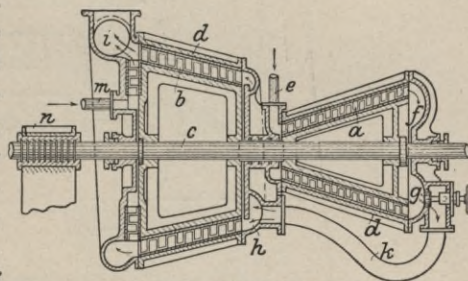


Fig 319. Schulz-Turbine.

Reaktionsturbine ausgebildeten N. D.-Turbine hingeführt. Die Hochdruckräder sind aus Stahl, die zugehörigen Schaufeln aus gezogenem

1) Z. V. D. I. 1904 S. 693 und 1906 S. 1572.

2) Gentsch, Dampfturbinen S. 206—209 u. S. 235, ferner D. R. P. 132868 1901, 135937 1901, 103879 1898 u. 137792 1901.

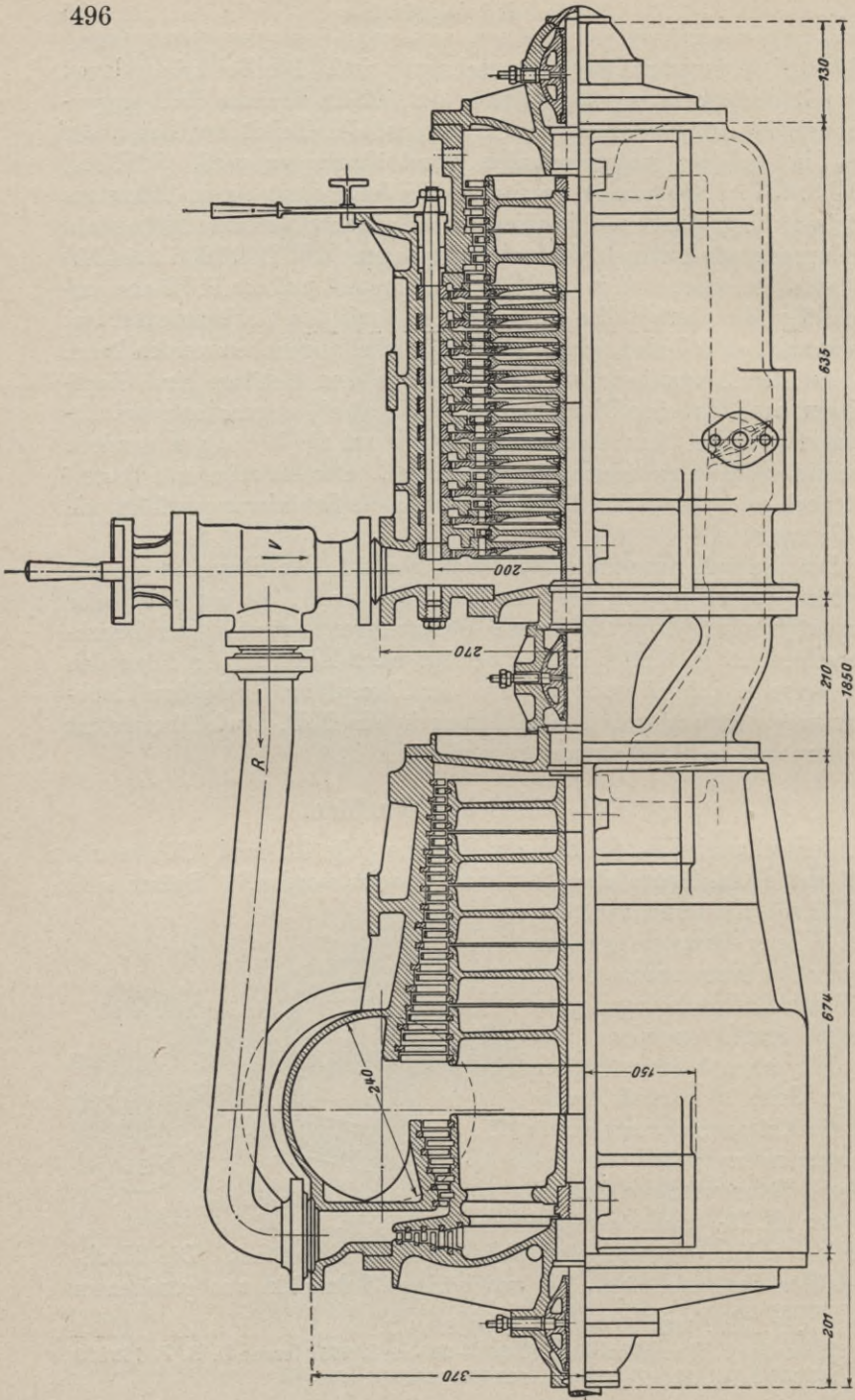


Fig. 320. Schulz-Turbine.



Fig. 321 a und b.  
Reguliertorrichtung der Schulz-Turbine.

Deltametall hergestellt; der zur Versteifung dienende Kranz besteht gleichfalls aus Stahl; die Anordnung und Befestigung der Lauf- und Leiträder der N.D.-Turbine erfolgt ähnlich wie bei Parsons; hervorzuheben sind nur die sägeartige Ausschnitte an den Lauf- und Leitkränzen zur Verringerung der Dampfdurchlässigkeit.

Für den Rückwärtsgang kann durch das Wechselventil *V* und Rohrleitung *R* der Dampf nach der aus Fig. 320 ersichtlichen axialen, sowie radialen Reaktionsturbine hingeführt werden. Der Abdampf dieser beiden Turbinen, sowie der aus der N.D.-Turbine strömende Dampf kann durch den zwischen N.D.- und Rückwärtsturbine liegenden Rohrstützen nach dem Kondensator geleitet werden. Zur Erzielung eines geringen Dampfverbrauches bei kleinen Leistungen hat Schulz eine aus

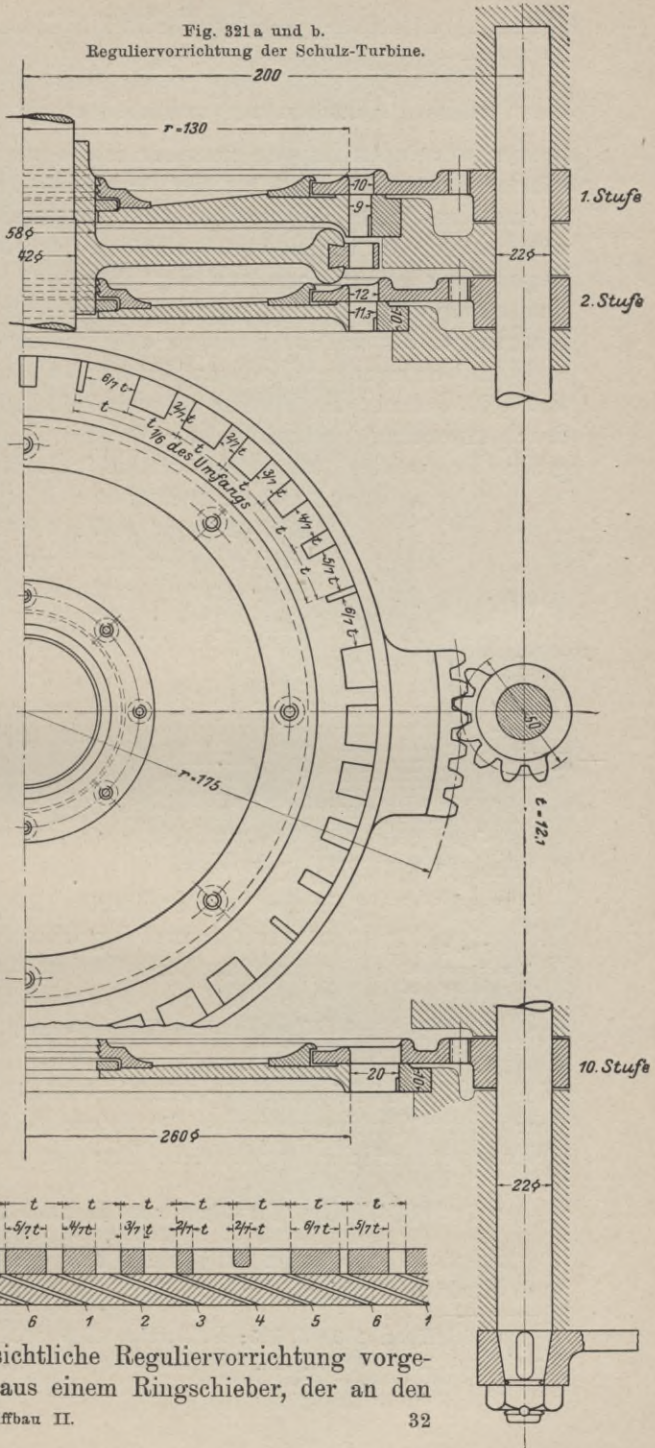


Fig. 321 a und b ersichtliche Reguliertorrichtung vorgehen. Diese besteht aus einem Ringschieber, der an den

Eintrittsöffnungen aller oder einiger Leitschaufelkränze angeordnet, mit verschiedenen Öffnungen und mehreren um je eine Kanalweite ( $= \frac{t}{7}$ ) breiter werdenden Lappen versehen ist; letztere sind in solchen Abständen angeordnet, daß bei der Verschiebung aus der Lage *A* um je eine Kanalbreite nach rechts immer nur je ein Leitkanal geschlossen wird, so daß schließlich von 6 Kanälen nur einer offen bleibt. Diese Regulierung erfolgt, wie aus Fig. 321 a u. b ersichtlich, von Hand und ermöglicht es, die Zuströmöffnungen für jeden einzelnen Turbinenkörper für sich zu verengen oder zu erweitern.<sup>1)</sup>

Zur Verringerung des Dampfverbrauches für die Marschgeschwindigkeit teilt Schulz die Turbine in mehrere kleinere Einzelturbinen, die durch Anordnung entsprechender Ventile parallel wie hintereinander geschaltet werden können<sup>2)</sup>; erstere Schaltung wendet man bei großen, letztere bei kleinen Leistungen an. In Fig. 322 sind z. B. die Turbinen I, II und III parallel geschaltet, sie erhalten also sämtlich Frischdampf, während IV als N.D.-Turbine dient. Für ganz kleine Leistungen werden I, II,

III, IV hintereinander geschaltet; Ventile *A* sind geöffnet, *B* und *C* geschlossen, um den

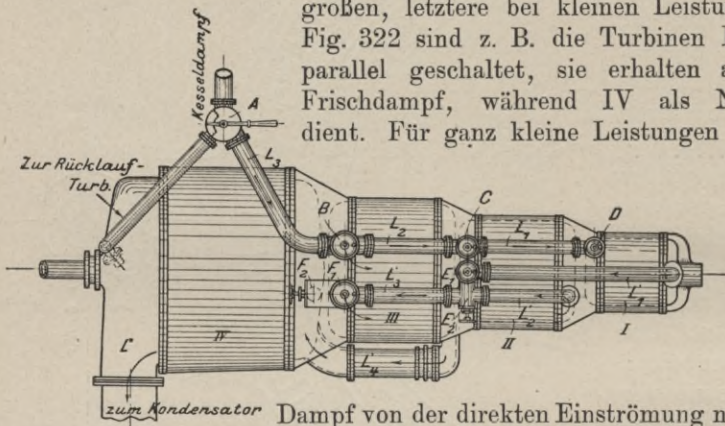


Fig. 322.  
Turbinenschaltung  
nach Schulz.

Dampf von der direkten Einströmung nach II und III abzuhalten, und *D* geöffnet. Durch Rohrleitung  $L_1'$  gelangt der Dampf bei geöffnetem Ventil  $E_1$  nach II, durch  $L_2'$  und  $F_1$  nach III, von da durch  $L_4'$  nach IV und durch  $L''$  nach dem Kondensator. Zwischenstufen können dadurch geschaffen werden, daß I resp. I und II ausgeschaltet werden, oder auch I und III parallel geschaltet werden<sup>3)</sup>. Bei seinen neuen ausgearbeiteten Turbinenprojekten für Kriegsschiffe und Torpedoboote ist Schulz von der Schaltung der vielen Einzelturbinen wieder abgekommen.

### § 124. Die Turbine von Melms & Pfenniger.

Dieses System (Fig. 323) stellt eine Kombination der Aktions- und Reaktionsturbine dar, so daß die Hochdruckstufen nach der

1) Schiffbau 1909 S. 705; D. Turbine 1909 S. 143, Zeitschr. f. Dampfk. u. Maschinenbetrieb 1909 S. 413, The Engineer 1909 S. 484 u. Pat. Nr. 132868.

2) D. R. P. 137792/1901.

3) Gentsch, Dampfturbinen S. 385—387.

ersteren, die Mittel- und Niederdruckstufen nach der letztern Bauart ausgeführt sind. Der Dampfzutritt erfolgt aber nicht durch Düsen,

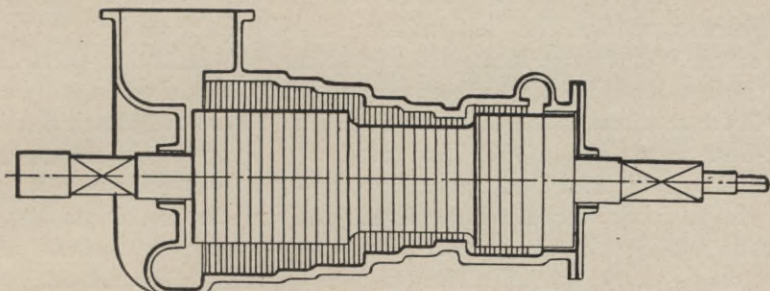


Fig. 323. Turbine von Melms & Pfenniger.

sondern durch partielle Beaufschlagung von Schaufeln auf einem gewissen Teile des Trommelumfanges. Zwischen dem Ende der Druckstufen und dem Beginne der Überdruckstufen ist, wie aus Fig. 324

ersichtlich, eine Ringfläche angeordnet, die zur Aufnahme des in den Überdruckstufen entstehenden axialen Schubes dient, was für Landanlagen den Fortfall besonderer Entlastungskolben bedeutet. — Die Schaufeln des Aktions-teiles sitzen nicht auf Scheiben, wie bei der Zölly-Turbine usw. sondern sind am Umfange der Trommel befestigt (Fig. 324). Die Leiträder sind in diesem Teile von der Trommel durch Labyrinthdichtung abgedichtet. Eine neue Schaufelbefestigung ist der Firma durch Nr. 191235 patentiert (vgl. Z. f. d. ges. Turbw. 1908 S. 164 u. Schiffbau 1909 S. 756). Die Beschreibung einer neuern Turbinenausführung von Melms & Pfenniger befindet sich in der Z. f. d. ges. Turbw. 1908 S. 165 u. 184; in Engineering 1908 S. 763 u. 1909 S. 40 u. 52; eine genaue Beschreibung der Herstellung der Turbinenschaufeln in Zeitschr. Werkzeugmaschinen 1906 S. 67. In bezug auf



Fig. 324. Laufräder der Melms & Pfenniger-Turbine.

die Reaktionsturbine hat dies System den Vorzug einer geringeren Stufenzahl und Längenausdehnung, in bezug auf die Aktionsturbine mit Scheiben den Vorzug einer geringeren Oberfläche und Reibung im

Hochdruckteile. Die von Prof. Schröter vorgenommenen Erprobungen haben bereits bei der ersten Ausführung bezüglich des Dampfverbrauches die Gleichwertigkeit mit der Turbine von Parsons ergeben<sup>1)</sup>, und steht ein gleiches bei den Turbinenschiffen (S. 449) zu erwarten.

Außer der Firma Melms & Pfenninger in München-Hirschau und in London S.W. 25 Victoria Street baut dieses System in etwas abgeänderter Form auch die Fa. Schichau, sowie die Maschinenbau Akt.-Ges. vorm. Breitfeld, Daneck & Co., Prag-Karolinenthal und die Elektrizitäts Akt.-Ges. vorm. Kolben & Co., Prag-Vysocan.

Es sei noch darauf hingewiesen, daß von Jasinski eine Kombination von Druck- und Überdruckturbine — und zwar Rateau und Parsons — nach dem Mollierschen Diagramm untersucht ist;<sup>2)</sup> er gelangt zu dem Resultate, daß für einen bestimmten Fall der Wirkungsgrad einer Rateau-Turbine 73 %, der einer Parsons-Turbine 71,6 %, die Kombination beider dagegen 76 % beträgt. Merkwürdigerweise kommt Jasinski zu dem Schlusse, daß sich — im Gegensatz zu den Forderungen der Praxis — die Parsons-Turbine besser für die H.D.- und die Rateau-Turbine besser für die N.D.-Stufen eigne.

### § 125. Vergleich der einzelnen Turbinensysteme bezüglich ihrer Verwendung zum Schiffsantriebe.

Bisher ist zum Schiffsantrieb am meisten die Parsons-Turbine angewandt, weil diese die längste Entwicklungszeit hinter sich hat.

Ihre Hauptvorzüge gegenüber den andern Systemen bestehen in folgendem: Ihr ganzer Aufbau ist außerordentlich einfach, Scheidewände fehlen gänzlich, die Schaufeln sind auf die einfachste Art und trotzdem sehr solide befestigt; das von Parsons erprobte und angewandte Schaufelmaterial hat sich gegen Dampfwirkungen sehr widerstandsfähig gezeigt; ein Anrosten bei feuchtem Dampfe kommt nicht vor; die Schaufeln werden nur auf etwa den 20. Teil ihrer Festigkeit beansprucht.

Die Parsons-Turbine ermöglicht ferner im Schiffe eine tiefere Anordnung der Schraubenwelle als bei Verwendung von Druckturbinen, da sie kleinere Trommeldurchmesser als diese aufweist. Die ganze Anlage liegt daher geschützter, und der Einfluß des Seeganges auf die Schraubenwirkung wird etwas geringer als bei Druckturbinen sein.

Sie beansprucht nur ein sehr kleines Drucklager infolge des auftretenden axialen Schubes; während letzterer bei Landanlagen durch die Anordnung besonderer Ausgleichkolben zu Komplikationen führt, bedeutet er dagegen bei Schiffen eine Vereinfachung und eine Gewichtsersparnis.

1) Vgl. Z. V. D. I. 1906 S. 1046, 1811, 1862, 1955 u. 1907 S. 344, 560, 763.

2) Z. f. das ges. Turbw. 1907 S. 361, 379, 392, 421, 439.

Als Nachteile sind hervorzuheben, daß sie infolge der auftretenden Spaltverluste bei reduzierten Leistungen etwas unrationeller arbeitet als die Druckturbinen. Da die Spaltverluste in der H.D.-Stufe am größten sind, so ergibt sich die praktische Forderung, als H.D.- resp. Vorschalt- oder Marschturbine eine Druckturbine mit partieller Beauf-

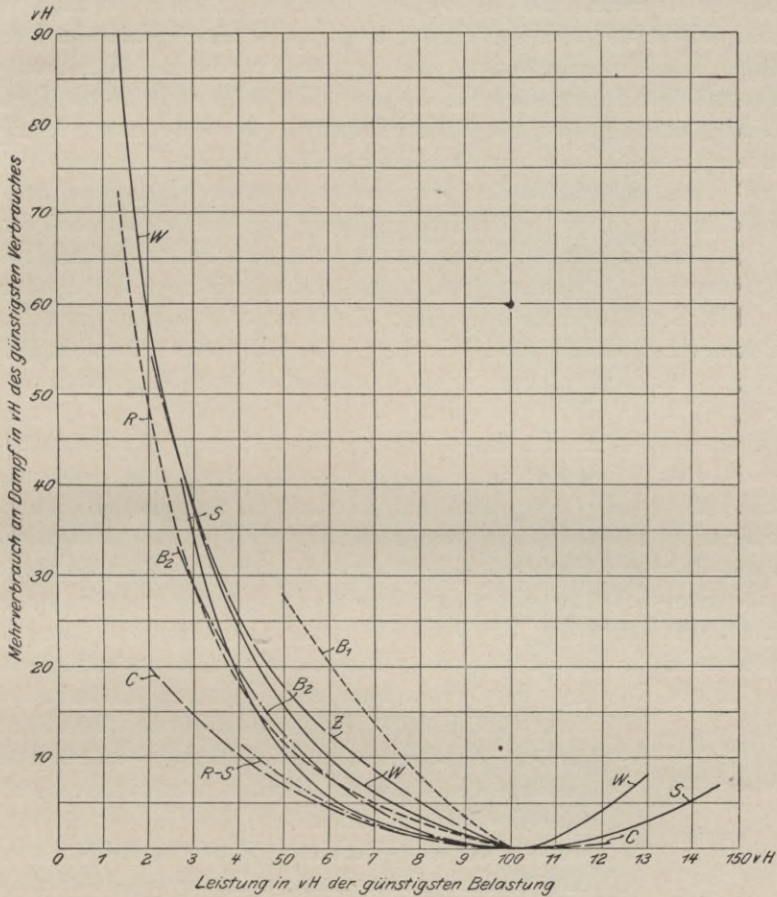


Fig. 325. Dampfverbrauch verschiedener Turbinensysteme.

schlagung anzuordnen, wie das von den meisten Turbinenbauern für Kriegsschiffsturbinen auch bereits getan wird. Neuerdings hat auch Parsons Versuche<sup>1)</sup> mit einer Kombination von Druck- und Überdruckturbine angestellt.

Ein weiterer Nachteil besteht in ihrer durch die zahlreichen Stufen und die große Länge bedingte geringere Betriebssicherheit der Turbinen-

1) Z. V. D. I. 1908 S. 1346.

lagerung. Bei leicht gebauten Schiffen, wie z. B. Torpedobooten kann schon beim Docken eine geringe Deformierung des Schiffskörpers eintreten, die unter Umständen Reibungen im Lager der Laufschaufeln gegen die Leiträder nach sich ziehen kann; ein gleiches könnte bei heftigen Stößen von außen eintreten. Die Lager sind deshalb aufmerksamer zu bewachen, als bei kurzen Turbinen. Ebenso ist auch beim ersten Anwärmen und bei Verwendung von stark überhitztem Dampf größere Vorsicht geboten, wie bei den Druckturbinen. Will man der Parsons-Turbine in dieser Beziehung eine größere Betriebssicherheit erteilen, und das ist für Bordverhältnisse die erste und wichtigste Forderung, so ist das nur durch Vergrößerung der Spaltverluste und einen etwas vermehrten Dampfverbrauch zu erkaufen, der sich wieder bei kleinen Fahrten besonders ungünstig bemerkbar machen wird.<sup>1)</sup>

Schließlich ist auch die Raumausnutzung der Parsons-Turbine infolge ihrer Länge keine so günstige wie bei den meisten andern Systemen.

Die Druckturbinen resp. Kombinationen von Druck- und Überdruckturbinen sind in ihrer Wirkungsweise und Bauart ziemlich gleichwertig. Für Bordanlagen liegen Versuchsergebnisse hauptsächlich mit der A. E. G.- (S. 489) und Curtis-Turbine (S. 485, sowie Engineering 1909 S. 449 u. Mitteil. aus d. Geb. d. Seew. 1909 S. 1148) vor; für die höchsten Leistungen sind die Dampfverbräuche dieser drei Systeme annähernd gleich; für reduzierte Leistungen dagegen arbeiten die Turbinen von Curtis und der A. E. G. wohl etwas ökonomischer als die Parsons-Turbine. Die übrigen Systeme sind an Bord noch zu wenig erprobt, um ein endgültiges Urteil sprechen zu können. Für Landanlagen gibt Fig. 325<sup>2)</sup> eine Zusammenstellung des Dampfverbrauches in % des günstigsten Verbrauches und zwar bezieht sich:

Kurve C	auf die Curtis-Turbine. (Vgl. auch Electric Engineer. 1900 S. 653 u. Musil, Dampfturb. 1904 S. 209.)
„ R-S	auf die Riedler-Stumpf-Turbine. (Jahrbuch der Schiffb.-Ges. 1904 und Musil, Dampfturb. S. 182.)
„ S	auf die Sulzer-Turbine.
„ R	auf die Rateau-Turbine. (Stodola 1905 S. 291 u. Musil, Dampfturb. S. 222 u. Electr. Age 1909 S. 134.)
„ Z	auf die Zölly-Turbine. (Stodola 1905 S. 264 u. Z. V. D. I. 1909 S. 1046 u. Z. f. d. ges. Turbw. 1908 S. 77.)
„ W	auf die Westinghouse-Turbine. (Musil, S. 135.)
„ B <sub>1</sub>	auf die ältere Turbine von Brown-Boveri. (Z. V. D. I. 1904 S. 120.)
„ B <sub>2</sub>	auf die neuere Turbine von Brown-Boveri. (Musil, S. 127 und Z. V. D. I. 1906 S. 196.)

1) Vorschlag zur Verminderung d. Spaltverluste in Z. f. d. g. Turbw. 1907 S. 467.

2) Stodola 1905 S. 377 u. Engineer. 1904 S. 182.

Im allgemeinen sind die veröffentlichten Dampfverbräuche mit großer Vorsicht aufzufassen, da diese Zahlen oft von Interessenten herkommen und die näheren Umstände, unter denen die Kohlen- und Kondensatmessungen, sowie Leistungen vorgenommen sind, meistens fehlen.

### § 126. Besondere Schwierigkeiten bei Schiffsturbinen.

Die Schiffsturbine ist in gewisser Beziehung einfacher als die Landturbine, insofern die komplizierte Regulierung, besondere Dampfeinlaßapparate und Ausgleichkolben in Fortfall kommen. Andererseits treten im Schiffsbetriebe Schwierigkeiten auf, die bei Landanlagen unbekannt sind und die sich besonders a) auf die Manövrierfähigkeit, b) die Erzielung einer möglichst geringen Tourenzahl und bei Kriegsschiffen c) auf einen günstigen Kohlenverbrauch für kleinere Fahrten beziehen.

a) **Manövrierfähigkeit.** Es muß wohl als der Hauptnachteil der Turbine gegenüber der Kolbenmaschine bezeichnet werden, daß man die Turbine nicht zum Rückwärtsgange benutzen kann sondern eine besondere Rückwärtsturbine einbauen muß, die zur Verminderung von Reibungsverlusten beim Vorwärtsgange im Vakuum mitläuft. Zwar sind von Parsons u. a. nachstehende Vorschläge gemacht worden, diesen Übelstand zu beseitigen, doch bis jetzt ohne großen Erfolg.

a) Gegenläufige Räder. 1902 hat Parsons (engl. Pat. 6142) sog. gegenläufige Räder konstruiert, bei denen ein Laufrad zugleich die Beaufschlagungsvorrichtung für das folgende ihm entgegengerichtete Laufrad bildet. Da es schwierig ist, die Arbeit eines Räderpaares auf eine Welle zu vereinigen, so hat Parsons zwei Wellen, eine hohle und eine massive, angewandt (Fig. 326)<sup>1)</sup>; das aus Blechscheiben zusammengesetzte Primärrad *b* sitzt auf der massiven Welle *a* und ist mit besonderen Düsen *c* versehen, aus denen der Dampf nach seiner Expansion durch die Kanäle des auf der hohlen Welle *a* sitzenden Sekundärrades *f* streicht, wobei sich letzteres entgegengesetzt dem Primärrade dreht. Für den Rückwärtsgang sind auf dem Primärrade

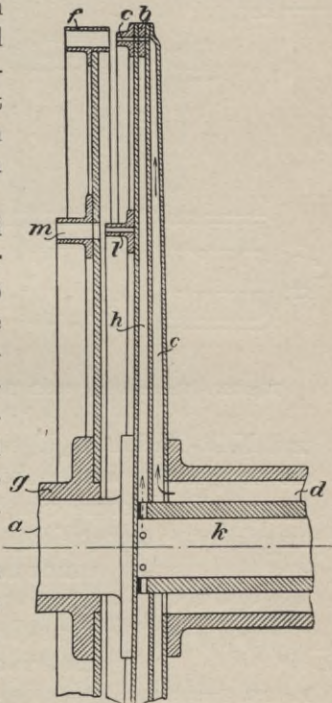


Fig. 326. Gegenläufige Turbinen.

1) Gentsch, Dampfturbinen (Hannover, Helwings Verl.) S. 125.

noch besondere Düsen  $l$  vorgesehen, welche entgegengesetzt zu den Düsen  $c$  gerichtet sind und entsprechend die Rückwärtsschaufeln  $m$  beaufschlagen. Je nachdem der Dampf durch die hohlen Wellen  $d$  oder  $h$  eingelassen wird, erzielt man den Vor- oder Rückwärtsgang. Eine ähnliche Anordnung ist auch von der deutschen Marine erwogen, wegen konstruktiver Schwierigkeiten aber wieder fallen gelassen (Grauert, Mar. Rundschau 1904 S. 49). Weitere Vorschläge bezüglich Anordnung von gegenläufigen Rädern sind von Ashton (D. R. P. 131995/1900 u. engl. P. 4295/1900), Schaeben (D. R. P. 152274/1903) u. a.<sup>1)</sup> gemacht, haben aber bisher keine praktischen Erfolge aufzuweisen. (Stodola 1905 S. 336.)

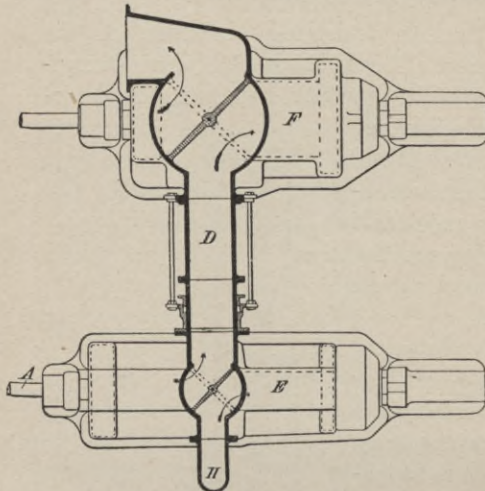


Fig. 327. Umsteuerung durch Drosselklappen.

und N.D.-Turbinen ( $E$  und  $F$ ) 2 Drosselklappen vorgesehen sind, die so gestellt werden können, daß der durch Stutzen  $H$  zugeführte Dampf die Turbine von rechts nach links (wie in Fig. 327)<sup>2)</sup> oder umgekehrt durchstreicht; natürlich ist die Wirkungsweise nur bei



Fig. 328. Symmetrische Schaufeln.

einer der Stromrichtungen günstig, und die schlechte Ökonomie wird auch durch den Vorschlag von Parsons (D. R. P. 103614/1897), für beide Seiten symmetrische Schaufelformen (Fig. 328<sup>3)</sup>) anzuwenden, oder den ähnlichen Vorschlag von Lentz (D. R. P. 165938/1904 u. 167977/1905) nicht beseitigt. In

Fig. 328 bezeichnet  $f$  die festen,  $r$  die beweglichen Schaufeln und zwar bei einer Drehung in Richtung des Pfeiles 3 für den Vorwärtsgang. Strömt nun der Dampf entgegen der Pfeilrichtung 1, nämlich im Sinne des Pfeiles 2 durch die Schaufeln  $r$ , so erfolgt eine Rückwärtsdrehung der Turbine in Richtung des Pfeiles 4.

- 1) Gentsch, Regel., Umsteuerung u. Sicher. d. Dampfturb. 1908 S. 291—302.
- 2) Gentsch, Dampfturbinen (Hannover, Helwings Verl.) S. 224.
- 3) Gentsch, Dampfturbinen S. 257.



γ) Drehschaufeln. Ebensovienig Aussicht auf Erfolg bieten die Vorschläge, die Umsteuerung durch eine Wendung der Drehschaufeln vorzunehmen, und in dieser Beziehung sei auf das Patent von Schulz Nr. 166699/1905 und Range Nr. 191390/1906 verwiesen.

δ) Doppeltgekrümmte Schaufeln. Für kleinere Anlagen ist eine umsteuerbare Turbine von Prof. Belluzzo-Mailand mit doppeltgekrümmten Schaufeln, wobei die innere Seite für Vorwärts- und die äußere für Rückwärtsgang benutzt wird, erprobt worden, doch war der Dampfverbrauch für den Rückwärtsgang ein recht beträchtlicher.<sup>1)</sup>

ε) Getrennte Schaufeln. Es sind noch eine große Reihe von Vorschlägen gemacht, die alle auf dem Prinzip getrennter Schaufelsätze für Vor- und Rückwärtsgang beruhen, die indessen die Konstruktion mehr oder weniger komplizieren und meistens gar nicht zur

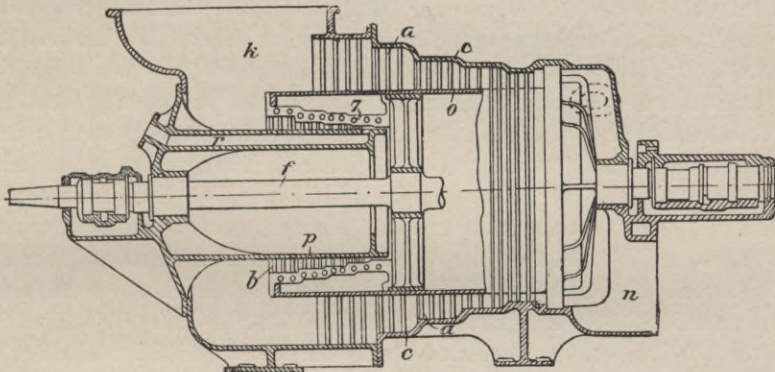


Fig. 329. Eingekapselte Rückwärtsturbine.

Ausführung gekommen sind. Neuere derartige Vorschläge sind in den Patentschriften niedergelegt und von Gentsch<sup>2)</sup> zusammengestellt. Von deutschen Patenten seien genannt: 103879/1898 von Schulz, 151380/1903 und 159354/1903 von Windhausen, 169034/1903 von Heilmann, 166993/1904 von Lentz, 165614/1903 und 181583/1903 von Wilkinson, 186457/1905 von Westinghouse, 189844/1906 von Weise, 197548 von Gadda, 201106 von Frerichs; von amerikanischen: 745575 und 791674 von Curtis, 752604 von Taylor; und von englischen: 16455 von Melms & Pfenniger und von Charles de Grave<sup>3)</sup>.

ξ) Besondere Rückwärtsturbinen. Für größere Anlagen hat man infolge der großen Schwierigkeiten bezüglich Ausführung und Betrieb der genannten Vorschläge die ursprüngliche Anordnung

1) Z. f. d. g. Turbw. 1907 S. 496.

2) Gentsch, Regelung, Umsteuerung und Sicherung der Dampfturbinen 1908 S. 302—338.

3) Schiffbau 1908 S. 337.

besonderer Rückwärtsturbinen beibehalten und hat nur versucht, die hierdurch veranlaßten ungünstigen Raum- und Gewichtsverhältnisse etwas zu mildern. — So hat z. B. Parsons (D. R. P. 119875/1899) die Haupt- und Rückwärtsturbine im gleichen Gehäuse angeordnet; die letztere ist mit drehbar eingerichtetem Gehäuse  $\gamma$  und feststehender Trommel  $p$  teleskopartig in die Hauptturbine  $a$  eingeschoben, um die Länge der Turbine möglichst zu reduzieren (Fig. 329).<sup>1)</sup> Für den Vorwärtsgang tritt der Dampf bei  $n$  in das Gehäuse  $c$  ein und bei  $k$  aus, für den Rückwärtsgang durch Rohr  $r$  ein und bei  $k$  aus. Die Haupttrommel  $o$  ist in bekannter Art durch Sterne mit der Welle  $f$  verbunden. — Bei weitem am häufigsten wird die Anordnung nach Parsons D. R. P. 124091/1899 ausgeführt. Haupt- und Rückwärtsturbine haben die gleiche Welle und das gleiche Gehäuse, nur sind die Vorwärts- und Rückwärtsturbine hintereinander und die Dampfzutritte für diese beiden Turbinen nebeneinander angeordnet, während der Auspuff der Rückwärtsturbine durch das Innere der Hauptturbinen-Trommel strömt.

Aus Raum- und Gewichtsrücksichten ist man weiterhin gezwungen, die Stufenzahl der Rückwärtsturbine zu beschränken, wodurch man für letztere einen schlechten Wirkungsgrad, eine geringere Leistung und eine schlechtere Manövrierfähigkeit als bei Kolbenmaschinen erhält. Diese Nachteile machen sich besonders bei Linienschiffen, die fast stets im Verbande fahren und hohe Fahrtmomente besitzen, geltend und haben hauptsächlich die deutsche Marine davon abgehalten, Linienschiffe mit Turbinen auszurüsten.<sup>2)</sup> — Es sei schließlich auf die Abhandlungen über das Manövrieren von Turbinenschiffen in den Mitt. aus d. Geb. d. Seew. 1907 S. 1006 und Schiffbau 1907/08 S. 98 verwiesen.

b) **Erzielung einer möglichst geringen Tourenzahl.** Durch die Erzeugung sehr hoher Umfangsgeschwindigkeiten wird der Wirkungsgrad der Schraube, wie bereits früher angeführt, infolge der auftretenden Kavitations-Erscheinungen sehr herabgedrückt. Andererseits läßt sich eine gute Ökonomie der Turbine nur bei recht hohen Geschwindigkeiten erreichen<sup>3)</sup>; bei Landanlagen, zumal für große elektrische Zentralen wendet man daher bei den Turbinen ca. 200 m Umfangsgeschwindigkeit an, bei Bordanlagen geht man mit Rücksicht auf den Propeller ungenügend über 50 m hinaus.

α) **Änderungen am Propeller.** Man glaubte zunächst die Verhältnisse zu bessern durch Verwendung von Propellern mit kleinem  $\delta$ ,

1) Gentsch, Dampfturbinen (Hannover, Helwing) S. 234.

2) „Ers. Hildebrandt“ u. „Ers. Heimdall“ sollen indessen bereits Turbinen erhalten. (D. Turbine 1909 S. 57.)

3) Neuere Erfahrungen über Umdrehungen bei Turbinendampfern vgl. Schiffbau 1907/1908 S. 504.

da die erreichten Umfangsgeschwindigkeiten des Propellers für eine bestimmte Umdrehungszahl der Turbine geringere Werte als bei großem Propeller- $\phi$  annahmen. Die kleinen Propeller- $\phi$  ergaben aber Schwierigkeiten in der Unterbringung einer genügend großen Propellerkreis- und der projizierten Flügelfläche; der Propeller- $\phi$  mußte deshalb wieder vergrößert und das Verhältnis von projizierter zur Kreisfläche von 0,4 (bei Kolbenmaschinen) auf 0,6 (bei Turbinenschiffen) gesteigert werden. Mit der Umfangsgeschwindigkeit des Propellers ging man bis auf den höchsten noch zulässigen Wert; dieser liegt nach den Untersuchungen von Flamm gerade bei Eintritt der Kavitationserscheinung, nach den Erfahrungen der Praxis für Torpedoboote bei einer Geschwindigkeit der Flügelspitzen von ca. 65 m pro Sekunde, für Passagierdampfer bei ca. 40 m pro Sekunde.<sup>1)</sup> — Großer Schrauben- $\phi$  und hohe Umdrehungszahl der Turbine ergibt aber eine kleine Steigung und ein ungünstiges Verhältnis von Steigung zu  $\phi$ , etwa 0,8—1. Es wird sich daher nicht vermeiden lassen, daß bei Verwendung des Schraubenantriebes der Wirkungsgrad der Turbinenanlage herabgedrückt wird, und man muß mit einem um ca. 10% niedrigeren Wirkungsgrad als bei Propellern mit Kolbenmaschinen rechnen. Nach den vorliegenden Berichten von Ozean-Turbinendampfern werden diese Verhältnisse bei Wind und Seegang noch viel ungünstiger, und diese Tatsachen führen eventuell zur Einführung eines andern Propellers.<sup>2)</sup>

$\beta$ ) Zwischengetriebe. Die Einschaltung eines Zwischengetriebes zwischen Turbinen- und Übertragungswelle hat bisher zu dauernden praktischen Erfolgen nicht geführt. Neuerdings ist eine derartige Konstruktion mit Zahnradübersetzung nach dem amerikanischen Patent von Attorney durch Westinghouse zur Ausführung gekommen (Engineering 1909 S. 376). Starke Abnutzungen und Geräusche, Reibungsverluste, großer Ölkonsum werden hierbei wohl unvermeidlich sein, abgesehen von der damit verbundenen Raum- und Gewichtsvermehrung.

Desgleichen wird auch die Verwendung der elektromagnetischen Kuppelung von del Proposto<sup>3)</sup> infolge der großen Komplikation und der Raum- und Gewichtsvermehrung zu einer befriedigenden Lösung für größere Anlagen kaum führen.

Ob der 1905 von Föttinger gemachte Vorschlag<sup>4)</sup>, nämlich auf die treibende Welle eine hydraulische Pumpe, auf die getriebene eine Turbine zu setzen, der das von der Pumpe gelieferte Wasser als

1) Bauer, Schiffsturb. 1909 S. 148.

2) Vgl. auch die Abh. über Turbine und Propeller in Engineering 1908 S. 517, 539 u. 546; Z. f. d. ges. Turbw. 1908 S. 223 und Schiffbau 1906 1907 S. 237 u. 487.

3) D. R. P. 147927/1903.

4) Gentsch, Regelung usw. d. Dampfturb. 1908 S. 259.

Treibmittel dient, um dadurch eine Verzögerung der Propellerwelle gegenüber der Dampfturbinenwelle hervorzurufen, dauernd und für größere Anlagen praktische Erfolge zeitigen wird, sei dahingestellt. Dieser sog. Föttinger-Transformator ist zunächst auf einem kleineren Versuchsschiffe des Vulkans zur Ausführung gekommen und hat sich bisher in allen seinen Teilen und unter schwierigen Verhältnissen praktisch gut bewährt.<sup>1)</sup>

γ) Änderung an der Turbine. Der dritte Weg, nämlich die Umfangsgeschwindigkeit der Turbine unter möglichster Wahrung der Ökonomie herabzudrücken, ist schon frühzeitig betreten und hat wesentliche Fortschritte zu verzeichnen. — Parsons hat, wie bereits hervorgehoben, durch Vermehrung der Stufenzahl die Umlaufzahl immer mehr herabgedrückt und ist

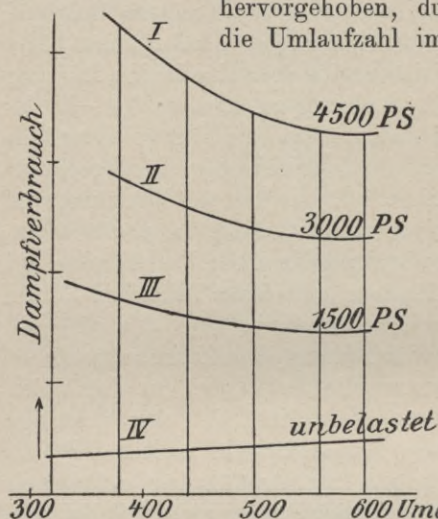


Fig. 330. Zusammenhang zwischen Leistung, Dampfverbrauch und Tourenzahl.

bei den Dampfmaschinen der Cunard-Linie auf die geringe Umdrehungszahl von 140 pro Minute gekommen. Die A. E. G. u. a. haben den  $\phi$  der Turbine vergrößert, um gleichfalls höhere Umfangsgeschwindigkeiten bei kleineren Umdrehungen zu erhalten. Unter Berücksichtigung der Raumverhältnisse an Bord ist man aber im  $\phi$  der Turbine wieder sehr beschränkt. — Noch größere Schwierigkeit bereitet die Herabsetzung der Umdrehungszahl bei reduzierten Leistungen. Während man bei Landturbinen für Dynamoantrieb bei geringeren Belastungen höhere Umdrehungszahlen der Turbine erhält, muß an Bord umgekehrt bei reduzierten Leistungen die Turbine langsamer laufen. Damit ist aber eine schlechtere Ausnutzung der Dampfgeschwindigkeit und ein größerer Dampfverbrauch verbunden. In Fig. 330 sind diese Verhältnisse für eine 4500 P.S.-Parsons-Turbine graphisch zusammengestellt. Die Abszissen geben die Umdrehungszahlen, die Ordinaten die Dampfverbräuche in kg. an. Man erkennt, daß bei allen Leistungen die Dampfverbräuche mit verringerter Tourenzahl wachsen. (Mar. Rundschau 1904 S. 44.)

c) **Erzielung eines günstigen Kohlenverbrauches für kleine Fahrten.** Die Forderung eines günstigen Kohlenverbrauches auch

1) Föttinger, Eine neue Lösung des Schiffsturbinenproblems im Jahrb. d. Schiffb.-Gesellsch. 1909/1910 und Engineering 1909 S. 604.

bei den kleinen sog. Marschfahrten bezieht sich besonders auf Kriegsschiffe. Nach den früheren Ausführungen liegt es im System der Turbine, daß der Dampfverbrauch bei geringen Leistungen und Umdrehungen steigt, und dieser Übelstand ist nicht zu beseitigen.

Man hat daher versucht, auf indirektem Wege durch  $\alpha$ ) Kombination mit Kolbenmaschinen,  $\beta$ ) besondere Marschturbinen,  $\gamma$ ) Elektromotoren und Transformatoren oder  $\delta$ ) Anordnung von Umföhrungskanälen diesen Nachteil einzuschränken.

$\alpha$ ) Kombination mit Kolbenmaschinen. Die Vorschläge von Parsons bezügl. der Kombination von Turbine mit Kolbenmaschine sind in den engl. Pat. Nr. 16551/1900 und 13019/1906 niedergelegt. Derartige Anlagen sind aber nicht von Parsons selbst, sondern von Rateau<sup>1)</sup>, Yarrow u. a.<sup>2)</sup> zur Ausführung gebracht (§ 113), doch für Kriegsschiffe wieder aufgegeben, da sie die Nachteile der Kolbenmaschine aufweisen, ohne die Vorzüge der Turbine in vollem Umfange zu besitzen.<sup>3)</sup> — Für verhältnismäßig langsam laufende Handelsschiffe scheint indessen die kombinierte Anlage im Vergleich mit der reinen Kolbenmaschine wirtschaftliche Vorteile zu bieten. Die Parallelversuche auf „Otaki“ (kombin. Anl.) und „Ovari“ (Kolbenmasch.) ergaben, daß auf letzterem ein 17% höherer Wasserverbrauch bei gleicher Leistung notwendig war. (The Amer. Eng. and Nav. Arch. 1909 S. 43—49 und Engineering 1909 S. 147.) Ebenso haben die Parallelversuche auf „Laurentic“ (kombinierte Anlage) und „Megantic“ (Kolbenmasch.) recht günstige Betriebsresultate für „Laurentic“ ergeben. (Mitteilungen aus dem Gebiete des Seewesens 1909 S. 883 und Engineering 1909 S. 595.)

$\beta$ ) Marschturbinen. Günstigere Resultate sind auf Kriegsschiffen mit Unterteilungen der Turbine und dem Einbau besonderer Marschturbinen (§ 113) erzielt worden. Man beabsichtigte die Umlaufzahl durch die Stufenzahl zu erniedrigen und auf diese Weise die Turbine bei mehreren Schiffsgeschwindigkeiten gleich günstig arbeiten zu lassen. Es sei in dieser Beziehung auf die engl. Pat. von Parsons Nr. 11223/1897, 26553/1897, ferner auf die D. R. P. von Schulz Nr. 137792/1901 und 160863/1901, auf das engl. Pat. von Schulz Nr. 25870/1905, das engl. Pat. von Curtis Nr. 3976/1906 und das franz. Pat. von Brown-Boveri Nr. 367100/1906 verwiesen. — Während die Umschaltung für kleinere Fahrten ursprünglich durch besondere von Hand zu bedienende Ventile geschah, werden die Marschturbinen gemäß D. R. P. Nr. 173490/1902 von Parsons neuerdings

1) Engl. Pat. 3821/1905.

2) Engl. Pat. 17941/1901.

3) Vgl. auch § 113 und Z. f. d. ges. Turbw. 1907 S. 392 und 554; 1908 S. 34 und 274 und 1909 S. 179 und 414 sowie Engineering 1908 S. 502 und 511.

durch Rückschlagventile selbsttätig ausgeschaltet, sobald bei hohen Leistungen der Dampf direkt in die Hauptturbinen geleitet wird. Meistens werden die Marschturbinen mit je einer Hauptturbine zusammen an einer Welle und für einen Propeller angeordnet; indessen sind neuerdings auch Versuche im Gange, um für die Marschturbine eine besondere Welle und einen besonderen Propeller vorzusehen. — Über die Nachteile der Marschturbinen und die Gründe, weshalb sie auf den neuesten engl. Kreuzern fortgelassen sind, vgl. S. 442. (Vgl. auch Patent Nr. 216921/1908.)

γ) Kombination mit Elektromotoren und Transformatoren. Es sei ferner auf die Kombination von Turbine und Elektromotor von Brown-Boveri<sup>1)</sup> u. a. hingewiesen; darnach wird auf jeder Welle eine Turbine und ein Elektromotor angeordnet; letzterer wird von einer Turbodynamo gespeist und kommt bei Marschfahrten allein in Tätigkeit. Eine solche Anlage wird aber recht kompliziert und nimmt viel Raum und Gewicht ein. Ein gleiches trifft zu bei der Verwendung von Wechselstrommotoren und Transformatoren gemäß D. R. P. Nr. 17511/1904 von Mc. Nulta.<sup>2)</sup>

δ) Umföhrungskanäle. Statt solcher Kombinationen hat die A. E. G. u. a. Umföhrungskanäle in die Hauptturbine eingebaut, wodurch für ganz hohe Leistungen direkter Dampf sowohl auf die erste als auch auf eine später folgende Stufe hingeleitet wird. Hierdurch wird zwar die Ökonomie für ganz hohe Leistungen verringert, für geringere Leistungen, die bei Kriegsschiffen bei weitem am häufigsten vorkommen, indessen erhöht. Eine solche Anordnung ist außerdem mit einer Gewichtersparnis verbunden. (Z. V. D. I. 1909 S. 1105.)

ε) Veränderung der Schraubensteigung. Für kleine Fahrzeuge hat man die Verwendung von drehbaren Flügeln und zwei ineinander gesteckten Wellen in Vorschlag gebracht, so daß für kleine Fahrten nur die Steigung der Flügel verringert wird, ohne die Umdrehungszahl der Turbine zu ändern.<sup>3)</sup>

ζ) Leitapparate mit wechselndem Reaktionsgrade. Ferner sei für kleinere Anlagen auf die von Prof. Belluzzo<sup>4)</sup> ausgeführte Turbine hingewiesen, bei der mehrere Gruppen von Leitapparaten vorhanden sind, die mit wechselndem Reaktionsgrade arbeiten, so daß die Turbine bei größter Leistung als Überdruck, bei niedrigster dagegen als reine Druckturbine wirkt.

1) Franz. Pat. Nr. 53660/1905.

2) Vgl. auch die Vorschläge über Turbinen mit elektr. Antrieb im Schiffbau 1906/1907 S. 443.

3) Engl. Pat. von Penrose und Sponer Nr. 3976/1906 u. Z. f. d. ges. Turbw. 1909 S. 405.

4) Z. f. d. ges. Turbw. 1907 S. 496.

## E. Behandlung der Hauptmaschine in und außer Betrieb.

### § 127. Herrichtung zum Betrieb.

Bevor die Hauptmaschine in Betrieb genommen wird, muß a) eine genaue Revision der einzelnen Maschinenteile, b) ein Verpacken, c) ein Schmieren der beweglichen Teile und d) ein Anwärmen der Rohrleitung und der Zylinder stattfinden.

a) **Die Revision der Maschinenteile** hat sich auf die sämtlichen Garniturteile der Dampfzylinder, der Kondensatoren und der Pumpen zu erstrecken. Besonderes Augenmerk ist auf die Sicherheitsvorrichtungen zu legen; abgenommene Schutzbleche an den Kurbeln usw. sind wieder anzubringen. Ferner sind sämtliche Lager der Maschinen-, Drucklager- und Übertragungswellen nachzusehen und, wo erforderlich, anzuziehen und mit Sicherungen zu versehen; eine genaue Revision erfordern auch die Übertragungsteile, sowie die Verbindungen aller sich bewegenden Teile, vor allem die Fundament- und Kupplungsbolzen.

b) **Das Verpacken** erstreckt sich auf die Kolben- und Schieberstangen-Stopfbuchsen der Hauptmaschinen, Pumpen usw., sowie auf die verschiedenen Flanschen und Mannlöcher, wobei auf ein möglichst gleichmäßiges Anziehen der Packungen zu achten ist. Als Packungsmaterial verwendet man für Pumpen meist Hanf und Baumwolle, für Flanschen von Bilge- und Seewasserleitungen Gummiplatten mit und ohne Leineneinlage (wie solche u. a. von der Firma Götze-Burscheid geliefert werden), für Mannlochdeckel und Stopfbuchsen bei 8 Atm. und darunter Tuckspackung, für Stopfbuchsen bei höheren Dampfspannungen Asbest- und Metalldrahtflechten, federnde Weißmetall- oder Gußeisenringe.

c) **Schmieren.** Alsdann sind die sämtlichen Schmiervorrichtungen einschließlich Gebrauchstanks und Ölkannen aufzufüllen, ev. Schmierdochte oder Schmierbürsten einzusetzen und alle Teile auf Gangbarkeit zu untersuchen. Bezüglich der an Schiffsmaschinen vorkommenden Schmiervorrichtungen sei auf die Abhandlung von Strebel in der Z. V. D. I. 1906 S. 1701 und 1739, sowie auf das Taschenbuch für Schiffingenieure von Ludwig und Linder 1909 S. 113 verwiesen; die Schmierung schnellaufender Maschinen hat Lentz in der Z. V. D. I. 1906 S. 855 eingehend behandelt. Die gebräuchlichen Schmierstoffe und die an sie zu stellenden Anforderungen sind u. a. in der Hütte 1908 I. Tl. S. 621, sowie in Güldner, Kalender für Betriebsleitung 1907 S. 35 und Taschenbuch für Schiffingenieure von Ludwig und Linder 1909 S. 119 zusammengestellt. In gleicher Weise

sind die vorhandenen Kühlvorrichtungen auf Gangbarkeit zu revidieren und die für Kurbel- und Kreuzkopfszapfen, sowie für die Exzenter ev. erforderlichen Kühlschläuche anzuschrauben.

d) **Anwärmen.** Große Sorgfalt ist ferner auf das Anwärmen zu verwenden. Allmählich öffnet man dazu die Absperrventile, sowie die sämtlichen Entwässerungshähne, um dadurch die Luft aus den dampfführenden Teilen auszutreiben und die letzteren gleichzeitig vorzuwärmen. Bei vorhandener Rundlauf-Umsteuerung werden die Dampfzylinder durch Anstellen der Umsteuerung angewärmt; die Maschine wird dadurch abwechselnd auf Vor- und Rückwärts gestellt. Im Falle eine Brownsche oder eine Handumsteuerung vorhanden ist, wird entweder diese abwechselnd auf Vor- und Rückwärts eingerückt, oder man gibt den einzelnen Zylindern durch die vorhandenen Hilfsschieber von oben und von unten Dampf.

### § 128. Betrieb während der Fahrt.

a) **Beobachtung der sich bewegenden Teile.** Während des Ganges der Maschine muß das Bedienungspersonal den Gang der Hauptmaschine, Pumpen, Kondensatoren usw. scharf beobachten, vor allem die Grund- und Kurbellager, sowie die hin und her gehenden Teile; außer dem Anfühlen mit der Hand sind auch Geruch und Gehör bezüglich Wahrnehmung von angebranntem Öl oder von verdächtigen Geräuschen zu betätigen.

b) **Schmierung und Kühlung.** Unausgesetzt sind ferner alle Schmiervorrichtungen zu revidieren und die Schmierdochte von Zeit zu Zeit herauszunehmen. Bei schnellaufenden Maschinen ist diese Beobachtung besonders wichtig, und es sei auf die forcierte Schmierung bei den englischen Torpedobootszerstörern und Kreuzern hingewiesen.<sup>1)</sup> Andererseits ist das Schmieren der dampfführenden Teile mit Rücksicht auf die Kessel auf das allernotwendigste zu beschränken; der Möllerupsche Apparat sollte nur selten angestellt und das Mineralöl in das Hauptdampfrohr vor Eintritt in den Hochdruckzylinder gedrückt werden; den Zylindern ist nur bei Einstellung des Betriebes direkt Öl zuzuführen, um Anrostungen vorzubeugen.

Die innere Kühlung für Wellenlager, Geradföhrung und Druckbügel wird bei größeren and raschlaufenden Maschinen ständig anzustellen sein; die äußere direkte Kühlung ist nur nach Bedarf in Anspruch zu nehmen. Die Kühlung hat allgemein den Zweck, die Temperatur eines warmen Lagers, Zapfens usw. herabzumindern; es darf aber nicht zu viel Wasser angestellt werden, da dann die eigentliche

1) Engineering, d. 6./7. 1906 S. 12.



Schmierung durch die entstehende Verdünnung des Schmiermaterials vermindert wird, und im allgemeinen ein Schmiermaterial um so ökonomischer schmiert, je zähflüssiger es ist.

c) **Beobachtung von Undichtigkeiten, der Dampfdrücke usw.** Ferner ist auf ev. Undichtigkeiten an den Flanschen, Stopfbuchsen usw. zu achten; die bezüglichen Muttern sind dann nachzuziehen. Die Höhe der Dampfdrücke und des Vakuums sind an den vorhandenen Manometern usw. fortgesetzt zu beobachten; ein Steigen des Dampfdruckes in den Rezeivern deutet im allgemeinen auf undichte Kolben oder Schieber hin.

d) **Besondere Geräusche.** Auf außergewöhnliche Geräusche, Klopfen und Stöße in der Maschine, unregelmäßiges Schlagen der Pumpenventile ist besonders acht zu geben. (Vgl. § 129a.)

e) **Maschinentelegraphen usw.** Ferner hat man auf die Maschinentelegraphen, Sprachrohre, Umdrehungsanzeiger usw. zu achten; beim Manövrieren sind vom Maschinenraum aus die nötigen Befehle nach den Kesselräumen zu übermitteln und erforderlichenfalls die Überproduktionsrohrleitung anzustellen.

f) **Wasserstände.** Der Wasserstand der Zisterne ist zur Kontrolle der Luftpumpe häufiger nachzusehen. Bei zu hohem Wasserstande geht leicht Speisewasser durch das Überlaufrohr verloren, bei zu niedrigem Wasserstande wird Luft angesogen, was zur Schonung des Kessels vermieden werden muß.

g) **Messung der Leistung, Temperaturen usw.** Zur Kontrolle der Maschine sind gelegentlich Diagramme zu nehmen. Bei Probefahrten sind außerdem während der Fahrt Temperaturmessungen des ein- und austretenden Kühlwassers, sowie der Maschinenräume usw. anzustellen, ferner sind die Umdrehungen, die Füllungsgrade der einzelnen Zylinder, die verschiedenen Dampfdrücke in den Zylindern, Schieberkästen und Rezeivern und das Vakuum zu beobachten. Auf Handelsschiffen schreibt die Seeberufsgenossenschaft vor, daß auf jeder Wache die Temperatur des aus dem Stevenrohre fließenden Wassers zu kontrollieren ist.

h) **Kondensator.** Der Kondensator ist häufiger anzufühlen, ein Warmwerden ist meistens auf einen schlechten Wasserzufluß, veranlaßt durch Verstopfungen der Rohre — z. B. durch kleine Fische usw. — oder auf eine unvollständige Kondensation infolge starker Ablagerung auf den Rohren zurückzuführen. Der Kondensator ist dann gründlich zu reinigen resp. auszukochen. In letzterem Falle ist dazu der Schieber nach dem Niederdruckzylinder zu schließen, der Kondensationsraum mit Wasser unter starkem Sodazusatz zu füllen und unter beständiger Dampfzuführung bei geöffnetem obern Mannlochdeckel mehrere Stunden kochend zu erhalten.

## § 129. Betriebsstörungen.

Die meisten Betriebsstörungen werden dadurch veranlaßt, daß man a) Stöße, b) Undichtigkeiten und c) Heißlaufen unbeachtet läßt und daß schließlich Brüche von Maschinenteilen herbeigeführt werden.

a) **Stöße.** Stöße treten meistens im Zylinder, im Schieberkasten oder in den Lagern auf. Es ist Sache der Übung seitens des Bedienungspersonals, gleich die betreffende Stelle zu finden, von der die Stöße herrühren. Am leichtesten zu erkennen sind Stöße im Zylinder, die durch Wasserschlag, einem helltönenden klatschenden Geräusche, verursacht werden. Zur Beseitigung wird man die Entwässerungsleitungen anstellen und ev. die Maschine langsamer laufen lassen. Auch das Geräusch, das von zerbrochenen Kolbenfedern herrührt, ist leicht zu erkennen und zudem durch den erhöhten Rezeiverdruck festzustellen; der Ersatz durch neue Kolbenfedern kann gelegentlich im Hafen durch Bordpersonal vorgenommen werden. — Sollte der Kolben im Zylinderboden anstoßen, so ist zu stoppen und sind die Paßstücke an der Pleuelstange zu ändern.

Stöße im Schieberkasten kommen vor, wenn sich die Schieberstange gelockert hat oder der Flachschieber infolge zu großer Lose zwischen den Führungsteilen seitlich anschlägt. Auch dann ist zu stoppen und die Lose zu beseitigen. — Stöße in den Lagern rühren von der Lockerung der Lagerschrauben oder von großer resp. ungleichmäßiger Abnutzung der Lagerschalen und dem dadurch entstehenden Zwischenraum zwischen Zapfen und Schalen her. Eine ungleichmäßige Abnutzung in den Lagern oder ein geringes Krummwerden der Kolbenstange resp. kleine Ungenauigkeiten in der Montage haben eine Schiefstellung der Gestängeteile zur Folge; um trotzdem den weiteren Gang der Maschine zu ermöglichen, sind an den sich abnutzenden Teilen gewisse Spielräume vorgesehen, deren Größe Erfahrungssache ist. (Vgl. Taschenbuch für Schiffingenieure von Ludwig und Linder 1909 S. 130.)

b) **Undichtigkeiten** kommen besonders bei Stopfbuchsen, Schiebern und Kolben vor. Entweder sind die Stopfbuchsen nachzuziehen oder schlecht gewordene Packungen durch neue zu ersetzen; stark abgenutzte Gleitbahnen, Drucklager, Kolben- und Schieberstangen sowie überkochende Kessel können gleichfalls ein Blasen der Stopfbuchsen veranlassen. Undichte Schieber und Kolben sind entweder am steigenden Druck in den Rezeivern oder durch den Indikator (vgl. S. 235) zu erkennen; die betreffenden Teile sind im Hafen nachzupassen resp. durch Reserveringe zu ersetzen.

c) Ein **Heißlaufen** kommt besonders an den Lagerstellen, Kolbenstangen und Geradfürungen vor. Die Ursachen liegen

entweder an fehlerhafter Konstruktion und Bauausführung der betreffenden Teile oder an schlechter Wartung seitens des Bedienungs-personals resp. an schlechtem Schmiermaterial. Der spezifische Flächen-druck darf bei der Konstruktion nicht zu groß gewählt werden (S. 332), ferner ist ein geeignetes Lagermetall (S. 247) zu verwenden; Weißmetallager haben den Vorzug, daß sie sich schneller einlaufen, leichter nacharbeiten resp. erneuern lassen, und daß ferner die Zapfen bei ev. Warmlaufen nicht beschädigt werden. Die bezüglichlichen Gleit-flächen müssen vollkommen glatt und genau eingepaßt sein, die Wellen resp. Zapfen müssen an allen Stellen der Lager gleichmäßig aufliegen und die Lagerdeckel gleichmäßig angezogen sein, um ungleiche Ab-nutzungen zu verhüten; die Schmiernuten müssen richtig und in ge-nügender Größe angebracht sein, um eine zweckmäßige Verteilung des Öles herbeizuführen, was namentlich für die Geradföhungen zu be-achten ist. Wird ein Warmlaufen eines Lagers bemerkt, so ist die Ölzufuhr zu vermehren und die Kühlwasserleitung etwas anzustellen. Ist die Erwärmung des Lagers schon sehr stark, so ist eine Kühl-wasserzuföhung zu vermeiden; man wird den Gang der Maschine reduzieren oder stoppen müssen, das Lager lösen, im Falle es ein Kurbellager ist, die Öföhungen für die Ölzufuhr untersuchen und ev. das Lager aufnehmen und nacharbeiten. Wird eine Kolbenstange heiß, so ist gleichfalls die Schmierung zu vermehren und die Stopfbuchse vor-sichtig zu lösen; eine Wasserkühlung ist zu vermeiden, da die Stange infolge eintretender einseitiger Schrumpfung leicht krumm wird.

d) **Brüche von Maschinenteilen.** Betriebsstörungen können ferner durch den Bruch eines Zylinder- oder Schieberkasten-deckels oder eines Übertragungs- resp. Steuerungsteiles hervor-gerufen werden.

Bei einem Bruche an einem Zylinder ist der zugehörige Kolben gegen den Zylinderboden fest anzulegen und der Kreuzkopf auf der Geradföhung abzusteifen; ferner ist die Pleuelstange von der Kurbel auszulösen und seitlich festzumachen, um das Freischlagen der Kurbel nicht zu behindern. Der Dampfdruck und der Gang der Maschine sind zu reduzieren, damit die Lager nicht warm laufen. Bei kleineren Maschinen kann man den gebrochenen Deckel durch eine mit Winkel-eisen versteifte Eisenplatte ersetzen.

Ist ein Kolben gebrochen, so sind die Bruchstücke zu beseitigen und der Zylinderdeckel wieder dicht zu setzen. Bei gleichzeitigem Krummwerden der Kolbenstange, die deshalb nicht weiter mitlaufen kann, ist diese durch Lösen der Pleuelstangenverbindung vom weiteren Betriebe auszuschalten.

Bei allen größeren Anlagen, namentlich auf den Kriegsschiffen, hat man sowohl für Zylinder- und Schieberkastendeckel, für die Kolben

und übrigen Übertragungsteile Reserveteile an Bord, so daß leicht ein Auswechseln des gebrochenen Teiles erfolgen kann. Bricht eine Welle, für welche eine Reserve nicht vorhanden ist, so kann man sich durch Anlegen einer Notkuppelung helfen, indem man eine an Bord vorhandene Klemmkuppelung benutzt oder Schellen, die fest mit Drahtseil umwickelt werden, resp. Reservelagerschalen umlegt; die letzteren werden zur Aufnahme von Längskeilen mit entsprechenden Nuten versehen.

e) **Kondensatorhavarien.** Bei größeren Havarien am Kondensator durch den Bruch einer Kondensatorplatte oder infolge auftretender Längsrisse an den Kondensatorrohren ist entweder mit Einspritzung oder Auspuff zu fahren oder bei Mehrschraubenmaschinen die zugehörige Maschine ganz auszuschalten. Kleinere Betriebsstörungen infolge Undichtigkeiten an den Flanschen, kleinere Rohrleckagen usw. sind mit Bordmitteln zu beseitigen.

f) **Pumpenhavarien.** Desgleichen kann man einfachere Störungen an den Pumpen, z. B. Schlagen der Ventile, Undichtigkeiten des Pumpenkolbens, Beschädigungen des Gestänges, an Bord wieder in Ordnung bringen. Muß die betreffende Pumpe ausgeschaltet werden, so kann in den meisten Fällen eine Reservepumpe herangezogen werden. Im Notfalle kann sogar die Speisepumpe als Reserve der Luftpumpe dienen; man muß dann aber auf ein Vakuum verzichten und sich damit zufrieden geben, nur das Kondensat nach den Kesseln zu schaffen.

Eine Reihe weiterer vorkommender Havarien und beachtenswerte Winke zu ihrer Beseitigung sind in Rosenthal, neuere Schiffsmaschinen 1908 S. 224—241 sowie in Müller, die Schiffsmaschine 1908 S. 591—602 zusammengestellt.

### § 130. Behandlung außer Betrieb.

Diese erstreckt sich auf die Vornahme von a) Reinigungs-, b) Überholungs- und c) Konservierungsarbeiten im Hafen.

a) **Reinigungsarbeiten.** Die Reinigung bezieht sich nicht allein auf die äußern, sondern auch auf die innern Maschinenteile. Es werden die verschiedenen Zylinder, Kondensatoren, Pumpen usw. aufgenommen und die einzelnen Gestängeteile in ihren Verbindungen gelöst.

b) **Überholungsarbeiten.** Nach der Reinigung werden alle wahrgenommenen Schäden beseitigt.

α) **Zylinder.** Sämtliche Zylinderdeckel werden aufgenommen, wobei man wegen ev. vorhandener explosibler Gase kein offenes Licht benutzen darf. Es werden nun die innern Zylinderflächen auf etwaige Riefenbildungen oder Unrundungen untersucht. Sind diese

Fehler zu groß, so müssen die Zylinder nachgebohrt werden; kleinere Riefen sind glatt zu feilen. Die in den Zylinderkanälen und Schiebergehäusen vorhandenen Rippen und Anker werden genau abgeleuchtet, um etwaige Risse oder Brüche zu entdecken; nötigenfalls werden Flicker aufgesetzt oder neue Anker eingezogen.

β) Kolben. Ferner sind bei starker Abnutzung die Kolbenringe zu erneuern; selbstspannende Ringe lassen sich durch vorsichtiges Hämmern der innern Fläche etwas strecken; die Kolbenfedern sind gleichfalls nachzuspannen oder zu erneuern.

Die Kolbenstangen werden durch Anlegen eines Lineals auf etwaiges Krumbiegen untersucht; eine kleine Krümmung kann durch leichtes Hämmern der hohlen Seite wieder beseitigt werden; riefige und stark abgenutzte Kolbenstangen werden nachgedreht und mit neuen Grundbuchsen versehen.

γ) Schieber. Die Flächen der Schieber werden gleichfalls genau untersucht und ev. nachgearbeitet; bei Flachschiebern ist nachzusehen, ob der Schieber zu fest auf der Stange sitzt oder ob die Auflageflächen zwischen Bund und Mutter intakt sind. Undichte Kolbenschieber sind nachzuspannen oder die Ringe durch solche von größerem  $\varnothing$  zu ersetzen. Nach dem Zusammensetzen der Teile ist, falls fehlerhafte Diagramme es als notwendig erscheinen lassen, eine Schieberregulierung<sup>1)</sup> vorzunehmen.

δ) Stopfbuchsen. Nach längerer Indiensthaltung der Maschine sind bei der Grundreparatur die sämtlichen Stopfbuchsenpackungen zu erneuern.

ε) Gleitbahn. Die Gleitbahnen pflegen sich bei längerem Gebrauche in der Mitte mehr als an den Enden abzunutzen; das wird gleichfalls durch ein Lineal festgestellt, und erforderlichenfalls ist die Gleitbahn abzuhobeln und der Gleitschuh des Kreuzkopfes neu einzupassen.

ζ) Pleuelstange und Kreuzkopf. Desgleichen muß die Pleuelstange durch Verändern der vorgesehenen Paßstücke justiert werden. Ungleiche Abnutzungen der Kreuzkopflager bedingen ein Ecken der Pleuelstange, ein Blasen der Kolbenstangen-Stopfbuchsen und Warmlaufen der Kurbellager; zu starke Abnutzungen verursachen zudem Stöße im Gange der Maschine und unter Umständen ein Aufstoßen des Kolbens auf den Zylinderboden. Die Lagerschalen müssen dann nachgedreht, neu ausgegossen oder durch andere ersetzt werden. Die Kreuzkopfpfaffen sind gleichfalls zu revidieren und ev. etwas abzudrehen oder nur nachzufeilen und mit den Lagern wieder einzupassen.

η) Lager. Ferner sind die Kurbel- und Grundlager aufzunehmen und erforderlichenfalls nach Feststellung der Abnutzung — durch Messen

1) Müller, die Schiffsmaschine 1908 S. 563.

von Oberkante Lagerstuhl bis Wellenscheitel resp. durch dazwischen gelegten Bleidraht oder unter Benutzung von Schablonen oder Bügel<sup>1)</sup> — nachzuschaben oder nachzufeilen resp. mit Weißmetall auszugießen und so lange nachzuarbeiten, bis sämtliche Lager gleichmäßig tragen. Vor dem Ausgießen ist das alte Weißmetall auszuschmelzen, die innere Fläche mit Salzsäure zu reinigen und jede Lagerschale in Holzkohlenfeuer so weit zu erwärmen, daß das Zinn darauf schmilzt. Die Schalen werden alsdann mit einer vorgewärmten Blechform zusammengebaut, aufrecht hingestellt und die Fugen mit Lehm verschmiert. Beim Eingießen des Weißmetalls ist darauf zu achten, daß die Schlacken im Gießtiegel zurückbleiben, und Metall bis zum völligen Erstarren nachgegossen wird, da letzteres sehr schwindet. (Ludwig und Linder, Taschenbuch 1909 S. 134). Die Schmiernuten müssen bei zu großer Abnutzung vertieft und die Paßstücke zwischen Lagerdeckel und Gehäuse verringert werden.

ð) Steuerungsteile. Die sämtlichen Steuerungsteile sind auseinander zu nehmen, die Zapfen an den Kulissen usw. wieder zylindrisch zu feilen oder abzdrehen, die Kulissensteine, die Exzenterbügel — nach Losnahme der Exzenterstangen — sowie die verschiedenen Gestänge nachzupassen und überall die vorhandenen Schmiernuten nachzuarbeiten.

ι) Kondensatoren. An den Kondensatoren werden die Deckel sowie die Kondensatorverschraubungen gelöst, die Rohre herausgezogen und neu verzinkt, schadhafte ausgewechselt und sämtliche Rohre wieder neu verpackt; in der Handelsmarine werden die Rohre im allgemeinen nur gereinigt, und zwar außen durch Auskochen des Kondensators (§ 128) und innen durch besondere Rohrfeiger; die in den Kondensatorvorlagen untergebrachten Zinkschutzplatten werden erneuert.

κ) Pumpen. Die Pumpen sind bei Grundreparaturen sämtlich zu demontieren, die vorhandenen Packungen und Dichtungen zu erneuern, desgleichen beschädigte Schrauben, Stifte, Ventile, Klappenfänger, Grättings usw., bei Zirkulationspumpen auch die zu stark abgenutzte Pockholzfütterung; an den Dampfpumpen sind besonders die innern Steuerungsteile genau zu untersuchen und nachzupassen.

λ) Unterwasserteile. Bei jeder längern Außerbetriebsetzung ist schließlich das Schiff zu docken. Sämtliche Unterwasserteile sind dabei zu revidieren, angefressene oder gebrochene Schrauben, Stifte, Splinte usw. zu erneuern, die Bodenventile einzuschleifen, die kupfernen Rohrleitungen und Verschlüsse der Zirkulationspumpen und der Kondensatoren auf Anfressungen zu untersuchen und vor allem

1) Rosenthal, neuere Schiffsmaschinen 1908 S. 245.

die Lage der Schraubenwelle mit Hilfe von besonders hierzu angefertigten Stichmaßen zu kontrollieren. Bei zu starker Abnutzung der Pockholzstäbe — über 5 mm — ist die Welle nach Abnahme der Schraubenflügel und Nabe nach hinten herauszuziehen und die Stäbe zu erneuern. Bei der Demontage der Propeller sind die vorhandenen Sicherungen zu untersuchen, beschädigte Flügel gerade zu biegen oder durch Reserveflügel zu ersetzen und wieder mit der vorgeschriebenen Steigung unter Beachtung der hierzu vorgesehenen Kontrollstriche wieder aufzusetzen. — Praktische Winke bezüglich der Reparatur von Schiffsmaschinen sind von Gustav Reiniger (Verlag Jos. Krmpotic-Pola 1909) zusammengestellt.

c) **Konservierung.** Soll eine Maschinenanlage längere Zeit außer Betrieb bleiben, so ist sie zu konservieren. Dazu muß man zunächst aus sämtlichen Rohrleitungen, aus den indirekten Kühlvorrichtungen der Geradführungen, Kurbellager usw. sowie aus den Kondensatoren das Wasser entfernen, was neuerdings bei größeren Anlagen oft unter Zuhilfenahme der auf den Werften vorhandenen Luftdruckleitung geschieht. Ferner werden sämtliche Stopfbuchsenpackungen der Kolben- und Schieberstangen entfernt und die Stangen eingeeölt; desgleichen werden die übrigen laufenden Teile der Maschinen aufgenommen, gereinigt, ev. repariert und eingefettet und nach einiger Zeit abgerieben und von neuem gefettet. Die Schmiergefäße werden entleert und die Schmieröffnungen verdeckt, um das Eindringen von Schmutzteilen zu vermeiden. Die Schmierrohre werden mit Dampf durchgeblasen, um ev. angetrocknete Öl- oder Schmutzteile zu entfernen. Die Zylinder- und Schieberkastendeckel werden aufgenommen, die innern Gleitflächen mit Mineralöl eingefettet und die Deckel wieder lose aufgelegt. Um ein Festsetzen oder Rosten der Maschinenwelle zu verhüten, ist diese von Zeit zu Zeit mittels der Drehvorrichtung zu bewegen.

Bei eintretender Kälte sind alle mit Wasser gefüllt bleibende Rohre und Behälter, wie z. B. Stevenrohr, Kingstons usw., mittels aufgestellter Koksöfen oder mittels Dampfrohre gegen Einfrieren zu schützen.

### § 131. Behandlung der Turbine.

Die Behandlung der Turbine in und außer Betrieb gestaltet sich, wie bereits auf S. 451 hervorgehoben, wesentlich einfacher als die der Kolbenmaschine. Die Herrichtung zum Betrieb ist einfach, die während und nach der Fahrt vorzunehmenden Arbeiten sind auch nur geringfügig und erstrecken sich in der Hauptsache auf die Behandlung der Turbinenlager. Eine Zusammenstellung der Betriebsvorschriften für eine Schiffsturbinenanlage ist von Ludwig und Linder, Taschenbuch für Schiffssingenieure 1909, S. 147 veröffentlicht.

a) **Herrichtung zum Betrieb.** Bei der Herrichtung zum Betrieb ist die Hauptdampfrohrleitung nebst den zugehörigen Absperrventilen zu entwässern, desgleichen die sämtlichen Turbinenzylinder, nachdem diese gründlich vorgewärmt sind; die Absperrventile zu diesen Zylindern werden dazu ein wenig geöffnet, und der durchströmende Dampf wird direkt in den Kondensator geführt und von der Luftpumpe abgesogen.

Bei der eigentlichen Inbetriebsetzung der Turbinen werden die Absperrventile allmählich geöffnet, bis der entsprechende Dampfdruck oder die gewünschte Tourenzahl erreicht ist; zugleich werden die Entwässerungsventile der Turbinen geschlossen und die Ölpumpen in Betrieb genommen; der Gang dieser Pumpen ist so einzustellen, daß der Öldruck an den vorderen Lagern mindestens 0,1 und höchstens 0,3 Atm. beträgt. Schließlich werden die Ventile zu den Stopfbuchsenleitungen am Austritt der Welle aus dem Turbinengehäuse so weit geöffnet, daß der Dampf wieder schwach sichtbar aus den Stopfbuchsen austritt, um zu verhüten, daß Luft in das Turbinengehäuse tritt und das Vakuum verschlechtert wird.

b) **Betrieb während der Fahrt.** Während der Fahrt sind an den Turbinen hauptsächlich die Turbinenlager zu beobachten. Diese sind häufiger nachzufüllen namentlich dann, wenn keine Kühlwasserkammern vorhanden sind. Weiterhin sind von Zeit zu Zeit die Öltemperatur, die im allgemeinen  $55^{\circ}$  nicht überschreiten soll, sowie der Ölstand im Zirkulationsöltank (S. 480) — mittels Peilrohr — zu messen. Zum Anzeigen des Öldruckes in den Lagern befindet sich an diesen je ein Manometer; zur Kontrolle ist häufiger der an jedem Lager befindliche Ölprobierhahn zu öffnen, wobei das Öl mit Druck herausfließen muß. Neben der Ölleitung für die Lager ist auch die Kühlrohrleitung zu beobachten, und zwar sowohl diejenige für die inneren Lagerräume sowie auch die für das zirkulierende Öl vorgesehene Kühlleitung.

Schließlich sind die zu den Lagern zugehörigen Öltanks zu untersuchen und ev. zu reinigen; etwa eingedrungenes Wasser infolge Undichtigkeit der Gehäusestopfbuchsen oder der Lagerkühlräume ist zu entfernen.

c) **Betriebsstörungen.** Die an der Turbine ev. vorkommende Betriebsstörung besteht in der Zerstörung von Schaufeln (Schaufelalat) und kann ihren Grund in einer fehlerhaften Konstruktion oder in einer falschen Behandlung der Turbine haben. An Bord sind besonders die Marschturbinen solchen Schaufelhavarien ausgesetzt, da bei ihnen die Spalten zwischen den Schaufeln und Gehäuse sehr klein ausfallen und ferner die Wärmewirkungen hier am empfindlichsten auftreten. Die Spalträume dürfen daher an diesen Turbinen nicht zu



klein sein, und stark überhitzter Dampf ist nach Möglichkeit bei vorgeschalteten Hochdruckturbinen zu vermeiden. Ferner können auch Lockerungen in den Schaufelbefestigungen, große Abnutzung der Schaufeln infolge starker Dampfwhirbelbildungen oder zu weichen oder unhomogenen Schaufelmaterials, sowie größere Abnutzungen der Turbinenlager infolge mangelhafter Bedienung oder infolge eingetretener Senkung der Lagerfundamente zu Schaufeldefekten Veranlassung geben. Zuweilen hat man auch durch das Eindringen von Fremdkörpern in das Turbineninnere Schaufelbrüche wahrgenommen; es empfiehlt sich daher, an der Eintrittsstelle des Dampfes in die Turbine ein Sieb vorzusehen, das zeitweise zu revidieren ist.

Es sei noch bemerkt, daß auch bei Landturbinen neben Störungen an der Reguliervorrichtung die vorgekommenen Turbinenhavarien meistens in Schaufelbrüchen bestanden. (Zeitschr. f. d. ges. Turbw. 1908, S. 77, 92, 141 u. 157.)

d) **Behandlung außer Betrieb.** Außer Betrieb sollte die Turbine nur dann aufgenommen werden, wenn sichere Anzeichen vorhanden sind, daß im Turbineninnern Defekte vorhanden sind. Um das Abheben des Turbinendeckels zu erleichtern, sind an Bord besondere Hebevorrichtungen und zur Führung des Deckels besondere Stangen (S. 475) vorgesehen. Je nach dem Umfange der Havarie sind nun die ev. nur verbogenen Schaufeln zu richten oder die gebrochenen Schaufeln resp. Schaufelreihen durch neue zu ersetzen. Eine solche Reparatur wird sich im allgemeinen in 3—10 Tagen bewirken lassen. Im Falle das Schiff wieder schnell fahrbereit gemacht werden soll, braucht man zunächst nur die defekten Schaufelkränze zu entfernen und kann den Ersatz später vornehmen. Schließlich kann man auch das betreffende havarierte Turbinengehäuse ganz ausschalten und mit den andern Turbinen weiter fahren.

Bei längerer Außerbetriebsetzung sind die Turbinenlager auf ev. Abnutzung der Lager zu untersuchen und gegebenenfalls durch die Reservelager zu ersetzen.



## Verzeichnis der Figuren.

Figur	Seite	Figur	Seite
1. Erster Schiffskessel. 1787 . . . . .	1	31. } Bootsessel von Holtz . . . . .	31
2. Kesseltyp auf dem ersten Kriegsschiffe . . . . .	2	32. } . . . . .	
3. Erster Schiffskessel in Frankreich. 1803. . . . .	2	33. } Trockenboden-Lokomotivkessel 32	
4. Stachelschweinkessel. 1804. . . . .	3	34. } . . . . .	
5. Flammrohrkessel für den Hudson-Dampfer „Der Kanzler Livingston“. 1816. . . . .	4	35. Naßboden-Lokomotivkessel . . . . .	33
6. } Labyrinthkessel . . . . .	4	36. Lokomotiv-Bootsessel . . . . .	34
7. } . . . . .		37. } Belleville-Kessel . . . . .	42. 43
8. Erster Feuerrohrkessel. 1827 . . . . .	5	38. } . . . . .	
9. Naßboden-Kofferkessel. 1855 . . . . .	5	39. Rohrelement . . . . .	44
10. Trockenboden-Kofferkessel . . . . .	6	40. Verbindung zwischen Dampf- und Wassersammler . . . . .	44
11. Erster krummrohriger Wasserrohrkessel. 1827 . . . . .	6	41. Reduzierventil . . . . .	45
12. Erster krummrohriger Wasserrohrkessel in Frankreich. 1827 . . . . .	6	42. Längsschnitt des Thornykrift-Marschall-Kessels . . . . .	48
13. a und b. Field-Kessel . . . . .	7	43. Rohrelement des Thornykrift-Marschall-Kessels . . . . .	49
14. Alban-Kessel. 1843 . . . . .	8	44. Kombirierter Glieder- u. Wasserkammerkessel von Thornykrift-Marschall . . . . .	50
15. Erster Typ des Belleville-Kessels. 1856 . . . . .	9	45. Querschnitt des kombinierten Glieder- und Wasserkammerkessels . . . . .	51
16. Erster Typ des Babcock-Wilcox-Kessels. 1867 . . . . .	9	46. Längsschnitt des Dürr-Kessels . . . . .	53
17. Zylinderkessel vom Postdampfer „Prinzessin Elisabeth“ . . . . .	23	47. Querschnitt des Dürr-Kessels . . . . .	53
18. } Doppelender mit gemeinsamer		48. Anordnung von Wasserrohren, Stehbolzen u. Deckelverschlüssen	54
19. } Verbrennungskammer. . . . .	24. 25	49. Niclausse-Kessel. . . . .	58
20. } Doppelender mit getrennten Verbrennungskammern . . . . .	27	50. Amerikanische Konstruktion . . . . .	59
21. } . . . . .		51. Alte Kammerkonstruktion . . . . .	60
22. } Tornisterkessel für Flußschiffe	28	51a. Neuere Kammerkonstruktion . . . . .	60
23. } . . . . .		52. Laterne . . . . .	61
24. } Zylinderkessel mit durchschlagender Flamme für einen Kettendampfer . . . . .	29	53. Querschnitt für Einsteckrohr . . . . .	61
25. } . . . . .		54. Rohranordnung . . . . .	61
26. } Hilfskessel von Blake . . . . .	30	55. Längsschnitt des Babcock-Wilcox-Kessels . . . . .	64
27. } . . . . .		56. Querschnitt des Babcock-Wilcox-Kessels . . . . .	64
28. Hilfskessel mit vertikalen Röhren . . . . .	30	57. Kammer mit Verschußdeckel . . . . .	65
29. } Bootsessel von Hopkins . . . . .	31	58. Lagrafel und d'Allest-Kessel. Neuere Konstruktion. . . . .	67
30. } . . . . .		59. Wasserrohrkessel von Holtz . . . . .	68

Figur	Seite	Figur	Seite
60 und 60a. Stirling-Kessel . . . . .	69	94. Wasserstandsglas mit Asbest-	
61. Miyabara-Kessel . . . . .	71	fütterung und Selbstschluß . . . . .	145
62. } Thornykroft-Kessel . . . . .	75	95. Wasserstandsglas von Maas . . . . .	146
63. }			
64. Schulz-Kessel . . . . .	78	96. Wasserstandsglas von Ochwaldt . . . . .	147
65. Schulz-Kessel mit besonderer		96a. Schnitt CD von Fig. 96 . . . . .	147
Verbrennungskammer. . . . .	79	97. Probierhahn . . . . .	148
66. Schulz-Kessel mit geraden Roh-		98. Speiseventil. . . . .	148
ren . . . . .	80	99. Abblasehahn mit Kühlvorrich-	
67. Schulz-Kessel mit einer Feue-		tung . . . . .	150
rung . . . . .	82	100. Kessel-Absperrventil . . . . .	151
68a. Du Temple-Kessel. . . . .	85	101. Kessel-Absperr- mit Umlauf-	
68b. Du Temple-Normand-Kessel . . . . .	86	ventil . . . . .	151
69. Normand-Kessel mit direkter		102. Selbsttätiges Kessel-Absperr-	
Flamme . . . . .	87	ventil . . . . .	152
70. Normand-Kessel mit rückkehren-		103. Rohrbruchventil . . . . .	153
der Flamme . . . . .	87	104. Manometer . . . . .	154
71. Rohrbefestigung beim Du Temple-		104a. Manometer mit Stahlspannung	
Kessel. . . . .	89	und Wassersack bildender	
72. Anordnung der dichten Rohr-		Röhre . . . . .	155
wände . . . . .	89	105. } Entwässerungsvorrichtung für	
73. Yarrow-Kessel . . . . .	91	106. } Manometer . . . . .	154
74. Rohrbefestigung . . . . .	91	107. Kessel-Sicherheitsventil . . . . .	155
75. Wasserkammer des Mosher-		108. Luftventil . . . . .	156
Kessels . . . . .	93	109. Wasserumlaufapparat System	
76. Ward-Kessel . . . . .	94	Howaldt . . . . .	157
77. Wasserrohrkessel von Holtz mit		110. Hydrokineter von Weiß . . . . .	158
Fieldschen Rohren . . . . .	95	111 und 112. Wasserumlaufapparat	
77a. } Grille-Kessel . . . . .	96, 97	von Altmeyer . . . . .	159
77b. }			
78 und 79. Schütte-Kessel, Längs-		113a und b. Wasserumlaufapparat	
und Querschnitt . . . . .	99	von Kunert . . . . .	160
80. Körtings Dampfstrahlgebläse . . . . .	118	114. Speisewasserregler von Belle-	
81. Flügelradgebläse von Ellis		ville . . . . .	161
& Eaves . . . . .	119	115. Speisewasserregler von Thorny-	
82. Howdens Gebläse . . . . .	121	kroft. . . . .	162
83. Rauchverhütungsvorrichtung,		116. Speisewasserregler von Bab-	
System Staby . . . . .	125	cock-Wilcox . . . . .	163
84. Rauchapparat von Marcotty. . . . .	126	117. Anordnung des Überhitzers von	
84a. Rauchverhütungsvorrichtung,		Pielock für einen Zylinder-	
System Marcotty . . . . .	127	kessel . . . . .	166
85. Rauchapparat von Storbeck . . . . .	130	118. Überhitzer von Pielock . . . . .	167
86. Cuniberti-Düse mit Schutzrohr . . . . .	134	119. Flammrohrüberhitzer von	
87. Düse von Holden. . . . .	135	Schmidt . . . . .	168
88. Ölzerstäuber von Rusden-Eeles . . . . .	135	120. Überhitzer von Schmidt für	
89. Öldüse von Armstrong . . . . .	136	engrohrige Wasserrohrkessel . . . . .	169
90. Öldüse von Schichau . . . . .	137	121 und 121a. Feuerrohr-Überhitzer	
91. Zentrifugaldüse von Körting . . . . .	138	von Schmidt . . . . .	170
92. Luftregulierung für Körtings		122. Rauchkammer-Überhitzer von	
Zentrifugaldüse . . . . .	140	Schmidt . . . . .	172
93. Anordnung der Kesselarmatur-		123. Überhitzer des Ottensener Eisen-	
teile . . . . .	144	werks . . . . .	172
		124. Flammrohr-Überhitzer des	
		Ottensener Eisenwerks . . . . .	173

Figur	Seite	Figur	Seite
124 a. Rauchröhren-Überhitzer des Ottensener Eisenwerks . . . . .	174	154. Indikator-Geradführung . . . . .	230
125 und 125 a. Überhitzer von Schulz . . . . .	175	155 und 155 a. Indikator mit außenliegender Feder . . . . .	231
125 b und 125 c. Details zum Schulz-Überhitzer . . . . .	176	156. Indikator-Diagramme . . . . .	233
126 und 126 a. Überhitzer von Stirling . . . . .	177	156 a—d. } Fehlerhafte Diagramme 234	
127. Buchenheimer Rohrrichter	184	156 e—k. } 235. 236. 237	
128. Heißluftfegapparat von Rund	188	156 l—m. }	
129. u. 130. Turbinenreiniger von Babcock-Wilcox . . . . .	190	156 n. }	
131. Erste brauchbare Schiffsmaschine („Clermont“ 1807) . . . . .	194	157. Entropie-Diagramm . . . . .	239
132. Seitenbalanciermaschine (Ozeandampfer „Pacific“). . . . .	195	158. Carnotsche Prozeß . . . . .	240
133. Grashoppermaschine . . . . .	197	159. Wirkungsgrade beim Carnotschen Prozeß und bei der Dampfmaschine . . . . .	241
134. Oszillierende Maschine von Penn. . . . .	197	160. Mechanischer Wirkungsgrad einer Schiffsmaschine . . . . .	245
135. Schrägliegende Maschine (erster Ozeandampfer „Savanny“ 1818) 199		161. Föttingers Torsionsindikator . . . . .	250
136. Schrägliegende Verbundmaschine (Rheindampfer von 1840) . . . . .	199	162. Kraftverteilung im Kurbelgetriebe . . . . .	252
137. Glockenmaschine (Clyde-Dampfer 1830) . . . . .	200	163. Tangentialdruck-Diagramm. . . . .	255
138. Lenkermaschine von Evans (Gorgon-Maschine von 1837) . . . . .	201	164. Darstellung der Kolben-Geschwindigkeit . . . . .	256
139. T-Plate-Maschine von Maudslay	201	165. Darstellung der wirklichen Vertikalkräfte . . . . .	257
140. Indirekt wirkende Schraubenschiffsmaschine . . . . .	202	166. Zusammenhang zwischen Vertikal- und Tangentialkraft . . . . .	258
141. Trunk-Maschine . . . . .	202	167. Kombinierte Tangentialdruck-Diagramme . . . . .	259
142. Maudslaysche Maschine mit rückwirkender Pleuelstange . . . . .	204	168. Vorrichtung zur Beobachtung von Vibrationen . . . . .	262
143. Hammermaschine des Lloyd-Dampfers „Falke“ . . . . .	205	169. Knotenpunkte bei Vibrationen	263
144. Reaktionsmaschine d. Kanonenbootes „Waterwitch“ . . . . .	207	170 und 171. Kurbelanordnung für Ausbalancierung . . . . .	265
144 a. Turbinenpropeller von Zeuner	207	172. Zusammenhang zwisch. Massen, Zylinderabständen und Kurbelwinkel für Ausbalancierung . . . . .	267
145. Compoundmaschine von Hornblower. 1781 . . . . .	209	172 a. Ausbalancierung nach Taylor	269
146. Woolfsche Maschine. 1804 . . . . .	210	173. Darstellung für Torsionsschwingungen . . . . .	274
147 a. } Dreifache Expansions-		174. Widerstandsmodell nach Kirk	280
147 b. } maschine von Ziese . . . . .	211. 212	175. Widerstandskurven . . . . .	282
148. Theoretisches Dampfdiagramm	215	176. Widerstandskurve bei hoher Geschwindigkeit . . . . .	283
149. Darstellung der Dampfarbeiten . . . . .	224	177. Leistungskurven nach Probefahrten . . . . .	289
150. Erweiterte Expansionskurve . . . . .	225	178. Hochdruckzylinder des Passagierdampfers „Gneisenau“ . . . . .	290
151. Theoretisches Diagramm f. eine Dreifach-Expansionsmaschine . . . . .	227	179. Niederdruckzylinder des Kreuzers „Bogatyr“ . . . . .	291
152. Rankinisirtes Diagramm . . . . .	228	180. Befestigung des Zylindereinsatzes . . . . .	292
153. Der Indikator . . . . .	229	181. Kondensationsableiter . . . . .	293
		182. Einformen eines Zylinders . . . . .	293

Figur	Seite	Figur	Seite
183 und 183 a. Götzes Ringpackung	294	217 a—c. Rollendrucklager . . . .	325
184. Garlock-Packung . . . . .	295	218. Stevenrohr . . . . .	326
185. Schwabes Stopfbuchse . . . . .	296	218 a und b. Querschnitte des Ste-	
186. Philadelhiapackung . . . . .	297	venrohres . . . . .	327
187. Greiser-Packung . . . . .	298	218 c. Detail zur Stevenrohr-Befesti-	
188. Zylinder-Sicherheitsventil . . . . .	299	gung . . . . .	327
189. Zylinder-Ablaßbahn . . . . .	300	219. } Stevenrohr-Schmierung 328.	329
190. Indikatorhahn . . . . .	300	219 a. }	
191. Hilfsschieber . . . . .	301	220. Grundlager . . . . .	331
192. Zylinder-Schmierapparat . . . . .	302	221. Verbindung von Grundplatte	
193 a. Manövrierventil für große Han-		mit Fundament . . . . .	332
delsschiffe . . . . .	303	222. Grundplatte . . . . .	332
193 b. Manövrierventil für Kriegs-		223. Erste Ventilsteuerung . . . . .	334
schiffe . . . . .	303	224. Normal-Muschelschieber . . . . .	335
194. Dampfkolben . . . . .	304	225. Schieber mit Überdeckungen . . . . .	336
195. Kolbenschloß . . . . .	305	226. Pennscher Schieber . . . . .	337
196. Buckley-Kolben, ältere Kon-		227. Trick-Schieber . . . . .	338
struktion . . . . .	306	228. Schieberentlastung von Church . . . . .	339
197. Buckley-Kolben, neuere Kon-		229. Kolbenschieber für kleine	
struktion . . . . .	306	Maschinen . . . . .	340
198. Kolbenfederring . . . . .	307	230. Kolbenschieber für große	
199. Camerons Stahlbänder . . . . .	307	Maschinen . . . . .	340
200. } Selbstspanner . . . . .	308	231. Kolbenschieber-Querschnitt zu	
201. }		Fig. 230 . . . . .	341
202. Kolbenring von Maak . . . . .	309	232. Ventilsteuerung, System Lentz . . . . .	344
202 a. Einsetzen des Kolbenringes		233. Ventilsteuerung, Querschnitt zu	
von Maak . . . . .	309	Fig. 232 . . . . .	345
203. Anordnung der Selbstspanner		234. Drehschieber . . . . .	346
in der englischen Marine . . . . .	310	235 a und b. Wechselschieber. . . . .	346
204. Kreuzkopf für größere Maschi-		236. Stephansche Umsteuerung . . . . .	347
nen . . . . .	311	237 a. } Graphische Darstellung f. die	
205. Kreuzkopf für kleinere Maschi-		237 b. } Stephansche Steuerung 348. 349	
nen . . . . .	312	238 a. Kulisse mit offenen Stangen . . . . .	350
206. Zweigleisiger Kreuzkopf . . . . .	313	238 b. Kulisse mit gekreuzten Stangen . . . . .	350
207. Gleitbahn . . . . .	313	239 a und b. Doppelstangenkulisse . . . . .	350
208. Pleuelstange für größere Maschi-		240. Hackworth-Steuerung . . . . .	351
nen . . . . .	314	241. Marschall-Steuerung . . . . .	352
209. Pleuelstange für kleinere		242. Klug-Steuerung . . . . .	354
Maschinen . . . . .	315	243. Joy-Steuerung . . . . .	356
210 a. Geschmiedete Kurbelwelle . . . . .	317	244. Heusinger von Waldeck-Steue-	
210 b. Zusammengesetzte Kurbel-		rung . . . . .	357
welle . . . . .	318	245 a und b. Exzenterbügel mit	
211. Kurbelwelle mit unsymmetri-		Stange . . . . .	359
schsen Kurbeln . . . . .	319	246. Exzenterzscheibe . . . . .	360
212. Drucklagerwelle . . . . .	320	247. Meyersche Expansionssteue-	
213. Abnehmbare Wellenkuppelung . . . . .	321	rung . . . . .	362
214. Klemmkuppelung . . . . .	322	248 a und b. Ridersche Expansions-	
215. Bremsvorrichtung . . . . .	323	steuerung . . . . .	362
216. Drucklager, ältere Konstruk-		249. Expansionsschieber von Strnad . . . . .	363
tion . . . . .	324	250. Schieberdiagramm von Reuleaux . . . . .	364
216 a und b. Drucklager, neuere		251. Schieberdiagramm von Müller . . . . .	364
Konstruktion . . . . .	324	252. Darstellung des Kolbenweges . . . . .	365

Figur	Seite	Figur	Seite
253 a. } Berücksichtigung der Pleuel-		287. Zeise-Propeller . . . . .	421
253 b. } stangenlänge beim Reuleaux-		288 a und b. Lorenz-Propeller . . .	422
	365. 366	289. Niki-Propeller. . . . .	423
254 a. Sinoiden-Diagramm . . . . .	367	290. Konstruktion der abgewickelten	
254 b. Sinoiden-Diagramm für Ex-		Flügelfläche . . . . .	424
pansionssteuerung . . . . .	368	291. Griffith-Schraube . . . . .	425
255. Erster Kondensator von		292. Wirkungsgrade von Schrauben	
Watt . . . . .	369	nach Taylor . . . . .	433
256. Strahlkondensator von Körting	370	293. Eolypyle . . . . .	437
257. Querschnitt zu Fig. 256 . . . . .	370	294. Turbine von Branca . . . . .	438
258. Einspritzkondensator. . . . .	373	295. Turbinenanordnung auf	
259 a und 259 b. Neuerer amerika-		„Viper“ . . . . .	439
nischer Einspritzkondensator . . . . .	374	296. Turbinenanordnung auf	
259 c. Neuerer amerikanischer Ein-		„Velox“ . . . . .	440
spritzkondensator . . . . .	375	297. Turbinenanordnung auf „Manx-	
260 a und b. } Wirkungsweise ver-		man“ und „Londonderry“ . . . . .	443
260 c und d. } schied. Oberflächen-		298 a. Turbinenanordnung auf	
kondensatoren . . . . .	376. 377	„Lübeck“ . . . . .	445
261. Deckel- und Rohrwandbefesti-		298 b. Turbinenanordnung auf	
gung. . . . .	381	„G 137“ . . . . .	449
262 a und b. } Kondensatorrohr-		299 a. Wärmekurve . . . . .	457
263 a und b. } Befestigungen . . . . .	382. 383	299 b. Wärmediagramm für Wasser-	
264 a—e. Luftpumpenklappen . . . . .	387	dampf . . . . .	458
265. Luftpumpenklappe von Roters	388	300. Wärmekurven. . . . .	459
266. Blake-Pumpensteuerung . . . . .	390	301 a—h. Dampfstrahlbewegung in	
267. Edwards-Pumpe . . . . .	391	der Turbinenschaufel . . . . .	461
268. Bailey-Pumpe . . . . .	392	302 a. Geschwindigkeitsplan . . . . .	469
269. Goliath-Pumpe von Berling. . . . .	393	302 b. Diagramme für mehrstufige	
269 a. Luft- und Wasserkolben der		Turbinen . . . . .	470
Goliath-Pumpe . . . . .	394	303. Schema für die Wirkungsweise	
270. Zirkulationspumpe . . . . .	399	der Parsons-Turbine . . . . .	472
271. Maschinenspeisepumpe . . . . .	402	304. Längsschnitt einer Parsons-	
272. Dampfspeisepumpe . . . . .	404	Turbine . . . . .	475
273. Steuerung der Weir-Simplex-		305. Schaufelanordnung . . . . .	476
pumpe . . . . .	406	306 a—c. Schaufelbefestigung. . . . .	477
274 und 275. Universalinjektor von		307. Curtis-Turbine . . . . .	481
Körting . . . . .	408	308 a und b. Schema für die Wir-	
276. Marsh-Pumpe . . . . .	409	kungsweise d. Curtis-Turbine . . . . .	482
276 a. Marine-Marsh-Pumpe . . . . .	409	309. Düsen-einsatz . . . . .	484
277. Orvo-Pumpe . . . . .	410	310 a und b. Schaufelbefestigung	
278. Stones-Pumpe . . . . .	411	von Curtis . . . . .	484
279 a—d. Pumpen-Diagramme . . . . .	412	311 a. Leitschaufeln . . . . .	485
280. Schaufelrad von Stevens . . . . .	413	311 b. Leitschaufelkränze . . . . .	486
281 a und b. Schaufelrad von		312. Düsen der A. E. G.-Turbine . . . . .	487
Buchanan. . . . .	414	313. Laufschaufeln der A. E. G.-Tur-	
282 und 282 a. Modernes verstell-		bine . . . . .	488
bares Schaufelrad . . . . .	416	314. Rateau-Turbine . . . . .	489
283. Eingängige Schraube . . . . .	419	315 a. Laufschaufeln von Rateau . . . . .	490
284. Zweiflügelige Schraube . . . . .	419	315 b. Laufräder von Rateau . . . . .	491
285. Vierflügelige Schraube . . . . .	420	316. Zölly-Turbine . . . . .	492
286. Konstruktion einer dreiflüge-		317. Laufräder mit Schaufeln der	
ligen Schraube . . . . .	420	Zölly-Turbine . . . . .	493

Figur	Seite	Figur	Seite
318. Leiträder der Zölly-Turbine . . . . .	494	325. Dampfverbrauch verschiedener Turbinensysteme . . . . .	501
319. } Schulz-Turbine . . . . .	495.	326. Gegenläufige Turbinenräder . . . . .	503
320. } . . . . .	496	327. Umsteuerung durch Drosselklappen . . . . .	504
321 a und b. Reguliervorrichtung der Schulz-Turbine . . . . .	497	328. Symmetrische Schaufeln . . . . .	504
322. Turbinenschaltung nach Schulz . . . . .	498	329. Einkapselte Rückwärtsturbine . . . . .	505
323. Turbine von Melms & Pfenniger . . . . .	499	330. Zusammenhang zwischen Leistung, Dampfverbrauch und Tourenzahl . . . . .	508
324. Laufräder der Melms & Pfenniger-Turbine . . . . .	499		

# Sachverzeichnis.

## A.

Ablaßhähne 300.  
Absperrventil 301.  
A. E. G.-Turbine 485.  
Aktionsradius 288.  
Alarmventil 156.  
Alban-Kessel 8.  
Anforderungen a. d. Hauptmaschine 193.  
Anforderungen a. d. Schieber 335.  
Anforderungen a. d. Schiffskessel 20.  
Arbeit des Dampfes 214.  
Arbeitsverteilung in den Zylindern 226.  
Armaturen des Dampf-raumes 151.  
Armaturen des Kondensators 384.  
Armaturen des Wasser-raumes 143.  
Armaturen des Zylinders 299.  
Aschfall 112.  
Aufstellung der Kessel 179.  
Ansbalancierung der Schiffsmaschine 264.

## B.

Babcock-Wilcox-Kessel 9. 62.  
Balancier-Maschine 193.  
Bedienung des Feuers 181.  
Bedienung der Maschine 512.  
Behandlung der Maschine 511.  
Behandlung der Kessel 179. 186.  
Behandlung der Turbine 519.  
Belleville-Kessel 9, 41.  
Betrieb der Maschine 512.  
Betriebsstörungen der Maschine 514.  
Betriebsstörungen des Kessels 184.  
Blake-Pumpe 391.

Blechynden-Kessel 93.  
Boventil 150.  
Bootskessel 29, 31.  
Bremsvorrichtung 323.  
Brückenanker 107.

## C.

Carnotsche Prozeß 240.  
Curtis-Turbine 481.

## D.

Dachschieber 338.  
Dampfabsperrentil 151.  
Dämpferklappe 112.  
Dampf, gesättigter 17.  
Dampfkanäle 295.  
Dampfkolben 304.  
Dampfmantel 220.  
Dampfspeisepumpen 403.  
Dampfturbine 436.  
Dampfüberhitzer 161, 221.  
Dampfverbrauch der Turbine 465, 501.  
Dampfverbrauchs-Messung 237.  
Dampfzylinder 214, 290.  
Deckenanker 107.  
Direkt wirkende Maschinen 198.  
Doppelender 26.  
Drehschieber 346.  
Drosselklappe 303.  
Drosselung des Dampfes 218.  
Drucklager 323.  
Drucklagerwelle 320.  
Dubiausche Rohrpumpe 158.  
Dürr-Kessel 51.  
Du Temple-Kessel 85.

## E.

Edwards-Pumpe 392.  
Einender 24.  
Einspritz-Kondensatoren 369.  
Einteilung der Schiffskessel 22.  
Entropie-Diagramm 240.

Entropie-Tafel 457.  
Expansions-Arbeit 225.  
Expansions-Maschine 209, 223.  
Expansions-Steuerung 361.  
Exzenterbügel 359.  
Exzenterseiben 360.  
Exzenterstangen 359.  
Exzentrizität 336

## F.

Fallrohre 74, 81.  
Fergusen & Flemming-Kessel 90.  
Feuerbrücke 111.  
Feuerlöschrichtung 112.  
Feuerrohre 112.  
Feuerrohrkessel 4, 23.  
Feuerrohr-Überhitzer 170.  
Feuertür 111.  
Feuerungsanlage 108.  
Feuerzarge 111.  
Feuerzüge 112.  
Field-Kessel 7.  
Flammrohre 108.  
Flammrohrkessel 3.  
Flammrohr-Überhitzer 168.  
Flügelrad-Gebläse 118.  
Flüssigkeitswärme 16.  
Füllungsgrad 227.

## G.

Geradföhrung 311.  
Geschichtliche Entwicklung der Kolbenmaschine 193.  
Geschichtliche Entwicklung des Schiffskessels 1.  
Geschichtliche Entwicklung der Schiffsturbine 436.  
Geschwindigkeit 287.  
Gleichförmigkeitsgrad 254.  
Gleitbahn 313.  
Gleitschuhe 312.  
Gliederkessel 40.  
Grille-Kessel 97.  
Grundplatte 330.  
Grundventil 150.  
Gurney-Kessel 6.  
Guyot-Kessel 88.



- H.**  
 Hackworth-Steuerung 351.  
 Hammermaschine 204.  
 Heine-Kessel 66.  
 Heizfläche 114.  
 Heusinger-Steuerung 357.  
 Hilfskessel 29.  
 Hilfsschieber 301.  
 Hohenstein-Kessel 72.  
 Holtz-Kessel 68, 96.  
 Horizontale Maschinen 202.  
 Howdensches Gebläse 121.  
 Hub des Kolbens 250.  
 Hydrokineter 158.
- I.**  
 Indikator 229.  
 Indikator-Diagramme 223.  
 Indikator-Stutzen 300.  
 Indirekt wirkende Maschinen 201.  
 Injektoren 406.  
 Innenkanten-Steuerung 339.
- J.**  
 Joy-Steuerung 335.
- K.**  
 Kessel-Armaturen 143.  
 Kessel-Bekleidung 178.  
 Kessel-Betrieb 179.  
 Kessel-Konservierung 191.  
 Kesselkörper 101.  
 Kessellagerung 178.  
 Kesselmaterial 102.  
 Kessel-Untersuchung 190.  
 Klug-Steuerung 353.  
 Kofferkessel 5.  
 Kohlenverbräuche 287, 502, 509  
 Kolbendeckel 309.  
 Kolbengeschwindigkeit 251.  
 Kolbenhub 250.  
 Kolbenkörper 304.  
 Kolbenmaschinen 209.  
 Kolbenring 304.  
 Kolbenschieber 339.  
 Kolbenstangen 309.  
 Kompression 217.  
 Kondensatoren 369.  
 Kondensatorrohre 381.  
 Konservierung der Maschine 519.
- Konservierung des Kessels**  
 191.  
 Kreuzkopf 311.  
 Kühlfläche 380.  
 Kulissensteuerung 346.  
 Künstlicher Zug 116.  
 Kurbellager 330.  
 Kurbeltrieb 252.  
 Kurbelwelle 317.
- L.**  
 Labyrinth-Kessel 3.  
 L'Agrafel & d'Allest-Kessel 66.  
 Längsanker 106.  
 Latente Wärme 16.  
 Lauflager 327.  
 Laufschaufeln 461.  
 Lavalsche Düse 453.  
 Lenkermaschinen 199.  
 Lentz-Steuerung 343, 353.  
 Lenzpumpen 411.  
 Lokomotivkessel 30.  
 Luftpumpen 385.  
 Luftventil 156.
- M.**  
 Mannlöcher 150.  
 Manometer 154.  
 Manövrierfähigkeit der Turbine 503.  
 Manövrierventil 301.  
 Marinekessel 28, 80.  
 Marschall-Steuerung 351.  
 Marsh-Pumpe 408.  
 Maschinenleistung 287.  
 Maschinen-Speisepumpe 402.  
 Maschinen-Ständer 333.  
 Maschinenteile 290.  
 Maschinentypen 194.  
 Massenbeschleunigung 256.  
 Maudslaysche Maschine 204.  
 Mehrfach-Expansionsmaschinen 223.  
 Melms & Pfenniger-Turbine 498.  
 Miyabara-Kessel 70.  
 Mosher-Kessel 93.  
 Muschelschieber 335.
- N.**  
 Nachteile der Kessel 39.  
 Nasser Dampf 18.
- Niclausse-Kessel** 57.  
 Nietungen 103.  
 Niki-Propeller 424.  
 Normand-Kessel 85.  
 Normand-Sigaudy - Kessel 88.
- O.**  
 Oberflächen-Kondensator 376.  
 Oberkessel 74, 90.  
 Oberwindgebläse 120.  
 Öldüsen 134.  
 Ölfeuerung 131.  
 Orvo-Pumpe 409.  
 Oszillierende Maschine 196  
 Ovalkessel 27.
- P.**  
 Packungen 296.  
 Parsons-Turbine 471.  
 Penn-Schieber 337.  
 Pleuelstange 314.  
 Probefahrten 288.  
 Probierhähne 147.  
 Propeller 413.  
 Pumpen 385.  
 Pumpen-Diagramme 413.
- R.**  
 Radschiffsmaschinen 193.  
 Rankinisiertes Diagramm 229.  
 Rateau-Turbine 489.  
 Rauchfang 115.  
 Rauchgas-Bestandteile 14.  
 Rauchgas-Temperatur 14.  
 Rauchkammer 115.  
 Rauchkammer-Überhitzer 171.  
 Rauchlose Feuerung 122.  
 Reaktionsmaschinen 206.  
 Reed-Kessel 90.  
 Reinigung des Kessels 187.  
 Reinigungsarbeiten der Maschine 516.  
 Rohranker 106.  
 Rollendrucklager 326.  
 Rost 110.  
 Rostfläche 110.
- S.**  
 Salzhahn 149.  
 Säulen 334.

- Schädlicher Raum 218, 225.  
 Schaufelräder 413.  
 Schaumhahn 149.  
 Schichau-Steuerung 357.  
 Schichau-Thornykroft-Kessel 74.  
 Schieber 335.  
 Schieber-Diagramme 364.  
 Schiffskessel 1, 20.  
 Schiffsmaschinen 193, 209.  
 Schiffsturbine 436, 503.  
 Schiffswiderstand 277, 287.  
 Schlammlöcher 150.  
 Schleppversuche 279, 281.  
 Schmierapparate 301.  
 Schmieren 511, 512.  
 Schornstein 115.  
 Schornsteinzug 13.  
 Schrägliegende Maschine 198, 202.  
 Schraubenpropeller 418, 434.  
 Schraubenschiffsmaschinen 201.  
 Schraubenversuche 427.  
 Schraubenwelle 321.  
 Schrauben - Wirkungsgrad 430.  
 Schulz-Kessel 78.  
 Schulz-Turbine 495.  
 Schütte-Kessel 98.  
 Schweißverbindungen 105.  
 Seaton-Kessel 90.  
 Sicherheitsventile 155, 299.  
 Speisepumpe 401.  
 Speiseventile 148.  
 Speisewasser-Regler 160.  
 Speisung des Kessels 183.  
 Spülpumpe 412.  
 Stehbolzen 107.  
 Stephenson'sche Steuerung 347.  
 Steuerung 334.  
 Stevenrohr 327.  
 Stirling-Kessel 68.  
 Stones-Pumpe 410.  
 Stopfbuchsen 295.
- T.**  
 Tabelle für gesättigte Wasserdämpfe 17.
- Tangentialdruck - Diagramme 255.  
 Temperatur - Ausgleicher 157.  
 Temperley - Cockburn - Kessel 72.  
 Theorie der Dampfmaschine 214.  
 Theorie des Kessels 10.  
 Thornykroft-Marshall-Kessel 48.  
 Thornykroft-Kessel 72.  
 Tornister-Kessel 27.  
 Torsions-Indikator 249.  
 Torsionsschwingungen 272.  
 Tourenzahl der Turbine 506.  
 Trick-Schieber 337.  
 Trunkmaschine 203.  
 Turbine 436, 519.  
 Turbinen-Berechnung 469.  
 Turbinendüse 452, 454.  
 Turbinenscheibe 471.  
 Turbinensysteme 500.
- U.**  
 Überdeckung 336.  
 Überhitzer 164.  
 Überhitzter Dampf 18.  
 Überholungsarbeiten 516.  
 Übertragungsteile 304.  
 Übertragungswellen 321.  
 Umdrehungszahl 251, 506.  
 Umsteuerung 345.  
 Umsteuerungswelle 361.  
 Universalinjektor 406.  
 Unterkessel 77, 81, 92.  
 Untersuchung des Kessels 190.  
 Unterwindgebläse 120.
- V.**  
 Vakuum 378.  
 Ventilsteuerung 342.  
 Verankerungen des Kessels 106.  
 Verbrennung 10.  
 Verbrennungskammer 109.  
 Verbrennungsverluste 15.  
 Verdampfung 16, 18.  
 Vibrationserscheinungen 260.
- Vierrad-Steuerung 358.  
 Volumen-Diagramm 228.  
 Vorausströmung 217.  
 Voreilen 336.  
 Voreilungswinkel 336.  
 Voreinstromung 217.
- W.**  
 Ward-Kessel 94.  
 Wärmedurchgangs - Koeffizient 379.  
 Wärmeübertragung 16.  
 Wasserabscheider 164.  
 Wasserdampf, Eigenschaften 19.  
 Wasserkammerkessel 62.  
 Wasserrohre 75, 91.  
 Wasserrohrkessel 35.  
 Wasserstandsgläser 144.  
 Watsche Maschine 193.  
 Wechselschieber 346.  
 Weir-Pumpe 404.  
 Wellenkupplung 321.  
 Wellenlagerung 323.  
 Wellenleitung 316.  
 White-Forster-Kessel 90.  
 Widerstand des Schiffes 277.  
 Wirkungsgrad der Maschine 239, 242, 244.  
 Wirkungsgrad der Turbine 468.
- Y.**  
 Yarrow-Kessel 66, 90.
- Z.**  
 Zeise-Propeller 421.  
 Zentrifugaldüse 138.  
 Zentrifugalpumpe 395.  
 Zirkulation des Kesselwassers 37, 157.  
 Zirkulationspumpe 395.  
 Zirkulationsrohrkessel 51.  
 Zölly-Turbine 491.  
 Zugstärke 14, 116, 122.  
 Zylinder-Armaturen 299.  
 Zylinder-Bekleidung 304.  
 Zylinder-Deckel 294.  
 Zylinder-Durchmesser 229.  
 Zylinderkessel 13, 28, 114.  
 Zylinderkörper 290.  
 Zylinderwandungen 219.

**Lehrbuch der Physik.** Zum Gebrauch beim Unterricht, bei akademischen Vorlesungen und zum Selbststudium. Von E. Grimsahl, Direktor der Oberrealschule auf der Uhlenhorst in Hamburg. Mit 1091 Figuren, 2 farbigen Tafeln und Tabellen physikalischer Konstanten und Zahlentabellen. [XII u. 1052 S.] gr. 8. 1909. Geh. n. M 15.—, geb. n. M 16.—

„Dieses in jeder Beziehung zeitgemäße Werk des bekannten Verfassers, der durch zahlreiche praktische Apparatkonstruktionen und methodische Arbeiten geschätzt ist, vereinigt alle Eigenschaften, die es befähigen, ein unentbehrliches Lehr- und Lernmittel zu werden. Es fesselt durch die unmittelbare Verständlichkeit, durch die zahlreichen zum Teil eigenartigen vorzüglichen Abbildungen und durch höchst angenehmen, übersichtlichen Druck; die Meisterschaft, womit überall das richtige Verhältnis zwischen Induktion und Deduktion getroffen ist, wird schwer zu überbieten sein. Daß sehr vieles in dem Buche original ist, ist angesichts des Erfolges, mit dem der Verfasser alle Gebiete der Physik durchgearbeitet und zum Teil persönlich gestaltet hat, nicht verwunderlich. Das Buch hat aber noch andere wertvolle Eigenschaften. Es enthält in richtigem Maße eingestreute geschichtliche Bemerkungen...“  
(Neue Jahrbücher für Pädagogik.)

**Höhere Analysis für Ingenieure.** Von Dr. John Perry F. R. S., Professor am Royal College of Science zu London. Autorisierte deutsche Bearbeitung von Dr. Robert Fricke, Professor an der Technischen Hochschule zu Braunschweig, und Fritz Süchting, Ingenieur, Direktor des Elektrizitätswerkes Bremen. 2., verbesserte und vermehrte Auflage. Mit 106 Figuren. [XII u. 464 S.] gr. 8. 1910. In Leinwand geb. n. M 13.—

Das Werk soll sowohl den Studierenden an den technischen Hochschulen zur Vorbereitung oder Ergänzung der mathematischen Vorlesungen dienen als auch dem praktischen Ingenieur in Fällen, wo ihn seine mathematische Bildung im Stiche zu lassen droht. Die Bedeutung des Buches liegt darin, daß der Verfasser Ingenieur ist und dementsprechend die mathematischen Begriffsbildungen fortgesetzt in die Sprache und Vorstellungsweise des Ingenieurs einzukleiden befähigt ist, daß er aber andererseits die richtige Würdigung der Mathematik in ihrer Bedeutung für die technischen Wissenschaften besitzt. Bei der ersten Auflage ist es vielfach als unbehaglich empfunden worden, daß die in den Formeln angewendeten Bezeichnungen technischer und physikalischer Werte, die zumeist aus dem englischen Original übernommen wurden, häufig nicht mit den in deutschen Werken üblichen Bezeichnungen übereinstimmen, so daß wohlbekanntere Formeln ein ganz fremdartiges Aussehen erhielten. In dieser Beziehung ist bei der zweiten Auflage gründlich Wandel geschaffen; es sind tunlichst überall die am meisten gebräuchlichen Bezeichnungen benutzt worden, und zwar vorzugsweise die in der „Hütte“ verwendeten; auch ist ein Verzeichnis dieser Bezeichnungen beigelegt. Endlich sind an vielen Stellen des Werkes, insbesondere in vielen Kapiteln von vorwiegend technischem Inhalt, die im englischen Original gegebenen Ableitungen, Beispiele und Aufgaben durch eine ausführlichere Gestaltung der Rechnung oder des Textes oder durch Zufügung von Anleitungen für den Rechnungsgang erweitert worden. Dadurch dürften die Schwierigkeiten, die manche Stellen des Originals und der ersten deutschen Auflage dem Anfänger boten, erheblich verringert sein.

**Angewandte Mechanik.** Ein Lehrbuch für Studierende, die Versuche anstellen und numerische und graphische Beispiele durcharbeiten wollen. Von John Perry, Professor am Royal College of Science in London. Berechtigte deutsche Übersetzung von Rudolph Schick, Ingenieur in Cöln. Mit 371 Figuren. [VIII u. 666 S.] gr. 8. 1908. In Leinwand geb. n. M 18.—

Professor John Perrys „Angewandte Mechanik“ gehört in den Ländern des englischen Sprachgebietes zu den bekanntesten Lehrbüchern. Obwohl zunächst für den Gebrauch von Studierenden bestimmt, wird dieses Lehrbuch gewiß auch den in der Praxis tätigen Ingenieuren gute Dienste leisten, weil es einen ungewöhnlich reichhaltigen Stoff in einer Weise behandelt, die den praktischen Bedürfnissen weit entgegenkommt, ohne den wissenschaftlichen Charakter der Darstellung leiden zu lassen.

Unter steter Berücksichtigung der Praxis lehrt Perry die „Angewandte Mechanik“ so, daß alle Methoden, die die Wissenschaft bietet, zu ihrem Rechte kommen. Infolgedessen wird die hauptsächlichste Aufgabe eines Lehrbuches, dem Studierenden den vorgetragenen Stoff von allen Seiten kritisch zu zeigen, in selten vollkommener Weise erfüllt und ist das Buch wie kaum ein anderes geeignet, den werdenden Ingenieur zur wissenschaftlichen Betrachtung der an ihn herantretenden Aufgaben zu erziehen und ihm vertiefte Einsichten und nachhaltige Anregung zu bieten.

**Technische Statik.** Vorlesungen über die Theorie der Tragkonstruktionen von A. Ostefeld, Professor an der Technischen Hochschule zu Kopenhagen. Deutsche Ausgabe besorgt von D. Skouge. [VIII u. 456 S.] gr. 8. 1904. Geb. n. M 12.—

Das Werk trägt seinem Inhalt und seiner Behandlung des Stoffes nach — die in der Regel sowohl zeichnerisch wie rechnerisch durchgeführt ist — den Bedürfnissen von Hörern an technischen Hochschulen sowie von Ingenieuren der Praxis Rechnung. Dabei werden die allgemeine technische Elastizitätslehre sowie die ersten Elemente der graphischen Statik als bekannt vorausgesetzt.

Nach Vorausschickung dreier einleitender Abschnitte, in denen die Eigenschaften und Anwendungen der Einflußlinien sowie die einfach unterstützten vollwandigen Träger und Fachwerkbalken bei ruhender und beweglicher Belastung behandelt werden, wird im vierten Abschnitt die allgemeine Theorie der Tragkonstruktionen einheitlich — für statisch bestimmte und unbestimmte Systeme — mit Hilfe der virtuellen Verschiebungen aufgebaut. Ein fünfter Abschnitt gibt das Wesentlichste über die verschiedenen Fachwerkformen, wobei auch die in den letzten Jahren entstandenen Formen, K-Fachwerk, halbe Diagonalen, behandelt werden.

**Lehrbuch der Elastizität.** Von A. E. H. Love, M. A., D. Sc., F. R. S., Professor an der Universität Oxford. Autorisierte deutsche Ausgabe besorgt von Dr. Aloys Timpe, Assistent an der Technischen Hochschule zu Danzig. Mit 75 Abbildungen im Text. [XVI u. 664 S.] gr. 8. 1907. In Leinwand geb. n. M. 16.—

Der Love'sche „Treatise on the Mathematical Theory of Elasticity“ hat sich der präzisen und klaren Darstellungsweise und des erschöpfenden Inhalts wegen auch in deutschen Mathematiker-, Physiker- und Ingenieurkreisen wohl eingebürgert. Eine deutsche Übersetzung der zweiten Auflage des englischen Werkes dürfte daher von vornherein auf die Sympathien vieler rechnen, um so mehr als wir, von den inzwischen veralteten klassischen Darstellungen der Elastizitätstheorie abgesehen, bisher kein umfassendes Lehrbuch der Elastizität in Deutschland besitzen. Der Charakter des Buches ist derselbe geblieben, wie ihn der Verfasser in dem Vorwort zur 1. Auflage gekennzeichnet hat: ein vollständiger Abriss des gegenwärtigen Standes der Elastizitätstheorie, der in gleicher Weise auf die Behandlung der auftretenden mathematischen Probleme wie auf die unmittelbar für die praktischen Anwendungen fruchtbaren Untersuchungen eingeht. Dabei sind weitschweifige analytische Entwicklungen und Ausführungen von ausschließlich abstrakt-mathematischem Interesse, in denen sich die Elastiker der italienischen Schule zuweilen verlieren, ebenso sehr vermieden wie technische Einzelheiten. Überall sind, soweit irgend möglich, noch die neuesten einschlägigen Arbeiten mit berücksichtigt, wie auch aus der Fülle von Literaturnachweisen hervorgeht. — Die deutsche Ausgabe erstrebt in der Ausdrucksweise und speziell in der Terminologie eine möglichst getreue Wiedergabe der Eigenart des Originals.

**The dynamics of particles, of rigid, elastic, and fluid bodies being lectures on mathematical physics.** Von A. G. Webster, Ph. D., Professor of Physics, Clark University, Worcester, Mass. [XII u. 588 S.] gr. 8. 1904. In Leinwand geb. n. M. 14.—

**Deutsche Ausgabe:** Lehrbuch der Dynamik, als Einführung in die theoretische Physik, von C. H. Müller. In 2 Teilen. gr. 8. [In Vorbereitung.]

I. Teil: Dynamik des Punktes und des starren Körpers.

II. — Potentialtheorie und Dynamik der deformierbaren Körper.

Der Zweck des vorliegenden Buches ist, in möglichst gedrängter Form eine solche Darstellung der Mechanik der starren, flüssigen und festen Körper zu geben, wie sie jedem Studierenden der Mathematik und Physik geläufig sein sollte. Dabei ist das Hauptinteresse darauf gerichtet, alles das zu geben, was für das Verständnis der physikalischen Erscheinungen wesentlich ist, während rein mechanische Darlegungen vermieden sind: das Energieprinzip, das Prinzip der kleinsten Wirkung, die Lagrangschen Gleichungen nehmen im ersten Teil eine zentrale Stellung ein, weil sie die Mittel liefern, um tatsächliche Probleme erfolgreich anzugreifen. Ebenso sind die kleinen Schwingungen, die Eigenschaften der cyklischen und verborgenen Bewegung ausführlich behandelt, weil sie in der modernen Physik eine immer steigende Bedeutung gewinnen. Als instruktives Beispiel zur Mechanik des starren Körpers ist die Theorie des Kreisels eingehend erörtert.

Die Mechanik der Continua wird eingeleitet durch eine Potentialtheorie, in der das für die Physiker für diese Theorie Wesentliche mitgeteilt wird. Die folgenden Kapitel bringen die einfacheren Probleme der Elastizitätslehre einschließlich des St. Venantschen Problems. Die Hydrodynamik behandelt die Fragen der Wellen- und Wirbelbewegung.

Es dürfte kaum ein Lehrbuch geben, das auf einem so engen Raum eine solche Menge Stoff in leichtverständlicher Darstellung behandelt.

**Eisenschiffbau.** Von Prof. Ernst Müller, Diplom-Schiffsbauingenieur, Oberlehrer am Technikum und Lehrer für Schiffbau an der Seefahrtsschule zu Bremen. Mit ca. 450 Abbildungen. gr. 8. In Leinwand geb. [Unter der Presse.]

**Maschinen-Elemente.** Von G. Schulze-Pillot, Professor an der Technischen Hochschule zu Danzig. Mit zahlreichen Abbildungen. gr. 8. In Leinwand geb. [In Vorbereitung.]

Das Werk wird neben altbewährten Formen von Maschinenteilen die neuartigen Elemente berücksichtigen, die durch Einführung der Dampfturbinen, Gasmaschinen und Schleuderpumpen zeitig sind. Aus der Erhöhung der Umlaufzahlen, der Temperatur- und Druckgrenzen sind neue rechnerische Probleme erwachsen, die eine einheitliche Darstellung erfordern. Dabei wird der systematischen Vertiefung auf dem Gebiet der Werkstatentechnik durch eine eingehende Behandlung der Herstellungsfragen Rechnung getragen werden.

**Bau der Dampfturbinen.** Von Dr. Alfred Musil, Prof. an der k. k. Deutschen Technischen Hochschule zu Brünn. Mit zahlreichen Abbildungen. [VI u. 233 S.] gr. 8. 1904. In Leinwand geb. n. M. 8.—

„Der Verfasser behandelt in acht Abschnitten die Dampfturbinensysteme im allgemeinen, die Vorgänge in den Dampfzügen sowie die konstruktiven Ausführungen der Laval-, Parsons-, Zoelly-, Riedler-Stumpf-, Curtis- und Rateau-Turbinen. Das 233 Seiten starke Buch ist durch 102 sehr gute und deutliche Figuren illustriert und von der Verlagsbuchhandlung recht gefällig ausgestattet. Es sei hiermit allen Fachgenossen warmstens empfohlen.“ (Zeitschrift des Österreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereins.)

„Das Buch ist mit jener Klarheit geschrieben, welche die Veröffentlichungen des Verfassers auszeichnet, und es kann jedem empfohlen werden, welcher ein Bild des heutigen Dampfturbinenbaues gewinnen will.“ (Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen.)

**Die Dampfmaschine** (einschließl. der Dampfturbine) und Gas- u. Ölmaschinen. Von Dr. John Perry, Professor am Royal College of Science in London. Autorisierte, erweiterte deutsche Bearbeitung von Dr.-Ing. Hermann Meuth, Bauinspektor, Mitglied der Kgl. Württ. Zentralstelle für Gewerbe und Handel in Stuttgart. Mit 350 Figuren im Text und 1 Wärmetafel. [XII u. 708 S.] gr. 8. 1909. In Leinwand geb. n. M 22.—

Dieses Buch des hervorragenden englischen Lehrers unterscheidet sich in der Behandlung des Stoffes wesentlich von den vorhandenen deutschen Büchern des gleichen Fachgebietes. Der Verfasser verfolgt durch das ganze Buch hindurch das Ziel, den Studierenden zu einer richtigen Anwendung der physikalischen und mechanischen Grundlagen auf die Theorie der Wärmekraftmaschinen anzuleiten. Die Bearbeitung zahlreicher Aufgaben und Versuchsergebnisse sollen denselben zu richtigen zahlenmäßigen Vorstellungen und zum Verständnis der gesetzmäßigen Beziehungen führen. Die vorliegende Ausgabe berücksichtigt auch die neueren Fortschritte und ist unsern deutschen Bedürfnissen angepaßt. Eine große Anzahl von Figuren illustriert in besonders anschaulichen Darstellungen die Bauformen und Einzelheiten der Maschinen.

„Perry besitzt bekanntlich ein ausgezeichnetes Lehrtalent. Sein neues Werk über die Wärmekraftmaschinen wird daher dem deutschen Publikum ebenso willkommen sein, wie die gleichfalls in deutscher Bearbeitung erschienene angewandte Mechanik und die höhere Analysis für Ingenieure. Die Darstellung in dem vorliegenden Werke ist durchweg so klar und durch gute Abbildungen aufs reichste unterstützt, daß das Studium des Buches jedem Interessenten, auch dem Nicht-Techniker, der sich über die Wirkungsweise der verschiedenen Wärmemotoren und der mit ihnen zusammenhängenden Konstruktionen unterrichten will, bestens zu empfehlen ist.“ (Naturwissenschaftliche Wochenschrift.)

**Grundlagen der Theorie und des Baues der Wärmekraftmaschinen.** Aus dem Englischen von Dr. Alfred Musil, Professor an der k. k. Deutschen Technischen Hochschule zu Brünn. Zugleich autorisierte, erweiterte deutsche Ausgabe des Werkes „The steam-engine and other heat-engines“ von J. A. Ewing, Professor an der Universität Cambridge. Mit 302 Figuren. [X u. 794 S.] gr. 8. 1902. In Leinwand geb. n. M 20.—

„... Somit haben wir ein Werk von seltener Vollständigkeit und Abrundung vor uns, welches nicht nur dem angehenden Ingenieur, sondern auch jedem mit einigen physikalischen Kenntnissen ausgerüsteten Gebildeten warm empfohlen werden kann. Insbesondere dürften dieses Buch solche Physiker und Mathematiker begrüßen, welche den Anwendungen mit Rücksicht auf spätere Lehrtätigkeit an technischen Anstalten ihre Aufmerksamkeit zuwenden.“ (Archiv für Mathematik und Physik.)

„Das ebenso ausgezeichnete wie zeitgemäße Werk verdient, nicht allein den Fachleuten auf dem Gebiete des Maschinenbaues, sondern auch den weiteren Kreisen der Techniker aufs wärmste empfohlen zu werden.“

(Zeitung des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.)

**Die Mechanik.** Eine Einführung mit einem metapysischen Nachwort von Dr. L. Tesar, Professor an der k. k. Staatsrealschule im XX. Bezirke von Wien. Mit 111 Figuren. [XIV u. 220 S.] gr. 8. 1909. Geh. n. M 3.20, in Leinwand geb. n. M 4.—

Die Einführung will die Dunkelheiten mechanischer Einleitungen dadurch vermeiden, daß sie erklärt und nicht beschreibt, daß sie die Annahmen des mechanischen Weltbildes allmählich herausarbeitet, daß sie also bewußt dem Wahnbilde einer „Hypothesenfreien Wissenschaft“ entgegentritt. — Die Kraft ist von ihrer Äußerung geschieden; die Bewegungslehre ist der eigentlichen Mechanik gegenübergestellt; der Begriff des materiellen Punktes wird benutzt. Die mechanischen Sätze werden an wirklichen Vorgängen erläutert. Mathematische Formeln sind vermieden, rechnerische Herleitungen sehr elementar gehalten.

**Deutsche Schifffahrt u. Schifffahrtspolitik der Gegenwart.**

Von Dr. K. Thieß, Professor an der Technischen Hochschule zu Danzig. [IV u. 144 S.] 8. 1907. Geh. n. M 1.—, in Leinwand geb. n. M 1.25.

Was bis jetzt auf dem Gebiete über Schifffahrt und Schifffahrtspolitik an Literatur vorhanden ist, das sind im wesentlichen eine Reihe von guten Sammelchriften und Jahrbüchern mit statistischen, geschäftlichen, technischen und juristischen Materialien. Nach dieser Richtung fehlt es nicht an brauchbarer Literatur. Dagegen ist eine allgemeine Übersicht über die großen volkswirtschaftlichen Gesichtspunkte und Entwicklungstendenzen der deutschen Schifffahrt in neuester Zeit vielfach vermißt worden. Monographische Darstellungen berücksichtigen immer nur einzelne Punkte. In den Handbüchern der Wirtschaftspolitik ist die Seeschifffahrt regelweise nur sehr kurz behandelt worden. Bis diese Lücke durch eine umfassende „Nationalökonomik der Schifffahrt“ ausgefüllt ist, soll das Werkchen eine allgemeine Übersicht über das wichtige Gebiet unseres nationalen Wirtschaftslebens ermöglichen. Der Verfasser hofft, daß diese Heraushebung der wichtigsten Gesichtspunkte auch neben einer größeren Darstellung, die für engere Fachkreise mehr ins einzelne geht, ihren Nutzen erweisen und weiteren Kreisen eine genauere Kenntnis unserer Schifffahrt erschließen wird.

# Mathematisch-physikalische Schriften für Ingenieure und Studierende.

Herausgegeben von

Dr. E. Jahnke,

Professor an der Kgl. Bergakademie zu Berlin.

Die Sammlung setzt sich zum Ziel, kurze Darstellungen zu bieten, welche für ein eng begrenztes Gebiet die mathematischen Methoden einfach und leichtfaßlich ableiten und deren Verwendbarkeit in den einzelnen Teilen von Physik und Technik aufdecken. Dabei ist Vollständigkeit der Beweisführung nicht erstrebt, vielmehr wird besonderer Wert darauf gelegt, Dinge, die für die Anwendungen von Wichtigkeit sind, nicht zugunsten wissenschaftlicher Strenge zurücktreten zu lassen. Die Darstellung der einzelnen Gebiete ist so gehalten, daß jede ein abgeschlossenes Ganzes für sich bildet.

Bisher erschienen:

**Band 1: Einführung in die Theorie des Magnetismus.** Von Dr. Richard Gans, Professor an der Universität Tübingen. Mit 40 Figuren. [VI u. 110 S.] 8. 1908. Steif geh. n. *M* 2.40, in Leinwand geb. n. *M* 2.80.

Die Maxwellsche Theorie findet in den Kreisen der Physiker und Techniker immer weitere Verbreitung. Will man die Theorie des Magnetismus, ein Spezialgebiet der Maxwellschen Theorie, übersehen, so muß man heutzutage mehr als die Maxwell-Faradayschen Grundbegriffe kennen. Die hierzu nötigen Kenntnisse zu vermitteln, ist die Aufgabe des vorliegenden Buches. Es ist Wert darauf gelegt worden, die theoretischen Ableitungen so einfach wie irgend möglich zu gestalten, durch Literaturangaben in Fußnoten den Leser zum Studium der Originalarbeiten anzuregen, durch Hinweis auf Experimente und Messungen den praktischen Nutzen der Theorie anzudeuten. Vor allen Dingen ist darauf geachtet worden, die Theorie des permanenten Magnetismus als Spezialfall der Theorie des Ferromagnetismus darzustellen, wie der moderne Elektrotechniker es verlangt.

**Band 2: Elektromagnetische Ausgleichsvorgänge in Freileitungen und Kabeln.** Von Karl Willy Wagner, Ingenieur in Charlottenburg. Mit 23 Figuren. [IV u. 109 S.] 8. 1908. Steif geh. n. *M* 2.40, in Leinw. geb. n. *M* 2.80.

Der Gegenstand dieser Abhandlung ist die Untersuchung der für den Techniker wichtigen nicht-stationären elektromagnetischen Vorgänge in Freileitungen und Kabeln, wie sie z. B. durch Schaltmanipulationen oder durch atmosphärische Vorgänge hervorgerufen werden. Die allgemeinen Entwicklungen werden auf eine Reihe besonderer Fälle angewendet, die für die Praxis elektrischer Kraftübertragungen von Interesse sind. Dadurch ergeben sich schließlich Gesichtspunkte für die zweckmäßige Ausführung und Anordnung von Schutzapparaten gegen die während des Ausgleichsvorgangs auftretenden Überspannungen. Besondere Sorgfalt wurde auf die Veranschaulichung der auf mathematischem Wege entwickelten Ergebnisse durch Abbildungen und Kurven verwendet.

**Band 3: Einführung in die Maxwellsche Theorie der Elektrizität und des Magnetismus.** Von Dr. Cl. Schaefer, Privatdozent an der Universität Breslau. Mit einem Bildnis J. C. Maxwells und 32 Figuren. [VIII u. 174 S.] 8. 1908. Steif geh. n. *M* 3.40, in Leinwand geb. n. *M* 3.80.

Der Verfasser war bemüht, mit den einfachsten Mitteln eine möglichst durchsichtige Darstellung des Faraday-Maxwellschen Gedankenkreises zu geben; die zum Verständnis notwendigen mathematischen Vorkenntnisse sind auf ein Minimum reduziert. Die Darstellung zerfällt in 5 Kapitel. Das erste behandelt die elektrostatischen Phänomene, das zweite die Gesetze der Magnetostatik. In den Kapiteln 3 und 4 (Elektromagnetismus und Induktion) dringt die Darstellung zu den allgemeinen Maxwellschen Gleichungen vor; im 5. Kapitel endlich werden sie auf die für die Maxwellsche Theorie charakteristischen Phänomene, die elektrischen Wellen in Isolatoren und Leitern angewendet, unter besonderer Berücksichtigung der elektromagnetischen Lichttheorie.

**Band 4: Die Theorie der Besselschen Funktionen.** Von Dr. P. Schafheitlin, Professor am Sophien-Realgymnasium zu Berlin. Mit 1 Figurentafel. [VI u. 129 S.] 8. 1908. Steif geh. n. *M* 2.80, in Leinwand geb. n. *M* 3.20.

Von der Besselschen Differentialgleichung ausgehend, werden die wichtigsten Eigenschaften der Funktionen entwickelt; ihre Darstellung durch Reihen und bestimmte Integrale wird gezeigt, und es werden besonders die für den Physiker und Techniker wichtigen Funktionen besprochen, deren Indizes ganze Zahlen oder die Hälfte ganzer Zahlen sind.

## Mathematisch-physikalische Schriften für Ingenieure und Studierende

**Band 5: Funktionentafeln mit Formeln und Kurven.** Von Dr. E. Jahnke, Professor an der Kgl. Bergakademie Berlin, und F. Emde, Ingenieur in Berlin. Mit 53 Fig. [XII u. 176 S.] gr. 8. 1909. In Leinwand geb. n. M. 6.—

Das Werk ist in erster Linie für die mathematischen Physiker und Techniker bestimmt. Für eine ganze Reihe von Transzendenten, wie hyperbolische Funktionen, Sinus- und Cosinus-Integral, Integrallogarithmus, Gammafunktion, Fehlerintegral, Fresnelsche Integrale, elliptische Integrale und Funktionen, Kugelfunktionen und Besselsche Funktionen liegt reiches Tafelmaterial vor, doch vielfach zerstreut in schwer zugänglichen englischen Zeitschriften. In dem vorliegenden Werk findet man dieses Material so vollständig wie möglich gesammelt, vermehrt um eine Reihe Neuberechneter Tafeln, die sich vornehmlich auf die Besselschen Funktionen beziehen. Um den Verlauf der einzelnen Funktionen mit einem Schlage zu übersehen, sind sämtliche Tafeln in Kurven umgesetzt worden.

**Band 6, 1 u. 2: Die Vektoranalysis und ihre Anwendung in der theoretischen Physik.** Von Dr. W. v. Ignatowsky in Berlin. 2 Teile. I. Teil: Die Vektoranalysis. Mit 27 Figuren. [VIII u. 112 S.] 8. 1909. Steif geh. n. M. 2,60, in Leinwand geb. n. M. 3.—

II. Teil: Anwendung der Vektoranalysis in der theoretischen Physik. Mit 14 Figuren. [IV u. 123 S.] 8. 1910. Steif geh. n. M. 2,60, in Leinwand geb. n. M. 3.—

Der erste Teil enthält die Vektoranalysis von einem einheitlichen Standpunkte aus betrachtet. Ohne von irgendwelchen speziellen Koordinaten Gebrauch zu machen, werden alle vektoranalytischen Transformationen allein auf Grund allgemein räumlicher Betrachtungen abgeleitet. Um die Einheitlichkeit nicht zu stören, wurden hier spezielle Anwendungen nicht gebracht. Solche Anwendungen sind für den zweiten Teil vorbehalten, in dem einige Gebiete der theoretischen Physik mit Hilfe der Vektoranalysis in Kürze dargestellt sind; insbesondere finden sich Kapitel über die Mechanik diskreter Massenpunkte, starrer, elastischer und flüssiger Körper. Zum Schlusse wird noch die Maxwell-Hertzsche Elektrodynamik und die Kristalloptik behandelt.

**Band 7: Die Theorie der Kräftepläne.** Eine Einführung in die graphische Statik. Von Dr. H. E. Timmerding, Professor an der Technischen Hochschule in Braunschweig. Mit 46 Figuren. [VI u. 99 S.] 8. 1910. Steif geh. n. M. 2,60, in Leinwand geb. n. M. 3.—

Der Verfasser hat sich die Grenzen so gesteckt, daß er mit den Methoden der elementaren Statik auskommen konnte. Innerhalb dieser Grenzen hat er aber ein Eingehen auf alle prinzipiellen Fragen und eine möglichst vollständige Berücksichtigung der vielen einschlägigen Untersuchungen angestrebt. Das behandelte Gebiet, das Maxwells schöne Untersuchungen zuerst erschlossen haben, ist so anmutig und bedeutungsvoll, daß es wohl auch in dieser neuen Darstellung Freunde finden wird.

**Band 8: Mathematische Theorie der astronomischen Finsternisse.** Von Dr. P. Schwahn, Direktor der Gesellschaft und Sternwarte „Urania“ in Berlin. Mit 20 Figuren. [VI u. 128 S.] 8. 1910. Steif geh. n. M. 3,20, in Leinwand geb. n. M. 3,60.

Das Buch setzt die Kenntnis der sphärischen Astronomie voraus und behandelt in klarer und anschaulicher Weise die Theorie und Berechnung der Mondfinsternisse, Planetenbedeckungen, Sonnenfinsternisse und Sternbedeckungen. Während in dem Lehrbuch von Brünnow, dem einzigen, über welches die deutsche astronomische Literatur für Lehrzwecke verfügt, die Finsternisse nur insoweit Berücksichtigung gefunden haben, als sie für das Problem der Längenbestimmung in Betracht kommen, ist im vorliegenden Werk ihre Theorie ausschließlich für die Zwecke der Prädiktion behandelt, insbesondere ist die Vorausbestimmung der Sonnenfinsternisse und ihrer Sichtbarkeitsgrenzen nach Bessels eleganter Methode eingehend dargestellt worden. Die theoretischen Erörterungen sind stets von praktischen Rechnungen begleitet, und so dürfte das Buch einen sehr brauchbaren Wegweiser auf dem schwierigen Gebiet der Berechnung der astronomischen Finsternisse bilden.

**Band 9: Die Determinanten.** Von Geh. Hofrat Dr. E. Netto, Professor an der Universität Gießen. [VI u. 130 S.] 8. 1910. Steif geh. ca. n. M. 3.—, in Leinwand geb. ca. n. M. 3,40.

Eine Einführung in die Theorie der Determinanten, die leicht verständlich und in möglichster Kürze die Hauptresultate und die Hauptanwendungen dieser wichtigen Lehre dem Anfänger vorträgt, sich also den Zielen und Absichten der „mathematisch-physikalischen Schriften für Ingenieure und Studierende“ durchaus anpaßt. Die Beweise sind streng; Verständlichkeit und Kürze suchte Verf. dadurch zu erreichen, daß er sie, was ja gerade bei den Determinanten sehr leicht geschehen kann, an den einfachen Fällen darlegte. Bei den Resultaten und den Anwendungen war es im Hinblick auf den Umfang des Buches nötig, fürchterliche Musterung zu halten. Es ist zu hoffen, daß dabei das richtige Maß gewahrt worden ist.

Die Sammlung wird fortgesetzt.

# AUG. FÖPPL: VORLESUNGEN ÜBER TECHNISCHE MECHANIK

In 6 Bänden. gr. 8. In Leinwand geb.

- I. Band. **Einführung in die Mechanik.** 3. Auflage. Mit 103 Figuren. [XVI u. 428 S.] 1905. n. M. 10.—
- II. — **Graphische Statik.** 2. Auflage. Mit 176 Figuren. [XII u. 471 S.] 1903. n. M. 10.—
- III. — **Festigkeitslehre.** 4. Auflage. Mit 86 Figuren. [XVI u. 426 S.] 1909. n. M. 10.—
- IV. — **Dynamik.** 3., stark veränderte Auflage. Mit 71 Figuren. [VIII u. 422 S.] 1909. n. M. 10.—
- V. — **Die wichtigsten Lehren der höheren Elastizitätstheorie.** Mit 44 Figuren. [XII u. 391 S.] 1907. n. M. 10.—
- VI. — **Die wichtigsten Lehren der höheren Dynamik.** Mit 30 Figuren. [XII u. 490 S.] 1910. n. M. 12.—

Föppls Werk will den Studierenden an der Technischen Hochschule den gesamten Stoff der technischen Mechanik bieten. Im großen und ganzen hält es sich an das auch in den Vorlesungen gebotene Material, doch geht es an geeigneten Stellen über dieses Ziel hinaus, so daß es sich infolge dieser Ergänzungen auch für den Techniker von Beruf hervorragend zum Nachschlagen über Probleme, die er bei seinen Arbeiten notwendig hat, eignet. Zahlreiche musterhafte Übungsbeispiele, die aus der Praxis des Maschinen- und Bauingenieurs entnommen sind, lehren die Anwendung der vorgetragenen Theorien und tragen am besten dazu bei, deren Verständnis zu vertiefen. Besonderen Wert legt der Verfasser auf eine für den Leser recht eindringliche Erörterung grundsätzlicher Fragen. Schwierige Untersuchungen werden in klarer, leicht verständlicher Sprache geführt. Nirgends wird das Ziel durch eine Häufung von Formeln und Rechnungen erreicht, steht Verfasser doch auf dem Standpunkt, daß die Mathematik für die Lehrer der technischen Mechanik nur Mittel zum Zweck ist. Es ist hier nicht möglich, auf den reichen Inhalt des jetzt auf 6 Bände erweiterten Werkes einzugehen. Die rasche Folge der Auflagen spricht am besten für die praktische Brauchbarkeit des Werkes.

„Mit Recht zählen die Föppl'schen Lehrbücher über Mechanik zu den beliebtesten in der technischen Literatur. Der Grund ist wohl der, daß der Verfasser es versteht, sich ganz in den Geist des Lernenden hineinzuversetzen, mit ihm gemeinsam an jede neue Aufgabe heranzutreten, und dies nicht nur von einer Seite zu fassen, von der aus die formale analytische Durchrechnung möglich ist, sondern von einer solchen, die den Lernenden bereits vor der genauen Lösung befähigt, sich einen abschätzenden Überblick über die auftretenden Einzelercheinungen zu verschaffen. Demgemäß nimmt die anschauliche Beschreibung, und aus gleichem Grunde auch die Besprechung der erhaltenen Ergebnisse, einen breiten Raum neben der mathematischen Fassung ein.“  
(Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure.)

„Föpl versteht die Kunst, mit klaren und interessanten Worten, gestützt auf geistreich gewählte Beispiele, auseinanderzusetzen, was die Formel kurz aber trocken zusammenfaßt. Man gewinnt daraus auf die angenehmste Art Einsichten, die sich sonst hinter langen Formelentwicklungen verbergen. Die Auseinandersetzungen werden bei Föpl zwar äußerlich länger, als in der knappen Formelsprache anderer Bücher, die zum Verständnis nötige Zeit wird aber kürzer. Das sind Vorzüge, die für den Praktiker schwerer ins Gewicht fallen, als die bei früheren Auflagen aus mathematischen Kreisen geäußerten Bedenken gegen die Korrektheit mancher Entwicklungen.“  
(Elektrotechnische Zeitschrift.)

Verlag von B. G. TEUBNER in LEIPZIG und BERLIN



**Mechanik**, unter Mitwirkung von M. Abraham, C. Cranz, P. u. T. Ehrenfest, S. Finsterwalder, O. Fischer, Ph. Forchheimer, Ph. Furtwängler, M. Grübler, L. Henneberg, K. Heun, G. Jung, A. Kriloff, H. Lamb, A. E. H. Love, R. v. Mises, L. Prandtl, H. Reißner, A. Schoenflies, P. Stäckel, O. Tedone, E. Timerding, A. Timpe, A. Voss, G. T. Walker, G. Zemplén, redigiert von F. Klein und C. H. Müller. A. u. d. T.: Encyklopädie der mathematischen Wissenschaften. Band IV, in 4 Teilbänden.

Man verlange Prospekt!

Vollständig erschien bisher:

I. Teilband. [XVI u. 691 S.] 1901/08. In Halbfranz geb. n. *M.* 24.—  
III. — [XI u. 593 S.] 1900/08. In Halbfranz geb. n. *M.* 20.60.

**Physik**, unter Mitwirkung von: M. Abraham, L. Boltzmann, G. E. Bryan, P. Debye, H. Diesselhorst, H. Dubois, Fr. Emde, S. Finsterwalder, R. Gans, F. W. Hinrichsen, E. W. Hobson, J. H. van t'Hoff, H. Kamerlingh-Onnes, M. Laue, Th. Liebisch, H. A. Lorentz, L. Mamlock, G. Mie, †H. Minkowski, O. Mügge, J. Nabl, F. Pockels, L. Prandtl, R. Reiff, K. Runge, A. Schoenflies, M. Schröter, E. Study, A. Wangerin, W. Wien, J. Zenneck, redigiert von A. Sommerfeld. A. u. d. T.: Encyklopädie der mathemat. Wissenschaften. Band V, in 3 Teilen. Man verlange Prospekt!

**Blau, K.**, das Automobil. Eine Einführung in Bau und Betrieb des modernen Kraftwagens. Mit 83 Abbildungen. [VII u. 120 S.] 8. 1907. Geh. n. *M.* 1.—, geb. n. *M.* 1.25.

**Ebner, F.**, Leitfaden der technisch wichtigen Kurven. Mit 93 Figuren. [VIII u. 197 S.] gr. 8. 1906. Geb. n. *M.* 4.—

**Emden, R.**, Lehrbuch der Luftschiffahrt und Flugtechnik. [Erscheint im Frühjahr 1910.]

**Fischer, O.**, theoretische Grundlagen für eine Mechanik der lebenden Körper mit speziellen Anwendungen auf den Menschen sowie auf einige Bewegungsvorgänge an Maschinen. In möglichst elementarer und anschaulicher Weise dargestellt. Mit 67 Figuren und 4 Tafeln. [X u. 372 S.] gr. 8. 1906. Geb. n. *M.* 14.—

**Freytag, L.**, Vereinfachung der statischen Bestimmung elastischer Balkenträger. Mit vielen Figuren. [VIII u. 123 S.] gr. 8. 1893. Geh. n. *M.* 3.—

**Grübler, M.**, Lehrbuch der hydraulischen Motoren. gr. 8. Geb. [In Vorb.]  
——— Getriebelehre. 8. Kart. und geb. [In Vorbereitung.]

**Hering, K.**, das 200-jährige Jubiläum der Dampfmaschine, 1706—1906. Eine historisch-technisch-wirtschaftliche Betrachtung. Mit 13 Figuren. [IV u. 58 S.] gr. 8. 1907. Geh. n. *M.* 1.60.

**Heun, K.**, die kinetischen Probleme der wissenschaftlichen Technik. Mit 18 Figuren. [VI u. 123 S.] gr. 8. 1900. Geh. n. *M.* 4.—

——— und **R. v. Mises**, die kinetischen Probleme der modernen Maschinenlehre. gr. 8. Geb. [In Vorbereitung.]

**Jellet, J. H.**, die Theorie der Reibung. Deutsch bearbeitet von J. Lüroth und A. Schepp. Mit zahlr. Figuren. [X u. 239 S.] gr. 8. 1890. Geh. n. *M.* 6.—

**v. Kármán, Th.**, Festigkeitsprobleme der modernen Maschinentechnik. 8. Kart. und geb. [In Vorbereitung.]

**Kirchhoff, G.**, Vorlesungen über mathematische Physik. 4 Bände. Mit Figuren. gr. 8. I. Band: Mechanik. 4. Auflage von W. Wien. [X u. 464 S.] 1897. Geh. n. *M.* 13.—, geb. n. *M.* 15.—

**Kübler, J.**, die Berechnung der Kessel- und Gefäßwandungen. I. Teil: Aufstellung der allgemeinen Gleichungen. Mit 6 Figuren. Mit einem Anhang: Welches Hindernis versperrt in der Knick-Theorie den Weg zur richtigen Erkenntnis? [52 S.] gr. 8. 1903. Geh. n. *M.* 1.60.

- Lamb, H.**, Lehrbuch der Hydrodynamik. Deutsche autorisierte Ausgabe, nach der 3. englischen Auflage besorgt von Joh. Friedel. Mit 79 Figuren. [XXIV u. 788 S.] gr. 8. 1907. Geh. n. *M* 20.—
- Lanchester, F. W.**, Aerodynamik; ein Gesamtwerk über das Fliegen. Aus dem Englischen übersetzt von C. und A. Runge in Göttingen. In 2 Bänden. gr. 8. Geb. I. Band. Mit 162 Figuren u. 1 Tafel. [XIV u. 360 S.] 1909. n. *M* 12.—
- Lorentz, H. A.**, Abhandlungen über theoretische Physik. In 2 Bänden. Band I. Mit 40 Figuren. [IV u. 489 S.] gr. 8. 1907. Geh. n. *M* 16.—, geb. n. *M* 17.— [Band II in Vorbereitung.]
- Lorenz, H.**, Dynamik der Kurbelgetriebe mit besonderer Berücksichtigung der Schiffsmaschinen. Mit 66 Figuren. [V u. 156 S.] gr. 8. 1901. Geh. n. *M* 5.—
- Marcolongo, R.**, Einführung in die Elastizitätstheorie. 2 Bände. Je ca. 100 S. gr. 8. Kart. und geb. [In Vorbereitung.]
- v. Mises, R.**, Theorie der Wasserräder. Mit 24 Figuren. [120 S.] gr. 8. 1909. Geh. n. *M* 3.60.
- Nimführ, R.**, die Luftschiffahrt. Ihre wissenschaftlichen Grundlagen und technische Entwicklung. 2., verbesserte und vermehrte Auflage. Mit 42 Abbildungen. [VIII u. 152 S.] 8. 1910. Geh. n. *M* 1.—, geb. n. *M* 1.25.
- Perry, J.**, Drehkreisel. Deutsche Ausgabe, besorgt von August Walzel. Mit 58 Abbildungen und 1 Titelbild. [VIII u. 125 S.] 8. 1904. Geh. n. *M* 2.80.
- Schenk, J.**, Festigkeitsberechnung größerer Drehstrommaschinen. Mit 45 Figuren und 1 Doppeltafel. [IV u. 59 S.] gr. 8. 1903. Geh. n. *M* 1.60.
- Schreber, K.**, die Theorie der Mehrstoffdampfmaschinen. Untersuchung der Frage: „Ist Wasser die vorteilhafteste Flüssigkeit zum Betriebe von Dampfmaschinen?“ und Bearbeitung der auf diese Frage sich ergebenden Antworten. Mit 12 Zeichnungen. [IV u. 126 S.] gr. 8. 1903. Geh. n. *M* 3.60, geb. n. *M* 4.20.
- die Kraftmaschinen. Eine Einführung in die allgemeine Maschinenkunde. 2., wohlfeile Ausgabe. Mit 56 Abbildungen und 1 Tafel. [XII u. 347 S.] gr. 8. 1907. Geh. n. *M* 3.60, geb. n. *M* 4.20.
- Schwaiger, A.**, das Regulierproblem in der Elektrotechnik. Mit 28 Fig. [V u. 102 S.] gr. 8. 1909. Geh. n. *M* 2.80, geb. n. *M* 3.60.
- Stahlberg, W.**, die Hilfsmittel der Seeschiffahrt. gr. 8. Geb. [Erscheint im Sommer 1910.]
- Stein, A.**, die Lehre von der Energie. Mit 13 Figuren. [IV u. 137 S.] 8. 1909. Geh. n. *M* 1.—, geb. n. *M* 1.25.
- Stephan, P.**, die technische Mechanik. Elementares Lehrbuch für mittlere maschinen technische Fachschulen und Hilfsbuch für Studierende höherer technischer Lehranstalten. 2 Teile. gr. 8.
- I. Teil. Mechanik starrer Körper. Mit 255 Figuren. [VIII u. 344 S.] 1904. Geh. n. *M* 7.—  
 II. — Festigkeitslehre und Mechanik der flüssigen und gasförmigen Körper. Mit 200 Figuren. [VIII u. 332 S.] 1906. Geh. n. *M* 7.—
- Study, E.**, Geometrie der Dynamen. Eine Zusammensetzung von Kräften und verwandte Gegenstände der Geometrie. Mit 46 Figuren und 1 Tafel. [XIII u. 603 S.] gr. 8. 1903. Geh. n. *M* 21.—, geb. n. *M* 23.—
- Weber, H.**, und **J. Wellstein**, Encyklopädie der Elementar-Mathematik. Ein Handbuch für Lehrer und Studierende. In 3 Bänden. Mit zahlr. Figuren. gr. 8. Geb.
- I. Band. Elementare Algebra und Analysis. Von H. Weber. 2. Auflage. [XVIII u. 539 S.] 1906. n. *M* 9.60.  
 II. — Elemente der Geometrie. Von H. Weber, J. Wellstein und W. Jacobsthal. 2. Auflage. [XII u. 604 S.] 1907. n. *M* 12.—  
 III. — Angewandte Elementar-Mathematik. Von H. Weber, J. Wellstein u. E. H. Weber (Rostock). [XIII u. 666 S.] 1907. n. *M* 14.—

# B. G. TEUBNERS HANDBÜCHER FÜR HANDEL UND GEWERBE

HERAUSGEGEBEN VON

**DR. VAN DER BORGH** **DR. SCHUMACHER** **DR. STEGEMANN**

GEH. REG.-RAT IN BERLIN

PROF. AN DER UNIV. BONN

GEH. REG.-RAT IN BRAUNSCHWEIG

Die Handbücher sollen in erster Linie dem Kaufmann und Industriellen ein geeignetes Hilfsmittel bieten, sich rasch ein wohlbegründetes Wissen auf den Gebieten der Handels- und der Industrielehre, der Volkswirtschaft und des Rechtes, der Wirtschaftsgeographie und der Wirtschaftsgeschichte zu erwerben, wie es die erhöhten Anforderungen des modernen Wirtschaftslebens erfordern. Aber auch allen Volkswirtschaftlern und Politikern sowie den Verwaltungs- und Steuerbehörden wird die Sammlung willkommen sein, da sie in ihr die so oft nötigen zuverlässigen Nachschlagewerke über die verschiedenen kaufmännischen und industriellen Fragen finden werden.

**Anlage von Fabriken.** Von H. Haberstroh, E. Weidlich, E. Görts und Dr. R. Stegemann. Mit 274 Abbild. u. Plänen sowie 6 Tafeln. [XIII u. 528 S.] gr. 8. 1907. Geh. *M.* 12.—, in Leinw. geb. *M.* 12.80.

„... Die Gesichtspunkte, unter denen der überaus reichhaltige und stellenweise sehr schwierige Stoff vorgetragen ist, entsprechen in jeder Weise den modernen Anforderungen an eine Fabrikanlage, d. h. es sind neben einer gewissen Formenschönheit in erster Linie doch immer die Zweckmäßigkeit, die hygienischen Bedürfnisse und das Nützlichkeitsprinzip berücksichtigt worden.“  
(Metallröhren-Industrie.)

„... Der erste Abschnitt von Haberstroh stellt eine treffliche, übersichtlich und klar geschriebene Arbeit dar, die jeder Fabrikbesitzer zweifellos mit großem Nutzen lesen wird. Auch jedem Verwaltungsbeamten wird dieser Teil eine Fülle Anregung und Belehrung geben, zumal eine große Zahl gut gewählter Abbildungen zur Verständlichkeit des Textes beiträgt. Die Arbeiterwohlfahtseinrichtungen sind hier in trefflicher, klarer Weise behandelt. Eine große Menge Material ist zusammengetragen und nach einheitlichen Gesichtspunkten verarbeitet worden. Nicht nur der Industrielle, auch der Sozialpolitiker wird dieses Kapitel mit großem Interesse lesen.“  
(Hannoverscher Courier.)

**Betrieb von Fabriken.** Von Dr. F. W. R. Zimmermann, A. Johanning, H. v. Frankenberg u. Dr. R. Stegemann. Mit 3 Abbild. u. zahlreichen Formularen. [VI u. 436 S.] gr. 8. 1905. Geh. *M.* 5.—, in Leinw. geb. *M.* 8.60.

„Das Buch bietet eine Fülle von Anregung und Belehrung und dürfte insbesondere für die leitenden technischen und kaufmännischen Persönlichkeiten wegen der umfassenden Übersichten auf allen Gebieten des Fabrikbetriebes sehr zu empfehlen sein.“  
(Elektrotechnische Zeitschrift.)

„... Da ein derartiges Werk unserer reichhaltigen technischen Literatur bisher mangelte, obzwar in letzter Zeit Bücher von ähnlichem, aber nicht so umfassendem Inhalt herausgegeben wurden, so muß das Erscheinen dieses Buches mit Freuden begrüßt werden.“  
(Dr. Arthur Wiesler in Dinglers Polytechn. Journal.)

„Das vorliegende Handbuch kann nicht nur dem Studierenden als Einführung empfohlen werden, sondern es bietet auch dem Praktiker eine Fülle von Belehrung und Anregung und ist ein zuverlässiges Nachschlagewerk, dessen Handhabung durch ein gut bearbeitetes alphabetisches Sachregister erleichtert wird.“ (Schmollers Jahrb. f. Gesetzgeb.)

**Versicherungswesen.** Von Dr. A. Manes. [XII u. 468 S.] gr. 8. 1905. Geh. *M.* 9.40, in Leinw. geb. *M.* 10.—

„Das Buch ist des höchsten Beifalls würdig, denn der Verfasser behandelt in umfassender Weise ein bisher vernachlässigtes Gebiet. Es ist ihm gelungen, ein ebenso solides wie interessantes Lehrbuch für die des Versicherungswesens Unkundigen zu schreiben. Aber auch der Kundige wird aus dem Werke in mannigfachster Beziehung Belehrung und Anregung schöpfen, und zwar nicht bloß deshalb, weil er in dem Buche einen vortrefflichen Einblick in die englischen und amerikanischen Verhältnisse erlangt, sondern auch weil der Verfasser viele neue, bisher nicht genügend beachtete Seiten des deutschen Versicherungswesens aufdeckt.“ (Ztschr. f. d. gesamte Versicherungs-Wissenschaft.)

„Das vorliegende Buch kommt einem wirklichen Bedürfnis entgegen: es behandelt das Versicherungswesen nach seiner allgemeinen Seite und in allen seinen Einzelzweigen nach dem neuesten Stande der Wissenschaft und der Praxis, und zwar in einem Umfange, der zwischen monographischer Ausführlichkeit und populärer Skizzierung die richtige Mittellinie einhält, die sich für ein brauchbares Hand- und Lehrbuch empfiehlt.“

(Geh. Regierungsrat Prof. Dr. W. Lexis, Göttingen, in den Conradschen Jahrbüchern für Nationalökonomie und Statistik.)

# B. G. Teubners Handbücher für Handel und Gewerbe

**Die Bilanzen der privaten Unternehmungen,** mit besonderer Berücksichtigung der Aktiengesellschaften, Gesellschaften mit beschränkter Haftung, Genossenschaften und Gewerkschaften, der Bank-, Versicherungs- und Eisenbahnunternehmungen. Von Dr. phil. et jur. R. Passow, Professor an der Kgl. Technischen Hochschule zu Aachen. [XII u. 355 S.] gr. 8. 1910. Geh. M. 8.40, in Leinwand geb. M. 9.—

Die vorliegende Arbeit setzt sich die Aufgabe, die Bilanzen in erster Linie unter wirtschaftlichen Gesichtspunkten, aber mit eingehender Berücksichtigung ihrer technischen und juristischen Grundlagen zu behandeln und so die wissenschaftliche Bearbeitung des Stoffes mit praktischer Brauchbarkeit zu vereinigen.

**Einführung in die Elektrotechnik.** Physikalische Grundlagen und technische Ausführungen. Von R. Einkel. Mit 445 Abbildungen. [VI u. 464 S.] gr. 8. 1908. Geh. M. 11.20, in Leinw. geb. M. 12.—

„... Sowohl dem kaufmännisch gebildeten Industriellen wie dem Ingenieur, der einen Überblick zu erwerben wünscht, wird das Buch eine brauchbare Handhabe dazu bieten. Der Stoff wird so vortrefflich behandelt, daß der Leser eine klare Vorstellung von den Grundbedingungen und Schwierigkeiten erhält.“ (Praktischer Maschinen-Konstrukteur.)

„Das aus elektrotechnischen Vorlesungen an der Handelshochschule Köln hervorgegangene Buch bezweckt eine Einführung des Lesers in die hauptsächlichsten physikalischen Grundlagen sowie die wesentlichen technischen Leistungen in der Elektrotechnik. In allgemeinverständlicher Ausdrucksweise unter möglicher Vermeidung mathematischer Formeln hat der Verfasser es verstanden, unter besonderer Berücksichtigung der historischen Entwicklung einen klaren Überblick über Wesen und Arbeitsgebiet der Elektrotechnik zu geben. Die stets wiederkehrende Anwendung der mechanischen Analogie trägt wesentlich zum Verständnis der elektrischen Erscheinungen bei. Zahlreiche Skizzen und Abbildungen ergänzen vorteilhaft die Ausführungen des Verfassers.“ (Marie-Rundschau.)

„Es sind die Starkstromtechnik, die Verwendung des elektrischen Stromes für Licht- und Kräfteerzeugung behandelt, und zwar in einer Weise, die eine klare Vorstellung von den Grundbedingungen und hauptsächlichsten Schwierigkeiten und damit von den achtunggebietenden Leistungen der elektrotechnischen Industrie geben kann. Es kann das Buch jedem, der eines zuverlässigen Führers in der praktischen Verwendung der Elektrizität bedarf, empfohlen werden.“ (Beilage zur Zeitschrift für gewerblichen Unterricht.)

**Die Eisenindustrie.** Von Oskar Simmersbach. Mit 92 Abbild. [X u. 322 S.] gr. 8. 1906. Geh. M. 7.20, in Leinw. geb. M. 8.—

„... Der Verfasser hat es mit großem Geschick verstanden, überall nur das Wesentliche zu bringen, der technische Teil ist knapp und klar geschrieben; in dem wirtschaftlichen Teil sind die statistischen Angaben sorgfältig so ausgewählt und zusammengestellt, daß sie, ohne zu ermüden, doch ein möglichst vollständiges Bild geben. Seinen Hauptwert wird das Buch wegen der vielen Zahlenangaben als Nachschlagewerk im täglichen Betrieb haben.“ (Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure.)

„... Es läßt sich nicht leugnen, daß der Gedanke, den das Buch seinen Ursprung verdankt, ein durchaus gesunder und entwicklungsfähiger ist, und daß der Verfasser es verstanden hat, den an und für sich spröden, nicht leicht zu behandelnden Stoff nicht nur in durchaus sachlicher, sondern auch in anregender Weise zu bearbeiten. Das Buch ist ein wichtiges Hilfsmittel im wirtschaftlichen Kampf.“

(Krit. Vierteljahresbericht über die Berg- und Hüttenmänn. und verwandte Literatur.)

„... Nach dieser kurzen Angabe des Inhalts beurteile ich das Buch dahin, daß seine Aufgabe gut gelöst ist. Der Verfasser hat allgemeinverständlich aber nicht oberflächlich geschrieben... Man fühlt heraus, daß er die erörterten Fragen aus eigener Erfahrung und Betrachtung heraus beherrscht, was ja auch im Einklange mit seinem Lebensgange und seinen vielseitigen anderen Veröffentlichungen steht. Auch Ingenieuren und Technikern wird dies Werk als Nachschlagewerk willkommen sein. Druck und Ausstattung sind gut.“ (Glückauf.)

**Die Chemische Industrie.** Von Gustav Müller, Kais. Geh. Oberreg.-Rat, vortr. Rat im Reichsamt des Innern. Unter Mitwirkung von Dr. phil. F. Bennigson in Berlin. [VIII u. 488 S.] gr. 8. 1909. Geh. M. 11.20, in Leinwand geb. M. 12.—

**Chemische Technologie.** Von Dr. Fr. Heusler. Mit 126 Abbild. [XVI u. 351 S.] gr. 8. 1905. Geh. M. 8.—, in Leinw. geb. M. 8.60.

**Die Zuckerindustrie.** gr. 8. 1905. Geh. M. 7.40, in Leinw. geb. M. 7.80. Einzelne:  
I. Teil: Die Zuckerfabrikation. Von Dr. H. Claaßen u. Dr. W. Bartz. Mit 79 Abbild. [X u. 270 S.] Geh. M. 5.60, in Leinw. geb. M. 6.— II. Teil: Der Zuckerhandel. Von O. Pilet. [IV u. 92 S.] Geh. M. 1.80, in Leinw. geb. M. 2.20.

**Die Zuckerproduktion der Welt.** Von Geh.-Rat Prof. Dr. H. Paasche. [VI u. 388 S.] gr. 8. 1905. Geh. M. 7.40, in Leinw. geb. M. 8.—

Ausführlicher Prospekt auf Verlangen umsonst und postfrei vom Verlage







WYDZIAŁY POLITECHNICZNE KRAKÓW

BIBLIOTEKA

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



II-351669

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



10000299054