

Dieckhoff - Buchholz

Berechnen und Entwerfen
der Schiffskessel

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



10000297242

Berechnen und Entwerfen der Schiffskessel

unter besonderer Berücksichtigung
der Feuerrohr-Schiffskessel.

Ein Lehr- und Handbuch
für Studierende, Konstrukteure, Überwachungsbeamte,
Schiffingenieure und Seemaschinisten.

In Gemeinschaft mit

Dipl.-Ing. **Hugo Buchholz**,
Geschäftsführer des Verbandes technischer Schiffsoffiziere,

herausgegeben von

Prof. **Hans Dieckhoff**,

Technischer Direktor der Woermann-Linie und der Deutschen Ost-Afrika-Linie,
vordem etatsmässiger Professor an der Königlichen Technischen Hochschule zu Berlin.

Mit 96 Textabbildungen und 18 Tafeln.

F. Nr. 29 502



Berlin.

Verlag von Julius Springer.
1910.

62.67
#
142

Copyright by Julius Springer in Berlin 1910

**BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW**

II 2042

Druck der Königl. Universitätsdruckerei H. Stürtz A.G., Würzburg.

Akc. Nr. 793/49

Vorwort.

Schon während meiner Lehrtätigkeit an der Königlichen Technischen Hochschule zu Berlin wurde mir gegenüber mehrfach der Wunsch geäußert, meine Vorlesungen über „Berechnen und Entwerfen von Schiffskesseln“, die im wesentlichen eine Zusammenfassung meiner mehrjährigen Erfahrungen als Kesselerbauer, und zwar als Konstrukteur und Betriebsingenieur auf Schiffswerften, darstellten, in Buchform einer breiteren Öffentlichkeit zugänglich zu machen. Da ich entsprechenden Wünschen auch zu wiederholten Malen begegnete, nachdem ich die Leitung der Technischen Abteilung der Woermann-Linie und der Deutschen Ost-Afrika-Linie übernommen hatte, entschloß ich mich gegen Ende des Jahres 1906 den an mich herangetretenen Anregungen Folge zu geben. Meine berufliche Tätigkeit erlaubte mir jedoch nicht, die weitere Behandlung des Stoffes selbst zu übernehmen; ich übertrug daher die Bearbeitung und Ergänzung des vorliegenden Kollegmaterials meinem früheren Schüler und Assistenten, Herrn Dipl.-Ing. H. Buchholz, Hamburg, der sich der ihm gestellten Aufgabe in ständiger Zusammenarbeit mit mir in meinem Sinne entledigte.

Die Herausgabe des Werkes wurde dadurch verzögert, daß ich im Verlaufe der Beratungen in der Deutschen Dampfkessel-Normen-Kommission, der ich als Mitglied angehöre, zu dem Entschlusse gelangte, den Stoff unter Berücksichtigung der am 9. Januar 1910 in Kraft getretenen, neuen Dampfkessel-Gesetze bearbeiten zu lassen. Dieser Entschluß, der zwar eine teilweise Umarbeitung des Manuskriptes erforderlich machte, verleiht dem vorliegenden Werke gegenüber der vorangehenden Fachliteratur auf dem Gebiete des Schiffskesselbaues bleibenderen Wert.

Die Sammlung des konstruktiven Materials und der erste Entwurf des Manuskriptes umfaßten das gesamte Gebiet des Schiffskesselbaues. Die weitere Bearbeitung des Stoffes ließ bald erkennen, daß die verschiedenen Arten der Wasserrohrkessel in ihrer Ent-

wicklung noch so wenig abgeschlossen sind, daß ihre Behandlung im Rahmen des vorliegenden Buches der Gefahr eines vorschnellen Veraltens Vorschub leisten mußte. Hinzukommt, daß der noch gleitende Stoff der Wasserrohrkessel mit größerem Rechte in der Zeitschriftenliteratur periodisch in solcher Vollständigkeit behandelt wird, daß jede Bearbeitung in Buchform, — abgesehen von den vorher erwähnten Folgen für das ganze Werk —, nur auf Wiederholungen hinauslaufen könnte.

Die konstruktive Behandlung der Wasserrohr-Schiffskessel unterblieb daher zugunsten einer um so erschöpfenderen Behandlung der Feuerrohr-Schiffskessel. Hieraus ergab sich von selbst, daß, wiewohl bei der Besprechung der allgemeinen Grundlagen im Texte und in den Zusammenstellungen stets auch auf die Verhältnisse der Wasserrohrkessel Bezug genommen wird, der Schwerpunkt auf eine Behandlung der Verhältnisse der Handelsmarine gelegt wurde. Von diesem Gesichtspunkte betrachtet, soll das Buch als ein Hilfsbuch allen dienen, die erstmalig theoretisch und konstruktiv in das behandelte Gebiet eindringen wollen, und als ständiges Hand- und Nachschlagebuch für diejenigen, die sich in der ausübenden Konstruktions- und Betriebspraxis mit dem Bau und Betriebe von Schiffskesseln beschäftigen.

Bei dem Aufbau des Stoffes ist einer Benutzung in diesem Sinne so weit wie möglich Rechnung getragen. Der Aufbau lehnt sich daher eng an die Bedürfnisse der Praxis an. Im allgemeinen folgt er dem logischen Gange der Rechnung und des Entwurfes einer gestellten Aufgabe. Wertvolle Ergänzungen dürften auf diesem Wege die beigegebenen, zahlreichen Zusammenstellungen bilden, welche die Ergebnisse langjähriger Betriebserfahrungen in sich vereinigen. Die unbedingte Zuverlässigkeit derartiger Erfahrungswerte basiert auf langjähriger Beobachtung der verschiedenartigsten Betriebsverhältnisse, für deren Studium im vorliegenden Falle ein vielseitiger Reedereibetrieb die natürlichen Vorbedingungen lieferte.

Auf eine erschöpfende Behandlung der allgemeinen wärmetechnischen Grundlagen konnte im vorliegenden Buche mit Rücksicht auf seine beabsichtigte Anpassung an die praktischen Bedürfnisse um so eher verzichtet werden, als die einschlägige Literatur hierüber in genügendem Maße Aufschluß gibt. Die Erörterung der theoretischen Grundlagen der Verbrennung und Verdampfung beschränkt sich daher nur auf das für den Gang der Rechnung unbedingt Erforderliche.

Größter Wert ist auf eine vielseitige Auswahl und alle Einzelheiten zeigende Wiedergabe des zeichnerischen Materiales gelegt worden. Grundsätzlich enthalten die Abbildungen und Tafeln tunlichst alle erforderlichen Maßzahlen, so daß sie gleichsam verkleinerte Wiedergaben von Werkstattszeichnungen darstellen. So erst wird

die Abbildung zum lebendigen Ausdrucksmittel. — Der Wert des zeichnerischen Materiales wird noch dadurch erhöht, daß die Abbildungen und Tafeln, abgesehen von einigen im Texte enthaltenen Handskizzen, ausschließlich ausgeführte, im Dauerbetriebe wirtschaftlich arbeitende Anlagen, und zwar zum überwiegenden Teile aus den letzten Jahren wiedergeben. Die in dieser Hinsicht erreichte Vollständigkeit verdanke ich zum großen Teile dem liebenswürdigen Entgegenkommen aller Stellen, an die ich mich bei der Sammlung des konstruktiven Materiales wandte. Es ist mir daher eine angenehme Pflicht, den Werften, sowie allen denen, die mich durch Überlassung geeigneten Materiales unterstützt haben, an dieser Stelle meinen Dank auszusprechen.

Die Ungleichförmigkeit des gesammelten zeichnerischen Materiales machte seine völlige Umzeichnung erforderlich, die von Herrn Ingenieur M. Brüll, Hamburg, mit großer Sorgfalt ausgeführt wurde. Der Verlagsbuchhandlung habe ich für das mir jederzeit gezeigte Entgegenkommen und für die Mühe zu danken, die sie, getreu ihren Traditionen, auf die Herstellung des Bildermateriales, die Ausstattung und die Drucklegung verwandt hat.

Die Leser des Buches bitte ich, Fehler und Mängel, die sie beim Gebrauche bemerken, zu meiner Kenntnis zu bringen.

Hamburg, im Mai 1910.

Dieckhoff.

Druckfehlerverzeichnis.

$$\text{S. 61: statt } \frac{10}{2} \cdot (1,5 - 1) \quad \text{lies } \frac{10}{2} \cdot (1,5 - 1) \\ \frac{10}{2} \cdot (1,5 - 1 + 1) \quad \frac{10}{2} \cdot (1,5 - 1) + 1$$

$$\text{S. 61: statt } z \frac{10}{5} \cdot (2,5 - 1) \quad \text{lies } z \frac{10}{5} \cdot (2,5 - 1) \\ \frac{10}{2} \cdot (1,5 + 1) \quad \frac{10}{2} \cdot 1,5 + 1$$

S. 71, Zeile 5: statt $K = 41,1 \text{ kg/qmm}$ lies $K = 44,1 \text{ kg/qmm}$

$$\text{Zeile 11: statt } \frac{45,67}{42,52} \quad \text{lies } \frac{45,67}{44,1}$$

Inhaltsverzeichnis.

1. Abschnitt.

Kesselarten.

	Seite
I. Allgemeines	1
II. Kofferkessel	2
III. Ovalekessel	3
IV. Liegende Zylinderkessel mit rückkehrender Flamme	4
V. Liegende Zylinderkessel mit durchschlagender Flamme	5
VI. Stehende Zylinderkessel	5
VII. Lokomotivkessel	6
VIII. Wasserrohrkessel	6
Weitrohrige Wasserrohrkessel	7
Engrohrige Wasserrohrkessel	7

2. Abschnitt.

Größenbestimmung der Kessel für die geforderte Leistung.

I. Eigenschaften der Brennstoffe	8
Holz	9
Torf	9
Braunkohle	9
Steinkohle	9
Flüssige Brennstoffe	10
II. Bestimmung der erforderlichen Brennstoffmenge	11
Beispiel	11
III. Größenbestimmung der Flächen und Räume des Kessels	15
Rostfläche	15
Heizfläche	16
Beispiel	18
Verbrennungsraum	18
Zugquerschnitte	20
Wasserraum	22
Wasseroberfläche	23
Dampfraum	23
Beispiel	25

3. Abschnitt.

Dampfkesselbestimmungen.

	Seite
I. Allgemeines	28
II. Allgemeine polizeiliche Bestimmungen über die Anlegung von Schiffsdampfkesseln vom 17. Dezember 1908	30

4. Abschnitt.

Baumaterial.

I. Bleche	42
II. Winkeleisen	45
III. Nieteisen und Niete	45
IV. Anker und Stehbolzen	47

5. Abschnitt.

Bauteile und ihre Berechnung.

I. Zylindrische Wandungen mit innerem Drucke	50
Walzen oder Pressen	51
Verschweißen	51
Vernieten	52
Längsnähte	52
Bestimmungen der Normen und Klassifikationsgesellschaften	68
Beispiel	71
Rundnähte	74
Beispiel	78
II. Zylindrische Wandungen mit äußerem Drucke	79
Glattes Rohr	80
Versteiftes glattes Rohr	80
Gewelltes Rohr	85
Fox 85. Morison 86. Purves 86. Deighton 87. Holmes 87. Farnley 88.	
III. Berechnung der zylindrischen Wandungen mit äußerem Drucke	88
Bestimmungen	91
IV. Gewölbte (kugelförmige) Wandungen mit innerem Drucke	92
Bestimmungen	94
Beispiel	95
V. Gewölbte (kugelförmige) Wandungen mit äußerem Drucke	98
Bestimmungen	99
Beispiel	100
VI. Ebene Wandungen und deren Verankerungen	103
Bestimmungen	104
VII. Ebene Wandungen im Bereiche der Heizrohre	107
Bestimmungen	109
VIII. Ebene Wandungen zwischen den Heizrohrbündeln	110
Bestimmungen	111
Beispiel	112
IX. Stehbolzen und Anker	113
Bestimmungen	114
Stehbolzen	115
Anker	116
Eckanker	117

	Seite
X. Deckenträger	119
Bestimmungen	119
Ausführungen	123

6. Abschnitt.

Ausführung der Feuerrohrkessel.

I. Ausführung der liegenden Zylinderkessel	127
Feuerrohre	128
Flambbüchsen	134
Anordnung der Feuerrohre	136
Anordnung der Flambbüchsen	141
Heizrohre	145
Stirnwände	149
Kesselmantel	152
Anordnung der Stehholzen und Anker	154
Mann- und Schlammlöcher	156
Materialbestellung	159
Blechmaterial 159. Rundeisenmaterial 164. Rohrmaterial 164. Nietmaterial 164.	
II. Ausführung der stehenden Zylinderkessel	165
III. Ausführung der Lokomotivkessel	173

7. Abschnitt.

Ausrüstung des Kessels und des Kesselraumes.

I. Feuerungsanlagen für feste Brennstoffe	181
Feuerungsrahmen mit Feuertür	181
Feuerbrücke	186
Rostanlage	188
II. Feuerungsanlagen für flüssige Brennstoffe	190
Dampfdruck-Zerstäubung	192
Luftdruck-Zerstäubung	194
Öldruck-Zerstäubung	195
Vergasung	195
III. Rauchfang und Schornstein	197
IV. Grätings und Treppen	200
V. Lüftung der Kesselräume	202
VI. Ausrüstungsteile und Innenrohre	203
Dampfabsperrentile	205
Sicherheitsventile	206
Speiseventile	209
Ausblaseventil	210
Wasserstände	211
Salzventil oder Salzhahn	213
Abschaumventil	214
Probierhähne oder Probierventile	214
Manometerventile oder Manometerhähne	214
Befestigung der Ausrüstungsteile	214
VII. Bekleidung der Kessel	215
VIII. Aufstellung der Kessel	218

8. Abschnitt.

Dampf-Überhitzer.

	Seite
I. Allgemeines	219
II. Überhitzer von Wilhelm Schmidt	222
Flammrohr-Überhitzer	224
Rauchröhren-Überhitzer	227
Schornstein- oder Rauchkammer-Überhitzer	232
Überhitzer mit eigener Feuerung	233
III. Pielock-Überhitzer	234

9. Abschnitt.

Künstliche Luftzufuhr.

I. Saugluftanlagen	242
Abdampf der Maschine	242
Saugluftanlage von Ellis und Eaves (induced draught)	243
II. Druckluftanlagen	246
Geschlossene Heizräume	246
Druckluftanlage von Howden (forced draught)	248

1. Abschnitt.

Kesselarten.

I. Allgemeines.

Die mannigfaltigen Kesselarten, die heute im Schiffskesselbau bekannt sind, stellen ein unmittelbares Ergebnis der Bedürfnisse dar, die den vorliegenden Verhältnissen und dem gewünschten Zwecke entspringen. Der Zweck besteht hier darin, den Dampfmaschinen des Schiffes den zum Betriebe erforderlichen Dampf zu liefern. Die vorliegenden Verhältnisse sind im wesentlichen durch die Erwägung gegeben, daß der Schiffskessel im Schiffe selbst, d. h. in einem schwimmenden, beweglichen Körper von eigenartiger Form untergebracht werden muß. Zweck und vorliegende Verhältnisse stellen an den Kessel Anforderungen, deren bestmögliche Vereinigung oder gegenseitiger Ausgleich Sache des Erbauers sind.

Der Auffassung einer Kesselanlage als industrielles Betriebsmittel entsprechend muß die Einheit, der Kessel, preiswert in der Anschaffung und sparsam im Betriebe sein, um dem Erfordernisse der Wirtschaftlichkeit zu genügen. Die Unterbringung im Schiffe, dessen Raum und Tragfähigkeit im weitesten Maße dem besonderen Zwecke als Beförderungsmittel vorbehalten bleiben sollen, fordert von dem Kessel, daß er gedrungen und leicht sein soll, um den vorhandenen Raum möglichst wenig zu beschränken und die ganze Schiffsanlage so wenig wie möglich zu belasten. Um Betriebsstörungen zu vermeiden, soll der Kessel in allen seinen Teilen sicher gebaut, gleichzeitig aber auch zugänglich sein, damit eine sorgfältige Reinigung und Überwachung möglich ist. Die Anlage muß einfach sein, um wenig Wartung und Unterhaltung zu beanspruchen. Die Wärmeabgabe muß schnell vor sich gehen, damit umgehende Betriebsbereitschaft gewährleistet wird.

Zur Erfüllung dieser Bedingungen stehen dem Erbauer folgende Mittel zur Verfügung:

Preiswert wird der Kessel durch Verwendung wohlfeiler Materialien und durch vereinfachte Arbeitsausführung. Sparsamkeit im Betriebe, so weit sie von den Eigenschaften des verwandten Brennstoffes und den Fähigkeiten der Bedienungsmannschaft unabhängig ist, wird erreicht durch geschickte Ausnutzung der zugeführten Wärmemenge, die durch zweckentsprechende Anordnung der Feuerzüge und der den Wärmeaustausch vermittelnden Flächen gefördert wird. Eine Gewichtsbeschränkung wird ermöglicht durch Anwendung widerstandsfähiger Formen und durch richtige, den Beanspruchungen angepaßte Materialverwendung und Materialverteilung. Den begrenzten Raumverhältnissen kann durch möglichste Beschränkung der Feuerungs-, Wasser- und Dampf Räume und durch geeignete Anpassung an die Schiffsform Rechnung getragen werden. Größte Sicherheit wird durch Verwendung nur besten Materials und durch sorgfältige Arbeitsausführung gewährleistet, wobei gleichzeitig durch Beschränkung der Gliederung auf Einfachheit Rücksicht genommen werden muß. Eine geeignete Anordnung der einzelnen Teile, im wesentlichen der Verankerungen, macht den Kessel allseitig gut zugänglich. Förderung eines lebhaften Wasserumlaufes und Herabsetzung des Wasserinhaltes sind Mittel zur Erreichung einer schnellen Verdampfung.

Die sachgemäße Berücksichtigung der gestellten Bedingungen und die richtige Abwägung und Anwendung der zur Verfügung stehenden Mittel hat im Laufe der Zeit eine große Zahl von Kesselarten für den Schiffsbetrieb entstehen lassen. Für ihre Betrachtung und Einteilung soll im folgenden der Gesichtspunkt ihrer Entwicklung als Ergebnis des ständig gesteigerten Dampfdruckes und der gleichzeitigen Forderung der Gewichtsverminderung maßgebend sein. Hiernach sind zu unterscheiden:

- Kofferkessel,
- Ovalkessel,
- liegende Zylinderkessel mit rückkehrender Flamme,
- liegende Zylinderkessel mit durchschlagender Flamme,
- stehende Zylinderkessel,
- Lokomotivkessel,
- Wasserrohrkessel.

II. Kofferkessel.

Diese sind flachwandige Kessel, die der Schiffsform in geeigneter Weise angepaßt werden können, wie aus der Taf. 11 zu ersehen ist. Sie sind besonders gedrunzen gebaut und im Betriebe sparsam. Bei einer Steigerung des Dampfdruckes über 3 Atmosphären führt die erforderlichlich werdende Verstärkung der Wände durch Ver-

ankerungen zu einer derartigen Erhöhung des Kesselgewichtes, daß wirtschaftliche Gründe eine weitere Verwendung des Kofferkessels ausschließen. Eine gleichzeitige Folge der zahlreichen, durch die flachen Wände bedingten Verankerungen ist die große Unzugänglichkeit der Kessel, die eine sorgfältige Reinigung erschwert, und die nicht unwesentliche Erhöhung der Baukosten. Kofferkessel werden daher für Neuanlagen heute kaum noch ausgeführt; Anlagen dieser Art befinden sich nur noch auf einigen sehr alten Fahrzeugen im Betriebe.

Der auf der Taf. 11 dargestellte Kofferkessel wurde im Jahre 1905 von der Germaniawerft in sechsfacher Ausführung für den Umbau eines türkischen Kriegsfahrzeuges geliefert.

Jeder der 6 Kessel hat eine Heizfläche von 239 qm und eine Rostfläche von 6,8 qm; die Kessel arbeiten mit einem Betriebsüberdrucke von 3 Atmosphären. Als Material ist bis auf die Stehbolzen, die aus Schweißeisen hergestellt sind, durchgängig Siemens-Martin Flußeisen verwendet worden. — Da die Kessel querschiffs aufgestellt sind, hat man sie am hinteren Ende unten und oben abgerundet, damit sie sich der Schiffsform anpassen. Die vier Feuerräume eines jeden Kessels haben kastenförmigen Querschnitt. Die Verbindung ihrer Seitenwände mit dem Kesselkörper ist durch Winkel hergestellt. In ihrem hinteren Teile schließen sie sich an die für jeden Feuerraum besonders vorgesehene Flammbüchse an, die einen gleichbleibenden, rechteckigen Querschnitt hat. Im Gegensatz zu der heutigen Ausführung der Flammbüchsen, die aus zwei durch einen Mantel verbundenen Wänden bestehen, kommt der Mantel bei dem vorliegenden Kessel dadurch in Wegfall, daß die Stehbolzenwand muldenförmig ausgekrempt ist. Als Material für die glatten Heizrohre ist Messing verwendet worden, während die Ankerrohre aus Schweißeisen hergestellt sind. Auffallend ist die geringe Zahl der letzteren. Der vorher erwähnte Hauptmangel der Kofferkessel, die zahlreichen Verankerungen, treten bei der vorliegenden Ausführung besonders in die Erscheinung: Der Raum über den Heizrohrbündeln, ja sogar der Bereich der Heizrohre sind von zahlreichen, schweren Rund- und Flachankern durchzogen, so daß, von der Gewichtsfrage abgesehen, ein Befahren des Kessels nur unter großen Schwierigkeiten möglich erscheint. Mit Rücksicht auf die mangelhafte Zugänglichkeit sind daher auch Mann- und Schlammlöcher in größerer Zahl als sonst üblich angeordnet.

III. Ovalkessel.

Die erwähnten Nachteile des Kofferkessels, erhöhte Kosten, geringe Zugänglichkeit und hohes Gewicht, vermeidet bis zu einem gewissen Grade der Ovalkessel. Bei der Decke, dem Boden und den Feuerungen ist man hier zur zylindrischen Form übergegangen. Die dadurch erreichten

Vorteile treten indessen nicht mehr hervor, sobald der Druck etwa 5 Atmosphären überschreitet. Dann werden auch bei diesen Kesseln umfangreiche Verankerungen notwendig, die sie kostspielig, schwer und wenig zugänglich machen. Das charakteristische Bild eines Ovalekessels zeigt die Abb. 1. Infolge der runden Form von Decke und Boden sind Queranker in diesem Teile des Kessels bereits überflüssig geworden; um so auffälliger wirkt die im Mittelteil vorhandene An-

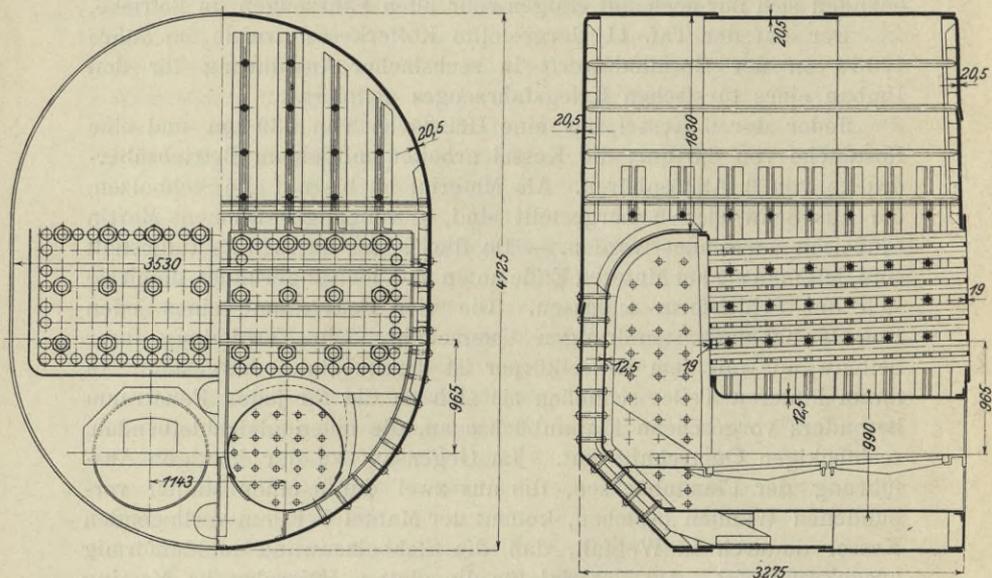


Abb. 1.

häufung von Längs- und Querankern. Versteifungswinkel und Blechanker tragen zu einer weiteren Erhöhung des Kesselgewichtes bei und erschweren die Befahrbarkeit. Die Abb. 1 zeigt weiter die Anpassung des Querschiffs aufgestellten Kessels an die Schiffsform durch Hochziehen der Rückwand sowie die bei älteren Kesseln übliche Schrägstellung der Vorderwand.

IV. Liegende Zylinderkessel mit rückkehrender Flamme; sogen. „Schottische Kessel“.

Die sogenannten Zylinderkessel, deren Mantel und Feuerrohre zylindrische Form haben, stellen die heute im Schiffsbetriebe weitaus gebräuchlichste Kesselform dar. Je nachdem sie mit Feuern auf einem oder aber auf beiden Enden ausgeführt werden, unterscheidet man Einfach- und Doppelkessel (Einender und Doppelender). Man

baut sie mit 1 bis 4 Feuerungen als Einfachkessel und mit 4 bis 8 Feuerungen als Doppelkessel. Sie sind wohlfeil und nicht zu schwer, dagegen passen sie sich weniger der Schiffsform an und nehmen infolgedessen verhältnismäßig viel Raum ein. Sie sind sicher im Betriebe, einfach in ihrer Gliederung und in allen Teilen gut zugänglich. Für ihre umfangreiche Verwendung ist ausschlaggebend, daß sie überaus sparsam und wirtschaftlich im Betriebe sind. Von den noch zur Ausführung kommenden Hochdruck-Kesselarten weisen sie den besten Wirkungsgrad auf.

In der Handelsmarine kommen diese Kessel fast ausschließlich zur Anwendung. In der Kriegsmarine werden sie immer mehr durch die Wasserrohrkessel verdrängt; in der deutschen Kriegsmarine z. B. werden sie auf Neubauten überhaupt nicht mehr verwendet.

V. Liegende Zylinderkessel mit durchschlagender Flamme.

Liegende Zylinderkessel mit durchschlagender Flamme (Taf. 1 und Abb. 46 und 47), sogen. Marine-Kessel, verdampfen sehr wirkungsvoll und schnell, da alle Heizflächen, zumal die wirksamsten, in der Nähe der Wasseroberfläche liegen. Sie erhalten infolge der Anordnung des Heizrohrbündels auf der Rückseite der Feuerbüchse einen kleinen Durchmesser, dafür aber größere Länge und werden daher dort eingebaut, wo nur ein niedriger und schmaler, dafür aber langer Raum zur Verfügung steht, so namentlich auf Raddampfern und früher unter dem Panzerdeck, bei kleinen Kreuzern und Kanonenbooten. In der Länge erfordern diese Kessel eine besondere Raumzugabe, da auch auf der Rohrseite Platz zum Ein- und Ausziehen der Rohre vorhanden sein muß. Die Anwendung von Zylinderkesseln mit durchschlagender Flamme unterliegt daher stets gewissen Beschränkungen.

VI. Stehende Zylinderkessel.

Für ihre Verwendung ist der Gesichtspunkt maßgebend, daß sie sich infolge ihres großen Feuerraumes für eine schnelle Verdampfung besonders eignen und eine nur geringe Grundfläche beanspruchen. Da das Verhältnis der Heizfläche zur Rostfläche fast immer sehr klein ausfällt, werden die Heizgase nur unvorteilhaft ausgenutzt. Dies gilt namentlich von den stehenden Kesseln (Abb. 57), bei denen die Heizgase nur wenig behindert in fast gerader Richtung durch den Schornstein entweichen. Einen besseren Wirkungsgrad als Folge der vergrößerten Heizfläche erzielen die Ausführungen mit Heizrohren (Abb.

59 und 60); im Vergleich mit anderen Kesselarten ist der Wirkungsgrad in beiden Fällen nicht sonderlich günstig. Die Kessel kommen daher auch nur für kleine Anlagen oder aber als Hilfskessel in Frage, bei denen schnelles Verdampfen und geringer Bedarf an Grundfläche ausschlaggebend sind.

VII. Lokomotivkessel.

Lokomotivkessel, die ihren Namen dem Umstande verdanken, daß sie aus dem Lokomotivbau in den Schiffsbetrieb übernommen worden sind, entsprechen in ihrer Wirkung den zylindrischen Kesseln mit durchschlagender Flamme. Sie verdampfen sehr wirkungsvoll und schnell, da auch hier alle, namentlich die wirksamsten Heizflächen in der Nähe der Wasseroberfläche liegen. Sie setzen ebenfalls niedrige schmale, aber lange Räume zur Unterbringung voraus. Sie sind unzugänglicher, dafür aber leichter als die Zylinderkessel mit durchschlagender Flamme, da der zylindrische Durchmesser kleiner, die Bleche mithin dünner, und die Wasserräume kleiner werden. Infolge ihres geringen Gewichtes wurden sie vor der Einführung der Wasserrohrkessel auf leichten Kriegsfahrzeugen, insbesondere auf Torpedobooten eingebaut. Die Tafel 10 stellt einen Lokomotivkessel für einen neueren ausländischen Kreuzer, die Abb. 62 und 63 für ein Beiboot der Kriegsmarine dar. Verdrängt wurden die Lokomotivkessel aus der Kriegsmarine durch die Wasserrohrkessel.

VIII. Wasserrohrkessel.

Diese Kessel weisen den vorher besprochenen gegenüber recht wesentliche Unterschiede auf. Bei den vorher erwähnten Kesselarten waren die Räume, in denen sich die Heizgase entwickelten oder verbreiteten, von Wasser oder Dampf umspült; man bezeichnet sie daher auch vielfach in ihrer Gesamtheit als Feuerrohr-Kessel. Bei den Wasserrohrkesseln ist das Wasser und der Dampf hauptsächlich in Rohren eingeschlossen; daher die Bezeichnung „Wasserrohrkessel“.

Die Rohre werden von den Heizgasen umstrichen. Nach außen hin ist der Kessel durch dünne Bleche abgeschlossen, die mit geeigneten, schlecht leitenden Materialien bekleidet sind. Im Innern des Kessels werden die Heizgase durch Wände geführt, die durch dichtes Zusammenstellen der einzelnen Rohre oder durch eingelegte Bleche gebildet werden.

Die Ausführungen der Wasserrohrkessel sind sehr mannigfaltig. Nach der Art ihres Hauptbestandteiles, d. h. nach der Art der Rohre, kann man zwei Hauptgruppen unterscheiden:

Weitrohrige Wasserrohrkessel, bei denen die Rohre mehr oder weniger gerade sind.

Engrohrige Wasserrohrkessel, bei denen die Rohre mehr oder weniger gebogen sind.

Die Wasserrohrkessel sind im allgemeinen leicht, da die Verankerungen wegfallen und der Wasserinhalt klein ist; gedungen, da sie sich in ihrer äußeren Form gut den Raumverhältnissen des Schiffes anpassen; schnell verdampfend, da der Wasserinhalt gering und der Wasserumlauf besonders gut ist. Sie gestatten eine stärkere Inanspruchnahme ohne die Gefahr sofortiger Leckagen.

Dagegen sind die Wasserrohrkessel wenig einfach in ihrer Gliederung, daher auch schwerer zugänglich; sie verdampfen weniger sparsam, haben infolgedessen keinen besonders guten Wirkungsgrad. Sie erfordern zu ihrer Bedienung ein gut geschultes Personal, da sie leicht überkochen und sorgfältige Speisung voraussetzen.

Die Vorteile der Wasserrohrkessel wie: Gewichtersparnis und die Möglichkeit starker Inanspruchnahme sind ausschlaggebend für ihre fast allgemeine Verwendung in der Kriegsmarine. In unserer Marine wurden früher größere Anlagen auch gemischt ausgeführt, indem etwa $\frac{1}{2}$ bis $\frac{2}{3}$ der Anlage zwecks Verwendung für die wirtschaftlichen Marschgeschwindigkeiten aus Zylinderkesseln, der übrige Teil zwecks schnellen Dampfaufmachens und starker Inanspruchnahme aus Wasserrohrkesseln bestand. In der Handelsmarine, wo Gewichtersparnis zurücktreten muß hinter die Anforderungen der Sparsamkeit im Betriebe, der Einfachheit und Zugänglichkeit, werden die Wasserrohrkessel vorläufig nur in besonderen Fällen angewendet.

2. Abschnitt.

Größenbestimmung der Kessel für die geforderte Leistung.

Wie eingangs erwähnt, dienen die Schiffskessel dem Zwecke, den zum Betriebe der Maschine erforderlichen Dampf zu liefern. Im Schiffsbetriebe wird der erforderliche Dampf durch Verdampfung des im Kessel enthaltenen Wassers bzw. des zugeführten Speisewassers erzeugt. Die Verdampfung erfolgt durch Zuführung von Wärme, die durch Verbrennung verschiedenartiger Brennstoffe gewonnen wird. Eine andere Art der Dampferzeugung besteht darin, den auf dem erwärmten Kesselwasser ruhenden Druck zu vermindern. Für Schiffskessel kommt diese Art der Dampferzeugung heute noch nicht in Betracht; jedoch darf man wohl annehmen, daß sie in Zukunft bei kleineren Anlagen für besondere Zwecke Anwendung finden wird. Bei Rangier-Lokomotiven (sogen. „Feuerlose Lokomotiven“) hat sie bereits Eingang gefunden.

I. Eigenschaften der Brennstoffe.

Der Zweck, dem die Brennstoffe dienen sollen, die Verdampfung des Wassers, und die vorliegenden Verhältnisse, ihre Unterbringung an Bord eines Schiffes, stellen an die Brennstoffe folgende Hauptbedingungen. Sie sollen:

- großen Heizwert bezogen auf die Gewichtseinheit besitzen, um das Fahrzeug möglichst wenig zu belasten,
- geringen Bunkerraum bezogen auf die Gewichtseinheit beanspruchen, um dem nutzbaren Raume des Fahrzeuges möglichst wenig Abbruch zu tun,
- wenig oder gar keine Rückstände hinterlassen, damit die an Bord mit ihrer Beseitigung verbundenen Unbequemlichkeiten vermieden werden.

Erfahrungen und Versuche haben für die oben geforderten Eigenschaften der auf Schiffen gebräuchlichen Brennstoffe folgende Werte ergeben:

Zusammenstellung 1.

Eigenschaften verschiedener Brennstoffe.

Art des Brennstoffes	Mittlerer Heizwert in Wärme-Einheiten (W.E.)	Staugewicht bezogen auf 1 cbm in Tonnen	Rückstände %	Mittlere theoretische Verdampfungsziffer W. E. 637
Lufttrockenes Laubholz	2800	0,42	1,0	4,4
Lufttrockenes Nadelholz	3600	0,38	0,5	5,6
Geringerer Torf	2500	0,25	20,0	3,9
Besserer Torf	3500	0,45	10,0	5,4
Geringere Braunkohle	3600	0,60	10,0	5,6
Bessere Braunkohle	4500	0,70	5,0	7,0
Geringere Steinkohle	6500	0,75	10 bis 20	10,2
Beste Steinkohle	8000	0,90	5 bis 10	12,6
Flüssige Brennstoffe (Erdöle)	11000	0,94	keine	17,3

Holz wird als Brennstoff nur bei kleineren Anlagen und zwar dort angewendet, wo vollwertigere Brennstoffe nur zu hohen Preisen käuflich sind, Holz dagegen in großen Mengen und billig vorhanden ist. Holzfeuerung kommt daher hauptsächlich in holzreichen Gegenden in Frage, so z. B. auf Flußdampfern, welche die sich in das Innere erstreckenden Flußläufe wenig aufgeschlossener Ländergebiete (Afrika, Sibirien u. s. w.) befahren.

Torf wird gleichfalls nur bei kleinen Anlagen und in torfreichen Gegenden verfeuert.

Braunkohle hat als Feuerungsmaterial für den Schiffsbetrieb auch nur örtliche Bedeutung. Sie findet auf Flußdampfern Verwendung, die in Braunkohlengebieten, wie Böhmen und Mitteldeutschland, verkehren.

Die Steinkohle ist der wichtigste und am weitesten verbreitete Brennstoff. Neben den drei Hauptbedingungen — großer Heizwert, geringer Raumbedarf, wenig Rückstände — denen alle Brennstoffe genügen sollen, verlangt man von guter Heizkohle weiter, dass sie grosse Festigkeit besitzt, damit sie bei der Beförderung so wenig wie möglich in Graß zerfällt. Diese fast staubartig zerkleinerten Bestandteile der Kohle fallen beim Aufwerfen der Feuer größtenteils durch die Roste in den Aschfall und vermindern damit nicht unwesentlich den Heizwert. Entsprechend den in der Handels- und Kriegsmarine vorliegenden Verhältnissen verlangt man von der Kohle, daß sie möglichst

rauchlos verbrennt. In der Handelsmarine macht sich starke Rauchentwicklung besonders auf Passagierdampfern sehr unangenehm bemerkbar, und in der Kriegsmarine gebietet der Zweck, den Gegner zu überraschen, die Rauchentwicklung auf ein Mindestmaß zu beschränken.

Nicht jede Kohle entspricht diesen Bedingungen; immerhin ist die Steinkohle bis jetzt der beste und geeignetste Brennstoff; sie wird daher fast ausschließlich auf allen Seeschiffen verwendet.

Flüssige Brennstoffe. Am gebräuchlichsten von den flüssigen Brennstoffen ist das Masut, das aus Rückständen besteht, die bei der Petroleumdestillation aus dem Rohnaphta gewonnen werden. Unsere Kaiserliche Marine bezeichnet es einfach als Heizöl. Wie aus der beigegebenen Zusammenstellung 1 zu ersehen ist, besitzen die flüssigen Brennstoffe den höchsten Heizwert und das größte Staugewicht bezogen auf die Raumeinheit; außerdem hinterlassen sie keine Rückstände. Sie entwickeln bei geeigneter Behandlung wenig Rauch und gestatten eine Verminderung der Bedienungsmannschaft, da ihre Zuführung in den Feuerraum des Kessels auf maschinellern Wege bewerkstelligt wird. Ihre Anwendung bringt gleichzeitig infolge der geringen Wärmeausstrahlung und des durch die Zerstäuber hervorgerufenen guten Luftumlaufes eine wirksame Lüftung der Heizräume mit sich. Die Dampfentwicklung lässt sich bei der Verwendung flüssiger Brennstoffe leicht regeln, da man jederzeit in der Lage ist, die Wärmezufuhr zu ändern. Die Beanspruchung des Kesselmaterials ist wesentlich geringer als beim Verfeuern von Kohle. Die Heizöle enthalten keine Schwefelbestandteile, die das Material angreifen und zerfressen; gleichzeitig kommt das häufige Öffnen der Türen in Fortfall, wodurch die heißen Kesselwandungen des Feuerraumes vor der überaus nachteiligen Berührung mit der eindringenden kalten Luft bewahrt bleiben.

Die flüssigen Brennstoffe lassen sich an Bord schnell, sauber und bequem unterbringen, da sie durch Rohrleitungen übergepumpt werden, und für ihre Unterbringung Räume wie Doppelböden u. s. w. benutzt werden können, die sonst für eine Aufbewahrung von Brennstoffen nicht in Betracht kämen. Trotz dieser hervorragenden Vorteile erfolgt ihre Verwendung bis heute nur in sehr beschränktem Umfange. Der Grund liegt im wesentlichen darin, daß das Öl heute noch nicht in hinreichenden Mengen hergestellt wird und sein Preis infolgedessen den der Kohle übersteigt; zudem ist es nicht überall erhältlich. Im anderen Falle würde man sich auch mit den Nachteilen der Ölfeuerung — Geräusch der Zerstäuber, leichte Entzündbarkeit des Öles — abzufinden wissen. Regelmäßig verwendet werden die flüssigen Heizstoffe dort, wo die Öle wohlfeil und in den erforderlichen Mengen vorhanden sind, so z. B. in Nord-Amerika, Borneo und am Kaspischen

Meere. Bei uns ist die Frage der Ölfeuerung noch nicht über Versuche hinausgediehen. Versuche sind sowohl in der Kriegsmarine wie auch in der Handelsmarine angestellt worden mit dem Ergebnis, daß auf den neuen größeren Schiffen der Kaiserlichen Marine Einrichtungen für Ölfeuerung vorgesehen sind, die jedoch verhältnismäßig selten benutzt werden.

II. Bestimmung der erforderlichen Brennstoffmenge.

Mit dem chemischen Vorgange der Verbrennung ist eine Entwicklung von Wärme verbunden. Die bei dieser Verbrennung der Brennstoffe freiwerdende Wärme wird auf den Inhalt des Kessels übertragen und dient zur Erwärmung und Verdampfung des im Kessel enthaltenen Wassers. Die Gesetze, nach denen sich dieser Vorgang vollzieht, sind durch die mechanische Wärmetheorie gegeben. Die Wärme, die notwendig ist, um 1 kg Wasser von 0°C in gesättigten Dampf von $t^{\circ}\text{C}$ zu verwandeln wird als Gesamtwärme bezeichnet; sie setzt sich zusammen aus der Flüssigkeitswärme, d. h. der Wärme, die nötig ist, um in diesem Falle die Temperatur von 1 kg Wasser von 0° auf t° zu erhöhen, und aus der Verdampfungswärme, d. h. der Wärme, die erforderlich ist, um 1 kg Wasser von t° unter gleichbleibendem äußerem Druck in Dampf von t° zu verwandeln. Nach Regnault beträgt die bei 1 kg Wasser aufzuwendende Gesamtwärme in Wärmeeinheiten angenähert

$$\text{W. E.} = 606,5 + 0,305 \cdot t^{\circ}.$$

Beim Entwurf einer Kesselanlage ist stets gegeben oder aber man ist immer in der Lage festzusetzen, wieviel kg Dampf von bestimmter Spannung in Atmosphären (atm) der Kessel liefern soll; gegeben ist weiter die Temperatur des Speisewassers, das dem Kessel zugeführt wird. Man kann daher jederzeit feststellen, wieviel Wärmeeinheiten zur Erzeugung der geforderten Dampfmenge aus dem betreffenden Speisewasser notwendig sind.

Beispiel:

Verlangt werden 820 kg Dampf von 12 atm Spannung. Die Temperatur des Speisewassers betrage 40° ; die der Temperatur 40° entsprechende Flüssigkeitswärme ist von der Gesamtwärme in Abzug zu bringen, da sie bereits im zugeführten Speisewasser enthalten ist. Demnach sind noch zur Verwandlung der 820 kg Wasser in Dampf von 12 atm Spannung an Wärmeeinheiten aufzuwenden:

$$\text{W. E.} = 820 \cdot (606,5 + 0,305 \cdot t^{\circ} - 40^{\circ}).$$

Die einem Druck von 12 atm entsprechende Temperatur des gesättigten Wasserdampfes beträgt $t = 187^{\circ}$; demnach sind erforderlich:

$$W. E. = 820 \cdot (606,5 + 0,305 \cdot 187 - 40)$$

$$W. E. = 820 \cdot 623,5 = 511270.$$

Dieser Wert stellt die theoretisch zur Verdampfung erforderliche Wärmemenge dar. Praktisch ist ein wesentlich größerer Aufwand an Wärme nötig, da ein Teil derselben bei ihrer Entwicklung und bei der Übertragung durch den Kessel auf das Wasser verloren geht. Weiter geht ein Teil der in der Kohle vorhandenen Wärmeenergie verloren

durch mangelhafte Ausnutzung des Brennstoffes,

durch Ausstrahlung an die Umgebung,

durch den Verlust der warmen, durch den Schornstein abziehenden Gase, deren Temperatur 250—350° beträgt.

Diese Wärmeverluste machen sich bei den verschiedenen Kessel- und Feuerungsarten mehr oder weniger stark bemerkbar und verringern die nutzbare Wärmemenge. Die nutzbare Wärmemenge in ein Verhältnis zur aufgewendeten Wärmemenge gesetzt, ergibt den Wirkungsgrad des Dampferzeugers, des Kessels.

Erfahrungen und Versuche haben für die einzelnen Kesselarten folgende mittlere Wirkungsgrade ergeben.

Zusammenstellung 2.

Mittlere Wirkungsgrade.

Kesselart	Mittlerer Wirkungsgrad
Kofferkessel bis zu 2 atm Betriebsüberdruck	0,66
Ovalkessel bis zu 4 atm Betriebsüberdruck	0,65
Liegende Zylinderkessel mit rückkehrender Flamme	0,64
„ „ „ durchschlagender Flamme	0,63
Stehende Zylinderkessel je nach dem Verhältnis $\frac{H}{R}$	0,5 bis 0,65
Lokomotivkessel	0,45 bis 0,55
Weit- und geradrohrige Wasserrohrkessel	0,55 bis 0,64
Eng- und krummrohrige Wasserrohrkessel	0,45 bis 0,64

Mit Rücksicht auf diese Wirkungsgrade sind im praktischen Betriebe die wirklich erforderlichen und aufzuwendenden Wärmeinheiten festzusetzen. Verfolgt man das vorher erwähnte Beispiel weiter unter der Annahme, daß die Dampferwicklung in einem Schottischen Kessel vor sich geht, dessen Wirkungsgrad zu 0,64 angenommen werden möge, so sind wirklich aufzuwenden:

$$W. E. = \frac{511270}{0,64} \approx 800000.$$

Nimmt man an, daß hochwertige Steinkohle mit einem Heizwerte von 8000 W. E. als Brennstoff zur Verfügung steht, so müssen zur Erzeugung der oben geforderten Dampfmenge an Kohle angewendet werden:

$$\frac{800000}{8000} = 100 \text{ kg Kohle.}$$

Betrachtet man dieses Ergebnis im umgekehrten Sinne, so ist festzustellen, daß bei dem vorliegenden Beispiele 100 kg Steinkohle notwendig sind, um 820 kg Dampf zu erzeugen; oder 1 kg Kohle erzeugt 8,2 kg Dampf. Auf die für das Beispiel gewählte Kohlenart bezugnehmend sagt man: 1 kg dieser Steinkohle hat die mittlere Verdampfungsziffer 8,2.

Der oben geschilderte Weg zur Festsetzung der erforderlichen Brennstoffmenge ist einzuschlagen, wenn der Dampfbedarf in kg gegeben ist. Für Schiffskesselanlagen ist in der Regel eine andere Art zur Bestimmung der Brennstoffmenge üblich, die in der eigenartigen Auffassung des Verhältnisses von Maschinen- und Kesselanlage ihren Grund hat. An Bord von Schiffen ist man gewohnt, beides als ein unzertrennliches Ganzes zu betrachten. Der Hinweis ist also gegeben, den Wirkungsgrad von Maschine und Kessel zusammenzufassen; man tut dies, indem man gewöhnlich nicht gesondert die Dampfentwicklung von 1 kg des Brennstoffes und dann den Dampfverbrauch für 1 PSI feststellt, sondern man wählt als Grundlage den Verbrauch an Brennstoff für 1 PSI. Diese Auffassung kommt jedoch lediglich für Steinkohle in Betracht.

In der Zusammenstellung 3 sind mittlere Werte des Verbrauches an Kohle für 1 PSI und 1 Std. wiedergegeben, wobei von einer Berücksichtigung der Maschinenart, Kesselart und Schiffsart ausgegangen ist. Die aufgestellten Mittelwerte sind das Ergebnis von Erfahrungen und Versuchen.

Die in der Zusammenstellung gemachten Angaben beziehen sich nur auf die Hauptmaschinen und auf Anlagen, bei denen die Kohle durch einen sparsamen Dauerbetrieb gut ausgenutzt wird. Selbst wenn diesen Ansprüchen genügt ist, wird sich unter Umständen ein erhebliches Schwanken der Verbrauchsziffer ergeben. Geschicklichkeit der Bedienungsmannschaft, Beschaffenheit der Kohle und Bauart der Maschine können den Gesamtwirkungsgrad der Maschinenanlage in erheblichen Grenzen beeinflussen. Bei der Mannigfaltigkeit der auf neuen größeren Schiffen — zumal auf Passagierdampfern — vorhandenen Hilfsmaschinen und Hilfsapparate muß beim Entwurf der Kesselanlage auf ihren Dampfverbrauch Rücksicht genommen werden. Der hierfür zu machende Zuschlag beträgt im Mittel 4 bis 15% des Verbrauches der Hauptmaschinen.

Zusammenstellung 3.
Mittelwerte des Kohlenverbrauches.

M a s c h i n e n a r t		Kesselart	Betriebs- über- druck in atm	Schiffsart	Kohlen- verbrauch in kg für 1 PSI in 1 Std.
Einstufige	Expansions-Maschine mit Auspuff, ohne Vorwärmung	Zylinder-Kessel	6—8	Boote mit Hilfs- maschinen und	2,5 bis 3
	" " mit Auspuff und Vorwärmung	" "	8—10		2,0 " 2,5
Zweistufige	" " mit Auspuff, ohne Vorwärmung	" "	10—12	Hafendampfer	1,5 " 2,0
	" " mit Auspuff und Vorwärmung	" "	10—12		1,1 " 1,3
Dreistufige	" " mit Einspritzkondensation . .	" "	6—8	Küstendampfer	0,95 " 1,1
	" " mit Oberflächenkondensation .	" "	7—9		0,9 " 1,0
Dreistufige	" " " "	" "	10—14	Hochseedampfer	0,65 " 0,85
	" " " "	Lokomotiv-Kessel	11—14		0,75 " 1,1
Vierstufige	" " " "	Weitrohrige W.-K.	12—15	" "	0,75 " 1,0
	" " " "	Engrohrige W.-K.	12—16		0,85 " 1,3
	" " " "	Zylinder-Kessel	13—16		0,50 " 0,65
	" " " "	Weitrohrige W.-K.	14—18		0,75 " 0,95
" "	" " " "	Engrohrige W.-K.	14—20	" "	0,80 " 1,2

Für die Benutzung der Zusammenstellung gilt, daß die kleineren Werte bei langsamer und wirtschaftlicher Verbrennung, die größeren dagegen bei starker Inanspruchnahme in Betracht kommen.

III. Größenbestimmung der Flächen und Räume des Kessels.

Im vorstehenden sind die Mittel zur Dampferzeugung, die Brennstoffe und ihre Eigenschaften behandelt worden. Daran anschließend wurde die erforderliche Brennstoffmenge bei gegebenem Dampfverbrauche und bei gegebenen Pferdestärken ermittelt. Im folgenden handelt es sich um die Größenbestimmung derjenigen Flächen und Räume des Kessels, deren Anordnung erforderlich ist, um einer bestimmten Brennstoffmenge die ihr innewohnende Wärmemenge wirtschaftlich zu entziehen.

Die Rostfläche (R). Die Größe der Rostfläche ist abhängig von der Brennstoffmenge, die darauf verbrannt werden soll. Zur Verbrennung ist eine gewisse Luftmenge erforderlich. Je inniger die Luft den Brennstoff zu durchdringen vermag, desto vollkommener wird die Verbrennung vor sich gehen, desto ergiebiger wird die Feuerung sein; ergiebiger in dem Sinne, daß weniger Rostfläche und weniger Luft für die Verbrennung der Gewichtseinheit des Brennstoffes erforderlich sein werden. Die Luftzufuhr wird durch Erzeugung eines Luftdruckunterschiedes zwischen den Räumen oberhalb und unterhalb des Rostes geregelt, und zwar unterscheidet man:

- natürliche Luftzufuhr durch den natürlichen Schornsteinzug,
- künstliche Luftzufuhr auf maschinellem Wege.

Der Unterschied der Luftdrucke wird durch eine Vorrichtung gemessen, die im wesentlichen aus einer U-förmig gebogenen, mit Wasser gefüllten Röhre besteht, deren Verwendung auf dem Gesetze der kommunizierenden Röhren beruht. Ein Schenkel steht durch eine Schlauchleitung mit dem zu messenden Raume in Verbindung; der Höhenunterschied der beiden Wasserspiegel in den Glasschenkeln wird gemessen und in der entsprechenden Anzahl von „mm Wassersäule“ angegeben.

Der natürliche Schornsteinzug, der durch das Aufsteigen der erwärmten und damit leichteren Luftteilchen entsteht, erzeugt je nach der Höhe des Schornsteines und des Temperaturunterschiedes zwischen der in den Feuerzügen erwärmten und der kälteren Außenluft einen Luftdruck von etwa 4 bis 7 mm Wassersäule. Die künstliche Luftzufuhr wird gewöhnlich durch ein Gebläse erzeugt. Die Höhe des zu wählenden Luftdruckes ist von der Kesselart abhängig und schwankt zwischen 10 mm und — im äußersten Falle — 150 mm Wassersäule. Der

Stärke der Luftzufuhr entsprechend können auf 1 qm Rostfläche und in 1 Stunde etwa 60 bis — bei äußerster Inanspruchnahme — 500 kg Kohle verbrannt werden. Die Menge der zur Verbrennung erforderlichen Luft hängt von ihrer mehr oder weniger innigen Mischung mit dem Brennstoffe ab und schwankt in der Praxis zwischen 16 bis 9 cbm Luft für 1 kg Kohle, wobei die kleineren Zahlen lebhaftere Verbrennung voraussetzen. Theoretisch sind etwa 8 cbm Luft für die Verbrennung von 1 kg Kohle erforderlich.

Die Größe der durch eine Feuerstelle zu beschickenden Rostfläche wird durch die Bedingung, das Feuer noch wirksam bearbeiten zu können, beschränkt. Die auf eine Feuerstelle entfallende Rostfläche sollte nicht größer sein als

- 2 qm bei zylindrischen Feuerungen,
- 3 qm bei kastenförmigen Feuerungen,
- 4 qm bei Wasserrohrkesseln.

Im ersteren Falle macht man die auf eine Feuerstelle entfallende Rostfläche sogar nicht größer als etwa 1,6 qm, wenn die Arbeitsbedingungen besonders schwere sind (Tropen), oder die Bedienungsmannschaft aus schwächlichen Leuten (Arabern, Chinesen usw.) besteht.

In den beiden letzteren Fällen sollten für jede Feuerstelle mehrere Feuertüren angeordnet werden, so daß auf jede Feuertür höchstens 2 qm Rostfläche entfallen. In allen Fällen sollte die Länge des Rostes nie 2 m übersteigen; bei Wasserrohrkesseln geht man ausnahmsweise bis auf 2,2 m. Eine Innehaltung dieser Maße für die Rostfläche ist dringend zu empfehlen, da ein Überschreiten derselben die Wirtschaftlichkeit des ganzen Betriebes in Frage stellt.

Bei den einzelnen Schiffskesselarten haben die Erfahrungen folgende Mittelwerte (siehe S. 17) für die Kohlenverbrennung ergeben:

Heizfläche (H). Als Heizfläche werden im folgenden die wasserberührten Flächen betrachtet, nicht wie es mancherseits geschieht, die feuerberührten. Die Größe der Heizfläche ist abhängig von der Größe der Rostfläche. Die durch Erfahrungen und Versuche für die einzelnen Kesselarten je nach ihrer Beanspruchung als günstig ermittelten Verhältnismerte von Heizfläche zur Rostfläche (H:R) sind in der beigegebenen Zusammenstellung 4 wiedergegeben. Bei diesen Verhältnismerten H:R verlassen die Heizgase mit etwa 250° bis 350° C den Schornstein; diese Temperaturen erscheinen reichlich hoch; jedoch haben sie sich im Betriebe von Schiffskesseln als wirtschaftlich ergeben. Die niedrigen Temperaturen gelten für natürliche, die hohen für künstliche Luftzufuhr. Einzelne Behörden und Klassifikationsgesellschaften schreiben für das Verhältnis H:R für bestimmte Fälle ein Mindestverhältnis vor und zwar

H:R \geq 20 bei natürlicher Luftzufuhr,

H:R \geq 40 bei künstlicher Luftzufuhr.

Zusammenstellung 4.
Mittelwerte für die Kohlenverbrennung auf 1 qm R in 1 Stunde.

Kesselart	Art der Anlage	Art der Verbrennung	mm Wasser- säule	kg ver- brannte Kohle auf 1 qm R in 1 Std.	H R
Liegende Zylinder- kessel mit rück- kehrender Flamme	In den Tropen	langsam	4	60	24
	Hiesige kleine Anlagen	gewöhnlich	4	70	27
	Hiesige mittlere Anlagen	lebhaft bei gewöhnlichem Heizen	5	80	30
	Große Anlagen	lebhaft bei angestrengtem Heizen	6	90	32
	Große Anlagen	leichte künstliche Luftzufuhr	7	100	35
	Große leichte Anlagen	mittlere	10	120	40
Liegende Zylinder- kessel mit durch- schlagender Flamme	Große sehr leichte Anlagen	starke	15	140	45
	Leichte Anlagen	starke	30	180	50
	Sehr leichte Anlagen	sehr starke künstliche Luftzufuhr	30	180	30
	Leichte Anlagen	mittlere künstliche Luftzufuhr	50	200	35
	Sehr leichte Anlagen	starke	50	250	45
	Leichte Anlagen	mittlere	65	300	55
Lokomotivkessel	Sehr leichte Anlagen	mittlere	20	150	35
	Leichte Anlagen	starke	30	180	40
	Sehr leichte Anlagen	äußerste	40	240	45
	Leichte Anlagen	mittlere	40	240	45
Weitrohrige Wasser- rohrkessel	Sehr leichte Anlagen	starke	75	300	50
	Leichte Anlagen	äußerste	100	380	55
Engrohrige Wasser- rohrkessel	Sehr leichte Anlagen	starke	75	300	50
	Leichte Anlagen	äußerste	100	380	55

Auf die sogenannte direkte Heizfläche ist besondere Rücksicht zu nehmen. Als direkte Heizfläche bezeichnet man den unmittelbar über der Feuerstelle gelegenen Teil der Gesamt-Heizfläche. Versuche, die bei Lokomotivkesseln angestellt worden sind, haben ergeben, daß 1 qm direkter Heizfläche die gleiche Dampfmenge zu entwickeln vermag wie 6 qm Rohrheizfläche. Bei einer rechnerischen Berücksichtigung dieser Ergebnisse für die üblichen Verhältnisse nimmt man an, daß 1 qm direkter Heizfläche in seiner Wirkung 2,5 qm Gesamt-Heizfläche entspricht. Beim Entwurf des Kessels ist daher auf die Ausbildung der direkten Heizfläche besonderer Wert zu legen. Da die Übertragung der auf dem Rost erzeugten Wärme durch die Heizfläche vermittelt wird, bildet die Angabe, wie viel Wasser durch 1 qm Heizfläche im Durchschnitt verdampft wird (W), einen Maßstab für die Güte des Kessels. Je nach dem Grade der Inanspruchnahme schwankt dieser Wert in weiten Grenzen. Im Mittel findet man

$\frac{W \text{ in kg}}{H \text{ in qm}}$	= 20 bei langsamer Verbrennung,
„	= 25 bei lebhafter Verbrennung,
„	= 30 bei leichter künstlicher Luftzufuhr,
„	= 40 bei starker künstlicher Luftzufuhr,
„	= 50 bei äußerst starker künstlicher Luftzufuhr.

Im folgenden Beispiele soll gezeigt werden, in welcher Weise bei der rechnerischen Bestimmung von Rostfläche und Heizfläche auf Zweck und vorliegende Verhältnisse, d. h. im wesentlichen auf Schiffsart und Kesselart Rücksicht zu nehmen ist. Der Vergleich, wie verschieden in den Größenverhältnissen, je nach dem Verwendungszwecke und nach der Art eine in den Pferdestärken gleiche Anlage ausfallen kann, ist im vorliegenden Falle leicht zu ziehen, da die Aufgabe unter Zugrundelegung der gleichen Pferdestärken für 4 verschiedene Schiffs- und Kesselarten gelöst ist. Das Beispiel zeigt, wie die Anforderungen der Raumbeschränkung und Gewichtsersparnis eine entsprechende Steigerung der Luftzufuhr bedingen, die in ihren äußersten Grenzen auf den leichtesten Fahrzeugen, den Torpedobooten, zu finden ist.

Verbrennungsraum. Um im Verbrennungsraume eine möglichst vollständige Verbrennung zu erzielen, müssen gewisse Voraussetzungen erfüllt sein:

Die Temperatur muß möglichst hoch gehalten werden.

Die Luft soll in entsprechender Menge mit den zu verbrennenden Gasen innig gemischt werden.

Es soll möglichst schon vollkommene Verbrennung stattgefunden haben, bevor die Gase auf die kälteren Kesselwände treffen, weil sie sich an den kälteren Wänden teilweise niederschlagen und verloren gehen.

Zusammenstellung 5.
Beispiele für die Berechnung der Rostfläche und Heizfläche.

	a	b	c	d
	Frachtdampfer mit Schottischen Kessel; sparsame Verbrennung; natürliche Luftzufuhr	Postdampfer mit Schottischen Kessel; leichte künstliche Luftzufuhr	Kreuzer mit weitrohren Wasserohr-Kessel; künstliche Luftzufuhr	Torpedoboot mit engrohren Wasserohr-Kessel; äußerst starke künstliche Luftzufuhr
Gegeben: Dreistufige Expansions-Maschine mit Oberflächen-Kondensation Ni	5000	5000	5000	5000
Angen.: Kohlenverbrauch in kg für 1 PSI u. 1 Std. nach Zus. 3	0,7	0,75	0,95	1,25
Folglich: Verbrannte Kohle in 1 Std.	5000 × 0,7 = 3500	3750	4750	6250
Angen.: Verbrannte Kohle in 1 Std. auf 1 qm R nach Zus. 4	80	120	180	380
Folglich: Erforderliche Gesamt-Rostfläche in qm R	43,8	31,2	26,4	16,5
Folglich: PSI bezogen auf 1 qm Rostfläche	∞ 114	∞ 160	∞ 190	∞ 305
Mindestzahl der Feuerstellen ≙	$\frac{43,8}{2} \approx 22$	$\frac{31,2}{2} \approx 16$	$\frac{26,4}{4} \approx 7$	$\frac{16,5}{4} \approx 4$
Gewählt: . . . Kessel mit . . . Feuerstellen	4 Doppelk. zu 6 Feuerst.	3 Doppelk. zu 6 Feuerst.	4 Kessel zu 2 Feuerst.	3 Kessel zu 2 Feuerst.
Folglich: Rostfläche jedes Kessels in qm	11	10,4	6,6	5,5
Folglich: Rostfläche jeder Feuerstelle in qm	1,83	1,73	3,3	2,75
Gewählt: Feuerstellen für eine Feuerstelle	1	1	2	2
Angenommen: Heizfläche: Rostfläche H : R	30	40	40	55
Folglich: Heizfläche jedes Kessels in qm	11 × 30 = 330	10,4 × 40 = 416	6,6 × 40 = 264	5,5 × 55 = 302
Folglich: Gesamt-Heizfläche in qm. H	1320	1248	1056	906
Folglich: PSI bezogen auf 1 qm Heizfläche	∞ 3,8	∞ 4,0	∞ 4,8	∞ 5,5

Diesen Bedingungen wird in gewissen Grenzen dadurch genügt, daß der Rauminhalt des Verbrennungsraumes entsprechend groß bemessen wird. Eine Vergrößerung des Verbrennungsraumes bringt auch den bei Besprechung der Heizfläche erwähnten Vorteil einer Vergrößerung der direkten Heizfläche mit sich. Der Inhalt des Verbrennungsraumes nach Länge und Breite ist durch die zulässigen Abmessungen der Rostfläche festgelegt, die ihrerseits durch die Anforderung, die Feuer gut bedienen zu können, begrenzt waren. Für eine Vergrößerung kommt also nur die Höhe in Frage, was bei Lokomotivkesseln und Wasserrohrkesseln leichter zu erreichen ist als bei Kesseln mit zylindrischen Verbrennungsräumen. Im letzteren Falle haben Erfahrungen und Versuche ergeben, daß eine Bemessung des lichten Feuerrohrquerschnittes zu 0,4 bis 0,5 der Rostfläche am besten den gestellten Anforderungen entspricht. Je nach der Art der Luftzufuhr sind im Mittel auszuführen:

0,4	×	Rostfläche	bei natürlicher Luftzufuhr,
0,45	×	„	„ leichter künstlicher Luftzufuhr,
0,5	×	„	„ starker künstlicher Luftzufuhr.

In dem vorher durchgeführten Beispiele hatten die beiden ersten Anlagen Schottische Kessel, deren Feuerungen, mithin auch ihre Verbrennungsräume, zylindrisch geformt sind. Mit Bezug auf obige Angaben würden sich demnach folgende lichte Feuerrohrquerschnitte ergeben:

	Frachtdampfer; natürliche Luft- zufuhr	Postdampfer; leichte künst- liche Luftzufuhr
Errechnet war als Rostfläche einer Feuer- stelle	qm	1,83
Lichter Feuerrohrquerschnitt	qm	0,45 · 1,83 = 0,78
Hieraus ergibt sich ein lichter Feuerrohr- Durchmesser	m	0,964
Abzurunden auf den auszuführenden Durch- messer	m	1,0

Zugquerschnitte. Die folgerichtige Bemessung der Zugquerschnitte (Abb. 2) ist von ausschlaggebender Bedeutung für die Wirtschaftlichkeit des Kessels. Bei einer rechnerischen Verfolgung ausgeführter Anlagen selbst neueren Datums kann man feststellen, daß in zahlreichen Fällen mehr Willkür als aufmerksame Beachtung des

natürlichen Weges der Heizgase beim Entwurf gewaltet haben. Die Bemessung einzelner Querschnitte, so z. B. des überaus wichtigen über der Feuerbrücke (2), wird zuweilen dem ausführenden Arbeiter überlassen. Bei den häufigen inneren Überholungen des Kessels wird die Aufmauerung an dieser Stelle entfernt; beim Wiederaufbau nimmt der

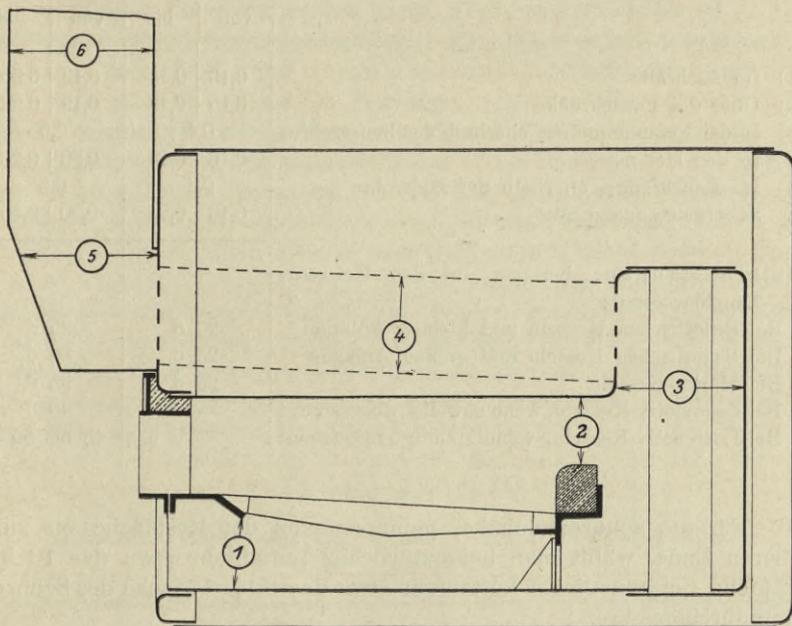


Abb. 2.

Arbeiter vielfach nur auf die Größe der Steine Rücksicht, so daß sich als Folge nicht unbeträchtliche Abweichungen von der wirtschaftlichen Größe des Querschnittes an dieser Stelle ergeben.

Die Zugquerschnitte dürfen weder zu klein noch zu groß bemessen werden, um die Leitungswiderstände bzw. Wirbelungswiderstände möglichst zu beschränken. An Stellen, an denen eine Richtungsänderung der Heizgase eintritt, muß der Querschnitt gegenüber der unter gewöhnlichen Verhältnissen notwendigen Größe erweitert werden, um einer Störung des Zuges durch die hier besonders auftretenden Wirbelungen vorzubeugen. Bei Bemessung der Zugquerschnitte wird in der Regel auf die Größe der Rostfläche in qm Bezug genommen. Bei Feuerrohrkesseln haben sich folgende Werte in der ausführenden Praxis bewährt (Abb. 2):

Zusammenstellung 6.

Mittlere Zugquerschnitte bezogen auf 1 qm R.

Zugquerschnitte	Natürliche Luftzufuhr		Künstliche Luftzufuhr	
	von	bis	von	bis
① Im Aschfalle	0,13	0,15	0,16	0,20
② Über der Feuerbrücke	0,15	0,18	0,19	0,22
③ In der Flammkammer, oberhalb des Feuerrohres	0,4		0,5	
④ In den Heizrohren	0,16	0,20	0,20	0,25
⑤ Im Rauchfange, oberhalb der Heizrohre	0,4		0,5	
⑥ Schornsteinquerschnitt	0,16	0,25	0,20	0,30
Heizrohlängen, bezogen auf den Heizrohr-Durchmesser d:				
Bei Schottischen Kesseln und kleinen Anlagen	20 d		25 d	
Bei Schottischen Kesseln und großen Anlagen	25 d		30 d	
Bei Marine-Kesseln	25 d		35 d	
Bei Lokomotiv-Kesseln, wenn zuweilen angestrengt	—		40 d	
Bei Lokomotiv-Kesseln, wenn ständig angestrengt	—		45 bis 55 d	

Für die Schornsteinhöhe, gemessen von der Rostfläche bis zum oberen Ende, wählt man bei natürlicher Luftzufuhr etwa das 10 bis 12 fache, bei künstlicher Luftzufuhr etwa das 8 bis 10 fache des Schornsteindurchmessers.

Diese Verhältnisse setzen die üblichen wirtschaftlichen Ausführungen voraus. Steht eine geschulte Bedienungsmannschaft wie in der Kriegsmarine zur Verfügung, so wählt man die kleineren Verhältniswerte und verringert sie auch noch zuweilen, so namentlich bei Festsetzung der Größenverhältnisse des Schornsteines unter gleichzeitiger Berücksichtigung der Anforderungen geringen Gewichtes und kleiner Zielfläche.

Je länger die Feuerzüge bei gleichbleibender Heizfläche sind, desto mehr Wärme geben die Heizgase an den Kessel ab. Diese Wärmeabgabe bewegt sich bei Feuerrohrkesseln in wirtschaftlichen Grenzen, so lange das Verhältnis der Heizrohlänge zum äußeren Durchmesser den in der Zusammenstellung 6 angegebenen Werten entspricht.

Wasserraum. Eine zu große oder zu kleine Bemessung des Wasserraumes eines Kessels hat wirtschaftliche Nachteile zur Folge. Fällt er zu groß aus, so wird das Gewicht der ganzen Anlage beträchtlich erhöht; andererseits darf er auch nicht zu klein be-

messen werden, da der Wasserinhalt des Dampferzeugers einen ausgleichenden Wärmespeicher für die unvermeidlichen Schwankungen der Wärmezufuhr und Wärmeentnahme bildet. Die Feuerrohrkessel ergeben reichlich große Wasserräume (daher auch „Großwasserraumkessel“ genannt) und gewährleisten infolgedessen den gleichmäßigsten Betrieb. Die Wasserrohrkessel, namentlich die engrohrigen, ergeben kleine Wasserräume (daher der Name „Kleinwasserraumkessel“). Dafür bieten die Kleinwasserraumkessel allerdings neben der Gewichtsersparnis den Vorteil, daß sie ein schnelles Dampfaufmachen gestatten.

Wasser Oberfläche. Wichtiger als der Wasserraum, d. h. die Wassermenge, ist die Wasser Oberfläche, durch welche die in dem Wasserraum entwickelten Dampfblasen in den Dampfraum entweichen. Sie ist so groß zu bemessen, wie es die einzelnen Kesselarten gestatten, damit die Dampfbläschen bei ihrem Durchgange durch die Oberfläche nicht allzu viele Wasserteilchen mit sich reißen. Nach Cario (vgl. Z. d. V. d. I. 89, S. 203) sollten im Landbetriebe von Großwasserraumkesseln auf 1 qm Wasser Oberfläche stündlich nur 100 kg Dampf erzeugt werden, wenn kein Mitreißen von Wasserteilchen erfolgen soll. Diese Verhältnisse sind im Schiffsbetriebe mit Rücksicht auf Platz und Gewicht nicht innezuhalten. Hier ergeben sich folgende Werte:

Zusammenstellung 7.

**Dampfentwicklung in kg auf 1 qm Wasser Oberfläche
in 1 Stunde.**

Kesselart	kg entwickelter Dampf auf 1 qm Wasser Oberfläche in 1 Std.	Druck in atm
Schottische Kessel bei natürlicher Luftzufuhr	400 bis 500	} 12 bis 14
Schottische Kessel bei künstlicher Luftzufuhr	500 bis 600	
Marine-Kessel bei künstlicher Luftzufuhr	600 bis 700	
Lokomotiv-Kessel bei künstlicher Luftzufuhr	700 bis 800	
Lokomotiv-Kessel bei starker künstlicher Luftzufuhr	1000	
Weitrohrige Wasserrohr-Kessel bei künstlicher Luftzufuhr	4000 bis 5000	} 15 bis 17
Engrohrige Wasserrohr-Kessel bei künstlicher Luftzufuhr	8000 bis 10000	

Dampfraum. Der Dampfraum soll die Ungleichförmigkeit der Dampfentnahme ausgleichen und durch reichliche Bemessung ein allzu starkes Mitreißen von Wasserteilchen verhindern; gleichzeitig soll er einem Überkochen des Kessels vorbeugen. Diese Ungleichförmig-

keit ist bei langsam gehenden Maschinen, die bei jeder Füllung eine um so beträchtlichere Dampfmenge entnehmen, größer als bei schnell laufenden; daher muß der Dampfraum bei den ersteren verhältnismäßig größer bemessen werden als bei den letzteren. Je rascher sich die Dampfbläschen von der Wasseroberfläche loslösen, desto mehr Wasser reißen sie mit sich. Der Dampfraum ist daher auch abhängig von der Größe der Wasseroberfläche und kann kleiner gewählt werden, wenn die Wasseroberfläche verhältnismäßig groß ist. Die Geschwindigkeit der Dampfentwicklung ist umgekehrt proportional der Dichte des Dampfes, die ihrerseits nahezu dem Dampfdrucke proportional ist. Somit richtet sich der Dampfraum auch nach dem Dampfdrucke und kann desto kleiner genommen werden, je höher der Dampfdruck ist.

Um nach Möglichkeit trockenen Dampf zu erhalten, soll die Dampfentnahme an der Stelle des Dampfraumes erfolgen, an der die Dampfentwicklung am schwächsten ist. Die Dampfentnahmeverrichtungen sollen daher nie über den Feuerbüchsen liegen. Bei kleinen Zylinderkesseln mit verhältnismäßig kleinen Dampfräumen ordnet man einen Dampfdom an, an dem die Ausrüstungsteile zur Dampfentnahme angebracht werden. (Vergl. Abb. 44 und 45.)

Ergibt die Bauart, wie bei Wasserrohrkesseln, nur verhältnismässig kleine Dampfräume, so sind geeignete Vorrichtungen zum Abscheiden des Wassers vorzusehen, wie Prallplatten, Dampftrockner u. s. w.

Für den gewöhnlichen Betrieb genügt es, wenn der Dampfraum bis zu 12 atm Kesselüberdruck etwa $\frac{1}{2}$ der minutlich zu entnehmenden Dampfmenge beträgt. Es sei z. B. gegeben 1 qm Rostfläche, auf der 80 kg Kohle mit der Verdampfungsziffer 8,2 in 1 Stunde verbrennen. Der Kesselüberdruck betrage 12 atm. An Dampf werden demnach in einer Minute entwickelt:

$$\frac{80 \cdot 8,2}{60} = 10,933 \text{ kg.}$$

1 cbm Dampf von 12 atm wiegt 6 kg. Demnach beanspruchen 10,933 kg von 12 atm

$$\frac{10,933}{6} = 1,822 \text{ cbm.}$$

Erforderlicher Dampfraum:

$$\frac{1,822}{2} = 0,911 \text{ cbm.}$$

Bei Zylinderkesseln findet man beim Entwurfe einen brauchbaren Wert für die Größe des Dampfraumes bei Annahme der Wasseroberfläche auf etwa 0,25 des Kesseldurchmessers von oben.

Neben der Bestimmung des Dampfraumes nach der stündlich erforderlichen Dampfmenge ist es auch üblich, bei einem Vergleiche vorhandener Anlagen die Größe des Dampfraumes auf 1 qm der Rostfläche zu beziehen. Dieses Verhältnis richtet sich ebenfalls nach der Höhe des Arbeitsdruckes.

Zusammenstellung 8.

Größe des Dampfraumes.

Betriebsüberdruck in atm	8	10	12	14	16
Dampfraum in cbm auf 1 qm Rostfläche .	1,3	1,2	1,1	1,0	0,9

Man bezieht den Dampfraum auch vielfach auf die Pferdekraft als Einheit, so daß sich ergibt:

Bei langsam gehenden Radschiffsmaschinen	0,0226 cbm/1 P Si
Bei den üblichen Schraubenschiffsmaschinen	0,0184 cbm/1 P Si
Bei schnell laufenden Schraubenschiffsmaschinen	0,0156 cbm/1 P Si

Auf Grund der vorhergehenden Betrachtungen ist die Festsetzung der erforderlichen Räume und Flächen zur wirtschaftlichen Dampf-erzeugung gegeben. Im folgenden Beispiele soll dies für die Kesselanlage eines Fracht- und Passagierdampfers durchgeführt werden.

Beispiel:

Gegebene Verhältnisse: Dreistufige Expansions-Maschine; natürliche Luftzufuhr; 12 atm Kesselüberdruck; gewöhnliche Verbrennung in hiesigen Gewässern. Verbrannt dürfen werden 0,75 kg guter Steinkohle für 1 P Si in 1 Stunde einschließlich der Hilfsmaschinen. Gesamtanlage 1300 P Si. Die Kesselanlage soll geteilt sein, damit im Hafen stets ein Kessel zum Betriebe der Hilfsmaschinen benutzt werden kann, während die anderen gereinigt oder untersucht werden.

1. Erforderliche Brennstoffmenge:

$$1300 \cdot 0,75 = 975 \text{ kg/Std.}$$

2. Dampfmenge: Angenommen wird eine 8,2 fache Verdampfung.

$$975 \cdot 8,2 \approx 8000 \text{ kg Dampf.}$$

3. Rostfläche: Nach der Zusammenstellung 4 werde für diese mittlere Anlage angenommen, daß 85 kg Kohle auf 1 qm Rostfläche verbrennen; das ergibt eine Gesamt-Rostfläche von

$$\frac{1300 \cdot 0,75}{85} = 11,47 \text{ qm.}$$

Da bei zylindrischen Feuerungen die Rostfläche jeder Feuerstelle nicht größer sein soll als 2 qm, so ergibt sich als Mindestzahl der Feuerstellen

$$\frac{11,47}{2} = 5,73.$$

Unter zweckentsprechender Abrundung dieser Zahl werden zwei Kessel zu je 3 Feuern gewählt; das ergibt als Rostfläche für jeden Kessel

$$\frac{11,47}{2} = 5,73 \text{ qm};$$

dennach als Rostfläche für jede Feuerstelle

$$\frac{5,73}{3} = 1,91 \text{ qm}.$$

4. Heizfläche. Für diese Anlage werde ein Verhältnis $H : R = 30$ angenommen. (Vergl. Zus. 4.) Demnach wären als Gesamtheizfläche erforderlich

$$11,47 \cdot 30 = 344 \text{ qm},$$

folglich

$$\frac{344}{2} = 172 \text{ qm}$$

für jeden Kessel.

5. Verbrennungsraum: Als Feuerrohrquerschnitt werde angenommen 0,4 der Rostfläche eines jeden Feuers; das ergibt einen lichten Querschnitt von $1,91 \cdot 0,4 \approx 0,76$ qm; dieses wiederum einen lichten Feuerrohrdurchmesser von 0,984 m.

Mit Rücksicht auf die üblichen Maße der Wellrohre werde gewählt

1000 mm innerer Durchmesser,

1100 mm äußerer Durchmesser.

$$\text{Rostlänge} = \frac{1,91}{1} \approx 1,9 \text{ m (nicht über 2 m)}.$$

6. Zugquerschnitte: Festgelegt war 1,9 qm R für jedes Feuer und 5,73 qm R für jeden Kessel. Der Querschnitt im Aschfalle ist durch die festgelegte Größe des Feuerrohres gegeben.

Die Querschnitte sollen reichlich bemessen werden und zwar

② über der Feuerbrücke $1,91 \cdot 0,18 = 0,342$ qm;

③ in der Feuerkammer $1,91 \cdot 0,4 = 0,764$ qm;

④ in den Heizrohren $1,91 \cdot 0,2 = 0,382$ qm.

Als Länge der Heizrohre werde angenommen

$$\approx 25 \times \text{Durchmesser}; \text{ gewählt } 89 \text{ mm Durchmesser.}$$

$$\text{Länge: } 25 \cdot 0,089 = 2,225 \text{ m.}$$

⑤ Im Rauchfange (eines Kessels) $5,73 \cdot 0,4 = 0,229$ qm.

⑥ Im Schornsteine beider Kessel $11,47 \cdot 0,2 = 2,29$ qm;

dem entspricht ein Durchmesser von

$$1,710 \text{ m.}$$

$$\text{Schornsteinhöhe: } 1,710 \cdot 10 = 17,10 \text{ m.}$$

7. Wasserraum: Da der Kessel als Zylinderkessel gebaut wird, fällt der Wasserraum reichlich groß aus.

Wasser Oberfläche: Sie wird beim Entwurf auf $\frac{1}{4}$ des Durchmessers von oben angenommen. Mit Rücksicht auf die Dampferwicklung sollte sie für jeden Kessel mindestens betragen

$$\frac{8000}{2 \cdot 400} = 10 \text{ qm.}$$

Dieser Wert ist im zeichnerischen Entwurfe nachzuprüfen.

8. Dampfraum: Er ist durch die Annahme der Wasser Oberfläche gegeben. Die Größe des vorhandenen Raumes ist auf Grund der minutlichen Dampferntnahme aus jedem Kessel zu prüfen. Diese beträgt

$$\frac{8000}{2 \cdot 60} = 66,7 \text{ kg.}$$

1 cbm Dampf von 12 atm wiegt 6 kg; folglich werden entnommen

$$\frac{66,7}{6} \approx 11,1 \text{ cbm Dampf in 1 Minute}$$

aus jedem Kessel. Der Dampfraum sollte daher mindestens betragen

$$\frac{1}{2} \cdot 11,1 \text{ cbm} = 5,55 \text{ cbm für jeden Kessel.}$$

Mit der Ermittlung dieser Einzelwerte sind die Flächen und Räume des Kessels nach ihren Hauptabmessungen festgelegt. Ohne diese rechnerischen Grundlagen sollte nicht mit dem eigentlichen Entwurfe begonnen werden, der in seinem Endergebnisse den vollständigsten Ausgleich dieser rechnerisch gewonnenen Werte mit den durch die praktische Durchführbarkeit bedingten Anforderungen darstellen sollte. Eine strenge Innehaltung aller durch die Berechnung gewonnenen Werte wird nicht immer möglich sein. Der Entwurf soll eben darin bestehen: unter ständiger Berücksichtigung der an den Kessel als Dampferzeuger gestellten Anforderungen und der Möglichkeit einer guten Bauausführung die Größen der Rechnung im besten Sinne gegeneinander auszugleichen.

3. Abschnitt.

Dampfkesselbestimmungen.

I. Allgemeines.

Für die Anlegung von Dampfkesseln gelten gewisse gesetzliche Bestimmungen. In erster Linie kommt § 24 der Reichs-Gewerbeordnung in Betracht, welcher lautet:

§ 24.

Zur Anlegung von Dampfkesseln, dieselben mögen zum Maschinenbetriebe bestimmt sein oder nicht, ist die Genehmigung der nach den Landesgesetzen zuständigen Behörde erforderlich. Dem Gesuche sind die zur Erläuterung erforderlichen Zeichnungen und Beschreibungen beizufügen.

Die Behörde hat die Zulässigkeit der Anlage nach den bestehenden bau-, feuer- und gesundheitspolizeilichen Vorschriften sowie nach denjenigen allgemeinen polizeilichen Bestimmungen zu prüfen, welche von dem Bundesrat über die Anlegung von Dampfkesseln erlassen werden. Sie hat nach dem Befunde die Genehmigung entweder zu versagen oder unbedingt zu erteilen, oder endlich bei Erteilung derselben die erforderlichen Vorkehrungen und Einrichtungen vorzuschreiben.

Bevor der Kessel in Betrieb genommen wird, ist zu untersuchen, ob die Ausführung den Bestimmungen der erteilten Genehmigung entspricht. Wer vor dem Empfange der hierüber auszufertigenden Bescheinigung den Betrieb beginnt, hat die im § 147 angedrohte Strafe verwirkt.

Dem oben wiedergegebenen Wortlaute entsprechend wurde dieses Reichsgesetz zunächst ergänzt durch Bekanntmachungen des Reichskanzlers, betreffend „Allgemeine polizeiliche Bestimmungen über die

Anlegung von Dampfkesseln“, deren letzte am 5. August 1890 erlassen wurde.

Ferner erließen einzelne deutsche Bundesstaaten noch ihre besonderen „Anweisungen“ bzw. „Polizeilichen Bestimmungen“ u. s. w. über die Anlegung von Dampfkesseln. Schließlich gab der Verband der Dampfkessel-Überwachungs-Vereine noch seine eigenen Bestimmungen heraus, die sogenannten „Hamburger Normen“, betreffend „Grundsätze für die Berechnung der Materialdicken neuer Dampfkessel“ und die sogenannten „Würzburger Normen“, betreffend „Grundsätze für die Prüfung von Schweiß- und Flußeisen zum Bau von Dampfkesseln“, die beide zuletzt im Jahre 1905 neu erschienen.

Neben diesen teils behördlichen Vorschriften, teils privaten Vereinbarungen der beteiligten Industrie muß der Bau eines Schiffskessels den Vorschriften derjenigen Klassifikationsgesellschaft genügen, bei der das Schiff bzw. die Kesselanlage klassifiziert werden soll. Als Vorschriften dieser Art kommen in Frage und sind bei den folgenden Ausführungen berücksichtigt:

- „Germanischer Lloyd“, Vorschriften für Maschinen und Kessel;
- „Lloyd's Register of British and Foreign Shipping“, Rules for the survey and construction of engines and boilers of steam vessels;
- „Bureau Veritas“, Bau von Maschinen und Kesseln.

Die vielen von den verschiedensten Behörden gegebenen Vorschriften bildeten eine ständige Schwierigkeit und erschwerten die Freizügigkeit der Dampfkessel innerhalb der einzelnen Bundesstaaten des Deutschen Reiches. Es war daher erklärlich, daß in der Industrie, an erster Stelle vertreten durch den „Verein deutscher Ingenieure“, der Wunsch zutage trat, die teils reichsgesetzlichen, teils bundesstaatlichen Einzelbestimmungen durch einheitliche, für das ganze Reich gültige Vorschriften zu ersetzen. Vereinbarungen unter den Bundesstaaten und Beratungen mit Vertretern der beteiligten Industrie führten schließlich zum Erlasse einer für das ganze Reich gültigen Bekanntmachung des Reichskanzlers vom 17. Dezember 1908, die ein Jahr nach ihrer Veröffentlichung in Kraft getreten ist (9. Januar 1910) und die Bezeichnung führt:

„Allgemeine polizeiliche Bestimmungen über die Anlegung von Schiffsdampfkesseln“.

Entsprechende Bestimmungen sind für Landdampfkessel erlassen worden.

Diesen polizeilichen Bestimmungen sind die Grundsätze, die früher in den Hamburger und Würzburger Normen zusammengefaßt waren, als Anlage 1 und 2 beigelegt. Die Fortbildung dieser Grundsätze, der „Materialvorschriften“ und „Bauvorschriften“, nach den Bedürfnissen der Praxis und den Ergebnissen der Wissenschaft* ist einer von den

verbündeten Regierungen anerkannten Sachverständigen-Kommission, der „Deutschen Dampfkessel-Normen-Kommission“ übertragen worden, die sich aus den Kreisen der beteiligten Industrie gebildet hat. Dadurch, daß die Normen-Kommission ihre in den Anlagen niedergelegten Beschlüsse, die sogenannten „Normen“, mindestens einmal jährlich einer Durchsicht unterzieht, ist eine Gewähr dafür geschaffen, daß dieser Teil der polizeilichen Bestimmungen dauernd den Fortschritten der Wissenschaft und Technik folgt.

Da die vom Bundesrate erlassenen allgemeinen polizeilichen Bestimmungen der Bekanntmachung vom 17. Dezember 1908 in absehbarer Zeit kaum wesentlichen Änderungen unterworfen sein dürften, sind sie im folgenden im Wortlaute wiedergegeben; die in den Anlagen niedergelegten Beschlüsse der Normenkommission werden im einzelnen bei der folgenden Behandlung der Materialvorschriften und bei der Berechnung der Bauteile berücksichtigt.

Die polizeilichen Bestimmungen lauten:

II. Allgemeine polizeiliche Bestimmungen über die Anlegung von Schiffsdampfkesseln vom 17. Dez. 1908.

I. Geltungsbereich der Bestimmungen.

§ 1.

1. Als Dampfkessel im Sinne der nachstehenden Bestimmungen gelten alle geschlossenen Gefäße, die den Zweck haben, Wasserdampf von höherer als der atmosphärischen Spannung zur Verwendung außerhalb des Dampfentwicklers zu erzeugen.

2. Als Schiffsdampfkessel (Schiffskessel) gelten alle auf schwimmenden und im Wasser beweglichen Bauten aufgestellten, dauernd mit ihnen verbundenen Dampfkessel.

3. Den Bestimmungen für Schiffskessel werden nicht unterworfen:

- a) die Schiffskessel der Kriegsmarine; die Vorschriften über den Bau, die Ausrüstung, Prüfung und Aufstellung dieser Kessel erläßt der Staatssekretär des Reichsmarineamts;
- b) Schiffskessel, die für das Ausland gebaut werden, auch wenn solche Kessel behufs ihrer Erprobung im Deutschen Reiche in Betrieb genommen werden;
- c) Schiffskessel fremder Staaten, die vorübergehend in deutschen Gewässern betrieben werden;
- d) Behälter, in denen Dampf, der einem anderen Dampfentwickler entnommen ist, durch Einwirkung von Feuer besonders erhitzt wird (Dampfüberhitzer);
- e) Kessel, die mit einer Einrichtung versehen sind, welche verhindert, daß die Dampfspannung $\frac{1}{2}$ Atmosphäre Überdruck übersteigen kann (Niederdruckkessel). Als Einrichtungen dieser Art gelten:
 - a) ein unverschließbares, vom Wasserraum ausgehendes Standrohr von nicht über 5000 Millimeter Höhe und mindestens 80 Millimeter Lichtweite;

- β) ein vom Dampfraum ausgehendes, nicht abschließbares Rohr in Heberform oder mit mehreren auf- und absteigenden Schenkeln, dessen aufsteigende Äste bei Wasserfüllung zusammen nicht über 5000 Millimeter, bei Quecksilberfüllung nicht über 370 Millimeter Länge haben dürfen, wobei die Lichtweite dieser Rohre so bemessen werden muß, daß auf 1 Quadratmeter Heizfläche (§ 3 Abs. 3) ein Rohrquerschnitt von mindestens 350 Quadratmillimeter entfällt. Die Lichtweite der Rohre muß mindestens 30 Millimeter betragen und braucht 80 Millimeter nicht zu überschreiten;
- γ) jede andere von der Zentralbehörde des zuständigen Bundesstaats genehmigte Sicherheitsvorrichtung;
- f) Zwergkessel, das heißt Dampfentwickler, deren Heizfläche $\frac{1}{10}$ Quadratmeter und deren Dampfspannung 2 Atmosphären Überdruck nicht übersteigt, sofern sie mit einem zuverlässigen Sicherheitsventil ausgerüstet sind.

II. Bau.

§ 2.

Kesselwandungen.

1. Jeder Schiffskessel muß in Bezug auf Baustoff, Ausführung und Ausrüstung den anerkannten Regeln der Wissenschaft und Technik entsprechen. Als solche Regeln gelten bis auf weiteres die in den Anlagen 1 und 2 zusammengestellten Grundsätze, welche entsprechend den Bedürfnissen der Praxis und den Ergebnissen der Wissenschaft auf Antrag oder nach Anhörung einer durch Vereinbarung der verbündeten Regierungen anerkannten Sachverständigenkommission fortgebildet werden.

2. Die von den Heizgasen berührten Teile der Wandungen der Schiffskessel dürfen nicht aus Gußeisen oder Temperguß hergestellt werden; andere nur, sofern ihre lichten Querschnitte kreisförmig sind und ihre lichte Weite 250 Millimeter nicht übersteigt. Für höhere Dampfspannungen als 10 Atmosphären Überdruck ist Gußeisen oder Temperguß in keinem Teile der Kesselwandungen gestattet. Formflußeisen darf für alle nicht im ersten Feuerzuge liegenden Teile der Wandungen benutzt werden. Auf Gehäusewandungen von Dampfzylindern, die mit dem Schiffskessel verbunden sind, finden die vorstehenden Bestimmungen keine Anwendung.

3. Als Wandungen der Schiffskessel gelten die Wandungen derjenigen Räume, welche zwischen den Absperrventilen (§ 6 Abs. 1, 2 und 3) liegen. Den Kesselwandungen sind die mit ihnen verbundenen Anschlußteile gleich zu achten.

4. Die Verwendung von Messingblech ist nur für Feuerrohre gestattet, deren lichte Weite 80 Millimeter nicht übersteigt.

§ 3.

Feuerzüge.

1. Die Feuerzüge der Binnenschiffskessel müssen an ihrer höchsten Stelle mindestens 100 Millimeter unter dem festgesetzten niedrigsten Wasserstande liegen. Bei Seeschiffskesseln und solchen Binnenschiffskesseln, deren Wasseroberfläche kleiner als das 1,3fache der gesamten Rostfläche ist, muß dieser Abstand mindestens 150 Millimeter betragen. Die vorgeschriebenen Mindestabstände müssen auch dann noch gewahrt werden, wenn sich der Schiffskörper um 4° nach den Seiten neigt. Bei Innenzügen ist der Mindestabstand über den von den Heizgasen berührten Blechen zu messen.

2. Die Bestimmungen über die Höhenlage der Feuerzüge finden keine Anwendung auf Schiffskessel, deren von den Heizgasen berührte Wandungen ausschließlich aus Wasserrohren von weniger als 100 Millimeter Lichtweite oder aus derartigen Rohren und den zu ihrer Verbindung angewendeten Rohrstücken bestehen, sowie auf solche Feuerzüge, in welchen ein Erglühen des mit dem Dampfraum in Berührung stehenden Teiles der Wandungen nicht zu befürchten ist. Die Gefahr des Erglühens ist in der Regel als ausgeschlossen zu betrachten, wenn die vom Wasser bespülte Kesselfläche, welche von den Heizgasen vor Erreichung der vom Dampfe bespülten Kesselfläche bestrichen wird, bei natürlichem Luftzuge mindestens zwanzigmal, bei künstlichem Luftzuge mindestens vierzigmal so groß ist als die gesamte Rostfläche. Bei Schiffskesseln ohne Rost ist der vierfache Betrag des Querschnitts des ersten Feuerzugs, unter Ausschluß des verengten Querschnitts über der Feuerbrücke als der Rostfläche gleichstehend zu erachten.

3. Als Heizfläche der Schiffskessel gilt der auf der Wasserseite gemessene Flächeninhalt der einerseits von den Heizgasen, andererseits vom Wasser berührten Wandungen.

4. Als künstlicher Luftzug gilt jeder durch andere Mittel als den Schornstein erreichte Luftzug, welcher bei saugender Wirkung in der Regel mehr als 25 Millimeter Wassersäule, gemessen hinter dem letzten Feuerzuge, bei Prefluft mehr als 30 Millimeter Wassersäule, gemessen unter dem Roste, beträgt.

III. Ausrüstung.

§ 4.

Speisevorrichtungen.

1. Jeder Schiffskessel muß mit mindestens zwei zuverlässigen Vorrichtungen zur Speisung versehen sein, die nicht von derselben Betriebsvorrichtung abhängig sind. Mehrere zu einem Betriebe vereinigte Schiffskessel werden hierbei als ein Kessel angesehen.

2. Jede der Speisevorrichtungen muß in stande sein, dem Kessel doppelt so viel Wasser zuzuführen, als seiner normalen Verdampfungsfähigkeit entspricht. Bei Pumpen, die unmittelbar von der Hauptbetriebsmaschine angetrieben werden (Maschinenspeisepumpen), genügt das $1\frac{1}{2}$ fache der normalen Verdampfungsfähigkeit. Zwei oder mehrere Speisevorrichtungen, die zusammen die geforderte Leistung ergeben, sind als eine Speisevorrichtung anzusehen. Maschinenspeisepumpen werden, wenn die Kessel beim Stillstande der Maschine auch noch anderen Zwecken dienen, nur dann als zweite Speisevorrichtung angesehen, wenn es dem regelmäßigen Betrieb entspricht, daß die Maschine zum Speisen in Gang gesetzt wird. Eine der Speisevorrichtungen der Hauptkessel kann auch als Speisevorrichtung für Hilfskessel dienen, wenn die Druckleitungen der Pumpe voneinander getrennt sind.

3. Handpumpen sind nur zulässig, wenn das Produkt aus der Heizfläche in Quadratmeter und der Dampfspannung in Atmosphären Überdruck die Zahl 120 nicht übersteigt.

§ 5.

Speiseventile und Speiseleitungen.

1. Schiffskessel müssen mindestens zwei Speiseleitungen erhalten. In jeder zum Schiffskessel führenden Speiseleitung muß möglichst nahe am Kesselkörper ein Speiseventil (Rückschlagventil) angebracht sein, das bei Abstellung der Speisevorrichtungen durch den Druck des Kesselwassers geschlossen wird.

2. Die Speiseleitungen müssen möglichst so beschaffen sein, daß sich der Schiffskessel bei undichtem Rückschlagventile nicht durch die Speiseleitung entleeren kann. Haben Speisevorrichtungen gemeinschaftliche Sauge- oder Druckleitung, so muß jede Speisevorrichtung von der gemeinschaftlichen Leitung abschließbar sein. Speiseleitungen, die mit einer von der Hauptmaschine oder von einer Transmission aus angetriebenen Pumpe zusammenhängen, müssen mit einem Sicherheitsventile versehen sein. Schiffskessel mit verschieden hohem Betriebsdrucke müssen je für sich gespeist werden können.

§ 6.

Absperr- und Entleerungsvorrichtungen.

1. Jeder Schiffskessel muß mit einer Vorrichtung versehen sein, durch die er von der Dampfleitung abgesperrt werden kann. Wenn mehrere Kessel, die für verschiedene Dampfspannung genehmigt sind, ihre Dämpfe in gemeinschaftliche Dampfleitungen abgeben, so müssen die Anschlüsse der Kessel mit niedrigerem Drucke an die gemeinsame Dampfleitung unter Zwischenschaltung eines Rückschlagventils erfolgen. Durch die Anwendung von Druckminderventilen oder Druckreglern wird das Rückschlagventil nicht entbehrlich gemacht.

2. Jeder Schiffskessel muß zwischen dem Speiseventil und dem Kesselkörper eine Absperrvorrichtung erhalten, auch wenn das Speiseventil abschließbar ist.

3. Jeder Schiffskessel muß mit einer zuverlässigen Vorrichtung versehen werden, durch die er entleert werden kann.

4. Die Speiseabsperrvorrichtungen und die Entleerungsvorrichtungen müssen ebenso wie alle anderen Absperrvorrichtungen (§ 5 Abs. 2, § 6 Abs. 1) so angebracht werden, daß der verantwortliche Wärter sie leicht bedienen kann.

§ 7.

Wasserstandsvorrichtungen.

1. Jeder Schiffskessel muß mit mindestens drei geeigneten Vorrichtungen zur Erkennung seines Wasserstandes versehen sein, von denen wenigstens zwei Wasserstandsgläser sein müssen. Letztere sind in einer zur Längsrichtung des Schiffes rechtwinkligen Ebene in gleicher Höhe und Entfernung von der Kesselmitte, möglichst weit von ihr nach rechts und links abstehend, anzubringen. Bei Seeschiffskesseln kann der Abstand der Wasserstandsgläser voneinander bis auf 1000 Millimeter eingeschränkt werden, falls nicht der Kessel-Durchmesser oder andere Verhältnisse ein noch geringeres Maß bedingen. Wird bei Schiffskesseln mit Feuerungen an beiden Enden nur eine der beiden Feuerungsseiten mit den vorgeschriebenen drei Wasserstandsvorrichtungen versehen, so muß an der anderen Seite mindestens ein Wasserstandsglas möglichst nahe der Kesselmitte angebracht werden. Schwimmer und Schmelzpropfen werden nicht als Wasserstandsvorrichtungen gerechnet; Spindelventile, die nicht durchstoßbar sind oder sich ganz herausdrehen lassen, sind nicht zulässig.

2. Die Vorrichtungen müssen gesonderte Verbindungen mit dem Kessel haben. Es ist jedoch gestattet, falls die Verbindung von Wasserstandsgläsern mit dem Dampftraume des Kessels durch Rohre hergestellt wird, diese durch eine gemeinsame Öffnung in den Kessel zu führen, wenn die Öffnung mindestens dem Gesamtquerschnitte beider Rohre gleich ist. Werden die Wasserstandsvorrichtungen durch Rohre mit dem Kessel verbunden, so müssen die Verbindungsrohre ohne scharfe Krümmungen unter Vermeidung von Wasser- und Dampfsäcken geführt sein. Gerade, nach dem Kessel durchstoßbare Verbindungsrohre müssen mindestens 20 Millimeter, gebogene Verbindungsrohre bei Kesseln bis zu 25 Quadratmeter Heizfläche mindestens 35 Millimeter, über 25 Quadratmeter

Heizfläche mindestens 45 Millimeter lichten Durchmesser haben. Gebogene Zuleitungsrohre im Innern des Kessels zum Anschluß an die Wasserstandsrichtungen sind nicht gestattet.

3. Die Lichtweiten der Wasserstandsgläser sowie die Bohrungen der Wasserstandsrichtungen müssen mindestens 8 Millimeter betragen. Die Hähne und Ventile der Wasserstandsrichtungen müssen so eingerichtet sein, daß man während des Betriebs in gerader Richtung durch die Vorrichtungen hindurchstoßen kann. Wasserstandshahnköpfe müssen so ausgeführt sein, daß das Dichtungsmaterial nicht in das Glas gepreßt werden kann.

4. Alle Hahnkegel der Wasserstandsrichtungen müssen sich ganz durchdrehen lassen. Die Durchgangsrichtung muß bei allen Hähnen deutlich auf dem Hahnkopfe gekennzeichnet sein. Die Bohrung der Hahnkegel an Wasserstandsrichtungen muß so beschaffen sein, daß sich der Durchgangsquerschnitt beim Nachschleifen nicht vermindert.

5. Werden Probierröhne oder Probierventile angewendet, so müssen sie so am Kessel angebracht werden, daß sie in ihrer Wirksamkeit durch die Neigungen des Schiffes möglichst wenig beeinflusst werden. Die unterste dieser Vorrichtungen ist in der Ebene des festgesetzten niedrigsten Wasserstandes anzubringen. Die Höhenlage der Wasserstandsgläser ist so zu wählen, daß sich der höchste Punkt der Feuerzüge mindestens 30 Millimeter unterhalb der unteren sichtbaren Begrenzung des Wasserstandsglases befindet. Dabei darf der niedrigste Wasserstand nicht höher als in der Mitte des Glases liegen. Die Bestimmungen über die Höhenlage der Wasserstandsgläser gelten nicht für Kessel, deren von den Heizgasen berührte Wandungen ausschließlich aus Wasserrohren von weniger als 100 Millimeter Lichtweite oder aus solchen Rohren und den zu ihrer Verbindung angewendeten Rohrstücken bestehen.

6. Es müssen Einrichtungen für ständige genügende Beleuchtung der Wasserstandsrichtungen während des Betriebes vorhanden sein. Die Wasserstandsrichtungen müssen im Gesichtskreise des für die Speisung verantwortlichen Wärters liegen und von seinem Standorte leicht zugänglich sein.

§ 8.

Wasserstandsmarke.

1. An jedem Schiffskessel ist der festgesetzte niedrigste Wasserstand durch eine an der Kesselwandung anzubringende feste Strichmarke von etwa 30 Millimeter Länge, die von den Buchstaben N. W. begrenzt wird, dauernd kenntlich zu machen. Die Strichmarke ist bei der Bauprüfung des Schiffskessels festzulegen und ihre Höhenlage durch Angabe ihres Abstandes von einem jederzeit erreichbaren Kesselteil in der über die Abnahmeprüfung aufzunehmenden Bescheinigung dann zu sichern, wenn die Marke nicht sichtbar bleibt.

2. Werden die Wasserstandsrichtungen unmittelbar an der Kesselwandung angebracht, so ist neben oder hinter jedem Wasserstandsglas in Höhe der Strichmarke ein Schild mit der Bezeichnung „Niedrigster Wasserstand“ mit einem bis nahe an das Wasserstandsglas reichenden wagerechten Zeiger anzubringen. Werden die Wasserstandsrichtungen an besonderen Wasserstandskörpern oder Rohren befestigt, so ist mit diesen in Höhe der Strichmarke neben oder hinter jedem Wasserstandsglase das vorbezeichnete Schild mit dem Zeiger zu verbinden.

3. An jedem Schiffskessel ist an der Außenwand oder, sofern die Wasserstandsgläser durch Rohre mit dem Kessel verbunden werden, an den Wasserstandskörpern die Lage der höchsten Feuerzüge nach der Richtung der Schiffsbreite in leicht erkennbarer, dauerhafter Weise durch die auf einem Schilde anzubringende Bezeichnung „Höchster Feuerzug“ kenntlich zu machen. Bei

Kesseln, deren von den Heizgasen berührte Wandungen ausschließlich aus Wasserrohren von weniger als 100 Millimeter Lichtweite oder aus derartigen Rohren und den zu ihrer Verbindung angewendeten Rohrstücken bestehen, bedarf es der Anbringung eines Schildes nicht.

4. Für Schiffskessel mit weniger als 25 Quadratmeter Heizfläche kann, wenn es an Platz mangelt, die Bezeichnung „Niedrigster Wasserstand“ in N. W. und „Höchster Feuerzug“ in H. F. abgekürzt werden. Die Schilder sind dauerhaft, aber weder mit den Schrauben der Armaturgegenstände noch an der Bekleidung zu befestigen.

§ 9.

Sicherheitsventil.

1. Jeder Schiffskessel ist mit wenigstens zwei zuverlässigen Sicherheitsventilen zu versehen. Die Sicherheitsventile müssen zugänglich und so beschaffen sein, daß sie jederzeit gelüftet und auf ihrem Sitze gedreht werden können. Bei Ventilen, die durch Hebel und Gewicht belastet werden, darf der auf jedes Ventil durch den Dampf ausgeübte Druck 600 Kilogramm nicht überschreiten. Die Belastungsgewichte der Ventile müssen je aus einem Stücke bestehen. Ihre Belastung muß unabhängig voneinander erfolgen. Der Dampf darf den Ventilen nicht durch Rohre zugeführt werden, die innerhalb des Kessels liegen. Geschlossene Ventilgehäuse müssen in ihrem tiefsten Punkte mit einer nicht abschließbaren Entwässerungsvorrichtung versehen sein. Bei Hebelventilen ist die Stellung des Gewichts durch Splinte, bei Federventilen die Spannung der Federn durch Sperrhülsen oder feste Scheiben zu sichern. Geteilte Scheiben sind nur zulässig, wenn sie unter Verschluss gehalten werden.

2. Die Sicherheitsventile dürfen höchstens so belastet werden, daß sie bei Eintritt der für den Kessel festgesetzten Dampfspannung den Dampf entweichen lassen. Ihr Gesamtquerschnitt muß bei normalem Betrieb imstande sein, soviel Dampf abzuführen, daß die festgesetzte Dampfspannung höchstens um $\frac{1}{10}$ ihres Betrags überschritten wird. Änderungen in den Belastungsverhältnissen, die den Druck des Ventikegels gegen den Sitz erhöhen, sind durch die amtlichen Sachverständigen vorzunehmen; jedoch dürfen auf Seeschiffen in längerer Fahrt federbelastete Ventile von dem leitenden Maschinisten unter Anwendung eines Kontrollmanometers berichtigt werden. Der Maschinist ist jedoch verpflichtet der zur regelmäßigen Beaufsichtigung des Kessels zuständigen Stelle hiervon ungesäumt schriftliche Mitteilung zu machen.

3. Wenigstens einem Ventil ist, mit Ausnahme der Kessel auf Seeschiffen, eine solche Stellung zu geben, daß die vorgeschriebene Belastung vom Deck aus mit Leichtigkeit untersucht werden kann.

4. Über jede Änderung der bei der amtlichen Abnahme festgesetzten Belastung ist von dem dazu Berechtigten ein Vermerk in das Revisionsbuch (§ 19) aufzunehmen.

§ 10.

Manometer.

1. Mit dem Dampfraume jedes Schiffskessels müssen 2 zuverlässige, nach Atmosphären (§ 12) geteilte Manometer verbunden sein. An dem Zifferblatte der Manometer ist die festgesetzte höchste Dampfspannung durch eine unveränderliche, in die Augen fallende Marke zu bezeichnen. Die Manometer müssen die Ablesung des bei der Druckprobe anzuwendenden Probedruckes (§§ 12 und 13) gestatten. Sie sind so anzubringen, daß sie gegen die vom Kessel ausstrahlende Hitze möglichst geschützt sind. Die Leitung zum Manometer muß mit einem Wassersacke versehen und zum Ausblasen eingerichtet sein.

2. Die Manometer müssen so angebracht werden, daß sich das eine im Gesichtskreise des Kesselwärters, das andere, mit Ausnahme bei Seeschiffen, an einer vom Deck aus leicht sichtbaren Stelle befinden muß. Sind auf einem Schiffe mehrere Kessel vorhanden, deren Dampfäume miteinander in Verbindung stehen, so genügt es, wenn außer einem an jedem einzelnen Kessel befindlichen Manometer die miteinander verbundenen Dampfäume ein gemeinsames Manometer erhalten, welches vom Deck — bei Seeschiffen vom Maschinenstand — aus sichtbar ist. Bei Schiffskesseln mit Feuerungen an beiden Enden muß an jedem Ende ein Manometer angebracht sein.

§ 11.

Fabrikschild.

1. An jedem Schiffskessel muß die festgesetzte höchste Dampfspannung, der Name und Wohnort des Fabrikanten, die laufende Fabriknummer, das Jahr der Anfertigung und der Mindestabstand des festgesetzten niedrigsten Wasserstandes von der höchsten Stelle der Feuerzüge in Millimeter auf eine leicht erkennbare und dauerhafte Weise angegeben sein.

2. Diese Angaben sind auf einem metallenen Schilde (Fabrikschild) anzubringen, das mit versenkt vernieteten kupfernen Stiftschrauben so am Kessel befestigt werden muß, daß es auch nach der Ummantelung oder Einmauerung des letzteren sichtbar bleibt.

IV. Prüfung.

§ 12.

Bauprüfung, Druckprobe und Abnahme neu oder erneut zu genehmigender Schiffskessel.

1. Jeder neu oder erneut zu genehmigende Schiffskessel ist vor der Inbetriebnahme von einem zuständigen Sachverständigen einer Bauprüfung, einer Prüfung mit Wasserdruck und der nach § 24 Abs. 3 der Gewerbeordnung vorgeschriebenen Abnahmeprüfung zu unterziehen. Die Bauprüfung und Druckprobe müssen vor der Ummantelung des Kessels ausgeführt werden; sie sind möglichst miteinander zu verbinden. Die Bauprüfung kann jedoch auf Antrag des Fabrikanten auch während der Herstellung des Kessels vorgenommen werden. Bei neu zu genehmigenden Schiffskesseln kann, wenn seit der letzten inneren Untersuchung noch nicht zwei Jahre verflossen sind, nach dem Ermessen des Sachverständigen von der Durchführung dieser Bestimmungen insoweit abgesehen werden, als eine erneute Prüfung für die Erneuerung der Genehmigung nicht erforderlich ist.

2. Die Bauprüfung erstreckt sich auf die planmäßige Ausführung der Abmessungen, den Baustoff und die Beschaffenheit des Kesselkörpers. Bei ihrer Ausführung ist der Schiffskessel äußerlich und, soweit es seine Bauart gestattet, auch innerlich zu untersuchen. Vor Ausführung der Prüfung ist dem Sachverständigen bei neuen Schiffskesseln der Nachweis darüber zu erbringen, daß der zu den Wandungen des Kessels verwendete Baustoff nach Maßgabe der Anlage 1 geprüft worden ist. Über die Bauprüfung hat der Sachverständige ein Zeugnis nach Maßgabe der Anlage 3 auszustellen und mit diesem den Materialnachweis und — falls nicht eine bereits genehmigte Zeichnung vorgelegt wird — die den Abmessungen des Schiffskessels zugrunde gelegte Zeichnung zu verbinden. Vom Lieferer sind im letzten Falle zwei Zeichnungen des Schiffskessels zur Verfügung des Sachverständigen zu halten. Bei erneut zu genehmigenden Schiffs-

kesseln hat der Sachverständige in dem Zeugnis über die Bauprüfung zugleich ein Gutachten darüber abzugeben, mit welcher Dampfspannung der Kessel zum Betriebe geeignet erscheint.

3. Die Wasserdruckprobe erfolgt bei Schiffskesseln bis zu 10 Atmosphären Überdruck mit dem $1\frac{1}{2}$ fachen Betrage des beabsichtigten Überdrucks, mindestens aber mit 1 Atmosphäre Mehrdruck, bei Schiffskesseln über 10 Atmosphären Überdruck mit einem Drucke, der den beabsichtigten um 5 Atmosphären übersteigt. Die Kesselwandungen müssen während der ganzen Dauer der Untersuchung dem Probedrucke widerstehen, ohne undicht zu werden oder bleibende Formveränderungen aufzuweisen. Sie sind für undicht zu erachten, wenn das Wasser bei dem Probedruck in anderer Form als der von feinen Perlen durch die Fugen dringt. Über die Prüfung mit Wasserdruck hat der Sachverständige ein Zeugnis nach Maßgabe der Anlage 4 auszustellen.

4. Unter dem Atmosphärendrucke wird der Druck von einem Kilogramm auf das Quadratcentimeter verstanden.

5. Nachdem die Bauprüfung und die Wasserdruckprobe mit befriedigendem Erfolge stattgefunden haben, sind die Niete des Fabrikschildes (§ 11) von dem zuständigen Sachverständigen mit dem amtlichen Stempel zu versehen, der in dem Prüfungszeugnis über die Wasserdruckprobe (siehe Anlage 4) abgedruckt ist. Einer Erneuerung des Stempels bedarf es bei alten, erneut zu genehmigenden Schiffskesseln nicht, wenn der alte Stempel noch gut erhalten ist und mit dem amtlichen Stempel des Sachverständigen übereinstimmt.

6. Die endgültige Abnahme der Schiffskesselanlage muß unter Dampf erfolgen. Dabei ist zu untersuchen, ob die Ausführung der Anlage den Bedingungen der erteilten Genehmigung entspricht. Nach dem befriedigenden Ausfalle dieser Untersuchung und der Behändigung der Abnahmebescheinigung (siehe Anlage 5) oder einer Zwischenbescheinigung darf die Kesselanlage in Betrieb genommen werden.

§ 13.

Druckproben nach Hauptausbesserungen.

1. Schiffskessel, die eine Hauptausbesserung erfahren haben oder durch Wassermangel oder Brandschaden überhitzt oder plötzlich im Betrieb unter Wasser gesetzt und abgekühlt worden sind, müssen vor der Wiederinbetriebnahme von einem zuständigen Sachverständigen einer Prüfung mit Wasserdruck in gleicher Höhe wie bei neu aufzustellenden Schiffskesseln unterzogen werden. Der völligen Bloßlegung des Kessels bedarf es in einem solchen Falle in der Regel nicht.

2. Von der Außerbetriebsetzung eines Schiffskessels zum Zwecke einer Hauptausbesserung des Kesselkörpers hat der Kesselbesitzer oder sein Stellvertreter der zur regelmäßigen Prüfung des Schiffskessels zuständigen Stelle Anzeige zu erstatten. Die gleiche Pflicht liegt dem Kesselbesitzer oder dem Vertreter ob, wenn ein Schiffskessel durch Wassermangel oder Brandschaden überhitzt oder plötzlich im Betrieb unter Wasser gesetzt und abgekühlt wird.

3. Auf Seeschiffskessel finden diese Bestimmungen mit der Maßgabe Anwendung, daß der leitende Maschinist bei Hauptausbesserungen oder Beschädigungen der im Absatz 1 genannten Art während der Fahrt oder bei dem Aufenthalte des Schiffes außerhalb des Deutschen Reichs zur Ausführung der Druckprobe verpflichtet ist, jedoch ungesäumt entsprechende Anzeige an die zur regelmäßigen Beaufsichtigung des Schiffskessels zuständige Stelle zu erstatten hat. Diese hat zu entscheiden, ob die Druckprobe nach Rückkehr des Schiffes in einen deutschen Hafen amtlich zu wiederholen ist.

§ 14.

Prüfungsmanometer.

1. Der bei der Prüfung ausgeübte Druck muß durch ein von dem zuständigen Sachverständigen amtlich geführtes Doppel-Manometer festgestellt werden.

2. An jedem Schiffskessel muß sich in der Nähe des Manometers (§ 10) am Manometerrohr ein mit einem Dreiwegehahn versehener Stutzen zur Anbringung des amtlichen Manometers befinden, der einen ovalen Flansch von 60 Millimeter Länge und 25 Millimeter Breite besitzt. Die Weite der Schlitzte zur Einlegung der Befestigungsschrauben und die Öffnung des Stutzens muß 7 Millimeter, die Länge der Schlitzte 20 Millimeter betragen.

V. Aufstellung.

§ 15.

Die Schiffskessel sind sorgfältig im Schiffe zu lagern und gegen seitliche Verschiebung und Drehung sowie gegen Verschiebung nach vorn und hinten gehörig zu sichern.

VI. Allgemeine Bestimmungen.

§ 16.

Aufbewahrung der Kesselpapiere.

1. Zu jedem Schiffskessel gehören:

a) Eine Ausfertigung der Urkunde über seine Genehmigung nach Maßgabe der Anlage 6 nebst den zugehörigen Zeichnungen und Beschreibungen. Die Urkunde muß einen Lageplan über die Aufstellung des Schiffskessels im Schiffe enthalten, der wenigstens den Schiffsteil, der zum Einbau des Kessels dient, mit den benachbarten Räumen sowie die Art der Befestigung und Lagerung des Kessels und die Armaturen umfaßt.

Mit der Urkunde sind die Bescheinigungen über die Bauprüfung, die Wasserdruckprobe und die Abnahme (§ 12) zu verbinden. Letztere Bescheinigung muß einen Vermerk über die zulässige Belastung der Sicherheitsventile enthalten. Gelangen in einer Anlage mehrere Schiffskessel von gleicher Größe, Form, Ausrüstung und Dampfspannung gleichzeitig zur Aufstellung, so ist für diese nur eine Urkunde erforderlich.

b) Ein Revisionsbuch nach Maßgabe der Anlage 7, das die Angaben des Fabrikschildes (§ 11) enthält. Die Bescheinigungen über die im § 13 vorgeschriebenen Prüfungen und die periodischen Untersuchungen müssen in das Revisionsbuch eingetragen oder ihm derart beigefügt werden, daß sie nicht in Verlust geraten können.

2. Die Genehmigungsurkunde nebst den zugehörigen Anlagen oder glaubigste Abschriften dieser Papiere sowie das Revisionsbuch sind an der Betriebsstätte des Schiffskessels aufzubewahren und jedem zur Aufsicht zuständigen Beamten oder Sachverständigen auf Verlangen vorzulegen.

§ 17.

Entbindung von einzelnen Bestimmungen.

1. Bei Schiffskesseln, deren Heizfläche 7,5 Quadratmeter nicht übersteigt, ist es zulässig:

- a) nur ein Speiseventil anzubringen,
- b) von dem zweiten Manometer abzusehen,
- c) nur ein Wasserstandsglas und Probierröhre oder Probierventile anzubringen,
- d) den Mindestabstand des festgesetzten niedrigsten Wasserstandes über der höchsten Stelle der Feuerzüge für Schiffskessel auf 100 Millimeter zu ermäßigen, wenn die Wasseroberfläche des Kessels größer als das 1,3 fache der gesamten Rostfläche ist.

Die gleichen Erleichterungen sind zulässig bei Schiffskesseln der im § 3 Abs. 2 bezeichneten Art, auch wenn sie mit Wasserkammern und Oberkessel versehen sind, sofern ihre Heizfläche 10 Quadratmeter nicht übersteigt.

2. Bei Schiffskesseln, deren Heizfläche 25 Quadratmeter nicht übersteigt, ist es zulässig:

- a) nur ein Speiseventil anzubringen,
- b) von der dritten Wasserstandsvorrichtung neben den beiden Wasserstandsgläsern abzusehen.

3. Für Dampfessel auf Baggern, Prähmen, Schuten und dergleichen, deren Heizfläche 15 Quadratmeter nicht übersteigt, können die Materialvorschriften für Landdampfessel Anwendung finden.

4. Die Zentralbehörden der einzelnen Bundesstaaten sind befugt in einzelnen Fällen und für einzelne Kesselarten von der Beachtung der Bestimmungen der §§ 2 bis 15 zu entbinden.

§ 18.

Übergangsbestimmungen.

1. Bei Schiffskesseln, die zur Zeit des Inkrafttretens dieser Bestimmung auf Grund der bisher geltenden Vorschriften genehmigt sind, kann eine Abänderung ihres Baues und ihrer Ausrüstung nach Maßgabe dieser Bestimmungen so lange nicht gefordert werden, als sie einer erneuten Genehmigung nicht bedürfen.

2. Im übrigen finden die vorstehenden Bestimmungen für die Fälle der erneuten Genehmigung von Schiffskesseln mit der Maßgabe Anwendung, daß dabei von der Durchführung der Bestimmungen des § 2 Abs. 1 und 4 und des § 7 Abs. 5 dritter Satz abgesehen werden kann. Bei der Genehmigung alter Schiffskessel, deren Materialbeschaffenheit nicht nachgewiesen wird, ist eine Festigkeit von höchstens 30 Kilogramm auf das Quadratmillimeter anzunehmen.

§ 19.

Schlußbestimmungen.

1. Die Bekanntmachung, betreffend allgemeine polizeiliche Bestimmungen über die Anlegung von Dampfesseln, vom 5. August 1890, wird aufgehoben, insoweit sie nicht für bestehende Schiffskesselanlagen Geltung behält.

2. Die Bestimmungen des § 18 Abs. 2 über die zulässige Materialbeanspruchung alter Schiffskessel treten sofort in Kraft. Im übrigen treten die vorstehenden Bestimmungen erst ein Jahr nach ihrer Veröffentlichung in Wirksamkeit. Schiffskessel, die bereits vor diesem Zeitpunkte nach den vorstehenden Bestimmungen gebaut und angelegt werden, sind nicht zu beanstanden.

Berlin, den 17. Dezember 1908.

An den Wortlaut der Bestimmungen anknüpfend, möge auf einige wichtige Einzelheiten besonders hingewiesen werden. Nach einer Begrenzung der Begriffe Dampfkessel und Schiffskessel und nach Festsetzung des Geltungsbereiches der Bestimmungen werden der Bau, die Ausrüstung, die Prüfung und die Aufstellung sowie

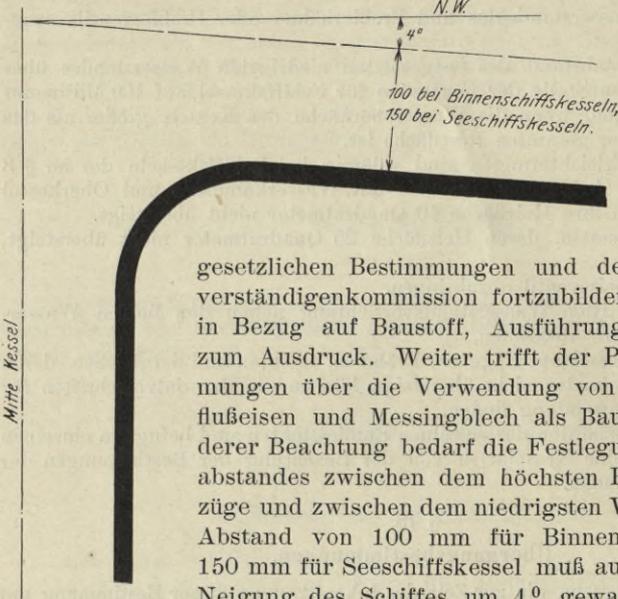


Abb. 3.

Bestimmungen behandelt. Der Wortlaut des § 2 Abs. 1 bringt die oben behandelte Trennung zwischen den festliegenden reichsgesetzlichen Bestimmungen und den von der Sachverständigenkommission fortzubildenden Grundsätzen in Bezug auf Baustoff, Ausführung und Ausrüstung zum Ausdruck. Weiter trifft der Paragraph Bestimmungen über die Verwendung von Gußeisen, Formflußeisen und Messingblech als Baumaterial. Besonderer Beachtung bedarf die Festlegung eines Mindestabstandes zwischen dem höchsten Punkte der Feuerzüge und zwischen dem niedrigsten Wasserstande; der Abstand von 100 mm für Binnenschiffskessel und 150 mm für Seeschiffskessel muß auch noch bei einer Neigung des Schiffes um 4° gewahrt sein. In den früheren polizeilichen Bestimmungen betrug dieser Neigungswinkel für Seeschiffskessel 8° bei 100 mm Abstand. Die Festlegung des niedrigsten Wasserstandes nach den heute geltenden Bestimmungen zeigt die Abb. 3.

Jeder Schiffskessel muß, vorbehaltlich einiger Einschränkungen, folgende Vorrichtungen besitzen:

- Mindestens zwei zuverlässige Speisevorrichtungen, die nicht von derselben Betriebsvorrichtung abhängig sind;
- mindestens zwei Speiseleitungen; jede Speiseleitung muß mit einem Rückschlagventile versehen sein;
- eine Vorrichtung, durch die er von der Dampfleitung abgesperrt werden kann;
- eine Entleerungsvorrichtung;
- eine Absperrvorrichtung zwischen Speiseventil und Kesselkörper;
- mindestens drei geeignete Vorrichtungen zur Erkennung seines Wasserstandes; wenigstens zwei müssen Wasserstandsgläser sein;

- eine feste Strichmarke, die den festgesetzten niedrigsten Wasserstand kenntlich macht;
- eine Marke, welche die Lage der höchsten Feuerzüge kenntlich macht;
- wenigstens zwei zuverlässige Sicherheitsventile;
- zwei zuverlässige, nach Atmosphären geteilte Manometer;
- ein Fabrikschild, das die im § 11 geforderten Angaben aufweisen muß (Abb. 4).

Die Bekanntmachung bestimmt weiter, daß jeder neu oder erneut zu genehmigende Kessel einer Bauprüfung, einer Wasserdruckprobe und der reichsgesetzlichen Abnahmeprüfung zu unterziehen ist. Die Bauprüfung erstreckt sich auf die planmäßige Ausführung der Abmessungen, den Baustoff und die Beschaffenheit des Kesselkörpers;



Abb. 4.

zu diesem Zwecke erfolgt eine Materialprüfung, eine Prüfung der Bauzeichnung und eine innere und äußere Untersuchung des Kessels. Bei der Wasserdruckprobe, der sogenannten „kalten Druckprobe“, wird der Kessel bei einem Betriebsdrucke bis zu 10 atm mit dem 1^{1/2}fachen Betrage, bei einem Betriebsdrucke über 10 atm mit einem Mehrdrucke von 5 atm gedrückt. Die gesetzliche Abnahmeprüfung erfolgt unter Dampf. Über die Vornahme dieser drei Prüfungen sind amtliche Bescheinigungen auszustellen, die zusammen mit einer Genehmigungsurkunde der Gesamtanlage sowie mit einem Revisionsbuche, in dem die periodischen Untersuchungen vermerkt werden, an der Betriebsstätte des Schiffskessels aufzubewahren sind. Die Form dieser urkundlichen Bescheinigungen ist amtlich vorgeschrieben.

Einige beschränkende Bestimmungen für kleinere Schiffskessel und die erforderlichen Übergangsbestimmungen beschließen die Bekanntmachung, die am 9. Januar 1910 in Kraft getreten ist.

4. Abschnitt.

Baumaterial.

Der in den Anlagen der polizeilichen Bestimmungen enthaltene und der Normenkommission zur Weiterbildung zugewiesene Stoff ist in zwei Hauptteile gegliedert: Die dem Gesetze beigegebene Anlage 1 behandelt die „Materialvorschriften für Schiffsdampfkessel“, die Anlage 2 die „Bauvorschriften für Schiffsdampfkessel“. Die Materialvorschriften finden im folgenden bei der Behandlung des Baumaterials, die Bauvorschriften bei der Berechnung der einzelnen Bauteile Berücksichtigung.

Das im Schiffskesselbau zur Verwendung gelangende Material gliedert sich je nach seinem Verwendungszwecke in folgende Gruppen:

Bleche,
Winkelleisen,
Nieteisen,
Niete,
Anker und Stehbolzen.

Das Material aller dieser Gruppen ist je nach der Art seiner Verwendung gewissen Prüfungen zu unterwerfen, für deren Vornahme die Bestimmungen der „Normen“ maßgebend sind. Als Baumaterial für die obigen Gruppen kommt im Schiffskesselbau heute im wesentlichen nur noch Schweiß Eisen und Flußeisen in Betracht. Die Verwendung von Kupfer, das in früheren Jahren häufiger für die Feuerbüchsen von Lokomotivkesseln in Betracht kam, ist heute im wesentlichen auf Dampfröhrlösungen, soweit sie in den Bereich der gesetzlichen Bestimmungen fallen, beschränkt.

I. Bleche.

Bleche werden heute fast ausschließlich aus Flußeisen hergestellt; Schweiß Eisen kommt bei Neubauten kaum noch zur Verwendung. Für die Mäntel großer Zylinderkessel, die infolge der hohen Bean-

spruchungen bedeutende Materialstärken aufweisen, verwendet man neuerdings sogar das kostspielige Nickelflußeisen, das gegenüber dem reinen Flußeisen eine wesentlich erhöhte Festigkeit und Zähigkeit besitzt. Die flußeisernen Bleche werden auf Grund von Vereinbarungen der Grobbleche herstellenden Walzwerke bis zu folgenden Abmessungen zum Grundpreise (nach Gewicht) geliefert:

Zusammenstellung 9.

Blechabmessungen zur Feststellung des Grundpreises.

Bei einer Dicke von:	7 bis unter 8 mm	8 bis unter 9 mm	9 bis unter 10 mm	10 bis unter 15 mm	15 bis unter 25 mm	25 mm und darüber
Breite und Durchmesser bis zu	1800	1900	2000	2200	2400	2700 mm
Fläche bis zu	8	9	10	12	12	20 qm
Gewicht bis zu	700	800	900	1200	2000	3500 kg

Gehen die Größen- und Gewichtsverhältnisse über diese Höchstgrenzen hinaus, so sind Überpreise zu zahlen und zwar bei Überschreitung

- der normalen Breite bzw. des Durchmessers für jede angefangenen 25 mm Mk. 1.—
- der normalen Flächen für jeden angefangenen 0,1 qm Mk. —.50
- des normalen Gewichtes für jede angefangenen 100 kg Mk. 1.—

Über diese Aufpreise hinaus sind noch Überpreise für Form, d. h. für runde und halbrunde Bleche und sonstige Formbleche zu zahlen. Wölben wird gleichfalls besonders berechnet. Die Länge der Bleche ist verschieden je nach der Dicke und Breite und wird in der Regel nach Gewicht berechnet. Überpreise werden auch für die Länge erhoben, wenn sie ungewöhnlich groß im Verhältnis zur Breite und Dicke ausfällt und bei der Herstellung besondere Schwierigkeiten verursacht.

Als Einheitsgewicht der Bleche gilt für das qm Fläche bei 1 mm Dicke 8 kg. Darüber hinaus sind bei Abweichungen in Länge, Breite und Gewicht die „Vorschriften für Lieferung von Eisen und Stahl, aufgestellt vom Verein deutscher Eisenhüttenleute“ maßgebend.

Bis zu welchen Abmessungen einzelner Bleche die Industrie heute zu gelangen vermag, zeigt die Zusammenstellung 10, welche die Maße und Gewichte einiger besonders bemerkenswerter Herstellungen wiedergibt:

Zusammenstellung 10.
Größe von Kesselblechen.

Name des Werkes	Kesselmäntel				Kesselböden		
	Länge m	Breite m	Dicke mm	Gewicht kg	Durchm. m	Dicke mm	Gewicht kg
Fr. Krupp	26,8	3,56	38	28500	3,9	41	3750
Hoerder Bergwerks- u. Hüttenverein .	25	3,2	17	10700	4,02	31,5	3220
Gutehoffnungshütte .	20	3,05	32	15300	4	24	2400

Die „Normen“ legen sowohl für schweißeiserne Bleche, die kaum noch verwendet werden, als auch für flußeiserne Bleche gewisse Anforderungen hinsichtlich der Festigkeit und Dehnbarkeit fest. Bei schweißeisernen Blechen sind zu unterscheiden

Feuerbleche mit dem Qualitätsstempel



Bördelbleche mit dem Qualitätsstempel



Feuerblech darf keine geringere Zugfestigkeit als 36 kg/qmm in der Längsfaser und 34 kg/qmm in der Querfaser bei einer geringsten Dehnung von 20 % bzw. 15 % haben.

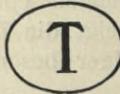
Bördelblech darf keine geringere Zugfestigkeit als 35 kg/qmm in der Längsfaser und 33 kg/qmm in der Querfaser bei einer geringsten Dehnung von 15 % bzw. 12 % haben.

Die Zugfestigkeit darf bei keinem Bleche 40 kg/qmm überschreiten.

Bei Blechen aus Flußeisen, die heute im Schiffskesselbau ausschließlich zur Anwendung kommen, unterscheiden die „Normen“ zwei Arten: Bleche aus Flußeisen, das im Flammofen erzeugt wird und die Bezeichnung trägt:



und solche aus Thomaseisen mit der Bezeichnung



Flußeisen darf keine geringere Zugfestigkeit als 34 kg/qmm und in der Regel keine höhere Zugfestigkeit als 51 kg/qmm haben. Für die Mindestdehnung aller Bleche gilt folgende Zahlentafel:

Zusammenstellung 11.

Mindestdehnung von flußeisernen Kesselblechen.

Festigkeit in kg/qmm	51 bis 46	45	44	43	42	41 bis 37	36	35	34
Geringste Dehnung in %	20	21	22	23	24	25	26	27	28

Für diejenigen Teile des Kessels, die gebördelt werden oder im ersten Feuerzuge liegen, dürfen nur Bleche verwendet werden, deren Zugfestigkeit 41 kg/qmm nicht übersteigt. In besonderen Fällen kann ausnahmsweise eine Festigkeit bis zu 47 kg/qmm zugelassen werden; wenn gebördelte Bleche nicht von den Heizgasen bestrichen werden, ausnahmsweise eine solche bis zu 51 kg/qmm. Für Bleche, die nicht im ersten Feuerzuge liegen, kann aus baulichen Gründen ausnahmsweise sogar eine Festigkeit von mehr als 51 kg/qmm bei einer Mindestdehnung von 20% gestattet werden.

Alle Bleche sind einer Zug-, Hartbiege-, Schmiede- und Lochprobe zu unterziehen, für deren Vornahme besondere Vorschriften in den „Normen“ enthalten sind.

Sofern Kupfer für Bleche überhaupt noch zur Verwendung gelangt, (nur noch äußerst selten bei Feuerbüchsen von Lokomotivkesseln) kann bei Temperaturen bis 120° C eine Zugfestigkeit von 22 kg/qmm angenommen werden; bei Verwendung überhitzten Dampfes von 250° C und mehr ist Kupfer zu vermeiden.

II. Winkelisen.

Das für Winkelisen zur Verwendung kommende Material ist heute gleichfalls fast ausschließlich Flußeisen. Es ist, wie das Blechmaterial, einer Biege-, Hartbiege-, Schmiede- und Lochprobe zu unterziehen; die Zahl der Probestücke beträgt 25% der abzunehmenden Stücke.

III. Nieteisen und Niete.

Niete und Nieteisen werden heute zum größeren Teile aus Flußeisen hergestellt; nebenher findet jedoch Schweißeisen noch vielfach Verwendung. Rundstangen aus Nieteisen kommen hauptsächlich für die hydraulische Nietung in Betracht, bei der Setzkopf und Schließkopf maschinell gebildet werden. Für das zu Nieteisen verwendete

Schweißeisen fordern die „Normen“ eine Zugfestigkeit von 35 bis 40 kg/qmm bei einer Dehnung von mindestens 20 0/0; für Nieteisen aus Flußeisen eine Zugfestigkeit von 34—41 kg/qmm bei einer Dehnung von mindestens 25 0/0 und einer Gütezahl von mindestens 62. (Die Gütezahl ist die Summe der Zugfestigkeit, z. B. 41 kg/qmm, und der Prozentzahl der Dehnung, z. B. 25 0/0; in diesem Falle würde die Gütezahl 66 betragen.) Wenn flußeiserne Bleche von höherer Zugfestigkeit als 41 kg/qmm verwendet werden, darf das flußeiserne

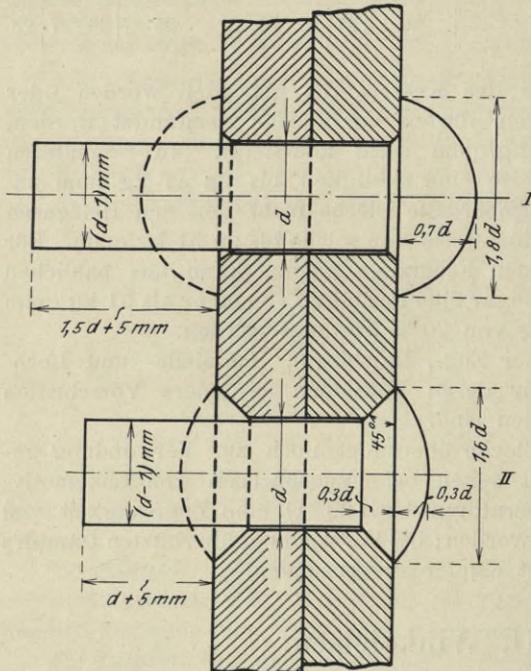


Abb. 5.

Nietmaterial entsprechend bis zu 47 kg/qmm Zugfestigkeit haben, wenn die Dehnung mindestens die gleiche ist wie in der Zahlentafel für Bleche (vergl. die Zus. 11). Die Scherfestigkeit des Schweißeisens, Flußeisens und des Kupfers kann zu 0,8 der Zugfestigkeit angenommen werden.

Je nachdem Schweißeisen oder Flußeisen als Nietmaterial gewählt wird, sind die Grenzen für eine Bearbeitung des Nietes mit der Hand verschieden. Will man zuverlässige Ergebnisse erzielen, so sollte man bei schweißeisernen Nieten Handarbeit nur bis zu einem Durch-

messer von etwa 27 mm anwenden; bei diesen Nietstärken erfordert schon das Niederstauchen eine geübte Nietmannschaft. Bei flußeisernen Nieten, die nur bis zur Rotglut erwärmt werden dürfen, sollte Handarbeit bei Nietdurchmessern über 22 mm nicht mehr zur Anwendung gelangen. Über diese beiden Grenzmaße hinaus sollte, wofern nicht bauliche Rücksichten zur Handnietung zwingen, nach Möglichkeit maschinelle Nietung angewendet werden.

Bei der Bestellung des Nietmaterials ist zu beachten, daß der Durchmesser des Nietschaftes mit Rücksicht auf die Ausdehnung bei der Erwärmung etwa 1 mm kleiner sein muß als der Durchmesser

des gebohrten Nietloches. Zum Vollstauchen des Nietloches und zum Setzen des Schließkopfes (im Gegensatze zu dem am Niet vorhandenen Setzkopfe) muß bei Bemessung der Schaftlänge genügend Material zugegeben werden. Als Zugabe genügt $l = 1,5 d + 5 \text{ mm}$ (Abb. 5). Die Form des Nietkopfes ist von dem Zwecke der Nietung abhängig. Soll die Nietung hauptsächlich fest sein, so wird der mit dem Schellhammer gebildete erhabene Kopf ausgeführt (Abb. 5, I); kommt es hingegen darauf an, eine nicht nur feste, sondern auch besonders dichte Nietung herzustellen, so wird der Schließkopf versenkt hergestellt (Abb. 5, II). Die versenkte Form bietet einen wirklichen Schutz gegen das Verbrennen der Köpfe und wird daher namentlich bei den der Flamme ausgesetzten Nähten der Feuerrohre und Flammbüchsen verwendet. Bei den Nähten des Mantels und der Stirnwände kommt der Halbrundkopf zur Anwendung.

IV. Anker und Stehbolzen.

Anker und Stehbolzen werden kaum noch aus anderem Material als Flußeisen hergestellt. Die Zugfestigkeit soll 34 bis 41 kg/qmm bei einer Dehnung von mindestens 25 % und einer Gütezahl von mindestens 62 betragen. Ausnahmsweise ist ein Material bis zu 47 kg/qmm Festigkeit zulässig, wenn die Dehnung mindestens die gleiche ist wie in der Zahlentafel für Bleche (vergl. die Zus. 11). Das Material ist einer Zug- und Hartbiegeprobe zu unterziehen. Das flußeiserne Rundmaterial darf nicht geschweißt werden.

Bei der Prüfung aller Baumaterialien muß gerade im Kesselbau mit größter Sorgfalt zu Werke gegangen werden. Geht man auch mit der zulässigen Beanspruchung nicht so hoch wie beispielsweise im Brückenbau, so ist andererseits zu berücksichtigen, daß das Material der einzelnen Bauteile im Betriebe dauernd an Festigkeit und Stärke einbüßt. Die wechselnden Wärmebeanspruchungen machen das Material mürbe und die unvermeidlichen Anfressungen verringern die ursprünglichen Materialstärken in erheblichem Maße.

Das im vorstehenden über die Verwendung der verschiedenen Materialien Gesagte läßt sich wie folgt zusammenfassen und ergänzen:

Flußeisen ist heute für alle Materialgruppen das fast ausschließlich in Betracht kommende Material;

Schweißeisen, das früher vorherrschte, kommt in der Hauptsache nur noch für das Nietmaterial in Frage; der Ersatz durch Flußeisen dürfte auch hier nur eine Frage der Zeit sein.

Kupfer, das gegenüber den heute üblichen hohen Dampftemperaturen nicht widerstandsfähig genug ist, dürfte bald gänzlich aus dem Schiffskesselbau verschwinden, da Lokomotivkessel, für

deren Flambbüchsen und Stehbolzen es hauptsächlich in Betracht kam, nur noch selten gebaut werden.

Rotguß findet bei Ausrüstungsteilen immer ausgedehntere Verwendung.

Gußeisen wird bei den steigenden Arbeitsdrücken immer mehr verdrängt. Die allgemeinen polizeilichen Bestimmungen verbieten Gußeisen und Temperguß für die Teile der Wandungen, die von den Heizgasen berührt werden; desgleichen für alle Teile der Kesselwandungen bei höheren Dampfspannungen als 10 atm Überdruck. Abgesehen von diesen Beschränkungen darf Gußeisen für Wandungen auch nur dann verwendet werden, wenn ihre lichten Querschnitte kreisförmig sind, und ihre lichte Weite 250 mm nicht übersteigt. Als Wandungen gelten hierbei die Wandungen der zwischen den Absperrventilen liegenden Räume. Den Kesselwandungen sind die mit ihnen verbundenen Anschlußteile gleich zu achten. — Der Verwendungsbereich des Gußeisens ist heute auf Ausrüstungsteile, namentlich aber auf einzelne Bauteile der Feuerungsanlage beschränkt.

Stahlguß führt sich für Ausrüstungsteile stetig in dem Maße ein, als es den herstellenden Werken gelingt, dünnwandige und doch dichte Gußstücke herzustellen.

5. Abschnitt.

Bauteile und ihre Berechnung.

Die einzelnen Bauteile des Schiffskessels unterliegen Beanspruchungen, die durch den Kesseldruck und durch die Einflüsse des Wassers, des Dampfes oder der Heizgase hervorgerufen werden. Die mit Rücksicht hierauf erforderliche Widerstandsfähigkeit der Bauteile wird durch Wahl geeigneten Materials, durch entsprechende Formgebung, durch genügende Bemessung der Blechdicken und durch zweckmäßige Anordnung von Verankerungen erreicht. Je nach ihrer Form und der Art ihrer Beanspruchung gliedern sich die Hauptbauteile des Schiffskessels in:

Zylindrische Wandungen mit innerem Drucke;

Zylindrische Wandungen mit äußerem Drucke;

Gewölbte (kugelförmige) Wandungen mit innerem Drucke;

Gewölbte (kugelförmige) Wandungen mit äußerem Drucke;

Flache Wandungen und deren Verankerungen.

Die Herstellung zuverlässiger Verbindungen dieser verschiedenartig geformten und beanspruchten Kesselwandungen miteinander und ihrer Einzelteile unter sich bildet eine der schwächsten Stellen der heutigen Bauweise. Die Ausführung einer Nietverbindung wird durch die Bedingung erschwert, daß sie nicht nur den Ansprüchen der Festigkeit, sondern gleichzeitig auch den Anforderungen der Dichtigkeit genügen muß. Eine Undichtigkeit an irgend einer Stelle eines im Betriebe befindlichen Kessels führt zu der unangenehmen Erscheinung, daß „der Kessel bläst.“ Die durch die entstehende warme Feuchtigkeit verursachten Anfressungen des Kesselmaterials geben häufig zu recht kostspieligen Reparaturen Veranlassung. Derartigen Anfressungen sind die unteren Kesselteile besonders stark ausgesetzt, weil sich das verdunstende Bilgewasser an ihrer Außenseite als Feuchtigkeit niederschlägt. Um diesen durch Undichtigkeiten verursachten Betriebsstörungen nach Möglichkeit vorzubeugen, versucht man die einzelnen Wandungen aus möglichst großen Blechen herzu-

stellen. Diesen Bestrebungen sind durch die im vorstehenden besprochenen Vereinbarungen der Grobwalzwerke über die Größenverhältnisse der Bleche und durch die beim Bau erforderliche, bequeme Handhabung der Bauteile Grenzen gesetzt. Wie weit den auftretenden Beanspruchungen und den Mängeln der Verbindung der Einzelteile durch Formgebung und zweckentsprechende Bemessung der Materialstärken begegnet werden kann, zeigen die folgenden Ausführungen über die Bauweise der einzelnen Bauteile.

I. Zylindrische Wandungen mit innerem Drucke.

Bei einer Beanspruchung der Kesselwandungen durch inneren Druck ist die günstigste und infolgedessen auch gebräuchlichste Form die zylindrische. Das Material wird lediglich auf Zug beansprucht und zwar nur in der Richtung der Tangente an die beanspruchte Querschnittsstelle des Zylindermantels. Die Wirkung der Einzelkräfte,

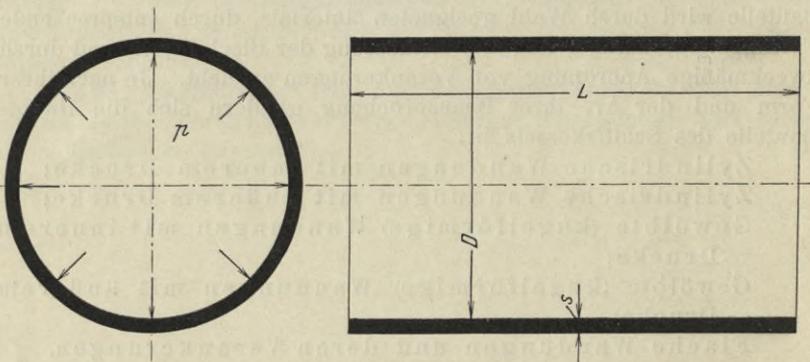


Abb. 6.

die von der Zylinderachse aus in der Richtung der Halbmesser auf die Zylinderwandung drücken, faßt eine durch die Zylinderachse gelegte Fläche in einem größten Werte zusammen. Bezeichnet in Übereinstimmung mit der Abb. 6

D den größten inneren Zylinderdurchmesser in mm,

p den größten Betriebsüberdruck in atm,

L die Länge des Zylinders in mm,

s die Blechdicke in mm,

k die zulässige Zugbeanspruchung in kg/qmm,

so ist
$$D \cdot L \cdot \frac{p}{100} = 2 \cdot s \cdot L \cdot k$$

und

$$s = \frac{D \cdot p}{200 \cdot k}.$$

Da die zylindrischen Wandungen nur selten aus einem Stücke hergestellt werden können, sind Trennungsstellen wie Längs- und Rundnähte unvermeidlich; sie stellen selbst bei sorgfältiger Arbeitsausführung schwache Stellen in dem betreffenden Bauteile dar.

Der Zusammenschluß in den Längsnähten zylindrischer Wandungen kann auf verschiedene Weise erfolgen:

- Durch Walzen oder Pressen in einem Stücke;
- Durch Verschweißen;
- Durch Vernieten.

Das Walzen oder Pressen zylindrischer Wandungen mit innerem Drucke kam bisher nur für kleine Durchmesser, also nur für Rohre in Betracht. Neuerdings zeigt sich das Bestreben, dieses Verfahren auch auf zylindrische Wandungen mit größeren Durchmessern auszu dehnen; so liefern einzelne Walzwerke schon nahtlose Kesselschüsse bis zu einem lichten Durchmesser von 2400 mm, bei Längen bis zu 2500 mm und darüber hinaus mit einer Mindestwandstärke von 10 mm. Die Schwierigkeiten der Herstellung bestehen darin, bei gegebenem Durchmesser an allen Stellen die geforderte Blechdicke gleichmäßig innezuhalten. Dafür bietet nahtloses Material den Vorteil größerer Festigkeit und Sicherheit. Da keine geschwächten Verbindungsstellen in Gestalt von Längsnähten vorhanden sind, kommen Leckagen an diesen Stellen nicht vor; weiter tritt eine Gewichtsverminderung durch den Fortfall der Laschen und der Vernietung, sowie dadurch ein, daß die volle Dicke des Bleches in Rechnung gezogen werden kann, da eine Materialschwächung durch die Längsnähte nicht in Frage kommt. Die „Normen“ gestatten bei nahtlos gewalzten Mantelschüssen das Güteverhältnis = 1 zu setzen. — Einer weiteren Verbreitung des nahtlosen Materials steht zurzeit wohl nicht nur die im Durchmesser und in der Blechdicke begrenzte Herstellungsmöglichkeit, sondern auch die Höhe des Preises im Wege.

Das Verschweißen zylindrischer Wandungen mit innerem Drucke ist die am wenigsten zu empfehlende Art der Verbindung. Noch vor rund zwei Jahrzehnten wurden auch zylindrische Wandungen von größerem Durchmesser durch Verschweißen zusammengefügt. Die schlechten Erfahrungen, die man bei Anwendung dieses Verfahrens machte, führten zu seiner Aufgabe. Man schweißt heute bei innerem Drucke nur noch zylindrische Wandungen von ganz kleinen Durchmessern. Das Board of Trade läßt das Schweißen bei innerem Drucke heute überhaupt nicht mehr zu. Die „Normen“ und der Germanische Lloyd gestatten es, führen dann aber die Festigkeit geschweißter Nähte mit 0,7 derjenigen des vollen Bleches in die Rechnung ein. Demnach würde die Festigkeitsgleichung für geschweißte Bleche nach den „Normen“ und dem Germanischen Lloyd lauten

$$s = \frac{D \cdot p}{0,7 \cdot 200 k}$$

Trotz der in Rechnung zu stellenden geringeren Festigkeit empfehlen die „Normen“ solche Nähte nicht zu schweißen, die auf Biegung oder Zug beansprucht werden, und keine Schweißnaht herzustellen, wenn das geschweißte Stück nicht nachträglich ausgeglüht werden kann.

In jedem Falle bleibt die Unsicherheit geschweißter Nähte bestehen, und es empfiehlt sich daher bei innerem Drucke ein Schweißen so weit wie möglich überhaupt zu vermeiden.

Das Vernieten zylindrischer Wandungen mit innerem Drucke ist die verbreitetste Ausführung.

Im folgenden sollen unterschieden werden:

Längsnähte und Rundnähte.

Längsnähte. Die „Normen“ sowohl wie die Vorschriften der Klassifikationsgesellschaften enthalten Gleichungen, die lediglich zur Nachprüfung einer entworfenen Nietanordnung dienen können; diese Gleichungen eignen sich aber nicht für den Entwurf einer Vernietung,

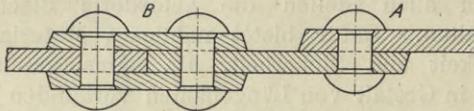


Abb. 7.

zumal sie im einzelnen von verschiedenen Gesichtspunkten aus entwickelt sind. Auf dem im folgenden geschilderten Wege gelangt man ohne langwieriges Versuchen auf rechnerischer Grundlage zu brauchbaren Werten für den Entwurf einer Dampfkesselnietung.

Im folgenden bezeichne:

- s_0 die errechnete Blechdicke in mm, die genügen würde, wenn eine Schwächung des Bleches durch die Nietnaht nicht stattfinden würde,
- s die mit Rücksicht auf diese Schwächung verstärkte Blechdicke in mm,
- D den größten inneren Durchmesser des Kesselmantels in mm,
- p den größten Betriebsüberdruck in atm,
- d den Durchmesser des Nietloches in mm,
- t die Nietteilung in mm, d. i. die Entfernung von Mitte zu Mitte Niet in der äußersten Reihe, (im Abstände t wiederholt sich die für die Unterbringung der erforderlichen Nietquerschnitte zu wählende Nietanordnung)
- n die Anzahl der Nietquerschnitte innerhalb einer Nietteilung, (bei Überlappung und einfachen Laschen entfällt ein Querschnitt auf jedes Niet (Abb. 7 A), bei Doppellaschen zwei Querschnitte (Abb. 7 B))

z das Verhältnis der Mindestfestigkeit in der Nietnaht zu der Festigkeit des vollen Bleches (Güteverhältnis),

K die Zugfestigkeit des verwendeten Bleches in kg/qmm,

k die zulässige Zugbeanspruchung des Bleches in kg/qmm,

k_s die zulässige Schubbeanspruchung des Nietmaterials in kg/qmm,

$x = \frac{K}{k}$ einen Zahlenwert, der dem Sicherheitsgrad gegen Bruch entspricht,

$y = \frac{k_s}{k}$ das Verhältnis der Schubbeanspruchung des Nietmaterials zur Zugbeanspruchung des Blechmaterials.

Im vorhergehenden (S. 50) ist nur unter Berücksichtigung der Blechfestigkeit für die Blechdicke zylindrischer Wandungen unter Außerachtlassung der durch die Nietnaht entstehenden Schwächung die Gleichung

$$s_0 = \frac{D \cdot p}{200 \cdot k} = \frac{D \cdot p \cdot x}{200 \cdot K} \dots \dots \dots (1)$$

entwickelt worden. Die Rücksicht auf die durch die Nietnaht entstehende Schwächung des Bleches bedingt für die praktische Ausführung eine Blechdicke, die größer als die errechnete s_0 sein muß, und deren Wahl, wie im folgenden geschildert wird, auf Grund von Erfahrungen und unter Berücksichtigung der Bauausführung erfolgt. Die Verstärkung der rechnerisch ermittelten Blechdicke s_0 auf die wirklich auszuführende s muß unter Zugrundelegung gleicher Zugbeanspruchung in dem gleichen Verhältnisse erfolgen, in dem die Mindestfestigkeit der Längsnaht zu der Zugfestigkeit des ausgeführten vollen Bleches steht. Demnach muß für das Verhältnis von s_0 zu s gelten

$$\frac{s_0}{s} = z \dots \dots \dots (2)$$

Der Wert von z kann nach dem oben Gesagten kein feststehender sein; er ist als Erfahrungswert aus vorhandenen Anlagen gewonnen und schwankt von etwa 0,5 bei dünnen Blechen bis etwa 0,95 bei dicken Blechen. Um den Wert z aus der Gleichung 2 festsetzen zu können, muß für die wirklich auszuführende Blechdicke s auf Grund vorliegender Erfahrungswerte eine Annahme gemacht werden. Bewährte Ausführungen haben ergeben, daß sich die Festigkeitsverhältnisse der Nietung am günstigsten gestalten, wenn s etwa 2 bis 5 mm dicker gewählt wird als s_0 . Man führt demnach aus

$$s \approx s_0 + 2 \text{ mm bis } s_0 + 5 \text{ mm.}$$

Hierbei gilt der kleinere Wert für größere Blechdicken und der größere Wert für geringere Blechdicken.

Nach Errechnung der theoretischen Blechdicke s_0 aus der Gleichung 1 und nach Annahme der verstärkten Blechdicke s kann z mit Hilfe der Gleichung 2 bestimmt werden. Die weiteren zur Bestimmung der Nietanordnung erforderlichen Werte ergeben sich aus folgenden Erwägungen:

Voraussetzung für jede Nietanordnung ist, daß die Zerstörung der Nietverbindung in keinem Falle durch Abscherung aller oder eines Teiles der Nietquerschnitte erfolgen darf. Im ersteren Falle würde sich das Blech unter Abscherung sämtlicher Nietquerschnitte von dem überlappten Bleche bzw. aus den Laschen entfernen; im letzteren Falle würde das Blech in einer inneren Reihe reißen und gleichzeitig die Nietquerschnitte der vorhergehenden Reihen abscheren¹⁾.

Die erstere Bedingung, die Verhütung der Abscherung sämtlicher Nietquerschnitte, wird erfüllt, wenn die Festigkeit sämtlicher Nietquerschnitte einer Teilung gegenüber Abscherung größer oder mindestens gleich der Festigkeit des auf eine Teilung entfallenden Querschnittes des ungeschwächten Bleches ist. Die Untersuchung der Festigkeitsverhältnisse kann sich auf die Blechbreite einer Teilung beschränken, da sich in diesem Abstände die zu untersuchende Nietanordnung stets wiederholt. Die vorstehende Bedingung läßt sich durch die Gleichung

$$\frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot n \cdot k_s \geq s_0 \cdot t \cdot k \dots \dots \dots (3a)$$

ausdrücken.

Die zweite an die Nietverbindung zu stellende Anforderung, daß auch ein gleichzeitiges Reißen des Bleches in einer inneren Nietreihe und ein Abscheren der vorangehenden Nietquerschnitte keinesfalls erfolgen darf, führt zu der Bedingung, die gleichfalls bei allen Nietanordnungen erfüllt sein muß, daß die Blechfestigkeit in jeder inneren Reihe, zuzüglich der Festigkeit der vorangehenden Nietquerschnitte, größer oder mindestens gleich der Blechfestigkeit in der äußersten Nietreihe sein muß.

Infolge dieser Bedingung genügt zunächst eine rechnerische Untersuchung der äußersten Nietreihe, da sie nach dem vorher Gesagten die ungünstigsten Festigkeitsverhältnisse aufweisen muß und für ein Reißen des Bleches zunächst in Frage kommt. Das als Güteverhältnis z bezeichnete Verhältnis der Mindestfestigkeit der Längsnaht zur Festigkeit des vollen Bleches muß daher auf den ungünstigsten Fall, die äußerste Nietreihe, angewendet werden und läßt sich durch die Gleichung

1) Als äußerste Nietreihe gilt die am weitesten von der Verbindungsnaht des Bleches entfernt liegende Nietreihe; von außen werden auch die Nietreihen als erste, zweite u. s. w. gezählt; demgemäß gilt die als erste bezeichnete, äußerste Nietreihe als „vorangehende“ gegenüber der 2. Reihe.

$$z = \frac{\left(t - 2 \cdot \frac{d}{2}\right) \cdot s \cdot k}{t \cdot s \cdot k} = \frac{t-d}{t}$$

ausdrücken. Hieraus folgt

$$t = \frac{d}{1-z} \dots \dots \dots (3b)$$

Setzt man den für t gefundenen Wert in die Gleichung 3a ein, so nimmt sie die Form an

$$\frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot n \cdot k_s \geq s_0 \cdot \frac{d}{1-z} \cdot k,$$

oder, da

$$y = \frac{k_s}{k},$$

$$d \cdot n = \frac{s_0}{(1-z) \cdot y \cdot \frac{\pi}{4}} \dots \dots \dots (3)$$

Auf Grund dieser Gleichung kann nach Ermittlung von s₀ und z aus den Gleichungen 1 und 2 der Wert d.n aus gegebenen Größen bestimmt werden; für die Wahl der Einzelwerte von d und n sind teils Bauvorschriften, teils Rücksichten auf die Bauausführung maßgebend.

Bei der Zerlegung des Ausdruckes d.n in die Einzelwerte d und n muß von einer Größenannahme des Nietlochdurchmessers d ausgegangen werden, der aus praktischen Gründen in einem bestimmten Verhältnis zur Blechdicke s stehen muß. Die „Normen“ und der Germanische Lloyd schreiben vor

$$d \leq 2s \text{ und } d \geq s,$$

wobei die erstere Grenze für dünne Bleche, die letztere für dicke Bleche gilt. Die Grenzen für d, die sich bei ausgeführten Anlagen für die gangbaren Blechdicken als vorteilhaft erwiesen haben, sind in der Zusammenstellung 12 wiedergegeben.

Zusammenstellung 12.

Verhältnis von Blechdicke s und Nietdurchmesser d.

s in mm	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	
d in mm	von	12	13	13	14	14	15	15	16	16	17	17	18	19	20	21	22	23	24
	bis	14	16	18	20	21	22	23	24	25	26	27	27	28	28	29	29	30	30
s in mm	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	
d in mm	von	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42
	bis	31	32	32	33	34	35	35	36	37	38	39	39	40	41	42	43	44	44

Hat man entsprechend der Blechdicke den Nietdurchmesser d auf Grund dieser Zusammenstellung gewählt, so erhält man aus der Gleichung 3 den Wert für n , d. h. die Anzahl der auf eine Nietteilung entfallenden Nietquerschnitte. Da dieser Wert für n nur als ganze Zahl bei der Bauausführung verwertet werden kann, muß n auf eine ganze Zahl, und zwar mit Rücksicht auf das Vorhin über die Festigkeit der Nietnaht Gesagte, nach oben hin abgerundet werden. Der dadurch entstehende kleine Überschuß an Nietfestigkeit erhöht die Festigkeit der Nietverbindung. Da bei festliegendem s der Wert von d in der Zusammenstellung 12 in gewissen Grenzen veränderlich ist, empfiehlt es sich, in die Gleichung für $d \cdot n$ alle zulässigen Werte von d einzusetzen. Von den gewonnenen Werten für n wählt man alsdann den für den vorliegenden Fall günstigsten aus. Welche Werte für n als üblich und günstig anzusehen sind, zeigt die Zusammenstellung 12, in der die gangbaren Nietanordnungen veranschaulicht sind.

Zur endgültigen Festlegung der Vernietung bedarf es noch der Bestimmung der Nietteilung t . Da der errechnete Wert von n nach oben abgerundet wird, müssen sich entsprechend der Bedingung, daß t sowohl von der Nietfestigkeit (Gleichung 3a), als auch von der Blechfestigkeit (Gleichung 3b) abhängig ist, zwei Grenzwerte für t ergeben. Soll die durch die Gleichung 3 bedingte Nietfestigkeit gewahrt bleiben, so führt diese Bedingung bei festliegendem n zu dem oberen Grenzwerte

$$t \leq \frac{d^2 \cdot \pi \cdot n \cdot k_s}{s_0 \cdot k}$$

Die Rücksicht auf die Nietfestigkeit bedingt daher als oberen Grenzwert für t

$$t_{\max.} \leq \frac{d^2 \cdot \pi \cdot n \cdot y}{s_0} \quad \dots \quad (4)$$

Unter Zugrundelegung der Mindestfestigkeit der Längsnaht war für t die Gleichung 3a entwickelt worden. Läßt man in der ursprünglichen Gleichung für die Blechfestigkeit t bei festliegendem d wachsen, so wächst der Wert von z , d. h. das Güteverhältnis der Längsnaht gestaltet sich mit wachsendem t günstiger. Hieraus folgt, daß $t = \frac{d}{1-z}$ den Mindestwert mit Rücksicht auf die Blechfestigkeit darstellt. Als untere Grenze für t ergibt sich daher

$$t_{\min.} \geq \frac{d}{1-z} \quad \dots \quad (5)$$

Die sich infolge der Abrundung des Wertes n nach oben ergebende Dehnbarkeit der Nietteilung t entspricht den Bedürfnissen, die beim Entwurfe der Vernietung zutage treten. Bei Anordnung der Längsnaht versucht man die Nietteilung nach Möglichkeit so zu wählen, daß sie in die Strecke zwischen den Rundnähten gut hineinpaßt. Dies wird um so eher möglich sein, wenn t in gewissen Grenzen veränderlich ist. Eine Wahl von d , die eine ganze Zahl für n ergibt, ist daher zu vermeiden.

Bei der Anordnung der erforderlichen n Nietquerschnitte muß angestrebt werden, sie in möglichst wenigen Nietreihen (parallel zur Nietnaht) anzuordnen, also in den inneren Nietreihen so viel Querschnitte wie möglich unterzubringen. Begrenzt wird dieses Bestreben zunächst durch die Ausführbarkeit beim Bau, die im allgemeinen keinen kleineren Nietabstand von Mitte zu Mitte Niet als $2,4 d$ gestattet, da andernfalls ein allseitiges Verstemmen des Nietkopfes nur schwer möglich ist.

Für die Nietentfernung in den inneren Reihen bedingt neben dieser Rücksicht auf die praktische Ausführbarkeit die Festigkeit der Nietnaht einen weiteren Mindestwert.

Als zweite an eine Nietverbindung zu stellende Anforderung war im vorhergehenden aufgestellt worden, daß keinesfalls ein gleichzeitiges Reißen des Bleches in einer inneren Reihe und ein Abscheren der vorangehenden Nietquerschnitte erfolgen darf. Durch diese Bedingung wird der in den inneren Reihen anzuordnenden Anzahl von Nietlöchern eine obere Grenze insofern gesetzt, als eine allzu große Zahl von Nietlöchern das Blech derartig schwächen würde, daß ein Reißen des Bleches und ein Abscheren der vorangehenden Nietquerschnitte eintreten würde.

Um die für jede innere Reihe höchstzulässige Zahl von Nietlöchern feststellen zu können, bedeute neben den vorher eingeführten Bezeichnungen

n_v die Anzahl sämtlicher Nietquerschnitte, die einer zu untersuchenden Reihe vorangehen,

a die Anzahl der Nietlöcher in der zu untersuchenden Reihe.

Der Blechquerschnitt einer inneren Reihe innerhalb einer Nietteilung wird nicht durch die auf eine Nietteilung insgesamt entfallende Zugkraft in voller Höhe beansprucht, da die vorangehenden n_v Nietquerschnitte bereits den Betrag

$$n_v \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot k_s$$

der Zugkraft aufnehmen.

Die Blechfestigkeit der zu untersuchenden inneren Reihe beträgt

$$s \cdot (t - a \cdot d) \cdot k.$$

Ein Reißen in einer inneren Reihe und Abscheren der vorangehenden Niete wird aber dann immer vermieden werden, wenn die Summe der Blechfestigkeit in der betreffenden inneren Reihe und der Scherfestigkeit der vorangehenden Nietquerschnitte größer oder gleich der Blechfestigkeit der äußersten Reihe ist; da die Blechfestigkeit der äußersten Reihe

$$s \cdot (t - d) \cdot k$$

beträgt, läßt sich diese Bedingung gegen das Reißen des Bleches in einer inneren Reihe durch die Gleichung

$$s \cdot (t - a \cdot d) \cdot k + n_v \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot k_s \geq s \cdot (t - d) \cdot k$$

ausdrücken.

An anderer Stelle (S. 54) war aber für die an jede Nietverbindung zu stellende Forderung, daß ein Abscheren aller Niete in keinem Falle eintreten darf, die Bedingung aufgestellt worden

$$\frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot n \cdot k_s \geq s_0 \cdot t \cdot k \geq s \cdot (t - d) \cdot k.$$

Damit ist ausgedrückt, daß $s \cdot (t - d) \cdot k$ als größten Wert den Wert $\frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot n \cdot k_s$ erreichen darf; hieraus wiederum folgt

$$s \cdot (t - a \cdot d) \cdot k + n_v \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot k_s \leq \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot n \cdot k_s \text{ oder}$$

$$s \cdot (t - a \cdot d) \cdot k \leq (n - n_v) \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot k_s.$$

Nach Division dieser Gleichung durch die obige Bedingungs-gleichung

$$s \cdot (t - d) \cdot k \leq n \cdot \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot k_s$$

erhält man die Gleichung

$$\frac{t - a \cdot d}{t - d} \leq \frac{n - n_v}{n},$$

aus der sich der Wert a wie folgt bestimmen läßt

$$1 - \frac{(a - 1) \cdot d}{t - d} \leq 1 - \frac{n_v}{n}$$

$$\frac{(a - 1) \cdot d}{t - d} \leq \frac{n_v}{n}$$

$$a \leq \frac{n_v}{n} \cdot \frac{t - d}{d} + 1.$$

Diese Gleichung bietet die Möglichkeit bei Festsetzung einer Nietanordnung die Niete in den inneren Reihen so zu verteilen, daß einem Reißen des Bleches in einer inneren Reihe und einem gleichzeitigen Abscheren der vorangehenden Nietquerschnitte vorgebeugt

ist. Diese Zerstörungsmöglichkeit der Nietverbindung wird vermieden, wenn die Anzahl a der Nietlöcher in einer Reihe den oben festgelegten Höchstwert nicht überschreitet. Da für a nur ganze Zahlen praktisch brauchbar sind, muß der gefundene Wert nach unten abgerundet werden.

Aus der obigen Gleichung für die Zahl der Nietlöcher in einer inneren Reihe läßt sich auch ein Wert für das Güteverhältnis z in diesen Reihen ableiten. Die Gleichung kann auch in der Form geschrieben werden

$$a \leq \frac{n_v}{n} \cdot \left(\frac{t}{d} - 1 \right) + 1$$

oder

$$\frac{t}{d} \geq \frac{n}{n_v} \cdot (a - 1) + 1.$$

Nach dem im vorhergehenden für das Güteverhältnis entwickelten Werte ist

$$z = \frac{t - d}{t} = \frac{\frac{t}{d} - 1}{\frac{t}{d}}.$$

Setzt man den Wert für $\frac{t}{d}$ in diese Gleichung ein, so erhält man für jede innere Reihe einen Mindestwert für das Güteverhältnis z nämlich

$$z \geq \frac{\frac{n}{n_v} \cdot (a - 1)}{\frac{n}{n_v} \cdot (a - 1) + 1}.$$

Mit Hilfe dieser Gleichung kann das Güteverhältnis z für jede innere Reihe festgestellt werden; für die verschiedenen Reihen einer gewählten Nietanordnung werden sich verschiedene Mindestwerte von z ergeben; der höchste muß innegehalten werden, wenn die erwähnte Sicherheit gegen Abscheren aller oder einzelner Niete einer Teilung vorhanden sein soll. Dieser höchste Mindestwert darf daher in anderen Nietreihen wohl überschritten, nicht aber unterschritten werden.

Zur endgültigen Bestimmung der Vernietung bedarf es noch der Festsetzung der Laschendicke. Der wahrscheinlichste Fall des Reißens einfacher bzw. doppelter Laschen wird sich in der Regel so vollziehen, daß die Laschen in einer der beiderseitigen Vernietungen parallel zur Trennungsnah der zylindrischen Wandung reißen. Diesem Reißen wird der Laschenblechquerschnitt der innersten Nietreihe am stärksten ausgesetzt sein, weil seine Festigkeit infolge

starker Schwächung durch Nietlöcher und infolge Fehlens vorangehender und mittragender Nietquerschnitte am geringsten sein wird. Der Gefahr des Reißens wird daher vorgebeugt sein, wenn die Festigkeit des Laschenblechquerschnittes in der innersten Reihe gleich oder größer als die Festigkeit des ungeschwächten Bleches ist. Bezeichnet s_1 die Gesamtlaschendicke und t_1 die Nietteilung in der innersten Reihe, so muß sein

$$s_1 \cdot (t_1 - d) \geq s_0 \cdot t_1$$

$$s_1 \geq \frac{s_0}{\frac{t_1 - d}{t_1}}$$

Bei Doppellaschen beträgt die Dicke jeder Lasche $\frac{s_1}{2}$. Bei größeren Nietentfernungen müssen die Bleche bzw. Laschen ausgeschweift werden, um ein sicheres Anstemmen zu ermöglichen. Bleche bzw. Laschen sind auszuschweifen, wenn die Nietteilung t das 8fache ihrer Dicke übersteigt („Normen“, Germ. Lloyd). Für die Laschendicke schreiben die „Normen“ und der Germanische Lloyd vor: Die Dicke jeder Doppellasche muß mindestens $\frac{3}{4}$ der Blechdicke des Kesselmantels betragen. Einfache Laschen müssen mindestens 3 mm stärker als die Blechdicke des Kesselmantels sein.

Mit der Bestimmung der Laschendicke sind alle erforderlichen Werte einer Vernietung festgelegt. Die folgende Übersicht faßt die im vorhergehenden entwickelten Einzelwerte dem Gange der Rechnung folgend zusammen:

$$1) \quad s_0 = \frac{D \cdot p \cdot x}{200 \cdot K};$$

$$2) \quad z = \frac{s_0}{s};$$

$$s \approx s_0 + 2 \text{ mm bis } s_0 + 4 \text{ mm};$$

$$3) \quad d \cdot n = \frac{s_0}{(1 - z) \cdot y \cdot \frac{\pi}{4}};$$

$$4) \quad t_{\max.} \leq \frac{\frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot n \cdot y}{s_0};$$

$$5) \quad t_{\min.} \geq \frac{d}{1 - z};$$

$$s_1 \geq \frac{s_0}{\frac{t_1 - d}{t_1}}$$

Die Zusammenstellung 13 gibt eine Übersicht über die gebräuchlichsten Nietanordnungen bei einer Anzahl von Nietquerschnitten von $n = 1$ bis $n = 30$. Sämtliche Nietanordnungen erfüllen die vorher aufgestellten und erörterten Bedingungen hinsichtlich der Festigkeit der Nietquerschnitte gegenüber Abscherung. Es ist daher bezüglich der in den inneren Reihen höchstzulässigen Zahl der Nietlöcher bei allen Anordnungen die Bedingung

$$a \leq \frac{n_v}{n} \cdot \frac{t-d}{t} + 1$$

erfüllt. Des weiteren ist für die inneren Nietreihen jeder Anordnung der Mindestwert von z nach der vorher entwickelten Gleichung

$$z \geq \frac{\frac{n}{n_v} \cdot (a-1)}{\frac{n}{n_v} \cdot (a-1) + 1}$$

errechnet worden.

Für jede Anordnung ist der höchste dieser Mindestwerte beigefügt. Er stellt, wie bereits vorher ausgeführt worden ist, die untere Grenze dar, bis zu der die zugehörige Nietanordnung der durch die Beziehung $z = \frac{s_0}{s}$ festgelegten Blechfestigkeit genügt. Die Erfüllung dieser Bedingung zeigt folgendes Beispiel:

Bei jeder vorliegenden Nietanordnung ist n , n_v und a bekannt; somit ist es möglich für die inneren Reihen der verschiedenen Anordnungen den Wert z zu berechnen. Bei der ersten Anordnung für $n = 10$ Nietquerschnitte in einer Teilung ist z. B. für die zweite Reihe

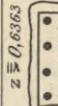
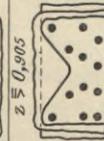
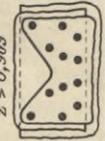
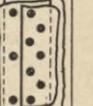
$$z \geq \frac{\frac{10}{n_v} \cdot (a-1)}{\frac{10}{n_v} \cdot (a-1) + 1} \geq \frac{\frac{10}{2} \cdot (1,5-1)}{\frac{10}{2} \cdot (1,5-1) + 1} \geq \frac{2,5}{3,5} \geq 0,715;$$

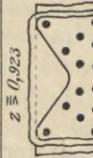
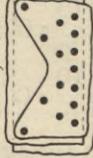
für die dritte Reihe ist

$$z \geq \frac{\frac{10}{5} \cdot (2,5-1)}{2 \cdot 1,5 + 1} \geq \frac{3}{4} \geq 0,75.$$

Nach den Ergebnissen dieser Rechnung würde die Nietanordnung der zweiten Reihe für ein Güteverhältnis bis zu $z = 0,715$ anwendbar sein; der sich für die dritte Reihe ergebende Mindestwert von z gestattet jedoch nur die Verwendung der Nietanordnung bis zu einem z von 0,75; das bedeutet, daß die Verwendung der vorliegenden Nietanordnung mit Rücksicht auf die Nietverteilung in der dritten Reihe ausgeschlossen ist, wenn die Festigkeitsverhältnisse der

Zusammenstellung 13.
Gebräuchliche Nietanordnungen.

Werte für n	1		$z \approx 0,866$		$z \approx 0,923$
	2				$z \approx 0,995$
3				$z \approx 0,90$	
3,5		$z \approx 0,6363$		$z \approx 0,905$	
4		$z \approx 0,800$		$z \approx 0,909$	
4,5		$z \approx 0,8709$		$z \approx 0,913$	
5		$z \approx 0,714$		$z \approx 0,916$	
6		$z \approx 0,555$		$z \approx 0,945$	
7		$z \approx 0,90$			

8		$z \approx 0,606$		$z \approx 0,923$
9		$z \approx 0,80$		$z \approx 0,935$
10		$z \approx 0,692$		$z \approx 0,938$
11		$z \approx 0,750$		$z \approx 0,940$
12		$z \approx 0,873$		$z \approx 0,942$
13		$z \approx 0,846$		$z \approx 0,944$
14		$z \approx 0,857$		$z \approx 0,945$
15		$z \approx 0,907$		

Längsnaht ein kleineres z als 0,75 ergeben. Würde dagegen das Güteverhältnis der Längsnaht größer als 0,75, so würde der Blechquerschnitt der dritten Reihe einen Überschuß an Festigkeit aufweisen.

Bei der dritten Anordnung für $n = 10$ Nietquerschnitte in einer Teilung gestalten sich die Festigkeitsverhältnisse der inneren Reihen folgendermaßen; es ergibt sich für die zweite Reihe:

$$z \geq \frac{\frac{10}{2} \cdot (2 - 1)}{\frac{10}{2} \cdot (2 - 1) + 1} \geq \frac{5}{6} \geq 0,833;$$

für die dritte Reihe:

$$z \geq \frac{\frac{10}{6} \cdot (2 - 1)}{\frac{10}{6} \cdot (2 - 1) + 1} \geq \frac{1,666}{2,666} \geq 0,623.$$

Nach dem oben Gesagten gestatten die Festigkeitsverhältnisse der zweiten Reihe eine Verwendung dieser Nietanordnung nur bis zu einem kleinsten Güteverhältnis der Längsnaht von 0,833.

Bei der Wahl einer der in der Zusammenstellung 13 wiedergegebenen Nietanordnungen ist daher darauf zu achten, bis zu welchem Mindestwerte von z die einzelne Nietanordnung brauchbar ist. In der Zusammenstellung ist der unterste Grenzwert für jede Anordnung angegeben.

Ein Mindestwert von z kommt bei den Nietanordnungen nicht in Frage, bei denen die inneren Reihen ebenso viele Niete enthalten wie die äußeren, da hier die Schwächung des Bleches in den inneren Reihen ebenso groß ist wie in den äußeren. Dies ist z. B. der Fall für $n = 3$ in der Zusammenstellung 13.

Ist unter Berücksichtigung des Mindestwertes von z die Wahl der Nietanordnung getroffen, so sind für die Entfernungen der einzelnen Niete voneinander folgende weitere Gesichtspunkte maßgebend:

Für die Entfernung in wagerechter Richtung, d. h. parallel zur Nietnaht besteht die Bedingung, daß die Niete einer Reihe möglichst gleichen Abstand voneinander haben sollen, weil die Festigkeit in einer Reihe mit ungleichen Nietabständen ungleichmäßig verteilt ist. Dies veranschaulichen folgende beiden Beispiele (Abb. 8 a und b):

Bei der Anordnung b ist in der zweiten Reihe die Nietentfernung abwechselnd doppelt so groß gewählt wie vorher. Wird in der Abb. 8 der Nietdurchmesser mit 1 und die Teilungen in den einzelnen Reihen als ein entsprechend Vielfaches bezeichnet, so ergeben sich folgende Werte für z :

In der äußersten Reihe

$$z = \frac{t-d}{t} = \frac{12-1}{12} = 0,917.$$

Dagegen in der zweiten Reihe

bei a) $z = \frac{6-1}{6} = 0,833;$

bei b) I $z = \frac{8-1}{8} = 0,875;$

bei b) II $z = \frac{4-1}{4} = 0,75.$

Das Güteverhältnis z ist also bei b I größer als bei a, was an sich als wünschenswert zu betrachten ist. Dagegen wird bei b II das Güteverhältnis so sehr viel kleiner als bei a, daß es gewöhnlich unterhalb der für die Reihe zulässigen Mindestgrenze liegt. Den in diesem Falle bestehenden Mangel an Festigkeit zeigt folgende Überlegung:

Angenommen werden die in der Abb. 9 gezeichneten unregelmäßigen Abstandsverhältnisse einer Nietreihe. Das Blech wird in der Pfeilrichtung, d. h. senkrecht zur Nietreihe, auf Zug beansprucht. Denkt man es sich in der

Richtung des auftretenden Zuges in einzelne Fasern zerlegt, so wird sich die Beanspruchung außerhalb der Nietreihe gleichmäßig auf die einzelnen Fasern verteilen. In der Nietreihe selbst wird sich die Beanspruchung der einzelnen Fasern erhöhen, weil hier infolge der Schwächung durch die

Nietlöcher weniger Fasern für die Aufnahme der Zugkraft in Betracht kommen. Bei a verringert sich die Zahl der Fasern von 8 auf 7 und bei b von 4 auf 3. Die Beanspruchung durch die Zugkraft wird somit im entsprechenden Verhältnis wachsen, und zwar bei a auf $8/7$, d. h. auf das 1,14fache und bei b auf $4/3$, d. h. auf das 1,33fache. Es werden also bei b die Fasern bedeutend stärker beansprucht als bei

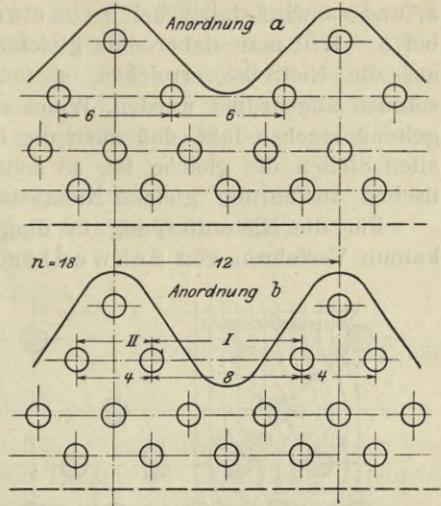


Abb. 8.

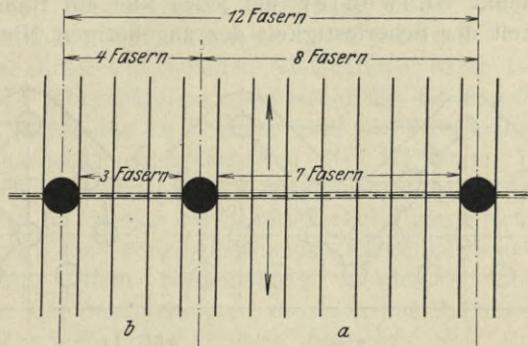


Abb. 9.

a, und es wird daher bei b ein etwaiger Bruch früher eintreten als bei a. Will man daher eine gleichmäßige Verteilung der Festigkeit auf die Nietreihe erreichen, so müssen die Niete in gleichen Abständen angeordnet werden. Wenn sich auch gegen diese Auffassung geltend machen läßt, daß auch die Festigkeit des Materials nicht an allen Stellen die gleiche ist, so sollte man doch stets bei der praktischen Ausführung gleiche Nietabstände in allen Reihen anstreben.

Für die Nietentfernung in diagonalen Richtung liefert das bekannte Verfahren von Schwedler gute, brauchbare Werte.

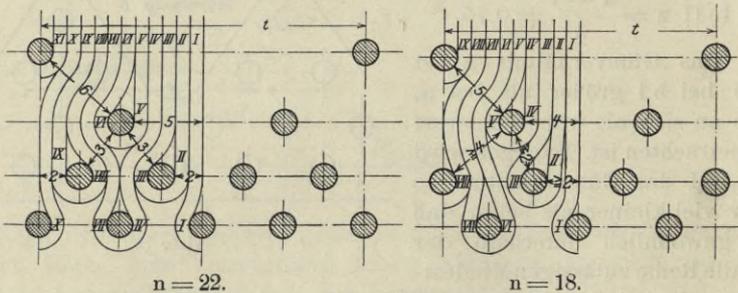


Abb. 10.

Von der Überlegung ausgehend, daß die Summe aller für eine Abscherung in Frage kommenden Nietquerschnitte mindestens dem um die Nietlöcher geschwächten Blechquerschnitte entsprechen muß, denkt Schwedler um jedes Niet ein Band gelegt, dessen Festigkeit der Scherfestigkeit des zugehörigen Nietes entspricht. Die Zahl

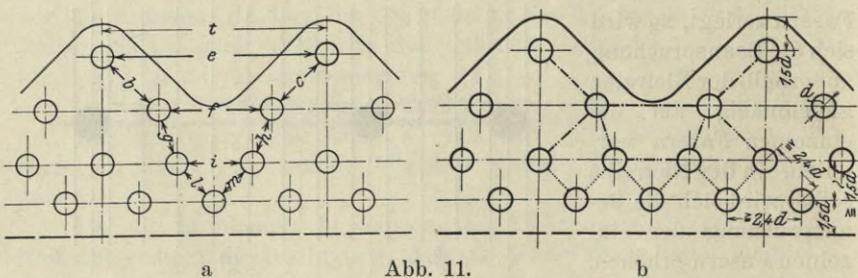


Abb. 11.

der Bandstreifen, die zwischen je zwei Nieten in diagonalen Richtung durchzuführen sind, gibt ein Mindestmaß für die Entfernung der Niete in dieser Richtung, wofür nicht die praktische Ausführbarkeit größere Abstände verlangt. Zeichnerisch ist das Verfahren in der Abb. 10 an zwei Beispielen für $n = 22$ und $n = 18$ durchgeführt. Demnach sind z. B. für $n = 22$ in der Hälfte der äußersten Reihe 11 Bänder hindurchzuführen; in jeder diagonalen Richtung mindestens die durch

die Lage der einzelnen Niete zueinander bedingte Anzahl. Das Verfahren der Bandstreifen läßt sich rechnerisch wie folgt ausdrücken: Wird unter Bezugnahme auf die in der Abb. 11 a gewählten Bezeichnungen die Entfernung $b + c + f$ kleiner als e , dann tritt ein Reißen nach $-\cdot-\cdot-\cdot-\cdot-$ ein. Für die diagonale Entfernung $b + c$ muß daher gelten

$$b + c \geq e - f.$$

Wird $g + h + i$ kleiner als f , so tritt ein Reißen nach $-\cdot-\cdot-\cdot-\cdot-$ ein. Um dies zu verhindern muß

$$g + h \geq f - i$$

sein.

Um einem Reißen nach $\cdot\cdot\cdot\cdot\cdot\cdot\cdot$ vorzubeugen, muß in entsprechender Weise gelten

$$l + m \geq i.$$

Neben diesen Rücksichten auf die Festigkeitsverhältnisse der Vernietung verlangt die ausführende Praxis die Innehaltung folgender Grenzwerte für die Nietentfernungen ($d =$ Nietlochdurchmesser):

Die geringste Entfernung von Mitte zu Mitte Niet muß mindestens $2,4 d$ betragen und zwar in wagerechter, schräger oder senkrechter Richtung. Diese Bedingung muß innegehalten werden, wenn die Niete allseitig sorgfältig verstemmt werden sollen. Die Entfernung der Nietmitte von den Blechkanten soll $1,5 d$ betragen. Dieses Maß genügt den Ansprüchen der Festigkeit, sollte andererseits auch nicht größer gewählt werden, damit sich das Blech beim Anstemmen nicht abhebt. Die geringste Entfernung zweier wagerechter Nietreihen voneinander soll mindestens $1,5 d$ betragen.

Um die im vorstehenden entwickelten Gleichungen unter Berücksichtigung bestimmter Klassifikationsvorschriften für die Berechnung einer Vernietung verwenden zu können, sind die Vorschriften der „Normen“ und Klassifikationsgesellschaften über Nietungen im folgenden nach einheitlichen Gesichtspunkten zusammengefaßt, so daß eine unmittelbare Lösung der vorher entwickelten Gleichungen unter gleichzeitiger Innehaltung der vorgeschriebenen Klassifikationsbestimmungen möglich ist. Nicht berücksichtigt werden bei den folgenden Betrachtungen die Bestimmungen, die sich auf Nietungen mit gepunzten, also nicht gebohrten Löchern beziehen, weil eine derartige unvollkommene Arbeitsausführung im Schiffskesselbau wohl kaum noch in Frage kommt; jedenfalls sollte man mit Rücksicht auf die Dauerhaftigkeit und Haltbarkeit einer Nietverbindung diese Art der Arbeitsausführung nicht mehr verwenden. Die „Normen“ empfehlen allgemein ein Bohren der Löcher. Ein Punzen ist bei Blechen über 41 kg/qmm Festigkeit und über 27 mm Dicke verboten. Bei gepunzten Nietlöchern muß die Sicherheitsziffer gegen Bruch x um $0,25$ erhöht werden. Bei gelochten und mindestens um $1/4$ des Durchmessers

aufgebohrten Löchern kann dieser Zuschlag auf 0,1 ermäßigt werden. — Der Germanische Lloyd fordert allgemein ein Bohren der Löcher.

Bestimmungen der „Normen“ und Klassifikationsgesellschaften über die Berechnung der Blechdicken und über die Vernietung zylindrischer Dampfkesselwandungen mit innerem Drucke.

I. „Normen“.

Die Blechdicke s ist stets mit Rücksicht auf eine Schwächung durch Abrosten um 1 mm zu verstärken.

Für die Zugfestigkeit des Blechmaterials ist zu wählen

$K = 33 \text{ kg/qmm}$ bei Schweißeisen,

$K = 36 \text{ kg/qmm}$ bei Flußeisen von 34 bis 41 kg/qmm Zugfestigkeit,

$K =$ die vom Erbauer anzugebende, in die Kesselzeichnung oder Beschreibung einzutragende Mindestfestigkeit, sofern Flußeisen von höherer Festigkeit als 41 kg/qmm benutzt werden soll.

Weiter ist vorgeschrieben

$x = 4,75$ bei überlappten oder einseitig gelaschten, handgenieteten Nähten,

$x = 4,5$ bei überlappten oder einseitig gelaschten, maschinengenieteten Nähten und bei geschweißten Nähten,

$x = 4,35$ bei zweireihigen, doppeltgelaschten, handgenieteten Nähten, deren eine Lasche nur einreihig genietet ist,

$x = 4,25$ bei doppeltgelaschten, handgenieteten Nähten,

$x = 4,1$ bei zweireihigen, doppeltgelaschten, maschinengenieteten Nähten, deren eine Lasche nur einreihig ist,

$x = 4$ bei doppeltgelaschten, maschinengenieteten Nähten.

Die Werte $x = 4,25$ und $x = 4$ können auch dann in die Rechnung eingeführt werden, wenn bei drei- oder mehrreihigen Doppellaschenmietungen die eine Lasche eine Nietreihe weniger besitzt als die anderen.

Die Scherfestigkeit des Schweißeisens und Flußeisens kann zu 0,8 der Zugfestigkeit angenommen werden.

Die Scherbeanspruchung eines Nietes k_s darf, sofern keine höhere Zugfestigkeit des Nietmaterials als 38 kg/qmm nachgewiesen wird, höchstens 7 kg/qmm betragen. Bei einer Zugfestigkeit des Nietmaterials bis zu 38 kg/qmm darf y daher höchstens den Wert

$$y = \frac{k_s}{k} = \frac{7}{\frac{K}{x}}$$

je nach der Art der Vernietung annehmen. Wird eine höhere Zugfestigkeit des Nietmaterials, z. B. 40 kg/qmm nachgewiesen, so ist eine im Verhältnis des Quotienten $\frac{40}{38}$ erhöhte Scherbeanspruchung

$$k_s = 7 \cdot \frac{40}{38} \text{ kg/qmm zulässig.}$$

II. Germanischer Lloyd.

Die Blechdicke s ist stets um 1 mm zu verstärken. Für die Zugfestigkeit des Blechmaterials gilt:

K = Mindestwert der Festigkeitsproben. Die zulässige Zugfestigkeit des schweißeisernen und flußeisernen Niet- und Blechmaterials stimmt mit den diesbezüglichen Werten der „Normen“ überein.

Die Werte für x sind die gleichen wie die entsprechenden der „Normen“. Gleichfalls darf bis zu einer Mindestfestigkeit des Nietmaterials von 38 kg/qmm k_s nicht größer als 7 kg/qmm sein. Wird eine höhere Festigkeit des Nietmaterials nachgewiesen, so ist die bei den „Normen“ erörterte Erhöhung der Scherbeanspruchung zulässig. Für den Wert y gilt daher auch bis zu einem $K = 38$ kg/qmm des Nietmaterials

$$y = \frac{k_s}{k} = \frac{7}{\frac{K}{x}}$$

III. Bureau Veritas.

Die Blechdicke ist stets um 1 mm zu verstärken. Zugfestigkeit des Blechmaterials

$K = 31,5$ kg/qmm bei Schweißeisen,

K = Mindestwert der Festigkeitsproben bei Flußeisen. Die Zugfestigkeit des flußeisernen Blechmaterials darf 42,5 bis 50,4 kg/qmm bei mindestens 20% Dehnung betragen.

$x = 4$.

Als Zugfestigkeit des Nietmaterials ist der Mindestwert der Festigkeitsproben einzusetzen; als Scherfestigkeit des Nietmaterials ist 0,8 der Zugfestigkeit, als Sicherheitsziffer gegen Abscheren $x = 4$ einzuführen; demnach ist

$$k_s = \frac{0,8 \times K \text{ des Nietmaterials}}{4} = \frac{K \text{ des Nietmaterials}}{5}$$

Hieraus folgt

$$y = \frac{k_s}{k} = \frac{K \text{ des Nietmaterials}}{5} \cdot \frac{4}{K \text{ des Blechmaterials}}$$

$$y = 0,8 \cdot \frac{K \text{ des Nietmaterials}}{K \text{ des Blechmaterials}},$$

wenn die Nietlöcher gebohrt, die Längsnähte wenigstens doppelt und mit Maschinen genietet sind, oder wenn die Löcher nach dem Zusammenpassen der Platten aufgebohrt werden;

$$y = 0,75 \cdot \frac{K \text{ des Nietmaterials}}{K \text{ des Blechmaterials}},$$

wenn die Nietlöcher gebohrt, die Längsnähte wenigstens doppelt und mit der Hand genietet sind;

$$y = 0,7 \cdot \frac{K \text{ des Nietmaterials}}{K \text{ des Blechmaterials}},$$

wenn die Platten nach vorhergegangener Biegung gelocht, und die Längsnähte wenigstens doppelt genietet werden. Für die Zugfestigkeit des Nietmaterials ist vorgeschrieben:

29,9 kg/qmm Mindestfestigkeit und 10 % Dehnung bei Schweiß-
eisen,

37,8 bis 42,5 kg/qmm und mindestens 25 % Dehnung bei
Flußeisen.

IV. Lloyds Register.

Zugfestigkeit des Blechmaterials.

a) bei Schweißeisen:

		$k = \frac{K}{x}$ in kg/qmm für Bleche, deren Dicke		
		12,7 mm und darunter	19 mm und über 12,7 mm	über 19 mm
Bei Überlappung	Löcher gestanzt	5,44	5,79	5,98
	Löcher gebohrt.	5,98	6,33	6,68
Bei Doppellaschen	Löcher gestanzt	5,98	6,33	6,68
	Löcher gebohrt.	6,33	6,68	7,03

Für Schweißeisennieten und Überlappung ist

$$y = 1, \quad \frac{y \cdot \pi}{4} = 0,785 \text{ bei gestanzten Löchern,}$$

$$y = 0,9, \quad \frac{y \cdot \pi}{4} = 0,707 \text{ bei gebohrten Löchern.}$$

Für Schweißeisennieten und Doppellaschen ist

$$y = 0,875, \quad \frac{y \cdot \pi}{4} = 0,688 \text{ bei gestanzten Löchern,}$$

$$y = 0,787, \quad \frac{y \cdot \pi}{4} = 0,618 \text{ bei gebohrten Löchern.}$$

b) bei Flußeisen:

Gewöhnlich wird $K = 44,1$ kg/qmm angenommen; in diesem Falle wird

$$k = \frac{K}{x} = 12,38 \text{ kg/qmm bei Doppellaschen von gleicher Breite}$$

$$k = \frac{K}{x} = 11,96 \quad \text{„} \quad \text{„} \quad \text{„} \quad \text{„} \quad \text{ungleicher „}$$

$$k = \frac{K}{x} = 11,53 \quad \text{„} \quad \text{„} \quad \text{Überlappung.}$$

Beträgt die Zugfestigkeit des Blechmaterials z. B. 45,67 kg/qmm, so kann k im Verhältnis $\frac{45,67}{42,52}$ vergrößert werden.

$$y = 0,7, \quad \frac{y \cdot \pi}{4} = 0,549 \text{ bei Schweißeisennieten und Überlappung}$$

$$y = 0,85, \quad \frac{y \cdot \pi}{4} = 0,668 \text{ „ Flußeisennieten „ „}$$

$$y = 0,612, \quad \frac{y \cdot \pi}{4} = 0,48 \text{ „ Schweißeisennieten und Doppellaschen}$$

$$y = 0,744, \quad \frac{y \cdot \pi}{4} = 0,583 \text{ „ Flußeisennieten „ „}$$

Bei der Festsetzung der Blechdicke zylindrischer Mäntel für Überhitzer und Dampfsammler, die der unmittelbaren Einwirkung der Flamme ausgesetzt sind, ist mit $\frac{2}{3}$ der Blechfestigkeit zu rechnen.

Zu der errechneten Blechdicke ist stets ein Zuschlag von 3,18 mm hinzuzufügen.

Die Anwendung der im vorhergehenden entwickelten Gleichungen unter gleichzeitiger Berücksichtigung bestimmter Bauvorschriften zeigt folgendes Beispiel:

Beispiel.

Für einen Zylinderkessel, dessen Durchmesser $D = 4000$ mm und dessen Betriebsüberdruck $p = 12$ atm beträgt, soll die Verrietzung entworfen werden. Die Nietung soll mit Doppellaschen und mit Hilfe von Maschinen ausgeführt werden. Die Mindestfestigkeit der Bleche betrage 44 kg/qmm, die des Nietmaterials 42 kg/qmm bei flußeisernem Material.

Die Vernietung soll den Vorschriften der „Normen“ und des Germanischen Lloyd genügen.

Da Doppellaschen und Maschinennietung vorgeschrieben sind, ist für beide Vorschriften $x = 4$ zu setzen. Aus der Gleichung 1 folgt:

$$s_0 = \frac{D \cdot p \cdot x}{200 \cdot K} = \frac{4000 \cdot 12 \cdot 4}{200 \cdot 44} = 21,8 \text{ mm.}$$

Mit Rücksicht auf die Schwächung des Bleches durch die Längsnaht wählt man

$$s = s_0 + 2,2 \text{ mm} = 24 \text{ mm.}$$

Die unter Berücksichtigung der Schwächung verstärkte Blechdicke s muß nach beiden Vorschriften im Bau um 1 mm auf 25 mm verstärkt werden. Aus der Gleichung 2 ergibt sich

$$z = \frac{s_0}{s} = \frac{21,8}{24} = 0,908.$$

Demnach

$$1 - z = 0,092.$$

Um den Wert $d \cdot n$ ermitteln zu können, muß zunächst der Wert y bestimmt werden. Für beide Vorschriften gilt allgemein mit Rücksicht auf die höchstzulässige Scherbeanspruchung des Nietmaterials

$$y = \frac{k_s}{k} = \frac{7}{\frac{K}{x}} = \frac{7 \cdot 4}{44}.$$

Da die Zugfestigkeit des Nietmaterials 42 kg/qmm, mithin mehr als 38 kg/qmm beträgt, kann die zulässige Scherbeanspruchung im Verhältnis des Quotienten $\frac{42}{38}$ erhöht werden. Es wird also im vorliegenden Falle

$$y = \frac{7 \cdot 4 \cdot 42}{44 \cdot 38} = 0,703 \text{ und}$$

$$y \cdot \frac{\pi}{4} = 0,552.$$

Alsdann ergibt sich aus der Gleichung 3

$$d \cdot n = \frac{s_0}{(1 - z) \cdot y \cdot \frac{\pi}{4}} = \frac{21,8}{0,092 \cdot 0,552} = 430.$$

Setzt man für den Nietdurchmesser d die nach der Zusammenstellung 12 bei einer Blechdicke $s = 24$ mm üblichen Werte ein, so ergeben sich folgende Werte für n :

1	2	3	4	5	6	7
$d = 24$	25	26	27	28	29	30
$n \approx 17,9$	17,2	16,5	15,9	15,3	14,8	14,3

Die Werte von n , die nur als ganze Zahlen verwendbar sind, müssen mit Rücksicht auf die Nietfestigkeit nach oben abgerundet werden. Die Werte 1 und 4 werden zweckentsprechender Weise ausgeschieden, weil ihre Abrundung nach oben einen nur geringen Spielraum zwischen $t_{\min.}$ und $t_{\max.}$ ergeben würde. Die Werte 2,5 und 7 werden ausgeschieden, weil sie bei gleichem n gegenüber 1,4 und 6 einen unnötigerweise größeren Wert für d ergeben. Für die endgültige Festsetzung von d und n kommen daher an erster Stelle die Werte 3 und 6 in Betracht. Um bei der späteren Festsetzung der Vernietung der Rundnähte nicht zu kleine Werte für die Nietteilung zu erhalten, werde der größere Wert für d gewählt, mithin

$$d = 29, \quad n = 15.$$

Von den in der Zusammenstellung 13 für $n = 15$ angegebenen drei Nietanordnungen sind nur die beiden ersten für das vorliegende Beispiel brauchbar, da die Festigkeitsverhältnisse der inneren Reihen der dritten Anordnung ein Güteverhältnis der Längsnaht $z \geq 0,918$ voraussetzen, das durch das vorliegende z nicht erfüllt ist. Für die Ausführung werde die zweite Anordnung gewählt, da hier die erforderlichen Nietquerschnitte in drei Reihen untergebracht sind.

Aus der Gleichung 4 folgt weiter

$$t_{\max.} = \frac{\frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot n \cdot Y}{s_0} = \frac{661 \cdot 15 \cdot 0,703}{21,8} = 320 \text{ mm}$$

und aus der Gleichung 5

$$t_{\min.} = \frac{d}{1 - z} = \frac{29}{0,092} = 316 \text{ mm.}$$

Für die Gesamtlaschendicke s_1 ergibt sich

$$s_1 \geq \frac{s_0}{t_i - d}$$

Nimmt man t im Mittel mit 318 mm an, so ist für die gewählte Nietanordnung

$$t_i = \frac{t}{4,5} = 70,7, \quad \text{mithin } s_1 = \frac{21,8}{0,59} = 37 \text{ mm.}$$

Die „Normen“ und der Germanische Lloyd schreiben für Doppelaschen vor

$$\frac{s_1}{2} = 0,75 \cdot s = 0,75 \cdot 24 = 18 \text{ mm.}$$

Die Rechnung ergibt für die Dicke $\frac{s_1}{2}$ jeder Lasche 18,5 mm; mithin sind die Bedingungen der „Normen“ und des Germanischen Lloyd erfüllt.

Hätte die im obigen Beispiele durchgeführte Berechnung neben den Vorschriften der „Normen“ und des Germanischen Lloyd auch denen des Bureau Veritas genügen sollen, so wäre diese Bedingung im vorliegenden Falle erfüllt. Auch nach dem Bureau Veritas wäre s um 1 mm zu verstärken; die Werte für s_0 und z würden mit denen der vorhergehenden Rechnung übereinstimmen, da auch $x = 4$ zu setzen ist. Da dieser Sicherheitsgrad gegen Bruch bei allen Arten der Vernietung nach den Vorschriften des Bureau Veritas derselbe ist, wird die nach den „Normen“ und dem Germanischen Lloyd errechnete Blechdicke s stets dem Bureau Veritas genügen, weil bei diesen Vorschriften x immer ≥ 4 ist.

Die folgende Untersuchung zeigt, daß auch der nach den „Normen“ und dem Germanischen Lloyd errechnete Wert $d \cdot n$ den Vorschriften des Bureau Veritas genügt: Da gebohrte Löcher und doppelte Maschinennietung vorausgesetzt ist, wird nach dem Bureau Veritas

$$y = 0,8 \cdot \frac{K \text{ des Nietmaterials}}{K \text{ des Blechmaterials}} = 0,8 \cdot \frac{42}{44} = 0,764.$$

Da dieser Wert größer als das y nach den „Normen“ und dem Germanischen Lloyd ausfällt, ergibt sich nach diesen Vorschriften ein größeres $d \cdot n$, d. h. ein größerer Gesamtnietquerschnitt, als die Vorschriften des Bureau Veritas fordern. Mithin sind bei einer Berücksichtigung der Vorschriften der „Normen“ und des Germanischen Lloyd diejenigen des Bureau Veritas hinsichtlich der Blechbeanspruchung immer, hinsichtlich der Nietbeanspruchung in der Regel auch (wie im vorliegenden Falle) erfüllt. Bei einer Berücksichtigung der Vorschriften des Bureau Veritas ist daher nur eine Nachprüfung der Nietbeanspruchung erforderlich.

Eine Nachprüfung der gefundenen Werte nach den Bestimmungen von Lloyds Register führt ebenfalls zu dem Ergebnis, daß diese Bestimmungen bei einer Berücksichtigung der „Normen“ und des Germanischen Lloyd gewahrt sind.

Rundnähte.

Bezeichnet (Abb. 12)

s_0 die errechnete Blechdicke in mm, die genügen würde, wenn keine Schwächung des Bleches durch die Nietnaht erfolgen würde,

s die wirkliche, d. h. ausgeführte Blechdicke,

D den größten inneren Durchmesser des Kesselmantels in mm,

p den größten Betriebsüberdruck in atm,

z das Güteverhältnis der Rundnaht, d. h. das Verhältnis der Mindestfestigkeit in der Nietnaht zu der Festigkeit des vollen Bleches,

k die zulässige Zugbeanspruchung des Bleches,

so muß unter Berücksichtigung der Blechfestigkeit für die Rundnaht die Gleichung bestehen

$$\frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot \frac{p}{100} = s_0 \cdot D \cdot \pi \cdot k;$$

$$s_0 = \frac{D \cdot p}{400 k} \quad \text{oder}$$

$$\text{da } s_0 = s \cdot z$$

$$s = \frac{D \cdot p}{400 k \cdot z}.$$

Vergleicht man diese Gleichung mit der für die Längsnaht entwickelten $s_0 = \frac{D \cdot p}{200 \cdot k}$, so ergibt sich, daß die Beanspruchung des Bleches in der Rundnaht nur halb so groß ist wie in der Längsnaht. Der Umstand, daß die Zugbeanspruchung des Bleches in der Rundnaht nur verhältnismäßig gering ist, hat zur Folge, daß man bei der

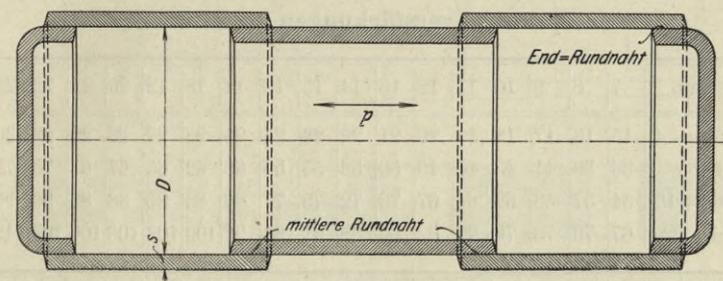


Abb. 12.

Vernichtung der Rundnähte weniger auf die Blechfestigkeit als auf die Dichtigkeit und auf die vorliegenden praktischen Anforderungen Rücksicht nimmt. Die Anordnung der Niete erfolgt daher in erster Linie unter Berücksichtigung praktischer Gesichtspunkte; dann erst prüft man rechnerisch, ob sie den Ansprüchen der Festigkeit genügt.

Die praktischen Bedürfnisse haben zu folgenden Bestimmungen über die Nietung der Rundnähte geführt, deren Innehaltung die „Normen“ und der Germanische Lloyd fordern:

Bei einer Mantelblechdicke bis zu 12,5 mm dürfen die Rundnähte einreihig genietet werden;

Bei einer Mantelblechdicke über 12,5 mm müssen die Rundnähte zweireihig genietet werden;

Bei einer Mantelblechdicke von 25 mm und darüber müssen die Endrundnähte doppelt, die mittleren Rundnähte dreireihig genietet werden.

Ohne Rücksicht auf die Blechdicke empfiehlt es sich, die mittleren Rundnähte von Doppelendern stets dreireihig zu nieten, um ihre Widerstandsfähigkeit den Durchbiegungen des Kessels gegenüber zu erhöhen. Die Rundnähte sind als schwache Stellen gefürchtet, an denen in der Regel zuerst Leckagen und Anrostungen auftreten. Dieser Gefahr versucht man praktisch durch enge Nietanordnungen zu begegnen. Die Zusammenstellung 14 bietet eine Übersicht über gebräuchliche Nietteilungen bei einreihigen, zweireihigen und dreireihigen Nietungen, bei denen die Dichtigkeit ausschlaggebend ist. Diese Anordnungen sind nicht nur für Rundnähte anwendbar, sondern auch für alle anderen Nähte, bei denen die Anforderungen der Festigkeit erst in zweiter Linie gegenüber denen der Dichtigkeit zu berücksichtigen sind; also auch für Stirnwandnähte, Domnähte, Feuerbüchsennähte, aufgesetzte Verstärkungen bei Mannlöchern u. s. w.

Zusammenstellung 14.

Nietungen für Rundnähte, Stirnwandnähte, Flambbüchsennähte, Mannlochverstärkungen u. s. w.

s ∞ mm	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
$d = \sqrt{50s} - 4$	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	28	29	30	30
$t_1 = 2,4 d$	36	38	41	43	46	48	50	53	55	58	60	62	65	67	67	70	72	72
$t_2 = 2,6d + 15$	54	57	59	62	64	67	70	72	75	77	80	83	85	88	88	90	93	93
$t_3 = 3 d + 22$	67	70	73	76	79	82	85	88	91	94	97	100	103	106	106	109	112	112

s ∞ mm	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42
$d = \sqrt{50s} - 4$	31	32	33	33	34	35	35	36	37	37	38	38	39	40	40	41	41	42
$t_1 = 2,4 d$	74	77	79	79	82	84	84	86	89	89	91	91	94	96	96	98	98	101
$t_2 = 2,6d + 15$	96	98	101	101	103	106	106	109	111	111	114	114	116	119	119	122	122	124
$t_3 = 3 d + 22$	115	118	121	121	124	127	127	130	133	133	136	136	139	142	142	145	145	148

In dieser Zusammenstellung bezeichnet t_1 die Nietteilung der einreihigen, t_2 die der zweireihigen und t_3 die der dreireihigen Nietung. Bei einreihiger Nietung (Abb. 13) die Nietteilung durch den aus baulichen Gründen innezuhaltenden Mindestabstand zweier Nieten, $2,4 d$, gegeben. Bei zwei- (Abb. 14) und dreireihiger (Abb. 15) Nietung empfiehlt der Germanische Lloyd $t_2 = t_3 = 3,25 d$. Die Gleichstellung von t_2 und t_3 erscheint nicht ohne weiteres verständlich, da bei der dreireihigen Nietung die Nietdichte an und für sich größer wird, mithin eine größere Nietteilung gestattet. Die obigen Werte für t_2 und t_3 sind daher so gewählt, daß t_2 in der Regel $< 3,25 d$ ist, und daß t_3 von $3,25 d$ bis $3,75 d$ schwankt.

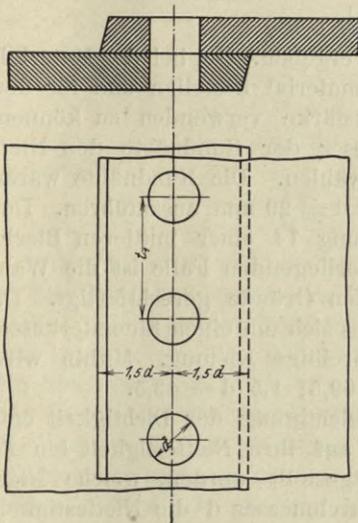


Abb. 13.

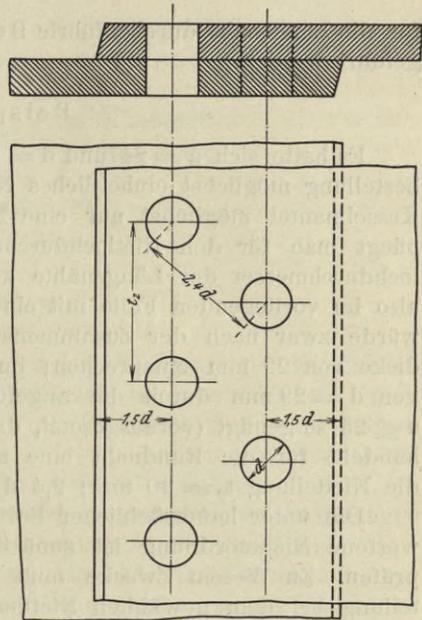


Abb. 14.

Für die Anordnung der Niete gelten im übrigen die gleichen Regeln wie bei den Vernietungen der Längsnaht. Die geringste Entfernung von Mitte zu Mitte Niet darf in keiner Richtung weniger als $2,4d$, die Entfernung der Nietmitte vom Blechrande mehr als $1,5d$ betragen (Abb. 13 bis 15).

Ergibt die Untersuchung der Blechfestigkeit in den Rundnähten, daß sie gegenüber derjenigen in den Längsnähten in der Regel reichlich gewahrt ist, so bleibt noch zu prüfen, ob dies auch für die Nietfestigkeit zutrifft. Zu diesem Zwecke möge das

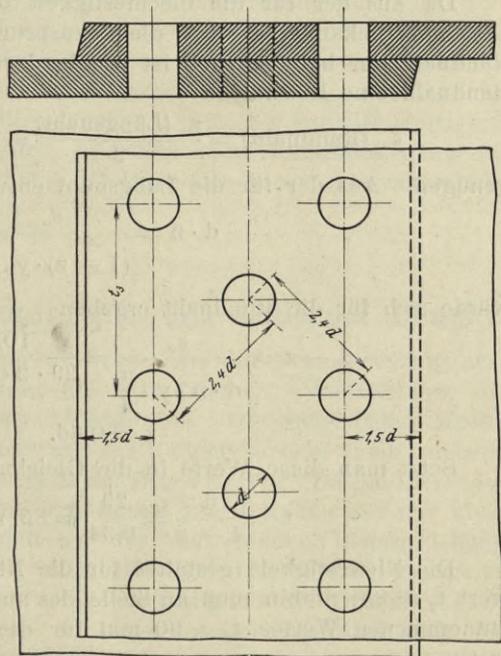


Abb. 15.

für die Längsnaht durchgeführte Beispiel für die Rundnaht weitergeführt werden.

Beispiel.

Es hatte sich $s = 24$ und $d = 29$ ergeben. Um bei der Materialbestellung möglichst einheitliches Nietmaterial bestellen und für den Kesselmantel möglichst nur eine Nietstärke verwenden zu können, pflegt man für den Nietlochdurchmesser der Rundnähte den Nietlochdurchmesser der Längsnähte zu wählen. Die Rundnähte wären also im vorliegenden Falle mit einem $d = 29$ mm auszuführen. Das würde zwar nach der Zusammenstellung 14 einer mittleren Blechdicke von 22 mm entsprechen; im vorliegenden Falle ist die Wahl von $d = 29$ mm durch die angeführten Gründe gerechtfertigt. Da $s < 25$ so genügt (vorausgesetzt, daß es sich um einen Einenderkessel handelt) für die Rundnaht eine zweireihige Nietung. Mithin wird die Nietteilung $t_2 = 90$ mm; $2,4 d = 69,5$; $1,5 d = 43,5$.

Die unter hauptsächlichlicher Berücksichtigung der Dichtigkeit entworfene Nietanordnung ist zunächst auf ihre Nietfestigkeit hin zu prüfen. Zu diesem Zwecke muß festgestellt werden, welche Nietteilung bei dem gewählten Nietlochdurchmesser d die Nietfestigkeit gestattet.

Da aus der für die Blechfestigkeit der Rundnaht entwickelten Gleichung bekannt ist, daß die Beanspruchung des Bleches in der Rundnaht nur halb so groß ist wie in der Längsnaht, würde für die Rundnaht eine Blechdicke

$$s_0 \text{ (Rundnaht)} = \frac{s_0 \text{ (Längsnaht)}}{2} = \frac{21,8}{2} = 10,9 \text{ mm}$$

genügen. Aus der für die Längsnaht entwickelten Gleichung 3

$$d \cdot n = \frac{s_0}{(1 - z) \cdot y \cdot \frac{\pi}{4}}$$

würde sich für die Rundnaht ergeben

$$1 - z = \frac{s_0}{d \cdot n \cdot y \cdot \frac{\pi}{4}} = \frac{10,9}{29 \cdot 2 \cdot 0,552} = 0,34;$$

$$z = 0,66.$$

Setzt man diese Werte in die Gleichung für t ein, so folgt

$$t = \frac{d}{1 - z} = \frac{29}{0,34} = 85 \text{ mm.}$$

Die Nietfestigkeit gestattet für die Nietteilung nur den Höchstwert $t_2 = 85$; mithin muß an Stelle des aus der Zusammenstellung 14 entnommenen Wertes $t_2 = 90$ mm für die Ausführung $t_2 = 85$ mm treten.

Die vorliegende Nietanordnung: $s = 24$ mm, $d = 29$ mm, $n = 2$ und $t_2 = 85$ mm wäre nun noch auf die Blechfestigkeit hin zu prüfen. Es muß sein

$$s \text{ für die Rundnaht} = \frac{s_0 \text{ (Rundnaht)}}{z \text{ (Rundnaht)}}$$

Es ist

$$z = \frac{t - d}{t} = \frac{85 - 29}{85} = 0,66.$$

Mithin

$$s = \frac{10,9}{0,66} = 16,5 \text{ mm.}$$

Das bedeutet, daß mit Rücksicht auf die Festigkeit des Bleches in der Rundnaht eine Dicke des Mantelbleches von 16,5 mm erforderlich wäre. Da mit Rücksicht auf die Blechfestigkeit in der Längsnaht bereits eine Mantelblechdicke von 24 mm ausgeführt wird, ist die Blechfestigkeit in der Rundnaht reichlich gewahrt.

In den Endrundnähten schließen sich die zylindrischen Bördelungen der Stirnwände an die Mantelbleche an. Da die Stirnwände einer anderen Berechnungsart unterliegen, die für ihre Blechdicke geringere Werte als die der Mantelbleche ergibt, so ist darauf zu achten, ob bei den Stirnwänden die für die Rundnaht durch die Blechfestigkeit bedingte Mindestdicke innegehalten ist. Im vorliegenden Beispiele würde eine Wanddicke von 16,5 mm genügen, vorausgesetzt, daß die Stirnwände aus Blechmaterial von gleicher Festigkeit wie die Mantelbleche hergestellt wären. Würden dagegen beispielsweise die Stirnwände aus Blechen von der Festigkeit 40 kg/qmm hergestellt werden, so müßte unter Berücksichtigung der Blechfestigkeit in der Rundnaht die Dicke der Stirnwände mindestens $16,5 \cdot \frac{44}{40} = 18,2$ mm betragen.

II. Zylindrische Wandungen mit äußerem Drucke.

Als Bauteile des Kessels, die dieser Art der Beanspruchung ausgesetzt sind, betrachtet man die zylindrischen Feuerbüchsen, die Feuerrohre und die Heizrohre (Siederohre). Die auftretenden Kräfte wirken von außen in der Richtung der Halbmesser und rufen zunächst eine Beanspruchung des Materials auf Druck hervor. Da die Dicke der zylindrischen Wandungen im Verhältnisse zum Durchmesser nur klein ist, besteht die Gefahr, daß sie der auftretenden Beanspruchung gegenüber ausweichen (Abb. 16). Mit Rücksicht hierauf genügt es nicht, der Berechnung der Blechdicke lediglich die Druckfestigkeit des Blechmaterials zugrunde zu legen, sondern es muß auch die Knickfestigkeit des Materials in Betracht gezogen werden, zumal der

von außen wirkende Druck bestrebt ist, jede etwa entstandene Abweichung von der Kreisform sofort zu vergrößern. Um derartigen Einbeulungen vorzubeugen, hat man versucht durch mannigfaltige Ausführungen die Steifigkeit des Rohres zu erhöhen und damit zugleich eine erhöhte federnde Nachgiebigkeit in der Richtung der Längsachse zu erreichen. Die Berechnung aller dieser Ausführungen erfolgt unter Anwendung von Zahlenwerten, die das Ergebnis praktischer Erfahrungen darstellen.

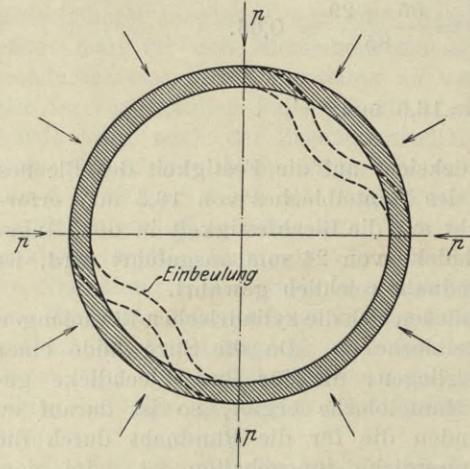


Abb. 16.

Je nach der Formgebung unterscheidet man bei den zylindrischen Wandungen mit äußerem Drucke verschiedene Bauausführungen.

Das glatte Rohr. Der Verwendungsbereich dieses Rohres ist auf kleinere Durchmesser und Anlagen mit geringeren Dampfdrücken beschränkt. Der Germanische Lloyd setzt für ihre Blechdicke nur

eine untere Grenze mit 7 mm fest; die Vorschriften des Bureau Veritas geben dagegen auch eine obere Grenze mit 20,5 mm, über die hinaus die Verwendung des glatten Rohres als nicht wünschenswert bezeichnet wird. Bei der Festsetzung dieses Grenzwertes hat man weniger darauf Rücksicht genommen, daß bei größeren Blechdicken eine Beeinträchtigung des Wärmeleitungsvermögens erfolgen könnte, da die Dicken der Bleche in diesen Grenzen hierauf nur geringen Einfluß haben. Maßgebend ist vielmehr, daß bei größeren Dicken die geforderte federnde Nachgiebigkeit kaum noch zu erreichen ist.

Die Verbindung glatter Rohre in der Längsnaht wird gewöhnlich durch Schweißen hergestellt; selten noch durch Überlappung oder Laschennietung.

Da das glatte Rohr mit Rücksicht auf die erforderliche Knickfestigkeit einen verhältnismäßig großen Aufwand an Material erfordert, zieht man es häufig vor, die Blechdicke herabzusetzen und den Ausfall an Festigkeit durch entsprechende Versteifungen auszugleichen.

So entsteht das versteifte glatte Rohr. Eine gebräuchliche Versteifung, die durch einen Flacheisen- oder Winkeleisenring gebildet wird, zeigt die Abb. 17 a und b; um ein Erglühen des Rohres zu

vermeiden, dürfen derartige Versteifungen nie dicht auf der Rohrwandung aufliegen, sondern müssen in einem gewissen Abstände — rd. 30 mm — angeordnet werden. Das Wasser kann dann an diesen Stellen unbehindert umlaufen und das Feuerrohrblech genügend kühlen. Der Abstand der Niete voneinander darf nicht zu groß ausgeführt werden, damit sie als Versteifung in Betracht kommen. Man wähle daher den Nietabstand (Abb. 17 a) $e = 100$

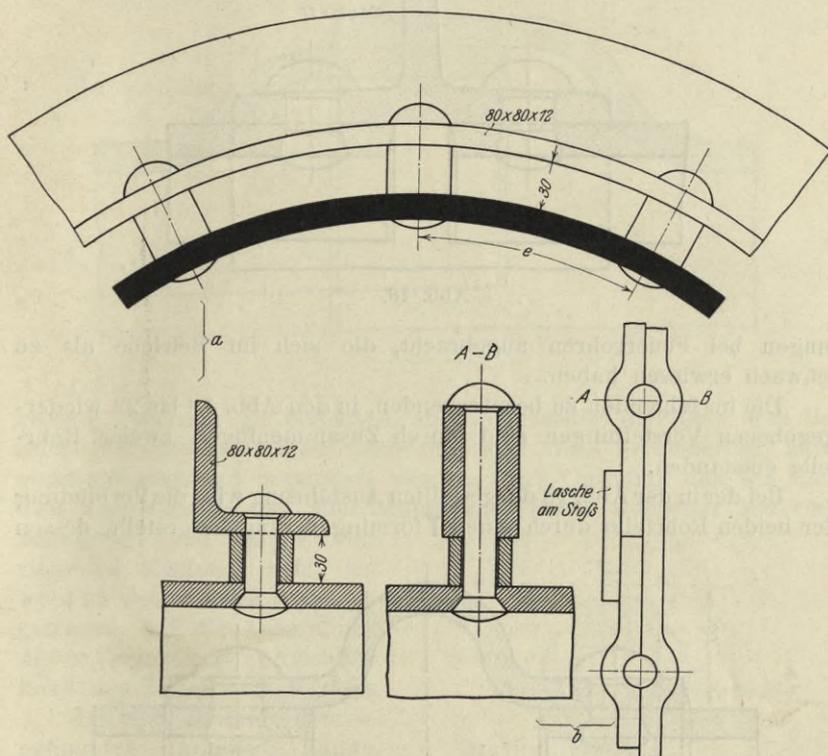


Abb. 17.

bis 150 mm; selbst bei den größten Durchmessern sollte man das Maß 150 mm nie überschreiten. Um zu vermeiden, daß das Rohr beim Vernieten unrund wird, müssen die Abstandsrollen zwischen dem Feuerrohre und dem versteifenden Winkel bzw. Bleche gut eingepaßt werden. Die auf der Innenseite des Rohres liegenden Nietköpfe müssen stark versenkt und wenig vorstehend gebildet werden, um ein Verbrennen und die dadurch entstehenden Leckagen zu vermeiden. Die Abmessungen der zur Versteifung verwendeten Winkel sind $75 \times 75 \times 12$ bis $85 \times 85 \times 13$ mm. Der Flacheisen-

ring besteht vielfach aus zwei Teilen; zuweilen auch, um das Anbringen zu erleichtern, aus mehreren Kreisringabschnitten, die durch Laschen verbunden werden.

Die eben besprochenen Versteifungen finden bei Neubauten kaum noch Verwendung; sie werden nur noch als nachträgliche Verstei-

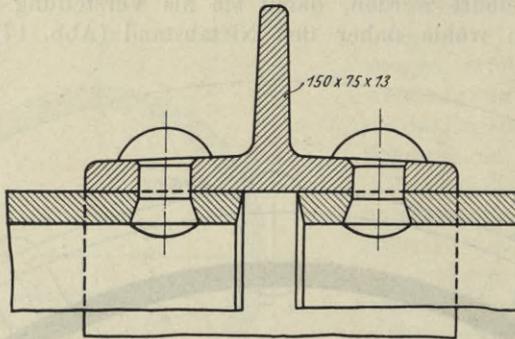


Abb. 18.

fungen bei Feuerrohren angebracht, die sich im Betriebe als zu schwach erwiesen haben.

Die im folgenden zu besprechenden, in den Abb. 18 bis 22 wiedergegebenen Versteifungen sind durch Zusammenfügen zweier Rohrteile entstanden.

Bei der in der Abb. 18 dargestellten Ausführung wird die Verbindung der beiden Rohrteile durch einen T-förmigen Ring hergestellt, dessen

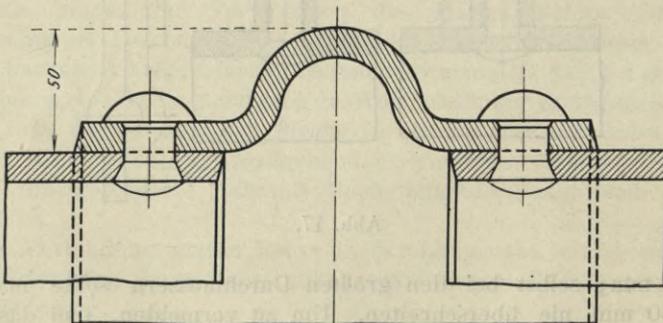


Abb. 19.

Abmessungen ungefähr $150 \times 75 \times 13$ mm sind. In der Abb. 19 tritt an Stelle des T-förmigen Ringes ein Blechring von wellenförmigem Querschnitte; hierdurch wird eine bessere federnde Nachgiebigkeit erreicht. Beide Ausführungen haben den großen Nachteil, daß zwei Nähte mit ihren Nietköpfen der Stichflamme ausgesetzt sind. Wenn

die Nietköpfe auch stark versenkt und wenig vorstehend ausgeführt werden, so hat das Aufeinanderliegen zweier Materialdicken in der Naht eine mangelhafte Kühlung dieser dem Feuer ausgesetzten Stelle zur Folge.

Bei der in der Abb. 20 wiedergegebenen Ausführung versucht man durch eine Erweiterung der beiden Rohrenden um rd. 50 mm eine

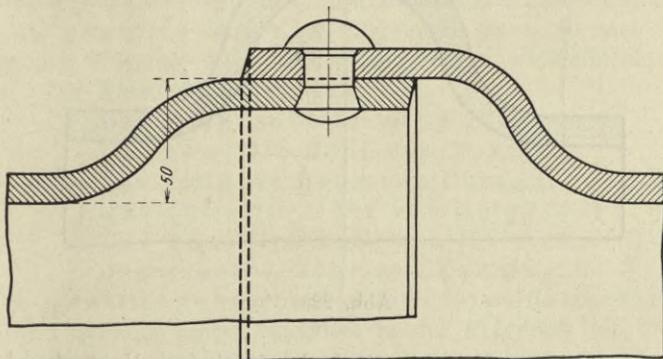


Abb. 20.

bessere Federung zu erreichen und gleichzeitig die Naht dem Bereiche der Stichflamme zu entziehen; auch diese Verbesserung kann nicht als genügend bezeichnet werden. Der Umstand, daß bei allen drei Versteifungen die Stichflamme eine Stelle doppelter Materialanhäufung und damit veringertener Kühlung trifft, hat wohl im wesentlichen dazu beigetragen, daß die Anwendung dieser Versteifungen im Schiffskesselbau nur selten erfolgt ist.

Die Abb. 21 zeigt den sogenannten „Adamson - Ring“. Die beiden Rohrteile sind geflanscht und mit einem dazwischen gelegten Flacheisenringe miteinander verbunden. Die Dicke des Flacheisenringes beträgt je nach der Größe der Anlage 8 bis 10 mm, der Nietdurchmesser 20 bis 24 mm.

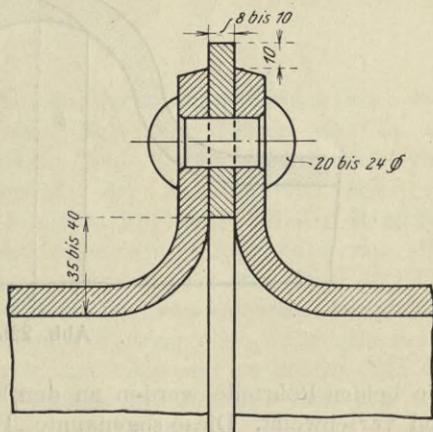


Abb. 21.

Diese Art der Versteifung verfügt über eine ausreichende Federung und entrückt die Naht völlig dem Bereiche der Stichflamme. Der Adamson-Ring hatte sich im

Schiffskesselbau schnell Eingang verschafft. Bei den jetzt üblichen hohen Drücken wird er durch geeignetere Ausführungen ersetzt. Auch ihm haftet noch der grundsätzliche Nachteil an, daß im Feuerrohre

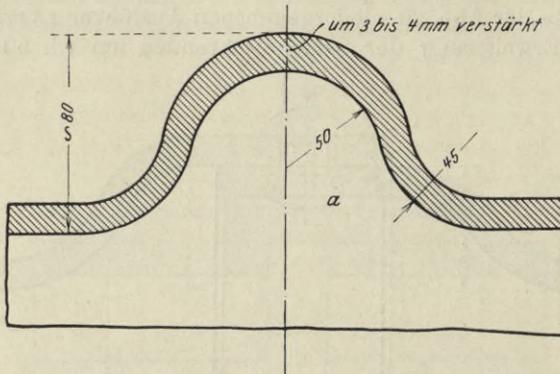


Abb. 22a.

überhaupt noch eine Nietnaht und damit eine Stelle vorhanden ist, die zu Leckagen Veranlassung geben kann.

Die Abb. 22 a und b ist eine durch Reichspatent geschützte Art der Versteifung, die vielfach vom „Ottensener Eisenwerk“ ausgeführt wird.

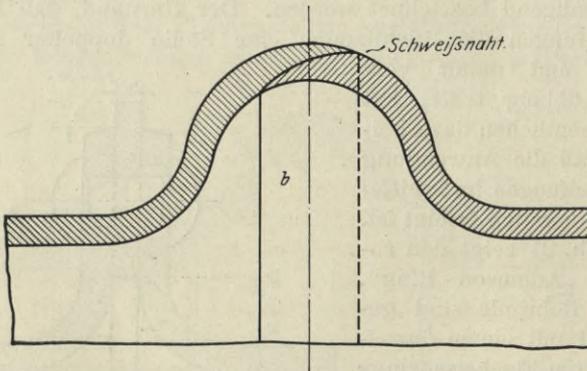


Abb. 22b.

Die beiden Rohrteile werden an den Enden aufgeweitet, ausgeschärft und verschweißt. Diese sogenannte „Pommée-Welle“, die den gleichzeitigen Vorteil einer guten Versteifung und guten federnden Nachgiebigkeit besitzt, entzieht die Schweißnaht zum größeren Teile der Einwirkung der Stichflamme. Die erwähnten Vorteile begünstigen die Einführung dieser Versteifung.

Die Ausführungen nach den Abb. 18 bis 22 gelten nach den Bestimmungen der „Normen“ als wirksame Versteifungen, vorausgesetzt, daß die Abkröpfung bei der Ausführung nach der Abb. 20 nicht weniger als 50 mm beträgt.

Die im vorstehenden besprochenen Versteifungen finden bei glatten Rohren Verwendung, die bei dem ständigen Wachsen des Betriebsdruckes immer mehr dem gewellten Rohre Platz machen.

Das gewellte Rohr hat allgemein einen je nach der Auffassung des Erfinders etwas anders geformten, wellenförmigen Querschnitt. Zur Anwendung gelangen:

- Das gewellte Rohr von Fox;
- Das gewellte Rohr von Morison;
- Das gerippte Rohr von Purves;
- Das gewellte Rohr von Deighton;
- Das gewellte Rohr von Holmes;
- Das gewellte Rohr von Farnley.

Das gewellte Rohr von Fox (Abb. 23) wurde zuerst in England im Jahre 1880 eingeführt. Nachdem in der Folgezeit das Blechwalzwerk Schulz-Knaut in Essen das Recht der Ausführung für Deutschland

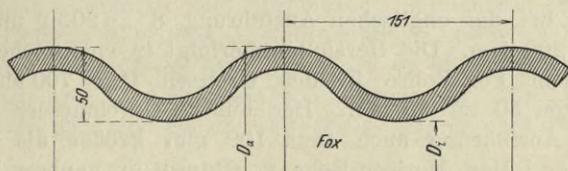


Abb. 23.

erworben hatte, erweiterte sich sein Verwendungsbereich auch hier recht schnell, und während einer Reihe von Jahren war es das allein verwandte gewellte Rohr. Die Wellen des Rohres sind halbkreisförmig aneinandergereiht; der Abstand von Mitte bis Mitte Welle beträgt $6'' = 152,4$ mm in England; bei der deutschen Ausführung des Rohres beträgt diese Entfernung 151 mm. Die Rohre werden mit einem inneren Durchmesser von $D_i = 700$ mm bis 1300 mm und zwar in Abständen von 50 mm hergestellt. Über diese üblichen Grenzen hinaus vermag das Walzwerk Rohre bis zu einem inneren Durchmesser von 1800 mm zu liefern. Bei der deutschen Ausführung ist der äußere Durchmesser stets 100 mm größer als der innere, also $D_a = D_i + 100$ mm.

Die Herstellung gewellter Rohre vollzieht sich im allgemeinen in der Weise, daß zunächst ein glattes Rohr von entsprechendem Durchmesser mit geschweißter Längsnaht angefertigt wird, das die Wellenform auf einer profilierten Walze erhält. Infolge dieser Form-

gebung bei der Herstellung besitzen die gewellten Rohre große Widerstandsfähigkeit gegen äußeren Druck und große federnde Nachgiebigkeit. Die Anordnung der Wellen erhöht außerdem, je nach ihrer Form, die direkte Heizfläche um etwa 10 bis 15 %.

Der Erfolg des Fox-Rohres veranlaßte die Industrie sich eingehender mit den Vorteilen des gewellten Rohres zu beschäftigen und führte zu einer Reihe anderer Ausführungen gewellter und gerippter Art.

Bei dem gewellten Rohre von Morison (Abb. 24) ist der Krümmungshalbmesser des äußeren und des inneren Bogens ver-

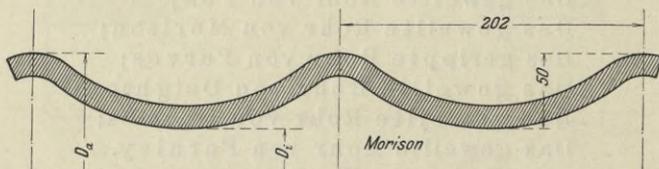


Abb. 24.

schieden groß. Die Entfernung von Mitte bis Mitte Welle beträgt hier bei der englischen Ausführung $8'' = 203,2$ mm, bei der deutschen 202 mm. Die Herstellung erfolgt in entsprechender Weise wie bei dem Fox-Rohre in den Grenzen $D_i = 700$ bis 1300 mm, steigend von 50 zu 50 mm. Der äußere Durchmesser ist bei der deutschen Ausführung auch stets 100 mm größer als der innere Durchmesser. Das Morison-Rohr verdrängt in neuerer Zeit immer mehr das Fox-Rohr, namentlich seitdem im Jahre 1896 Schulz-Knaut das Ausführungsrecht für Deutschland erworben haben. Die Festigkeit und Federung ist dieselbe wie bei dem Fox-Rohre. Dagegen hat das Morison-Rohr zwei wesentliche Vorteile: Da die Bögen flacher sind als bei Fox, findet eine innigere Berührung der vorüberziehenden Flamme mit den Flächen statt. Die flacheren Wellen haben den weiteren Vorteil, daß sich der Kesselstein in den äußeren Vertiefungen der Rohre nicht in dem Maße anhäuft wie in den tieferen Wellen von Fox. Ein eingehender Vergleich zwischen den Rohren „Morison“ und „Fox“ ist in einer Abhandlung der Z. d. V. d. I. Jahrgang 1904, S. 1227 gezogen.

Das gerippte Rohr nach Purves (Abb. 25 a und b), das von der Firma Brown & Co. in Sheffield hergestellt wird, hat sich in Deutschland weniger einzuführen vermocht. Es besitzt zwar große Festigkeit gegenüber äußerem Drucke, verfügt aber weniger über die gute Federung der Rohre „Fox“ bzw. „Morison“. Bei diesen beiden Rohren kann eine etwa entstehende Einbeulung ganz beträchtliche Abmessungen annehmen, ehe ein Reißen des Materials eintritt.

Bei dem gerippten Rohre haben sich dagegen schon bei verhältnismäßig geringfügigen Einbeulungen Risse gezeigt und zwar namentlich neben den verdickten Rippen. Die Firma Brown führt daher in neuerer Zeit das Purves-Rohr in der durch die Abb. 25 a wiedergegebenen Form aus. Wenn auch die Federung hierdurch verbessert wird, so erreicht sie immerhin noch nicht die der Rohre „Fox“ bzw. „Morison“. Die Wellenlänge beträgt $9'' = 228,6$ mm.

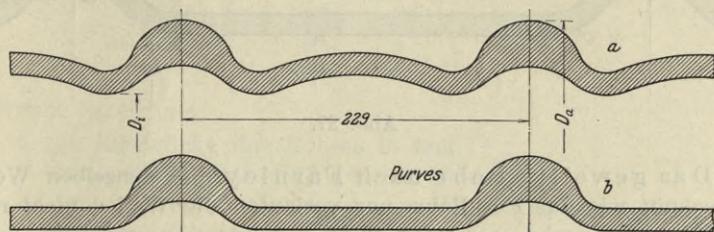


Abb. 25.

Das gewellte Rohr nach Deighton (Abb. 26) ist geeigneter mit dem Morison-Rohr in Wettbewerb zu treten. Es gelangte in Deutschland schnell zur Einführung, namentlich seitdem die „Dillinger Hüttenwerke“ das Ausführungsrecht erworben hatten. Das Werk stellt Rohre dieser Art gleichfalls in den Grenzen $D_i = 700$ bis 1300 mm und in Abständen von 50 mm her. Die Wellenlänge beträgt $8'' = 203,2$ mm bei der englischen, 204 mm bei der deutschen

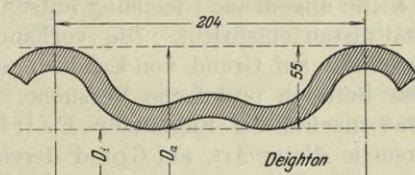


Abb. 26.

Ausführung. Der äußere Durchmesser ist 110 mm größer als der innere. In der Festigkeit und federnden Nachgiebigkeit ist dieses Rohr dem von Morison wohl gleichwertig. Als Nachteil gegenüber dem Morison-Rohre ist geltend zu machen, daß sich bei notwendigen Ausbesserungen die Flicker beim Deighton-Rohre schwerer anbringen lassen, da die Wellenform vielgestaltiger ist.

Das gewellte Rohr nach Holmes (Abb. 27) stellt eigentlich nur eine unzuweckmäßige Auseinanderziehung des gewellten Fox-Rohres dar. Da die Entfernung von Mitte bis Mitte Welle verhältnismäßig groß — $16'' = 406,4$ mm — wird, so ist die Festigkeit und

Federung nicht so gut wie bei den vorher erwähnten gewellten Rohren. Die Form und Größe des Bogens ist dieselbe wie bei Fox. Wohl mit Rücksicht auf seine Nachteile gegenüber den anderen Rohren hat sich das Holmes-Rohr nur wenig einzuführen vermocht.

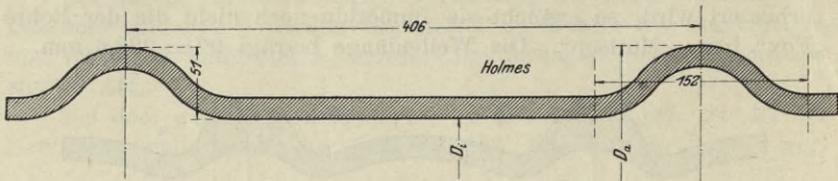


Abb. 27.

Das gewellte Rohr nach Farnley hat denselben Wellenquerschnitt wie das Fox-Rohr, nur verlaufen die Wellen nicht rechtwinklig zur Rohrachse, sondern sind schraubenförmig um dieselbe herumgeführt. Das Rohr soll sich dadurch für größere Längen besser eignen als das Fox-Rohr. Diesbezügliche Versuche haben diese Behauptung bisher noch nicht bestätigt. In Deutschland kommt das Farnley-Rohr bisher kaum zur Anwendung.

III. Berechnung der zylindrischen Wandungen mit äußerem Drucke.

Für die Berechnung der zylindrischen Wandungen mit äußerem Drucke läßt sich keine allgemeine Gleichung aufstellen, die allen vorkommenden Verhältnissen entspricht. Die vorhandenen Gleichungen sind mehr oder weniger auf Grund von Erfahrungen entstanden; die Grundlagen hierfür lieferten praktische Versuche.

Im Jahre 1858 machte der Engländer Fairbairn die ersten maßgebenden Versuche dieser Art, auf Grund deren er die Gleichung aufstellte

$$p = 806\,300 \cdot \frac{s^{2,19}}{l \cdot d}$$

worin bedeutet:

p den Kesselüberdruck in engl. Pfund auf 1 \square „,

d den Durchmesser des Flammrohres in „ engl.,

l die Rohrlänge in ' engl.,

s die Blechdicke in „ engl.

Auf diese alte Gleichung nehmen heute noch fast alle Klassifikationsvorschriften und auch die Vorschriften der deutschen Normenkommission Bezug. In neuerer Zeit hat Professor Bach, der sich eingehend mit der Berechnung der Flammrohre befaßt hat (s. C. Bach, Die Maschinen-Elemente), eine Gleichung aufgestellt, die den neueren

Auffassungen in vollkommenerer Weise entspricht. Unterstützt wurde Bach bei seinen Arbeiten durch unsere Reichsmarine, die in den Jahren 1887 bis 1892 eine Reihe diesbezüglicher Versuche ausführen ließ, deren Ergebnisse Bach zur Verfügung gestellt wurden. Die von ihm entwickelte Gleichung kann heute als Grundlage für die Berechnung zylindrischer Wandungen mit äußerem Drucke angesehen werden. Sie lautet

$$s = \frac{p \cdot d}{400 \cdot k_d} \cdot \left(1 + \sqrt{1 + \frac{a}{p} \cdot \frac{1}{1 + \left(\frac{d}{l}\right)^x}} \right) + c.$$

Hierin bezeichnet

s die Blechdicke des Rohres in mm,

p den größten Betriebsüberdruck in atm,

d den inneren Durchmesser des Rohres in mm, (streng genommen sollte es der äußere Durchmesser sein; die Wahl des inneren Durchmessers hat jedoch auf die Größe des an sich kleinen Wertes von s keinen nennenswerten Einfluß),

k_d die zulässige Druckfestigkeit des Materials in kg/qmm, (es ist zu berücksichtigen, ob Niet- oder Schweißnähte vorhanden sind; k_d im Mittel = 6 kg/qmm)

l die Länge des Rohres zwischen den wirksamen Versteifungen in mm,

x einen Exponenten, der im Mittel 1 ist,

c einen Zahlenwert, welcher der Abnutzung Rechnung tragen soll,

a einen Zahlenwert, der die Vollkommenheit der kreiszylindrischen Form berücksichtigt und zwar ist gewöhnlich zu setzen:

a = 100 für liegende Rohre mit überlappter Längsnaht,

a = 80 für liegende Rohre mit gelaschter oder geschweißter Längsnaht,

a = 70 für stehende Rohre mit überlappter Längsnaht,

a = 50 für stehende Rohre mit gelaschter oder geschweißter Längsnaht.

Wenn in die obige Gleichung für k_d und x die gebräuchlichen Werte eingesetzt werden, so ergibt sich nach einer Vereinfachung unter dem Wurzelzeichen

$$s = \frac{p \cdot d}{2400} \cdot \left(1 + \sqrt{1 + \frac{a}{p} \cdot \frac{1}{1 + d}} \right) + c.$$

Da bei gewellten Rohren der Wert von l sehr klein wird, kann man für diesen Fall in der Gleichung $l = 0$ setzen:

$$s = \frac{d \cdot p}{2400} \cdot \left(1 + \sqrt{1 + \frac{a}{p} \cdot \frac{0}{0 + d}} \right) + c;$$

$$s = \frac{d \cdot p}{2400} \cdot \left(1 + \sqrt{1 + 0} \right) + c;$$

$$s = \frac{d \cdot p}{1200} + c.$$

Diese Gleichung bildet die Grundlage für die Bestimmungen der Klassifikationsgesellschaften und der „Normen“; Änderungen treten nur bei dem Werte des Nenners ein, der hier mit 1200 in der Gleichung vorhanden ist. Nimmt man an, daß die zylindrischen Wandungen dem äußeren Drucke nicht nachgeben, so ergibt sich für das gedrückte Rohr lediglich eine Druckbeanspruchung, die in ihrer Größe der bei zylindrischen Rohren mit innerem Drucke auftretenden Zugbeanspruchung entsprechen muß. Es müßte daher sein

$$s = \frac{p \cdot d}{200 \cdot k_d}.$$

Setzt man in dieser Gleichung für k_d den oben erwähnten, gebräuchlichen Wert $k_d = 6 \text{ kg/qmm}$ ein und fügt den Zahlenwert für Abrosten c hinzu, so erhält man

$$s = \frac{p \cdot d}{1200} + c.$$

Es ergibt sich also dieselbe Gleichung, welche die Bach'sche für $l = 0$ liefert.

Die besonderen Gleichungen der Klassifikationsgesellschaften und die der „Normen“ können auf folgende allgemeine Fassungen zurückgeführt werden:

$$1) \quad s = C_1 \cdot \sqrt{p \cdot d \cdot l} + c_1$$

$$2) \quad s = \frac{p \cdot d}{C_2} + c_2.$$

Hierin bedeutet:

s die Blechdicke in mm,

p den Betriebsüberdruck in atm,

d den inneren Durchmesser zylindrischer Flammrohre, bei kegelförmigen Flammrohren den mittleren inneren Durchmesser in mm,

l die Länge des Rohres zwischen den wirksamen Versteifungen in mm,

C_1, C_2, c_1, c_2 Zahlenwerte, die in der folgenden Übersicht zusammengestellt sind.

Die allgemeine Gleichung 1 findet nur auf glatte Rohre Anwendung, während die Gleichung 2 für sämtliche Rohrarten gilt. Ein Vergleich zeigt, daß die erste Gleichung aus der alten Gleichung von Fairbairn hervorgegangen ist. Sie ist anzuwenden, wenn l von beträchtlicher Länge ist, also bei glatten Rohren ohne oder mit Versteifungen.

Besondere Bestimmungen der „Normen“ und
Klassifikationsgesellschaften.

„Normen“ und Germanischer Lloyd.

Für glatte und versteifte Rohre

$$C_1 = 0,00375$$

$$c_1 = 0$$

$$C_2 = 1000$$

$$c_2 = 0,00333 \text{ l}$$

$$\left. \begin{array}{l} C_2 = 1000 \\ c_2 = 0,00333 \text{ l} \end{array} \right\} \text{ wenn } \frac{p \cdot d}{l} > 5.$$

Für gewellte und gerippte Rohre

$$C_2 = 1200$$

$$c_2 = 2$$

$$C_2 = 1010$$

$$c_2 = 2$$

$$\left. \begin{array}{l} C_2 = 1200 \\ c_2 = 2 \end{array} \right\} \text{ bei Rohren nach Fox, Morison, Purves, Deighton;} \\ \left. \begin{array}{l} C_2 = 1010 \\ c_2 = 2 \end{array} \right\} \text{ bei Rohren nach Holmes.}$$

Bureau Veritas.

Für glatte Rohre

$$C_2 = 1120$$

$$c_2 = 0,00375 \text{ l}$$

$$C_2 = 1000$$

$$c_2 = 0,00375 \text{ l}$$

$$\left. \begin{array}{l} C_2 = 1120 \\ c_2 = 0,00375 \text{ l} \end{array} \right\} \text{ für Rohre aus Flußeisen;}$$

$$\left. \begin{array}{l} C_2 = 1000 \\ c_2 = 0,00375 \text{ l} \end{array} \right\} \text{ für Rohre aus Schweißeisen.}$$

d = äußerer Flammrohrdurchmesser.

Voraussetzung für diese Zahlenwerte bei Flußeisen ist, daß die Zugfestigkeit mindestens 40,9 kg/qmm beträgt; ist sie geringer, so muß C_2 für Flußeisen = 1000 gesetzt werden. — Für Schweißeisen gelten die Zahlenwerte unter der Voraussetzung, daß die Zugfestigkeit des Materials in der Längsfaser 36,2 kg/qmm bei 16% Dehnung, 33,9 kg/qmm bei 10% Dehnung in der Quersfaser beträgt.

Für gewellte Rohre

$$C_2 = 1390$$

$$c_2 = 3.$$

Hierbei ist eine Wellenhöhe von wenigstens 40 mm und eine Wellenlänge von wenigstens 150 mm vorausgesetzt. d bezeichnet wiederum den äußeren Flammrohrdurchmesser.

Für gerippte Rohre

$$C_2 = 1300$$

$$c_2 = 3.$$

d = äußerer Durchmesser des zylindrischen Teiles zwischen den Rippen.

Vorausgesetzt ist, daß die Rippenentfernung 230 mm und die Rippenhöhe 35 mm beträgt; der Unterschied zwischen dem größten und kleinsten Durchmesser des Flammrohres darf $\frac{3}{1000}$ des mittleren Durchmessers nicht überschreiten.

Für Rohre mit bulbartigen Ringen

$$C_2 = 1390$$

$$c_2 = 3.$$

d hat die entsprechende Bedeutung wie bei den gerippten Rohren.

Bei den Zahlenwerten für die drei letzten Rohrarten ist ein Material von 40,9 bis 47,3 kg/qmm Zugfestigkeit vorausgesetzt. Ist die Festigkeit geringer, so sind die Zahlenwerte im Verhältnis des Quotienten zu verringern.

Lloyds Register.

Für glatte Rohre

$$\left. \begin{array}{l} C_1 = 0,00364 \\ c_1 = 0 \end{array} \right\} \text{ wenn } l > 120 \text{ s;}$$

$$\left. \begin{array}{l} C_2 = 1055 \\ c_2 = 0,00333 \end{array} \right\} \text{ wenn } l < 120 \text{ s.}$$

Für gewellte und gerippte Rohre

$$c_2 = 3,18$$

$$C_2 = 1416 \text{ für Rohre nach Fox, Morison, Deighton;}$$

$$C_2 = 1026 \text{ für schraubenförmig gewellte Rohre (Farnley).}$$

d bezeichnet in beiden Fällen den äußeren Durchmesser des gewellten Rohres.

$$C_2 = 1305 \text{ für Rohre nach Purves;}$$

d = kleinster äußerer Durchmesser.

$$C_2 = 1063 \text{ für Rohre nach Holmes;}$$

d = äußerer Durchmesser des glatten Teiles.

Bei den gewellten bzw. gerippten Flammrohren ist eine Zugfestigkeit des Flußeisens von 40,9 bis 47,2 kg/qmm vorausgesetzt. Ist die Zugfestigkeit geringer als 40,9 kg/qmm (z. B. 38 kg/qmm),

so sind die Werte für C_2 im entsprechenden Verhältnisse $\left(\frac{38}{40,9}\right)$ zu verkleinern.

IV. Gewölbte (kugelförmige) Wandungen mit innerem Drucke.

Als gewölbte Wandungen mit innerem Drucke sind zu behandeln: Die Böden von Dampfdomen und Dampfüberhitzern, sowie die Decken stehender Zylinderkessel. Die Wölbung der in Betracht kommenden Wandungen ist fast ausschließlich kugelförmig. Es bezeichne (Abb. 28)

r_1 den inneren Halbmesser der Wölbung in mm,

p den größten Betriebsüberdruck in atm,

s die Blechdicke in mm,

k die zulässige Zugbeanspruchung des Bleches in kg/qmm.

Die gewölbte Wandung ist ein Teil der zum Halbmesser gehörenden Halbkugeloberfläche, deren Fläche gleichmäßig durch den

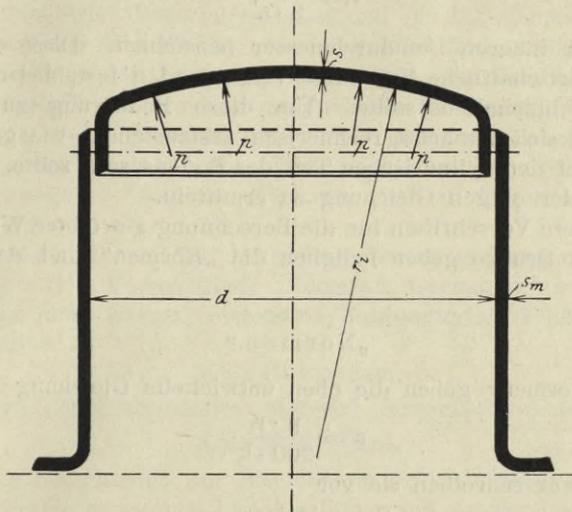


Abb. 28.

Druck p belastet ist. Für die Beanspruchung des größten ringförmigen Blechquerschnittes der Halbkugeloberfläche besteht die Gleichung

$$r_1^2 \cdot \pi \cdot \frac{p}{100} = s \cdot 2 \cdot r_1 \cdot \pi \cdot k,$$

woraus folgt

$$s = \frac{r_1 \cdot p}{200 \cdot k}.$$

Dieser Gleichung muß die Blechdicke kugelförmiger Wandungen mit innerem Drucke genügen.

Der zylindrische Teil des gewölbten Bodens wird in der gleichen Weise wie die Rundnähte der zylindrischen Wandungen mit innerem Drucke beansprucht. Für ihre Blechdicke hatte sich die Gleichung ergeben

$$s = \frac{D \cdot p}{400 \cdot k \cdot z}.$$

Der zylindrische Teil des Bodens müßte die sich aus dieser Gleichung ergebende Blechdicke haben. Nimmt man an, wie es in Wirklichkeit der Fall ist, daß das s des kugelförmigen Teiles und das des zylindrischen Teiles des Bodens gleich stark sind, so ergibt sich die Beziehung

$$s = \frac{r_1 \cdot p}{200 \cdot k} = \frac{d \cdot p}{400 \cdot k \cdot z}$$

und hieraus

$$r_i = \frac{d}{2 \cdot z},$$

worin d den inneren Dombdurchmesser bezeichnet. Diese Gleichung setzt das wirtschaftliche Verhältnis von r_i und d fest, das man nach Möglichkeit innehalten sollte. Um diese Bedingung zu erfüllen empfiehlt es sich zunächst rechnerisch festzustellen, wie groß s mit Rücksicht auf den zylindrischen Teil des Bodens sein sollte, um dann erst r_i aus der obigen Gleichung zu ermitteln.

Besondere Vorschriften für die Berechnung gewölbter Wandungen mit innerem Drucke geben lediglich die „Normen“ und das Bureau Veritas.

„Normen.“

Die „Normen“ geben die oben entwickelte Gleichung

$$s = \frac{p \cdot r_i}{200 \cdot k}.$$

Und zwar schreiben sie vor

$k = 5$ kg/qmm für Schweißisen,

$k = 6,5$ kg/qmm für Flußeisen,

$k = 4$ kg/qmm für Kupfer, sofern die Dampftemperatur 200° C nicht überschreitet.

Voraussetzung für diese zulässigen Beanspruchungen ist, daß der Krepungshalbmesser ausreichend groß gewählt wird, damit ein allmählicher Übergang von dem zylindrischen Teile am Umfange des Bodens in den gewölbten mittleren Teil stattfindet.

Bureau Veritas.

Die Gleichung lautet

$$s = s_0 \cdot z = \frac{p \cdot r_i}{950} + 3.$$

Hierin ist $z = 1$ zu setzen, wenn, was in der Regel der Fall ist, der Boden aus einer Platte besteht. Ein Vergleich mit der gefundenen allemeinen Gleichung

$$s = \frac{p \cdot r_i}{200 \cdot k}$$

zeigt, daß hier $k = 4,75$ gesetzt, und gleichzeitig ein gleichbleibender Zuschlag von 3 mm gemacht wird. Neben diesen besonderen Bestimmungen kommen für die Berechnung der Blechdicken von Dampfdomen einige allgemeine Vorschriften des Germanischen Lloyd in Betracht. Für „Dampfsammler“, zu denen man Dampfdome zu rechnen hat, gilt:

Die Berechnung ihrer Blechdicke erfolgt auf Grund der Gleichung für die zylindrischen Wandungen mit innerem Drucke, nur ist statt der vollen 0,66 der Materialfestigkeit und für das Abbrennen ein Zuschlag von 3 mm einzuführen, sofern der Dampfsammler der unmittelbaren Einwirkung der Heizgase ausgesetzt ist. Ist der Dampfsammler in irgend einer Weise vor der unmittelbaren Einwirkung der Heizgase geschützt, so darf an Stelle der vorher genannten Werte 0,75 und 1,5 mm gesetzt werden.

Der gangbare Weg der Rechnung soll an folgendem Beispiele gezeigt werden:

Beispiel: Es soll ein Dampfdom berechnet werden (Abb. 28).
 $d = 700$ $p = 11$; Vorschriften: „Normen“, Germanischer Lloyd.

Das zu dem Kessel verwendete Blechmaterial (Flußeisen) habe die Festigkeit

$$K = 40 \text{ kg/qmm,}$$

das zu den Nietten verwendete Material (Schweißeisen) die Festigkeit

$$K = 38 \text{ kg/qmm.}$$

Da die Berechnung der Blechdicken des Dampfdomes den Vorschriften des Germanischen Lloyd genügen soll, ist der Rechnung eine Festigkeit des Blechmaterials zugrunde zu legen von

$$K = 0,75 \cdot 40 = 30 \text{ kg/qmm.}$$

Bei einer Zugfestigkeit des Nietmaterials von 38 kg/qmm wird

$$y = \frac{k_s}{k} = \frac{7 \cdot 4,75}{30} = 1,108,$$

wenn die Nietung der Längsnaht des Dommantels überlappt und mit der Hand ausgeführt wird.

Da der Germanische Lloyd im Gegensatze zu den „Normen“, die keine diesbezüglichen besonderen Vorschriften aufweisen, für das Mantelblech des Domes mit einer den übrigen Blechen gegenüber verminderten Festigkeit rechnet, wird die nach dem Germanischen Lloyd ermittelte Blechdicke im vorliegenden Falle gleichzeitig den Vorschriften der „Normen“ genügen.

Wie allgemein für zylindrische Wandungen mit innerem Drucke gilt für die Blechdicke des Dommantels

$$s_0 = \frac{d \cdot p \cdot x}{200 \cdot K}$$

Da eine überlappte, handgenietete Naht angenommen ist, wird $x = 4,75$; demnach

$$s_0 = \frac{700 \cdot 11 \cdot 4,75}{200 \cdot 30} = 6,08 \text{ mm.}$$

Für die Festsetzung der praktisch auszuführenden Blechdicke s_m ist die Überlegung maßgebend, daß das Mantelblech unten geflanscht

(Abb. 28) und infolgedessen an dieser Stelle beträchtlich geschwächt wird. Die Blechdicke muß daher so bemessen werden, daß noch nach der unvermeidlichen Schwächung ein wirksames Verstemmen bei der an Dicke verminderten Stelle möglich ist. Im vorliegenden Falle soll $s_m = 11$ mm, also rd. 5,5 mm stärker ausgeführt werden als s_o . Dann ergibt sich

$$z = \frac{s_o}{s_m} = \frac{5,55}{11} = 0,553 \quad \text{und} \\ 1 - z = 0,447.$$

Weiter wird

$$d_n \cdot n = \frac{s_o}{(1-z) \cdot y \cdot \frac{\pi}{4}} = \frac{6,08}{0,447 \cdot 1,108 \cdot \frac{\pi}{4}} \\ d_n \cdot n = 15,6. \\ (d_n = \text{Nietdurchmesser})$$

Dieser Wert genügt auch gleichzeitig den Bestimmungen der „Normen“, da bei ihrer Berücksichtigung s_o , mithin auch der Wert $d_n \cdot n$ kleiner ausfallen würde.

Nimmt man einreihige Nietung, also $n = 1$ an, so würde sich ein Nietdurchmesser $d_n = 14,2$ mm ergeben. Die ausführende Praxis läßt jedoch die Wahl eines größeren Durchmessers und zwar in diesem Falle den der Niete der Flammbüchse als wünschenswert erscheinen, um in dem Kessel eine möglichst geringe Zahl verschiedener Nietdurchmesser zu erhalten. Mit Rücksicht hierauf werde im obigen Beispiele gewählt

$$d_n = 20 \text{ mm.}$$

Dann ergibt sich weiter

$$t_{\min.} = \frac{d_n}{1-z} = \frac{20}{0,447} = 44,7 \text{ mm;} \\ t_{\max.} = \frac{d_n^2 \cdot \pi}{4} \cdot n \cdot y \cdot \frac{20^2 \cdot \pi}{4} \cdot 1 \cdot 1,108 \\ s_o \qquad \qquad \qquad 6,08} = 57,2 \text{ mm.}$$

Der den praktischen Verhältnissen anzupassende Wert für t muß zwischen den Grenzen 44,7 und 57,2 mm liegen. Vergleicht man dieses Ergebnis mit dem Werte von t für $d_n = 20$ in der Zusammenstellung 14 der Dichtigkeitsnietungen, so findet man dort $t = 48$ mm. Da dieser Wert innerhalb der oben errechneten Grenzen liegt, setzt man ihn als Maß für die praktisch auszuführende Nietteilung fest.

Berechnung des Dombodens: Die Rücksicht auf die Einheitlichkeit des Nietdurchmessers läßt es angebracht erscheinen, in der Rundnaht des Dombodens dieselbe Nietung durchzuführen, wie in der Längsnaht des Dommantels, d. h.

$$t = 48 \text{ mm, } d_n = 20 \text{ mm.}$$

Demnach ist

$$z = \frac{t - d_n}{t} = \frac{48 - 20}{48} = 0,585.$$

Die Festigkeit in den Nieten der Rundnaht muß der auftretenden Beanspruchung genügen, da diese in der Rundnaht nur halb so groß ist, wie in der Längsnaht; es erübrigt sich daher für diesen Fall die Festigkeitsrechnung durchzuführen.

Mit Bezug auf die Blechfestigkeit gilt für die Blechdicke des zylindrischen Teiles des Dombodens nach dem Germanischen Lloyd

$$s = \frac{d \cdot p \cdot x}{400 \cdot K \cdot z} = \frac{700 \cdot 11 \cdot 4,75}{400 \cdot 30 \cdot 0,585} = 5,2 \text{ mm.}$$

Das K der „Normen“ würde einen noch kleineren Wert für s ergeben; diese Bestimmungen brauchen daher in diesem Falle nicht besonders berücksichtigt zu werden.

Für den gewölbten Teil geben die „Normen“ die Gleichung

$$s = \frac{p \cdot r_i}{200 \cdot k}$$

Der wirtschaftliche Wert für r_i ist in der vorhergehenden allgemeinen Betrachtung durch die Gleichung

$$r_i = \frac{d}{2 \cdot z} = \frac{700}{1,17} = 600 \text{ mm}$$

festgestellt worden. Demnach ergeben die „Normen“ für den gewölbten Teil, da $k = 6,5$ zu setzen ist,

$$s = \frac{p \cdot r_i}{200 \cdot k} = \frac{11 \cdot 600}{200 \cdot 6,5} = 5,1 \text{ mm.}$$

Aus praktischen Rücksichten — in einem Bauteile nur eine Blechdicke — würde man daher entsprechend den Anforderungen der „Normen“ die Blechdicke des zylindrischen Teiles des Dombodens und des gewölbten Teiles gleich groß bemessen, d. h. mindestens 5 mm; da jedoch die Anforderung großer Festigkeit und Dichtigkeit, die man an die Nietverbindung stellt, die Ausführung geringerer Blechdicken als 7 mm im Schiffskesselbau verbietet, soll im vorliegenden Beispiele $s = 9$ mm ausgeführt werden. Der größeren Blechdicke entsprechend könnte nun auch r_i im Verhältnis 9 : 5,1 vergrößert werden. Es würde dann

$$r_i = 600 \cdot \frac{9}{5,1} = 1060 \text{ mm}$$

werden.

Für die endgültige Bemessung von r_i ist es angebracht, auf die rechnerisch ermittelte Blechdicke und auf das zugehörige r_i Rücksicht zu nehmen; es soll daher ein Mittelwert mit $r_i = 800$ mm zur Ausführung kommen.

Sollte im vorliegenden Beispiele auch noch auf die Vorschriften des Bureau Veritas Rücksicht genommen werden, so wäre ihnen bei Berechnung des Dommantels schon durch Berücksichtigung der Vorschriften des Germanischen Lloyd Genüge getan, da das Bureau Veritas im Gegensatz zum Lloyd für die Bleche des Domes die unverminderte Festigkeit der übrigen Bleche zuläßt. Für die Berechnung der Blechdicke des gewölbten Dombodens gilt die Gleichung

$$s = \frac{p \cdot r_i}{950} + 3.$$

Unter Benutzung des vorher ermittelten Wertes $r_i = 600$ mm ergibt sich

$$s = \frac{11 \cdot 600}{950} + 3 = 6,9 + 3 \approx 10 \text{ mm.}$$

Die Vorschriften des Bureau Veritas würden im vorliegenden Falle für den Domboden eine Blechdicke von $s = 10$ mm erfordern.

V. Gewölbte (kugelförmige) Wandungen mit äußerem Drucke.

Als Bauteile dieser Art kommen im Schiffskesselbau namentlich die Decken von Feuerbüchsen stehender Zylinderkessel in Betracht.

Die Berechnung gewölbter Wandungen mit äußerem Drucke erfolgt nach ähnlichen Gesichtspunkten wie die der zylindrischen Wandungen

mit äußerem Drucke. In beiden Fällen wirken die Kräfte von außen und beanspruchen das Material im wesentlichen auf Druck. Auch bei den gewölbten Decken der Feuerbüchsen ist die Blechdicke gering im Verhältnis zum Halbmesser der Wölbung. Die Wandungen werden daher auch hier versuchen der auftretenden Beanspruchung auszuweichen und zur Entstehung von Einbeulungen Veranlassung ge-

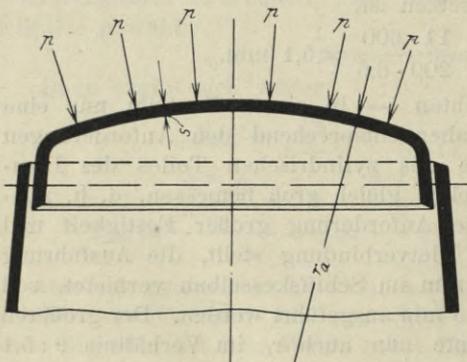


Abb. 29.

ben. Es genügt daher auch hier die Berechnung auf Druckfestigkeit allein nicht, sondern es muß auch die Knickfestigkeit in Rechnung gezogen werden. Bedeutet (Abb. 29)

r_a den äußeren Halbmesser der Wölbung in mm,

p den größten Betriebsüberdruck in atm,

s die Blechdicke in mm,

k die zulässige Druckbeanspruchung des Bleches in kg/qmm, so gelten die gleichen Erwägungen wie bei den gewölbten Wandungen mit innerem Drucke, nur daß im vorliegenden Falle das Material auf Druck beansprucht, k also die jeweilig zulässige Druckbeanspruchung des Blechmaterials darstellt. Wie bei den gewölbten Wandungen mit innerem Drucke erhält man die Gleichung

$$r_a^2 \cdot \pi \cdot \frac{p}{100} = s \cdot 2 \cdot r_a \cdot \pi \cdot k,$$

$$s = \frac{r_a \cdot p}{200 \cdot k}.$$

Führt man hier die bei der Berechnung der Feuerrohre gewählte zulässige Druckbeanspruchung mit $k = 6$ kg/qmm ein, so erhält man unter alleiniger Berücksichtigung der Druckfestigkeit für s die Gleichung

$$s = \frac{r_a \cdot p}{1200}.$$

Da die rechnerische Verfolgung der gegenüber einer Beanspruchung auf Knickung notwendigen Festigkeit großen Schwierigkeiten begegnet, beschränkt man sich auch hier auf Gleichungen, zu denen man auf dem Wege praktischer Erfahrungen gelangt ist. Eine diesbezügliche Gleichung für Schiffskessel geben nur die Vorschriften des Bureau Veritas; sie lautet unter Benutzung der vorher eingeführten Bezeichnungen:

$$z \cdot s = \frac{p \cdot r_a}{670} + 4,5.$$

Für Decken, die aus einer Platte bestehen kann $z = 1$ gesetzt werden. Es wird also

$$s = \frac{p \cdot r_a}{670} + 4,5.$$

Auch die „Normen“ enthalten Vorschriften über „die Berechnung der Blechdicken von gewölbten Böden gegenüber äußerem Überdrucke“, die jedoch nur für den Bau von „Land-Dampfkesseln“ gelten. Da nur das Bureau Veritas Vorschriften dieser Art für Schiffskessel aufstellt, mögen im folgenden die diesbezüglichen Vorschriften der „Normen“ für Landdampfkessel zum Vergleiche herangezogen werden. Unter Anwendung der früher gewählten Bezeichnungen setzen die „Normen“ der vorher aufgestellten allgemeinen Gleichung entsprechend für s fest:

$$s = \frac{p \cdot r_a}{200 \cdot k},$$

wobei sie folgende Werte von k für zulässig erachten:

Gegenüber Druck

für gehämmertes Kupfer bis 4 kg/qmm, sofern die Temperatur 200° C nicht überschreitet,

für geglühtes Flußeisen bis 6,5 kg/qmm.

Gegenüber Einbeulung

0,4 k_0 für beide Materialien.

Hierin bedeutet k_0 die Spannung, bei der die Einbeulung zu erwarten steht; sie ist festzusetzen auf Grund der Gleichung

$$k_0 = A - B \cdot \sqrt{\frac{r_a}{s}}$$

In dieser Gleichung ist zu setzen:

für kugelförmige, stark gehämmerte Kupferböden, die aus dem Ganzen bestehen,

$$A = 25,5,$$

$$B = 1,2,$$

für gegläute Flußeisenböden, die aus dem Ganzen bestehen,

$$A = 26,$$

$$B = 1,15,$$

für Flußeisenböden, die aus einzelnen Segmenten mit Überlappungsnetzung hergestellt sind,

$$A = 24,5,$$

$$B = 1,15.$$

Die Gleichungen der „Normen“ eignen sich weniger zur Berechnung von s , als zur nachträglichen Prüfung der zulässigen Spannung der zulässigen Spannung von k . Die ursprüngliche Form der Gleichung lautet daher auch

$$k = \frac{1}{200} \cdot p \cdot \frac{r_a}{s},$$

wobei dann k bei festliegendem s den oben wiedergegebenen Bedingungen genügen muß.

Beispiel. Es soll die Flammbüchse eines stehenden Hilfskessels von den in der Abb. 30 angegebenen Hauptabmessungen berechnet werden; $p = 8$ atm. Material: Flußeisen von der Festigkeit

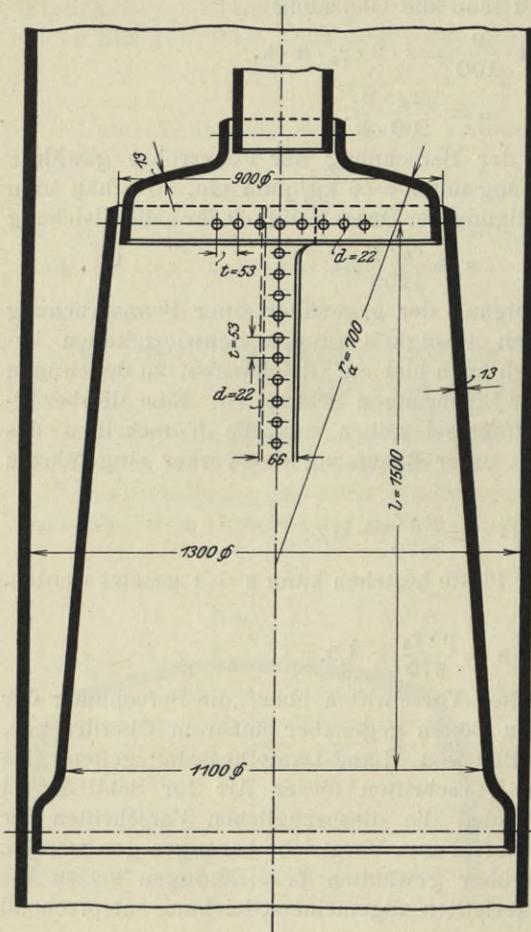


Abb. 30.

40 kg/qmm für das Blechmaterial und 38 kg/qmm für das Nietmaterial. Vorschriften: Germanischer Lloyd, „Normen“.

Der Flammbüchsenmantel ist zwar kegelförmig verjüngt, wird aber rechnerisch als zylindrische Wandung mit äußerem Drucke behandelt und zwar als glattes versteiftes Rohr, wobei der mittlere Durchmesser der Rechnung zugrunde zu legen ist. Im vorliegenden Falle beträgt dieser mittlere Durchmesser d

$$d = \frac{900 + 1100}{2} = 1000 \text{ mm.}$$

Die Entfernung der wirksamen Versteifungen der Flammbüchse voneinander beträgt $l = 1500$ mm (Abb. 30).

Da

$$\frac{p \cdot d}{l} = \frac{8 \cdot 1000}{1500} = 5,34,$$

d. h.

$$\frac{p \cdot d}{l} > 5,$$

so ist der Berechnung der Blechdicke des Flammbüchsenmantels nach den Bestimmungen der „Normen“ und des Germanischen Lloyd die allgemeine Gleichung

$$s = \frac{p \cdot d}{C_2} + c_2$$

zugrunde zu legen, worin $C_2 = 1000$, $c_2 = 0,00333 l$ zu setzen ist.

Demnach wird

$$s = \frac{p \cdot d}{C_2} + c_2 = \frac{8 \cdot 1000}{1000} + 0,00333 \cdot 1500,$$

$$s = 8 + 5 = 13 \text{ mm.}$$

Bei der Wahl des Nietdurchmessers ist es üblich, einen an anderer Stelle schon vorhandenen zu benutzen. Bei Kesseln dieser Art ist es angebracht, für den Flammbüchsenmantel den Nietdurchmesser des äußeren Kesselmantels zu wählen. Demgemäß werde der Nietdurchmesser $d_n = 22$ mm angenommen. Die Teilung t kann aus der Festigkeitsgleichung

$$\frac{d_n^2 \cdot \pi}{4} \cdot n \cdot k_s = \frac{d \cdot t \cdot p}{200}$$

festgesetzt werden:

$$t = \frac{\frac{d_n^2 \cdot \pi}{4} \cdot n \cdot k_s}{\frac{d \cdot p}{200}}$$

Als Nietmaterial werde Flußeisen angenommen, dessen Zugfestigkeit mindestens 38 kg/qmm betragen soll. Bei dieser Zugfestigkeit ist nach den Vorschriften der „Normen“ und des Germanischen

Lloyd die Scherspannung k_s mit 7 kg/qmm einzuführen. Da der Mantel einreihig genietet wird, ist $n = 1$; mithin

$$t = \frac{\frac{22^2 \cdot \pi}{4} \cdot 1 \cdot 7}{\frac{1000 \cdot 8}{200}} = 66,5 \text{ mm.}$$

Ein Vergleich dieses Wertes für t mit dem in der Zusammenstellung 14 für Nietungen auf Dichtigkeit gegebenen zeigt ein Überschreiten der zulässigen Grenze. Wenn daher auch die Nietfestigkeit eine Teilung von 66,5 mm zuläßt, so muß im vorliegenden Falle $t = 53$ mm ausgeführt werden, um den Ansprüchen der Dichtigkeit Genüge zu tun.

Für den zylindrischen Teil der Decke wird der Nietlochdurchmesser und die Teilung der Längsnaht des Mantels angenommen. Eine weitere Prüfung der Nietfestigkeit dieser Naht ist nicht erforderlich, da die Beanspruchung der Rundnaht nach dem bei Besprechung der Rundnähte Gesagten nur halb so groß ist, wie in der Längsnaht.

Die Berechnung der Blechdicke der Decke werde zunächst für den gewölbten Teil durchgeführt. Da die „Normen“ (für Schiffsdampfkessel) und der Germanische Lloyd über die Blechdicke gewölbter Böden mit äußerem Drucke keine Bestimmungen treffen, mögen in diesem Falle die Vorschriften des Bureau Veritas zur Berechnung der Blechdicke der Decke herangezogen werden. Das Bureau Veritas schreibt für s vor

$$s = \frac{p \cdot r_a}{670} + 5.$$

Nimmt man einen Wölbungshalbmesser $r_a = 700$ mm an, so folgt

$$s = \frac{p \cdot r}{670} + 4,5 = \frac{8 \cdot 700}{670} + 4,5 = 8,4 + 4,5 = 12,9 \text{ mm.}$$

Zieht man die für Landdampfkessel geltenden Bestimmung der „Normen“ zu einer Nachprüfung dieser Blechdicke heran, so ergibt sich folgendes:

Gegenüber Druck ist bei geglühtem Flußeisen eine Materialbeanspruchung k bis zu 6,5 kg/qmm zulässig. Die Beanspruchung beträgt im vorliegenden Falle

$$k = \frac{p}{200} \cdot \frac{r_a}{s} = \frac{8}{200} \cdot \frac{700}{13} = 2,16 \text{ kg/qmm,}$$

mithin liegt sie weit unter dem zulässigen Werte.

Gegenüber Einbeulung ist eine Beanspruchung von 0,4 k_0 zulässig. Der Wert von k_0 ist

$$k_0 = A - B \cdot \sqrt{\frac{r_a}{s}} = 26 - 1,15 \cdot \sqrt{\frac{700}{13}}$$

$$k_0 = 26 - 8,4 = 17,6.$$

Gegenüber Einbeulung wäre daher eine Beanspruchung k bis zu

$$0,4 k_0 = 7,04 \text{ kg/qmm}$$

zulässig. Auch in diesem Falle würde daher bei dem gewählten r_a und der Blechdicke s die Decke eine genügende Sicherheit gegenüber Einbeulung besitzen.

Der gekreimte Teil der Decke wird auch mit 13 mm ausgeführt und ist hierbei reichlich stark. Dasselbe gilt hinsichtlich der Nietung.

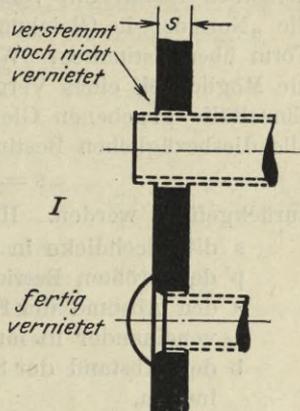


Abb. 31.

VI. Ebene Wandungen und deren Verankerungen.

Als Bauteile dieser Art gelten im Schiffskesselbau die Stirnwände und die Flammbüchsenwände. Am weitesten verbreitet ist die Verankerung flacher Wandungen mit Hilfe sogenannter Längsanker und Stehbolzen. Die im neueren Schiffskesselbau zur Anwendung kommenden Arten dieser Verankerungen beschränken sich im wesentlichen auf die drei in den Abb. 31 bis 33 wiedergegebenen Ausführungen.

Abb. 31. Stehbolzen mit Gewinde eingesetzt, verstemmt und vernietet.

Abb. 32. Stehbolzen oder Anker mit Gewinde eingesetzt, verstemmt und außen mit einer Mutter versehen.

Abb. 33. Anker mit Gewinde eingesetzt; außen ist eine Verstärkungsscheibe von bestimmtem Durchmesser d und bestimmter Dicke s_1 aufgenietet; außerdem ist der Anker innen und außen mit einer Mutter versehen.

Die Abhängigkeit der Blechdicke der zu verankernden Wandung von dem größten Betriebsüberdrucke, den Entfernungen der wirksamen Verankerungen und der Art

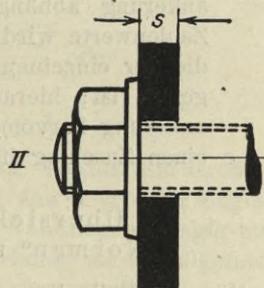


Abb. 32.

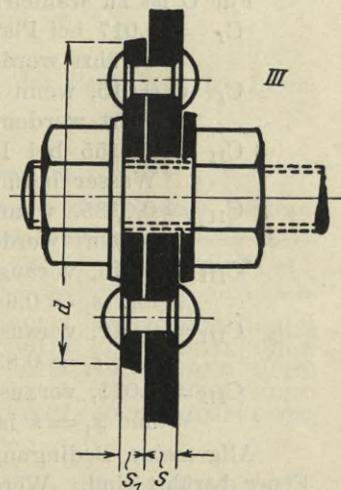


Abb. 33.

derselben fassen die verschiedenen Klassifikationsgesellschaften und die „Normen“ in Gleichungen zusammen, die nur teilweise in ihrer Form übereinstimmen. Will man für die verschiedenen Vorschriften die Möglichkeit eines Vergleiches schaffen, so muß man die für die Einzelfälle gegebenen Gleichungen umformen. Im folgenden sollen alle diesbezüglichen Bestimmungen auf die allgemeine Gleichung

$$s = C \cdot \sqrt{p \cdot (a^2 + b^2)} + c$$

zurückgeführt werden. Hierin bedeutet

s die Blechdicke in mm,

p den größten Betriebsüberdruck in atm,

a den Abstand der Stehbolzen oder Anker innerhalb einer Reihe voneinander in mm,

b den Abstand der Stehbolzen- oder Anker-Reihen voneinander in mm,

C einen Zahlenwert, der von der Art der Ausführung der Verankerung abhängig ist. (In der folgenden Übersicht der Zahlenwerte wird C durch diejenige römische Ziffer ergänzt, die der einzelnen Bauausführung in den Abb. 31 bis 33 beigefügt ist; hieraus geht die Art der auszuführenden Verankerung hervor),

c einen Zuschlag für etwaiges Abrostern.

Übersicht der Zahlenwerte C, c. „Normen“ und Germanischer Lloyd:

Für alle Fälle ist $c = 0$.

Für C ist zu wählen:

$C_I = 0,017$ bei Platten, die von den Heizgasen und vom Wasser berührt werden,

$C_I = 0,015$, wenn diese Platten nicht von den Heizgasen berührt werden,

$C_{II} = 0,0155$ bei Platten, die von den Heizgasen und vom Wasser berührt werden,

$C_{II} = 0,0135$, wenn diese Platten nicht von den Heizgasen berührt werden,

$C_{III} = 0,013$, vorausgesetzt, daß $d = 0,5$ der Ankerentfernung, und $s_1 = 0,666 s$ ist,

$C_{III} = 0,012$, vorausgesetzt, daß $d = 0,6$ der Ankerentfernung und $s_1 = 0,833 s$ ist,

$C_{III} = 0,011$, vorausgesetzt, daß $d = 0,8$ der Ankerentfernung und $s_1 = s$ ist.

Allgemeine Bedingung für C_{III} ist, daß die Platten nicht vom Feuer berührt sind. Werden sie dagegen auf der einen Seite von den Heizgasen, auf der anderen Seite vom Wasser oder Dampf be-

rührt, dann sind sie, falls sie nicht durch Flammbleche geschützt werden, um 10% stärker zu nehmen als die Rechnung ergibt.

Sind die Verankerungen unregelmässig verteilt (Abb. 34), so gilt die Gleichung

$$s = C \cdot \frac{d_1 + d_2}{2} \cdot \sqrt{p}.$$

Die Zahlenwerte C sind je nach der Art der Verankerung dieselben wie vorher.

Die vorstehenden Ausführungen gelten nur für flußeiserne Wandungen. Bei Anwendung von Schweißeisen fordert der Germanische Lloyd eine Vermehrung um 10% der für Flußeisen berechneten Werte.

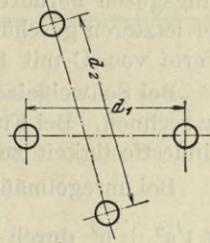


Abb. 34.

Bureau Veritas:

In den Bezeichnungen der allgemeinen Gleichung lautet die Gleichung des Bureau Veritas:

$$s = 1,5 + \sqrt{(a^2 + b^2) \cdot \frac{p \cdot C_v}{K}} \text{ oder}$$

$$s = \sqrt{\frac{C_v}{K} \cdot \sqrt{(a^2 + b^2) \cdot p} + 1,5}.$$

Die Gleichung zeigt, daß das Bureau Veritas die Größe des Zahlenwertes C und damit auch den Wert von s von der Zugfestigkeit des Materials K der zu verankernden Wandung abhängig macht.

Vergleicht man die ursprüngliche Gleichung mit der allgemeinen, so ergeben sich im einzelnen folgende Zahlenwerte für

$$C = \sqrt{\frac{C_v}{K}} \text{ bzw. } c:$$

Der Wert $C = \sqrt{\frac{C_v}{K}}$ nimmt je nach der Festigkeit des Blechmaterials folgende Größen an:

Zusammenstellung 15.

Zahlenwerte von C nach den Bestimmungen des Bureau Veritas.

K in kg/qmm	33,1	34	36	38	40	42	44	46	48
C _I	0,0222	0,0147	0,0143	0,0139	0,0135	0,0132	0,0129	0,0126	0,0124
C _{II}	0,0172	0,0129	0,0126	0,0122	0,0119	0,0116	0,0114	0,0111	0,0109
C _{III¹⁾}	0,0164	0,0126	0,0123	0,0119	0,0116	0,0114	0,0111	0,0109	0,0106
C _{III²⁾}	0,0143	0,0119	0,0116	0,0114	0,0110	0,0107	0,0104	0,0102	0,0100
C _{III³⁾}	0,0132	0,0113	0,0110	0,0107	0,0104	0,0102	0,0100	0,0097	0,0095

¹⁾ Voraussetzung: $d \geq 0,4$ b, $s_1 \geq 0,666$ s.

²⁾ Voraussetzung: $d \geq 0,6$ b, $s_1 \geq 0,75$ s.

³⁾ Voraussetzung: An Stelle der Unterlegscheiben tritt ein durchlaufender Plattenstreifen, dessen Breite wenigstens 0,6 b und dessen Dicke s_1 wenigstens 0,75 s beträgt.

$$c = 1,5.$$

Bei diesen Zahlenwerten für C ist Voraussetzung, daß die an der einen Seite vom Dampf, auf der anderen Seite von den Verbrennungsgasen berührte Platte durch Flammbleche gegen die Einwirkung der letzteren geschützt ist. Ist dies nicht der Fall, so sind die obigen Werte von C mit 1,054 zu multiplizieren, und $c = 3$ zu setzen.

Bei Schweißeisen ist mit einer Zugfestigkeit K von 33,1 kg/qmm zu rechnen. Bei Flußeisen ist für K die vom Erbauer angenommene Mindestfestigkeit zu wählen.

Bei unregelmäßiger Anordnung der Anker oder Stehbolzen (Abb. 34) ist $\sqrt{a^2 + b^2}$ durch $\frac{d_1 + d_2}{2}$ zu ersetzen.

Lloyds Register:

In den für die allgemeine Gleichung gewählten Bezeichnungen lautet die ursprüngliche Gleichung:

$$p = \frac{C_L \cdot s^2}{a^2 + b^2} \cdot 2$$

In dieser Gleichung ist:

p in englischen Pfunden auf 1 Quadrat-Zoll,

s in $\frac{1}{16}$ Zoll engl.,

a und b in Zoll engl.

ausgedrückt.

In englischem Maße ist

$$s_{\text{engl.}} = \sqrt{\frac{p \cdot (a^2 + b^2)}{C_L \cdot 2}}$$

Rechnet man diese Gleichung für deutsche Maße (s in mm, p in atm) um, so wird

$$s_{\text{deutsch}} \cdot \frac{16}{25,4} = \sqrt{\frac{14,223}{2 \cdot C_L \cdot 25,4^2} \cdot p (a^2 + b^2)}$$

$$s_{\text{deutsch}} = \sqrt{\frac{1}{36 C_L} \cdot p \cdot (a^2 + b^2)}$$

$$s_{\text{deutsch}} = \frac{1}{\sqrt{36 C_L}} \cdot \sqrt{p \cdot (a^2 + b^2)}$$

Der Vergleich mit der allgemeinen Gleichung führt zu folgenden Werten für C und c:

Es ist in allen Fällen

$$c = 0.$$

Zusammenstellung 16.

Zahlenwerte von C nach den Bestimmungen von Lloyds Register.

	Schweiß- eisen	Flußeisen	
C _I	$\overline{0,0176}$		$s \leq 11,1$ mm
C _I	$\overline{0,0167}$		$s \geq 11,1$ mm
C _{II}	$\overline{0,0159}$		$s \leq 11,1$ mm
C _{II}	0,0152		$s \geq 11,1$ mm
C _{II}		0,0152	$s \geq 11,1$ mm, aber $\leq 14,3$ mm
C _{II}		0,0143	$s \geq 14,3$ mm
C _{II}	0,0141	0,0126 ¹⁾	Mutter außen und innen
C _{III}	0,0137	0,0123 ¹⁾	$d = 0,333 a, s_1 = 0,5 s$
C _{III}	0,0132	0,0118 ¹⁾	$d = 0,4 a, s_1 = 0,5 s$
C _{III}	0,0126	0,0112 ¹⁾	$d = 0,667 a, s_1 = s$
C _{III}	0,0126	0,0112 ¹⁾	$\left. \begin{array}{l} a = b \\ b = a \end{array} \right\} \text{An Stelle der Verstärkungsscheibe} \\ \text{ein Doppelungsstreifen von der} \\ \text{Breite } 0,667 b$
C _{III}	0,0121	0,0108 ¹⁾	

¹⁾ Diese Werte gelten nicht für die Wandungen der Flammbüchse; in diesem Falle sind die entsprechenden Werte C_{III} für Schweißeisen in die Rechnung einzuführen.

Für Stirnwände im Bereiche des Dampfraumes gelten die Werte C_{III} nur unter der Voraussetzung, daß die Platten vor der unmittelbaren Einwirkung der Heizgase geschützt sind; anderenfalls sind die Werte C_{III} um 20% zu vermindern.

VII. Ebene Wandungen im Bereiche der Heizrohre.

Im Bereiche der Heizrohre liegen die Rohrwände der Flammbüchse und ein Teil der Stirnwände. Ihre Verankerung erfolgt außer durch die gewöhnlichen Heizrohre, die in die Wandungen eingewalzt werden, durch besondere Ankerrohre. Da diese Ankerrohre mit Gewinde eingesetzt und vernietet werden, entsprechen sie in ihrer Bauart der Ausführung der Stehbolzen (Abb. 31).

Für die Berechnung der flachen Wandungen im Bereiche der Heizrohre kommt in Betracht, daß sie entweder nur senkrecht zu ihrer Fläche (Stirnwände) oder auch noch parallel dazu durch Druck beansprucht werden (Rohrwände, auf denen die die Flammkammerdecke unterstützenden Blechträger aufliegen).

Den ersteren Fall der Beanspruchung — lediglich durch Druck senkrecht zu der zu verankernden Fläche — berücksichtigen die „Normen“ und der Germanische Lloyd durch die allgemeine Gleichung für die Berechnung der Blechdicke ebener Wandungen

$$s = C \cdot \sqrt{p \cdot (a^2 + b^2)} + c,$$

worin $c = 0$ zu setzen ist, während C bei den „Normen“ und dem Germanischen Lloyd

$$C = 0,014,$$

bei Lloyds Register

$$C = 0,0141$$

zu setzen ist.

Bei unregelmäßig verteilten Ankerrohren (Abb. 34) ist $\sqrt{a^2 + b^2}$ durch $\frac{d_1 + d_2}{2}$ zu ersetzen.

Für die Beanspruchung von Rohrwänden durch Druck in paralleler Richtung zu ihrer Fläche, die bei den Wandungen von Flamm-

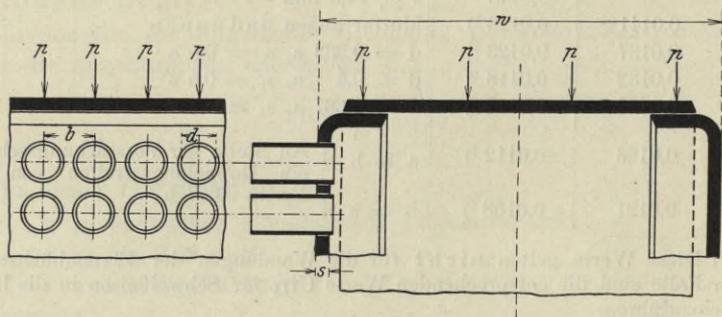


Abb. 35.

büchsen in Frage kommt, deren Decke nicht durch Anker oder in anderer Weise mit dem Kesselmantel verbunden ist, gelten folgende Betrachtungen:

Es bezeichne (Abb. 35)

s die Rohrwanddicke in mm,

p den größten Betriebsüberdruck in atm,

w die Weite der Flammbüchse, von Außenkante zu Außenkante Wand gemessen, in mm,

b die Entfernung der Rohre in der Rohrwand voneinander, von Mitte zu Mitte gemessen, in mm,

d den inneren Durchmesser der glatten Rohre in mm,

k_d die zulässige Druckbeanspruchung des Materials in kg/qmm.

Ein Teil der Flammbüchsendecke von einer Breite gleich der Heizrohrentfernung b und einer Länge gleich der Weite der Flammbüchse w ist einem Drucke ausgesetzt, der von dem zwischen den beiden Rohrreihen vorhandenen Materialquerschnitte der Rohrwand aufgenommen werden muß. Es muß daher die Gleichung bestehen:

$$w \cdot b \cdot \frac{p}{100} = 2 \cdot s \cdot (b - d) \cdot k_d,$$

$$\text{oder } s = \frac{w \cdot b \cdot p}{200 \cdot k_d \cdot (b - d)}$$

Setzt man in dieser Gleichung für k_d den gebräuchlichen Wert $k_d = 9,5 \text{ kg/qmm}$ ein, so erhält man die Gleichung

$$s = \frac{w \cdot b \cdot p}{1900 \cdot (b - d)}$$

die in dieser Form von den „Normen“ und dem Germanischen Lloyd aufgestellt wird.

Ein kleiner Unterschied besteht zwischen den Vorschriften der „Normen“ und denen des Germanischen Lloyd:

Der Germanische Lloyd bezeichnet mit a allgemein den inneren Durchmesser der glatten dünnwandigen Siederohre. Die „Normen“ ziehen etwaige Ankerrohre noch besonders in Betracht. Sie schreiben vor:

„Wenn alle Rohre der obersten Reihe Ankerrohre sind, gilt als d das arithmetische Mittel aus dem inneren Durchmesser der glatten Heizrohre und demjenigen der Ankerrohre.“

Die ursprüngliche Gleichung von Lloyds Register, ausgedrückt in den oben gewählten Bezeichnungen, lautet:

$$s \frac{1}{16}'' = \frac{w'' \cdot b'' \cdot p \text{ lbs/} \square''}{1750 \cdot (b'' - d'')}$$

In metrisches Maß umgerechnet

$$\begin{aligned} \frac{s \cdot 16}{25,4} &= \frac{w}{25,4} \cdot \frac{b}{25,4} \cdot \frac{25,4}{(b - d)} \cdot \frac{14,223 \cdot p}{1750}, \\ s &= \frac{14,223}{16 \cdot 1750} \cdot \frac{w \cdot b \cdot p}{b - d}, \\ s &= \frac{w \cdot b \cdot p}{1970 \cdot (b - d)}. \end{aligned}$$

Die englische Gleichung rechnet also mit einem k_d von $9,35 \text{ kg/qmm}$.

Für d ist hier in jedem Falle der innere Durchmesser der glatten Heizrohre zu setzen.

Führt man die soeben entwickelte Rechnung bei verschiedenen Entwürfen durch, so ergibt sich allgemein folgendes: Da bei Einändern der Wert für w verhältnismäßig klein ist, fällt der für s errechnete Wert zu klein aus. Bei Doppelendern und Lokomotivkesseln dagegen, bei denen w wesentlich größer ist, wird namentlich bei höheren Drücken s größer, als man es praktisch auszuführen gewohnt ist. (Als Höchstgrenze sind rd. 28 mm anzusehen.) In diesem Falle entlastet man die Rohrwand von einem Teile des auf ihr lastenden Druckes, indem man die Verankerungen der Flammbüchsendecke an dem Kesselmantel aufhängt.

Gerade bei Bestimmung der Rohrwanddicke muß auf die praktische Ausführbarkeit Rücksicht genommen werden. Eine geringste Dicke für die Rohrwand muß innegehalten werden, damit das Einwalzen der Heizrohre ohne die Gefahr des Unrundwerdens der gebohrten Löcher erfolgen kann. Andererseits darf die Blechdicke nicht zu groß ausgeführt werden, weil die entstehende Materialanhäufung die Kühlung der Rohrwand von der Wasserseite her erschwert und ein Ausglühen begünstigt. Mit Rücksicht hierauf können folgende Grenzen für die Dicke der Rohrwände als üblich angesehen werden.

Zusammenstellung 17.

Übliche Rohrwanddicken.

Äußerer Heizrohr- durchmesser	Rohrwanddicke in mm bei 8 bis 16 atm
$1\frac{3}{4}'' = 45$ mm	13 bis 14
2'' = 51 "	14 " 16
$2\frac{1}{4}'' = 57$ "	15 " 18
$2\frac{1}{2}'' = 64$ "	16 " 20
$2\frac{3}{4}'' = 70$ "	17 " 22
3'' = 76 "	18 " 24
$3\frac{1}{4}'' = 83$ "	19 " 26
$3\frac{1}{2}'' = 89$ "	20 " 28

Bei dieser Zusammenstellung gelten die kleinen Werte für die geringeren, die großen für die höheren Dampfspannungen.

VIII. Ebene Wandungen zwischen den Heizrohrbündeln.

Als flache Wandungen dieser Art gelten die Wandungen zwischen je zwei ein Heizrohrbündel begrenzenden Rohrreihen. Da ihre Verankerung durch die angrenzenden Reihen der Heizrohre erfolgt, ist man bestrebt in diesen Reihen möglichst viele Ankerrohre anzuordnen.

Für die Berechnung dieser Wandungen stellen die „Normen“, der Germanische Lloyd und Lloyds Register dieselbe Gleichung auf, die in ihrer Form der für die übrigen flachen Wandungen geltenden allgemeinen Gleichung entspricht. Das Bureau Veritas erläßt keine besonderen Bestimmungen über diese Art von ebenen Wandungen.

Bedeutet

l den wagerechten Abstand der begrenzenden Rohrreihen voneinander, gemessen von Mitte zu Mitte, in mm,

C einen bestimmten Zahlenwert,

so gilt für die Blechdicke s der ebenen Wandungen zwischen den Heizrohrbündeln.

$$s = C \cdot l \cdot \sqrt{p}.$$

Zusammenstellung 18.

Werte von C.

	„Normen“ und Germanischer Lloyd	Lloyds Register	
C	0,0215	0,0219	wenn jedes 3. Rohr
C	0,020	0,0199	„ „ 2. „
C	0,0185	0,0186	„ jedes Rohr

} in den begrenzenden Rohrreihen ein Ankerrohr ist.

Bei der Ausführung der Rechnung nach der obigen Gleichung erhält man, namentlich bei höheren Drücken und größerem l einen Wert für s , der wesentlich größer ist als der, welcher sich für die Wandung im Bereiche der Heizrohrbündel ergibt. Da bei der praktischen Herstellung der Platten die Innehaltung nur einer Blechdicke möglich ist, andererseits das Überschreiten einer gewissen Blechdicke aus den vorher erörterten Gründen nicht empfehlenswert erscheint, muß in den oben erwähnten Fällen die Wandung zwischen den Rohrbündeln in besonderer Weise verstärkt werden. Eine Verstärkung erreicht man durch Anordnung besonderer Anker an dieser Stelle oder, was als vorteilhafter zu betrachten ist, durch Anwendung von Doppelungsblechen. Eine Verstärkung durch Doppelungsbleche führt man auch zwischen den Stehbolzenbündeln aus.

Für die Festsetzung der Dicke von Doppelungsblechen enthalten die „Normen“ und die einzelnen Klassifikationsgesellschaften besondere Vorschriften:

„Normen“ und Germanischer Lloyd.

Für Verstärkungen nicht dem ersten Feuer ausgesetzter ebener Platten können 12,5 % von den für die ebenen Platten sich ergebenden Blechdicken in Abzug gebracht werden, wenn die Dicke der Doppelungsplatten mindestens $\frac{2}{3}$ der berechneten Blechdicke beträgt, und die Doppelungen gut mit den Platten vernietet sind.

Bureau Veritas.

Die errechnete Plattendicke darf um die Hälfte der Doppelungsplatte vermindert werden.

Lloyds Register.

Die errechnete Plattendicke kann verringert werden, wenn die Dicke der Doppelungsplatte mindestens $\frac{2}{3}$ der verringerten Plattendicke beträgt. Die Verminderung darf dann die Hälfte der Doppelungsplatte betragen.

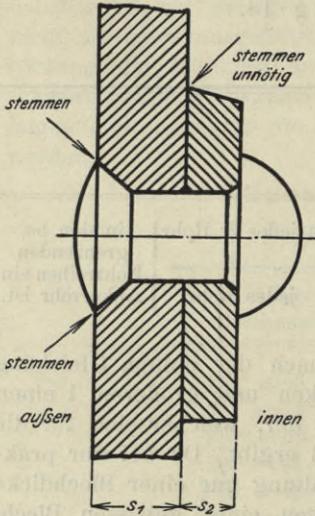


Abb. 36.

Die Abweichungen in diesen Vorschriften möge folgendes Beispiel zeigen:

Angenommen, es betrage die errechnete Blechdicke der Rohrwand zwischen den Heizrohrbündeln für sämtliche Vorschriften $s = 25$ mm; diese Blechdicke soll durch Aufsetzen einer Doppelungsplatte verringert werden. Bedeutet (Abb. 36) s_1 die Dicke der verringerten Platte und s_2 die Dicke der Doppelungsplatte, so würden die „Normen“ und die Vorschriften der einzelnen Klassifikationsgesellschaften folgende Werte für s_1 und s_2 ergeben:

„Normen“ und Germanischer Lloyd:

$$\begin{aligned} s_1 &= s - 0,125 s \\ s_1 &= 0,875 s = 21,9 \text{ mm} \\ s_2 &= 0,666 s = 16,66 \text{ mm} \end{aligned}$$

Bureau Veritas:

Die Dicke der Doppelungsplatte ist anzunehmen; sie betrage $s_2 = 14$ mm. Dann wird

$$s_1 = s - \frac{s_2}{2} = 25 - 7 = 18 \text{ mm.}$$

Lloyds Register:

$$\begin{aligned} s_2 &= 0,666 s_1 \\ s_1 + 0,5 s_2 &= s \\ s_1 + 0,5 \cdot 0,666 s_1 &= s \\ 1,333 s_1 &= s \\ s_1 &= \frac{s}{1,333} = \frac{25}{1,333} = 18,7 \text{ mm,} \\ s_2 &= 0,666 \cdot 18,7 = 12,5 \text{ mm.} \end{aligned}$$

Für die Anordnung der Doppelungsplatten gilt folgendes: Die Doppelungen müssen so angebracht werden, daß sie durch den Dampfdruck gegen das zu verstärkende Blech gepreßt werden, um als Versteifung möglichst vollkommen zur Geltung zu kommen; sie müssen daher stets innen angeordnet werden. Diese Bauart hat noch den weiteren Vorteil, daß ein Verstemmen der Niete nur an der Außenseite nötig ist (Abb. 36). Um das Verstemmen recht wirksam zu gestalten, werden die Niete außen stark versenkt.

IX. Stehbolzen und Anker.

Aus den in den Abb. 31 bis 33 wiedergegebenen, im Schiffskesselbau üblichen Ausführungen der Stehbolzen und Anker geht hervor, daß sie mit Gewinde in die zu versteifenden Wandungen eingesetzt werden. Das gebräuchliche Gewinde hat nicht die übliche, sondern eine größere Gangzahl, um in den zum Durchmesser des Ankers bzw. Stehbolzens verhältnismäßig dünnen Wandungen möglichst viele Gewindegänge unterbringen zu können. Die hier übliche Zahl der Gänge auf 1" engl. schwankt zwischen etwa 8 bis 14. In der Kaiserlichen Marine besteht die Vorschrift, daß die Zahl der Gänge auf 1" engl. bei Ankern 8 betragen soll; hierbei ist dann der Kerndurchmesser 4,07 mm kleiner als der äußere Gewindedurchmesser. Für Stehbolzen sind 10 Gänge auf 1" engl. vorgeschrieben, wobei der Kerndurchmesser 3,15 mm kleiner ist als der äußere Gewindedurchmesser. Bei Ankerrohren wendet die Kaiserliche Marine ein noch feineres Gewinde mit 11 bis 12 Gängen auf 1" engl. an, das bei glatten, mit Gewinde eingesetzten Heizrohren sogar mit 14 bis 18 Gängen auf 1" ausgeführt wird. In der Handelsmarine ist es üblich, sich sowohl bei den Stehbolzen und Ankern, wie auch bei den Ankerrohren auf eine Gangzahl zu beschränken, um für alle vorliegenden Fälle dieselben Gewindeschneidwerkzeuge verwenden zu können. Die gebräuchlichste Ausführung ist die mit 11 Gängen auf 1" engl., wobei dann der Kerndurchmesser nur 2,95 mm kleiner ist als der äußere Durchmesser des Gewindes. Die Wahl der Gangzahl 11 ist praktisch wünschenswert, da sie bei den vorliegenden Durchmessern für das übliche Gasgewinde gilt. Da Schneidwerkzeuge mit dem üblichen Gasgewinde fast überall vorhanden sind, werden mit der Wahl dieser Gangzahl ausgiebige Ersatzmöglichkeiten geschaffen.

Für die Festsetzung von Stehbolzendurchmessern gelten in der Kaiserlichen Marine besondere Bestimmungen. Die Durchmesser werden nach Millimeter-Maß festgesetzt, und zwar schwankt der äußere Durchmesser zwischen 23 und 38 mm, steigend in Abständen von

1 mm. Der Durchmesser der mitzuführenden Ersatz-Stehbolzen ist um 1 mm größer zu wählen, um beim Auswechseln durch Nachschneiden auf den um 1 mm größeren Durchmesser scharfes Gewinde zu erreichen. In der Handelsmarine ist es üblich, den Durchmesser der Stehbolzen und Anker in englischen Maßen anzugeben. Bei äußeren Durchmessern bis 2" sind Abstufungen von $\frac{1}{8}$ ", bei Durchmessern über 2" solche von $\frac{1}{4}$ " üblich.

Die Berechnung der erforderlichen Durchmesser der Stehbolzen und Anker erfolgt unter der Voraussetzung, daß der Kernquerschnitt des Gewindes die Kraft aufnehmen muß, die auf das durch den Stehbolzen oder Anker zu versteifende Flächenfeld entfällt. Bedeutet

d den Kerndurchmesser des Stehbolzen- oder Ankergewindes in mm,

p den größten Betriebsüberdruck in atm,

a den Abstand der Stehbolzen oder Anker innerhalb einer Reihe voneinander in mm,

b den Abstand der Stehbolzen- oder Ankerreihen voneinander in mm,

k die zulässige Zugbeanspruchung des Stehbolzen- oder Ankermaterials in kg/qmm, so muß sein

$$\frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot k = a \cdot b \cdot \frac{p}{100}$$

$$\frac{d^2 \cdot \pi}{4} = \frac{a \cdot b \cdot p}{100 k}$$

Die im Kernquerschnitte des Gewindes zulässige Spannung k ist verhältnismäßig gering, weil diese Arten der Verankerungen starken Anfrassungen ausgesetzt sind. Die „Normen“ und die einzelnen Klassifikationsgesellschaften gestatten folgende Beanspruchungen:

„Normen“ und Germanischer Lloyd:

Die Beanspruchung soll

bei geschweißten Ankern und Stehbolzen aus Schweißeisen
3,5 kg/qmm,

bei ungeschweißten Ankern und Stehbolzen aus Schweißeisen
5 kg/qmm,

bei ungeschweißten Ankern und Stehbolzen aus Flußeisen
6 kg/qmm,

bei Ankern und Stehbolzen aus Kupfer für Dampftemperaturen
bis 200° C („Normen“) 4 kg/qmm

nicht überschreiten. Der Germanische Lloyd verbietet das Schweißen flußeiserner Anker.

Bureau Veritas:

Dem errechneten Werte für den Durchmesser des Ankers oder Stehbolzens ist stets eine Abrostungsziffer von 3 mm hinzuzufügen.

Die zulässige Beanspruchung beträgt $\frac{K}{7,5}$ kg/qmm, wenn K die Zugfestigkeit des Materials in kg/qmm bedeutet. Als Festigkeit K gilt

für Flußeisen die vom Erbauer anzugebende Mindestfestigkeit, die jedoch in den Grenzen von 34,6 bis 47,2 kg/qmm bei einer Dehnung von 32 bis 25% liegen soll,

für Schweißisen 34,6 kg/qmm.

Bei geschweißten Ankern ist die Festigkeit um 20% geringer anzunehmen. Das Schweißen flußeiserner Anker ist nur bei Verwendung ganz weichen Materials gestattet.

Lloyds Register:

Bei Schweißisen:

Für Anker und Stehbolzen, deren Kerndurchmesser ≤ 38 mm und für alle Anker und Stehbolzen, die geschweißt sind, $\leq 4,22$ kg/qmm,

für ungeschweißte Anker und Stehbolzen, deren Kerndurchmesser ≥ 38 mm $\leq 5,27$ kg/qmm.

Bei Flußeisen:

Für Stehbolzen, deren Kerndurchmesser ≤ 38 mm $\leq 5,62$ kg/qmm,

für Stehbolzen, deren Kerndurchmesser > 38 mm $\leq 6,33$ kg/qmm,

für Anker, deren Kerndurchmesser ≤ 38 mm $\leq 6,33$ kg/qmm,

für Anker, deren Kerndurchmesser > 38 mm $\leq 7,31$ kg/qmm.

Stehbolzen oder Anker aus Flußeisen dürfen nicht geschweißt werden.

Über die Ausführung der Anker und Stehbolzen ist folgendes zu bemerken:

Stehbolzen: In der Handelsmarine läßt man entweder das Gewinde in der ganzen Länge durchlaufen (Taf. 3) oder man dreht den Stehbolzen abgesehen von den Enden bis auf den Kerndurchmesser ab. Neuerdings bevorzugt man die letztere Ausführung, weil man bei durchlaufendem Gewinde nur schwer Risse im Material erkennen kann.

In der Kriegsmarine dreht man die Stehbolzen bis auf den Kerndurchmesser ab, um an Gewicht zu sparen; allerdings ist die dadurch erreichte Gewichtsverminde-

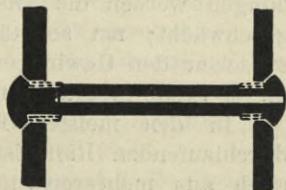


Abb. 37.

rung der Gesamtanlage nur verhältnismäßig gering. Vielfach ist es auch üblich, die Stehbolzen teilweise zu durchbohren, wie es die Abb. 37 zeigt. Diese Ausführung bietet die Möglichkeit, einen etwaigen Bruch der Stehbolzen an der Mündung der Bohrung außerhalb des Kessels zu bemerken; allerdings machen die Gegner dieser Anordnung nicht mit Unrecht geltend, daß das starke Blasen durch die Bohrung eines gerissenen Stehbolzens häufig größere Unzuverlässigkeiten zur Folge hat als der nicht gleich erkannte Bruch eines vollen Stehbolzens. Bei der Herstellung derartiger ausgebohrter Bolzen ist darauf zu achten, daß ihr äußerer Durchmesser im entsprechenden Verhältnis zu der Verminderung des Querschnittes durch die Anordnung des Loches vergrößert werden muß.

Anker: Die Entfernung der beiden zu verankernden Wandungen, in welche die Anker mit feinem Gewinde eingeschroben werden, ist gewöhnlich verhältnismäßig groß. Würde man, wie bei den Stehbolzen, das Gewinde an beiden Enden gleich stark ausführen, so würde das Gewinde in der ersten Wandung bei dem Durchschrauben des ersten Ankerendes schon stark angegriffen werden, da es Schwierigkeiten bereitet, einen langen, schweren Anker in der Richtung seiner Längsachse genau zu führen. Werden dann nach dem Durchschrauben des ersten Ankerendes beide Enden gleichzeitig in das Gewinde der zu verbindenden Wandungen eingeschroben, so würde der zweite Ankerende nicht mehr stramm in das Gewinde der ersten Wandung passen. Um diesen Übelstand zu vermeiden, führt man den Gewindedurchmesser des zweiten Ankerendes $\frac{1}{8}$ bis $\frac{1}{4}$ '' größer aus. Da in neuerer Zeit fast ausschließlich flußeiserne Anker verwendet werden, die keinesfalls geschweißt werden dürfen, wird die notwendige Vergrößerung des Durchmessers an dem einen Ende durch Stauchen hergestellt. In der Kriegsmarine ist es auch hier wie bei den Stehbolzen üblich, den Anker, abgesehen von den kurzen Gewindeenden, bis auf den Kerndurchmesser des schwächeren Gewindes abzdrehen, um an Gewicht zu sparen. In der Handelsmarine sieht man hiervon ab und verwendet Rundeisenstangen vom äußeren Durchmesser des schwächeren Gewindes (Taf. 2). Ein Abdrehen des Ankers vermeidet man ausdrücklich, da die Erhaltung der Walzhaut den Anker gegen Anfressungen schützt. In der Nähe der Wandungen werden die Anker durch Anfressungen gewöhnlich seltener geschwächt; um so stärker dagegen in dem gewindelosen Schafte zwischen den Gewindeenden. Es ist daher nur wünschenswert, an dieser Stelle möglichst reichlich Material zur Verfügung zu haben.

In den meisten Fällen werden die Längsanker aus einer durchlaufenden Rundeisenstange hergestellt. Zuweilen werden sie auch aus mehreren Stücken zusammengesetzt. Längsanker dieser Art werden besonders in Fällen angewendet, in denen die Zu-

gänglichkeit des Kessels durch den Einbau eines Ankers beeinträchtigt wird. Eine Teilung des Ankers, dessen Ausführung die Taf. 4 bis 7 zeigen, bietet die Möglichkeit, den ganzen Anker oder einen Teil desselben schnell zu entfernen, wodurch eine gründliche Reinigung und Besichtigung des Kesselinnern ermöglicht wird. Bei der aus der Taf. 5 u. 7 ersichtlichen Ausführung ist der Anker in drei Teile gegliedert, die in lösbaren Gelenkverbindungen zusammengefügt sind. Der die Gelenke zusammenhaltende Bolzen, der ohne Gewinde eingesetzt wird, ist an seinem unteren Ende kegelförmig verjüngt, um zu verhindern, daß sich beim Eintreiben ein Grad bildet; der Bolzen wird gegen ein etwaiges Herausziehen durch einen Splint gesichert. Um den zwischen den Flambbüchsen an sich schon beschränkten Raum möglichst wenig zu verengen, ist das mittlere Verbindungsstück des Ankers aus Flacheisen ausgeführt. Die Taf. 10 zeigt eine geteilte Ausführung eines Längsankers, die ein Einsetzen desselben von innen ermöglicht. Die Verbindung ist durch eine einfache Schraubenmuffe hergestellt; sie ist jedoch zwecks Kesselreinigung nicht lösbar wie die vorhergehende.

Eckanker. Die im vorstehenden besprochenen Ausführungen der Stehbolzen und Anker kommen als die gebräuchlichsten zur Verwendung, wenn die zu verankernden ebenen Wandungen paarweise vorhanden sind und parallel oder aber nahezu parallel zueinander verlaufen. Sind dagegen zwei Wandungen vorhanden, die rechtwinkelig oder doch nahezu rechtwinkelig zueinander angeordnet sind, so führt man sogenannte Eckanker aus, die aus Platten und Winkeln oder aus Rundeisen bestehen. Soll ein Längsanker durch einen derartigen Eckanker ersetzt werden, so wird die vom Anker aufzunehmende Kraft bei dem Eckanker, je nach der Neigung des Eckankers, größer werden als bei dem wagerechten. An Stelle der in senkrechter Richtung zur versteifenden Wandung wirkenden Kraft P

ist mit $\frac{P}{\cos \beta}$ zu rechnen, wenn β den Neigungswinkel des Ankers zur Krafrichtung bezeichnet.

Besondere Vorschriften über die zulässige Materialbeanspruchung bei Eckankern erläßt nur das Bureau Veritas. Es bestimmt, daß die auf den Anker entfallende Zugkraft keine größere Beanspruchung hervorruft, als der Festigkeit des Materials, geteilt durch 5,75, entspricht; bei dieser Berechnung sind jedoch 1,5 mm am ganzen Umfange des Ankers (bei rechteckigem Querschnitte also 1,5 mm von der Breite und Länge) in Abzug zu bringen. Die „Normen“ und die übrigen Klassifikationsgesellschaften erlassen über die Beanspruchung keine besonderen Vorschriften, gestatten also die allgemein für Anker und Stehbolzen festgesetzten Beanspruchungen. Allgemein

empfehlen die „Normen“ die Länge der Eckanker so groß wie möglich zu machen.

Die bei den Lokomotivkesseln in den Abb. 64 u. 65 und auf der Taf. 10 angewendeten Eckanker bestehen aus Blechen, die durch Winkelstücke mit den zu verankernden Wandungen verbunden werden. Für die an diesen Stellen wie überhaupt bei Eckankern zur Verwendung kommenden Niete und Bolzen schreiben die „Normen“ vor, daß sie den wirkenden Kräften entsprechend reichlich zu bemessen sind. Bei einer Anordnung von Eckankern bei Kesseln mit Flammrohren empfehlen die „Normen“ diejenigen Niete, welche die Eckanker mit der Stirnplatte verbinden, mindestens 200 mm vom Flammrohrumfang abstehen zu lassen, um die mit Rücksicht auf das Flammrohr notwendige Federung der Stirnwand nicht zu beeinträchtigen. Bei kleineren Kesseln, bei denen die zu verankernden Flächen klein sind, und die Raumverhältnisse eine Anordnung von Längs- oder Eckankern nicht gestatten, verwendet man einfache T-Eisen zur Verankerung (Abb. 45).

Der in der Abb. 38 dargestellte

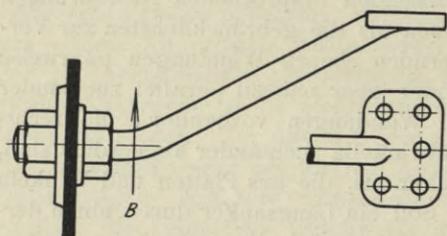


Abb. 38.

Eckanker besteht aus einer gebogen und mit Gewinde in die Stirnwand eingesetzt ist, während das andere Ende lappenartig ausgeschmiedet und durch Niete mit dem Mantelbleche verbunden ist. Diese Ausführung eines Eckankers ist weniger vorteilhaft als die vorher beschriebene, da zu der vorhandenen Zugbeanspruchung in der Rich-

tung des Ankers noch eine Biegebungsbeanspruchung im Sinne des Pfeiles B hinzutritt. Da außerdem der Angriffspunkt der Kraft auf eine kleinere Fläche entfällt, ist die dadurch erreichte Versteifung weniger wirksam als bei einem Blechanker.

Als eine Vereinigung eines Ankers und Stehbolzens ist die bei dem auf der Taf. 10 wiedergegebenen Lokomotivkessel verwendete Verankerung zu betrachten. Sie versteift die Bleche der kastenförmigen Feuerbüchse und des zylindrischen Mantels gegeneinander. Eine Rundeisenstange wird an einem Ende lappenartig ausgeschmiedet und am anderen Ende mit einem Auge versehen, in das ein Stehbolzen mit Gewinde eingesetzt wird. Der Lappen wird an das Mantelblech angenietet, während das andere Ende des Stehbolzens in der Feuerbüchsenwand mittels Gewinde und Mutter oder durch Vernieten befestigt wird.

X. Deckenträger.

Sind die zu verankernden ebenen Wandungen nur einzeln und nicht paarweise vorhanden, oder ist eine Verankerung durch Längsanker oder Eckanker aus Raummangel oder aus anderen Gründen

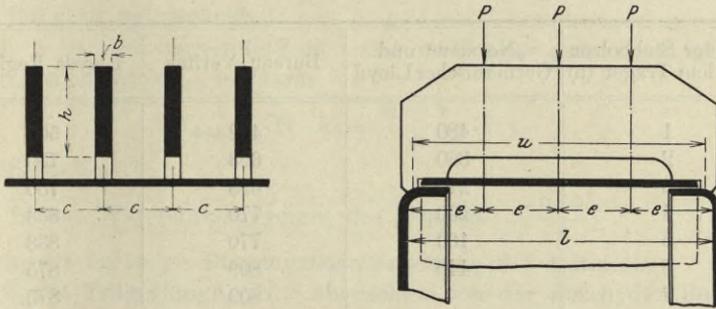


Abb. 39.

nicht möglich, so kommen die sogenannten Bügelanker zur Anwendung. Man bezeichnet sie auch, weil sie hauptsächlich als Verankerungen für die Decken der Feuerbüchsen oder Flammbüchsen zur Ausführung kommen, als „Deckenträger“.

Bezeichnet in Übereinstimmung mit der Abb. 39

b die Gesamtdicke des Trägers in mm,

p den größten Betriebsüberdruck in atm,

c die Entfernung der Träger voneinander in mm,

e die Entfernung der Stehbolzen voneinander im Träger in mm,

l die innere Weite der Feuerkammer, in der Längsrichtung der Träger gemessen in mm,

h die Höhe des Trägers in mm,

K einen Zahlenwert, der von der Art der Beanspruchung abhängig ist,

u die Länge des Trägers zwischen den Unterstützungspunkten in mm (diesen Wert führt nur das Bureau Veritas ein; man kann, ohne einen bedeutenderen Fehler zu begehen, $u = l$ setzen),

so stellen die „Normen“ und die Klassifikationsgesellschaften fast übereinstimmend folgende Gleichung für die Berechnung der Trägerdicke b auf:

Die „Normen“ und der Germanische Lloyd:

$$b = \frac{p \cdot c \cdot e \cdot l}{K \cdot h^2}.$$

Das Bureau Veritas:

$$b = \frac{p \cdot c \cdot (l - e) \cdot l}{K \cdot h^2}.$$

Lloyds Register:

$$b = \frac{p \cdot c \cdot (1 - e) \cdot l}{K \cdot h^2}$$

Zusammenstellung 19.

Zahlenwerte von K.

Zahl der Stehbolzen in jedem Träger (n)	„Normen“ und Germanischer Lloyd	Bureau Veritas	Lloyds Register
1	480	462	500
2	360	693	750
3	240	693	750
4	200	770	833
5	160	770	833
6	140	809	875
7	—	809	875
8	—	832	900

Diese Werte von K gelten für Flußeisen. Werden ausnahmsweise noch Bügelanker aus Schweißeisen verwendet, so sind die Werte von K bei den Vorschriften der „Normen“, des Germanischen Lloyd und des Bureau Veritas um 10 0/0, bei denen von Lloyds Register um 18,5 0/0 zu verringern. Bei der Festsetzung der Werte ist bei Lloyds Register für das Blechmaterial der Träger eine Festigkeit von 44 kg/qmm vorausgesetzt. Ist die Festigkeit eine andere, so sind die Werte für K im entsprechenden Verhältnisse zu vergrößern oder zu verkleinern.

Die gemeinsamen Grundlagen, von denen man bei der Aufstellung der obigen Gleichung auszugehen hat, zeigt folgende Betrachtung:

Die Bügelanker sind als Balken aufzufassen, die an den Enden aufliegen und durch n gleich große Einzelkräfte P belastet werden. Diese Einzelkräfte greifen in gleichem Abstände e voneinander an. Bei der Bestimmung der Einzelkraft gehen die „Normen“ und der Germanische Lloyd lediglich von dem Versteifungsfelde eines einzelnen, mittleren Stehbolzens aus und setzen daher die auf ihn, mithin also auch auf den Träger, an dieser Stelle zur Wirkung kommende Einzelkraft fest. Sie beträgt

$$P = p \cdot c \cdot e.$$

Das Bureau Veritas und Lloyds Register nehmen an, daß die äußersten Kräfte P in einer Entfernung $\frac{e}{2}$ von den Feuerkammerwänden wirken, und daß sich die n Einzelkräfte auf die übrig-

bleibende, d. h. noch zu versteifende Trägerlänge $l - e$ gleichmäßig verteilen; demnach beträgt in diesem Falle die Einzellast

$$P_1 = \frac{p \cdot c \cdot (l - e)}{n}.$$

Allgemein sind für die vorliegende Art der Belastung des Trägers zwei Fälle zu unterscheiden:

1. n ist eine ungerade Zahl. Das im Träger auftretende größte Biegemoment $M_{\max.}$ ist dann

$$M_{\max.} = W \cdot k_b = \frac{n + 1}{8} \cdot P \cdot l.$$

Hierin ist:

W das Widerstandsmoment des Trägers $= \frac{b \cdot h^2}{6}$,

k_b die zulässige Biegebbeanspruchung des Materials,

l die Trägerlänge, die, abgesehen von der durch das Bureau Veritas hierfür besonders eingeführten Bezeichnung u , der Weite der Feuerkammer gleichzusetzen ist,

P die auf den Träger wirkende Einzelkraft,

n die Anzahl der Einzelkräfte in einem Träger.

Setzt man in diese Gleichung die oben ermittelten Werte für P ein, so ergibt sich

für die „Normen“ und für den Germanischen Lloyd:

$$\frac{b \cdot h^2}{6} \cdot k_b = \frac{n + 1}{8} \cdot p \cdot c \cdot e \cdot l,$$

$$b = \frac{6}{8 \cdot k_b} \cdot (n + 1) \cdot \frac{p \cdot c \cdot e \cdot l}{h^2}.$$

Ein Vergleich dieser Gleichung mit der vorher wiedergegebenen endgültigen Form ergibt

$$\frac{1}{K} = \frac{6}{8 \cdot k_b} \cdot (n + 1), \text{ also}$$

$$K = \frac{8}{6} \cdot k_b \cdot \frac{1}{n + 1},$$

$$k_b = \frac{6}{8} \cdot K \cdot (n + 1).$$

Für das Bureau Veritas (vorausgesetzt $u = l$) und für Lloyds Register:

$$\frac{b \cdot h^2}{6} \cdot k_b = \frac{n + 1}{8} \cdot p \cdot c \cdot \frac{(l - e)}{n} \cdot l,$$

$$b = \frac{6}{8 \cdot k_b} \cdot \frac{n + 1}{n} \cdot \frac{p \cdot c \cdot (l - e) \cdot l}{h^2}.$$

Hier wird

$$\frac{1}{K} = \frac{6}{8 \cdot k_b} \cdot \frac{n+1}{n},$$

$$K = \frac{8}{6} \cdot k_b \cdot \frac{n}{n+1},$$

$$k_b = \frac{6}{8} \cdot K \cdot \frac{n+1}{n}.$$

2. n ist eine gerade Zahl:

Für diesen Fall ist das größte Biegemoment

$$M_{\max.} = W \cdot k_b = \frac{(n+1)^2 - 1}{8 \cdot (n+1)} \cdot P \cdot l.$$

Setzt man auch hier die Werte für W und P ein, so erhält man für die „Normen“ und für den Germanischen Lloyd:

$$\frac{b \cdot h^2}{6} \cdot k_b = \frac{(n+1)^2 - 1}{8 \cdot (n+1)} \cdot p \cdot c \cdot e \cdot l,$$

$$b = \frac{6}{8 \cdot k_b} \cdot \frac{(n+1)^2 - 1}{n+1} \cdot \frac{p \cdot c \cdot e \cdot l}{h^2}.$$

Verglichen mit der vereinfachten Gleichung ist für diesen Fall

$$\frac{1}{K} = \frac{6}{8 \cdot k_b} \cdot \frac{(n+1)^2 - 1}{n+1},$$

$$K = \frac{8}{6} \cdot k_b \cdot \frac{n+1}{n \cdot (n+2)},$$

$$k_b = \frac{6}{8} \cdot K \cdot \frac{n \cdot (n+2)}{n+1}.$$

Für das Bureau Veritas (vorausgesetzt $u = 1$) und für Lloyds Register:

$$\frac{b \cdot h^2}{6} \cdot k_b = \frac{(n+1)^2 - 1}{8(n+1)} \cdot p \cdot c \cdot \frac{1-e}{n} \cdot l$$

$$b = \frac{6}{8 \cdot k_b} \cdot \frac{n+2}{n+1} \cdot \frac{p \cdot c \cdot (1-e) \cdot l}{h^2}.$$

Hier ist

$$\frac{1}{K} = \frac{6}{8 \cdot k_b} \cdot \frac{n+2}{n+1},$$

$$K = \frac{8}{6} \cdot k_b \cdot \frac{n+1}{n+2},$$

$$k_b = \frac{6}{8} \cdot K \cdot \frac{n+2}{n+1}.$$

Setzt man in die Gleichungen für k_b das von den einzelnen Behörden für jeden Wert von n gegebene K ein, so ergibt sich für alle Werte von n

für die „Normen“ und den Germanischen Lloyd

$$k_b = 7,2 \text{ kg/qmm};$$

für das Bureau Veritas

$$k_b = 6,3 \text{ kg/qmm};$$

für Lloyds Register

$$k_b = 7,5 \text{ kg/qmm}.$$

Die vorstehende Rechnung bietet eine Übersicht über die Biegebungsbeanspruchungen, welche die „Normen“ und Klassifikationsgesellschaften für das Blechmaterial der Deckenträger zulassen.

Die gebräuchlichsten Ausführungen der Deckenträger sind in den Abb. 40 bis 42 wiedergegeben. Wie schon bei der Be-

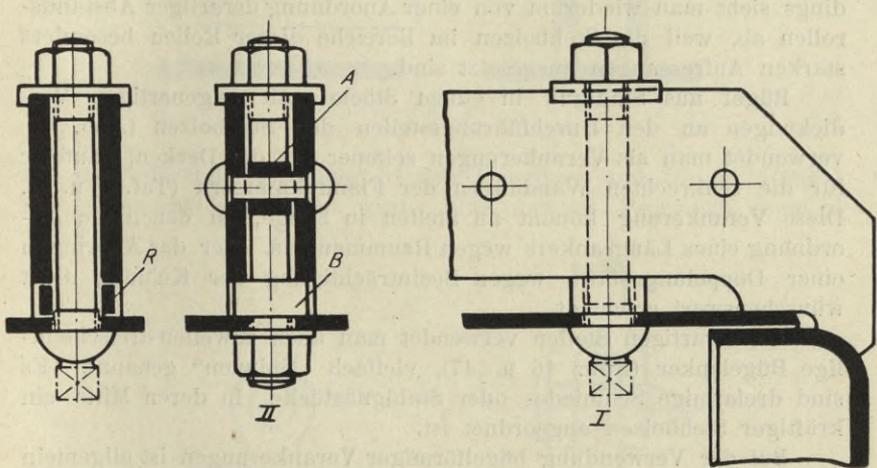


Abb. 40.

sprechung der Rohrwände erwähnt wurde, stützen sich die Deckenträger entweder nur auf die Rohrwand bzw. Rückwand der Feuerkammer (Abb. 40), oder sie werden mit Hilfe von Gelenkstangen am Kesselmantel aufgehängt (Abb. 41 und 42). Seltener werden die Hängestangen unmittelbar in die Feuerkammerdecke eingesetzt (Taf. 7).

Bei der Ausführung nach der Abb. 40 besteht der eigentliche Bügelanker im wesentlichen aus den Stehbolzen und den Bügeln. Die Stehbolzen werden mit Gewinde in die Decke der Feuerkammer eingesetzt; man schraubt sie entweder von unten durch und sichert sie durch einen angedrehten Nietkopf gegen Herausziehen (Abb. 40 I), oder man schraubt sie von oben durch und sichert sie innen durch eine Mutter (Abb. 40 II). Das Vierkant, mit dessen Hilfe im ersteren Falle der Stehbolzen eingedreht wird, meißelt man nachträglich viel-

fach weg. Da kein besonderer Grund dafür spricht, kann man auch hiervon absehen.

Die Bügel bestehen namentlich bei neueren und größeren Ausführungen in der Regel aus zwei auf den beiden Flammkammerwänden aufliegenden Plattenstreifen, die oben durch eine Blechklammer, in der Mitte mit Hilfe mehrerer Abstandsringe A in einem dem äußeren Gewindedurchmesser des Stehbolzens entsprechenden Abstände zusammengehalten werden. Um beim Anziehen der Stehbolzenmutter ein Durchbiegen der Feuerkammerdecke zu verhindern, wird ein Abstandsring R zwischen die Flammkammerdecke und den Blechträger eingeschoben. Dasselbe erreicht man durch Ausbildung eines Bundes B am unteren Ende des Stehbolzens (Abb. 40 II). Neuerdings sieht man wiederum von einer Anordnung derartiger Abstandsrollen ab, weil die Stehbolzen im Bereiche dieser Rollen besonders starken Anfressungen ausgesetzt sind.

Bügel aus Stahlguß in einem Stücke mit augenartigen Verdickungen an den Durchführungsstellen der Stehbolzen (Abb. 46) verwendet man als Verankerungen seltener für die Decken, häufiger für die senkrechten Wandungen der Flammkammern (Taf. 6 u. 7). Diese Verankerung kommt an Stellen in Frage, an denen die Anordnung eines Längsankers wegen Raummangels, oder das Anbringen einer Doppelungsplatte wegen Beeinträchtigung der Kühlung nicht wünschenswert erscheint.

An derartigen Stellen verwendet man auch zuweilen dreischenkellige Bügelanker (Abb. 46 u. 47), vielfach „Spinnen“ genannt. Es sind dreiarmlige Schmiede- oder Stahlgußstücke, in deren Mitte ein kräftiger Stehbolzen angeordnet ist.

Bei der Verwendung bügelförmiger Verankerungen ist allgemein darauf zu achten, daß der Zwischenraum zwischen dem Bügel und der zu versteifenden Wandung nicht zu gering bemessen wird (es genügen 40 bis 45 mm), um eine Behinderung der Reinigung und des Wasserumlaufes zu vermeiden.

Für die Aufhängung der Bügel am Kesselmantel kommen hauptsächlich die beiden in den Abb. 41 u. 42 dargestellten Ausführungen in Betracht. Die Aufhängung nach der Abb. 42 hat gegenüber der nach der Abb. 41 den Vorteil der Nachgiebigkeit in der Richtung der Hängestangenachse. Kommt der Kesseldruck auf die Decke der Flambüchse zur Wirkung, so tritt eine Durchbiegung der Decke und der mit ihr verbundenen Bügelanker nach unten ein; im Zustande der Durchbiegung soll der Bügel durch Aufliegen auf dem Zapfen Z bzw. auf dem Bunde B entlastet werden. Tritt nun aus irgend einem Grunde ein Nachlassen der Deckenbelastung ein, so versuchen die Bügel wieder nach oben zurückzufedern; bei der Ausführung nach der Abb. 42 ist ihnen diese Möglichkeit geboten; die Ausfüh-

nung nach der Abb. 41 stellt dagegen eine in gewissem Sinne starre Verbindung dar, in der sich das Nachlassen der Bügelbelastung

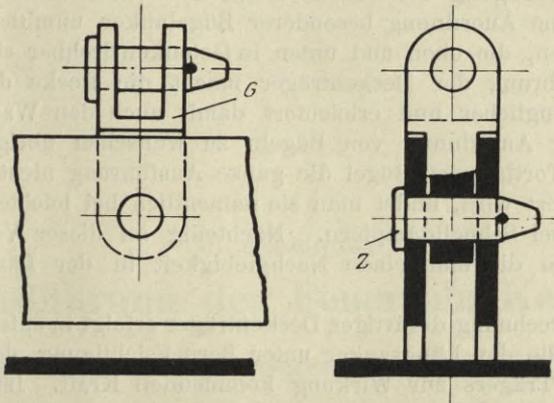


Abb. 41.

als unerwünschte Spannung in den Gelenken und in der Hängestange bemerkbar machen wird. Eine gewisse Federung versucht

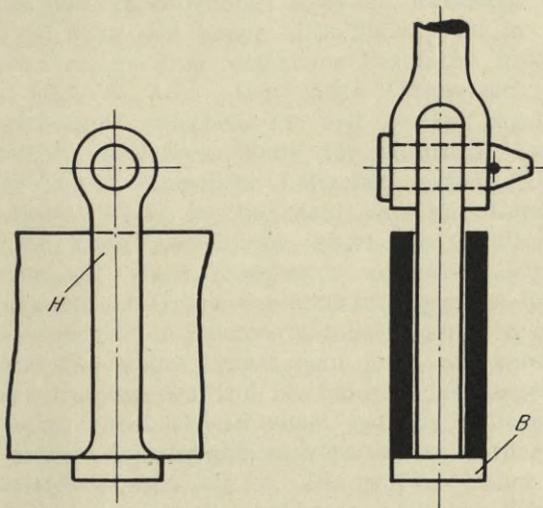


Abb. 42.

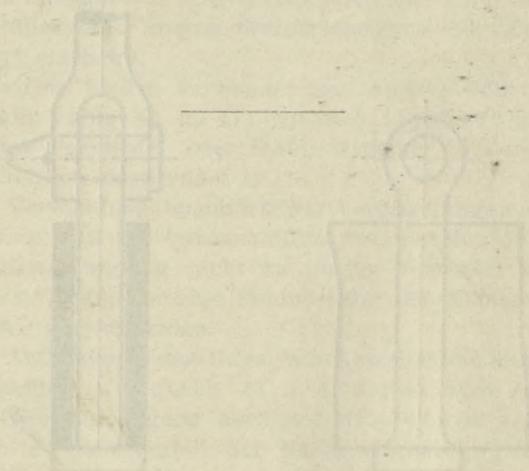
man dadurch in die Verbindung hineinzubringen, daß man das Gelenkstück *G* durch Ausbildung einer Klaue oder eines Steges nach zwei Richtungen beweglich ausführt.

Die Hängestange *H* in der Abb. 42 ist unten mit einem Bunde *B* versehen und oben als Auge ausgebildet, an dem entsprechend wie

in der Abb. 41 die eigentliche Hängestange mittels eines Bolzens drehbar befestigt ist.

Die Aufhängung der Flammbüchse am Kesselmantel erfolgt auch zuweilen ohne Anordnung besonderer Bügelanker unmittelbar durch Hängestangen, die oben und unten in Gelenken drehbar sind (Taf. 7). Diese Ausführung der Deckenträger macht die Decke der Flammbüchse zugänglicher und erleichtert damit auch den Wasserumlauf, der bei der Anordnung von Bügeln zu wünschen übrig läßt. Da durch den Fortfall der Bügel die ganze Ausführung nicht unwesentlich erleichtert wird, findet man sie namentlich bei leichten Anlagen, wie z. B. bei Schnelldampfern. Nachteilig an dieser Verankerung ist wiederum die mangelnde Nachgiebigkeit in der Längsrichtung des Ankers.

Die Berechnung derartiger Deckenträger erfolgt in entsprechender Weise wie die der Längsanker unter Berücksichtigung der auf das Feld eines Trägers zur Wirkung kommenden Kraft. Im Kern des Gewindes und im Träger selbst sind hierbei die von den „Normen“ und Klassifikationsgesellschaften für Anker und Stehbolzen vorgeschriebenen Beanspruchungen zulässig.



6. Abschnitt.

Ausführung der Feuerrohr-Kessel.

I. Ausführung der liegenden Zylinderkessel.

Feuerrohre: Die Verbrennungsräume aller liegenden Zylinderkessel, ob mit rückkehrender oder durchschlagender Flamme, ob Einender oder Doppelender, haben zylindrische Form und werden daher kurz Feuerrohre genannt. Wie bereits bei der Behandlung der Rostfläche ausgeführt wurde, ist es mit Rücksicht auf die wirtschaftliche Bedienung der Feuer nicht üblich, die in einem zylindrischen Verbrennungsraume enthaltene Rostfläche größer als 2 qm auszuführen (vgl. S. 16). Der lichte Querschnitt zylindrischer Feuerrohre schwankt zwischen 0,4 und 0,5 der zugehörigen Rostfläche, wobei die kleineren Werte für natürliche Luftzufuhr, die größeren für starke, künstliche Luftzufuhr gelten. Unter Berücksichtigung dieser Werte ist die Zahl und der Durchmesser der Feuerrohre für jeden Kessel von gegebener Rostfläche bestimmt. Die Zahl der auf einer Kesselseite anzuordnenden Feuerrohre schwankt je nach der Größe der unterzubringenden Rostfläche und je nach den vorliegenden Raumverhältnissen zwischen eins und vier. Mehr als vier Feuerrohre ordnet man nicht auf einer Kesselseite an, weil dann Durchmesser und Blechdicken des Kessels das praktisch verwendbare Maß überschreiten, und das Bedienen der Feuer dann noch größere Schwierigkeiten verursachen würde, als es schon bei vier Feuerrohren der Fall ist. Die größten bisher ausgeführten liegenden Zylinderkessel, die auf den englischen Schnelldampfern „Campania“ und „Lucania“ eingebaut worden sind, haben einen Durchmesser von 5500 mm.

Für den ersten Entwurf eines Kessels liefert die Berücksichtigung des Verhältniswertes des Feuerrohrdurchmessers und Kesseldurchmessers gewisse Anhaltspunkte. Folgende Verhältnisse sind als übliche anzusehen:

Zusammenstellung 20.

Übliche Kesseldurchmesser.

a) Liegende Zylinderkessel mit rückkehrender Flamme:

Zahl der Feuer auf einem Kesselende	Kesseldurchmesser D etwa		Kesseldurchmesser
	von	bis	
2	3 m	4 m	∞ 3,5 × auß. Feuerrohrdurchmesser
3	3,7 m	4,7 m	∞ 4,2 × auß. Feuerrohrdurchmesser
4	4,3 m	5,5 m	∞ 4,5 × auß. Feuerrohrdurchmesser

b) Liegende Zylinderkessel mit durchschlagender Flamme:

Zahl der Feuer	Kesseldurchmesser D etwa		Kesseldurchmesser
	von	bis	
2	2,3 m	2,9 m	∞ 2,6 × auß. Feuerrohrdurchmesser
3	2,8 m	3,5 m	∞ 3,2 × auß. Feuerrohrdurchmesser

Gelangt man bei der Festsetzung der Zahl der Feuerrohre auf Grund der für ein Feuer zulässigen Rostfläche an einen Grenzwert, so daß zwischen einem oder zwei, zwei oder drei, drei oder vier Feuerrohren zu wählen ist, so sind folgende Gesichtspunkte zu berücksichtigen: Für die möglichst vollkommene Verbrennung des Brennstoffes ist es zweckentsprechender, eine gegebene Rostfläche in wenigen, dafür aber geräumigen Verbrennungsräumen anzuordnen, um einer möglichst großen Luftmenge unbehinderten Zugang zu den Feuern zu verschaffen. Die Anordnung einer gleichen Rostfläche in einer geringeren Zahl von Feuerrohren größeren Durchmessers ergibt allerdings gegenüber einer Unterbringung in zahlreicheren Feuerrohren kleineren Durchmessers verhältnismäßig größere Kesseldurchmesser. Das führt, unter Bezugnahme auf die Einheit der Pferdekraft oder der Rostfläche, zu größeren Gewichten und größerem Raumbedarf. Feuerrohre mit großem Durchmesser ergeben außerdem verhältnismäßig große tote Wasserräume. Diese Verschlechterung des Wasserumlaufes macht sich besonders unter den Rohren bemerkbar.

Abgesehen von diesen Bedenken, die eine häufigere Unterteilung der Rostfläche eines Kessels wünschenswert erscheinen lassen,

Tornister-Kessel.

Material: Flußeisen.

$K = 37$ bis 42 kg/qmm.

$p = 6$ atm;

$H = 35$ qm;

$R = 1.17$ qm.

38 Heizrohre, 83 mm äußerer Durchmesser,
4 mm Wanddicke,

24 Ankerrohre, 83 mm äußerer Durchmesser,
8 mm Wanddicke.

Zus. 62 Heizrohre. Material: Schweißeisen.

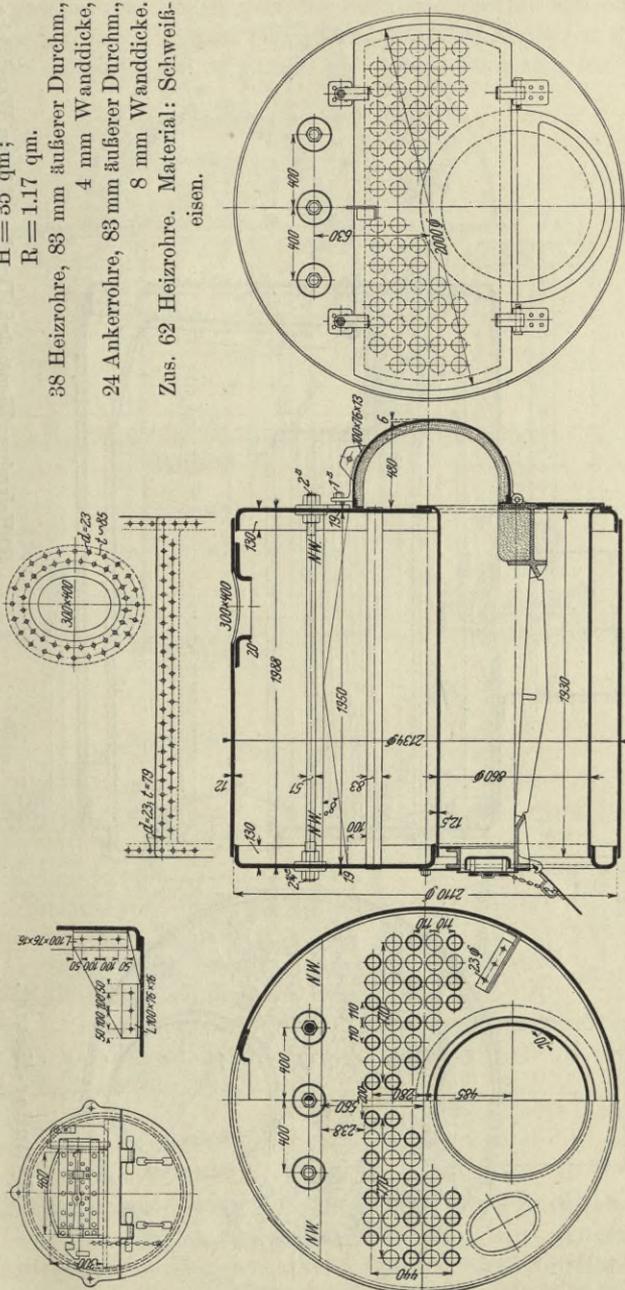


Abb. 43.

sind zuweilen gewisse Anforderungen des Betriebes hierfür ausschlaggebend. Dieser Umstand kommt besonders häufig bei kleineren Fahrzeugen mit nur einem Kessel in Frage, bei denen man sich für eine

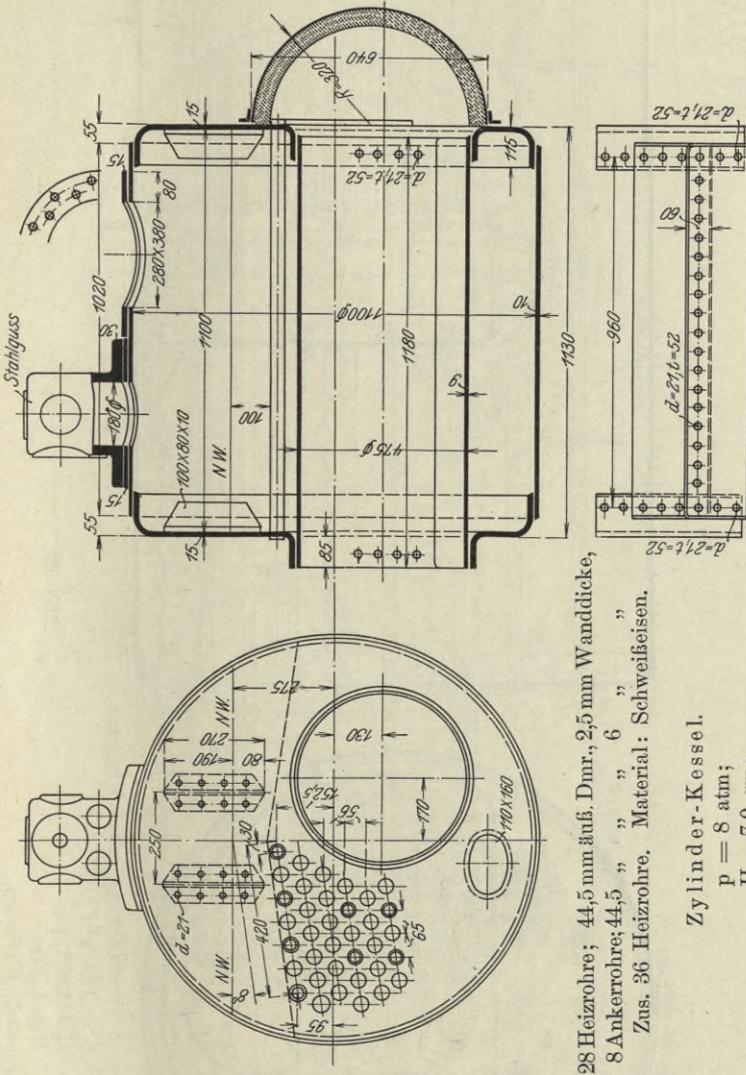


Abb. 45.

28 Heizrohre; 44,5 mm äuf. Dmr., 2,5 mm Wanddicke,
 8 Ankerrohre; 44,5 " " " 6 " "
 Zus. 36 Heizrohre. Material: Schweißisen.

Zylinder-Kessel.

$p = 8$ atm;

$H = 7,0$ qm;

$R = 0,27$ qm.

Material: Flußeisen.

Verteilung der Rostfläche auf ein oder zwei Feuerrohre zu entscheiden hat. Sind zwei Feuerstellen vorhanden, so kann die notwendige Reinigung der Feuer ohne beträchtliche Störung des Betriebes abwechselnd geschehen. Während ein Feuer gereinigt wird, bleibt das

Kessel zum Einbau zweier Feuerrohre, wiewohl ein größeres Rohr wesentlich günstigere Zugverhältnisse liefern würde.

Die Feuerrohre werden, sofern mehr als eins vorhanden sind, ausschließlich gleichmäßig auf die beiden durch die senkrechte Kesselachse gebildeten Hälften der Bodenebene verteilt. Auch bei Kesseln mit einem Feuerrohre liegt der Mittelpunkt in der Regel auf der Kessellotrechten (Abb. 43 und 44). Die in der Abb. 45 wiedergegebene seitliche Anordnung des Feuerrohres und Heizrohrbündels führt man nur bei ganz kleinen Anlagen aus, um eine bessere innere Kesselreinigung und ein bequemerer Feuern in kleinen Fahrzeugen zu ermöglichen.

Flammbüchsen. Die natürliche Fortsetzung der Feuerrohre bilden bei allen liegenden Zylinderkesseln die Flammbüchsen oder Flammkammern, auch Feuerbüchsen oder Feuerkammern genannt. Die ersteren beiden Bezeichnungen sind treffender, da über die Feuerbrücke hinweg die „Flamme“ in diese „Büchse“ oder „Kammer“ hineinschlägt. Bei liegenden Zylinderkesseln mit durchschlagender Flamme wird in der Regel, um den Kesseldurchmesser recht klein zu erhalten, für alle Feuerrohre eine gemeinschaftliche Flammbüchse ausgeführt.

Die Abb. 46 und 47 und die Taf. 1 zeigen ausgeführte Anlagen dieser Art, und zwar die Abb. 46 und 47 den Kessel eines Seitenraddampfers, während der auf der Taf. 1 dargestellte Kessel zum Betriebe eines Schwimmdockes benutzt wird. Die Taf. 1 zeigt den bei neuen Anlagen zuweilen üblichen Einbau kegelförmiger Rohre in die Flammbüchse. Diese Rohre fördern die Verdampfung und den Wasserumlauf und dienen gleichzeitig als Versteifung.

Bei Kesseln mit rückkehrender Flamme werden die Flammbüchsen gewöhnlich voneinander getrennt ausgeführt, so daß jedes Feuerrohr eine besondere Flammbüchse erhält. Der infolge der Trennung entstehende Ausfall an Zugquerschnitt muß durch Vergrößerung der Breite oder Tiefe der Flammbüchsen wieder ersetzt werden. Die Trennung der Flammbüchsen führt zu einer Vergrößerung des Kesseldurchmessers und der Flammbüchsentiefe und damit auch der Kessellänge. Sie führt also zu vergrößerten Abmessungen des ganzen Kessels, mithin auch zu einer Vergrößerung des Gewichtes und Raumbedarfes, bezogen auf die Einheit der Pferdestärke oder Heizfläche. Bei Einendern mit zwei oder drei Feuern führt man in neuerer Zeit die Trennung ohne Ausnahme, bei solchen mit vier Feuern nach Möglichkeit durch, um günstige, voneinander unabhängige Zugverhältnisse zu erreichen. Die Tafeln 2, 3 und 4 zeigen ausgeführte Einender, bei denen jedes Feuerrohr in eine besondere Flammbüchse mündet. Der Kessel mit zwei Feuern ist für einen starken Schlepper ausgeführt worden. Der Kessel mit drei Feuern gehört zur Kesselanlage eines äußerst wirtschaftlich arbeitenden

Frachtdampfers, auf dessen Kesselanlage im folgenden noch mehrfach Bezug genommen werden wird, während der mit vier Feuern für einen der neuesten Schnelldampfer ausgeführt ist. Sämtliche drei Kessel gehören Anlagen an, die in den letzten Jahren entstanden sind.

Bei Einendern mit vier Feuerrohren verzichtet man zuweilen zugunsten einer nicht unerheblichen Ersparnis an Gewicht und Raum auf die Trennung der Flammbüchsen. In diesem Falle ist die Anordnung dreier Flammbüchsen am gebräuchlichsten; bei dieser Ausführung münden die beiden mittleren Feuerrohre in eine gemeinschaftliche mittlere Flammbüchse. Die Taf. 6 zeigt den nach dieser Grundform gebauten Kessel eines der neuesten deutschen Schnell-dampfer, bei dem man gleichzeitig versucht hat, die Ersparnis an Gewicht und Raum mit der Möglichkeit einer geringen gegenseitigen Beeinflussung der Feuer zu vereinigen. Zu diesem Zwecke hat man in der mittleren Flammbüchse eine teilweise hochgeführte Zwischenwand angeordnet und so bis zu einem gewissen Grade der gegenseitigen Behinderung der in eine Flammbüchse zusammengeführten Feuer beim Feuerreinigen vorgebeugt. Weniger üblich und in neuerer Zeit selten angewendet ist die Ausführung, bei der die beiden auf einer Kesselhälfte liegenden Feuerrohre in eine gemeinsame Flammbüchse münden. Die gegenseitige schädliche Beeinflussung der beiden durch die Flammbüchse verbundenen Feuer beim Feuerreinigen macht sich bei dieser Anordnung in verstärktem Maße geltend. Unbedingt erforderlich ist die Teilung der Flammbüchse nach der Zahl der nebeneinanderliegenden Feuerrohre, wenigstens durch eine aufgemauerte Zwischenwand, bei Verwendung künstlicher Luftzufuhr, da die Druckluft bei ungetrennten Feuerrohren die Flamme durch die gemeinsame Flammbüchse in das zu reinigende Feuer hineintreiben würde.

Bei Doppelendern ist es ebenfalls meistens üblich, die Flammbüchsen nebeneinanderliegender Feuerrohre zu trennen, dagegen diejenigen gegenüberliegender Feuerrohre zu vereinigen. Bei dieser Anordnung erhalten die Flammbüchsen eine aus feuerfesten Steinen aufgemauerte Querwand, die bei natürlicher Luftzufuhr etwa bis zur Mitte des Rohrbündels reicht, bei künstlicher Luftzufuhr vielfach bis zur Flammbüchsendecke hochgeführt wird. Bei allen Doppelendern mit je zwei oder drei Feuerrohren an jedem Ende wird diese Anordnung in neuerer Zeit fast ausschließlich durchgeführt; auch bei denen mit je vier Feuerrohren an jedem Ende ist sie sehr gebräuchlich. Die Tafeln 8 u. 9 zeigen zwei Doppelender dieser Art, die ausgeführten Kesselanlagen zweier Fracht- und Passagierdampfer entnommen sind. Die Taf. 5 zeigt einen solchen, der zusammen mit dem auf der Taf. 4 wiedergegebenen Einender einer Schnell-dampferanlage angehört.

Neben dieser meist verbreiteten Anordnung der Feuerbüchsen findet man bei Doppelendern mit je vier Feuern an jedem Ende

auch häufig die, bei der außerdem noch je zwei nebeneinanderliegende Flambbüchsen vereinigt werden, so daß dann insgesamt vier Feuerrohre in eine einzige Flambbüchse münden. Namentlich führt man dann die Vereinigung der beiden mittleren Flambbüchsen aus, wie z. B. bei dem Kessel auf der Taf. 7, der mit dem auf der Taf. 6 veranschaulichten Einender zur Kesselanlage eines Schnelldampfers gehört. Durch teilweise Hochführung von Zwischenwänden versucht man auch hier der gegenseitigen nachteiligen Beeinflussung der beiden mittleren Feuer nach Möglichkeit vorzubeugen.

Von den im vorstehenden erwähnten Kesseln arbeiten die auf den Tafeln 3 u. 9 wiedergegebenen mit künstlicher Luftzufuhr, die auf den Tafeln 1, 2, 4 bis 8 dargestellten mit natürlicher Luftzufuhr.

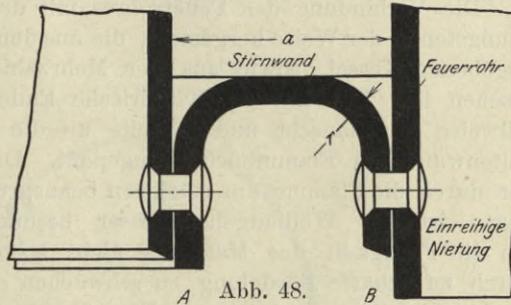
Wie hoch man die Unabhängigkeit jedes einzelnen Feuers und damit die Betriebssicherheit der ganzen Anlage einschätzt, zeigen die neuesten Ausführungen von Doppelendern mit acht Feuern auf dem englischen Turbinen-Schnelldampfer „Lusitania“. Hier ist man, hauptsächlich wohl mit Rücksicht auf die Verwendung künstlichen Zuges, zu der ohne Frage für das Feuerreinigen und für die Zugverhältnisse günstigsten Anordnung einer besonderen Flambbüchse für jedes Feuerrohr übergegangen. Werden auch durch die doppelten Hinterwände der Flambbüchse das Gewicht und die Baulänge des Kessels an sich größer, so wird gerade mit diesen Hinterwänden eine so wirksame direkte Heizfläche gewonnen, daß die hier herrschende lebhafte Verdampfung bei Berücksichtigung der gesamten Kesselanlage einen Ausgleich des Mehraufwandes an Gewicht und Baulänge herbeiführt.

Anordnung der Feuerrohre. Um den Kesseldurchmesser nach Möglichkeit zu beschränken, rückt man die Feuerrohre mit ihren vorderen zylindrischen Enden so nahe aneinander, wie es die Ausführung der Nietung an der engsten Stelle gestattet. Hierfür ist ein lichter Abstand a (Abb. 48) von 140 bis 160 mm innezuhalten. Für die Umflansung genügt ein Halbmesser $r = 45$ bis 50 mm.

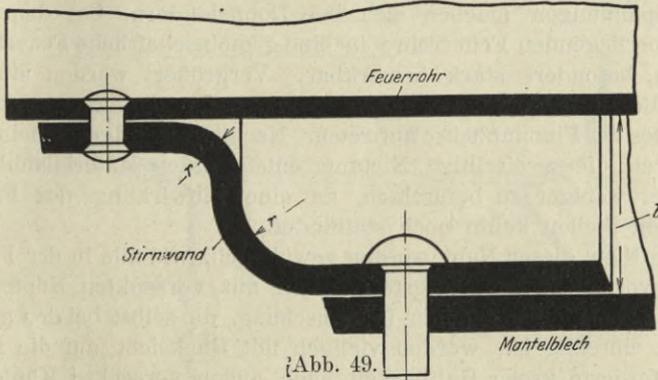
Die Stirnwand wird zur Aufnahme des Feuerrohres in der Regel nach außen umgefianscht. Eine Umflansung nach innen, wodurch an Baulänge des Kessels gespart und eine zweite Stemmaht gewonnen wird, kommt nur noch bei kleinen Anlagen zur Ausführung (Abb. 43); da die Rundnaht hierbei fast gänzlich der Beobachtung entzogen wird, ist diese Verbindung wenig zu empfehlen. In diesem Falle ist das Maß a entsprechend größer zu wählen, um die Niete von innen durchstecken zu können.

Die Rundnähte der Feuerrohre an der Verbindungsstelle mit der Stirnwand werden, selbst bei Kesseln von den größten Abmessungen, stets einreihig genietet. Die vordere Endigung der Stirnwand und des Feuerrohres wird entweder so ausgeführt, daß die Stirnwand vorsteht und das Feuerrohr zurücktritt (Abb. 48A) oder umgekehrt (Abb. 48B).

Zuweilen schneiden auch beide Kanten glatt gegeneinander ab. Bei der Ausführung nach der Abb. 48 A wird das Feuerrohr gegen die Stirnwand gestemmt. Da das Feuerrohr in der Regel dünner ist, besteht die Gefahr, daß es sich hierbei abhebt. Die Ausführung nach der Abb. 48 B ist daher empfehlenswerter (Taf. 3). Zuweilen läßt man das Feuerrohr noch weiter vorstehen und ermöglicht, indem man gleichzeitig die Zarge der



Feuertür etwas zurücktreten läßt, eine ständige Beobachtung der Stemmnaht. — In ähnlicher Weise hat man das Maß für die Entfernung der Feuerrohre von dem Kesselmantel festzusetzen (Abb. 49). Das lichte Maß b zwischen Feuerrohr und Mantel muß an der engsten Stelle gerade noch das Einführen des Nietes der Rundnaht von innen



gestatten. Je nach der Nietlänge schwankt das Maß b von 115 bis 140 mm. Wenn eine Verringerung des Kesseldurchmessers dringend gewünscht wird, so kann man durch Anwendung von Nieten mit versenkten Köpfen, deren Länge geringer ist, b bis auf 110 mm und gegebenen Falles noch weiter verkleinern. Üblich sind hier aber Niete mit Halbrundköpfen.

Der Durchmesser der Umflansung für das Feuerrohr in der Stirnwand ist von dem des zylindrischen Teiles des Feuerrohres abhängig. Gewöhnlich führt man den Durchmesser des zylindrischen Teiles 10 mm größer aus als den äußeren Durchmesser des Feuerrohres, um dieses bequem aus- und einbringen zu können. Ein Einziehen auf den inneren Durchmesser (Taf. 6 u. 7) ist nicht zu emp-

fehlen. Der schon durch die Feuerzarge verengte lichte Querschnitt des Feuerrohres wird dadurch noch weiter verringert, und die Zugverhältnisse dementsprechend verschlechtert.

Die Verbindung des Feuerrohres mit der Flammbüchse wird am häufigsten in der Weise hergestellt, die aus dem auf der Taf. 3 wiedergegebenen Kessel, sowie aus der Mehrzahl der übrigen Kessel zu ersehen ist. Das hintere zylindrische Ende des Feuerrohres wird teilweise umgefianscht und so teils an die Rohrwand, teils an die Seitenwand der Flammbüchse angepaßt. Da diese Verbindung an der durch die Flamme am stärksten beanspruchten Stelle des Kessels liegt, ist der Wölbungshalbmesser besonders groß zu wählen, um die Festigkeit des Materials nicht schon bei der Herstellung durch zu scharfe Bördelung zu schwächen und eine gute federnde Nachgiebigkeit zu erreichen. Ein gangbares Maß ist $r = 80$ mm (Abb. 50). Bei größeren Kesseln und höheren Drücken pflegt man die Verbindungsnaht des Feuerrohres mit der Seitenwand der Flammbüchse zweireihig zu nieten (Taf. 3). Man tut dies hauptsächlich, um die infolge der geringeren Erwärmung des unteren Teiles des Feuerrohres in der Naht auftretenden Spannungen aufzunehmen. Diese Spannungen machen sich bei Doppelendern, bei denen die gegenüberliegenden Feuerrohre in eine gemeinschaftliche Feuerbüchse münden, besonders stark bemerkbar. Vergrößert werden sie noch durch die Durchbiegungen, die als Folge des nach unten wirkenden Gewichtes der Flammbüchse auftreten. Nachteilige Folgeerscheinungen der durch die zweireihige Nietung entstehenden Materialanhäufung sind hier weniger zu befürchten, da eine Einwirkung der Flamme an diesen Stellen kaum noch stattfindet.

Die Niete dieser Naht werden gewöhnlich, wie alle in der Flammbüchse vorhandenen, wenigstens innen mit versenkten Köpfen ausgeführt. Für die Nietung der Umflanschung, die selbst bei den größten Kesseln einreihig ist, werden vielfach mit Rücksicht auf die gerade hier geforderte große Haltbarkeit auch außen versenkte Köpfe verwandt. Der Flansch des Feuerrohres sollte, wenn irgend möglich, innerhalb der Flammbüchse liegen (Abb. 51). Damit entzieht man die Stemmnaht der Einwirkung der Stichflamme und trägt zur Vermeidung von Leckagen bei.

Bei herausziehbaren Feuerrohren ist man gezwungen den Flansch nach außen zu legen (Abb. 46). Auf Unzuträglichkeiten, die sich im Betriebe hinsichtlich des Dichthaltens der Stemmnaht ergeben, ist es wohl zurückzuführen, daß man auf den Vorteil einer nachträglich möglichen Auswechslung der Feuerrohre zugunsten der Haltbarkeit der Nietnaht in der Regel verzichtet.

Die Ansichten über die Vorteile und Nachteile der herausziehbaren Rohre sind sehr geteilt. So haben z. B. sämtliche 25 Kessel

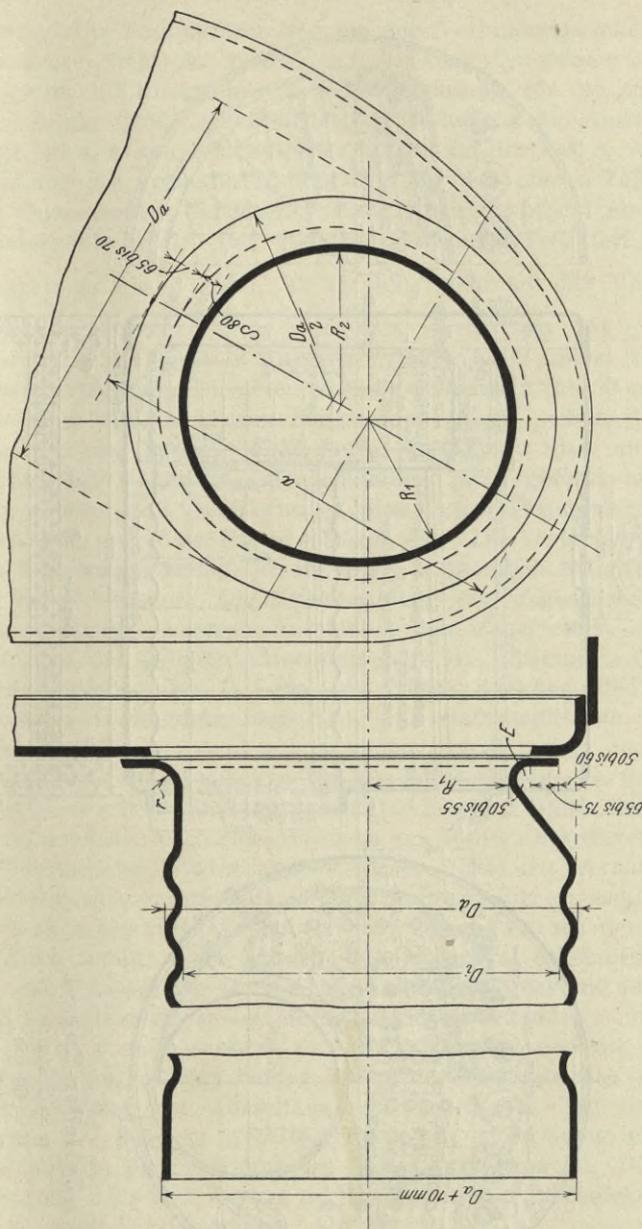


Abb. 50.

des englischen Schnelldampfers „Lusitania“ wiederum herausziehbare Feuerrohre. Eine derartige Ausführung der Feuerrohre zeigen die Abb. 46 u. 47 und die Taf. 8. Bei dieser Bauart ist eine Ver-

minderung des Zugquerschnittes an der Verbindungsstelle mit der Flammbüchse nicht zu vermeiden. Da der Querschnitt über der Feuerbrücke mit Rücksicht auf seine Bedeutung für die Zugverhältnisse in seiner Größe erhalten bleiben sollte, ist die Ausführung in den Abb. 46 u. 47 empfehlenswerter als die auf der Taf. 8, weil durch Verwendung des größeren Halbmessers für den oberen Teil des verengten Querschnittes der Ausfall an Zugquerschnitt auf ein Mindestmaß beschränkt wird. Der obere umgefianschte Teil darf in keiner Richtung mehr als $\frac{D_a}{2}$ (Abb. 50) messen, während das Maß in der Richtung der Achse $a > D_a$ sein darf, weil man das Rohr beim Herausnehmen zunächst in die Einschnürung bei E sinken läßt, um es dann herauszukippen. Die üblichen Maße sind in der Abb. 50 angegeben.

Bei den herausziehbaren Feuerrohren haben sich nach verhältnismäßig kurzer Betriebsdauer häufig bedeutende Risse an der Einschnürung bei E gezeigt, die schließlich dazu geführt haben, daß man in neuerer Zeit Ausführungen dieser Art vermeidet.

Anordnung der Flammbüchsen. Die Verbindung der einzelnen Wandungen erfolgt in der Regel, namentlich bei größeren Anlagen, durch Nietung. Die Nietanordnung ist, abgesehen von dem vorher erwähnten unteren Anschlusse des Feuerrohres, selbst bei Kesseln von den größten Abmessungen (z. B. „Lusitania“) fast immer einreihig (Tafeln 4 bis 7). Bei den früher üblichen niedrigen Arbeitsdrücken verwendete man Niete mit Halbrundköpfen. Bei den heutigen Drücken verwendet man vielfach nicht nur in der Flanschnaht des Feuerrohres, sondern für alle Nietverbindungen der Flammbüchsen Niete mit beiderseitig versenkten Köpfen. Diese ziehen besser an und lassen sich besonders innen an den Kanten besser verstemmen. Das hydraulische Niederstauchen dieser Niete mit verhältnismäßig kleinem Durchmesser und mit ein- oder gar zweiseitig versenkten Köpfen hat sich nicht bewährt. Es haben sich hierbei zwischen den einzelnen Nietlöchern häufig Risse gezeigt, die aller Wahrscheinlichkeit nach durch einen übermäßig starken hydraulischen Druck und das dadurch erfolgte Auseinanderpressen der Nietlöcher entstanden sind.

Hier ist noch besonders zu berücksichtigen, daß die Nietnähte, die den Mantel mit den beiden Böden der Flammbüchse verbinden, in der Richtung der Kessellängsachse auch auf Zug beansprucht werden. Bei höheren Arbeitsdrücken hat sich häufig eine Überanstrengung in diesen Nietnähten bemerkbar gemacht. Diese Überanstrengung läßt sich daraus erklären, daß die Blechdicke, die gewöhnlich nach der Gleichung

$$s = C \cdot \sqrt{p \cdot (a^2 + b^2)} + c$$

berechnet wird, ungefähr im Verhältnisse der Wurzel aus dem Arbeitsdrucke ansteigt, während die Beanspruchung der Bleche im einfachen

Verhältnisse des Arbeitsdruckes wächst. Bei höheren Drücken genügt also die Blechdicke nach der üblichen Berechnung nicht mehr, sie ist um etwa 1 bis 3 mm zu verstärken, um die auftretende Zugbeanspruchung in zulässigen Grenzen zu erhalten.

Diesen starken Zugbeanspruchungen bei höheren Drücken begegnet man auch dadurch, daß die Rundnähte der Flambbüchse, hinten und vorn, so weit zweireihig ausgeführt werden, wie diese Nähte unten in der Flambbüchse durch die Aufmauerung geschützt sind. Schließlich sucht man die allzugroße Zugbeanspruchung der Flambbüchsennähte dadurch zu vermeiden, daß zwischen den einzelnen Flambbüchsen mehrere, von Stirnwand zu Stirnwand reichende Längsanker angeordnet werden.

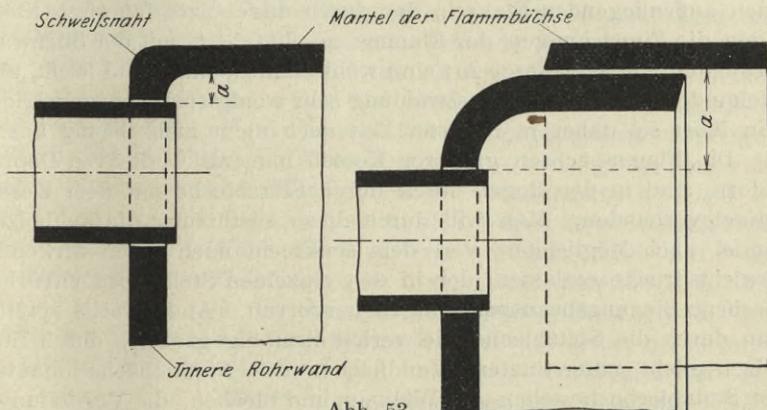
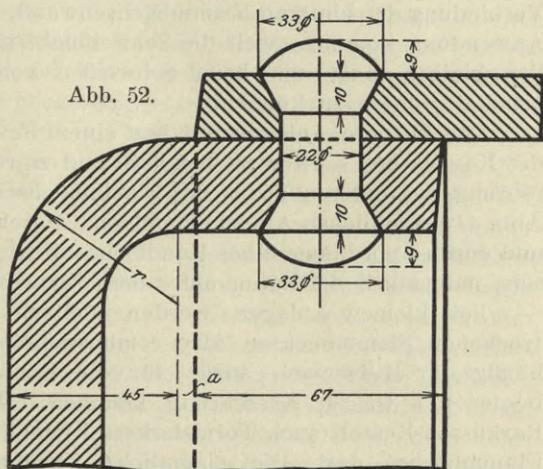
Der Mantel der Flambbüchse sollte aus möglichst wenigen Blechen bestehen. Nähte in seinem unteren Teile, d. h. im Bereiche der Feuerrohre, sollte man vermeiden, weil ein Nachstemmen an diesen Stellen Schwierigkeiten verursacht. Die von den Walzwerken gesetzten Grenzmaße genügen, um selbst bei den größten Kesseln den Mantel aus zwei Blechen herstellen zu können. In diesem Falle empfiehlt es sich, die beiden Nähte nach oben, d. h. in die Nähe der Flambbüchsendecke, etwa zwischen die erste und zweite Stehholzenreihe zu legen (Taf. 9). Die Stemmnäht der innerhalb der Flambbüchse liegenden Überlappung sollte nach unten weisen, damit man beim Verstemmen genügend zum Schläge mit dem Hammer ausholen kann. Allerdings ist sie in diesem Falle stärker den Einwirkungen der Flamme ausgesetzt, als wenn das untere Blech nach innen abgebogen ist. Die Anordnung der Überlappung in der Krümmung, die der Kessel (Taf. 8) zeigt, erschwert das gute Anliegen der Bleche und ein nachträgliches Verstemmen der außen liegenden Stemmnäht. Verwendet man für das untere Stück des Flambbüchsenmantels stärkere Bleche, was man zuweilen mit Rücksicht auf die hier stärker auftretende Abrostung zu tun pflegt, so sollte man auch hier die Zweiteilung des Mantelbleches innehalten, die bei der Flambbüchse des Kessels (Taf. 3) im Gegensatz zum Kessel (Taf. 8) durchgeführt ist. Bei der ersteren Ausführung ist außerdem die Anordnung der Stemmnähte wesentlich günstiger.

Die Abrundungen der oberen Ecken der Flambbüchse sollten in möglichst großen Halbmessern erfolgen, weil dadurch das sorgfältige Zusammenfügen der Einzelteile erleichtert wird. Ein gangbarer Wert für den nach der Mantelseite liegenden Halbmesser ist $r = 150$ mm, für den inneren $r = 80$ bis 85 mm. Für die Bördelungen der Vorder- und Hinterwand ist ein Halbmesser von $r = 40$ bis 45 mm üblich. Die Abb. 52 zeigt einen Teil des Längsschnittes durch die Flambbüchse der auf den Tafeln 6 u. 7 wiedergegebenen Kessel. Gegenüber der wirklichen Ausführung ist noch

das Maß $a = 5$ bis 10 mm eingeschoben, um das man zweckentsprechender Weise das Mantelblech von der Krümmung zurücktreten läßt, um beim Verstemmen ein gutes Aufliegen zu erzielen.

Die Verbindung der inneren Rohrwand mit dem Feuerrohre und dem Flambbüchsenmantel erfolgt besonders bei kleineren Flußschiffskesseln vielfach auch durch Schweißen (Abb. 44). Das Verschweißen des Feuerrohres mit der Rohrwand geschah früher unmittelbar in der Ecke, hatte aber im Betriebe häufig Risse zur Folge, so daß man bald dazu überging, die Rohrwand

zunächst nach dem Feuerrohre umzubördeln und dann erst mit dieser zu verschweißen. In der Abb. 44 ist die bei dieser bewährten Ausführung entstehende Schweißnaht gekennzeichnet. Das Verschweißen des Flambbüchsenmantels mit der Rohrwand geschieht ohne Nach-



teile in der Ecke. Da hierbei im Gegensatz zur Vernietung der umgebördelte Flansch der Rohrwand fortfällt, kann man mit den äußersten Reihen der Heizrohre näher an den Flambbüchsenmantel heranrücken und bei sonst gleichen Abmessungen mehr Heizrohre und damit mehr Heizfläche in demselben Kessel unterbringen. Während

man bei Anwendung einer Vernietung ein Mindestmaß $a = 50$ bis 60 mm innehalten muß, kann man bei eingeschweißten Rohrwänden bis auf 15 mm heruntergehen (Abb. 53). Die Schweißung darf niemals bei der Verbindung der hinteren Flammbüchsenwand, der Stehbolzenwand, zur Anwendung kommen, weil die Schweißnaht stets beiderseitig zugänglich bleiben muß, um beim Schweißen von innen und außen bearbeitet werden zu können.

Für kleinere Anlagen mit nur einem Feuerrohre, die vom Innern des Kessels aus schwer zu befahren und zu reinigen sind, ist die Ausführung des unteren Teiles des Flammbüchsenmantels in der aus der Abb. 44 ersichtlichen Art zu empfehlen. Durch Hochziehen des Bodens und durch Anordnung eines Handloches wird der untere Teil des Kessels, namentlich der Raum unter dem Feuerrohre, leichter zugänglich.

Bei kleinen Anlagen werden vielfach noch die sogenannten trockenen Flammbüchsen (dry combustion-chamber) angewandt, die häufig für Hilfskessel, sowie für die Kessel von Barkassen, Beibooten u. s. w. zur Ausführung kommen. Die Abb. 43 stellt einen Barkassen-Kessel (auch Tornisterkessel genannt) mit einer derartigen Flammbüchse dar. Die eigentliche Flammbüchse bildet ein aus Blechen und Winkeln zusammengebauter, innen mit feuerfesten Steinen ausgemauerter Halbzylinder, der unten in Scharnieren drehbar ist und den oberen Teil des Feuerrohres mit dem Heizrohrbündel verbindet. Mit Hilfe mehrerer Bolzen und kurzer Winkelstücke wird er oben gegen die Stirnwand gepreßt. Das Feuerrohr wird durch einen außenliegenden Flansch, der durch angebolzte feuerfeste Steine gegen die Einwirkungen der Flamme geschützt ist, mit der Stirnwand verbunden. Kessel dieser Art sind wohl einfach, billig und leicht, aber infolge der großen Wärmeausstrahlung sehr wenig sparsam im Betriebe. Man führt sie daher in neuester Zeit auch nicht mehr häufig aus.

Die Flammbüchsen größerer Kessel, namentlich die von Doppelendern, sind in der Regel unten durch Stützbleche mit dem Kesselmantel verbunden. Man will durch diese Abstützung die Stehbolzenbündel nach Möglichkeit von dem senkrecht nach unten wirkenden Gewichtsdrucke entlasten, der in den einzelnen Stehbolzen unvorhergesehene Biegebungsbeanspruchungen hervorruft. Andererseits versteift man durch die Stützbleche die verhältnismäßig großen, durch Stehbolzen nicht unterstützten Wandflächen des Flammbüchsenmantels. Die Stützbleche bestehen aus Winkeln und Blechen, die Versteifungen aus Winkeln oder T-Eisen (Taf. 4 u. 5). Unterstützt man den unteren Teil des Flammbüchsenmantels nicht durch besondere Versteifungen, so muß man in diesem Teile eine entsprechend größere Blechdicke ausführen (Taf. 3). Bei der Anordnung der Versteifungen und Stützbleche ist darauf zu achten, daß die Befahrbarkeit des Kessels möglichst wenig beeinträchtigt wird.

Mit Rücksicht auf die Zugänglichkeit bei der Reinigung empfiehlt es sich für den ersten Entwurf eines Kessels folgende Maße innezuhalten: Der lichte Abstand der seitlichen Wandungen zweier nebeneinanderliegender Flambbüchsen sollte etwa 120 mm bei kleineren und etwa 150 mm bei größeren Kesseln, die Entfernung der hinteren Flambbüchsenwand von der Stirnwand bei Einendern etwa 200 bis 300 mm betragen. Man pflegt das letztere Maß nach oben hin etwas zu vergrößern, d. h. die hintere Flambbüchsenwand oben etwas einzuziehen, um das Aufsteigen der Dampfbläschen zu erleichtern.

Heizrohre. Die Heizrohre werden teils aus Schweiß Eisen, teils aus Flußeisen hergestellt. Während bis vor wenigen Jahren patentgeschweißte, schweißeiserner Rohre vorherrschten, verwendet man heute bei Neubauten in der Regel nahtlos gezogene, flußeiserner Rohre. Dem Schweiß Eisen gab man früher den Vorzug, weil man annahm, daß das Vernieten der Rohre in der Rohrwand bei Schweiß Eisen leichter durchzuführen wäre als bei Flußeisen. Diese Bedenken gegenüber Flußeisen haben sich jedoch nicht als stichhaltig erwiesen.

Neben der heute allgemein üblichen glatten Form der Rohre bringen die Mannesmann-Werke neuerdings Heizrohre in den Handel, die nach Art der Fox-Feuerrohre eine gewellte Oberfläche haben. Die Wellen verlaufen jedoch nicht senkrecht zur Rohrachse, sondern winden sich schraubenförmig um dieselbe herum. Mit dieser Formgebung sollen verschiedene Vorteile verknüpft sein: Als Mangel der glatten Heizrohre wird ihre geringe federnde Nachgiebigkeit empfunden. Während die Verbindung zwischen den Flambbüchsen und der Stirnwand unten durch das gut federnde Feuerrohr hergestellt wird, bildet das Heizrohrbündel im oberen Teile eine verhältnismäßig starre Verbindung. Den Materialdehnungen und -Zusammenziehungen, die infolge der beträchtlichen Temperaturschwankungen gerade in diesem Teile des Kessels auftreten, vermag das Feuerrohr infolge seiner federnden Nachgiebigkeit verhältnismäßig leicht zu folgen; die Heizrohre dagegen passen sich wegen ihrer mangelhaften Nachgiebigkeit nur schwer diesen Materialbewegungen an. Als Folge der ungleichmäßigen Dehnungen im oberen und unteren Teile entstehen Spannungen, die zu einer Lockerung der Heizrohre in den Rohrwänden führen und Leckagen herbeiführen, die selbst bei neueren Kesseln zu den im Betriebe am häufigsten vorkommenden gehören. Durch die wellenförmige Gestaltung der Heizrohre erhält das Heizrohrbündel eine ähnliche federnde Nachgiebigkeit wie das Feuerrohr. Die Materialspannungen werden hierdurch ausgeglichen, und die Rohrverbindungen von unvorhergesehenen Beanspruchungen entlastet. — In der Tat hat sich bei Versuchen, die man im Schiffskesselbetriebe mit derartigen Rohren angestellt hat, ergeben, daß Leckagen in den Rohrwänden seltener als bei glatten Rohren auftreten.

Gleichzeitig hat sich herausgestellt, daß ein mit gewellten Heizrohren ausgerüsteter Kessel 4,15% weniger Kohle verbraucht, als ein denselben Betriebsbedingungen unterworfenen, gleich großer Kessel mit glatten Heizrohren. Diese Ersparnis an Heizmaterial ist wohl darauf zurückzuführen, daß die Heizgase durch die schraubenförmige Gestaltung des Heizrohres in eine wirbelnde Bewegung versetzt werden, die sie zwingt, langsamer an der Wandung entlangzustreichen und so eine größere Wärmemenge an das umgebende Wasser abzugeben. — Außerdem ergeben die gewellten Heizrohre bei sonst gleichen Raumverhältnissen eine etwas größere Heizfläche als die glatten Rohre.

Gegen die gewellten Rohre macht man geltend, daß sich in den Wellentälern innen Ablagerungen von Flugasche, außen solche von Kesselstein bilden können. Hinsichtlich der befürchteten Ablagerungen von Flugasche hat sich bei Versuchen ergeben, daß die Rohre infolge der Wirbelwirkung der Heizgase nahezu rein gefegt werden. Außen machten sich auch keine außergewöhnlichen Ablagerungen von Kesselstein bemerkbar.

Es bleibt abzuwarten, ob die gewellten Heizrohre im Dampfkesselbetriebe die fraglos zu ihren Gunsten sprechenden Vorzüge behaupten werden.

Die Heizrohre werden gewöhnlich in senkrechten und wagerechten Reihen angeordnet. Früher verteilte man die einzelnen Heizrohre vielfach zickzackförmig, indem man je zwei nebeneinanderliegende senkrechte Rohrreihen gegeneinander verschob und näher aneinanderrückte. Diese Anordnung ist heute noch die gebräuchlichste für Lokomotivkessel (Taf. 10). Sie bietet den Vorteil, daß man durch das Aneinanderrücken der senkrechten Reihen ungefähr 10% an Heizfläche gewinnt. Trotzdem sollte man bei Schiffskesseln von dieser Ausführung absehen, weil sie das Aufsteigen der Dampfbläschen und die äußere Reinigung der Rohre erschwert. In den seitlichen Flammbüchsen haben die sonst wagerechten Reihen fast stets die Neigung von 4° , bei der der gesetzlich festgesetzte niedrigste Wasserstand gewahrt sein muß, um den vorhandenen Raum nach Möglichkeit für die Unterbringung der Heizfläche auszunutzen. Bei querschiffs stehenden Kesseln (Abb. 43) behält man die wagerechte Anordnung der Heizfläche bei, weil hier die Neigungsebenen des niedrigsten Wasserstandes in die Längsrichtung des Kessels fallen. Da bei den mittleren Flammbüchsen längsschiffs aufgestellter Kessel eine Neigung der wagerechten Rohrmittellinien nur verhältnismäßig geringe Vorteile für die Raumausnutzung bietet, sieht man in der Regel hiervon ab und ordnet die Rohre des mittleren Bündels in wagerechten Reihen an (Taf. 3 u. 9).

Eine Neigung auch in den mittleren Heizrohbündeln findet man bei Kesseln, die besonders leichten Gesamtanlagen angehören, bei

denen auch kleinere Raumvorteile ins Gewicht fallen. Die Tafeln 4 bis 7, die Schnelldampferkessel wiedergeben, zeigen diese Anordnung.

Die einzelnen Rohrbündel rückt man so dicht wie möglich aneinander, einmal, um den erforderlichen Kesselraum auf ein Mindestmaß zu beschränken, dann aber auch, um in den Rohrwänden größere freitragende, d. h. durch Verankerungen nicht versteifte Wandflächen nach Möglichkeit zu beschränken. Ein kleinster Wert für die lichte Entfernung zwischen den begrenzenden Rohrreihen zweier nebeneinanderliegender Rohrbündel muß innegehalten werden, damit der Kessel zwecks Reinigung zwischen den Rohrbündeln befahren werden kann. Ein lichter Abstand der begrenzenden Rohre von 260 mm genügt, um den Raum zwischen den Rohrbündeln befahren zu können.

Zusammenstellung 21.

Abmessungen für glatte Heizrohre und Ankerrohre.

Äußerer Heizrohr- durchmesser in		Mittlere Wanddicke in mm bei		Stegbreite in mm		Entfernung von Mitte zu Mitte Rohr in mm	
" engl.	mm	glatten Heiz- rohren	Anker- rohren	von	bis	von	bis
1 ³ / ₄	45	2,5	6,5	20	22	65	67
2	51	2,5 bis 3	6,5	21	23	72	74
2 ¹ / ₄	57	3	7	22	24	79	81
2 ¹ / ₂	64	3 bis 3,5	7,5	23	25	87	89
2 ³ / ₄	70	3,5	8	24	26	94	95
3	76	3,5 bis 4	8	25	27	101	103
3 ¹ / ₄	83	4	8	26	28	109	111
3 ¹ / ₂	89	4	8	27	29	116	118

Die Zusammenstellung 21 gibt neben den üblichen Wanddicken der glatten Rohre und Ankerrohre Werte für die Entfernung von Mitte zu Mitte Rohr, bei denen noch genügender Spielraum für eine äußere Reinigung der Rohre und eine genügende Stegbreite in der Rohrwand zwischen zwei aufeinanderfolgenden Rohren vorhanden ist. Selten verwendet werden die kleinsten und die größten Rohrdurchmesser; die ersteren, weil ihre Reinigung und ihre Zugverhältnisse zu wünschen übrig lassen, die letzteren, weil sich mit der Wahl größerer Heizrohrdurchmesser die unterzubringende Heizfläche bei gleichbleibender Rohrwandfläche verringert. Gute Zugverhältnisse und günstige Bedingungen für die Unterbringung einer gegebenen Heizfläche erreicht man bei Verwendung der mittleren

Durchmesser. Am gebräuchlichsten sind Durchmesser von 70 mm bei kleineren Kesseln mit natürlicher Luftzufuhr, von 76 mm bei größeren Kesseln mit künstlicher, und von 83 mm bei solchen mit natürlicher Luftzufuhr.

Die gewöhnlichen bzw. glatten Heizrohre befestigt man in der Rohrwand durch Einwalzen; in diesem Falle läßt man das Rohr un-

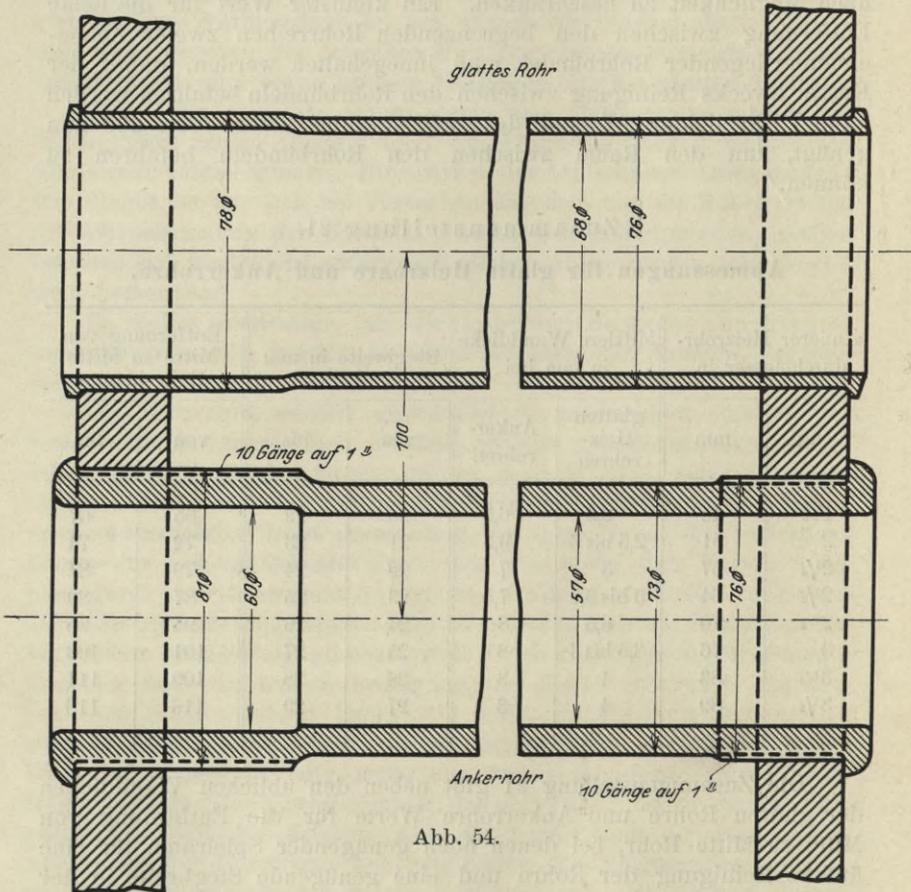


Abb. 54.

gefähr 5 mm vorstehen. Die umfangreiche Anwendung der künstlichen Luftzufuhr hat zu einer beträchtlichen Steigerung der Temperaturunterschiede im Kessel geführt, als deren Folge sich auch verstärkte Zusammenziehungen und Dehnungen der Heizrohre bemerkbar machen. Der Betrieb mit künstlicher Luftzufuhr hat häufig dazu geführt, daß sich einfach eingewalzte Rohre in der Rohrwand lockerten. Um dem zu begegnen, pflegt man in neuerer Zeit für diese Betriebs-

verhältnisse die gewöhnlichen Heizrohre wie die Ankerrohre umzubördeln (Abb. 54). Um die Rohre bequem in beide Rohrwände einführen zu können, bohrt man das Loch in der vorderen Wand um etwa 2 mm im Durchmesser größer als in der hinteren Wand. Die Rohre werden dementsprechend an einem Ende etwas aufgeweitet.

Die Ankerrohre werden gewöhnlich mit Gewinde in die Rohrwand eingesetzt und vernietet oder, wie man zu sagen pflegt, umgebördelt. Früher versah man vielfach die Ankerrohre mit Muttern. Diese Art der Befestigung hat man aufgegeben, weil sie sich im Betriebe nicht bewährt hat. Bei höheren Betriebsdrücken und damit auch höheren Temperaturen führte die durch die Anordnung der Mutter hervorgerufene Materialanhäufung vielfach zu einem Erglühen des Materials, wodurch Lockerungen der Rohrverbindungen und Leckagen hervorgerufen wurden.

Um die Ankerrohre bequem in beide Rohrwände einschrauben zu können, wird der Durchmesser des Loches in der vorderen Stirnwand um 3 bis 6 mm größer ausgeführt als in der inneren Rohrwand. Dementsprechend wird dann auch das Rohr am vorderen Ende aufgeweitet. Da durch diese Vergrößerung des Lochdurchmessers die Stegbreite in der Vorderwand verringert wird, sollte man die Anordnung zweier nebeneinanderliegender Ankerrohre wenn irgend möglich umgehen. Um eine stärkere Schwächung der vorderen Rohrwand durch die Löcher für die Ankerrohre zu vermeiden, empfiehlt es sich, für die Ankerrohre von vornherein kleinere Durchmesser zu verwenden. So ist beispielsweise bei den beiden Schnell dampferkesseln (Taf. 6 u. 7, hierzu gehörig die Einzeldarstellung Abb. 54) für die gewöhnlichen Rohre ein Durchmesser von 76 mm, für die Ankerrohre ein solcher von 73 mm gewählt worden.

Zuweilen ordnet man an den Enden der Ankerrohre, und zwar innerhalb des Rohres, kappenartige Hülsen, sogenannte Treibringe, an, die das Rohrende vor den nachteiligen Einflüssen hoher Temperaturen schützen sollen.

Solchen schädlichen Einwirkungen sind die Rohrenden namentlich bei der Anwendung starker künstlicher Luftzufuhr ausgesetzt; hierbei besteht nur zu leicht die Gefahr, daß die Rohrenden erglühen, und ihre Verbindung mit der Rohrwand Schaden nimmt. Dieser Gefahr sollen die Treibringe vorbeugen. Über ihren Wert kann man geteilter Ansicht sein. Zwar schützen sie das Rohrende vor den unmittelbaren Einwirkungen der hohen Temperatur, andererseits ziehen sie aber die nachteiligen Folgen jeder Materialanhäufung nach sich. Man findet sie daher nur selten bei neueren Anlagen.

Stirnwände. Das Einfügen der Stirnwände in den zylindrischen Kesselmantel erfolgt heute im Gegensatze zu den ältesten Ausführungen, bei denen diese Verbindung vielfach mittels Winkeleisen

hergestellt wurde, fast ausschließlich mit Hilfe einer Umflansung. Soweit praktische Rücksichten es gestatten, sollte man beide Stirnwände stets mit ihren Flanschen nach innenweisend anordnen. Dies ist, namentlich bei Kesseln von großen Abmessungen, mit Rücksicht auf die Vernietung nicht immer möglich. An anderer Stelle ist ausgeführt, daß man bei sorgfältiger Arbeit im allgemeinen eine Handnietung nur bis zu Lochdurchmessern von 27 mm anwenden sollte; darüber hinaus sollte man nur mit Hilfe von Nietmaschinen arbeiten. Die Herstellung der Nietung der zuerst eingefügten Stirnwand mit Hilfe von Maschinen bietet bei einer Umflansung nach innen keine Schwierigkeiten, da die Arme der Nietmaschine den an der einen Seite offenen Kesselmantel umfassen können. Will man auch die zuletzt einzufügende Stirnwand mit Hilfe von Maschinen nieten, so ist eine Anordnung der Umflansung nach außen nicht zu umgehen. Da man gegen diese Art der Ausführung verschiedene, weiter unten ausgeführte Gründe geltend macht, verzichtet man bei der einen Rundnaht in vielen Fällen auf die Vorteile der maschinellen Nietung und führt die Stirnwand nach innen umgefianscht und die Nietung noch bei Nietdurchmessern von etwa 33 mm mit der Hand aus. Allerdings setzt das Stauchen derartiger Niete und die Herstellung des runden Schellkopfes besonders geübte Nietmannschaften voraus. Bei Handnietung von so großen Durchmessern versenkt man die Niete der zuletzt herzustellenden Rundnaht außen besonders stark, etwa bis zu $\frac{2}{3}$ der Blechdicke.

Damit wird das Stauchen der Niete mit der Hand selbst bei großen Durchmessern erleichtert, und man erreicht damit gleichzeitig ein festes Anziehen und zuverlässiges Dichthalten der einzelnen Niete. Die Anwendung von Preßluft-Werkzeugen ist für diesen Zweck, sowie überhaupt im Schiffskesselbau, zu verwerfen. Das Erkalten des Nietes bei dieser Art der Vernietung erfolgt gerade bei den großen Durchmessern, bevor der Schaft fest angezogen hat, und der Kopf gebildet ist. Derartig hergestellte Nähte sind hinsichtlich ihrer Festigkeit wenig zuverlässig und geben zu beständigen Leckagen Veranlassung.

Als Nachteil der nach außen gefianschten Stirnwände ist geltend zu machen, daß die Umflansung nach außen die Länge des Kessels um den Betrag der Flanschbreite vergrößert. Weiter hat man anstatt zweier Stemmkanten wie bei Stirnwänden, die nach innen gefianscht sind, nur eine außen liegende Stemmkante. Die nach außen gekehrte Bördelung bildet ferner eine spitze Ecke im Innern des Kessels, aus der Schmutz nur schwer fernzuhalten ist, und die infolgedessen vielfach zu Anfrassungen und Leckagen Veranlassung gibt. Soweit man daher nach außen gebördelte Böden vermeiden kann, sollte man wegen dieser Nachteile von ihrer Verwendung Abstand nehmen.

Die Stirnwände stellt man, soweit es die von den Walzwerken gegebenen Grenzwerte gestatten, aus einem Stücke her. Wie schon bei der Besprechung des Materials erwähnt worden ist, liefern die Werke ungeflanschte Böden bis zu einem Durchmesser von 3,5 m in einem Stücke. Nach Ausführung der Umflanschung ergeben sich Böden in einem Stücke von $\approx 3,2$ m. Ungeteilte Böden von diesem Durchmesser dürften jedoch selten zur Anwendung kommen, da nicht nur die Handlichkeit im Bau, sondern auch die Verschiedenheit der Blechdicke in einer Stirnwand zu Teilungen zwingt. Je nach der Art der Versteifung durch Anker, Heizrohre u. s. w. werden sich im Bereiche dieser Verankerungen verschiedene Blechdicken ergeben. Bei kleinen Kesseln ist es vorteilhafter, die Stirnwand mit der größten Blechdicke in einem Stücke auszuführen; bei großen Kesseln teilt man dagegen je nach der Größe des Arbeitsstückes und je nach der Blechdicke die Stirnwand in zwei oder sogar drei Teile. Wie aus den auf den Tafeln wiedergegebenen Ausführungen verschiedener Zylinderkessel zu ersehen ist, ordnet man bei einer Zweiteilung der Stirnwand die Naht sowohl oberhalb wie auch unterhalb der Heizrohre an. Die letztere Ausführung (Taf. 9) ist weniger zu empfehlen, weil die Anordnung der Überlappung für die doppelte Naht ein Höherrücken des Heizrohrbündels und damit eine wenn auch verhältnismäßig geringe Vergrößerung des Kesseldurchmessers zur Folge hat. Am zweckmäßigsten ordnet man die Naht unmittelbar über den Heizrohren, also etwa $\frac{3}{4}$ des Kesseldurchmessers an, und zwar parallel zur oberen Begrenzungslinie des Rohrbündels (Taf. 3). Mit Rücksicht auf eine gute Verteilung der Ankerrohre und Anker empfiehlt es sich weiter die Überlappung so auszuführen, daß der obere Teil außen über den unteren faßt. Bei vorschriftsmäßiger Verteilung der Ankerrohre und Anker müssen sich die durch die Anker und Heizrohre versteiften Flächenfelder berühren. Diese Bestimmung wird vielfach außer Acht gelassen, weil man wegen der Stirwandnaht Ankerrohre und Anker nicht näher aneinanderrücken kann. Bei einer Ausführung der Überlappung für die Naht der Stirnwand im oben empfohlenen Sinne vermag man fast stets der erwähnten Vorschrift zu genügen. Legt man den oberen Teil der Stirnwand nach außen, so kann man die außen liegende Unterlegscheibe, und damit den Anker so tief rücken, wie es die kleine Unterlegscheibe der innen liegenden Mutter erlaubt. Man kann sogar die äußere, große Unterlegscheibe über die Nietung der Stirnwand greifen lassen, wenn das Freigehen der inneren Mutter von der Stemmkante der Stirnwand dies gestattet; die Nietung der Stirnwand muß dann an dieser Stelle versenkt ausgeführt werden. Da man innen die Unterlegscheibe der Mutter, außen die Heizrohre bis auf 10 mm an die beiderseitigen Stemmkanten heranrücken darf, kann man bei geschickter Wahl der Entfernung der Heizrohre und

Anker in der Regel die versteiften Flächenfelder richtig verteilen. Die äußere Anordnung des oberen Teiles der Stirnwand führt außerdem zu einer wenn auch nicht beträchtlichen, so doch jeder Zeit angenehmen Vergrößerung des Dampfraumes. Um bei innen liegendem Oberteile die Ankerrohre und Anker näher aneinanderrücken zu können, beschneidet man zuweilen die außen liegenden großen Unterlegscheiben (Taf. 6 und 7), oder man läßt sie gänzlich fort (Taf. 3). Das Beschneiden der Unterlegscheiben sollte man nach Möglichkeit vermeiden, weil es ihrem ursprünglichen Zwecke, der Verdoppelung und Versteifung der Wand, Abbruch tut. Einwandfreier vom Standpunkte der Festigkeit ist das gänzliche Fortlassen besonderer Unterlegscheiben, weil die Klassifikationsvorschriften und „Normen“ diesem Ausfalle an Festigkeit durch Vergrößerung des für die Berechnung der Blechdicke maßgebenden Zahlenwertes C , und damit der Blechdicke selbst Rechnung tragen.

Der Grenzwert für die Herstellung der Stirnwände aus zwei Teilen ist ein lichter Kesseldurchmesser von etwa 4,2 m; darüber hinaus pflegt man sie aus drei Teilen zusammensetzen, wobei man die beiden Nähte in der Regel unmittelbar über und unter dem Heizrohrbündel anordnet. Bei einer Dreiteilung der Stirnwand, wie sie die Tafeln 4 bis 7 zeigen, pflegt man den oberen und den unteren Teil nach innen, den mittleren Teil nach außen zu legen. Es hat dies seinen Grund hauptsächlich darin, daß man den unteren Teil über die Breite der Nahtüberlappung hinaus bis an die unteren Rohrreihen herauführt, um ihn als Doppelung für die an diesen Stellen verhältnismäßig großen freitragenden Flächen zu benutzen. Für ein gutes Verstemmen ist es ebenfalls empfehlenswerter, die untere Stemmkante der unteren Naht nach außen, d. h. den unteren Teil nach innen zu legen.

In die Erweiterungen der Überlappung des unteren und mittleren Teiles der Stirnwand schneidet man vielfach Mann- und Schlammlöcher ein und schafft teils durch die Doppelung, teils durch Einfügen von Längsankern Ersatz für den durch die Ausschnitte entstehenden Ausfall an Materialfestigkeit (Tafeln 4 bis 7).

Die Vernietung der Einzelteile einer Stirnwand erfolgt in der Hauptsache unter Berücksichtigung der Anforderungen der Dichtigkeit. Die üblichen Nieldurchmesser und Teilungen sind aus der Zusammenstellung 14 zu entnehmen. Die Vernietung ist fast ausschließlich zweireihig, abgesehen von den größeren Überlappungsflächen, in denen Niete nach Bedarf angeordnet werden. Die Niete der Stirnwände müssen vielfach versenkt werden, um für die Winkel-eisen des Rauchfanges glatte Auflageflächen zu erhalten.

Kesselmantel. Bei dem Kesselmantel ist man bestrebt, die Mantelbleche möglichst in einem Stücke herzustellen. Eine Teilung

des Mantels in einzelne sogenannte Kesselschüsse ist besonders nachteilig, weil ihre Verbindungsstellen, die Rundnähte, erfahrungsgemäß schwache Stellen des Kessels sind. Namentlich im unteren Teile der Rundnähte machen sich leicht Leckagen und Anfressungen bemerkbar, weil der Kessel hier weniger zugänglich und zuweilen, bei schlechtem Wetter, den Einwirkungen des Bilgewassers ausgesetzt ist. Bei Einendern versucht man daher mittlere Rundnähte nach Möglichkeit zu vermeiden. Da die Walzwerke Mantelbleche bis zu einer Breite von etwa 3,6 m liefern, ist man selbst bei größeren Kesseln in der Lage, Einender ohne mittlere Rundnaht zu bauen. Nicht zu vermeiden sind Rundnähte bei Doppelendern, deren Mäntel man ausschließlich aus drei Schüssen herzustellen pflegt. Bei Doppelendern geben die mittleren Rundnähte in noch erhöhterem Maße zu Leckagen Veranlassung, da bei der verhältnismäßig großen Länge des Kessels sein Gewicht zu Durchbiegungen des Mantels und damit zu Verschiebungen und Undichtigkeiten in den Nähten führt. Auf die Vernietung der Rundnähte ist daher die größte Sorgfalt zu verwenden. Übereinstimmend setzen der Germanische Lloyd und die „Normen“ hierfür fest:

Bis 12,5 mm Plattendicke einreihige Nietung;

Über 12,5 bis 25 mm Plattendicke zweireihige Nietung;

Bei 25 mm Plattendicke und darüber zweireihige Nietung in den Endrundnähten, dreireihige in den mittleren Rundnähten.

Zuweilen geht man, namentlich bei Doppelendern, noch über diese Grenzen hinaus, um eine möglichst weitgehende Dichtigkeit zu erreichen. So zeigen z. B. die Kessel auf den Tafeln 4 bis 7, selbst die Einender, in dem gefährdeten unteren Teile der mittleren Rundnaht vierreihige Nietung.

Die Teilung der einzelnen zylindrischen Schüsse durch Längsnähte hängt von der Blechlänge ab. Zwar sind die Walzwerke in der Lage, Bleche bis zu einer Länge von 20 m, ja sogar bis zu 25 m herzustellen; indessen wendet man derartige Längen praktisch kaum an, weil die zu zahlenden Überpreise und die Kosten des Versandes und der Handhabung zu groß werden. Im allgemeinen können Blechlängen bis zu 10 m als gangbar angesehen werden. Kesselschüsse für einen Kesseldurchmesser bis zu ungefähr 3 m pflegen daher noch aus einem Bleche hergestellt zu werden. Die Längsnaht legt man in diesem Falle seitlich in den Dampfraum hinein, um beim Verstemmen möglichst wenig durch Verankerungen behindert zu werden.

Bei Kesseldurchmessern über 3 m pflegt man heute, selbst bei den größten Ausführungen, mit einer Zweiteilung der Mantelschüsse auszukommen. Die Teilung zerlegt den Schuß entweder in zwei gleich lange Bleche oder aber in ein kürzeres und ein längeres Blech.

Die ungleiche Teilung wählt man, wenn irgend möglich, um beide Längsnähte der Zugänglichkeit halber im Dampfraume anordnen zu können (Taf. 3). Diese vorteilhaftere Art der Zweiteilung wird dadurch begrenzt, daß das untere, längere Blech mit wachsendem Kesseldurchmesser übermäßig lang ausfällt; 10 m sollten nicht überschritten werden. Diese Höchstlänge für das untere Blech vermag man bei einer Anordnung beider Längsnähte im Dampfraume noch innezuhalten, sofern der Kesseldurchmesser ungefähr 4 m nicht übersteigt. Bei größeren Durchmessern wendet man nahezu ausschließlich die Teilung des Schusses in zwei gleich lange Bleche an. Die sich schräge gegenüberliegenden beiden Längsnähte eines solchen Schusses versucht man so anzuordnen, daß die untere Naht, der Zugänglichkeit halber, zwischen zwei Feuerrohre, die obere auf der gegenüberliegenden Seite in den Dampfraum fällt. Bei Einendern, deren Mantel aus zwei Schüssen besteht, und bei Doppelendern dürfen die Längsnähte aufeinanderfolgender Schüsse mit Rücksicht auf die Festigkeit nie in einer Geraden verlaufen, sondern müssen gegeneinander versetzt werden, sie müssen gegeneinander „verschießen.“ Für die Vernietung der Längsnähte des Kesselmantels ist die Rücksicht auf die Festigkeit an erster Stelle maßgebend. Die rechnerische Festsetzung des Nietdurchmessers, der Teilung und der Nietanordnung ist auf S. 52 u. s. f. gegeben.

Anordnung der Stehbolzen und Anker. Die Verteilung der Anker und Stehbolzen auf die Ebene der Stirnwand ist von der Form der Flammbüchsen abhängig. Während bei den Stehbolzen die Form der Flammbüchsen-Rückwand die Anordnung in Bündeln bestimmt, werden die zwischen und über den Rohrbündeln liegenden, freitragenden Flächen durch die Anker versteift. Die Anordnung der Stehbolzen und Anker erfolgt ähnlich wie bei den Heizrohren in senkrechten und wagerechten Reihen; in wagerechter Richtung folgt man wiederum der Neigung der Flammbüchsendecke. Mit der das Rohrbündel oben begrenzenden Stehbolzenreihe geht man so weit hinauf, wie es die Bördelung der Flammbüchsenwand und die Befestigung des einzelnen Bolzens gestattet. Die innerhalb der Flammbüchse liegende Mutter oder aber der Nietkopf müssen gerade noch von der Krümmung der Bördelung freigehen. Hiermit ist der Mindestabstand der untersten Ankerreihe von der obersten Stehbolzenreihe bestimmt. Bezeichnet L die gewählte Ankerentfernung, l die gewählte Stehbolzenentfernung in senkrechter Richtung, so sollte dieser Abstand nicht mehr als $\frac{L + l}{2}$ betragen. Die senkrechten Stehbolzenreihen, die zwei nebeneinanderliegende Stehbolzenbündel begrenzen, rückt man ebenfalls so nahe aneinander, wie es die innere Befestigung der Stehbolzen gestattet, um die zwischen den Bündeln liegende, frei-

tragende Fläche der Stirnwand nach Möglichkeit zu verkleinern. Nachdem die das Stehbolzenbündel seitlich und oben begrenzenden Reihen festgesetzt sind, ist die übrige Verteilung der Stehbolzen und teilweise auch die der Anker gegeben. Kommt man bei der weiteren Verteilung der Stehbolzen mit der regelmäßigen Teilung in die Rundung, so ist eine Veränderung der Teilung in senkrechter Richtung durchaus zulässig. Ein Verrücken der Stehbolzen in wagerechter Richtung aus den senkrechten Reihen heraus sollte man dagegen nach Möglichkeit vermeiden, weil dadurch die Reinigung des Kessels zwischen den Stehbolzen erschwert wird. Da bei der Reinigung der Raum zwischen der Flammbüchse und Stirnwand im Bereiche der Stehbolzen von oben her durchstoßen wird, sollte man ein Fluchten der senkrechten Stehbolzenreihen anstreben. Auch bei den Ankern sollte man versuchen, Abweichungen von der regelmäßigen Teilung in wagerechter und senkrechter Richtung zu vermeiden, weil dadurch ein allseitiges Befahren des Kessels im oberen Teile erschwert wird. Bei der Verteilung der Anker ist ferner auf unbehinderten Zugang zum Raume zwischen den Heizrohrbündeln Rücksicht zu nehmen.

Die von einem Stehbolzenbündel aufzunehmenden Kräfte rufen in den begrenzenden äußeren Reihen die stärksten Beanspruchungen hervor. Die Wirkung dieser Beanspruchungen kennzeichnet die Erfahrung, daß während des Betriebes die Stehbolzen dieser Reihen am häufigsten abreißen. Um dieser Gefahr vorzubeugen, werden die Stehbolzen der äußersten Reihe stärker ausgeführt als im Innern des Bündels, und zwar ist es üblich, den Durchmesser $\frac{1}{8}$ " bis $\frac{1}{4}$ " größer zu nehmen. Bei dem auf der Taf. 3 dargestellten Kessel sind nicht nur die begrenzenden Stehbolzen $\frac{1}{4}$ " stärker ausgeführt als die der inneren Reihen, sondern die Stehbolzen in den oberen Ecken der Flammbüchse, die besonders hohen Beanspruchungen ausgesetzt sind, haben einen noch größeren Durchmesser, nämlich $2\frac{1}{4}$ " an Stelle von $1\frac{5}{8}$ ".

Die Stehbolzen der Flammbüchsen-Rückwand werden innen und außen mit Muttern versehen (Taf. 3) oder vernietet. Am gebräuchlichsten ist für alle Reihen die Verwendung von Muttern, obwohl sie innerhalb der Flammbüchse vielfach verbrennen und sich im Gewinde lockern. Mit Rücksicht auf die Haltbarkeit dürfte es daher empfehlenswerter sein, hier alle Stehbolzen zu vernieten. Durch Anordnung von Muttern bei den Bolzen der begrenzenden Reihen erreicht man eine wirksamere Versteifung der Stirnwand zwischen den Stehbolzen-Bündeln, der die Klassifikationsgesellschaften durch Zulassung eines kleineren Zahlenwertes C und damit einer geringeren Blechdicke Rechnung tragen.

Stehbolzen im Mantel der Flammbüchse. Wie die Rückwand der Flammbüchse wird ihr Mantel mit Hilfe von Stehbolzen versteift; als paarweise gegeneinander zu versteifende Flächen kommen entweder die gegenüberliegenden Mantelflächen zweier nebeneinanderliegender Flammbüchsen, oder der Flammbüchsen- und der gegenüberliegende Kesselmantel in Frage. Die oberste wagerechte Stehbolzenreihe rückt man so nahe in die Krümmung des Feuerbüchsenmantels hinein, wie es die Ausführung eines Nietkopfes oder einer Mutter gestattet. Unten führt man die Stehbolzen etwa bis zur wagerechten Achse des Feuerrohres herunter. Seitlich rückt man die äußersten Stehbolzenreihen ungefähr bis auf die Hälfte ihres wagerechten Abstandes an die Rundnaht des Flammbüchsenmantels heran, da man die Überlappung der Naht gleichsam als versteifende Doppelung betrachten kann. Zwischen den wagerechten und senkrechten Grenzreihen verteilt man die Stehbolzen in regelmäßigen Abständen, wie aus den beigegebenen Tafeln zu ersehen ist. Bei der Verteilung der Stehbolzen zwischen dem Flammbüchsen- und Kesselmantel ist, namentlich bei Doppelendern, darauf zu achten, daß die Festigkeit des betreffenden äußeren Mantelschusses (d. h. das Güteverhältnis z) in den wagerechten Stehbolzenreihen nicht geringer wird als in der Längsnaht des Kesselmantels. Bei den weiten Flammbüchsen der Doppelender müssen verhältnismäßig viele Stehbolzen nebeneinander in wagerechter Richtung angeordnet werden. Es empfiehlt sich daher durch Einführung einer Zickzackanordnung der Stehbolzen die Schwächung des Bleches in den einzelnen wagerechten Reihen zu verringern. Durch die Vergrößerung des Lochabstandes in einer Reihe wird das Güteverhältnis des Mantelbleches in derselben erhöht. Bei den auf den Tafeln 4 bis 7 dargestellten Kesseln ist bei den Stehbolzen des Mantels diese Zickzackanordnung durchgeführt. Sie ist in den besonderen Abbildungen der Nietverteilung angegeben. Erreicht man trotz dieser Versetzung der Stehbolzen nicht das erforderliche Güteverhältnis der Längsnaht, so bleibt nur der Ausweg, den Kesselschuß, in dem sich die Stehbolzen befinden, entsprechend dicker auszuführen.

Die Stehbolzen des Flammbüchsenmantels werden entweder mit Muttern versehen oder vernietet. Auch hier ist, angesichts der Einwirkung der Stichflamme, das Vernieten der Anwendung von Muttern vorzuziehen, obwohl die letztere Art der Befestigung die bei weitem gebräuchlichste ist.

Mann- und Schlammlöcher. Bei allen Kesseln ordnet man in den äußeren Kesselwandungen verschleißbare Öffnungen an, um das Innere des Kessels reinigen und besichtigen zu können. Man unterscheidet Mannlöcher, deren Größenverhältnisse so bemessen sind, daß sie dem Kesselreiniger ein Einsteigen — ein „Einfahren“ —

gestatten und Schlammlöcher, durch deren Öffnung eine Besichtigung von außen und eine Entfernung des Schmutzes und Schlammes erfolgen kann. Die Deckel beider Öffnungen werden gewöhnlich innen angeordnet, damit der Dampfdruck sie gegen die Dichtungsfläche preßt. Da die Deckel von außen eingeführt werden müssen, haben die Ausschnitte in den Kesselwandungen gewöhnlich ovale Form. Für die ovalen Löcher sind folgende Abmessungen üblich :

Mannlöcher :

- 350 mm × 450 mm bei behinderten Zugängen wie bei Dampfdomen u. s. w. ;
- 300 mm × 400 mm gangbarste Größe ;
- 280 mm × 380 mm Mindestgröße bei beschränkten Verhältnissen.

Schlammlöcher :

- 150 mm × 230 mm gangbarste Größe ;
- 130 mm × 180 mm Mindestgröße bei beschränkten Verhältnissen.

Die Mannlöcher müssen so verteilt sein, daß möglichst alle Teile des Kessels befahren werden können. Dementsprechend genügt in der Regel für den Raum oberhalb der Flammbüchsen ein Mannloch, das man entweder in einer Stirnwand oder aber im oberen Teile des Mantels anzuordnen pflegt. Da man von oben nur schwer oder überhaupt nicht die Räume im Bereiche und unter den Feuerrohren befahren kann, ist es bei größeren Kesseln üblich, in der vorderen Stirnwand zwischen je zwei Feuerrohren ein Mannloch vorzusehen. Gerade bei den Feuerrohren und in ihrem Bereiche ist auf gute Zugänglichkeit zu achten, da sich erfahrungsgemäß hier zuerst Anfrassungen bemerkbar machen. Bei besonders großen Kesseln pflegt man noch durch ein weiteres Mannloch in der vorderen Stirnwand dem Kesselreiniger Zugang zu dem Raume zwischen den Feuerrohren und Rohrbündeln zu verschaffen. — Schlammlöcher pflegt man in der Regel je eins auf beiden Seiten der vorderen Stirnwand, und zwar in der vom Mantel, Feuerrohre und Rohrbündel begrenzten Wandfläche vorzusehen. An dieser Stelle hat man einen guten Überblick über die Feuerrohre und den unteren Teil des Kessels (vgl. die verschiedenen Tafeln).

Die für die Mann- und Schlammlöcher eingeschnittenen Öffnungen bilden schwache Stellen in den Kesselwandungen. Den Ausfall an Festigkeit ersetzt man entweder durch Aufnietung eines Flacheisenringes oder, was man in neuerer Zeit vorzuziehen pflegt, durch Umkrempern der Wand. Bei flachen Wandungen wird die Umkremperung ohne besondere Schwierigkeit durch Stanzen hergestellt. Bei den gebogenen Mantelblechen schneidet man dagegen nur die ovale Öffnung in den Mantel ein und setzt einen besonderen, umgekrempten

Blechring auf. Bei flachen Wandungen, die durch vorhandene Verankerungen versteift werden, genügt eine verhältnismäßig geringe Höhe der Umkrepung, da diese nur Kräfte aufzunehmen hat, die senkrecht auf den Mannlochdeckel wirken. Bei Mannlöchern in zylindrischen Mänteln bedarf es schwererer Versteifungen, weil sie nicht nur den Kräften widerstehen müssen, die in der Richtung des Halbmessers auf den Mannlochdeckel wirken und in ihrer Größe den bei den flachen Wandungen auftretenden senkrechten Kräften entsprechen, sondern auch den Kräften, die tangential zum Kesselmantel wirken. Da die letzteren den Mantel in der Längsrichtung beanspruchen, verursacht die Mannlochöffnung eine besonders ungünstige Schwächung des Materials. Um den Materialausfall in der Längsrichtung möglichst zu beschränken, legt man stets die kleinere Achse der Mannlochöffnung in die Längsrichtung des Mantelbleches. Den Materialausfall ersetzt man durch einen Verstärkungsring, dessen Querschnitt mindestens dem ausfallenden Blechquerschnitt entsprechen muß. Durch eine Umkrepung wird die Widerstandsfähigkeit des Ringes bedeutend erhöht (Taf. 3). Selbstverständlich ist, daß man die Verstärkungsplatte nach innen legt, damit sie durch den Dampfdruck gegen die zu versteifende Wandung gedrückt wird, und dadurch die Niete entlastet werden. Die Nietung der Verstärkungsringe sollte, wenigstens bei allen größeren Kesseln, dreireihig ausgeführt werden, weil gerade im Bereiche von Öffnungen erfahrungsgemäß immer Spannungen auftreten, die Leckagen zur Folge haben.

Besonders groß sind die Schwächungen des Mantelbleches durch Mannlochausschnitte im Bereiche von Dampfdomen namentlich größeren Durchmessers, da hier die allgemein bei Mannlochausschnitten zu berücksichtigenden Kräfte in außergewöhnlicher Größe auftreten. Hier beschränkt sich die Bestimmung der freien Tangential- und Radialkräfte nicht allein auf die Größe des eigentlichen Mannlochausschnittes im Kesselmantel, sondern diese frei werdenden Kräfte erstrecken sich bis auf die Größe der Fläche, die durch den größten lichten Durchmesser D des Dampfdomes auf dem Kesselmantel umgrenzt wird. Auf diese Fläche wirkt der Kesseldruck von beiden Seiten und entlastet sie, während er sonst bei seiner Wirkung von innen bestrebt ist, die zylindrische Form des Mantels aufrecht zu erhalten.

Durch die auftretenden Tangentialkräfte wird sich das von der Fläche $D^2 \cdot \frac{\pi}{4}$ eingeschlossene Mantelblech abflachen und so zur Aufnahme dieser herangezogen, kann also mit Rücksicht auf die Festigkeit als nicht vorhanden angesehen werden, so daß die Tangentialkräfte in der Nähe der unteren Umflansung des Domes auf den Kesselmantel übertragen werden.

Bezeichnet weiter p den spezifischen Flächendruck so wird in der Richtung der Domachse eine Kraft $D^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot p$ frei, die sich als Zugkraft auf den Dommantel und infolge seiner unteren Umflansung ebenfalls auf den Kesselmantel überträgt. In ihrer Wirkung wird sie das Bestreben zeigen, den Kesselmantel in Bereiche der Umflansung in der Richtung der Domachse auszubiegen. Auch infolge dieser Beanspruchung wird sich die durch D umgrenzte Mantelfläche abflachen und daher ebenfalls kaum zur Aufnahme der in der Richtung der Domachse wirksam werdenden Radialkräfte in Anspruch genommen werden können. Eine Materialanhäufung in der Mitte des Domes erscheint daher zwecklos, da sie kaum zur Aufnahme der auftretenden Kräfte herangezogen wird. Auf die richtige Anordnung von Verstärkungen ist aus den oben angeführten Gründen daher gerade hier besonders zu achten. Sie wird um so wirkungsvoller ausfallen, je näher die Versteifungen dem Angriffspunkte beider Arten von frei werdenden Kräften, also dem Bereiche der Umflansung des Dampfdomes liegen.

Ein Versteifungsring, der lediglich den Rand der Mannlochöffnung im Kesselmantel verstärkt (Abb. 44 und Taf. 2), ist gegenüber den auftretenden Kräften nur wenig wirksam. Die Versteifung muß dort angebracht sein, wo die Übertragung der Kräfte auf den Kesselmantel erfolgt, d. h. in Gestalt eines Kreisringes unterhalb der Umflansung. Hier bilden dann Verstärkungsring, Mantelblech und Umflansung des Domes einen vollwertigen Ersatz für den in der Mitte ausfallenden Materialquerschnitt. Die Abb. 62 zeigt ein derartig versteiftes Mannloch.

Materialbestellung. Ist ein Kessel in seinen Abmessungen und Materialstärken entworfen und gezeichnet, dann verbleibt noch als letzte Arbeit, vor der Übergabe der Zeichnung an die Werkstatt, die Bestellung des zum Bau erforderlichen Materials; und zwar ist zu bestellen:

- Das Blechmaterial.
- Das Rundeisenmaterial.
- Das Rohrmaterial.
- Das Nietmaterial.

Da diese vier Materialarten in der Regel von verschiedenen Werken bezogen werden, trennt man auch die Zusammenstellungen der von jeder Materialart erforderlichen Stücke. Für die Bestellung des Blechmaterials ist stets eine Zeichnung erforderlich, während man die Bestimmungen über das übrige Material in ein besonders für diesen Zweck angelegtes Kesselmaterial-Bestellbuch einzutragen pflegt. Die Zeichnung für die Bestellung des Blechmaterials enthält eine Zusammenstellung und die sie ergänzenden

Skizzen. Unten ist ein Beispiel für die Art und den Inhalt einer derartigen Zusammenstellung gegeben. Sie gibt Aufschluß über die Art, Anzahl, Größenverhältnisse und Festigkeit aller zum Einbau kommenden Bleche.

Zusammenstellung 22.

Bleche für den Kessel Nr. 161.

Maße in mm.

Maßstab der Skizzen 1:25.

Laufende Nummer	Bestimmung	Stück	Länge	Breite	Dicke	Berechnetes Gewicht in kg
1	Kesselmantel	1	3800	2900	23	2000
2	Kesselmantel	1	6350	2900	23	3320
3	Äußere Mantellaschen	2	450	2900	18	370
4	Innere Mantellaschen	2	450	2700	18	340
5	Stirnwand-Oberteil	2	nach Skizze		21	1380
6	Vorderer Stirnwand-Unterteil	1	"	"	21	1020
7	Hinterer Stirnwand-Unterteil .	1	"	"	16	780
8	Flammbüchsen-Vorderwand .	1 rechts	"	"	22	1070
		1 links				
9	Flammbüchsen-Hinterwand .	1 rechts	"	"	16	740
		1 links				
10	Flammbüchsen-Mantel	2	4000	620	15	580
11	Flammbüchsen-Mantel	2	1750	620	15	260
12	Dom-Mantel	1	2120	780	14	180
13	Dom-Boden	1	nach Skizze		15	50
14	Feuerrohr	1 rechts	"	"	15	1620
		1 links				

Gesamtgewicht 13710 kg

Material: Weiches Siemens-Martin-Flußeisen. Das Kesselmaterial Nr. 1 bis 4 von 44 kg/qmm Mindestfestigkeit und mindestens 20% Dehnung. Das übrige Material von 42 kg/qmm Mindestfestigkeit und mindestens 22,5% Dehnung. (Die laufenden Nr. 8 und 14 sind zum Schweißen bestimmt.)

Lfd. Nr. 1 u. 2. Bei dem Kesselmantel ist die der Berechnung zugrunde gelegte Mindestfestigkeit zu fordern. Die Gesamtlänge des Mantels ist folgendermaßen festzusetzen:

Gesamtlänge = $(D_i + s) \cdot \pi +$ (wenn vorhanden) Überlappungs-
breite + 5 mm auf 1 m Länge.

Hierbei bedeutet:

D_i den inneren Manteldurchmesser,

s die Blechdicke des Mantels.

Die fortlaufende Zugabe muß man mit Rücksicht auf Ungenauigkeiten bei der Herstellung machen, da man beispielsweise bei den Stirnwänden, die nur gebördelt aber nicht abgedreht werden, nicht immer den genauen Durchmesser innehalten kann. Ist die Längsnaht überlappt genietet, dann muß man auch noch die Breite der Überlappung hinzurechnen. Die Breite des Kesselmantels ist bei der Bestellung auch mit einem Zuschlage für Ungenauigkeiten aufzugeben, den man ebenfalls mit 5 mm auf 1 m Breite zu bemessen pflegt.

Lfd. Nr. 3 u. 4. Bei den Mantellaschen pflegt man in der Länge 10 bis 15 mm für die Bearbeitung zuzugeben. Die Breite der äußeren Lasche wird gleich der des Mantels ausgeführt. Die innere

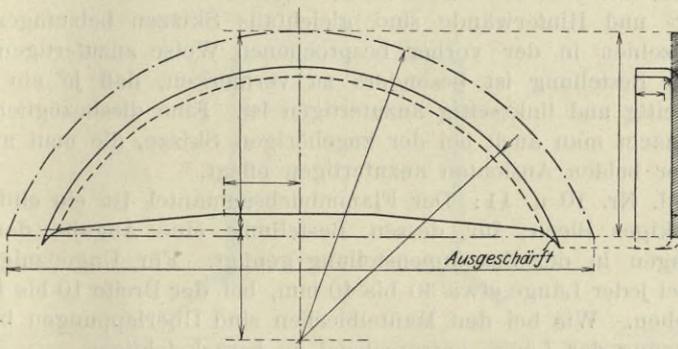


Abb. 55.

Lasche ist entsprechend schmaler, da sie an den Enden ausgeschärft wird und sich nicht vollständig über die Breite der Rundnaht erstreckt.

Lfd. Nr. 5 bis 7. Den Bestimmungen über die Abmessungen der Stirnwände werden Skizzen beigegeben. Für die Anfertigung dieser Skizzen ist entscheidend, wie weit die Kesselschmiede in der Lage ist, die Bleche mit eigenen Maschinen und Werkzeugen zu bearbeiten. Größere Kesselschmieden pflegen in der Regel nur das flache Blech zu bestellen; sie flanschen dann den Rand in der eigenen Werkstatt, halsen die Löcher zur Aufnahme der Feuerrohre aus und krepfen auch die Ränder der Mannlöcher um. Wenn auch in diesem Falle für die Bestellung eine Skizze des glatten Bleches genügen würde, so ist es sowohl für das Walzwerk als auch für den eigenen Betrieb verständlicher, das Blech auch fertig, d. h. geflanscht, ausgehalst und gebördelt anzugeben. Zu diesem Zwecke pflegt man den zu bestellenden Teil der Stirnwand fertig aufzuzeichnen und das zu liefernde Blech in einer zeichnerisch besonders gekennzeichneten Weise anzugeben, wie es z. B. in der Abb. 55 durch Strichpunktieren geschehen ist. Hierbei müssen die

Maße für beide Arten der Darstellung angegeben sein. Kleinere Kesselschmieden, welche die Einrichtungen zum Flanschen und Bördeln nicht besitzen, beziehen von den Walzwerken die fertigen Bleche. In diesem Falle erübrigt es sich Angaben für das flache Blech zu machen. Bei einer Aufgabe des flachen Bleches sind Zuschläge für die Bearbeitung zu machen. Am Rande sind ungefähr 10 bis 20 mm zuzugeben, damit der Flansch nach dem Umkrepfen glatt abgedreht werden kann. Ein weiterer Zuschlag von etwa 20 bis 30 mm ist an den Ecken zu machen, wenn sie an der Verbindungsstelle mit dem unteren Teile der Stirnwand ausgeschärft werden. Entsprechende Skizzen wie für die laufende Nr. 5 sind für die laufenden Nummern 6 und 7 anzufertigen.

Lfd. Nr. 8 u. 9. Den Bestimmungen über die Flammbüchsen-Vorder- und Hinterwände sind gleichfalls Skizzen beizufügen, die im einzelnen in der vorher besprochenen Weise anzufertigen sind. Bei der Bestellung ist besonders zu vermerken, daß je ein Stück rechtsseitig und linksseitig anzufertigen ist. Eine diesbezügliche Angabe macht man auch bei der zugehörigen Skizze, die man nur für eine der beiden Ansichten anzufertigen pflegt.

Lfd. Nr. 10 u. 11: Der Flammbüchsenmantel ist ein einfaches, rechteckiges Blech, für dessen Bestellung eine Angabe der Abmessungen in der Zusammenstellung genügt. Für Ungenauigkeiten sind bei jeder Länge etwa 30 bis 40 mm, bei der Breite 10 bis 15 mm zuzugeben. Wie bei den Mantelblechen sind Überlappungen bei der Festsetzung der Länge entsprechend zu berücksichtigen.

Lfd. Nr. 12. Bei der Bestellung des Dommantels ist in Betracht zu ziehen, daß er unten umgefianscht und an den Ecken ausgeschärft wird. Man bestellt ein rechteckiges Blech, dessen Abmessungen sich aus den Umrissen ergeben, die der Kesselschmied vor dem Rundwalzen festlegt. Zu diesem Zwecke stellt er eine Abwicklung des Mantels her (Abb. 56); wenn auf diese Weise die Begrenzungslinie des zylindrischen Teiles gefunden ist, ergibt sich nach einem Zuschlage von der Breite der Umflanschung die untere Begrenzung des Bleches. Zu der abgewickelten Länge des Mantels ist auf jeder Seite, abgesehen von der Hälfte der Nietnahtüberlappung, noch ein weiteres Stück hinzuzufügen, um das die untere Umflanschung länger als das eigentliche Blech gehalten werden muß. Erfahrungsgemäß zieht sich die untere Umflanschung, die nach dem Rundwalzen des zylindrischen Teiles hergestellt wird, besonders stark zusammen. Dementsprechend pflegt man hier insgesamt 50 mm auf 1 m Länge zuzugeben. Außerdem sind dann noch auf der einen Seite 20 bis 30 mm für das Ausschärfen vorzusehen. Alsdann beträgt die Gesamtlänge des Dommantels

$(D_i + s) \cdot \pi + \text{Nietnahtüberlappung} + 50 \text{ mm auf } 1 \text{ m Länge} + 20 \text{ bis } 30 \text{ mm.}$

Die Gesamtbreite ergibt sich aus der größten Domhöhe $c +$ der Breite der unteren Umflansung $+ \text{etwa } 10 \text{ mm}$ für etwaige Ungenauigkeiten.

Lfd. Nr. 13. Der Domboden wird unter Beigabe einer Skizze bestellt, die in der unter Nr. 5 besprochenen Art anzufertigen ist.

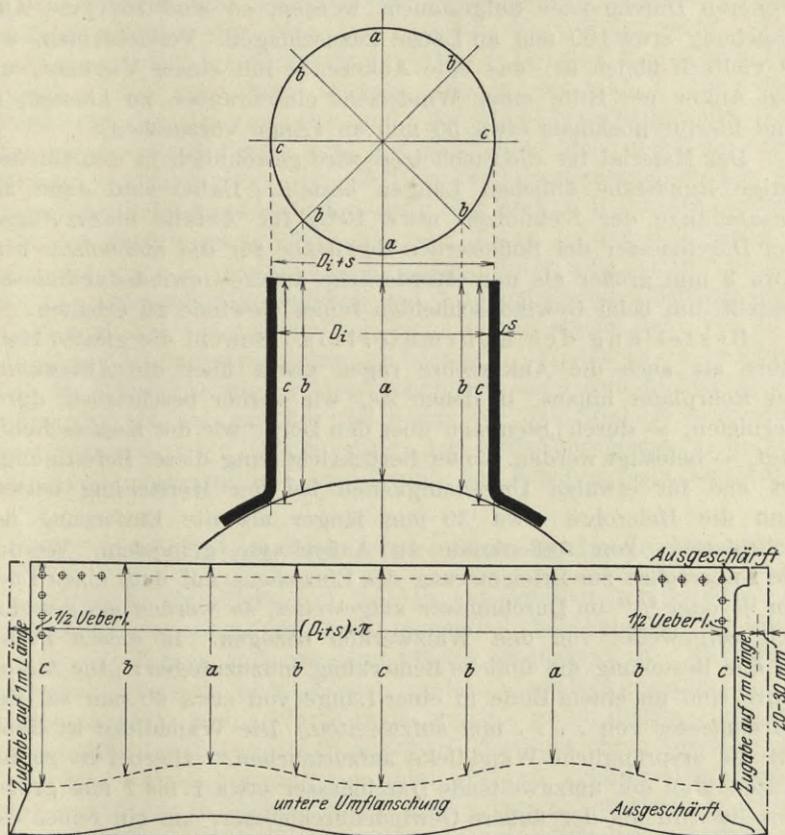


Abb. 56.

Lfd. Nr. 14. Für die Feuerrohre wird gleichfalls eine Skizze beigefügt. In der Beschreibung ist dann besonders zu vermerken, daß eins der Rohre rechtsseitig, das andere linksseitig anzufertigen ist.

Die Zusammenstellung des zu bestellenden Blechmaterials pflegt man durch eine Angabe der berechneten Gewichte zu ergänzen, um einen Überblick über das gesamte eingebaute Material zu besitzen. Weiter fügt man den Größenbestimmungen die notwendigen Bemerkungen über Art, Festigkeit und Zähigkeit des Materials hinzu. Bei Stücken, die geschweißt werden sollen, ist dies besonders zu vermerken.

Bestellung des Rundeisenmaterials. Die Längsanker pflegt man von vornherein in der gewünschten Länge zu bestellen, um einen Abfall an Material zu vermeiden. Hierbei genügt es, für Ungenauigkeiten bei der Herstellung etwa 20 mm zur Länge hinzuzufügen. Sollen die Anker an dem einen Ende auf einen größeren Durchmesser aufgestaucht werden, so sind für jede Aufstauchung etwa 100 mm an Länge zuzuschlagen. Versieht man, wie es vielfach üblich ist, das eine Ankerende mit einem Vierkant, um den Anker mit Hilfe eines Windeisens einschrauben zu können, so sind hierfür nochmals etwa 50 mm an Länge vorzusehen.

Das Material für die Stehholzen wird gewöhnlich in den für derartige Rundstäbe üblichen Längen bestellt. Dabei sind dann zur Gesamtlänge der Stehholzen etwa 10% für Abfälle hinzuzufügen. Der Durchmesser der flußeisernen Rundstäbe für die Stehbolzen wird etwa 3 mm größer als der erforderliche äußere Gewindedurchmesser bestellt, um beim Gewindeschneiden reines Gewinde zu erhalten.

Bestellung des Rohrmaterials. Sowohl die glatten Heizrohre als auch die Ankerrohre ragen etwas über die Außenkante der Rohrplatte hinaus, in denen sie, wie vorher beschrieben, durch Vernieten, — durch „Stemmen über den Dorn“ wie der Kesselschmied sagt, — befestigt werden. Unter Berücksichtigung dieser Befestigungsart und für etwaige Ungenauigkeiten bei der Herstellung bestellt man die Heizrohre etwa 30 mm länger als die Entfernung der Rohrplatten, von Außenkante zu Außenkante gemessen. Werden die Ankerrohre zur Erleichterung des Einziehens auf dem einen Ende um $\frac{1}{8}$ oder $\frac{1}{4}$ “ im Durchmesser aufgeweitet, so werden sie gewöhnlich aufgeweitet von den Walzwerken bezogen. In diesen Fällen ist der Bestellung die übliche Bemerkung hinzuzufügen: „Die Ankerrohre sind an einem Ende in einer Länge von etwa 60 mm auf den Durchmesser von . . . mm aufzuweiten. Die Wanddicke ist dabei auf die ursprüngliche Wanddicke aufzustauchen.“ Hierbei ist zu beachten, daß der aufzuweitende Durchmesser etwa 1 bis 2 mm größer bestellt wird als der äußere Gewindedurchmesser, um ein reines Gewinde schneiden zu können.

Bestellung des Nietmaterials. Im Schiffskesselbau kommen die beiden in der Abb. 5 wiedergegebenen Nietformen zur Anwendung. Die Abb. 5 I zeigt ein Niet mit Halbrundköpfen, auch Schellköpfe genannt; diese Art der Nietung kommt dort zur Anwendung, wo es sich in der Hauptsache um eine Festigkeitsnietung handelt. Bei der Ausführung nach der Abb. 5 II sind die Köpfe des Nietes versenkt, wodurch ein kräftigeres Anziehen und besseres Anschließen erreicht wird. Diese Art der Vernietung wird daher dann angewendet, wenn auf Dichtigkeit Wert gelegt wird. Das versenkte Nietens des Kopfes kommt außerdem für Nietnähte in

Frage, die starken Einwirkungen der Stichflamme ausgesetzt sind. Die Versenkung schützt den Kopf vor dem Verbrennen. In der Abb. 5 sind gangbare Maße für die Köpfe und Schaftlängen der beiden Nietarten angegeben. Allgemein gültige Werte sind hierfür bisher nicht vereinbart worden. Für die über die Blechdicken hinausreichende und zuzugebende Schaftlänge l genügt bei der Ausführung nach der Abb. 5 I $l = 1,5 d + 5$ mm zum Bilden des Schellkopfes, bei der nach der Abb. 5 II $l = 1 d + 5$ mm zum Ausfüllen des versenkten Loches. Die in der Abb. 5 gegebenen Werte für den Durchmesser und die Höhe beziehungsweise Versenkung des Kopfes sind wohl die üblichsten, nicht aber die allein gültigen. So empfiehlt es sich, die Tiefe der Versenkung an Stellen, die durch die Stichflamme besonders gefährdet sind, z. B. an der Flanschnaht der Feuerrohre, größer und zwar bis zu $\frac{2}{3}$ der Blechdicke zu bemessen. Die zu bestellende Nietlänge ergibt sich aus der Summe der zu vernietenden Blechdicken und der überstehenden Schaftlänge l . Die Gesamtzahl der notwendigen Niete ist mit einem Mehr von $10^0/0$ für Ausschuß und dergleichen zu bestellen. Weiter ist zu beachten, daß der Schaftdurchmesser durchschnittlich um 1 mm kleiner zu bestellen ist als der auf der Zeichnung für das Nietloch festgesetzte Durchmesser. Die Verkleinerung des Schaftdurchmessers berücksichtigt die nachträgliche Ausdehnung des Schaftes beim Erwärmen.

II. Ausführung der stehenden Zylinderkessel.

Stehende Zylinderkessel werden auf Schiffen hauptsächlich als Hilfskessel eingebaut und zwar namentlich bei Anlagen, bei denen die zur Verfügung stehende Grundfläche beschränkt ist. Für diesen Verwendungszweck sind sie auch insofern besonders geeignet, als der verhältnismäßig kleine Wasserraum und die große direkte Heizfläche ein schnelles Dampfaufmachen gestatten. Die einfacheren Ausführungen derartiger Kessel bestehen aus dem äußeren zylindrischen Kesselkörper und der in seinem Innern angeordneten Feuerbüchse, welche die Form eines abgestumpften Kegels hat. Zur Vergrößerung der Heizfläche ist die Feuerbüchse mit mehreren Querrohren, sogenannten Quersiedern, versehen. (Eine entsprechende Ausführung für die Flammbüchsen eines liegenden Zylinderkessels zeigt die Taf. 1.) Diese Anordnung von Quersiedern hat zwar den Vorzug großer Einfachheit und geringen Gewichtes, ergibt aber eine im Verhältnisse zur Rostfläche zu kleine Heizfläche; die Folge ist eine höchst mangelhafte Ausnutzung der Heizgase. Wegen ihrer geringen Wirtschaftlichkeit ist man in neuerer Zeit zu anderen Ausführungen übergegangen, die durch Einbau einer vergrößerten Heizfläche eine wirksamere Ausnutzung der Heizgase ermöglichen.

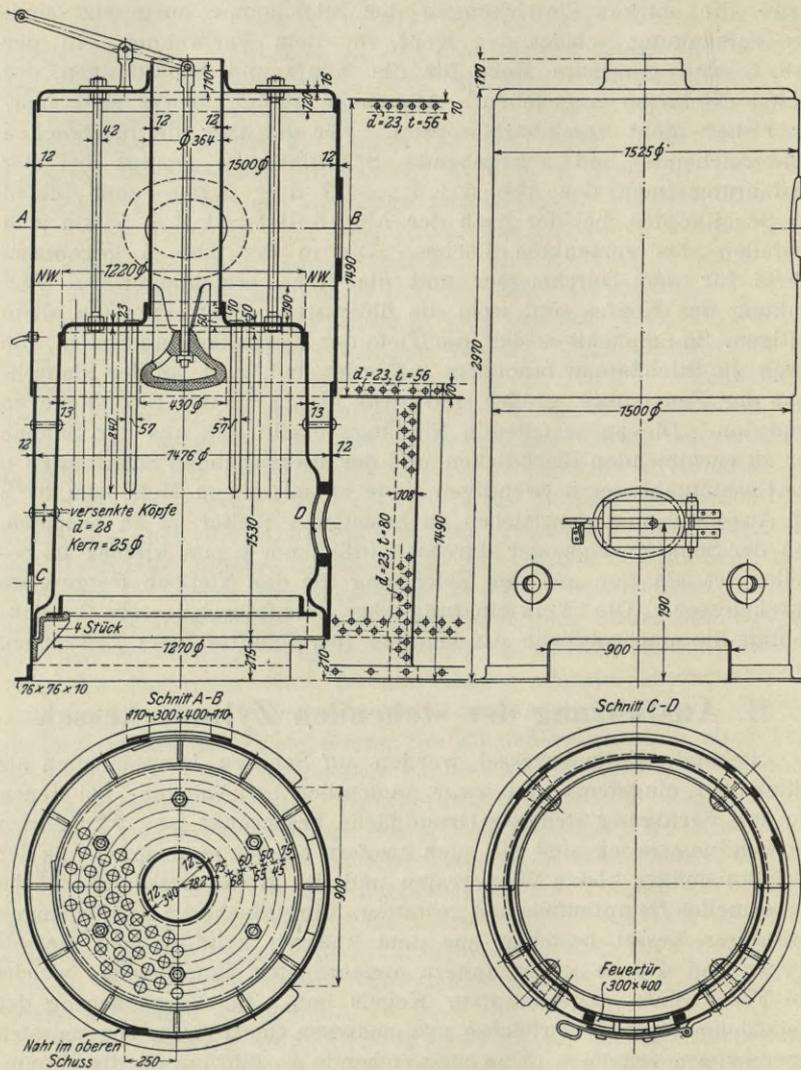


Abb. 57.

Stehender Hilfskessel.

Material: Flußeisen.

 $p = 6 \text{ atm}$; $H = 21,2 \text{ qm}$; $R = 1,2 \text{ qm}$.

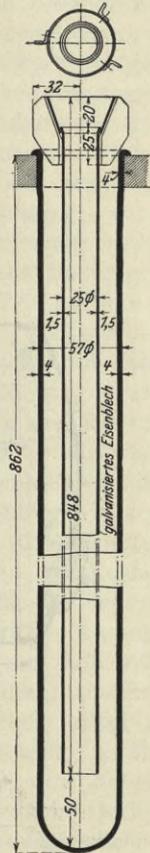
102 Wasserrohre, 57 mm äuß. Durchm., 4 mm Wanddicke.

Die Abb. 57, 59 u. 60 zeigen zwei nach neueren Gesichtspunkten erbaute, stehende Hilfskessel, wie sie vielfach für den Betrieb der Winden und sonstigen Hilfsmaschinen an Bord Verwendung finden. Der in der Abb. 57 wiedergegebene Kessel stellt eine verbesserte Ausführung des einfachen Kessels mit Quersiedern dar. Der äußere Kesselkörper und die Form der Feuerbüchse sind im wesentlichen unverändert geblieben. Der durch den Fortfall der Quersieder entstehende Ausfall an Heizfläche wird in erweitertem Maße durch Anordnung eines Bündels sogenannter Field'scher Rohre ersetzt (Abb. 58), die von der Decke der Feuerbüchse in den Feuerungsraum hineinhängen. Bei Verwendung dieser Rohre vermag man erträgliche

Werte für das Verhältnis $\frac{H}{R}$ zu erreichen; im vorliegenden Falle beträgt es 17,7. Wesentlich günstiger gestaltet sich dieser Wert bei der durch die Abb. 59 u. 60 veranschaulichten Bauart. Bei dem dort wiedergegebenen Kessel hat das Verhältnis $\frac{H}{R}$ den üblichen Wert 28,9.

Man erreicht diese Vergrößerung der Heizfläche und die entsprechende Verbesserung des Wirkungsgrades durch Einbau eines größeren Rohrbündels, welches die zwischen der Feuerbüchse und dem seitlich am Kesselmantel angebrachten Rauchfange notwendige Verbindung für den Abzug der Gase herstellt. Diesen Kesseln, die schwerer sind und einen größeren Raum beanspruchen als die mit den Field'schen Rohren, ist trotzdem gegenüber den letzteren der Vorzug zu geben, da sie schneller verdampfen und die Heizgase wirksamer ausnutzen. Über die Ausführung beider Kesselarten ist im einzelnen folgendes zu bemerken:

Die Feuerungsanlage wird im unteren Teile des Kessels angeordnet; die Roststäbe ruhen auf einem Winkeleisenrahmen, der entweder rund wie in der Abb. 56 oder viereckig wie in den Abb. 58 und 59 ausgeführt und von mehreren gußeisernen Auflagern, — gewöhnlich 4 — getragen wird. Die Auflagern werden, um Leckagen zu vermeiden, am äußeren Kesselmantel befestigt. Der Raum zwischen dem Winkelrahmen und dem zylindrischen Mantel der Feuerbüchse wird mit Mauerwerk ausgefüllt. Hierbei ist zu beachten, daß ein runder Winkelrahmen gegenüber einem viereckigen Rahmen einen Gewinn an Rostfläche ergibt. Die ganze Feuerungsanlage ordnet man in einer gewissen Höhe über der Standfläche des Kessels an, damit die zur Verbrennung notwendige Luft durch einen im Kesselmantel



Ausführung der Feuerrohr-Kessel.

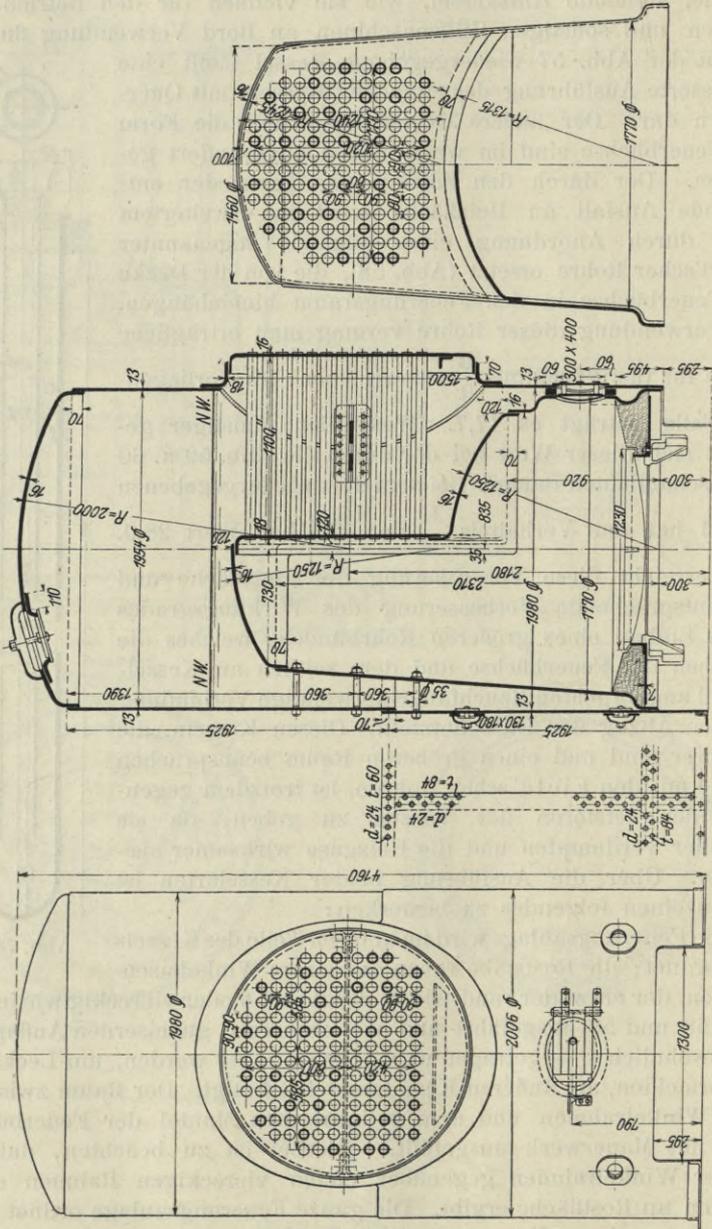


Abb. 59.

Stehender Kessel.

Material: Flußeisen.

K = 42 kg/qmm.

p = 7,5 atm;

H = 43,3 qm;

R = 1,5 qm.

114 Heizrohre, 63,5 mm äuf.

Durchm., 3 mm Wanddicke,

34 Ankerrohre, 63,5 mm äuf.

Durchm., 6 mm Wanddicke.

Zus. 148 Heizrohre.

Material: Schweifeisen.

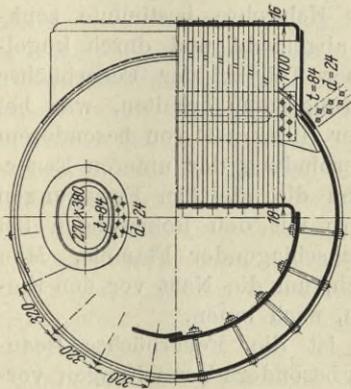
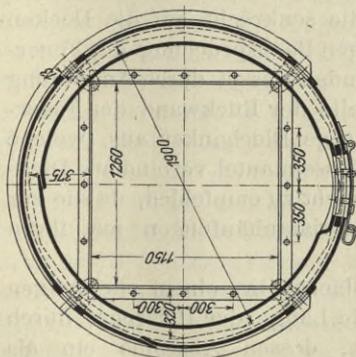


Abb. 60.



angebrachten Ausschnitt Zugang zum Roste findet. Für die Regelung des Zuges ist bei dem in der Abb. 57 dargestellten Kessel ein besonderer, nach Art eines Ventilkegels gebauter, gußeiserner Verschlusskörper vorgesehen, der mit Hilfe eines Gestänges eine Querschnittveränderung des (alleinigen) Abzugsrohres der Heizgase vom Heizerstande aus gestattet.

Der Feuerbüchsenmantel wird von einem sich kegelförmig nach oben verjüngenden Blechzylinder gebildet, dessen unterer Teil auf einen größeren Durchmesser aufgeweitet wird, um an dieser Stelle mit dem Kesselmantel durch Nietung verbunden zu werden. An der Durchführungsstelle der Feuerbür wird der Feuerbüchsenmantel ebenfalls herausgekrempt und nach Einfügen eines Eisenrahmens mit dem Kesselmantel durch Nietung verbunden. Die Formgebung des oberen Teiles der Feuerbüchse hängt von der Art des Kessels ab. Kommen, wie in der Abb. 57, Field-Rohre zur Anwendung, so wird der Feuerbüchsenmantel allseitig hochgeführt und oben durch eine als Rohrwand ausgebildete und daher kräftig zu bemessende, flache Decke abgeschlossen. Diese Feuerbüchsendecke muß mit Rücksicht auf das Gewicht des Rohrbündels durch Anker versteift werden. In der als Rohrwand ausgebildeten Decke werden die größeren der dem Wasserrumlauf dienenden Rohre, die bei dem vorliegenden Kessel aus Schweifeisen hergestellt sind, durch Einwalzen und Vernieten befestigt. Die inneren, aus verzinktem Eisenbleche gefertigten Einsteckrohre werden auf die aus der Abb. 58 erkennbare Art

lose in die äußeren Rohre hineingehängt, um jeder Zeit zwecks Reinigung entfernt werden zu können. Die Wirkung der Field-Rohre beruht darauf, daß kälteres Wasser in dem Raume zwischen dem äußeren und inneren Rohre herunterfällt und nach teilweiser Verdampfung durch das innere Einsteckrohr wieder hochsteigt. So wirksam sich auch die Verdampfung in diesen Field-Rohren gestaltet, so spricht gegen ihre Verwendung die Erfahrung, daß die unteren Enden der äußeren Rohre bei ihrer beständigen Berührung mit der Stichflamme nur zu leicht durchbrennen. Stehende Kessel dieser Art sind einfach und verhältnismäßig leicht.

Die gebräuchlichste und empfehlenswerteste Ausführung der Feuerbüchse für neuere Kessel dieser Art dürfte die aus den Abb. 59 u. 60 ersichtliche sein. Der obere Teil des Feuerbüchsenmantels ist durch eine für die Aufnahme der Heizrohre bestimmte senkrechte Rohrwand etwa bis zur Mitte abgeflacht und durch kugelförmige Decken geschlossen. Bei dieser Teilung der Feuerbüchse bleibt ein verhältnismäßig großer Feuerungsraum erhalten, was bei den beschränkten Raumverhältnissen der Hilfskessel von besonderem Werte ist. Für die Herstellung der Verbindung der unteren Feuerbüchsendecke mit der Rohrwand gelten die gleichen Erwägungen wie für die Verbindung der Feuerrohre mit den Rohrwänden bei Kesseln mit rückkehrender oder durchschlagender Flamme. Man flanscht die Decke und legt den Flansch, um die Naht vor den Einwirkungen der Stichflamme zu schützen, nach innen.

Infolge ihrer eigenartigen Form ist die Feuerbüchse Beanspruchungen ausgesetzt, denen gegenüber besondere Versteifungen vorgesehen werden müssen. Da die Rohrwand infolge der Anordnung der Heizrohre nicht auf ihrer ganzen Fläche durch den Kesseldruck belastet ist, wird eine wagerecht auf den zylindrischen Teil des Feuerbüchsenmantels wirkende Kraft frei, die das Bestreben zeigt, die Feuerbüchse nach der Seite des Heizrohrbündels hinüberzudrücken. Begünstigt wird dies Bestreben durch die senkrecht auf die Decken wirkenden Druckkräfte. Dieser einseitigen Beanspruchung der Feuerbüchse begegnet man bei dem vorliegenden Kessel durch Anordnung mehrerer Stehbolzenreihen im oberen Teile der Rückwand der Feuerbüchse. Zuweilen führt man auch schräge Blechanker aus, welche die obere Feuerbüchsendecke mit dem Kesselmantel verbinden. Diese Versteifung der Feuerbüchse ist jedoch nicht zu empfehlen, da die zur Befestigung dienenden Winkel zu Materialanhäufungen mit ihren schädlichen Folgen führen.

Um eine möglichst große Heizfläche in einem derartigen Kessel unterbringen zu können, wird die Länge der Heizrohre durch einen zylindrischen Ausbau vergrößert, dessen Abschluß ein als Rohrwand dienender flacher Boden bildet. Der für den Ausbau

notwendige Ausschnitt ruft, wie schon bei der Besprechung der Festigkeitsverhältnisse bei Anordnung eines Domes hervorgehoben wurde, eine außerordentliche Schwächung des Kesselmantels hervor. Auch hier werden infolge des Ausfalles an Mantelfläche tangential, und als Folge des zylindrischen Ausbaues radiale Kräfte frei, die in besonderer Weise aufgenommen werden müssen. Die parallel zur Achse des Ausbaues wirkenden Kräfte fallen verhältnismäßig kleiner aus als bei einem Dampfdome, weil die im Ausbauboden angeordneten Heizrohre die vom Dampfdrucke belastete Fläche etwa um die Hälfte verkleinern. Durch Anordnung von Ankerrohren entlastet man außerdem den Kesselmantel von einem Teile dieser Kräfte. Die tangential zum Kesselmantel wirkenden Kräfte werden bei der vorliegenden Ausführung durch einen wagrecht durchlaufenden Blechanker aufgenommen, der durch Winkel mit dem Kesselmantel und dem Mantel des Ausbaues verbunden ist (Abb. 59 u. 60). Durch den Anker soll ein Auseinanderfedern beziehungsweise ein Flachziehen des Kesselmantels an der Stelle des Ausschnittes verhindert werden. Derartige Blechanker haben den Nachteil, daß sie die Reinigung des Kessels erschweren und das Aufsteigen der Dampfbläschen behindern. Die nachteilige Beeinflussung der Dampfentwicklung läßt sich teilweise durch Aussparen einer Öffnung im Ankerbleche beseitigen. Derartige Blechanker sollte man überhaupt vermeiden und durch einen am inneren Umfange des Mantelausschnittes aufgesetzten Verstärkungsring ersetzen. Die Ausführung dieser Versteifungsringe erfolgt in entsprechender Weise wie bei den Dampfdomen.

Der äußere Kesselmantel besteht wie bei den liegenden Zylinderkesseln aus einzelnen Schüssen. Die untere Rundnaht und die Längsnähte des Mantels werden in der Regel zweireihig genietet, während für die mittlere und obere Rundnaht einreihige Nietung zu genügen pflegt. Der untere Mantelschuß wird über die Unterkante der Feuerbüchse hinaus verlängert und mit einem aufgenieteten Winkel umsäumt, mit dem der Kessel auf der Standfläche befestigt wird. Der unter der Rostanlage entstehende Raum, der durch einen Ausschnitt im Mantel zugänglich ist, dient als Aschfall. Oben wird der Kesselmantel durch die Kesseldecke abgeschlossen, die entweder flach wie in der Abb. 57 oder, was empfehlenswerter ist, kugelförmig wie in der Abb. 59 ausgeführt wird. Die flache Decke ist mit Rücksicht auf ihre geringe Widerstandsfähigkeit durch Anker gegenüber der Feuerbüchsendecke versteift. Gleichfalls versteifend wirkt das die beiden Decken verbindende Abzugsrohr der Heizgase (Abb. 57). Kugelförmige Decken bedürfen bei genügender Bemessung ihrer Blechdicke keiner weiteren Unterstützung. Die Berechnung ihrer Blechdicke erfolgt nach den Grundsätzen für die Berechnung gewölbter Wandungen mit innerem Drucke; die der flachen Decken nach

den Vorschriften für flache Wandungen, die durch Verankerungen unterstützt sind.

Mannlöcher und Schlammlöcher sind in genügender Anzahl vorzusehen und so anzuordnen, daß möglichst alle Teile des Kessels zugänglich sind. Gewöhnlich genügt ein Mannloch, das man in

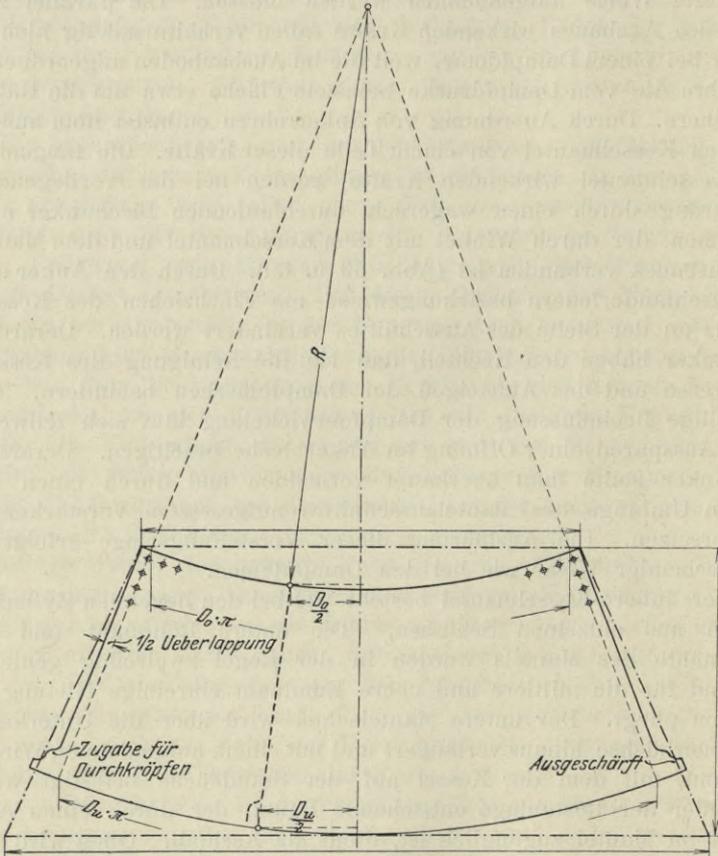


Abb. 61.

der Regel in der Kesseldecke (Abb. 59 u. 60), seltener im Mantel (Abb. 57), anzuordnen pflegt. Besondere Sorgfalt ist auf die Verteilung der Schlammlöcher im unteren Teile des Kesselmantels zu verwenden. Da der Raum zwischen dem Feuerbüchsenmantel und Kesselmantel von oben nur schwer zugänglich ist, bilden sich an der Verbindungsstelle der Feuerbüchse mit dem Mantel leicht Schmutzablagerungen, die für die Lebensdauer des Kessels eine große Gefahr bilden. In der Regel zeigen sich denn auch an dieser Stelle bei

stehenden Kesseln die ersten Leckagen. Für ein allseitiges Befahren dieses Teiles des Kessels pflegt man daher durch Anordnung mehrerer Schlammlöcher an der tiefsten Stelle des Kesselinnern Sorge zu tragen.

Für die Materialbestellung stehender Kessel gilt das bei den liegenden Zylinderkesseln Gesagte. Die Bestellung der einzelnen Materialteile des stehenden Kessels hat in entsprechender Weise entweder nur nach Abmessungen oder unter Zuhilfenahme von Skizzen zu geschehen. Die gewölbten Böden der Feuerbüchse und des Kessels werden wegen ihrer teilweise schwierigen Form in der Regel fertig vom Walzwerke bezogen. Für das übrige Blechmaterial werden flache Bleche aufgegeben, deren Herrichtung gewöhnlich in der eigenen Werkstatt erfolgt. Der Mantel der Feuerbüchse wird als trapezförmiges Blech bestellt, dessen Abmessungen durch die Abwicklung festgelegt werden. Für die Nahtüberlappung muß an beiden Seiten die Hälfte der Überlappung, an der Kröpfstelle noch ein besonderes Stück zugeschlagen werden, weil sich das Blech beim Kröpfen des Mantels stark zusammenzieht. Ausschärfungen sind gleichfalls zu berücksichtigen. Die äußere trapezförmige Umgrenzung des sich ergebenden, abgewickelten Bleches ist das zu bestellende flache Blech (Abb. 61).

III. Ausführung der Lokomotivkessel.

Die Verwendung von Lokomotivkesseln im Schiffsbetriebe ist in neuerer Zeit immer mehr eingeschränkt worden. Schon bei der Besprechung der einzelnen Kesselarten ist erwähnt worden, daß sie beim Neubau größerer Anlagen aus ihrem ursprünglichen Verwendungsgebiete auf leichten Fahrzeugen der Kriegsmarine gänzlich durch die Wasserrohrkessel verdrängt worden sind. Abgesehen vom Ersatze alter Kessel kommen sie bei Neubauten eigentlich nur noch für Flußschiffe wie Hinterraddampfer, Dampfbarkassen und ähnliche Fahrzeuge zur Ausführung.

Die Taf. 10 zeigt einen noch in den letzten Jahren für einen Kreuzer-Neubau zur Ausführung gekommenen Lokomotivkessel. Die Abb. 62 u. 63 und die Abb. 64 u. 65 stellen Barkasskessel dar, und zwar die Abb. 62 u. 63 den eines Beibootes der Kriegsmarine und die Abb. 64 u. 65 den einer Hafenbarkasse. Kleine Lokomotivkessel dieser Art sind in den letzten Jahren noch häufiger gebaut worden, werden aber in neuester Zeit auch entweder durch Kessel mit rückkehrender Flamme (Hafenboote) oder durch Wasserrohrkessel (Dampfboote der Kriegsmarine) ersetzt.

Der Schiffs-Lokomotivkessel ist in der Art seiner Ausführung zum größten Teile dem im Landbetriebe verwendeten Lokomotivkessel

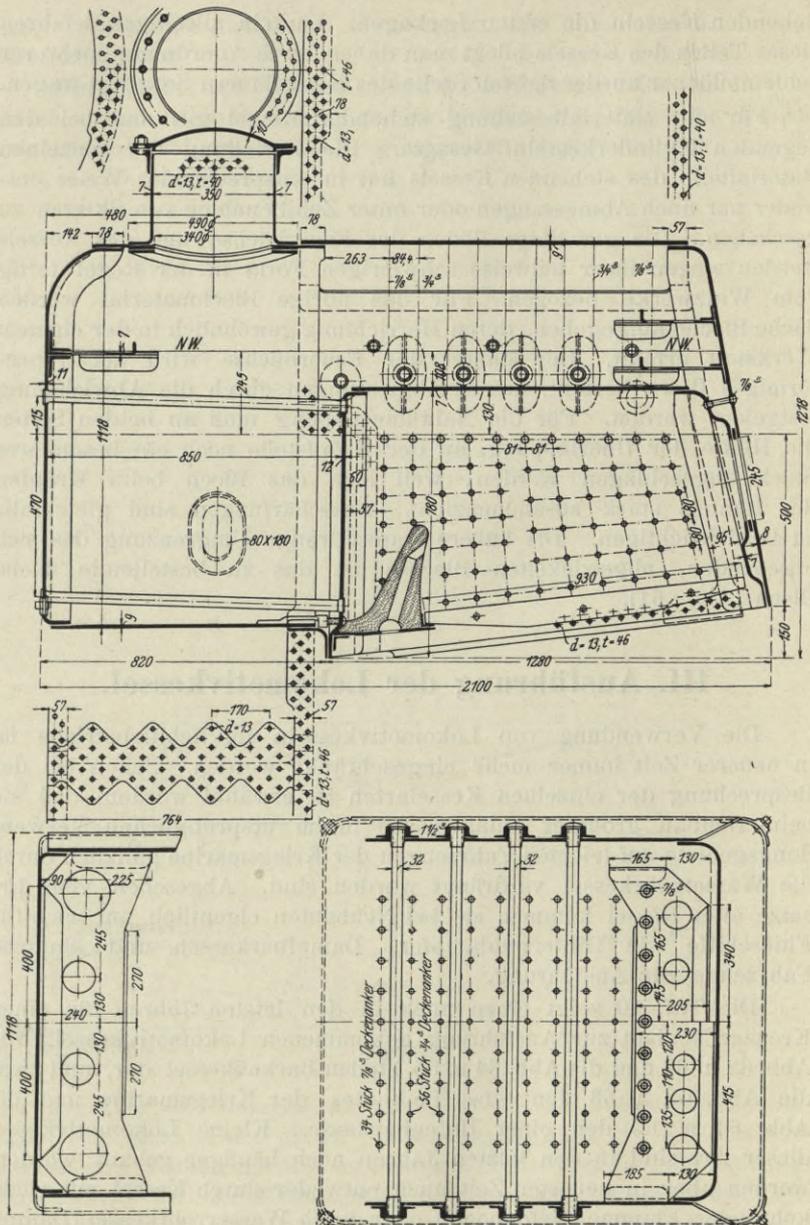


Abb. 62.

Lokomotiv-Kessel.

$p = 12 \text{ atm}$; $H = 27,85 \text{ qm}$;
 $R = 1,00 \text{ qm}$.

267 Heizrohre: 32 mm äuf. Durchm.,
 $28,6 \text{ mm}$ inn. Durchm.

nachgebildet. Die Kessel bestehen in der Hauptsache aus einem kistenförmigen und einem daran anschließenden zylindrischen Teile. In dem kistenförmigen Teile ist die gewöhnlich gleichfalls kisten-

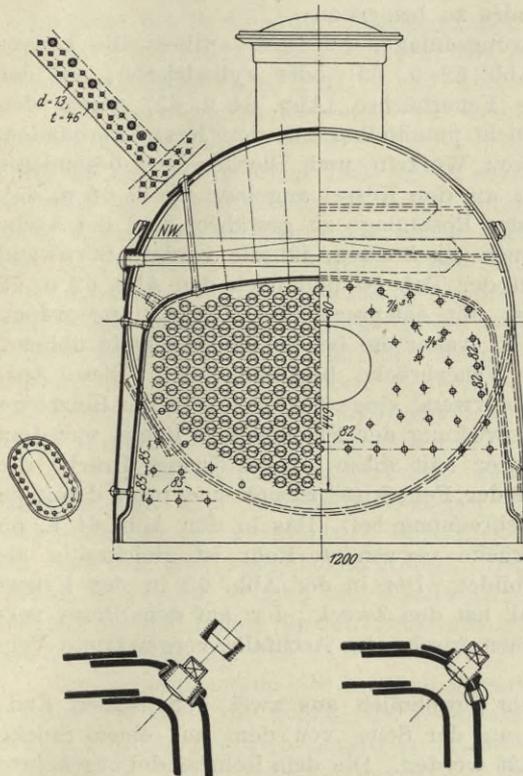


Abb. 63.

regere Verdampfung erzielt, gleichzeitig aber das Gewicht und die Baukosten erhöht, und die Reinigung des unteren Kesselteiles erschwert. Auf diese Nachteile ist es wohl zurückzuführen, daß man dieser Ausführung des Lokomotivkessels verhältnismäßig selten begegnet.

Die drei beigegebenen Zeichnungen von Lokomotivkesseln stellen sogenannte Trockenboden-Kessel dar. Im Gegensatz zu den Naßboden-Kesseln ist die Feuerkiste unten nicht vom Kesselwasser umspült. Die Feuerkiste sowohl wie der kistenförmige Teil des Kessels sind unten offen und von der Auflage und dem Aschfalle nur durch die Rostlage getrennt. Infolge ihres geringeren Gewichtes, ihrer

geringeren Kosten und ihrer besseren Zugänglichkeit ist diese Kesselart die weitaus vorherrschende geblieben.

Über die Ausführung der Lokomotivkessel ist, soweit sich die Bauart der Einzelteile nicht mit denen der vorher besprochenen Kesselarten deckt, folgendes zu bemerken:

Die eigentliche Feuerungsanlage, der Rost, schließt die kastenförmige (Taf. 10 und Abb. 62 u. 63) oder zylindrische, auf der Heizrohrrseite abgeflachte Feuerbüchse (Abb. 64 u. 65) gegen den Aschfall ab. Dieser ist nicht unmittelbar mit dem Kessel verbunden, sondern wird mit Hilfe von Winkeln und Blechen als besonderer Teil unter der Feuerkiste an den Kessel angebaut (Abb. 64 u. 65). Um der Luft Zutritt zu der Rostanlage zu gewähren und die Asche aus dem Aschfalle entfernen zu können, ist die vordere Stirnwand bei den Ausführungen auf der Taf. 10 und nach den Abb. 62 u. 63 hochgezogen und der Rost mit entsprechender Neigung angeordnet. An der Feuerungsanlage ist weiter die bei Lokomotivkesseln übliche, zungenförmige Form der Feuerbrücke bemerkenswert. Diese Ausführung soll die in der Rohrwand eingewalzten Enden der Heizrohre vor der unmittelbaren Einwirkung der Flamme und damit vor dem Ausglühen schützen. Weiter hält diese zungenförmige Brücke die Heizgase etwas länger in der Feuerkiste zurück und trägt damit zu ihrer vollkommeneren Verbrennung bei. Das in den Abb. 64 u. 65 zur Unterstützung der Brücke verwendete Rohr ist gleichzeitig als kleiner Quersieder ausgebildet. Der in der Abb. 62 in der Feuerbrücke ausgesparte Kanal hat den Zweck, der auf dem Roste verbrennenden Kohle von oben frische, im Aschfalle vorgewärmte Verbrennungsluft zuzuführen.

Die Feuerkiste besteht gewöhnlich aus zwei geflanschten Endwänden, die oben und an der Seite von dem aus einem Stücke bestehenden Mantel umfaßt werden. Die dem Rohrbündel zugekehrte Wandung ist als Rohrwand entsprechend stärker ausgebildet. Bei dem in den Abb. 64 u. 65 dargestellten Kessel sind sämtliche Nähte der Feuerkiste geschweißt. Bei größeren Rostflächen, deren Bedienung die Anordnung zweier Feuerstellen bedingt, empfiehlt es sich, die Feuerkiste gleichfalls in zwei Teilen auszuführen, um Störungen eines Feuers bei der Reinigung des anderen nach Möglichkeit zu vermeiden. Die Decke der Feuerkiste fällt der Neigung des niedrigsten Wasserstandes entsprechend nach den Seiten hin ab. Die Wandungen der Feuerkiste werden unten herausgekröpft und mit den Wandungen des äußeren kastenförmigen Teiles oder miteinander verbunden. Die in den Abb. 64 u. 65 ausgeführte Umflanschung des Feuerkistenmantels und des äußeren Mantels wagrecht nach außen ist nicht zu empfehlen, weil die Ecken der Rundung unzugänglich sind und die Ablagerung von Schmutz begünstigen. Durch Auskröpfungen

der Feuerkistenwand und mit Hilfe eines Flacheisenrahmens stellt man die Öffnungen für die Feuertüren her. Bei dem in den Abb. 64 u. 65 wiedergegebenen Kessel ist auch an dieser Stelle Schweißung vorgesehen. Die flachen Seitenwände der Feuerkiste werden durch Stehbolzen, die Decken durch Deckenträger aus Blech (Abb. 64 u. 65) oder mit Hilfe starrer Hängestangen, die man als verlängerte Stehbolzen betrachten kann (Taf. 10 und Abb. 62 u. 63), verankert.

Der kistenförmige Kesselteil paßt sich an den Seiten der Form der Feuerbüchse an; während er oben in der Regel mit einer Wölbung in den zylindrischen Teil des Kessels übergeht, wird er gewöhnlich auf der Seite der Feuertür durch eine geflanschte Stirnwand, oben und an den Seiten durch einen Mantel abgeschlossen. Hat die Feuerbüchse zylindrische Form (Abb. 64 u. 65), so besteht der umgebende Teil des Kessels in entsprechender Weise aus Mantel und Decke. Der untere Übergang des kistenförmigen Teiles in den zylindrischen Teil wird durch eine eigenartig geflanschte Platte vermittelt, die wegen ihrer Form „Stiefelknechtplatte“ genannt wird. Der zylindrische Teil, der in gewohnter Weise aus Mantel und Stirnwand besteht, umgibt das Heizrohrbündel, dessen einzelne Rohre in der Regel zickzackförmig angeordnet werden. Das Verhältnis der Heizrohlänge zum Heizrohrdurchmesser ist bei Lokomotivkesseln verhältnismäßig groß, weil der Durchmesser verhältnismäßig klein ist. Bei den wiedergegebenen Kesseln beträgt der äußere Durchmesser 32,41 und 50 mm, die Wandstärke 1,7, 3 und 3,5 mm. Die Befestigung der Rohre in den Rohrwänden ist die gleiche wie bei den Zylinderkesseln.

Die Verankerungen der Lokomotivkessel bilden einen der wesentlichsten Nachteile, die gegen ihre Verwendung sprechen. Die eigenartigen Formen des kistenförmigen Teiles und das vielfache Fehlen paarweise einander gegenüberliegender Flächen erfordern zahlreiche und schwere Verankerungen, welche die Zugänglichkeit des Kessels erschweren. Besonders umfangreich ist die Verwendung von Blech- und Eckankern, die zur Versteifung der großen Wandflächen notwendig sind (Taf. 10). Berücksichtigt man weiter die zur Verankerung der Seitenwände des kistenförmigen Teiles notwendigen Queranker, die von Stirnwand zu Stirnwand durchgehenden Längsanker und die zur Aufhängung der Feuerkistendecke verwendeten Hängestangen, so wird der Lokomotivkessel hinsichtlich der Zahl seiner Verankerungen unter den Feuerrohrkesseln nur noch durch den mit teilweiser Rücksicht hierauf aufgegebenen alten Kofferkessel übertroffen.

Mit Rücksicht auf die zahlreichen, eine Schmutzablagerung begünstigenden Ecken ist für eine reichliche und richtige Anordnung von Mann- und Schlammlöchern Sorge zu tragen. Mannlöcher pflegt

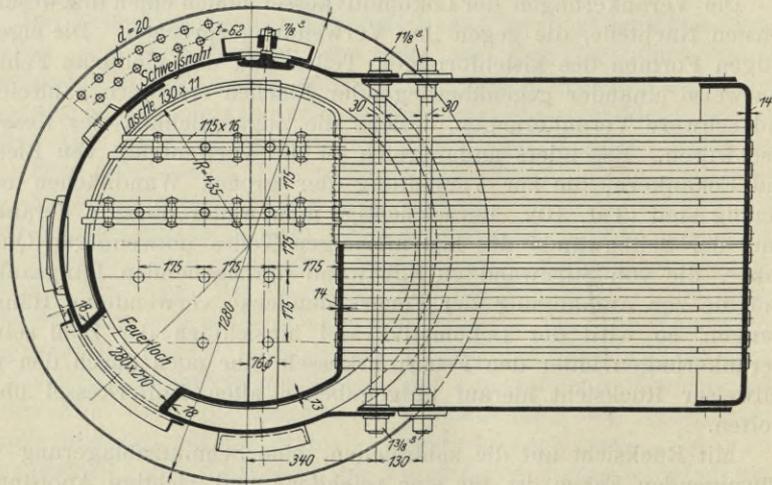
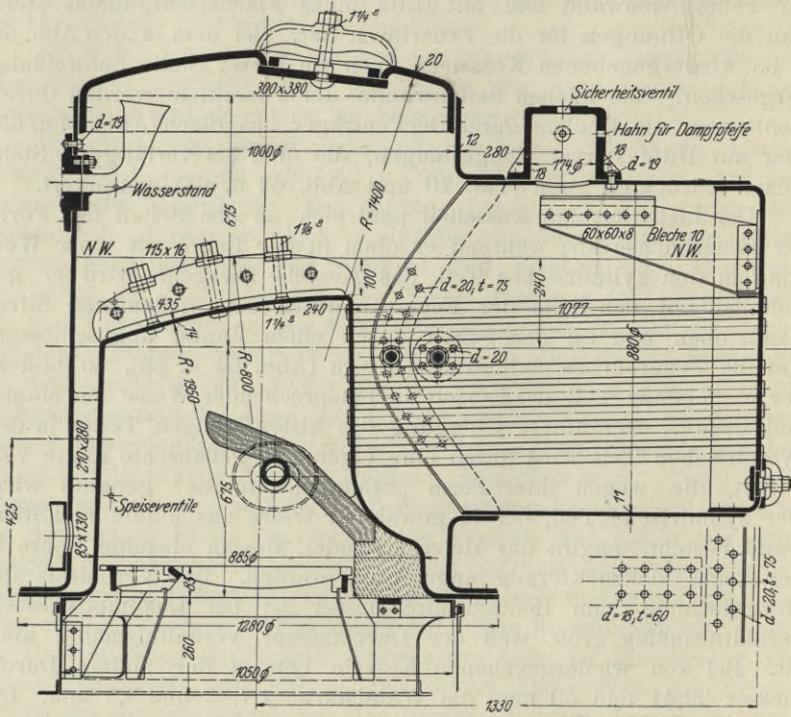


Abb. 64.

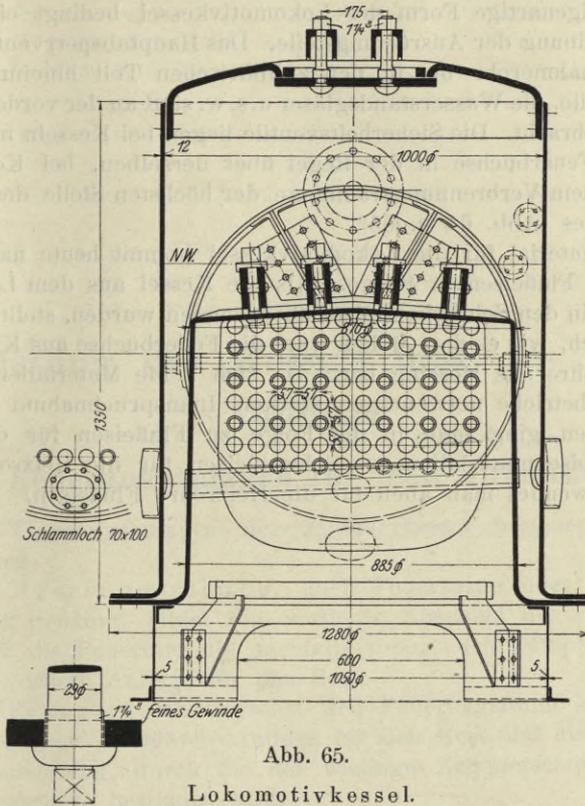


Abb. 65.

Lokomotivkessel.

Material: Flußeisen.

 $p = 12 \text{ atm};$ $H = 13,5 \text{ qm};$ $R = 0,48 \text{ qm}.$

60 Heizrohre; 41 mm äuf. Durchm., 3 mm Wanddicke,

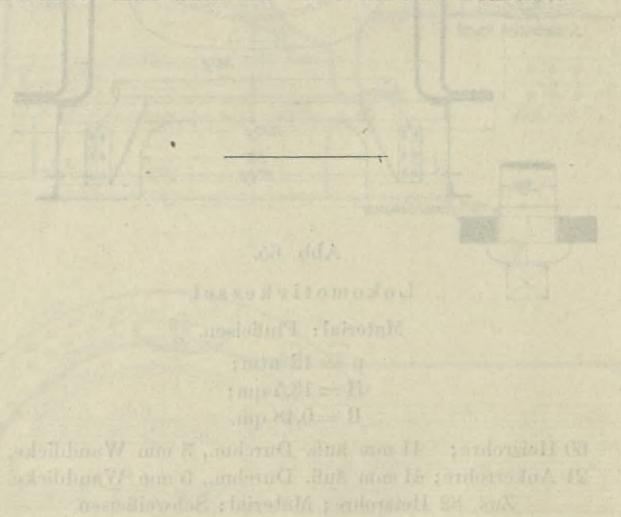
21 Ankerrohre; 41 mm äuf. Durchm., 5 mm Wanddicke.

Zus. 82 Heizrohre; Material: Schweißeisen.

man entweder in den Stirnwänden, oder im Mantel des zylindrischen Teiles vorzusehen. In der Abb. 62 u. 63 ist der Kessel nach Entfernung des losnehmbaren Dombodens, in der Abb. 64 u. 65 durch ein Mannloch in der Decke zugänglich. Schlammlöcher sind in genügender Zahl hauptsächlich für den unteren Raum zwischen der Feuerbüchse und dem äußeren Kesselmantel auszuführen. Bei kleineren Kesseln, bei denen der vorhandene Raum eine Ausführung von Schlammlöchern nicht gestattet, genügen Reinigungsschrauben, deren Anordnung und Ausführung die Abb. 62 u. 63 zeigen.

Die eigenartige Form der Lokomotivkessel bedingt eine besondere Anordnung der Ausrüstungsteile. Das Hauptabsperrventil, dessen Dampfentnahmerohr bis in den zylindrischen Teil hineinreicht, die Speiseventile, die Wasserstandsgläser u. s. w. sind an der vorderen Stirnwand angebracht. Die Sicherheitsventile liegen bei Kesseln mit kastenförmiger Feuerbüchse in der Regel über derselben, bei Kesseln mit zylindrischem Verbrennungsraume an der höchsten Stelle des zylindrischen Teiles (Abb. 64 u. 65).

Als Material für die Lokomotivkessel kommt heute nahezu ausschließlich Flußeisen in Frage. Als die Kessel aus dem Lokomotivkesselbau in den Schiffskesselbau übernommen wurden, stellte man zunächst auch, wie es dort üblich war, die Feuerbüchse aus Kupfer und die Heizrohre aus Messing her. Da sich beide Materialien bei der im Schiffsbetriebe notwendigen starken Inanspruchnahme nicht bewährt haben, ging man in der Folge zu Flußeisen für die Bleche und Rundeisenmaterialien, zu Schweißeisen für die Heizrohre über. Heute verwendet man auch für die Heizrohre Flußeisen.



man erwarte in den Schweißarbeiten, oder im Innern des zylindrischen Teiles vorzunehmen. In der Abb. 62 u. 63 ist der Kessel nach der Leistung des beschriebenen Bauartens in der Abb. 64 u. 65 durch ein Querloch in der Decke zugänglich. Schweißnähte sind in der unteren Zahl angegeben für den inneren Raum zwischen der Feuerbüchse und dem äußeren Kesselmantel auszuführen. Bei kleineren Kesseln bei denen der vorhandene Raum eine Ausbuchtung von Schweißnähten nicht gestattet, sondern Reinigungsschrauben deren Anzahl und Ausführung die Abb. 62 u. 63 zeigen.

7. Abschnitt.

Ausrüstung des Kessels und des Kesselraumes.

I. Feuerungsanlagen für feste Brennstoffe.

Die Feuerungsanlagen der Zylinderkessel bestehen aus drei Hauptteilen:

Der Feuerungsrahmen, auch Feuerzarge oder Feuerungsgeschränk genannt, bildet den vorderen Abschluß des Feuerrohres; er umfaßt die Feuerür, die Aschfallklappe, auch Dämpfer genannt, und die vordere Auflage für den Rost.

Die Feuerbrücke begrenzt den Feuerungsraum am hinteren Ende; sie dient als hintere Auflage für den Rost und als Träger für die Aufmauerung, durch die der wichtige Zugquerschnitt oberhalb der Feuerbrücke bestimmt wird.

Die Rostanlage verbindet den Feuerungsrahmen und die Feuerbrücke; sie teilt das Feuerrohr in zwei Teile, in einen oberen, den Verbrennungsraum, in dem die Verbrennung des Brennstoffes erfolgt, und in einen unteren, den Aschfall, der zur Aufnahme der Rückstände und als Zuführungskanal für die Luft dient.

Die Taf. 12, sowie die Abb. 66 bis 68 bieten einen Überblick über einige Feuerungsanlagen neuerer Kessel. Die Abb. 68 zeigt den Feuerungsrahmen nebst Zubehör für das Feuerrohr des in der Abb. 51 dargestellten Kessels. Die in den Abb. 66 u. 67 wiedergegebene Feuerungsanlage für natürliche Luftzufuhr gehört dem in den Abb. 46 u. 47 dargestellten Zylinderkessel mit durchschlagender Flamme an. Die Feuerungsanlage eines Einenders, der mit Howden's künstlicher Luftzufuhr arbeitet, zeigt die Taf. 12; sie gehört zu dem auf der Taf. 3 dargestellten Kessel.

Der Feuerungsrahmen schließt das Feuerrohr vorn ab und bildet eine vordere Auflagefläche für die Roste. Dieses Auflager

wird allgemein durch eine gußeiserne, in der Mitte des Feuerrohres angeordnete Querplatte gebildet, die innen der Form der Roststabhöfe angepaßt ist. Da diese Querplatte, Schürplatte (auch Rostvorlage) genannt, namentlich bei künstlicher Luftzufuhr starkem Verschleiße ausgesetzt ist, führt man sie vielfach in der Breite der Rostfläche auswechselbar aus (Taf. 12). Bei größeren Anlagen versteift man sie durch senkrechte Längs- und Querrippen. In der Regel pflegt man sie unabhängig von dem eigentlichen Feuerungsrahmen an beiden Seiten mit Eckblechen an dem Feuerrohre zu befestigen.

Die Schürplatte teilt den Feuerungsrahmen in zwei Hälften; die obere enthält den Ausschnitt für die Feuertür, die untere Öffnung für die Aschfallklappe. Die am weitesten ver-

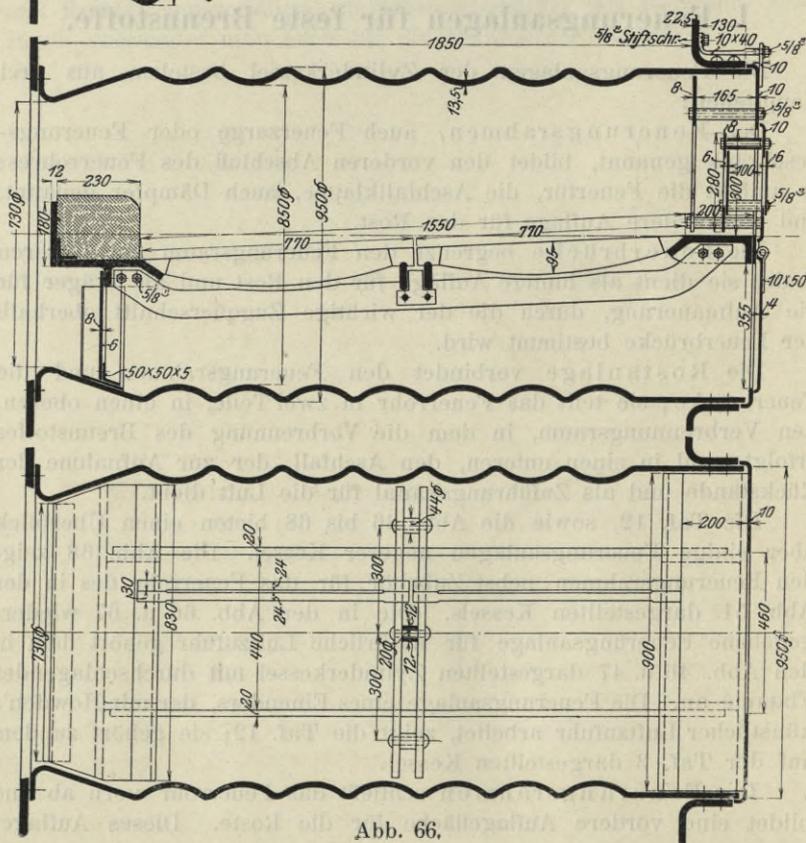


Abb. 66.

breitete Ausführung des eigentlichen Feuerungsrahmens besteht in einer das Heizrohr abschließenden runden Blechplatte aus Schweiß-eisen, die mit Hilfe mehrerer Blechnaggen an der Stirnwand des Kessels losnehmbar befestigt wird. Im Bereiche des Feuerungsraumes muß die Platte, zwecks Vermeidung der Wärmeausstrahlung, gegen die

Zylinder-Kessel mit durchschlagender Flamme.
Feuerungsanlage.

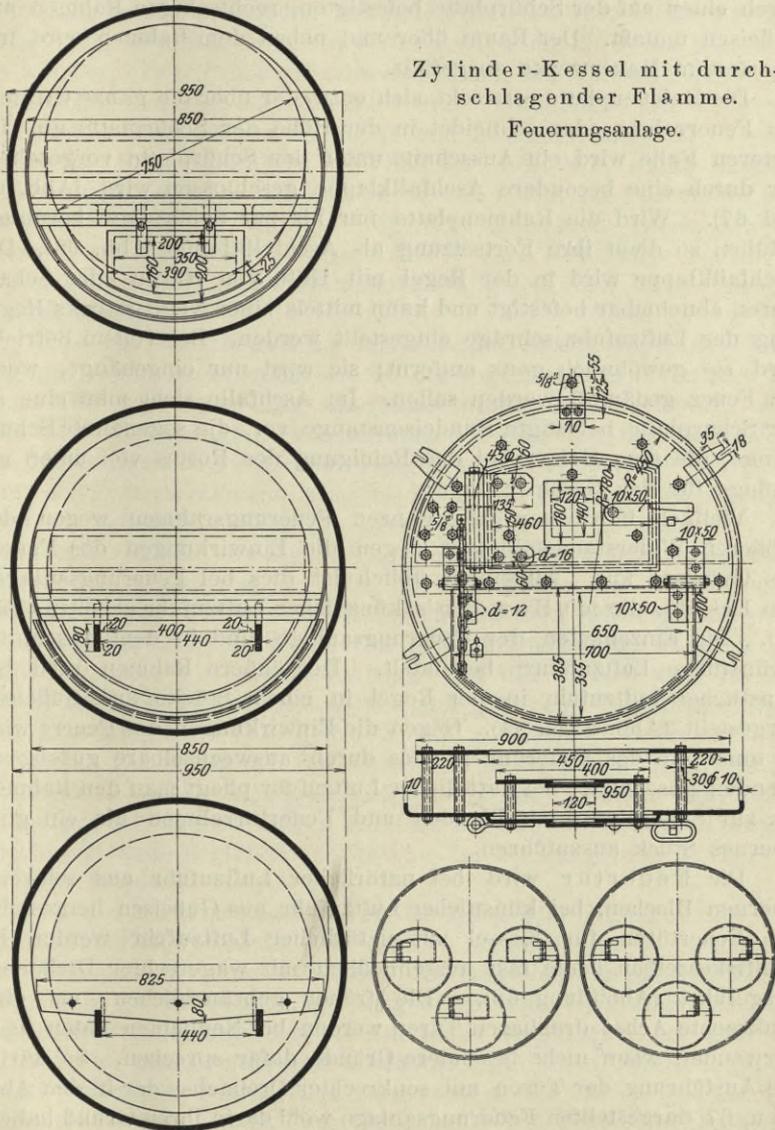


Abb. 67.

Einwirkungen der Flamme geschützt werden. Die Anordnung einer zweiten Blechplatte, einer sogen. „Blende“, die durch Abstandsrollen mit der Rahmenplatte verbunden wird, ist als wenig wirksam nicht zu empfehlen (Abb. 66 u. 67). Gebräuchlicher ist die aus der Abb. 68 ersichtliche Art des Schutzes. Die Öffnung der Feuertür wird innen durch einen auf der Schürplatte befestigten, rechteckigen Rahmen aus Gußeisen umfaßt. Der Raum über und neben dem Rahmen wird mit feuerfestem Mauerwerke ausgefüllt.

Die Rahmenplatte erstreckt sich entweder über die ganze Öffnung des Feuerrohres oder schneidet in der Höhe der Schürplatte ab. Im ersteren Falle wird ein Ausschnitt unter der Schürplatte vorgesehen, der durch eine besondere Aschfallklappe geschlossen wird (Abb. 66 und 67). Wird die Rahmenplatte nur bis zur Schürplatte heruntergeführt, so dient ihre Fortsetzung als Aschfallklappe (Abb. 68). Die Aschfallklappe wird in der Regel mit Hilfe von Haken oder Scharnieren abnehmbar befestigt und kann mittels einer Kette zwecks Regelung der Luftzufuhr schräge eingestellt werden. Bei vollem Betriebe wird sie gewöhnlich ganz entfernt; sie wird nur eingehängt, wenn die Feuer gedämpft werden sollen. Im Aschfalle sieht man eine an der Schürplatte befestigte Rundeisenstange vor, die sogenannte Schürstange, die dem Heizer bei der Reinigung des Rostes von unten als Auflage für das Geschirr dient.

Vielfach führt man den ganzen Feuerungsrahmen wegen der größeren Widerstandsfähigkeit gegen die Einwirkungen des Feuers aus Gußeisen aus. Allgemein üblich ist dies bei Feuerungsanlagen von Kesseln, die mit Howden's künstlicher Luftzufuhr arbeiten (Taf. 12). Die Einzelheiten der Feuerungsanlage sind in dem Abschnitte „Künstliche Luftzufuhr“ behandelt. Der äußere Rahmen wird bei künstlicher Luftzufuhr in der Regel in einem Stücke aus Gußeisen hergestellt (Abb. 93 u. 94). Gegen die Einwirkungen des Feuers wird er innerhalb des Feuerungsraumes durch auswechselbare gußeisernerne Blenden geschützt. Bei natürlicher Luftzufuhr pflegt man den Rahmen bis zur Schürplatte mit Blenden und Feuerrahmen als ein gußeisernes Stück auszuführen.

Die Feuertür wird bei natürlicher Luftzufuhr aus schweißeisernen Blechen, bei künstlicher Luftzufuhr aus Gußeisen hergestellt. Die Feuertüren für Kessel mit natürlicher Luftzufuhr werden im Schiffskesselbau heute fast ausschließlich mit wagerechter Drehachse ausgeführt (Abbildung 68). Die früher gebräuchlichen, um eine senkrechte Achse drehbaren Türen werden bei Neubauten kaum noch verwendet, wenn nicht besondere Gründe dafür sprechen. So dürfte die Ausführung der Türen mit senkrechter Drehachse der in den Abb. 66 u. 67 dargestellten Feuerungsanlage wohl darin ihren Grund haben, daß eine Beschickung des Rostes sowohl mit festen als auch mit

flüssigen Brennstoffen vorgesehen ist. Die Öffnung und Schließung der senkrecht drehbaren Türen erfordert mehr Zeit als die der wagerecht drehbaren. Infolgedessen ist bei den ersteren der Feuerungsraum länger den schädlichen Einflüssen der eindringenden kalten Luft ausgesetzt. Dieser Vorteil der Türen mit wagerechter Drehachse tritt auch beim Durchstoßen und Reinigen der Feuer in die Erscheinung. Ein teilweises Öffnen der Tür genügt, um die Feuer bearbeiten zu können. Durch das nur teilweise Öffnen der Tür wird der Heizer gleichzeitig vor der strahlenden Wärme geschützt. Die senkrecht drehbaren Türen müssen in geöffnetem Zustande eingehakt werden, damit sie beim Schlingern des Schiffes nicht von selbst zufallen. Andererseits schließen sie sich nicht bei einem im Feuerrohre auftretenden Überdruck wie die wagerecht drehbaren Türen, die auf diese Weise bei inneren Kesselschäden eine selbsttätige Schutzvorrichtung für die Bedienungsmannschaft gegen den ausströmenden Dampf bilden.

Eine im Schiffsbetriebe weit verbreitete Ausführung einer Feuer-tür mit wagerechter Drehachse ist die sogenannte Martin'sche Balan-ze-Tür (Abb. 68). Auf die Rahmenplatte des Feuerrohres wird ein vorn abgeschrägter Feuertürrahmen aufgesetzt, beziehungsweise bei gußeisernen Feuerungsrahmen angegossen. Der obere vorspringende Teil des Feuertürrahmens ist an beiden Seiten mit einem augenartigen Angusse versehen, in dem die Drehachse der Tür gelagert ist. Auf den beiden Enden der Achse ist je ein Gegengewicht angeordnet, dessen Querschnitt aus der Abb. 68 zu erkennen ist. Das Gegen-gewicht ist so auf der Achse befestigt, daß sein Schwerpunkt, wenn die Tür geschlossen ist, rechts vom Achsenmittelpunkte, wenn sie ge-öffnet ist, links von demselben liegt. Auf diese Weise wird die Tür durch das Gewicht in geschlossener oder geöffneter Lage festgehalten. Zur Bewegung sind Handgriffe in den gußeisernen Gegengewichten befestigt. Die Achse hat zwischen den Drehpunkten quadratischen Querschnitt, um das flußeiserne Blech, das die eigentliche Tür bildet, befestigen zu können. Dieses Türblech wird durch ein zweites inneres Blech vor dem Erglühen geschützt. Zur Kühlung sind Löcher im äußeren Türbleche vorgesehen.

Da die Martin'sche Balanze-Tür infolge der Gegengewichte ver-hältnismäßig schwer ausfällt, ist man zu Ausführungen übergegangen, bei denen die Tür unter Fortfall des Gewichtes durch ihr Eigen-gewicht in geschlossener Lage festgehalten wird. An einer Seite der Achse ist zur Öffnung der Tür ein Hebel vorgesehen, der über die Achsenmitte hinausreicht und an diesem Ende einen seitlichen Zapfen trägt. Wird die Tür durch Niederdrücken des Hebels geöffnet, so fällt eine bewegliche, am Feuerungsrahmen befestigte Sperrklinke auf den Zapfen nieder und hält die Tür in geöffneter Lage fest. Beim

Schließen schlägt der Heizer die Sperrklinke mit der Schaufel hoch, worauf sich die Tür von selbst schließt.

Die Feuertüren mit senkrechter Drehachse bestehen aus einer vorderen Türplatte, an der mittels Abstandsrollen innen eine Blende befestigt ist. Bei der in den Abb. 65 und 66 wiedergegebenen Feuerungsanlage sind in beiden Blechen kleine Ausschnitte vor-

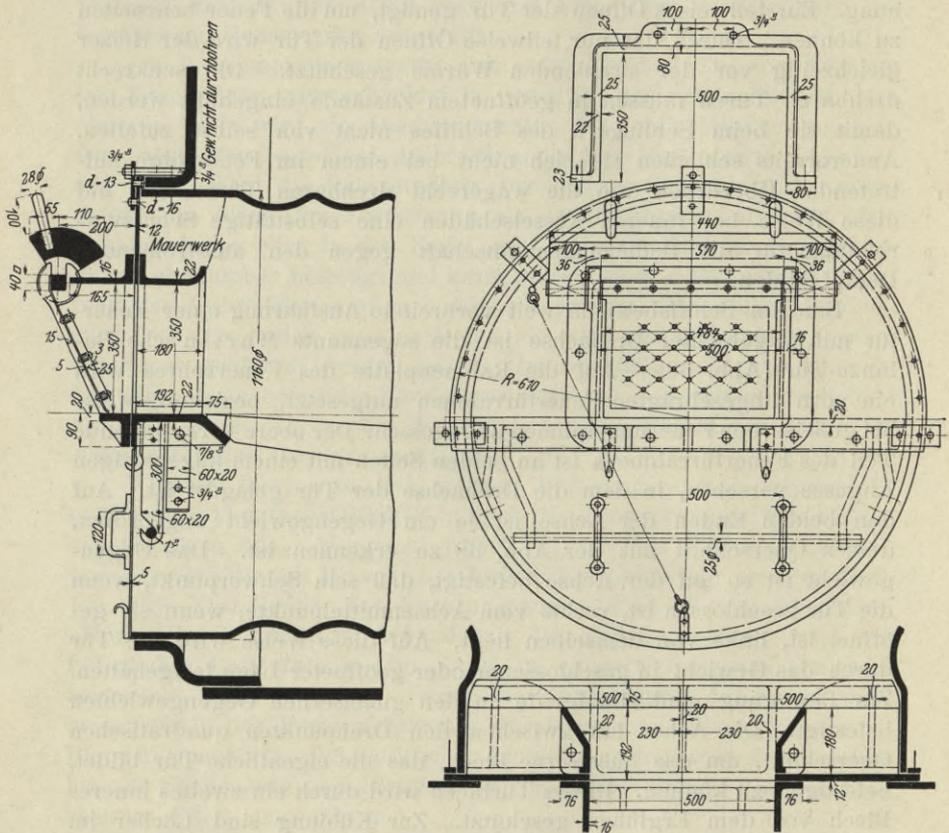


Abb. 68.

handen, die für den Fall einer Verwendung flüssiger Brennstoffe vorgesehen sind. Drehbar sind sie in Blechscharnieren, verschließbar durch eine einfache Klinke.

Als Feuerbrücke bezeichnet man zwar im besonderen die Quermauerung im hinteren Teile des Feuerrohres, allgemein fast man jedoch unter diesem Namen die hintere Rostauflage und die gesamte Aufmauerung zusammen. Die Feuerbrücke soll eine hintere Auflage für die Roststäbe und gleichzeitig einen Stützpunkt für die Brücken-

mauerung und für die anschließende Mauerung zur Überleitung der Flamme in die Flammenbüchse bilden. Die Brückenmauerung bestimmt den wichtigsten Zugquerschnitt über der Feuerbrücke; dieser Querschnitt sollte mit größter Sorgfalt nach der Beschaffenheit und dem Heizwerte der Kohle und nach der Art der Luftzufuhr bemessen werden, da die wirtschaftliche Ausbeute des Brennstoffes zum großen Teile von seiner zweckentsprechenden Bemessung abhängig ist. Die eigentliche Feuerbrücke soll die Heizgase möglichst lange im Feuerungsraume zurückhalten, damit eine innige Mischung mit der Verbrennungsluft stattfindet. Andererseits darf die Feuerbrücke nicht zu hoch aufgemauert werden, da sonst die erforderliche Zugstärke beeinträchtigt wird. Schließlich muß die Brücke so hoch bemessen sein, daß die Kohlen nicht über sie hinaus fallen und den Zugquerschnitt verringern.

Als Träger für die Feuerbrücke dient eine etwas unterhalb der Feuerrohrmitte angeordnete Querplatte, die, seitlich der Wellenform angepaßt, mittels Klampen am Feuerrohre oder an einer senkrechten Stützplatte befestigt wird. Der größeren Haltbarkeit wegen verbindet man bei größeren Anlagen beide Befestigungsarten miteinander (Taf. 12). Am vorderen Ende ist die Brückenplatte zur Aufnahme der Roststäbe abgeschrägt oder mit einem Falze versehen. Hinten schließt man sie durch einen Plattenstreifen oder durch Hochführen der senkrechten Stützplatte ab, um ein zuverlässiges Gegenlager für die Aufmauerung der Brücke zu erhalten. Die seitlich der Rundung des Feuerrohres angepaßte Stützplatte wird durch Winkel oder Eckbleche am Feuerrohre befestigt. Sie enthält unterhalb der Brückenplatte eine Öffnung, die bei Reinigungen und Besichtigungen Zugang zu dem Raume unterhalb der Aufmauerung gewährt. Im Betriebe ist die Öffnung durch eine eingehängte oder in anderer Weise losnehmbar befestigte Klappe verschlossen.

Bei größeren Anlagen wird die Feuerbrückenplatte und die Stützplatte aus Gußeisen hergestellt. Zuweilen wird die Stützplatte auch durch eine flußeiserne Blechplatte ersetzt. Bei kleinen Kesseln fällt die Stützplatte in der Regel ganz weg; in diesem Falle wird ein dünnes (etwa 4 mm), an der Feuerbrücke losnehmbar befestigtes Blech als hinterer Abschluß des Aschfalles benutzt. Bei größeren Anlagen wird die gußeiserne Feuerbrücke der Handlichkeit halber geteilt und durch Rippen verstärkt. Bei besonders leichten Anlagen, namentlich in der Kriegsmarine, wird auch die Feuerbrückenplatte aus Flußeisen hergestellt.

An die Hinterseite der Feuerbrückenplatte schließt sich die aus Winkeln und Blechen gebaute Unterlage für die in die Flammbüchse hineinreichende Aufmauerung an. Sie steigt, ungefähr dem Zuge der Flamme folgend, nach hinten an und stützt sich bei Einendern auf

die Rückwand der Flammbüchse. Bei Doppelendern wird in der Mitte der Flammbüchse eine senkrechte Stützplatte aus Blech angebracht, an der die Blechunterlagen zweier gegenüberliegender Feuerrohre wie an der Flammbüchsenwand mit Hilfe von Winkeln befestigt werden. Die aus feuerfesten Steinen bestehende Aufmauerung wird bei Doppelendern an der Vereinigungsstelle ein Stück in die gemeinsame Flammbüchse hinaufgeführt, um eine gegenseitige Beeinflussung beider Feuer zu verhindern.

Die Rostanlage, welche die Schürplatte mit der Feuerbrücke verbindet, besteht aus einzelnen nebeneinanderliegenden Roststäben, die in einer Länge (Taf. 12) oder aus Gründen der Haltbarkeit in zwei Längen hergestellt werden (Abb. 66). Da die Roststäbe ständigem Erglühen bei gleichzeitiger Belastung durch das Heizmaterial ausgesetzt sind, empfiehlt sich eine Beschränkung der Rostlänge, um Durchbiegungen zu vermeiden. Wiewohl Roste in einer Länge bis zu 1600 mm und darüber verwendet werden, empfiehlt es sich mit Rücksicht auf die Sicherheit des Betriebes, von 1200 bis 1400 mm an zwei Rostlängen zu wählen. Gegen die Teilung wird nicht mit Unrecht geltend gemacht, daß die an der Verbindungsstelle beider Rostlängen entstehende Fuge in der Rostfläche die Bearbeitung des Feuers störend beeinflusst. Bei einer Zweiteilung liegen die Roststäbe in der Mitte des Feuerrohres auf besonderen Rostträgern auf, die aus zwei, mittels Abstandsrollen verbundenen Flacheisenstäben bestehen. Diese Querträger werden entweder mit Hilfe von Eckblechen am Feuerrohre befestigt oder ruhen auf Längsstangen aus Flacheisen, welche die Schürplatte mit der Feuerbrückenplatte verbinden. Bei gewellten Feuerrohren werden die beiden seitlichen Roste der Wellenform angepaßt und als besondere Gußstücke — Seitenroststäbe — ausgeführt (Taf. 12), um ein Durchfallen von Heizmaterial zu vermeiden. Sie werden durch Vierkantschrauben in den Rostaufgaben in wagerechter Lage festgehalten und seitlich am Feuerrohre vermauert.

Bei der Lagerung der Roststäbe und Rostträger muß Vorsorge getroffen sein, daß sie sich bei der Erwärmung unbehindert ausdehnen können. Die Roststäbe erhalten aus diesem Grunde in der Regel mindestens an einem Ende eine Abschrägung, die auf der entsprechend abgeschrägten vorderen beziehungsweise hinteren Rostaufgabe eine Bewegung in der Längsrichtung ermöglicht. Die gesamte Rostfläche ist gewöhnlich nach hinten etwas geneigt, um sie bequemer bearbeiten zu können. Vorn wird sie in der Höhe der Feuerrohrmitte, eher noch etwas darüber angeordnet, um den schon durch die Schürplatte verengten Zugquerschnitt unterhalb derselben nicht zu sehr zu beschränken. Der Fall nach hinten beträgt ungefähr 4 bis 6 mm auf 1 m Länge.

Zwischen den einzelnen Roststäben muß ein Zwischenraum vorgesehen werden, der einerseits der Verbrennungsluft Zutritt zu den Brennstoffen gewährt, andererseits ihre unverbrennbaren Rückstände in den Aschfall durchfallen läßt. Den Gesamtzwischenraum bezeichnet man als „freie Rostfläche“; ihre Größe, die für die vorteilhafte Verbrennung der Kohle von großer Bedeutung ist, sollte, soweit es im Betriebe durchführbar ist, den Eigenschaften der verfeuerten Kohle angepaßt werden. Je stärker die Kohle schlackt, desto größer muß die freie Rostfläche bemessen sein. Gangbare Werte für das Verhältnis der freien Rostfläche zur Gesamtrostfläche sind 0,35 bis 0,4 bei wenig schlackenden Kohlen, 0,55 bis 0,65 bei stark schlackenden Kohlen.

Die Roststäbe bestehen in der Handelsmarine fast ausschließlich aus hartem Gußeisen, das große Widerstandsfähigkeit der Einwirkung des Feuers gegenüber besitzt. In der Kriegsmarine wird, um an Gewicht zu sparen, auch Flußeisen verwendet. Die gußeisernen Roststäbe haben trapezförmigen Querschnitt und sind an beiden Enden zwecks Herstellung des erforderlichen Spielraumes mit knaggenartigen Verdickungen (Köpfen) versehen (Taf. 12). Die untere Abschrägung dieser Verdickung beträgt etwa 30 bis 45°. Bei stegartigen Rostträgern führt man an Stelle der Abschrägung an einem Ende einen Einschnitt aus. Bei Rostlängen über etwa 1000 mm pflegt man auch zwischen den Rostköpfen seitliche Knaggen anzuordnen, um einem seitlichen Verbiegen der Roste vorzubeugen. Zuweilen wird jedoch selbst bei größeren Längen von diesen mittleren Knaggen abgesehen, weil sie bei der Reinigung des Feuers hinderlich sind. Für kleinere Verschiedenheiten in der Ausführung sind die Erfahrungen der ausführenden Werkstatt maßgebend, die in der Regel auch für die Querschnittsabmessungen des Roststabes je nach der Länge Standwerte im Gebrauche hat.

Gangbare Abmessungen für gußeiserne Roststäbe liefern folgende Erfahrungswerte:

Bezeichnet

D den Durchmesser des Feuerrohres in mm,

L die Länge des Roststabes in mm,

h die Höhe des Roststabquerschnittes auf $\frac{1}{2} L$ in mm,

b_1 die obere Breite des Roststabquerschnittes in mm,

b_2 die untere Breite des Roststabquerschnittes in mm,

b_3 die Breite der mittleren Knagge in mm,

h_2 die Höhe der mittleren Knagge in mm,

so sind für den Roststab folgende Abmessungen zu empfehlen:

$$h = 0,343 \cdot \sqrt[3]{D} \cdot \sqrt[3]{L},$$

$$b_1 = 0,2 h + 3 \text{ mm},$$

$$b_2 = 0,55 b_1,$$

$$b_3 = 1,45 b_1,$$

$$h_2 = 0,6 h.$$

Flußeiserne Roststäbe werden aus Flacheisen von trapezförmigem Querschnitte hergestellt; die Knaggen an den Kopfen werden angestaucht. Gangbare Abmessungen des Querschnittes sind in diesem Falle $100 \times 16 \times 8$ mm. In der Kaiserlichen Marine, namentlich bei Wasserrohrkesseln, wird vielfach die leichtere Ausführung $80 \times 15 \times 6$ mm verwendet. Soll eine noch größere Gewichtsersparnis erzielt werden, so verwendet man sogenannte Paketroststäbe. Sie werden aus noch leichterem Flacheisen von den Querschnittsmessungen $80 \times 10 \times 5$ mm hergestellt. Drei bis fünf derartiger Flacheisenstäbe werden unter Innehaltung des erforderlichen Zwischenraumes mit Hilfe von Abstandsrollen zu einem „Paket“ verbunden. Die Knaggen fallen völlig weg; an den Enden sind die Stäbe lediglich abgeschrägt oder mit einem Einschnitte für den Rostträger versehen. — Um Durchbiegungen zu vermeiden sollte die Länge flußeiserner Roststäbe von den erwähnten Abmessungen etwa 1200 mm nicht überschreiten.

Die Ausführung der Feuerungsanlagen von Lokomotivkesseln und stehenden Zylinderkesseln entspricht in den Einzelheiten derjenigen liegender Zylinderkessel. Infolge des Fortfalles der Feuerrohre wird ein Feuerungsrahmen entbehrlich; Abweichungen kommen im wesentlichen nur bei der Form der Rostfläche und bei der Unterstützung in Frage, wobei auf die besondere Gestaltung des Feuerraumes beider Kesselarten Rücksicht genommen werden muß. Einzelheiten der Feuerungsanlage finden bei der Behandlung der Ausführung der einzelnen Kesselarten Erwähnung.

II. Feuerungsanlagen für flüssige Brennstoffe.

Bei der Behandlung der Brennstoffe ist auf die zahlreichen Vorteile flüssiger Brennstoffe hingewiesen worden, die hauptsächlich bestehen in

- dem hohen Heizwerte,
- der geringeren Rauchentwicklung,
- dem Fehlen von Rückständen,
- dem hohen Staugewichte,
- der schnellen und bequemen Unterbringung an Bord,
- der Verminderung der Bedienungsmannschaft,
- der geringeren Beanspruchung der Kessel,
- der guten Lüftung der Heizräume und in der Möglichkeit, den Betrieb beliebig zu regeln.

Diesen Vorteilen steht neben der leichten Entzündbarkeit und den Geräuscherscheinungen bei der Zerstäubung ein wesentlicher

und entscheidender Nachteil gegenüber: Eine wohlfeile Ergänzung flüssiger Brennstoffe ist nur an einigen wenigen Plätzen des Weltverkehrs möglich (Amerika, Rußland, Borneo), an denen das Vorkommen von erdölgigen Erzeugnissen die natürliche Vorbedingung für ihre Gewinnung liefert. Dieser Umstand ist für die heutige Verwendung flüssiger Brennstoffe im Schiffsbetriebe entscheidend: In der Handelsmarine werden sie sich, abgesehen von einigen örtlichen Ausnahmen, aus wirtschaftlichen Gründen kaum einzubürgern vermögen. Die Kosten der Herbeischaffung nach allen größeren Hafenplätzen würden die Vorteile aufwiegen; hiervon abgesehen könnte die Erzeugung flüssiger Brennstoffe dem auftretenden Bedürfnisse zurzeit nicht genügen. Ihre Verwendung in der Handelsmarine wird daher namentlich auf Fluß- und Küstendampfer beschränkt bleiben, die sich in Erdöl hervorbringenden Gegenden in Fahrt befinden.

In der Kriegsmarine spielen die Fragen der Raum- und Gewichtersparnis und der Rauchentwicklung eine ausschlaggebende Rolle. Demgegenüber werden auch höhere Kosten mit in den Kauf genommen. Hier sprechen die Vorteile der flüssigen Brennstoffe so zu ihren Gunsten, daß man trotz ihrer hohen Kosten in den größeren Kriegsmarinen langsam zu ihrer umfangreicheren Verwendung übergeht. In der deutschen Kriegsmarine werden fast alle Neubauten mit Einrichtungen zur Verwendung flüssiger Brennstoffe versehen. Am weitesten ist in dieser Hinsicht die englische Kriegsmarine vorgeschritten.

Die Verwendung flüssiger Brennstoffe erfolgt selten in der Weise, daß die Feuerungsanlage ausschließlich für eine Verfeuerung flüssigen Heizmaterials eingerichtet wird. Dieses Verfahren der sogenannten reinen Ölfeuerung kommt nur für Fahrzeuge in Frage, die sich dauernd in ölreichen Gegenden aufhalten. Einen diesbezüglichen Versuch hat die Hamburg-Amerika-Linie vor einigen Jahren mit ihren nach Ostasien verkehrenden Dampfern unternommen. Sie schloß mit einer englischen Gesellschaft einen Vertrag, durch den diese sich verpflichtete, die für den regelmäßigen Betrieb erforderlichen Mengen Heizöl in den Häfen Suez, Colombo, Singapore, Hongkong und Shanghai anzuliefern. Die Beziehungen mußten gelöst und der Versuch eingestellt werden, weil die Gesellschaft nicht nach Wunsch zu liefern vermochte.

In der Regel erfolgt heute die Verbrennung flüssiger Brennstoffe auf dem Wege der sogenannten gemischten Feuerung. In dem Raume oberhalb der Rostfläche werden feste und flüssige Brennstoffe gleichzeitig verbrannt; die Ölfeuerung dient zur Unterstützung der Kohlenfeuerung. Diese gemischte Feuerung bietet den Vorteil, daß die gesamte Feuerungsanlage für feste Brennstoffe in ihrer ursprünglichen Gliederung erhalten bleibt. Die Zufuhrstellen für den flüssigen

Brennstoff werden im oberen Feuerungsraume so angeordnet, daß die Beschickung des Rostes mit Kohle unbehindert durch die Feuer-tür erfolgen kann. — Diese gemischte Feuerung wird auch in unserer Kriegsmarine angewendet. Sie gestattet eine Ausnutzung der vorteil-haften Eigenschaften der flüssigen Brennstoffe, ohne den Betrieb gänzlich davon abhängig zu machen.

Je nach der Art der Zuführung der flüssigen Brennstoffe unter-scheidet man Feuerungsanlagen, die den Brennstoff

in flüssigem,
in zerstäubtem oder
in vergastem

Zustande in den Verbrennungsraum einführen. Die Zuführung in flüssigem Zustande hat sich im Schiffskesselbetriebe nicht Eingang zu verschaffen vermocht, da die Bewegungen des Schiffes die Ver-teilung des Brennstoffes störend beeinflussen. Eine vielseitige bau-liche Ausgestaltung haben dagegen die mit Zerstäubung arbeitenden Feuerungsanlagen erfahren. Das unterscheidende Merkmal der ver-schiedenen Ausführungen bildet das Druckmittel, durch das die Zerstäubung erfolgt. Demgemäß kann man

Feuerungsanlagen mit Dampfdruck-Zerstäubung,
Feuerungsanlagen mit Luftdruck-Zerstäubung und
Feuerungsanlagen mit Öldruck-Zerstäubung,

unterscheiden.

Eine mit Dampfdruck arbeitende Zerstäuber-Anlage ist der Cuniberti'sche Dampfdruck-Zerstäuber. Er besteht aus drei Haupt-teilen: Aus dem unter Druck stehenden Ölbehälter, aus dem Vor-wärmer zur Vorwärmung des Öles und aus den Zerstäuberdüsen, die das Öl in zerstäubtem Zustande in den Verbrennungsraum ein-spritzen. Das Öl durchwandert vor der Zerstäubung folgenden Weg: Eine Ölpumpe drückt es in den Ölbehälter, auch Druckbehälter ge-nannt; der jeweilige Stand des Öles im Behälter ist mit Hilfe eines Standglases zu erkennen. Vom Ölbehälter wird das Öl durch den Vorwärmer gedrückt, der durch Kesseldampf geheizt wird; das Öl wird hier vorgewärmt und dadurch dünnflüssiger. Aus dem Vor-wärmer gelangt es in eine Verteilungsleitung, die oberhalb der Feuerungen vor dem Kessel angeordnet ist. Von dieser Verteilungs-leitung zweigen besondere, durch einen Dreiwegehahn abschließbare Leitungen zu den einzelnen Zerstäuberdüsen ab. Neben der Ölver-teilungsleitung läuft die Dampfleitung am Kessel entlang, aus der gleichfalls abschließbare Zweigleitungen zu den Zerstäuberdüsen führen. Von der Dampfleitung führt außerdem ein kurzes Rohrstück zu dem Dreiwegehahn der Ölleitung, um sie mit Dampf durchblasen zu können. Bei den älteren Ausführungen erfolgt die Regelung der Heizöl- und

Dampfzufuhr gesondert durch die in beide Zweigleitungen eingebauten Hähne.

Die neueren Ausführungen von Cuniberti weisen eine Verbesserung in der Regelung der Öl- und Dampfzufuhr auf. Sie erfolgt durch einen eigenartig gebauten, gemeinsamen Doppelhahn, der unmittelbar an der vor dem Kessel liegenden Ölverteilungsleitung angebracht ist. In diesen Doppelhahn wird von unten her Dampf aus der Dampfverteilungsleitung mit Hilfe eines kurzen Rohrstückes eingeführt. Seitlich zweigen aus dem Hahne die beiden Leitungen für Öl und Dampf nach der Zerstäuberdüse ab. Durch zwei eigenartige Bohrungen des Hahnes, und durch Anordnung eines Schlitzes ist es nicht nur möglich, durch eine Hahnbewegung die Öl- und Dampfzufuhr gleichzeitig in jeder gewünschten Weise zu regeln, sondern auch die Ölleitung mit Dampf durchzublasen.

Die Zerstäuberdüse bildet ein aus harter Bronze gefertigtes, am Ende mit einem Schlitz versehenes Schutzrohr, in dem die beiden kupfernen Zuleitungsrohre für das Öl und für den Dampf nebeneinander angebracht sind. Die Rohröffnungen sind so angeordnet, daß der Austritt des Dampfes durch den Schlitz in der Richtung der Schutzrohrachse erfolgt, während das Öl senkrecht zu der Strömungsrichtung des Dampfes austritt. Die Zerstäubung erfolgt dadurch, daß der Dampfstrahl an der Öffnung des Ölrohres vorbeiströmt und dabei die Ölteilchen mitreißt. Das Schutzrohr ist mit einem Flansche an der Vorderseite des Feuerungsrahmens befestigt und ragt durch die Schutzmauerung beziehungsweise über die Blenden hinaus in den Verbrennungsraum hinein. Die beiden Kupferrohre sind in einem auf dem Flansche losnehmbar befestigten Bronzestücke befestigt, so daß sie jederzeit überholt oder ausgewechselt werden können, was angesichts des starken Verschleißes, im Betriebe erforderlich ist. — Für jede Feuerstelle werden mehrere derartige Zerstäuberdüsen oberhalb der Feuertür angebracht.

Die Verwendung von Dampfdruck-Zerstäubern erscheint in Schiffsbetriebe besonders naheliegend, weil das für die Zerstäubung erforderliche Druckmittel, der Dampf, ohne Anordnung besonderer Hilfseinrichtungen zur Verfügung steht. Die Folge ist eine verhältnismäßig einfache Gliederung der Zerstäuberanlage. Als sehr zweckentsprechend erweist sich außerdem die Untermischung des flüssigen Brennstoffes mit Dampf namentlich bei dickflüssigen Ölen, Teer u. s. w. Trotzdem spricht gerade die Verwendung dieses Druckmittels zu ungunsten der Dampfdruck-Zerstäuber: Der zur Zerstäubung verwendete Dampf bedeutet einen unmittelbaren Verlust an Frischwasser, mit dem an Bord wegen der Schwierigkeit seiner Ergänzung äußerst sparsam verfahren werden muß. Durchschnittlich kann man rechnen mit

0,5 bis 0,6 kg Heizölverbrauch für 1 PS_i und 1 Stunde
und mit etwa

0,33 kg Dampfverbrauch zur Zerstäubung von 1 kg Heizöl.
Hieraus folgt

$0,33 \cdot 0,5$ bis $0,33 \cdot 0,6 = 0,165$ bis $0,198$ kg Dampfverbrauch
für 1 PS_i und 1 Stunde.

Das ergibt einen Dampfverbrauch beziehungsweise Wasserverlust in 24 Stunden von $24 \cdot 0,165$ bis $24 \cdot 0,198$ kg = 3,96 bis 4,75 kg für 1 PS_i und 24 Stunden. Dieser Verbrauch an Frischwasser ist annähernd so groß wie der sonstige Frischwasserverlust der gesamten Maschinenanlage. Da demgegenüber die Vorteile einer Verwendung von Dampf als Druckmittel zurücktreten, versucht man den erforderlichen Druck auf andere Weise zu gewinnen.

Feuerungsanlagen mit Luftdruckzerstäubung setzen besondere Hilfsmaschinen voraus, in denen das Druckmittel, die Luft, zusammengepreßt wird. Beanspruchen sie auch infolge der Einschaltung besonderer Kompressoren mehr Raum und Wartung, so wird andererseits durch die Untermischung des Heizöles mit der Zerstäubungsluft der Verbrennungsvorgang wesentlich gefördert.

Ein mit Luftdruck arbeitender Zerstäuber ist des öfteren von F. Schichau, Elbing, für die Lokomotivkessel von Torpedobooten ausgeführt worden. Er wird durch ein kurzes Rohr, das in die vordere Kesselwand und in die vordere Feuerkistenwand mit Gewinde eingesetzt und vernietet ist, in den Verbrennungsraum eingeführt. Der eigentliche Zerstäuber besteht aus drei ineinandergeschobenen und in einem gewissen Abstände voneinander geführten Rohren. Durch das mittlere Rohr und durch den ringförmigen Raum zwischen dem mittleren und äußeren Rohre wird die Druckluft von außen in den Feuerungsraum gepreßt. Durch den ringförmigen Raum zwischen dem inneren und mittleren Rohre wird das Heizöl dem Feuerungsraume zugeführt. An den im Feuerungsraume liegenden Rohrenden wird der austretende, ringförmige Strahl des Heizöles an seinem inneren und äußeren Umfange von zusammengepreßter Luft umströmt und zerstäubt. Um die Zerstäubung vollkommen zu gestalten, strömt das Heizöl und die Luft nicht unmittelbar in den Verbrennungsraum, sondern auf einen vor der Austrittsöffnung angeordneten Zerstäuberkegel. Der Zufluß des Öles kann durch Verschieben des inneren Rohres in wagerechter Richtung, die Luftmenge durch einen Hahn in der Luftleitung geregelt werden. Der Zerstäuber wird wiederum mit einem Flansche am Feuerungsrahmen befestigt. Außen wird er durch ein aufgeschraubtes Kopfstück abgeschlossen, das die Anschlüsse für die Luft- und Ölleitung und die Einstellvorrichtung für das mittlere Rohr enthält.

Trotz gewisser Vorzüge hat sich der Luftdruck-Zerstäuber nicht in größerem Umfange einzuführen vermocht. Wenig geeignet ist diese Art der Zerstäubung namentlich für dickflüssige Öle.

Bei den Feuerungsanlagen mit Öldruck-Zerstäubung wird der Brennstoff selbst unter Druck gesetzt. Besonders eingehend hat sich die Firma Gebr. Körting in Hannover mit der praktischen Ausgestaltung dieser Art der Zerstäubung beschäftigt. Die neueren Ausführungen ihres Öldruck-Zerstäubers haben sich im Betriebe gut bewährt. Eine derartige Körting'sche Anlage besteht im wesentlichen aus der Pumpenanlage, in der das Öl vorgewärmt, gereinigt und unter Druck gesetzt wird, und aus dem eigentlichen Zentrifugalzerstäuber. Zur Erzeugung des Öldruckes sind zwei gleich große Pumpen vorgesehen, die an eine gemeinsame Dampfleitung und an eine Saug- und Druckleitung angeschlossen sind. Eine Pumpe ist jeweilig im Betriebe, die andere dient zur Aushilfe. Das Öl wird durch die Pumpe aus dem Ölbehälter, der in der Regel durch Abteilungen des Doppelbodens gebildet wird, angesogen. Es durchläuft im Bereiche der Saugleitung einen Vorwärmer und daran anschließend einen Filter. Im Vorwärmer, dessen Heizschlange aus der Zudampfleitung der Pumpen gespeist wird, wird das Öl vorgewärmt und dünnflüssig gemacht, im Filter, der gleichfalls doppelt vorgesehen ist, von Unsauberkeiten befreit. Aus den Pumpen gelangt es, nachdem es unter einen Druck von ungefähr 8 Atmosphären gesetzt ist, abermals in einen Vorwärmer, in dem es bis auf 95° C vorgewärmt wird. An den Vorwärmer schließt sich die zum Zerstäuber führende Druckleitung an, in die ein Windkessel zum Ausgleich der Druckschwankungen eingebaut ist. Zur Vermeidung von Drucküberschreitungen ist unmittelbar hinter dem Vorwärmer ein Überdruckventil angeordnet, dessen Überlaufrohr mit dem Vorwärmer der Saugleitung in Verbindung steht.

Der Zentrifugalzerstäuber ist ein kleiner Hohlzylinder, der aussen durch einen losnehmbaren Deckel, innen durch einen die Düsenöffnung enthaltenden Boden abgeschlossen ist. Seitlich ist der Anschluß für den Eintritt des Drucköles vorgesehen. In der Achsenrichtung ist ein Dorn in den Deckel eingesetzt, der in die Düsenöffnung hineinragt. Das die Düsenöffnung verengende Ende des Zerstäuberdornes ist mit Schraubenwindungen versehen, um das in axialer Richtung durch die Düse gepreßte Öl in wirbelnde Umdrehungen zu versetzen und zu zerstäuben. Die Regelung des Ölzutrittes erfolgt durch Verstellen des Zerstäuberdornes und durch Änderung des Ganges der Pumpe.

Versuche mit dem Körting'schen Zentrifugalzerstäuber haben ergeben, daß 1 kg Heizöl 14 bis 14,5 kg Wasser verdampft.

Neben der Zuführung der flüssigen Brennstoffe in zerstäubtem Zustande kommt für den Schiffsbetrieb noch die Vergasung der

Brennstoffe in Frage. Die Flamme, die sich bei der Verbrennung des vergastem Öles bildet, dient gleichzeitig als Heizquelle für den Vergaser. Die Folge ist, daß diese Wärmequelle beim Aufmachen der Feuer zunächst auf andere Weise ersetzt werden muß. Dies pflegt durch anfängliche Erwärmung des Vergasers durch Spiritus zu geschehen.

Auf kleineren Fahrzeugen, auf denen Petroleum oder Naphta zur Heizung des Kessels verwendet wird, geschieht die Vergasung häufig in folgender Weise: Durch eine an die Maschine angekuppelte Pumpe wird Luft unmittelbar in den Ölbehälter gedrückt, der vor dem Kessel in den Schiffskörper eingebaut zu werden pflegt. Der Druck wird mit Hilfe eines Sicherheitsventiles auf ungefähr 0,7 Atmosphären gehalten. Die zusammengepreßte Luft drückt das Öl in einen Vergaser, der im Brennraum des Kessels angeordnet ist. Der Zufluß des Heizöles wird durch ein in die Ölleitung eingebautes Absperrventil geregelt. Nach dem Durchströmen des Vergasers wird der vergaste Brennstoff durch ein kurzes Rohr zu einer Düse geleitet, die unter dem Vergaserrohre angebracht ist. Beim Austritte aus der Düse mischt sich das Gas mit Luft, verbrennt und heizt den Kessel und den Vergaser. — Beim Aufmachen des Feuers wird der Vergaser durch eine untergehaltene Pfanne mit brennendem Spiritus erwärmt, bis die Vergasung und Entzündung des Brennstoffes eintritt.

In anderer Form erfolgt die Vergasung durch den sogenannten Rohrvergaser. In eine an dem Feuerungsrahmen befestigte, kurze Kammer von zylindrischem Querschnitte sind zwei nebeneinander liegende Rohre eingesetzt, die wagerecht in den Feuerungsraum hineinragen und an ihrem inneren Ende durch eine abschraubbare Kappe verschlossen sind. In diese beiden Vergaserrohre ist von außen her je ein dünnes Ölzuleitungsrohr eingeführt, das etwas kürzer als das Vergaserrohr und am Ende offen ist. Ein von unten in die Kammer hineinreichendes Rohrstück führt zu einer unter der Kammer angeordneten Düse, deren Strahlrichtung auf das Vergaserrohr trifft. Unter dem Vergaserrohre ist außerdem eine Pfanne vorgesehen. — Das Öl durchläuft das Ölzuleitungsrohr, tritt auf dem inneren Ende in das Vergaserrohr und strömt nach der vorderen Kammer. Auf diesem Wege wird es durch die das Vergaserrohr außen umspülende Flamme vergast und tritt durch die Düse aus. Zwischen Pfanne und Vergaserrohr erfolgt die Verbrennung, wodurch dieses und der Kessel geheizt wird.

III. Rauchfang und Schornstein.

Der Rauchfang leitet die aus dem Heizrohrbündel austretenden Heizgase in den Schornstein hinüber. Dementsprechend umschließt er den im Bereiche der Heizrohrbündel liegenden Teil der Stirnwand; unten paßt er sich den Feuerrohren an, oben läßt man ihn gewöhnlich zwischen den begrenzenden Heizrohrreihen und den unteren Ankerreihen auf der Stirnwand endigen und etwas von der Wand zurücktreten, um den oberen Teil der Stirnwand den Einwirkungen der Heizgase zu entziehen. In diesem Falle lassen die „Normen“ und die Klassifikationsgesellschaften eine geringere Dicke für diesen Teil der Stirnwand zu.

Die Vorderwand des Rauchfanges ist abgeschrägt, so daß der freie Zugquerschnitt der Zahl der einmündenden Heizrohre entsprechend nach oben wächst. Der rechnerisch zu berücksichtigende größte Zugquerschnitt im Rauchfange liegt oberhalb der Heizrohre. Die schräge Vorderwand ist mit Türen versehen, um die Heizrohre überholen und reinigen zu können. Vielfach werden im Rauchfange zwischen den einzelnen Heizrohrbündeln senkrechte Zwischenwände angeordnet, um bei der Reinigung eines Feuers das Eindringen kalter Luft in die anderen zu vermeiden. Diese getrennte Ableitung der Heizgase bildet bei Kesselanlagen mit künstlicher Luftzufuhr nach der Bauart Howden die Regel. Um jedes Rohrbündel bei der Reinigung abschließen zu können, versieht man jeden der durch die Trennungswände gebildeten Abzugskanäle mit einer verschließbaren Klappe. Sind mehrere Kessel zu einer Gesamtanlage vereinigt, so pflegt man außerdem noch den Rauchfangschacht eines jeden Kessels mit einer Dämpferklappe zu versehen. Die Rauchfangschächte der einzelnen Kessel werden in einen gemeinsamen Schacht von eckigem Querschnitte zusammengeführt, der allmählich in einen runden Querschnitt übergeht, dessen Fortsetzung der Schornstein bildet.

Bei kleinen Anlagen begnügt man sich in der Regel damit, den Rauchfang in seinem unteren Teile an der Stirnwand des Kessels zu befestigen. Bei größeren Anlagen, bei denen sich die Rauchfänge mehrerer Kessel zu einem gemeinsamen Rauchfangschacht vereinigen, bedarf die Rauchfanganlage, abgesehen von der unteren Befestigung an der Stirnwand, weiterer Unterstützung. Zu diesem Zwecke stützt man entweder den Rauchfang in seinem unteren Teile mit Hilfe von Blechträgern gegen den Kesselmantel ab, oder man ordnet an den Wänden des Kessel-schachtes Blechträger an, auf denen entsprechende, am Rauchfange befestigte Träger aufliegen. Zuweilen vereinigt man auch beide Unterstützungsarten. In jedem Falle muß die Unterstützung so angeordnet sein, daß sich der Rauchfang bei der Erwärmung unbehindert nach oben ausdehnen kann.

Auf der Taf. 13 ist die Kesselanlage eines größeren Frachtdampfers mit Rauchfang und Schornstein wiedergegeben. Einzelheiten der Blecharbeit sind auf der Taf. 14 zusammengestellt; den zugehörigen Kessel zeigt die Taf. 3. Die Anlage ist für künstliche Luftzufuhr nach der Bauart Howden eingerichtet.

Als Material für die aus Blechen und Winkeln zusammengebaute Rauchfanganlage verwendet man in der Regel Flußeisen. Abgesehen von ganz kleinen Anlagen schwanken die Materialstärken nur wenig. Bleche, die der unmittelbaren Einwirkung der Heizgase ausgesetzt sind, haben eine Dicke von etwa 4 bis 6 mm, solche, die als Blenden oder Bekleidungsbleche Verwendung finden, eine Dicke von etwa 2 bis 4 mm. Die wiedergegebene Anlage enthält im Bereiche der Heizrohrbündel Bleche von 6 mm, im oberen Teile des Rauchfanges, wo die Temperaturen nicht mehr so hoch sind, Bleche von 5 mm Dicke. Gangbare Abmessungen für die zum Einbau gelangenden Winkel sind $45 \times 45 \times 6$ mm bis $60 \times 60 \times 8$ mm. Auch in diesem Falle verwendet man die stärkeren Winkel für den unteren Teil des Rauchfanges, da sie hier das Gewicht der Rauchfanganlage aufnehmen müssen.

Der Rauchfang wird in der Regel doppelwandig ausgeführt. Der etwa 60 bis 90 mm betragende Zwischenraum ermöglicht ein Abziehen der erwärmten Luft und verringert dadurch die Wärmeausstrahlungen. Die äußeren Bleche werden mittels Abstandsbolzen an den inneren Blechen befestigt. Um in das Innere des Rauchfanges gelangen zu können, sind Einsteigeclappen vorgesehen, die durch Vorreiber zu verschließen sind. Steigeisen (aus Flacheisen 50×6 mm) ermöglichen ein allseitiges Befahren des Rauchfanges.

Die Verbindung der Einzelteile erfolgt durch Nietung, ihre Befestigung am Kesselkörper mit Hilfe von Stiftschrauben. Alle Verbindungen der Rauchfanganlage müssen möglichst rauchdicht ausgeführt sein. Dementsprechend ist der Nietabstand zu wählen, der wiederum dem Nietdurchmesser anzupassen ist. Für den Nietdurchmesser kann man ungefähr die doppelte Blechdicke annehmen. Nietdurchmesser unter 7 bis 8 mm sollte man vermeiden. Als Nietabstand genügt das 4- bis 7-fache des Nietdurchmessers. Die Nähte des Rauchfanges werden gewöhnlich überlappt genietet. Bei der Befestigung der Winkelrahmen des Rauchfanges auf der Stirnwand ist darauf zu achten, daß die Löcher für die Stiftschrauben nicht durchgebohrt werden. Um eine rauchdichte Verbindung zu erhalten, werden Streifen von Asbestpappe zwischen Winkel und Stirnwand eingefügt.

Rauchfangtüren werden so viele vorgesehen, wie Heizrohrbündel in den Rauchfang münden. Dementsprechend sind für den auf der Taf. 14 dargestellten Kessel drei Rauchfangtüren vorgesehen, die der Handlichkeit halber geteilt und mit Hilfe eines Doppelscharniers nach oben aufzuklappen sind. In geschlossenem Zustande werden

die Türen durch möglichst zahlreiche Vorreiber gegen den aus Blechen und Winkeln gebildeten Rauchfangrahmen gepreßt. Zum Anschlagen einer Talje beim Hochwinden der Tür ist ein Ring vorgesehen.

Die Türen bestehen aus der eigentlichen Türplatte, einem inneren Schutzbleche und einem äußeren Bekleidungsbleche. Das mittels Abstandsrollen an der Türplatte befestigte Schutzblech soll diese vor der unmittelbaren Einwirkung der Heizgase schützen (Taf. 14, Einzeldarstellung). Um die Wärmeausstrahlung in den Kesselraum zu verringern, wird die Türplatte außen mit einer etwa 15 mm dicken Asbest- oder Kieselgurschicht belegt, die durch das Bekleidungsblech geschützt wird. Das Bekleidungsblech wird mit Abstandsbolzen, die mit Gewinde in die Türplatte eingesetzt sind, an dieser befestigt (Taf. 14, Einzeldarstellung). Die durchschnittlichen Materialstärken der zu den Türen verwandten Bleche betragen für das eigentliche Türblech 5 bis 7 mm, für das innere Schutzblech 4 bis 5 mm und für das äußere Bekleidungsblech 2 bis 3 mm.

Bei größeren Anlagen, so auch bei der auf der Taf. 13 dargestellten, läßt man den Rauchfang unterhalb des Schornsteines endigen; bei kleineren und mittleren Anlagen setzt man den Schornstein unmittelbar auf den Rauchfang. In diesem Falle wird der Schornstein bei der Ausdehnung des Rauchfanges mit emporgehoben. Bei größeren Anlagen führt man mit Rücksicht auf die in Frage kommenden beträchtlichen Gewichte die erwähnte Teilung durch. Man läßt den zylindrischen Teil des Rauchfanges in den unteren Teil des Schornsteines lose hineinragen und erreicht auf diese Weise die erforderliche Dehnbarkeit des Rauchfanges. Der Schornstein mit Mantel wird in diesem Falle unmittelbar auf die Decke des Kesselschachtes gestellt, die zu diesem Zwecke durch Längs- und Querträger versteift wird. Schornstein und Mantel können sich alsdann unabhängig voneinander nach oben ausdehnen.

Bei kleineren und mittleren Anlagen wird der Schornstein in der Regel ohne, bei größeren Anlagen mit einem Mantel ausgeführt (Taf. 13). Bei Schornsteinen ohne Mantel, die in der Regel die unmittelbare Fortsetzung des Rauchfanges bilden, wird die Durchgangsöffnung in der Decke des Kesselschachtes durch eine am unteren Ende befestigte Blechkappe, den sogenannten „Regenkragen“, verschlossen. Bei Anordnung eines Mantels pflegt dieser verlängert und an die Kesselschachtdecke angeschlossen zu werden.

Der Schornsteinquerschnitt ist in der Handelsmarine gewöhnlich kreisförmig, in der Kriegsmarine elliptisch. Für die Schornsteinhöhe ist in der Regel der äußere Eindruck bestimmend. Mit Rücksicht hierauf ist es auch üblich, die Nietung des Mantels und, wenn dieser nicht vorhanden, des Schornsteines außen versenkt und mit inneren Laschen auszuführen. Der Zwischenraum zwischen Mantel

und Schornstein beträgt etwa 200 bis 300 mm. Für den Schornstein werden Blechdicken von 4 bis 7 mm, für den Mantel solche von 3 bis 5 mm verwendet. Der Schornstein wird innerhalb des Mantels durch Zwischenstücke aus Flacheisen lose geführt, damit sich beide Teile unabhängig voneinander ausdehnen können. Ein am oberen Ende des Mantels angebrachter Ring aus Flacheisen oder besonderem Formeisen trägt mehrere Schäkel zur Aufnahme der Stage (Drahtseile, Ketten), mit denen der Schornstein am Kesselschachte beziehungsweise an Deck befestigt wird. Die Stage müssen mit Spannvorrichtungen versehen sein, um die Ausdehnungen des Schornsteines ausgleichen zu können. Vorn und hinten am Mantel sind die Dampfpfeife und die Abdampfrohre für die Sicherheitsventile und Hilfsmaschinen angebracht. Unterhalb der Dampfpfeife pflegt bei größeren Schornsteinen eine kleine, mit einem Geländer versehene und von Deck durch eine Leiter erreichbare Plattform angeordnet zu werden, die bei Überholungen der Dampfpfeife als Standfläche dient.

Münden die Rauchfänge mehrerer Kessel in einen gemeinsamen Schornstein, so werden häufig die Abzugskanäle der einzelnen Kessel innerhalb des Schornsteines bis zu seinem oberen Ende durchgeführt, um die Zugverhältnisse eines jeden Kessels von den Betriebsverhältnissen der anderen unabhängig zu machen. Es genügt auch, wie bei der wiedergegebenen Ausführung, diese Einzelabzüge bis zum unteren Schornsteinende zu führen und sie hier durch Klappen abschließbar zu machen. — Allgemein üblich pflegt es dagegen zu sein, die Abzugskanäle des im Hafen als Hilfskessel dienenden Kessels und der Kombüse (bei der auf der Taf. 13 dargestellten Anlage zwischen Schornstein und Mantel hochgeführt) gesondert bis zum oberen Schornsteinende hochzuführen, um gute Zugverhältnisse zu erreichen und den Hauptteil des Schornsteines überholen zu können. Dem letzteren Zwecke dienen Steigeisen im Innern des Schornsteines.

IV. Grätings und Treppen.

Die Anlage besonderer Treppen und Grätings für den Verkehr im Kesselraume wird bei mittleren und größeren Kesselanlagen erforderlich, um, unabhängig vom Maschinenraume, von Deck aus in den Kesselraum gelangen zu können; außerdem bedingt die Höhenlage einzelner Ausrüstungsteile des Kessels die Anordnung besonderer Standflächen für die Bedienungsmannschaft.

Die Anordnung der Treppen und die Verteilung der Grätings bei einer mittleren Kesselanlage zeigt die Taf. 15. Die Kesselanlage ist die gleiche wie die bei der Besprechung des Rauchfanges erwähnte.

Die Haupttreppe, die in mehreren Absätzen den Verkehr zwischen den oberen Decks und dem Kesselraume vermittelt, muß so angebracht sein, daß sie den lichten Raum des Kesselschachtes und den Platz vor den Feuern möglichst wenig beschränkt; in der Regel wird sie in der Nähe einer Schottwand niedergeführt. In der Höhe eines der oberen Decks, im vorliegenden Falle beim Poopdeck, wird der Hauptnieder-gang zu einer Plattform erweitert, die zum Hieven und Heraus-schaffen der Asche dient. Von dieser Plattform aus erfolgt die Bedienung der Ascheheißvorrichtung. Die zwischen und auf den Kesseln vorgesehenen Leitern und Grätings vermitteln den Verkehr zu den Wasserständen, Hauptabsper- und Sicherheitsventilen, die jederzeit zugänglich sein müssen. Bei ihrer Befestigung ist darauf zu achten, daß sie nicht auf der Kesselbekleidung aufliegen, sondern in geeigneter Weise aufgefangen werden.

Die Treppen bestehen aus einzelnen Leitern, die aus Flacheisen und Rund- beziehungsweise Vierkanteisen zusammengebaut werden. Das für die Leiterwangen der Haupttreppe verwendete Flacheisen (90×12 mm) wird in einer Breite von etwa 450 bis 500 mm durch je zwei Rund- oder Quadrateisenstangen (16 mm) verbunden; der Sprossenabstand beträgt etwa 275 mm. Bei den Leitern, die zu den einzelnen Ausrüstungsteilen führen, wird für die Wangen leichteres Flacheisen (65×7 mm) und für jede Sprosse nur je eine Rundeisen-stange (19 mm ϕ) verwandt. Die Leitern und Grätings sind seitlich mit einem etwa 1 m hohen Geländer versehen, für das Rundeisen von etwa 25 mm für das eigentliche Geländer und von etwa 30 mm für die Stützen verwendet wird.

Die Grätings in der Decke des Kesselschachtes, an den Aus-rüstungsteilen u. s. w. bestehen aus Flacheisenrahmen mit Sprossen aus Rund- oder Profileisen. Für die Sprossen ist das aus der Einzel-darstellung (Taf. 15) erkennbare Profileisen einfachem Rundeisen vor-zuziehen, weil es der Bedienungsmannschaft größeren Halt gegen Ausrutschen gewährt. Die Sprossen werden mit rechteckigen Zapfen in die Rahmen eingesetzt und vernietet. Die Stärke des für die Grättingrahmen verwendeten Flacheisens richtet sich nach der beab-sichtigten Belastung. Bei der wiedergegebenen Anlage ist die Grätting im Poopdeck am kräftigsten gehalten (Flacheisen 70×8 mm), weil sie beim Aschehieven besonders stark beansprucht wird. — Die in der Decke des Kesselschachtes angebrachten Grätings dienen haupt-sächlich zur Lüftung des Kesselraumes; man bemißt sie in der Regel so, daß größere Einzelteile des Kessels, wie z. B. Flammrohre, durch ihre lichte Öffnung ein- und ausgebracht werden können. Mit Rück-sicht auf überkommendes Wasser sind diese oberen Grätings durch Blechklappen verschließbar, deren Anordnung aus der Einzeldarstel-lung auf der Taf. 15 zu ersehen ist.

Für den Fall, daß bei vorliegendem Kesselschaden ein Eindringen in den Kesselraum auf den vorhandenen Treppen nicht mehr möglich ist, wird bei neueren Anlagen Vorsorge getroffen, daß die Hauptabsperrentile aller Kessel von einem der oberen Decks aus geschlossen werden können. Zu diesem Zwecke sind bei der vorliegenden Ausführung Gestänge mit Kammräderübertragungen im Kesselschachte hochgeführt.

V. Lüftung der Kesselräume.

Eine gute Lüftung der Kesselräume ist zur Erleichterung des Betriebes von außerordentlichem Werte und muß bei hohen Kesselräumen ganz besonders berücksichtigt werden.

In erster Linie ist darauf zu achten, daß der Raum vor den Feuern, der Heizerstand, möglichst gerade nach oben durchgeführt und möglichst wenig beengt wird, wie bereits bei der Anordnung der Grätings und Leitern erwähnt worden ist (Taf. 15). Weiter sind für jeden Heizerstand mindestens zwei Luftzieher, sogenannte Ventilatoren, anzuordnen, die so tief wie möglich hinunterreichen, und deren Köpfe hoch genug über alle Aufbauten des Schiffes hinausragen, um der frischen Luft ungehinderten Zutritt zu gewähren. Im allgemeinen bestimmt die Möglichkeit des Aufklappens der Rauchfangtüren, also die Oberkante der Rauchfangtüren, die untere Grenze. Der lichte Querschnitt der Luftzieher ist reichlich zu bemessen. Er wird vielfach auf die Größe der zu dem betreffenden Heizerstande gehörigen Rostfläche bezogen und zwar findet man:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Gesamtquerschnitt} \\ \text{der Luftzieher} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{etwa } 0,08 \\ \text{bis } 0,1 \end{array} \times \text{Gesamt-Rostfläche.}$$

Zur weiteren Förderung der guten Lüftung der Kesselräume ist die Wärmeausstrahlung der Kessel auf das geringste Maß einzuschränken. Es geschieht dies, wie bereits bei der Besprechung der Feuerungsanlagen und des Rauchfanges erwähnt worden ist, durch zweckmäßige Anordnung von Blenden, Schutzblechen und Schutzbekleidungen.

In neuerer Zeit baut man außerdem — und zwar mit ausgezeichnetem Erfolge — geeignete Querschotte, sogenannte Luftschotte, ein (Taf. 13). Diese liegen dicht vor den Rauchfängen und schließen den Raum über dem Heizerstande gänzlich von dem übrigen Heizraume ab. Sie reichen mindestens bis zur Oberkante der Rauchfangtüren hinunter und schaffen für die den Heizraum durchströmende Luft einen bestimmten Weg. Die frische Luft tritt oberhalb des abgeschlossenen Heizerstandes durch die Luftzieher und Grätings ein, strömt nach unten zum Heizerstand, wendet sich um die Unterkante der Luftschotte zu den Kesseln, wird erwärmt und oberhalb der Kessel

durch den Raum zwischen Schornstein und Schornsteinmantel abgesogen. Diese Lüftung hat sich als so wirkungsvoll erwiesen, daß bei ihrer Anwendung die Temperatur der Kesselräume niedriger wird als die der Maschinenräume.

VI. Ausrüstungsteile und Innenrohre.

Als Ausrüstungsteile (Armaturen) bezeichnet man alle durch den Betrieb bedingten, am Kesselkörper angebrachten besonderen Bauteile. Während man unter der Bezeichnung „grobe Armatur“ die vorher behandelten Einzelteile der Feuerungsanlage zusammenfaßt, bilden die am Kesselmantel und an den Stirnwänden angeordneten Bauteile die sogenannte „feine Armatur.“ Als wichtigste Einzelteile der feinen Armatur kommen für jeden Kessel in Betracht:

Dampfabsperrentile,
Sicherheitsventile,
Speiseventile,
Ausblaseventil,
Wasserstände,
Salzventil,
Abschaumventil,
Probierhähne,
Manometerventile.

Neben diesen größtenteils gesetzlich geforderten Vorrichtungen (vgl. S. 40) werden bei umfangreicheren Anlagen je nach der Art des Betriebes noch einige weitere Ausrüstungsteile wie Dampfpeifenventile, besondere Lichtmaschinenventile u. s. w. vorgesehen. Einige dieser Ausrüstungsteile finden im Innern des Kessels eine teilweise Fortsetzung durch besondere Rohre, und zwar

das Hauptdampfventil durch das Dampfsammelrohr,
das Speiseventil durch das Speiserohr,
das Ausblaseventil durch das Ausblaserohr und
das Abschaumventil durch das Abschaumrohr.

Die im allgemeinen gleichartige Anordnung der einzelnen Ausrüstungsteile am Kesselkörper läßt die auf der Taf. 16 dargestellte Kesselanlage eines größeren Frachtdampfers erkennen (Zugehöriger Kessel Taf. 3). Die auf der Tafel wiedergegebene Zusammenstellung sämtlicher Ausrüstungsteile enthält gleichzeitig ihre lichten Durchmesser. Soweit bei der folgenden Behandlung der Einzelteile auf Zeichnungen Bezug genommen wird, handelt es sich um Ausrüstungsteile der auf der Taf. 16 wiedergegebenen Kesselanlage.

Dampfabsperrentile.

Bei größeren Anlagen werden der Gliederung der Dampfleitung in Haupt- und Hilfsdampfleitung entsprechend besondere Haupt- und Hilfsabsperrentile an jedem Kessel vorgesehen. Zuweilen vereinigt man, wie bei der Ausführung in den Abb. 69 u. 70, beide Ventile an einem gemeinsamen Stutzen. Absperrentile müssen möglichst kräftig gebaut sein; namentlich die Flanschen müssen mit Rücksicht auf die Dehnungen der Dampfleitungen stark gehalten und durch Rippen gut versteift werden. Als Material kommt für den Ventilkörper Gußeisen, neuerdings auch in der Handelsmarine vielfach Stahlguß zur Verwendung. Der Ventil Sitz wird besonders eingesetzt und besteht gewöhnlich wie der Ventilkegel aus Bronze. Es empfiehlt sich, die Dichtungsfläche des Kegels eben und nicht kegelförmig wie bei der wiedergegebenen Ausführung auszubilden, um bei einem Unrundwerden des Einsatzes stets noch über eine ausreichende Dichtung zu verfügen. Der Ventilkegel wird mit 3 bis 4 Führungsrippen versehen, um ein Ecken zu vermeiden. Der Dampf tritt stets unter den Ventilkegel, um das Ventil leicht öffnen und im Notfall die Stopfbüchse während des Betriebes bei geschlossenem Ventile verpacken

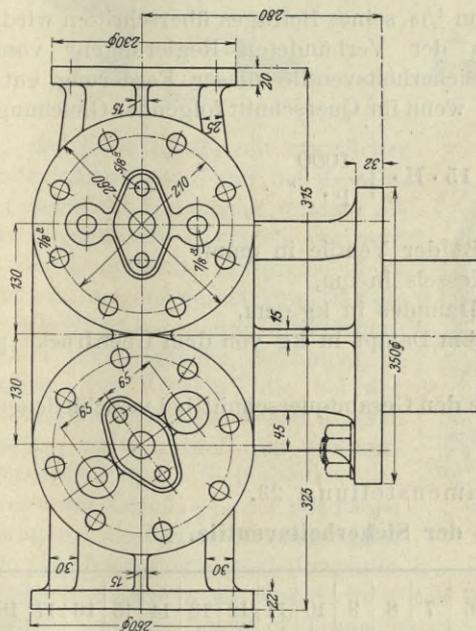


Abb. 70.

zu können. Die aus geschmiedeter Bronze hergestellte Spindel ist mit außenliegendem (flachem oder scharfem) Gewinde versehen, um ein Festbrennen zu vermeiden. Für den Fall, daß sie bei vorliegendem Kesselschaden nicht vom Maschinen-beziehungswise Kesselraume durch das Handrad bewegt werden kann, ist bei der vorliegenden Ausführung mit Hilfe einer Kammräderanordnung und eines Gestänges eine Bewegung von Deck aus möglich.

Das Ventilgehäuse enthält vielfach wie bei der Ausführung nach den

Abb. 69 u. 70 eine Fortsetzung in Gestalt eines kurzen Rohrstückes, an das das Dampfsammelrohr unmittelbar anschließt. Derartige Sammel-

rohre, die in der Handelsmarine in der Regel aus Gußeisen, in der Kriegsmarine aus nahtlos gezogenen Flußeisenrohren bestehen, werden vorgesehen, um den Dampf nach Möglichkeit von den mitgerissenen Wasserteilchen zu befreien. Die Rohre sind an den Enden geschlossen und am oberen Umfange mit einer dem lichten Ventilquerschnitte entsprechenden Anzahl von schlitzartigen Öffnungen versehen. Bei größeren Längen werden die Rohre aus mehreren Teilen zusammengesetzt und mit Schellen am Kesselmantel aufgehängt (Abb. 73 und Taf. 16).

Sicherheitsventile.

Jeder Schiffskessel muß mindestens zwei Sicherheitsventile besitzen, die gut zugänglich und so gebaut sein müssen, daß sie jederzeit gelüftet und auf ihrem Sitze gedreht werden können. Eine Zuführung des Dampfes zum Ventile durch innere Rohre ist gesetzlich nicht zulässig.

Zweck der Sicherheitsventile ist, ein selbsttätiges Entweichen des Dampfes herbeizuführen, sobald der Kesselüberdruck infolge verstärkter Dampfentwicklung oder verminderter Dampfentnahme die festgesetzte Höhe übersteigt. Der Gesamtquerschnitt der Sicherheitsventile eines Kessels soll so bemessen sein, daß der festgesetzte Kesselüberdruck höchstens um $\frac{1}{10}$ seines Betrages überschritten wird. Nach den „Vereinbarungen der Verbündeten Regierungen“ vom 17. Dezember 1908 sollen Sicherheitsventile dieser Forderung entsprechend angesehen werden, wenn ihr Querschnitt folgender Gleichung genügt:

$$F = 15 \cdot H \cdot \sqrt{\frac{1000}{p \cdot \gamma}},$$

worin

F den Gesamtquerschnitt der Ventile in qmm,

H die Heizfläche des Kessels in qm,

p den Überdruck des Dampfes in kg/qcm,

γ das Gewicht von 1 cbm Dampf in kg von dem Überdrucke p bedeuten.

Hiernach ergibt sich für den Gesamtquerschnitt bei verschiedenen Überdrücken:

Zusammenstellung 23.

Querschnitt der Sicherheitsventile.

Überdruck in Atmosphären	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Gesamtquerschnitt in qmm für 1 qm Heizfläche	120	102	88	78	70	62	58	54	50	47	44	41	39	37

Kegel zu vermeiden. Erfordert der Gesamtquerschnitt der gesetzlich vorgeschriebenen beiden Ventile einen größeren Durchmesser des einzelnen Ventiles, so ordnet man je nach Bedarf 3 oder 4 Ventile an einem gemeinsamen Stutzen an. Bei leichten Anlagen, so z. B. in der Kriegsmarine, führt man zuweilen für das Sicherheitsventil und das Hauptabsperrventil einen gemeinsamen Stutzen aus. Die in der Handelsmarine gebräuchliche Form des Sicherheitsventiles zeigt die Abb. 71.

Das Gehäuse der Sicherheitsventile wird bei leichten Anlagen aus Bronze oder Stahlguß, in der Handelsmarine in der Regel aus Gußeisen hergestellt. Die gleichen Materialien werden für das Federgehäuse verwendet, das in der Handelsmarine fast durchgängig zum Schutze der Feder vorgesehen wird, bei leichten Anlagen aber zuweilen in Fortfall kommt. Die Ventilspindel und die zugehörigen Hülsen werden gewöhnlich aus Bronze, die Ventilkörper und Einsätze aus Rotguß hergestellt. Besteht das Gehäuse aus Gußeisen oder Stahlguß, so werden besondere Sitze eingesetzt, die durch Stiftschrauben gut befestigt werden müssen. Der Ventilabschluß erfolgt in der Regel in ebenen Dichtungsflächen. Bemerkenswert ist die Form des eigentlichen Ventiles; man läßt den äußeren Rand etwas nach unten überstehen, um dem ausströmenden Dampfe einen gewissen Widerstand entgegenzusetzen. Hierdurch soll eine Verzögerung des Dampfes und damit ein gleichmäßig anhaltendes Öffnen des Ventiles hervorgerufen werden. Das Ventil muß durch 3 bis 4 Rippen gut geführt sein. Um einen zuverlässigen Abschluß zu erzielen, soll der Druckpunkt der Spindel im Ventile unterhalb der Sitzebene liegen. Aus dem gleichen Grunde muß die Verbindung der Spindel mit dem Ventile nachgiebig gehalten werden.

Die Belastung der Sicherheitsventile erfolgt neuerdings fast allgemein durch Federn aus Stahl von rundem oder quadratischem Querschnitte. Eine Belastung durch Hebel und Gewichte findet man nur noch auf einigen Flußschiffen. Für die Stärke der Feder enthalten die Bestimmungen des Board of Trade eine Vorschrift, die gangbare Werte ergibt:

Bezeichnet

d den Durchmesser des runden, beziehungsweise die Seitenlänge des quadratischen Federquerschnittes in mm,

P die Belastung der Feder in kg und

D den mittleren Durchmesser der Federwindungen in mm,

so soll

$$d = \sqrt[3]{\frac{P \cdot D}{C}}$$

sein; hierin ist der Zahlenwert

$$\left. \begin{array}{l} C = 7,736 \\ C = 5,626 \end{array} \right\} \text{ für Federn mit } \left\{ \begin{array}{l} \text{quadratischem} \\ \text{rundem} \end{array} \right\} \text{ Quer-} \\ \text{ schnitte.}$$

Bei der vorliegenden Ausführung wird die erforderliche Feder-
spannung durch eine Spannschraube erreicht, die durch einen be-
sonderen Deckel des Federgehäuses hindurchgeführt ist und die
obere Federscheibe niederdrückt. Zwischen dem Kopfe der Spann-
schraube und dem Deckel des Federgehäuses wird ein Abstandsring
angeordnet, damit im Betriebe ein weiteres Anziehen der Spann-
schraube und damit eine unbefugte, stärkere Belastung des Ventiles
unmöglich ist. Das Stichmaß zwischen der Oberkante des Deckels
und der Unterkante des Spannschraubenkopfes wird im Kesselrevisions-
buche vermerkt. Da es den leitenden Maschinisten auf Seeschiffen
in längerer Fahrt gestattet ist, die Belastung der Sicherheitsventile
zu berichtigen, werden die Abstandsringe vielfach zweiteilig ausge-
führt; in diesem Falle müssen sie dann aber unter Verschuß ge-
halten werden, was man, wie bei der Ausführung in der Abb. 71,
durch Anordnung einer Kappe erreichen kann. — Mit Rücksicht
auf ein leichtes Lüften und Drehen des Ventiles muß die Spindel
mit leichtem Spiele in der Federscheibe und in der Spannschraube
geführt sein.

Zum Lüften des Ventiles, das zwecks Feststellung seiner Betriebs-
bereitschaft nach gesetzlicher Vorschrift in regelmäßigen Abständen
erfolgen muß, dient eine Bronzehülse, die mit Hilfe eines Querkeiles
an der Spindel angreift. Der Keil wird gegen unbefugtes Eingreifen
in die Spannung der Federn durch ein Schloß oder durch eine
Plombe gesichert. In der Spindel erhält er reichlich Spiel, damit
diese sich unabhängig von der Hülse bewegen kann. Auf der Gehäuse-
kappe ist ein Hebel gelagert, der an der Hülse angreift und ein
Lüften des Ventiles gestattet. Der Lüfthebel kann mit Hilfe einer
Drahtseil- oder Kettenübertragung vom Heizerstande oder vom
Maschinenraume aus bedient werden (Taf. 15). Um das Ventil auf
seinem Sitze drehen zu können, versieht man die Hülse mit einem
Sechskant oder wie bei der vorliegenden Ausführung mit einem
Auge.

Der durch die Sicherheitsventile entweichende Dampf wird durch
eine am Schornsteine emporführende Abblaseleitung ins Freie geleitet.
Zum Entwässern des Raumes über den Ventilen muß laut gesetzlicher
Vorschrift eine Rohrleitung (etwa 25 mm Durchmesser) vorgesehen
werden, die entweder in die Bilge oder in einen Sammeltank ge-
leitet wird.

Speiseventile.

Nach gesetzlicher Vorschrift muß jeder Schiffskessel mindestens
zwei voneinander unabhängige Speisevorrichtungen und dement-

sprechend zwei Speiseleitungen besitzen, die sich in der Regel in die Haupt- und Hilfsspeiseleitung gliedern. Vielfach schließt man die zugehörigen Ventile an einen gemeinsamen Stutzen an (Taf. 16). Weiter ist vorgeschrieben, daß jede Speiseleitung möglichst nahe am Kesselkörper ein als Rückschlagventil gebautes Speiseventil, und zwischen diesem und dem Kesselkörper noch eine weitere Absperrvorrichtung enthalten muß. Das Rückschlagventil soll beim Abstellen der Speisepumpe die Speiseleitung durch den Druck des Kesselwassers selbsttätig abschließen. In der Regel werden Speiseventil und Absperrventil als gemeinsamer Gußkörper ausgeführt (Abb. 72).

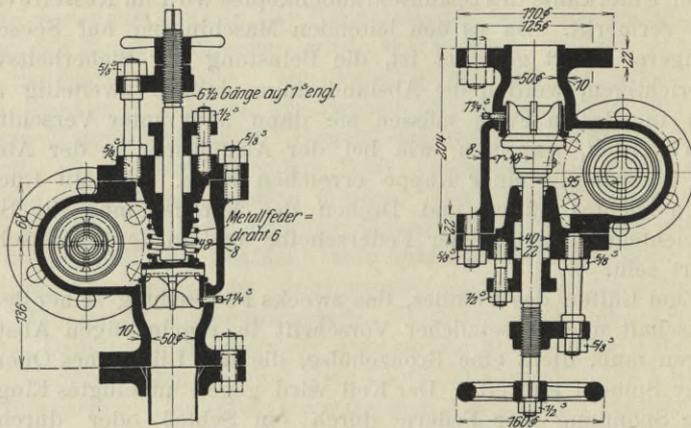


Abb. 72.

Das aus Bronze bestehende Ventilgehäuse erhält in der Sitzebene einen um etwa 10 mm größeren Durchmesser als die Druckleitung, um den Ventilhub verringern zu können. Trotz Verwendung von Bronze als Material für das Gehäuse werden mit Rücksicht auf die hier auftretende schnelle Abnutzung doch noch besondere Einsätze vorgesehen. Das mit Rippen versehene und durch eine Bronzefeder niedergehaltene Ventil ist lose geführt; sein Hub wird durch Einstellen der Spindel, die außenliegendes Gewinde trägt, geregelt.

Das in den Kessel gedrückte Speisewasser wird im Innern durch Speiseröhre, die an die Speiseleitung anschließen und in der Höhe des niedrigsten Wasserstandes endigen, auf den Kesselinhalt verteilt. Zu diesem Zwecke sind die meist gußeisernen Speiseröhre an beiden Seiten mit schlitzzartigen Öffnungen versehen (Abb. 73).

Ausblaseventil.

Jeder Schiffskessel muß eine zuverlässige Ausblasevorrichtung besitzen, durch die er entleert werden kann. In der Regel wird sie

am unteren Teile des Kessels angebracht. Im Innern des Kessels wird die Ausblaseleitung durch ein gußeisernes Ausblaserohr fortgesetzt, das an der tiefsten Stelle des Kessels, unmittelbar (etwa 30 mm) über dem Kesselmantel endigt (Taf. 16 und Abb. 73).

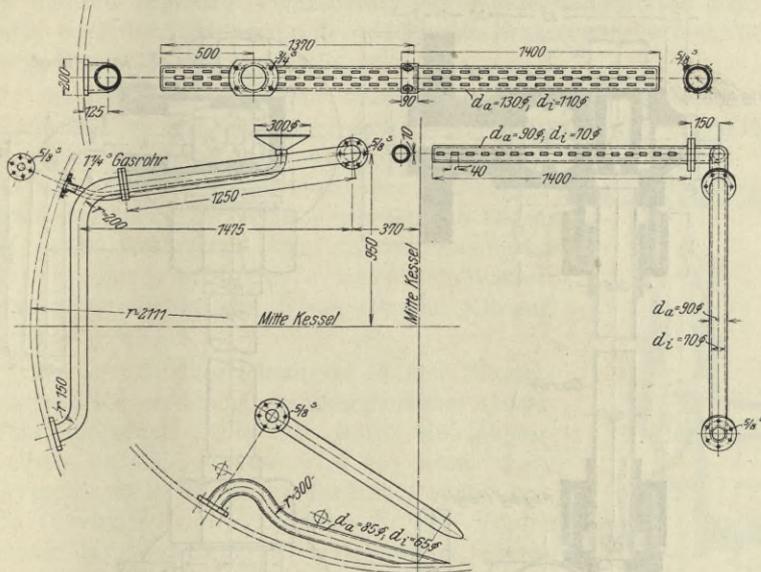


Abb. 73.

Als Ausblasevorrichtung dient ein gewöhnliches Bronzeventil, bei dem der Kesseldruck unter dem Ventile steht. Die Bronzespindel erhält außenliegendes Gewinde.

Wasserstände.

Von den für jeden Schiffskessel vorgeschriebenen drei Wasserstandsapparaturen werden gewöhnlich zwei als Wasserstandsgläser, die dritte als Proberöhre beziehungsweise -Ventile ausgeführt. Die Wasserstandsgläser sind in gleicher Höhe und in gleichem Abstände von der Kesselmitte, möglichst weit nach außen gerückt, anzubringen. Alle an den Wasserstandsgläsern vorgesehenen Ventile und Hähne müssen so gebaut sein, daß sie in gerader Richtung durchgestoßen werden können.

Die Wasserstandsgläser sind in der Regel mit Rücksicht auf den Rauchfang und die Bekleidung nicht unmittelbar am Kesselkörper, sondern an einem besonderen Stutzen aus Gußeisen, Stahlguß oder Bronze befestigt, der durch gesonderte Rohrleitungen für Wasser und Dampf mit dem Wasser- beziehungsweise Dampf- raume

in Verbindung steht (Taf. 16). Diese Zuleitungsrohre sind unter Vermeidung scharfer Krümmungen so anzubringen, daß Wasser- und Dampfsäcke vermieden werden. Die Verbindungsrohre mit dem Dampftraume dürfen mit Hilfe eines gemeinsamen Stutzens in den

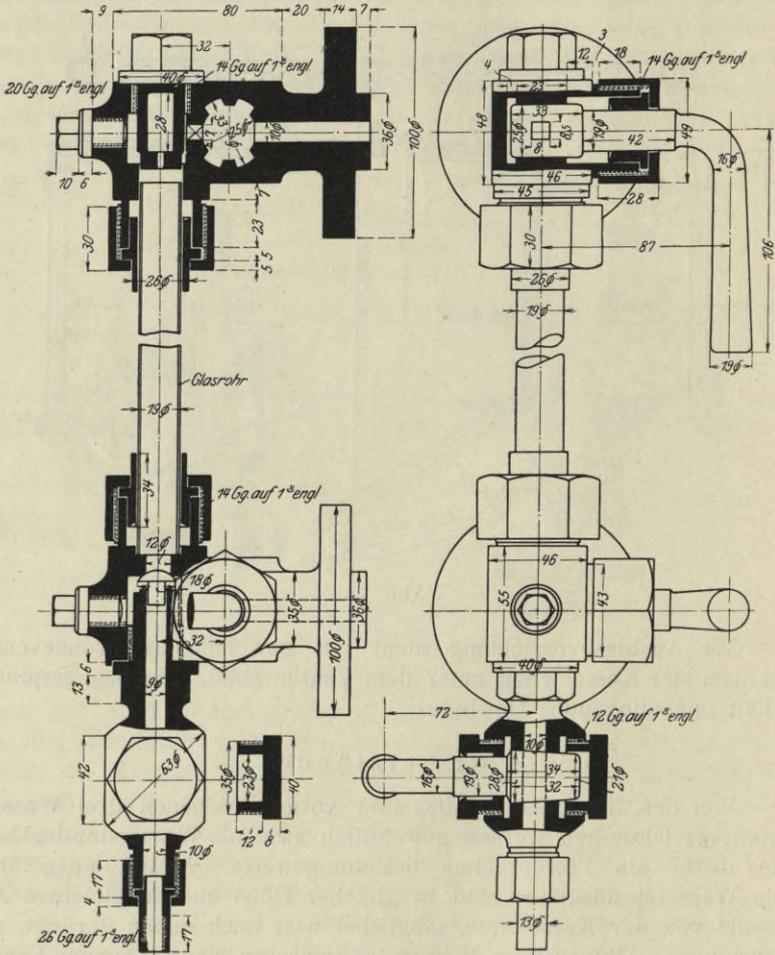


Abb. 74.

Kessel hineingeführt werden. Diese Verbindungsrohre müssen einen lichten Durchmesser von mindestens 20 mm haben, wenn sie gerade und durchstoßbar sind, von mindestens 35 mm, wenn sie gebogen sind und der Kessel bis zu 25 qm Heizfläche, und von mindestens 45 mm, wenn der Kessel über 25 qm Heizfläche hat. Die Zuleitungs-

rohre sind in der Regel in der Nähe des Kessels durch besondere Ventile abschließbar.

Die Höhenlage der Wasserstandsgläser ist so zu wählen, daß sich der höchste Punkt der Feuerzüge mindestens 30 mm unterhalb der unteren sichtbaren Begrenzung des Wasserstandsglases befindet. Dabei darf die Strichmarke des niedrigsten Wasserstandes nicht höher als in der Mitte des Glases liegen.

Am gebräuchlichsten sind Wasserstände mit runden Glasröhren von 13, 16 und 19 mm äußerem Durchmesser (Abb. 74). Die freie Glaslänge zwischen den Verschraubungen beträgt etwa 200 bis 300 mm. Zum Schutze der Bedienungsmannschaft beim Zerspringen werden die Gläser mit einem Drahtnetze oder starken Glasplatten mit Drahteinlage umgeben. Vielfach hat ein Wasserstandsglas mit flachem Glase (Patent Klinger) Eingang gefunden.

Die Abschlußvorrichtungen in den Wasserstandsköpfen werden häufig als sogenannte Asbesthähne ausgeführt (Abb. 74). Durch eine Asbestpackung im Hahngehäuse wird das sonst häufig vorkommende Festklemmen der Hähne verhindert. Der Durchmesser der Bohrung in den Köpfen beträgt durchschnittlich 10 mm; er darf, ebenso wie die Lichtweite der Gläser, nicht kleiner sein als 8 mm. Um beim Platzen der Gläser ein Verbrühen der Bedienungsmannschaft zu vermeiden, werden die Wasserstandsgläser vielfach mit selbsttätigen Abschlußvorrichtungen versehen. Diese als Kugel, Klappe u. s. w. (vgl. Abb. 74) ausgebildete Abschlußvorrichtung wird zuweilen nur im unteren Wasserstandskörper angeordnet, da das heiße Wasser erfahrungsgemäß gefährlicher als der Dampf ist. Der untere Wasserstandskörper ist mit einer abschließbaren Entwässerungsleitung versehen, um die Gläser durchblasen zu können.

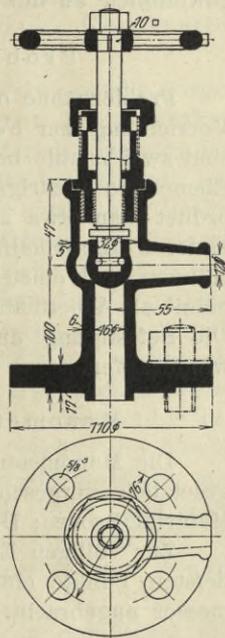


Abb. 75.

Salzventil oder Salzhahn.

Das Salzventil oder der Salzhahn, der als bronzener Hahn oder einfaches Ventil (Abb. 75) gebaut wird, dient zur Entnahme von Kesselwasser zwecks Feststellung des Salzgehaltes. Er wird in der Regel bequem erreichbar an der Stirnwand angeordnet. Ein übliches Maß für den Durchmesser ist 10 mm.

Abschaumventil.

Das Abschaumventil dient zur Entfernung des sogenannten Schaumes, d. h. der Bestandteile, die sich aus dem Wasser ausscheiden und auf der Wasseroberfläche ansammeln. Durch einen Schaumtrichter, der in der Mitte und in der Höhe der Ebene des niedrigsten Wasserstandes mündet, werden die Ausscheidungen dem Ausblaseventile, das aus einem einfachen Bronzeventil besteht, zugeführt (Abb. 73 und Taf. 16). Der Kesseldruck tritt unter den Ventilkegel; das Spindelgewinde liegt außen. Die Abschaumleitung wird gewöhnlich an die Ausblaseleitung angeschlossen.

Probierhähne oder Probierventile.

Probierhähne oder Probierventile werden in der Regel als dritte Vorrichtung zur Feststellung des Wasserstandes verwendet. Üblich sind zwei Ventile beziehungsweise Hähne, von denen der untere in der Ebene des niedrigsten Wasserstandes anzubringen ist; den oberen ordnet man etwa 200 mm darüber an. Zuweilen bringt man auf der anderen Kesselhälfte, der Höhe nach zwischen den ersten beiden Hähnen noch einen dritten an (Taf. 16). Vielfach werden die Probierhähne als Asbesthähne ausgeführt. Mittlerer Durchmesser etwa 10 mm. Die Befestigung am Kesselkörper erfolgt mittels Flansch oder Gewindezapfen.

Manometerventile oder Manometerhähne.

Die Manometerventile oder -Hähne schließen die zu den beiden gesetzlich vorgeschriebenen Manometern führende Rohrleitung ab. Material Bronze; Durchmesser etwa 10 mm.

Zur völligen Entwässerung des Kessels wird häufig in seinem tiefsten Punkte eine bronzene Ablassschraube von etwa 1" Durchmesser angebracht.

Befestigung der Ausrüstungsteile.

Die einzelnen Ausrüstungsteile werden gewöhnlich so am Kessel befestigt, daß die Packungsfläche möglichst außerhalb der Kesselbekleidung liegt. Zu diesem Zwecke werden an den Kesselwänden starke Zwischenstücke sorgfältig angepaßt und angenietet, die namentlich am Kesselmantel gleichzeitig als Verstärkungen für die größeren Öffnungen dienen. Zur Befestigung der einzelnen Ausrüstungsteile werden in den Zwischenstücken Stiftschrauben angeordnet, die jedoch nicht, um hier auftretende Undichtigkeiten von vornherein zu vermeiden, durch das Kesselblech hindurch gehen sollen.

Da bei den Ausrüstungsteilen durch die Anordnung und Ausdehnung der mit ihnen verbundenen Rohre Kräfte auftreten, die sie

seitlich auf der Packungsfläche zu verschieben suchen, werden sie gewöhnlich an den Flanschen mit einem Ansatz versehen, der in die Zwischenstücke hineinreicht und seitliches Verschieben verhindert (Abb. 71, 72, 74 u. 75).

VII. Bekleidung der Kessel.

Die Schiffskessel werden mit Wärmeschutzvorrichtungen versehen, um die Wärmeausstrahlungen nach Möglichkeit zu beschränken. Die für Zylinderkessel übliche Art der Kesselbekleidung zeigen die Abb. 76 u. 77. Die Bekleidung erstreckt sich auf den Kesselmantel und die Stirnwände.

Die Bekleidung des Mantels wird in der Regel geteilt ausgeführt: Die oberen zwei Drittel werden mit einer etwa 60 mm starken Schicht eines die Wärme schlecht leitenden Materials, gewöhnlich Kieselgur, Asbestmasse oder dergl. überzogen, das bei schwach angeheiztem Kessel feucht aufgetragen und vielfach durch ein Drahtgewebe zusammengehalten wird. Diese Wärmeschutzmasse wird durch Bekleidungsbleche aus 1,5 mm verzinktem Eisenbleche geschützt, die wiederum durch Zugbänder aus verzinktem Bandeisen (60×3 mm) zusammengehalten werden (Abb. 76 u. 77). Um die Bleche bei einem teilweisen Freilegen des Kessel leicht entfernen zu können, werden sie in der Längsrichtung in der aus der Abb. 76 a ersichtlichen Weise ineinandergehakt. An den Stellen, an denen die Ziehbänder die Längsnähte der Bekleidungsbleche überschneiden, werden die Bleche in der Breite der Umflansung aufgeschnitten, gerade gerichtet, und die geraden Blechlappen übereinandergelegt (Abb. 76 b). Die Ziehbänder sind an beiden Enden mit Spannschrauben versehen, die an je einem zu beiden Seiten des Kesselmantels angebrachten Winkel (90×90×9 mm) befestigt werden.

Das untere Drittel des Kesselmantels wird in der Regel mit einer leicht in größeren Stücken losnehmbaren Wärmeschutzvorrichtung versehen, weil dieser Teil des Kessels wegen der hier herrschenden feuchten Wärme besonders starken Anrostungen ausgesetzt ist und daher häufiger überholt werden muß. Für diesen Teil der Bekleidung werden gewöhnlich etwa 25 mm dicke Asbestmatten, Korkzementplatten oder dergl. verwendet, die ebenfalls durch Ziehbänder aus verzinktem Bandeisen (40×3 mm) festgehalten werden. Auch diese Ziehbänder sind an den beiden seitlichen Längswinkeln befestigt. Um die Matten möglichst schnell entfernen zu können, ohne die Spannschrauben gänzlich lösen zu müssen, sind die Ziehbänder jeder Matte an einer Rundeisenstange befestigt, die nach teilweisem Lösen der Spannschrauben ausgehakt werden kann. Bei der Anord-

nung der Matten ist darauf zu achten, daß die Stellen am Mantel, an denen die Kesselträger liegen, unbedeckt bleiben.

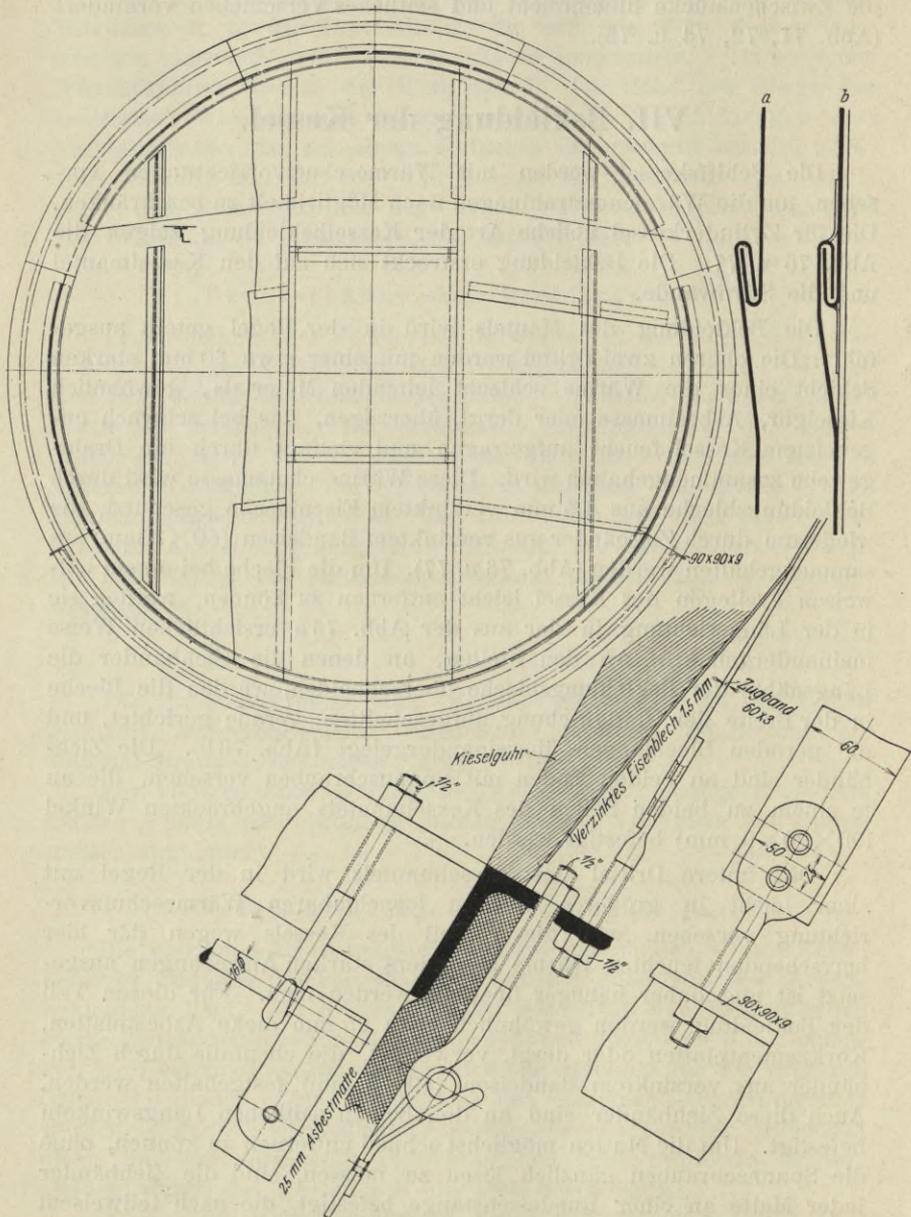


Abb. 76.

Auch die Stirnwände werden, soweit sie nicht im Bereiche des Rauchfanges liegen oder in anderer Weise (wie bei Anlagen mit

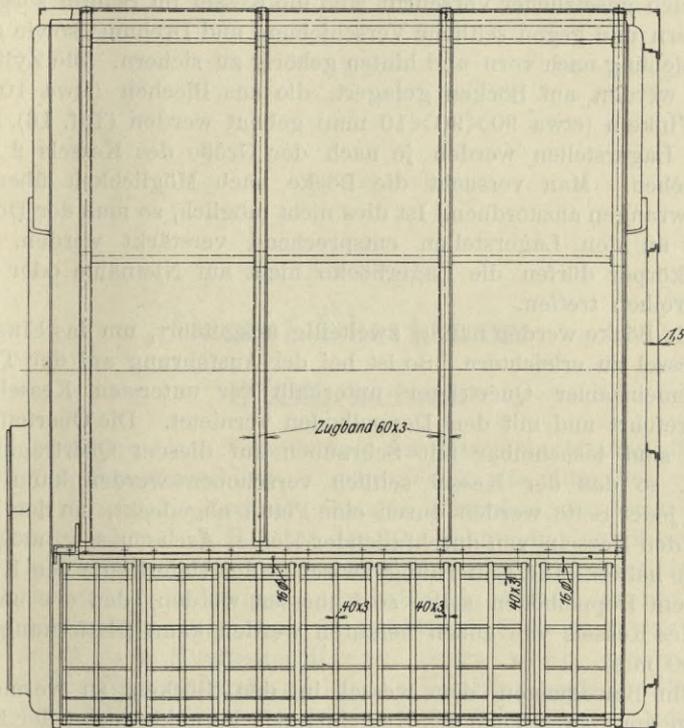


Abb. 77.

künstlicher Luftzufuhr nach Howden) geschützt sind, mit einer Kieselgurschicht oder dergl. überzogen und durch Bekleidungsbleche geschützt. Zur Befestigung der Bleche dienen Winkelrahmen, die am Umfange sowie in wagerechter und senkrechter Richtung an der Stirnwand befestigt werden (Abb. 76 u. 77). Die Bekleidungsbleche werden mit Messingschrauben so auf diesen Winkelrahmen befestigt, daß die oberen Bleche stets außen über die unteren Bleche übergreifen, damit das Leckwasser nach außen abfließen kann.

Um die Rundnähte der Stirnwände, namentlich aber die Stemmkannten, leicht freilegen zu können, werden die Stirnwände an ihrem Umfange durch besondere, aus mehreren Teilen zusammengesetzte Bekleidungsbleche geschützt. Das Mantelbekleidungsblech besteht hier auch aus schmalen Streifen und wird zur Befestigung einerseits unter das äußerste Zugband geschoben, andererseits durch einen Winkel mit dem Bekleidungsbleche der Stirnwand verbunden.

VIII. Aufstellung der Kessel.

Nach gesetzlicher Vorschrift sind die Kessel im Schiffe sorgfältig zu lagern und gegen seitliche Verschiebung und Drehung, sowie gegen Verschiebung nach vorn und hinten gehörig zu sichern. Die Zylinderkessel werden auf Böcken gelagert, die aus Blechen (etwa 10 mm) und Winkeln (etwa $90 \times 90 \times 10$ mm) gebaut werden (Taf. 16). Von diesen Lagerstellen werden je nach der Größe des Kessels 2 bis 4 vorgesehen. Man versucht die Böcke nach Möglichkeit über den Bodenwrangen anzuordnen. Ist dies nicht möglich, so muß der Doppelboden an den Lagerstellen entsprechend verstärkt werden. Am Kesselkörper dürfen die Lagerböcke nicht auf Nietnähte oder Stehbolzenreihen treffen.

Die Böcke werden häufig zweiteilig ausgeführt, um das Einsetzen der Kessel zu erleichtern. So ist bei der Ausführung auf der Taf. 16 ein gemeinsamer Querträger unterhalb der untersten Kesselkante durchgeführt und mit dem Doppelboden vernietet. Die Oberteile der Böcke sind losnehmbar mit Schrauben auf diesem Querträger befestigt, so daß der Kessel seitlich verschoben werden kann. Die Böcke jeder Seite werden durch eine Platte abgedeckt, um den Raum unter den Kesseln von durchfallender Kohle, Asche u. s. w. möglichst frei zu halten. Die Entfernung zwischen der Unterkante des Kessels und dem Doppelboden sollte so bemessen werden, daß der unterste Teil des Kessels von außen befahren werden kann (Entfernung: 300 bis 500 mm).

Um Bewegungen der Kessel in den Böcken zu vermeiden, werden am oberen Teile des Kesselmantels Verankerungen der Kessel untereinander, sowie mit den Spanten, Schottwänden u. s. w. vorgesehen (Taf. 16). Diese Verankerungen greifen an kräftigen, am Kesselmantel angebrachten Ösen an, von denen auf jeder Kesselseite je ein bis zwei vorgesehen zu werden pflegen.

Gegen Verschiebungen in der Richtung der Längsachse werden die Zylinderkessel durch Eckbleche gesichert, die auf dem Doppelboden an der tiefsten Stelle der Stirnwände angebracht werden (Taf. 16). Es empfiehlt sich, auch diese Eckbleche wenigstens teilweise zweiteilig auszuführen; sie lassen sich dann bei der endgiltigen Befestigung der vorher nicht so genau bestimmaren Lage des Kessels besser anpassen.

8. Abschnitt.

Dampf-Überhitzer.

I. Allgemeines.

Die Anfänge einer Verwendung der Dampfüberhitzung für den Betrieb von Dampfmaschinen reichen bis in die Mitte des vorigen Jahrhunderts zurück. Nach eingehenden Versuchen, die der bekannte Wärmemechaniker G. A. Hirn in den 50er Jahren an einer Maschinenanlage in Logelbach bei Colmar anstellte, wurde eine größere Zahl von Dampfmaschinen-Anlagen, namentlich in Elsaß-Lothringen, mit Überhitzer-Anlagen versehen. Eine kräftige Förderung erfuhr die Frage durch einen Mitarbeiter Hirns, Schwoerer, dessen Überhitzer in der Folgezeit umfangreiche Verwendung fanden. Als dann in den 90er Jahren Wilhelm Schmidt in Cassel an einer mit überhitztem Dampfe betriebenen Dampfmaschine die wirtschaftlichen Vorteile einer Verwendung von Heißdampf gegenüber einer solchen von Naßdampf überzeugend nachwies, und diese Vorteile bei einer gleichzeitigen Verwendung von Ventilsteuerungen eine weitere Steigerung erfuhren, wurde die Dampfüberhitzung für größere ortsfeste Anlagen in immer weiterem Umfange eingeführt. Im Jahre 1898 wurde die erste mit Überhitzern nach der Bauart Schmidt versehene Lokomotive geliefert. Auch auf diesem Gebiete des Dampfmaschinenbaues kann man bei größeren Ausführungen aus den letzten Jahren von fortschreitenden Erfolgen der Dampfüberhitzung sprechen.

Auf dem Gebiete des Schiffsmaschinen- beziehungsweise Schiffskesselbaues ist die Dampfüberhitzung zur Zeit noch nicht in ähnlichem Umfange eingeführt. Die Ursachen sind im wesentlichen in der Eigenart des Betriebes von Schiffsmaschinen-Anlagen zu suchen. Die Verwendung überhitzten Dampfes stellt hauptsächlich zwei Anforderungen an den Betrieb, deren Erfüllung anfänglich selbst bei ortsfesten Anlagen Schwierigkeiten bereitete.

Das mit überhitztem Dampfe in Berührung kommende Packungsmaterial und die Zylinderschmierung muß den veränderten Betriebsverhältnissen angepaßt werden. Für Landbetriebe sind diese Fragen durch Ersatz des verbrennbaren, organischen Packungsmaterials durch Metallpackungen, und der organischen Öle mit verhältnismäßig niedrigerem Entflammungspunkte (300° bis 350°) durch dickflüssige Mineralöle gelöst. Im Schiffsmaschinenbetriebe steht dem Ersatze organischen Packungsmaterials durch Metallpackungen nichts im Wege. Um so entscheidender beeinflußt die Frage der Zylinderschmierung die Anwendung überhitzten Dampfes im Schiffsmaschinenbetriebe. Bei Schiffsmaschinen, die mit Einspritzkondensation arbeiten, also namentlich bei Flußschiffsmaschinen, wird das Speisewasser durch die bei Anwendung der Dampfüberhitzung erforderliche Zylinderschmierung nicht so erheblich verunreinigt, daß dieser Umstand ein besonderes Hindernis für die Verwendung überhitzten Dampfes bilden könnte. Bei Schiffsmaschinen mit Oberflächenkondensation, also namentlich bei Seeschiffsmaschinen, findet dagegen eine so starke Verunreinigung des Speisewassers durch die Zylinderschmierung statt, daß eine besondere Reinigung des Speisewassers nicht zu umgehen ist. Die Schwierigkeit, das als Speisewasser zu benutzende Kondensat von seinen öligen Beimischungen ohne größere Wasserverluste zu befreien und ohne das Gewicht und den Raumbedarf der Gesamtanlage durch Einbau besonderer Vorrichtungen für diesen Zweck zu erhöhen, ist einer der Gründe, welche die allgemeine Einführung überhitzten Dampfes in den Schiffsmaschinenbetrieb bisher erschwert haben.

Die schnellen Fortschritte, welche die Verwendung überhitzten Dampfes in Landbetrieben gemacht hat, sind zum großen Teile auf die gleichzeitige Verwendung von Ventilsteuerungen zurückzuführen. Folgerichtigerweise wird daher die Frage der Verwendung überhitzten Dampfes im Schiffsmaschinenbetriebe in der Regel gleichzeitig mit der Einführung von Ventilsteuerungen erörtert. Über die praktische Verwendbarkeit der Ventilsteuerung für den Schiffsmaschinenbetrieb kann zwar heute noch kein abschließendes Urteil gefällt werden, da bisher nur die Ergebnisse vereinzelter Versuche vorliegen. Jedoch dürften heute bereits Ausführungen vorhanden sein, die mit der für den Schiffsbetrieb unbedingt erforderlichen Zuverlässigkeit arbeiten.

Letzten Endes wird auch für die Verwendung überhitzten Dampfes im Schiffsmaschinenbetriebe die Bedürfnisfrage entscheidend sein. Nachdem die Schiffsmaschine durch ständige Weiterbildung der Bauweise der Einzelteile, namentlich aber durch Unterteilung der Expansion in drei und vier Stufen einen solchen Grad der Vollkommenheit erreicht hat, daß z. B. vierstufige Expansionsmaschinen im Dauerbetriebe mit einem Kohlenverbrauche von 0,5 kg und darunter für 1 PS_i und 1 Stunde arbeiten, scheint für einen allgemein er-

folgreichen Wettbewerb des überhitzten Dampfes, selbst bei einer gleichzeitigen Einführung von Ventilsteuerungen, nur geringer Spielraum gegeben zu sein. Zurzeit scheint die Dampfüberhitzung bei Schiffsmaschinen in bezug auf Wirtschaftlichkeit nur dort überlegen zu sein, wo sie mit zweistufigen und allenfalls dreistufigen Expansionsmaschinen in Wettbewerb tritt. Zu berücksichtigen ist weiter, daß die Naßdampf-Schiffsmaschine den für den Schiffsbetrieb unentbehrlichen Vorteil unbedingter Zuverlässigkeit im Dauerbetriebe besitzt, der bei einer Einführung umfangreicher Neuerungen wenigstens zeitweilig in Frage gestellt werden könnte.

Wiewohl bereits in den 50er Jahren des vorigen Jahrhunderts im Anschlusse an Hirns Untersuchungen in der französischen Kriegsmarine Versuche mit überhitztem Dampfe angestellt wurden, die hauptsächlich an Materialschwierigkeiten scheiterten, kann eigentlich erst vom Jahre 1900 an von einer versuchsweisen Einführung des überhitzten Dampfes in den Schiffsmaschinenbetrieb gesprochen werden. In Deutschland und in der Schweiz beschränkten sich diese Versuche zunächst hauptsächlich auf Raddampfer, die auf den Binnenseen und den großen Strömen (Donau, Rhein) verkehrten. Bei den mit Einspritzkondensation und mit geringen Umdrehungszahlen arbeitenden Raddampfermaschinen, deren Wirkungsgrad durch die bedeutenden Kondensationsverluste in den Zylindern nachteilig beeinflußt wird, bedeutet die Einführung überhitzten Dampfes eine erhebliche Ersparnis im Betriebe. Auf diese besonderen Verhältnisse ist die verhältnismäßig umfangreiche Einführung des überhitzten Dampfes auf Flußdampfern zurückzuführen. Auf seegehenden, mit Oberflächenkondensationsmaschinen versehenen Dampfern der deutschen Handelsflotte sind erst in den allerletzten Jahren versuchsweise Überhitzeranlagen zum Einbau gekommen. Berücksichtigt man die in den Jahren 1909/10 in Auftrag gegebenen oder bereits abgelieferten Neubauten der Handelsflotte, so scheint die Frage der Verwendung überhitzten Dampfes im Schiffsbetriebe — und zwar in Verbindung mit der Lentz-Ventilsteuerung — lebhaftere Fortschritte zu machen. Die Kaiserliche Marine hat einige kleine Kreuzer versuchsweise mit Überhitzeranlagen ausrüsten lassen.

Um das Jahr 1900 herum wurden auch in England (Dampfer „Claro“ erbaut von Thos. Wilson, Sons & Co.), in Amerika und ungefähr 5 Jahre später in Frankreich mehrere Seedampfschiffe mit Überhitzeranlagen versehen. Besondere Beachtung fanden die Probefahrten des von der „Société anonyme de St. Nazaire“ für die „Compagnie Générale Transatlantique“ erbauten Dampfers „La Rance“, dessen Maschinenanlage mit Pielock-Überhitzern und mit Lentz'scher Ventilsteuerung versehen war. Zum Vergleiche wurde ein Schwester-schiff von sonst gleichen Abmessungen, „La Garonne“, herangezogen, dessen dreistufige Expansionsmaschine mit nassem Dampfe und mit

Schiebersteuerung arbeitete; die Kesselanlagen beider Schiffe waren mit einer Howden'schen Druckluft-Anlage versehen. Die Probefahrten ergaben auf seiten der „La Rance“ bei sonst gleichen Betriebsverhältnissen eine wesentlich höhere Maschinenleistung bei erheblich geringerem Kohlenverbrauche.

Die Bauweise von Überhitzeranlagen für den Schiffsbetrieb sollte allgemein folgenden Bedingungen genügen:

Der Überhitzer soll leicht sein, um das Gewicht der Maschinen- und Kesselanlage so wenig wie möglich zu erhöhen. Die Aufgabe wird in dieser Hinsicht als um so günstiger gelöst zu bezeichnen sein, je weiter es gelingt, das hinzutretende Gewicht des Überhitzers durch kleinere Bemessung der gesamten Kesselanlage auszugleichen.

Der Überhitzer soll möglichst wenig Raum in Anspruch nehmen. Als günstigster Fall wird der zu bezeichnen sein, wenn er sich innerhalb der ursprünglichen Kesselgrenzen anordnen läßt.

Der Überhitzer muß so gebaut sein, daß er nicht zu Betriebsstörungen Veranlassung geben kann.

Für einen nachträglichen Einbau von Überhitzeranlagen ist die Bedingung von Bedeutung, daß sich der Überhitzer den üblichen Kesselarten möglichst ohne größere Änderungen des Kessels selbst anpaßt.

Durch Anpassung an diese hauptsächlichen Bedingungen haben sich in den letzten Jahren neben anderen Ausführungen namentlich zwei Bauarten in den Schiffsbetrieb eingeführt:

1. Der Schmidt'sche Überhitzer, dessen verschiedenartige Ausführungen patentamtlich geschützte Entwürfe des Erfinders Dr. ing. h. c. Wilhelm Schmidt, Cassel-Wilhelmshöhe, umfassen;

2. Der gleichfalls patentamtlich geschützte Überhitzer des Ingenieurs E. Pielock, Berlin.

II. Überhitzer von Wilhelm Schmidt.

Die ersten Überhitzeranlagen der Bauart Schmidt für den Schiffsbetrieb wurden nach mehrjährigen Erfahrungen im Betriebe ortsfester Maschinen zum ersten Male im Jahre 1898 von der Firma Gebr. Sulzer in Winterthur für einige Dampfer auf den Schweizer Seen ausgeführt. Im Jahre 1908 wurden die ersten seegehenden Dampfer, und zwar einige Fischdampfer und kleinere Frachtdampfer mit Überhitzern Schmidt'scher Bauart ausgerüstet. Zur gleichen Zeit ließ auch die Kaiserliche Marine Schmidt'sche Überhitzer auf einigen kleinen Kreuzern einbauen. Bis zum Anfange des Jahres 1910 befanden sich 267 Dampffahrzeuge mit insgesamt rd. 252 000 Pferdekraften mit Schmidt'schen Überhitzern im Betriebe beziehungsweise im Bau.

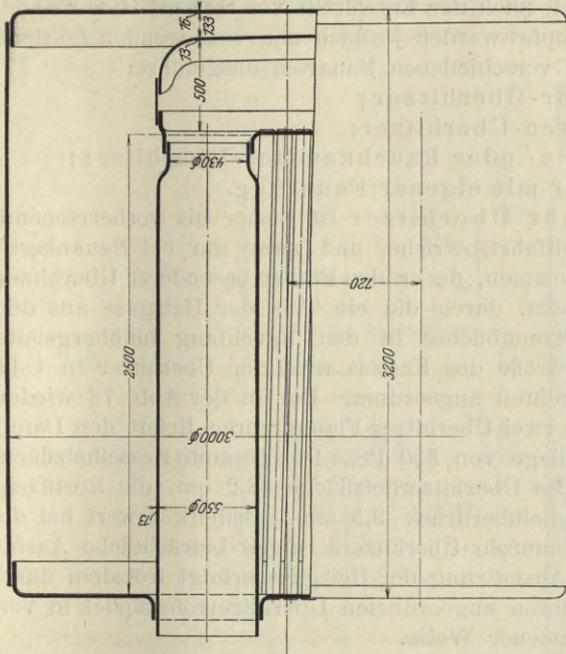


Abb. 78.

Flammrohr-Überhitzer.

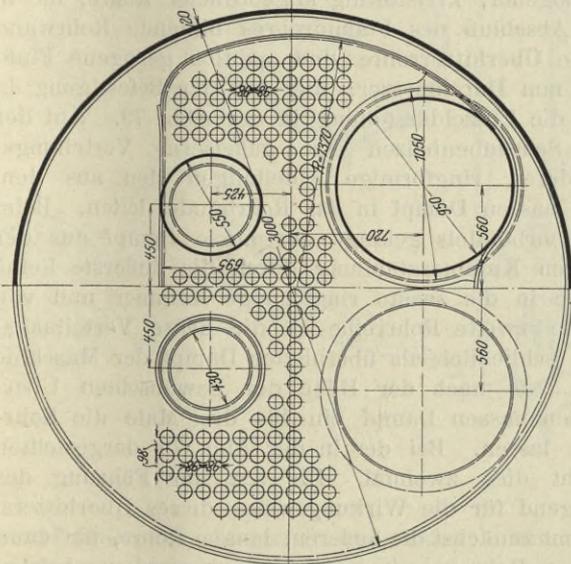
$p = 9,5$ atm;

$H = 103,08$ qm;

Überhitzer- $H = 48,20$ qm;

Gesamt- $H = 151,28$ qm;

$R = 3,6$ qm.



Die Einrichtungen nach den Entwürfen von Schmidt zur Erzeugung überhitzten Dampfes werden je nach den vorliegenden Betriebsverhältnissen in vier verschiedenen Bauarten ausgeführt:

- Als Flammrohr-Überhitzer;
- als Rauchröhren-Überhitzer;
- als Schornstein- oder Rauchkammer-Überhitzer;
- als Überhitzer mit eigener Feuerung.

Der Flammrohr-Überhitzer ist bisher als vorherrschende Bauart im Binnenschiffahrtsbetriebe, und zwar nur bei Neuanlagen, zur Anwendung gekommen, da er den Einbau besonderer Überhitzer-Flammrohre voraussetzt, durch die ein Teil der Heizgase aus dem oberen Teile der Flammbüchse in den Rauchfang hinübergeleitet wird. Je nach der Größe des Kessels wird der Überhitzer in 1 bis 3 derartigen Flammrohren angeordnet. Der in der Abb. 78 wiedergegebene Kessel mit zwei Überhitzer-Flammrohren liefert den Dampf für eine Maschinenanlage von 300 PS_i. Die gesamte Kesselheizfläche beträgt 103,08 qm, die Überhitzerheizfläche 48,2 qm, die Rostfläche 3,6 qm und der Kesselüberdruck 9,5 atm. Bemerkenswert bei der Verwendung des Flammrohr-Überhitzers ist der beträchtliche Ausfall an Heizrohren. Die Ausnutzung der Heizgase erfolgt trotzdem durch die in den Flammrohren angeordneten Überhitzerrohrbündel in verhältnismäßig vollkommener Weise.

Innerhalb des Flammrohres ist das den eigentlichen Überhitzer bildende Rohrbündel angeordnet (Abb. 79). Es besteht aus einer Anzahl **U**-förmig gebogener, kreisförmig angeordneter Rohre, die in eine den vorderen Abschluß des Flammrohres bildende Rohrwand eingewalzt sind. Die Überhitzerrohre sind nahtlos gezogene Flußeisenrohre von $17/24$ mm Durchmesser; die Art der Befestigung in der Rohrwand zeigt die Einzeldarstellung in der Abb. 79. Auf der Rohrplatte ist mit Schraubenbolzen eine gußeiserne Verteilungskammer befestigt, deren ringförmige Abteilungen den aus dem Kessel zuströmenden nassen Dampf in das Rohrbündel leiten. Beim Durchströmen des Rohrbündels gelangt der nasse Dampf aus der äußersten ringförmigen Kammerabteilung durch die äußerste Reihe der **U**-förmigen Rohre in die zweite ringförmige Kammer und von hier aus durch eine zweite Rohrreihe in die dritte Verteilungskammer u. s. w., um schließlich als überhitzter Dampf der Maschine zugeführt zu werden. Je nach der Höhe der gewünschten Überhitzung kann man den nassen Dampf ein bis drei Male die Rohrbündel durchströmen lassen. Bei der in der Abb. 79 dargestellten Ausführung geschieht dies zweimal. Die Art der Führung des Dampfes ist grundlegend für die Wirkungsweise dieses Überhitzers. Der Dampf durchströmt zunächst die äußeren, langen Rohre, um dann in den inneren, kurzen Rohren weiter überhitzt zu werden. Infolge

der aus der Abb. 79 ersichtlichen Anordnung und Formgebung der Rohre treffen die heißesten Heizgase zunächst auf die den kältesten

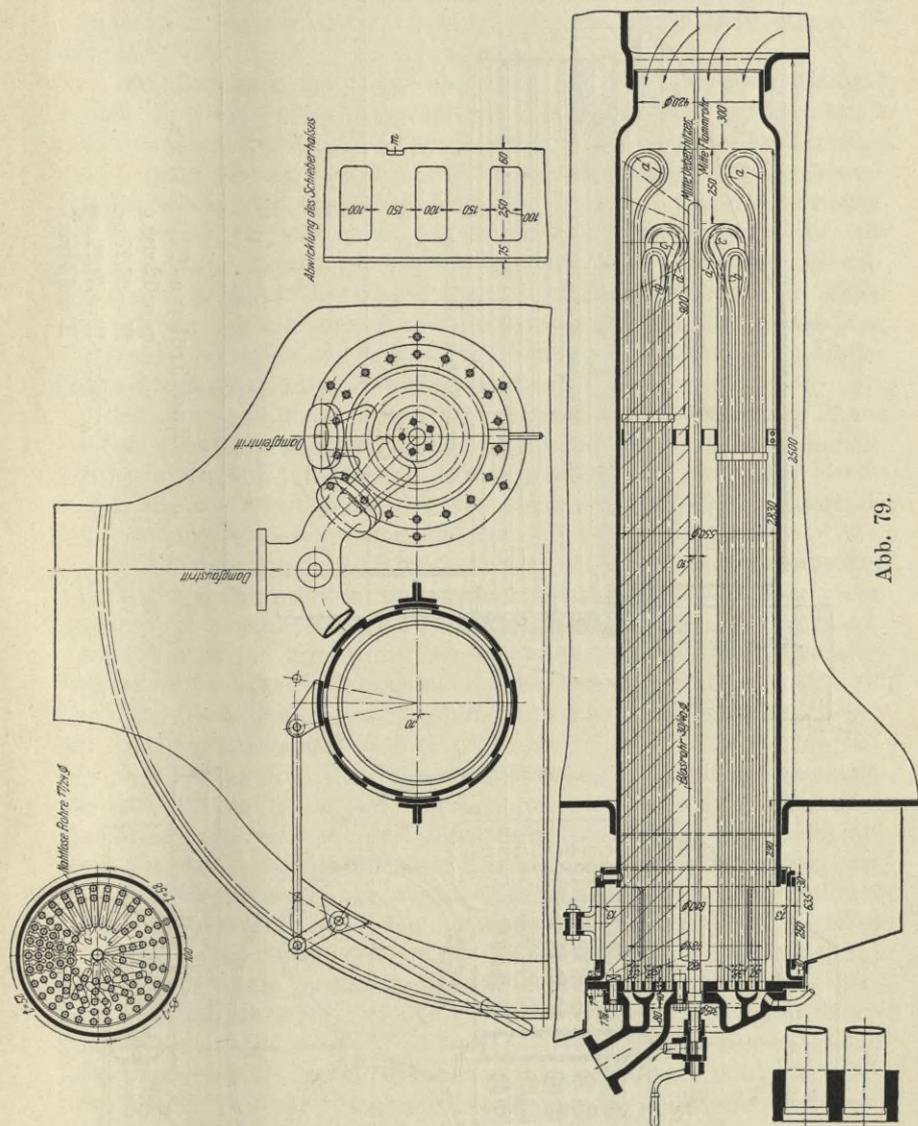
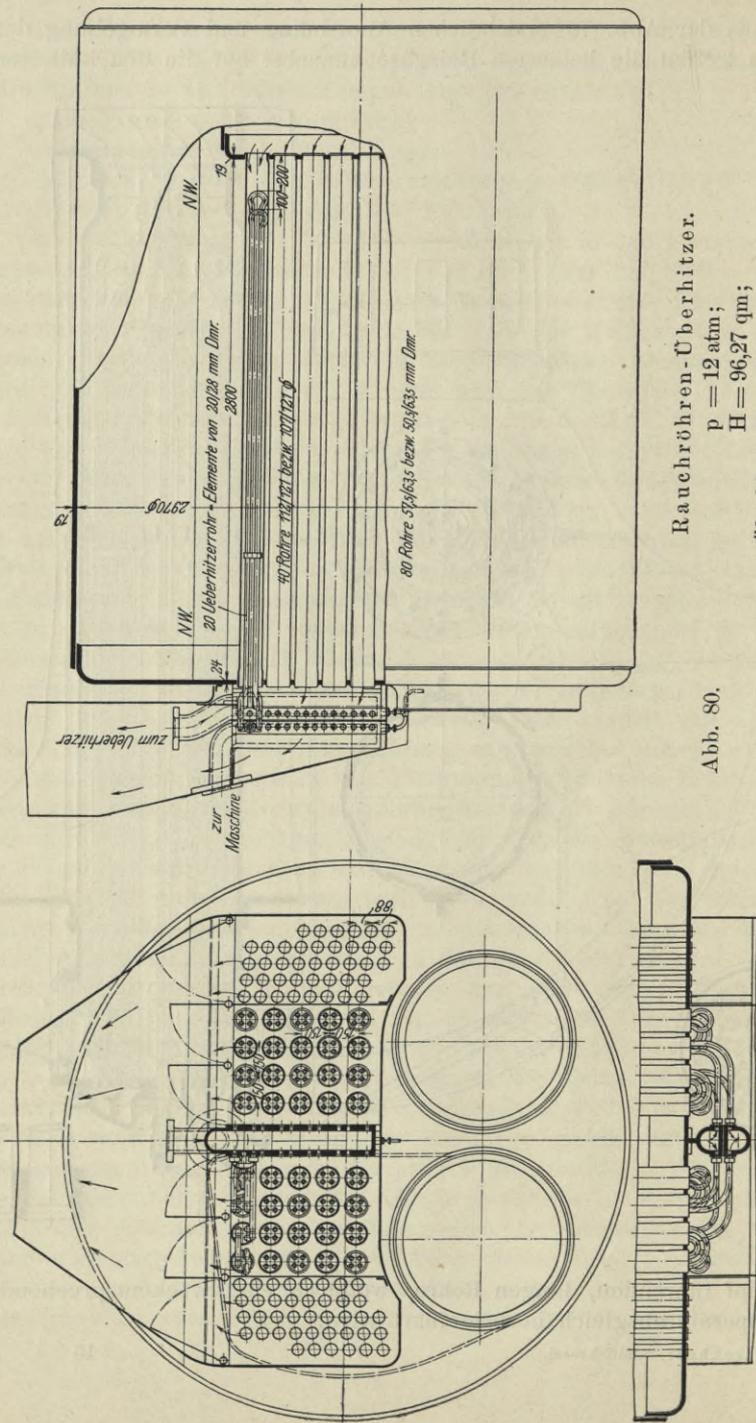


Abb. 79.

Dampf führenden, langen Rohre, wodurch ein zweckentsprechender Temperatureausgleich herbeigeführt wird.



Rauchröhren-Überhitzer.

$p = 12 \text{ atm};$
 $H = 96,27 \text{ qm};$
 Überhitzer-H = 39,01 qm;
 $R = 2,4 \text{ qm}.$

Abb. 80.

Um den in die Flammrohre hineinragenden Überhitzerrohren einen Halt zu bieten, wird das ganze Rohrbündel durch einen Versteifungsring zusammengehalten, und die einzelnen Rohre durch Abstandshalter gegeneinander versteift (vgl. die Einzeldarstellungen in der Abb. 79).

Die Regelung der Zugverhältnisse in den Überhitzer-Flammrohren oder die völlige Ausschaltung des Überhitzers erfolgt durch eine Schiebervorrichtung, die das Rohrbündel am vorderen Ende zylindrisch umschließt und durch verstellbare Öffnungen im Zylindermantel eine Regelung oder Abstellung des Zuges gestattet. Um das Abziehen der Heizgase zu erleichtern, ist die Schiebervorrichtung etwas aus der Rohrmittle heraus nach oben gerückt. Die Handhabung des Schiebers erfolgt in der Regel durch ein Handgestänge; sie kann auch zwangsläufig in der Weise geschehen, daß beim Schließen des Hauptabsperrventiles, d. h. beim Stillstande der Maschine, der Überhitzer gleichzeitig außer Betrieb gesetzt wird.

Um der Gefahr vorzubeugen, daß der Wirkungsgrad des Überhitzers durch Ansammlungen von Flugasche im Überhitzer-Flammrohre sinkt, wird innerhalb des Rohrbündels ein von außen drehbares Blasrohr vorgesehen, das den Dampf strahlenförmig austreten läßt, wodurch eine Reinigung des Rohrbündels bewirkt wird.

Trotz der guten Betriebsergebnisse, die mit dem Flammrohr-Überhitzer erzielt worden sind, wird er in neuerer Zeit immer mehr durch den sogenannten Rauchröhren-Überhitzer verdrängt, dessen Einbau bei neuen und bei benutzten Schiffskesseln ohne umfangreiche bauliche Änderungen erfolgen kann (Taf. 17 und Abb. 80 bis 82). Diese Bauart des Überhitzers herrscht neuerdings auch bei den Heißdampflokomotiven vor.

Der Rauchröhren-Überhitzer besteht aus einzelnen Rohrelementen, die aus nahtlos gezogenen Flußeisenrohren von $16/22$ bis $20/26$ mm Durchmesser gebildet werden und in die Rauchrohre (Heizrohre) bis etwa 250 mm vom inneren Ende hineinragen. Überhitzerrohre, die sich über die ganze Länge der Rauchrohre erstrecken, sind an ihrem inneren Ende sehr stark den zerstörenden Einflüssen der Flamme ausgesetzt. Bei Neuanlagen wurde der Überhitzer vielfach so angeordnet, daß von vornherein ein der Höhe der gewünschten Überhitzung entsprechender Teil der gewöhnlichen Heizrohre durch Rohre von größerem Durchmesser (100 bis 140 mm) ersetzt wurde, wobei jedes Heizrohr bis zu 6 Überhitzerrohr-Querschnitte enthielt. Gebräuchlicher wird neuerdings die Anordnung von nur zwei Überhitzerrohr-Querschnitten in Heizrohren von den üblichen Heizrohrdurchmessern.

Die in den Rauchfang hinausragenden beiden Enden eines jeden Rohrelementes werden mit einem Flansche oder mit einem Bunde ver-

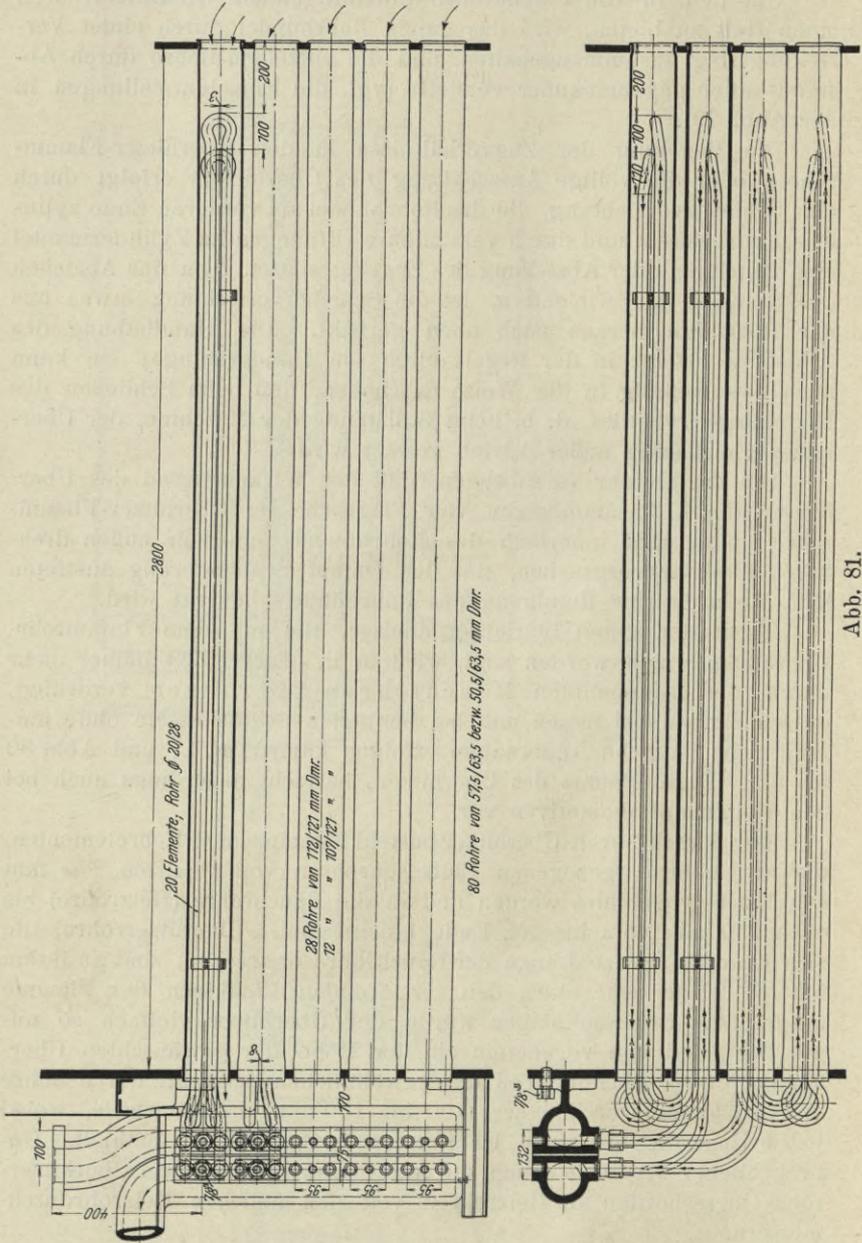


Abb. 81.

sehen und an meist senkrecht im Rauchfange angebrachte Dampfverteilungskammern angeschlossen (Taf. 17 und Abb. 80 u. 81). Der aus der Taf. 18 und aus der Abb. 83 erkennbare Anschluß der Rohre an die Kammer geschieht mit Hilfe eines Bügels und einer Befestigungsschraube; nach Lösung zweier Befestigungsmuttern können die zugehörigen Rohrelemente entfernt werden. Diese schnelle und einfache Auswechselbarkeit der einzelnen Rohrelemente hat mit zur Verdrängung des Flammrohr-Überhitzers durch den Rauchröhren-Überhitzer beigetragen.

Die Dampfverteilungskammer enthält zwei getrennte Abteilungen für nassen und für überhitzten Dampf. Der aus dem Kessel in die Naßdampfkammer gelangende Dampf durchströmt die einzelnen Rohre

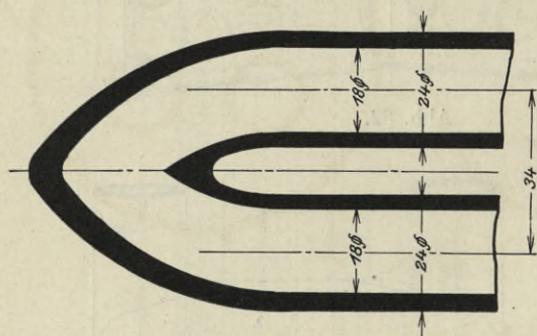


Abb. 84.

des Rohrelementes, wird auf diesem Wege erhitzt, gelangt in die Heißdampfkammer und von hier aus zur Maschine. Die an dem der Flammbüchse zugewandten Ende der Überhitzerrohre entstehenden Rohrknien, die dem Verbrennen besonders stark ausgesetzt sind, wurden

früher durch Biegen der nahtlosen Rohre hergestellt (Abb. 80 und 81); in neuerer Zeit werden sie durch Verschweißen zweier Rohre gebildet. Letzteres geschieht in der Weise, daß die beiden Rohre zunächst etwas gegeneinander gebogen, dann parallel zur Rohrachse gerade geschnitten und autogen so verschweißt werden, daß eine erhebliche Verstärkung der Spitze eintritt (Abb. 84). Diese Ausführung ist vorteilhafter, weil sie dauerhafter ist und den Zugquerschnitt der Heizrohre weniger beengt als die Rohrschleifen. Die Halterung der Überhitzerrohre innerhalb der Heizrohre zeigt die in der Abb. 85 wiedergegebene Einzeldarstellung. Sie besteht aus Schellen, welche die einzelnen Rohre gegeneinander abstützen und unten einen Fuß bilden. In neuerer Zeit werden die Schellen durch kurze Flacheisenstücke ersetzt, die mit den Überhitzerrohren autogen verschweißt werden (Abb. 86).

Der Teil des Rauchfanges, in den die mit Überhitzerelementen versehenen Heizrohre münden, ist seitlich vielfach durch Zwischenwände, oben durch Klappen abgeschlossen, um den Durchfluß der Heizgase durch den Überhitzer regeln oder ganz abschließen zu können (Abb. 80 u. 82). Im letzteren Falle nehmen sie dann ledig-

lich ihren Weg durch die gewöhnlichen Heizrohre. Bei den neuesten Ausführungen sieht man zuweilen von einer durch besondere Klappen oder Zwischenwände regelbaren Führung der Heizgase im Bereiche der Überhitzerrohre als unnötig ab (Taf. 17).

Die Reinigung der Heizrohre von Flugasche geschieht auch hier durch überhitzten Dampf, und zwar durch einen Dampfschlauch, der an einem an der Dampfkammer befindlichen Ventile angeschlossen wird.

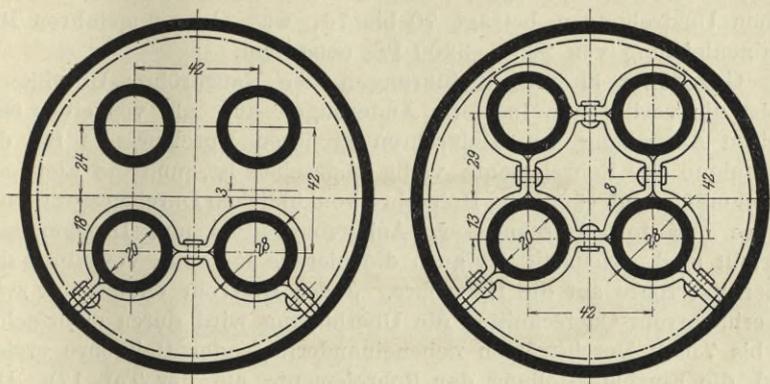


Abb. 85.

Der auf der Taf. 17 wiedergegebene Rauchröhren-Überhitzer stellt eine der neuesten Ausführungen der Schmidt'schen Bauart für den Schiffskesselbetrieb dar. Die Maschinenanlage des Schiffes, auf dem sich diese Überhitzer-Anlage im Betriebe befindet, ist auch in anderer Hinsicht bemerkenswert. Zum ersten Male ist in diesem Falle auf einem größeren Dampfer der deutschen Handelsflotte gleich beim Neubau Ventilsteuerung (Lentz) und Dampfüberhitzung zur Anwendung gelangt. Dieser vom Bremer Vulkan, Vege-sack, unternommene Versuch verdient um so größere Beachtung, als es sich um eine Maschinenanlage von etwa 3000 PS_i handelt.

Die Kesselanlage besteht aus 3 mit künstlicher Luftzufuhr nach der Bauart Howden arbeitenden Einenderkesseln mit je drei Feuern. Die Rostfläche eines jeden Kessels beträgt 5,12 qm, die Kesselheizfläche 225 qm, die Überhitzerheizfläche 104 qm, mithin die gesamte

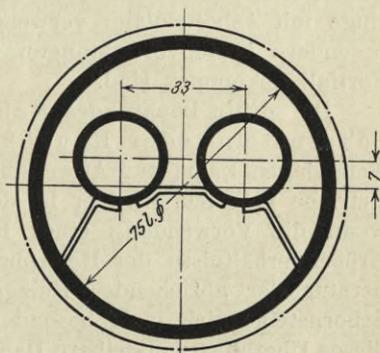


Abb. 86.

Heizfläche 329 qm. Die Kessel arbeiten mit einem Betriebsüberdrucke von 13,5 atm.

Die Maschine ist als doppelte Verbundmaschine mit Oberflächenkondensation gebaut. Vier hintereinanderliegende Zylinder von den Abmessungen

$$2 \times \frac{660 \times 1375}{1350} \text{ mm}$$

arbeiten auf 4 Stück um je 90° versetzte Kurbeln. Die Zahl der minutlichen Umdrehungen beträgt 70 bis 76, was einer ungefähren Maschinenleistung von 2650—3200 PS_i entspricht.

Gegenüber älteren Ausführungen des Rauchröhren-Überhitzers weist die vorliegende insofern Änderungen auf, als von einer teilweisen Anordnung von Heizrohren größeren Durchmessers für die Aufnahme der Rohrelemente völlig abgesehen ist, und die Elemente gleichmäßig auf sämtliche Heizrohre vom üblichen Durchmesser (glatte Rohre ⁷⁵/₈₃ mm Durchmesser, Ankerrohre ⁷⁵/₈₉ mm Durchmesser) verteilt sind. Neuartig ist auch die hieraus folgende Verteilung der Überhitzerrohre auf die Heizrohre. Jedes Heizrohr enthält nur zwei Überhitzerrohr-Querschnitte; die Überhitzung wird durch mehrfaches (4 bis 7 mal) Durchströmen nebeneinanderliegender Heizrohre erzielt (vgl. die Einzeldarstellung der Rohrelemente auf der Taf. 17). Die zwischen den Heizrohrbündeln im Rauchfange angeordneten Dampfsammelkästen sind der größeren Widerstandsfähigkeit wegen aus Stahlguß hergestellt. Die aus Flußeisen nahtlos gezogenen Überhitzerrohre haben autogen geschweißte Kniee. Ihre Abdichtung am Sammelkasten erfolgt durch Bunde aus Flußeisen, die durch Stahlgußbügel angezogen werden. Als Dichtungsmaterial werden Kupferinge mit Asbesteinlage verwendet. Bemerkenswert ist weiter, daß besondere Abstellvorrichtungen für die Heizgase als überflüssig in Fortfall gekommen sind.

Die dritte Bauart des Schmidt-Überhitzers, der sogenannte Schornstein- oder Rauchkammer-Überhitzer gelangt bei Neuanlagen kaum zur Anwendung; bei Kesseln, die sich bereits im Betriebe befinden, wird er in der Regel auch nur dann eingebaut, wenn die Verwendung eines Rauchröhren-Überhitzers wegen der Größenverhältnisse der Heizrohre nicht möglich ist. Da die Temperatur der abziehenden Heizgase im Rauchfange beziehungsweise Schornsteine nicht mehr besonders hoch ist, bewegt sich die mit Hilfe dieses Überhitzers erzielbare Dampfüberhitzung, mithin auch der wirtschaftliche Nutzen der ganzen Anlage nur in mäßigen Grenzen.

Der Überhitzer, der aus einer Verteilungskammer und einer größeren Zahl zu einem Rohrbündel vereinigter Rohrschlangen besteht, die der nasse Dampf zwecks Überhitzung durchströmen muß, kann je nach den vorliegenden Raumverhältnissen im Schornsteine

oder im Rauchfange angeordnet werden. Der Einbau im Schornsteine ist vorzuziehen, da die hierfür übliche, senkrechte Anordnung des Rohrbündels im Gegensatz zu der beim Rauchfang-Überhitzer üblichen, wagerechten günstigere Zugverhältnisse liefert. Um mit den an sich nicht hohen Heizgastemperaturen eine möglichst weitgehende Überhitzung zu erreichen, leitet man nur einen Teil der Heizgase — etwa ein Drittel — durch Abgrenzung eines entsprechenden Teiles des Rauchfanges durch den Überhitzer und vergrößert gleichzeitig durch Anordnung eines kleinen Dampfblaserohres ihre Geschwindigkeit. Da infolge des beschleunigten Durchganges auch ein größerer Teil der Heizgase den Überhitzer durchströmt, findet eine stärkere Überhitzung statt.

Bei größeren Kesselanlagen, bei denen die einzelnen Kessel in Gruppen vereinigt sind, erscheint es wenig zweckentsprechend, jeden einzelnen Kessel mit einem Überhitzer zu versehen. Für diesen Zweck hat Schmidt seinen Überhitzer mit eigener Feuerung entworfen, der, losgelöst von dem eigentlichen Kesselkörper, an geeigneter Stelle eingebaut werden kann. Der nasse Dampf sämtlicher Kessel wird dem gemeinsamen Überhitzer, und nach erfolgter Überhitzung der Maschine zugeführt.

Der Überhitzer besteht im wesentlichen aus einem Wasserrohrkessel und einem Überhitzerkessel. Der aus zwei Unterkesseln (Wassersammlern), einem Oberkessel (Dampfsammler) und den verbindenden Wasserrohren bestehende Wasserrohrkessel, der sich über der Feuerung aufbaut, hält die heißesten Heizgase von den Überhitzerrohren fern und schützt sie namentlich während des Manövrierens der Maschine vor dem Verbrennen. Der eigentliche Überhitzer besteht aus zwei über den Wassersammlern liegenden zylindrischen Überhitzerkesseln, die durch Überhitzerrohre mit zwei über dem Dampfsammler liegenden zylindrischen Überhitzerkesseln in Verbindung stehen. Die Überhitzung erfolgt in der Weise, daß der aus den Kesseln zugeführte, beziehungsweise im Wasserrohrkessel erzeugte Dampf in einen der oberen Überhitzerkessel geleitet wird, durch die Überhitzerrohre in die unteren seitlichen Überhitzerkessel, und nach nochmaligem Durchströmen der Überhitzerrohre in den zweiten oberen Überhitzerkessel gelangt, von wo aus er der Maschine zugeführt wird. Die Heizgase streichen wie bei engrohrigen Wasserrohrkesseln seitlich durch die Überhitzerrohre hindurch, nachdem sie bereits vorher einen Teil ihrer Wärme an die das Rohrbündel innen begrenzenden Wasserrohrreihen abgegeben haben.

III. Pielock-Überhitzer.

Der Pielock-Überhitzer, eine neuere Erfindung, hat bisher nicht die Verbreitung gefunden, wie die verschiedenen Überhitzerarten von Schmidt. Im Schiffsbetriebe beschränkt sich seine Verwendung auf einige Versuchsschiffe. Die bekanntesten Vergleichsversuche zwischen nassem und überhitztem Dampfe wurden auf den beiden seegehenden Frachtdampfern „La Garonne“ und „La Rance“ der „Compagnie Générale Transatlantique“ im Jahre 1906 angestellt. Beide Schiffe sind mit einer dreistufigen Expansionsmaschine ausgerüstet, deren Abmessungen

$584 \times 914 \times 1498$
1066

mm betragen. Die mit einem Überdrucke von rund 12,5 atm arbeitende Kesselanlage eines jeden Schiffes besteht aus zwei für Howden's künstliche Luftzufuhr eingerichteten Zylinderkesseln mit rückkehrender Flamme. Während die Maschine des Dampfers „La Garonne“ mit gewöhnlichen Schiebern (im H. D. Rundschieber, im M. D. und N. D. Flachschieber) und nassem Dampfe arbeitet, gelangt auf dem Dampfer „La Rance“ überhitzter Dampf von rund 270°C zur Verwendung, der in einem Pielock-Überhitzer auf diese Temperatur überhitzt und durch eine Lentz'sche Ventilsteuerung auf die einzelnen Zylinder verteilt wird. Die Anordnung des Überhitzers in den Kesseln des Dampfers „La Rance“ zeigt die Abb. 87. Jeder Kessel besitzt eine Rostfläche von 4,2 qm, eine wasserberührte Heizfläche einschließlich des Überhitzers von 175,05 qm und eine dampfberührte Überhitzer-Heizfläche von 36,43 qm. Die unter möglichst gleichartigen Verhältnissen angestellten Vergleichsfahrten der beiden Schwesterschiffe hatten folgendes Ergebnis:

	„La Garonne“	„La Rance“
Tag der Fahrt:	6. VII. 1906	13. IX. 1906
Kesselüberdruck in atm im Mittel	12,6	12,54
Dampftemperatur in °C im Mittel	192	270
Umdrehungen in 1 Minute im Mittel	72,3	75,37
PS _i	1104	1304
kg Kohle für 1 PS _i und 1 Stunde	0,511	0,408.

Ein Vergleich der Ergebnisse beider Schiffe zeigt auf seiten der mit überhitztem Dampfe und Ventilsteuerung arbeitenden Maschinenanlage des Dampfers „La Rance“ eine Mehrleistung an indizierten Pferdekräften von 18,1 0/0 bei einer gleichzeitigen Kohlenersparnis von 20,1 0/0. Berücksichtigt man auch bei der Beurteilung dieser Ergebnisse die ausgesucht günstigen Betriebsverhältnisse — Verwendung bester englischer Kohle, günstige Witterungsverhältnisse u. s. w. —, unter denen derartige Versuchsfahrten stattzufinden pflegen, so bestehen doch im vorliegenden Falle an der Überlegenheit des

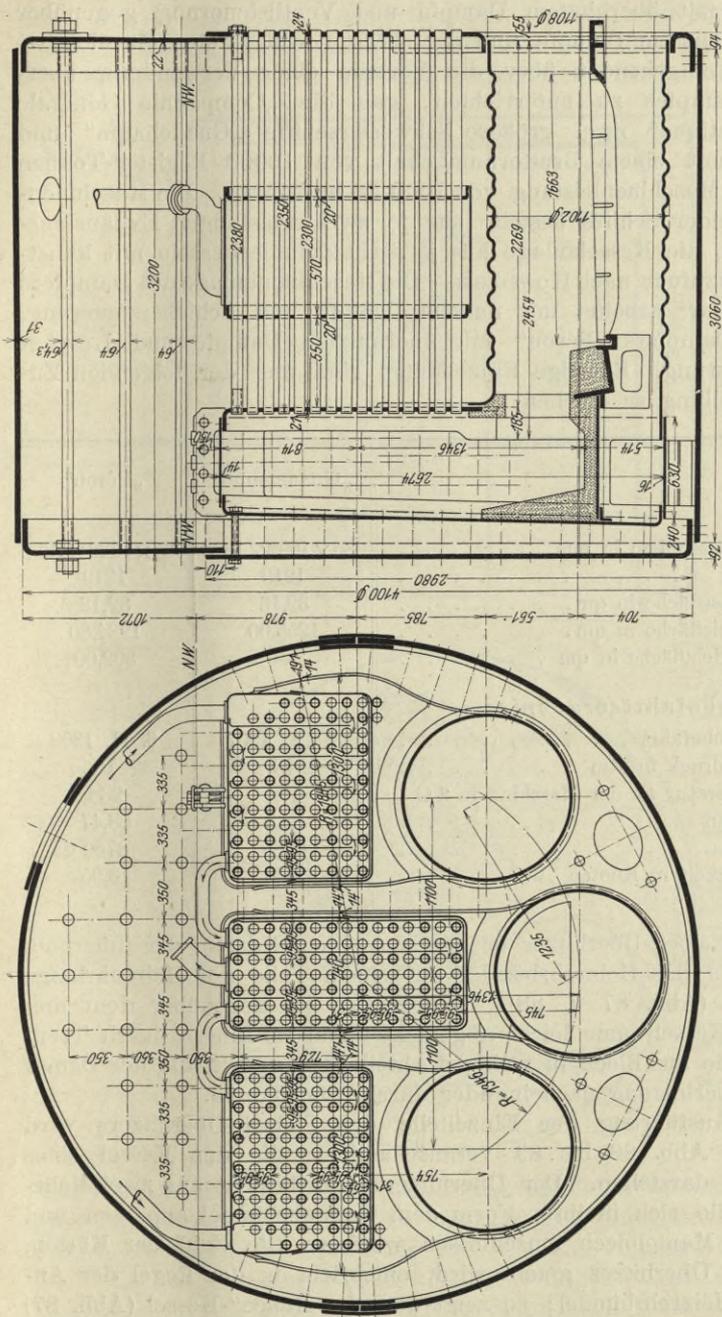


Abb. 87.
 Pielock-Überhitzer.
 $p = 12,85 \text{ atm}$;
 Kessel-H = 175,04 qm;
 Überhitzer-H = 36,43 qm;
 $R = 4,2 \text{ qm}$.

Betriebes mit überhitztem Dampfe und Ventilsteuerung gegenüber dem mit nassem Dampfe und Schiebersteuerung keine Zweifel. — Um sich eingehender über die Vorteile einer Verwendung überhitzten Dampfes zu unterrichten, gab die „Compagnie Générale Transatlantique“ zwei größere Schwesterschiffe „Guadeloupe“ und „Pérou“ mit einem Bruttoreaumgehalt von 10000 Register-Tonnen und einer Maschinenleistung von 7000 PS in Auftrag. Die Maschinenanlage beider Schiffe besteht aus je zwei dreistufigen Expansionsmaschinen, die Kesselanlage aus je sechs Zylinderkesseln mit künstlicher Luftzufuhr nach Howden. Die Maschinenanlage des Dampfers „Guadeloupe“ arbeitet mit nassem Dampfe und Schiebersteuerung, die des Dampfers „Pérou“ mit überhitztem Dampfe und Lentz-Ventilsteuerung. Sonstige Einzelheiten sind aus der folgenden Zusammenstellung zu ersehen:

	„Guadeloupe“	„Pérou“
Zylinderabmessungen in mm	685×1092×1828	685×1092×1828
Hub in mm	1219	1219
Gesamte Rostfläche in qm.	32,13	32,13
Gesamte Heizfläche in qm.	1255,00	1234,80
Überhitzer-Heizfläche in qm.	—	302,00
Probefahrtsergebnisse:		
Tag der Probefahrt	9. IX. 1907	6. II. 1908
Kessel-Überdruck in atm	13	13
Dampftemperatur an der Maschine in ° C	192	238
Umdrehungen	88,2	88,47
PS _i	6585	6750
Geschwindigkeit in Knoten	16,6	16,95

Der Pielock-Überhitzer besteht aus einem Kasten, der innerhalb des Kessels das Heizrohrbündel auf einem Teile der Heizrohrlänge umschließt (Abb. 87 u. 88). Der Kasten ist gegenüber dem umgebenden Kesselraume leicht abgedichtet und im Innern durch Trennungswände aus Blech in mehrere Abteilungen geteilt, die der Dampf zwecks Überhitzung nacheinander durchströmen muß.

Die Ausführung der Einzelteile des Pielock-Überhitzers wird durch die Abb. 88 bis 89 veranschaulicht, die den Kessel eines Schleppers darstellen. Der Überhitzerkasten besteht aus zwei Rohrwänden, die sich in ihrer Form dem Heizrohrbündel anpassen und durch ein Mantelblech umschlossen werden. Die Zahl der Kästen, in die der Überhitzer geteilt wird, entspricht in der Regel der Anzahl der Heizrohrbündel; so zeigt der „La Rance“-Kessel (Abb. 87)

drei Einzelkästen. Die Blechdicken der begrenzenden Kastenwände können verhältnismäßig dünn gehalten werden, da auch innerhalb des Überhitzerkastens der jeweilige Kessel-Druck herrscht. Die beiden

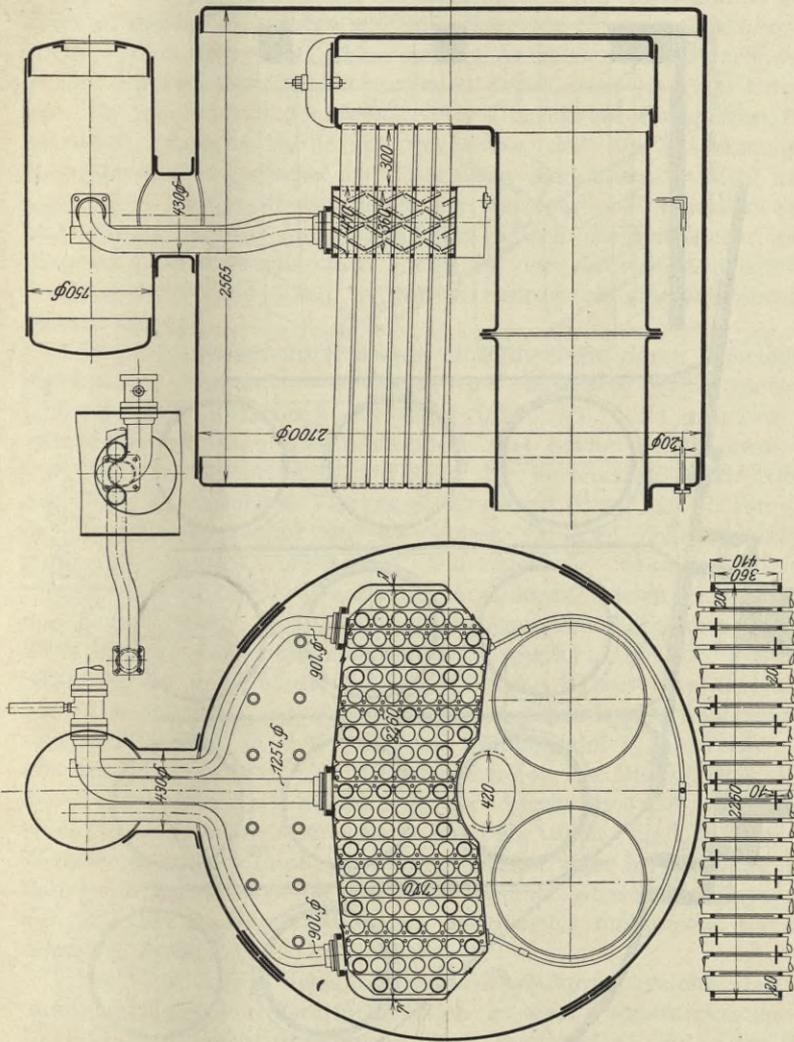


Abb. 88.
 Pielock-Überhitzer.
 p = 8 atm; Kessel-H = 74,715 qm; Überhitzer-H = 10,80 qm.

Rohrwände wählt man aus praktischen Gründen besonders stark, etwa 20 mm, um die Heizrohre zuverlässiger einwalzen zu können. Bei der vorliegenden Ausführung sind 25 mm ausgeführt, weil die Trennungswände in eingehobelten Nuten in die Rohrwände eingelassen sind. Bei einem Einbau des Überhitzers in einen neuen Kessel wird

man die Rohrwände möglichst in einem Stücke herstellen. Bei einem nachträglichen Einbau in benutzte Kessel ist die Größe der einzelnen

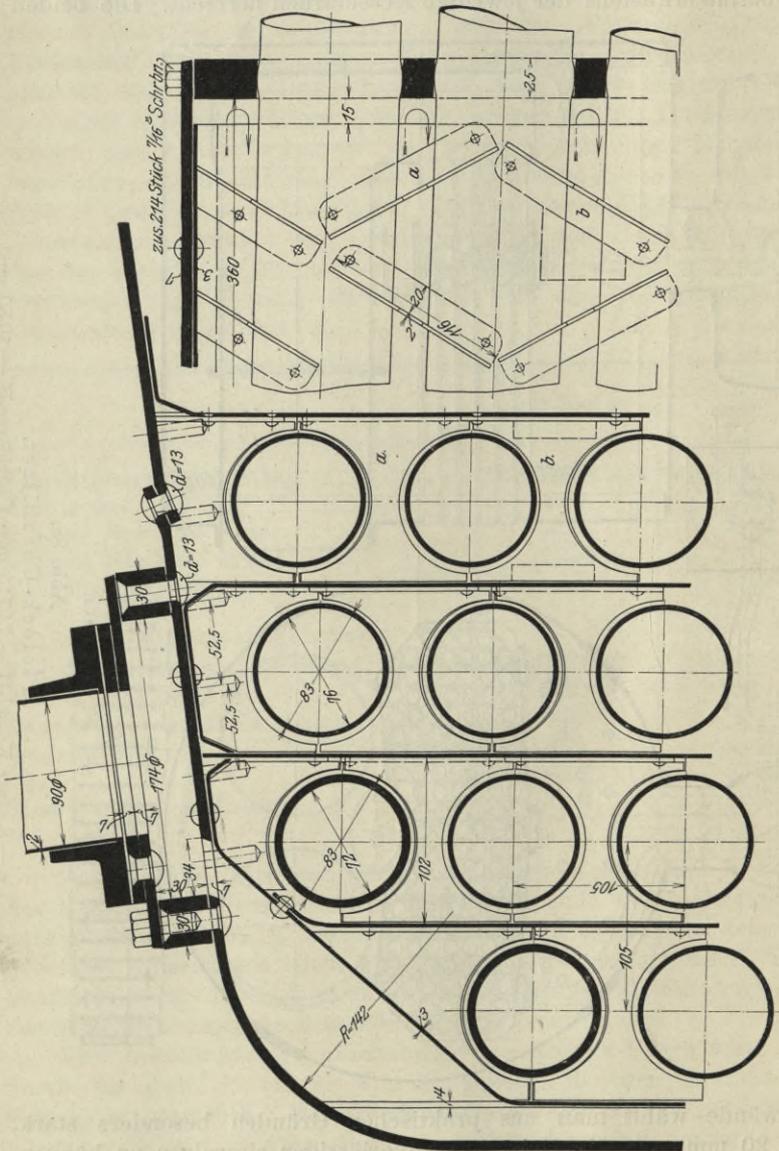


Abb. 89.

Bauteile von den Abmessungen der Zugangsöffnungen des Kessels, wie Mannlöcher u. s. w. abhängig, durch die man die Bauteile einbringen muß. In derartigen Fällen müssen die Rohrwände und der

Mantel aus einzelnen Stücken zusammengesetzt werden. Die Verbindung der Einzelteile der Rohrwand durch Laschen ist aus der Abb. 88 zu erkennen.

Auf ein gutes Einwalzen der Heizrohre in die Rohrwand ist großer Wert zu legen. Es erfolgt mit Hilfe einer für diesen Zweck besonders hergestellten Rohrwalze. Ein starkes Anwalzen der Heizrohre wie in den Stirnwänden und Rohrwänden des Kessels ist nicht erforderlich, da innerhalb und außerhalb des Überhitzers der gleiche Druck herrscht. Dagegen ist darauf zu achten, daß die Auswalzung des Heizrohres in der Mitte der Rohrplatte und nicht seitlich anliegt (Abb. 89). Um das Herausziehen der Heizrohre bei einer Erneuerung alter Rohre zu erleichtern, empfiehlt Pielock die Rohrlöcher in der hinteren Überhitzerrohrwand 2 mm, in der vorderen 3 mm und in der Kesselstirnwand 4 mm größer zu bohren, als der Heizrohrdurchmesser beträgt.

Der Überhitzermantel, dessen einzelne Teile durch Überlappung miteinander verbunden werden, wird mit Schraubenmuttern am Umfange der Rohrwände befestigt (Abb. 89). Bei neueren Ausführungen läßt man das Mantelblech auf beiden Seiten etwas über die Rohrwände überstehen und stellt die Verbindung durch Nietung mit Hilfe geschweißter Vierkanteisenrahmen her. Im oberen Teile des Mantelbleches sind die Anschlüsse für den Zugang und Abgang des Dampfes vorgesehen. Die Zuleitung des nassen Dampfes erfolgt, auch wenn der Überhitzer in mehrere Kästen geteilt ist, an den beiden Seiten; der Dampf durchströmt den Überhitzer nach der Mitte hin, wo der Entnahmeanschluß vorgesehen ist (Abb. 87 u. 88). Sind, wie bei den Kesseln des Dampfes „La Rance“, drei Überhitzerkästen vorhanden, so wird der Dampf nach Durchwanderung der seitlichen Kästen in den mittleren hinübergeleitet, nach der Mitte hin zusammengeführt und hier entnommen. — Die an den Boden des Überhitzerkastens angeschlossene, durch den unteren Teil des Kessels nach außen führende Rohrleitung dient zum Ablassen von Wasser, das sich infolge von Undichtigkeiten oder Niederschlägen bei kalt gestelltem Kessel im Überhitzer sammelt oder eingelassen wird, um bei einer Außerbetriebsetzung des Kessels ein Rosten der Heizrohre zu verhindern.

Die Überhitzung des Dampfes wird dadurch erreicht, daß man durch Einfügen von Zwischenwänden in den Überhitzerkasten dem Dampfe einen möglichst langen Weg vorschreibt. Bei dem Überhitzer des „La Rance“-Kessels sind diese Scheidewände so angeordnet, daß der Dampf die einzelnen Abteilungen in senkrechter Richtung zu den Heizrohren durchströmen muß (Abb. 87). Günstigere Ergebnisse hat man mit der neueren Anordnung der Zwischenwände erzielt, bei welcher der Dampf die einzelnen Abteilungen in wage-

rechter Richtung, parallel zu den Heizrohren durchströmt (Abb. 88 u. 89). Um eine noch innigere Berührung mit den Heizrohren herbeizuführen, werden besondere Leitbleche (Abb. 89 u. 90) in den einzelnen Abteilungen vorgesehen, die den durchströmenden Dampf zur innigen Berührung mit den Heizrohren zwingen. — Um eine wirksame Überhitzung zu erzielen, müssen die einzelnen Ab-

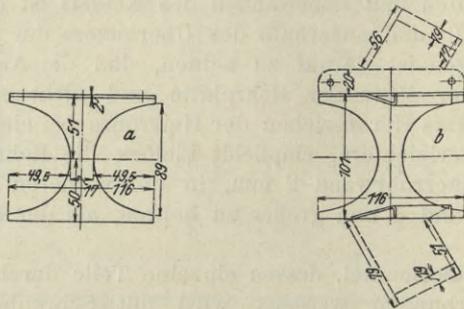


Abb. 90.

teilungen dicht gegeneinander abgeschlossen sein. Die Abdichtung erfolgt oben und unten durch lappenartige Anschlüsse der Zwischenwände an das Mantelblech, seitlich, wie bereits vorher erwähnt, durch Einlassen der Zwischenwände in die Rohrwände.

Nach Angaben von Pielock sind mit seinem Überhitzer ohne Schwierigkeiten Überhitzungstemperaturen von 300 bis 350° C zu erreichen. Für die Höhe der Überhitzung ist die Lage des Überhitzers und seine Länge bestimmend. Der Überhitzer muß auf der Stelle der Heizrohre angeordnet werden, an der die Heizgastemperatur bei kleinster Überhitzerfläche die wirksamste Überhitzung ergibt, andererseits dort, wo er die Haltbarkeit der Heizrohre am wenigsten gefährdet. Ein besonderes Aufhängen des Überhitzerkastens ist nicht erforderlich, da sich das Gewicht, soweit es nicht durch den Auftrieb des Kesselwassers ausgeglichen wird, auf das Heizrohrbündel verteilt.

9. Abschnitt.

Künstliche Luftzufuhr.

Soweit die Zufuhr von Verbrennungsluft zum Feuerungsraume lediglich mit Hilfe des durch den Schornstein hervorgerufenen Zuges erfolgt, bezeichnet man sie als „natürlicher Zug“. Die Wirkung des natürlichen Zuges, d. h. der Druckunterschied der dem Feuerungsraume zugeführten Verbrennungsluft unterhalb und oberhalb des Rostes, wird durch das Emporsteigen der spezifisch leichten Heizgase innerhalb des Schornsteines und durch das Nachströmen der Außenluft durch den Feuerungsraum hervorgerufen. Da die Stärke des Zuges von der Höhe des Schornsteines und von dem Temperaturunterschiede zwischen den Abgasen und der Außenluft abhängt, ist der Leistungsfähigkeit des natürlichen Zuges hiermit eine obere Grenze gesetzt. Dem Höchstwerte dieses auf „natürlichem“ Wege, d. h. nur mit Hilfe des Schornsteines hervorgerufenen Überdruckes der dem Rost zuströmenden Verbrennungsluft entspricht ein Höchstwert an Brennstoff, der in 1 Stunde auf 1 qm der Rostfläche verbrannt werden kann. Aus der Zusammenstellung 4 ist zu ersehen, daß der Höchstwert der auf 1 qm Rostfläche in 1 Stunde bei natürlichem Zuge verbrennbaren Kohlenmenge 100 kg beträgt. Soll die Leistungsfähigkeit der Kesselanlage gesteigert, und eine größere Kohlenmenge stündlich verbrannt werden, so müssen besondere Vorrichtungen an der Kesselanlage getroffen werden, die eine den natürlichen Zugverhältnissen gegenüber gesteigerte Zufuhr von Verbrennungsluft gestatten.

Die durch besondere Hilfsmittel, d. h. im Gegensatze zum natürlichen Zuge auf künstlichem Wege bewerkstelligte, verstärkte Luftzufuhr, mit der eine gleichzeitige Erhöhung ihres Druckes verbunden ist, wird auf verschiedene Weise erzielt. Je nach der Art, wie die Verbrennungsluft der Rostfläche auf künstlichem Wege zugeführt wird, unterscheidet man

Saugluftanlagen (induced draught) und
Druckluftanlagen (forced draught).

Bei den ersteren werden die für den Verbrennungsvorgang erforderlichen Luftmengen oder aber die Heizgase mit Hilfe besonderer Vorrichtungen durch die Feuerung und durch die Kesselzüge gesogen. Infolge der Saugwirkung bildet sich oberhalb der Rostfläche ein Raum niedrigeren und unterhalb derselben ein solcher höheren Luftdruckes, wodurch je nach der Höhe des Druckunterschiedes ein verstärkter Zustrom von Verbrennungsluft zu den Feuern erzielt wird. Der entstehende Druckunterschied der Luft beziehungsweise der Heizgase wird bei Saugluftanlagen in der Regel hinter dem letzten Feuerzuge gemessen, im Schiffskesselbetriebe nach dem Austritte der Heizgase aus dem Heizrohrbündel, d. h. im Rauchfange.

Bei den Druckluftanlagen werden die erforderliche Luftmenge und die Heizgase durch die Feuerung und durch die Kesselzüge gedrückt. Die Verbrennungsluft wird durch besondere Vorrichtungen unter einen höheren Druck als die Außenluft gesetzt und dem Feuerungsraume hauptsächlich unterhalb des Rostes zugeführt. Der Druckunterschied zwischen der Verbrennungsluft unterhalb der Rostfläche und den Heizgasen oberhalb derselben wird in diesem Falle in der Regel vor dem Roste gemessen. Ein Vergleich des Wirkungsgrades von Saugluftanlagen und Druckluftanlagen hat ergeben, daß Saugluft von 25 mm Wassersäule Druckluft von etwa 30 mm Wassersäule entspricht.

I. Saugluftanlagen.

Abgesehen von einigen Ausnahmefällen haben sich Saugluftanlagen im Schiffskesselbetriebe im Gegensatze zu Druckluftanlagen nicht einzuführen vermocht. Bei mittleren und größeren Neuanlagen dürften sie kaum noch zur Anwendung gelangen. Zwei derartige Ausführungen kommen überhaupt nur in Betracht:

Die künstliche Luftzufuhr mit Hilfe des Abdampfes der Maschine, und

die künstliche Luftzufuhr nach der Bauart Ellis & Eaves (kurz: induced draught genannt).

Die Luftzufuhr mit Hilfe des Abdampfes der Maschine, des sogenannten Auspuffes in den Schornstein, besitzt auch heute noch praktische Bedeutung. Sie kommt bei Fahrzeugen in Frage, bei denen der Abdampf höhere als atmosphärische Spannung besitzt. Da dies bei kleinen Schiffsmaschinenanlagen mit Auspuff der Fall zu sein pflegt, verwendet man auch heute noch diese Art der künstlichen Luftzufuhr bei kleineren Hafenfahrzeugen und ähnlichen Schiffen, bei deren Maschinenanlagen kein Wert auf Kondensation gelegt zu werden braucht. Bei dieser Anordnung wird das Abdampfrohr der Maschine in den oberen Teil des Rauchfanges geführt, wo es in

einem Rohrstutzen endet, dessen Austrittsöffnung in der Schornsteinachse liegt (Abb. 91). Der Querschnitt der Austrittsöffnung des Blaserohres wird zur Erhöhung der Geschwindigkeit des Abdampfes auf etwa $\frac{1}{4}$ des Abdampfrohr-Querschnittes, d. h. auf den halben Durchmesser verengt. Vielfach wird, ohne die gute Wirkung zu beeinträchtigen, das Rohrende der einfachen Herstellung wegen kurz eingezogen. Bei Anwendung des Auspuffes in den Schornstein werden bei guter Wirtschaftlichkeit etwa 140 bis 160 kg Kohle auf 1 qm Rost und in 1 Stunde verbrannt, wobei die Heizfläche etwa das 40fache der Rostfläche beträgt.

Als man noch nicht über zuverlässige Erfahrungen auf dem Gebiete des künstlichen Zuges verfügte, kam die Ausführung von Ellis & Eaves auf einigen mittleren und großen Handelsschiffen

zum Einbau. Im Betriebe hat sie sich jedoch nicht bewährt; in mehreren Fällen ist sie nachträglich durch die Howden'sche Druckluftanlage ersetzt worden. Heute dürften Saugluftanlagen von Ellis & Eaves für Neubauten der seegehenden Handelsflotte nur noch selten in Frage kommen.

Die Anlage von Ellis & Eaves zur Hervorbringung der Saugwirkung innerhalb der Kesselzüge kann in ihrer Wirkung an Hand der im folgenden eingehend behandelten Ausführung von Howden für die Zufuhr von Druckluft erläutert werden. Wie bei der Howden'schen Ausführung zerfällt die Anlage in drei Hauptteile: In das durch eine besondere Maschine angetriebene und zum Ansaugen und Fortschaffen der Luft und der Heizgase dienende Gebläse, in den Vorwärmer, der zur Vorwärmung der dem Feuerungsraum zuzuführenden Verbrennungsluft dient, und in das eigenartig gebaute Feuerungsgeschränk.

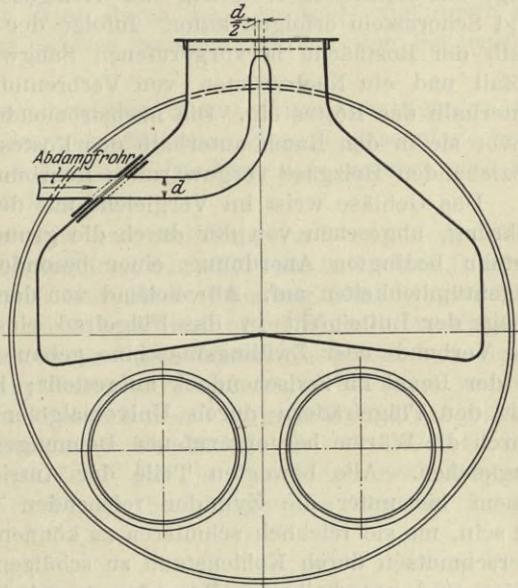


Abb. 91.

Dieser Dreiteilung entsprechend vollzieht sich der Betrieb der Anlage derart, daß das Gebläse durch ein mit dem Rauchfange verbundenes Anschlußrohr die Heizgase ansaugt und durch eine Druckleitung in den Schornstein befördert. Das Gebläse ist in der Regel so angeordnet, daß für den Fall eines Betriebes mit natürlichem Zuge ein unmittelbarer Abzug der Heizgase durch den Rauchfang und Schornstein erfolgen kann. Infolge der in den Feuerzügen oberhalb der Rostfläche hervorgerufenen Saugwirkung tritt ein Druckabfall und ein Nachströmen von Verbrennungsluft aus dem Raume unterhalb des Rostes ein. Die nachströmende Verbrennungsluft muß, bevor sie in den Raum unterhalb des Rostes gelangt, ein durch die abziehenden Heizgase vorgewärmtes Rohrbündel durchstreichen.

Das Gebläse weist im Vergleiche mit der Howden'schen Ausführung, abgesehen von der durch die grundsätzliche Art der Luftzufuhr bedingten Anordnung einer besonderen Saugleitung, keine Eigentümlichkeiten auf. Abweichend von der Howden'schen Bauart pflegt der Lufteintritt in das Flügelrad einseitig zu erfolgen. Die als Verbund- oder Zwillingmaschine gebaute Antriebsmaschine wird in der Regel im Zwischendeck aufgestellt; ihre Wellenleitung wird mit den Flügelrädern durch Universalgelenke verbunden, um die durch die Wärme hervorgerufenen Dehnungen des Rauchfanges auszugleichen. Alle bewegten Teile der Antriebsmaschine pflegen in einem bis unter die Zylinder reichenden Gehäuse eingeschlossen zu sein, um sie reichlich schmieren zu können und um sie vor einem Verschmutzen durch Kohlenstaub zu schützen. Die Gehäuse der Gebläse sind unterhalb des Rauchfanges mit Tragebalken gegen den Kesselkörper abgestützt und oben mit dem Rauchfange verbunden.

Der Vorwärmer, der wie bei der Howden'schen Ausführung oberhalb des Heizrohrbündels im Rauchfange eingebaut ist, wird durch ein Bündel senkrecht angeordneter Rohre gebildet, die von den Heizgasen auf ihrem Wege zum Gebläse durchströmt und erwärmt werden. Am oberen Ende des Rohrbündels sind in der ganzen Breite des Rauchfanges Klappen angeordnet, durch welche die erforderliche Verbrennungsluft aus dem Kesselraume durch den Vorwärmer in die Kesselzüge gesogen wird. — Der Zutritt der Verbrennungsluft zu den Feuern wird durch ein eigenartig gebautes, dem Howden'schen ähnliches Feuerungsgeschränk geregelt. Wagerichte, neben dem Türrahmen angeordnete Klappen vermitteln den hauptsächlichsten Luftzutritt unter den Rost. Außerdem ist noch durch senkrechte Klappen und durch einen Schieber im Feuertürrahmen eine Luftzufuhr über den Rost möglich.

Wird durch das Gebläse eine Saugwirkung in den Kesselzügen hervorgerufen, so wird Luft von der Heizraumtemperatur durch die Luftklappen in den Vorwärmer gesogen und beim Vorüberstreichen

an den Rohrbündeln vorgewärmt; durch die neben den seitlichen Begrenzungswänden des Rauchfanges angebauten Windkanäle wird die vorgewärmte Luft vor die Feuerungen gesogen, von wo aus sie durch die im Feuerungsgeschränke vorgesehenen Klappen teils unter dem Roste, teils über dem Roste in den Feuerungsraum eindringt. Das nach der Verbrennung sich ergebende Gemisch von überschüssiger Luft und von Heizgasen wird durch die Kesselzüge und durch die Vorwärmerrohre in das Gebläse gesogen und in den Schornstein hinausbefördert.

Die folgende Zusammenstellung bietet einige Anhaltspunkte für die Größe und für die Betriebsverhältnisse einer Gebläseanlage nach der Bauart von Ellis & Eaves. Die Angaben beziehen sich auf einen größeren Passagierdampfer.

Die Kesselanlage besteht aus drei Doppelendern und drei Einendern mit einer Gesamtrostfläche von 47,5 qm und einer Gesamtheizfläche von 1836 qm. Zur Hervorbringung der Saugwirkung dienen 6 Gebläse, von denen je 3 auf einer Welle hintereinander angeordnet sind und durch eine gemeinsame, in einem besonderen Raume im Unterdeck aufgestellte Antriebsmaschine betrieben werden. 2 Gebläse sind über den drei Einendern aufgestellt und saugen die Heizgase aus dem gemeinsamen Rauchfange ab, 4 sind über den 3 Doppelendern so angeordnet, daß je 2 nebeneinander liegende die Heizgase aus dem vorderen beziehungsweise hinteren Rauchfange absaugen.

Flügelräder:

Zahl der Flügelräder	6,
Durchmesser des Flügelrades	2600 mm,
Radbreite (Eintrittsseite)	410 mm,
Radbreite (Austrittsseite)	250 mm,
Gehäusebreite	510 mm,
Zahl der Schaufeln	16,
Durchmesser der Saugöffnung	1300 mm,
Durchmesser der Wellenleitung	100 mm.

Antriebsmaschinen:

Zahl der Maschinen	2,
Durchmesser des H. D. Zylinders	165 mm,
Durchmesser des N. D. Zylinders	310 mm,
Hub	200 mm,
Betriebsüberdruck	15 atm,
Zahl der minutlichen Umdrehungen (etwa)	250.

Bei der erwähnten Anlage wurden bei rd. 250 Umdrehungen folgende mittlere Druck- und Temperaturverhältnisse beobachtet:

Luftspannung:

am Gebläse rd.	40 mm W. S.
im Druckkanale rd.	35 mm W. S.
unter dem Roste rd.	10 mm W. S.

Temperaturen:

im Saugkanale rd.	150° C
im Flügelrade rd.	225° C.

II. Druckluftanlagen.

Druckluftanlagen sind namentlich in zwei Ausführungsformen mit immer zunehmendem Erfolge in der Kriegsmarine und in der Handelsmarine, und zwar für Anlagen jeder Art und Größe zum Einbau gelangt. In der Kriegsmarine werden sie vorherrschend in Gestalt der sogenannten „geschlossenen Heizräume“ verwendet, während in der Handelsmarine die Howden'sche Druckluftanlage bei mittleren und großen Betrieben in letzter Zeit nahezu ausschließlich zur Anwendung gelangt.

Der Überdruck der Verbrennungsluft wird bei geschlossenen Heizräumen (ungenauerweise vielfach „Oberwind“ genannt), wie schon die Bezeichnung erkennen läßt, dadurch erzielt, daß der Heizraum luftdicht abgeschlossen und durch Hineindrücken von Außenluft mit Hilfe von Ventilations- oder Gebläsemaschinen unter höheren Druck gesetzt wird; dadurch, daß der Druckausgleich mit der Außenluft nur durch die Feuerungen und Kesselzüge hindurch erfolgen kann, wird der angestrebte künstliche Zug hervorgerufen.

Die nahezu ausschließliche Verwendung der geschlossenen Heizräume auf den Fahrzeugen der Kriegsmarine ist hauptsächlich wohl auf den im Vergleiche mit der Howden'schen Ausführung geringeren Gewichtsbedarf der Gesamtanlage zurückzuführen. Die Ersparnis an Gewicht entsteht durch den Fortfall eines besonderen Luftvorwärmers und der schweren Windkanäle. Die bei geschlossenen Heizräumen erforderlichen Einrichtungen beschränken sich in der Hauptsache auf den Einbau einer oder mehrerer Gebläsemaschinen, die durch einen zum Oberdeck führenden Saugeschacht kalte Luft ansaugen und in die geschlossenen Heizräume pressen. Die geförderte Luft wird entweder unmittelbar aus dem Flügelrade in den Heizraum gedrückt (bei Kanonenbooten, Torpedobooten), oder bei größeren Anlagen mit

Hilfe leichter Luftkanäle mit Abzweigstellen für den Austritt auf den Kesselraum verteilt. Hierbei ist darauf zu achten, daß die Bedienungsmannschaft nicht durch den Zug belästigt wird. Sind, was mit Rücksicht auf Beschädigungen der Fall zu sein pflegt, in einem Heizraume zwei Gebläsemaschinen vorhanden, so ist darauf zu achten, daß bei der außer Betrieb befindlichen die Sauge- oder Druckleitung durch eine selbsttätig schließende Klappe oder in anderer Weise abgeschlossen wird, um ein Entweichen der geförderten Druckluft zu verhindern. Die Gebläsemaschinen werden nach Möglichkeit außerhalb des Kesselraumes untergebracht, um sie vor dem Verstauben zu schützen. Bei größeren Schiffen (Linienschiffen, Panzerkreuzern), bei denen es der Raum gestattet, werden sie möglichst geschützt über dem Panzerdeck, bei kleineren Schiffen (Kreuzern, Kanonenbooten) unter dem Panzerdeck, und zwar in der Regel im Niedergange, aufgestellt. Die Flügelradgehäuse werden entweder im Heizraume eingebaut oder an das Panzerdeck angehängt.

Der Abschluß aller Verbindungsstellen des Heizraumes mit der Außenluft muß sorgfältig erfolgen; an den Niedergängen schafft man durch Anordnung eines durch Doppeltüren abgeschlossenen kleinen Zwischenraumes sogenannte Luftschleusen. Die zum Antriebe der Gebläse verwendeten Maschinen werden als Einzylinder-, Zwillings- oder Verbundmaschinen, und zwar mit Rücksicht auf die an sie gestellten hohen Anforderungen in der Regel als besonderes Erzeugnis einzelner Fabriken gebaut. Bewährte Ausführungen stellen die einfach wirkenden sogenannten Chandler'schen Maschinen dar, deren in langen Lagern ruhende Kurbelwellen mit Rücksicht auf die hohen Umdrehungszahlen dauernd in Öl laufen.

Der bei geschlossenen Heizräumen hervorgerufene Luftüberdruck sollte selbst bei angestrengtem Betriebe leichter Anlagen (Kreuzer) 75 mm Wassersäule nicht übersteigen. Selbst bei der höchsten Geschwindigkeit und bei besonders starker Inanspruchnahme der Kesselanlage sollte ein Höchstwert von 100 mm Wassersäule nicht überschritten werden.

Als Vorteile der durch geschlossene Heizräume hervorgerufenen künstlichen Luftzufuhr sind die große Leichtigkeit der Gesamtanlage, die weitgehende Anpassungsmöglichkeit an die jeweiligen Betriebsverhältnisse und die durch die Zufuhr kalter Luft bewirkte gleichzeitige Kühlung der Heizräume hervorzuheben. Neben der Gewichtsfrage ist für die nahezu ausschließliche Verwendung geschlossener Heizräume in der Kriegsmarine wohl der Umstand bestimmend gewesen, daß die bei Kriegsschiffen aus Gründen der Sicherheit gebotene Abgeschlossenheit der Heizräume ihre unmittelbare Verwendung als Druckraum als das Naheliegende erscheinen ließ.

Für die Handelsmarine würde die Verwendung geschlossener Heizräume eine besondere bauliche Ausgestaltung des Kesselraumes erforderlich machen und als Folge der notwendigen Abgeschlossenheit der Heizräume eine Erschwerung des Betriebes mit sich bringen. Da allseitige Zugänglichkeit und Einfachheit im Betriebe für Maschinen- und Kesselanlagen von Handelsschiffen von größerer Bedeutung sind als die Gewichtsfrage, sind in der Handelsmarine nahezu ausschließlich Druckluftanlagen der Bauart Howden zur Einführung gelangt, die zwar mehr Gewicht als die geschlossenen Heizräume beanspruchen, sich aber besser den besonderen Betriebsverhältnissen anpassen.

Die Druckluftanlagen von Howden verdanken ihre heutige, weitgehende Verwendung in der Handelsmarine hauptsächlich dem immer stärker hervortretenden Bestreben, die Wirtschaftlichkeit der Maschinen- und Kesselanlagen beim Bau sowohl wie im Betriebe so weit wie möglich zu steigern. Beim Bau wird immer mehr Wert darauf gelegt, an Raum und Gewicht zu sparen; im Betriebe wird eine Steigerung der Leistungsfähigkeit und eine gleichzeitige Verbesserung der Wirtschaftlichkeit des Verbrennungsvorganges gefordert. Diesen Anforderungen entsprechen die Howden'schen Anlagen in verhältnismäßig weitgehendem Maße. Der Brennstoffverbrauch ist, bezogen auf 1 Stunde und 1 PS., etwa 8 bis 12 % geringer als bei entsprechenden Anlagen, die mit natürlicher Luftzufuhr arbeiten. Diese größere Wirtschaftlichkeit bei der Verbrennung wird dadurch erzielt, daß die Verbrennungsluft bereits vorgewärmt dem Roste zugeführt wird. Leistungsfähiger sind die Kesselanlagen insofern, als infolge der gesteigerten Luftzufuhr eine größere Brennstoffmenge als bei natürlichem Zuge stündlich auf 1 qm der Rostfläche verbrannt werden kann. Aus diesen beiden Eigentümlichkeiten der künstlichen Luftzufuhr ergibt sich der weitere Vorteil, daß bei einer geforderten Leistung die Rostfläche einer mit Howden'scher Druckluft betriebenen Kesselanlage, mithin auch die Kessel selbst, trotz des gesteigerten Verhältniswertes H : R kleiner bemessen werden können, als bei natürlicher Luftzufuhr. Die dadurch erzielte Ersparnis an Kesselgewicht wird andererseits durch den Einbau der zur Erzeugung des künstlichen Zuges notwendigen Vorrichtungen aufgewogen. Trotzdem sinkt bei Verwendung der Howden'schen Anlagen das Gewicht der Maschinen- und Kesselanlage, bezogen auf die Einheit der erzeugten Pferdestärke, weil bei einer gleichen Menge des verfeuerten Brennstoffes infolge der wirtschaftlicheren Verbrennung eine beschleunigte Verdampfung und damit auch eine gesteigerte Leistung erzielt wird.

Ursprünglich legte man bei den Howden'schen Anlagen mehr Wert auf Gewichts- und Raumersparnis, so daß man die Kessel verhältnismäßig kleiner ausführte, mit Heizrohren von nur 64 mm

äußeren Durchmesser versah und zur Erzielung der erforderlichen Leistung einen Luftdruck von mindestens 50 mm, wenn möglich von 100 mm (an der Gebläsemaschine gemessen) anwandte. In neuerer Zeit ist man bei Howden'schen Anlagen immer mehr von dieser starken Inanspruchnahme abgekommen und verwendet einen Luftdruck bis 50, höchstens bis 65 mm. Man führt die Kessel etwas größer aus (reichliches H:R), nimmt Heizrohre von 70 bis 75 mm äußerem Durchmesser und erreicht damit eine größere Lebensdauer der Kessel und bessere Wirtschaftlichkeit im Betriebe.

Die grundsätzlich gleiche, bauliche Ausgestaltung einer Kesselanlage mit Howden'scher Druckluftanlage, und zwar für die äußerst wirtschaftlich arbeitende Maschinenanlage eines neueren Frachtdampfers veranschaulichen die Taf. 13 u. 14. Den zugehörigen Kessel zeigt die Taf. 3. Die Hauptteile der Anlage sind am klarsten auf der Taf. 13 zu erkennen. Die Verbrennungsluft wird durch die Gebläsemaschine angesogen und durch einen Druckkanal mit entsprechenden Abzweigungen dem im oberen Teile eines jeden Kessels eingebauten Vorwärmer zugeführt. Die Luft umspült die Vorwärmerrohre, wird vorgewärmt und durch seitlich am Rauchfange angebaute Luftkanäle bis vor die Feuerungen gedrückt. Durch ein eigenartig gebautes Feuerungsgeschränk mit besonderer Feuertür wird die Druckluft größtenteils unter dem Roste, je nach Bedarf jedoch auch über dem Roste in den Feuerungsraum eingeblasen. Der nach der Durchdringung der Kohlschicht noch vorhandene Luftüberschuß und die bei der Verbrennung sich bildenden Heizgase werden durch die Feuerzüge des Kessels in den Rauchfang gedrückt, von wo aus sie durch den Vorwärmer, in dem sie einen Teil ihrer Wärme an die zugeführte Verbrennungsluft abgeben, entsprechend abgekühlt in den Schornstein entweichen.

Die bei der vorliegenden Ausführung gewählte Aufstellung des Gebläses in einem besonderen Einbau im hinteren Teile des Kesselraumes kann als die übliche bezeichnet werden. Häufig wird das Gebläse auch unmittelbar im Maschinenraume am vorderen Maschinenraumschott aufgestellt. Beide Anordnungen haben den Vorteil, daß die Maschinen und Flügelräder vor dem Verschmutzen durch Kohlenstaub geschützt sind, und daß durch die Absaugung der warmen Luft eine wirksame Lüfterneuerung im Maschinenraume stattfindet. Wird bei einer Aufstellung des Gebläses im Maschinenraume das wasserdichte Maschinenraumschott durch den Luftkanal durchbrochen, so muß die Kanalöffnung im Schotte durch eine wasserdichte Tür abzuschließen sein.

Die übliche Bauart des Gebläses einer Howden'schen Druckluftanlage zeigen die Taf. 18 und die Abb. 92. Die Antriebsmaschine für das Flügelrad wird je nach dem vorliegenden Kraftbedarfe als

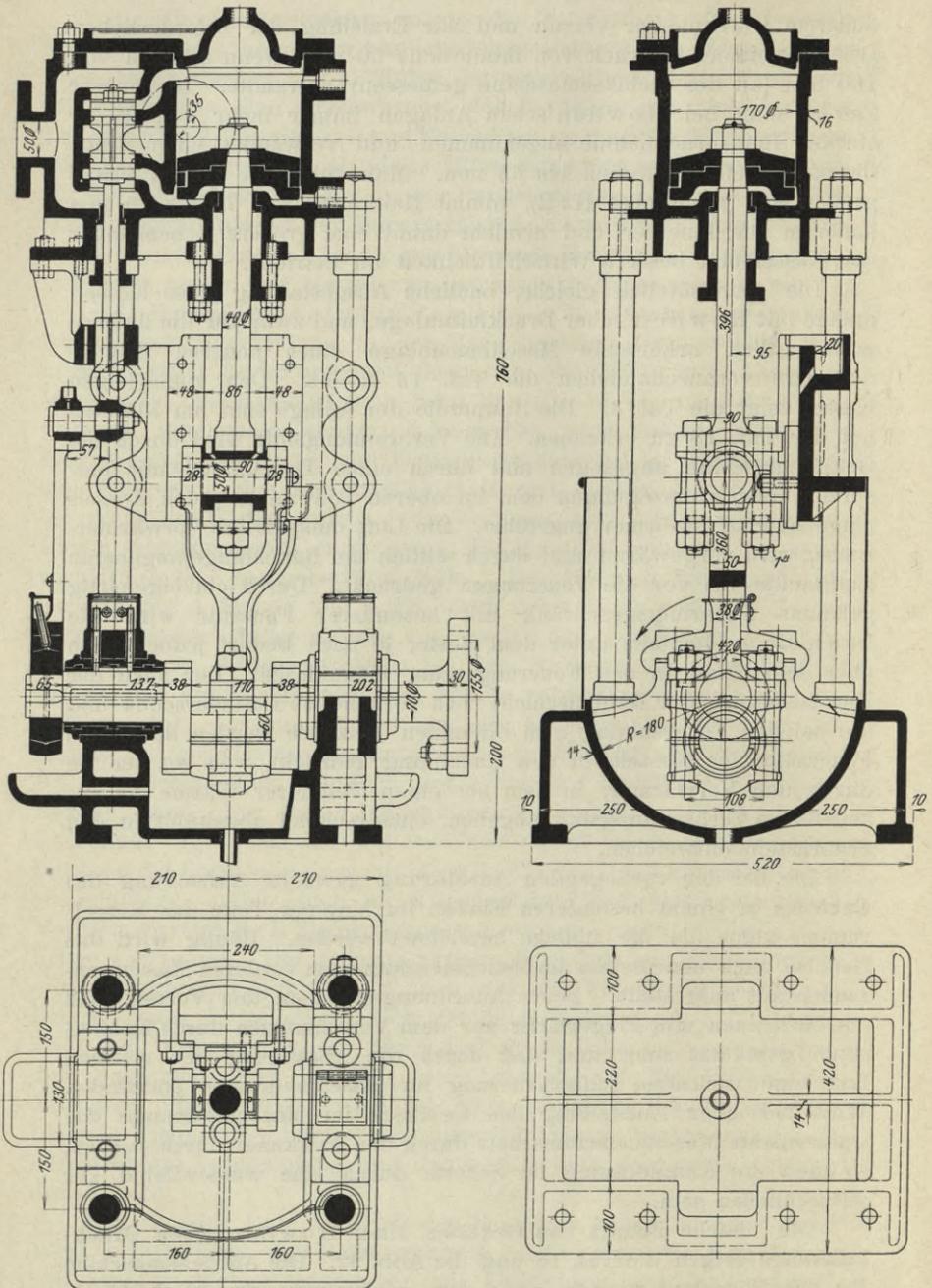


Abb. 92.

Einzyylinder- oder als Verbundmaschine ausgeführt. Vielfach wird auf jeder Seite des Gebläses je eine Antriebsmaschine angeordnet, von denen gewöhnlich eine den Betrieb aufrecht erhält, während die andere ausgekuppelt ist und als Ersatzmaschine dient. Bestimmend für ihre Bauart ist die für den Dauerbetrieb mit hohen Umdrehungszahlen erforderliche Widerstandsfähigkeit. Als durchschnittliche Umdrehungszahlen kommen je nach der Art der Kohle und des Betriebes 200 bis 250 in Betracht. Demgemäß sind die Antriebsmaschinen gedrungen in der Bauart und sparsam im Materiale, andererseits aber kräftig gehalten, um dem Dauerbetriebe widerstehen zu können. Auf reichliche Bemessung der Lager und weitgehende Schmierung ist besonderer Wert zu legen. Leichte Auswechselbarkeit der Einzelteile ist anzustreben, um Betriebsstörungen schnell beseitigen zu können.

Eine doppelt wirkende Einzyylindermaschine, die in dieser Grundform bei Howden'schen Gebläsen vielfach zur Ausführung gelangt, zeigt die Abb. 92. Die gegenseitige Anordnung der Antriebsmaschine und des Flügelrades mit Gehäuse zeigt die Taf. 18. Das Gehäuse wird von zwei gußeisernen Böcken getragen, deren oberer Teil gleichzeitig die Lager der Flügelradwelle aufnimmt. Der eine dieser Böcke ist mit einer Plattform versehen, auf der die Antriebsmaschine Platz findet. Das aus leichten Blechen (3 bis 5 mm) und Winkeln ($45 \times 45 \times 7$ mm) zusammengebaute Gehäuse ist aus drei Teilen zusammengesetzt, um das Flügelrad ein- und ausbringen zu können. Die bei den Howden'schen Anlagen üblichen, zweiseitigen Saugöffnungen sind durch losnehmbare Winkelrahmen verstärkt. Seitlich ist das Gehäuse mit einer durch Vorreiber gut verschließbaren Einsteige-klappe versehen.

Das Flügelrad besteht aus einer mit einer gußeisernen Nabe verbundenen kräftigen schweißeisernen Scheibe, an der die aus dünnen Blechen gebogenen Schaufeln mit Winkeln befestigt sind. Seitlich sind die Schaufeln geflanscht und mit den ringförmigen Seitenwänden des Flügelrades verbunden. Die bei der vorliegenden Ausführung vorhandenen zehn Schaufeln sind sämtlich ein Stück über den Umfang der Saugöffnung hinaus nach der Nabe hin verlängert, um eine wirksamere Saugwirkung zu erzielen. Die Zahl der Schaufeln beträgt je nach der Menge der zu fördernden Luft zehn und mehr. Ihre Form und die Art ihrer Anordnung üben auf die Höhe des erzielten Überdruckes und auf die Umdrehungszahl des Rades entscheidenden Einfluß aus. Die Form wird in der Regel durch einen Kreisbogen bestimmt. Bei der rechnerischen Bestimmung der Größe des Flügelrades wird eine gleichbleibende Durchgangsgeschwindigkeit der Luft vorausgesetzt. Der Schaufelwinkel an der Eintrittseite α_1 beträgt bei der vorliegenden Ausführung 42° , α_2 , der Winkel an der Austrittsseite, 55° . Diese Werte sind als gang-

bare Mittelwerte zu betrachten. Hinsichtlich der Bauausführung des Flügelrades und des Gehäuses ist zu erwähnen, daß zur Vermeidung von Luftwirbelungen die Niete des Flügelrades innen versenkt und außen mit flachen Köpfen, die des Gehäuses innen und außen versenkt genietet werden.

Nach dem Durchgange durch das Gebläse steht die Verbrennungsluft an der Austrittsstelle unter einem mittleren Überdrucke von etwa 45 bis 50 mm Wassersäule. Dieser Luftdruck an dem Gebläse nimmt auf seinem Wege bis zum Roste infolge der vielfachen Widerstände in den Leitungskanälen erheblich ab. Eine Anordnung der Leitungskanäle in der Art, daß durch Vermeidung plötzlicher Richtungsänderungen und mit Hilfe von Leitblechen eine möglichst stoßfreie Bewegung der Luft herbeigeführt wird, ist für einen guten Wirkungsgrad der Gebläseanlage von großer Bedeutung. Da die Druckluft das Bestreben zeigt, durch die dem Hauptverteilungskanäle am nächsten liegenden Kessel zu entweichen, muß namentlich bei größeren Kesselanlagen mit verzweigter Luftzuführung durch reichlichere Bemessung der Verteilungskanäle nach den vom Hauptkanäle am weitesten abliegenden Kesseln und durch richtige Einfügung von Leitblechen dafür Sorge getragen werden, daß sich die zugeführte Luftmenge möglichst gleichmäßig auf alle Kessel verteilt. In einzelnen Fällen ist durch Messung des Kohlenverbrauches und durch Beobachtung der Luftdruckverhältnisse und des Speisewasserverbrauches eine geringere Leistungsfähigkeit der weiter abliegenden Kessel gegenüber den anderen beobachtet worden. — Eine den Strömungsverhältnissen angepaßte Anordnung der Luftkanäle zeigt die Anlage auf der Taf. 13. Vom Gebläse wird die Luft zwischen den Kesseln der hinteren Gruppe hindurch nach einem Querkanäle geleitet, der sie zunächst mit Hilfe von Leitblechen auf die hinteren drei Kessel verteilt. Bemerkenswert sind die zur Vermeidung von Wirbelungen vorgesehenen Ausbuchtungen des Querkanales. Von dem Querkanäle führt ein besonderer Zweigkanal zu dem vorderen Kessel. Die Leitungskanäle werden möglichst luftdicht aus etwa 4 mm Blechen, Winkeleisen ($45 \times 45 \times 7$) und Flacheisen (60×10) zusammengebaut.

Auf dem Wege von dem Gebläse bis zum Kessel blüßt die Luft bereits einen Teil ihres Überdruckes ein. Im Druckkanäle beträgt der Überdruck im Mittel 30 bis 40 mm.

Aus den Luftkanälen tritt die Luft durch rechteckige Öffnungen in der Mitte des Rauchfanges in den Vorwärmer ein, der, wie die Ausführung auf der Taf. 14 erkennen läßt, die Fortsetzung des Rauchfanges nach oben bildet. Der eigentliche Vorwärmer besteht aus einem zwischen zwei wagerechten Rohrplatten eingebauten, senkrechten Rohrbündel, das die abziehenden Heizgase aus dem unteren Teile des Rauchfanges durch den dazwischen liegenden Luftraum

in den oberen Teil hinüberleitet. Die beiden Rohrplatten schließen den Luftraum luftdicht gegen den Rauchfang ab. Bauliche Einzelheiten des aus Blechen und Winkeln gebauten Vorwärmers sind aus der Einzeldarstellung auf der Taf. 14 zu ersehen. Für die seitlichen Begrenzungswände genügen Blechdicken von 4 bis 6 mm; die Rohrplatten müssen mit Rücksicht auf das Einwalzen der Rohre stärker gehalten werden. Der übliche äußere Durchmesser der schweißeisernen Vorwärmerrohre beträgt 70 mm bei rund 2 mm Wanddicke.

Die durch die Luftkanäle in den Vorwärmer gedrückte Luft wird durch eine senkrechte Trennungswand auf beide Kesselhälften verteilt; um Luftwirbelungen innerhalb des Vorwärmers zu vermeiden und um die vorzuwärmende Luft möglichst gleichmäßig auf das Rohrbündel zu verteilen, werden außerdem in jeder Vorwärmerhälfte mehrere wagerechte Teilplatten (bei der vorliegenden Ausführung 4) angeordnet.

Bei einer Temperatur der vom Gebläse angesogenen Luft von etwa 30 bis 35° C beträgt die Temperatur der vorgewärmten Luft je nach der Lebhaftigkeit der Verbrennung 100 bis 140° C. Erwähnenswert ist ein Versuch, durch lose von oben in die Vorwärmerrohre eingehängte „Retarder“ die Vorwärmung der Luft zu erhöhen. Die sogenannten Retarder, die vielfach auch zur Verbesserung der Wärmeabgabe der Heizgase in die Heizrohre eingelegt werden, bestehen aus Blechstreifen von der ungefähren Breite des inneren Rohrdurchmessers, die durch Drehen die Form einiger Schraubenwindungen erhalten. Bei dem erwähnten Versuche wurde Eisenblech von 1 mm Dicke benutzt. Beim Durchstreichen der Rohre folgen die Heizgase den schraubenartigen Windungen der Retarder, wodurch eine Verzögerung ihrer Durchflußgeschwindigkeit, und damit eine wirksamere Ausnutzung der in ihnen enthaltenen Wärme eintritt. Bei dem erwähnten Versuche, der an einem Kessel einer größeren Kesselgruppe ausgeführt wurde, konnte eine gesteigerte Ausnutzung des Brennstoffes festgestellt werden, die in einer erhöhten Verdampfungsfähigkeit des Kessels bei gleichbleibendem Kohlenverbrauche zum Ausdrucke kam. Das gegen die Verwendung von Retardern geltend gemachte Bedenken, daß sie Rußablagerungen begünstigen, hat sich praktisch nicht bestätigt; im Gegenteil konnte festgestellt werden, daß der drehende Strom der Heizgase eine natürliche Fegung der Rohre mit sich brachte. Dieser Versuch scheint darauf hinzudeuten, daß die wirtschaftlichen Vorteile der Howden'schen Druckluftanlagen durch eine weitere Verbesserung der Vorwärmung der Verbrennungsluft noch weiter gesteigert werden können.

Die aus dem Vorwärmer austretende Verbrennungsluft wird durch seitliche Luftkanäle den Feuerungen zugeführt. Die Luftkanäle werden neben den Seitenwänden des Rauchfanges angebaut; sie

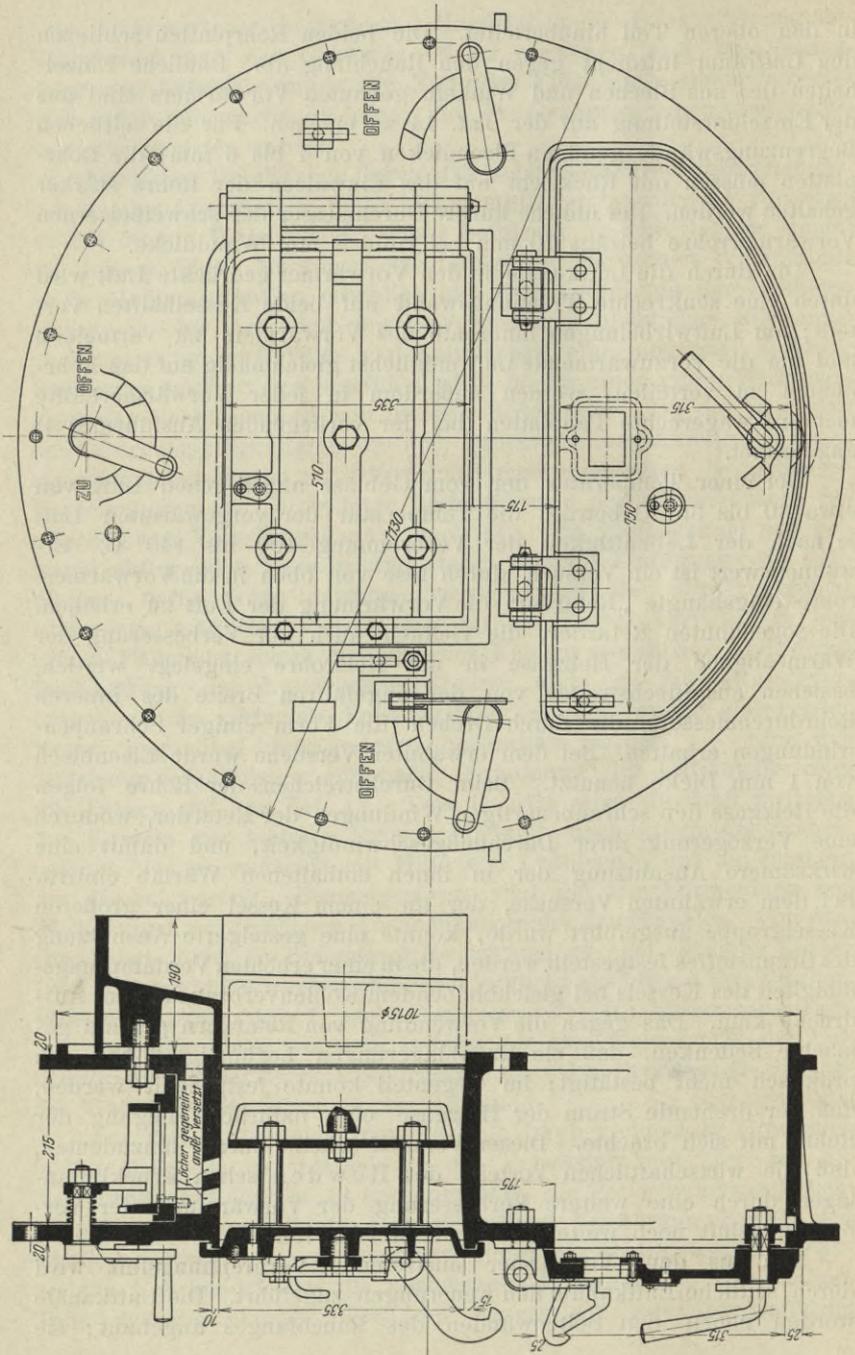


Abb. 93.

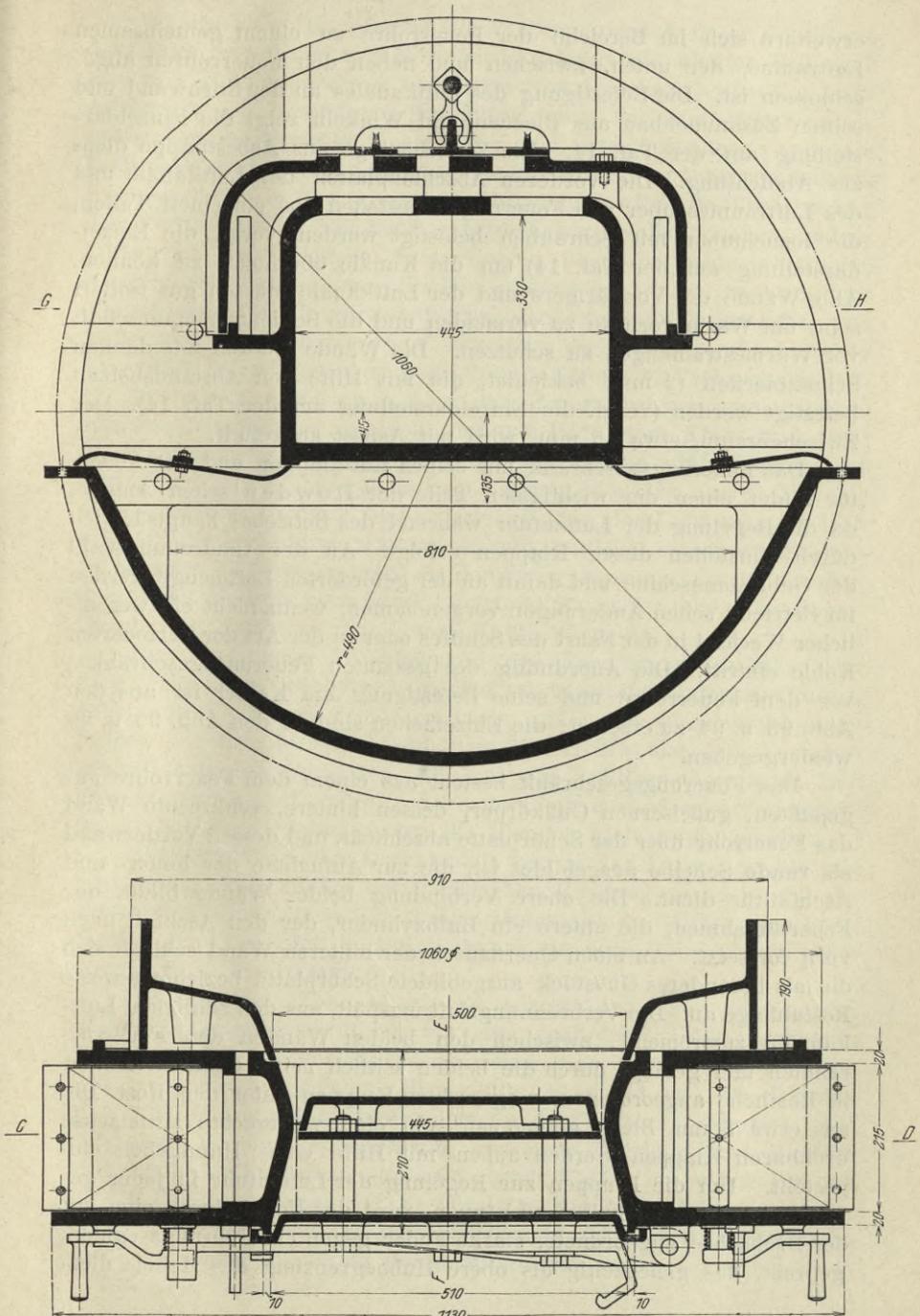


Abb. 94.

erweitern sich im Bereiche der Feuerrohre zu einem gemeinsamen Luftraume, der unten, zwischen und neben den Feuerrohren abgeschlossen ist. Die Befestigung des Luftkanales an der Stirnwand und seinen Zusammenbau aus Blechen und Winkeln zeigt die Einzeldarstellung auf der Taf. 14. Die Zwischenlage aus Asbestpappe dient zur Abdichtung. Die vorderen Abschlußplatten der Luftkanäle und des Luftraumes über den Feuerungen bestehen aus einzelnen Teilen, die losnehmbar mit Schrauben befestigt werden (vergl. die Einzeldarstellung auf der Taf. 14) um die Kanäle überholen zu können. Alle Wände des Vorwärmers und der Luftkanäle müssen gut isoliert sein, um Wärmeverluste zu vermeiden und die Bedienungsmannschaft vor Wärmestrahlungen zu schützen. Die Wände werden mit dünnen Schutzblechen (2 mm) bekleidet, die mit Hilfe von Abstandsbolzen befestigt werden (vergl. die Einzeldarstellung auf der Taf. 14). Der Zwischenraum, etwa 15 mm, wird mit Asbest ausgefüllt.

Das Feuerungsgeschränk mit seinen Luftklappen und der Feuer-tür bildet einen der wichtigsten Teile der Howden'schen Anlage, da die Regelung der Luftzufuhr während des Betriebes hauptsächlich durch Einstellen dieser Klappen erfolgt. An der Umdrehungszahl der Gebläsemaschine und damit an der geförderten Luftmenge werden im Betriebe selten Änderungen vorgenommen, wenn nicht ein wesentlicher Wechsel in der Fahrt des Schiffes oder in der Art der verfeuerten Kohle eintritt. Die Anordnung des gesamten Feuerungsgeschränkes vor dem Feuerrohre und seine Befestigung am Kessel ist aus den Abb. 93 u. 94 zu ersehen; die Einzelheiten sind in den Abb. 95 u. 96 wiedergegeben.

Das Feuerungsgeschränk besteht aus einem dem Feuerrohre angepaßten, gußeisernen Gußkörper, dessen hintere, senkrechte Wand das Feuerrohr über der Schürplatte abschließt, und dessen Vorderwand als runde Scheibe ausgebildet ist, die zur Aufnahme der Feuer- und Aschfalltür dient. Die obere Verbindung beider Wände bildet der Feuertürrahmen, die untere ein Halbzylinder, der den Aschfall nach vorn fortsetzt. An einen Querflansch der hinteren Wand schließt sich die als besonderes Gußstück ausgebildete Schürplatte beziehungsweise Rostauflage an. Die Verbrennungsluft umspült, aus den seitlichen Luftkanälen zuströmend, zwischen den beiden Wänden den Feuertürrahmen und gelangt durch die beiden seitlich neben dem Türrahmen in Rosthöhe angeordneten, wagerechten Klappen unter den Rost. Die aus etwa 5 mm Blech gebogenen, um eine wagerechte Mittelachse drehbaren Klappen werden außen mit Hilfe eines Handhebels eingestellt. Um die Klappen zur Regelung der Luftzufuhr in jeder gewünschten Lage festhalten zu können, wird der Hebel durch eine auf der Drehachse angeordnete, starke Feder gegen ein Führungssegment gepreßt, das gleichzeitig als obere Hubbegrenzung des Hebels dient

Während der Hauptstrom der Verbrennungsluft unter dem Roste dem Feuerungsraume zugeführt wird, gelangt ein kleiner Teil auch in den Verbrennungsraum über dem Roste. Diese sekundäre Luftzufuhr ist von besonderer Bedeutung beim Verfeuern fetter, d. h. kohlenwasserstoffreicher Kohle. Der von unten eintretende, primäre Luftstrom bewirkt eine nahezu vollkommene Verbrennung der unteren Kohlschicht; in der oberen Kohlschicht wird die Verbrennung dem Verbrauche an Sauerstoff entsprechend unvollkommener, und es bildet sich namentlich bei fetten Kohlen über der Kohlschicht ein gasförmiges Gemisch von Kohlenwasserstoffen, deren nachträgliche Verbrennung für die wirtschaftliche Ausnutzung des Brennstoffes von Bedeutung ist. Den für diese sekundäre Verbrennung erforderlichen Sauerstoff liefert die über dem Roste eintretende Verbrennungsluft. Ihr Zutritt wird durch einen über dem Feuerrahmen angeordneten, wagerechten Schieber geregelt, der mit Hilfe einer Klaue und eines über der Feuertür angebrachten Handhebels bewegt wird. Der Schieber bewegt sich auf einem gußeisernen Rahmen, der den oberen Teil des Feuerrahmens umfaßt und zwischen beiden eine Luftkammer bildet, aus der die Luft durch wagerechte und seitliche, senkrechte Schlitze im hinteren Feuerungsrahmen in den Feuerungsraum eintritt. Außerdem findet die Luft noch durch Längsschlitze in der Decke des Feuerrahmens Zutritt zu den Feuern (Abb. 93 u. 94).

Um die innere Abschlußwand des Feuerungsgeschränkes vor dem Verbrennen zu schützen, werden innerhalb des Feuerungsraumes, neben und über dem Feuerrahmen, gußeiserne Blendstücke angeordnet, die sich in ihrer Form dem Feuerrohre und dem Feuerrahmen anpassen (Abb. 96). Die aus den Schlitzen eintretende Luft gelangt durch kegelförmige Löcher in der Blendenwand in den Feuerungsraum; auf diese Weise werden die Blenden gleichzeitig gekühlt.

Auf dem Wege vom Druckkanale bis zu den Feuern erleidet die Verbrennungsluft infolge des mehrfachen Richtungswechsels und der zahlreichen Widerstände die größten Druckverluste. Unter dem Roste beträgt der Überdruck im Durchschnitte nur noch 15 bis 25 mm, über dem Roste 5 bis 10 mm.

Die Feuertür (Abb. 93 bis 95) besteht aus einer gußeisernen, in angegossenen Scharnieren um eine senkrechte Achse drehbaren Türplatte, die auf der Innenseite durch eine innere schweißeiserne und eine äußere gußeiserne Blendplatte geschützt ist. Die Blenden sind mit Bolzen und Abstandsrollen an der Türplatte befestigt. Die von oben in den Zwischenraum zwischen Türplatte und Blenden eintretende Luft gelangt wiederum durch Löcher in beiden Blenden in den Feuerungsraum. Da die Türplatte möglichst luftdicht schließen muß, ist sie an ihrem Umfange kerbenartig ausgebildet. Geschlossen wird sie durch einen um seine Mitte drehbaren, schweißeisernen

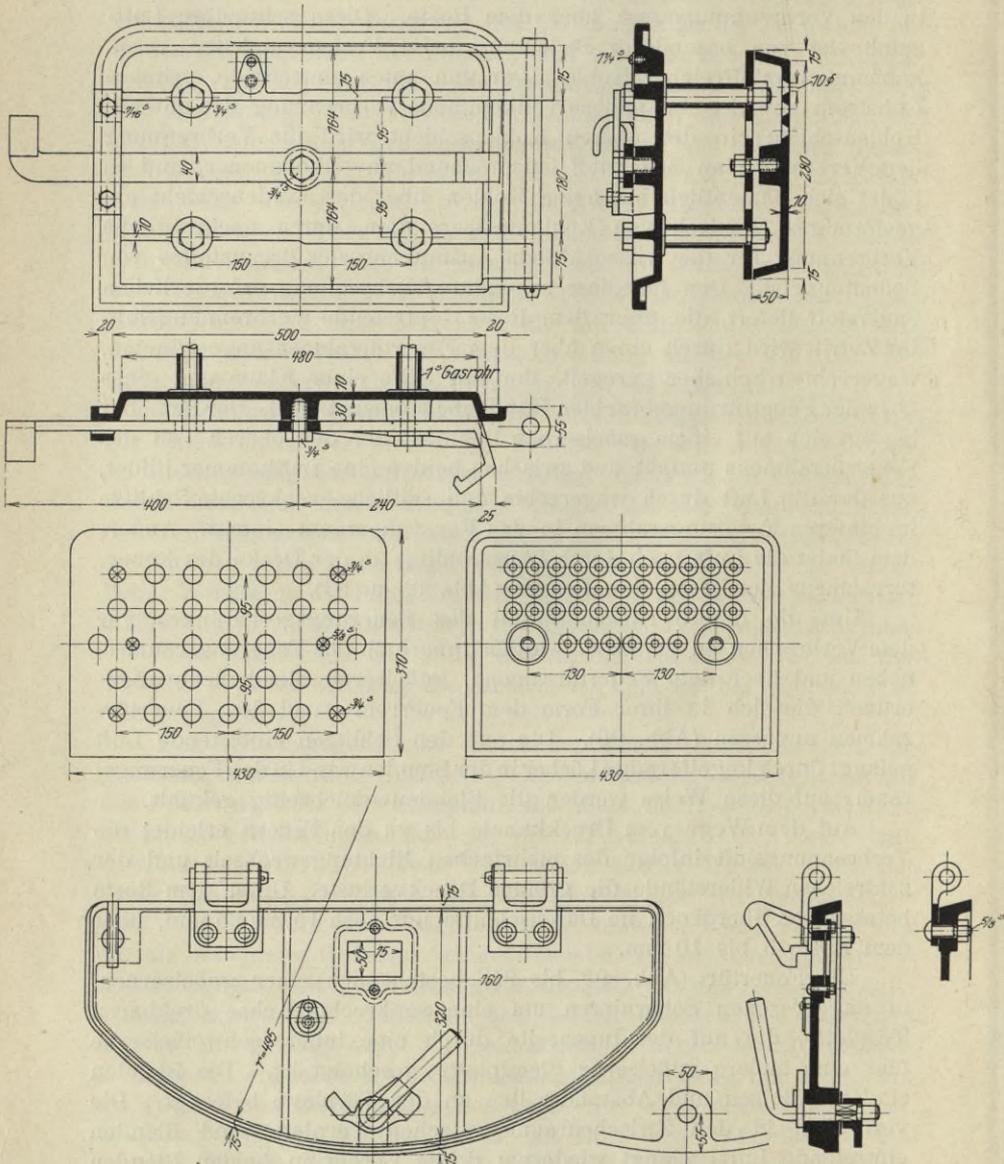


Abb. 95.

Hebel. Im oberen Teile enthält sie ein durch eine Klappe verschließbares Loch zur Messung des Luftdruckes (über dem Roste).

Die gußeiserne, um zwei schweißeiserne Scharniere drehbare Aschfallklappe muß gleichfalls luftdicht am Umfange schließen. Der

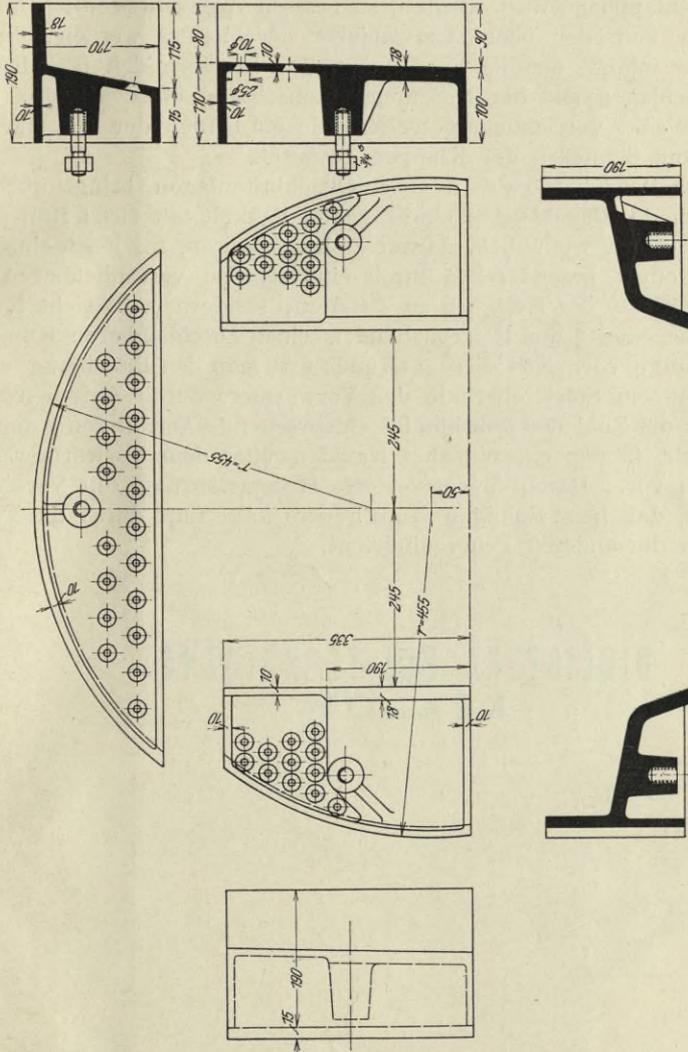


Abb. 96.

Abschluß erfolgt durch einen Vorreiber. An der Rahmenplatte ist eine Knagge vorgesehen, um die Klappe beim Feuerreinigen offen halten zu können. In der Mitte ist zur Beobachtung des Feuers ein mit Marienglas versehenes Schauloch angeordnet; auch hier ist

ein verschließbares Loch zur Messung des Luftdruckes (unter dem Roste) vorgesehen.

Während des Betriebes sind die Feuertür und die Aschfallklappe möglichst luftdicht geschlossen zu halten. Soll die Feuertür oder die Aschfallklappe geöffnet werden, so müssen vorher die seitlichen Luftklappen und der obere Luftschieber geschlossen werden, da die Flamme infolge des im Feuerungsraume herrschenden Überdruckes herauschlagen und die Bedienungsmannschaft gefährden kann. Vielfach ist eine Vorrichtung getroffen, die ein Öffnen der Feuertür erst nach dem Schließen der Klappen gestattet.

Der Betrieb Howden'scher Druckluftanlagen bringt auch für den Bau des Rauchfanges eine Eigentümlichkeit mit sich: Man pflegt sich nicht nur, wie üblich, darauf zu beschränken, für jeden einzelnen Kessel einen besonderen, durch eine Klappe verschließbaren Abzugskanal für die Heizgase zu schaffen, sondern man sieht für die Heizgase eines jeden Heizrohrbündels einen abschließbaren Kanal im Rauchfange vor. Aus diesem Grunde teilt man den Rauchfang unterhalb und ein Stück oberhalb des Vorwärmers durch Zwischenwände in eine der Zahl der Rohrbündel entsprechende Anzahl von Kammern und sieht in den entstehenden Kanälen über dem Vorwärmer Luftklappen vor. Durch die gesonderte Heizgasführung soll verhindert werden, daß beim Reinigen eines Feuers kalte Luft durch die Feuerzüge in die anderen Feuer eindringt.

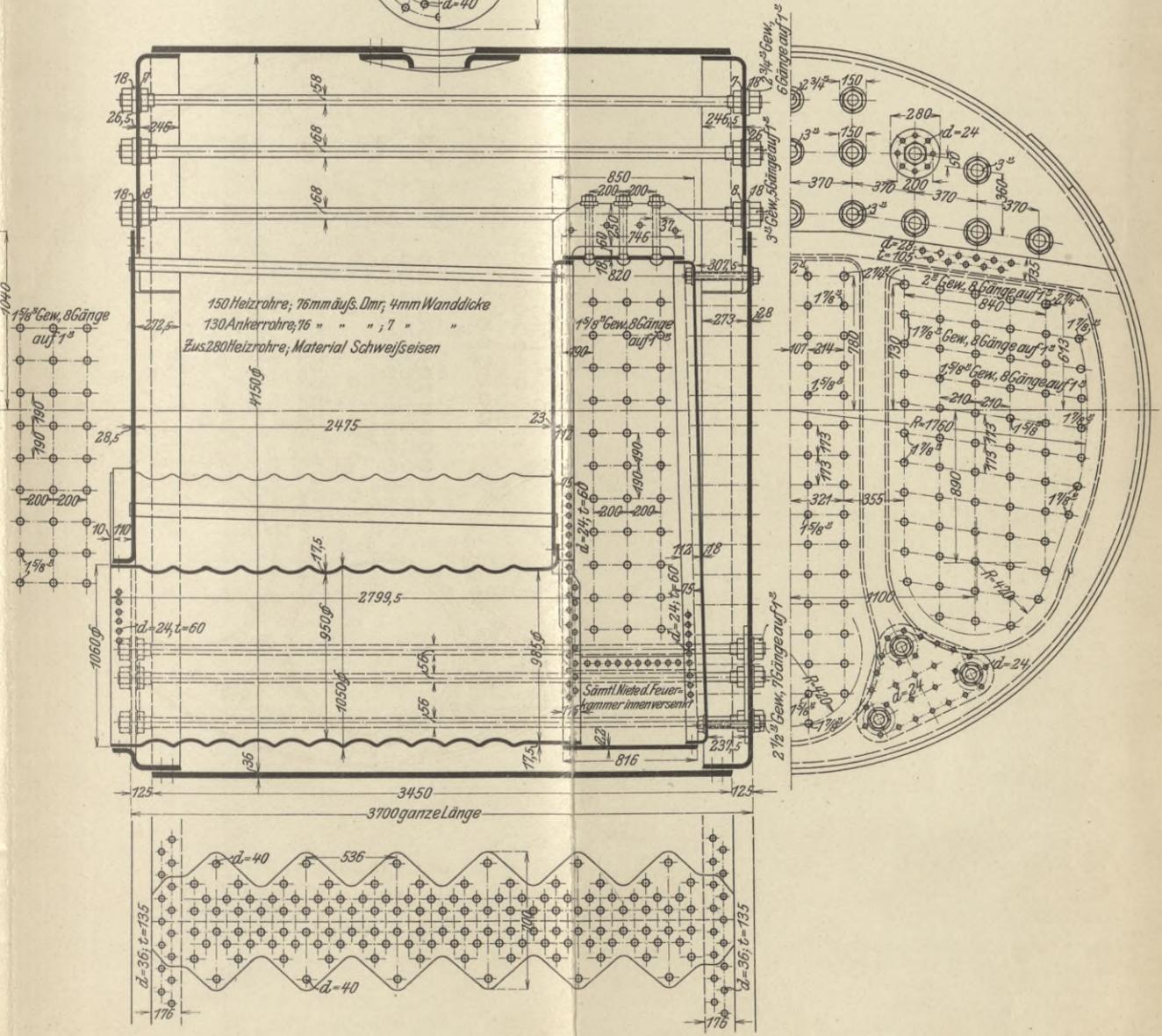
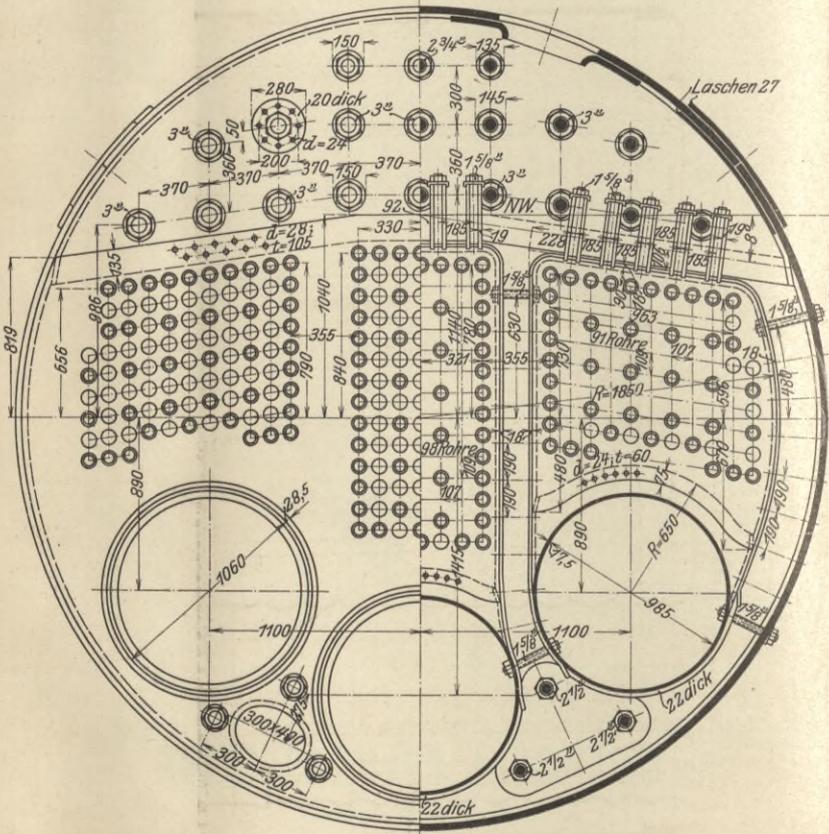
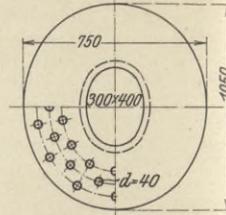
BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW



BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW

BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW

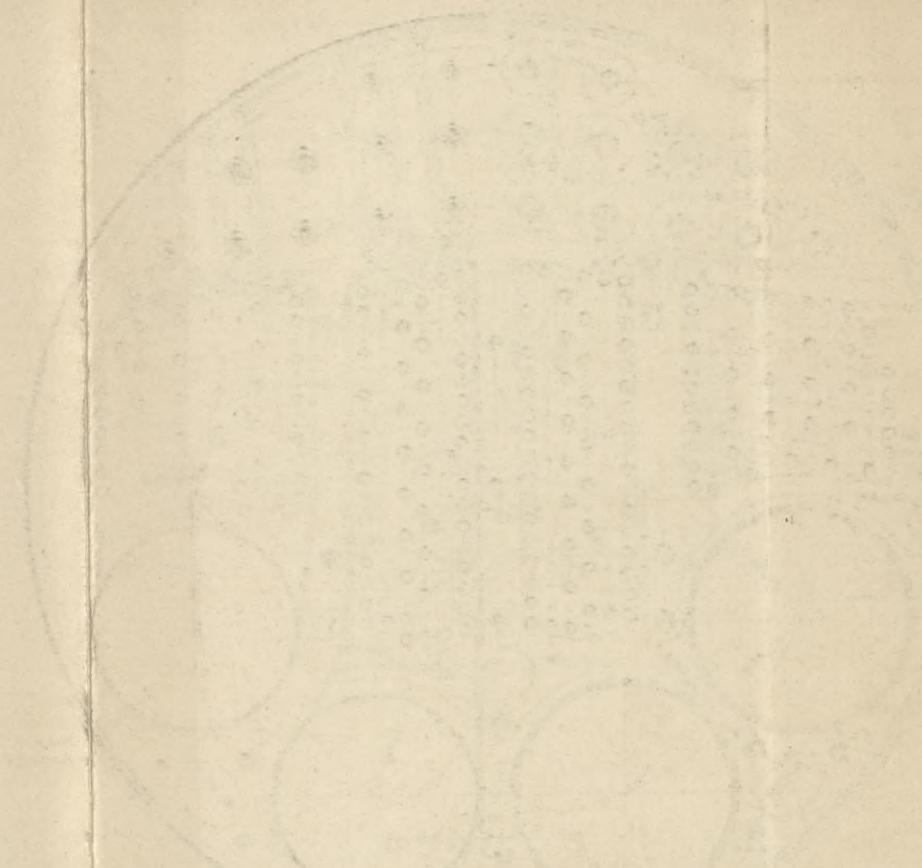
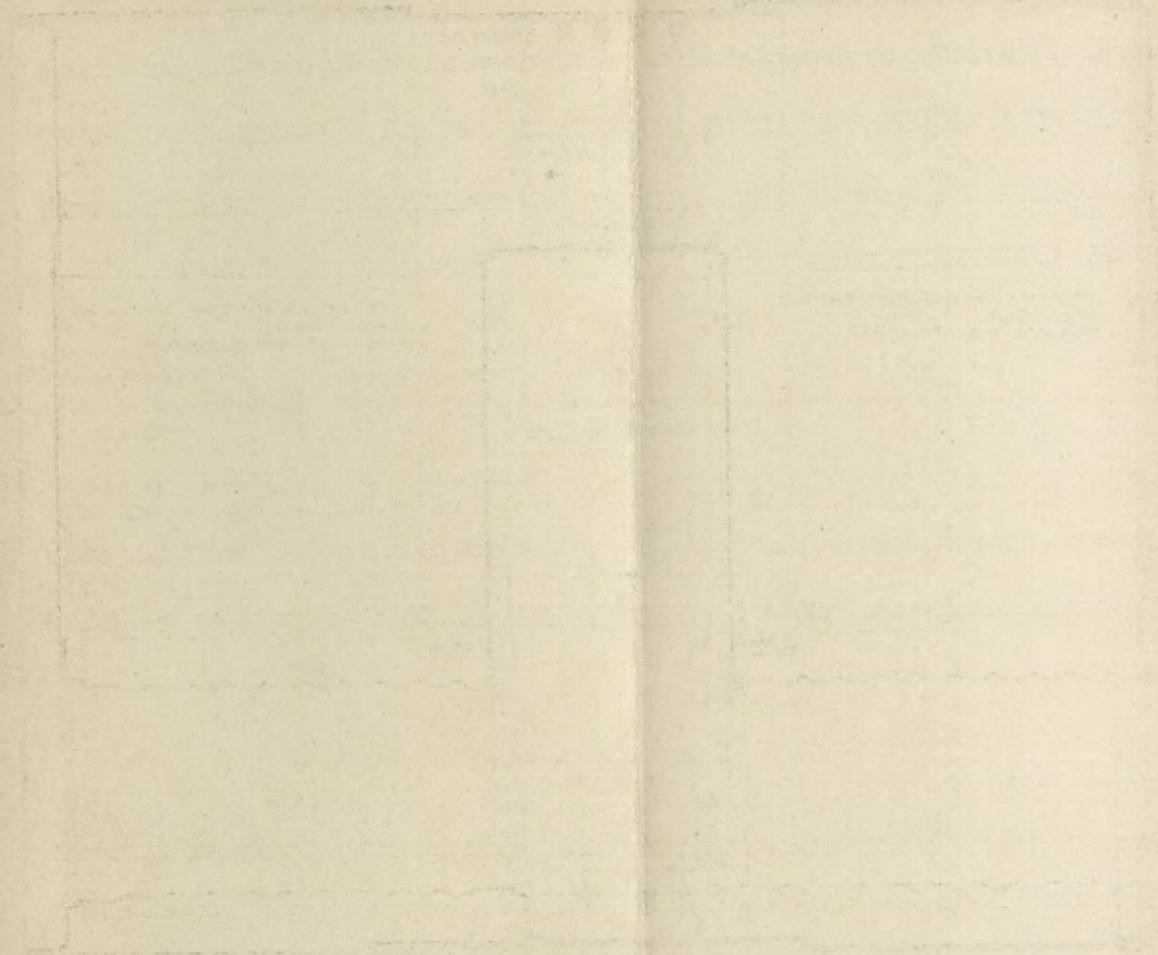
Zylinderkessel.
Material: Flußeisen.



p=.....16 atm;
H=.....200 qm;
R=.....4,4 qm.

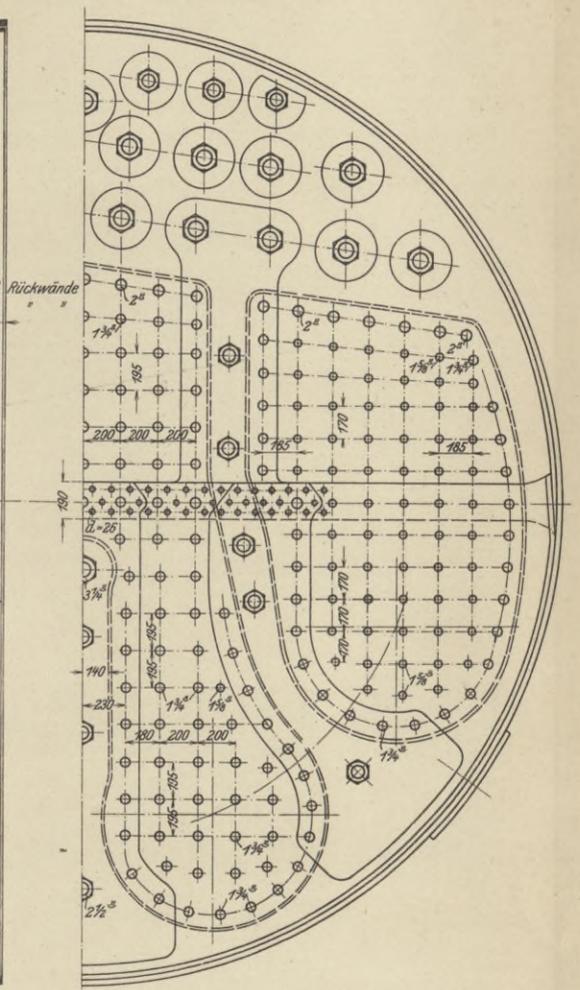
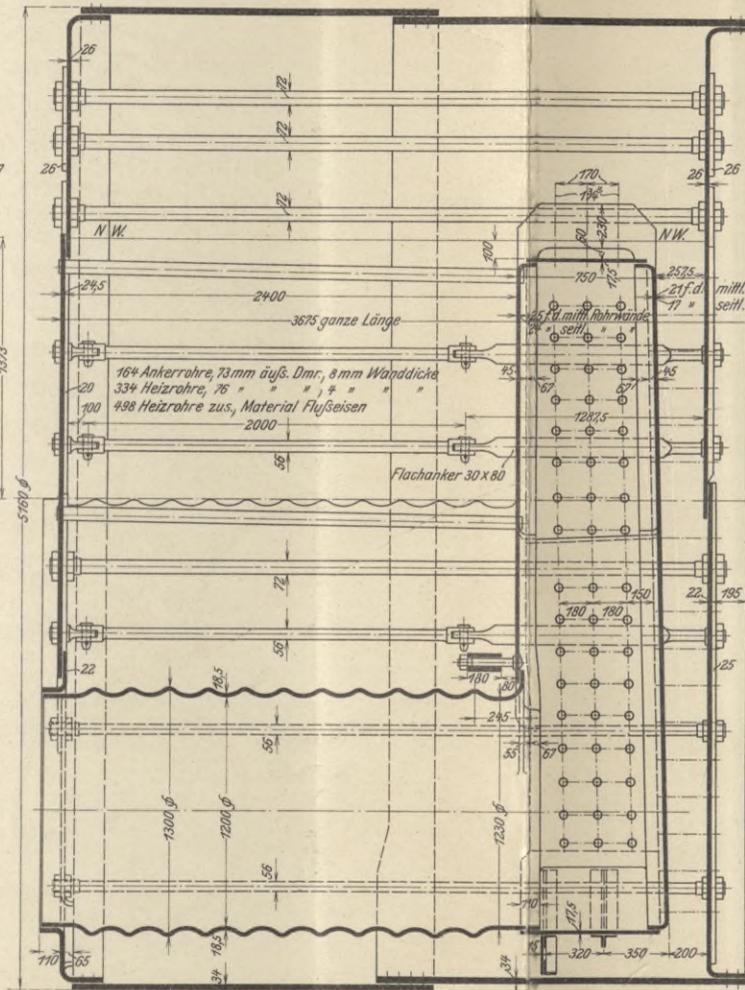
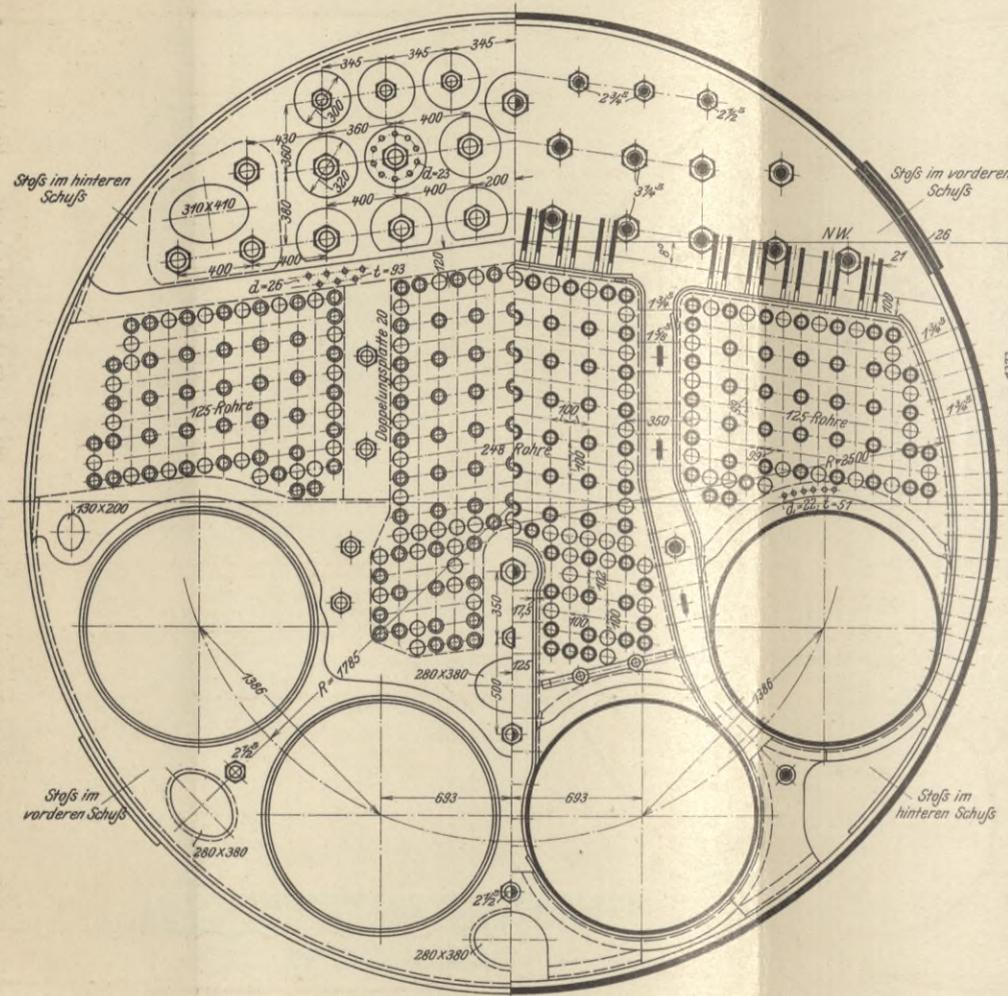
BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW

BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW



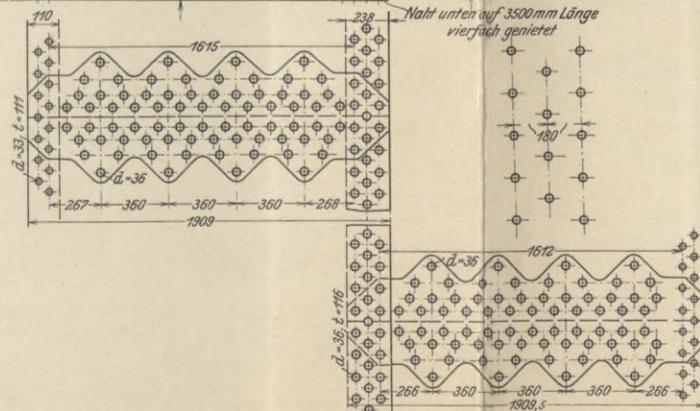
BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW

[Faint, illegible text, possibly a date or library code]

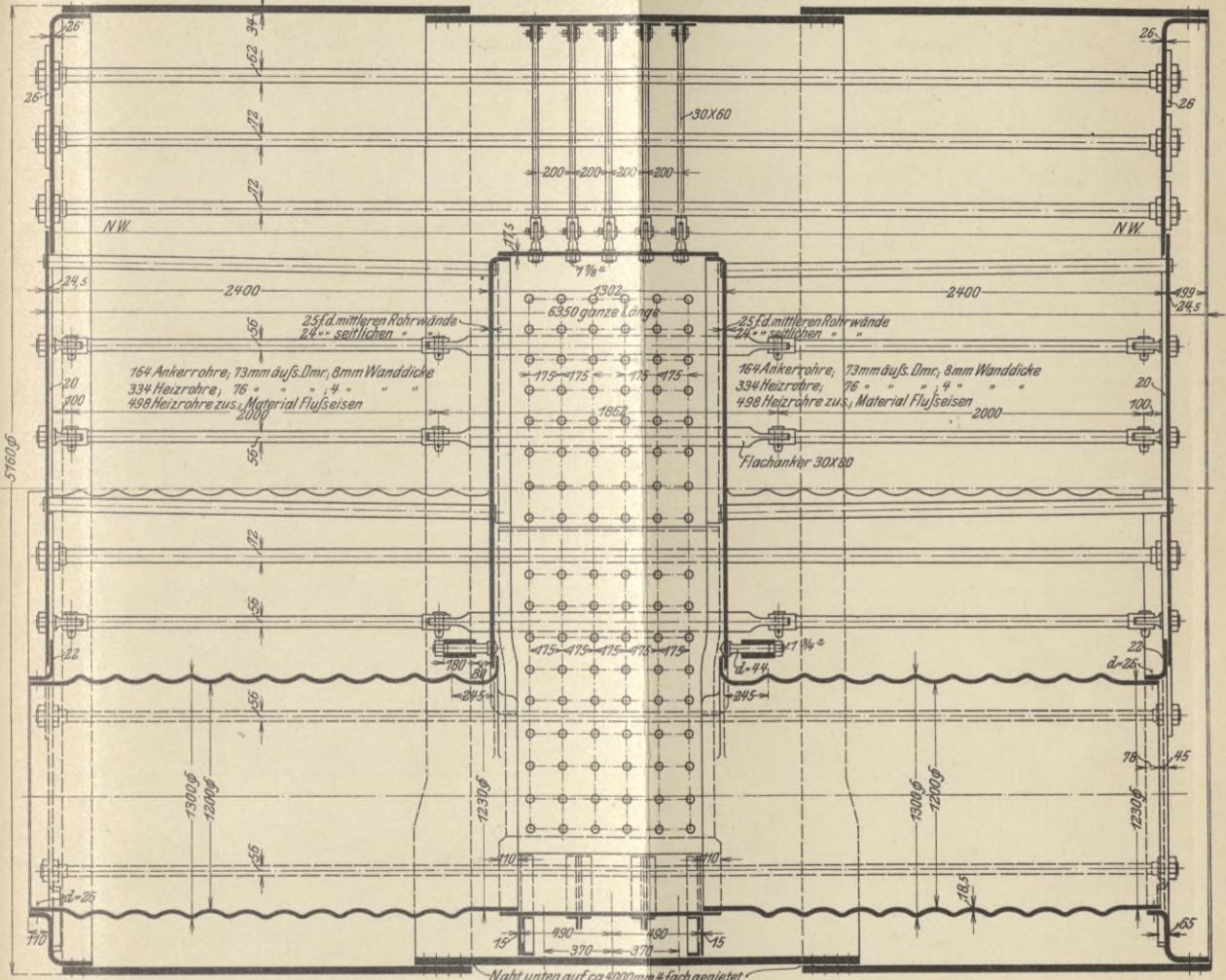
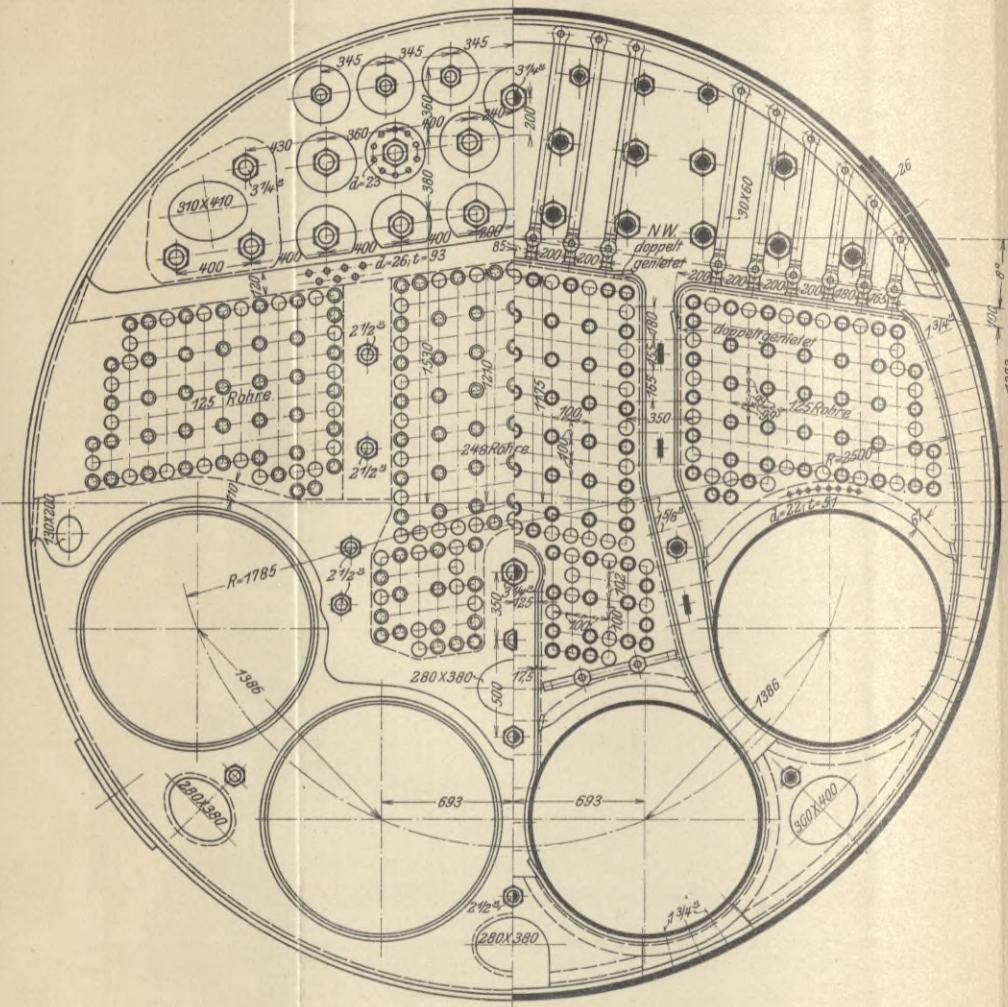


Zylinderkessel.
Material: Flußeisen.

$p = \dots 15 \text{ atm};$
 $H = \dots 330 \text{ qm};$
 $R = \dots 9,36 \text{ qm}.$

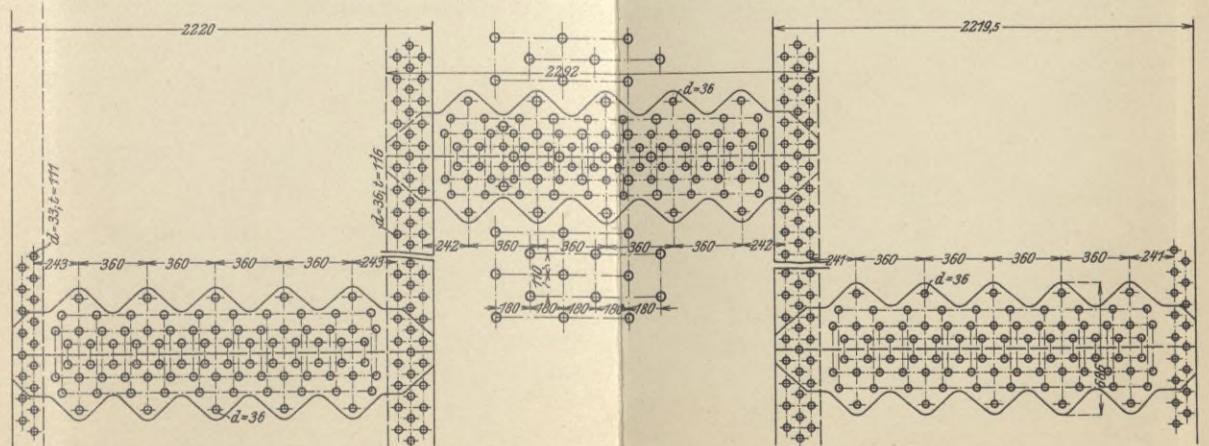


BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW



Zylinderskessel.
Material: Flußeisen.

$p = \dots 15 \text{ atm};$
 $H = \dots 637 \text{ qm};$
 $R = \dots 18,72 \text{ qm}.$

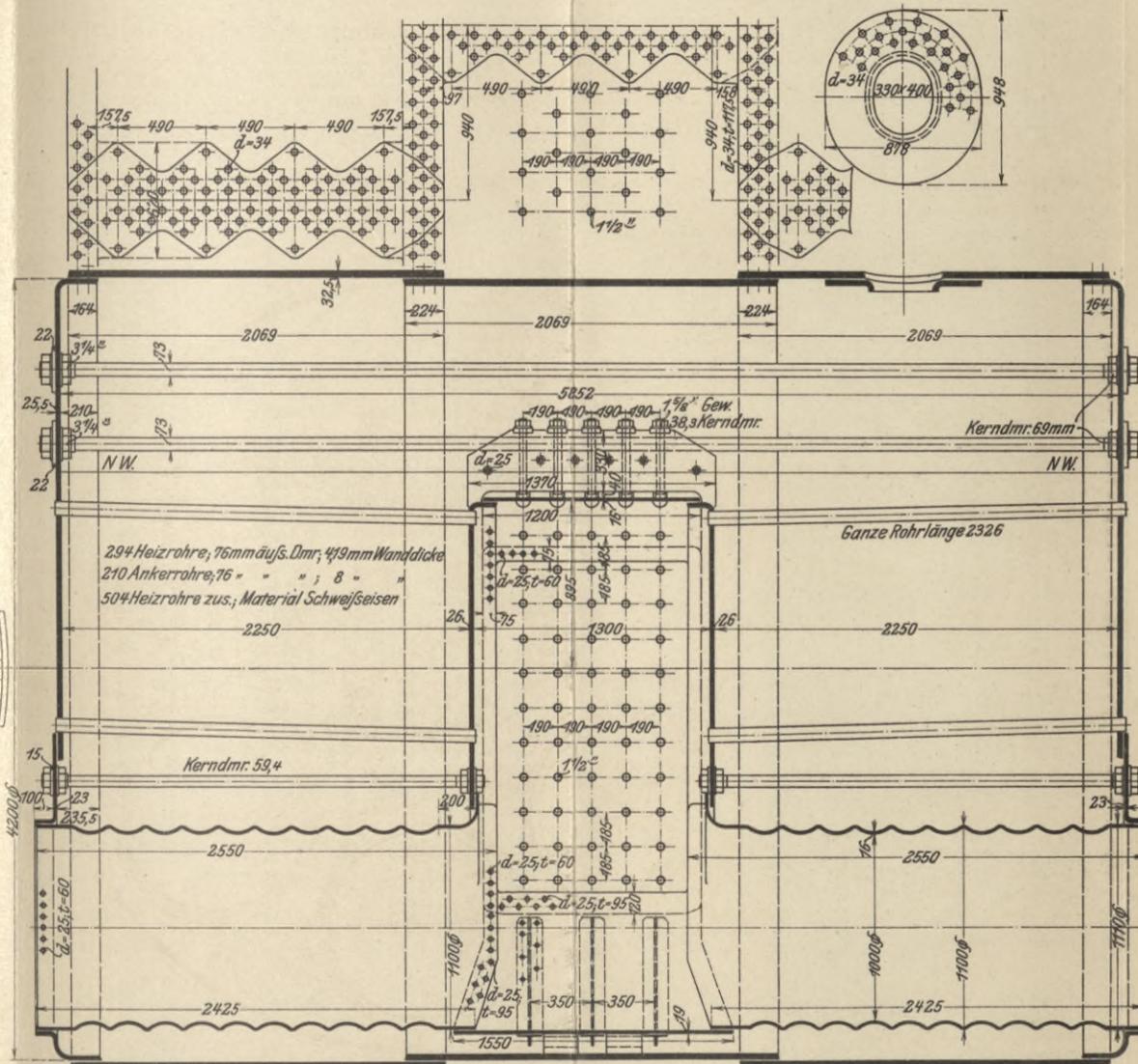
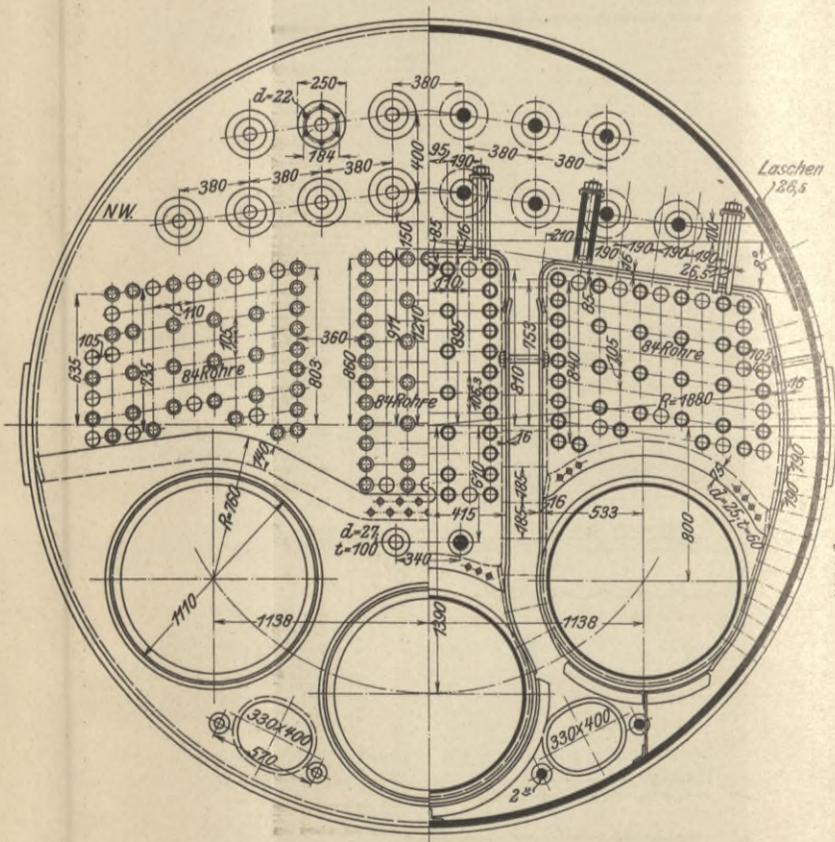


BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW

BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW

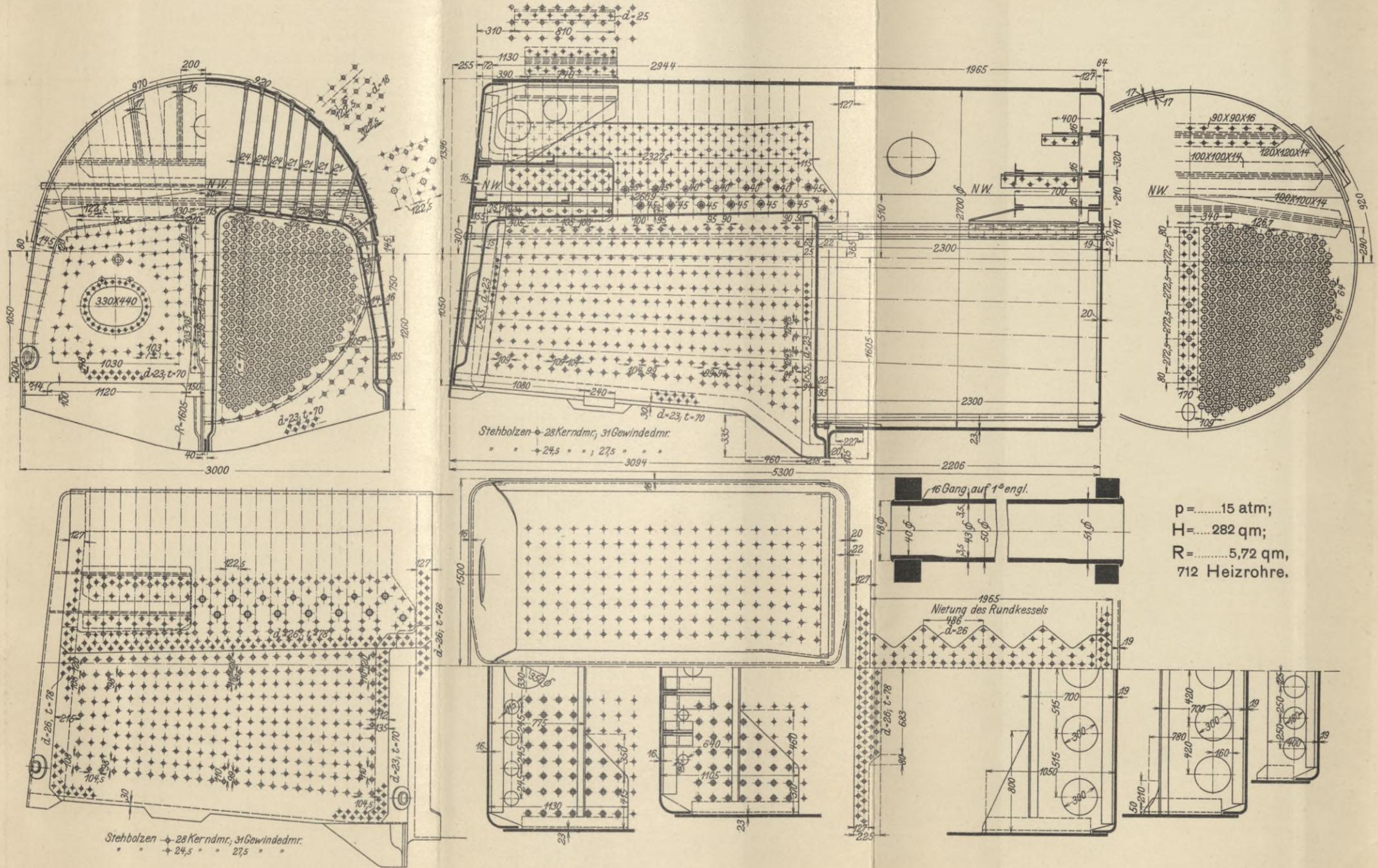
Zylinderkessel.
Material: Flußeisen.

p = 14 atm;
H = 329,7 qm;
R = 9,15 qm.



BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW

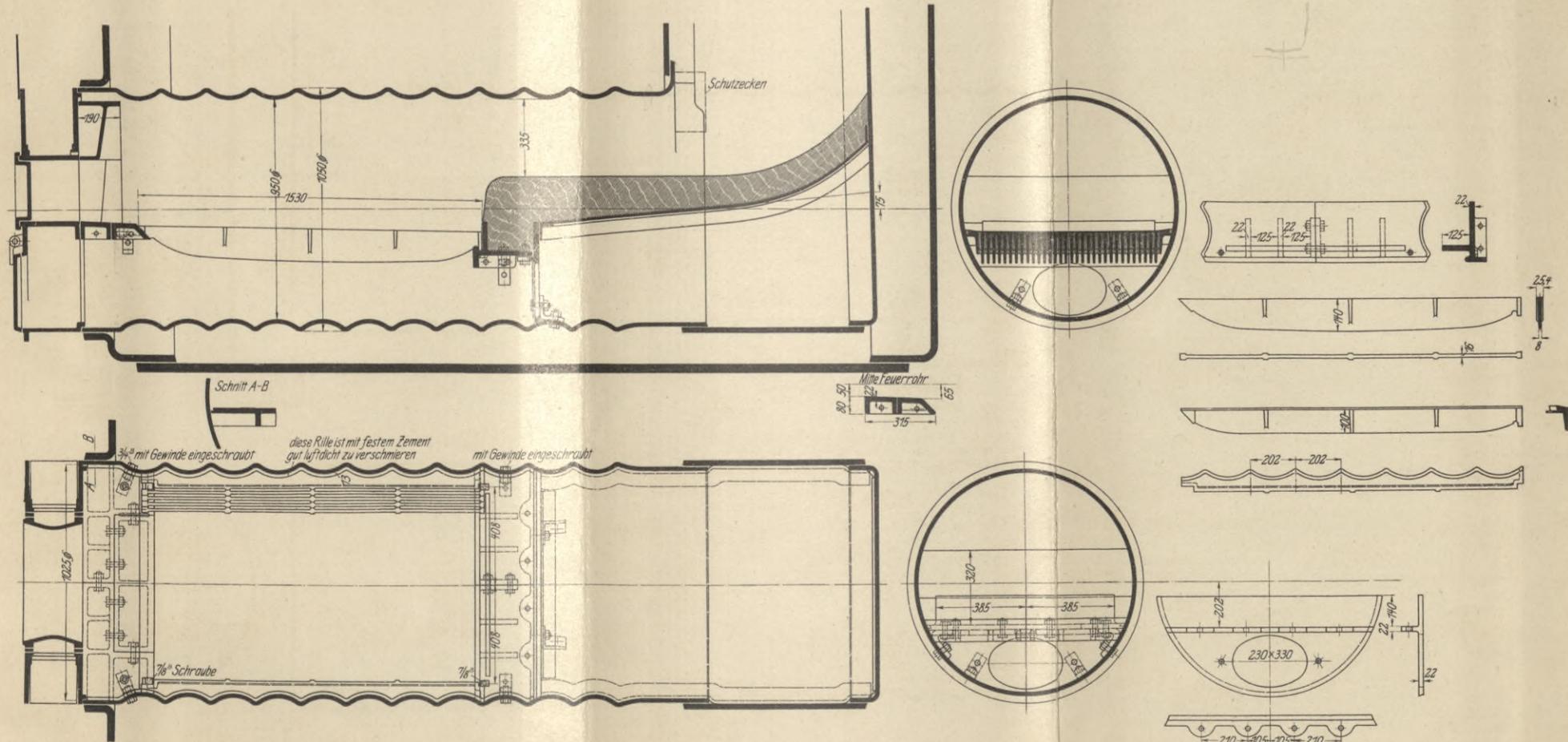
Lokomotivkessel.
Material: Flußeisen.



p = 15 atm;
H = 282 qm;
R = 5,72 qm,
712 Heizrohre.

BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW

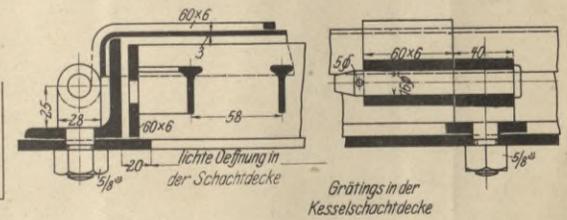
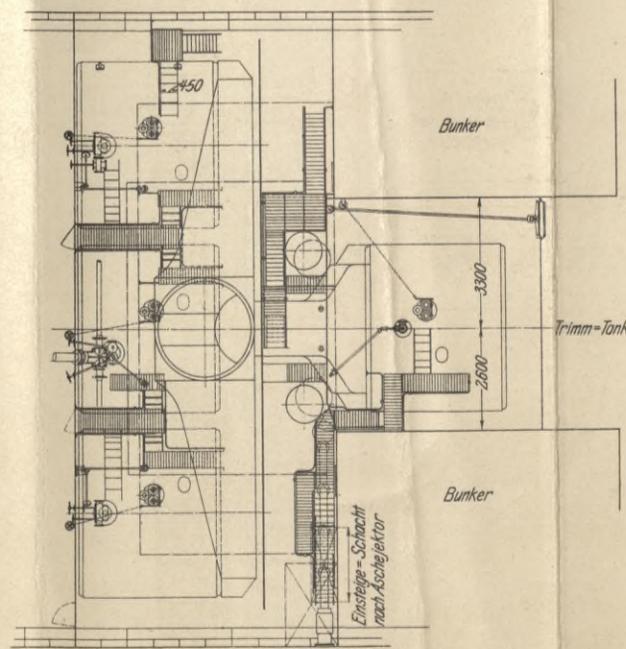
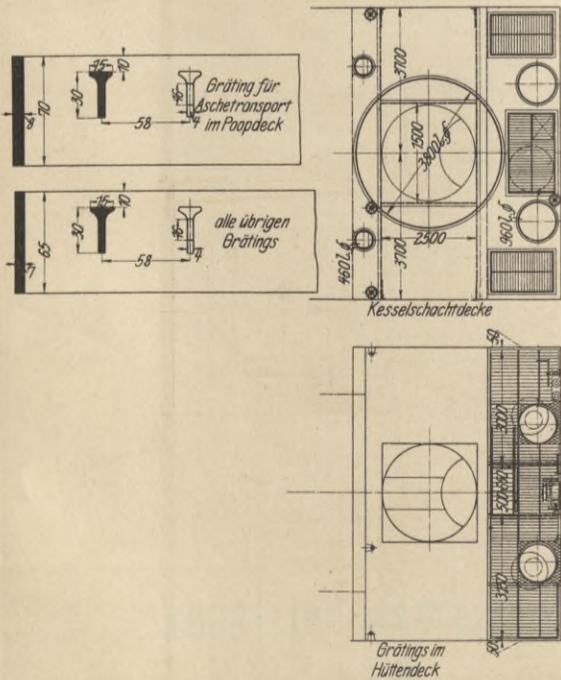
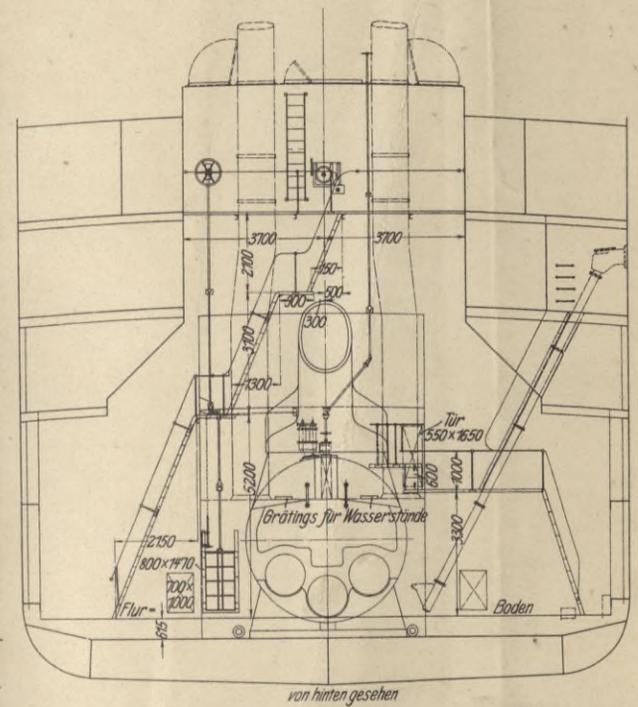
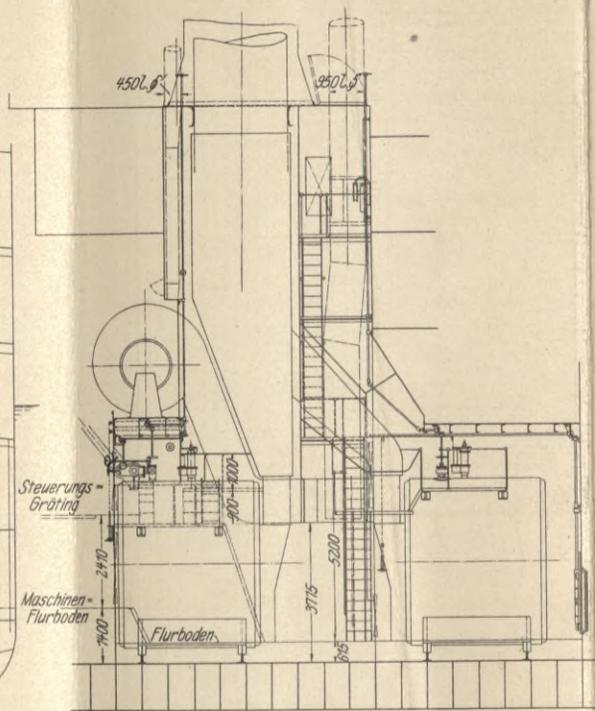
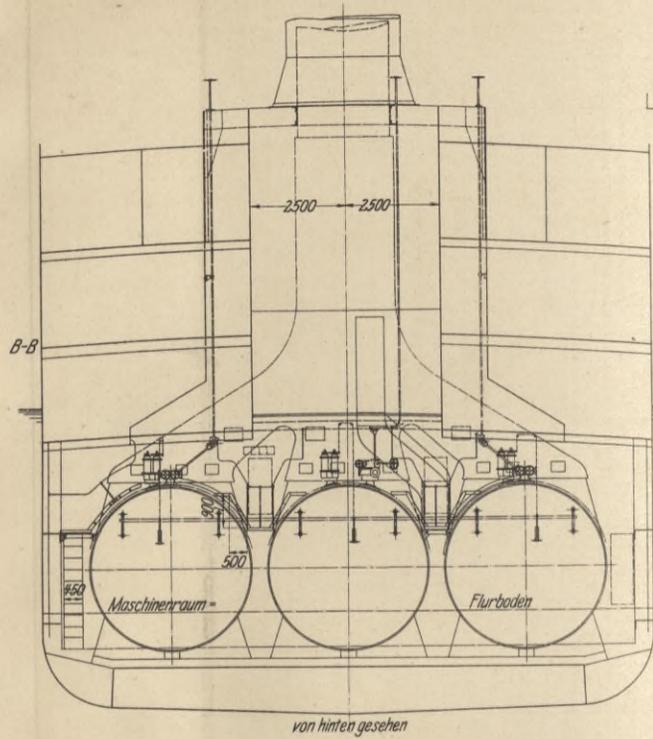
Feuerungsanlage für künstliche Luftzufuhr.



BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW

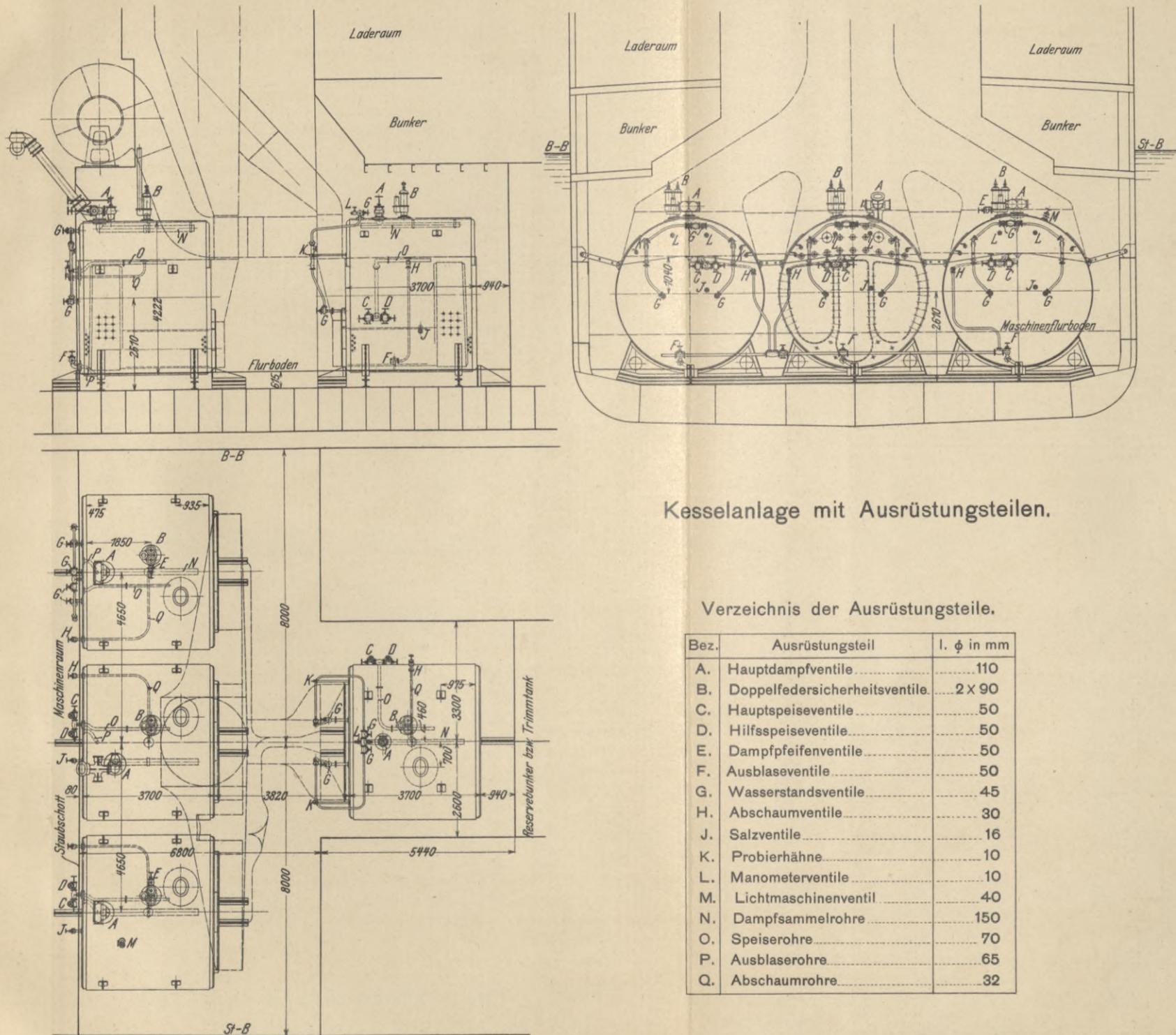
BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW

BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW



Treppen und Grätigs im Kesselraume.

BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW



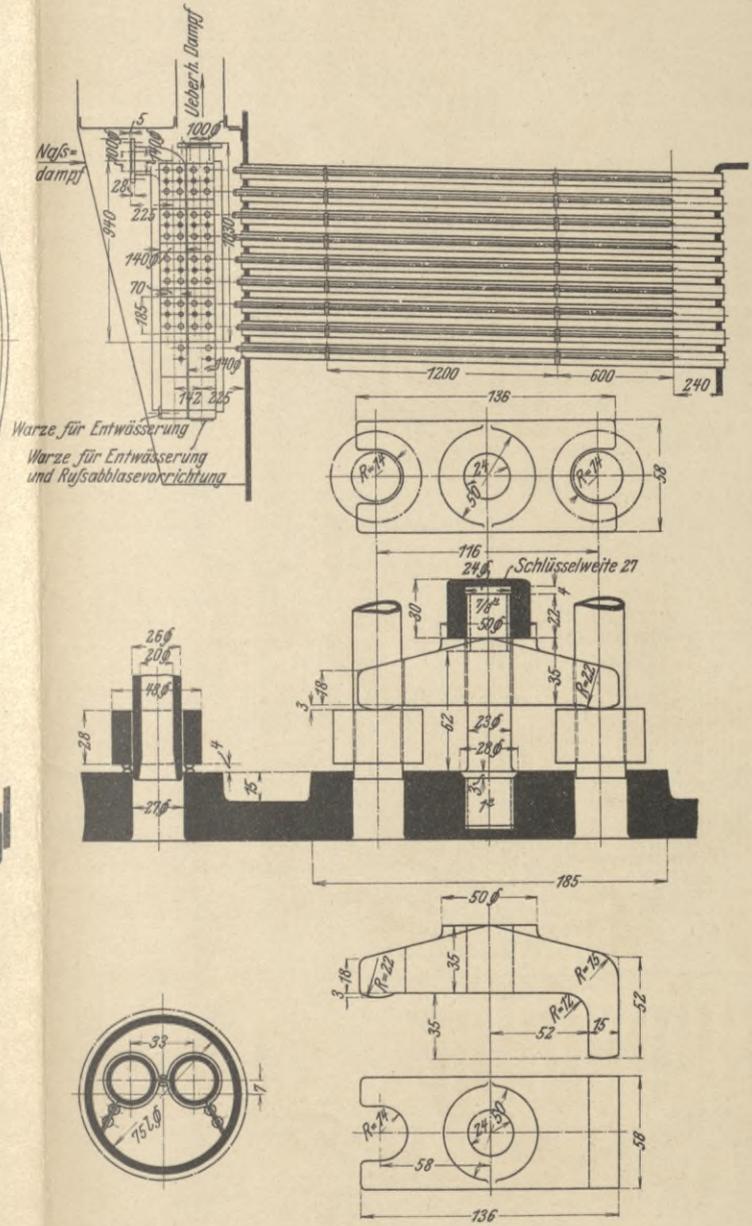
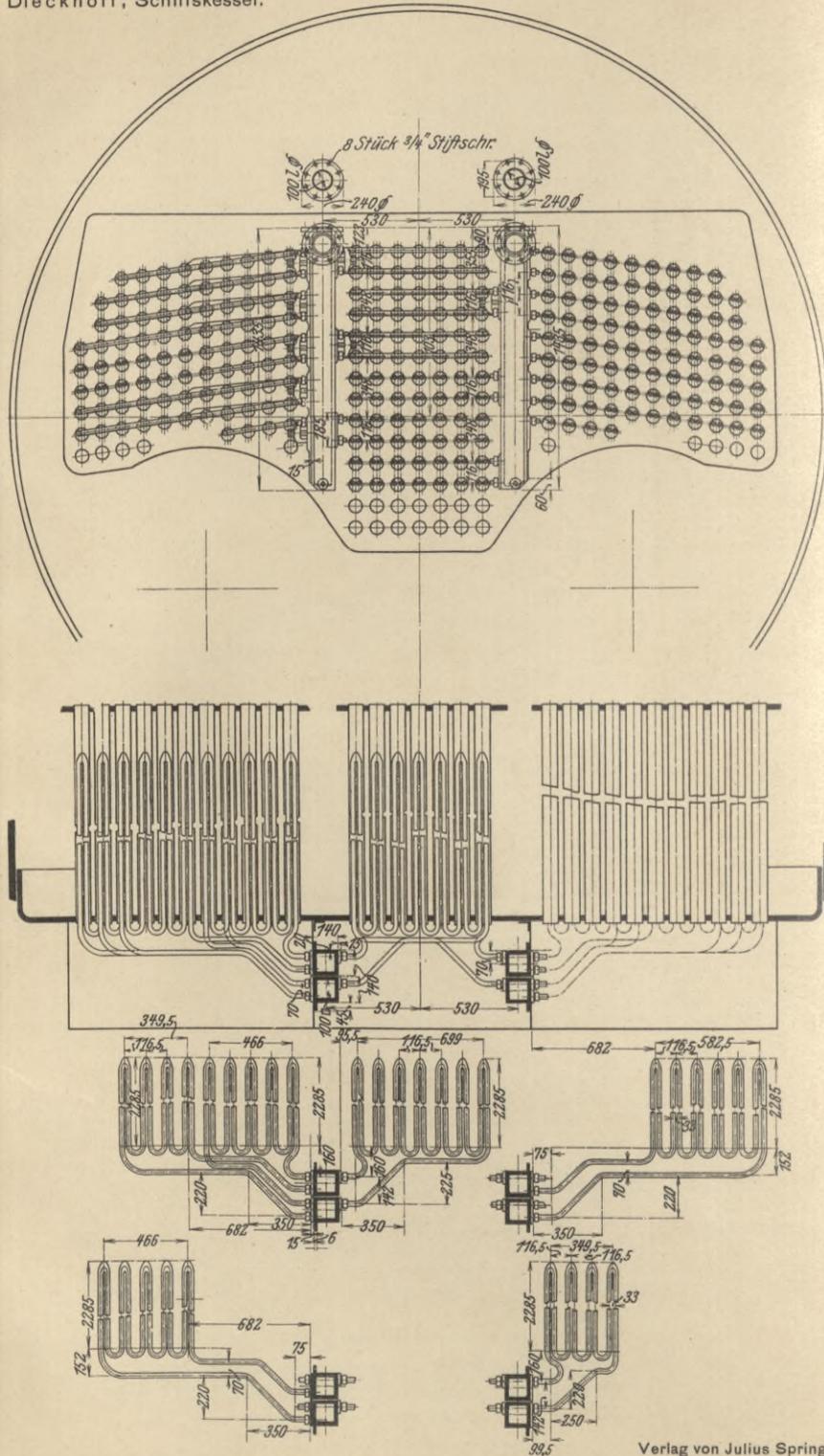
Kesselanlage mit Ausrüstungsteilen.

Verzeichnis der Ausrüstungsteile.

Bez.	Ausrüstungsteil	I. ϕ in mm
A.	Hauptdampfventile	110
B.	Doppelfedersicherheitsventile	2 x 90
C.	Hauptspeiseventile	50
D.	Hilfsspeiseventile	50
E.	Dampfpfeifenventile	50
F.	Ausblaseventile	50
G.	Wasserstandsventile	45
H.	Abschaumventile	30
J.	Salzventile	16
K.	Probierhähne	10
L.	Manometerventile	10
M.	Lichtmaschinenventil	40
N.	Dampfsammelrohre	150
O.	Speiserohre	70
P.	Ausblaserohre	65
Q.	Abschaumrohre	32

BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW

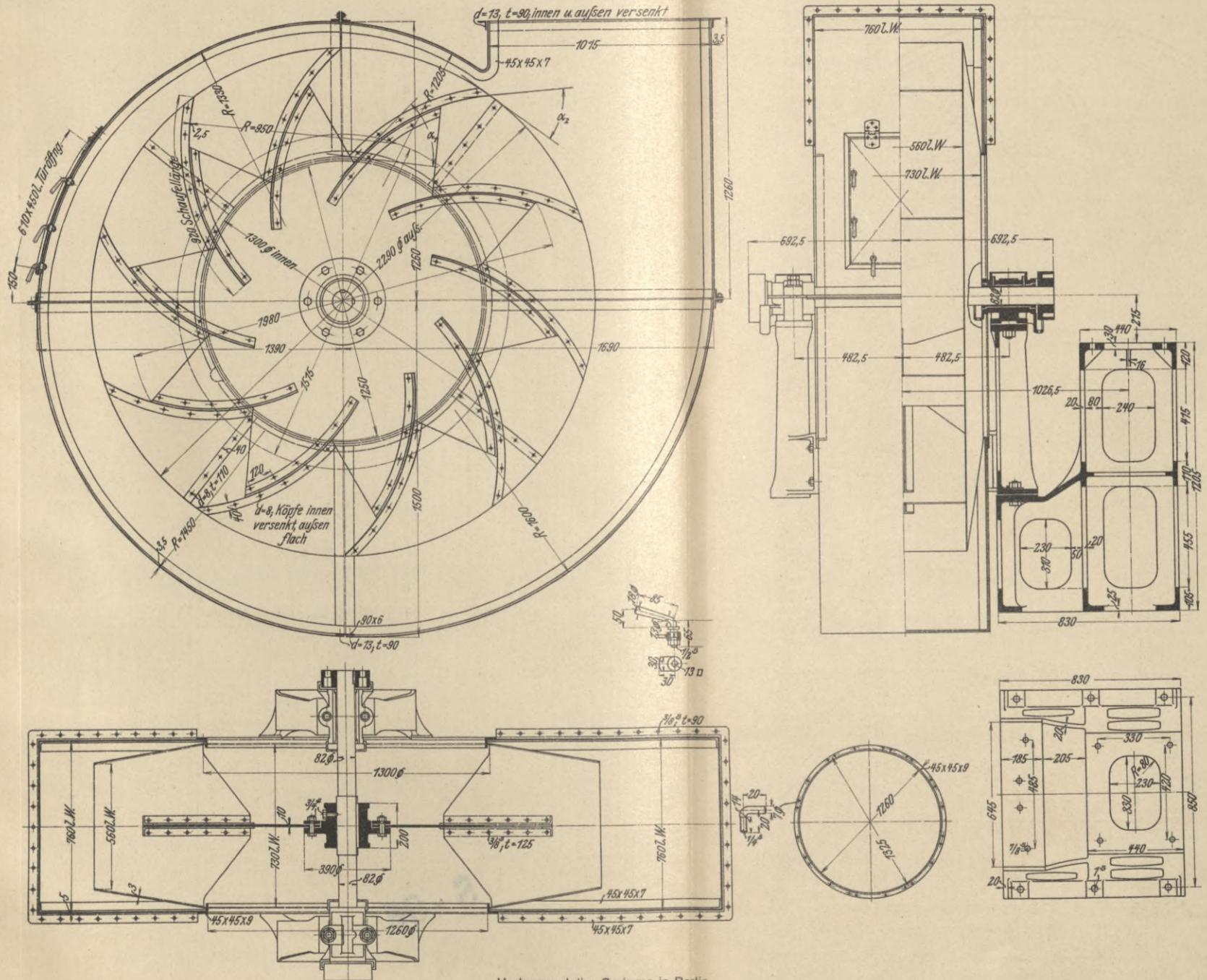
Rauchröhren - Überhitzer
von Wilhelm Schmidt.



Betriebsüberdruck	13,5 qm;
Rostfläche	5,12 qm;
Kesselheizfläche	225 qm;
Überhitzerheizfläche	104 qm;
Gesamte Heizfläche	329 qm.

BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW

Howden's Druckluft-Anlage. Flügelrad mit Gehäuse.



BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW

S-98

Johows Hilfsbuch für den Schiffbau. Dritte, vollständig umgearbeitete Auflage, herausgegeben von **Eduard Krieger**, Geh. Marine-Baurat in Kiel. Mit 450 Textfiguren, 13 Tafeln und einer Liste ausgeführter Handels- und Kriegsschiffe.

Erscheint im Juni 1910.

Die Dampfkessel. Lehr- und Handbuch für Studierende technischer Hochschulen, Schüler höherer Maschinenbauschulen und Techniker, sowie für Ingenieure und Techniker. Bearbeitet von **F. Tetzner**, Professor, Oberlehrer an den Königlichen Vereinigten Maschinenbauschulen zu Dortmund. Dritte, verbesserte Auflage. Mit 149 Textfiguren und 38 lithographierten Tafeln.
In Leinwand gebunden Preis M. 8,—.

Die Herstellung der Dampfkessel. Von **M. Gerbel**, Behördlich autor. Inspektor der Dampfkesseluntersuchungs- und Versicherungs-Ges. in Wien. Mit 60 Textfiguren.
Preis M. 2,—.

Die Blechabwickelungen. Eine Sammlung praktischer Methoden, zusammengestellt von **Johann Jaschke**, Ingenieur in Graz. Mit 187 Textfiguren.
Preis M. 2,80.

Entwerfen und Berechnen der Dampfmaschinen. Ein Lehr- und Handbuch für Studierende und angehende Konstrukteure. Von **Heinrich Dubbel**, Ingenieur. Zweite, verbesserte Auflage. Mit 427 Textfiguren.
In Leinwand gebunden Preis M. 10,—.

Hilfsbuch für Dampfmaschinen-Techniker. Herausgegeben von **Josef Hrabák**, k. und k. Hofrat, emer. Professor an der k. und k. Bergakademie in Příbram. Vierte Auflage. In drei Teilen. Mit Textfiguren.
In 3 Leinwandbände gebunden Preis M. 20,—.

Die Steuerungen der Dampfmaschinen. Von **Carl Leist**, Professor an der Königlichen Technischen Hochschule zu Berlin. Zweite, sehr vermehrte und umgearbeitete Auflage, zugleich als fünfte Auflage des Werkes von **E. Blaha**. Mit 553 Textfiguren. In Leinwand gebunden Preis M. 20,—.

Die Regelung der Kraftmaschinen. Berechnung und Konstruktion der Schwunräder, des Massenausgleichs und der Kraftmaschinenregler in elementarer Behandlung. Von **Max Tolle**, Professor und Maschinenbauschuldirektor. Mit 372 Textfiguren und 9 Tafeln.
In Leinwand gebunden Preis M. 14,—.

Technische Wärmemechanik. Die für den Maschinenbau wichtigsten Lehren aus der Mechanik der Gase und Dämpfe und der mechanischen Wärmetheorie. Von **W. Schüle**, Ingenieur, Oberlehrer an der Königlichen Höheren Maschinenbauschule zu Breslau. Mit 118 Textfiguren und 4 Tafeln.
In Leinwand gebunden Preis M. 9,—.

Technische Messungen bei Maschinenuntersuchungen und im Betriebe. Zum Gebrauch in Maschinenlaboratorien und für die Praxis. Von Prof. Dr.-Ing. Anton Gramberg, Dozent an der Technischen Hochschule Danzig. Zweite, umgearbeitete Auflage. Mit 223 Textfiguren.

In Leinwand gebunden Preis M. 8,—.

Technische Untersuchungsmethoden zur Betriebskontrolle, insbesondere zur Kontrolle des Dampfbetriebes. Zugleich ein Leitfaden für die Übungen in den Maschinenlaboratorien technischer Lehranstalten. Von Julius Brand, Ingenieur, Oberlehrer der Königlichen Vereinigten Maschinenbauschulen zu Elberfeld. Zweite, vermehrte und verbesserte Auflage. Mit 301 Textfiguren, 2 lithographierten Tafeln und zahlreichen Tabellen.

In Leinwand gebunden Preis M. 8,—.

Anleitung zur Durchführung von Versuchen an Dampfmaschinen und Dampfkesseln. Zugleich Hilfsbuch für den Unterricht in Maschinenlaboratorien technischer Schulen. Zweite, erweiterte Auflage. Von Franz Seufert, Ingenieur, Oberlehrer an der Königlichen Höheren Maschinenbauschule zu Stettin. Mit 40 Textfiguren.

In Leinwand gebunden Preis M. 2,—.

Die Gasmaschine. Ihre Entwickelung, ihre heutige Bauart und ihr Kreisprozeß. Von R. Schöttler, Geh. Hofrat, o. Professor an der Herzogl. Technischen Hochschule zu Braunschweig. Fünfte, umgearbeitete Auflage. Mit 622 Figuren im Text und auf 12 Tafeln.

In Leinwand gebunden Preis M. 20,—.

Großgasmaschinen. Ihre Theorie, Wirkungsweise und Bauart. Von Heinrich Dubbel, Ingenieur. Mit 400 Textfiguren und 6 Tafeln.

In Leinwand gebunden Preis M. 10,—.

Die Dampfturbinen. Mit einem Anhang über die Aussichten der Wärmekraftmaschine und über die Gasturbine. Von A. Stodola, Dr. phil., Dr.-Ing.-Professor am Eidgenössischen Polytechnikum in Zürich. Vierte, umgearbeitete und erweiterte Auflage. Mit 728 Textfiguren und 9 lithographierten Tafeln.

Erscheint im Juni 1910.

Die Technologie des Maschinentechnikers. Von Ingenieur Professor Karl Mayer, Oberlehrer an den Königlichen Vereinigten Maschinenbauschulen zu Cöln. Mit 377 Textfiguren.

In Leinwand gebunden Preis M. 8,—.

Hilfsbuch für den Maschinenbau. Für Maschinentechniker sowie für den Unterricht an technischen Lehranstalten. Von Professor Fr. Freytag, Lehrer an den Technischen Staatslehranstalten zu Chemnitz. Dritte, vermehrte und verbesserte Auflage. Mit 1041 Textfiguren und 10 Tafeln.

In Leinwand gebunden Preis M. 10,—; in Leder gebunden Preis M. 12,—.

Das praktische Jahr des Maschinenbau-Volontärs. Ein Leitfaden für den Beginn der Ausbildung zum Ingenieur. Von Dipl.-Ing. F. zur Nedden.

Preis M. 4,—; in Leinwand gebunden M. 5,—.

Zu beziehen durch jede Buchhandlung.

POLITECHNIKA KRAKOWSKA
BIBLIOTEKA GŁÓWNA



L. inw.

2042

Kdn 452/57

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000297242