DER SCHIFFSMASCHINENBAU

DRITTER BAND

umfassend:

Berechnung und Konstruktion der Schiffskessel - Ergänzungen zum 2. Band betreffend Turbinenanlagen - Die zu Schiffsmaschinenanlagen gehörigen Rohrleitungen und Hilfsmaschinen - Anhang betreffend verschiedene einschlägige Sondergebiete

von

PROF. DR. G. BAUER
VORSTANDSMITGLIED
DER DEUTSCHEN SCHIFF- UND MASCHINENBAU A.G., BREMEN

und

VIERTER BAND

umfassend:

Berechnung und Konstruktion der Schiffsdieselmotoren und ihrer Hilfseinrichtungen - Anhang betreffend verschiedene einschlägige Sondergebiete

von

PROF. DR. G. BAUER UND DIREKTOR W. BROSE

MIT 738 ABBILDUNGEN UND 87 TABELLEN

MÜNCHEN UND BERLIN 1941
DRUCK UND VERLAG VON R. OLDENBOURG

Alle Rechte, insbesondere das der Übersetzung, vorbehalten
Copyright 1941 by R. Oldenbourg, München und Berlin

VORWORT

Mein Vorhaben, die beiden ersten Bände des vorliegenden Werkes durch Hinzufügung eines dritten zu einem Ganzen zu erweitern, welches wenigstens in den gröbsten Zügen das gesamte Gebiet des Schiffsmaschinenbaues umfaßt, mußte infolge dringender beruflicher Inanspruchnahme immer wieder zurückgestellt werden.

Namentlich waren in den der Herausgabe des zweiten Bandes folgenden Jahren alle meine Gedanken und Kräfte durch den Bau des Schnelldampfers „Bremen", für dessen Maschinenanlage ich die volle Verantwortung zu tragen hatte, in Anspruch genommen.

Trotz meiner beruflichen Belastung entschloß ich mich jedoch schließlich, der Vollendung meines Werkes näherzutreten, zunächst mit dem Gedanken, unter Zusammenfassung meiner in den Jahren 1926 bis 1936 abgehaltenen Vorlesungen an der Technischen Hochschule Berlin-Charlottenburg eine ganz bescheidene Ergänzung zu liefern, nur gerade genügend, um das Buch nicht als einen Torso bestehen zu lassen.

Aber je mehr ich mich damit beschäftigte, das vorhandene Material zu sichten und neues zusammenzutragen, desto klarer wurde mir, daß ich so leichter Mühe nicht davonkommen würde. Abgesehen von der eigentlichen Aufgabe dieses Bandes, die bisher noch nicht behandelten Kessel, Hilfsmaschinen und Rohrleitungen nachzuholen, trat immer mehr die Notwendigkeit hervor, auch das bereits im 1. und 2. Band über die Hauptmaschinen Gesagte zu ergänzen oder zu berichtigen, um den auf dem letztgenannten Gebiet erzielten Fortschritten Rechnung zu tragen.

So wuchs sich schließlich der 3. Band zu einem stattlichen Umfang aus; auch ein 4. Band entstand, welcher den Schiffsdieselmotoren gewidmet wurde und den ich gemeinsam mit Herrn Direktor W. Brose, dem Chef des Dieselmotorenbaues der Deschimag, verfaßt habe. Dieser vierte Band ist indessen wegen seines verhältnismäßig geringen Umfanges mit dem dritten in einem gemeinsamen Einband vereinigt worden.

Die Ergänzungen zu den im 1. und 2. Band bereits behandelten Kapiteln beziehen sich namentlich auf die Konstruktion und Berechnung von Turbinen, Rädergetrieben, Kondensationsanlagen und Propellern; sie sind nur im Zusammenhang mit dem einschlägigen Text der ersten beiden Bände verständlich. Das gleiche gilt von verschiedenen Anhängen, welche in den ersten beiden Bänden bereits Behandeltes ergänzen sollen, z. B. Kavitation, Tragflügeltheorie usw.

Ein ausführlicher Anhang ist der Berechnung der rotierenden Pumpen und Gebläse gewidmet; bei der weitgehenden Verwendung dieser Hilfsmaschinen an Bord habe ich geglaubt, versuchen zu sollen, dieses mit vielen Unsicherheiten behaftete Gebiet dem Schiffsmaschinenbauer näherzubringen.

Auch einen kurzen Abschnitt über elektrischen Schiffsantrieb habe ich beigefügt, weil diese Antriebsart in den letzten Jahren an Boden gewonnen hat.

Des ferneren hielt ich es für unerläßlich, einen kurzen Anhang über verschiedene Materialfragen mit in den Band aufzunehmen. Namentlich die Einführung des Hochdruckheißdampfes hat es mit sich gebracht, daß viele bisher nicht oder kaum ver-

wendete Materialien in den Schiffsmaschinenbau Eingang gefunden haben, ebenso wie das Bestreben, an Gewicht zu sparen, neue Methoden der Materialprüfung erforderlich gemacht hat. Die weitgehende Einführung von Schweißkonstruktionen im Schiffsmaschinenbau ließ es zweckmäßig erscheinen, auch diese Technik in einem kurzen Anhang zu behandeln.

Ich bin mir vollständig darüber klar, daß es unmöglich ist, einen Stoff vom Umfange des gesamten Schiffsmaschinenbaues in erschöpfender Weise zu behandeln, wie dies wohl allgemein für so weitverzweigte technische Gebiete gilt; auch werden solche Werke bei dem heutigen Tempo der technischen Entwicklung teilweise schnell veralten. Die natürliche Folgerung hieraus wäre, das gesamte Schriftwerk einer derartigen Technik nur den periodisch erscheinenden Journalen zuzuweisen, welche immer das Neueste zu bringen in der Lage sind, ohne das Überholte mitzuschleppen.

Die Herausgabe eines technischen Werkes wie des vorliegenden läßt sich demnach nur dadurch rechtfertigen, daß sich der Leser mit dessen Hilfe schnell über alle wichtigsten Dinge des Fachgebietes unterrichten kann, was ihm sonst wohl erst nach Durchsicht von vielen Dutzenden von Fachzeitschriften und Spezialwerken, vielleicht auch dann noch nicht, gelingen dürfte. Hierzu kommt noch, daß es außerordentlich schwierig ist, bei dem in den Fachzeitschriften Gebrachten, Wesentliches und Unwesentliches, Zuverlässiges und Angreifbares zu unterscheiden.

Des ferneren bin ich mir auch darüber klar, daß viele Gebiete des Schiffsmaschinenbaues heute noch so umstritten sind, daß abschließend über sie nicht gesprochen werden kann. Es zählt hierzu das Gebiet des Propellers, des Wasserumlaufes und der Korrosionserscheinungen in den Kesseln, die Berechnung der Rohrbogen in Heißdampfleitungen, die Verluste in Pumpen und Gebläsen usw. Es blieb mir hier nichts übrig als, so gut es meine Kräfte und meine beschränkte Zeit erlaubten, mich zu behelfen, um dem Leser wenigstens einen gewissen Überblick über den heutigen Stand der Technik zu verschaffen.

Im großen und ganzen wird der Leser nur den Großschiffsmaschinenbau, herunter bis zum kleinen Frachtschiff, behandelt finden; ebenso wie im 1. und 2. Band mußte auch hier die weitverzweigte Technik des Kleinschiffsmaschinenbaues unberücksichtigt bleiben.

Der Kriegsschiffsmaschinenbau konnte aus naheliegenden Gründen nicht ausführlich besprochen werden. Der Leser findet in einem besonderen Abschnitt über dieses Thema einige Bemerkungen, welche es gestatten, die im übrigen Text gebrachten allgemein gültigen Regeln mit der Praxis der Kriegsschiffe zu vergleichen und sinngemäß auf diese zu übertragen. Dem Oberkommando der Kriegsmarine beehre ich mich hierdurch für die Überlassung von Material für diesen Abschnitt den ergebensten Dank auszusprechen; besonders danke ich auch Herrn Ministerialdirektor F. Brandes für das dem Entstehen dieses Buches entgegengebrachte freundliche Interesse.

Ich habe mir reiflich überlegt, ob ich in das Buch auch Angaben über die Gewichte der Maschinen- und Kesselanlagen aufnehmen soll. Bei den verschiedenartigen Einflüssen, welche auf den Gewichtsbedarf solcher Anlagen einwirken, ist es indessen sehr schwierig, irreführende Angaben zu vermeiden. Die Kalkulation der Gewichte kann nur von seiten der Baufirmen auf Grund vorliegender Erfahrungen und sorgfältiger Berechnungen von Fall zu Fall vorgenommen werden.

Die Fertigstellung dieses Bandes, welche abgesehen von der Beschaffung des umfangreichen Materials auch zeichnerische Arbeit in großem Maßstabe erforderte, wäre undurchführbar gewesen ohne die volle Unterstützung der Deschimag, deren Betriebsführer, Herr F. Stapelfeldt, dieses Unternehmen in großzügigster Weise gefördert hat, wofür ich an dieser Stelle meinen aufrichtigsten Dank ausspreche. Hier-

durch ergab sich auch die wertvolle Mitarbeit verschiedener Herren der Deschimag, aus deren Reihe ich besonders die Oberingenieure W. Wiebe, R. Link, E. Ludwig und W. Bauer, ferner als Mitarbeiter auf den theoretischen Gebieten die Ingenieure Dr. K. Boehle, A. Hoffmann und E. A. Eichelbrenner sowie für die Materialfragen Dipl.-Ing. E. Hemmerling hervorheben möchte. Ihnen und allen den anderen Herren, welche mir mit soviel Fleiß und Verständnis geholfen haben, sage ich hiermit den besten Dank, ebenso wie allen Firmen, welche die Freundlichkeit hatten, mich durch Überlassung von Material zu unterstützen.

Trotz dieser vielseitigen Mitarbeit habe ich es mir jedoch stets angelegen sein lassen, weder im Text noch in den Berechnungen und Zeichnungen etwas zu bringen, das nicht bis ins kleinste von mir beeinflußt und durchgesehen worden wäre. Selbstverständlich werden sich da oder dort noch kleinere oder größere Mängel herausstellen; den Leser, welcher solche findet, bitte ich, berücksichtigen zu wollen, daß dieses aus der schaffenden Tätigkeit hervorgegangene Buch in den wenigen freien Stunden entstand, die mir eine höchst verantwortliche und anstrengende Berufsarbeit übrig ließ und welcher gegenüber diese literarische Tätigkeit stets in den Hintergrund zu treten hatte.

Dem vorliegenden Band habe ich eine Zusammenstellung von Berichtigungen der bis heute festgestellten Fehler und Druckfehler des ersten und zweiten Bandes beigefügt, deren Durchsicht ich dem Leser der ersten beiden Bände empfehle.

Schließlich mache ich noch darauf aufmerksam, daß am Schluß des Textes ein Verzeichnis sämtlicher Schiffe eingefügt ist, deren Maschinenanlagen im Haupttext oder in den Anhängen dieses Bandes, wenn auch nur im Detail, als Beispiel herangezogen sind.

September 1941.

Dr. G. Bauer.

Inhalts-Verzeichnis.

Dritter Band.

1. Teil: Die Schiffskessel.

Abschnitt I: **Zylinderkessel.**

1. Reine Zylinderkessel.

Seite

§ 1. Vorbemerkung 3
§ 2. Heizfläche 4
§ 3. Rostfläche 5
§ 4. Kesselkörper 7
§ 5. Siede- und Ankerrohre 7
§ 6. Flammrohre 9
§ 7. Feuerkammer 11
§ 8. Mannlöcher 12
§ 9. Beschreibung ausgeführter Zylinderkessel 12
§ 10. Stehende Hilfskessel 14
§ 11. Tabelle ausgeführter Zylinderkessel 14
§ 12. Festigkeit der Zylinderkessel 16

2. Kombinierte Kessel.

§ 13. Allgemeines 16
§ 14. Der Prudhon-Capus-Kessel 16
§ 15. Der Howden-Johnson-Kessel 18

Abschnitt II: **Wasserrohrkessel.**

1. Wasserrohrkessel mit natürlichem Wasserumlauf.

§ 16. Allgemeines über Wasserrohrkessel 20
§ 17. Die Entwicklung des Wasserrohrkessels und verschiedene Formen desselben 21
§ 18. Der Yarrow-Kessel. Allgemeines 29
§ 19. Der Yarrow-Kessel des D. „Empress of Britain“ 29
§ 20. Der Wasserrohrkessel des D. „Bremen“ 32
§ 21. Der Wasserrohrkessel des D. „Europa“ 34
§ 22. Der Babcock-Wilcox-Kessel des D. „Statendam“ 38
§ 23. Bemerkungen über die neueren Prinzipien des Hochleistungskessels 39
§ 24. Der Deschimag-Wagner-Kessel des D. „Scharnhorst“ 41
§ 25. Wasserrohrkessel System Bauer-Wagner für ein leichtes Fahrgastschiff 43
§ 26. Der Hochdruck-Wasserrohrkessel für Kohlefeuerung des D. „Eisenach“ 46
§ 27. Der Wagner-Kessel des D. „Tannenberg“ 48
§ 28. Bemerkungen über die Berechnung und Bemessung der Wasserrohrkessel 51

2. Wasserrohrkessel mit künstlichem Umlauf.

Besondere Kesselsysteme.

§ 29. Der La Mont-Kessel 54
§ 30. La Mont-Kessel für ein Frachtschiff 56
§ 31. Der Benson-Kessel des D. „Uckermark“ 57
§ 32. Besondere Kesselsysteme. Vorbemerkung 59
§ 33. Der Sulzer-Kessel 59

Seite

§ 34. Der Schmidt-Hartmann-Kessel 61
§ 35. Der Löffler-Kessel 62
§ 36. Der Velox-Kessel 64

Abschnitt III: **Überhitzer, Vorwärmer, Feuerungen und Kesselzubehör.**

1. Überhitzer.

§ 37. Überhitzung. Allgemeines 65
§ 38. Rauchkammerüberhitzer 69
§ 39. Der Schmidtsche Rauchröhrenüberhitzer 70
§ 40. Feuerkammerüberhitzer 72
§ 41. Rohrbündelüberhitzer 75
§ 42. Getrennt gefeuerte Überhitzer 76
§ 43. Strahlungsüberhitzer 76

2. Rauchgasspeisewasservorwärmer.

§ 44. Rauchgasspeisewasservorwärmer 76
§ 45. Der Rauchgasspeisewasservorwärmer des D. „Europa“ 77
§ 46. Rippen- und Nadelrohrvorwärmer 78
§ 47. Glattrohrspeisewasservorwärmer 78

3. Luftvorwärmer.

§ 48. Allgemeines 78
§ 49. Röhrenluftvorwärmer mit senkrechten Rohren 78
§ 50. Röhrenluftvorwärmer mit liegenden Rohren 79
§ 51. Plattenluftvorwärmer 80
§ 52. Der Howden-Ljungström-Luftvorwärmer 82
§ 53. Nadelluftvorwärmer 82

4. Kohlefeuerung.

§ 54. Die Rostanlage der Zylinderkessel 83
§ 55. Die Rostanlage bei Wasserrohrkesseln für Handfeuerung 88
§ 56. Allgemeines über mechanische Feuerungen 89
§ 57. Eigentliche Unterschubfeuerungen 90
§ 58. Der Steinmüller-Planrost 92
§ 59. Die Ascheförderung 96

5. Kohlenstaubfeuerung.

§ 60. Allgemeines über Kohlenstaubfeuerung an Bord 97
§ 61. Die Kohlenstaubfeuerungsanlage des D. „Donau“ 97
§ 62. Kohlenstaubmühlen 100

6. Ölfeuerung.

§ 63. Allgemeines 102
§ 64. Prinzipielle Anordnung der Ölfeuerung an Bord 103
§ 65. Allgemeines über Druckölzerstäuber 104
§ 66. Ölfeuerung System Deschimag-Vulcan 105
§ 67. Ölfeuerung System Todd 108
§ 68. Ölfeuerung System Wallsend-Howden 110
§ 69. Ölfeuerung System Blohm & Voss 112
§ 70. Der rotierende Ölbrenner, Zentrifugalzerstäubung 114
§ 71. Heizölbetriebspumpen 115
§ 72. Heizölumförderpumpen 117
§ 73. Heizölvorwärmer 117
§ 74. Druckwindkessel 119
§ 75. Heizölfilter 120
§ 76. Übernahme- und Umförderleitungen sowie Rückstände- und Lecköl-Sammelleitungen für Heizöl 122
§ 77. Heizölbetriebsleitung 123

Seite

§ 78. Entlüftungs- und Überlaufleitungen der Heizöltanks, Vorratsbunker, Tagestanks sowie des Rückstände- und Überlauftanks 124
§ 79. Heizdampfleitung und Kondenswasserleitung der Heizöltanks 125
§ 80. Die Ölheizungsanlage des D. „Bremen" 126
§ 81. Sicherheitseinrichtungen bei Ölfeuerungen 129

7. Künstlicher Zug.

§ 82. Die verschiedenen Arten des künstlichen Zuges 130
§ 83. Zugquerschnitte und Geschwindigkeit der Rauchgase 130
§ 84. Howden-Zug. Allgemeines 134
§ 85. Die Ausführung der Druckluftkanäle für Howden-Zug 134
§ 86. Die Luftführung am Zylinderkessel bei Howden-Zug 134
§ 87. Eine Feuerungsvorlage für künstlichen Zug 137
§ 88. Der Saugzug 138
§ 89. Der kombinierte Zug (balanced draught) 139
§ 90. Der geschlossene Heizraum 142
§ 91. Der geschlossene Heizraum des D. „Bremen" 143
§ 92. Berechnung der Gebläsemaschinen 145
§ 93. Gebläsemaschinen für Howden-Zug 147
§ 94. Gebläsemaschinen für Anlagen mit geschlossenem Heizraum 148
§ 95. Gebläsemaschinen für Saugzug 151

8. Weiteres Kesselzubehör.

§ 96. Rauchfang und Schornstein 152
§ 97. Kesselgehäuse 155
§ 98. Kessel-Fundamente und -Verankerungen 157
§ 99. Bekleidung, Wärmeisolierung und Ausmauerung der Kessel 159

9. Kesselarmaturen.

§ 100. Allgemeines 162
§ 101. Anordnung der Kesselarmaturen bei Zylinderkesseln 163
§ 102. Anordnung der Kesselarmaturen bei Wasserrohrkesseln 169
§ 103. Anordnung der Armaturen für einen Hochdruckkessel 170
§ 104. Das Hauptabsperrventil am Kessel. Allgemeines 172
§ 105 Kesselabsperrventile für Kessel mit normalen Drücken 172
§ 106. Kesselabsperrventile für Hochdruckkessel 174
§ 107. Hilfsabsperrventile 175
§ 108. Sicherheitsventile. Allgemeines 175
§ 109. Sicherheitsventile für Kessel mit normalem Druck 177
§ 110. Indirekt gesteuerte Sicherheitsventile für Hochdruckkessel 179
§ 111. Speiseventile für Kessel mit normalen Drücken 180
§ 112. Speiseventil für einen Hochdruckkessel 182
§ 113. Speisewasserregler 182
§ 114. Der Mumford-Speisewasserregler 183
§ 115. Speisewasserregelung bei Hochleistungs- und Hochdruckkesseln 185
§ 116. Die Speisewasserführung im Innern der Kessel 185
§ 117. Wasserstandsanzeiger 186
§ 118. Fernwasserstandsanzeiger 190
§ 119. Probierventile 191
§ 120. Abschäum- und Ausblaseventile 192
§ 121. Sonstige kleine Armaturen an den Kesseln 193
§ 122. Wasserabscheider und Dampftrockner 193
§ 123. Der Hydrokineter 195
§ 124. Rußbläser 196

2. Teil: Die Maschinenanlagen.

(Ergänzungen zum 2. Band.)

Abschnitt I: **Hauptmaschinen.**

1. Beschreibung einiger neuzeitlicher Turbinenanlagen.

Seite

§ 125. Die Antriebsturbinen des D. „Bremen" 199
§ 126. Niederdruckturbine Bauart Franco Tosi 212
§ 127. Die Antriebsturbinen des D. „Normandie" 213
§ 128. Die Turbinenanlage des D. „Eisenach" 215
§ 129. Die Turbinenanlage des D. „Gneisenau" 224
§ 130. Die Turbinenanlage des D. „Tannenberg" 224
§ 131. Die Antriebsturbinen des D. „Nieuw Amsterdam" 226

2. Neueres über Turbinenschaufeln und Düsen.

§ 132. Neuere Schaufelprofile und Herstellungsverfahren 230
§ 133. Neuere Schaufelfußformen 231
§ 134. Schaufelverbindungen 232
§ 135. „Verdrehte" Schaufeln 232
§ 136. Schrägstellung von Schaufeln 233
§ 137. Neuere Düsenkonstruktionen 234

3. Abdampfturbinen.

§ 138. Einleitung 239
§ 139. Theoretische Erörterungen zum Abdampfturbinen-Prozeß 241
§ 140. Beschreibung typischer Abdampfturbinenanlagen System Bauer-Wach 243
§ 141. Die Turbo-Compound-Maschine System Bauer-Wach 249
§ 142. Praktische Ergebnisse der Abdampfturbine System Bauer-Wach 250
§ 143. Weitere Abdampfturbinensysteme 251

4. Berechnung von Turbinen.

§ 144. Vorbemerkung 251
§ 145. Berechnung der Turbinen des D. „Bremen" 252
§ 146. Berechnung der Turbinen des D. „Eisenach" 252
§ 147. Berechnung einer Abdampfturbine System Bauer-Wach 264
§ 148. Turbinen mit Teilreaktion 273

5. Zwischenüberhitzung.

§ 149. Zwischenüberhitzung 278
§ 150. Maschinenanlagen mit Zwischenüberhitzung 281
§ 151. Einfluß der Zwischenüberhitzung auf den Prozeß in der Kolbendampfmaschine 283

6. Übersetzungsgetriebe für Turbinen.

§ 152. Vorbemerkung 284
§ 153. Konstruktion von Getrieben 284
§ 154. Zahnbelastung 288
§ 155. Daten und Belastungsziffern 289

Abschnitt II: **Kondensationsanlagen.**

§ 156. Einleitung 290
§ 157. Neuere Kondensatorkonstruktionen. Allgemeines 291
§ 158. Beschreibung einiger ausgeführter Kondensatoren 295
§ 159. Naßluftpumpen 298
§ 160. Dampfstrahl-Luftpumpen 301
§ 161. Kondensat-Kreiselpumpen 304
§ 162. Kühlwasserpumpen 306
§ 163. Turbo-Kühlwasserpumpen 307
§ 164. Turbo-Kühlwasserpumpe mit axialem Laufrad 309

Seite

§ 165. Hauptkühlwasserleitung 312
§ 166. Die Kondensationsanlage des D. „Bremen“ 316

Abschnitt III: **Kesselspeiseeinrichtungen.**

§ 167. Allgemeines 318
§ 168. Kolbenspeisepumpen (Dampfpumpen) 319
§ 169. Die Knorr-Speisepumpe 323
§ 170. Rotierende Kesselspeisepumpen. Allgemeines 325
§ 171. Die Speisepumpe des D. „Bremen“ 326
§ 172. Hochdruckspeisepumpen 328
§ 173. Speisewasservorwärmer. Allgemeines 331
§ 174. Mischvorwärmer 331
§ 175. Oberflächenvorwärmer 331
§ 176. Speisewasserreinigung. Allgemeines 335
§ 177. Entöler 335
§ 178. Der Warmwasserkasten als Filtertank 336
§ 179. Druckfilter 338
§ 180. Entgasungseinrichtungen 339

Abschnitt IV: **Rohrleitungen.**

1. Dampfleitungen.

§ 181. Allgemeines 340
§ 182. Durchmesser und Wandstärken der Hauptdampfleitungen 341
§ 183. Wandstärke der Dampfleitungsarmaturen 342
§ 184. Flanschverbindungen in Haupt- und Hilfsdampfleitungen 344
§ 185. Absperrvorrichtungen in Dampfleitungen 345
§ 186. Verlegung der Hauptdampfleitung. Entwässerung 346
§ 187. Wärmedehnung in Dampfleitungen 348
§ 188. Organe zur Aufnahme der Wärmedehnung in Naßdampfleitungen 348
§ 189. Schubstopfbuchsen 348
§ 190. Das vordere Maschinenraumschott des D. „Imperator“. 350
§ 191. Andere Stopfbuchsen 352
§ 192. Organe zur Aufnahme der Wärmedehnungen in Heißdampfrohrleitungen 353
§ 193. Die Hauptdampfleitung eines größeren Frachtdampfers 355
§ 194. Die Hauptdampfleitungen des D. „Bremen“ 355
§ 195. Die Hauptdampfleitungen des D. „Gneisenau“ 360
§ 196. Hilfsdampfleitungen 361
§ 197. Abdampfleitungen der Hilfsmaschinen 362
§ 198. Die schematischen Pläne der Zu- und Abdampfleitungen eines Doppelschrauben-Fahrgastdampfers 362

2. Speisewasserleitungen und Speisewasserkreislauf.

§ 199. Speiseleitungen. Allgemeines 369
§ 200. Speiseleitungen einer Einwellen-Kolbendampfmaschinenanlage ohne angehängte Speisepumpe. 370
§ 201. Die schematischen Pläne der Kondensat- und Speisewasserleitungen eines Doppelschrauben-Fahrgastdampfers 371
§ 202. Speisewasserkreislauf. Allgemeines 374
§ 203. Der Speisewasserkreislauf des D. „Inn“ 374
§ 204. Der Speisewasserkreislauf des D. „Bremen“ 377
§ 205. Der Speisewasserkreislauf des D. „Niew Amsterdam“ 380
§ 206. Der Speisewasserkreislauf des D. „Gneisenau“ 382

3. Verschiedene Wasserleitungen.

§ 207. Lenzleitungen 385
§ 208. Ballastleitungen 390
§ 209. Kalt- und Warm-Frischwasser- u. -Seewasserleitungen für den Schiffsbetrieb 393

Abschnitt V: **Hilfseinrichtungen.**

1. Manövrierorgane.

Seite

§ 210. Allgemeines 394
§ 211. Das Manövrierventil des D. „Bremen“ 394
§ 212. Ein Manövrierventil für Hochdruckheißdampf 396
§ 213. Schnellschlußregler 397
§ 214. Schema der Schnellschlußeinrichtung für die Turbinen des D. „Bremen“ 399
§ 215. Der Turbinen-Schnellschlußregler System Aspinall-Cockburn 399
§ 216. Das Schnellschlußventil System Cockburn-McNicoll 401
§ 217. Die Schnellschlußklappe System Schäffer & Budenberg 402

2. Schmierölanlagen.

§ 218. Vorbemerkung 403
§ 219. Die Schmierölanlage des D. „Bremen“ 403
§ 220. Die Hauptschmierölpumpen des D. „Bremen“ 405

3. Leitstand, Flurböden, Grätinge.

§ 221. Einrichtungen des Leitstandes (Manövrierstand, Maschinistenstand) 406
§ 222. Flurboden, Treppen und Grätinge 407
§ 223. Ausführungsbeispiele 409

4. Raumlüftung.

§ 224. Lüftung der Maschinen- und Kesselräume 411
§ 225. Bemessung der Lüfterrohre 412

5. Verdampfer.

§ 226. Aufgabe des Verdampfers 414
§ 227. Verdampferbauarten 415
§ 228. Tauchverdampfer 416
§ 229. Umwälzverdampfer 418
§ 230 Doppelverdampfer 419
§ 231. Belastungsziffern 421
§ 232. Materialien 421

Abschnitt VI: **Die elektrische Leistungsübertragung beim Schiffsantrieb.**

§ 233. Allgemeines 421
§ 234. Wirkungsgrad bei elektrischer Leistungsübertragung 428
§ 235. Übertragung durch Wechselstrom 428
§ 236. Anfahren und Umsteuern bei Wechselstrombetrieb 434
§ 237. Übertragung durch Gleichstrom 438
§ 238. Der elektrische Antrieb des D. „Normandie“ 440
§ 239. Der elektrische Antrieb des MS. „Robert Ley“ 447
§ 240. Der elektrische Antrieb des USA.-Schlachtkreuzers „New Mexico“ 451
§ 241. Die elektrische Anlage des Eisbrechers „Ymer“ 453
§ 242. Literaturverzeichnis 457

Abschnitt VII: **Propulsion und Propeller.**

1. Propulsion.

§ 243. Vorbemerkung 458
§ 244. Die Reynoldssche Zahl in ihrer Bedeutung für den Schiffsantrieb 458
§ 245. Die Kempfsche Formel für den Reibungswiderstand 460
§ 246. Einige Bemerkungen über die neuere Schleppversuchstechnik 461
§ 247. Sondergebiete der Schiffsantriebsforschung 464

2. Propeller.

§ 248. Der Propeller des D. „Bremen“ 465
§ 249. Ausgeführte Propeller 469
§ 250. Literaturverzeichnis 469

Abschnitt VIII: **Beschreibung gesamter Schiffsmaschinenanlagen mit Dampfantrieb.**

Seite
§ 251. Die Maschinen- und Kesselanlage des Fischdampfers „Deutschland" 470
§ 252. Die Maschinen- und Kesselanlage des kleinen Frachtdampfers „Savona" 472
§ 253. Die Maschinen- und Kesselanlage des Fahrgastdampfers „Orcades" 473
§ 254. Die Maschinen- und Kesselanlage des Walfang-Mutterschiffes „Unitas". 475
§ 255. Die Disposition der Maschinen- und Kesselanlage des Schnelldampfers „Bremen" 478
§ 256. Die Maschinen- und Kesselanlage des Schnelldampfers „Normandie" 481

3. Teil: Kriegsschiffsmaschinenbau.

1. Allgemeines.

§ 257. Einleitung 486

2. Kessel.

§ 258. Vorbemerkung 487
§ 259. Die Kessel eines kanadischen Zerstörers 488
§ 260. Die Kessel des niederländischen Kreuzers „De Ruyter" 488
§ 261. Deschimag-Wagner-Kessel für ein modernes Kriegsschiff 490

3. Hauptturbinen.

§ 262. Vorbemerkung 494
§ 263. Die Antriebsturbinen eines kanadischen Zerstörers 496
§ 264. Die Antriebsturbinen des niederländischen Kreuzers „De Ruyter" 497
§ 265. Die Antriebsturbinen eines britischen Kreuzers ähnlich der „Aurora"-Klasse 499
§ 266. Die Antriebsturbinen eines deutschen Torpedobootes der „Raubtier-Klasse" 501
§ 267. Turbinenaggregat von 60000 PS für ein Schlachtschiff 503

4. Hilfsmaschinen.

§ 268. Vorbemerkung 510
§ 269. Kühlwasserpumpe 511
§ 270. Kesselspeisepumpe. 511
§ 271. Kondensatpumpe und Strahler 512
§ 272. Schmierölpumpe 513
§ 273. Heizölpumpe 513
§ 274. Kesselraumgebläse 513
§ 275. Konstruktion eines Kesselraumgebläses für ein schnelles Kriegsschiff 513

5. Gesamtanlagen von Turbinenschiffen.

§ 276. Vorbemerkung 515
§ 277. Die Maschinen- und Kesselanlage eines kanadischen Zerstörers 516
§ 278. Die Maschinen- und Kesselanlage des niederländischen Kreuzers „De Ruyter" 520

6. Der Dieselmotor-Antrieb von Kriegsschiffen.

§ 279. Die Dieselmotorenanlage des Panzerschiffes „Lützow" 524
§ 280. Der gemischte Dieselmotor-Antrieb 529

Anhang zum 3. Band.

Anhang 1: Wärmetechnische Durchrechnung von Wasserrohrkesseln.

§ 1. Bezeichnungen 531
§ 2. Allgemeines 531
§ 3. Die Verbrennung 531
§ 4. Wärmeübergang durch Strahlung 533
§ 5. Wärmeübergang durch Berührung 534
§ 6. Die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz. 534
§ 7. Die Wärmedurchgangszahl 535
§ 8. Die Wärmeübergangszahl für reine Berührung 535
§ 9. Die Wärmeübergangszahl für Gasstrahlung 535
§ 10. Kurven für die Wärmeübergangszahlen. 536

Seite

§ 11. Wirkungsgrad und Verluste 538
§ 12. Gang der Berechnung 539
§ 13. Berechnungsbeispiel 540
§ 14. Verhalten eines Kessels bei Teillast 544
§ 15. Zugbedarf 544
§ 16. Literaturverzeichnis 548

Anhang 2: Der natürliche Wasserumlauf in Wasserrohrkesseln.

§ 1. Vorbemerkung 549
§ 2. Physikalische Grundlagen 549
§ 3. Die Anordnung der Fallrohre bei Steilrohr-Schiffskesseln 550
§ 4. Die Umlaufsberechnung 552
§ 5. Einige Konstruktionsregeln 552

Anhang 3: Festigkeit der Kessel.

§ 1. Vorbemerkung 554
§ 2. Zylinderkessel 554
§ 3. Wasserrohrkessel 558

Anhang 4: Kesselregelung.

§ 1. Allgemeines 563
§ 2. Speisewasserregelungen 563
§ 3. Der Askania-Speisewasserregler 563
§ 4. Das Strahlrohrprinzip 565
§ 5. Vollautomatische Kesselregelung 566
§ 6. Die vollautomatische Askania-Kesselregelung 566
§ 7. Heizölregelung 568
§ 8. Verbrennungsluftregelung 568

Anhang 5: Die praktischen Grenzen des Hochdruckheißdampfes 570

Anhang 6: Die Wirtschaftlichkeit von Dampfantriebsanlagen 577

Anhang 7: Das Wichtigste über Speisewasser-Aufbereitung und -Pflege.

§ 1. Das Speisewasser der Schiffskessel 582
§ 2. Die Auswirkungen der Verunreinigungen im Kesselbetrieb 583
§ 3. Die hauptsächlichsten Verfahren der Speisewasser-Aufbereitung 584
§ 4. Eine Trinatriumphosphat-Röhrenenthärtungsanlage 585
§ 5. Die im Schiffsbetrieb an die Güte des Kesselwassers zu stellenden Ansprüche 587
§ 6. Die hauptsächlichsten an Bord gebräuchlichen Untersuchungsmethoden für Speisewasser 587

Anhang 8: Die Steuerung der Dampfpumpen.

§ 1. Steuerung der Duplex-Dampfpumpen 590
§ 2. Steuerung der Simplex-Dampfpumpen 591

Anhang 9: Zahnbeanspruchungen von Übersetzungsgetrieben durch Wälzdruck und Zahnbiegung.

§ 1. Vorbemerkung 593
§ 2. Wälzdruck 593
§ 3. Zahnbiegung 595

Anhang 10: Berechnung von Kompensations-Rohrbogen in Dampfleitungen.

§ 1. Einleitung 598
§ 2. Berechnung der Beanspruchung ebener Rohrleitungen infolge Erwärmung 599
§ 3. Einfluß der Abplattung bei der Biegung von Bogenrohren 602
§ 4. Die Wärmedehnung 604
§ 5. Der Elastizitätsmodul 604
§ 6. Beispiel 1: Berechnung einer ebenen Rohrleitung 604
§ 7. Beispiel 2: Vereinfachte Berechnung ebener Rohrbogen 606

Seite
§ 8. Berechnung der Beanspruchung räumlich gekrümmter Rohrleitungen infolge Erwärmung . . 609
§ 9. Beispiel zur Berechnung räumlicher Rohrleitungen 613
§ 10. Bemerkungen über die Berechnung der Beanspruchung verzweigter und abgestützter Rohrleitungen infolge Erwärmung 616
§ 11. Einsetzen der Rohrleitungen mit Vorspannung 618
§ 12. Schlußbemerkung 619
§ 13. Literaturverzeichnis 620

Anhang 11: Schaufelschwingungen der Turbinen.

§ 1. Allgemeines 621
§ 2. Schwingungen ungebundener Schaufeln 622
§ 3. Einfluß der Fliehkraft 625
§ 4. Berechnungsbeispiel 627
§ 5. Schwingungen von Schaufelsegmenten 632
§ 6. Vorbeugungsmaßnahmen 633
§ 7. Literaturverzeichnis 634

Anhang 12: Druckverluste in Rohrleitungen.

§ 1. Gerade Rohrleitungen. Allgemeines 635
§ 2. Dampfrohrleitungen 635
§ 3. Wasserrohrleitungen 637
§ 4. Rohrleitungsarmaturen 637
§ 5. Äquivalente Rohrlänge 638
§ 6. Strahlkontraktion 639
§ 7. Berechnungsbeispiele 640

Anhang 13: Die Bernoullische Gleichung.

§ 1. Einleitung 644
§ 2. Ableitung der Bernoullischen Gleichung mit Hilfe des Energieprinzips 644
§ 3. Verschiedene Beispiele 645
§ 4. Meßgeräte (Venturirohr und Pitotrohr) 648

Anhang 14: Die Anwendung der Tragflügeltheorie auf Fragen des Schiffsmaschinenbaues.

§ 1. Vorbemerkung 651
§ 2. Grundlagen der Tragflügeltheorie 651
§ 3. Anwendung auf die Axialgebläse 660
§ 4. Beispiel für die Anwendung auf Axialgebläse 662
§ 5. Anwendung auf die Axialpumpen 664
§ 6. Anwendung auf die Schiffsschraube 664
§ 7. Literaturverzeichnis 665

Anhang 15: Berechnung der rotierenden Pumpen und Gebläse.

Abschnitt I: **Kreiselpumpen (Radialpumpen).**

1. Die Theorie der Kreiselpumpen.

§ 1. Vorbemerkung 666
§ 2. Aufstellung der Hauptgleichung 666
§ 3. Die theoretische Kennlinie (Charakteristik) 666
§ 4. Der theoretische Leistungsbedarf 668
§ 5. Die theoretischen Kennlinien bei Veränderung der Drehzahl 668
§ 6. Aktions- und Reaktionswirkung bei Kreiselpumpen 669
§ 7. Der rechnungsmäßige Austrittsradius 671
§ 8. Die Berücksichtigung des Eintrittsdralls 671

2. Verluste in den Kreiselpumpen.

§ 9. Allgemeines 672
§ 10. Reibungsverluste 672
§ 11. Stoßverluste 673

Seite

§ 12. Der Spaltverlust 674
§ 13. Die mechanischen Verluste 674
§ 14. Wirkungsgrad 675
§ 15. Die tatsächliche Kennlinie 675
§ 16. Die tatsächlichen Wirkungsgrade 680

3. Berechnung der Kreiselpumpen.

§ 17. Vorbemerkung 681
§ 18. Die Umfangsgeschwindigkeit 682
§ 19. Zusammenhang zwischen Drehzahl und zweckmäßigster Pumpenbauart 682
§ 20. Benutzung der spezifischen Drehzahl zur Ermittlung der Pumpenform 684
§ 21. Die Meridiangeschwindigkeit 685
§ 22. Beispiele 686

4. Austrittsspirale, Leitapparat, Axialschubausgleich.

§ 23. Berechnung von Spirale und Leitrad 693
§ 24. Der Axialschub und konstruktive Maßnahmen zu seiner Aufnahme 694

Abschnitt II: **Berechnung der Kreiselgebläse.**

§ 25. Allgemeines über rotierende Gebläse 696
§ 26. Theorie der Kreiselgebläse 696
§ 27. Verluste in den Gebläsen 697
§ 28. Wirkungsgrad 698
§ 29. Berechnungsgrundlagen 698
§ 30. Die Form der Kreiselgebläse 699
§ 31. Gehäuse, Leitapparat 700
§ 32. Berechnungsbeispiele. Vorbemerkung 701
§ 33. Beispiel 1 701
§ 34. Beispiel 2 702
§ 35. Beispiel 3 704
§ 36. Beispiel 4 706

Abschnitt III: **Axiale und halbaxiale Pumpen und Gebläse.**

§ 37. Axiale Pumpen und Gebläse 707
§ 38. Halbaxiale Pumpen und Gebläse 707

Anhang 16: Kavitation.

§ 1. Einleitung 709
§ 2. Die Kavitationszahl 710
§ 3. Kavitationsversuche an Tragflügelprofilen 710
§ 4. Verhältniswerte zur Beurteilung des Kavitationseintritts bei Propellern 712
§ 5. Die Berechnung von Propellern mit Kavitation 714
§ 6. Systematische Propellerversuche im Kavitationstank 715
§ 7. Ergebnisse der Kavitationsmessungen mit Modellpropellern 716
§ 8. Nachrechnung eines Propellers unter Benutzung der Modellversuchsergebnisse 718
§ 9. Die zerstörenden Einwirkungen der Kavitation auf das Material der Propellerflügel . . . 719
§ 10. Prüfung von Materialien unter Kavitationsbedingungen 721
§ 11. Kavitationserscheinungen an Pumpen 721
§ 12. Literaturverzeichnis 722

Anhang 17: Die Schweißung im Schiffsmaschinenbau.

§ 1. Allgemeines 723
§ 2. Über die Formen der Schweißnähte 724
§ 3. Einige typische Ausführungsbeispiele 725
§ 4. Materialien für Schweißkonstruktionen. Elektroden 729

Anhang 18: Materialeigenschaften.

1. Verschiedene Festigkeitsbegriffe.

Seite

§ 1. Zugversuch und Härteprüfung 731
§ 2. Warmfestigkeit 731
§ 3. Dauerstandfestigkeit 732
§ 4. Kerbschlagzähigkeit 732
§ 5. Dauerfestigkeit 733

2. Materialien für bestimmte Verwendungszwecke.

§ 6. Materialien für Kessel 736
§ 7. Materialien für Turbinen und Getriebe 736
§ 8. Schaufelmaterial für Dampfturbinen 739
§ 9. Materialien für Dieselmotoren 741

3. Materialschäden.

§ 10. Alterung, Blausprödigkeit, Laugensprödigkeit 741
§ 11. Korrosion 742
§ 12. Erosion 745
§ 13. Pockennarbenbildung 747

4. Zerstörungsfreie Prüfverfahren.

§ 14. Allgemeines 748
§ 15. Röntgenprüfung 748
§ 16. Elektromagnetische Prüfung 752

Anhang 19: Brennstoffe 754

Vierter Band.

Die Schiffsdieselanlagen.

Abschnitt I: **Die Schiffsdieselmotoren.**

1. Vorbemerkungen, Systeme.

§ 281. Vorbemerkung 759
§ 282. Allgemeine Bemerkungen über die verschiedenen Arten häufig verwendeter Schiffsdieselmotoren 759
§ 283. Das Arbeitsspiel der Dieselmotoren 759
§ 284. Die Systeme der Viertaktmaschinen 760
§ 285. Die Systeme der Zweitaktmaschinen 760

2. Bemerkungen über den Arbeitsprozeß des Dieselmotors.

§ 286. Allgemeines über Kreisprozesse. Der Carnot-Prozeß als Idealprozeß 766
§ 287. Angenäherte theoretische Prozesse (Vergleichsprozesse) 766
§ 288. Rechnerische Ermittlung des theoretischen Wirkungsgrades 772
§ 289. Vergleichsprozesse mit veränderlichen spezifischen Wärmen 774
§ 290. Die tatsächlichen Diagramme 777
§ 291. Die Übertragung des Indikator-Diagramms in das Wärmediagramm 781
§ 292. Vergleich der Wirkungsgrade der theoretischen Vergleichsdiagramme mit denjenigen der tatsächlichen Diagramme. Der indizierte thermische Wirkungsgrad. Der Gütegrad oder Völligkeitsgrad und der wärmewirtschaftliche Wirkungsgrad 781
§ 293. Wärmebilanz 782

3. Berechnung der Leistung. Festlegung der Zylinderabmessungen und der Drehzahl.

§ 294. Berechnung der Leistung 786
§ 295. Ermittlung der Zylinderzahl und Zylinderabmessungen 787

Seite

§ 296. Mechanischer Wirkungsgrad und Leerlaufdruck 788
§ 297. Wärmebelastung 788
§ 298. Zylinderzahl und Drehzahl 789
§ 299. Allgemeine Bemerkungen zur Festlegung der Hauptdimensionen 789
§ 300. Tabellen 790

Abschnitt II: **Der Aufbau der Dieselmotoren.**

1. Grundplatte und Ständer.

§ 301. Vorbemerkung 794
§ 302. Grundplatte 795
§ 303. Ständer 795
§ 304. Zylinderblock 796

2. Haupttriebwerksteile.

§ 305. Allgemeines 797
§ 306. Kolben 797
§ 307. Kolbenstange 802
§ 308. Kreuzkopf 803
§ 309. Treibstange 803
§ 310. Kurbelwelle 806

3. Zylinder und Zylinderdeckel.

§ 311. Zylinder 810
§ 312. Laufbüchsen 811
§ 313. Zylinderdeckel 814
§ 314. Stopfbüchsen für doppeltwirkende Maschinen 819

4. Kolbenkühlung.

§ 315. Kolbenkühlung 821

5. Spülluftpumpen.

§ 316. Spülluftpumpen 827

6. Ventile.

§ 317. Brennstoffventile 832
§ 318. Einsaugventile 836
§ 319. Auspuffventile 838
§ 320. Anlaßventile 838
§ 321. Sicherheitsventile 840

7. Brennstoffpumpen und Regler.

§ 322. Brennstoffpumpen 841
§ 323. Regler 850

8. Steuerung.

§ 324. Vorbemerkung 852
§ 325. Allgemeine Bemerkungen über die Steuerung. Das Stoppen, Anlassen und Umsteuern 855
§ 326. Die Manövriereinrichtung auf MS. „Hansestadt Danzig“ 863
§ 327. Die Manövriereinrichtung auf MS. „Gambian“ 867
§ 328. Konstruktion der Steuerungsorgane 871
§ 329. Steuernocken 875
§ 330. Ermittlung der Nockenform und der auf die Nockenbahn wirkenden Kräfte 878
§ 331 Herstellung und Prüfung der Nockenform 881

Abschnitt III: **Beschreibung ganzer Dieselmotoren.**

1. Viertaktmotoren.

Seite

§ 332. Kompressorlose einfachwirkende Viertakt-Tauchkolbenmaschine mit Vorkammer, Bauart Motorenwerke Mannheim 882
§ 333. Kompressorlose einfachwirkende Viertakt-Tauchkolbenmaschine mit Aufladung, Bauart Deschimag-MAN 885
§ 334. Kompressorlose einfachwirkende Viertakt-Kreuzkopfmaschine mit Aufladung, Bauart Burmeister & Wain 887
§ 335. Einfachwirkende Viertakt-Kreuzkopfmaschine mit Lufteinspritzung und Büchi-Aufladung, Bauart Vulcan-MAN 891
§ 336. Kompressorlose einfachwirkende Viertakt-Kreuzkopfmaschine, Bauart Werkspoor . . . 895

2. Zweitaktmotoren.

§ 337. Kompressorlose einfachwirkende Zweitakt-Tauchkolbenmaschine, Bauart Deschimag-MAN 898
§ 338. Kompressorlose einfachwirkende Zweitakt-Kreuzkopfmaschine, Bauart Krupp-Germania-Werft 902
§ 339. Kompressorlose einfachwirkende Zweitakt-Kreuzkopfmaschine, Bauart Sulzer 905
§ 340. Kompressorlose einfachwirkende Zweitakt-Kreuzkopfmaschine, Bauart De Schelde-Sulzer 908
§ 341. Kompressorlose einfachwirkende Zweitakt-Kreuzkopfmaschine, Bauart Deschimag-MAN 911
§ 342. Kompressorlose doppeltwirkende Zweitakt-Kreuzkopfmaschine, Bauart Cantieri Riuniti dell'Adriatico 913
§ 343. Kompressorlose doppeltwirkende Zweitakt-Kreuzkopfmaschine, Bauart Deschimag-MAN 917
§ 344. Kompressorlose Zweitakt-Gegenkolbenmaschine, Bauart Doxford 917

Abschnitt IV: **Leistungssteigerung von Viertaktmotoren durch Aufladegebläse.**

§ 345. Allgemeines 922
§ 346. Mechanischer Antrieb 922
§ 347. Antrieb durch Abgasturbinen 923

Abschnitt V: **Hilfseinrichtungen, Rohrleitungen und Zubehör.**

1. Erzeugung und Verwendung der Druckluft.

§ 348. Allgemeines 927
§ 349. Druckluftbehälter 929
§ 350. Hauptanlaß- und Druckminderventil 930
§ 351. Einblasedruckregler 932
§ 352. Typhone 935
§ 353. Druckluftleitungen 935

2. Brennstoffversorgung und Brennstoffleitungen.

§ 354. Allgemeines 936
§ 355. Schema der Brennstoffleitungen 938

3. Kühlwasserversorgung und Kühlwasserleitungen.

§ 356. Allgemeines 940
§ 357. Regelung der Kühlwassertemperatur 941
§ 358. Schema der Kühlwasserleitungen 942

4. Schmieröl- und Kolbenkühlölleitungen.

§ 359. Allgemeines 943
§ 360. Schema der Schmierölleitungen 945

5. Abgasleitungen und Schalldämpfer, Ansaugeleitungen.

§ 361. Abgasleitungen 946
§ 362. Schalldämpfer 947
§ 363. Ansaugeleitungen 949

6. Zahnrad- und Schraubenpumpen.

§ 364. Zahnrad- und Schraubenpumpen 950

Abschnitt VI: **Übersetzungsgetriebe und Kupplungen für Schiffsantrieb durch Dieselmotoren.**

Seite
§ 365. Einleitung . . . 955
§ 366. Getriebesysteme . . . 955
§ 367. Starre Getriebe . . . 956
§ 368. Die Getriebemotorenanlage des MS. „Sofia" . . . 957
§ 369. Aufbau des Vulcan-Getriebes . . . 958
§ 370. Typische Ausführungsform eines Vulcan-Getriebes . . . 960
§ 371. Das Manövrieren mit Vulcan-Getrieben . . . 963

Abschnitt VII: **Beschreibung gesamter Schiffsmaschinenanlagen mit Dieselmotorantrieb.**

§ 372. Die Maschinenanlage des Frachtmotorschiffes „Hopecrest" . . . 964
§ 373. Die Maschinenanlage des Frachtmotorschiffes „Reichenfels" . . . 964
§ 374. Die Maschinenanlage des Fahrgastmotorschiffes „Oslofjord" . . . 967
§ 375. Die Maschinenanlage des Fahrgastmotorschiffes „Oranje" . . . 972
§ 376. Die Maschinenanlage des Saugbaggers „Victor Guilloux" . . . 978
§ 377. Die Maschinenanlage des Motorschiffes „Walerij Meshlauk" . . . 978
§ 378. Die Maschinenanlage des Tankmotorschiffes „Friedrich Breme" . . . 981

Anhang zum 4. Band.

Anhang 20: Berechnung der Zuganker von Schiffsdieselmotoren.

§ 1. Entwicklung der Berechnung . . . 987
§ 2. Berechnung eines Beispiels . . . 989
§ 3. Allgemeine Bemerkungen . . . 989

Anhang 21: Drehschwingungen in Dieselmotorenanlagen.

§ 1. Einleitung . . . 990
§ 2. Reduktion der Massen und Längen . . . 990
§ 3. Bestimmung der Eigenschwingungsform (Schwingungsbild) . . . 992
§ 4. Schwingungserregung . . . 995
§ 5. Zusammenwirken der Drehkräfte mehrerer Zylinder . . . 996
§ 6. Stärke der kritischen Drehzahlen . . . 998
§ 7. Schwingungsdämpfende Einflüsse . . . 999
§ 8. Berechnung der tatsächlichen Schwingungsausschläge . . . 1000
§ 9. Zusätzliche Beanspruchungen durch Drehschwingungen . . . 1001
§ 10. Beispiel für die Berechnung der zusätzlichen Beanspruchung einer Kurbelwelle . . . 1001
§ 11. Bereich der kritischen Drehzahlen . . . 1002
§ 12. Beeinflussung der Schwingungsausschläge . . . 1003
§ 13. Schwingungsdämpfer . . . 1004

Anhang 22: Massenausgleich bei Schiffsdieselmotoren.

§ 1. Vorbemerkung . . . 1006
§ 2. Beispiel für die Berechnung des Massenausgleichs eines Dieselmotors . . . 1006

Anhang 23: Kolbenkompressoren.

§ 1. Allgemeines . . . 1010
§ 2. Bemessung der Kompressoren. Liefergrad . . . 1010
§ 3. Leistungsbedarf. Vorteile der Zwischenkühlung . . . 1011
§ 4. Bemerkungen zur Konstruktion der Kolbenkompressoren normaler Bauart . . . 1013
§ 5. Der Junkers-Freikolben-Dieselkompressor . . . 1014

Index.

Schiffsverzeichnis . . . 1017
Alphabetisches Namenverzeichnis . . . 1041
Alphabetisches Sachverzeichnis . . . 1048
Druckfehlerberichtigungen zum 1. und 2. Band . . . 1052

Verzeichnis der Tabellen.

Tabelle Nr.		Seite
1	Hauptabmessungen ausgeführter Zylinderkessel	15
2	Heizflächenverteilung ausgeführter Kessel	31
3	Belastung und Wärmeaufnahme von Wasserrohrkessel-Heizflächen	50
4	Obertrommeln ausgeführter Wasserrohrkessel	51
5	Feuerräume ausgeführter Wasserrohrkessel	52
6	Abmessungen von Überhitzern	67
7	Abmessungen von Roststäben für Zylinderkessel	83
8	Rauchgas-Querschnitte, -Temperaturen und -Geschwindigkeiten bei ausgeführten Wasserrohrkesseln	131
9	Ausgeführte Kesselgebläse für Handelsschiffe	132/133
10	Materialien für Kesselarmaturen	164/165
11	Schaufelmaterialien der Turbinen des D. „Bremen“	206
12	Schaufelmaterialien der Turbinen des D. „Eisenach“	219
13	Berechnungsdaten der HD-Vorwärts-Turbinen des D. „Bremen“	254/255
14	Berechnungsdaten der MD-Vorwärts-Turbinen des D. „Bremen“	256/257
15	Berechnungsdaten der ND-Vorwärts-Turbinen des D. „Bremen“	258/259
16	Berechnung der HD-Vorwärts-Turbinen des D. „Eisenach“	260/261
17	Berechnung der ND-Vorwärts-Turbinen des D. „Eisenach“	262/263
18	Berechnung einer Abdampfturbine nach der v^2-Methode	274/275
19	Wirkungsgrade der Turbinen des D. „Gneisenau“ ohne und mit Teilreaktion	278
20	Meßergebnisse der HD-Versuchskolbendampfmaschine der Deschimag	281
21	Wirkungsgradverbesserung einer Kolbendampfmaschine mit Bauer-Wach-Abdampfturbine bei Betrieb mit Naßdampf, Heißdampf und Zwischenüberhitzung	284
22	Daten und Belastungsziffern von Schiffsturbinengetrieben	288/289
23	Daten und Belastungsziffern von Schiffsturbinengetrieben	290/291
24	Daten und Belastungsziffern ausgeführter Schiffskondensatoren	293
25	Hauptabmessungen handelsüblicher Simplex- und Duplex-Dampfpumpen	321
26	Ausgeführte Kesselspeisepumpenanlagen	323
27	Abmessungen von Flanschen für Mitteldruck-Rohrleitungen	343
28	Abmessungen von Flanschen für Hochdruckrohrleitungen	343
29	Abmessungen für normale Durchgangs- und Eckventile	345
30	Nachrechnung des Wärme- und Speisewasser-Kreislaufes auf D. „Inn“	377
31	Dampfbetriebene Hilfsmaschinen und Apparate auf D. „Bremen“	379
32	Im Umlauf befindliche Dampf- bzw. Wassermengen auf D. „Gneisenau“	384
33	Berechnung des Wärme- und Speisewasserkreislaufes auf D. „Gneisenau“	384
34	Ausgeführte Ventilationsanlagen	413
35	Ausgeführte Verdampferanlagen	415
36	Schiffe mit elektrischer Leistungsübertragung	424/425
37	Schiffe mit elektrischer Leistungsübertragung	426/427
38	Definition der wichtigsten elektrischen Maßeinheiten	442
39	Reynoldssche Zahlen für verschiedene Schiffsarten	459
40	Reibungsbeiwerte für die Kempfsche Formel	460
41	Daten ausgeführter Propeller	466/467
42	Hauptdaten der Antriebsturbinen eines Torpedobootes der „Raubtier-Klasse“	503
43	Hilfsmaschinen und Apparate des Kreuzers „De Ruyter“	521
44	Beispiel für die Berechnung der Rauchgastemperaturen im Kessel	543
45	Beispiel für die Berechnung der Zugverluste im Kessel	548
46	Formfaktor für die Festigkeitsberechnung gewölbter Kesselböden	558
47	Beispiele für die Dampf- und Brennstoffverbrauchsberechnung	578
48	Beispiele für die Dampf- und Brennstoffverbrauchsberechnung	579
49	Beispiele für die Dampf- und Brennstoffverbrauchsberechnung	580/581

Tabelle Nr.		Seite
50	Daten für die Integral-Auswertung zum Berechnungsbeispiel 1 einer ebenen Rohrleitung	605
51	Daten für die Integral-Auswertung zum Berechnungsbeispiel 2 einer ebenen Rohrleitung	607
52	Ergebnisse von Beispielen zur Rohrbogenberechnung	608
53	Hauptgleichungen zur Berechnung der Beanspruchung räumlicher Rohrleitungen	612/613
54	Daten für die Integral-Auswertung zum Berechnungsbeispiel einer räumlichen Rohrleitung	614
55	Daten zum Berechnungsbeispiel einer räumlichen Rohrleitung	614
56	Werte zum Beispiel „Verzweigte Rohrleitung“	618
57	Gleichungssystem zum Beispiel „Verzweigte Rohrleitung“	618
58	Auswirkung von Einspannungsänderungen auf die Eigenschwingungszahl von Turbinenschaufeln	622
59	Vergleich von Rechnung und Messung der Eigenschwingungszahl einiger Turbinenschaufeln	624
60	Maßstäbe zur graphischen Berechnung von Schaufelschwingungen (zu Abb. 3, Anh. 11)	631
61	Segmentschwingungen von Turbinenschaufeln	634
62	Widerstandsbeiwert von Armaturen	638
63	Widerstandsbeiwert für den Eintrittsverlust	643
64	Geschwindigkeiten und Drücke für Beispiel 1 zur Bernoullischen Gleichung	646
65	Hilfswerte für die Berechnung eines Axialgebläses	664
66	Ausgeführte Radial-Kreiselpumpen	684
67	Daten verschiedener Typen von ausgeführten Radial-Kreiselpumpen (zu Abb. 18, Anh. 15)	686
68	Strömungsverhältnisse im Laufrad einer Radial-Kreiselpumpe (zu Abb. 21, Anh. 15)	690
69	Warmstreckgrenze und Dauerstandfestigkeit der gebäuchlichsten Werkstoffe des Schiffsmaschinenbaues	732
70	Werkstoffe für die hauptsächlichsten Bauteile von Wasserrohrkesseln	737
71	Werkstoffe für die hauptsächlichsten Bauteile von Hochdruckdampfturbinen und Getrieben	738
72	Werkstoffe für die hauptsächlichsten Bauteile von Dieselmotoren	740
73	Feste Brennstoffe	754
74	Flüssige Brennstoffe	755
75	Wärmebilanz eines Dieselmotors bei verschiedenen Drehzahlen	786
76	Mittelwerte für indizierten und effektiven Druck, Kolbengeschwindigkeit, Wärmebelastung und Leerlaufdruck von Dieselmotoren (ohne Aufladung)	790
77	Hauptabmessungen von Dieselmotoren (Einfachwirkender Zweitakt)	791
78	Hauptabmessungen von Dieselmotoren (Einfachwirkender Viertakt)	792/793
79	Hauptabmessungen von Dieselmotoren (Doppeltwirkender Zweitakt)	792/793
80	Hauptabmessungen und Belastungsziffern der Haupttriebwerksteile ausgeführter Schiffsdieselmotoren	808
81	Steuerdaten für Viertaktdieselmotoren	832
82	Anhaltswerte für den Liniendruck und den Wälzdruck bei Dieselmotorensteuerungen	877
83	Daten von Zahnrad- und Schraubenpumpen	954
84	Ermittlung der Eigenschwingungsform eines sechszylindrigen Viertaktdieselmotors	993
85	Größen der schwingungserregenden harmonischen Gasdrehkräfte bei Dieselmotoren	997
86	Gewichte der Triebwerksteile eines Dieselmotors (für die Berechung des Massenausgleichs)	1007
87	Massenkräfte und Massenkraftmomente eines Dieselmotors (für die Berechnung des Massenausgleichs)	1008

3. Band.

Erster Teil.
Die Schiffskessel.

Abschnitt I.
Zylinderkessel.

1. Reine Zylinderkessel.

§ 1. **Vorbemerkung.** Zur Erzeugung des für den Antrieb der Haupt- und Hilfsmaschinen sowie für Schiffszwecke erforderlichen Dampfes werden entweder Zylinderkessel oder Wasserrohrkessel verwendet. Die Wahl der Kesselart hängt von den Erfordernissen des Schiffstyps ab, für welchen sie bestimmt sind. Gewicht, Platz und Bedienungsfragen spielen dabei die Hauptrolle.

Bis zur Einführung des Wasserrohrkessels beherrschte der Zylinderkessel das Gebiet des Schiffsmaschinenbaues vollkommen.

Die Vorteile des Zylinderkessels sind seine Unempfindlichkeit gegen salzhaltiges oder sonst unreines Wasser und sein großes Wasservolumen, welches ihn gegen Belastungsschwankungen unempfindlich macht. Seine Nachteile sind das große Kesselgewicht, welches noch durch das Gewicht des großen Wasserinhaltes vermehrt wird, ferner die Unmöglichkeit, ihn für hohen Dampfdruck zu bauen, und schließlich die lange Dauer des Anheizens.

Namentlich der große Gewichtsbedarf des Zylinderkessels zwang dazu, für leichte Fahrzeuge und solche mit sehr großen Leistungen einen anderen Kesseltyp zu wählen. Aus diesem Bedürfnis entwickelte sich der Wasserrohrkessel, von welchem im nächsten Abschnitt gesprochen werden soll.

Wie bemerkt, läßt sich der Zylinderkessel nicht für höhere Drücke bauen; die Mantelplatten, besonders die Flammrohre, werden zu dick und die Versteifung der flachen Böden erfordert zu schwerfällige Konstruktionen.

Man findet daher in der Praxis nur in ganz wenigen Ausnahmefällen Zylinderkessel, welche für einen Druck von 19 atü gebaut sind; in der Regel werden 16 bis höchstens 17 atü nicht überschritten, und wohl die Mehrzahl der im Betrieb befindlichen Zylinderkessel arbeitet mit höchstens 15 atü.

Aus den gleichen Gründen ist auch der Durchmesser des Zylinderkessels beschränkt; dazu kommt noch, daß Zylinderkessel von sehr großen Durchmessern ein allzu unhandliches Gewicht erreichen. Die größten ausgeführten Zylinderkessel haben einen Durchmesser von etwa 5300 mm. Bei dieser Größe werden — auch wenn der Druck nur 15 atü beträgt — schon Mantelbleche von 40 mm Stärke erforderlich.

Unter diesen Umständen ergibt sich als größte Heizfläche eines sogenannten Einfachkessels, s. Abb. 1, etwa 300 bis 350 m², während man bei den zweiseitig gefeuerten Doppelkesseln, vgl. Abb. 55, Ausführungen bis 650 m² Heizfläche vorfindet.

Da die Rostfläche in einem bestimmten Verhältnis zur Heizfläche (vgl. § 3) stehen muß, erfordern große Kessel auch eine größere Anzahl von Flammrohren. Dies hat gleichzeitig seinen Grund darin, daß die Länge des Rostes eine bestimmte Größe nicht überschreiten darf, um die Bedienung nicht zu sehr zu erschweren, und daß andererseits der Durchmesser der Flammrohre aus Festigkeitsgründen an gewisse Grenzen gebunden ist (vgl. § 6 und 12).

Man findet daher je nach der Größe des Kessels solche mit einem, zwei, drei und vier Flammrohren. Die, übrigens nicht seltene, Anordnung von vier Flammrohren hat allerdings den Nachteil, daß wegen des großen Höhenunterschiedes der seitlichen gegenüber den mittleren Flammrohren der Flurboden für die letzteren etwas tiefer gelegt werden muß, um das Beschicken des Rostes nicht zu erschweren.

Der Wasserspiegel muß bei Zylinderkesseln selbstverständlich so hoch liegen, daß unter allen Umständen die Decke der Feuerkammer stets gut mit Wasser bedeckt bleibt (s. hierzu § 117). Dementsprechend beträgt die Höhe des Dampfraumes vom niedrigsten Wasserstand bis zum Scheitel des Kessels im allgemeinen 0,225 bis 0,25 des lichten Durchmessers. Je höher der Dampfraum ausgeführt wird, um so sicherer liefert der Kessel trockenen Dampf. Ist der Dampfraum sehr beengt, so kann man sich häufig mit Domen und Dampftrocknern behelfen.

Seit mehreren Jahrzehnten ist die Bauart der Zylinderkessel bis auf kleine Verbesserungen, welche sich meist auf die Fabrikation beziehen (Verwendung des Schweißverfahrens an einzelnen Stellen, vgl. Anh. 17), fast völlig unverändert geblieben. Der Einfachkessel wird am häufigsten ausgeführt, während Doppelkessel nur noch in besonderen Fällen verwendet werden; auch bei den neueren Schnelldampfern sind sie durch die Einführung der Wasserrohrkessel verdrängt worden.

§ 2. **Heizfläche.** Unter Heizfläche wird bei Zylinderkesseln diejenige Fläche verstanden, die einerseits von den Heizgasen, andererseits vom Kesselwasser bespült wird. Dabei wird die Außenseite der verschiedenen für die Dampferzeugung in Frage kommenden Flächen in Rechnung gestellt (wasserberührte Heizfläche).

Die Größe und Anzahl der für eine gegebene Maschinenleistung erforderlichen Zylinderkessel hängt ab von der Gesamtmenge D kg des in einer Stunde zu erzeugenden Dampfes und von der auf 1 m² der gesamten Heizfläche H im Mittel in einer Stunde zu verdampfenden Speisewassermenge, d. h. von der mittleren Heizflächenbelastung $q = \frac{D}{H}$. Es ist mithin

$$\text{Gesamtheizfläche } H = \frac{D}{q} \text{ m}^2.$$

Für die Bemessung der Größe jedes einzelnen Kessels der Anlage gelten dabei die im vorhergehenden Paragraphen erwähnten Richtlinien.

Die Heizflächenbelastung q der Zylinderkessel beträgt bei Kohlefeuerung mit natürlichem Zug etwa 18—22 kg/m², mit künstlichem Zug 22—25 kg/m², bei Ölfeuerung mit natürlichem Zug 20—25 kg/m², mit künstlichem Zug 24—28 kg/m². Bei natürlichem Zug gelten hierbei die niedrigeren Werte für kleinere Anlagen mit verhältnismäßig geringem Schornsteinzug, die höheren Werte für größere Anlagen mit hohen Schornsteinen und dementsprechender Zugstärke.

Von der Gesamtheizfläche H eines Zylinderkessels entfallen bei Kohlefeuerung:

		bei Doppelkesseln	bei Einenderkesseln
auf die Siede- u. Ankerrohre	etwa	85—87 %	80—84 %
„ „ Flammrohre	„	6—7 %	6—7 %
„ „ Feuerkammer und Stirnwand	„	7—8 %	10—13 %

Bei Kesseln mit Kohlefeuerung wird nur das halbe, bei solchen mit Ölfeuerung das ganze Flammrohr als Heizfläche gerechnet.

Die Hauptabmessungen einiger ausgeführter Zylinderkessel sind in Tabelle 1 zusammengestellt, welche als Anhalt für die Bemessung und Konstruktion der Kessel dienen kann.

§ 3. **Rostfläche.** Die Größe R der Gesamtrostfläche einer Kesselanlage hängt zunächst von der Gesamtmenge B der in einer Stunde zu verbrennenden Kohle ab.

Ist i_1 der Wärmeinhalt des zu erzeugenden Dampfes einschließlich Überhitzung, i_2 derjenige des Speisewassers, H_u der untere Heizwert der Kohle und η der Wirkungsgrad des Kessels, so können mit 1 kg Kohle

$$d = \frac{H_u \cdot \eta}{i_1 - i_2} \text{ kg}$$

Dampf erzeugt werden.

Dabei ist der Kesselwirkungsgrad η gleich dem Verhältnis der vom Dampf aufgenommenen zu der im Brennstoff zugeführten Wärmemenge. Bezeichnen wir die stündlich erzeugte Dampfmenge mit D in kg, so ist der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{D \cdot (i_1 - i_2)}{B \cdot H_u}.$$

Führt man diesen Wert in obige Gleichung für d ein, so ergibt sich $d = \frac{D}{B}$; diesen Wert bezeichnet man als „Verdampfungsziffer".

Der Wirkungsgrad η der Zylinderkessel beträgt etwa zwischen 70 und 80%, vgl. Anh. 6.

Der Heizwert der Kohle wird gewöhnlich zu etwa 7000—7500 kcal/kg angenommen, wenn nicht durch besondere Umstände die Verwendung einer hochwertigeren oder einer geringeren Kohlensorte bedingt ist; vgl. Anh. 19.

Die gesamte in einer Stunde zu verbrennende Kohlenmenge B ist nach obigem $B = \frac{D}{d}$ kg.

Die Größe der Rostfläche hängt weiter von der in einer Stunde auf 1 m² zu verbrennenden Kohlenmenge, d. h. der Rostbelastung r ab.

Es ergibt sich also die erforderliche Rostfläche zu

$$R = \frac{B}{r} \text{ m}^2.$$

Die Rostbelastung r hängt von dem durch den Schiffstyp bedingten Grad der Forcierung ab und beträgt für Handelsschiffe

bei kleineren Fahrzeugen mit natürlichem Zug . . etwa 60—70 kg/m²h,
bei den heute meist üblichen Anlagen mit künstlichem Zug . . . . . „ 80—120 kg/m²h.

Die höheren Werte gelten naturgemäß stets für stärkeren Zug; bei natürlichem Zug also für Schiffe mit hohem Schornstein.

Entsprechend den vorstehenden Angaben findet man (vgl. Tabelle 1), daß die Rostfläche in einem ziemlich konstanten Verhältnis zur Heizfläche steht, und zwar beträgt sie gewöhnlich

bei natürlichem Zug etwa $\frac{1}{30} - \frac{1}{35}$ der Heizfläche,

bei künstlichem Zug etwa $\frac{1}{40} - \frac{1}{45}$ der Heizfläche.

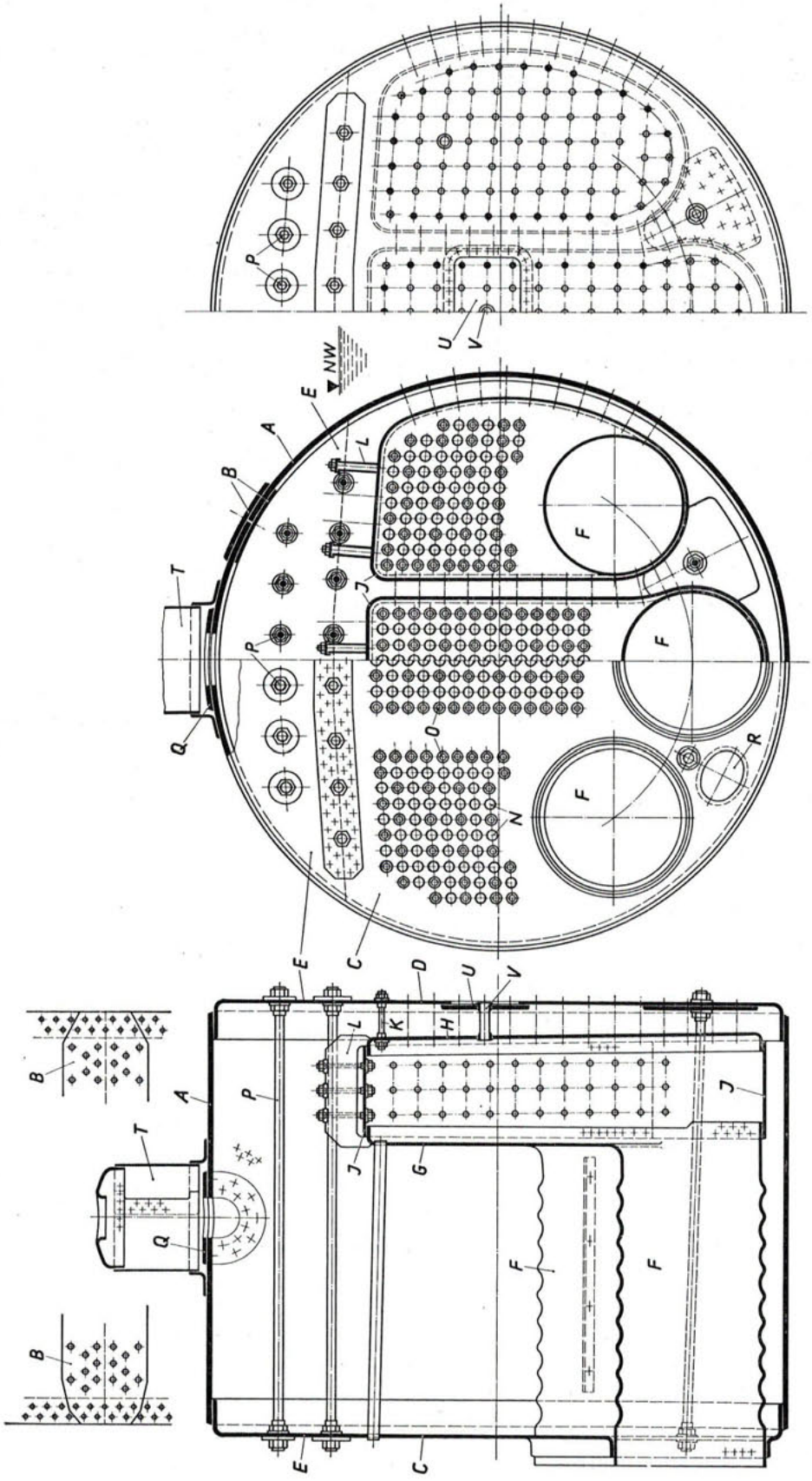


Abb. 1. (M. 1:50)

§ 4. **Kesselkörper.** Hier und im nachstehenden ist auf Abb. 1 des später eingehend beschriebenen Dreiflammrohrkessels von 200 m² Heizfläche und die dort eingetragenen Bezeichnungen Bezug genommen.

Der Kesselmantel besteht je nach der Größe des Kessels aus 1—3 zylindrischen Schüssen, die durch Rundnähte mit 2—3fachen Nietreihen miteinander bzw. mit den Krempen der Böden vernietet werden. Wenn es die Größe des Kessels zuläßt, wird jeder Schuß aus nur einem Blech hergestellt, um nur eine Längsnaht zu erhalten. Es lassen sich heute Mantelbleche von 16 m Länge und 3,5 m Breite bei 42 mm Dicke walzen, so daß man Einenderkessel bis zu etwa 5200 mm Durchm. mit Mänteln aus einem Blech herstellen kann. Bei sehr großen Kesseln werden vielfach die einzelnen Schüsse aus zwei Blechen zusammengesetzt, wie aus Abb. 2 zu ersehen ist.

Die Längsnähte werden möglichst im Dampfraum angeordnet und in der Regel durch 2—4reihig genietete Doppellaschen *B* verbunden. Sowohl die Längsnähte als auch die Rundnähte werden, wenn irgend möglich, maschinell genietet.

Auch die Kesselböden werden möglichst aus einem einzigen Blech angefertigt; geht dies der Größe wegen nicht an, so müssen sie aus zwei Teilen zusammengesetzt werden, die entweder, wie aus Abb. 2 und 3 zu ersehen, überlappt zusammengenietet oder auch zusammengeschweißt und mit einer außen aufgenieteten Lasche versehen werden.

Die Krempen zur Verbindung der Böden mit dem Kesselmantel werden entweder so angeordnet, daß die eine Krempe nach innen, die andere nach außen gekehrt wird, wie aus der Abb. 3 ersichtlich. Dann können beide Krempen maschinell genietet werden.

Werden hingegen beide Krempen nach innen gekehrt, wie Abb. 1 zeigt, so läßt sich nur eine Krempe maschinell nieten; die andere muß von Hand genietet werden, falls nicht besondere Vorkehrungen (provisorische Öffnung in der Rückwand bei Einenderkesseln) getroffen werden.

Da die Kesselböden flach sind, müssen sie entsprechend versteift werden. Die im Dampfraum liegenden Teile der Böden werden deshalb durch Längsanker *P* miteinander verbunden, die wegen der Befahrbarkeit in einem gegenseitigen Abstand von etwa 350—400 mm angeordnet werden. In ähnlicher Weise müssen auch die zwischen den Flammrohren verbleibenden ebenen Teile der Böden gegenseitig versteift werden.

Die Längsanker *P*, Abb. 4, werden gewöhnlich an beiden Enden mit durchlaufendem Gewinde (6 Gänge auf 1″) versehen, in die beiden Stirnwände eingeschraubt und innen und außen mit Muttern versehen. Vielfach werden außen auch noch besondere Verstärkungsscheiben am Angriffspunkt der Anker aufgenietet.

Die übrigen Teile der Stirnwände werden durch die in großer Anzahl zwischen den Siederohren *N* verteilten Ankerrohre *O* (welche wie die Siederohre zur Dampfproduktion dienen) und durch die zur Versteifung der Feuerkammer-Rückwände angeordneten Stehbolzen *K* versteift.

§ 5. **Die Siede- und Ankerrohre** erhalten auch bei den größten Kesseln zwischen den Rohrwänden höchstens eine Länge von etwa 2500 mm. Andererseits bemißt man ihre Länge bei natürlichem Zug etwa auf das 23—30fache, bei künstlichem Zug etwa auf das 35—40fache des äußeren Durchmessers.

Die Siede- und Ankerrohre haben üblicherweise etwa 63—89 mm ä. Durchm.; die Wandstärke der Siederohre beträgt etwa 3—4,5 mm, diejenige der Ankerrohre etwa 6—10 mm.

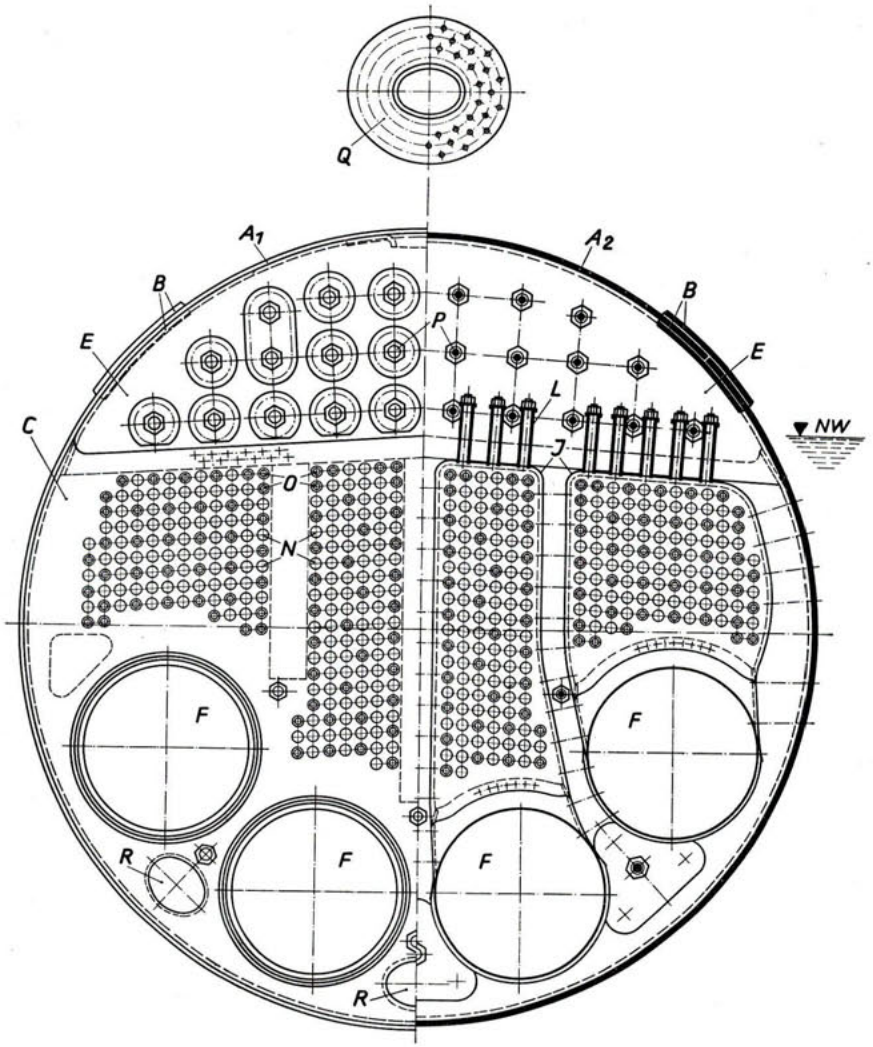


Abb. 2.

(M. 1:50)

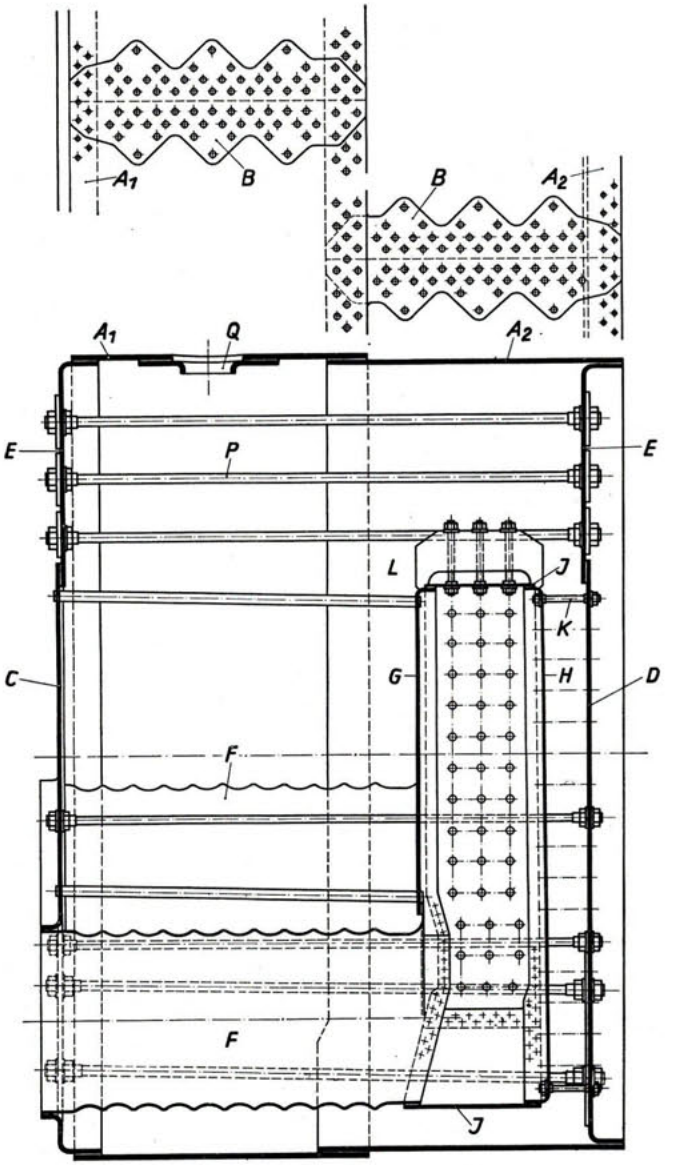


Abb. 3.

Bei der Wahl des äußeren Durchmessers der Rohre ist zu beachten, daß bei Anordnung von Überhitzern System Schmidt (vgl. § 39) die Siede- bzw. Ankerrohre nicht weniger als etwa 60 mm i. Durchm. haben dürfen, damit man die Überhitzerschlangen darin unterbringen kann und genügend freier Querschnitt für den Durchtritt der Rauchgase übrig bleibt. Daraus folgt, daß bei Einbau von Rauchrohr-Überhitzern System Schmidt der äußere Durchmesser der Siede- und Ankerrohre nicht unter etwa 76 mm genommen werden soll.

Die Teilung der Rohre wird so gewählt, daß zwischen den einzelnen Rohren in der Rohrwand ein Steg von etwa 22—30 mm verbleibt.

Die Siederohre *N*, s. Abb. 4, werden in die glatten Bohrungen der beiden Rohrwände eingewalzt und auf der Feuerbuchsseite umgebördelt. Des leichteren Ein- bzw. Ausbringens wegen werden die Bohrungen in der Stirnwand des Kessels um 2—3 mm größer als der Außendurchmesser des glatten Rohres bemessen und dieses an dem betreffenden Ende vor dem Einwalzen um ebensoviel aufgeweitet.

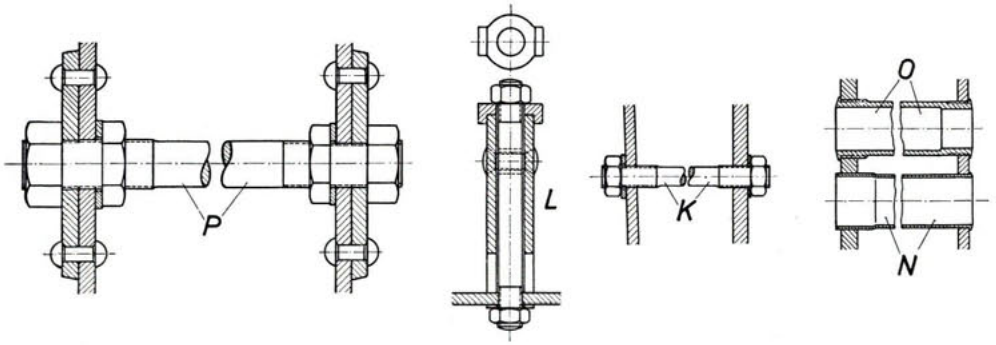


Abb. 4.

Die Ankerrohre *O* werden an jedem Ende mit feinem Gewinde, nach gesetzlichen Vorschriften mit 9 Gängen auf 1″, versehen und in beide Rohrwände eingeschraubt und nachgewalzt. An dem in die Feuerkammer-Rohrwand einzuschraubenden Ende wird das Gewinde entweder unmittelbar auf das glatte Rohr aufgeschnitten, oder das Rohrende wird, um an Festigkeit nichts einzubüßen, auf etwa 60—70 mm Länge, meist außen, aufgestaucht.

Das in die Kesselstirnwand einzuschraubende Ende wird ebenfalls nach außen auf einen um etwa 4—8 mm größeren Durchmesser aufgestaucht, damit der Kerndurchmesser des hier aufgeschnittenen Gewindes noch um etwa 2—3 mm größer als der äußere Durchmesser des glatten Rohres bzw. des Gewindes am anderen Rohrende wird. Wie die Siederohre, werden auch die Ankerrohre nach dem Einwalzen in der Feuerkammerwand umgebördelt.

Bei größeren Kesseln wählt man wegen der Befahrbarkeit die geringste Entfernung zwischen den Siederohrbündeln bzw. zwischen Siederohrbündel und Kesselmantel mindestens zu 280 mm.

Die Ankerrohre werden innerhalb des Rohrbündels so verteilt, daß etwa jedes zweite oder dritte Rohr ein Ankerrohr ist. In den äußeren Vertikalreihen wird, mit Rücksicht auf die Bemessung der Wandstärke des Kesselbodens, mitunter jedes Rohr als Ankerrohr ausgeführt.

§ 6. **Flammrohre.** Die Anzahl und Größe der Flammrohre eines Kessels wird durch die darin unterzubringende Rostfläche bestimmt.

Der innere Durchmesser der Flammrohre wird auch bei ganz kleinen Kesseln gewöhnlich nicht kleiner als etwa 700 mm ausgeführt, weil sonst der Feuerraum zu klein wird. Nur bei Ölfeuerung kann der Durchmesser noch etwas geringer sein. Die oberste Grenze für den Flammrohrdurchmesser beträgt etwa 1300 mm.

Es ist ferner zu beachten, daß auch bei den größten Flammrohren die Rostlänge bei natürlichem Zug nicht über 1900—2000 mm, bei künstlichem Zug nicht über 1700—1800 mm betragen soll, weil sonst die Feuer zu schwer zu bearbeiten sind. Bei kleinen Flammrohren muß die Rostlänge entsprechend geringer gewählt werden Der Rost beginnt etwa 200—300 mm vom vorderen Ende des Flammrohres und endigt mindestens 200—300 mm vor dem hinteren Ende desselben.

Nur bei kleinen Kesseln und niedrigen Drücken werden glatte Flammrohre verwendet, weil sie bei höheren Drücken und Außendurchmessern von über etwa 800 mm zu große Wandstärken erhalten müßten, um genügende Sicherheit gegen den äußeren Druck zu bieten.

Glatte Flammrohre werden vielfach mit Versteifungsringen (Adamsonringe) versehen, s. Abb. 5, A.

Flammrohre mit größerem Außendurchmesser werden ausschließlich als Wellrohre ausgeführt, da diese eine bedeutend größere Widerstandsfähigkeit gegen Zusammendrücken besitzen als glatte Rohre.

In Abb. 5 sind einige der gebräuchlichsten Wellenformen dargestellt, und zwar ist mit *B* die Wellenform des Fox-, mit *C* diejenige des Morrison-, mit *D* die des Purves, mit *E* die des Deighton-Rohres bezeichnet. Am häufigsten wird das Morrison-Rohr verwendet.

Die Verbindung des Flammrohres mit der Stirnwand des Kessels erfolgt meistens durch Vernietung des glatten Endes des Flammrohres mit der nach außen oder innen gebörtelten Stirnwand des Kessels, wie aus Abb. 1 ersichtlich ist.

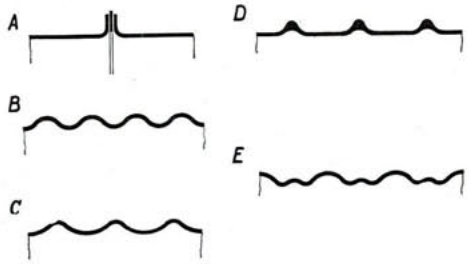


Abb. 5.

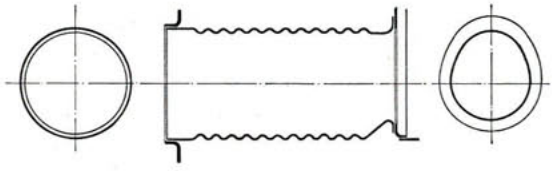


Abb. 6.

Ein sehr schwieriges Arbeitsstück war früher die Verbindung des zylindrischen Flammrohres mit der Feuerkammerwand; das Ende des Flammrohres mußte dazu besonders geformt werden. Abb. 3 zeigt die hierbei notwendigen schwierigen Vernietungen.

Bei dieser Ausführung der Verbindung kam es wegen der ungleichmäßigen Ausdehnung der im Feuer liegenden Nietverbindungen sehr häufig zu Leckagen in den verschiedenen Nähten.

Neuerdings sind diese Schwierigkeiten dadurch überwunden worden, daß das Flammrohr an die entsprechend gekrempte Feuerkammer-Rohrwand stumpf angeschweißt wird, wie dies aus Abb. 1 ersichtlich ist.

Soll das Flammrohr auswechselbar sein, so muß die Öffnung in der Kesselstirnwand und dementsprechend auch der glatte Teil des Rohres im Durchmesser etwa

10—15 mm größer gemacht werden als der äußere Durchmesser der Wellen des Flammrohres.

Mitunter wird das Flammrohr, wie Abb. 6 zeigt, auch hinten eingezogen und mit einem Flansch versehen, mit dem es gegen die glatte Rohrwand der Feuerkammer genietet wird.

Die Form des Flammrohrflansches wird dabei so gewählt, daß derselbe durch die Öffnung in der Stirnwand des Kessels hindurchgesteckt werden kann. Heute sind so komplizierte Flammrohrkonstruktionen selten, da man im Bedarfsfalle das Rohr nahe an seinem Feuerkammerende abbrennt und ein neues Flammrohrstück dortselbst anschweißt.

Der Abstand zwischen Außenkante Flammrohr und Kesselmantel, sowie der Abstand zwischen den Flammrohren beträgt je nach der Größe des Kessels etwa 120—180 mm, bei ganz kleinen Kesseln entsprechend weniger.

§ 7. **Feuerkammer.** Bei Einender-Zylinderkesseln wird für jedes Flammrohr gewöhnlich eine besondere Feuerkammer vorgesehen, während bei Doppelkesseln meistens je zwei gegenüberliegende Flammrohre in eine gemeinschaftliche Feuerkammer münden. Bei großen Kesseln mit 4 bzw. 8 Flammrohren (Doppelkessel) wird für die zwei bzw. vier mittleren Flammrohre mitunter nur eine gemeinschaftliche Feuerkammer angeordnet.

Der lichte Abstand zwischen den Seitenwänden der einzelnen Feuerkammern wird je nach der Größe des Kessels zu etwa 120—150 mm, der Abstand vom Kesselmantel zu etwa 150—220 mm gewählt. Die Feuerkammer wird bei Einenderkesseln etwa 600—850 mm, bei Doppelkesseln bis etwa 1350 mm tief ausgeführt, bei ganz kleinen Einenderkesseln bis herab auf etwa 350 mm.

Die bei Einenderkesseln dem hinteren Kesselboden zugewendete Feuerkammer-Rückwand *H*, s. Abb. 1 und 3, hat, je nach der Größe des Kessels, einen Abstand von etwa 120—200 mm vom Kesselboden *D*. Wird sie, wie bei größeren Kesseln meistens üblich, etwas geneigt angeordnet, so ist der Zwischenraum oben etwa 30—50 mm größer als unten.

Die Decke der seitlichen Feuerkammern wird den bestehenden Vorschriften entsprechend nach den Seiten hin mit einer Neigung von 4° ausgeführt und so tief unter dem angenommenen niedrigsten Wasserstand angeordnet, daß sie bei einer Neigung des Schiffes um 4° noch mindestens 150 mm hoch vom Wasser bedeckt bleibt.

Da die Rückwand *H* der Feuerkammer eine ebene Fläche ist, muß sie durch Stehbolzen *K*, welche die Rückwand mit dem Kesselboden *D* verbinden, entsprechend versteift werden. Die Entfernung der Stehbolzen voneinander beträgt etwa 180—220 mm, und danach wird die Blechstärke bzw. der Durchmesser der Stehbolzen usw. entsprechend den Klassifikationsvorschriften bestimmt.

Die Stehbolzen der vertikalen Seitenwände werden mit durchlaufendem Gewinde (9 Gänge auf 1″) versehen, in beide Wände eingeschraubt und entweder nur vernietet oder besser mit niedrigen Muttern versehen. Um die Stehbolzenmuttern vor dem Verbrennen zu schützen, werden sie häufig mit Schamottekappen abgedeckt.

Zur Versteifung der oberen Feuerkammerdecke werden meistens quer über dieselbe doppelte Bügel *L*, Abb. 1, 3, 4, aus hochkantgestellten Blechen gelegt, die sich auf die vertikalen Wände stützen und zwischen denen Deckenanker angeordnet sind. Diese Anker werden meist von unten durch die Feuerkammerdecke geschraubt und vernietet oder auch mit einer flachen Mutter versehen. Oberhalb der Bügel erhält jeder Deckenanker eine über die beiden Blechträger greifende Unterlegscheibe mit Mutter, wodurch die auf den Anker entfallende Belastung auf die beiden Bügel übertragen wird.

§ 8. **Mannlöcher.** Um den Kessel innen befahren und reinigen zu können, müssen im Mantel bzw. in den Stirnböden Mannlöcher, Schaulöcher und Handlöcher in genügender Anzahl vorgesehen werden. Sie werden in der Regel elliptisch ausgeführt, um den zugehörigen Deckel von außen einbringen zu können. Die Öffnungen werden mit einer nach innen gekehrten Krempe versehen, welche eben abgefräst wird und als Dichtungsfläche für den von innen gegengesetzten Deckel dient.

Die Konstruktion der Mannlochdeckel nach den deutschen Handelsschiffsnormen ist aus Abb. 7 ersichtlich.

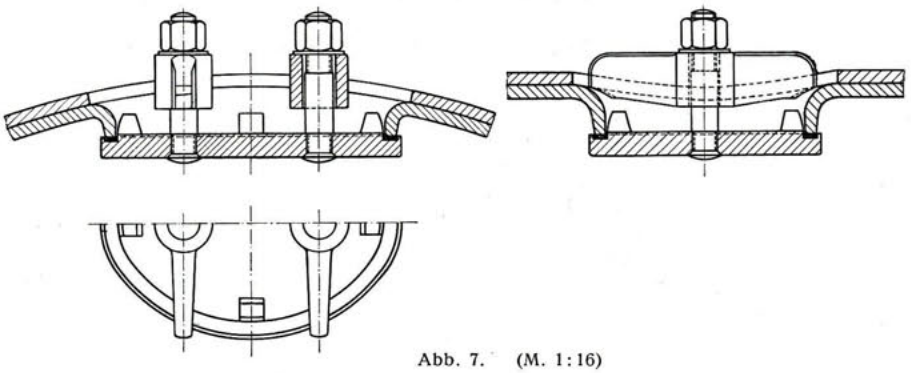


Abb. 7. (M. 1:16)

§ 9. **Beschreibung ausgeführter Zylinderkessel.**

1. Die bereits oben zur Erläuterung herangezogene Abb. 1 zeigt den Einenderkessel eines modernen Fischdampfers von 200 m² Heizfläche, 5,7 m² Rostfläche und 4300 mm innerem Durchm. Der Arbeitsdruck beträgt 16 atü. Der Mantel *A* besitzt 40 mm Blechstärke; die Nietnaht ist mit Doppellaschen *B* von 32 mm Dicke mit geraden Kanten hergestellt. Die Krempen beider Böden sind nach innen gekehrt und maschinell genietet. Um dies zu ermöglichen, ist in der hinteren Stirnwand eine Öffnung vorgesehen, die nachträglich durch eine aufgenietete Platte *U* verschlossen wird.

Die Stirnwände sind etwa in der Höhe des niedrigsten Wasserstandes aus je 2 Blechen *C* bzw. *D* und *E* zusammengeschweißt; die Schweißung ist durch eine außen aufgenietete Lasche gesichert.

Um trotz des verhältnismäßig kleinen Dampfraumes möglichst trockenen Dampf zu erhalten, ist im Scheitel des Kesselmantels ein Dampfdom *T* von 800 mm Durchm. und 1000 mm Höhe angebracht, in dessen Decke das Mannloch vorgesehen ist.

Der Kessel hat 3 Flammrohre *F* von 1050/1150 mm Durchm. und 17 mm Wandstärke, welche mit der Feuerkammer-Rohrwand *G* verschweißt sind. Die Mantelplatten *J* der Feuerkammer sind ebenfalls geschweißt und mit den Stirnwänden *G* und *H* wie üblich durch Nietung verbunden.

Die Siederohre *N* und Ankerrohre *O* haben 89 mm ä. Durchm. und 4,5 bzw. 8 mm Wandstärke. Es sind 146 Siederohre und 114 Ankerrohre vorgesehen, die sämtlich in der Feuerkammerrohrwand verstemmt sind.

2. Abb. 2 und 3 zeigt einen Einenderkessel mit 4 Morrison-Flammrohren. Seine Heizfläche beträgt 305 m², seine Rostfläche 7,25 m², sein Arbeitsdruck 15,5 atü. Der Mantel besitzt 5200 mm i. Durchm. und eine Wandstärke von 38,5 mm; er besteht aus 2 Schüssen A_1 und A_2, welche durch dreireihige, unten aus Dichtigkeitsgründen vierreihige Nietung miteinander verbunden sind. Auch in der Umfangsrichtung besteht jeder Schuß aus 2 Blechen, welche durch ausgezackte

Doppellaschen *B* von 29 mm Dicke miteinander verbunden sind. Die äußere Länge des Kessels beträgt 3750 mm. Da die hintere Stirnwand *ED* mit der Krempe nach außen eingenietet ist, beträgt die äußere Länge des Kessels, über die Stirnwände gemessen, nur 3540 mm.

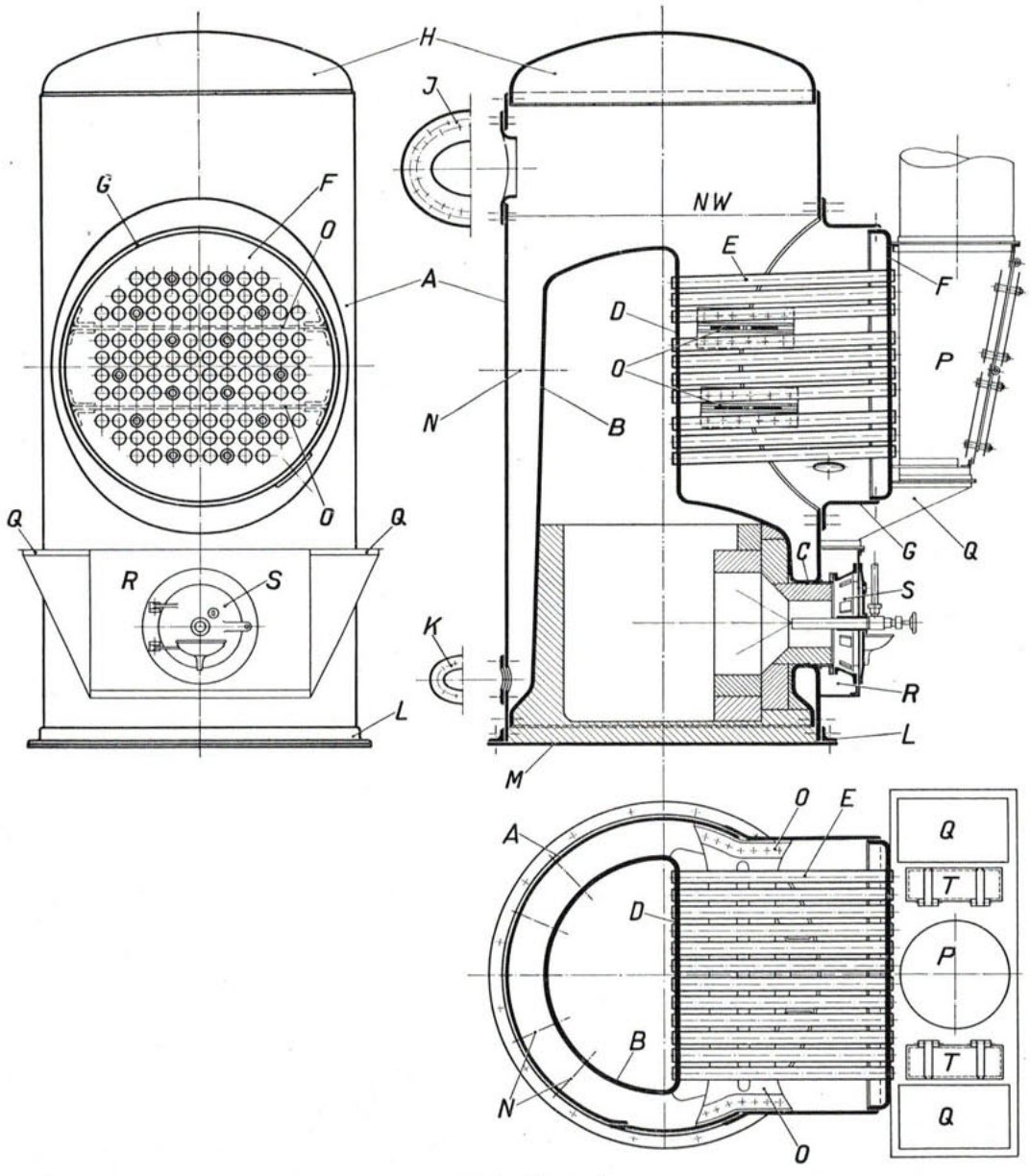


Abb. 8. (M. 1:40)

Die Stirnwände sind auch hier wegen der großen Abmessungen aus zwei Teilen *E* und *C* bzw. *D* hergestellt, welche oberhalb der Siederohrbündel durch eine zweireihige Nietnaht verbunden sind. Von den zur Versteifung der Stirnwände dienenden Längsankern *P* haben die im Dampfraum und unten zwischen den Flammrohren

angeordneten 74 mm Durchm., während die zwischen den Feuerkammern vorgesehenen Anker einen Durchmesser von 57 mm besitzen.

Die Flammrohre *F* von 1100/1200 mm Durchm. und 17 mm Wandstärke sind sowohl mit der Stirnwand *C* als auch mit den Feuerkammer-Rohrwänden *G* durch Nietung verbunden.

Die Siederohre *N* und Ankerrohre *O* sind zwischen den Rohrwänden 2350 mm lang, besitzen 76 mm ä. Durchm. und eine Wandstärke von 4 bzw. 8 mm. An Siederohren sind 312, an Ankerrohren 148 Stück eingebaut.

§ 10. **Stehende Hilfskessel.** Diese nur eine geringe Bodenfläche beanspruchenden Kessel werden auf kleineren Fahrzeugen und auf Motorschiffen häufig verwendet. Sie sollen Dampf für Heizungszwecke, zum Betrieb einer kleinen Lichtmaschine, der Küche usw. erzeugen, wenn während der Liegezeit im Hafen oder an der Werft die Hauptanlage nicht im Betrieb ist; sie werden neuerdings sehr häufig mit Öl gefeuert.

Abb. 8 zeigt einen solchen stehenden Hilfskessel. In den senkrechten zylindrischen Mantel *A* ist von unten eine Feuerbüchse *B* eingesetzt, durch Stehbolzen *N* gegen den Mantel abgestützt und am unteren Ende mit dem Mantel vernietet. Die Öffnung zur Aufnahme des Ölfeuerungsgeschränkes *S* ist hier hergestellt worden, indem an der betreffenden Stelle der Kesselmantel nach innen, der Feuerbüchsmantel nach außen gekrempt und dann beide Krempen bei *C* zusammengeschweißt wurden. Der untere Teil der Feuerbuchse dient als Verbrennungsraum und hat runden, der obere Teil halbrunden Querschnitt. Die vordere flache Wand *D* des oberen Teiles dient als Rohrplatte für ein Siederohrbündel *E*, durch welches die Rauchgase in den Rauchfang *P* vor der vorderen Rohrwand *F* entweichen. Diese ist nach innen gekrempt und in einen Vorbau *G* eingenietet, welcher seinerseits durch Nieten mit dem Mantel *A* verbunden ist; die durch den großen Ausschnitt entstandene Schwächung des Mantels wird durch starke Zugbänder *O* ausgeglichen.

Der Mantel *A* ist oben durch den Boden *H* abgeschlossen; kurz unterhalb desselben ist das Mannloch *J* vorgesehen. Drei Handlöcher *K* dienen zur Reinigung des schmalen Zwischenraumes zwischen dem Mantel *A* und der Feuerbüchse *B*. Am unteren Ende ist der Mantel durch einen starken Winkelring *L* mit dem Bodenblech *M* verbunden, welches die Feuerkammer abschließt. Die für die Verbrennung benötigte Luft tritt von oben in die beiden Kanäle *Q* seitlich des Rauchfangs ein und strömt nach unten in die Luftkammer *R* des Ölbrenners *S*. Ein etwa durch Explosion entstehender Überdruck in der Rauchkammer kann sich durch die Sicherheitsklappen *T* und den Luftkanal ausgleichen.

Der beschriebene Kessel hat eine Heizfläche von 35 m² und ist für einen Arbeitsdruck von 6 atü gebaut. Die gesamte Höhe des Kessels beträgt 3950 mm, der Durchmesser des Mantels 1700 mm; der Mantel ist 12 mm und die gewölbte Decke 15 mm stark. Siede- und Ankerrohre besitzen 76 mm ä. Durchm. und 4 bzw. 8 mm Wandstärke. Die Rohre sind zwischen den Rohrwänden 1150 mm lang, die Rohrwände 18 mm stark. Die Feuerkammer besitzt etwa 1400 mm mittl. Durchm. und 17 mm Wandstärke.

§ 11. **Tabelle ausgeführter Zylinderkessel.** Um dem Konstrukteur bei der Herstellung von Entwürfen die Möglichkeit zu geben, rasch Heizfläche und Rostfläche, Hauptdimensionen, Gewicht und Materialbedarf usw. abzuschätzen, sind in Tabelle 1 die wichtigsten Daten einiger ausgeführter normaler Zylinderkessel größtenteils neueren Herstellungsdatums zusammengestellt. Die Angaben für die zu den Heißdampfkesseln gehörenden Überhitzeranlagen finden sich in Tabelle 6, § 37.

Tabelle Nr. 1.

Hauptabmessungen ausgeführter Zylinderkessel.

Schiff	Cairo	Porta	Adana	Weser	Lichtenfels	Unitas	General von Steuben		Kaiser Wilhelm II.	
Gesamte Antriebsleistung . . PSi	600	1660[1])	700	2×2100	5100	5500	10 500		2×18 000	
Anzahl der Kessel . . . . . —	2	3	1	5	4	6	1	3	7	12
Art der Kessel . . . . . —	Einender	Einender	Einender	Einender	Einender	Einender	Einender	Doppelender	Einender	Doppelender
Erzeugte Gesamt-Dampfmenge t/h	3,3	10	3,7	22,5	22	40,5[2])	51		250	
Kesseldruck . . . . . atü	13	14,5	13	14,5	15	17,6	14,5		15	
Dampftemperatur . . . . . °C	330	330	330	330	350	325	330		—	
Feuerung . . . . . —	Kohle	Kohle	Kohle	Kohle	Kohle	Öl	Öl		Kohle	
Zug . . . . . —	künstl.	künstl.	künstl.	künstl.	künstl.	künstl.	künstl.		natürl.	

Hauptangaben je Kessel:

Innerer Durchmesser . . . . mm	3152	3645	4242	4300	4650	4900	5200	5200	5085	5085
Äußere Länge . . . . . mm	3250	3450	3520	3630	3700	3700	3600	6160	3675	6350
Wandstärke des Zylindermantels mm	24	27,5	29	31	36	44	39	39	37,5	37,5
Rostfläche R . . . . . m²	2,24	3,6	5,0	5,1	5,86	Ölfeuerung	(7,5)[3])	(15,0)[3])	9,36	18,7
Heizfläche H . . . . . m²	90	148	198	215	260	279	343	655	331	640
H/R . . . . . —	40	41,0	39,6	42,2	44,3	—	(43,0)	(41,0)	35,4	34,2
Überhitzerheizfläche . . . . . m²	40,5	63,5	90,0	101,5	122,0	111,5	87,0	174,0	—	—
Luftvorwärmerheizfläche . . . m²	27,0	53,0	51,0	65,3	79,4	84	92,8	2×92,8	—	—
Flammrohre, Anzahl . . . . . —	2	2	3	3	3	4	4	2×4	4	2×4
„ Durchmesser . . mm	800/900	1050/1150	1000/1100	1000/1100	1150/1250	1000/1100	1100/1200	1100/1200	1200/1300	1200/1300
„ Wandstärke . . mm	14	15	15	14,5	17,5	17,5	16	16	19	19
Siederohre, Anzahl . . . . . —	50	122	128	188	230	170	231	462	340	680
„ Durchmesser . . . mm	83/75	76/68	83/75	76	76	76/65	76/68	76/68	76/68	76/68
Ankerrohre, Anzahl . . . . . —	78	84	140	118	140	199	144	288	164	328
„ Durchmesser . . mm	83/67	83/67	83/67	76	76	76/61	83/67	83/67	73/57	73/57
Gewicht des nackten Kessels . t	21,1	30,7	39,6	42,5	53,0	64	64,2	104,3	62	101,5
Gewicht des Wasserinhalts (warm) t	12,4	15,6	18,8	21,5	24,5	28,7	30,5	48,8	25,5	43,5

[1]) in PSe (Turbinenantrieb).
[2]) Dampf auch für Kochereibetrieb.
[3]) vor Umbau auf Ölfeuerung.

§ 12. **Festigkeit der Zylinderkessel.** Die Berechnung der Materialstärken erfolgt nach den bestehenden baupolizeilichen Vorschriften bzw. nach den Vorschriften der Klassifikationsgesellschaften, „Germanischer Lloyd" und „Seeberufsgenossenschaft" in Deutschland, „Lloyds Register" und „Board of Trade" in England, „Registro Navale Italiano" in Italien, „Bureau Veritas" in Frankreich usw. Die Vollständigkeit der Vorschriften macht detaillierte Angaben über die Berechnung der Materialstärken für die Zylinderkessel normaler Bauart hier entbehrlich. Um indessen einen Einblick wenigstens in die wichtigsten Berechnungsunterlagen zu geben, sind in Anh. 3 die hauptsächlichsten Formeln des Germanischen Lloyd und einige andere Hinweise für die Berechnung der Zylinderkessel zusammengestellt.

2. Kombinierte Kessel.

§ 13. **Allgemeines.** Die schwierigsten Bauteile des Zylinderkessels sind die Feuerkammern, die nicht nur selbst ebene Wände besitzen, welche versteift werden müssen, sondern auch die Anbringung durchgehender Anker zwischen den ebenen Stirnwänden des Kessels erschweren. In erster Linie um diese Nachteile zu vermeiden, hat man Kessel entworfen, bei welchen alle Flammrohre und Siederohre von einer Stirnwand zur anderen durchgezogen und die Feuerkammern durch ein System von Wasserrohren gebildet werden, das an der Rückwand des Zylinderkessels angeordnet ist. Diese Kesselbauart, deren bekannteste Vertreter der Prudhon-Capus-Kessel und der Howden-Johnson-Kessel sind, vermeidet nicht nur die eben genannten konstruktiven Schwierigkeiten, sondern besitzt darüber hinaus eine Reihe von Vorteilen, die zu ihrer Einführung wesentlich beigetragen haben.

Da die Gefahr des Leckwerdens der Feuerkammer hier entfällt, lassen sich Kessel dieser Bauart für höhere Drücke als bei Zylinderkesseln zulässig, und zwar bis etwa 22 atü herstellen.

Die kombinierten Kessel können schneller angeheizt und auf Druck gebracht werden, weil der stärkere Auftrieb im Wasserrohrteil den Wasserumlauf des ganzen Kessels beschleunigt.

Durch die bessere Wärmeaufnahme im Wasserrohrteil steigt die zulässige Heizflächenbelastung gegenüber gewöhnlichen Zylinderkesseln um rd. 20%. Bei gleicher Heizflächenbelastung verbessert sich der Wirkungsgrad entsprechend, so daß man auch im normalen Seebetrieb mit Wirkungsgraden bei Kohlefeuerung bis 80%, bei Ölfeuerung bis 86% rechnen kann.

Als weiterer wichtiger Vorteil der kombinierten Kessel tritt hinzu, daß sich bei gleichen äußeren Abmessungen bis zu 30% mehr Heizfläche unterbringen lassen als im Zylinderkessel, wobei überdies sowohl Eigengewicht als auch Wassergewicht bei gleicher Heizfläche kleiner sind als bei jenem. Man kann mit einem Eigengewicht von 185 anstatt 200 und mit einem Wassergewicht von 65 anstatt 100 kg je m^2 Heizfläche rechnen.

Allerdings wird durch die größere Heizfläche und die Zunahme der Dampferzeugung je m^2 Heizfläche die Überhitzung, welche mit Schmidtschen Überhitzern bei den kombinierten Kesseln erzielt werden kann, geringer als bei Zylinderkesseln; doch lassen sich bei ersteren Kesseln auch noch in die durch die Wasserrohre gebildeten Feuerkammern Überhitzerschlangen einbauen, mittels deren dann jede gewünschte Überhitzung erreicht werden kann.

§ 14. **Der Prudhon-Capus-Kessel.** Es befinden sich zur Zeit bereits über 500 Capus-Kessel im Betrieb; u. a. ist der französische Schnelldampfer „Ile de France" mit Vierflammrohr-Capus-Kesseln ausgerüstet. Darunter sind auch Doppelenderkessel, deren Bau in gleicher Weise wie beim Zylinderkessel möglich ist.

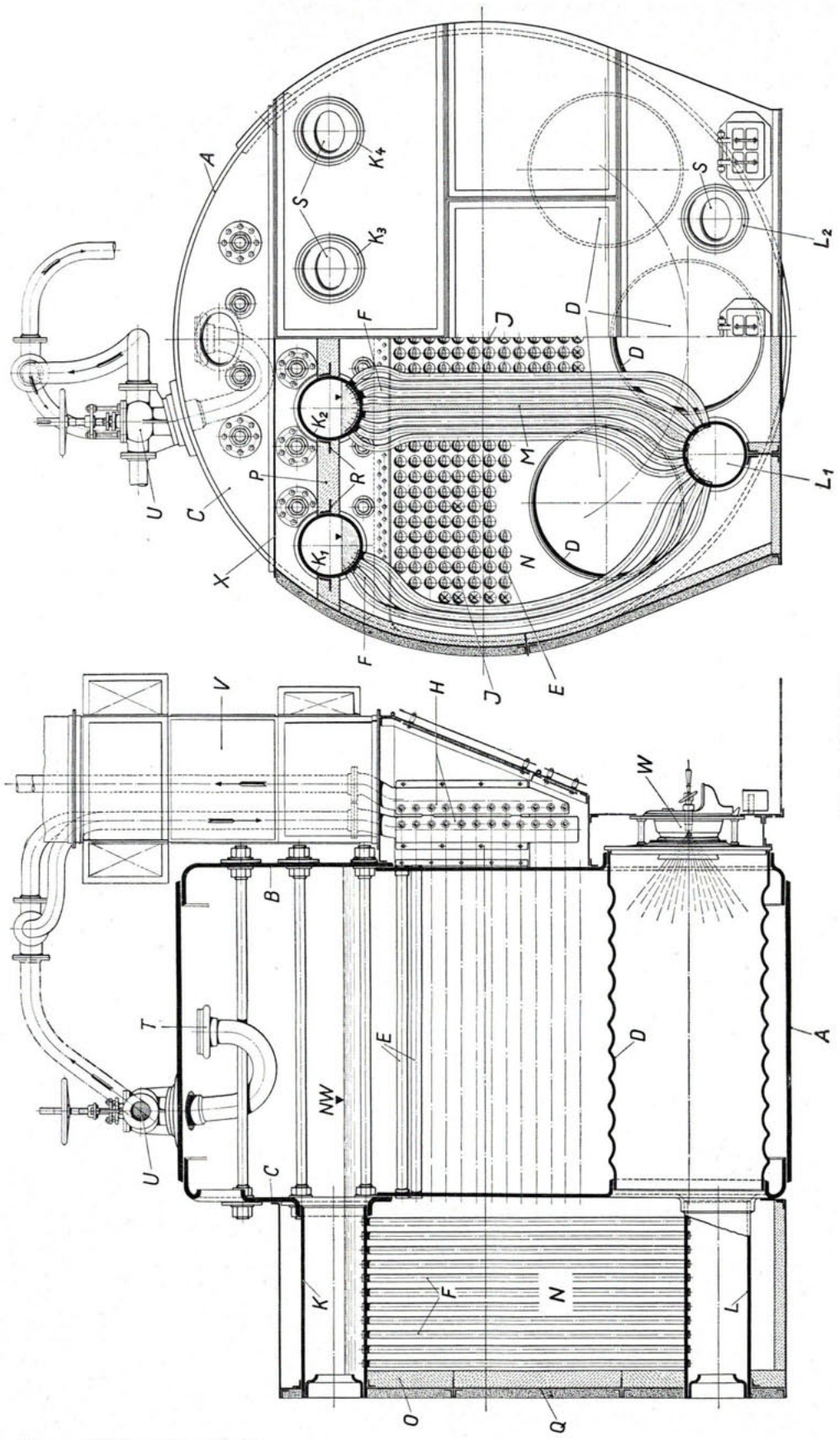


Abb. 9. (M. 1:45)

Der in Abb. 9 dargestellte ölgefeuerte Dreiflammrohr-Capus-Kessel der „Ile de Beauté", s. Schiffsverz., ist für einen Druck von 16 atü und eine Überhitzungstemperatur von 300° C gebaut. Der Mantel *A* besitzt 4500 mm i. Durchm., der Abstand zwischen den Stirnwänden *B* und *C* beträgt 2385 mm. Die Stirnwände sind aus zwei Blechen überlappt zusammengenietet. Die Heizfläche des Kessels beträgt insgesamt 285 m² und setzt sich zusammen aus den Heizflächenanteilen der Flammrohre *D*, der Siede- und Ankerrohre *E* und der Wasserrohrbündel *F*, welch letztere ca. 28% zur Gesamtheizfläche beitragen. Ein Zylinderkessel könnte bei gleichen Außenabmessungen nur etwa 220 m² Heizfläche erhalten. Die Flammrohre und die Siede- und Ankerrohre laufen von einer Stirnwand zur anderen durch. Im ganzen sind 144 Siede- und 127 Ankerrohre von 83 mm ä. Durchm. und 4 bzw. 6 mm Wandstärke vorhanden. In die Rohre sind Schmidtsche Überhitzerschlangen mit einer Gesamtheizfläche von 100 m² eingeschoben.

An den zylindrischen Teil schließt sich der Wasserrohrteil des Kessels an. In Höhe des niedrigsten Wasserstandes *NW* sind an der Rückwand *C* des zylindrischen Teiles 4 Trommeln K_1—K_4 von 450 mm i. Durchm., 22 mm Wandstärke und 1480 mm Länge angenietet. Von diesen Obertrommeln erstrecken sich vier Wasserrohrbündel zu zwei Untertrommeln L_1 und L_2, welche zwischen den 3 Flammrohren *D* ebenfalls an die Rückwand angenietet sind. Diese Wasserrohrbündel und die beiden Mauerwände *M* bilden die 3 Feuerkammern *N*, die wie beim normalen Zylinderkessel völlig voneinander getrennt sind. Die Rückwand der Feuerkammer besteht aus Blechen *Q*, die durch Mauerwerk *O* geschützt und gut isoliert sind. Die Decke des Feuerraumes besteht aus Formsteinen *P*, die über die Winkel *R* geschoben werden. Über den Formsteinen liegt eine Schicht von Schlackenwolle, die durch ein kräftiges Blech abgedeckt ist.

Am hinteren Ende sind alle Trommeln *K* und *L* mit einem Mannloch *S* versehen. Die Wasserrohre von 41/51 mm Durchm. — insgesamt 238 Stück — sind in üblicher Weise in die Trommeln eingewalzt.

Bei den neueren Ausführungen solcher Kessel werden die Trommeln des Wasserrohrteiles an kurze Ansätze angeschweißt, die durch Bördelung aus der Kesselrückwand herausgeholt werden.

Die Abbildung zeigt einen Tangential-Dampftrockner *T* am Entnahmerohr des Dampfes, welches zum Hauptabsperrventil *U* führt. Von diesem aus strömt der Dampf in Richtung der eingezeichneten Pfeile zu den Sammelkästen *H* des Schmidtschen Überhitzers; ein Feuerkammer-Überhitzer ist hier nicht vorgesehen. Mit *V* ist der dreiteilige Plattenluftvorwärmer bezeichnet, den die Luft mit dreifacher Umlenkung durchströmt, ehe sie in üblicher Weise den Ölfeuerungsgeschränken *W* zugeführt wird.

§ 15. **Der Howden-Johnson-Kessel.** Der Howden-Johnson-Kessel, welcher in neuerer Zeit vielfach von englischen Reedereien für Neubauten verwendet wird, unterscheidet sich von dem soeben beschriebenen Capus-Kessel durch die Ausbildung des Wasserrohrsystems; der zylindrische Teil ist prinzipiell in gleicher Weise gebaut.

Abb. 10 zeigt einen Howden-Johnson-Kessel für 20 atü mit 3 Flammrohren und einer Gesamtheizfläche von 255 m². Der zylindrische Teil *A* des Kessels weist 3 durchgehende Flammrohre *B* sowie durchgehende Siede- und Ankerrohre *C* auf, welche in verschieden großen Gruppen *L* und *M* eingezogen sind. Es ist also hier nicht wie beim Capus-Kessel jedes Flammrohr mit einer dazugehörigen Siederohrgruppe zusammengeschaltet, sondern die 3 Flammrohre sind mit den 4 Siederohrgruppen durch eine gemeinsame Feuerkammer verbunden. Letztere wird durch die Wände *G* gebildet und enthält im Innern ein Wasserrohrsystem *D*; dieses besteht

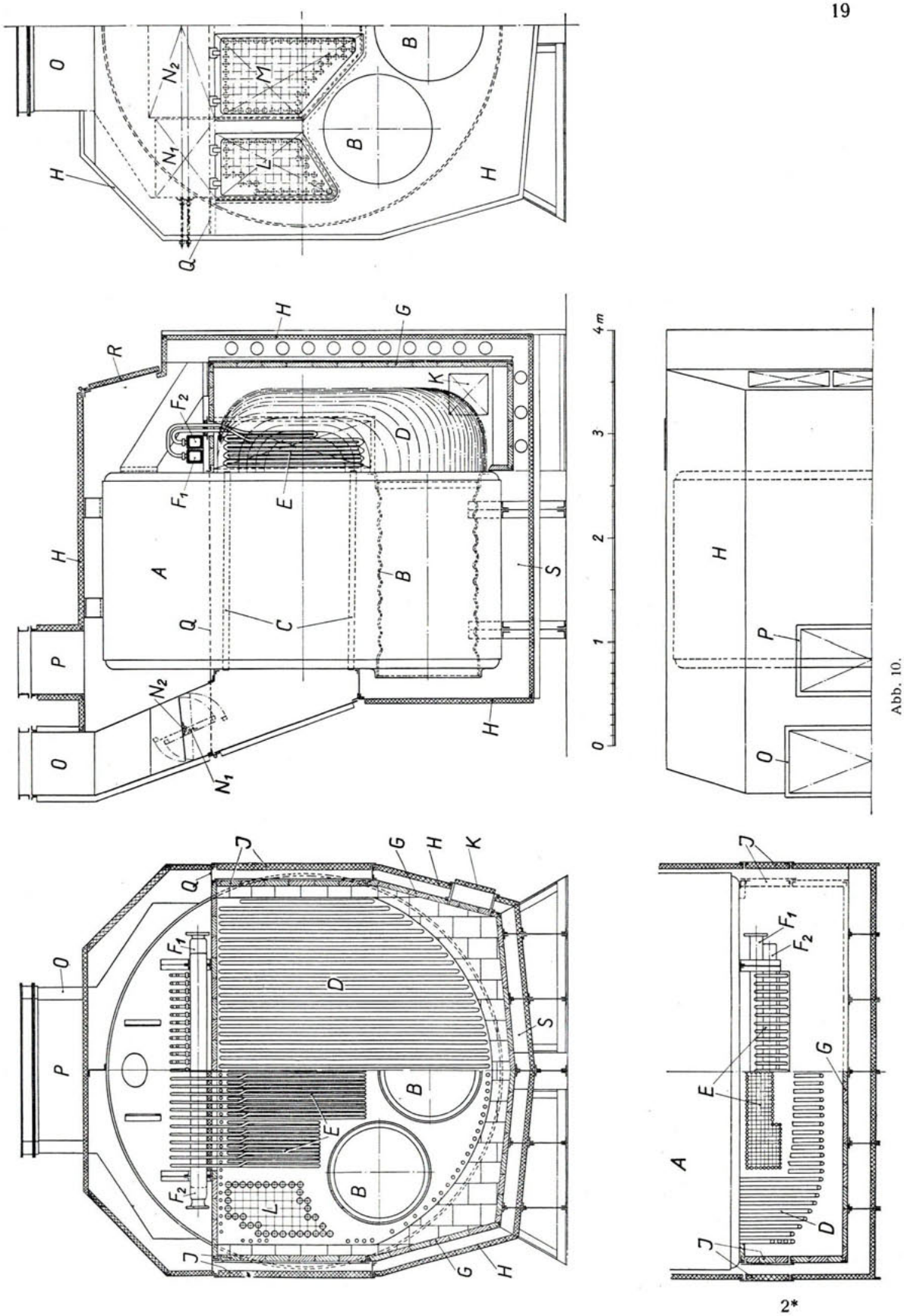


Abb. 10.

aus einer großen Anzahl senkrecht verlaufender paralleler Rohre, welche an ihren Enden so gebogen sind, daß sie sich als Ganzes wie ein Käfig über die Mündungen der Flamm- und Siederohre legen. Die Berührung der Wasserrohre mit den Feuergasen wird dadurch sehr wirksam gestaltet. Die Wasserrohre sind in entsprechende Bohrungen der hinteren Stirnwand des zylindrischen Teiles *A* eingewalzt.

Auf der Decke der Feuerkammer liegen die Sammelkästen F_1 und F_2 des Überhitzers. Die Überhitzerschlangen *E*, durch welche der Dampf von dem einen zum anderen Sammler strömt, sind zwischen je 2 Wasserrohren des Bündels *D* hindurchgeführt und hängen vor den inneren Siederohrbündeln *M*, während die äußeren Siederohrbündel *L* freibleiben. Schadhafte Überhitzerschlangen können durch die Flammrohre *B* ausgewechselt werden. Zur Revision befinden sich am Wasserrohrteil seitliche Klappen *J*.

Wie oben erwähnt, liegen die Überhitzerbündel *E* nur vor den größeren Siederohrbündeln *M*. Damit die Rauchgase aus der gemeinsamen Feuerkammer nicht den leichteren Weg durch die Bündel *L* wählen, sind die Rauchkammern der Bündel *L* und *M* durch Blechwände voneinander getrennt und besondere Klappen N_1 und N_2 vor dem Rauchfang *O* vorgesehen, mittels deren man die Verteilung der Rauchgase auf die Siederohrbündel und dadurch die Überhitzungstemperatur regeln kann.

Der ganze Kessel ist von einem isolierten Gehäuse *H* umschlossen, durch welches die Luft hindurchstreicht. In Höhe der Decke der Feuerkammer ist das Gehäuse durch eine waagerechte Blechwand *Q* in einen oberen und einen unteren Raum getrennt, so daß die bei *P* aus dem Luftvorwärmer — in diesem Falle ein Howden-Ljungström-Vorwärmer — in das Gehäuse eintretende vorgewärmte Verbrennungsluft im oberen Teil nach hinten, dann an der Rückwand *G* der Feuerkammer entlang nach unten und durch die unteren Kanäle *S* wieder nach vorn zu den Feuerungsgeschränken strömt.

Ein gewisser Nachteil dieser Kessel gegenüber den Capus-Kesseln besteht darin, daß die Feuerkammer allen Flammrohren gemeinsam ist, so daß, wenn ein Feuer aufgeworfen oder gereinigt wird, auch die anderen gestört werden.

Abschnitt II.

Wasserrohrkessel.

1. Wasserrohrkessel mit natürlichem Wasserumlauf.

§ 16. **Allgemeines über Wasserrohrkessel.** Beim Wasserrohrkessel befindet sich, im Gegensatz zum Zylinderkessel, der Wasserinhalt ganz oder zum größten Teil in Rohren, welche je nach der Bauart des Kessels verschieden angeordnet sind und von außen beheizt werden. Abb. 11 zeigt einen Yarrow-Kessel älterer Bauart, bei welchem die Obertrommel *A* durch gerade Rohrbündel *C* mit den beiden Untertrommeln *B* verbunden ist. Die auf dem Rost *D* entwickelten Heizgase schlagen direkt durch die beiden Rohrbündel hindurch und ziehen durch den Rauchfang *E* ab. Der Wasserspiegel liegt etwas unter der Mitte des Oberkessels.

Durch die Trommeln wird ein gewisser Wasservorrat geschaffen. Das ist um so wichtiger, als der geringe Wasserinhalt der Rohre eine für die Anforderungen des Schiffsbetriebes im allgemeinen nicht genügende Elastizität bei Schwankungen in der Dampfentnahme bietet. Es sind zwar neuerdings vielfach trommellose Kessel für Hochdruckdampf gebaut worden; bei diesen müssen aber im Hinblick auf solche Schwankungen besondere Regelvorrichtungen vorgesehen werden.

Der Wasserrohrkessel hat gegenüber dem Zylinderkessel eine Reihe von Vorteilen. Er ist in erster Linie erheblich leichter, weil die schweren Wände und der große Wasserinhalt des Zylinderkessels in Fortfall kommen; er ist räumlich ziemlich anpassungsfähig, da die Wasserrohre sich in mannigfacher Form biegen lassen, und schließlich ist er für jeden beliebigen Dampfdruck geeignet. Was dagegen seine allgemeine Verwendung für viele und gerade die am häufigsten vorkommenden Schiffstypen (kleine und mittelgroße Handelsschiffe) bisher verhindert hat, ist seine Empfindlichkeit gegen unreines Speisewasser sowie gegen Belastungsschwankungen und

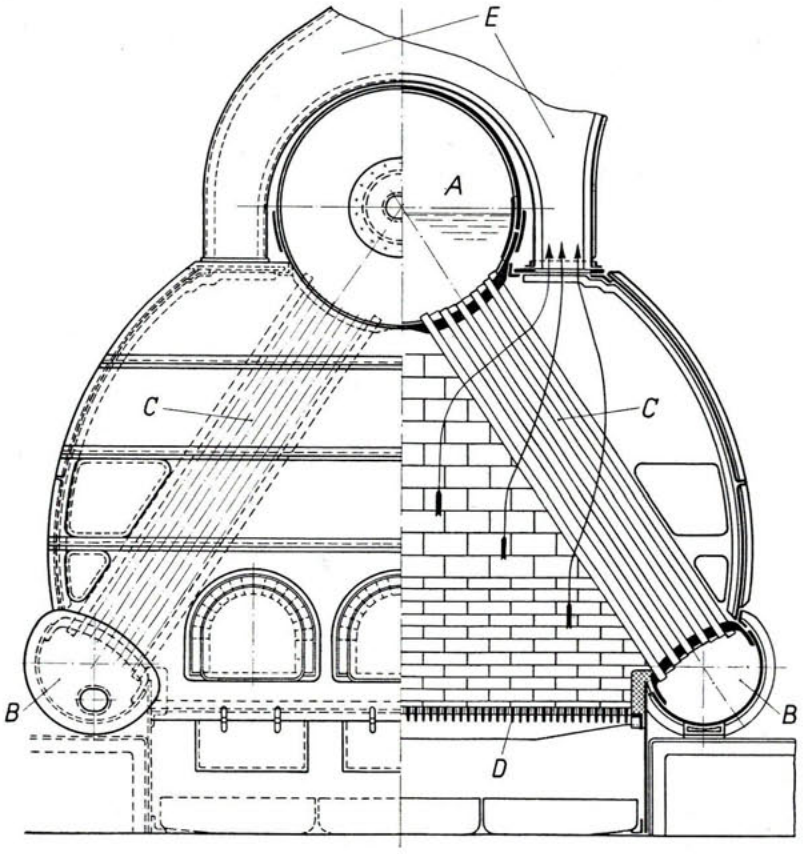


Abb. 11. (M. 1:37,5)

seine geringe Eignung für Kohlefeuerung von Hand. Es hat sich immer wieder herausgestellt, daß die Bedienung der relativ großen Roste von Wasserrohrkesseln schwierig und unwirtschaftlich ist, und daß die Rohrbündel sich durch Flugasche und Ruß häufig verstopfen. Da bei Kohlefeuerung die Handbedienung auch heute noch meist das gegebene ist, hat man hierfür am Zylinderkessel mit seinen kleinen Rosten und leicht zu reinigenden Rauchzügen festgehalten. In dem Maße aber, wie die Ölfeuerung und neuerdings auch die mechanische Rostbeschickung mit Kohle in Aufnahme kommen, wird man sich im Schiffsbetrieb auch bei kleineren Schiffen mehr und mehr dem Wasserrohrkessel zuwenden.

§ 17. **Die Entwicklung des Wasserrohrkessels und verschiedene Formen desselben.** Die einfachste Form des Wasserrohrkessels und eine der frühesten, welche

sich in größerem Maßstabe eingeführt hat, ist die bereits oben skizzierte Form des Kessels mit geraden Rohren, einer Ober- und zwei Untertrommeln. Dieser Kessel verdankt seine Entstehung dem englischen Ingenieur Yarrow und wird in § 18 u.f. eingehender beschrieben werden.

Der Umstand, daß ein Kessel mit geraden Rohren sich hinsichtlich seiner Formgebung wenig variieren läßt, und namentlich auch die Schwierigkeit, hierbei längere Wege für die Rauchgase — wie solche für die bessere Ausnutzung ihres Wärmeinhaltes von vornherein vorteilhaft erscheinen mußten — zu schaffen, führten dazu, Kesselsysteme zu ersinnen, welche an sich an dem Prinzip einer Obertrommel und einer oder mehrerer Untertrommeln festhielten, aber statt der geraden gekrümmte Rohre aufwiesen.

In diesem Bestreben sind anfänglich Kesselsysteme von phantastischen Formen ausgebildet worden. Zum Teil weisen sie indessen eine Reihe von Prinzipien auf, welche auch heute noch als zweckmäßig angesehen werden müssen. Es sind aber auch viele Fehler unterlaufen, so daß das Gesamtresultat niemals ein ganz befriedigendes war. Abb. 12 zeigt einen derartigen Kessel aus der letzten Dekade des vergangenen Jahrhunderts, der durch die Firma Thornycroft konstruiert und auf dem englischen Torpedoboot „Daring", s. Schiffsverz., zum Einbau gekommen ist. Er besteht aus einer Obertrommel *A*, einer mittleren Untertrommel *B* und zwei kleinen seitlichen Untertrommeln *C*, zwischen denen gekrümmte Rohrbündel *D* und *E* angeordnet sind. Zu beiden Seiten der mittleren Untertrommel liegen die Roste *F*. Es entsteht auf diese Weise auf beiden Seiten ein Feuerraum, welcher eine verhältnismäßig große Strahlungsfläche aufweist, wie überhaupt die seitlichen Bündel *E* als Vorläufer der heute als so wertvoll erkannten Strahlungswände anzusprechen sind. Der Kessel zeigt, wenn auch übertrieben, des ferneren das Prinzip, die am meisten beheizten Steigrohre oben in die Trommel einmünden zu lassen, ebenfalls ein Charakteristikum moderner Kessel. Zur Führung der Rauchgase in den inneren Rohrbündeln *D* dienen dichte Rohrwände, so daß schmale parallele Rauchzüge entstehen, welche sich über die ganze Kessellänge erstrecken, eine zu weitgehende Maßnahme, welche starke Strömungswiderstände der Gase verursachen mußte. Wie dies auch heute noch geschieht, wurden diese dichten Wände dadurch geschaffen, daß zwei aufeinanderfolgende Rohrreihen an den Stellen zu einer Wand zusammengebogen wurden, an denen der Gasdurchtritt verhindert werden soll. Daß man die Rauchgase sodann durch eine Art Rauchkammer *G* abströmen ließ, war natürlich ein Fehler, weil nicht nur die Obertrommel dadurch beheizt wurde, sondern auch die in der Mittellängsebene des Kessels angebrachten Fallrohre *H* stark erwärmt wurden. Diese Fallrohre *H* sollen dazu dienen, das Wasser zunächst der mittleren Untertrommel und von da aus durch die beinahe horizontalen (punktiert angedeuteten) Verbindungsleitungen den beiden kleinen seitlichen Untertrommeln *C* zuzuleiten.

Die Vermischung von Richtigem und Falschem, welches sich in diesem und ähnlichen Kesseln zusammenfand, ließ sie verhältnismäßig bald wieder verschwinden und gemäßigteren Konstruktionen Platz machen, bei welchen zwar an dem System der gekrümmten Rohre festgehalten, indessen von komplizierten Formen Abstand genommen wurde.

So entstand z. B. der Schulz-Kessel, welcher eine Reihe von Jahren hindurch — wenigstens in Deutschland — eine weite Ausbreitung gefunden hat. Die typische in Abb. 13 wiedergegebene Form zeigte eine Obertrommel *A*, eine mittlere Untertrommel *B* und zwei seitliche Untertrommeln *C*. Zwischen *B* und *C* sind die beiden Roste *D* angeordnet. Die Rauchgase schlagen, durch die dichten Rohrwände *a*, *b*, *c*, *d* und *e* geleitet, in einem gewundenen Wege durch die zwischen *a* bzw. *e* und

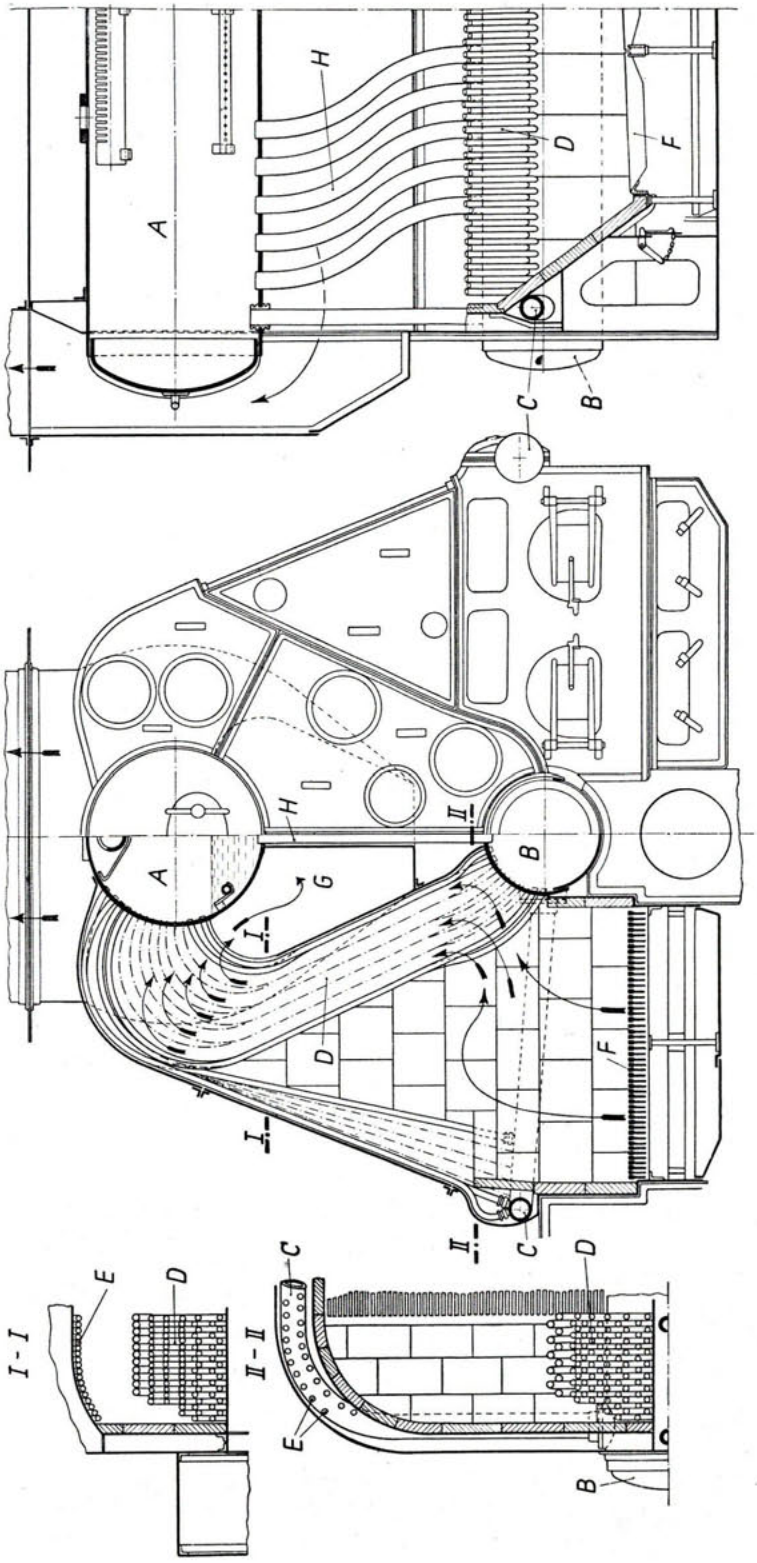


Abb. 12. (M. 1:30)

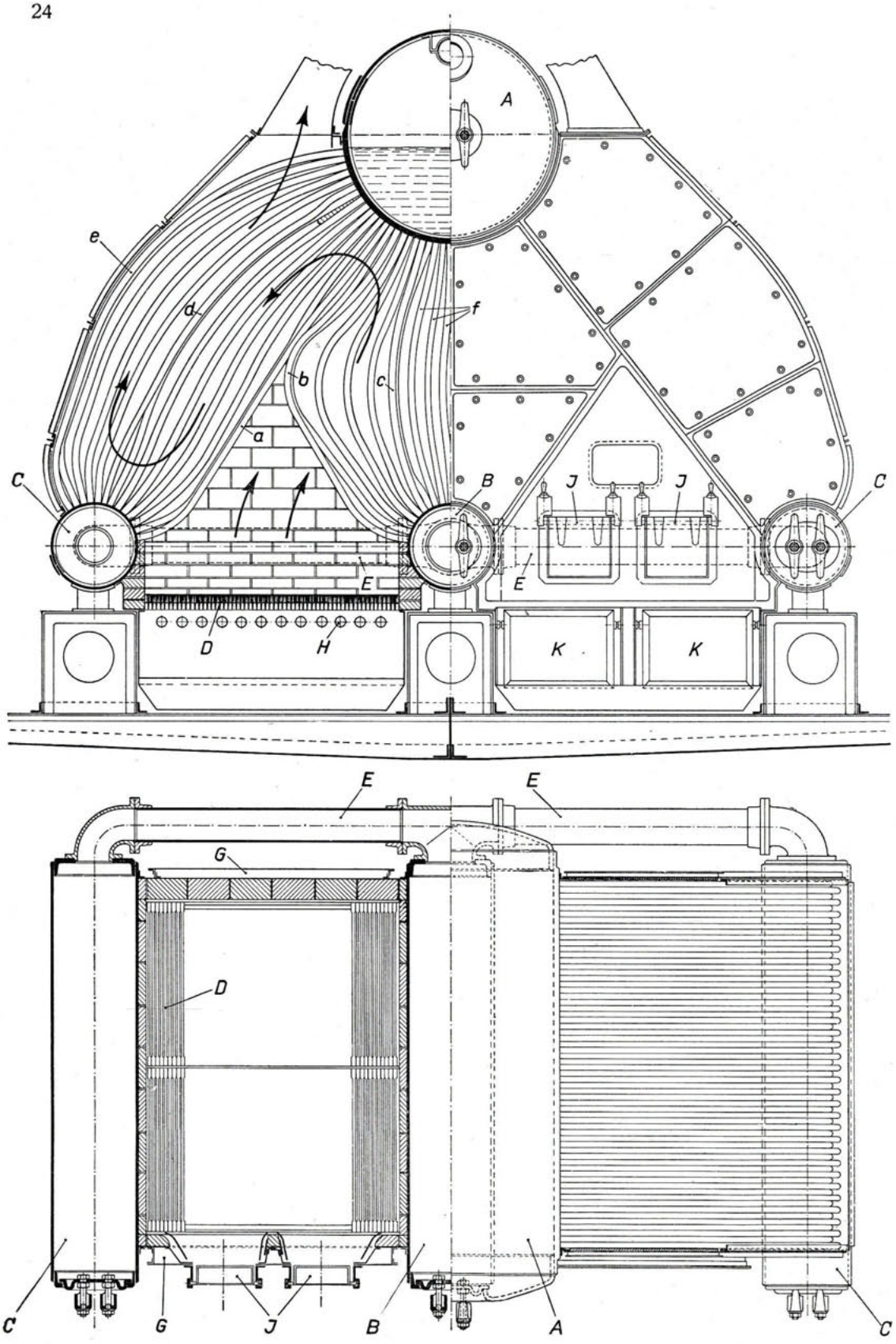


Abb. 13. (M. 1:36)

d angeordneten Rohrbündel. Die beiden Rohrwände *c* des mittleren Bündels schützen die von *A* nach *B* herabführenden Fallrohre *f* vor der Hitze der Rauchgase. Das Wasser fällt von der Obertrommel *A* zunächst in die Untertrommel *B* und wird durch außerhalb des Kesselgehäuses horizontal geführte Verbindungsrohre *E* den beiden seitlichen Untertrommeln *C* zugeführt. Ein Nachteil des Kessels sind die verhältnismäßig kleinen Feuerräume, was indessen in der damaligen Zeit, welche nur Kohlefeuerung kannte, nicht allzusehr störte. Für Ölfeuerung waren diese Kessel wenig oder nicht geeignet.

In wesentlich einfacherer Form erstrebte Normand die Lösung des Wasserrohrkessel-Problems, was ihm auch — wenigstens für die Bedürfnisse der damaligen Zeit — in befriedigender Weise gelang. Der während einer Reihe von Jahren sehr häufig gebaute Normand-Kessel, vgl. Abb. 14, besitzt eine Obertrommel *A*, welche durch 2 Bündel gekrümmter Rohre *B* und durch unbeheizte Fallrohre *L* mit den beiden Untertrommeln *C* verbunden ist. Zwischen den letzteren ist der Rost *F* angeordnet. Die durch Pfeile gekennzeichnete Flammenführung entsteht, indem die beiden innersten und die beiden äußersten Rohrreihen über die ganze Länge des Kessels zu einer dichten Wand *G* bzw. *H* zusammengebogen sind; nur in der Nähe der Feuertüren bleibt die Wand *G* geöffnet. Die Flammen können demgemäß auf beiden Seiten des Rostes bei *D* in das zu diesem Zwecke dort aufgelockerte Bündel hineinschlagen; sie durchstreichen dasselbe sodann in der Längsrichtung des Kessels, wobei sie durch eine mit Bohrungen versehene senkrechte Querwand *K* zu einer leichten Umlenkung nach unten gezwungen werden, und ziehen am Ende des Bündels bei *E* in den Rauchfang *J* ab. Eine Modifikation des beschriebenen Typs bestand darin, daß die Flamme in den hintersten Teil des Bündels hineinschlagen konnte und dieses in der Längsrichtung nach vorn zu durchstrich.

Die Formgebung des Normand-Kessels kam auch bereits den nach und nach auftauchenden Bedürfnissen der Ölfeuerung insofern entgegen, als durch die nach außen ausgebauchten Rohrbündel ein verhältnismäßig geräumiger Feuerungsraum geschaffen wurde, welcher für die rationelle Verbrennung dieses hochwertigen Brennstoffes besser geeignet war. Der Übergang zur Ölfeuerung erforderte nur noch die Hinzunahme des Aschfalles zum eigentlichen Verbrennungsraum. Der so gewonnene Raum bildete eine zwischen den Untertrommeln nach unten reichende Wanne, welche mit Schamottesteinen ausgemauert wurde (vgl. z. B. Abb. 17 und 18).

Die Normand-Führung der Rauchgase axial durch die Bündel wurde hierbei verlassen, und man ging dazu über, ihnen den einfacheren Weg quer durch das Bündel zum Schornstein zu überlassen. Diese Vereinfachung des Rauchzuges konnte auch bei ökonomischen Kesseln gewagt werden, da um diese Zeit die Einführung der Überhitzung bereits so weit vorgeschritten war, daß man bei hochwertigen Schiffen auf die Verwendung überhitzten Dampfes nicht verzichten konnte. Man schob also den Überhitzer an geeigneter Stelle in die Rohrbündel zu beiden Seiten des Verbrennungsraumes ein und verband damit eine mehr oder minder wirksame Flammenführung. So entstanden die Kessel der „Bremen", der „Rex", der „Normandie" und vieler anderer Schiffe mit Ölfeuerung.

Die vorerwähnten Kessel stellen etwa den letzten Typ dar, welcher entwickelt worden ist, bevor durch Einführung des Hochdruck-Heißdampfes und des Prinzips des Hochleistungskessels sich eine merkliche Wandlung in dem Aufbau der Kessel vollzog.

Allen bisher beschriebenen Kesseln lag das Prinzip zugrunde, die Wasserrohre zwischen Ober- und Untertrommel verhältnismäßig steil zu den Untertrommeln hin abfallen zu lassen. Man prägte daher im Laufe der Zeit für Kessel dieser Art den Sammelnamen „Steilrohrkessel".

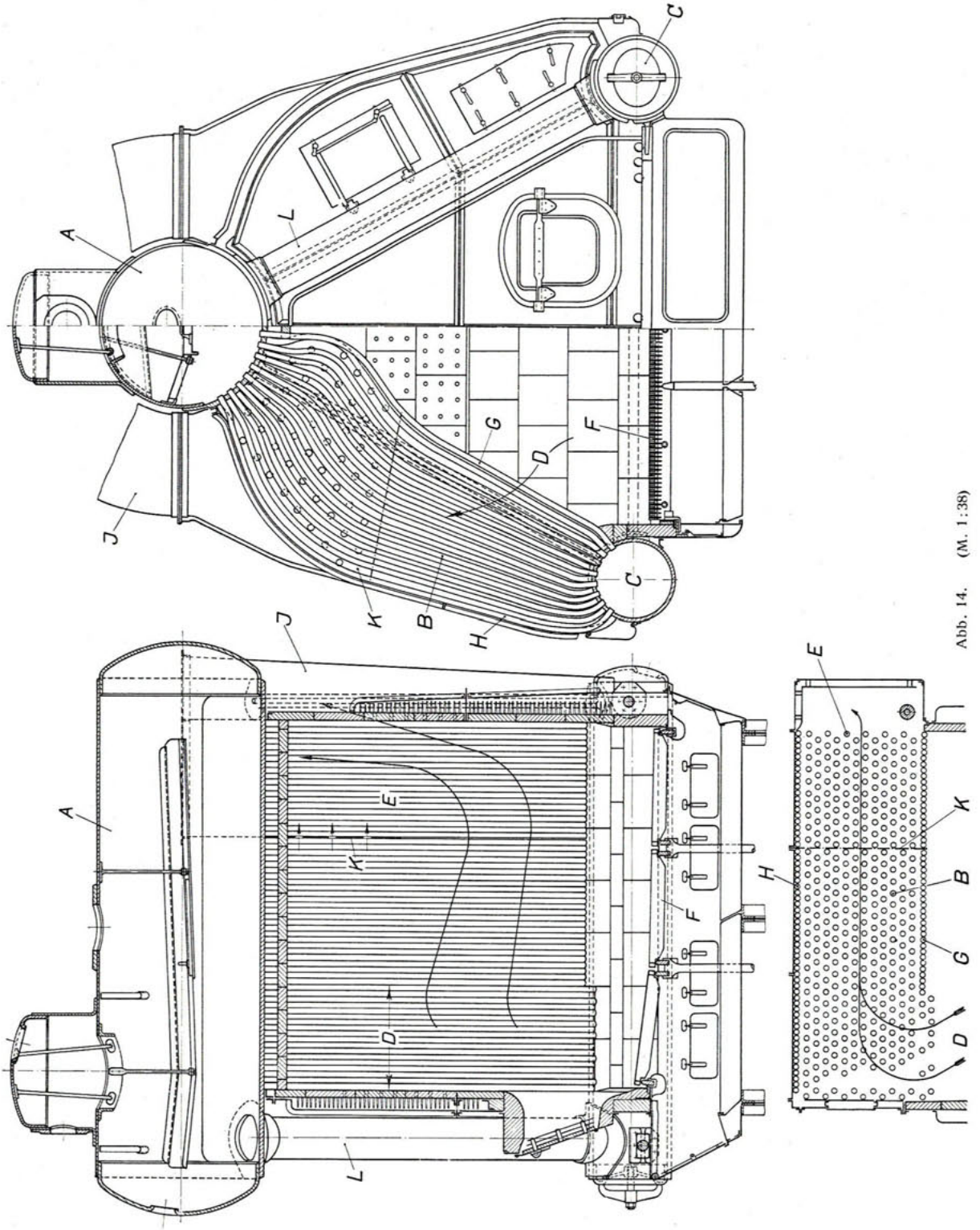


Abb. 14. (M. 1:38)

Schon früh sind indessen Bestrebungen aufgetaucht, Kessel zu konstruieren, bei welchen die Rohre nur wenig gegen die Horizontale geneigt sind. Es gab auch hier verschiedene Fehlschläge, bis sich nach und nach ein brauchbarer Typ von verhältnismäßig stereotypem Aussehen entwickelt hat.

Diese Kessel mit nahezu horizontalen Rohren werden „Schrägrohrkessel" oder wegen der sich zwangläufig ergebenden Bauart auch „Sektionalkessel" genannt. Einer ihrer Vorläufer war der „Belleville-Kessel", welcher etwa um die Wende des Jahrhunderts entstand und in viele Schiffe verschiedener Typen eingebaut worden ist. Wie aus Abb. 15 hervorgeht, besaß er eine obere querliegende Dampf-

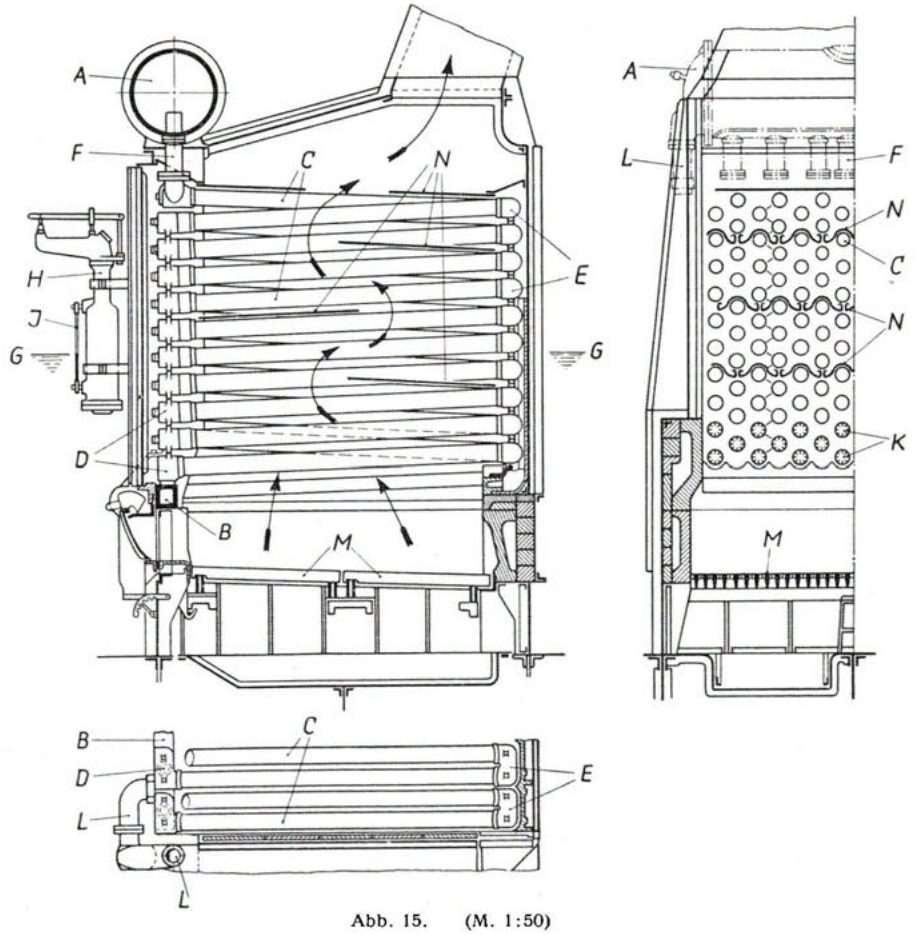


Abb. 15. (M. 1:50)

trommel *A*, sowie einen unten parallel dazu liegenden und mit *A* über seitliche Fallrohre *L* in Verbindung stehenden Wassersammler *B*, welcher aus einem viereckigen dickwandigen Stahlrohr hergestellt wurde. Die Dampferzeugung fand in etwa 20 im Zickzackwege von *B* nach *A* geführten Wasserrohrelementen statt, welche eine Neigung von nur wenigen Graden aufwiesen. Sie besaßen einen Durchmesser von etwa 100 mm und wurden aus geraden Rohren *C* von etwa 2 m Länge gebildet, welche mit ihren Enden in die als Umkehrkammern dienenden Rohrköpfe *D* bzw. *E* aus Stahlguß eingeschraubt wurden. Jeder unterste Rohrkopf ist mit einem im Wassersammler befestigten Stutzen verschraubt, jeder oberste durch eine Flanschverbin-

dung mit einem in die Obertrommel eingeschraubten nach unten herausragenden Stutzen *F* verbunden. Die einzelnen Rohrköpfe stützen sich durch Fortsätze aufeinander. Die Rohre sind durch kleine Handlöcher in den vorderen Rohrköpfen zur Reinigung zugänglich. Der Wasserstand verläuft etwa in der Mitte der Elemente bei *GG* und ist nach außen durch ein mit dem Speisewasserregler *H* verbundenes Wasserstandsglas *J* erkennbar. Die untersten Rohre wurden gelegentlich, wie bei *K* angedeutet, zwecks verbesserter Wärmeaufnahme mit inneren Rippen ausgeführt. Die vom Rost *M* emporschlagenden Rauchgase wurden durch besonders ausgebildete Leitbleche *N* mehrfach umgelenkt.

Gelegentlich wurde zur Erhöhung der Wirtschaftlichkeit oberhalb des beschriebenen Kesselteils noch ein in gleicher Weise konstruierter Speisewasservorwärmer eingebaut.

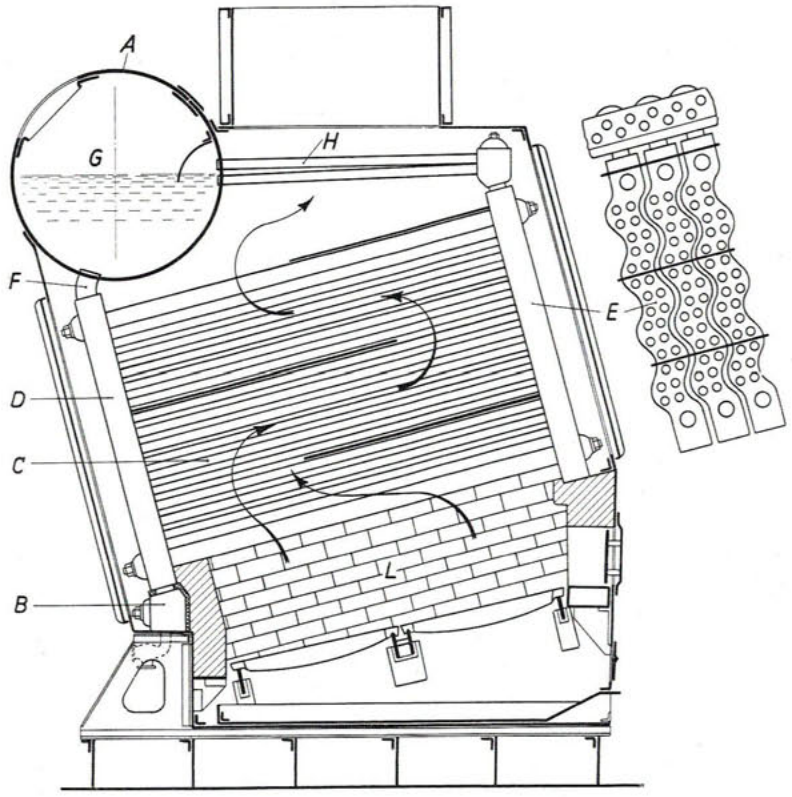


Abb. 16. (M. 1:39)

Der Belleville-Kessel verschwand nach kurzer Blütezeit rasch und vollständig; sein erfolgreichster Nachfolger auf dem Gebiet des Schrägrohrkessels war der Babcock-Wilcox-Kessel. Seine älteste, aber bereits typische Bauart geht aus Abb. 16 hervor. Wie beim Belleville-Kessel ist auch hier eine querliegende Obertrommel *A* und eine parallel hierzu unten verlaufende Wasserkammer *B* vorhanden, doch liegt der Wasserstand *G* in diesem Falle in der Obertrommel, so daß das ganze Rohrsystem mit Wasser gefüllt ist. Die verhältnismäßig starken Rohre *C* verlaufen nicht mehr im Zickzack, sondern alle parallel nach hinten ansteigend. Sie sind vorn und hinten in schräg von oben nach unten verlaufende sogenannte Sektionen oder Teilkam-

mern *D* bzw. *E* eingewalzt, welch erstere an ihrem oberen Ende durch kurze Rohre *F* mit der Obertrommel *A*, an ihrem unteren Ende direkt mit der querliegenden Wasserkammer *B* verbunden sind; die hinteren Teilkammern *E* sind an ihrem oberen Ende mit einer ebenfalls querliegenden Dampfkammer verbunden, aus welcher horizontal verlaufende Rohre *H* den in den Sektionen entwickelten Dampf zur Obertrommel führen. Der Kessel ist als Ganzes auf einem Gerüst gelagert, welches gleichzeitig den Feuerraum *L* umschließt. Die Gase schlagen unter mehrfacher, durch Prallbleche bewirkter Umlenkung durch die Wasserrohrbündel.

Nach diesen einleitenden Bemerkungen soll auf die Konstruktion der vorerwähnten Wasserrohrkessel-Typen, soweit sie heute noch als vollwertig gelten können, eingegangen werden.

§ 18. **Der Yarrow-Kessel. Allgemeines.** Der Yarrow-Kessel gehört zu den ältesten Wasserrohrkessel-Typen, und es ist bemerkenswert, daß die Firma, welche ihm den Namen gegeben hat, in den etwa 50 Jahren seit seiner ersten Einführung an seinem Grundprinzip, nämlich dem der geraden Wasserrohre, zähe festgehalten hat.

Der Grund für die Verwendung der geraden Rohre ist wohl darin zu sehen, daß man früher eine Aufbereitung des Speisewassers im heutigen Sinne nicht kannte und daher häufig Kesselreinigungen vornehmen mußte. Hierzu waren naturgemäß gerade Rohre besser geeignet als gebogene. Dagegen bringt die Verwendung gerader Rohre den Nachteil mit sich, daß man sie nicht wie gebogene stets in radialer oder annähernd radialer Richtung in die Trommeln einführen kann. Es ist daher die Zahl der Rohre, welche man in einem geschlossenen Bündel unterbringen kann, bei den Yarrow-Kesseln geringer als bei Kesseln mit gebogenen Rohren, und deshalb hat Yarrow auch bei den größeren Kesseln zu dem Ausweg gegriffen, die Zahl der Untertrommeln und damit der Bündel zu vergrößern. Hierdurch und durch die Schwierigkeit, den Überhitzer zwischen die Bündel einzuschieben, erhält der Kessel eine sperrige Form.

Fallrohre kommen beim Yarrow-Kessel nicht zur Verwendung, so daß dieser Kessel hinsichtlich seines Wasserumlaufes nach modernen Anschauungen als unklar zu betrachten ist. Man verläßt sich darauf, daß in irgendeiner Form eine Zirkulation in den Rohrgruppen auftritt. Der Kessel ist daher in der üblichen Bauart wohl nicht so hoch belastbar wie ein Wasserrohrkessel mit wohldurchdachter natürlicher Zirkulation.

Während die ersten Ausführungen des Yarrow-Kessels, sei es für Handelsschiffe, sei es für Kriegsschiffe, nicht oder nur wenig von der bereits in der Vorbemerkung gebrachten Abb. 11 abwichen, wird der Yarrow-Kessel heute fast ausschließlich nicht mehr mit zwei, sondern mit mehreren Untertrommeln gebaut.

§ 19. **Der Yarrow-Kessel des D. „Empress of Britain“,** s. Schiffsverz. Das für eine Gesamtleistung von 63000 WPS gebaute Schiff weist 8 Kessel dieses Typs für einen Betriebsdruck von 30 atü und eine Überhitzungstemperatur von 385° C auf, s. Abb. 17. Über die Heizflächen und deren Verteilung gibt Tabelle 2 Aufschluß. Die Kessel sind mit Ölfeuerung des Systems Wallsend-Howden (vgl. § 68) ausgerüstet.

Die 7 Ölfeuerungsgeschränke *G* sind unterhalb der mittleren Untertrommel *C* in der Längsfront der Feuerkammer *O* angeordnet und werden von einem Mittellängsgang aus bedient. Der Überhitzer *E* wird als Ganzes seitlich nach unten herausgezogen. Über dem mittschiffs entlanglaufenden Bedienungsgang schließen sich die Rauchfänge der Kessel beider Seiten zusammen. An dieser Stelle sind die Luftvorwärmer *H* in üblicher Ausführung angeordnet.

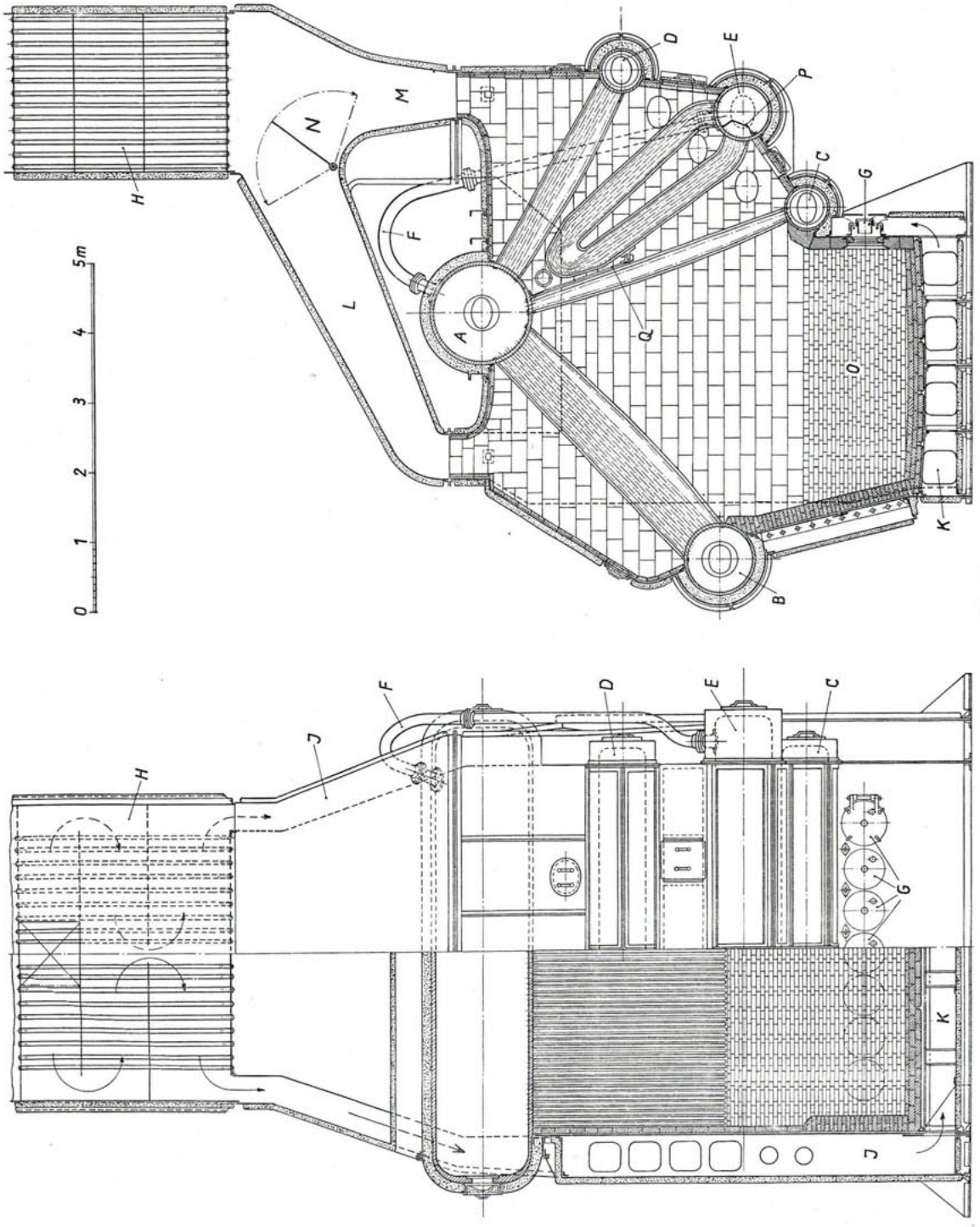


Abb. 17.

Tabelle Nr. 2.

Heizflächenverteilung ausgeführter Kessel.

Schiff	Kessel					Wasserberührte Heizfläche				Überhitzerheizfläche		Luftvorwärmerheizfläche	
	Bauart	Feuerung	Dampf-			je Kessel[1]		dazu Rauchgas-Speisewasservorwärmer-Heizfläche					
			Menge je Kessel	Druck	Temperatur								
			t/h	atü	°C	m²	%	m²	%[2]	m²	%[2]	m²	%[2]
Cobra	Vulcan (Schulz)	Öl	9,3	14	350	375	100	—	—	90	24	120	32
General von Steuben	Zylinderkessel (Doppelender)	Öl	14,5	14,5	330	655	100	—	—	240	36,6	216	33
Ile de Beauté	Capus-Kessel	Öl	6,5	16	300	285	100	—	—	102	35,8	189	66,3
Imperator	Vulcan (Yarrow)	Kohle	10,4	16	Naßdampf	410	100	—	—	—	—	152	37
Europa	Blohm & Voss	Öl	25	22	375	840	100	311	27,0	240	28,6	490	58,3
Bremen	Deschimag (Schulz)	Öl	35	23	375	1100	100	—	—	250	22,5	568	53,3
Rex	Ansaldo (Schulz)	Öl	47	27	380	1492	100	—	—	330	22,5	986	67
Empress of Britain	Yarrow	Öl	28	30	360	1158	100	—	—	611	52,7	1360	117,5
Statendam	Babcock & Wilcox	Öl	19	30	340	665	100	—	—	156	23,5	665	100
Eisenach	Deschimag-Wagner	Kohle	10	50	450	132	100	230	63,6	91	25,1	—	—
Scharnhorst	Deschimag-Wagner	Öl	36	50	450	650	100	—	—	208	32	1040	160
Tannenberg	Wagner	Öl	25	60	460	300	100	—	—	120	40	575	192
Leichtes Fahrgastschiff	Bauer-Wagner	Öl	27	70	425	323	100	129	40	105	32,5	400	124

[1]) Ohne Rauchgasspeisewasservorwärmer-Heizfläche.
[2]) Die %-Zahlen beziehen sich auf die wasserberührte Kesselheizfläche ohne Rauchgasspeisewasservorwärmer.

Der eigentliche Kessel besteht aus einer Obertrommel *A* und 3 Untertrommeln *B*, *C*, *D*, welche durch verschieden starke, aus geraden Rohren gebildete Rohrbündel verbunden sind. Nur jeweils die dem Feuer zunächst liegende Rohrreihe eines jeden Bündels ist leicht gebogen. Das in Abb. 17 links liegende Wasserrohrbündel (*A*—*B*) mit 17 Rohrreihen wird in seiner ganzen Länge ungehindert von den Rauchgasen durchschlagen. Bevor auf dieser Seite die Rauchgase zum Luftvorwärmer gelangen, müssen sie noch einen mittels einer drehbaren Klappe *N* drosselbaren Kanal *L* passieren, so daß die Menge der durch das erwähnte Bündel tretenden Rauchgase regulierbar ist. Man hat es damit in der Hand, die Überhitzungstemperatur willkürlich einzustellen.

Drosselt man den Durchtritt der Rauchgase im Kanal *L*, so wird der größte Teil der Wärme den beiden übrigen Rohrbündeln *A*—*C* und *A*—*D* und dem zwischen diesen angeordneten Überhitzer *E* zugeführt. Da das vor dem Überhitzer liegende Bündel *A*—*C* nur 4 Rohrreihen aufweist, wird ein großer Teil der Wärme dieses Rauchgasstromes im Überhitzer aufgenommen werden. Durch eine Abdeckung *Q*, die gleichzeitig als Abstützung der Überhitzerrohre ausgebildet ist, werden die Rauchgase an einer Umgehung des Überhitzers gehindert. Das dem Überhitzer nachgeschaltete Rohrbündel setzt sich aus 10 Rohrreihen zusammen.

Die Konstruktion des Überhitzers ist in § 41 beschrieben. Er besteht aus einer parallel zu den Untertrommeln liegenden Trommel *E*, in welche eine größere Anzahl haarnadelförmig gebogener Rohre eingewalzt ist. Die Trommel ist durch Scheidewände *P* in 2 Kammern unterteilt. Dem einen Ende des Sammlers *E* wird der aus der Obertrommel kommende Naßdampf zugeführt, welcher die Haarnadelrohre durchströmt und auf dem anderen Ende in die Hauptdampfleitung abströmt.

Bemerkenswert ist die ungewöhnlich große Bemessung des Luftvorwärmers im Verhältnis zur wasserberührten Heizfläche. Es ist also anzunehmen, daß der Luftvorwärmer einen größeren Teil der Wärme als sonst üblich den Rauchgasen zu entziehen hat, während der wasserberührte Teil den Rauchgasen mangels besonderer Führung und Umlenkung nur relativ wenig Wärme entnimmt. Die Luft wird nach dreifachem Durchstreichen des Luftvorwärmers durch die Kanäle *J* an den hohen, ausgemauerten Stirnflächen des Kessels entlang nach unten geführt und unter der Wanne des Verbrennungsraumes durch den Luftkanal *K* nach der Front der Ölfeuerungsgeschränke geleitet. Außerdem ist die den Brennern gegenüberliegende Wand des Feuerraumes noch mit einer besonderen Luftkühlung versehen. Der Feuerraum ist mit einem dicken Schamottesteinbelag ausgemauert und weist wegen der bedeutenden Fläche dieser Ausmauerung eine sehr hohe Temperatur auf.

§ 20. **Der Wasserrohrkessel des D. „Bremen“,** s. Schiffsverz. Der Kessel weist gegenüber den älteren Typen den Fortschritt auf, daß er durch rationelle Anordnung eines Überhitzers und Luftvorwärmers bereits einen hohen Wirkungsgrad — durch Versuche sind 88% festgestellt worden — besitzt, doch ist derselbe mangels ausreichender Strahlungsflächen noch nicht als Hochleistungskessel (vgl. § 23) anzusprechen. Die Leistungsfähigkeit der Kessel wird bei normaler Fahrt nicht voll ausgenutzt; für den Entwurf der Kesselanlage war die Bedingung gestellt worden, daß eine Belastung von 25—30 kg/m²h nicht überschritten werden sollte, auch wenn abwechselnd immer einige Kessel zum Reinigen außer Betrieb sind.

Die Gesamtanlage setzt sich aus 11 Doppelkesseln und 9 Einenderkesseln von 23 atü für 375° C Dampftemperatur zusammen. Angaben über die Heizflächen und deren Verteilung s. Tabelle 2.

Jeder Kessel, s. Abb. 18, besitzt eine Obertrommel *A*, welche mit 2 Untertrommeln *B* rechts und links vom Verbrennungsraum durch je 1 Rohrbündel verbunden ist. Jedes der beiden gleichartigen Bündel besteht aus zwei Gruppen. Die dem Feuer zunächst liegende Gruppe *C* enthält 5 Reihen Wasserrohre von 51 mm ä. Durchm., bei denen die Wandstärke für die beiden inneren Reihen 4,5 mm, für die übrigen drei Reihen 4 mm beträgt. Die außenliegende Gruppe *D* enthält 13 Rohrreihen von 40 mm ä. Durchm., und zwar 3 Reihen mit 4,4 mm und 10 Reihen mit 3,2 mm Wandstärke.

Zwischen beiden Gruppen der Wasserrohrbündel ist der Überhitzer *E* angeordnet. Die Rohre der vierten und fünften Reihe der ersten Gruppe sowie die beiden ersten Rohrreihen der nächsten Gruppe sind bei *F* und *G* so aneinandergebogen, daß im unteren bzw. oberen Teil des betreffenden Bündels eine dichte Rohrwand entsteht, wodurch der Kessel auf jeder Seite 3 Züge für die Rauchgase erhält. Die Gase schlagen also vom Feuerraum aus durch die inneren Rohrbündel nach oben, ziehen durch den Überhitzer nach unten und durch die äußeren Bündel wieder nach oben.

Die zusammengebogenen Rohrreihen sind zusätzlich durch alumetierte[1]) flußeiserne Bleche *S* abgedeckt.

Der lichte Durchmesser der Obertrommeln beträgt 1700 mm, derjenige der Untertrommeln 850 mm. Die Obertrommeln sind aus 2 Blechen, die Untertrommeln aus einem Blech gebogen und die Längsnähte mittels Doppellasche vernietet. Die kugelförmigen Böden der Trommeln sind mit großem Krempenradius versehen und eingenietet. Der Dampf wird aus Domen *H* entnommen, von denen die Doppelkessel zwei, die Einenderkessel einen aufweisen; die Dome sind mittels Bördelung an den

[1]) Die Oberfläche der Bleche wird unter Anwendung eines besonderen Verfahrens mit Aluminium-Metall bespritzt, welches mit der Oberfläche des Stahles dabei eine enge Verbindung eingeht.

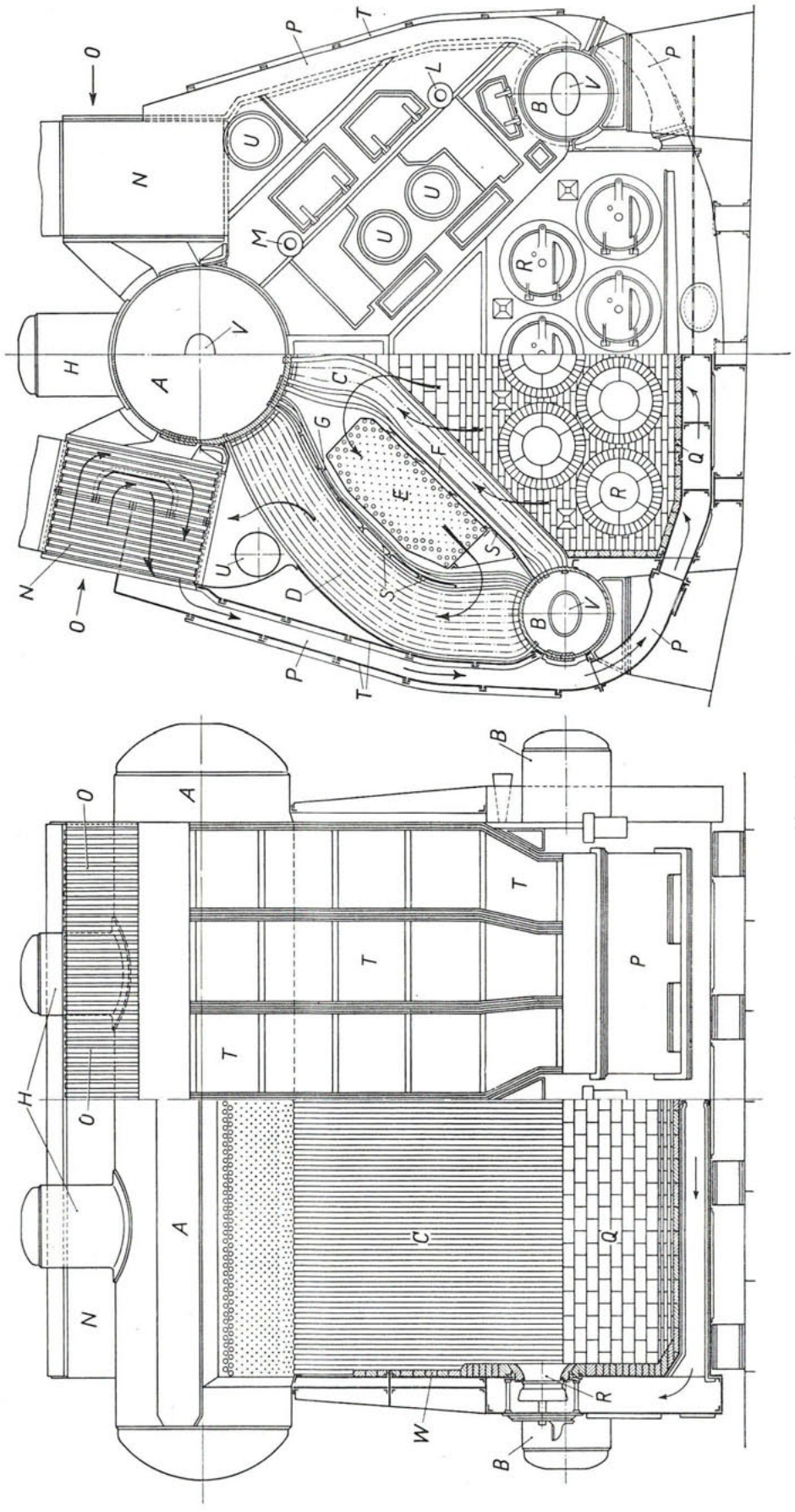


Abb. 18. (M. 1:64)

Trommeln befestigt. Die Dome, wie auch die Ober- und Untertrommeln sind mit Mannlöchern *V* versehen; Armaturen s. § 102. Die Rohrwandplatten, Laschen, Böden und Dome sind aus SM-Flußeisen von 41—48 kg/mm² Festigkeit hergestellt, der Obertrommelmantel aus etwas festerem Stahl von 47—54 kg/mm² Festigkeit. Die Wasserrohre sind aus SM-Flußeisen von mindestens 35 kg/mm² Festigkeit nahtlos warm gewalzt und in üblicher Weise in Einwalzrillen der Rohrwandplatten eingewalzt und innen umgebördelt, vgl. Anh. 3, Abb. 4.

Der Überhitzer läßt sich als Ganzes in der Längsrichtung aus dem Kessel herausziehen. Dazu sind seine Rohre in einem festen Gestell aus alumetiertem hitzebeständigen Flacheisen (Sicromal, s. Anh. 18) gelagert. Die Sammelkästen *L* und *M* des Überhitzers sind außerhalb des Kessels auf den Gehäuseblechen befestigt. Man kann außer dem Überhitzer als Ganzem auch jedes einzelne Rohr herausziehen, wenn man die Bügel löst, welche die Endbunde der Rohre gegen die Sammelkästen drücken. Dampf und Rauchgase durchziehen den Überhitzer im Gegenstrom zueinander, indem der Dampf unten in den Naßdampf-Sammelkasten *L* ein- und oben aus dem Heißdampf-Sammelkasten *M* austritt. Näheres über den Überhitzer s. § 41.

Das Kesselgehäuse besteht aus unverzinkten Flußeisenblechen und Profileisen. Alle seitlichen Felder *T* der Gehäusewände sind einzeln losnehmbar; an den Stirnwänden sind losnehmbare Felder und besondere Deckel *U* für die Einbringung von Rußbläsern, s. § 124, zur äußeren Reinigung der Kessel- und Überhitzerrohre vorgesehen. Zur Ausmauerung der Wanne *Q* des Feuerraumes, sowie der freibleibenden Teile der Stirnwände (und der Rückwand bei dem Einenderkessel) sind Schamottesteine verwendet, und zwar im unteren Teil des Kessels solche mit höherem (1,5—2), im oberen Teil solche mit geringerem spezifischen Gewicht (1,2—1,5). Das Kesselgehäuse und die freiliegenden Teile der Ober- und Untertrommeln sind durch Asbestmatten mit Glasgespinstfüllung isoliert.

Der Luftvorwärmer *N* ist oben auf das Kesselgehäuse zu beiden Seiten der Obertrommel aufgesetzt; seine Konstruktion gleicht prinzipiell derjenigen der Zylinderkessel § 49. Die runden flußeisernen Rohre von 53/57 mm Durchm. und 1500 mm Länge sind in schmiedeeiserne Rohrplatten eingewalzt und sämtlich mit Retardern[1]) versehen. Bei den Doppelkesseln tritt die Luft bei *O* an den Wänden längsseits des Kessels in den Luftvorwärmer ein, wird im Doppelstrom durch denselben geführt, strömt sodann an den Außenwänden *P* herab unter die Wanne *Q* des Feuerraumes, kühlt dieselbe und wird von hier nach beiden Stirnseiten und zu den Geschränken der Ölbrenner *R* geführt. Bei den Einenderkesseln tritt die Luft an der Vorderfront in die Luftvorwärmer ein, durchströmt sie nur einmal in der Längsrichtung und wird dann zur Kühlung an der Hinterwand abwärts und unter der Wanne des Verbrennungsraumes zurück zu den Ölbrennern an der Vorderfront geleitet.

§ 21. **Der Wasserrohrkessel des D. „Europa“,** s. Schiffsverz. Die Kessel der „Europa“ sind in ihrer Größe verschieden; in die vorderen Kesselräume wurden in Anlehnung an die Schiffsform kleinere Kessel eingebaut als in die hinteren. Über die Heizflächen und deren Verteilung vgl. Tabelle 2.

Der in Abb. 19 dargestellte Kessel ist ein Doppelenderkessel von 840 m² feuerberührter Heizfläche. Er liefert Dampf von 22 atü und 375° C. Die Kessel sind nicht, wie die der „Bremen“, symmetrisch gebaut, sondern mit einseitigem Rauchgasabzug, so daß die Rauchfänge zweier benachbarter Kessel sich zusammenfügen lassen.

[1]) Unter „Retarder“ versteht man einen in das von Gas, Wasser oder Dampf durchströmte Rohr eingeschobenen verwundenen Blechstreifen, welcher das strömende Medium in engere Berührung mit der Wärme aufnehmenden oder abgebenden Rohrwand bringt.

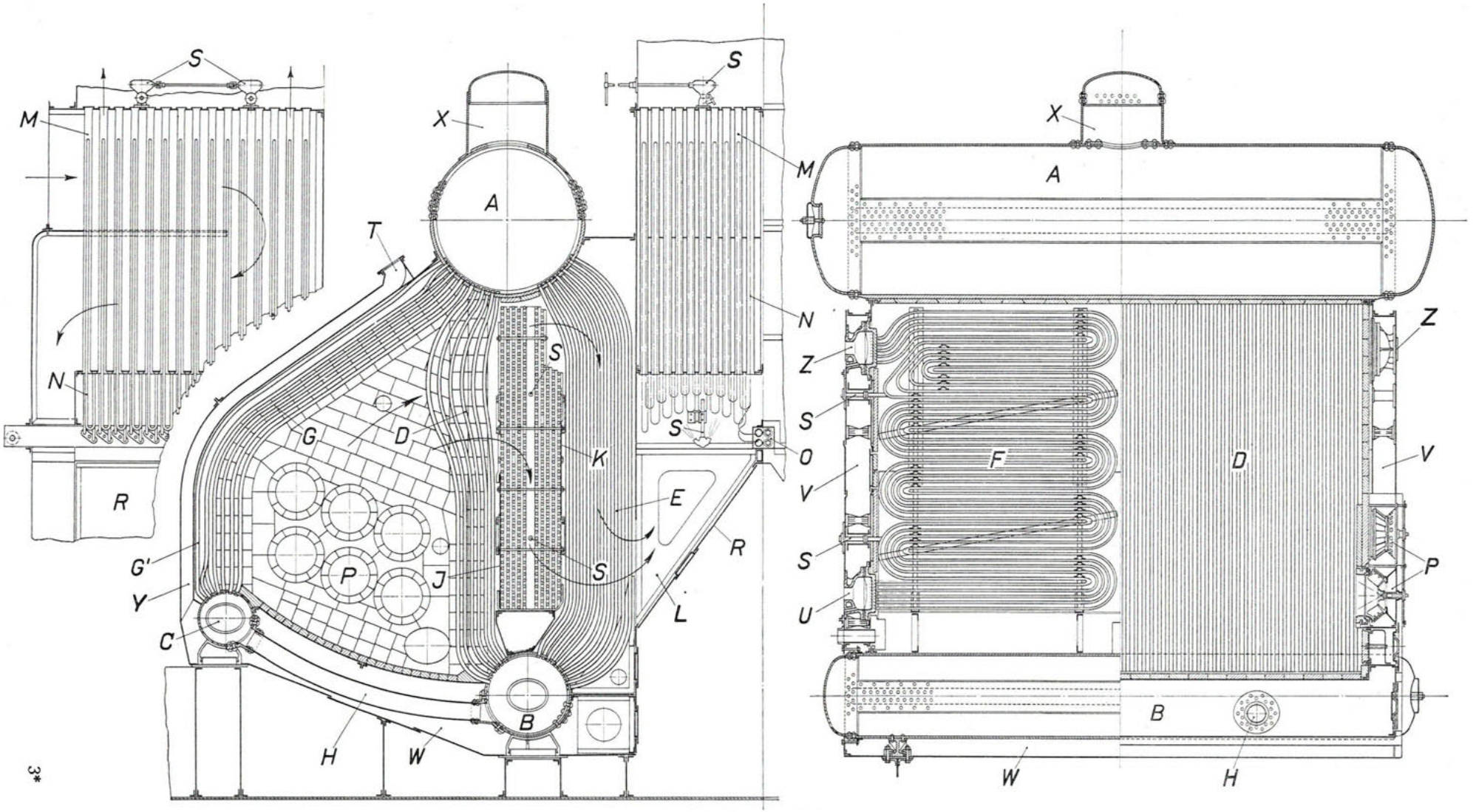


Abb. 19. (M. 1:64,5)

Der Kessel besitzt eine Obertrommel *A* von 1700 mm i. Durchm., eine Untertrommel *B* von 940 mm i. Durchm. und eine seitliche Untertrommel *C* von 600 mm i. Durchm. Die Trommeln *A* und *B* sind untereinander durch ein teils als Strahlungs-, teils als Berührungsheizfläche dienendes Rohrbündel *D* mit 6 Rohrreihen und durch ein größeres aus 10 Reihen bestehendes Bündel *E* verbunden. Dazwischen sind die beiden senkrecht stehenden Überhitzer *F* von den Stirnseiten her eingeschoben. Die seitliche Untertrommel *C* ist mit der Obertrommel *A* durch ein als Strahlungsheizfläche dienendes Bündel *G* mit 6 Rohrreihen verbunden. Die beiden letzten Reihen dieses Bündels sind zu einer Rohrwand zusammengedrückt, hinter welcher eine unbeheizte Fallrohrreihe *G'* angeordnet ist. Zwei weite Rohre *H* stellen die Verbindung der Untertrommeln *C* und *B* her. Die beiden ersten dem Feuer zugekehrten Rohrreihen jedes Bündels besitzen einen Durchmesser von 41/50 mm, die nächsten beiden Reihen einen solchen von 37/45 mm; alle übrigen sind mit 38/45 mm Durchm. ausgeführt.

Die Rohrreihen des Bündels *D* sind in der oberen Hälfte auseinandergebogen, während die untere Hälfte gegen die Überhitzer durch ein Blech *J* abgedeckt ist; die aus dem Verbrennungsraum kommenden Rauchgase sind hierdurch gezwungen, das Bündel *D* in seiner oberen Hälfte zu durchschlagen. Durch ein weiteres Leitblech *K*, welches den mittleren Teil der Rückseiten der Überhitzer abdeckt, und durch die äußere Abdeckung des Bündels *E* in seinem oberen Teil, werden die Rauchgase auf die beiden durch Pfeile gekennzeichneten Wege verteilt und durchschlagen somit die Überhitzer *F* und das Bündel *E* etwa zur Hälfte auch von oben nach unten. In der auf das Bündel *E* folgenden Kammer werden die Rauchgase nach oben umgelenkt und durchziehen den kombinierten Luftvorwärmer *M* und Speisewasservorwärmer *N*.

Der Luftvorwärmer ist in üblicher Weise aus runden, vertikalen, 3 m langen Rauchrohren von 84/89 mm Durchm. gebildet, welche in 2 Rohrwände eingewalzt sind. In diese Rauchrohre sind von unten die Schlangen des Speisewasservorwärmers, Rohrdurchmesser 22/28 mm, in ähnlicher Weise eingeführt wie die Überhitzerschlangen beim Schmidtschen Rauchröhrenüberhitzer. Der einteilige Sammelkasten *O* des Speisewasservorwärmers liegt soweit seitlich des Luftvorwärmers, daß jede einzelne Schlange nach Lösen der Verbindungen mit dem Sammelkasten und Abnehmen des Gehäusedeckels *R* nach unten herausgezogen werden kann.

In die Kesselstirnwände sind je 6 Druckölzerstäuber *P* des Systems Blohm & Voß (vgl. § 69) eingebaut. Die Kessel werden mit Howdens Zug betrieben. Je zwei Kessel, die mit ihren Luftvorwärmern zusammenstoßen, erhalten die erforderliche Verbrennungsluft gemeinsam von einem Turbogebläse, welches hinter dem der Kesselstirnfläche benachbarten Schott in einem kleinen Hilfsmaschinenraum aufgestellt ist.

Der Luftvorwärmer ist in der Kesselmitte durch eine senkrechte Blechwand parallel zu den Kesselfronten in zwei Hälften unterteilt; außerdem ist ein waagerechtes Leitblech derart eingezogen, daß die von den Stirnseiten aus oben in den Vorwärmer eintretende Luft in der Mitte nach unten umgelenkt wird und dort zu den Stirnseiten zurückströmt, wo sie in die Luftkammern *V* der Ölbrenner gelangt. Ein Teil der Luft, der zur Kühlung der Seitenwand und des Bodens dient, tritt bei *T* in einen nach unten führenden Kanal *Y* ein und verteilt sich dann durch den Kanal *W* auf die beiden Brennervorlagen.

Der Naßdampf wird aus dem Dampfdom *X* entnommen und den Naßdampfsammelkästen *U* zugeführt. In diese sind die Enden der Überhitzerrohre eingewalzt; die Sammler sind dazu mit losnehmbaren Deckeln versehen. Die Überhitzerschlangen verlaufen in senkrechten Ebenen und enden in Heißdampfsammelkästen *Z*. Die Über-

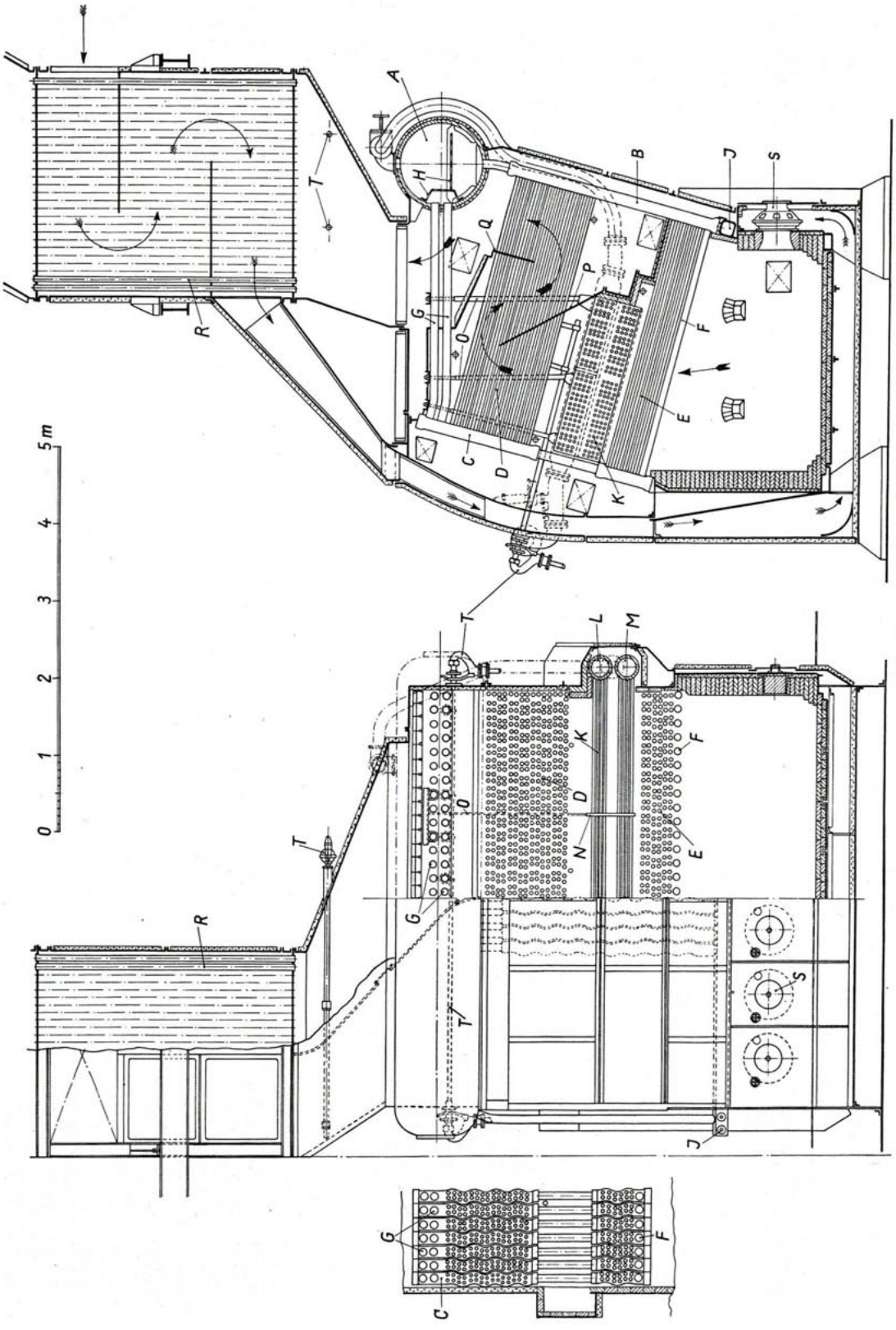


Abb. 20.

hitzer *F* sind in einem Gestell gelagert, welches so eingerichtet ist, daß sie nach den Stirnseiten des Kessels herausgezogen werden können.

Zum Reinigen der Überhitzerrohre und der Speisewasser- bzw. Luftvorwärmerrohre sind die Rußbläser *S* vorgesehen.

§ 22. **Der Babcock-Wilcox-Kessel des D. „Statendam“,** s. Schiffsverz. Über die Heizflächen des in Abb. 20 dargestellten, mit Öl gefeuerten Kessels und ihre Verteilung s. Tabelle 2. Der Dampfdruck beträgt 30 atü, die Temperatur hinter dem Überhitzer 340° C.

Der Kesselkörper setzt sich zusammen aus einer großen querliegenden Trommel *A* von 1050 mm i. Durchm., zwei durch den Überhitzer *K* getrennten schrägliegenden Wasserrohrbündeln *D* und *E* und zwei Wänden *B* und *C*, die aus Teilkammern besonderer Bauart gebildet werden.

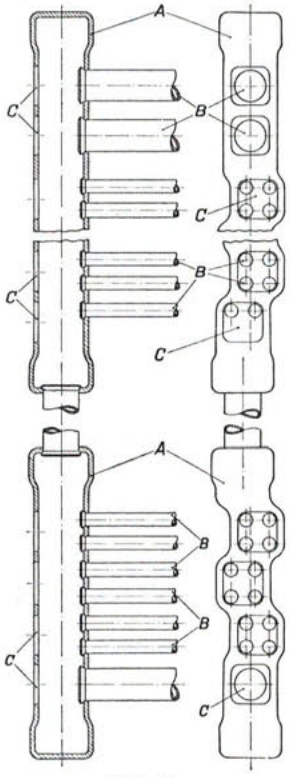


Abb. 21.

Die Konstruktion dieser letztgenannten, nur dem Babcock-Wilcox-Kessel eigentümlichen Bauteile soll daher an Hand der einem anderen Kessel gleichen Typs entnommenen Abb. 21 beschrieben werden, welche eine zweiteilige Teilkammer im Schnitt und in der Rückansicht zeigt. Die Teilkammern *A* haben einen viereckigen Querschnitt und sind in leicht geschlängelter Form aus gepreßten Stahlrohren hergestellt. Die Form ergibt sich aus der Forderung, daß die Rohre gruppenweise gegeneinander versetzt liegen sollen. An der Innenseite besitzen die Kammern Bohrungen für die Aufnahme der Wasserrohre *B*, welche mit verschiedenen Durchmessern ausgeführt sind. Die unterste Rohrreihe ist durch weite Wasserrohre gebildet, die darauffolgenden aus engen Wasserrohren, und zwar derart, daß auf den Raum eines weiten Rohres 4 enge Rohre entfallen. Die beiden obersten Reihen bestehen wieder aus weiten Rohren. Die Wasserrohre werden in die Innenwand der Kammer eingewalzt; dazu werden die Walzen durch die viereckigen Löcher *C* eingeführt, die in der Außenwand der Teilkammern vorgesehen sind.

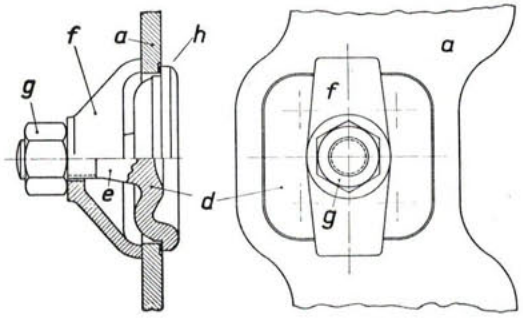


Abb. 22.

Die viereckigen Löcher werden, wie Abb. 22 zeigt, nachträglich durch besondere viereckige Verschlußdeckel *d* dichtgesetzt, die von außen in die Öffnung eingeführt werden. Über den in ihrer Mitte angeschmiedeten und mit Gewinde versehenen Fortsatz *e* wird der Bügel *f* gesetzt; durch eine Mutter *g* wird der Deckel von innen gegen die Wand der Teilkammer *a* gepreßt, wobei eine Weicheisenpackung *h* zur Abdichtung dient.

Zurückkommend auf den Gesamtaufbau des Kessels Abb. 20 ist zunächst zu bemerken, daß die unterste dem Feuerraum zugekehrte Rohrreihe *F* wie bei der oben geschilderten Konstruktion durch weite Rohre gebildet wird, während die darüber liegenden Rohrbündel *E* und *D* aus engen, in Gruppen zu je vieren zusammengefaßten Rohren bestehen. Die beiden obersten aus weiten Rohren gebildeten Rohrreihen *G* leiten den Dampf aus den hinteren Teilkammern *C* in die Trommel *A*, in welcher siebartige Einbauten *H* die Dampfabscheidung erleichtern sollen. Die vorderen Teilkammern *B* stehen mit ihrem unteren Ende sämtlich mit einem unteren Sammelkasten *J* in Verbindung, der in erster Linie zur Abscheidung von Unreinigkeiten dient. Für die hinteren Teilkammern *C* ist kein solcher Sammler vorgesehen.

Der Überhitzer *K* ist ein aus langen Haarnadelrohren gebildetes Bündel, welches in die an der Seite des Kessels liegenden Sammelkästen *L* und *M* eingewalzt ist und somit seitlich aus dem Wasserrohrbündel herausgezogen werden kann. Die langen Überhitzerrohre sind in 2 Rahmen *N* gelagert, welche mittels Zugstangen *O* von den Rohren *G* getragen werden. Die Schlangen sind zur Erreichung der gewünschten Dampfgeschwindigkeit in zwei hintereinandergeschaltete Gruppen geteilt, indem der obere Sammler *L* durch eine auf Mitte seiner Länge liegende Querwand unterteilt ist, so daß der Naßdampf zunächst in den vorderen Teil dieses Sammlers eintreten kann, dann durch die vordere Gruppe der Rohre in den unteren Sammler *M* abströmt und von diesem aus über die hintere Gruppe der Rohre wieder in die hintere Kammer des oberen Sammlers *L* zurückkehrt. Am Austritt aus dem Überhitzer ist ein Sicherheitsventil vorgesehen.

Die Rauchgase, welche durch eine gemauerte Überdeckung gezwungen werden, den im hinteren Teil des Kessels liegenden Überhitzer zu durchziehen, erfahren durch das Prallblech *P* eine weitere Ablenkung in den hinteren Teil des Rohrbündels *D*, kehren dann im mittleren Teil desselben — da sie, durch das Blech *Q* gezwungen, nach unten schlagen — zurück und entweichen durch den vordersten Teil des Bündels *D* nach oben zum Rauchfang. Der Weg der Rauchgase ist in Abb. 20 durch Pfeile gekennzeichnet. In den Rauchzügen wird mitunter seitlich des Überhitzers eine Klappe vorgesehen, durch welche ein Teil der Rauchgase unter Umgehung des ersten und zweiten Zuges direkt in den dritten Zug eintreten kann. Wie bei dem im § 19 beschriebenen Yarrow-Kessel kann man mit Hilfe dieser Klappe die Dampftemperatur im Überhitzer regeln.

Oberhalb des eigentlichen Kessels ist der Luftvorwärmer *R* angeordnet, den die Luft in dreifachem Zug durchstreicht, worauf sie an der Rückseite des Kessels in Kanälen entlanggeführt wird, um dann unter der Ausmauerung des Verbrennungsraumes zu den Ölfeuerungsgeschränken *S* an der Bedienungsfront des Kessels zu strömen. Der Feuerraum des Kessels ist allseitig ausgemauert. Zwischen den vorderen Teilkammern *B* und dem isolierten Kesselgehäuse ist eine Luftschicht gelassen. Oberhalb des Überhitzers sowie oberhalb des Wasserrohrbündels *D* und unterhalb des Luftvorwärmers sind mehrere Rußbläser *T* vorgesehen.

Eine ähnliche Ausführungsart des Babcock-Wilcox-Kessels wird in § 253 bei Schilderung der Gesamtanlage des Fahrgastdampfers „Orcades" gezeigt.

§ 23. **Bemerkungen über die neueren Prinzipien des Hochleistungskessels.** Die in den vorhergehenden Paragraphen beschriebenen Kesseltypen bildeten bis vor kurzer Zeit die letzte Stufe des mit der normalen Wasserrohrkessel-Bauart Erreichbaren. Die Kessel besaßen einen relativ guten Wirkungsgrad, der sich bis nahe an 90% steigern ließ, und waren für die vorgesehenen Verhältnisse sehr betriebssicher. Dagegen war ihre Belastungsfähigkeit begrenzt. Wenn man auch mit Kesseln der ge-

schilderten Art an Bord von Kriegsschiffen sehr hohe Belastungen erreicht hat, so kam dies doch nur für die kurze Zeit der Meilenfahrten in Frage.

Temperaturmessungen, welche man bei Erprobungen von Wasserrohrkesseln des normalen Typs durchführte, ergaben, daß bei weitem der größte Teil der im Verbrennungsraum erzeugten Wärmemenge unmittelbar durch Strahlung an die der Feuerung zunächst liegenden Rohre übertragen wird. Beispielsweise wurde bei einem Kessel des Dampfers „Bremen" durch Messungen festgestellt, daß 72% der erzeugten Wärme von dem schmalen Steigrohrbündel vor dem Überhitzer, 13,1% im Überhitzer selbst, 3% in dem darauffolgenden Bündel und 5% im Luftvorwärmer aufgenommen wurden, während 11,9% durch Ausstrahlung und mit den abströmenden warmen Rauchgasen verlorengingen. Von den durch das Steigrohrbündel aufgenommenen 72% wird überdies der weitaus größte Teil von der ersten Rohrreihe dieses Bündels absorbiert. Man kann hieraus folgern, daß bei einer stärkeren Belastung eines derartigen Kessels ein Ausglühen und eventuelles Reißen der dem Feuer zunächst liegenden Rohre infolge der dort stattfindenden allzu starken Verdampfung zu befürchten ist. Hierdurch ist der Belastungsfähigkeit solcher Kessel eine relativ niedrige Grenze gezogen. Die in Anh. 1 wiedergegebene Berechnung eines Wasserrohrkessel zeigt, daß die mit dem „Bremen"-Kessel durch Versuche gewonnenen Zahlen den prinzipiellen Zusammenhängen entsprechen.

Eine einfache Überlegung führt nun dazu, daß eine möglichst weitgehende Vergrößerung dieser bestrahlten Fläche die Aufnahme einer annähernd proportional größeren Wärmemenge ermöglicht, ohne dadurch das einzelne Rohr weiter zu gefährden. Da gleichzeitig die Wärmeaufnahme der dem Feuer benachbarten Rohre (Strahlungsrohre) eine sehr lebhafte ist, muß eine solche Vergrößerung der Strahlungsflächen die Leistung des Kessels wesentlich steigern, ohne daß sich seine Gesamtheizfläche hierdurch nennenswert erhöht. In gleichem Sinne wirkt auch die Tatsache, daß sich in einem weitgehend mit Strahlrohren umgebenen Verbrennungsraum niedrigere Temperaturen ergeben und daher die ohne Schaden pro Raumeinheit verbrennbare Brennstoffmenge, d. h. also die Forcierbarkeit des Kessels wächst. Wegen der Aufnahme eines sehr großen Teils der Wärme in den ersten Rohrreihen kann man die diesen nachgeschalteten Heizflächen vermindern und gelangt zu Kesseltypen, deren Gesamtgröße im wesentlichen durch die Größe des Verbrennungsraumes bestimmt wird, da mit diesem zusammen die Strahlungsheizflächen wachsen. Solche Kessel nennt man, wie bereits ausgeführt, Hochleistungskessel.

Das Prinzip der Hochleistung trat gleichzeitig mit dem Streben nach höherem Druck und höherer Temperatur in den Vordergrund. Der höhere Druck in den Trommeln bedingt naturgemäß eine Verdickung der Wandstärke. Obwohl sich hieraus Schwierigkeiten nicht ergeben, hat man verschiedentlich auch geglaubt, den Trommelkessel verlassen zu sollen, und ist zu trommellosen Systemen übergegangen, womit dann, weil natürlicher Wasserumlauf und verdampfende Oberfläche wegfallen, eine zwangsläufige Zirkulation des Kesselwassers verbunden werden muß.

Aus der großen Zahl der verschiedenen Systeme, welche teils eine weitgehende Einführung gefunden haben, teils noch derselben harren, haben sich im Laufe der Zeit die folgenden Gruppen von für den Schiffsantrieb mehr oder minder verwendbaren Hochleistungskesseln ergeben:

1. Kessel mit natürlichem Wasserumlauf, welche sich, wenn auch prinzipiell, so doch äußerlich von den bisher üblichen Systemen nicht allzusehr unterscheiden. Es sind dies Kessel mit Ober- und Untertrommeln, zwischen denen mehr oder weniger senkrechte Rohrbündel angeordnet sind.

Vertreter dieses Systems sind der Deschimag-Wagner-Kessel, der Bauer-Wagner-Kessel (vgl. § 24 und 25) und der Johnson-Kessel.

2. Kessel, bei denen die Verdampfung in beliebig geführten Rohrsystemen erfolgt, in denen die Wasserzirkulation durch eine Umwälzpumpe aufrechterhalten wird. Das erzeugte Dampfwassergemisch wird in eine Trommel gefördert und, während der Dampf ebenso wie bei dem zu 1. genannten Kessel dem Überhitzer zuströmt, wird Wasser aus der Trommel entnommen und durch die Umwälzpumpe wieder dem Rohrsystem zugeführt. Der bekannteste Vertreter dieses Zwangsumlaufkessels ist der La Mont-Kessel (vgl. § 29 und 30).
3. Kessel, bei welchen die Dampfproduktion und Überhitzung in einem einzigen Durchfluß vor sich geht, derart, daß das Speisewasser von der Speisepumpe durch ein oder mehrere beliebig geführte parallel geschaltete Rohrschlangen hindurchgepreßt wird, sich auf diesem Wege allmählich erwärmt und verdampft, worauf anschließend der Dampf auf seinem weiteren Weg durch dasselbe Rohr sogleich überhitzt wird und schließlich am Ende der Rohrschlangen mit der gewünschten Temperatur austritt. Die bekanntesten Vertreter dieses Zwangsdurchflußsystems sind der Benson-Kessel und der Sulzer-Kessel (vgl. § 31 und 33).
4. Kessel, bei welchen die Dampferzeugung durch indirekte Beheizung erfolgt. In diese Gruppe gehört der Schmidt-Kessel, der aus einem geschlossenen in üblicher Weise beheizten Primärsystem und dem durch den Primärdampf beheizten Sekundärsystem besteht, welches den erzeugten Dampf an die Maschine abgibt. Ebenfalls hierher gehört der Löffler-Kessel, bei welchem die Verdampfung des Wassers durch direkte Einleitung von überhitztem Dampf erfolgt (vgl. § 34 und 35).
5. Sogenannte mechanische Kessel. Zu dieser Gruppe ist der von der Firma Brown-Boveri entwickelte Velox-Kessel zu rechnen (vgl. § 36).

§ 24. **Der Deschimag-Wagner-Kessel des D. „Scharnhorst".** Der in Abb. 23 wiedergegebene Kessel des Dampfers „Scharnhorst" ist einer von den 4 Einender-Wasserrohrkesseln, welche für die Dampferzeugung dieses turbo-elektrisch angetriebenen Schiffes dienen, s. Schiffsverz.

Der Kessel erzeugt Dampf von 50 atü und 450° C (Heizflächen s. Tabelle 2). Die Obertrommel *A* des Kessels von 1216 mm i. Durchm. ist aus SM-Flußeisen (Zugfestigkeit 41—50 kg/mm², Streckgrenze 25 kg/mm² bei 0° C, 23 kg/mm² bei 265° C; Dehnung 25—20%) nach dem Thyssenschen Verfahren mit wassergasgeschweißter Längsnaht hergestellt. Die Untertrommel *B* von 900 mm i. Durchm., sowie der Dampfsammler *C* sind aus demselben Material nahtlos warm gewalzt. Die beiden Rohrbündel *D* und *E* umschließen den Feuerraum als Strahlungs- und Steigrohre, während die Rohre des dritten Bündels *F* der Hauptsache nach als Fallrohre dienen. Die Steigrohre *D* und *E* sind mit 30/36 mm Durchm., die Fallrohre *F* mit 40/46 mm Durchm. ausgeführt. Alle Rohre sind aus einem besonders warmfesten Stahl, und zwar aus Kupfer-Molybdänstahl, vgl. Anh. 18, kalt gezogen. Die ersten Reihen der Steigrohre *D* und *E* sind durch in der Kesselängsrichtung aneinander gereihte Platten D_1 aus stark chromhaltigem Gußeisen gehaltert, welche die Rohre eng umschließen und dadurch ausreichend gekühlt sind.

Die Verbrennungsgase treten aus dem Feuerraum oben aus, durchströmen, zunächst wieder nach unten geleitet, den Überhitzer *G*, sodann von unten nach oben das Fallrohrbündel *F* und entweichen schließlich durch den Luftvorwärmer *J* in den

Schornstein. Der durch diese eindeutige Führung erzwungene lange Rauchgasweg bedingt zwar verhältnismäßig hohen Luftdruck, ergibt aber — wie die Betriebsresultate zeigen — einen sehr günstigen Wärmeaustausch. Zur Führung der Rauchgase

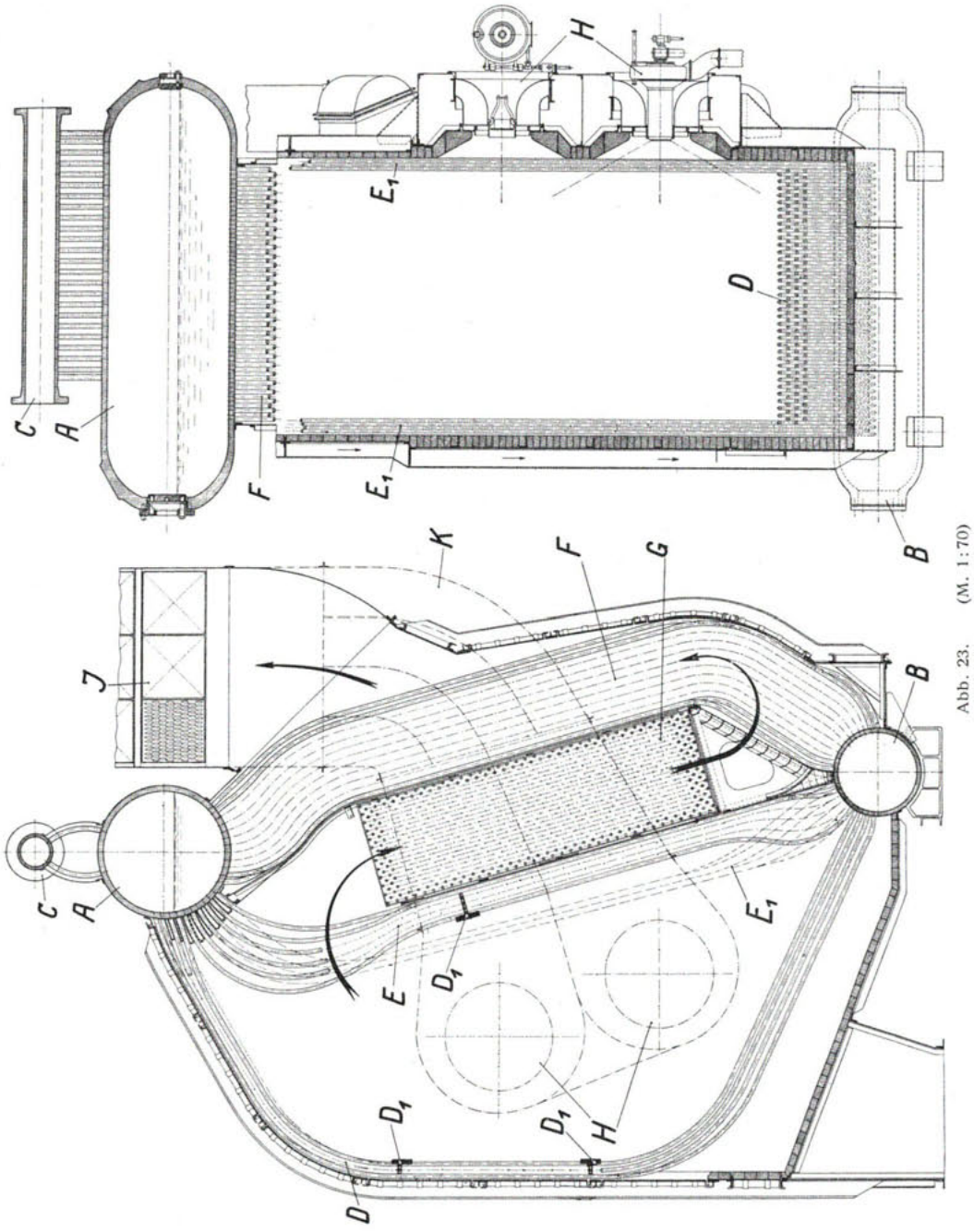


Abb. 23. (M. 1:70)

sind die jeweils äußersten Rohre der Bündel zu Rohrwänden zusammengefügt und außerdem durch Bleche abgedeckt. Diese Bleche sind in den Zonen höherer Temperatur aus Sicromal, im übrigen aus Flußeisen.

Der Überhitzer *G* besteht aus 24 Doppelrohrschlangen nebst den Naßdampf- und Heißdampfsammelkästen. Vor den Anschlußenden an die Sammelkästen sind die beiden Einzelrohre von 25/30 mm Durchm. jeder Doppelschlange zu einem gemeinsamen Gabelrohr von 35/41 mm Durchm. zusammengeschweißt. Jede der Doppelschlangen hat 9 Windungen und ist so in dem Überhitzerrahmen gelagert, daß sie für sich herausgezogen werden kann. Die Befestigung der Rohre an den Sammelkästen erfolgt wie üblich mittels Klemmbügel, welche die Endbunde der Rohre gegen die Kästen abdichten, s. Abb. 43. Die Sammelkästen für Naßdampf sind aus Flußeisen, für Heißdampf aus warmfestem Stahl geschmiedet, die Überhitzerrohre sind aus einem warmfesten molybdänlegierten Stahl hergestellt, vgl. Anh. 18.

Der Luftvorwärmer *J*, dessen konstruktiver Aufbau im einzelnen im § 50 beschrieben ist, besteht aus insgesamt 12 Rohrscheidenpaketen, die von den Rauchgasen nach aufwärts durchströmt werden. Die Luft tritt an der Kesselrückseite in den Luftvorwärmer ein, durchströmt diesen horizontal und wird dann durch den Kanal *K* den beiden Ölbrennern zugeführt. Ein Teil der Verbrennungsluft wird, wie durch kleine Pfeile angedeutet, anstatt durch den Luftvorwärmer zur Kühlung der Kesselrückwand an derselben hinunter- und dann den Brennern zugeführt.

Das Gehäuse des Kessels ist wie üblich aus flußeisernen Blechen und Profileisen mit losnehmbaren Feldern aufgebaut. Der Feuerraum ist, soweit er nicht von Strahlrohren umgeben ist, mit Schamottesteinen ausgemauert.

§ 25. **Wasserrohrkessel System Bauer-Wagner für ein leichtes Fahrgastschiff.** Abb. 24 u. 25 zeigen einen Wasserrohrkessel mit natürlichem Umlauf, eine Weiterentwicklung des im § 24 geschilderten Deschimag-Wagner-Kessels.

Um einen vollkommen eindeutigen Wasserumlauf zu schaffen, wurde das bei letzterem Kessel beheizte Fallrohrbündel durch unbeheizte Fallrohre an der Außenwand des Kessels ersetzt. Der Ausfall an Berührungsheizfläche wird durch einen reichlich bemessenen Speisewasservorwärmer ausgeglichen. Durch den großen Anteil der Strahlungsheizfläche an der gesamten Kesselheizfläche nähert sich der Kessel dem Typ des reinen Strahlungskessels.

Die Gesamtheizfläche[1]) des Kessels beträgt 323 m², die übrigen Heizflächen s. Tabelle 2. Der Kesseldruck beträgt 70 atü, die Heißdampftemperatur 425° C. Der Kessel ist für eine Dauerleistung von 27 t/h Dampf bemessen; er ist als Doppelender mit 2 Ölbrennern System Saacke versehen.

Der Kessel besteht aus der Obertrommel *A* von 900 mm i. Durchm. und der Untertrommel *B* von 490 mm i. Durchm., die durch die Steigrohre *D* und *E* von 30/36 mm und die Fallrohre *F* von 40/46 mm Durchm. verbunden sind. Die Strahlungswand *E* ist von 2 Rohrreihen gebildet, die zu einer dichten Wand zusammengezogen sind; diese schützt die dahinter liegenden 3 Fallrohrreihen *F* vor der Beheizung durch Rauchgase. Über der Obertrommel sitzt der Dampfsammler *C* von 275 mm i. Durchm., welcher an seinen Enden das Hauptabsperrventil und das Sicherheitsventil trägt.

Der Überhitzer *G*, der Speisewasservorwärmer *P* und der Luftvorwärmer *S* bestehen aus je 2 parallel geschalteten Teilen. Bei den beiden ersteren sind beide Teile durch den Umgehungsweg *K* für die Rauchgase, bei letzterem durch den Lufteintrittskanal *T* getrennt. Überhitzer und Speisewasservorwärmer bestehen aus Rohrschlangen von 16/20 mm Durchm., welche außer in der Frontplatte noch in 2 Stützplatten *M* gelagert sind. Beide können nach der Seite hin als Ganzes ausgebaut werden; die Schlangen lassen sich dann einzeln erneuern.

[1]) Die absichtlich der Einwirkung der heißen Rauchgase entzogenen Rohre werden allgemein nicht zur Heizfläche gerechnet.

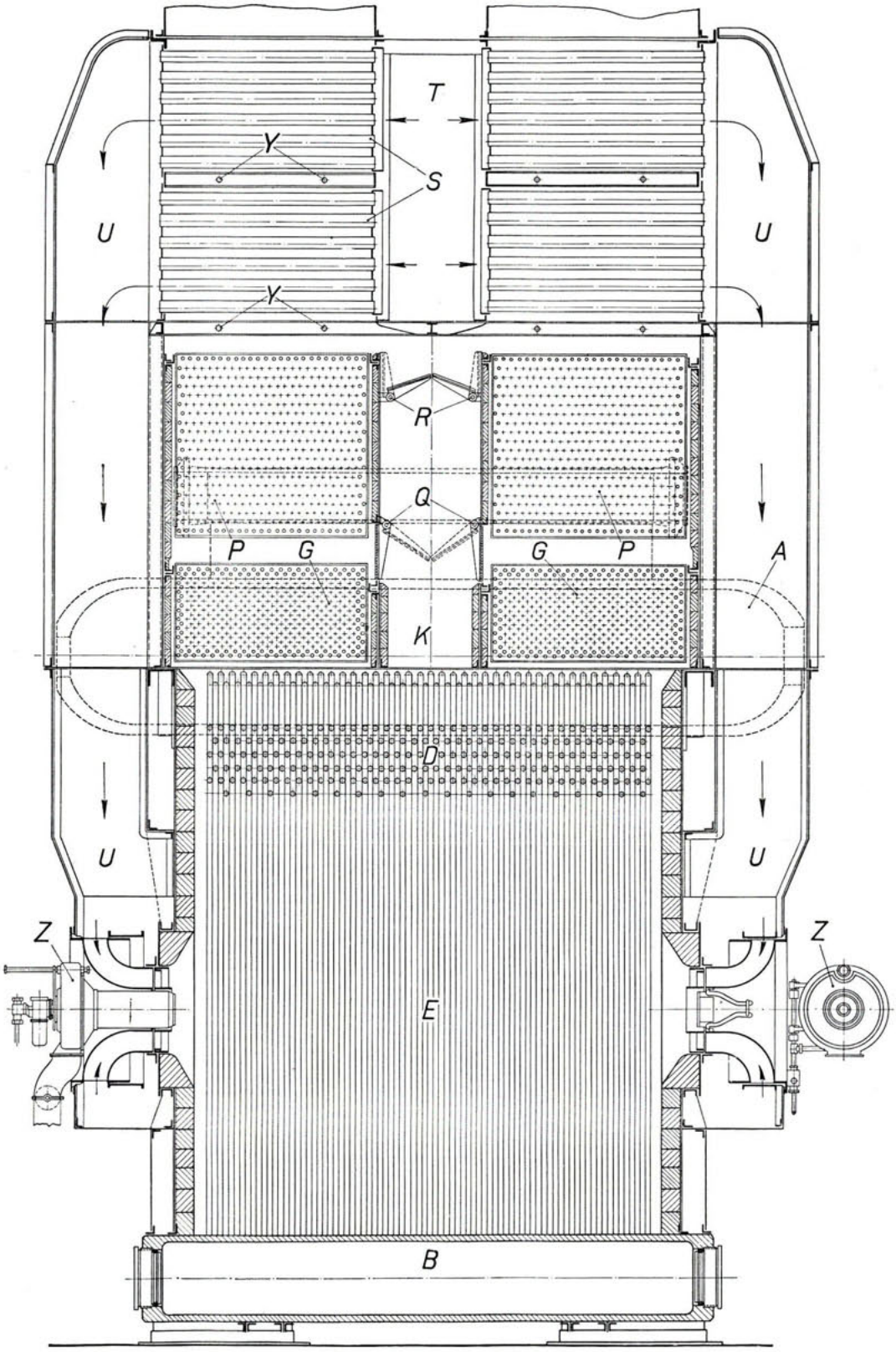


Abb. 24. (M. 1:42)

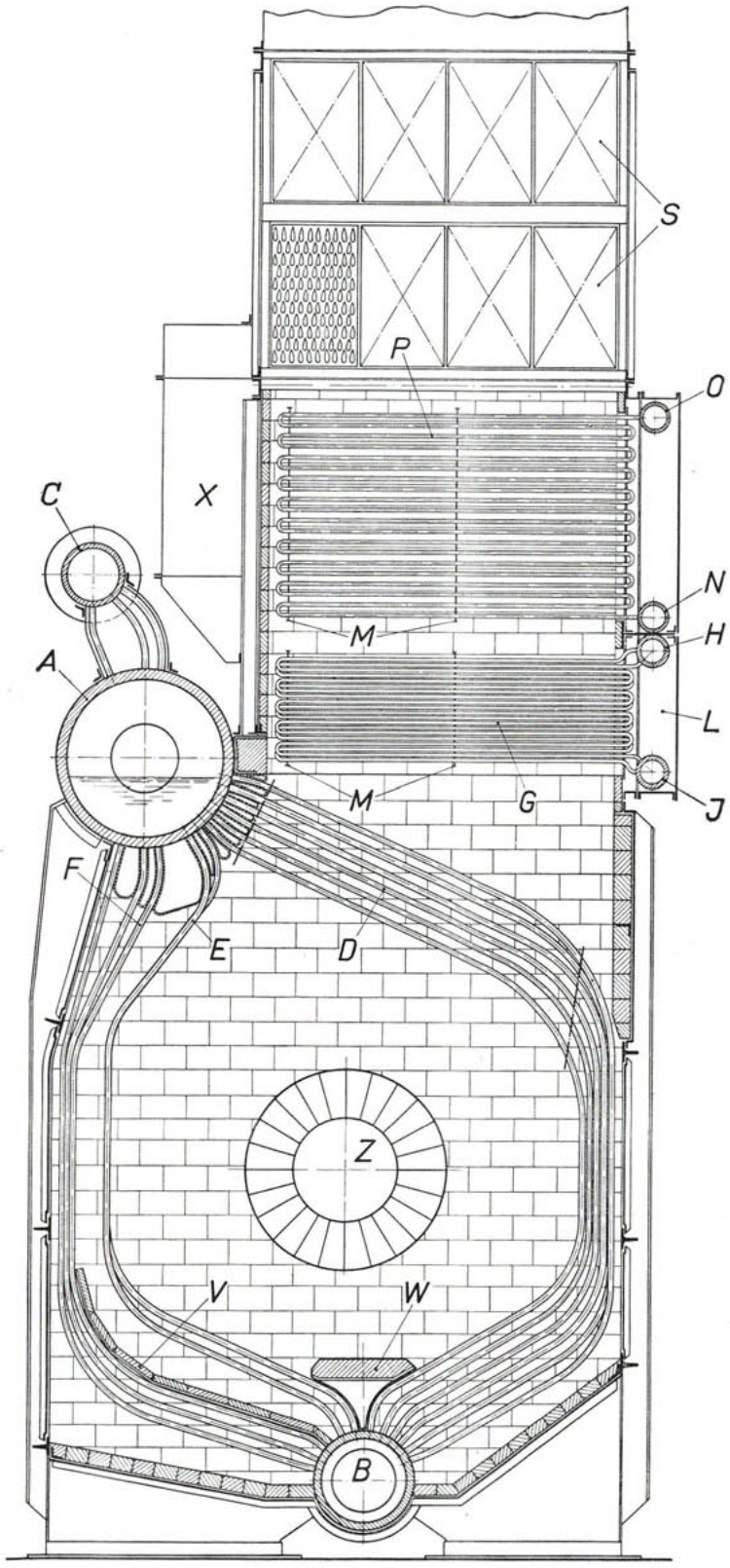


Abb. 25. (M. 1:42)

Der Überhitzer ist im Gegenstrom zu den Rauchgasen geschaltet. Es bezeichnet *H* den Eintritts- und *J* den Austrittssammler.

Der Speisewasservorwärmer *P* ist im Gleichstrom geschaltet; *N* zeigt den Verteilungsstutzen für den Eintritt und *O* den Sammelstutzen für den Austritt des Speisewassers. Die Sammler, aus nahtlosen Rohren hergestellt, sind in besonders vorgebauten Kästen *L* untergebracht. Zur Regulierung der Heißdampftemperatur und zum Schutz des Überhitzers beim Anfahren können die Rauchgase ganz oder zum Teil durch den Beipaß *K* am Überhitzer bzw. am Überhitzer und Speisewasservorwärmer vorbeigeführt werden. Zur Regulierung dienen die Klappenpaare *Q* und *R*.

Der Luftvorwärmer ist von der in § 50 beschriebenen Bauweise. Vom Eintrittskanal *T* her gelangt die Luft durch die Vorwärmer in die Kanäle *U* und zu den Brennern *Z*. Ist nur einer der beiden Brenner in Betrieb, so wird zum Schutze des zum anderen Brenner gehörigen Luftvorwärmerteiles durch den Ausgleichskanal *X* wenigstens ein gewisser Luftstrom aufrechterhalten. Die Rußbläser für den Luftvorwärmer sind mit *Y* bezeichnet.

Am unteren Ende bilden die Strahlungsrohre keine dichte Rohrwand mehr, um Ansammlungen von Ruß und Asche zu vermeiden; an dieser Stelle sind die Fallrohre durch eine mit leichten Schamottesteinen bedeckte Blechwand *V* geschützt. Zum Schutze der Untertrommel dient ein Blechkörper mit Bedeckung aus Schamottesteinen *W*.

§ 26. **Der Hochdruck-Wasserrohrkessel für Kohlefeuerung des D. „Eisenach"**, s. Schiffsverz., ist in Abb. 26 dargestellt. Der Kessel besitzt eine Rostfläche von 8,75 m², eine Gesamtheizfläche von 362 m² und ist für 50 atü gebaut. Die beiden Kessel des Schiffes entwickeln zusammen eine stündliche Dampfmenge von etwa 20 t. Verteilung der Heizflächen s. Tabelle 2.

Die Obertrommel *A* ist auf der einen Seite des Feuerungsraumes mit der Untertrommel *C* durch ein aus 6 Rohrreihen bestehendes Bündel *D* verbunden, durch welches die Rauchgase hindurchschlagen, auf der anderen Seite mit der Untertrommel *B* durch ein aus 4 Steigrohrreihen *E* und 1 Fallrohrreihe *F* bestehendes Bündel. Die Fallrohre, welche zur Untertrommel *C* führen, sind in 2 Gruppen *G* und *H*, deren jede 11 Fallrohre von 51/57 mm Durchm. umfaßt, vor und hinter den Kesselfronten angeordnet und dadurch dem Einfluß der Rauchgase entzogen. Die Steigrohre von 30/36 mm Durchm. bestehen aus Kupfer-Molybdänstahl. Ober- und Untertrommeln sowie der Dampfsammler *J* sind aus Flußstahl warm gewalzt.

Nach Passieren des Rohrbündels *D* schlagen die Rauchgase durch den Überhitzer *K*, dessen Rohrsystem aus Schlangen von 16/20 mm Durchm. gebildet ist. Diese aus Kupfer-Molybdänstahl gezogenen Rohrschlangen sind an der Stirnseite des Kessels in 2 Sammler eingewalzt. Der Dampf durchströmt die Rohre im Gegenstrom zu den Rauchgasen. Durch einen mittels Regulierklappen *M* zu öffnenden Kanal *L* können die Rauchgase am Überhitzer vorbeigeführt werden.

Oberhalb des Überhitzers ist ein aus 2 hintereinandergeschalteten Gruppen *N* und *O* bestehender Speisewasservorwärmer eingebaut, dessen Rohrschlangen von 16/20 mm Durchm. ebenfalls aus Kupfer-Molybdänstahl gefertigt sind. Das Speisewasser tritt bei *Q* in den durch eine Zwischenwand bei *R* getrennten oberen Sammler *S* ein, durchströmt die eine Hälfte der Rohre nach unten und gelangt in der zweiten Hälfte wieder nach oben in die zweite Kammer des Sammlers *S*, aus der es bei *T* austritt. Von hier aus strömt das Wasser durch die Leitung *U* in die untere Vorwärmergruppe, welche in gleicher Weise ausgestaltet ist, so daß das Wasser bei *V* eintritt und den gleichen Sammler bei *W* wieder verläßt, um von dort dem Speiseventil an der Obertrommel zuzuströmen.

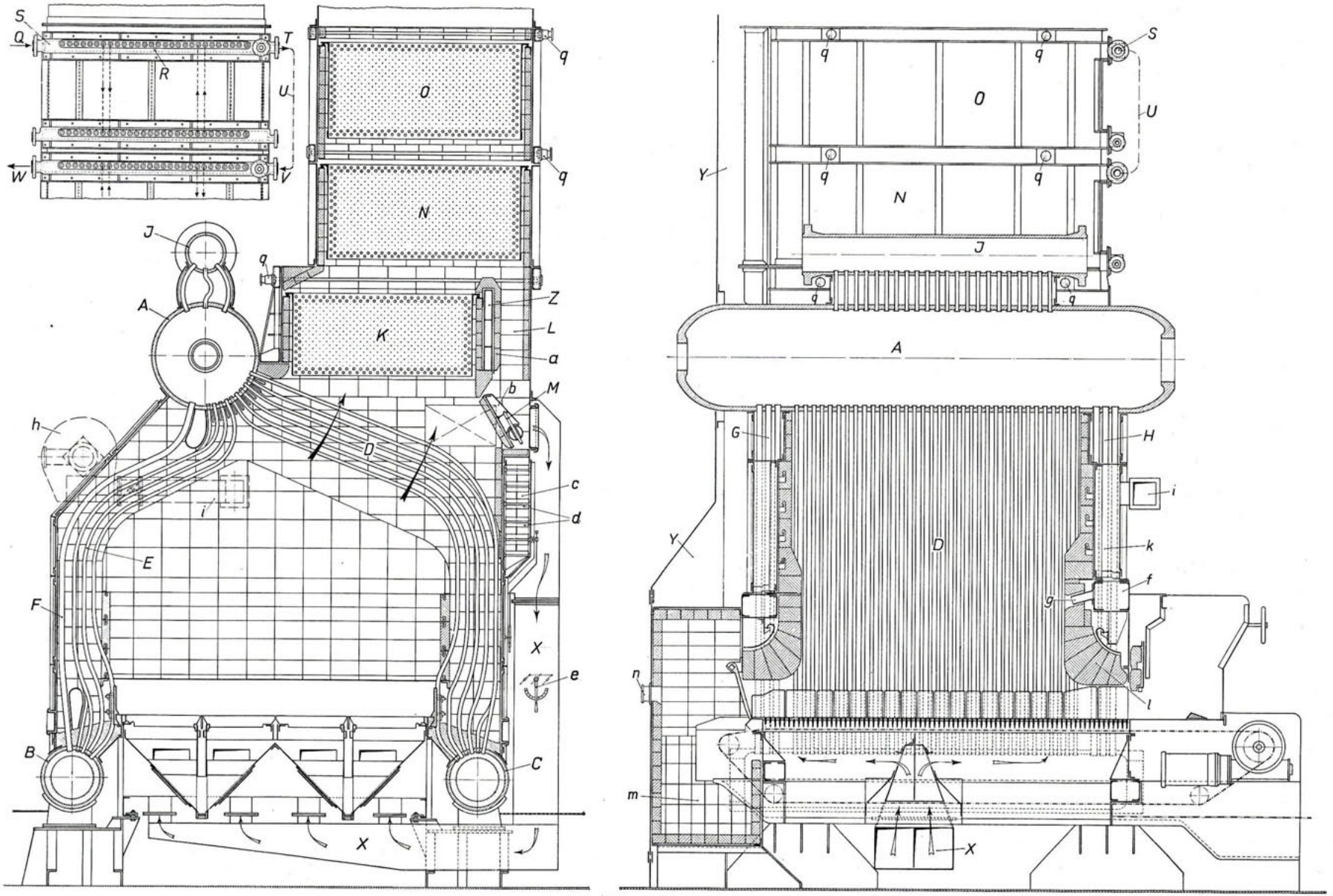


Abb. 26. (M. 1:50)

Als Feuerung ist ein Doppelplanrost des Systems Steinmüller (vgl. § 58) vorgesehen. Wie bei mechanischen Rosten üblich, wurde auf einen Luftvorwärmer verzichtet, um eine Überhitzung der Roste zu vermeiden.

Die Zufuhr der Gebläseluft zu der Feuerung erfolgt von unten über den Kanal *X* nach Durchströmen eines Luftschirmes *Y* an der Kesselrückwand. Von diesem Luftschirm sind noch 3 Parallelwege abgezweigt, von denen der erste *Z* durch die Zwischenwand *a* zwischen Überhitzer und Rauchgasumleitung hindurchführt, der zweite *b* unter mehrfacher Umlenkung die Regulierklappe *M* durchstreicht und der dritte *c* die Schamottemauer unterhalb der letzteren kühlt, wobei die hier hindurchziehende Luftmenge mittels eines Drosselklappensystems *d* geregelt werden kann. Eine weitere Regulierung der Luftmenge kann im Kanal *X* durch die Klappen *e* erfolgen.

Sekundärluft kann durch einen Querkanal *f* mit Düsen *g* oberhalb des Kohletrichters gegeben werden. Die Luft gelangt in diesen Kanal durch ein elektrisch betriebenes Sekundärluftgebläse *h*. Dieses drückt die Luft über einen Kanal *i* durch einen die ganze Kesselfront bedeckenden Luftkühlschirm *k* in den Sekundärluftkanal.

Der Feuerraum ist mit einem Zündgewölbe *l* ausgerüstet; beide Stirnwände sind durch dicke Schamotteschichten geschützt. Der Aschfall *m* ragt in den Maschinenraum des Schiffes hinein, so daß von hier aus durch die Schauluke *n* die Feuerung überwacht werden kann. Die Asche wird seitlich aus dem Aschfall abgezogen. An geeigneten Stellen sind Rußbläser *q* vorgesehen.

§ 27. **Der Wagner-Kessel des D. „Tannenberg“**, s. Schiffsverz., ist ein ölgefeuerter Doppelender für eine stündliche Leistung von 25 t Dampf, s. Abb. 27. Der Kesseldruck beträgt im normalen Betrieb 60 atü, doch kann derselbe auch im Dauerbetrieb auf 70 atü gesteigert werden, die Heißdampftemperatur beträgt 460° C. Heizflächen vgl. Tabelle 2. Der Kessel ist mit 2 Saacke-Brennern ausgerüstet. Die Obertrommel *A* hat 800 mm i. Durchm. und ist nahtlos in einem Stück aus Molybdänstahl mit einer Festigkeit von 45 kg/mm² (bei 275° C) geschmiedet. Die Seitenwände des Feuerraums werden von Strahlungsrohren von 30/36 mm Durchm. aus Molybdänstahl gebildet, die unten in 2 Untertrommeln *B* eingewalzt sind. Diese sind miteinander durch Rohre von 50/56 mm Durchm. verbunden, welche den ausgemauerten Boden des Feuerraumes tragen. Dem Überhitzer *C*, welcher aus Rohrschlangen von 24/29 mm Durchm. besteht und als Ganzes nach vorn herausgezogen werden kann, ist ein Berührungsheizbündel *D* von 5 Rohrreihen von 30/36 mm Durchm. vor- und ein zweites *E* von 6 Rohrreihen von 40/46 mm Durchm. nachgeschaltet. Die Rauchgase werden durch die Zuglenkwände *F* am direkten Durchtritt durch den Überhitzer verhindert, so daß sie diesen teilweise in seiner Längsrichtung durchstreichen müssen. Von hier ziehen die Rauchgase durch den Luftvorwärmer *G*, der aus 3 Blöcken von tropfenförmigen Rohrscheiden gebildet ist, ab. Der Luftvorwärmer wird von der Verbrennungsluft in dreifachem Strom durchflossen; diese tritt dann durch den Kanal *H* unter den Boden des Kessels und verteilt sich von hier auf die Brennervorlagen an beiden Enden desselben. Der entwickelte Sattdampf tritt durch die Rohre *J* in den Dampfsammler *K*; dort sich ansammelndes Kondensat kann durch die Rohre *L* zur Obertrommel zurückfließen. An einem Ende des Dampfsammlers ist das Hauptabsperrventil, am anderen das Sicherheitsventil angebracht. Vom Hauptabsperrventil strömt der Dampf in die untere Überhitzervorlage *M*, dann durch die Überhitzerschlangen zum Heißdampfsammler *N*, von wo der Dampf entnommen wird. An sämtlichen Trommeln sind die kreisrunden Sicherheitsverschlüsse der Wagner-Hochdruck-Dampfturbinen-Gesellschaft verwandt. Bei diesem Verschluß *P*, s. Abb. 27, hat der runde Mannlochdeckel am äußeren Umfang eine Eindrehung zur Aufnahme eines an beiden Enden konischen Dichtungsringes aus Weicheisen. Gehalten wird

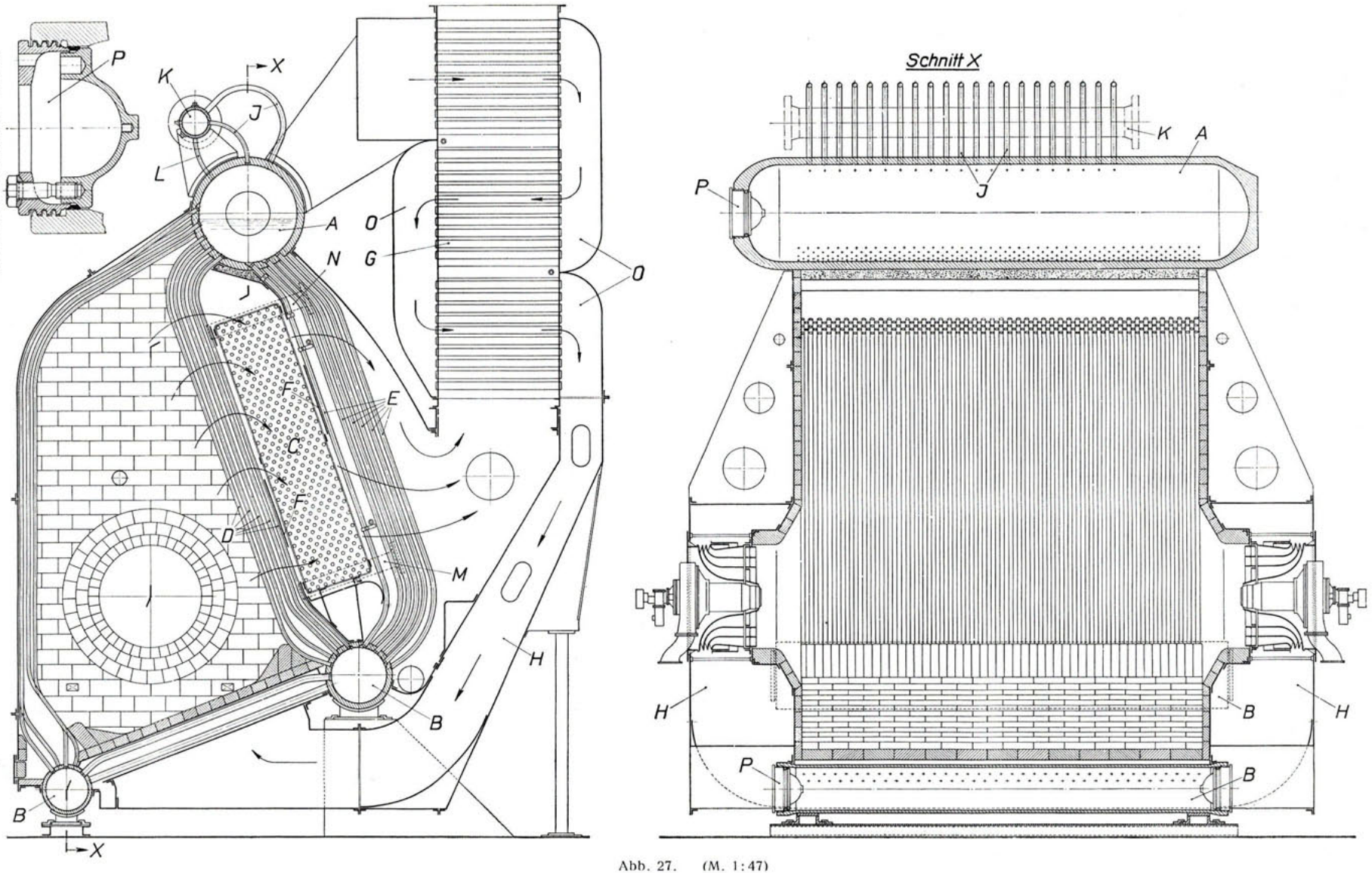


Abb. 27. (M. 1:47)

Tabelle Nr. 3.

Belastung und Wärmeaufnahme von Wasserrohrkessel-Heizflächen.

Schiff	Kessel				Gesamte wasserberührte Kesselheizfläche*)	Heizflächenbelastung	Strahlungsheizfläche		Berührungsheizfläche			Überhitzer		Rauchgas-Speisewasservorwärmer		Luftvorwärmer	
	Bauart	Dampf- Menge je Kessel	Dampf- Druck	Dampf- Temp.			Fläche (projiziert)	Wärmeaufnahme	1. Rohrbündelfläche	2. Rohrbündelfläche	Wärmeaufnahme	Heizfläche	Wärmeaufnahme	Heizfläche	Wärmeaufnahme	Heizfläche	Wärmeaufnahme
		t/h	atü	°C	m²	kg/m²h	m²	kcal/m²h	m²	m²	kcal/m²h	m²	kcal/m²h	m²	kcal/m²h	m²	kcal/m²h
Empress of Britain	Yarrow	28	30	380	1158	24,4	40,0	228000	842	314	4480	611	4090	0	0	1559	1200
Normandie	Penhoët (Schulz)	25	28	350	1000	25,0	22,0	325000	266	734	6350	167	11100	0	0	550	1370
Statendam	Babcock & Wilcox	19	30	340	665	28,6	15,8	306300	212	453	7520	156	8270	0	0	665	935
Bremen	Deschimag (Schulz)	35	23	375	1100	31,8	26,0	342000	295	805	9020	250	12700	0	0	565	2540
Gran Canaria	La Mont	13	35	450	393	33,0	45,7	124000	128	265	4840	75	23700	—	—	295	
Nieuw Amsterdam	Yarrow	30	39	400	790	38,0	24,6	348000	523	267	8930	365	8370	—	—	885	
Asturias	Johnson	30,6	31,6	370	774	39,6	30,0	297000	507	267	8670	183	15500	0	0	1394	1740
Scharnhorst	Deschimag-Wagner	36	50	450	650	55,3	35,0	272000	325	325	11540	208	21470	0	0	1040	2280
Potsdam	Benson	22	70	460	340	64,7	31,9	238500	42	42	38500	224	12650	194	7550	800	1650
Tannenberg	Wagner	25	60	460	300	83,3	24,4	282000	195	105	16000	120	26920	0	0	575	3400
Leichtes Fahrgastschiff	Bauer-Wagner	27	70	425	323	83,5	27,0	290000	194	0	23200	105	27700	129	20000	400	2950

*) Ohne Rauchgasspeisewasservorwärmer-Heizfläche.

der Deckel durch einen kräftigen Ring, welcher mit Trapezgewinde in die Kesseltrommel eingeschraubt wird. Die Abdichtung wird erzielt, indem Haltering und Mannlochdeckel mittels Schrauben zusammengezogen werden, wodurch der zwischen beiden liegende Dichtungsring an die konische Stirnfläche des Deckels und an die Innenwand der Kesseltrommel gedrückt wird.

§ 28. **Bemerkungen über die Berechnung und Bemessung der Wasserrohrkessel.** In Anh. 1 dieses Buches ist die thermische Berechnung eines Wasserrohrkessels durchgeführt. Im allgemeinen ist es vorteilhaft, den Kessel zuerst nach Überschlagsrechnungen in seinen Hauptabmessungen festzulegen und sodann die Temperaturen, die Heizflächen und den Wirkungsgrad nachzurechnen. Befriedigt das Ergebnis der Rechnung nicht, so muß danach die Konstruktion geändert und eine neue Wärmerechnung durchgeführt werden, solange, bis die endgültige Konstruktion wärmetechnisch den gewünschten Anforderungen entspricht. Den Überschlagsrechnungen legt man Verhältniszahlen zugrunde, welche aus vorliegendem Erfahrungsmaterial gewonnen werden und im nachfolgenden kurz unter Bezugnahme auf Tabelle 2—5 erläutert werden sollen.

Größe und Aufteilung der Heizflächen. Die Größe der Gesamtheizfläche, d. i. die wasserberührte Heizfläche des Kessels, wird üblicherweise aus der von dem Kessel geforderten stündlichen Dampfmenge unter Zuhilfenahme einer Verhältniszahl, nämlich der Heizflächenbelastung, d. i. die pro m^2 Heizfläche stündlich erzeugte Dampfmenge, ermittelt. Als wasserberührte Heizflächen werden im allgemeinen die mit den Rauchgasen in Berührung stehenden Flächen gerechnet, die innen von Wasser berührt sind, also beispielsweise die äußere Oberfläche der innen von Wasser durchflossenen Rohre. Üblicherweise zählt man der Heizfläche des eigentlichen Kessels auch noch die Heizfläche eventuell vorhandener Rauchgas-Speisewasservorwärmer hinzu, nicht aber die des Überhitzers.

Während man beim Zylinderkessel eine Heizflächenbelastung von 18—28 kg/m^2h je nach Größe des Kessels und der Art der Feuerung zuläßt (vgl. § 2), kann man beim Wasserrohrkessel erheblich höher gehen, und zwar bei den Typen, wie sie in § 18 bis 22 geschildert worden sind, bis auf 30—35 kg/m^2h, während man bei Hochleistungskesseln, § 23—27, im normalen Dauerbetrieb stündlich 50—60 kg Dampf pro m^2 Heizfläche erzeugen kann. Bei der forcierten Fahrt von Kriegsschiffen wird natürlich bei allen Wasserrohrkesseln mit ganz erheblich höheren Werten gerechnet. Zahlenwerte für die Heizflächenbelastung ausgeführter Wasserrohrkessel für Handelsschiffe sind in Tabelle 3 zu finden.

Tabelle Nr. 4.

Obertrommeln ausgeführter Wasserrohrkessel.

Schiff	Kessel				Obertrommel			
	Bauart	Dampf-			Innendurchmesser	Berohrte Länge	Wasserspiegelbelastung	Dampfraumbelastung *)
		Menge je Kessel t/h	Druck atü	Temperatur °C	mm	mm	m^3/m^2h	m^3/m^3h
Bremen	Deschimag (Schulz)	35	23	375	1700	5350	326	322
Rex	Ansaldo (Schulz)	47	27	390	1600	5620	381	460
Normandie	Penhoët (Schulz)	25	28	350	1600	3800	299	302
Empress of Britain . .	Yarrow	28	30	380	1350	5200	264	398
Statendam	Babcock & Wilcox	19	30	340	1050	5500	—	388
Nieuw Amsterdam . .	Yarrow	30	39	400	1270	3640	328	512
Scharnhorst	Deschimag-Wagner	36	50	450	1216	2700	433	538
Tannenberg	Wagner	25	60	460	800	3400	286	698
Leichtes Fahrgastschiff	Bauer-Wagner	27	70	425	900	3000	275	398

*) Ohne Dampfsammler.

Tabelle Nr. 5.

Feuerräume ausgeführter Wasserrohrkessel.

Schiff	Bauart	Kessel: Dampf- Menge je Kessel t/h	Kessel: Dampf- Druck atü	Kessel: Dampf- Temp. °C	Feuerraum: Wärmebelastung kcal/m³h	Feuerraum: Kühlziffer ψ	Feuerraum: Mittlere Raumtemperatur °C
Statendam	Babcock & Wilcox	19	30	340	438000	0,260	1395
Nieuw Amsterdam . .	Yarrow	30	39	400	468000	0,324	1445
Normandie	Penhoët (Schulz)	25	28	350	490000	0,335	1415
Rex	Ansaldo (Schulz)	47	27	380	490000	0,368	1405
Empress of Britain . .	Yarrow	28	30	385	253000	0,369	1275
Bremen	Deschimag (Schulz)	35	23	375	625000	0,424	1440
Tannenberg	Wagner	25	60	460	900000	0,535	1360
Scharnhorst	Deschimag-Wagner	36	50	450	667000	0,586	1345
Asturias	Johnson	30,6	31,6	370	1310000	0,794	1380
Potsdam	Benson	22	70	460	910000	0,865	1295
Gran Canaria	La Mont	13	35	450	625000	0,847	1058
Leichtes Fahrgastschiff	Bauer-Wagner	27	70	425	1140000	0,640	1370

Die mittlere Verhältnisziffer der Heizflächenbelastung bedeutet natürlich eine gewisse Willkür, weil die einzelnen Heizflächenteile in bezug auf ihre Wärmeaufnahme verschieden wirksam sind. Dies ist bei der Aufteilung der Heizflächen zu berücksichtigen. Einen ersten Anhalt hierfür geben die in Tabelle 3 zusammengestellten Werte von ausgeführten Anlagen. Daraus ist beispielsweise zu erkennen, daß die Wärmebelastung der Strahlungsheizfläche ganz unabhängig von der Belastung der gesamten Kesselheizfläche ist. Bei den Kesseln mit niedriger durchschnittlicher Heizflächenbelastung ist sogar die Wärmebelastung der Strahlungsheizfläche durchweg größer als bei modernen Kesseln mit höherer Heizflächenbelastung.

Die verhältnismäßig geringe Wärmeaufnahme je m² Gesamtheizfläche ist ferner bei vielen Kesseln daraus zu erklären, daß von der gesamten Heizfläche jeweils nur ein Bruchteil von den Rauchgasen wirklich bestrichen wird. Besonders wenig Vorteile bringt ein dem Überhitzer nachgeschaltetes Berührungsheizbündel, so daß es besser ist, statt dessen ganz oder zum Teil Nachheizflächen anzuordnen. Die Wärmeaufnahme je m² Speisewasservorwärmer-Heizfläche ist dadurch, daß letztere fast in vollem Umfang dem Rauchgasstrom ausgesetzt ist und daß die Temperatur-Differenz zwischen dem weniger vorgewärmten Speisewasser und den Rauchgasen größer ist, verhältnismäßig hoch.

Die Heizflächen des Überhitzers, des Speisewasservorwärmers und des Luftvorwärmers werden entsprechend der Höhe der angestrebten Überhitzung, Speisewasservorwärmung und Luftvorwärmung zunächst überschlägig, in der Regel in Prozenten der wasserberührten Heizfläche bestimmt, wobei auf Eigenart und Lage dieser Konstruktionsteile Rücksicht zu nehmen ist. Legt man z. B. den Überhitzer näher nach dem Feuerraum hin, also ins Gebiet höherer Rauchgastemperaturen, so kann die Wärmeaufnahme je m² Überhitzerheizfläche beträchtlich gesteigert werden. Auf die Wärmeaufnahme je m² Heizfläche des Luftvorwärmers ist neben seiner Lage im Rauchgasstrom vor allem die konstruktive Ausbildung von großem Einfluß. Rohrscheidenluftvorwärmer haben erfahrungsgemäß eine größere Leistungsfähigkeit als solche mit kreisrunden Rohren, s. § 49.

Trommelbemessung. Nach Festlegung der wärmeaufnehmenden Flächen eines Kessels wird man sich ein Bild über die Größe der Obertrommel zu machen haben. Die Bemessung erfolgt überschlägig auf Grund von Erfahrungswerten für die Dampf-

raumbelastung, d. i. das je m³ Dampfraum stündlich erzeugte Dampfvolumen (m³/m³h), und Wasserspiegelbelastung, d. i. das stündlich erzeugte Dampfvolumen je m² des Wasserspiegels (m³/m²h). Zahlenwerte hierfür von ausgeführten Kesselanlagen sind in Tabelle 4 zusammengestellt. Hierzu ist zu bemerken, daß sich bei *HD*-Kesseln verhältnismäßig kleinere Trommelabmessungen ergeben, weil die Gefahr des Überschäumens der Trommeln mit der geringeren Größe der Dampfblasen abnimmt. Kleine Trommelabmessungen sind natürlich bei den großen Wandstärken der *HD*-Trommeln sehr erwünscht. Die Untertrommeln werden im Hinblick auf Befahrbarkeit nur in Ausnahmefällen im Durchmesser kleiner als 450 mm ausgeführt.

Weitere wichtige Kennziffern sind die Feuerraumbelastung und die Kühlziffer. Unter der Feuerraumbelastung versteht man das Verhältnis der gesamten im Feuerraum stündlich entwickelten Wärme zum Inhalt des Feuerraumes, also in kcal/m³h. Die im Feuerraum entwickelte Wärmemenge Q setzt sich zusammen aus der mit dem stündlich verbrannten Brennstoff B kg entwickelten Wärme und dem Wärmeinhalt der Verbrennungsluft. Es ist also $Q = B \cdot H_u + Q_L$. Der Wert Q_L beträgt je nach der Höhe der Luftvorwärmung bis zu 10% von $B \cdot H_u$. Übliche Werte für die Feuerraumbelastung finden sich in Tabelle 5. Die zulässige Höhe dieser Verhältniszahl hängt in erheblichem Maße von der Ausführung des Kessels ab, insofern, als — wie leicht ersichtlich — ein allseitig von Rohren umschlossener Feuerraum höhere Belastungen aushält als eine von Mauerwerk ausgekleidete Verbrennungskammer. In letzterem Falle wird das glühende Mauerwerk durch seine Rückstrahlung die Raumtemperatur sehr stark erhöhen, was zu Schäden am Mauerwerk sowie auch, falls der Wasserumlauf zu gering ist, an den Strahlrohren führen kann. Kleinere Verbrennungsräume dürfen selbstverständlich nur wenig belastet werden, da sich hierin die Flamme an sich nicht gut entwickeln kann. Das Verhältnis der von Heizflächen bedeckten Innenfläche zur gesamten Innenfläche des Feuerraumes wird als Kühlziffer Ψ bezeichnet. Der Zusammenhang zwischen Kühlziffer, Feuerraumbelastung und Feuerraumtemperatur geht ebenfalls aus Tabelle 5 hervor; vgl. hierzu auch Anh. 1.

Nach Festlegung der Größe des Verbrennungsraumes wird man sich ein Bild über die Querschnitte zu machen haben, welche für das Durchströmen der Rauchgase durch die einzelnen Teile des Kessels nötig werden, um zu vermeiden, daß der Luftdruck im Heizraum bzw. in den Luftzuführungskanälen eine unzulässige Höhe erreicht, vgl. § 83. Man wird bei ölgefeuerten Hochleistungskesseln für Handelsschiffe den Luftdruck vor dem Kessel nicht über 100—150 mm WS wählen (bei den weniger modernen ölgefeuerten Anlagen, auch der Schnelldampfer, begnügte man sich mit 30—50 mm Luftdruck), was bedingt, daß sich in den Rauchgaszügen eine Geschwindigkeit von etwa 8—12 m/sek ergibt. Es empfiehlt sich allerdings auch, keine zu geringen Gasgeschwindigkeiten zu wählen, um den an sich nicht guten und bei Verschmutzung der Kesselrohre noch weiter beeinträchtigten Wärmeübergang von Rauchgas an die Wandung der Rohre möglichst wirksam zu gestalten.

Nach Anfertigung eines Entwurfes für den Kessel auf Grund obiger Verhältniszahlen ist eine genauere Berechnung des Kessels durchzuführen, wie sie im Anh. 1 geschildert ist.

Außer der Berechnung müssen aber noch einige Regeln bezüglich der konstruktiven Ausgestaltung des Kessels beachtet werden, von denen nachstehend nur einige der wichtigsten genannt werden mögen. Dieselben gelten teils allgemein, teils nur für Hochleistungskessel und Hochdruckkessel, hauptsächlich für solche mit Ölfeuerung.

1. Der Verbrennungsraum darf, wie erwähnt, nicht zu klein gemacht werden; es ist aber auch die Form des Verbrennungsraumes so zu wählen, daß

sich die Flamme des Brenners oder der Brenner nach allen Seiten ungehemmt entwickeln kann. Eine wichtige Forderung für eine gute Verbrennung ist, daß alle Teile des Heizöles schon vor dem Eintritt in die Rohrbündel verbrannt sind, weil sonst durch die zunehmende Abkühlung der Rauchgase entweder Verkokungen des Öles oder aber die Rohre gefährdende Nachverbrennungen auftreten können.

2. Die Rohrführung muß bei natürlichem Umlauf im Kessel so gewählt werden, daß nirgends zu kleine Neigungen des Rohres gegen die Horizontale auftreten können, damit sich nicht Dampfblasen in den Rohren festsetzen. Es kann sonst bei den in unmittelbarer Nähe des Feuerraumes gelegenen Rohren zu Überhitzungen der Rohrwände und Ausbeulungen derselben kommen, wodurch schließlich Rohrbrüche entstehen können. Aber auch in entfernteren Teilen der Rohrbündel können Dampfblasen gefährlich werden, weil diese sich, wenn sie an einer ungünstigen Stelle der Rohrwand stagnieren, in Sauerstoff und Wasserstoff zersetzen können, wobei der freiwerdende Sauerstoff Korrosionen begünstigt. Aus diesem Grunde wird man den Rohren auch keine Krümmungen mit zu geringem Radius geben, welche dem aufsteigenden Wasserdampfgemisch einen größeren Widerstand bieten und zur Festsetzung von Dampfblasen führen können. Vgl. hierzu Anh. 7, Speisewasseraufbereitung.
3. Die am stärksten beheizten Rohre sollen möglichst nahe unter oder sogar über der Wasseroberfläche in die Obertrommel einmünden, damit der heftig ausströmende Dampf den Wasserinhalt der Trommel nicht beunruhigt. Aus dem gleichen Grunde wird man die Fallrohre möglichst tief unten in der Obertrommel münden lassen, damit von Dampfblasen freies Wasser nach unten strömt. Die Fallrohre müssen, wie bemerkt, möglichst durch die kältesten Teile des Rauchgasweges führen oder überhaupt unbeheizt sein.
4. Es ist auf die Regeln des Wasserumlaufes (vgl. Anh. 2) Rücksicht zu nehmen und möglichst danach zu streben, daß die Rohre entweder klar ausgesprochene Steigrohre oder Fallrohre sind. Im allgemeinen bildet der Überhitzer die Scheide zwischen beiden.
5. Teile, in welche Rohre eingewalzt oder an denen Rohre in anderer Weise befestigt werden, wie Trommeln und Vorlagen des Überhitzers oder Speisewasservorwärmers, dürfen der Einwirkung der Heizgase nicht direkt ausgesetzt werden, da sonst ein Losewerden der Rohre bzw. Rißbildungen in den Sammelkörpern zu befürchten sind. Wenn man nicht, wie beim Überhitzer oder Vorwärmer, die Sammler ganz aus dem Kessel herausverlegen kann, muß durch besondere Führung der Rohre oder durch wirksame Isolierung ein Schutz der Einwalzstellen oder der freiliegenden Teile der Trommeln vorgesehen werden.

2. Wasserrohrkessel mit künstlichem Umlauf. Besondere Kesselsysteme.

§ 29. **Der La Mont-Kessel** ist der bekannteste Vertreter der sog. Zwangsumlaufkessel. Eine Umwälzpumpe entnimmt das Wasser der Obertrommel und drückt es durch die verschiedenen Teile der Verdampferheizflächen, mit dem entwickelten Dampf gemischt, wieder in erstere zurück.

Abb. 28 zeigt das Schema eines La Mont-Kessels, dessen Feuerraum *L* durch drei Ölbrenner beheizt wird. Die Speisepumpe *A* fördert das Speisewasser durch den

Vorwärmer *B* in die Obertrommel *C*, die hier stehend und getrennt vom Kessel dargestellt ist. Aus der Obertrommel entnimmt die Umwälzpumpe *D* laufend ein Vielfaches (normalerweise etwa das Achtfache) der eingespeisten Wassermenge und drückt es durch Verteiler *E* (hier nur einer gezeichnet), die Verdampferheizflächen *F* und die Sammler *G* in die Obertrommel zurück. Der auf diesem Wege erzeugte und in der Obertrommel abgeschiedene Dampf geht durch den Überhitzer *H* zur Maschine; das zurückbleibende Wasser wird von neuem mit umgewälzt.

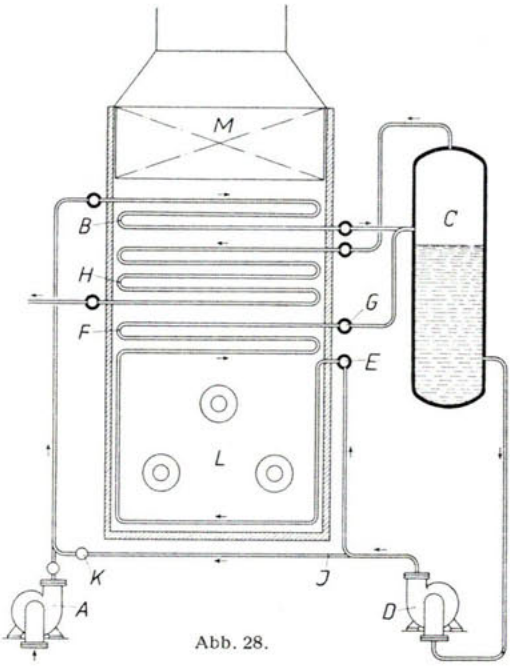


Abb. 28.

Eine besondere Leitung *J* dient bei geringer Belastung des Kessels dazu, aus der Druckleitung der Umwälzpumpe Wasser von Siedetemperatur durch den Vorwärmer fließen zu lassen, damit an den Rohren desselben bei niedriger Abgastemperatur der Taupunkt nicht überschritten wird. Diese Einrichtung erfordert keine besondere Betätigung; bei geringer Last wird der Druckabfall im Speisewasservorwärmer und damit die Differenz zwischen Speisepumpen- und Kesseldruck schließlich geringer als der gleichbleibende Druck der Umwälzpumpe, so daß sich das Rückschlagventil *K* in der Leitung *J* öffnet und der Zusatz von heißem Wasser zum Speisewasser beginnt.

Gleichmäßige Verteilung des Wassers auf die parallel geschalteten Rohrschlangen wird durch in den Verteilerkästen am Wassereintritt in jedes Rohr angeordnete Staudüsen erreicht. Abb. 29 zeigt eine solche sog. La Mont-Düse; *a* bezeichnet den runden Verteilerkasten mit einem in diesen eingewalzten Wasserrohr *b*. Das Wasser kann aus dem Verteilerkasten nur durch den siebartig durchlöcherten Düsenhalter *c*, welcher an seinem vorderen Ende die Lochscheibe *d* trägt, in das Wasserrohr eintreten. Der Düsenhalter wird durch die Feder *e*, welche sich gegen den Verschlußpfropfen *f* stützt, auf die Mündung des Wasserrohres gepreßt.

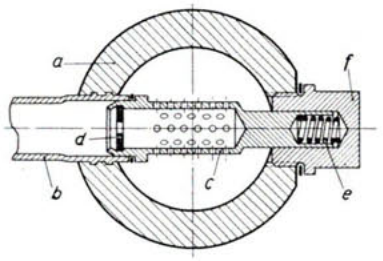
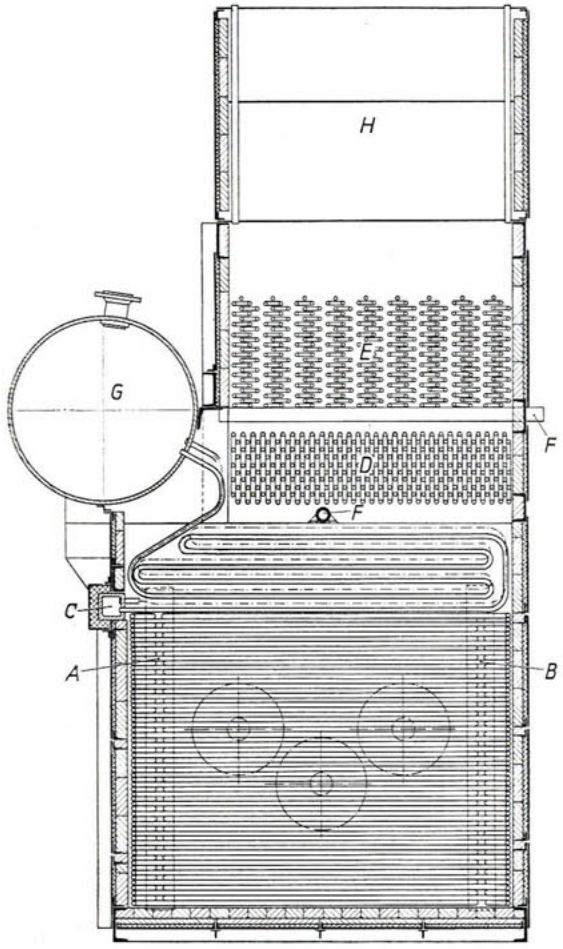
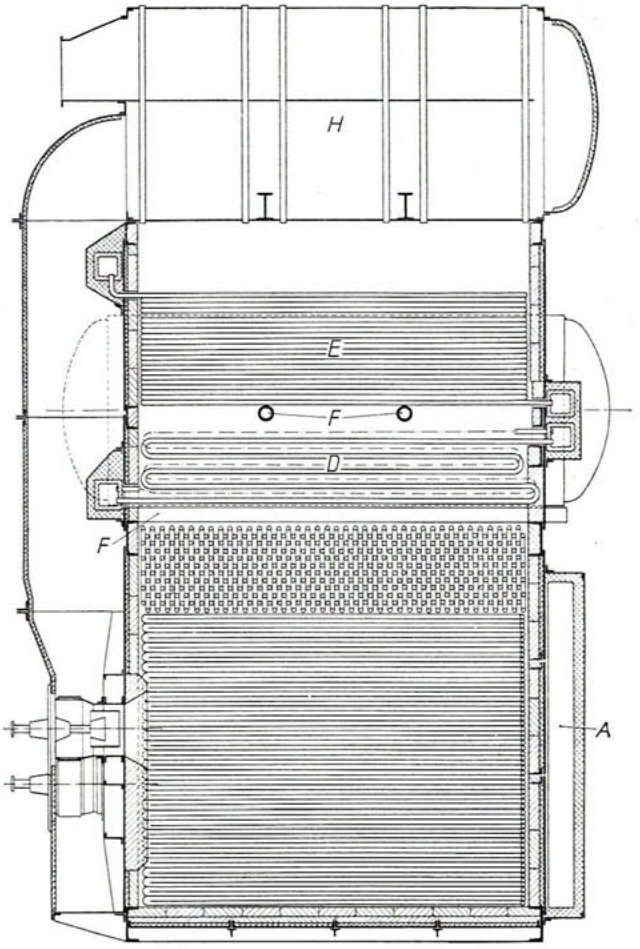


Abb. 29. (M. 1:3,8)

Die Anwendung des Zwangsumlaufs gestattet fast beliebige Führung der Wasserrohre und dadurch eine große Freizügigkeit in der Formgebung des Feuerraums; auch kann die Ausdampftrommel beliebig, auch getrennt vom eigentlichen Kessel und senkrecht stehend angeordnet werden. Gegenüber den trommellosen Kesseln besitzt der La Mont-Kessel die gleichen Vorteile wie die Kessel mit natürlichem Umlauf, nämlich größere Unempfindlichkeit gegen Schwankungen der Dampfentnahme, geringere Ansprüche an das Speisewasser, geringeren Speisepumpendruck. Für normal belastete Kessel beträgt die erforderliche Zusatzdruckhöhe der Umwälzpumpe etwa 2,5 at.

Überhitzer, Speisewasservorwärmer und Luftvorwärmer *M* können genau in der gleichen Weise wie bei Kesseln jeden anderen Systems angeordnet werden.





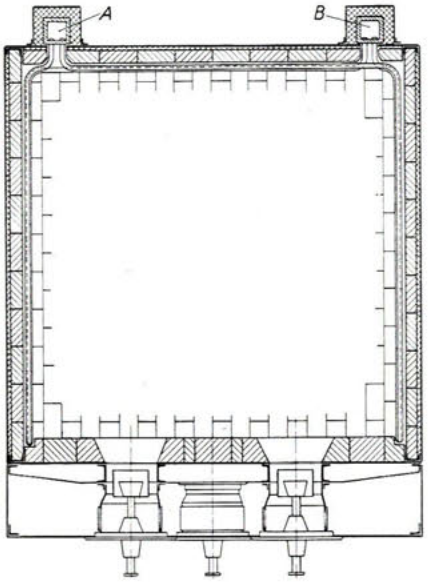


Abb. 30. (M. 1:50)

§ 30. **La Mont-Kessel für ein Frachtschiff,** Abb. 30. Der Kessel ist bemessen für eine Erzeugung von stündlich 21 t von 21 atü und 350° C.

Der Feuerraum ist, mit Ausnahme des Bodens und der Brennerwand, vollkommen mit Strahlungsrohren ausgekleidet. Diese sind an den Verteilerkasten *A* angeschlossen und gehen von hier abwechselnd rechts oder links an einer der beiden Seitenwände des Kessels hin und zurück sowie vorher bzw. nachher an der Rückwand entlang zum Sammler *B*, s. Grundriß in Abb. 30. *C* ist der Verteiler für die Rohre der Berührungsheizfläche, welche den oberen Abschluß des Feuerraumes bildet; die Rohre münden in die Wassertrommel *G*. Das tragende Gerüst für den Überhitzer *D* und den Speisewasservorwärmer *E* bilden vom Speisewasser durchflossene Rohre *F*. Der Luft-

vorwärmer *H* ist ein gewöhnlicher Röhrenluftvorwärmer mit senkrechten Rohren und waagerechtem, doppeltem Durchtritt der Luft, welche dann in der doppelten Vorderwand zu den Brennervorlagen hinabströmt.

Angaben über einen La Mont-Kessel mit 35 atü Dampfdruck und 450° C Überhitzungstemperatur sind in den Tabellen 3 und 5 enthalten.

§ 31. **Der Benson-Kessel des D. „Uckermark“,** s. Schiffsverzeichnis. Wie bereits erwähnt, ist der von der Firma Blohm & Voß entwickelte Benson-Kessel ein Zwangsdurchlaufkessel, in welchem das Wasser in einem Durchfluß alle Phasen der Vorwärmung, Verdampfung und Überhitzung durchläuft. Der Kessel ist ein reiner Röhrenkessel, in welchem eine Reihe von Rohren gruppenweise parallel geschaltet und in gemeinsamen Vorlagen vereinigt wird. Das ursprüngliche Prinzip des Benson-Kessels bestand darin, das Wasser bei kritischem Druck (225 ata) ohne Volumenvergrößerung in Dampf zu verwandeln und leicht über die kritische Temperatur (375° C) zu überhitzen, um dann den Entspannungsprozeß stufenweise unter jeweiliger Zwischenüberhitzung durchzuführen. Die neueren Benson-Kessel für Bordbetrieb werden indessen nicht mehr mit kritischem Druck, sondern nur mit etwa 100 ata betrieben.

Der D. „Uckermark“ erhielt vor Jahren versuchsweise den ersten Benson-Schiffskessel, welcher den gesamten Dampf für die Hauptmaschinenanlage lieferte, während ein Teil der alten Kesselanlage zur Reserve erhalten blieb[1]). Auf Grund der mit diesem Kessel gemachten Erfahrungen ist das Schiff neuerdings mit zwei der nachstehend beschriebenen und in Abb. 31 dargestellten modernen Benson-Kessel ausgerüstet worden.

Jeder dieser Kessel für 20 t/h Dampferzeugung hat eine Heizfläche von 366 m², wovon 100 m² auf die Vorwärmer, 88 m² auf die Verdampfer und 78 m² auf die den Feuerraum auskleidenden Strahlungsrohre entfallen. Hinzu kommen 100 m² für die Überhitzer, die bei den Benson-Kesseln gewöhnlich zur Heizfläche hinzugezählt werden, da keine so scharfe Trennung zwischen den verschiedenen Heizflächen besteht wie bei anderen Systemen.

Der Kessel besteht aus einem fast würfelförmigen, an 5 Begrenzungsflächen von Strahlungsrohren *A*, *B* und *C* eingeschlossenen Verbrennungsraum *D*, aus welchem die Rauchgase auf geradem Wege nach oben durch die Verdampferrohrbündel *E* und *F*, die Überhitzerrohrgruppen *G* und *H* und die Vorwärmer *J* und *K* sowie den Luftvorwärmer *N* ziehen.

Zum Verständnis des Aufbaues dieser Kessel ist in Abb. 32 eine schematische Skizze der Schaltung der einzelnen Rohrgruppen beigegeben. Das Speisewasser tritt aus der Druckleitung 1 kommend zunächst in eine Reihe hintereinander geschalteter dicker Tragrohre *L* ein, auf welchen die einzelnen Rohrbündel lagern. Aus diesen gelangt es durch die Leitung 2 in die Vorlage des Vorwärmers *J*, durchströmt diesen und wird durch die Leitung 3 dem zweiten Vorwärmer *K* zugeführt. Aus diesem führt eine Leitung 4 zum Strahlungsteil *A*, welcher die eine Seite und die Decke des Feuerraums auskleidet. In diesem durchströmt das Speisewasser nacheinander 6 Rohrgruppen (24/32 mm Dmr.), wobei es stets in Fallrohren (59/76 mm Dmr.) aus der oberen Vorlage der einen Gruppe zur unteren Vorlage der nächsten Gruppe zurückkehrt. Aus dem Strahlungsteil *A* gelangt das Speisewasser in den die Rückwand auskleidenden Strahlungsteil *B* und zum Schluß in den Strahlungsteil *C*, welcher den Boden und eine Seitenwand des Feuerraumes bedeckt; beide sind nach dem gleichen Prinzip wie der Strahlungsteil *A* aufgebaut. Aus der letzten Vorlage des

[1]) Vgl. Jahrb. d. Schiffbautechn. Ges. und Werft, Reederei, Hafen 1931.

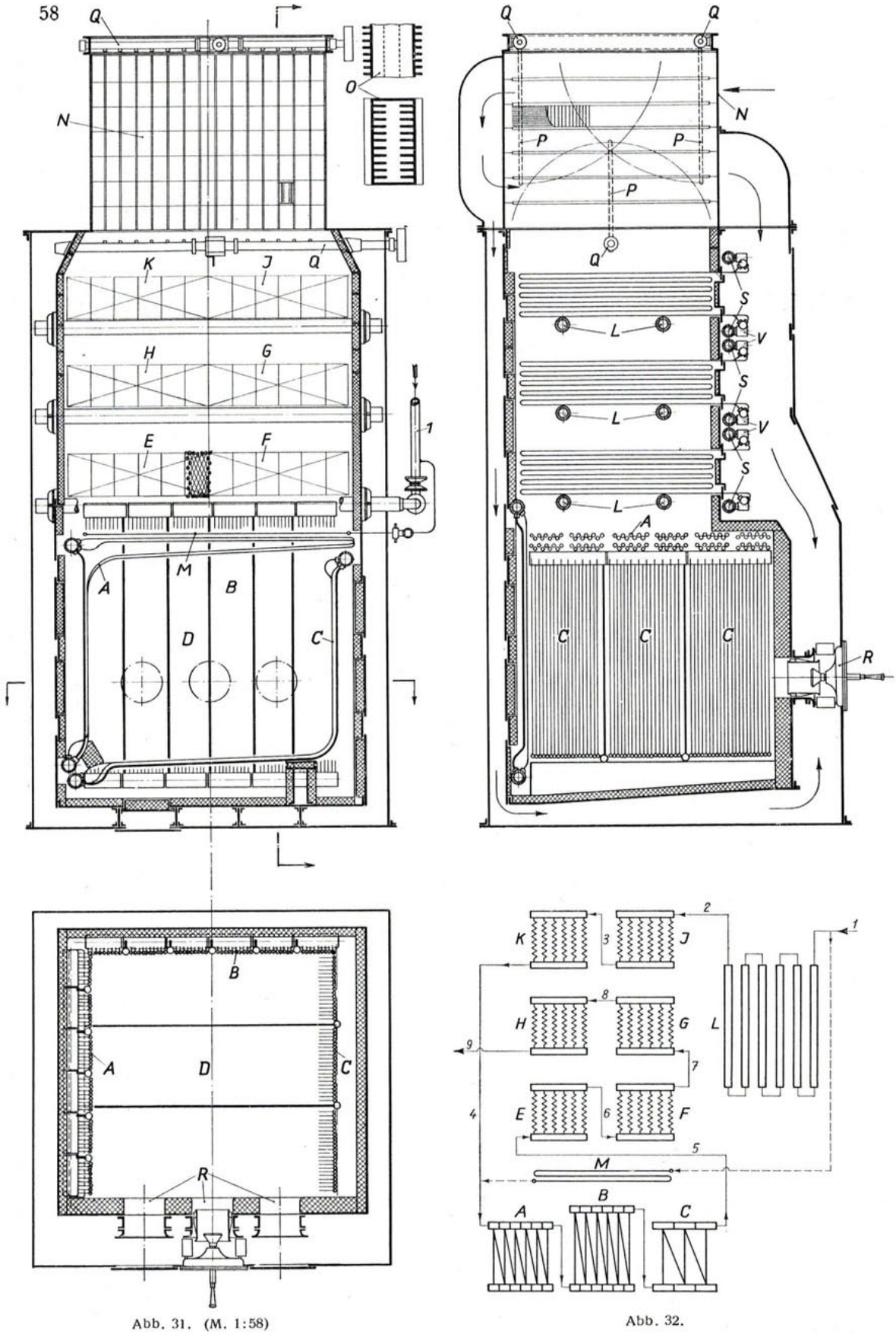


Abb. 31. (M. 1:58)

Abb. 32.

Strahlungsteiles *C* wird das Wasser durch die Leitung 5 in den Verdampferteil *E* geleitet und sodann durch die Leitung 6 dem Verdampferteil *F* zugeführt. Aus diesem gelangt der Dampf über die Leitung 7 in die beiden durch die Leitung 8 verbundenen Überhitzergruppen *G* und *H*, um dann in die Hauptdampfleitung 9 abzuströmen. Für sämtliche oberhalb des Feuerraums gelegenen Heizflächen wurden Rohre von 17/24 mm Durchm. verwendet.

Der Luftvorwärmer *N*, Abb. 31, setzt sich aus Elementen *O* von rechteckigem Querschnitt zusammen (ähnlich dem Nadelluftvorwärmer Abb. 53), welche im Innern waagerechte, außen senkrechte Rippen aufweisen. Zwischen den senkrechten Außenrippen sind drei Gruppen *Q* drehbarer Rußbläser *P* angeordnet. Die Luft wird, wie durch Pfeile angedeutet, nach doppeltem Durchtritt durch den Luftvorwärmer an der Vorderseite des Kessels herunter den Brennern *R* zugeführt; ein Teil der Luft wird nach einfachem Durchtritt abgezweigt und zur Kühlung der ausgemauerten Rück- und Seitenwände des Kesselgehäuses verwendet.

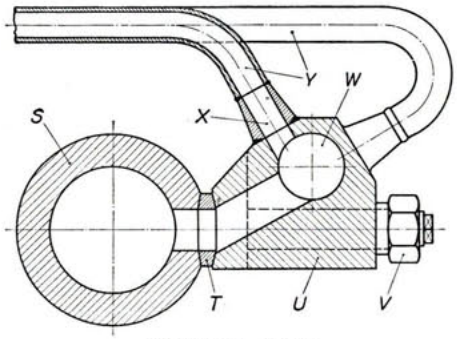


Abb. 33. (M. 1:5,2)

Die Befestigung der Rohre an den einzelnen Sammelkästen zeigt Abb. 33. Auf die einteiligen nahtlos gezogenen Sammler *S* sind unter Zwischenlage von Dichtungsscheiben *T* Stutzen *U* gesetzt, welche mittels Schrauben *V* fest an die Sammler gepreßt werden. In die Längsbohrung *W* der Stutzen münden eine Reihe kleinerer Bohrungen, deren Mündungen *X* mit den eigentlichen Wasser- bzw. Dampfrohren *Y* verschweißt werden. Nach Lösen der Muttern kann man also, ohne das ganze Rohrbündel herausziehen zu müssen, eine kleinere Gruppe von Rohren, s. Abb. 31, zur Auswechselung oder Untersuchung aus dem Kessel herausziehen.

Da der Weg des Wassers durch den Kessel relativ lang ist, ist die Durchflußzeit entsprechend hoch; andererseits soll der Beginn der Verdampfung sehr genau an der gleichen Stelle des Kessels gehalten werden. Um daher die Änderung des Dampfzustandes im Kessel dem Betriebspersonal schneller anzuzeigen und ein früheres Ansprechen der Regelorgane zu erreichen, wird beim Benson-Kessel noch eine besondere kleine Nebenheizfläche *M* eingebaut, s. Abb. 31 und 32, welche einen lediglich für Meßzwecke vorgesehenen Kurzschlußteil der Heizfläche darstellt. Diese Nebenheizfläche zweigt von der Speiseleitung 1 kurz vor Eintritt derselben in den Kessel ab, ist oberhalb der Deckenheizfläche des Strahlungsteiles angeordnet und mündet vor dem Strahlungsteil *A* wieder in das allgemeine Durchlaufsystem. In neuerer Zeit sind einzelne Benson-Kessel der Firma Blohm & Voß auch mit einer Trommel ausgerüstet worden, welche zwischen dem letzten Verdampferteil und dem Überhitzer eingeschaltet wird und zur Abscheidung des mitgeführten Wassers und der darin enthaltenen Verunreinigungen (Salzgehalt) aus dem Dampfwassergemisch dient.

§ 32. **Besondere Kesselsysteme. Vorbemerkung.** Außer den in den vorhergehenden Paragraphen behandelten modernen Schiffskesseln gibt es noch eine Reihe interessanter Konstruktionen, welche allerdings auf Schiffen bisher nur vereinzelt zur Ausführung gekommen sind; es mögen daher für die nachfolgenden Beschreibungen dieser Kessel schematische Zeichnungen genügen.

§ 33. **Der Sulzer-Kessel** ist ein trommelloser Zwangsdurchlaufkessel, welcher im Prinzip nur aus einem einzigen Rohr besteht, in welches an einem Ende Wasser

eingespeist und aus dessen anderem Ende überhitzter Dampf entnommen wird. Er wird daher als „Einrohrkessel" bezeichnet. Die Verwendung nur eines einzigen Rohres kommt allerdings nur für kleinere Kessel in Frage; bei höheren Kesselleistungen werden, um bei der größeren Dampfmenge die gleichen Wasser- und Dampfgeschwindigkeiten beibehalten zu können, eine entsprechende Anzahl Rohre parallel nebeneinandergeschaltet.

Der Sulzer-Kessel ist in Abb. 34 schematisch dargestellt. Das Speisewasser wird durch die Speisepumpe *A* in den oben im Kessel angeordneten Rauchgasspeisewasservorwärmer *B* gedrückt und sodann in dem als Strahlungsheizfläche ausgebildeten Verdampfer *C* bis auf einen geringen Feuchtigkeitsgehalt verdampft. Von hier

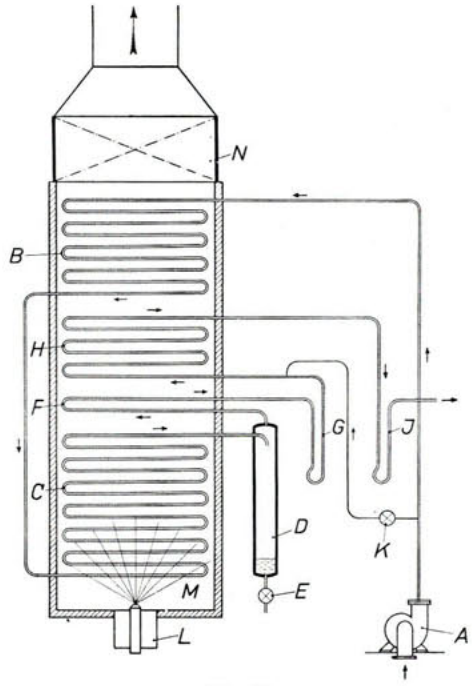


Abb. 34.

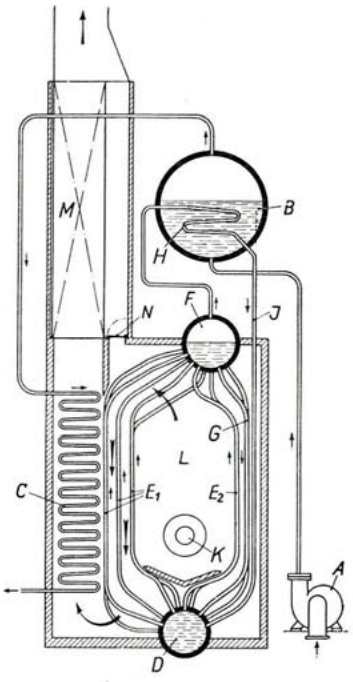


Abb. 35.

aus gelangt der Naßdampf in die Abscheideflasche *D*, welche an ihrem unteren Ende ein automatisch gesteuertes Ventil *E* besitzt. Diese Einrichtung dient dazu, die im Dampf enthaltenen Wassertröpfchen, in welchen sich alle im Speisewasser enthaltenen Verunreinigungen angesammelt haben, auszuscheiden. Der nicht ausgeschiedene Rest an Feuchtigkeit wird im Nachverdampfer *F* verdampft, welcher nur aus wenigen Rohrschlangen besteht und den Dampf leicht überhitzt. Um Vorstehendes zu erreichen, ist es notwendig, bei jeder Kesselbelastung vor der Abscheideflasche Dampf von gleichem Feuchtigkeitsgehalt zu haben. Das wird durch die Einschaltung eines sog. Zwischenthermostaten *G* hinter dem Nachverdampfer erreicht, welcher entweder die in den Kessel gespeiste Wassermenge oder die verbrannte Heizölmenge regelt und gleichzeitig auch das Abschlämmventil *E* steuert. Der Dampf wird dann in dem über dem Nachverdampfer liegenden, als Berührungsheizfläche ausgebildeten Überhitzer *H* auf seine endgültige Temperatur gebracht und strömt von dort über den sog. Endthermostaten *J* zur Maschine. Der Endthermostat regelt die Überhitzungstemperatur, indem er ein mit der Speisewasserdruckleitung in Verbindung stehendes Ventil *K*

beeinflußt, durch welches Speisewasser in die erste Rohrschlange des Überhitzers eingespritzt werden kann. Außerdem ist in die Dampfleitung zur Maschine noch ein sog. Druckempfänger eingeschaltet, welcher bei zu hohem Kesseldruck das sog. Anfahrventil (eine direkte Verbindung zum Kondensator) öffnet.

Die Beheizung erfolgt von der Unterseite des Kessels aus durch einen oder mehrere Ölbrenner L; da der Kessel auf Säulen steht, sind diese Brenner trotz ihrer für den Schiffsbetrieb ungewöhnlichen Anordnung noch zugänglich. Die Feuerkammer M ist ringsherum mit dem Rohrschlangensystem der Verdampferheizfläche C ausgekleidet. Aus dem Feuerraum strömen die Rauchgase in geradem Aufwärtsstrom durch den Nachverdampfer F, den Überhitzer H, den Rauchgasspeisewasservorwärmer B und den Luftvorwärmer N nach dem Schornstein ab.

Was die praktische Ausführung des Sulzer-Kessels als Schiffskessel betrifft, sei auf den Kessel des Dampfers „Kertosono“[1]) hingewiesen; dort sind die Heizflächen aus einzelnen auswechselbaren Rohrpaketen mit mehreren parallelen Schlangen zusammengesetzt. Zur Entwicklung eines laufend verwendeten Schiffskesseltyps ist es bisher noch nicht gekommen, so daß es sich im Vorstehenden nur um die Erläuterung des Prinzips handeln kann.

§ 34. **Der Schmidt-Hartmann-Kessel,** s. Abb. 35, hat zwei getrennte Kreisläufe. Im ersten, völlig in sich abgeschlossenen (primären) Kreislauf wird Dampf von hohem Druck erzeugt, durch dessen Wärmeinhalt im zweiten (sekundären) Kreislauf der eigentliche Betriebsdampf von dem verlangten niedrigeren Betriebsdruck erzeugt wird. Der Primärkessel ist ein Wasserrohrkessel mit natürlichem Wasserumlauf, während der Sekundärkessel nur aus einer Trommel besteht.

Das Speisewasser wird durch die Speisepumpe A in die außerhalb des Verbrennungsraumes liegende Trommel B gedrückt. Hier erfolgt die Verdampfung durch das Heizrohrsystem H, in welches der Dampf des Primärkessels geleitet wird; dieser kondensiert dort unter Wärmeabgabe. Der entwickelte Sattdampf niedrigen Druckes wird in dem aus Rohrschlangen bestehenden Überhitzer C überhitzt und strömt dann zur Maschine.

Der Primärkessel besteht aus einer Untertrommel D und einer Obertrommel F, welche durch die Steigrohrbündel E_1 und E_2 miteinander verbunden sind. Das in dem Rohrsystem H niedergeschlagene Kondensat läuft durch die Rohre J zur Untertrommel D zurück. Zur Erhaltung des natürlichen Wasserumlaufes im Primärteil sind unbeheizte Fallrohre G vorgesehen.

Die Feuerung des Schmidt-Kessels erfolgt von der Stirnwand des Kessels aus durch einen Ölbrenner K. Der Feuerraum L ist auf beiden Seiten durch dichte bestrahlte Rohrwände abgeschlossen, welche durch die beiden ersten Rohrreihen der Steigrohrbündel E_1 und E_2 gebildet werden. Aus dem Feuerraum treten die Rauchgase oben in das hier aufgelockerte Rohrbündel E_1 ein und streichen in demselben, wie durch die großen Pfeile angedeutet, von oben nach unten; zur Führung der Rauchgase sind in diesem Bündel sowohl die beiden ersten als auch die beiden letzten Rohrreihen zu einer dichten Rohrwand zusammengezogen. Die Rauchgase verlassen das Rohrbündel E_1 in seinem ebenfalls aufgelockerten untersten Teil und durchstreichen dann den Überhitzer C und den Luftvorwärmer M. Zur Regelung der Überhitzungstemperatur ist über dem oberen Teil des Steigrohrbündels E_1 eine Klappe N vorgesehen, welche, wenn geöffnet, einem Teil der Rauchgase gestattet, den Überhitzer sowie den Luftvorwärmer zu umgehen.

[1]) Vgl. „Werft, Reederei, Hafen“, 1936, Heft 12; „Die Wärme“, 1936, Heft 44.

In dem feuerbeheizten geschlossenen Primärkreislauf des Schmidt-Kessels muß absolut reines Wasser zirkulieren; der dampfbeheizte Sekundärkreislauf und damit der Kessel überhaupt ist gegen Verunreinigungen des Speisewassers unempfindlich. Zwischen dem Primärkreislauf und dem Sekundärkreislauf muß selbstverständlich ein beträchtlicher Druck- und Temperaturunterschied bestehen, um das Heizrohrsystem im Sekundärkessel klein halten zu können. Bei einer neueren Ausführung beträgt der Druck im Primärkreislauf, zunehmend mit steigender Kesselbelastung bei Maximallast 85 atü und im Sekundärkreislauf 52 atü; die entsprechenden Sattdampftemperaturen betragen bis zu 310° C bzw. 265 °C. Der Genehmigungsdruck des Primärsystems liegt im vorliegenden Beispiel bei 105 atü, so daß das Sicherheitsventil auch bei verschmutzter Verdampfungsheizfläche nicht zum Abblasen kommt.

§ 35. **Der Löffler-Kessel,** Abb. 36, arbeitet ebenfalls mit indirekter Verdampfung, wobei aber der primäre, d. h. der Heizkreislauf, überhitzten Dampf führt. Das Speisewasser wird durch die Speisepumpe *A* in den aus Rohrschlangen bestehenden Rauchgasspeisewasservorwärmer *B* gedrückt und gelangt vorgewärmt von dort über eine Speiserinne *C* in die außen an einer Seitenwand des Kessels angeordnete horizontale Verdampfungstrommel *D*. Hier wird das Wasser dadurch verdampft, daß überhitzter Dampf durch eine Reihe trichterförmiger Rohre *E* unter den Wasserspiegel geleitet wird. Der entstehende Sattdampf wird der Trommel durch ein Sammelrohr *F* entnommen und durch eine Dampfumwälzpumpe *G* zwei Verteilern *H* zugedrückt, die unten im Kesselboden von vorn nach hinten verlaufen. Von hier aus verteilt sich der Dampf in die Rohre des den Feuerraum auskleidenden ersten Strahlungsüberhitzers *J*, um sich nach Durchströmen derselben in dem zentralen Sammler *K* wieder zu vereinigen. Die Rohre dieses ersten Strahlungsüberhitzers sind so angeordnet, daß immer abwechselnd ein Rohr aus dem einen Verteiler *H* neben einem Rohr aus dem anderen Verteiler *H* liegt; dadurch wird rund um den Feuerraum *V* eine geschlossene Strahlungswand gebildet, deren Rohre der Dampf abwechselnd in der einen und der anderen Richtung durchströmt. Der Sammler *K* ist hinten mit dem querliegenden Verteiler *L* verbunden, in welchen die Rohrschlangen des zweiten Strahlungsüberhitzers *M* eingewalzt sind, der die hintere Wand des Feuerraumes bedeckt. Der Dampf strömt durch diese Rohre in den Sammler *N* und weiter zu den längs beider Seiten des Kessels angeordneten Verteilern *O*. Von hier aus durchströmt der Dampf das Rohrschlangensystem des ersten Berührungsüberhitzers *P*, und zwar wird wie beim Strahlungsüberhitzer die eine Schlange von links, die nächste von rechts durchflossen. Der Dampf wird in der hinteren Hälfte des Sammlers *Q* wieder gesammelt und dann von dessen vorderer Hälfte auf die Rohrschlangen des zweiten Berührungsüberhitzers *R* verteilt, die er durch die Sammler *S* verläßt. Der überhitzte Dampf wird dann von beiden Kesselseiten her dem Verteilerstutzen *T* zugeführt, der einen Teil des Dampfes an die Maschine abgibt, während der andere zur Erzeugung von Sattdampf in die Wassertrommel *D* geleitet wird.

Der Kessel wird durch Ölbrenner *U* gefeuert. Die Rauchgase treten aus dem mit den dichten Rohrwänden des ersten Strahlungsüberhitzers *J* ausgekleideten Feuerraum *V*, wie die großen Pfeile andeuten, an der die Rückwand des Feuerraumes bildenden Rohrwand des zweiten Strahlungsüberhitzers *M* emporsteigend, in einen waagerecht über dem Feuerraum verlaufenden Zug ein. In diesem durchstreichen sie nacheinander den ersten und den zweiten Berührungsüberhitzer *P* bzw. *R* und anschließend den Speisewasservorwärmer *B*. Ihre restliche Wärme geben sie in dem Ljungström-Luftvorwärmer *W* ab.

Wie man sieht, handelt es sich hier um eine recht verwickelte Konstruktion mit verschiedenen, nicht leicht zu beherrschenden Einzelheiten (z. B. die Dampfumwälz-

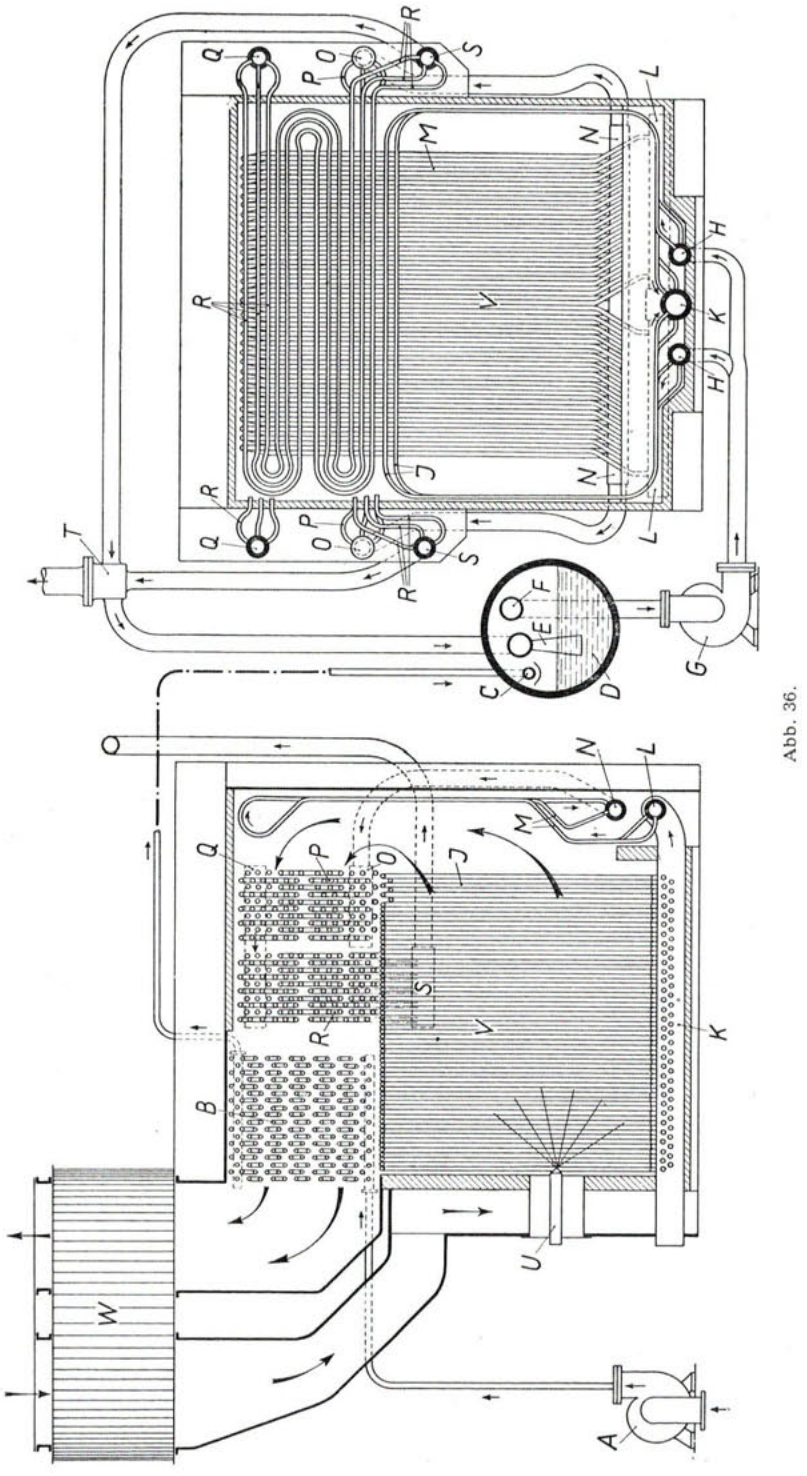


Abb. 36.

pumpe). Der einzige bisher ausgeführte Löffler-Schiffskessel befindet sich auf dem italienischen Dampfer „Conte Rosso“[1]).

§ 36. **Der Velox-Kessel**[2]) unterscheidet sich von sämtlichen vorgenannten Kesselarten besonders dadurch, daß die Verbrennung unter relativ hohem Druck stattfindet, woraus sich sehr hohe Rauchgasgeschwindigkeiten ergeben.

Abb. 37 gibt eine schematische Darstellung dieses Kessels mit den zugehörigen Hilfseinrichtungen. Das Speisewasser wird mittels der Speisepumpe *A* durch einen Rauchgas-Speisewasservorwärmer *B* in die vertikale Wassertrommel (Abscheider) *C* gefördert. Aus dieser wird dasselbe durch die Umwälzpumpe *D* entnommen und in die untere Wasservorlage *E* des eigentlichen Kessels gedrückt, über welcher sich, im

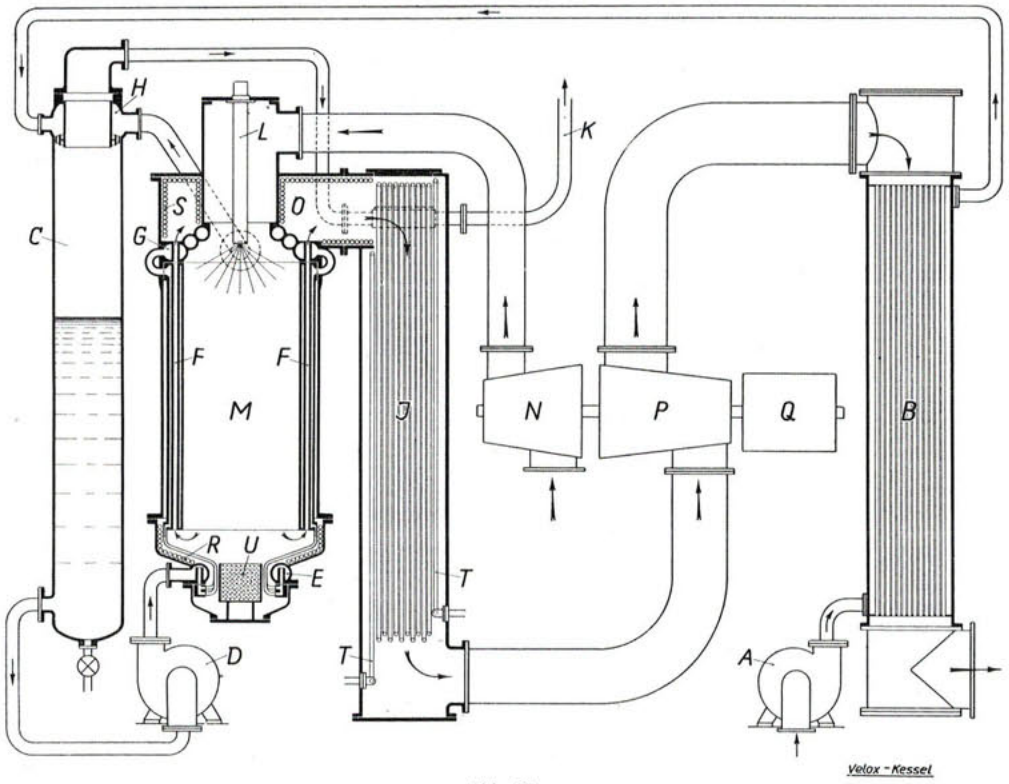


Abb. 37.

Kreise angeordnet, eine Reihe besonderer austauschbarer Verdampferrohre *F* befindet. Diese bestehen aus einem zylindrischen Wassermantel, welcher aus der unteren Wasservorlage *E* gespeist wird und in der Mitte von unten nach oben von den Rauchgasen durchströmt wird.

Das in diesen Verdampferrohren erzeugte Dampfwassergemisch sammelt sich in der unteren Ringkammer der oben im Kessel angeordneten Vorlage *G* (die beiden oberen konzentrischen Ringkammern dienen zur Kühlung der Vorlage und werden nacheinander von Wasser aus der Druckleitung der Umwälzpumpe durchflossen). Aus der unteren Ringkammer wird das Dampfwassergemisch dem oberen Teil *H* der Abscheidetrommel *C* zugeführt, in welchen auch das im Rauchgasspeisewasservorwärmer

[1]) Vgl. „Marine Engineer“ 1937, S. 106 u. 1938, S. 196.
[2]) Vgl. „Die Wärme“, 1937, Heft 51 und Jahrbuch d. Schiffbautechn. Ges. 1938.

B vorgewärmte Wasser einmündet; die Zuführung erfolgt tangential, so daß sich durch die dabei entstehende Schleuderwirkung Dampf und Wasser trennen. Der vom Wasser befreite Dampf wird dem getrennt vom Kessel aufgestellten, aus vertikalen Rohrschlangen bestehenden Überhitzer *J* zugeführt und gelangt von dort durch das Rohr *K* zur Maschine. Die durch die Umwälzpumpe aus der Abscheidetrommel entnommene und in der beschriebenen Weise umgewälzte Wassermenge beträgt etwa das 10fache der Speisewassermenge.

Die Feuerung des Velox-Kessels erfolgt von oben durch einen Ölbrenner *L*. Die Verbrennungsgase strömen in der Brennkammer *M*, in welcher die ringsherum angeordneten Verdampferrohre *F* als Strahlungsheizfläche wirken, zunächst nach unten, um dann, wie beschrieben, im Innern der Verdampferrohre aufwärtsströmend durch Berührung weitere Wärme abzugeben. Da die Gasquerschnitte in den Verdampferrohren (50 bis 70 mm l. Durchm.) verhältnismäßig eng sind, ergeben sich zwangsläufig sehr hohe Gasgeschwindigkeiten (bis über 200 m/sek), welche für den Wärmeübergang günstig sind. Um die infolge der großen Gasgeschwindigkeiten erhöhten Strömungswiderstände überwinden zu können, wird die Brennkammer unter Überdruck gefahren (bis zu 2,5 atü); der Druck wird durch die aus dem Kompressor *N* zugeführte Verbrennungsluft aufrecht erhalten. Die Verbrennungsgase sammeln sich nach Austritt aus den Verdampferrohren in der Vorlage *O* und strömen von dort durch den Überhitzer, um dann in der Abgasturbine *P*, welche zum Antrieb des Luftkompressors *N* dient, entspannt zu werden; die den Heizgasen in ihr entzogene Energie gelangt, von geringen Verlusten abgesehen, in Form von Verdichtungswärme mit der Verbrennungsluft wieder in den Kessel zurück. Zum Anfahren des Luftkompressors sowie zur Regelung während des Betriebes ist ein über ein Zahnradgetriebe arbeitender Elektromotor *Q* vorgesehen. Nach Entspannung in der Abgasturbine geben die Rauchgase ihre verfügbare Restwärme noch im Speisewasservorwärmer *B* ab und strömen dann dem Schornstein zu.

Um die Wände des Kesselunterteils, der Rauchgasvorlage *O* und des Überhitzergehäuses zu schützen, sind diese mit dichten Rohrwänden *R*, *S* und *T* ausgekleidet, welche — an die Druckleitung der Umwälzpumpe angeschlossen — parallel zu den Verdampferrohren vom Wasser durchströmt werden. Am Boden des Feuerraumes ist ein Schamottestein *U* angeordnet, welcher bei vorübergehendem Absetzen des Kessels als Wärmespeicher dient.

Abschnitt III.

Überhitzer, Vorwärmer, Feuerungen und Kesselzubehör.

1. Überhitzer.

§ 37. **Überhitzung.** Allgemeines. Im 1. Bd. und 2. Bd. dieses Werkes ist bereits ausführlich über die wirtschaftlichen Vorteile der Überhitzung für Kolbenmaschinen und Turbinen gesprochen worden. Ferner sind hier in Anh. 5 u. 6 Betrachtungen über die durch Überhitzung von verschiedener Höhe erzielbaren Brennstoffverbrauchsziffern angestellt, während über die Grenzen, die der Überhitzung durch die Eigenschaften der zur Verfügung stehenden Materialien gezogen sind, Anh. 18 Aufschluß gibt. Es soll daher hier nur die konstruktive Ausgestaltung der Überhitzer besprochen werden.

Man kann die sehr verschiedenartig gestalteten Überhitzer etwa in folgende Gruppen einteilen:

1. Rauchkammerüberhitzer sind Überhitzer, welche in die Rauchkammern von Zylinderkesseln eingehängt und der gesamten Heizfläche des Kessels nachgeschaltet sind. Mit solchen Überhitzern kann man höchstens eine Trocknung des Dampfes oder eine ganz geringe Überhitzung erzielen, z. B. etwa 275° C, ausgehend von Sattdampf von 15—17 atü Spannung.

2. Rauchrohrüberhitzer sind Überhitzer, welche in die Rauchrohre der Zylinderkessel eingeschoben sind. Man nennt solche Überhitzer nach ihrem Erfinder meistens Schmidtsche Rauchrohrüberhitzer. Man kann mit diesen Dampftemperaturen von 300—320° C erzielen.

3. Feuerkammerüberhitzer sind Überhitzer, welche in die Feuerkammern, namentlich von Zylinder-, Capus- oder Howden-Johnson-Kesseln eingehängt sind und mit Rauchrohrüberhitzern kombiniert werden, wenn die Überhitzung höher getrieben werden soll, als dies mit Rauchrohrüberhitzern allein möglich ist.

4. Rohrbündelüberhitzer sind Überhitzer, welche aus parallel geschalteten Rohrschlangen zu Bündeln zusammengebaut sind, die in geeigneter Weise zwischen die Rohrbündel von Wasserrohrkesseln eingeschoben werden.

Mit solchen Überhitzern werden bei heutigen modernen Anlagen Temperaturen von 420—450° C erzielt. In Ausnahmefällen treibt man die Überhitzung bis auf etwa 480° C.

5. Getrennt gefeuerte Überhitzer werden wegen ihres beträchtlichen Gewicht- und Raumbedarfes sowie wegen der Schwierigkeit ihrer Bedienung sehr selten verwendet.

6. Strahlungsüberhitzer sind vom Dampf durchströmte Rohrwände, die einen Teil der Feuerraumauskleidung von Wasserrohrkesseln bilden.

Bei der Bemessung der einzelnen Teile des Überhitzers, insbesondere des Rohrsystems, ist auf die Einhaltung einer bestimmten Dampfgeschwindigkeit zu achten; sie darf nicht zu gering sein, um eine ausreichende Kühlung aller Rohre sicherzustellen, aber auch nicht zu hoch, um den Druckverlust zwischen eigentlichem Kessel und Dampfleitung nicht zu groß werden zu lassen.

In Tabelle 6 sind Dampfgeschwindigkeiten in ausgeführten Überhitzern angegeben.

Wichtig ist es, den parallel geschalteten Rohrschlangen gleiche Länge und damit auch gleichen Widerstand zu geben, da sonst die Dampfmenge sich ungleichmäßig auf die Rohre verteilt und die Rohre mit großem Widerstand nicht ausreichend gekühlt werden. Ebenso sollten Gassen in den Rohrbündeln möglichst vermieden werden, da die an diesen liegenden Rohre leicht zu stark überhitzt werden. Sind zwei parallel geschaltete Bündel von Überhitzerschlangen vorhanden, so sollen die Widerstände der Naßdampfleitungen, die den Dampf dem Überhitzer zuführen und der Heißdampfleitungen bis zur Wiedervereinigung möglichst gleich sein, da sich sonst die Dampfmengen ungleichmäßig verteilen.

Von wesentlichem Einfluß auf die Größe des Überhitzers ist seine Lage zum Feuerraum; je weniger Heizfläche ihm vorgeschaltet ist, desto kleiner wird der Überhitzer. Auch die Tatsache, daß die Schwankungen der Heißdampftemperatur bei verschiedenen Kessellasten um so geringer werden, je näher der Überhitzer dem Feuer liegt, veranlaßt die Konstrukteure dazu, die Überhitzer neuerdings immer näher an das Feuer heranzurücken.

Dieser Tendenz wirken die Schwierigkeiten entgegen, welche der Wärmebeanspruchung des Materials entspringen. Bei geeigneter Speisewasserpflege sind es nicht einmal so sehr die Rohre, welche diese Schwierigkeiten bereiten, als vielmehr Halte-

Tabelle Nr. 6.

Abmessungen von Überhitzern.

Schiff	Kessel				Kesselheizfläche H	Überhitzerheizfläche $\ddot{U}$	Verhältnis $\ddot{U}/H$	Überhitzerbauart	Überhitzerschlangen				Dampfgeschwindigkeit	
	Bauart	Dampf-							Anzahl Z	Länge L	Rohrdurchmesser D	Gesamtquerschnitt F	Naßdampf V_N	Heißdampf V_H
		Menge je Kessel t/h	Druck atü	Temperatur °C	m²	m²				m	mm	cm²	m/sek	m/sek
Cairo	Zylinderkessel	1,65	13	330	90	40,5	0,45	Schmidt	24	24	23/17	55	12,0	16,3
Möve	Capus-Kessel	2,5	16	350	130	56	0,43	Veshage	38	26,1	22/17	86	9,6	13,5
Porta	Zylinderkessel	3,33	14,5	330	148	63,5	0,43	Schmidt	48	19,5	22/16	97	12,4	16,9
Adana	Zylinderkessel	3,7	13	330	198	90	0,45	Schmidt	72	21,4	23/17	163	9,1	12,4
Weser	Zylinderkessel	4,5	14,5	330	215	101,5	0,47	Schmidt	57	25,1	22/16	114	14,3	19,5
Lichtenfels	Zylinderkessel	5,5	15	350	260	122	0,469	Schmidt	84	20,5	23/18	214	9,0	12,7
Unitas	Zylinderkessel	6,75	17,6	325	279	111,5	0,327	Schmidt	81	21,2	22/16	163	12,6	16,8
Ile de Beauté	Capus-Kessel	6,5	16	300	285	102	0,357	Schmidt	70	20,4	25/20	220	9,8	12,5
Tannenberg	Wagner	25	60	460	300	120	0,40	Rohrschlangen	30	44,8	29/24	136	16,6	27,4
General von Steuben	Zylinderkessel (Einender)	7,6	14,5	330	343	87	0,27	Schmidt	110	19,2	22/16	221	12,5	17,0
Leichtes Fahrgastschiff	Bauer-Wagner	27	70	425	323	105	0,325	Rohrschlangen	84	20	20/16	169	12,2	18,8
Cobra	Vulcan (Schulz)	9,3	14	350	375	90	0,24	Rohrschlangen	24	19	40/34	218	15,9	22,5
Gneisenau	Deschimag-Wagner	36	50	450	607	260	0,43	Rohrschlangen	72	38,3	30/24,5	339	11,6	18,3
Scharnhorst	Deschimag-Wagner	36	50	450	650	208	0,32	Rohrschlangen	2×24	49	30/25	234	16,9	26,5
Europa	Blohm & Voß	25	22	375	840	240	0,21	Rohrschlangen	98	25	32/26	520	11,8	17,1
Bremen	Deschimag (Schulz)	35	23	375	1100	250	0,23	Rohrschlangen	56	40,2	40/34	508	16,2	23,4

rung und Gestelle der Überhitzer, welche verhältnismäßig schnell verzundern, sich verbiegen oder sonstwie unbrauchbar werden. Bei Kesselsystemen, in welchen der Überhitzer besonders hohen Temperaturen ausgesetzt ist, werden daher als eigentliche Traggerüste vom Speisewasser durchflossene Rohre von größerem Durchmesser und größerer Wandstärke verwandt.

Die Überhitzergestelle werden nach Möglichkeit so ausgebildet, daß man — insbesondere bei Rohrbündelüberhitzern — sowohl den Überhitzer als Ganzes, als auch jedes einzelne Rohr desselben ziehen kann.

Während sich bei Heißdampftemperaturen bis zu 380° die Befestigung der Rohrschlangen an den Sammelkästen mit aufgestauchten Bunden und Bügelschrauben, durch welche dieselben auf die Dichtungsfläche gepreßt werden, durchaus bewährt hat, genügt diese Ausführung für die neuerdings verwandten Heißdampftemperaturen über 400° nicht mehr ganz; hier werden die Rohre daher meist durch Einwalzen oder Anschweißen mit den Sammlern verbunden.

Die Überhitzer müssen stets von der Hauptdampfleitung absperrbar sein. Vom Kessel brauchen sie nach den neuesten gesetzlichen Vorschriften nicht absperrbar sein, wenn mehrere Kessel vorhanden sind, so daß im Falle der Beschädigung eines Überhitzers der ganze Kessel unbedenklich abgesetzt werden kann.

Beim Anfahren der Kessel werden die Überhitzer gewöhnlich mit Kondensat aufgefüllt, um eine Überhitzung der Rohre, bevor eine Dampfentnahme stattfindet, zu vermeiden. Sobald wie möglich stellt man in irgendeiner Weise einen Durchfluß her, zunächst über die Anwärmleitung oder eine besondere Wrasenleitung zum Kondensator, später, sobald der Kessel ausreichenden Druck hat, durch Inbetriebnahme geeigneter Hilfsmaschinen.

Durch ausreichende Bemessung der Obertrommel, durch Prallbleche, besondere Dampfsammler, Dampftrockner oder andere geeignete Maßnahmen muß möglichst verhindert werden, daß dem Überhitzer zu feuchter Dampf oder, beim Überschäumen oder Überspeisen des Kessels, sogar Wasser zugeführt wird, da sonst die im Kesselwasser enthaltenen Salze in den engen und heißen Überhitzerrohren festbrennen und dann die Rohre durch mangelnde Kühlung zu Schaden kommen.

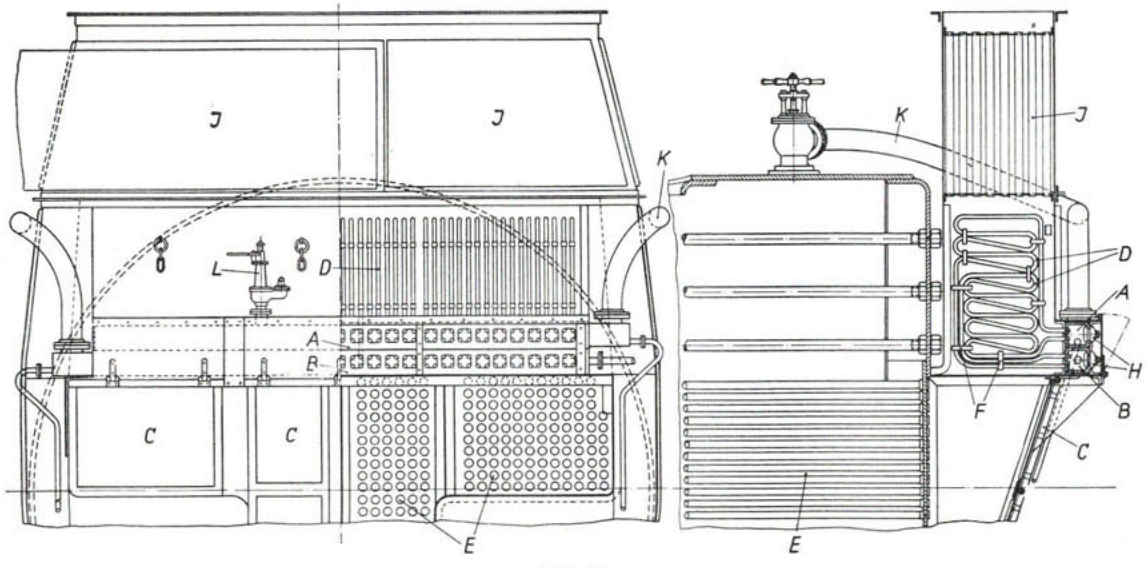


Abb. 38.

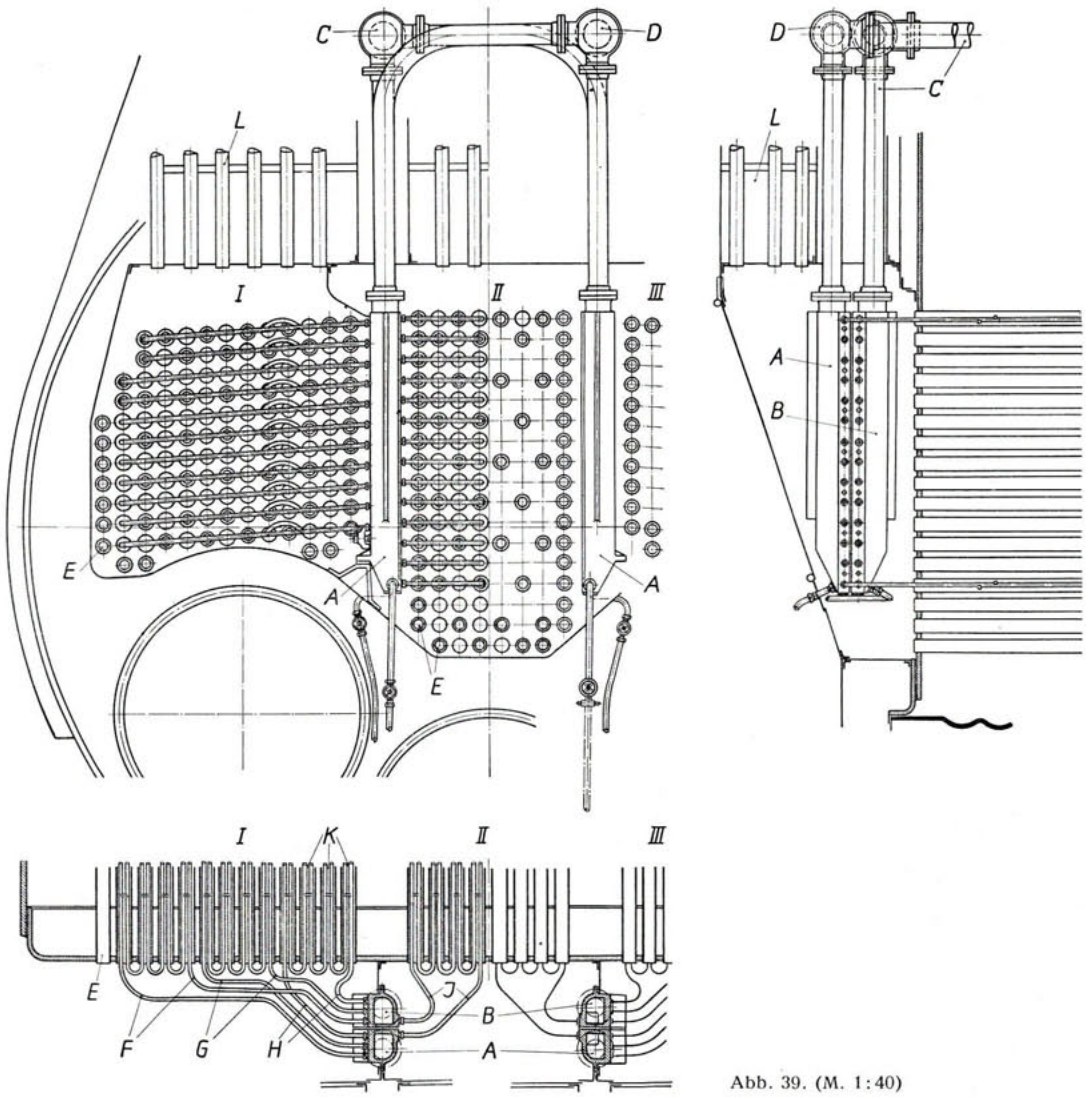


Abb. 39. (M. 1:40)

§ 38. **Rauchkammerüberhitzer.** Die Überhitzung, welche in Deutschland bereits sehr früh Eingang gefunden hat, hat sich in England bekanntlich nur zögernd eingeführt. Dort wurden des einfacheren Betriebes halber zuerst auch nicht Rauchröhrenüberhitzer, sondern Rauchkammerüberhitzer angewendet.

Abb. 38 zeigt als Beispiel den Rauchkammerüberhitzer der englischen Firma Sugden für den Vierflammrohrkessel des in England gebauten Walfangmutterschiffes „Wikingen", s. Schiffsverz. Die Überhitzerrohre *D* liegen so hoch, daß der Zugang zu den gesamten Siederohrbündeln *E* frei ist. Über dem Überhitzer ist noch ein Luftvorwärmer *J* angeordnet. Die Sammelkästen *A* und *B* des Überhitzers liegen unterhalb der Rohrschlangen, und zwar tritt der Naßdampf durch die Leitung *K* in den oberen Sammelkasten *A* ein, während der Heißdampf aus dem unteren Sammelkasten *B* am anderen Ende der Kesselfront abgeleitet wird. Der Naßdampfsammler ist mit einem Sicherheitsventil *L* ausgerüstet. Die Rohrschlangen *D* sind mehrfach

gewunden und durch Schellen *F* gehaltert. In jeder senkrechten Ebene liegen zwei getrennte Schlangen übereinander, von denen die obere drei, die untere sechs Bogen enthält. Die Deckel *H* verschließen die Einwalzöffnungen der Sammelkästen. Die Bedienung der Rauchkammertüren *C* wird durch den Überhitzer nicht gestört.

Die Rauchkammerüberhitzer der geschilderten Art liefern keine hohe Überhitzung — etwa 45—55° über Sattdampftemperatur —, sind dafür aber sehr unempfindlich.

§ 39. **Der Schmidtsche Rauchröhrenüberhitzer.** Bei dem Schmidtschen Überhitzer hat man auf die leichte Zugänglichkeit der Rauchröhren zugunsten einer höheren Überhitzung verzichtet. Die Konstruktion dieses Überhitzers ist aus Abb. 39 zu erkennen. Zwischen je zweien der 3 Rauchrohrgruppen I, II und III liegen 2 Sammelkästen, und zwar ein Heißdampf- und ein Naßdampfsammelkasten *A* bzw. *B*. Die vom Kessel kommende Naßdampfleitung *C* verzweigt sich oberhalb des Luftvorwärmers auf die beiden Naßdampfkästen, während die von den beiden Heißdampfkästen durch die gleiche Gasse des Luftvorwärmers nach oben geführten Heißdampfrohre sich oberhalb des Luftvorwärmers *L* zur Heißdampfleitung *D* des Kessels vereinigen. Einige Reihen *E* der Rauchrohre bleiben frei von Überhitzerelementen; diese Rohre werden üblicherweise mit Retardern ausgerüstet.

Abb. 40. (M. 1:4)

Für die Rohrschlangen der Schmidtschen Überhitzer werden nahtlose Stahlrohre von 16, 17 oder 18 mm l. Durchm. und 22 bzw. 23 mm ä. Durchm., also 2,5 bis 3 mm Wandstärke, verwendet. Die einzelnen Überhitzerschlangen *F*, *G*, *H*, *J* erstrecken sich — s. Abb. 39 — über 3—5 Rauchrohre. Man legt danach je nach Breite der Rauchrohrbündel 2 oder 3 Überhitzerschlangen nebeneinander in eine waagerechte Reihe von Rauchrohren und führt ihre Enden zum gemeinsamen Dampfsammelkasten, der dementsprechend mehrere für eine Rauchrohrreihe bestimmte Rohranschlüsse nebeneinander aufweist. Jedes Überhitzerelement für ein Rauchrohr besteht aus einem haarnadelförmig gebogenen Rohr *K*, das bis zu einer gewissen Tiefe in das Rauchrohr hineinragt. Die Umkehrenden der Haarnadelrohre werden nach verschiedenen Verfahren hergestellt; s. Abb. 40, welche ein geschweißtes und ein vorgeschweißtes geschmiedetes Umkehrende zeigt. Jedes einzelne Haarnadelrohr ist mit angeschweißten Füßen versehen, die es in der Mitte des Rauchrohres halten; am einfachsten schweißt man beide Überhitzerrohre *B* auf ein Flacheisen *C*, s. Abb. 41.

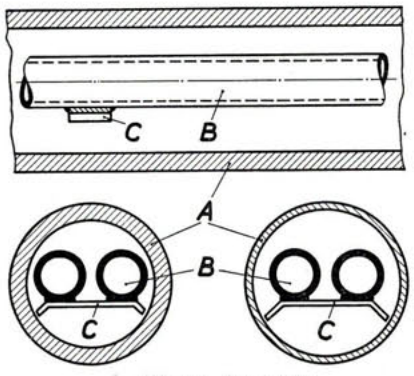


Abb. 41. (M. 1:3,5)

Der Abstand der Überhitzer-Umkehrenden von der Feuerkammer wird in der Regel auf 150 mm bemessen, um zu verhindern, daß die Rohre unter dem Einfluß der heißen Flamme zu stark abzundern, und um die Siederohre, ohne den Überhitzer auszubauen, von der Feuerkammer aus nachwalzen zu können. Neuerdings nimmt man gelegentlich die erwähnten Nachteile in Kauf und verlängert wenigstens einen Teil der Überhitzerrohre bis in die Feuerkammer hinein, um eine höhere Dampftemperatur zu erzielen.

Die Dampfsammelkästen sind in Abb. 42 dargestellt. In den Wandungsteilen *A* und *B* für die Rohre beträgt die Stärke der Sammelkästen 35 mm, im übrigen 22 mm.

Die Sammelkästen ruhen mit einem unten angegossenen Fuß *C* auf einem an den Boden des Rauchfanges angenieteten Winkelblech, während die seitlichen Angußflächen *D* und *E* mit schmalen senkrechten Blechwänden verbunden sind, die, wie

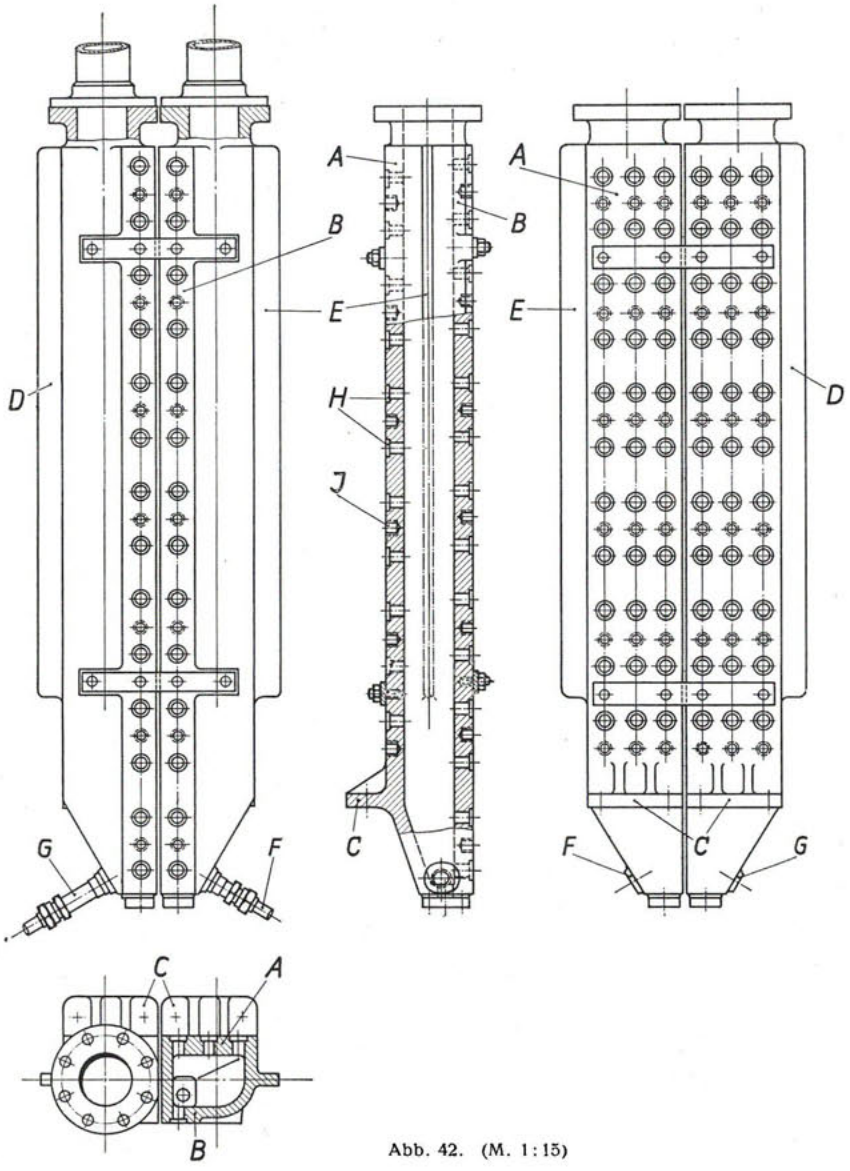


Abb. 42. (M. 1:15)

im Grundriß der Abb. 39 ersichtlich, den Rauchfang in drei Räume unterteilen. Am unteren Ende der Sammelkästen befinden sich Anschlüsse *F* für die Entwässerung und die Befestigung der Meßinstrumente und am Heißdampfkasten ein Anschluß *G* für die Entnahme von Heißdampf zum Rußblasen.

Je 2 Überhitzerrohre werden an den Sammelkästen durch einen besonders gestalteten Bügel befestigt, der die Endbunde der Rohre gegen die entsprechend aus-

gebildeten Bohrungen *H* der Sammelkästen drückt, s. Abb. 43. Je 2 Rohrenden werden durch einen Bügel angedrückt, der durch eine zwischen den beiden Bohrungen eingesetzte Schraube angezogen wird. In Abb. 42 ist zwischen je 2 Lochreihen *H* für den Anschluß der Rohre eine dritte Lochreihe *J* für die Aufnahme dieser Schrauben erkennbar. Zwischen Rohrbund und Auflage in der Rohrbohrung wird ein Packungsring aus nachgiebigem Material (Weicheisen) eingefügt. Die Endbunde werden entweder auf die Rohrenden warm aufgezogen oder es werden fertig bearbeitete Rohrbundteile vorgeschweißt, s. Abb. 43.

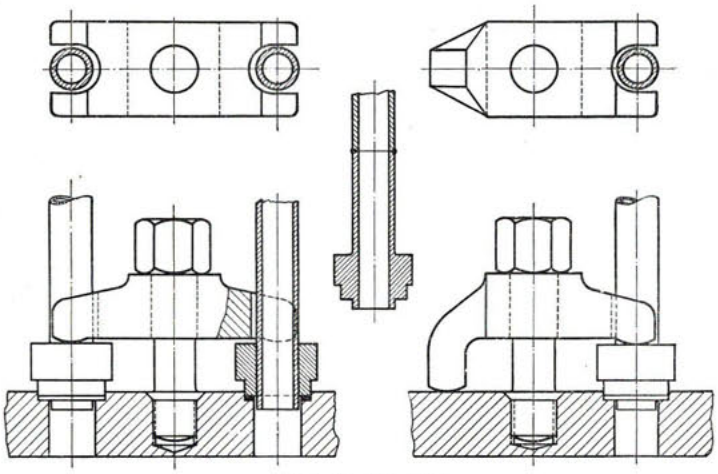


Abb. 43. (M. 1:4)

§ 40. **Feuerkammerüberhitzer.** In neuerer Zeit sucht man die Grenze der Überhitzung, die für Rauchröhrenüberhitzer bei etwa 320—330° C liegt, durch Ausnutzung der relativ hohen Temperaturen der Feuerkammer höherzurücken.

Macht man die Schmidtschen Rauchröhrenüberhitzer-Elemente so lang, daß ein Teil derselben in die Feuerkammer hineinragt, so braucht man für das Ausziehen dieser langen Rohre sehr viel Raum vor den Kesseln; auch wird die Beheizung der Rohre ungleichmäßig, weil die Flamme naturgemäß die untersten Rohre am meisten beheizt. Läßt man, um diesem Übelstand abzuhelfen, die Elemente nach oben hin stufenweise tiefer in die Feuerkammer hineinragen, so wird der Dampf wegen des verschiedenen Widerstandes der einzelnen Elemente ungleichmäßig auf die Rohre verteilt.

Man hat daher, um die Überhitzung zu steigern, Feuerkammerüberhitzer entweder mit den Rauchrohrüberhitzern kombiniert oder auch für sich allein ausgeführt.

Abb. 44 zeigt eine englische Ausführung eines Feuerkammerüberhitzers. An einer unter der Feuerkammerdecke *D* befestigten Schiene *C* ist eine Reihe parallel geschalteter Rohrschlangen aufgehängt. Diese laufen in zwei den Rauchrohren *B* zugewandte Rohrenden aus, welche durch eine Schraubenverbindung *F* mit durch die Rauchrohre geführten Zu- bzw. Ableitungsrohren *G* verbunden werden. Diese durch die Rauchrohre geführten Leitungen sind mit zwei Sammelkästen *K* und *L* durch Klemmbügel der in § 39 beschriebenen Art verbunden. An die Sammelkästen sind die Naß- und Heißdampfleitungen *M* und *N* angeschlossen. Zum Auswechseln der Überhitzer müssen also die beiden Verschraubungen *F* gelöst werden, welche ständig den heißen Gasen ausgesetzt sind und daher leicht festbrennen. Unter den Überhitzerrohrschlangen ist eine Platte *O* vorgesehen, welche die Rauchgase zwingt, ihren Weg durch den Überhitzer zu nehmen.

Zwangloser lassen sich die Feuerkammerüberhitzer bei den kombinierten Zylinder- und Wasserrohrkesseln einbauen. Abb. 45 zeigt einen Capus-Kessel, welcher nicht nur mit Schmidtschen Rauchröhrenüberhitzern, sondern auch mit Feuerkammer-

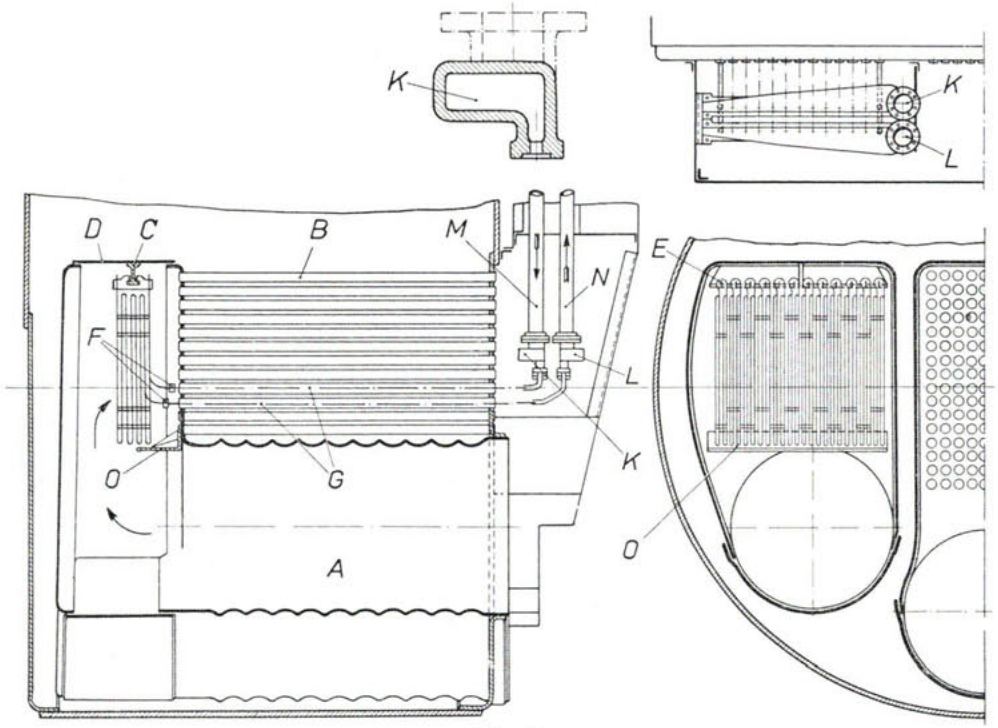


Abb. 44.

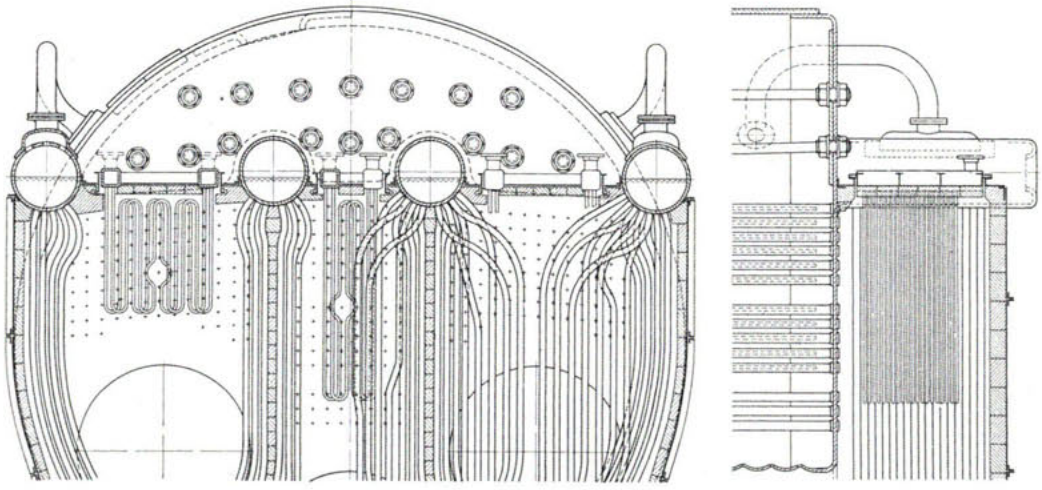


Abb. 45. (M. 1:54)

überhitzern ausgerüstet ist, die von oben zwischen den Dampfsammlern des Wasserrohrteiles in der Feuerkammer aufgehängt werden. Der Dampf wird zunächst im Rauchrohrüberhitzer auf etwa 280° C, auf dem weiteren Wege durch die Feuerkammerüberhitzer auf etwa 380° C erwärmt.

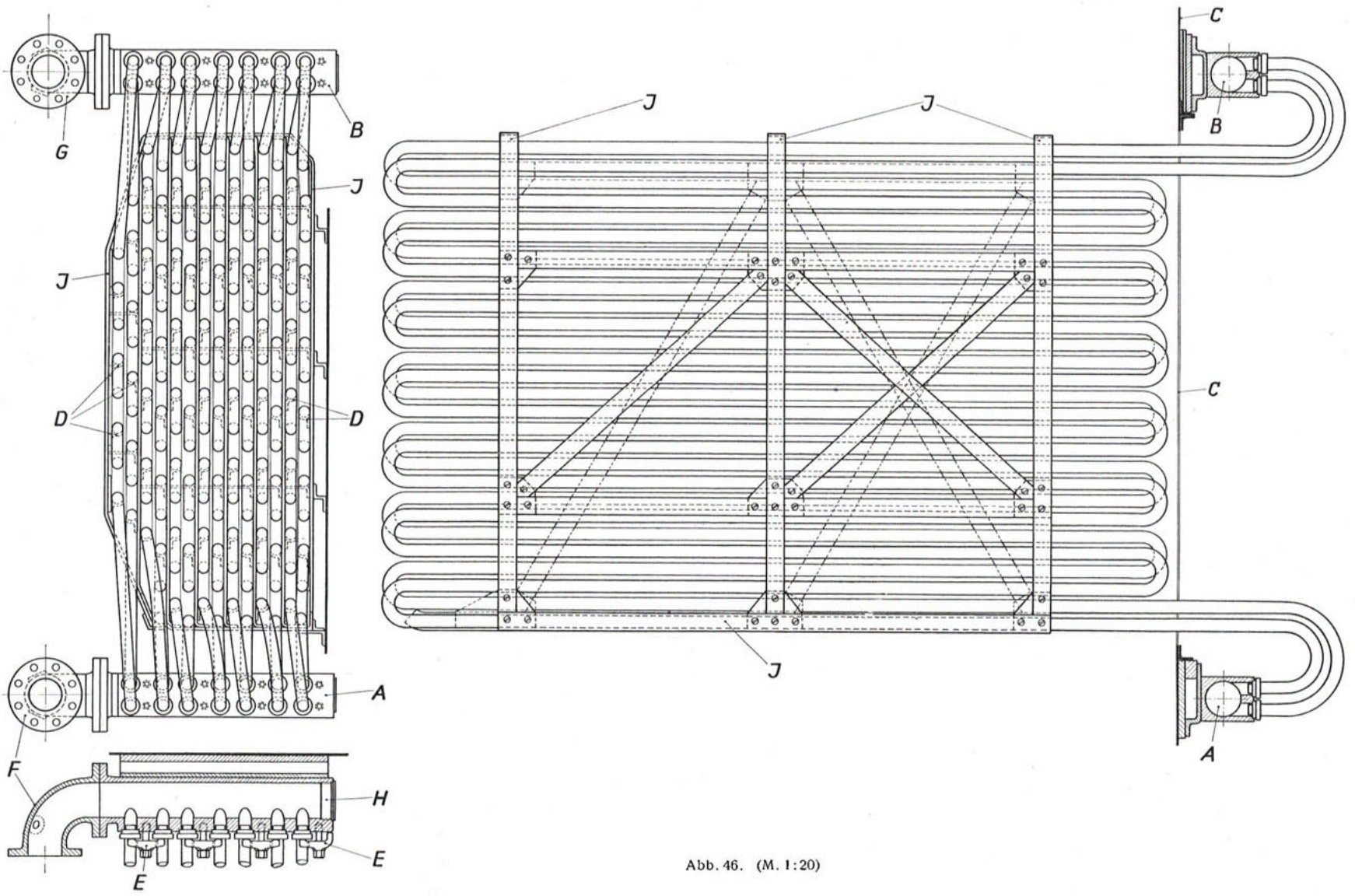


Abb. 46. (M. 1:20)

§ 41. **Rohrbündelüberhitzer.** Überhitzer dieser Art sind aus verschiedenen Abbildungen der beschriebenen Wasserrohrkessel zu ersehen; im nachstehenden sollen zwei derselben als typische Beispiele eingehender beschrieben werden.

1. Abb. 46 zeigt den Überhitzer auf D. „Bremen", vgl. Abb. 18 des ganzen Kessels. Der Überhitzer besteht aus einer Anzahl ebener Rohrschlangen aus nahtlos gewalzten SM-Stahlrohren von 34/40 mm Durchm. Der Dampf tritt im Gegenstrom zu den hier abwärts ziehenden Rauchgasen in den unteren Sammelkasten *A* ein und aus dem oberen *B* aus; beide Kästen sind auf der vorderen Kesselbekleidung *C* befestigt. Die Rohre ruhen in einem aus drei durch Diagonalen untereinander verbundenen Flacheisenrahmen bestehenden Gestell *J* auf kleinen eingenieteten Winkelstücken *D*. Jede Rohrschlange kann nach Lösen der Verschraubungen *E* an den Sammelkästen einzeln herausgezogen werden. Die Rohre sind wie bei den oben beschriebenen Schmidtschen Rauchröhrenüberhitzern mit Druckschrauben an den Sammelkästen befestigt.

Die Sammelkästen aus Stahlguß sind an einem Ende mit einem Flansch für den Anschluß der Krümmer *F* und *G* versehen, am anderen Ende durch einen eingeschraubten Boden *H* verschlossen. Die Krümmer weisen je 2 in Abb. 46 nur angedeutete Anschlußstutzen für Entwässerung, Manometer und Rußblaseleitung auf. Die Überhitzergestelle *J* sind ursprünglich durch das sogenannte Alumetierverfahren mit einem aufgespritzten Überzug von Aluminium versehen worden, was zu der Zeit ihrer Herstellung, als das bestgeeignete Mittel galt, um ein Abzundern der Gestelle unter der Einwirkung der Flamme zu verhindern. Heute hat man die Gestelle durch solche aus Sicromal ersetzt.

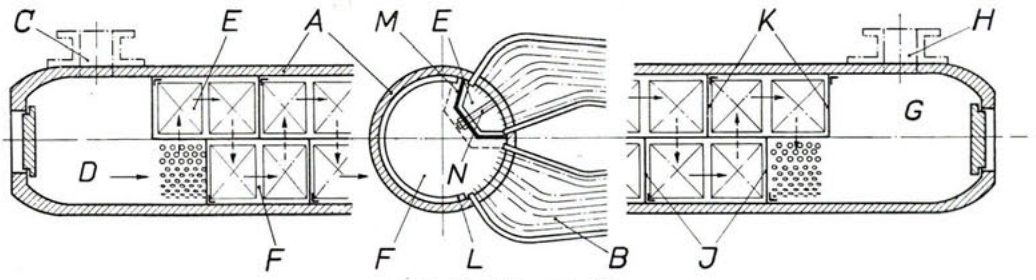


Abb. 47. (M. rd. 1:40)

2. Abweichend hiervon ist der bei den Yarrow-Kesseln, vgl. § 19, insbesondere Abb. 17, übliche und in Abb. 47 dargestellte Überhitzer aufgebaut. Statt zweier Sammelkästen ist nur eine gemeinsame Trommel *A* vorgesehen. Diese ist durch eine Längswand *M* und durch Querwände *K* und *J* in einzelne Kammern *E* bzw. *F* unterteilt, die wie nachfolgend beschrieben, nacheinander von Dampf durchströmt werden. Die Rohre *B* sind haarnadelförmig gebogen und an beiden Enden derart in die Trommel eingewalzt, daß sie immer die Verbindung zwischen zwei durch die Wand *M* getrennten Kammern im Innern der Trommel bilden. Der Dampf tritt, durch einen Anschluß *C* von der Obertrommel kommend, bei *D* in die erste Gruppe der Überhitzerrohre *B* ein, durchströmt, diese und gelangt in die erste der Kammern *E*, in welcher er in die nächste Überhitzerrohrgruppe übergeführt wird, die ihn zur ersten der Kammern *F* führt; in gleicher Weise durchströmt der Dampf von Kammer zu Kammer die folgenden Rohrgruppen. In dem hier dargestellten Überhitzer wird der Dampf, wie durch die eingezeichneten Pfeile angedeutet, in zwölffachem Strom durch die Rohre geführt und strömt zum Schluß aus der Kammer *G* durch den Anschluß *H* in die Heißdampfleitung. Der vielfache Weg des Dampfes durch das Rohrbündel ist

wegen der Kürze der Rohre und der großen Anzahl der parallel geschalteten Rohre, die sich aus dieser Konstruktion ergibt, erforderlich; bei einfachem Durchtritt würde der Dampf eine viel zu geringe Geschwindigkeit besitzen und infolgedessen der Wärmeübergang ein schlechter sein. Die Kammern im Innern der Trommel werden durch eingesetzte Querbleche *J* und *K* gebildet, die durch entsprechend gebogene Winkeleisen *L* mit der Längswand *M* und mit der Trommelaußenwand verbunden sind; erstere ist durch kleine Anker *N* an der Trommel befestigt.

Bei dieser Bauart des Überhitzers kann man im Gegensatz zu der vorher beschriebenen Bauart mit 2 Sammlern die Rohre nicht einzeln ersetzen, falls dieselben schadhaft werden. Es bleibt nichts übrig, als undichte Rohre abzupflocken bzw. den Überhitzer als Ganzes zur Reparatur auszubauen. Die Kesselwände sind so gezogen, daß die Überhitzertrommel außerhalb des Rauchgasweges liegt.

Als Vorteil dieses Systems wird von seinen Herstellern bezeichnet, daß sich die Rohre des Überhitzers selbsttätig entwässern.

§ 42. **Getrennt gefeuerte Überhitzer** sind nur ganz ausnahmsweise ausgeführt worden. Außer dem erheblichen Raum- und Gewichtsbedarf haftet ihnen der Übelstand an, daß ihre Beheizung entsprechend der Dampfproduktion der Kesselanlage reguliert werden muß, sowie daß bei Havarie eines Überhitzerrohres die Überhitzung der gesamten Anlage ausfällt.

Eine Sonderkonstruktion dieser Überhitzer führt die amerikanische Firma Foster-Wheeler für die großen Tank- und Erzdampfer der amerikanischen Seen vielfach aus. Bei dieser befindet sich neben dem eigentlichen Feuerraum des Kessels ein zweiter durch einen besonderen Brenner beheizter Feuerraum, dessen Strahlungswände den Überhitzer bilden.

§ 43. **Strahlungsüberhitzer.** Reine Strahlungsüberhitzer geben sehr gleichmäßige Dampftemperaturen. Wegen der hohen Wärmebelastung der Rohre haben sie sich bis heute nur wenig einzuführen vermocht, so daß die Löffler-Kessel und einige amerikanische Ausführungen die einzigen Beispiele im Schiffsmaschinenbau darstellen.

2. Rauchgasspeisewasservorwärmer.

§ 44. **Rauchgasspeisewasservorwärmer** dienen dazu, den Rauchgasen im Bereich niedrigerer Temperaturen Wärme zu entziehen und sie dem Speisewasser vor dessen Eintritt in den eigentlichen Kessel zuzuführen. Der wesentliche Vorteil der Speisewasservorwärmer liegt darin, daß sie leichter und billiger sind als eine gleich große eigentliche Kesselheizfläche; zudem sind sie durch ihre konstruktive Gestaltung und die größere Temperaturdifferenz wirksamer als eine entsprechende Vergrößerung der Kesselheizfläche. Über die Bemessung der Rauchgasspeisewasservorwärmer s. Anh. 1.

Die Wassergeschwindigkeiten in den Speisewasservorwärmern sollen nicht zu gering sein, damit allen, auch den etwa stärker beheizten Rohren, genügend Wasser zufließt. Zu hohe Geschwindigkeiten sind andererseits nicht erwünscht, da sonst die Druckverluste und damit die Pumpenleistung zu groß werden. In der Regel liegen die Wassergeschwindigkeiten bei etwa 0,7—1,0 m/sek.

Vorwärmer dieser Art wurden an Bord bisher nur selten verwandt, weil man mit dem anfallenden Hilfsmaschinenabdampf die Vorwärmung des Speisewassers bereits so weit treiben konnte, daß bis zur Sattdampftemperatur bei den niedrigen Drücken der Zylinderkessel keine für Rauchgasvorwärmer genügende Temperaturspanne übrig blieb. Bei den ölgefeuerten Wasserrohrkesseln zog man Luftvorwärmer vor, da höhere Luftvorwärmung zu besserer Verbrennung führt.

Die ersten Ausführungen von Rauchgasspeisewasservorwärmern an Bord finden sich daher dort, wo, etwa zur Schonung der Roste bei kohlegefeuerten Kesseln, hohe Luftvorwärmung nicht erwünscht war, oder höherer Kesseldruck oder geringer Anfall von Abdampf zwischen der Temperatur des anderweitig vorgewärmten Speisewassers und der Sattdampftemperatur des Kessels eine ausreichende Temperaturspanne für diese Art Vorwärmung übrig ließen. Im wesentlichen sind bisher drei Arten von Rauchgasspeisewasservorwärmern an Bord ausgeführt worden, von denen je eine Ausführung im folgenden beschrieben werden soll.

Die außerordentlich günstige, bei Landdampfkesseln fast allgemein angewandte Anordnung von Speisewasservorwärmern im Sturzzug der Rauchgase, bei welcher das Speisewasser unten in den Vorwärmer eintreten und denselben im Gegenstrom zu den Rauchgasen nach obenhin durchfließen kann, läßt sich den Raumverhältnissen an Bord schlecht anpassen und wurde bisher nur bei ganz wenigen amerikanischen Schiffsanlagen ausgeführt.

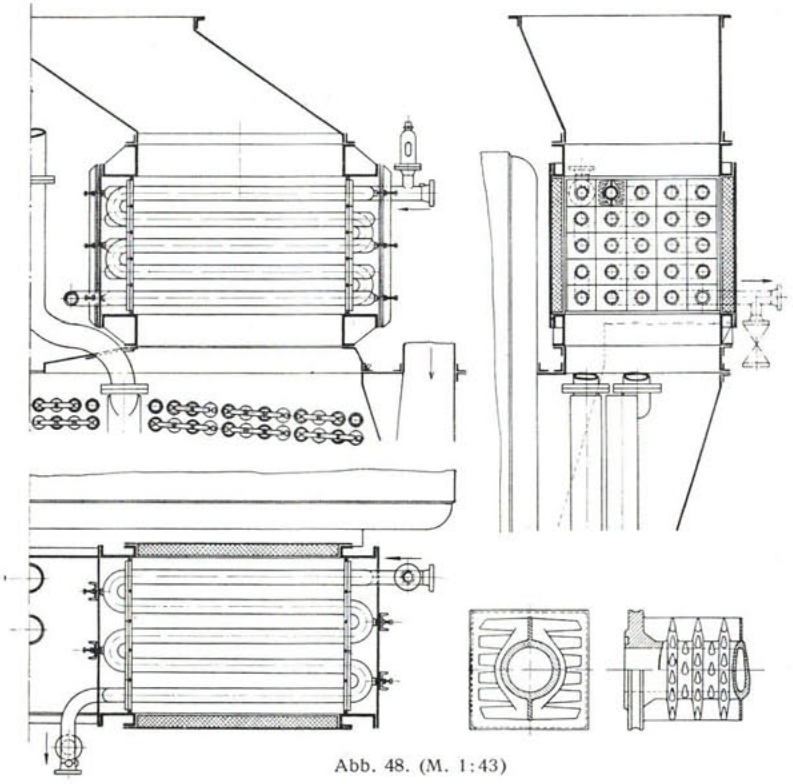


Abb. 48. (M. 1:43)

Nach den gesetzlichen Bestimmungen müssen durch Rauchgase beheizte Speisewasservorwärmer aus der Speiseleitung ausschaltbar sein. Sie müssen mit einem Sicherheitsventil und mit einer Entwässerungsvorrichtung versehen sein.

§ 45. **Der Rauchgasspeisewasservorwärmer des D. „Europa“**, vgl. Abb. 19, besteht aus einzelnen aus Haarnadelrohren gebildeten Vorwärmerelementen *N*, welche in die senkrecht stehenden Rohre des Röhrenluftvorwärmers *M* in der gleichen Weise eingesetzt sind wie die in § 39 beschriebenen Schmidtschen Rauchröhrenüberhitzer in die Siederohre der Zylinderkessel. Ein Nachteil dieser Ausführungsart besteht darin, daß solche Speisewasservorwärmer sich weder selbsttätig entlüften noch ent-

wässern; sie sind daher leicht Korrosionen ausgesetzt, falls sie nicht sorgfältig gepflegt und bei Stillstand konserviert werden.

§ 46. **Rippen- und Nadelrohrvorwärmer** aus Gußeisen werden vielfach verwendet, da sie gegen Korrosion unempfindlicher sind und zudem die Möglichkeit bieten, einzelne Elemente besonders leicht abzuschalten oder zu ersetzen. Ihrer Einführung an Bord standen bisher im wesentlichen die gesetzlichen Bestimmungen der Aufsichtsbehörden der verschiedenen Länder entgegen, welche die Verwendung von Gußeisen in irgendwelchen Teilen der Speiseleitung untersagten. Abb. 48 zeigt eine moderne Ausführung eines Nadelrohrvorwärmers, wie sie in die Capus-Kessel des D. „Rheinfels", s. Schiffsverz., eingebaut sind.

§ 47. **Glattrohrspeisewasservorwärmer.** Eine Besprechung dieser Vorwärmer erübrigt sich an dieser Stelle, da ihre Konstruktion anläßlich der Beschreibung kompletter Kessel bereits ausführlich geschildert wurde, s. § 25, 26 und 29—31.

3. Luftvorwärmer.

§ 48. **Allgemeines.** Die Luftvorwärmer dienen dazu, den abziehenden Rauchgasen einen möglichst großen Betrag ihres Wärmeinhaltes zu entziehen und diesen der Verbrennungsluft mitzuteilen. Die Eintrittstemperaturen der Rauchgase in die Luftvorwärmer liegen zwischen 300 und 500° C. Dementsprechend werden Luftvorwärmungen auf 100 bis höchstens 250° C erreicht. Die Temperatur der aus den Vorwärmern austretenden Abgase sollen nicht unter 160—180° C liegen, da sonst durch Unterschreiten des Taupunktes die Lebensdauer der Luftvorwärmer zu sehr herabgesetzt wird. Über die Bemessung der Luftvorwärmer vgl. Anh. 1.

Besondere gesetzliche Bestimmungen über die Anordnung oder die Bauweise der Luftvorwärmer bestehen nicht. Es ist aber notwendig, die Luftvorwärmer mit einer ausreichenden Zahl von Rußbläsern zu versehen, da dieselben von allen Kesselheizflächen am meisten zum Verschmutzen neigen, und dadurch nicht nur ihr Wirkungsgrad verschlechtert, sondern auch ihre Lebensdauer herabgesetzt und die Gefahr von Rußbränden hervorgerufen wird.

An Bord haben sich folgende Bauweisen von Luftvorwärmern einführen können: der Röhrenluftvorwärmer mit senkrechten Rohren, welche vom Gas durchströmt werden, der Röhrenluftvorwärmer mit liegenden Rohren, welche von der Luft durchströmt werden, der Plattenluftvorwärmer, der Regenerativvorwärmer, hauptsächlich in der Ljungström-Bauart, und der Nadelluftvorwärmer.

§ 49. **Röhrenluftvorwärmer mit senkrechten Rohren** werden fast stets bei Zylinderkesseln, häufig auch bei Wasserrohrkesseln, angewandt und sind oberhalb der Rauchkammer vor dem Eintritt in den Rauchfang angebracht. Die Luft durchströmt dieselben senkrecht zu den Rohren, meistens mit einfachem Durchtritt, in der Mitte des Kessels in ganzer Höhe des Vorwärmers eintretend und an den Seiten wieder austretend. Bei Luftvorwärmern mit sehr langen Rohren wird der Luftstrom zwei- bis dreimal umgelenkt.

Die Konstruktion, s. Abb. 49, ist sehr einfach und solide. Zwischen zwei horizontal liegenden Rohrplatten *B* und *C* von 8—10 mm Dicke werden die Rohre *D* von etwa 50—75 mm l. Durchm. und etwa 2 mm Wandstärke senkrecht und einem Mittenabstand von etwa $1\frac{1}{2}\ d$ (d = ä. Durchm. der Rohre) eingewalzt und auf einer oder beiden Seiten umgebördelt. Zur Führung der Luft werden waagerechte Platten *E* aus 2—3 mm starkem Blech vorgesehen. Das Gehäuse *A* besteht aus 5—6 mm starkem Blech und wird mit einer dünnen Lage Asbestpappe und einer Schicht Zementfilz, welche außen durch ein Blech geschützt ist, isoliert.

Gelegentlich werden in die Rohre sog. Retarder, vgl. Bem. S. 34, eingeschoben, welche eine Durchwirbelung der Rauchgase verursachen und dadurch einen besseren Wärmeübergang erzielen sollen.

Um den luftseitigen Widerstand herabzusetzen, gibt man neuerdings den Rohren manchmal einen elliptischen Querschnitt. Hierdurch läßt sich auch in dem gleichen Raum eine größere Heizfläche unterbringen und der rauchgasseitige Wärmeübergang wird erhöht.

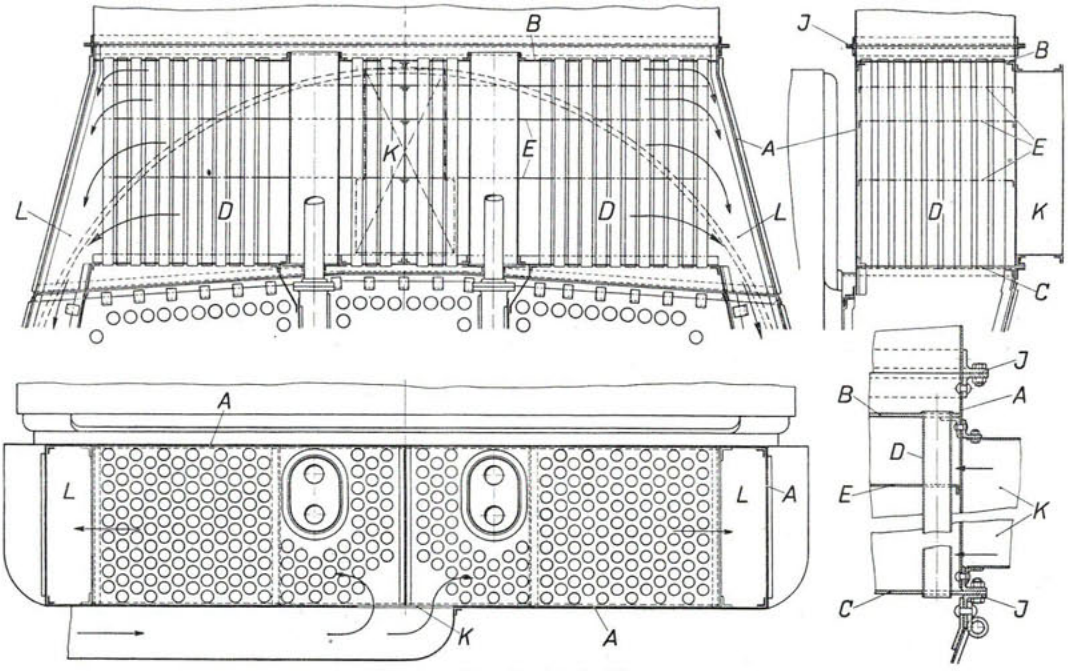


Abb. 49. (M. 1:46)

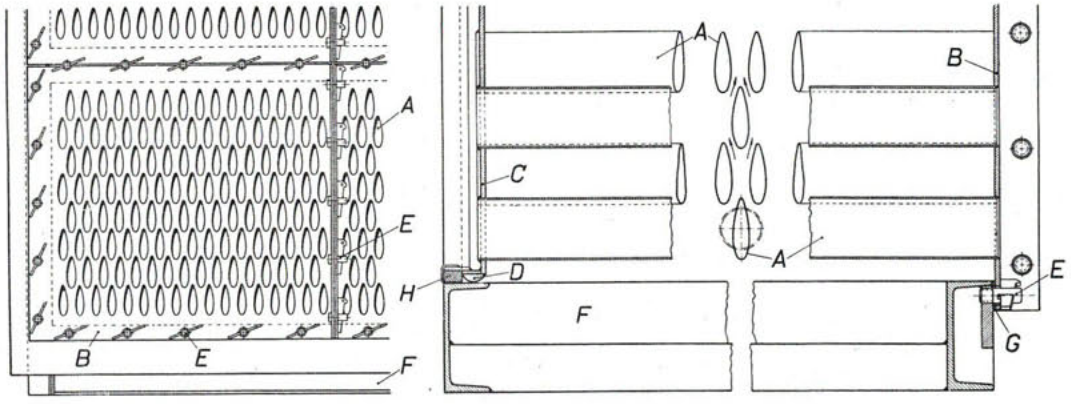


Abb. 50. (M. 1:20 u. 1:10)

§ 50. **Röhrenluftvorwärmer mit liegenden Rohren** setzen sich neuerdings für Wasserrohrkessel mehr und mehr durch, da sie sich konstruktiv im allgemeinen besser mit deren Aufbau vereinigen lassen. Die Verbrennungsluft durchströmt hier die Rohre, welche von den Rauchgasen außen umspült werden. Es wird häufig mehrfacher Durchtritt der Luft angewendet; die Rohre münden dann in sog. Umkehrhauben, vgl.

Abb. 27. Zur Erhöhung der Wirksamkeit und zur Herabsetzung des Zugbedarfs werden diese Luftvorwärmer meist mit elliptischen oder tropfenförmigen Rohrscheiden versehen.

Abb. 50 zeigt links eine Ansicht auf die Stirnfläche eines Rohrscheidenpaketes der Luftvorwärmer für die Kessel des D. „Scharnhorst" mit den Lufteintrittöffnungen, vgl. Abb. 23, und rechts, in größerem Maßstab, einen Längsschnitt durch den unteren Teil dieses Paketes, aus welchem dessen Aufbau zu ersehen ist. Die Rohrscheiden *A* sind in die vordere und hintere Stirnplatte *B* bzw. *C* eingeschweißt. Die so hergestellten Rohrscheidenpakete werden in ein Rahmengestell auf dem Kessel eingeschoben; um das Gleiten beim Einschieben zu erleichtern, besitzt jedes Rohrscheidenpaket am hinteren Ende eine Kufe *D*. Die Befestigung der Rohrscheidenpakete am Rahmengestell erfolgt durch Keilbolzen *E*, mittels welcher die vordere Stirnplatte *B* an den Träger *F* des Rahmengestells gedrückt wird. Zur Abdichtung gegen das Eintreten von Falschluft in den Kessel dienen die Packungen *G* und *H*.

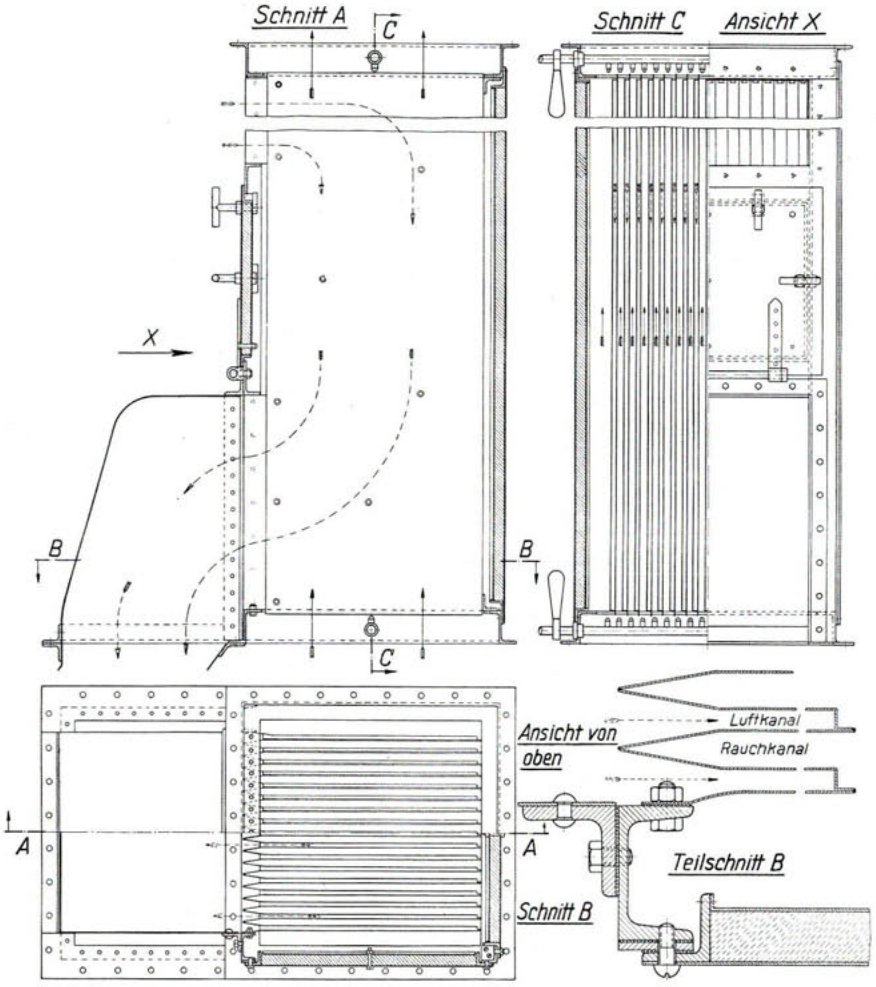
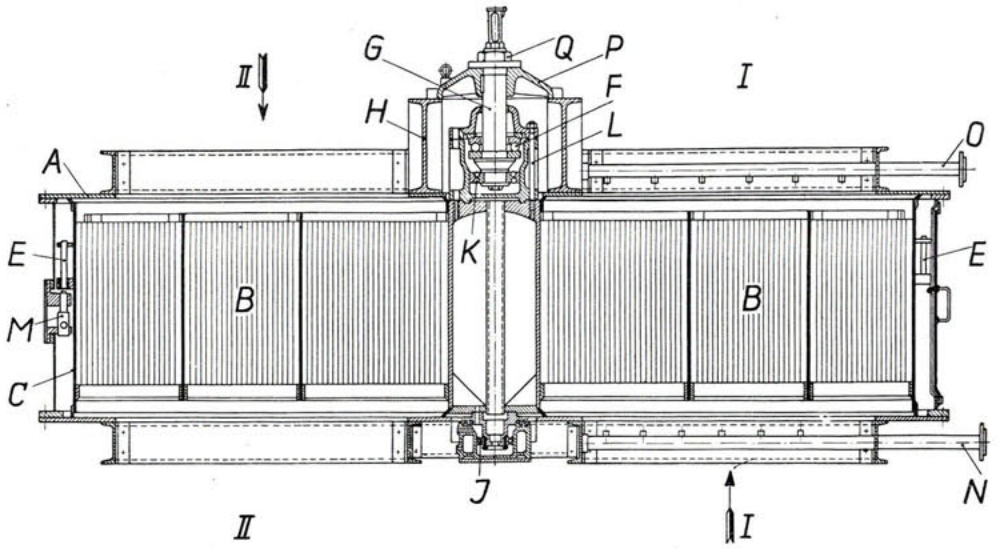


Abb. 51. (M. 1:22,5 u. 1:4,5)

§ 51. **Die Plattenluftvorwärmer** bestehen aus senkrecht stehenden, parallelen Blechen, welche zu Taschen zusammengeschweißt sind derart, daß immer eine Tasche von den Rauchgasen, die andere von der vorzuwärmenden Luft durchströmt wird. Abb. 51 zeigt den Plattenluftvorwärmer des Frachtdampfers „Helios", s. Schiffsverz.



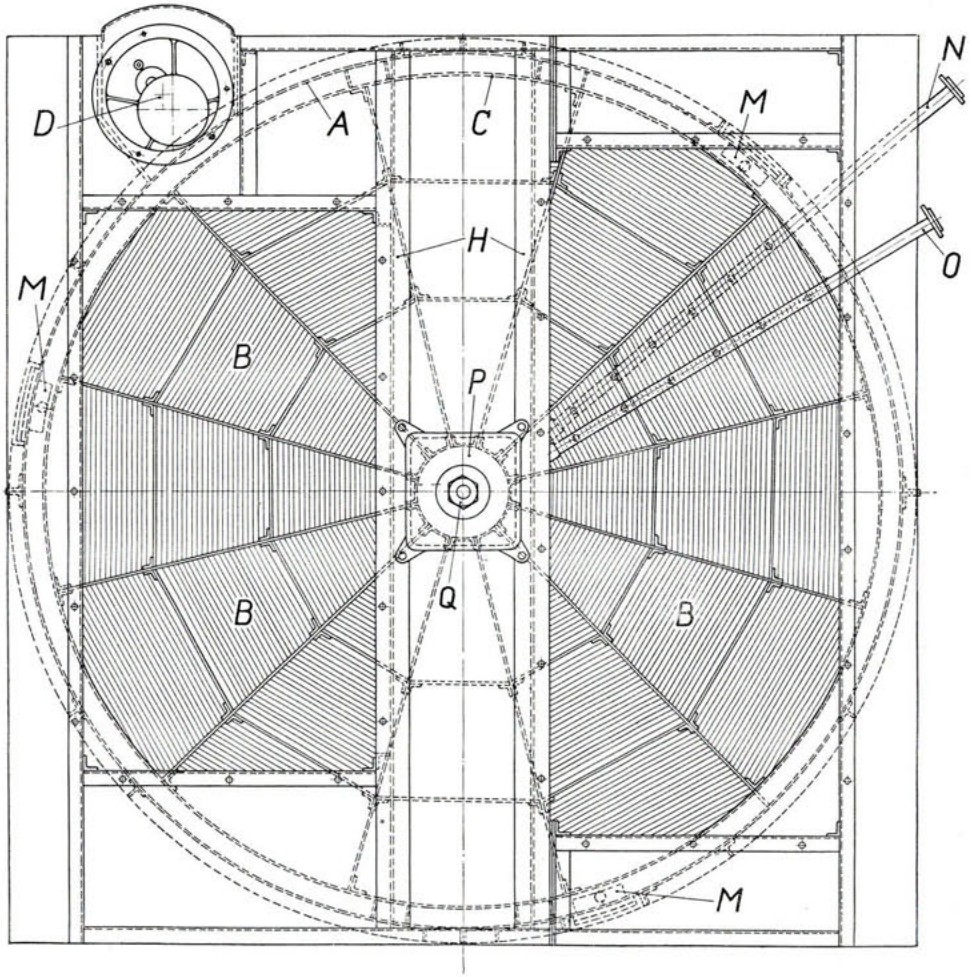


Abb. 52.

Die Rauchgase ziehen, wie die Pfeile andeuten, von unten nach oben durch die Rauchgastaschen, während die Verbrennungsluft oben seitlich in die Lufttaschen eintritt und unten seitlich nach den Feuerungsvorlagen hin austritt.

Eine ähnliche Konstruktion zeigen die Luftvorwärmer des D. „Ile de Beauté", Abb. 9.

§ 52. **Der Howden-Ljungström-Luftvorwärmer** für Schiffskessel unterscheidet sich nicht von den bei Landkesselanlagen üblichen Ausführungen, s. Abb. 52.

In einem zylindrischen Gehäuse *A* befindet sich die drehbare Trommel *C*, welche mit den Blechpaketen *B* ausgefüllt ist. Die eine Hälfte I des Gehäuses dient als Durchströmquerschnitt der Rauchgase von unten nach oben, während die andere Hälfte II von der entgegengesetzt strömenden Luft durchstrichen wird. Bei der

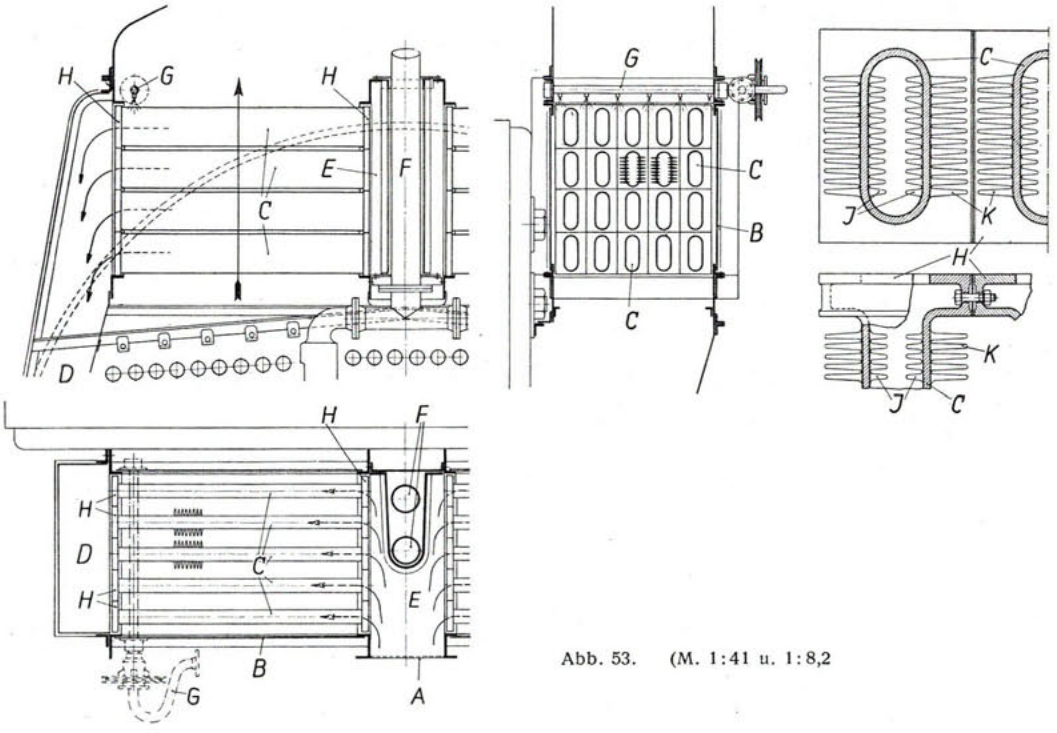


Abb. 53. (M. 1:41 u. 1:8,2

langsam rotierenden Bewegung der Trommel speichern die Blechpakete *B* während ihres Durchgangs durch den Rauchgasstrom Wärme auf, die sie beim Durchgang durch den Luftstrom an diesen wieder abgeben. Der Antrieb der Trommel erfolgt durch einen kleinen Elektromotor *D*, der mittels eines Zahnrades in die Triebstockverzahnung *E* der Trommel eingreift. Letztere ist mittels des Kugellagers *F* in einem starken Zapfen *G* aufgehängt, der in einem auf den beiden Trägern *H* befestigten Deckel *P* ruht; zur Führung dienen die Kugellager *J* und *K*. Zum Ausbau der Lagerung wird zunächst die Trommel durch drei Druckschrauben *M* unter der Triebstockverzahnung abgestützt, worauf die Mutter *Q* und die Muttern der Bolzen *L* gelöst werden können. Zur Reinigung der Blechpakete sind im Rauchgaswege oberhalb und unterhalb der Trommel die Rußbläser *N* bzw. *O* vorgesehen.

§ 53. **Die Nadelluftvorwärmer** haben sich in gewissem Umfange einführen können, da sie gegen Korrosionen besonders unempfindlich sind.

Abb. 53 zeigt die Anordnung und den Aufbau eines solchen Luftvorwärmers für einen Dreiflammrohr-Zylinderkessel. Die Luft tritt von der Kesselmitte her bei *A* in die beiden Luftvorwärmerpakete ein und fließt nach Durchströmen derselben durch den Kanal *D* an den beiden Kesselseiten abwärts zu den Feuern. Der Luftvorwärmer besteht aus einzelnen ovalen Rohrelementen *C* aus Gußeisen, welche außen und innen zur Verbesserung des Wärmeaustausches mit angegossenen Nadeln *K* bzw. *J* versehen sind. Die Nadelrohre sind an ihren Enden mittels der Flanschen *H* zu einem Paket miteinander verschraubt und werden nach außen durch die das Luftvorwärmergehäuse bildenden Bleche *B* abgeschlossen. Die Rauchgase ziehen von unten nach oben durch die Gassen zwischen den Nadelrohren hindurch, während die vorzuwärmende Verbrennungsluft in horizontaler Richtung das Innere der Rohre durchströmt. Auf jeder Kesselseite sorgt ein an die Dampfleitung angeschlossener Rußbläser *G* für die Reinigung der Nadelrohre. Zu erwähnen ist noch, daß im Lufteintrittskanal die Zu- und Abdampfrohre *E* bzw. *F* für den Rauchröhrenüberhitzer des Kessels, durch eine gebogene Blechwand gegen die Luft abgeschirmt, angeordnet sind.

4. Kohlefeuerung.

§ 54. **Die Rostanlage der Zylinderkessel.** Über die Bemessung der Rostfläche s. § 3. Die Rostanlage, s. Abb. 54 für Einfach-, Abb. 55 für Doppelkessel, besteht prinzipiell aus der vorderen Rost- oder Schürplatte *E*, den Roststäben *B* und der hinteren Rostplatte, welche den Roststäben und der Feuerbrücke *C* als Auflage dient. Der Rost liegt etwa in der mittleren Ebene der Flammrohre und trennt diese in einen Aschfall- und einen Verbrennungsraum. Der Rost verläuft meistens nicht genau horizontal, sondern hat einen geringen Fall nach der Feuerbrücke zu, damit diese den Querschnitt der Rauchgase nicht zu sehr einengt. Bei größeren Kesseln mit 3 oder 4 Flammrohren wird zur bequemeren Bedienung der höherliegenden Seitenfeuer der Rost in diesen etwas niedriger bzw. nach der Feuertür hin geneigt ausgeführt.

Je nach der Länge des Rostes wird dieser aus einer oder zwei Rostlagen gebildet, welche am vorderen Ende auf der Schürplatte *E*, am hinteren Ende auf dem Träger der Feuerbrücke und — bei unterteilten Rosten — in der Mitte auf besonders eingesetzten Rostbalken *F* aufliegen. Tab. 7 gibt die Hauptkennziffern der genormten Roststäbe für Zylinderkessel wieder, während Abb. 56 die Bauart der verschiedenen Roststabtypen veranschaulicht. Der freie Querschnitt für den Luftdurchtritt ergibt sich bei Verwendung der handelsüblichen Roststäbe zu 35—45% der Rostfläche.

Tabelle Nr. 7.

Abmessungen von Roststäben für Zylinderkessel (hierzu Abb. 56).

Zugart	Rostteilung	Länge *L* mm	Höhe *a* mm	Breite oben/unten *b/c* mm	Teilung *d* mm	Spaltbreite *e* mm	Bild
Natürlich	Ungeteilt, untere Grenze	500	100	12/6	22	10	1
	obere Grenze	1800	160	18/9	28	10	
Natürlich	Geteilt, untere Grenze	600	105	14/7	24	10	2
	obere Grenze	1000	125	18/9	28	10	
Künstlich	Ungeteilt, untere Grenze	1000	125	16/8	26	10	3
	obere Grenze	1800	160	16/8	26	10	

Die Roststäbe liegen frei auf ihren Unterstützungen auf, und zwar so, daß sie sich in ihrer Länge, wenigstens nach einer Seite hin, frei ausdehnen können, was wegen der starken Temperaturunterschiede im Rost unbedingt erforderlich ist. Bei gewellten Flammrohren setzt man neben die normalen Roststäbe an den Seiten des Rostes

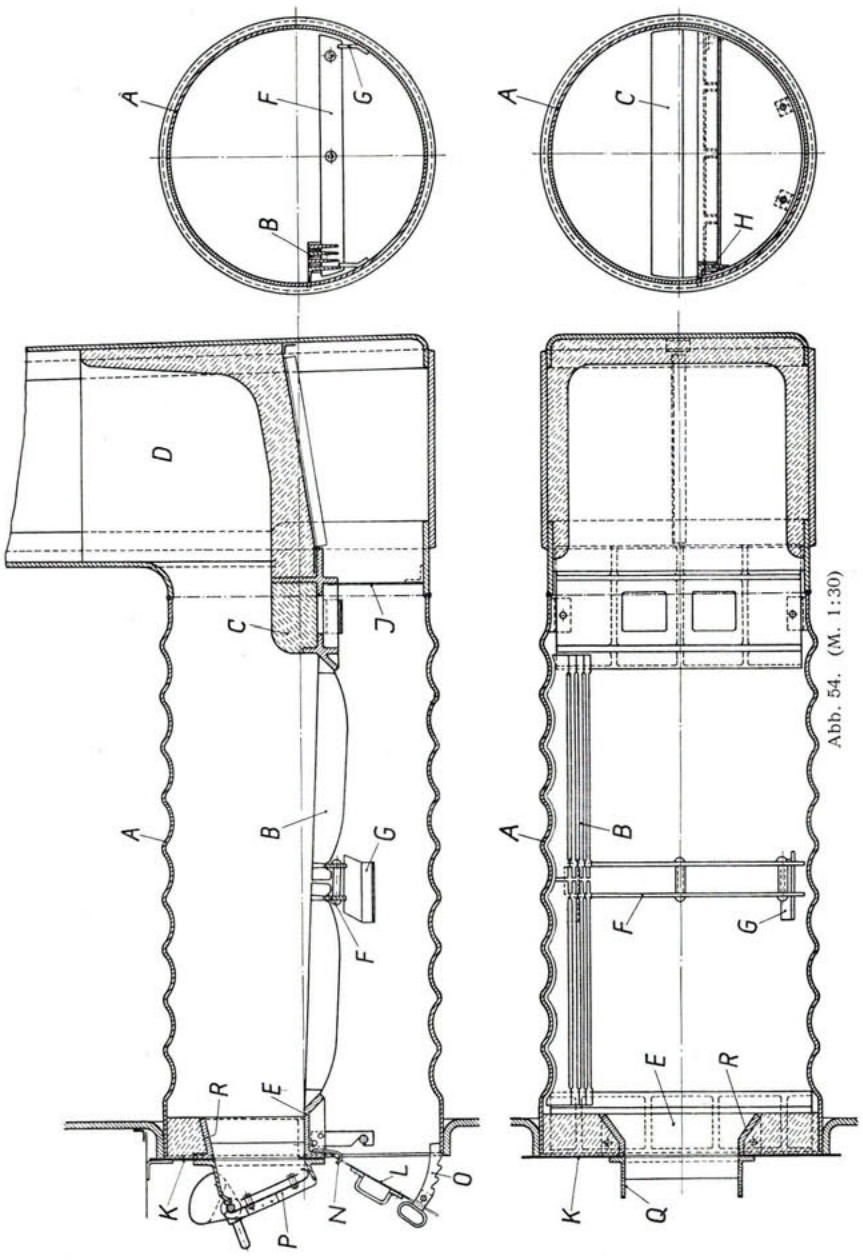


Abb. 54. (M. 1:30)

noch besonders geformte, den Wellen des Flammrohres sich anpassende Seitenroststäbe, welche ein Durchfallen der Kohle oder unerwünschten Luftdurchtritt verhindern; bei künstlichem Zug sind die Seitenroststäbe gegen das Flammrohr durch Asbest abzudichten, wofür in den ersteren eine Nut vorgesehen ist, s. Abb. 56, Teilbild 4.

Die gesamte Länge des Rostes soll unter keinen Umständen über 2 m betragen, da sonst die Bedienung zu schwierig wird. Bei natürlichem Zug geht man, um eine möglichst große Menge Kohle mit einem geringen Luftzug verbrennen zu können, bis an diese Grenzlänge heran; bei Verwendung künstlichen Zuges beschränkt man sich auf kleinere Rostlängen, welche meist zwischen 1500 und 1700 mm liegen. Unter „Breite der Rostfläche" versteht man in der Regel den kleinsten inneren Flamm-

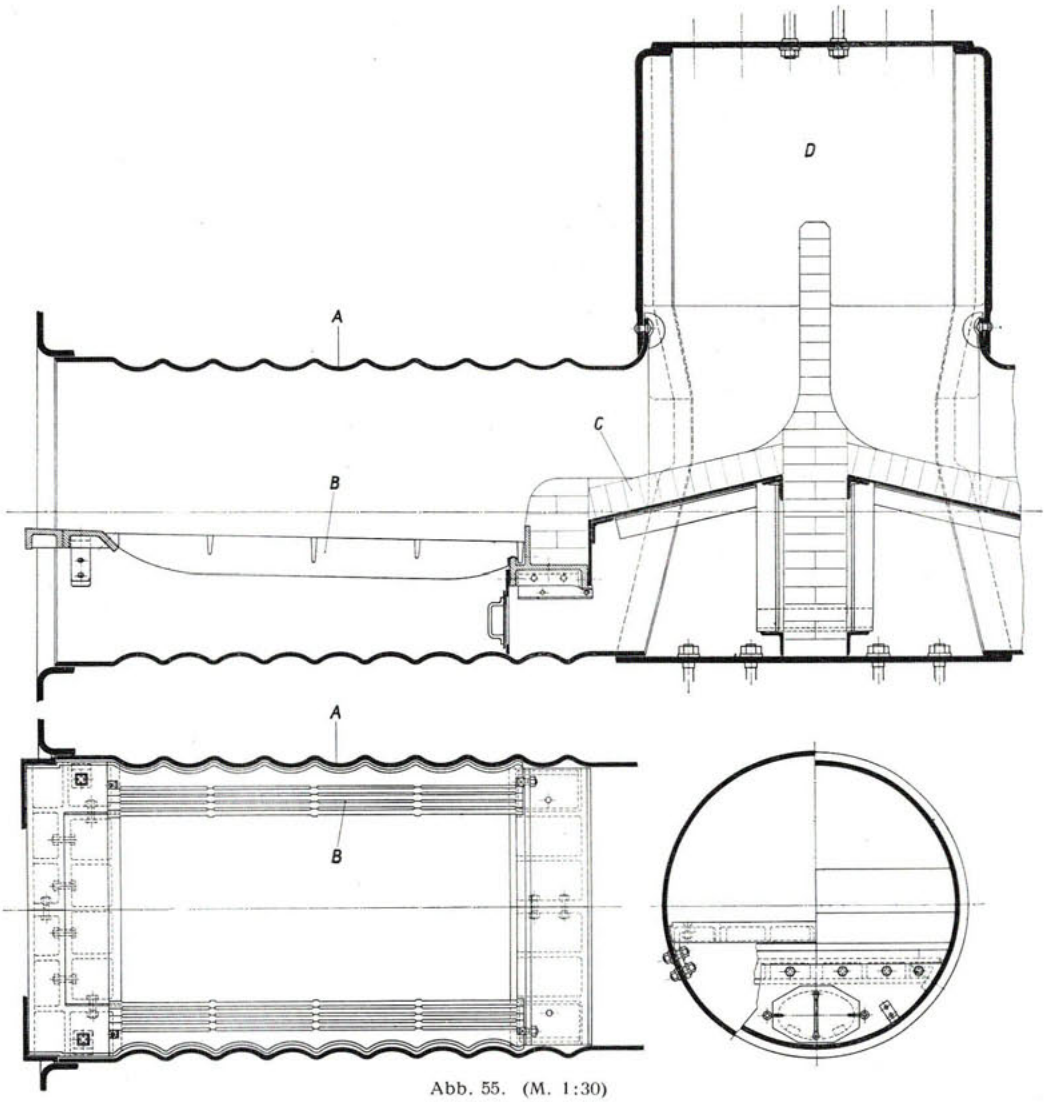


Abb. 55. (M. 1:30)

rohrdurchmesser, unter „Länge der Rostfläche" die Distanz zwischen Vorderkante des vorderen und Hinterkante des hinteren Roststabes, bei nur einem Roststab die Länge dieses. Die Länge des Rostes ist unter anderem auch abhängig von der Länge des Raumes vor dem Kessel. Ist dieser sehr kurz, so muß auch der Rost kurz bemessen werden, da sonst die Bedienung unmöglich ist. Für die Belastung der Rostfläche ist bei natürlichem Zug stündlich 70 kg Kohle pro m² Rostfläche, bei künstlichem Zug 100 kg/m²h als obere Grenze anzusehen; früher bei Handfeuerung

übliche höhere Belastungen werden, um eine Überanstrengung des Heizpersonal zu vermeiden, heute nicht mehr gefahren.

Am hinteren Ende ruhen die Roststäbe auf dem Träger der Feuerbrücke. Diese letztere erhebt sich etwa 120—200 mm über die Oberkante der Roststäbe und begrenzt den Rost nach hinten. Über der Feuerbrücke muß für den Durchzug der Rauchgase im Flammrohr ein Querschnitt von etwa 18—22% der Rostfläche erhalten bleiben. Die Feuerbrücke wird in feuerfestem Mauerwerk ausgeführt und reicht bis zur Rückwand der Feuerkammer. Bei Doppelenderkesseln, s. Abb. 55, geht die Feuerbrücke *C* in eine senkrechte mittlere Mauer in der Feuerkammer *D* über, welche die aus den beiden gegenüberliegenden Flammrohren *A* hereinschlagenden Verbrennungsgase trennt; das Fehlen einer solchen Trennwand würde die Zugverhältnisse ungünstig beeinflussen.

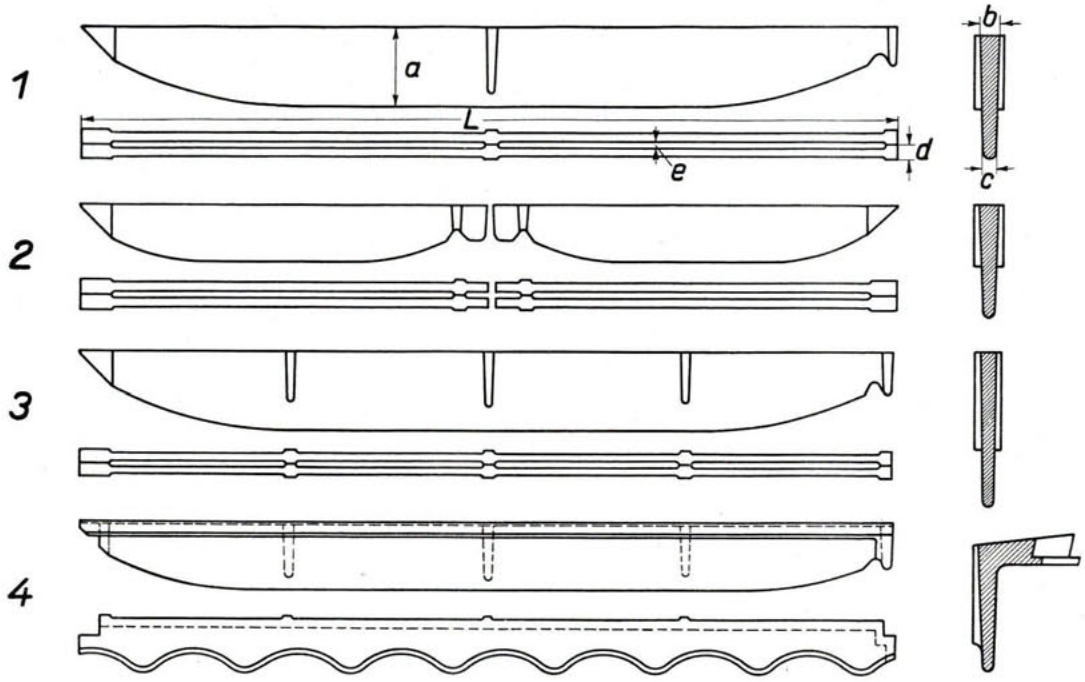


Abb. 56. (M. 1:15)

Manchmal, namentlich bei Schlepp- und Flußdampfern, wird die Feuerbrücke auch benutzt, um am Rostende der Flamme Sekundärluft zuzuführen; zur Regelung wird dann in die Feuerbrücke eine besondere Klappe eingebaut. Die Zufuhr der Sekundärluft, in neuerer Zeit auch automatisch geregelt, muß so erfolgen, daß nach dem Öffnen der Feuertür zum Aufwerfen frischer Kohle oder Bearbeiten der Feuer Sekundärluft gegeben wird, um die hierbei auftretende unvollständige Verbrennung und Rauchentwicklung zu verhindern. Bei selbsttätiger Regelung schaltet sich die Sekundärluft nach einer bestimmten einstellbaren Zeit automatisch ab.

Die Anordnung einer normalen Rostanlage mit einer Feuertür einfachster Ausführung für Kessel mit natürlichem Zug ist in Abb. 54 wiedergegeben.

Die im Flammrohr *A* untergebrachte Rostanlage *B* aus 2 Lagen von Roststäben, welche seitlich durch je 2 Seitenroststäbe, s. Abb. 56, Teilbild 4, begrenzt werden und vorn auf der Schürplatte *E*, hinten auf dem Fundament der Feuerbrücke *C* und in der Mitte auf einem aus 2 Flacheisen gebildeten Rostbalken *F* ruhen. Der Rost-