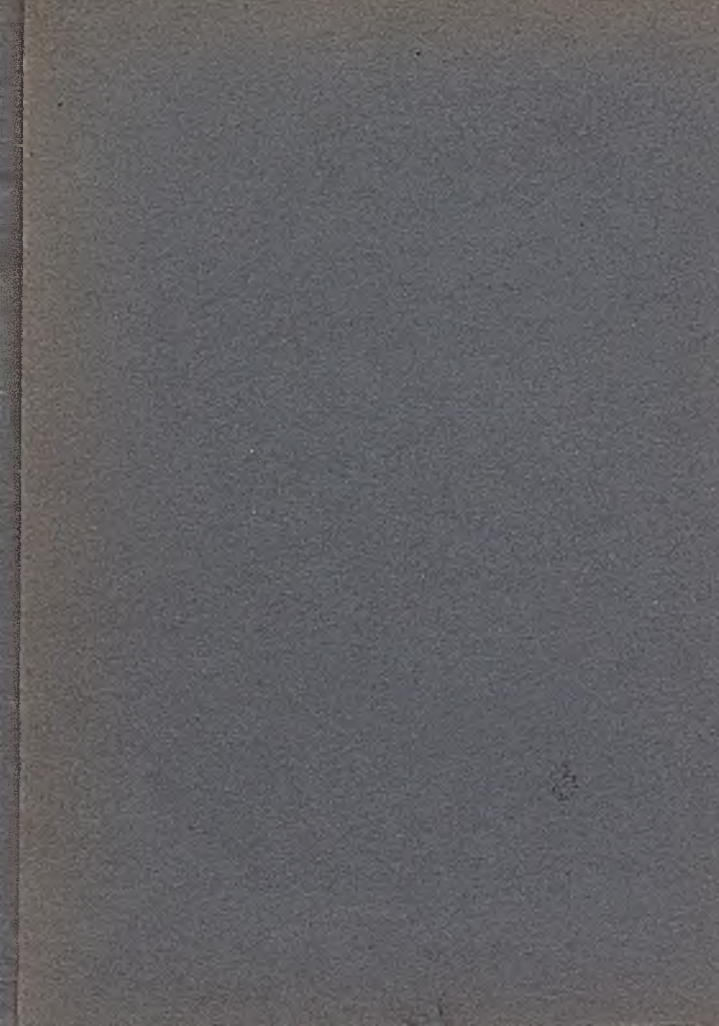


W. DIT
BUCHER

HOCHDRUCK-
DAMPF

VON
O. H. HARTMANN

VD F VERLAG S. H. BERLIN SW. 19



M



~~181~~
181 Im. II 4

HOCHDRUCKDAMPF

Von

O. H. HARTMANN

CASSEL-WILHELMSHÖHE



MIT 61 ABBILDUNGEN UND 10 ZAHLENTAFELN

ERSTES BIS FÜNFTES TAUSEND



1 . 9 . 2 . 5

VDI-VERLAG G.M.B.H., BERLIN SW 19

580
S. 87

S.04

621-181-6



S. 74

2229

D350/60

VORWORT

Das vorliegende Büchlein widme ich meinem leider viel zu früh verstorbenen, hochverehrten Chef

Baurat Dr. Ing. e. h. WILHELM SCHMIDT,

dem erfolgreichen Bahnbrecher auf dem Gebiete der modernen Dampfkraftmaschine. Es enthält eine Zusammenstellung des bisher auf dem Gebiete des Hoch- und Höchstdampfdruckes Geleisteten und der noch in Aussicht stehenden Möglichkeiten. Wie von mir naturgemäß nicht anders erwartet werden kann, habe ich die Arbeiten und Versuche Wilhelm Schmidts sowie die seiner Mitarbeiter, darunter meine eigenen Arbeiten und Erfahrungen auf diesem Gebiete in erster Linie behandelt. Ich habe mich aber auch bemüht, die von anderer Seite geleistete Arbeit nicht zu kurz kommen zu lassen. Das Büchlein soll sowohl dem ausübenden Dampfmaschinenfachmann und dem dieses Fach Studierenden in gedrängter Form einen Überblick über den heutigen Stand dieses Gebietes geben, als auch Inhabern und Leitern der kraft- und wärmeverbrauchenden Industrien die Wahl des zweckmäßigsten Betriebsdruckes und die Auswahl der für den gerade vorliegenden Fall geeignetsten Konstruktionen erleichtern. Daher ist von umfangreichen theoretischen Abhandlungen abgesehen, die sich schon durch den geringen Umfang des Büchleins verboten. Die Ergebnisse der rechnerischen Untersuchungen und die Versuchsergebnisse sind nur in Zahlentafeln und Kurven dargestellt. Von der Angabe theoretischer Wirkungsgrade ist abgesehen,

weil mit diesen der vielbeschäftigte Fachmann und Industrielle, der sich schnell unterrichten will, doch nicht viel anfangen kann. Ihm ist es lieber, wenn er den Wärmearbeit und Dampfverbrauch, der für die PSe h oder kW h erforderlich ist, sofort ablesen kann. Von Preisangaben für Kessel und Maschinen ist in dem Büchlein abgesehen, denn diese sind, wie auf diesem Gebiet nicht anders zu erwarten ist, noch immer dauernden Änderungen unterworfen. So sind z. B. die Kesselpreise im letzten Jahre auf die Hälfte herabgegangen und sie werden noch weiter herabgesetzt werden, wenn die letzten Verbesserungen in der Konstruktion und in der Werkstattherstellung wirksam werden.

Ein großer Teil der Industriellen, sowie auch eine Anzahl Wissenschaftler sträuben sich noch vielfach den für eine gute Dampfausnutzung erforderlichen Sprung im Dampfdruck nach oben zu empfehlen; sie treten nur für geringe Drucksteigerung auf etwa 30 at ein. Einerseits sprechen dabei Herstellungsinteressen der betreffenden Werke mit, andererseits fehlen anscheinend noch die vollen Erkenntnisse der Vorteile, welche der Hochdruckdampf bietet. Wenn hier das Büchlein aufklärend und fördernd wirken würde, so wäre sein Zweck erfüllt.

Meinen Mitarbeitern, den Oberingenieuren F. W e m p e und R. U h d e, welche mich bei der Aufstellung der Kurven und Zahlentafeln sowie beim Lesen der Korrektur unterstützten, sage ich an dieser Stelle meinen besten Dank.

Cassel-Wilhelmshöhe im März 1925

O. H. HARTMANN

INHALTSVERZEICHNIS

Seite

I. Die Entwicklung des Dampfdruckes im Betriebe von Dampfkraftmaschinen	1
II. Theoretische Grundlagen des Hochdruckdampfes und seine wärmewirtschaftlichen Vorteile:	
A. Allgemeines	6
B. Versuche an Kolbenmaschinen für Kondensationsbetrieb	12
C. Wärmeverbrauch bzw. Wärmesparnis und Mehrleistung bei Kondensationsbetrieb	20
D. Wärmewirtschaftliche Vorteile des Hochdruckdampfes bei Auspuff- und Gegendruck- bzw. Anzapfbetrieb	29
1. Auspuffmaschine	29
2. Gegendruckmaschine	30
3. Anzapfmaschine	40
III. Hochdruckdampferzeugung :	
A. Allgemeines und Geschichtliches	45
B. Nach bekannten Vorbildern entworfene Hochdruckkessel, wie Steilrohr- und Sektionalkessel	47
1. Schmidtscher Versuchskessel	47

	Seite
2. Schmidt-Borsig-Steilrohrkessel . . .	54
3. Schmidtscher Hochdruck-Großkessel .	60
4. Vulkan-Hochdruck-Zweidruckkessel .	62
5. Hanomag-Hochdruck-Steilrohrkessel	62
6. Borsig-Hochdruck-Sektionalkessel . .	64
7. Babcock - Wilcox - Hochdruck-Sektionalkessel in den Vereinigten Staaten von Amerika	66
C. Neuartige Hochdruckdampferzeuger und Verdampfungsprozesse	70
1. Der Atmoskessel mit umlaufenden Elementen	71
2. Der Benson-Verdampfungsprozeß . .	75
3. Der Hochdruckdampferzeuger mit mittelbarer Beheizung von Dr. Ruths, Stockholm	79
4. Der S.H.G.-Hochdruck-Sicherheitskessel mit mittelbarer Beheizung . . .	81
5. Becker- und Loeffler-Hochdruckkessel	85
IV. Baustoffe und Einzelheiten der Hochdruckdampferzeuger:	
A. Baustoffe und Herstellung der Kesseltrommeln	87
1. Bericht über eine Baustoffuntersuchung	87
2. Geschmiedete und geschweißte Kesseltrommeln	94
3. Genietete Kesseltrommeln	97
B. Frischdampfüberhitzer	98
C. Speicherfähigkeit der Hochdruckdampferzeuger	101
D. Rauchgasspeisewasservorwärmer . . .	105

	Seite
V. Armaturen und Rohrleitungen für Hochdruckdampf:	
A. Wasserstandsanzeiger	106
B. Speisewasserregler	110
C. Hochdruckspeisepumpen	110
D. Hochdruckabsperroorgane	111
E. Hochdruckrohrleitungen	112
VI. Einrichtungen für die Zwischenüberhitzung:	
A. Unmittelbar beheizte Zwischenüberhitzer	114
B. Mittelbar beheizte Zwischenüberhitzer	115
VII. Kraftmaschinen zur Verwertung des Hochdruckdampfes:	
A. Hochdruck-Kolbenmaschinen, sowie Erfahrungen mit Kolben, Stopfbüchsen und Steuerorganen an diesen	121
B. Hochdruck-Dampfturbinen	141
C. Regelung der Hochdruck-Dampfkraftmaschinen	152
VIII. Der Hochdruckdampf als Mittel zur allgemeinen Einführung der Verkuppelung von Kraft- und Wärmewirtschaft:	
A. Ausgleich der zeitlichen Abweichung im Kraft- und Heizdampfbedarf	156
B. Ausgleich von räumlicher Trennung im Kraft- und Heizdampfbedarf	159

	Seite
IX. Aussichten des Hochdruckdampfes in der Kraft- und Wirtschaft:	
A. Anwendungsmöglichkeiten des Hochdruckdampfes in ortsfesten Kraftanlagen	165
1. Wärmeverbrauchende Industrien . . .	165
2. Hütten- und Bergwerke und dergl. . .	168
B. Anwendungsmöglichkeiten des Hochdruckdampfes in ortsbeweglichen Kraftanlagen	175
1. Schiffsantrieb	175
2. Lokomobilen, Lokomotiven usw.	176
C. Die Kostenfrage von Hochdruckdampf- anlagen	178
X. Schlußwort	180

I. DIE ENTWICKLUNG DES DAMPFDRUCKES IM BETRIEBE VON DAMPFKRAFTMASCHINEN

Die Vorschläge, im Dampfmaschinenbau außergewöhnlich hohe Dampfspannungen zu verwenden, sind fast 100 Jahre alt. Die ersten, welche sich mit diesem Gedanken beschäftigten und ihn in den 20er Jahren des vergangenen Jahrhunderts praktisch durchzubilden versuchten, waren Perkins und Alban, die damit ihrer Zeit weit vorauseilten, denn damals begann erst die Watt'sche Niederdruckmaschine festen Fuß zu fassen. Die Versuche, die sich auf Auspuffmaschinen erstreckten, mußten aber fehlschlagen, da für die Bewältigung dieser schwierigen Aufgabe zu jener Zeit weder die wissenschaftlichen Erkenntnisse noch die technischen Hilfsmittel des Maschinenbaus ausreichten. Auch die gegen Ende des 19. Jahrhunderts von dem jungen Wilhelm Schmidt, de Laval und anderen gemachten, in der gleichen Richtung liegenden Vorschläge waren noch verfrüht und vermochten keine schnelle, sprunghafte Entwicklung der im praktischen Betriebe verwendeten Dampfspannungen herbeizuführen. Die Dampfspannungen nehmen nämlich, wie aus Abb. 1 ersichtlich ist, vom Jahre 1800 bis zum Jahre 1920, von wenigen Ausnahmen abgesehen, nur allmählich vom atmosphärischen Druck bis auf 20 atü im Höchsfalle zu. Erst die Veröffentlichung der 1907 wieder aufgenommenen Arbeiten und

Versuche des inzwischen für seine Verdienste auf dem Gebiete des Heißdampfes zum Dr. ing. e. h. ernannten Wilhelm Schmidt, und der Schmidtschen Heißdampf-

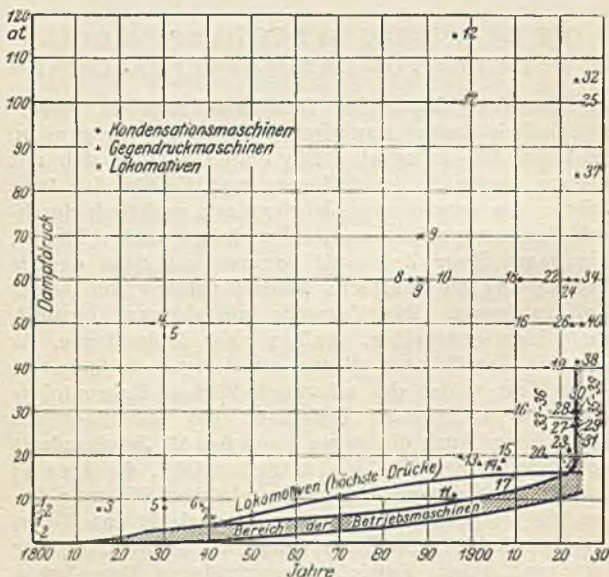


Abb. 1. Geschichtliche Entwicklung des Dampfdruckes im Betriebe von Dampfkraftmaschinen

Gesellschaft zu Cassel-Wilhelmshöhe, über die Verfasser auf der Hauptversammlung des V.D.I. in Cassel im Juni 1921 erstmalig berichtete*), haben die ganze

*) Z. d. V.D.I., 1921, S. 663 u. f.

ZAHLENTAFEL 1

Jahr	Erbauer	Überdruck		Land bzw. Ort	Be- merkungen
		Anfangs- druck	Gegen- druck		
1800	Evans 1	3,5-8		Amerika	●
1800	Trovithik . . . 2	3,5-7		England	●
1815	Reichenbach . . 3	8		Deutschland	●
1827	Perkins 4	50		Amerika	●
1828/1830	Alban 5	45/10		Deutschland	Auspuff
1838	Baldwin 6	9		Amerika	×
1841	Maffei 7	6		München	×
1886	W. Schmidt . . . 8	60		Bernburg	●
1888	Serpollet 9	60-70		Frankreich	×
1890	W. Schmidt . . . 10	60		Blohm & Voß	●
1896	„ „ 11	11		Thale/Harz	●
1897	De Laval 12	100-115		Schweden	●
1897/1902	Missong 13	20/18	5/4	Farbwerk Höchst	△
1906	Sulzer 14	17	8	Brauerei Leicht	△ Vorschalt- maschine
1907	Maschinen-Fabrik Grevenbroich . 15	19		Chem. Fabr. Weyl Duisburg	△
1908	Hanomag 16	30/50	Auspuff	Hannover	×
1909	Sulzer 17	16	4,5	Chem. Fabrik	△ Anzapf- maschine
1911	W. Schmidt . . . 18	60		Aschersleben	●
1917	Vulkanwerke . . 19	40		Hamburg	●
1917	Unbekannt . . . 21	20	5-6	Chem. Groß-Ind.	△
1920	„ 21	20	5-6	„ „ „	△
1921	W. Schmidt . . . 22	60	4	Wernigerode	△
1922	Stirling 21	21,5		Boston	●
1922	Atmos 21	60	2	Schweden	△
1923	„ 21	100	2	„	△

Jahr	Erbauer	Überdruck		Land bzw. Ort	Be- merkungen
		Anfangs- druck	Gegen- druck		
1923	Babcock & Wilcox (England) . . . 26	50		Belgien	△ im Bau
1923	Babcock & Wilcox (Amerika) . . . 27	26,5		Boston	△
1924	Hanomag 28	30		Graz (Papierfabr.)	△
1924	" 29	27		Farbenfabr. Beyer	△ im Bau
1924	" 30	32		" "	△ " "
1924	" 31	25		Casella Mainkur	△ " "
1924	Benson-Kessel . . 32	224/105		England	△
1924	Sächsische Ma- schinen-Fabrik 33	23		Spinnstoff-Fabr. Zehlendorf	△
1924	A. Borsig 34	60	10-12	Berlin-Tegel	△ Vorschalt- maschine
	Babcock & Wilcox 35	30		Cellulose-Fabr. St. Michael(Steiermk.)	△
1924	Babcock & Wilcox (Amerika) . . . 36	28		Waukegan-Amerik.	△
1924	Babcock & Wilcox (Amerika) . . . 37	81	26,5	Boston	Vorschalt- maschine △ im Bau
1924	Babcock & Wilcox (Amerika) . . . 38	41		Chikago	● " "
1924	Gebr. Stork Hengelo 39	30		Utrecht	△ " "

Frage erneut aufgerollt und diesem wiederholt erfolglos versuchten Problem endlich in der Wissenschaft und in der ausübenden Technik gebührende Beachtung verschafft. Seit dieser Zeit macht sich, wie fast jede neue, auf dem Gebiete der Dampftechnik liegende Veröffentlichung zeigt, in allen Industrieländern eine

sprunghafte Steigerung der Betriebsspannungen bei in Bau begriffenen Anlagen bemerkbar. In Zahlentafel 1 sind die jeweils bemerkenswertesten Höchstdrücke, die Erbauer und die Aufstellungsorte der betreffenden Dampfanlagen, soweit vom Verfasser mit einiger Sicherheit feststellbar, zusammengefaßt.

Vor der Veröffentlichung der Schmidtschen Versuche fürchtete man bei Anwendung des Hochdruckdampfes Schwierigkeiten im Kessel- und Maschinenbetrieb, ferner zu hohe Anlagekosten und anderes mehr, für die der theoretisch verhältnismäßig gering erscheinende Gewinn keinen ausreichenden Ersatz versprach. Aus den nachstehenden Ausführungen wird hervorgehen, daß sich diese Anschauung in den letzten Jahren ganz wesentlich geändert hat.

II. THEORETISCHE GRUNDLAGEN DES HOCHDRUCKDAMPFES UND SEINE WÄRMEWIRTSCHAFTLICHEN VORTEILE

A. ALLGEMEINES

Der Wärmeinhalt hochgespannten und hochüberhitzten Dampfes über 30 ata ist noch nicht genau bekannt. Alle bis jetzt veröffentlichten Zahlenwerte beruhen auf Extrapolation. W. Schüle beschäftigte sich als erster mit seiner wissenschaftlichen Erforschung. Die diesbezüglichen Veröffentlichungen in der Z. d. V. D. I. 1911, S. 1506 boten dem Verfasser die ersten Unterlagen für die Nachprüfung der auf Wilhelm Schmidts Anregung ausgeführten, theoretischen Untersuchungen über die wärmewirtschaftlichen Vorteile hochgespannten Dampfes. Die von W. Schüle angegebenen Zahlenwerte sind inzwischen durch andere Forscher ergänzt und erweitert worden, aber die bisher festgestellten Unterschiede sind sehr klein, so daß auch eine Nachprüfung der bisherigen rechnerischen Ausmittlung von Hochdruck-Dampfmaschinen mit Hilfe der neuen Unterlagen kaum eine Änderung der früheren Angaben erforderlich macht. Immerhin wäre es auch dem Dampfmaschinenbauer sehr erwünscht, wenn die vornehmlich dem Wissenschaftler am Herzen liegende genaue Feststellung der Eigenschaften des Hochdruckdampfes (Wärmeinhalt, spec. Volumen, spec. Wärme bei hoher Überhitzung usw.) möglichst bald erfolgt, damit die bei

der Bestimmung des Wärmeverbrauchs von Hochdruckmaschinen noch etwa bestehende Unsicherheit völlig beseitigt wird.

Die zutreffendsten Werte des Wärmeinhaltes hochgespannten und hochüberhitzten Dampfes dürften z. Zt. bis zu annähernd 60 ata, diejenigen von Knoblauch, Raich, Hausen sein, die sich auf eigenen experimentellen Untersuchungen bis zu 30 ata und 350° aufbauen und erstmalig in der Z.d.V.D.I. 1922 S. 418 bekanntgegeben wurden. Prof. Stodola hat in seinem Nachtrag 1924 zur 5. Auflage seines bekannten Werkes „Dampf- und Gasturbinen“, die von den vorstehend angeführten Forschern aufgestellte J-S-Tafel durch Extrapolation unter Berücksichtigung aller veröffentlichten Forschungsergebnisse bis zum kritischen Druck weitergeführt. Diese Tafel dürfte somit wohl der Wirklichkeit sehr nahe kommen; daher soll sie auch den rechnerischen Untersuchungen dieses Büchleins zugrunde gelegt werden. Sind andere Unterlagen verwendet, so ist dies besonders vermerkt.

In Abb. 2 ist die J-S-Tafel nach Stodola 1924 in kleinem Maßstabe dargestellt. Man sieht, daß der Wärmeinhalt hochgespannten gesättigten Dampfes (auch mitunter Erzeugungswärme genannt) bei etwa 30 ata seinen Höchstwert erreicht und dann wieder abnimmt, während der hochgespannte, überhitzte Dampf bei der gleichen Frischdampf-temperatur stets einen geringeren Wärmeinhalt besitzt als niedrig gespannter Dampf von üblichen Betriebsdrücken.

In Abb. 2 ist in Linie 1—1 das adiabatische Wärmegefälle zwischen 60 ata Anfangsdruck, 400° Frischdampf-temperatur und 0,05 ata Kondensatordruck eingetragen;

es beträgt 282 kcal/kg. Für 15 ata, Linie 2—2, ist das adiabatische Wärmegefälle für gleiche Anfangstempera-

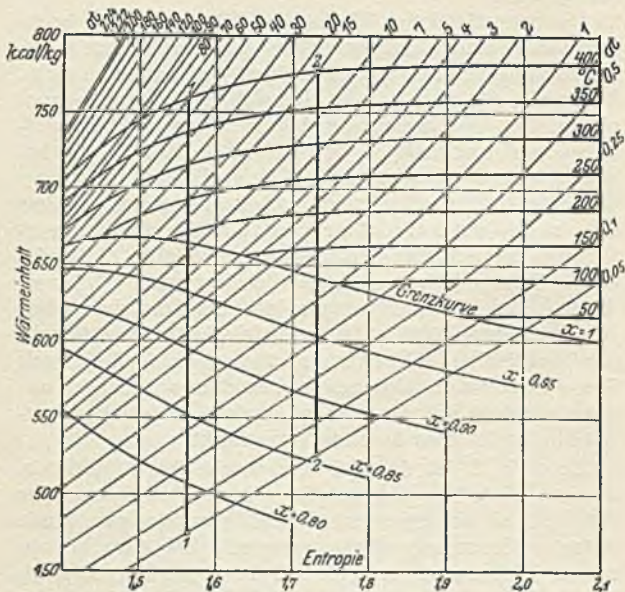


Abb. 2. I—S Tafel nach Stodola 1924

- 1—1 adiabatisches Wärmegefälle zwischen 60 ata und 0,05 ata
 2—2 adiabatisches Wärmegefälle zwischen 15 ata und 0,05 ata

tur und gleiche Luftleere 249 kcal/kg; es ist also bei 60 ata Anfangsdruck nur um 33 kcal/kg oder etwa 13 v. H. größer als bei 15 ata. Daher war die übliche Auf-

fassung der Technik über den geringen wärmewirtschaftlichen Nutzen des Hochdruckdampfes erklärlich und entschuldigbar. Es mußten erst einige gewichtige, an sich bekannte Mittel hinzukommen, um einen ins Gewicht fallenden praktischen Vorteil der Drucksteigerung bei Kondensationsbetrieb, den man fast immer nur in den Bereich der theoretischen Erörterung zog, zu erzielen. Wilhelm Schmidt war der erste, der dies richtig erkannte. Es zeigt sich hier die gleiche Erscheinung, wie seinerzeit bei der Einführung der hohen Frischdampfüberhitzung, daß nämlich der praktische Nutzen des Hochdruckes bei richtiger Durchbildung der Arbeitsweise der wirklichen Maschine ein größerer ist als bei der verlustlosen Maschine mit adiabatischer Expansion.

Zunächst ist für die vorteilhafte Ausnutzung hochgespannten Dampfes ein trockener Arbeitsprozeß erforderlich; die Frischdampfüberhitzung muß also so hoch wie möglich getrieben werden. Das ist auch durchaus zulässig, denn der Hochdruckdampf gestattet, wie durch Versuche nachgewiesen ist, die Benutzung erheblich höherer Frischdampftemperaturen (400° und darüber), als bisher angenommen wurde.

Zur Durchführung eines trockenen Arbeitsprozesses genügt aber auch eine so hohe Frischdampf Temperatur noch nicht, wie aus Abb. 2 zu ersehen ist, denn adiabatische Expansion führt bereits im Beispiel 1—1 bei 11 ata auf die Grenzkurve, und $\frac{2}{3}$ des Wärmegefälles würden im Sattdampfgebiet liegen. Da nun die Baustoffe der Überhitzer und die mit dem Dampf in Berührung kommenden Maschinenteile, sowie die Schmier-

mittel nicht erlauben, den Hochdampfdruck durch einmalige Überhitzung auf die erforderliche Temperatur zu bringen, so muß der Arbeitsdampf während der Expansion, je nach dem Expansionsgrade, noch einmal oder mehrmals überhitzt werden, d. h. also, ein trockener Arbeitsprozeß von Hochdruckdampf erfordert bei Kondensationsbetrieb „die Zwischenüberhitzung“.

Für die erforderliche Höhe der Überhitzung von Hochdruck-Kolbenmaschinen stellte Wilhelm Schmidt auf Grund seiner vieljährigen Erfahrungen eine empirische Regel auf, die dahin lautet, daß die über der Sättigungstemperatur des eintretenden Dampfes liegende Überhitzung, in Graden ausgedrückt, je nach Anfangsdruck, Füllung und Größe der Kompression das 1,5—3fache des in der betreffenden Stufe zu verarbeitenden Satt-dampf-temperaturgefälles betragen müsse. In einem solchen Falle erreichen die schädlichen Flächen mindestens die Sättigungstemperatur des eintretenden Dampfes, so daß Wandniederschläge ausgeschlossen sind. Eine niederschlagsfreie Ausnutzung des Dampfes zwischen 60 ata Anfangsdruck und 0,05 ata Kondensatordruck erfordert z. B. nach dieser Regel in einer Kolbenmaschine bei günstigen Füllungsverhältnissen eine Frischdampf-temperatur von mindestens 640° , die, wie schon erwähnt, praktisch unmöglich ist.

Nach den Regeln der Thermodynamik soll man bekanntlich in einem Wärmekreisprozeß alle Wärme bei höchster Temperatur zuführen. Die ein- oder mehrstufige Zwischenüberhitzung verstößt hiergegen; aber

für einen günstig unterteilten Dampfmaschinenprozeß ist die Einhaltung dieser Regel nicht so wichtig. Hier überwiegt der bekannte praktische Vorteil überhitzten Dampfes — den thermodynamischen Wirkungsgrad der Maschine zu verbessern — den theoretisch zu erwartenden erheblich, nur muß man darauf achten, daß der Arbeitsdampf vor der Wiedererhitzung nicht in Sättigung übergegangen ist, sonst ist der Wärmeaufwand für die Dampftrocknung so groß, daß die Vorteile der Zwischenüberhitzung zum großen Teil verloren gehen bzw. gar ins Gegenteil umschlagen.

Die ersten Vorschläge für die Anwendung der Zwischenüberhitzung sind schon einige Jahrzehnte alt. Wilhelm Schmidt hat letztere zum ersten Male im Jahre 1892 in den Kreis seiner Betrachtungen gezogen, sie auch Mitte der neunziger Jahre praktisch als „Füllungsüberhitzung“ verwendet, ohne damals damit durchzudringen. Es fehlte eben zu jener Zeit noch das volle Verständnis für ihre richtige Anwendung. Neben Schmidt hat Prof. D ö r f e l die Vorteile der Zwischenüberhitzung frühzeitig erkannt und sich um ihre Einführung bemüht.

Die Zwischenüberhitzung ist so recht ein Beispiel dafür, daß oft Jahrzehnte erforderlich sind, um ein an sich wiederholt versuchtes Problem der endgültigen Lösung entgegenzuführen. Die Literatur über den Nutzen der Zwischenüberhitzung ist sehr umfangreich. Dieser wurde vielfach bestritten, so kommt z. B. W a t z i n g e r in dem umfangreichen Forschungsheft Nr. 92 des V.D.I. vom Jahre 1910 zu dem durch Versuche belegten Schluß, daß die Zwischenüberhitzung keinen praktischen Gewinn bringe, d. h. also ihre Anwendung sich nicht

lohne. Zu starke Anklammerungen an sonst richtige theoretische Untersuchungen, die sich scheinbar mit Versuchsergebnissen decken, sind oft, wie in diesem Falle, die Ursache, eine ganze Entwicklungsstufe auszuschalten und die Fachwelt irrezuführen. Die natürliche Entwicklung der Dampfmaschine hätte erst über die Zwischenüberhitzung zum Hochdruck führen müssen. Zur Überwindung solcher Hemmungen muß gewöhnlich erst ein genialer Erfinder wie Wilhelm Schmidt kommen, der sich durch die z. Z. maßgebende Ansicht der Fachwelt nicht beeinflussen läßt, sondern ihr durch Intuition, scharfe Denkarbeit und Versuche die Unrichtigkeit der Auffassung nachweist.

B. VERSUCHE AN KOLBENMASCHINEN FÜR KONDENSATIONSBETRIEB

Die vollen Vorteile des Hochdruckdampfes zeigten sich auch bei den Schmidtschen Versuchen an Kolbenmaschinen nicht auf einmal, sondern erforderten jahrelange Versuche an einer Reihe für diesen Zweck gebauter Maschinen*). Einer Wärmeersparnis durch hohen Frischdampfdruck und hohe Frischdampfüberhitzung stand anfangs bei Verwendung der üblichen Regeln des Dampfmaschinenbaues auf der anderen Seite ein größerer Verlust in der Niederdruckstufe entgegen. Erst an einer im Jahre 1920 fertiggestellten vierstufigen Kolbendampfmaschine für 150 Uml./min. mit einer Leistung von 150 PSi für Kondensationsbetrieb mit hoher Frischdampf Temperatur und zweimaliger Zwischenüberhitzung durch hochgespann-

*) Z. d. V.D.I., 1921, S. 663 u. f.

ten gesättigten Frischdampf, bei deren Entwurf alle bis dahin gemachten Erfahrungen nutzbar gemacht wurden, wurde der für die ganze Technik überraschend geringe

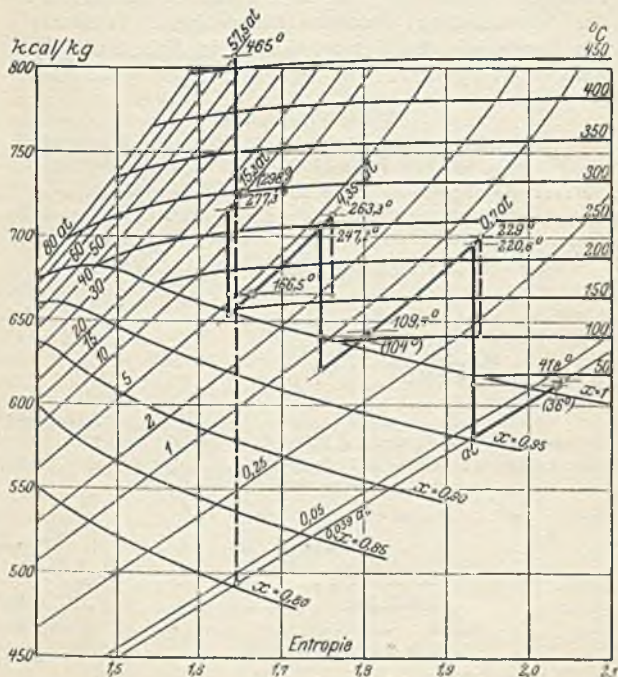


Abb. 3

Adiabatische und ausgenutzte Wärmegefälle des Versuches von Prof. Franke vom 15. Juni 1921, im I-S-Diagramm von Schüle dargestellt

Dampfverbrauch von 2,56 kg und ein Wärmeverbrauch auf Speisewasser von 0° bezogen von 2065 kcal für 1 Psi h erreicht. Diese Zahlen entstammen einem von Prof. H. Franke, Hannover, an der Schmidtschen Maschine ausgeführten Versuche*). Die Ergebnisse des Versuches sind in Abb. 3 und Zahlentafel 2 aufgeführt.

ZAHLENTAFEL 2

SCHMIDTSCHES HOCHDRUCK-HEISSDAMPF-MASCHINE
MIT KONDENSATION

Vierstufige Expansion, zweifache Zwischenüberhitzung

Hochdruckseite: 135/240 mm Zyl.-Durchmesser; 400 mm Hub; einfachwirkend
Niederdruckseite: 285/680 „ „ 600 „ „ doppelwirkend

Versuch am 15. Juni 1921 in Wernigerode

1. Barometerstand	mm Q.-S.	746,5
2. Uml./min	„	146,58
3. Dampfdruck im Kessel	ata	57,5
4. „ „ H.D.-Zyl.	„	55,5
5. Gegendruck im Kondensator	„	0,039 (entspr. 98 v. H. Luftleere)
6. Dampftemperatur beim Austritt a, d, N.D.-Zyl.	°C	41,8 (36)
7. Mittlerer indizierter Druck im H.D.-Zyl.	at	22,91
8. „ „ „ „ I. M.D.-Zyl.	„	4,830
9. „ „ „ „ II. „	„	1,505
10. „ „ „ „ N.D.-Zyl.	„	0,322 <u>0,313</u>
11. indizierte Leistung des H.D.-Zyl.	Psi	43,2
12. „ „ „ „ I. M.D.-Zyl.	„	26,5
13. „ „ „ „ II. „	„	34,8
14. „ „ „ „ N.D.-Zyl.	„	45,08
15. „ „ Gesamtleistung	„	<u>149,58</u>

*) Z. d. V.D.I., 1921, S. 991.

16.	Reinverbrauch an Arbeitsdampf (Kondensatgewicht ohne Zwischenüberhitzungswärme)	kg/h	338,3
17.	desgl.	kg/PSih	2,26
18.	Zugeführte Wärme für 1 kg Arbeitsdampf	kcal	914,7
19.	Davon a) im Arbeitsdampf selbst	"	807
20.	b) „ Zwischenüberhitzer II (I. M.D.-Zyl. auf II. M. D.-Zyl.)	"	47,7
21.	c) „ Zwischenüberhitzer III (II. M.D.-Zyl. auf N.D.-Zyl.)	"	60
22.	Rohdampfverbrauch (entsprechend $a + b + c$) ausgedrückt in Arbeitsdampf von 807 kal/kg	kg/PSih	2,56
23.	Wärmeverbrauch, bezogen auf 0° Speisewasser-Temperatur .	kcal/PSih	2065
24.	Wärmeverbrauch, bezogen auf 29,5° Kondensat-Temperatur .	"	2000
25.	Dampfverbrauch der verlustlosen Maschine	kg/PSoh	2,02
26.	Thermodynamischer Wirkungsgrad der gesamten Maschine, bezogen auf indizierte Leistung, aus I-S-Diagr.	v. H.	80,5
27.	Thermodynam. Wirkungsgrad des H.D.-Zyl.	"	95,4
28.	„ „ „ I. M.D.-Zyl.	"	79,4
29.	„ „ „ II. „	"	76,6
30.	„ „ „ N.D.-Zyl.	"	73,4
31.	„ „ „ H.D.-Zyl. + I. M.D.-Zyl. zusammen	"	88,2
32.	Thermischer Wirkungsgrad (in indizierte Arbeit umgesetzte Wärme: zur Dampferzeugung aufgewendete Wärme . . .	v. H.	30,6
33.	Adiabatisches Wärmegefälle im H.D.-Zyl.	kcal/kg	85
34.	„ „ „ I. M.D.-Zyl.	"	63
35.	„ „ „ II. „	"	85,5
36.	„ „ „ N.D.-Zyl.	"	115
37.	„ „ „ zwischen H.D.-Zyl.-Eintritt u. I. M.D.-Zyl.-Austritt	"	148,5
38.	Adiabatisches Wärmegefälle der verlustlosen Maschine . . .	"	313,5
39.	Ausgenütztes Wärmegefälle im H.D.-Zyl.	"	81,05
40.	„ „ „ I. M.D.-Zyl.	"	49,76
41.	„ „ „ II. „	"	65,25
42.	„ „ „ N.D.-Zyl.	"	84,45
43.	Dampfdruck Eintritt H.D.-Zyl.	ata	55,5

44. Dampfdruck Austritt H.D.-Zyl.	ata	15,60
45. „ Eintritt I. M.D.-Zyl.	„	15,06
46. „ Austritt „	„	4,62
47. „ Eintritt II. M.D.-Zyl.	„	4,09
48. „ Austritt „	„	0,70
49. „ Eintritt N.D.-Zyl.	„	0,69
50. „ Austritt „	„	0,057
51. „ am Ende der Expansion im N.D.-Zyl.	„	0,16
52. Dampftemperatur Eintritt H.D.-Zyl.	°C	465
53. „ Austritt „ bzw. Eintritt I. M.D.-Zyl., am I. Zwischenüberhitzergehäuse gemessen	„ (298)	277,1
54. Dampftemperatur Austritt I. M.D.-Zyl. bzw. Eintritt II. M.D.-Zyl.	„	166,5 $\frac{263,8}{247,2}$
55. Dampftemperatur Austritt II. M.D.-Zyl. bzw. Eintritt N.D.-Zyl. Austritt N.D.-Zyl.	$\frac{109,4}{(104)}$ 229	$\frac{41,8}{(36)}$
56. Ölverbrauch für die innere Schmierung Vaporisue, Flammpunkt 333°	g/PSih	3,73
57. indizierte Leerlaufarbeit der Maschinen + Riementrieb + Dynamo ohne Kühlwasserpumpe	PSi	25,8
58. desgl. bezogen auf Gesamtleistung	v.H.	83
59. Expansionsverhältnis	$\frac{1}{185}$	
60. Überhitzungsgrad nach Wilhelm Schmidt im H.-D.-Zyl. und I. M.D.-Zyl.	„	2,66 1,49
61. Überhitzungsgrad nach Wilhelm Schmidt im II. M.D.-Zyl. und N.D.-Zyl.	„	1,79 2,15
62. Kühlwasserverbrauch für 1 kg Arbeitsdampf	ltr	60
63. Kühlwassererwärmung (21,5—13,0)	°C	8,5

Bemerkung: Im Wärmeverbrauch ist die Abgabe von Wärme durch Leitung und Strahlung in der Zwischenüberhitzungseinrichtung nicht berücksichtigt.

Da die Messungen der Dampftemperaturen an den vorhandenen Meßstellen mit Thermometern in Eintauchhülsen keine völlig zuverlässigen Beobachtungen gestatteteten, mußte im I-S-Diagramm die Zustandermitt-

lung durch Druck und Temperatur unter Berücksichtigung der Indikatormessung ausgeglichen werden. Hierauf beziehen sich die neben den abgelesenen Temperaturen verzeichneten eingeklammerten Temperaturwerte. Die praktisch ausreichende Richtigkeit der Ergebnisse ist dadurch nicht in Frage gestellt.

Sehr gute Kolbenmaschinen für 10 bis 15 at Anfangsdruck und eine Frischdampf­temperatur von 350° hatten einen Dampfverbrauch von 4 kg und einen Wärmeverbrauch von 3000 kcal/PSi h. Als beste Kolbenmaschine galt bis zur Bekanntgabe der Schmidtschen Versuche eine Wolfsche Verbundlokomobile, über welche Heilmann Z. d. V. D. I. 1911, S. 986 berichtete, die bei 15,5 ata und 465° einen Dampfverbrauch von 3,3 kg und einem Wärmeverbrauch von 2670 kcal/PSi h auswies. Die Wärmeersparnis der Schmidtschen Hochdruckmaschine gegenüber einer guten Kolbenmaschine beträgt also etwa 30 v. H., während sie sich gegenüber dem vorher angeführten günstigsten Wert mit gleicher Frischdampf­temperatur noch immer auf 23 v. H. beläuft. Ähnliche Werte wie H. Franke, hat Verfasser an derselben Maschine unter annähernd gleichen Verhältnissen zu wiederholten Malen gemessen*).

Bei Ausdehnung dieser Versuche auf niedrigere Anfangsdrücke ergab sich die interessante Tatsache, daß der indizierte thermodynamische Wirkungsgrad, das ist das Verhältnis des Dampf­verbrauchs der verlustlosen Maschine mit adiabatischer Expansion zur wirklichen Maschine, in der Hochdruckstufe mit stei-

*) Z. d. V. D. I. 1921, S. 663 u. f.

gendem Anfangsdruck zunimmt und zwar von etwa 87,5 v. H. bei 22,3 ata auf 94 v. H. bei 55 ata**).

Aus jener Zusammenstellung ist auch der Einfluß der Zwischenüberhitzung zu erkennen. Der Wärmeverbrauch beträgt ohne Zwischenüberhitzung 14,2 v. H. Ein Bruchteil davon ist allerdings auf die niedrigere Anfangstemperatur zurückzuführen, jedoch entfällt auf die fehlende Zwischenüberhitzung allein immer noch mindestens ein Anteil von 10 v. H.

Diese Versuche sind noch s. Zt. nach den Schüleschen Tafeln ausgewertet worden. Eine Nachprüfung nach der neuesten J.-S.-Tafel von Stodola ergibt ein wenig abweichende Absolutwerte; das Merkmal, daß der indizierte thermodynamische Wirkungsgrad mit steigendem Anfangsdruck zunimmt, zeigt sich aber auch hier.

Bei den Versuchen an der Schmidtschen vierstufigen Kolbenmaschine ist die gesamte Verbesserung im Wärmeverbrauch nicht auf die Steigerung des Frischdampfdruckes allein zurückzuführen, sondern hierauf haben auch die Zwischenüberhitzung in Verbindung mit der weitgehenden Dampfdehnung bis unter 0,2 ata im Niederdruckzylinder und die hohe Luftleere einen entsprechenden Einfluß ausgeübt. Die erzielte Wärmersparnis ist etwa zur Hälfte auf den höheren Frischdampfdruck und zur Hälfte auf Zwischenüberhitzung und weitgehende Dampfdehnung bei hoher Luftleere zurückzuführen, wobei aber zu berücksichtigen bleibt, daß der hochgespannte gesättigte Frischdampf erst auf einfachste Art die Zwischenüberhitzung ermöglicht.

***) Z. d. V.D.I. 1923, S. 1151.

Wilhelm Schmidt drückte sich oft wie folgt aus: „Der Hochdruckdampf ermöglicht erst die günstige Ausnutzung der Niederdruckarbeit.“ Er traf damit mit wenigen Worten das Wesentliche.

Die vorerwähnten Versuche haben den Beweis erbracht, daß die frühere Anschauung, bei Kolbenmaschinen sei die Expansion im Niederdruckzylinder bei 0,5 bis 0,6 ata Enddruck abubrechen, da die Abkühlungsverluste der großen Zylinderflächen und die Reibungsverluste der großen Kolben zu hoch seien, unrichtig war. Man wird nunmehr bei Kolbenmaschinen mit der Dampfdehnung zweckmäßig auf einen Enddruck von 0,2 bis 0,3 ata gehen, da dies durch die einfache Art der Zwischenüberhitzung ohne großen Aufwand durchgeführt werden kann.

Für Kolbenmaschinen mit Kondensationsbetrieb sind heute die Vorteile des Hochdruckdampfes durch die Schmidtschen Versuche voll bewiesen. Die Wärmeersparnis beträgt gegenüber bisherigen guten Maschinen durch die vorerwähnten Maßnahmen etwa 25 bis 30 v. H.

Auch für Dampfturbinen, die mit hoher Luftleere arbeiten, kann man noch durch den Hochdruckdampf eine sehr beträchtliche Wärmeersparnis erwarten. Es sind auch einige Hochdruckturbinen im Bau, eine ist sogar im Betrieb, aber Versuchsergebnisse sind noch nicht veröffentlicht worden. Immerhin ist wohl zu hoffen, daß die in den letzten Jahren von den Dampfturbinenbauern gemachten Anstrengungen, die in den oberen Druckstufen vorhandene Unterlegenheit der Turbine gegenüber der Kolbenmaschine auszugleichen,

wenigstens für größere Leistungen bald von Erfolg begleitet sein werden.

C. WÄRMEVERBRAUCH BZW. WÄRMEERSPARNIS UND MEHRLEISTUNG BEI KONDENSATIONSBETRIEB

Zur übersichtlichen Beurteilung des Wärmeverbrauchs und der aus einem bestimmten Dampfgewicht erhaltlichen Mehrleistung von Hochdruckdampfkraftanlagen für Kondensationsbetrieb bei steigendem Anfangsdruck, zunehmender Frischdampf-temperatur und 95 v. H. Luftleere im Kondensator, sind diese in Abb. 4 und 5 als Ordinaten über den Anfangsdrücken von 15—100 ata als Abszissen aufgetragen. Bei der Rechnung sind folgende Annahmen zugrunde gelegt:

Die Frischdampf-temperatur ist mit dem Anfangsdruck wachsend angenommen und zwar bei 15 ata mit der heute höchstüblichen Temperatur von 375° beginnend und bei 100 ata auf 475° ansteigend, Linie 1—1 in Abb. 4. Das Wärmegefälle ist in drei Stufen in der Weise unterteilt, daß der Arbeitsdampf vor der Zwischenüberhitzung nicht in Sättigung übergegangen ist. Es sind folgende vier Hauptfälle unterschieden:

- a) mit Zwischenüberhitzung mittels gesättigten Hochdruckfrischdampfes, bis 30 at nur nach der zweiten Stufe, bei höheren Anfangsdrücken nach der ersten und zweiten Stufe. Die Zwischenüberhitzung ist hierbei zu 10° unter der Temperatur des Heizdampfes angenommen;
- b) mit Zwischenüberhitzung mittels Hochdruckheißdampfes nach der ersten Stufe und von 30 ata an auch mittels gesättigten Hochdruckdampfes nach

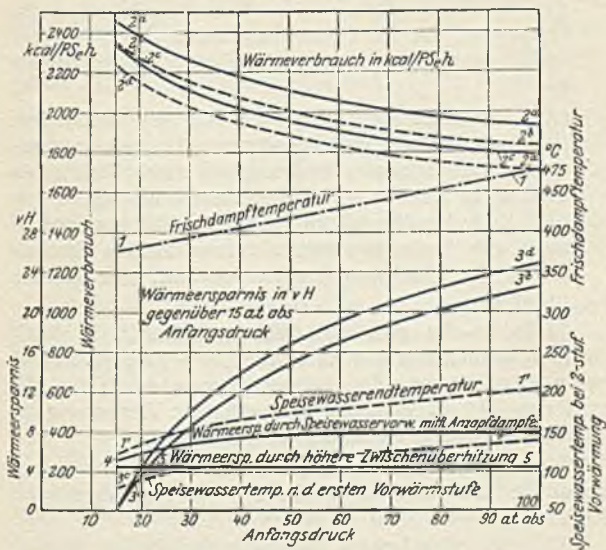


Abb. 1. Wärmeverbrauch und Wärmeersparnis von Hochdruckdampfkräften bei Kondensationsbetrieb und 95 v. H. Luftleere für steigenden Anfangsdruck und zunehmende Überhitzung gegenüber 15 ata Anfangsdruck und gleiche Luftleere

Es sind folgende 4 Fälle unterschieden:

- Zwischenüberhitzung mittels gesättigten Hochdruckdampfes.
- Zwischenüberhitzung mittels Hochdruckbeißdampfes nach der ersten Stufe u. mittels gesättigten Hochdruckdampfes nach der zweiten Stufe.
- Zwischenüberhitzung wie unter a) mit zweistufiger Speisewasservorwärmung.
- Zwischenüberhitzung wie unter b) mit zweistufiger Speisewasservorwärmung.

Die Buchstaben a, b, c, d bei den Zahlen geben an, zu welchem der vier Fälle die Linien gehören.

Linie 1—1 gibt die Frischdampf Temperatur.

Linie 1'—1' gibt die Speisewasserendtemperatur nach 2stufiger Vorwärmung an.

der zweiten Stufe. Die Zwischenüberhitzungstemperatur ist für Überhitzung mittels Heißdampfes zu 75° unter der jeweiligen Frischdampf-temperatur gewählt;

- c) mit Zwischenüberhitzung wie bei a), außerdem noch mit Speisewasservorwärmung mittels Anzapfdampf durch Mischvorwärmer in zwei Stufen bis zu den in Linie 1'—1' angegebenen Werten.
- d) mit Zwischenüberhitzung wie bei b), außerdem noch mit Speisewasservorwärmung mittels Anzapfdampf in Mischvorwärmern in zwei Stufen wie unter c.

Linie 2a—2a gibt den Wärmeverbrauch in kcal/PSeh in dem unter a gekennzeichneten Fall an. Dabei ist in allen Stufen ein thermodynamischer Wirkungsgrad von 80 v. H. und ein mechanischer Wirkungsgrad von 96 v. H. in die Rechnung eingeführt.

Linie 2b—2b stellt den Wärmeverbrauch für b dar, wobei in der dritten Stufe der thermodynamische Wirkungsgrad zu 83 v. H. angesetzt ist.

Linie 2c—2c zeigt den Wärmeverbrauch mit Speisewasservorwärmung nach Fall c, während Linie 2d—2d denjenigen für d angibt.

In den Wärmeverbrauchszahlen ist der Wärmeverbrauch für Zwischenüberhitzung und Speisewasservorwärmung berücksichtigt, wobei vorausgesetzt ist, daß das Kondensat mit der Niederschlagstemperatur von $32,6^{\circ}$ dem Kessel bzw. Vorwärmer zugeführt wird.

Linie 3a—3b gibt die Wärmeersparnis in v. H. durch Druck- und Temperatursteigerung bei Zwischenüberhitzung gegenüber 15 ata Anfangsdruck an (Fälle

a und b), während Linie 3c—3d diejenige für Zwischenüberhitzung (Fälle c und d) ersehen läßt. Bei 100 ata steigt die Wärmeersparnis im Bestfalle auf 24,5 v. H., wobei der Wärmeverbrauch 1700 kcal/PSe h beträgt.

In Abb. 4 sind noch zwei Linien 4—4 und 5—5 eingetragen. Die erstere läßt für sich die Wärmeersparnis durch Speisewasservorwärmung mittels Anzapfdampf erkennen, die bei den hohen Drücken 7 bis 7,75 v. H. ausmacht, wogegen letztere den Einfluß der höheren Zwischenüberhitzung durch Hochdruckheißdampf zeigt, der etwas über 4 v. H. ist.

Die Speisewasservorwärmung durch Anzapfdampf ist an sich nicht neu, sondern sie ist schon vor vielen Jahren vorgeschlagen, auch mitunter schon bei Schiffsmaschinenanlagen verwendet worden. Allerdings hat man hier das Speisewasser nicht höher als auf etwa 130° gebracht; demgemäß war auch die Wärmeersparnis nur wenige Hundertteile. Bei den rechnerischen Untersuchungen ist nur zweistufige Vorwärmung in Aussicht genommen. Die Zahl der Vorwärmstufen läßt sich bei Turbinenanlagen beliebig vermehren und daher auch die Vorwärmung bis auf die Frischdampf-temperatur erhöhen, aber die Einrichtungen werden so verwickelt, daß die noch erhältliche geringe Wärmeersparnis einen solchen Aufwand nicht mehr rechtfertigt.

Die hohe Speisewasservorwärmung durch Anzapfdampf ist nun, wie vorstehende Zahlenangaben beweisen, für den Wärmeverbrauch der Hochdruck-Dampfkraftmaschinen recht günstig. Die durch die Vorwärmung erhältliche prozentuale Wärmeersparnis

wächst nämlich mit zunehmender Anfangsspannung; ihre Anwendung ist daher bei Hochdruckdampf zu empfehlen. Andernfalls fehlt dann aber die Möglichkeit, die Abgase der Dampfkesselfeuerung in Speisewasser-Rauchgasvorwärmern weitgehend abzukühlen, und man muß sich zu diesem Zweck nach einem anderen geeigneten Kühlmittel umsehen. Hierfür ist, wie dies ebenfalls schon seit langen Jahren im Schiffsbetriebe üblich ist, die Verbrennungsluft am besten geeignet. Derartige Lufterhitzer sind billiger als Rauchgasspeisewasservorwärmer, da sie sehr leicht gebaut werden können. Die Höhe der zulässigen Lufttemperatur hängt ganz von dem zur Anwendung kommenden Rost ab. Im Schiffsbetriebe geht man mit der Lufttemperatur beim Planrost nicht über 120° , wodurch eine Abkühlung der Feuergase um annähernd den gleichen Betrag möglich ist. Bei mechanisch bewegten Rosten läßt sich die Luftvorwärmung bis auf etwa 150° steigern, und bei Anwendung der ohne Rost arbeitenden Kohlenstaub- oder Ölfeuerungen kann man vielleicht mit ihr auf 200 bis 250° gehen und damit eine gleiche Rauchgasausnutzung erzielen als mit Speisewasservorwärmern, d. h. also Kesselwirkungsgrade von über 85 v. H. erhalten. In einem solchen Falle wird sich der Vorteil der Speisewasservorwärmung durch Anzapfdampf voll zur Geltung bringen lassen.

Abb. 5 gibt noch eine Zusammenstellung des Verbrauchs an Arbeitsdampf und der aus einem bestimmten Dampfgewicht erhaltlichen Mehrleistung gegenüber 15 ata Anfangsdruck der früher (Abb. 4) angeführten vier Fälle wieder:

6a—6a stellt den Verbrauch an Arbeitsdampf für die verschiedenen Anfangsdrücke bei Zwischenüberhitzung mittels gesättigten Hochdruckdampfes dar;

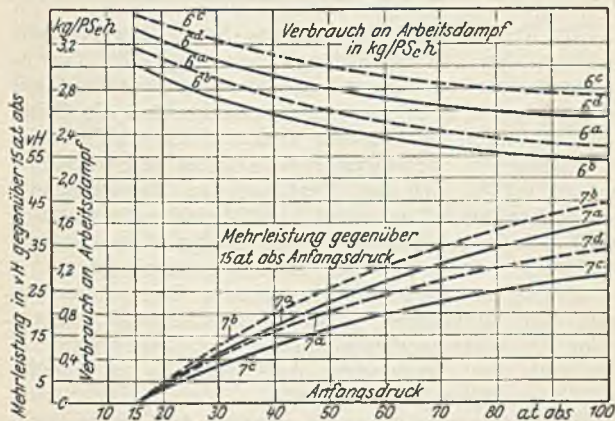


Abb. 5. Dampfverbrauch und Mehrleistung von Hochdruckdampfkraftanlagen bei Kondensationsbetrieb mit 95 v. H. Luftleere für steigenden Anfangsdruck und zunehmende Überhitzung nach Abb. 4 gegenüber 15 ata Anfangsdruck und gleiche Luftleere

6b—6b dagegen denjenigen für Zwischenüberhitzung mittels Hochdruckheißdampfes nach b;

6c—6c denjenigen für Zwischenüberhitzung nach a und mit zweistufiger Speisewasservorwärmung;

6d—6d denjenigen für Zwischenüberhitzung nach b, ebenfalls mit zweistufiger Speisewasservorwärmung.

Der für die Heizung des Zwischenüberhitzers erforderliche gesättigte Hochdruckdampf ist in den dargestellten Zahlen nicht enthalten.

7a—7a bis 7d—7d zeigen die entsprechenden Mehrleistungen aus Hochdruckdampf.

Im Fall b erhält man auf das Arbeitsdampfgewicht bezogen bei 100 ata Anfangsdruck und 475° Frischdampf Temperatur die größte Mehrleistung und zwar 44,8 v. H. Hieraus ist zu ersehen, daß die Mehrleistung wesentlich stärker zunimmt als die Wärmersparnis. Bei Speisewasservorwärmung durch Anzapfdampf erhöht sich der Verbrauch an Betriebsdampf gegenüber den Fällen a und b mit Zwischenüberhitzung und daher wird auch die Mehrleistung kleiner, wenn auch der gesamte Wärmeverbrauch geringer ist.

Die in Abb. 4 und 5 angegebenen Werte beziehen sich auf Neuanlagen. Der Übersichtlichkeit wegen seien die Wärmeverbrauchszahlen und Ersparnisziffern nochmals für verschiedene Anfangsdrücke in Zahlentafel 3 zusammengestellt.

Aus Zahlentafel 3 ist zu ersehen, daß die vielfach noch verbreitete Ansicht, daß etwa 30—35 ata die empfehlenswerteste oberste Grenze für den Anfangsdruck bei reinem Kraftbetrieb darstelle, vom wärmewirtschaftlichen Standpunkt aus nicht richtig ist, denn die Wärmersparnis zwischen 30 und 60 ata beträgt nach obigen Zahlen noch 9 bis 10 v. H., zwischen 30 bis 100 ata etwa 15,0 bis 16,0 v. H. Nutzt man außerdem das obere Druckgefälle in Kolbenmaschinen aus, so lassen sich die Ersparnisziffern noch etwas vergrößern, da der thermodynamische Wirkungsgrad auf

ZAHLENTAFEL 8

Fall	Anfangs- drücke ata	a	b	c	d
Wärmeverbrauch kcal/PSe h . . .	15	2460	2352	2335	2255
Ersparnis in v. H.		—	—	—	—
Wärmeverbrauch kcal/PSe h . . .	30	2255	2155	2106	2032
Ersparnis in v. H.		8,55	8,4	9,9	9,9
Wärmeverbrauch kcal/PSe h . . .	60	2050	1957	1900	1830
Ersparnis in v. H.		16,55	16,8	18,8	18,85
Wärmeverbrauch kcal/PSe h . . .	100	1915	1828	1767	1700
Ersparnis in v. H.		22,1	22,3	24,5	24,6

Grund der Versuche an Schmidtschen Maschinen mit steigendem Anfangsdruck zunimmt und, wie schon früher erwähnt ist, auf indizierte Leistung bezogen, über 90 v. H. beträgt. Aber selbst bei den den Abbildungen 4 und 5 zugrunde liegenden Werten kommt man schon auf Brennstoffverbrauchszahlen, die vor wenigen Jahren niemand in Dampfkraftbetrieben für möglich hielt. Einem Verbrauch an Dampf-
wärme von 1700 kcal/PSe h entspricht bei einem Kesselwirkungsgrad einschließlich Leitungsverlust von 85 v. H. ein Wärmeaufwand, auf Brennstoff bezogen, von 2000 kcal/PSe h. Dieser Wert kommt dem Brennstoff-

verbrauch eines Zweitakt-Dieselmotors sehr nahe und darf z. Z. als obere Grenze des Erreichbaren angesehen werden. Schon jetzt kann man bei Einführung des Hochdruckdampfes im Großbetriebe, wie z. B. bei Elektrizitätswerken mit Kondensation mit einem Brennstoffwärmeverbrauch von 3000 kcal/kWh rechnen, das ergibt einen Verbrauch an Steinkohle von 0,4 kg/kWh, mit einem Heizwert von 7500 kcal/kg.

Die Vorteile des Hochdruckdampfes lassen sich aber nicht nur für Neuanlagen nutzbar machen, sondern man kann auch alte Kraftanlagen verbessern, indem man vor bestehende Maschinenanlagen Hochdruckdampfanlagen vorschaltet. In Abschnitt IX ist näher auf diesen Fall eingegangen. Hier soll nur erwähnt werden, daß die erzielbare Brennstoffersparnis den als Bestwert der Wärmeersparnis in Zahlentafel 3 verzeichneten Betrag von 24,6 v. H. in einer solchen Anlage ganz wesentlich überschreiten kann, da vorhandene Anlagen überhaupt nicht so vorteilhaft arbeiten als eine Anlage für 15 ata Anfangsdruck mit Zwischenüberhitzung und Speisewasservorwärmung, die zum Vergleich herangezogen wurde, die es aber heute noch gar nicht gibt.

Wenn eine heutige Dampfkraftanlage, auf Dampfwärme bezogen, einen Wärmeverbrauch von 2600 kcal/PSe auf Kondensattemperatur bezogen, aufweist, so ist das schon recht günstig. Demgegenüber bedeutet ein Wärmeverbrauch von 1700 kcal/PSe h eine Wärmeersparnis von nahezu 35 v. H.

Die auf das Arbeitsdampfgewicht bezogenen Mehrleistungen können bei Anwendung von Vorschaltmaschinen bis zu 80 v. H. erreichen, wie Verfasser Z. d. V. D. I. 1923, S. 1150 nachgewiesen hat.

Hiernach wird jeder Leser selbst beurteilen können, ob für seine Anlage die Einführung des Hochdruckdampfes lohnt.

D. WÄRMEWIRTSCHAFTLICHE VORTEILE DES HOCHDRUCKDAMPFES BEI AUSPUFF- UND GEGENDRUCK- BZW. ANZAPF-BETRIEB

1. Auspuffmaschinen

Die ursprünglichen Vorurteile gegen eine erhebliche Steigerung der praktisch verwendeten Betriebsspannungen beruhten, wie früher bemerkt, hauptsächlich auf der Auffassung, daß das am leichtesten zu verwertende Arbeitsvermögen des Dampfes zum großen Teil im Niederdruckgebiet liegt und daß daher eine Erhöhung des Anfangsdruckes nur eine geringe Verbesserung des Wärmeverbrauchs erhoffen läßt. Schon bei Auspuffmaschinen hat diese Auffassung vom theoretischen Standpunkt aus keine Berechtigung mehr, denn während das adiabatische Wärmegefälle bei 15 ata und 400° auf 1 ata 146 kcal/kg beträgt, ergibt es sich bei 60 ata zu 194 kcal/kg. Der Dampfverbrauch läßt sich also durch diese Drucksteigerung um etwa 25 v. H. herabmindern, ein Wert, der sich bei Verwendung von Zwischenüberhitzung noch steigern läßt. Tatsächlich haben ja auch schon Serpollet und Stoltz und andere für Fahrzeugantriebsmaschinen mit freiem Auspuff den Versuch ge-

macht, höchste Dampfspannungen zu verwenden, ohne allerdings die technischen Schwierigkeiten überwinden und dem Wettbewerb des aufkommenden Fahrzeugexplosionsmotors standhalten zu können. In neuester Zeit beginnt sich auch auf Grund der günstigen wärmewirtschaftlichen Aussichten im Bau von Dampflokomotiven, Lokomobilen und Dampfplügen Interesse für eine erhebliche Drucksteigerung geltend zu machen, was durchaus berechtigt ist und sicher auch zu einem Erfolg führen wird.

2. Gegendruckmaschinen

Den größten Vorteil bietet der Hochdruckdampf jedoch im Gegendruckbetrieb und zwar ist dieser in einem Druckvolumendiagramm Abb. 6 am besten zu erkennen. Die Kurve V für 60 ata Anfangsdruck und 400° Frischdampf Temperatur ist als Adiabate gezeichnet, und die darunter liegende Fläche F stellt in bekannter Weise das Arbeitsvermögen für 1 kg Dampf dar. Bei Gegendruckbetrieb, in vorliegendem Falle z. B. für 6 ata Gegendruck, kommt nun der untere sehr große Flächenteil f_1 für die Arbeitsleistung nicht mehr in Frage. Bei üblichem Anfangsdruck von 15 ata ist also als Arbeitsfläche nur noch f_2 (nach rechts schraffiert) wirksam. Der übrig bleibende Flächenteil f_2 ist im Verhältnis zu der in Fortfall kommenden Fläche f_1 verhältnismäßig klein. Eine Gegendruckmaschine für die jetzt üblichen Anfangsspannungen kann also nur einen kleinen Teil des Arbeitsvermögens des Dampfes nutzbar machen. Je höher der Gegendruck wird, um so kleiner wird f_2 . Daher bringt bei Gegendruckbetrieb schon eine verhält-

nismäßig geringe Druckerhöhung einen entsprechenden Arbeitsgewinn und man muß sich wundern, daß bisher selbst von einer geringen Drucksteigerung nur sehr wenig Gebrauch gemacht worden ist. Für 60 ata

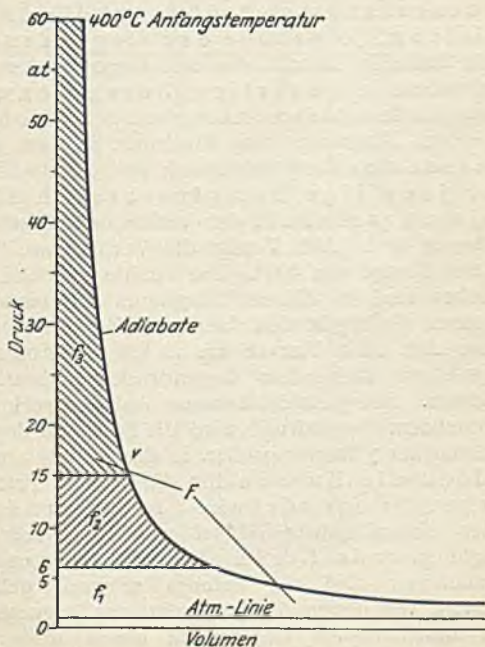


Abb. 6. Einfluß des hohen Gegendruckes im Druck-Volumendiagramm dargestellt

Anfangsdruck wird jedoch die (nach links schräg schraffierte) Fläche f_3 im Verhältnis zu f_2 recht groß und der Arbeitsgewinn bedeutend; er wächst auch noch bei höherem Anfangsdruck beachtlich, so daß allgemein gilt: der Einfluß hohen Anfangsdruckes ist um so größer auf die Arbeitsleistung, je größer der Gegendruck ist. Sehr auffällig kommt das bei Gegendruckmaschinen vorhandene eigenartige Zusammenwirken von Anfangsspannung und Gegendruck in einem Diagramm zum Ausdruck, in dem als Abszissen der Gegendruck und als Ordinaten der jeweilige Dampfverbrauch für die Leistungseinheit der verlustlosen Maschine aufgetragen sind. Abb. 7 zeigt die Verhältnisse für überhitzten Dampf von 400° . Die Punkte gleichen Anfangsdruckes sind in diesem Diagramm miteinander verbunden. Es ergibt sich dann eine Kurvenschar besonderer Art. Die Kurven bis zu 25 ata Anfangsdruck zeigen mit steigendem Gegendruck ein starkes Anwachsen. Bei gleichbleibendem Anfangsdruck und zunehmendem Gegendruck wird die Zunahme des Dampfverbrauches y immer größer. In der Nähe von 30 ata bilden die Kurven für die in der Praxis üblichen Gegendrücke annähernd eine unter einem spitzen Winkel zur Abszissenachse geneigte gerade Linie. Bei noch höheren Dampfspannungen sind sie anfangs schwach gekrümmte Kurven, von denen die Tangenten des Neigungswinkels mit zunehmendem Gegendruck etwas abnehmen. y bleibt also gleich groß oder nimmt sogar ab. Hieraus folgt also: für niedrigere Anfangsdrücke

nimmt bei hohem Gegendruck der Dampfverbrauch für die Leistungseinheit sehr große Werte an, wodurch die Ausnutzung des Dampfes zur Arbeitsleistung vor

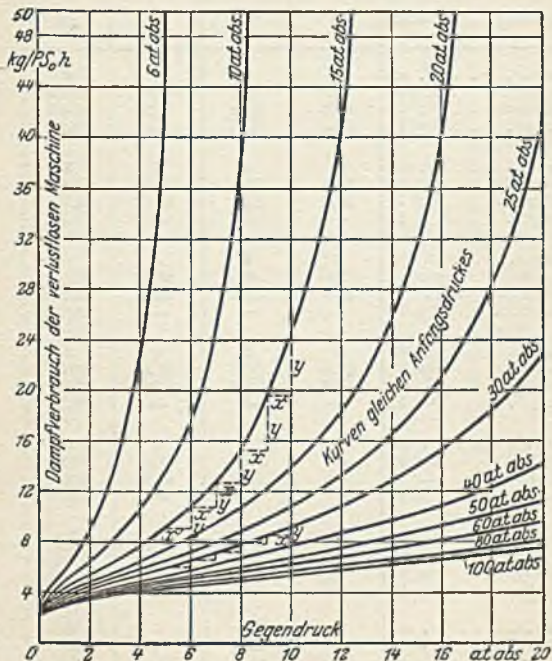


Abb. 7. Zunahme des Dampfverbrauches für verschiedene Anfangsdrücke und steigenden Gegendruck für überhitzten Dampf von 400

ZAHLEN
FÜR ÜBERHITZTEN
ADIABATISCHE WÄRMEGEFÄLLE UND DAMPFVERBRAUCHS-
ANFANGS- UND GEGENDRÜCKE UND MEHR-

Anfangsdruck. ata	6	10	15	20	25
Gegendruck ata	2	2	2	2	2
Adiab. Gefälle kcal/kg	70	97,5	115	127,5	136,5
Dampfverbrauch kg	9,03	6,48	5,5	4,96	4,63
Mehrleistung v. H.	—	—	—	11	18,6
Gegendruck ata	3	3	3	3	3
Adiab. Gefälle kcal/kg	46,5	76,5	96,5	110	119,5
Dampfverbrauch kg	19,6	8,27	6,55	5,74	5,28
Mehrleistung v. H.	—	—	—	14	24
Gegendruck ata	4	4	4	4	4
Adiab. Gefälle kcal/kg	28	60	81,5	96,5	106,5
Dampfverbrauch kg	22,6	10,52	7,75	6,55	5,93
Mehrleistung v. H.	—	—	—	18,2	30,5
Gegendruck ata	5	5	5	5	5
Adiab. Gefälle kcal/kg	12,5	46,5	68,5	84	95
Dampfverbrauch kg	19,6	13,58	9,23	7,53	6,65
Mehrleistung v. H.	—	—	—	22,5	39
Gegendruck ata	6	6	6	6	6
Adiab. Gefälle kcal/kg	—	35,5	58,5	75	86
Dampfverbrauch kg	—	17,8	10,8	8,43	7,35
Mehrleistung v. H.	—	—	—	28	47
Gegendruck ata	7	7	7	7	7
Adiab. Gefälle kcal/kg	—	25,3	49,5	66,5	79
Dampfverbrauch kg	—	25	12,75	9,5	8
Mehrleistung v. H.	—	—	—	34	59
Gegendruck ata	8	8	8	8	8
Adiab. Gefälle kcal/kg	—	16,5	41	69	71,5
Dampfverbrauch kg	—	38,3	15,4	10,7	8,85
Mehrleistung v. H.	—	—	—	44	74

TAFEL 4

DAMPF VON 400°

ZAHLEN DER VERLUSTLOSEN MASCHINE FÜR VERSCHIEDENE
LEISTUNGEN GEGENÜBER 15 ATA ANFANGSDRUCK

	30	40	50	60	70	80	90	100
Gegendruck ata	2	2	2	2	2	2	2	2
Adiab. Gefälle kcal/kg	144	154	161,5	166	170,5	174,5	177	178,5
Dampfverbrauch kg	4,98	4,12	3,92	3,81	3,71	3,63	3,57	3,55
Mehrleistung v. H.	25,5	93,5	40,2	44,2	48,2	51,5	54	55
Gegendruck ata	3	3	3	3	3	3	3	3
Adiab. Gefälle kcal/kg	127	137,5	145,5	150,5	155,5	160	162,5	164
Dampfverbrauch kg	4,98	4,6	4,35	4,2	4,07	3,95	3,89	3,85
Mehrleistung v. H.	31,2	42,2	50,5	56	61	66	68,2	70
Gegendruck ata	4	4	4	4	4	4	4	4
Adiab. Gefälle kcal/kg	114,5	125,5	134	139,5	144,5	148,5	151	153
Dampfverbrauch kg	5,52	5,03	4,72	4,53	4,37	4,26	4,18	4,13
Mehrleistung v. H.	40,5	54	64	71	77	82	85	87
Gegendruck ata	5	5	5	5	5	5	5	5
Adiab. Gefälle kcal/kg	103,5	115,5	124	130	135,5	140	142	144,5
Dampfverbrauch kg	6,11	5,47	5,1	4,87	4,67	4,52	4,46	4,37
Mehrleistung v. H.	51	69	81	90	98	104	107	111
Gegendruck ata	6	6	6	6	6	6	6	6
Adiab. Gefälle kcal/kg	95	107,5	116,5	122,5	128	132	135	137,5
Dampfverbrauch kg	6,67	5,88	5,42	5,17	4,94	4,78	4,68	4,6
Mehrleistung v. H.	62	83,5	100	109	119	126	130	135
Gegendruck ata	7	7	7	7	7	7	7	7
Adiab. Gefälle kcal/kg	87,5	99,5	109	115,5	121	126	129	131,5
Dampfverbrauch kg	7,23	6,37	5,8	5,48	5,22	5,02	4,9	4,81
Mehrleistung v. H.	76	100	120	132	144	154	160	165
Gegendruck ata	8	8	8	8	8	8	8	8
Adiab. Gefälle kcal/kg	80,5	93	103	109,5	115,5	120	123,5	126
Dampfverbrauch kg	7,84	6,8	6,14	5,78	5,47	5,27	5,12	5,02
Mehrleistung v. H.	96	126	151	166	182	192	201	207

ZAHLENTAFEL 4 (FORTSETZUNG)

Anfangsdruck ata	6	10	15	20	25
Gegendruck ata	9	9	9	9	9
Adiab. Gefälle kcal/kg	—	8,3	33,5	51,5	64,5
Dampfverbrauch kg	—	76,2	18,85	12,25	9,82
Mehrleistung v. H.	—	—	—	54	92
Gegendruck ata	10	10	10	10	10
Adiab. Gefälle kcal/kg	—	—	25,5	45	58,5
Dampfverbrauch kg	—	—	24,8	14	10,82
Mehrleistung v. H.	—	—	—	77	122
Gegendruck ata	12	12	12	12	12
Adiab. Gefälle kcal/kg	—	—	15,5	34,5	48
Dampfverbrauch kg	—	—	40,7	18,3	13,2
Mehrleistung v. H.	—	—	—	122	208
Gegendruck ata	14	14	14	14	14
Adiab. Gefälle kcal/kg	—	—	4,5	24,5	38,5
Dampfverbrauch kg	—	—	14,0	25,8	16,41
Mehrleistung v. H.	—	—	—	442	742
Gegendruck ata	16	16	16	16	16
Adiab. Gefälle kcal/kg	—	—	—	15,5	29,5
Dampfverbrauch kg	—	—	—	40,8	21,4
Mehrleistung v. H.	—	—	—	—	90,5
Gegendruck ata	18	18	18	18	18
Adiab. Gefälle kcal/kg	—	—	—	8	22,5
Dampfverbrauch kg	—	—	—	79,1	28,1
Mehrleistung v. H.	—	—	—	—	181,3
Gegendruck ata	20	20	20	20	20
Adiab. Gefälle kcal/kg	—	—	—	—	15
Dampfverbrauch kg	—	—	—	—	42
Mehrleistung v. H.	—	—	—	—	—

ZAHLENTAFEL 4 (FORTSETZUNG)

30	40	50	60	70	80	90	100
9	9	9	9	9	9	9	9
74,5	87,5	97,5	104	110	115	118,5	121
8,48	7,33	6,61	6,08	5,75	5,48	5,33	5,22
99	157	185	210	228	234	254	262
10	10	10	10	10	10	10	10
10	10	10	10	10	10	10	10
58,5	68,5	82	92,5	99,5	105,5	114	116,5
9,23	7,72	6,84	6,35	5,98	5,72	5,64	5,42
169	222	263	291	314	335	348	359
12	12	12	12	12	12	12	12
12	12	12	12	12	12	12	12
58,5	73,5	84	91	97	102,5	106	108,5
10,82	8,62	7,53	6,95	6,52	6,17	5,97	5,82
275	372	440	485	524	560	582	600
14	14	14	14	14	14	14	14
14	14	14	14	14	14	14	14
38,5	49	64,5	76	84	90	95,5	99
12,9	9,81	8,32	7,53	7,03	6,62	6,38	6,2
985	1390	1582	1758	1890	2020	2100	2160
16	16	16	16	16	16	16	16
16	16	16	16	16	16	16	16
29,5	41	56,5	68,5	76,5	—	88,5	—
15,42	11,2	9,23	8,27	—	7,15	—	6,77
165	265	342	395	—	471	—	503*
18	18	18	18	18	18	18	18
18	18	18	18	18	18	18	18
34	50,5	62,5	71	—	83	—	88
18,6	12,5	10,1	8,91	—	7,62	—	7,18
325	530	682	788	—	940	—	1000*
20	20	20	20	20	20	20	20
20	20	20	20	20	20	20	20
27,5	44,5	56,5	65,5	—	78,5	—	83,5
23	14,2	11,2	9,65	—	8,05	—	7,58
83	196	276	336	—	423	—	457**

*) Mehrleistung gegenüber 20 ata Gegendruck.

**) Mehrleistung gegenüber 25 ata Gegendruck.

seiner Verwendung als Heizdampf nicht mehr lohnt. Bei Dampfspannungen über 30 ata ist dagegen die Zunahme des Dampfverbrauchs für Gegendrücke bis 10 und mehr ata mit steigendem Gegen- druck nur klein und unveränderlich oder sogar abnehmend, so daß die aus einem bestimmten Heizdampfgewicht erzielbare Leistung nur wenig abnimmt.

Um dem Leser eine schnelle überschlägliche Fest- stellung der aus einem bestimmten Heizdampfgewicht zu erhaltenden Leistung zu ermöglichen, sind in Zahlen- tafel 4 für verschiedene Anfangs- und Ge- gendrücke die Dampfverbrauchszahlen bei auf 400° überhitzten Frischdampf für die verlustlose Maschine tabellarisch zusammengestellt. Bei dieser Gelegenheit möge gleich darauf hingewiesen werden, daß die Verwendung einer Frischdampf- temperatur von 400° bei niederen Betriebsdrücken im Gegen- druckbetrieb gewisse betriebliche Nachteile besitzt. Der Abdampf ist nämlich in einem solchen Fall noch verhältnismäßig hoch überhitzt. Bekanntlich läßt sich aber das Schmieröl nur sehr schwer aus überhitztem Abdampf von Kolbenmaschinen ausscheiden, so daß die Heizflächen in der Wärmeverwertungsanlage bei ölhaltigem Abdampf oft verschmutzen und dann in ihrer Wirkung nachlassen. Auch ist die Heiz- wirkung des in die Wärmeverwertungsanlage eintre- tenden überhitzten Heizdampfes schlechter als die von gesättigtem Abdampf. Für hochgespannten Frischdampf ist dagegen der Abdampf selbst bei praktisch höchst zulässiger Anfangstemperatur infolge des größeren Ex-

pansionsverhältnisses nur noch schwach überhitzt oder bereits gesättigt, so daß die vorerwähnten Nachteile kaum noch vorhanden sind. Es läßt sich natürlich auch bei niedrigen Anfangsdrücken am Ausgang der Maschine trocken gesättigter oder schwach überhitzter Dampf erhalten, wenn die Frischdampf­temperatur niedriger gewählt wird, aber das geht nur auf Kosten der erhältlichen Leistung.

In der Zahlentafel 5 sind noch an einigen Beispielen für 2, 6 und 12 ata Gegendruck und 15, 30, 60 und 100 ata Anfangsdruck die erreichbaren Vorteile besonders hervorgehoben.

ZAHLENTAFEL 5

THEORETISCH ERHÄLTLICHE LEISTUNG IN P_{So} AUS
1000 kg/h DAMPF FÜR 400° ANFANGSTEMPERATUR

Gegendruck		2	6	12
Anfangsdruck	15 ata	182	92,8	24,6
"	30 „	228	150	92,5
"	60 „	263	193,5	144
"	100 „	282	217,5	172

Die Zahlen geben bei diesen Anfangsspannungen die bei überhitztem Dampf von 400° aus 1000 kg/h Dampf erhältliche theoretische Leistung in P_{So} an. Bei 2 ata Gegendruck und 15 ata Anfangsdruck ist z. B. die Leistung 182 P_{So}, bei 60 ata bereits 263 P_{So}, also um 44 v. H. größer. Für 6 und 12 ata Gegendruck wird der Unterschied noch augenfälliger. Während bei 15 ata Anfangsdruck und 12 ata Gegendruck die

Leistung nur noch 24,6 PSo beträgt, eine derart betriebene Maschine also nicht viel mehr als eine tote Eisenmasse darstellt, beläuft sich diese bei 60 ata Anfangsdruck noch auf 144 PSo und bei 100 ata sogar auf 172 PSo. Die Leistung nimmt also selbst bei dieser außergewöhnlichen Steigerung des Gegendruckes von 2 auf 12 ata bei 100 ata Anfangsdruck nur von 282 auf 172 PSo ab.

Aus diesem Beispiel ist die große Bedeutung hochgespannten Dampfes im Gegendruckbetrieb ersichtlich, besonders, wenn man sich immer vergegenwärtigt, daß nur ein Wärmeverbrauch von etwa 700 kcal/PSe h an Dampfwärme einschließlich aller Ausstrahlungs- und mechanischen Verluste erforderlich wird, der auf andere Weise auch nicht annähernd so niedrig gehalten werden kann. Voraussetzung ist allerdings dabei, daß die Abwärme zum Heizen, Eindampfen, Trocknen oder dergleichen verwendet wird.

3. Anzapfmaschine

Im vorhergehenden sind die theoretischen Grundlagen eingehend erörtert worden. Nunmehr soll noch in Abb. 8 und 9 eine einfache übersichtliche Darstellung gegeben werden, in welcher Weise sich bei einer Anzapfmaschine, die in ihrem Hochdruckteil mit dem für Heizzwecke verwendeten Dampf nach neuerer Anschauung als Gegendruckmaschine aufgefaßt werden kann, die Verteilung der einzelnen Wärmebeträge regelt und welche Betriebsdrücke sich für den gerade vorliegenden Zweck am besten eignen. Es sind den Untersuchungen zwei Gegendrücke von 3 und 6 ata zu-

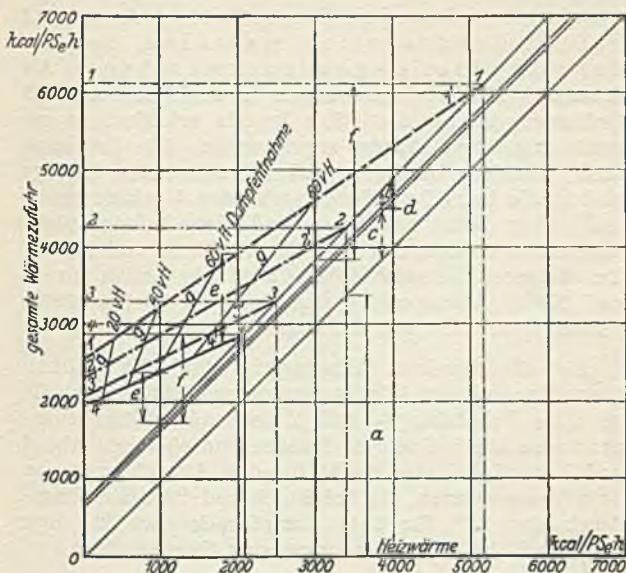


Abb. 8. Heizdruck 3 ata. Wärmeverbrauch und Heizwärme kcal/PS_e h für Hochdruck-, Gegendruck- und Entnahmemaschinen

1—1 Gegendruckmaschine für 15 ata	3—3 Gegendruckmaschine für 60 ata
1'—1' Entnahmemaschine „ 15 „	3'—3' Entnahmemaschine „ 60 „
2—2 Gegendruckmaschine „ 30 „	4—4 Gegendruckmaschine „ 100 „
2'—2' Entnahmemaschine „ 30 „	4'—4' Entnahmemaschine „ 100 „

Die Temperatur des Heizdampfes liegt für die Maschine von 30, 60 und 100 ata etwa 18° über der zugehörigen Sättigungstemperatur, bei 15 ata dagegen 78° darüber

a = Heizwärme
 b = Wärmeverlust des Kondensates
 c = Nutzleistung
 d = mechanischer und Strahlungsverlust
 e = Verlust im Kondensator (bei Entnahmemaschinen) bzw.

f = durch Abwärme, wenn diese nicht für Heizzwecke voll verwendet wird (bei Gegendruckmaschinen)
 g = Linien gleicher Dampfenahme

grunde gelegt. Der eine Grenzfall ist der einer reinen Kondensationsmaschine, der andere der einer Gegendruckmaschine. Als Abszissen sind die Heizwärmern in kcal/PSeh und als Ordinaten die für die PSeh jeweils erforderliche gesamte zugeführte Wärme angenommen. Die Ordinaten sind außerdem in die in Arbeit umgesetzten Beträge und in die beim Betriebe entstehenden Verluste unterteilt. Für jeden Heizdruck sind vier Anfangsdrücke untersucht worden, und zwar für 15, 30, 60 und 100 ata. Zur besseren Übersichtlichkeit sind die Linien für 15 und 60 ata Anfangsdruck punktiert, für 30 ata strichpunktiert und für 100 ata ausgezogen gezeichnet.

Für die einzelnen Arbeitsstufen sind die gleichen thermodynamischen Wirkungsgrade sowie möglichst die gleichen Frischdampf- und Zwischenüberhitzungstemperaturen wie bei reinem Kondensationsbetrieb, Abb. 4 und 5 gewählt. Das ergibt für den Anzapfdampf von 3 ata Temperaturen, die bei 30, 60 und 100 ata Anfangsdruck etwa 18° , für 6 ata Anzapfdruck etwa 52° über der jeweiligen Sättigungstemperatur liegen.

In den Rechnungen ist weiter vorausgesetzt, daß das Kondensat mit 80 v. H. der Niederschlagstemperatur dem Kessel wieder zugeführt wird. Wenn der Heizdruck und die für die PSeh verlangte Heizwärme bekannt sind, so kann aus diesen Darstellungen ohne weiteres abgelesen werden, welche Maschinen für den vorliegenden Fall den geringsten gesamten Wärmehaufwand besitzen. Aus den Abb. 8 und 9 erkennt man, daß die erhältliche Heizwärme für 1 PSeh um so größer ist, je mehr Gesamtwärme die Maschine zu

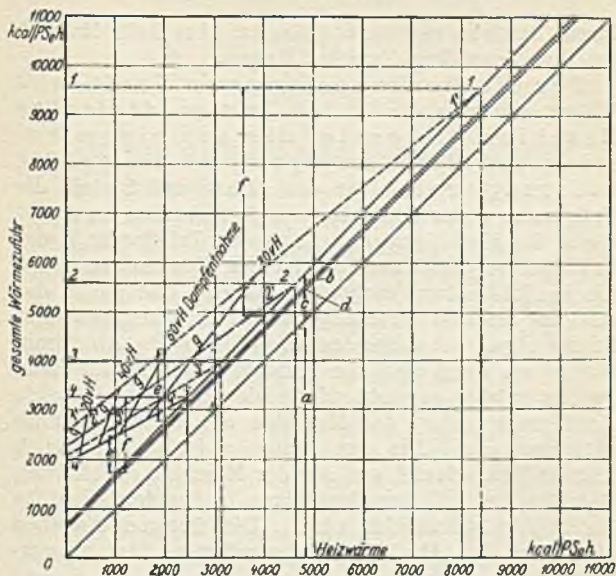


Abb. 9. Heizdruck 6 ata. Wärmeverbrauch und Heizwärme kcal/PS·h für Hochdruck-, Gegendruck- und Entnahmemaschinen

1—1 Gegendruckmaschine für 15 ata	3—3 Gegendruckmaschine für 60 ata
1'—1' Entnahmemaschine „ 15 „	3'—3' Entnahmemaschine „ 60 „
2—2 Gegendruckmaschine „ 30 „	4—4 Gegendruckmaschine „ 100 „
2'—2' Entnahmemaschine „ 30 „	4'—4' Entnahmemaschine „ 100 „

Die Temperatur des Heizdampfes liegt für die Maschine von 30, 60 und 100 ata etwa 52° über der zugehörigen Sättigungstemperatur, bei 15 ata dagegen 112° darüber

a = Heizwärme
 b = Wärmeverlust des Kondensates
 c = Nutzleistung
 d = mechanischer und Strahlungsverlust
 e = Verlust im Kondensator (bei Entnahmemaschinen) bzw.

f = durch Abwärme, wenn diese nicht für Heizzwecke voll verwendet wird (bei Gegendruckmaschinen)
 g = Linien gleicher Dampfenntnahme

ihrem Betriebe erfordert. Dies ist aber kein Maßstab für ihre besondere Zweckmäßigkeit.

Für die Verkuppelung von Kraft- und Wärmewirtschaft ist immer diejenige Maschine die beste, die aus einem bestimmten Heizdampfgewicht die größte Leistung ergibt. In den Abb. 8 und 9 stellt die Teilstrecke a der Ordinate, wie die Abszisse an dieser Stelle die Heizwärme dar. Aus der Teilstrecke b der Ordinate ist der Wärmeverlust des Kondensats, aus c die in Nutzleistung umgesetzte Wärme und aus d der mechanische und Strahlungsverlust zu erkennen. Der Betrag f gibt bei Gegendruckmaschinen den Abwärmeverlust an, wenn nicht die gesamte Abwärme für Heizzwecke nutzbar gemacht wird. Die Strecke e stellt den Kondensatorverlust der Maschine mit Zwischendampfentnahme dar. Aus den Linien g ist überschläglich festzustellen, wieviel von der der Maschine zugeführten Dampfmenge bei Dampfentnahme in Hundertteilen für Heizzwecke verwendet wird. Die übrigen Angaben sind dem den Abbildungen beigefügten Text zu entnehmen.

Da die Forschungen und Versuche von Wilhelm Schmidt und seinen Mitarbeitern auf dem Gebiete der Kolbenmaschine und die des Direktors Lösel und der Ersten Brünner Maschinenfabrik für Dampfturbinen darauf gerichtet sind, die Dampfausnutzung im Hochdruckgebiet so günstig wie möglich zu gestalten, d. h. also gleich hohe thermodynamische Wirkungsgrade in den oberen Stufen beider Arten von Hochdruckmaschinen zu erzielen, so können diese Abbildungen für beide Dampfkraftmaschinenarten als gültig angesehen werden.



III. HOCHDRUCKDAMPFERZEUGUNG

A. ALLGEMEINES UND GESCHICHTLICHES

Eine der wichtigsten Fragen, von der die schnelle Einführung höchster Dampfspannungen abhängt, ist die Hochdruckdampferzeugung. In diesem Abschnitt soll nun gezeigt werden, in welcher Weise man diese Aufgabe bisher gelöst hat und welche Anforderungen an einen Hochdruckdampferzeuger gestellt werden müssen, wenn Fehlschläge vermieden werden sollen.

Wie schon in der Einleitung bemerkt wurde, ist die Erzeugung sehr hochgespannten Dampfes bereits vor nahezu 100 Jahren erstmalig versucht worden. Einer der ersten Konstrukteure von Hochdruckkesseln verwendete bereits den auch heute noch von vielen Erfindern als ideale Lösung angesehenen Schlangenrohrkessel. Der Grundgedanke war auch schon zu damaliger Zeit richtig erfaßt, indem man sich klar war, daß Kessel für höchste Betriebsdrücke nur geringen Wasserinhalt und kleine oder gar keine Sammelbehälter haben dürfen, um explosionssicher zu sein. Auch Wilhelm Schmidt begann seine ersten Versuche im Jahre 1885 auf diese Weise. Des historischen Interesses wegen möge der bei diesen Versuchen zur Verwendung kommende Dampferzeuger kurz beschrieben werden. Er war für Braunkohlenfeuerung eingerichtet und bestand aus einer fortlaufenden Rohrschlange, deren einzelne übereinander angeordnete

Lagen spiralförmig gewickelt waren, in die nur so viel Speisewasser eingeführt, als Dampf verbraucht wurde. Die oberen Rohrlagen dienten als Vorwärmer. Das Speisewasser wurde zuerst in der Rohrspirale im Gegenstrom zu den Rauchgasen geführt. In einer Zone, in welcher die Vorwärmung des Speisewassers auf Verdampfungstemperatur erwartet wurde, wurde die Wasserführung in die unterste Rohrlage übergeleitet, und die übrigen Schlangenwindungen dienten dann zur Dampferzeugung und zur Dampfüberhitzung. In den dem Feuer zunächst liegenden Schlangenwindungen bewegten sich also Dampf und Feuergase im Gleichstrom. Der Betriebsdruck dieses Kessels betrug gewöhnlich 60 atü; er ließ sich aber ohne Anstand noch wesentlich erhöhen. Die damaligen Versuche Schmidts*) scheiterten zwar nicht am Kessel allein, sondern wohl an der ganzen Art der Ausnutzung des Dampfes, aber schon zu jener Zeit zeigte sich als Hauptnachteil des Kessels, daß es nicht gelang, mit ihm dauernd trockenen bzw. überhitzten Dampf zu erzeugen. Die Verdampfung vollzog sich nicht gleichmäßig, sondern stoßweise. Das eingeführte, vorgewärmte Speisewasser ging nicht sofort in Dampf über, sondern ein Teil sammelte sich in den unteren Rohrwindungen, bis sich eine genügend große Dampfblase bildete, die das vorgelagerte Wasser in den Überhitzerteil mit sich riß, dann aber an den heißen Überhitzerheizflächen plötzlich verdampfte und dadurch starke Drucksteigerungen hervorrief. Der Vorgang äußerte sich in einem perio-

*) Z. d. V.D.I., Bd. 67, 1923, S. 1148 und Hochdruckheft des V.D.I., 1924, S. 80.

dischen, sprunghaften Ansteigen des Druckes und in einem gleichzeitigen Abfall der Überhitzungstemperatur. Ein weiterer Nachteil dieses und jedes Schlangrohrverdampfers ist, daß das Innere der Rohre selbst bei bestem Kesselspeisewasser mit der Zeit durch Kesselstein verschmutzt, aber nicht gereinigt werden kann.

B. NACH BEKANNTEN VORBILDERN ENTWORFENE HOCHDRUCKKESSEL, WIE STEILROHR- UND SEKTIONALKESSEL

1. Schmidtscher Versuchskessel

Als Wilhelm Schmidt in den Jahren 1907 bis 1910 seine Studien zur Einführung höchster Dampfspannungen wieder aufnahm, entschloß er sich, um die früher beobachteten Schwierigkeiten der Rohrschlangenverdampfer vorerst auszuschalten, die Erzeugung hochgespannten Dampfes mit Hilfe eines nach bekannten Grundsätzen arbeitenden Kessels zu versuchen. Zu diesem Zweck wurde in den Jahren 1910/11 der in dem einleitend erwähnten Vortrag des Verfassers*) erstmalig bekanntgegebene Steilrohrkessel für 60 atü Betriebsdruck und 450° Frischdampf Temperatur gebaut. (Abb. 10—12.) Der Kessel erhielt enge Wasserrohre von 28/36 mm Durchmesser. Die Trommeln wurden aus nahtlos gezogenen Rohren mit angeschweißten Böden hergestellt. In den Böden sind Mannlöcher angeordnet, deren Deckel unter Zwischenlage von Klingerit gedichtet wurden. Der

*) Z. d. V.D.I. 1921, S. 663.

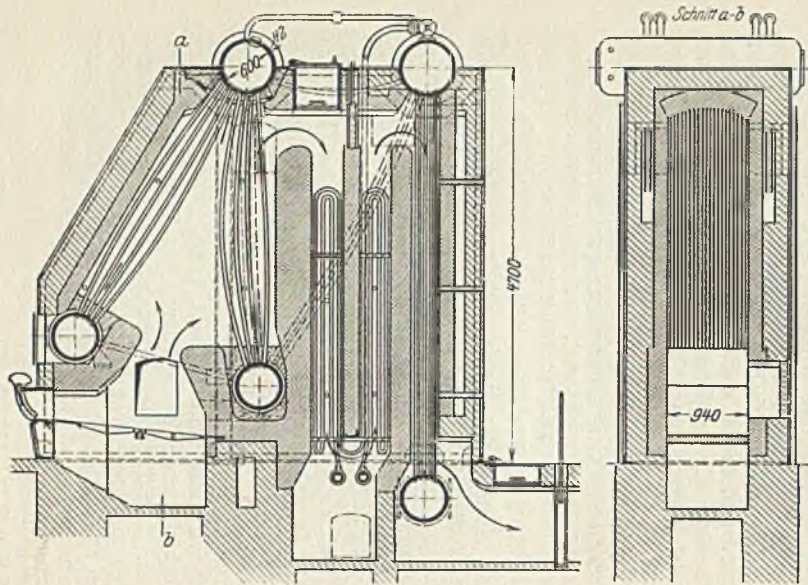


Abb. 10 und 11. Engrohriger Hochdruck-Steilrohrkessel für 60 at
 Bauart Will. Schmidt vom Jahre 1911
 Rostfläche 1,44 m², ges. Heizfläche 72 m²

Aufbau des Kessels ist aus den Abbildungen zu ersehen. Für den Wasserumlauf sind im Mauerwerk liegende Fallrohre vorgesehen. Schon beim Entwurf dieses Kessels ergab sich aus den angestellten Erwägungen, daß die hohe Kesselwassertemperatur eine Verschiebung der in den einzelnen Kesselteilen zu übertragenden Wärmemengen verursacht, und daraus folgte die Erkenntnis, daß erstens an Kesselheizflächen die Feuergase nicht tief genug abgekühlt werden konnten, zweitens, daß für eine gute Verdampfungsleistung eine hohe Vorwärmung des Speisewassers notwendig ist, drittens, daß die Temperatur der Feuergase infolge der großen, an den Überhitzer abzugebenden Wärmemengen weitere Verdampferheizfläche hinter dem Überhitzer nicht mehr rechtfertigt. Der Kessel wurde daher in Verdampfer, Überhitzer und Vorwärmer gegliedert. Er besaß damit schon alle Hauptmerkmale, die auf der Hochdrucktagung des V.D.I. im Januar 1924 als besonders beachtenswert für den Bau zweckmäßiger Hochdruckkessel angegeben wurden. Der Kessel hat auch von vornherein, abgesehen von anfänglichen Anständen, die sich an den Wasserständen und an dem Vorwärmerteil zeigten, gut gearbeitet. Bei 26 m^2 Verdampfungsheizfläche lieferte der Kessel nach Vergrößerung der ursprünglich 1 m^2 großen Rostfläche auf 1.44 m^2 1340 kg/h Dampf. Auf den Verdampferteil entfiel also eine Dampferzeugung von etwa $52 \text{ kg/m}^2 \text{ h}$.

Auch der Überhitzer dieses Kessels bewährte sich sehr gut. Mit diesem wurden lange Zeit Dampftemperaturen von 450 bis 490° eingehalten, ohne daß sich schädliche Einflüsse auf den Überhitzerbaustoff bemerkbar machten. Dieses Verhalten ist auf folgende günstige Umstände zurückzuführen:

1. ist die Wärmeabnahme des hochgespannten Dampfes von dem Überhitzerrohr erheblich günstiger als bei üblichem Druck, so daß die Wandtemperatur der Rohre nur wenige Grad höher ist als die Dampftemperatur. Auf dieser Erkenntnis fußt die Tatsache, daß bei hochgespanntem Dampf die Erzeugung von höchsten Frischdampftemperaturen ohne Gefahr möglich ist;

2. ist der Überhitzer in einer Feuergaszone angeordnet, in der selbst am Eintritt in den Überhitzer eine verhältnismäßig niedrige Gastemperatur von etwa 600° herrscht. Das erfordert zwar eine höhere Gasgeschwindigkeit und eine bessere Heizgasführung als sonst, wenn man nicht verhältnismäßig große Heizflächen verwenden will. Dieser Forderung läßt sich aber auch leicht genügen;

3. ist der Überhitzer beim Anheizen und Abstellen des Kessels durch einen abstellbaren Umföhrungskanal ausschaltbar, durch welchen auch eine bequeme Regelung der Überhitzung im Betriebe stattfinden kann.

Nach den beim Versuchskessel der Schmidtschen Heißdampfgesellschaft gemachten Erfahrungen kann selbst für Überhitzer für höchste Dampftemperaturen gewöhnliches Siemens-Martin-Fluß Eisen verwendet werden.

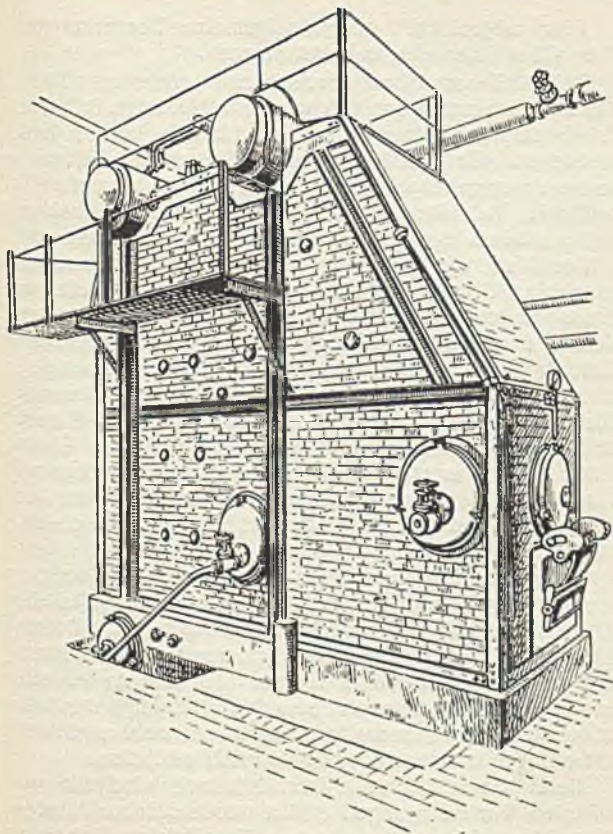


Abb. 12. Schmidtscher Hochdruck-Steilrohrkessel
(siehe Abb. 10 und 11)

Hier mögen kurz einige allgemeine Bemerkungen über Überhitzer eingeschaltet werden.

Bei üblichem Dampfdruck und höchster Überhitzungstemperatur hat sich wiederholt gezeigt, daß der Frischdampfüberhitzer in verhältnismäßig kurzer Zeit verbrennt. Er genügt dann sicher nicht den vorstehend angegebenen Bedingungen, und er kommt zeitweilig im Betrieb oder zum mindesten beim Anheizen und Abstellen des Kessels durch Wärmestrahlung der heißen Mauerwerksflächen zum Glühen. Glüherscheinungen an Überhitzern sind auch schon oft in größeren Kesselanlagen beobachtet worden, bei welchen einzelne Kessel durch Überspeisung zeitweise einen geringen Unterdruck gegenüber den anderen aufweisen, so daß dann hochüberhitzter Dampf von den übrigen Kesseln durch den Überhitzer nach dem überspeisten Kessel strömt und sich selbst sowie den betreffenden Überhitzer weiter unzulässig hoch überhitzt. Dies kommt besonders leicht bei solchen Konstruktionen vor, bei denen die einzelnen Überhitzerschlangen nicht gleichmäßig beheizt werden.

Tritt nun in einen glühenden Überhitzer niedriger temperierter Dampf, so entsteht durch das plötzliche Abschrecken ein Abzundern der Wandungen. Dieses Abzundern kann sich auf der Innenseite oder Außenseite der Überhitzerrohre zeigen. Auf der Außenseite ist die Ursache ohne weiteres klar. Erfolgt das Abzundern auf der Innenseite, so muß man wohl auch hier auf ein Vorhandensein von Sauerstoff schließen.

Beim Schmidtschen Versuchskessel sind die erwähnten Vorbedingungen erfüllt worden, daher führten diese Versuche auch zu einem vollen Erfolg. Dabei ist

die Regelung der Überhitzung durch Änderung der Beheizung für höchste Überhitzungstemperatur viel zweckmäßiger und sicherer als die Erzeugung einer zu hohen Überhitzung, die dann durch sogenannte Heißdampfregler, das sind Heizkörper, die meistens im Kesselwasser liegen, wieder herabgesetzt werden muß.

Nach dieser Abschweifung möge wieder auf die mit dem Schmidtschen Versuchskessel gemachten Erfahrungen zurückgekommen werden. Die im Verdampferteil befindlichen Kesselrohre erwiesen sich an den Einwalzstellen im Betriebe vollkommen dicht. Im Vorwärmerteil traten dagegen wiederholt an den Einwalzstellen in der oberen Trommel Undichtheiten auf. Nachwalzen half wohl auf kurze Zeit, aber die Undichtheiten ließen sich erst gänzlich beseitigen, als an den undichten Einwalzstellen durch Einsatzhülsen ein Temperaturengleich zwischen Sammlerrohrwand und Rohreinwalzstellen geschaffen wurde.

An den schmiedeeisernen Rohren des Vorwärmers, besonders am Eintrittsende, sind ferner die auch sonst bei gashaltigem Speisewasser beobachteten Korrosionen festgestellt worden, denn der Kessel wurde immer mit unaufbereitetem Speisewasser gespeist. Auf die mit den Wasserständen gehaltenen Anstände wird später eingegangen werden. Der vorstehend beschriebene, früher in Aschersleben, jetzt in der Filiale der Schmidtschen Heißdampfgesellschaft in Wernigerode am Harz stehende Versuchskessel ist der erste, lange Zeit betriebsmäßig arbeitende Hochdruckkessel. Er weist bis Mitte 1924 etwa 18 500 Betriebsstunden auf. Unter Druck gestanden hat der Kessel mehr als die doppelte Zeit. Dabei ist er mindestens 1800 mal angeheizt worden,

was viel ungünstiger ist als lange durchgehende Heizperioden.

2. Schmidt-Borsig-Steilrohrkessel

Auf Grund der mit diesem Versuchskessel gemachten Erfahrungen und unter Verwendung der gewerblichen Schutzrechte der Schmidtschen Heißdampfgesellschaft hat jetzt die Firma A. Borsig, Berlin-Tegel, einen größeren Hochdruckkessel gebaut. Er ist ebenfalls als Steilrohrkessel für 60 atü Betriebsdruck und für eine Frischdampf Temperatur von etwa 430° durchgebildet. In Abb. 13 und 14 ist dieser Kessel dargestellt. Die Trommeln sind in diesem Falle aus einem Stück nahtlos geschmiedet und die Böden angestaucht. Sie sind von der Firma Friedr. Krupp A.G., Essen-Ruhr, geliefert und besitzen durchweg 900 mm Durchmesser. Ein Durchmesser von 800 mm wäre aber nach Ansicht des Verfassers auch schon ausreichend gewesen. Von dem Aufbau des Schmidtschen Versuchskessels ist insofern etwas abgewichen, als der Verdampferteil mit zwei Rohrbündeln ausgerüstet wurde, um einen verhältnismäßig großen Wasserinhalt des Kessels zu erhalten. Das zweite Rohrbündel erzeugt zwar nicht mehr viel Dampf, aber es wirkt als Speicher. Ferner befindet sich hinter diesem zweiten Kesselbündel für die Speisewasservorwärmung und zur guten Ausnutzung der Feuergase noch ein Niederdruckabhitzekeessel für 2 atü Betriebsdruck. Mit ihm will man die bei schmiedeeisernen Vorwärmern auftretenden Korrosionen vermeiden. Der in dem Niederdruckkessel ent-

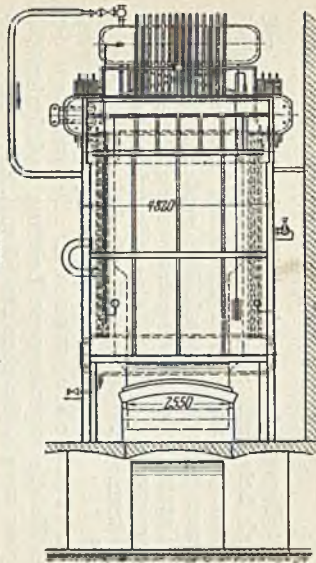
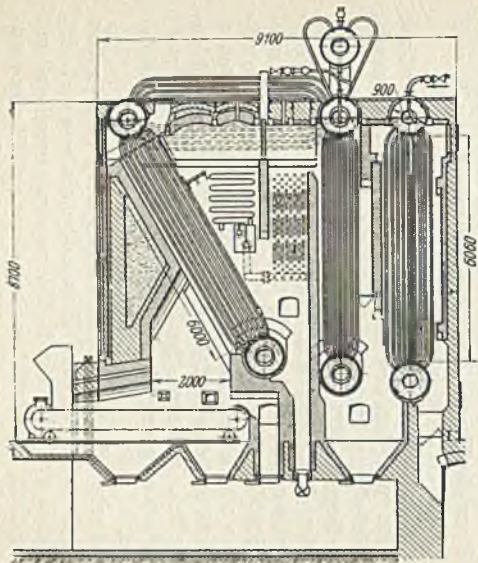


Abb. 13 und 14. Schmidt-Borsig-Hochdruckkessel von 300 m² Heizfläche,
60 atü Betriebsdruck mit nachgeschaltetem Niederdruckkessel für 2 at Betriebsdruck

stehende Dampf wird für Heizzwecke nutzbar gemacht.

Die Dampflieferung des Hochdruckkessels soll 7000 kg/h betragen. Sein Wasserinhalt beläuft sich auf 16 m³, entsprechend 12 225 kg heißen Wassers. Der Speiseraum ist ebenfalls reichlich groß; er faßt über 2 m³ Wasser, so daß der Betrieb nach Abstellen der Speisung noch ungestört eine Viertelstunde weitergehen kann. Die Kesselheizfläche ist mit 300 m² für spätere Leistungssteigerung sehr reichlich bemessen. Dadurch baut der Kessel für die angenommene Leistung verhältnismäßig teuer; er kann dafür aber um 50 v. H. überlastet werden. Über die Verwendung des Dampfes dieses Kessels wird später berichtet werden.

Der Überhitzer ist nach den gleichen Grundsätzen entworfen wie der des Schmidtschen Versuchskessels. Seine Beheizung kann durch eine oberhalb des Überhitzers liegende Klappe geregelt werden. Im ersten, von den heißesten Feuergasen durchströmten Zug sind die Überhitzerschlangen in Gleich- und Gegenstromanordnung vorgesehen, so daß die heißesten Feuergase nicht auf den heißesten Teil der Überhitzerschlangen treffen, während im zweiten Zug Dampf und Feuergase im Gegenstrom zueinander strömen.

Eine sehr wichtige Vorbedingung für jeden betriebssicheren Hochdruckkessel ist, daß die Dampf- und Wassersammler mit ihren dicken Wandstärken im ersten Heizgaszug der strahlenden Wärme der Feuerung

und der Einwirkung der Feuergase entzogen werden, damit in ihnen außer den Betriebsspannungen nicht noch Wärmespannungen auftreten. Sonst besteht die Gefahr, daß der Baustoff bis über die Elastizitätsgrenze beansprucht wird und dann in kurzer Zeit Ermüdungserscheinungen zeigt, zumal Dehnungs- und Streckgrenze bei den in Betracht kommenden Sättigungstemperaturen von 250 bis 300° geringer sind als bei niedrigerer Temperatur.

Nimmt man z. B. bei ungeschützter Trommel eine verhältnismäßig niedrige Wärmeübertragung von 30 000 kcal/m² auf die Trommelaußenwand im ersten Heizzug an, wobei die Wandstärke an der Einwalzstelle der Rohre wie beim Schmidt-Borsig-Kessel 48 mm sein möge, so ist zur Ableitung dieser Wärme durch die Wand ein Temperaturgefälle von etwa 30° notwendig. Von der Innenwand an das Kesselwasser ist schätzungsweise bei reiner Oberfläche noch eine weitere Temperaturdifferenz von etwa 10° notwendig; daher würde die Wandaußentemperatur auf der Trommelunterseite einer Obertrommel bei 60 at Betriebsdruck, dem eine Sättigungstemperatur von 275° entspricht, $275 + 30 + 10 = 315^\circ$ erreichen. Tritt noch ein starkes Aufkochen des Kesselwassers durch die aus den Wasserrohren tretenden Dampfblasen ein, oder kommt ein schlechter Wärmedurchgang durch Kesselsteinbelag hinzu, so werden die vorstehend angegebenen Wandtemperaturen noch erheblich überschritten und zu den Beanspruchungen durch den inneren Betriebsdruck treten noch sehr erhebliche Wärmespannungen, sowohl

in der Querfaser als auch in der Langfaser der sich verziehenden und verbiegenden Trommel.

Bei dem Schmidt-Borsig-Kessel sind die Trommeln von diesen Wärmespannungen ebenso wie beim Schmidtschen Versuchskessel durch besondere Wärmeschutzwände gesichert. Die Wand an den Obertrommeln besteht aus gußeisernen Platten, die zwischen den Rohren liegen und einen Luftisolierraum zwischen Schutz- und Trommelwand bilden. Die Platten liegen an den Rohren an, wodurch eine ausreichende, die Haltbarkeit gewährleistende Kühlwirkung erzielt wird. Ein Versuch des Halberstädter Dampfkesselüberwachungsvereines an dem Schmidtschen Versuchskessel hat eine Temperatur von 300° in dem Luftzwischenraum nachgewiesen, woran die ausgezeichnete Wirkung der Wärmeschutzwand einwandfrei zu erkennen ist. Die Wärmeschutzwand ist außerdem so gelegt, daß die Rohrwalzstellen im Betriebe besichtigt werden können, um Undichtigkeiten derselben jederzeit erkennen und größere Wasserverluste mit ihren lästigen Folgen beseitigen zu können. Infolge des Wärmeschutzes können die Behälterwände auf dem ganzen Umfange nur die Sättigungstemperatur des Dampfes annehmen, so daß in einem mit geschützten Trommeln ausgerüsteten Hochdruckkessel geringere Wandtemperaturen und Baustoffspannungen auftreten als bei Kesseln üblicher Bauweise für z. B. 20 at Betriebsdruck.

Die bei neuen Kesseln für 18 bis 20 atü Betriebsspannung sehr oft aufgetretenen Nietlochrisse sind nach Ansicht des Verfassers zum Teil auf die skizzierten Er-

scheinungen zurückzuführen. Auch bei diesen Kesseln würde die Anbringung eines Wärmeschutzes vor den im ersten Heizzuge liegenden Behältern von großem Wert sein.

Auf die Baustofffrage von Hochdruckkesseln wird später eingegangen werden, da sie besonders wichtig ist. Eine unrichtige Wahl des Baustoffes ist nämlich geeignet, den ganzen Hochdruck in Mißkredit zu bringen.

Obwohl von Deutschland aus der erste Anstoß ausging, hochgespannten Dampf endlich in den praktischen Betrieb einzuführen, ist man hier nach anfänglicher Begeisterung für die neuen Vorschläge durch Anstände an neueren Großkesseln für üblichen Betriebsdruck sehr zurückhaltend geworden, ohne sich aber klar zu machen, daß sich Hochdruckkessel durch Berücksichtigung der vorstehend angegebenen Regeln betriebssicherer herstellen lassen als solche nach üblicher Bauweise für niedrigeren Druck. Dazu treten Hemmungen wirtschaftlicher Art, so daß jetzt die Gefahr besteht, daß andere Länder uns auf diesem Gebiete überflügeln. Weiter kommt hinzu, daß die Kesselhersteller die Drucksteigerung nur langsam vorantastend vollziehen wollen, anstatt gleich den wirtschaftlich erforderlichen Sprung nach oben auf einmal zu machen. Man will erst Anlagen für Betriebsdrücke von etwa 30 atü bauen und dann nach längerer Betriebszeit schrittweise weitergehen. In diesem allzu vorsichtigen Vorgehen liegt ein großer wirtschaftlicher

Nachteil und eine Gefahr für die gesamte deutsche Industrie und Technik.

3. Schmidtscher Hochdruck-Großkessel

Es ist schon heute möglich, mit den zur Verfügung stehenden Grundelementen einen durchaus betriebs-sicheren Hochdruck-Großkessel zu schaffen. In Abb. 15 ist ein von der Schmidtschen Heiß-

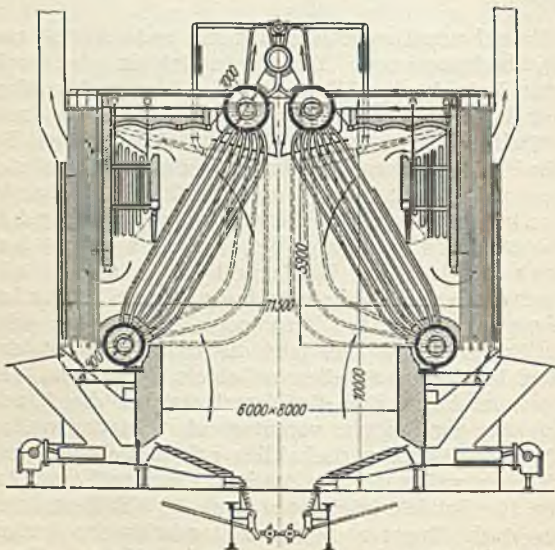


Abb. 15. Doppelseitiger Hochdruck-Steilrohrkessel, Bauart W. Schmidt von 85 at Betriebsdruck für eine Dampferzeugung von 40 000 kg/h

dampfgesellschaft für amerikanische Verhältnisse bestimmter Hochdruckkessel für 85 atü Betriebsdruck und für eine stündliche Dampferzeugung von 40000 kg dargestellt. Die Kesseltrommeln haben hier einen Durchmesser von 1000 mm und eine Wandstärke von 70 mm. Sie sind wie beim Schmidt-Borsig-Kessel aus einem Stück geschmiedet gedacht. Die Verdampfungsheizfläche ist wie bei dem ersten Schmidtschen Kessel im ersten Kesselzuge untergebracht. Der Überhitzer ist für eine Dampftemperatur von 400° bemessen. Die Höhe der Überhitzung ist auch hier durch Klappen regelbar. Im letzten Heizzug ist ein schmiedeeiserner Vorwärmer von großer Heizfläche und kleinem Gasquerschnitt vorgesehen, um das Speisewasser möglichst hoch vorwärmen zu können. Das Speisewasser wird in den einzelnen Abteilen des Vorwärmers im Zickzack von außen nach innen geführt. Es muß bei dieser aus Schmiedeeisen bestehenden Vorwärmerbauart gut entgast und aufbereitet sein. Der Vorwärmer besteht aus Abteilen, die jede für sich entlüftet werden können. Auch bei diesem Kessel sind die Trommeln vor einseitiger Beheizung geschützt. Die Wärmeschutzwand ist hier bei der verhältnismäßig großen Teilung der Wasserrohre aus gekühlten Rohren gebildet. Diese Wärmeschutzrohre sind zum Teil als Vorüberhitzer, zum Teil als Nachvorwärmer vorgesehen. Die Belastung der Verdampfungsoberfläche in den Obertrommeln beträgt bei den gewählten Abmessungen etwa 1800 kg/m², bewegt sich also in üblichen Grenzen, so daß auch bei plötzlichen starken Dampfstößen ein Überkochen dieses Kessels nicht zu befürchten ist.

4. Vulkan-Hochdruck-Zweidruckkessel

Außer den vorerwähnten Hochdruckkesseln haben die Vulkan-Werke in Hamburg kurz vor dem Kriege einen Zweidruckkessel für 40 bzw. 16 atü Betriebsdruck erprobt. Die Ausbildung dieses Kessels war ähnlich wie die eines üblichen Schiffswasserrohrkessels, nur waren der Hochdruckkessel und der Niederdruckkessel dachartig übereinander gebaut. Der Kessel*) wurde nach kurzer Zeit wieder abgebaut.

5. Hanomag-Hochdruck-Steilrohrkessel

An größeren Kesselanlagen, die die 30-at-Grenze überschreiten, sind bis Ende 1924 in Deutschland, soweit Verfasser bekannt, nur zwei in Bau, die eine wird für einen Betriebsdruck von 32 atü von der Hanomag, Hannover-Linden, für die Farbenfabriken vorm. Fr. Bayer & Co. in Leverkusen geliefert, während die andere von der Firma A. Borsig, Berlin-Tegel, für die Bergbau-Gesellschaft Ilse in Grube Ilse in der Niederlausitz für einen Betriebsdruck von 34 atü bestellt ist.

Die erstere besteht einschließlich der Reserve aus 12 Steilrohrkesseln von 600 m² Heizfläche; sie soll etwa 200 t/h Dampf liefern. Einer dieser Kessel ist in Abb. 16 u. 17 dargestellt. Er besteht aus drei Rohrbündeln mit 5 Kesseltrommeln, die in der bei den Hanomag-Kesseln üblichen Weise angeordnet sind. Über die hinterste obere Trommel ist eine kleine Trommel als Wasserabscheider gelegt. Der Überhitzer

*) Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft, 1917, G. Bauer, S. 149.

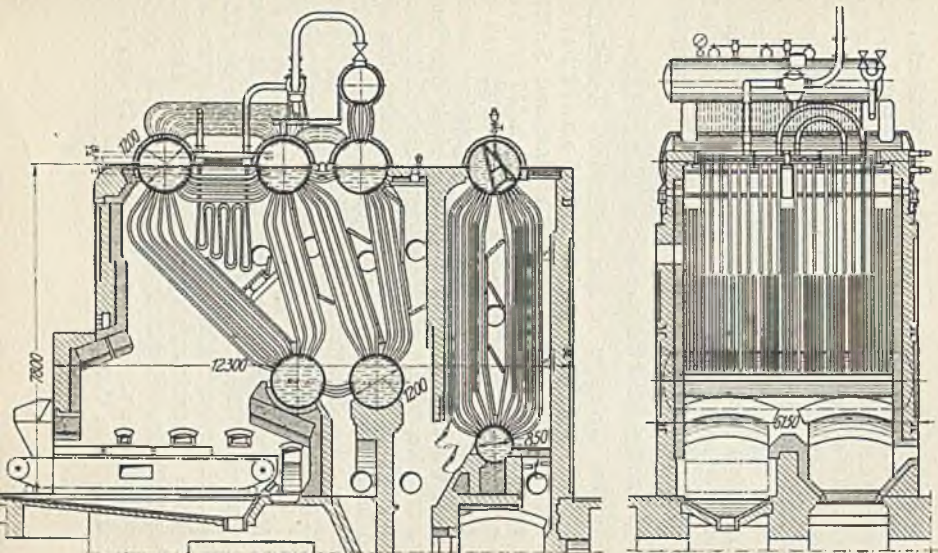


Abb. 16 und 17. Hanomag-Steilrohrkessel für 32 atü Betriebsdruck, 600 m² Heizfläche

ist zwischen das erste und zweite Rohrbündel eingehängt. Die Obertrommeln sind in der Längsnaht geschweißt, während die Untertrommeln aus nahtlosen Schüssen bestehen. Man will durch Verwendung dieser in der Längsnaht nietlosen Trommeln die bei Steilrohrkesseln mit genieteten Trommeln auftretenden Anstände vermeiden. Hinter dem Kessel ist in zwei Zügen ein schmiedeeiserner Speisewasservorwärmer vorgesehen, was tadellos aufbereitetes Speisewasser zur Voraussetzung hat.

6. Borsig-Hochdruck-Sektionalkessel

Die bei Borsig in Bau befindliche Kesselanlage für 34 atü besteht aus vier Sektionalkesseln von je 400 m² Heizfläche. Die einzelnen Sektionen sind aus nahtlos gezogenen Vierkantrohren gepreßt. Dadurch wird erreicht, daß die Kesselrohre versetzt zu einander angeordnet werden können, wodurch eine gute Durchwirbelung der Rauchgase erhalten wird. Die Kesseltrommeln von 1100 mm lichter Weite, von denen drei Stück vorhanden sind, sind in diesem Falle mittels Doppellaschennietung hergestellt. Die Anordnung der Überhitzer ist die bei Schrägrohrkesseln übliche. Der Frischdampf soll auf 375° überhitzt werden, und da eine Ausschaltung oder Umführung der Heizgase nicht möglich ist, so ist zur Regelung der Überhitzungstemperatur ein in den Oberkesseln liegendes Schlangensystem angeordnet, das eine zu hohe Überhitzungstemperatur durch Abkühlung eines Teils des Frischdampfes herabsetzt. Der sonstige Aufbau des Borsig-Kessels ist aus Abb. 18 und 19 ersichtlich. Ein Vorteil dieses Kessels ist seine bequeme

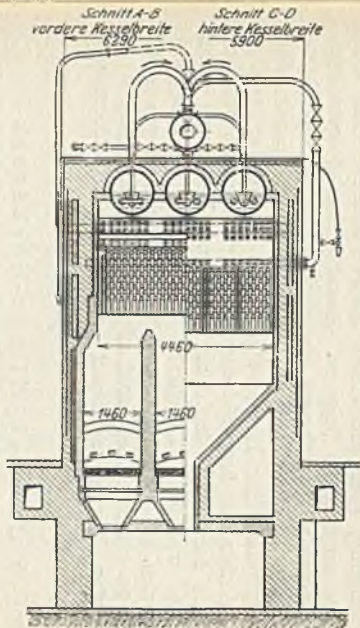
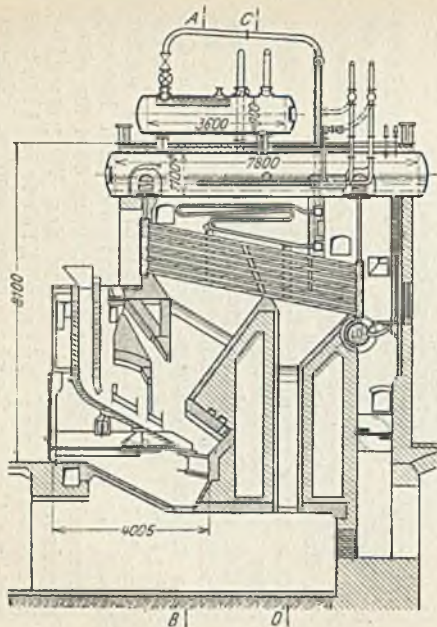


Abb. 18 und 19. Borsig-Hochdruck-Sektional-Kessel für 34 atü Betriebsdruck,
400 m² Heizfläche für Braunkohlenfeuerung, Rostfläche 13,9 m²

Reinigung, aber die vielen Rohrverschlüsse sind hier keine angenehme Beigabe. Sowohl beim dargestellten Hanomag-Steilrohrkessel als auch beim Borsig-Sektionalkessel hätten zweckmäßig die Kesseltrommeln der Einwirkung der Heizgase entzogen werden müssen.

Außer den beschriebenen Hochdruckkesseln sind im Laufe der letzten drei Jahre eine ganze Reihe von mehr oder weniger gelungenen Entwürfen veröffentlicht worden. Da über sie nichts Näheres bekannt geworden ist, so braucht hier wohl nicht darauf eingegangen zu werden. Es sei dafür auf den Vortrag von Münzinger Z. d. V. D. I. 1924, S. 140 verwiesen.

7. Babcock-Wilcox-Hochdruck-Sektionalkessel in den Vereinigten Staaten von Amerika

Einen ähnlichen Weg wie in Deutschland hat man in den Vereinigten Staaten von Amerika beschritten, indem man sich beim Entwurf von Hochdruckkesseln an übliche Kesselbauarten anlehnte. Während aber in Deutschland bisher der Steilrohrkessel wegen seiner Vorzüge — Fortfall der Verschlüsse, geringe äußere und innere Verschmutzung der Heizflächen — bevorzugt wird, hat man in den Vereinigten Staaten vorläufig nur den Sektional-Schrägrohrkessel für hohen Druck in Angriff genommen. Ein solcher Kessel ist von Babcock-Wilcox nach längeren Vorversuchen mit Drücken bis zu etwa 40 at für einen Betriebsdruck von 84 atü für das Weymouth-Kraftwerk der Edison Electric Illuminating Co. in Boston gebaut worden. Näheres

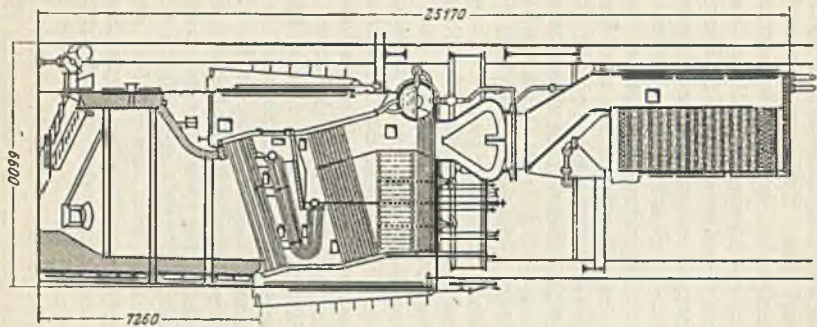


Abb. 20

Babcock-Wilcox-Hochdruck-Sektionalkessel für 84 atü Betriebsdruck, Boston U. S. A.

hierüber findet sich in den Reihenberichten des „Prime Mover Committee“ New York vom September 1924, denen auch die folgenden Angaben entnommen sind.

In Abb. 20 ist ein Längsschnitt dieses Kessels dargestellt. Der Kessel besitzt wie die üblichen amerikanischen Ausführungen einen in der Hauptsache aufsteigenden Heizzug. Oberhalb des Kessels ist ein schmiedeeiserner Gegenstromvorwärmer angeordnet. Die Wasserrohre des Kessels sind in zwei Gruppen geteilt. Die untere Gruppe enthält 7 Reihen von 50,5 mm weiten Wasserrohren übereinander. Darauf folgt ein großer Zwischenraum, in den der Frischdampfüberhitzer eingebaut ist. Nachher folgen wieder 15 Rohrreihen von Wasserrohren der gleichen Abmessung. Darüber ist der Zwischenüberhitzer eingebaut. Der Kessel ist nur mit einem Dampfwassersammler versehen, der quer zur Längsachse der Sektionen angeordnet ist. In diesem wird das entstehende Dampfwassergemisch aus den vorderen Wasserkammern zur Ausscheidung des Wassers aus dem Dampf übergeleitet. Der Dampfwassersammler hat 1220 mm Außendurchmesser und 102 mm Wandstärke. Er ist ebenso wie die Trommeln des Schmidt-Borsig-Kessels aus einem Stück geschmiedet. Die Verdampfungsheizfläche ist nach Power vom 29. V. 1924 zu 1460 m² vorgesehen; an dieser Stelle sind auch die Größen der übrigen Heizflächen angegeben. Ob aber diese Angaben für die wirkliche Ausführung des Kessels zutreffen, ist nicht bekannt.

Die Dampfleistung dürfte etwa 45000 kg/h betragen. An der tiefsten Stelle des Kessels ist

ein Schlammsammler von geringem Durchmesser angeordnet. Der Frischdampf soll auf 370° überhitzt werden, ebenso soll auch der Zwischendampf, der mit einem Druck von 26 at in die Zwischenüberhitzer eintritt, nochmals auf 370° gebracht werden. Der schmiedeeiserne Rauchgasvorwärmer besteht aus 44 Rohrreihen, von je 20 Rohren von je 50,5 mm lichter Weite. Das Speisewasser soll vor seiner Verwendung entgast werden, damit der Vorwärmer innen nicht rostet. Der vorstehend beschriebene Babcock-Wilcox-Kessel hat verhältnismäßig wenig Wasserinhalt; er beträgt etwa 14600 kg bei einer Verdampfungsleistung von 45000 kg/h. Der Wasserinhalt beträgt also nur ungefähr 33 v. H. der Stundenleistung, wogegen man bei deutschen Wasserrohrkesseln unter üblichen Betriebsverhältnissen mit einem Wasserinhalt von mindestens dem 1,6 bis 2fachen der Stundenleistung rechnet. Der Wasserinhalt des Babcock-Wilcox-Kessels kann als ausreichend angesehen werden, wenn man darauf achtet, daß die von dem Kessel gespeiste Maschinenanlage dauernd gleichmäßig belastet ist. Bei der vorstehend beschriebenen Anlage, die mit einer anderen, den Hauptteil der Kraft erzeugenden Anlage, parallel arbeitet, dürfte das wohl möglich sein. Wenn dieser Kessel aber unabhängig betrieben werden sollte, dann könnten sich bei veränderlichem Dampfbedarf, besonders bei Anwendung von Kohlenfeuerung, Druckschwankungen ergeben, die im Betrieb unbequem werden können. Die Neigung der Wasserrohre dieser Kessel ist im Verhältnis zu der bei Steilrohrkesseln mäßig, daher besteht die Gefahr der Rußablagerung. Für flugaschereiche Brenn-

stoffe, wie Braunkohle, dürfte diese Kesselbauart nicht besonders geeignet sein. Weiter sind die vielen Rohrverschlüsse nachteilig. Dazu kommt, daß die Kammern der einzelnen Sektionen zum Werfen neigen, weil sie einseitiger Beheizung ausgesetzt sind. Hier können sich Ermüdungserscheinungen im Baustoff zeigen, worauf man bei den in Betracht kommenden Dampftemperaturen von annähernd 300° besonders achten muß. Ein Vorteil der Kesselkonstruktion ist, daß die geraden Kesselrohre sich bequem reinigen lassen. Jedenfalls wird erst ein längerer praktischer Betrieb zeigen, ob diese Kesselbauart für höchste Betriebsdrücke geeignet ist.

C. NEUARTIGE HOCHDRUCKDAMPFERZEUGER UND VERDAMPFUNGSPROZESSE

Die bisher beschriebenen Hochdruckdampferzeuger lehnen sich in der Anordnung und Ausbildung ihrer Hauptteile an vorhandene Kesselbauarten an. Vielfach wird jedoch die Ansicht vertreten, daß man auf diesem Wege nicht weiterkommen wird, da Kessel nach der bisherigen Bauweise zu teuer seien. Es liegt eine gewisse Berechtigung in dieser Auffassung. Wenn man also dieser Ansicht Rechnung tragen und die Einführung des Hochdruckdampfes nicht verzögern will, muß man vor allen Dingen auf eine viel bessere Heizflächenausnutzung übergehen, als man bisher gewohnt war. Man wird Verdampfungsleistungen von mindestens 50 kg/m^2 für Normallast zulassen müssen. Ferner wird man auch den bei bisherigen Kesselbauarten üblichen Wasserinhalt nicht aufrechterhalten kön-

nen, wenn man auch nicht ganz soweit heruntergehen sollte, wie die Babcock-Wilcox-Werke. Da somit die Speicherwirkung der Hochdruckkessel kleiner sein wird, als man bisher gewohnt war, so wird der Dampfspeicherung im Niederdruckgebiet mehr Aufmerksamkeit zu schenken sein, als bis jetzt üblich war.

Es sind nun schon eine Reihe von Vorschlägen von neuartigen Hochdruckdampferzeugern gemacht, zum Teil auch schon verwirklicht worden, die die Nachteile der Kessel mit größeren Sammelbehältern beseitigen sollen. Einige Ausführungen mögen daher im nachfolgenden beschrieben werden:

1. Der Atmoskessel mit umlaufenden Elementen

Einen eigenartigen Hochdruckdampferzeuger hat der schwedische Ingenieur Blomquist, früher Assistent von de Laval, geschaffen, der von der Aktiebolaget Atmos in Stockholm gebaut wird. Dieser Dampferzeuger, Atmoskessel genannt, besteht in seiner ersten Ausführung aus sechs umlaufenden Rohren von 305 mm äußerem Durchmesser, 10,5 mm Wandstärke und 2500 mm feuerberührter Länge, die 330 Uml/min machen. Die feuerberührte Heizfläche der umlaufenden Rohre beträgt 29 m². Sowohl das Speisewasser als auch der Dampf werden mittels Öl gedichteter Stopfbüchsen zu- bzw. abgeführt. In Abb. 21 u. 22 ist der Kessel*) dar-

*) Z. d. V.D.I. 1922, S. 633.

gestellt, der seit Anfang 1922 in der Carnegie-Zucker-Raffinerie in Göteborg in Schweden mit 50 bis 60 atü in regelmäßigem Betrieb war. Das Speisewasser tritt bei b ein, und wird durch Mitnehmer gezwungen mit den Rohren c, die von einer Kraftquelle angetrieben werden, umzulaufen. Die Fliehkraft preßt das Wasser an die Rohrwand, während die spezifisch leichteren Dampfblasen nach dem Rohrinne

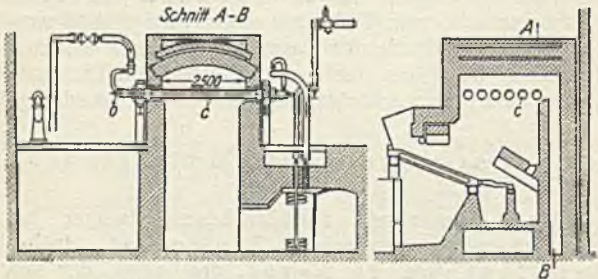


Abb. 21 und 22. Atmoskessel mit umlaufenden Elementen

abgedrängt werden. Dadurch sind die Rohrwände immer mit Wasser bedeckt, und es soll ohne größeren Temperaturstau in der Rohrwand eine hohe Heizflächenbelastung zulässig sein. An diesem ersten Atmoskessel ist eine Dampfleistung bis zu 210 kg/h auf den m² Verdampfungsheizfläche erzielt worden, was einer Gesamtverdampfung von 5000 kg/h entspricht. Die Regelung der Speisewasserzuführung ist sehr sinnreich durchdacht, auch soll jetzt das Dichten der vielen Stopfbüchsen keine

Schwierigkeiten bereiten. Ferner sollen die Ölverluste der Stopfbüchsen in erträglichen Grenzen bleiben. Trotzdem hat dieser Dampferzeuger noch gewisse Nachteile, die seine allgemeine Anwendung behindern. Z. B. muß hinter den umlaufenden Verdampfrohren zur weiteren Abkühlung der noch sehr heißen Feuergase, die schätzungsweise eine Temperatur von 800° haben, weitere Kesselheizfläche vorgesehen werden. Deshalb wird dieser Dampferzeuger nur mit Vorteil zum Vorschalten vor vorhandene Kessel benutzt werden können. Ferner ist der Wasserinhalt des Kessels sehr klein, so daß heftige Dampfstöße, die fast in jedem praktischen Betrieb vorkommen, voraussichtlich nur mit sehr großem Druckabfall aufgenommen werden können. Der Zweck der ganzen Konstruktion soll eine Herabsetzung der Wärmespannungen in den beheizten Kesselteilen sein. Dabei ist die Baustoffbeanspruchung in den umlaufenden Rohren nach Veröffentlichungen der Atmos-Gesellschaft durchaus nicht gering, weshalb man besonders hochwertige Baustoffe für ihre Herstellung verwendet. Auch ist die verhältnismäßig hohe Wandtemperatur der umlaufenden Rohre zu beachten. Bei einem Wärmeübergang von $100\,000\text{ kcal/m}^2\text{ h}$, die der oben angegebenen Verdampfungsleistung entspricht, beträgt der Temperaturstau in der $10,5\text{ mm}$ starken Rohrwand etwa 21° . Dazu kommt noch der Temperaturunterschied zwischen Wand und Wasser. Die Außentemperatur der Verdampfrohre wird also bei ganz reiner Oberfläche mindestens 25° über die Sättigungstemperatur des Dampfes liegen und damit höher sein, als die Wandtemperatur der Wasserrohre unter gleichen Verhältnissen bei

Kesseln mit gutem Wasserumlauf, bei denen nur die Verdampfungsrohre von höchstens 4 mm Wandstärke der Einwirkung heißer Feuergase ausgesetzt sind.

Ein weiterer Nachteil dieses Kessels ist, daß er sehr vorsichtig angeheizt werden muß, wenn keine Kraftquelle zum Antrieb der umlaufenden Rohre zur Verfügung steht. Ferner wird die Verwendung sehr reinen Speisewassers für einen längeren ungestörten Betrieb notwendig sein, da sich sonst bei der großen Verdampfleistung die Innenseite der Rohre sehr schnell verschmutzt und gegenüber anderen Kesselbauarten eine häufigere Reinigung erforderlich sein würde. Absetzen und Abblasen des Kesselsteinschlammes im Betriebe ist bei diesem Dampferzeuger wohl unmöglich.

Es muß aber anerkannt werden, daß der Erfinder im Vertrauen auf seine kühne Idee die üblichen Pfade der Dampferzeugung in feststehenden Behältern oder Rohren verlassen und die nicht geringen Schwierigkeiten überwunden hat, die beim Bau eines solchen Dampferzeugers entstanden sein müssen. Ob sich der Kessel im Dauerbetrieb bewähren und ob er sich in der Praxis einführen wird, muß die Zukunft lehren. Für Deutschland hat die Sudenburger Maschinenfabrik in Magdeburg das Allein Ausführungsrecht für derartige Dampferzeuger erworben.

Kürzlich ist ein Dampferzeuger der gleichen Bauart für 100 at Betriebsdruck in derselben Raffinerie in Betrieb genommen worden, der durch Umbau des ersten entstanden ist*).

*) Vortrag V. Nordström, Helsingfors 1924.

2. Der Benson-Verdampfungsprozeß

Ein anderer Vorschlag für einen Hochdruckdampf-erzeuger, der auf das Schlangenrohrelement zurückgreift und bereits bis zur Erprobung vorgeschritten ist, stammt von dem Engländer Mr. Benson. Er will die Verdampfung beim kriti-

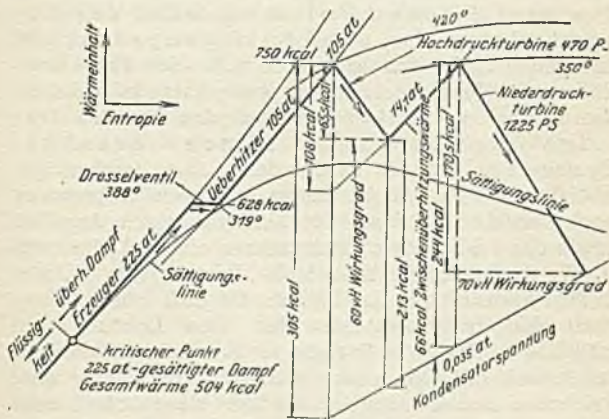


Abb. 28. I-S-Diagramm des Bensonprozesses

sehen Punkt vollziehen und verspricht sich davon erhebliche Vorteile. Der Kessel selbst bietet keine besonders bemerkenswerten Einzelheiten, sondern das Interessante ist der Arbeitsvorgang des Kessels, sowie der ganzen Anlage. In Abb. 23 ist der Benson-Prozeß im I-S-Diagramm dargestellt. Benson plant die Verdampfung auf folgende Weise: Das vorge-

wärmte Speisewasser wird der Rohrschlange unter dem kritischen Druck, der bei Wasserdampf bei etwa 225 ata und etwa 374° liegt, zugeführt und in dem ersten etwa 90 v. H. der gesamten Kesselheizfläche umfassenden Teil des Kessels bis auf den kritischen Zustand erhitzt und dabei ohne Sieden und ohne Veränderung des spezifischen Volumens oder der Gesamtwärme in den Sättigungszustand übergeführt. In den letzten 10 v. H. der Kesselheizfläche wird der Dampf noch ein wenig überhitzt und dann durch ein Drosselventil auf den für den Betrieb gewünschten Druck herabgedrosselt. Der so entstandene etwa trocken gesättigte Dampf soll in einem weiteren Rohrsystem hoch überhitzt werden. Die hier gemachten Angaben sowie das I-S-Diagramm entstammen einem Artikel von P. W. Swain in der Zeitschrift „Power“ vom 29. Mai 1923. Nach dieser Quelle befindet sich eine Anlage nach den Benson-Patenten für eine Leistung von 1000 KW in Rugby in England im Bau. Der Schlangrohrkessel soll Ölfeuerung erhalten. Der unter dem kritischen Druck erzeugte, auf 388° überhitzte Dampf wird von 225 ata auf 105 ata gedrosselt, so daß seine Temperatur auf 319° sinkt, dann wird er auf 420° überhitzt, um zum Betriebe einer Hochdruckturbine benutzt zu werden.

Als Vorteil des neuen Verdampfungsprozesses wird angegeben, daß bei einem solchen Betrieb die bei Schlangrohrkesseln auftretenden Störungen im Verdampfungsvorgang wegfallen. Ferner soll die Anlage billiger als bei Verwendung

üblicher Kesselbauarten werden, weil keine Dampf- oder Wassersammler notwendig seien. Weiter wird ihre Explosionsicherheit ins Feld geführt, da der ganze Wasserinhalt bei der 1000-KW-Anlage nicht mehr als 250 kg betragen wird.

Die theoretischen Unterlagen scheinen im großen und ganzen einwandfrei zu sein, wie sich aber der praktische Betrieb gestalten wird, läßt sich vor Durchführung der Versuche noch gar nicht absehen. Verfasser beschränkt sich daher darauf, einige Bedenken betrieblicher Art zu äußern, die sich beim Studium des Verfahrens aufdrängen.

Der Betrieb mag bei völlig gleichmäßiger Arbeitsweise aller Teile der Anlage in der gewünschten Weise vor sich gehen. Änderungen in der Beheizung und der Speisung des Kessels werden aber sofort Störungen in der Verdampfung hervorrufen. Eine geringe Abnahme der Feuereinwirkung kann bereits verursachen, daß Wasser oder sehr feuchter Dampf in den Überhitzer gefördert werden. Der Überhitzer muß daher wahrscheinlich sehr groß ausgeführt werden, wenn er das mitgerissene Wasser verdampfen soll. Das wird aber im gewöhnlichen Betrieb eine sehr feine Regelung des Überhitzers notwendig machen, sonst steigt die Dampftemperatur über die zulässige Grenze.

Bei plötzlicher Steigerung des Dampfverbrauchs, die sich praktisch wohl kaum verhindern läßt, werden starke Druckänderungen hinter dem Drosselventil auftreten, die den Gang der zu betreibenden Maschine ungünstig beeinflussen. Da ferner das Wasservolumen in der Nähe des kritischen Punktes sehr großen Änderungen unterworfen ist, so können Störungen in der

gleichmäßigen Wasserbewegung entstehen, die heftige Wasserschläge verursachen.

Eine weitere Frage ist, ob sich das Wasser infolge seiner schlechten Wärmeleitfähigkeit über den ganzen Querschnitt gleichmäßig erwärmen wird. Der übliche Siedevorgang, der die Wärmeaufnahmefähigkeit günstig beeinflusst, soll ja hier vermieden werden. Versagt ferner die Speiseeinrichtung, so muß sofort die Feuerung gelöscht und der Betrieb der Dampfanlage eingestellt werden, sonst verbrennen die Rohrschlangen. Jedenfalls werden außerordentlich empfindliche Reguliereinrichtungen für die Speisung und Feuerung notwendig sein, und es ist fraglich, ob sich solche durchbilden lassen und ob sie, wenn dies möglich ist, den rauen praktischen Betriebsforderungen standhalten werden. Die scharfen Regulierbedingungen werden noch durch Nebeneinflüsse verschärft, wie z. B. durch die Eigenwärme des Kesselbaustoffes, dessen Gewicht hier in besonders ungünstigem Verhältnis zum Gewicht des heißen Wassers steht.

Die früher schon gestreifte Unmöglichkeit der Reinigung der Rohrschlangen von Kesselstein ist auch hier vorhanden. Für eine Kesselfeuerung mit großem Wärmeverrat auf dem Rost (Kohlenfeuerung) werden die Reguliereinrichtungen kaum schnell genug wirken können. In dieser Voraussicht hat man wohl auch die Versuchsanlage für Ölfеuerung eingerichtet. Aber auch dabei bedingt das Ausfallen eines Brenners eine Störung in der Dampflieferung oder ein Versagen der Speisevorrichtung eine erhebliche Gefahr für den Betrieb. Als Nachteil kommt hinzu, daß die Speisepumpenarbeit etwa 3,5 bis 4 v. H. der Gesamtarbeit be-

trägt und deshalb bei Prüfung der Wirtschaftlichkeit nicht außer acht gelassen werden darf.

Bei Kesseln mit Wasservorrat spielen die vorher angedeuteten Störungen keine so bedeutende Rolle, da der Betrieb aus dem Wasservorrat eine gewisse Zeit weitergehen kann, während in der Zwischenzeit andere Speisepumpen angestellt oder sonst erforderliche Änderungen an der im Betrieb befindlichen Anlage vorgenommen werden können. So bestechend die Bensonsche Idee an sich ist, so wird man doch mit Hochdruckkesseln, die nach dem üblichen Verdampfungsvorgang arbeiten, in der Praxis schneller vorankommen, auch wenn die Kosten einstweilen größer sein sollten. Wie verlautet, sollen jetzt auch die Siemens-Schuckertwerke die Aufstellung einer Besonnanlage planen.

3. Der Hochdruckdampfzeuger mit mittelbarer Beheizung von Dr. Ruths, Stockholm

Der durch seine Arbeiten auf dem Gebiete der Dampfspeicherung bekannte schwedische Ingenieur Dr.-Ing. Ruths hat ebenfalls einen Vorschlag für die Erzeugung hochgespannten Dampfes gemacht, der sich durch seine Eigenart auszeichnet. Dr. Ruths verwendet auch einen Schlangenrohrkessel. Jedoch will er die Rohrschlangen nicht der direkten Feuerbeheizung aussetzen, sondern legt diese in den Dampfraum eines für niederen Dampfdruck bemessenen Kessels üblicher Bauart. Dieser letztere Kessel wird mit einer hochsiedenden Flüssigkeit angefüllt, die

bei Temperaturen von 300° und darüber nur geringen Dampfdruck besitzt. In die den Hochdruckdampf erzeugende Rohrschlinge pumpt er das Speisewasser in einem dem Verbrauch angepaßten Maße, nachdem es in einem Economiser vorgewärmt ist. Erst der Dampf der

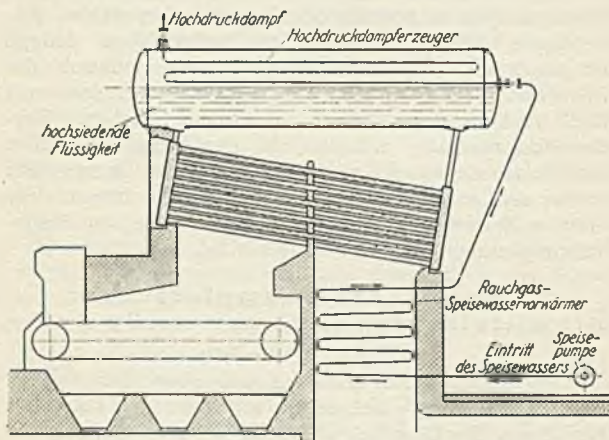


Abb. 24. Hochdruckdampferzeuger mit mittelbarer Beheizung nach Dr. Ruths, Stockholm

Hochsiedeflüssigkeit soll nun seine Wärme an das Speisewasser abgeben. Die Heizfläche des Hochdruckverdampfers braucht im Verhältnis zur Feuergasheizfläche des Primärkessels nur klein zu sein, da der Wärmeübergang von kondensierendem Dampf an siedendes Wasser sehr hoch ist. In Abb. 24 ist der

Ruths'sche Vorschlag schematisch dargestellt. Falls er praktisch durchführbar ist, ist er geeignet, für normalen Betriebsdruck gebaute Kessel in Hochdruckkessel umzubauen. Aber auch gegen ihn bestehen die gleichen Bedenken wie gegen feuerbeheizte Rohrschlangenverdampfer, denn die Rohrschlangen lassen sich nicht von Kesselstein reinigen. Ferner wird auch hier die Verdampfung nicht in der gedachten Weise vor sich gehen, und es werden größere Wassermengen mit dem Dampf fortgerissen werden, wenn nicht vor dem Überhitzer eine Wasserabscheidung in einem größeren Behälter vorgesehen wird. Weiter ist es fraglich, ob sich eine hochsiedende Flüssigkeit finden lassen wird, die sich nicht unter dem Einfluß der wiederholten Erhitzung zersetzt. Ein Vorteil der Erfindung liegt darin, daß größere Wärmemengen in der Hochsiedeflüssigkeit aufgespeichert sind, die bei plötzlichen Dampfstößen größere Wärmebeträge an den Hochdruckdampferzeuger abgeben könnten. Die Schwierigkeiten sind nur, die zur Verfügung stehende Wärmemenge schnellstens an das Speisewasser heranzubringen. Bisher ist nicht bekannt geworden, ob der Ruths'sche Hochdruckdampferzeuger bereits das Versuchsstadium durchlaufen hat.

4. Der S. H. G. - Hochdruck - Sicherheitskessel mit mittelbarer Beheizung

Die Schmidtsche Heißdampf-Gesellschaft m. b. H. in Kassel-Wilhelmshöhe hat nach den Vorschlägen des Verfassers, auf den grundlegenden Arbeiten ihres bereits erwähnten Gründers Dr. Wilhelm Schmidt weiterbauend, ebenfalls einen neuen Hoch-

druckkessel geschaffen, der zwar den Schlangenrohrkessel für die im Feuer liegenden Kesselteile wegen seiner günstigen Eigenschaften in bezug auf Explosionsicherheit beibehält,

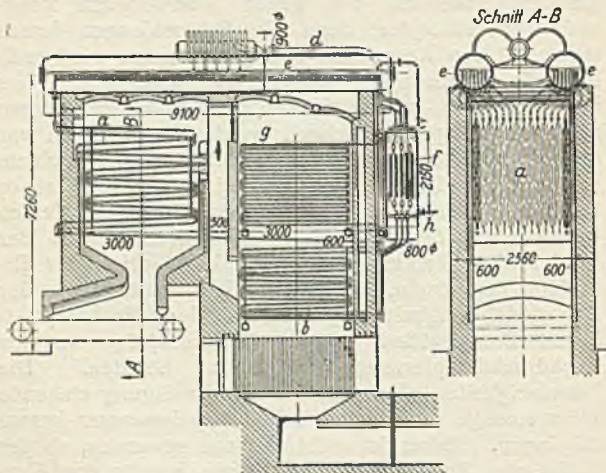


Abb. 25 und 26. S.H.G.-Hochdruck-Sicherheitskessel mit mittelbarer Beheizung, Rostfläche $7,65 \text{ m}^2$, Betriebsdruck 60 ata

- | | |
|-------------------------------|-------------------------------------|
| a Verdampfer | e mittelbare Verdampfungsheizfläche |
| b Rauchgasvorwärmer | f Kühlschlangen |
| c Speisewasservorwärmer | g Überhitzer |
| d Verdampfergefäße für 60 ata | h Speiswassereintritt |

aber seine Nachteile vermeidet und doch eine größere Speicherwirkung, sowohl in seinem Wasserinhalt, als auch in seinem Speiseraum besitzt. In Abb. 25 u. 26 ist ein Kessel dieser

Bauweise dargestellt. Dieser Kessel ist für eine Rostfläche von $7,65 \text{ m}^2$ entworfen. Die Leistung soll so groß wie die des Schmidt-Borsig-Kessels sein. Die Raumabmessungen sind ebenfalls die gleichen wie bei diesem Kessel. Es sind aber nur zwei Kesseltrommeln vorhanden, die oben liegen und daher als Speiseraum wirksam sind. Die Wärmeübertragung von den Feuergasen an das Speisewasser des Hochdruckdampferzeugers erfolgt auch hier mittelbar, jedoch nur durch Wasserdampf. Der beheizte Teil des Kessels besteht aus Schlangenrohren, die in zwei Gruppen a und b unterteilt sind und in denen ein geschlossener Kreislauf des seinen Aggregatzustand ändernden Wärmeträgers stattfindet. Der Wärmeträger wird als Wasser in der den kältesten Feuergasen ausgesetzten Rohrschlängengruppe b, nachdem er als Kondensat vorher die Kühlflächen f des Speisewasservorwärmers c im Gegenstrom zum Speisewasser durchströmt und dieses hoch erwärmt hat, wieder vorgewärmt und dann in der zweiten, über dem Rost angeordneten Gruppe von Rohrschlangen a verdampft. Der Dampfdruck in den Heizelementen ist etwa 30 at höher als der Betriebsdruck des dampfliefernden Teils. Der in dem geschlossenen Kreislauf erzeugte Hochdruckdampf gibt hauptsächlich seine Verdampfungswärme an das Speisewasser mittelst der im Wasserraum der Sammler d liegenden Heizflächen e ab und erzeugt hier auf diese Weise den Betriebsdampf. Das abfließende Kondensat des Wärmeträgers wird, wie schon angedeutet, durch das Speisewasser stark abgekühlt; dadurch wird seine spezifische Dichte erhöht und sicher erreicht, daß der Heizmittelumlauf in der vorgesehenen Richtung erfolgt.

Die Rohrschlangengruppen werden mit ganz reinem Wasser gefüllt, so daß eine innere Reinigung nicht notwendig wird. Der Kesselstein setzt sich also nur auf der Außenfläche der in den Sammelbehältern d angeordneten Heizkörper e und auf dem Boden der letzteren ab, von wo er sich leicht entfernen läßt. Die Schlangengruppen sind ferner in kleine parallel arbeitende Abteilungen zerlegt, so daß beim Ausglühen und Aufreißen einer Rohrschlange nur ein kleiner Teil der feuerberührten Heizflächen leerläuft, was infolge der geringen freiwerdenden Wärmemengen keine schädlichen Folgen verursachen kann. Der Kessel kann dann trotzdem nahezu mit der vollen Leistung weiter betrieben werden. Bei angestellten Versuchen hat sich gezeigt, daß der Wärmeübergangskoeffizient von Heizdampf an das dampfliefernde Speisewasser mit zunehmendem Dampfdruck steigt. Daher ist die zur Abgabe der Verdampfungswärme in den Sammlern (Verdampfern) erforderliche Heizfläche klein, so daß die mittelbare Wärmeübertragung keine wesentliche Vergrößerung der gesamten Heizfläche bedeutet. Ferner bleibt auch der beheizte Teil der Kesselheizfläche stets kesselsteinfrei, so daß auch hier der Wärmeübergang dauernd gleich günstig ist.

Bei dieser Anordnung sind auch die Schwierigkeiten der schmiedeeisernen Speisewasservorwärmer ausgeschaltet. Die Heizelemente sind so beschaffen, daß sie leicht ausgewechselt werden können. Zwischen den beiden in der Strömungsrichtung der Heizgase angeordneten Rohrschlangengruppen a und b ist ein Überhitzer g eingebaut, der beim Anheizen ausgeschaltet werden kann. Weiter sind die größeren

Sammler völlig der Einwirkung der Heizgase entzogen. Diese Kesselbauart ist auf Grund der langjährigen Versuche obengenannter Firma mit hochgespanntem Dampf entstanden und alle hierbei aufgetauchten Forderungen eines betriebssicheren Hochdruckkessels sind in diesem Entwurf verwirklicht. Diese Kesselbauart ist nicht auf die dargestellte Größe beschränkt, sondern kann auch für größte Dampfleistung ausgebildet werden. Kesselschmiedearbeiten üblicher Art sind bei diesen Hochdruckkesseln allerdings kaum mehr auszuführen, denn die Sammelbehälter werden aus einem Stück geschmiedet oder als geschweißte Hohlkörper hergestellt. Ein Versuchskessel dieser Bauart wird in einigen Wochen in Betrieb kommen.

5. In neuester Zeit bekanntgewordene Hochdruckdampferzeuger

Außer den vorbeschriebenen Hochdruckdampferzeugern machen in letzter Zeit noch zwei neue Bauarten von sich reden. Die eine ist der Becker-Schnelldampferzeuger, der aus einem Schlangenrohrsystem besteht, in das das Wasser in fein verteiltem Zustand eingespritzt wird. Weder die Bauweise noch das Verfahren dieses Kessels sind grundsätzlich neu. Die Hauptschwierigkeiten bei diesem Kessel liegen zweifellos in der Regelung der Dampferzeugung und in dem Umstand, daß es nicht möglich ist, diesen Kessel von Kesselstein freizuhalten. Auf der Leipziger Wärmemesse im März 1925 war ein solcher Kessel für 15 at Betriebsdruck ausgestellt. Seine Regelung erfolgte durch Handbetätigung. Ob inzwischen

eine genau und sicher wirkende automatische Regelung erfunden ist, entzieht sich der Kenntnis des Verfassers.

Ferner hat Prof. Loeffler, Berlin kürzlich in Wien über seinen Versuchs-Hochdruckdampferzeuger berichtet, der von der Florisdorfer Lokomotivfabrik in Wien gebaut worden ist. Bei diesem Kessel geschieht im normalen Betriebszustande die Verdampfung mittelbar, indem aus dem Dampfraum des Kessels hochgespannter gesättigter Dampf durch ein Gebläse abgesaugt und durch einen unmittelbar befeuerten Rohrschlangen-Überhitzer gedrückt und dabei auf 450 bis 500° überhitzt wird. Dieser hochüberhitzte Dampf wird dann in das Wasser des Dampf abgebenden Kessels eingeblasen, wo die abgegebene Überhitzungswärme den Betriebsdampf erzeugt. Hierbei muß das Mehrfache der erzeugten Dampfmenge umgepumpt werden. Das Betriebsverfahren dieses Kessels ist nicht neu. Es ist bereits in der englischen Patentschrift Nr. 9368/01 beschrieben. Der Versuchskessel ist sehr klein, er besitzt, soweit bekannt geworden ist, eine Heizfläche von 10 m², dabei beträgt die Verdampfungsleistung 300 kg/h. Die Betriebszeit ist auch noch sehr kurz, so daß sich heute noch nicht übersehen läßt, ob dieses System sich bei größerer Ausführung bewähren wird.

IV. BAUSTOFFE UND EINZELHEITEN DER HOCHDRUCKDAMPFERZEUGER

A. BAUSTOFFE UND HERSTELLUNG DER KESSELTROMMELN

Einer der Haupteinwände, der zuerst gegen die Einführung höchster Dampfspannungen geltend wurde und mitunter auch heute noch gemacht wird, ist die angeblich noch ungeklärte Baustofffrage. Es wird öfters darauf hingewiesen, daß bei Dampfdrücken von 40, 50 und mehr Atmosphären der Kesselbaustoff gerade in der Nähe der sogenannten Blauwärme beansprucht wird. Unter Blauwärme versteht man die Temperaturzone, in welcher Schmiedeeisen beim Erwärmen blau anläuft. In diesem Zustande werden manche Flußeisenarten nach vorangegangener, im kalten Zustand vorgenommener bleibender Formänderung sehr spröde. Im Kesselbau können diese unangenehmen Erscheinungen durch das Biegen der Bleche und beim Nieten und Verstemmen auftreten.

1. Bericht

über eine Baustoffuntersuchung

Um nun den Einfluß höchster Dampfspannungen auf den Baustoff einer im Betrieb gewesenen Kesseltrommel festzustellen und die bestehenden Bedenken zu beseitigen, hat die Schmidtsche Heißdampf-Gesellschaft eine der 15 000 Heiz-

stunden in Betrieb gewesenen Trommeln des Versuchskessels ausgebaut und den Baustoff prüfen lassen. Zu diesem Zweck wurde die am ungünstigsten beanspruchte hintere Obertrommel (s. Abb. 10) gewählt.

Die ungünstige Beanspruchung der untersuchten Trommel bestand darin, daß der obere Teil dem Dampfdruck von 60 at, also einer Temperatur von etwa 275°, ausgesetzt war, während der untere Teil außen durch Feuergase von 420 bis 450° beheizt wurde, innen aber teilweise mit kälterem, aus dem Vorwärmer tretenden Wasser in Berührung stand. Das vorgewärmte Speisewasser hatte nämlich beim Eintritt in die Obertrommel nur eine Temperatur von etwa 150 bis 180°. Daher betrug der Temperaturunterschied zwischen oberer und unterer Hälfte der Trommel schätzungsweise etwa 50°, wodurch Biegungsbeanspruchungen in der Trommel auftraten. Der Unterschied zwischen unterer Trommelwand und Rohrende dürfte durch die Kühlwirkung des Speisewassers ebenfalls 50° gewesen sein, so daß sich an den Einwalzstellen anfänglich Undichtigkeiten zeigten, die durch öfteres Nachwalzen behoben werden mußten.

Die Betriebszeiten der Trommel waren bis zum Ausbau:

- 8000 Stunden mit 50 bis 60 at,
- 3000 Stunden mit 40 at,
- 1000 Stunden mit 30 at,
- 3000 Stunden mit 13 at.

Unter Druck stand die Trommel wesentlich längere Zeit; in der angegebenen Betriebszeit war sie mindestens 1500 mal angeheizt und abgekühlt worden,

was ebenfalls eine in der Praxis selten vorkommende ungünstige Baustoffbeanspruchung ergibt.

Die Trommel wurde unter sechs verschiedene Prüfstellen möglichst gleichmäßig aufgeteilt und nach einem einheitlichen, vom staatlichen Materialprüfungsamt in Dahlem vorgeschlagenen Plan geprüft. Die Prüfungsergebnisse der einzelnen Stellen liegen jetzt vor. Sie sind sehr umfangreich; daher sei nur der Bericht des staatlichen Materialprüfungsamtes herausgegriffen*). Die Prüfung erstreckte sich auf:

1. die metallographische und chemische Untersuchung des Trommelbaustoffes;
2. Festigkeitsprüfung durch Zugversuche, Biegeproben usw.;
3. Kerbschlagproben;

und zwar wurden die Versuche, soweit möglich, im Zustand der Anlieferung beim Amt, ferner nach dem Ausglühen bei 900° nach Luftabkühlung und schließlich bei einer Temperatur von 265° entsprechend einem Betriebsdruck von etwa 54 at ausgeführt.

In Zahlentafel 6 sind die Mittelwerte der Untersuchungen zusammengestellt. Von der Veröffentlichung der Versuchsergebnisse der Schweißnaht wird abgesehen, da die vor fünfzehn Jahren ausgeführte Keilschweißung nicht mehr dem heutigen Stand der Schweißtechnik entspricht und nur zu unrichtigen Schlußfolgerungen führen könnte. Das Ergebnis der Untersuchung des Trommelmaterials ist kurz folgendes:

*) Hochdruckheft 1924 d. V.D.I., S. 77.

ZAHLENTAFEL 6

PRÜFUNGSERGEBNISSE VON DER HINTEREN TROMMEL
DES HOCHDRUCKKESSELS DER SCHMIDTSCHEN HEISS-
DAMPF-GESELLSCHAFT IN CASSEL

Versuchsanlage Wernigerode a. H.

	Längsproben					
	Zug- festig- keit	Deh- nung	Streck- grenze	Quer- kontrak- tion	Kerb- zähig- keit	Biege- probe bei 180°
	kg/mm ²	v. H.	kg/mm	v. H.	kg/cm ²	Biege- winkel
Mittelwert der Werks- bescheinigung . .	36	35 ^{1) 2)}	— ³⁾	— ³⁾	— ³⁾	— ³⁾
Mittelwert der Proben im An- lieferungszustand	37,05	34 ²⁾	19	61	1,18	unge- brochen
Mittelwert der Proben, $\frac{3}{4}$ Std. bei 900° C ge- glüht und an der Luft abgekühlt .	37,35	35,6 ²⁾	21,3	59	3,28	unge- brochen
Mittelwert der Proben bei 265° C	44,75	15 ²⁾	23	31,5	unge- brochen	— ⁴⁾

1) Meßlänge l = 200 mm.

2) Meßlänge l = 150 mm.

3) Angabe fehlt.

4) Nicht ausgeführt.

5) Einzelwert, daher unsicher.

Bem.: Die angegebenen Zahlen sind Mittelwerte aus je 2 Versuchen. Je eine Probe war dem dem Dampfraum zugelegenen Teil des Kesselmaterials, die andere dem dem Wasserraum zugelegenen Teil entnommen.

Die Materialprüfung wurde von dem Staatlichen Materialprüfungsamt in Berlin-Dahlem ausgeführt. Die von 5 anderen Prüfungsstellen ausgeführten Untersuchungen mit Querproben ergaben ähnliche Werte.

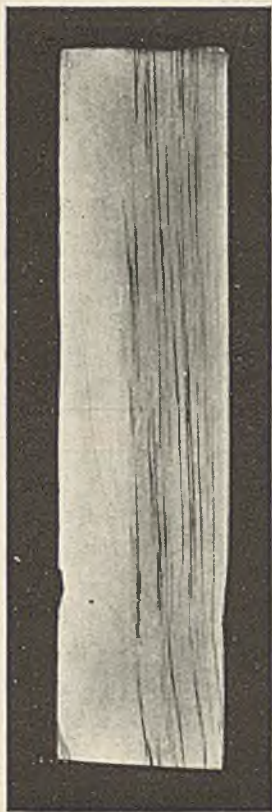


Abb. 27
Trommelmantelstück
Längsschnitt

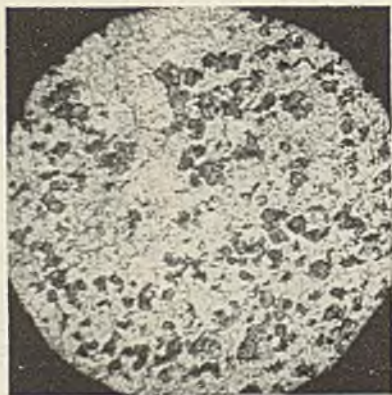


Abb. 28
Schweißstelle, unten Bodenstück
oben Mantelstück

Abb. 29
Kleingefüge des
Trommelbodens,
66 fache lineare
Vergrößerung



Abb. 30
Kleingefüge des
Trommelmantels,
66 fache lineare
Vergrößerung



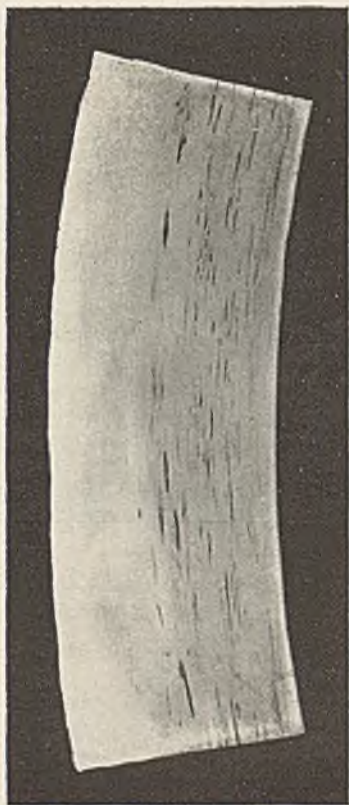


Abb. 31. Trommelmantelstück. Querschnitt zwischen Einwalzstellen

Metallographische Untersuchungen

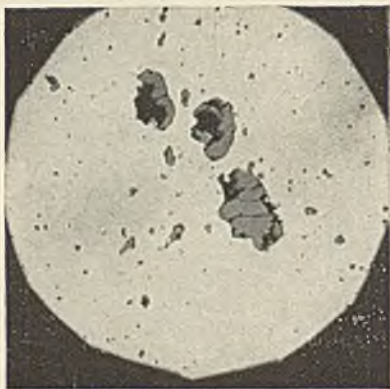


Abb. 32
Schweißschlackeneinschlüsse in der Schweißstelle
20 fache lineare Vergrößerung

a) Metallographische Untersuchung

Abb. 27 bis 32. Der Baustoff der Trommelböden ist ein kohlenstoffarmes seigerungsfreies Flußeisen, während der Baustoff der Trommelwand zwar ebenfalls ein kohlenstoffarmes Flußeisen ist, das jedoch an der Innenseite stark geseigert ist. In der Seigerungszone sind Kohlenstoff und Schwefel stark angereichert, auch ist der Phosphorgehalt an dieser Stelle größer als außen. Risse, Poren oder ähnliche Materialfehler sind nicht festgestellt worden. Sonst zeigte der Trommelbaustoff im Zustand der Anlieferung die Eigenschaften eines normalen Kesselblechs. Die Lagerung der Seigerungszone nach dem Trommelinnern zu rührt vom Ziehvorgang bei der Herstellung her.

b) Festigkeitsuntersuchung

Die Zahlentafel 6 enthält, wie schon gesagt, nur Mittelwerte. Die Festigkeit im Anlieferungszustand betrug $37,05 \text{ kg/mm}^2$, die Dehnung 34 v. H. bei einer Länge des Probestabes von 15 cm. Durch $\frac{3}{4}$ Stunde langes Ausglühen bei 900° änderten sich die Verhältnisse nicht nennenswert, so daß gefolgert werden kann, daß der Baustoff durch die Betriebsbeanspruchung hinsichtlich Festigkeit und Dehnung nicht gelitten hat, was auch ein Vergleich mit den Ergebnissen der Werkstoffprüfung des Ursprungsbaustoffes bestätigt.

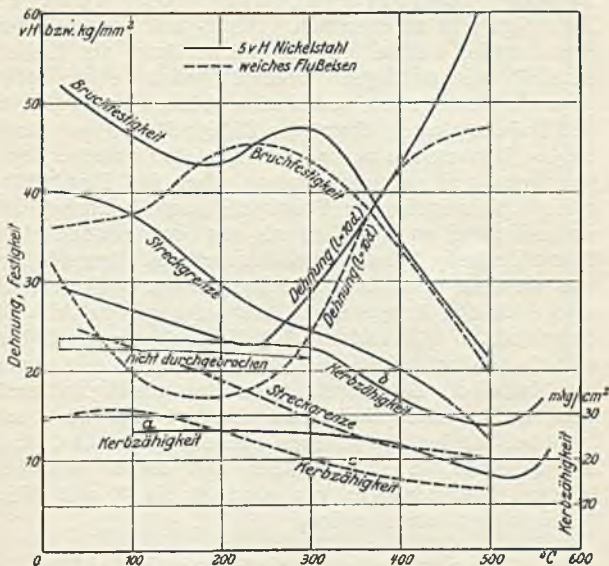
Die Prüfung bei 265° zeigte die bei Flußeisen bekannte Erscheinung, daß sich bei dieser Temperatur die Festigkeit erhöht, die Dehnung aber vermindert. Die Biegeproben hatten ebenfalls ein günstiges Ergebnis.

c) Kerbschlagprüfung

Die Kerbzähigkeit des Baustoffes war im Anlieferungszustand gering. Einzelne Probestäbe wiesen nach dem Ausglühen bei 900° eine wesentliche Verbesserung der Kerbzähigkeit auf. Der zwischen den Rohreinwalzstellen befindliche Baustoff hatte im Anlieferungszustand die geringste Kerbzähigkeit. Zweifellos haben hierauf die schwierigen Betriebsbedingungen, wie auch das wiederholt vorgenommene Nachwalzen der Rohrenden einen ungünstigen Einfluß ausgeübt. Die Zunahme der Kerbzähigkeit an dieser Stelle durch Ausglühen ist dafür der beste Beweis. Bei den Werkproben sind Kerbschlagproben nicht ausgeführt worden, so daß ein unmittelbarer Vergleich fehlt. Soviel läßt sich aber auf alle Fälle aus den vorliegenden Versuchsergebnissen, die im vollen Umfange auch von den anderen Prüfungsstellen bestätigt worden sind, folgern, daß die Ermüdungserscheinungen des Kesselbaustoffs bei höchsten Betriebsdrücken nicht größer sind als bei üblichen von 15 und 20 at, besonders wenn man jede Kaltbearbeitung und jede zusätzliche Wärmebeanspruchung der Trommeln ausschaltet.

Ein vollkommen abschließendes Bild läßt sich aus dieser Untersuchung noch nicht gewinnen, jedoch ist anzunehmen, daß es für diesen vor 14 Jahren in Angriff genommenen Kesselversuch von großem Wert war, daß man von der Verwendung von Nietungen Abstand genommen hatte. Auf Grund von Untersuchungen des Materialprüfungsamtes, sowie anderer Stellen, auch solcher der Firma Fried. Krupp A.G., Essen, Ruhr, besitzt gewöhnliches Flußeisen die Eigenschaft, bei Beau-

spruchungen über die Streckgrenze zu altern, d. h. nach verhältnismäßig kurzer Zeit spröde zu werden. Über



Kerbzähigkeit $\left\{ \begin{array}{l} \text{5 v. H. Nickelstahl} \\ \text{weiches Flußeisen} \end{array} \right. \left\{ \begin{array}{l} \text{a geglüht} \\ \text{b vergütet} \\ \text{c} \end{array} \right.$

Abb. 33. Festigkeit von Nickelstahl und weichem Flußeisen nach Goerens

diese Frage hat z. B. Prof. Goerens auf der Hochdrucktagung des V.D.I.*) berichtet und vorgeschlagen, a u

*) Z. d. V.D.I., 1924, S. 41.

Stelle der üblichen Kesselbaustoffe von 34 bis 41 kg/mm Festigkeit mit mindestens 25 v.H. Dehnung legierte Stähle von höherer Festigkeit zu benutzen. Die 3- und 5prozentigen Nickelstähle, welche für die Verwendung als Kesselbaustoff vorgeschlagen werden, haben eine höher liegende Streckgrenze sowie eine größere Zugfestigkeit und Dehnung, auch nimmt die Zähigkeit, die nur durch Kerbschlagversuche nachzuweisen ist, bei höheren Temperaturen und vorangegangener, über die Elastizitätsgrenze hinausgehender Beanspruchung (Reckung) bei weitem nicht so stark ab als die des gewöhnlichen Kesselbleches. Diese verschiedenartigen Eigenschaften von weichem Flußeisen und 5prozentigem Nickelstahl sind nach den Kruppschen Untersuchungen in Abb. 33 dargestellt. Die Abbildung läßt die vorhandenen Unterschiede deutlich erkennen. Es wird möglich sein, wenn erst einmal die Beschränkung der Baustofffestigkeit nach oben im Landdampfkesselbau beseitigt sein wird, mit legierten Stählen für gleichen Betriebsdruck mit dünneren Blechstärken auszukommen und damit, auch bei höheren Dampfdrücken von etwa 30 bis 40 atü, Nietverbindungen anzuwenden.

2. Geschmiedete und geschweißte Kesseltrommeln

Vorerst und besonders für die vorstehend erwähnte Grenze übersteigenden Betriebsdrücke sollte man aber von dem genieteten Kessel Abstand nehmen und dafür völlig aus einem Stück geschmiedete oder geschweißte Behälter benutzen. Erstere werden von den Firmen Fried. Krupp A.G.,

Essen, Ruhr, und von der Preß- und Walzwerk Reisholz A.G., Düsseldorf-Reisholz, letztere nach besonderem Verfahren in einwandfreier Beschaffenheit von der August-Thyssen-Hütte, Mülheim-Ruhr, geliefert. Die geschmiedeten Behälter, bei welchen die

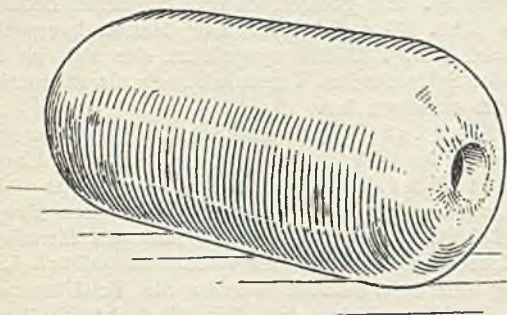


Abb. 34. Aus einem Stück geschmiedeter Behälter von Fried. Krupp A. G.

Böden an den nahtlos geschmiedeten Mantel angekümpelt sind, sind für jeden Druckbereich bis 100 und mehr atü anwendbar, da die Wandstärke beliebig stark hergestellt werden kann. Sie können in Größen bis zu 1500 mm Durchmesser und 12 m Länge geliefert werden, und damit sind sie auch für Großkessel ausreichend. Diese Behälter werden nach der Bearbeitung nochmals bei etwa 920° geglüht und vergütet. Sie sind daher nach Fertigstellung völlig

spannungsfrei. Krupp und Reisholz liefern diese Behälter in Siemens-Martin-Flußbeisen und in Nickelstahl. Erstere werden in solchen Fällen empfohlen, bei welchen eine Kaltbearbeitung überhaupt nicht notwendig ist, während solche aus Nickelstahl auch bei Steilrohrkesseln mit vielen Rohreinwalzstellen anstandslos verwendet werden können und größte Betriebssicherheit gewährleisten. Ein geschmiedeter Kruppscher Behälter ist aus Abb. 34 ersichtlich. Der Mannlochverschluß wird nach D.R.P. 375 223 ausgeführt, der sich im Betriebe des Schmidtschen Versuchskessels als ausgezeichnet dicht erwiesen hat.

Die August-Thyssen-Hütte führt die geschweißten Kesselbehälter mittelst überlappter Wassergasschweißung aus. Die Böden werden in gleicher Weise wie bei den Kruppschen Behältern angekumpelt und auch die Mannlochverschlüsse nach der gleichen Bauart ausgeführt. Zur Prüfung der Schweißnaht werden die Behälter nach D.R.P. 374 429 auf den drei- bis vierfachen Betriebsdruck abgepreßt, selbst auf die Gefahr hin, daß die Streckgrenze im Material überschritten wird. Um die etwa beim Schweißen oder beim Abpressen entstandenen Baustoffüberanspruchungen zu beseitigen, werden die Behälter nach der Druckprobe ebenfalls bei etwa 920° ausgeglüht und vergütet. Auch diese geschweißten Behälter sind dann vollständig spannungsfrei. Die Druckgrenze ist hier enger gezogen als bei der geschmiedeten Trommel, denn die Wandstärke darf beim Schweißen ein gewisses Maß nicht überschreiten. Außerdem können für die Herstellung legierte Stähle nicht verwendet werden, da diese sich

nicht schweißen lassen. Bei Betriebsdrücken bis zu 40 bis 50 at können aber die auf diese Weise hergestellten Trommeln ohne Bedenken verwendet werden.

3. Genietete Kesseltrommeln

Die vorher beschriebenen geschmiedeten und geschweißten Trommeln sind in der Herstellung verhältnismäßig teuer, und man wird sich daher für die im Übergangsgebiet zwischen üblichen und Höchstdrücken,

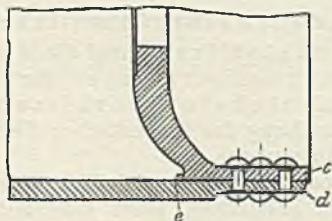


Abb. 35
Kesselboden nach
D.R.P. 394579

d. h. in der Druckgrenze bis zu etwa 30 at zu ihrer Anwendung nur bei solchen Hochdruckanlagen entschließen, die sich als sehr wirtschaftlich erweisen und daher höhere Anlagekosten rechtfertigen. Man kann aber auch schon einen Teil der Vorteile der geschmiedeten und geschweißten Trommeln erhalten, wenn nur nahtlose oder geschweißte Schüsse ohne Längs- und Rundnietungen benutzt und nur die Stirnbödeningenietet werden. Letztere werden zweckmäßig mit nach außen ragenden Rändern eingesetzt, so daß sich das Nietens sehr zuverlässig auf der Nietmaschine ausführen läßt. Wenn man die Böden bzw. ihre Abdichtung nach D.R.P. 394579 (Abb. 35) ausführt, wird sogar ein Verstemmen

der Nieten überflüssig, und es sind auch legierte Stähle für den Mantel und die Böden verwendbar. In einem solchen Falle sind nur die Rundkanten der Deckel auf der Innenseite mit Hilfe eines Stemmrings zu dichten.

Die Herstellung sicherer Hochdruckbehälter ist also auf verschiedene Weise möglich. Die Trommeln sind demnach nicht mehr ein Hinderungsgrund für den Übergang zu hohen Betriebsdrücken, besonders, da die Hüttenwerke die Trommelpreise stark herabgesetzt haben.

B. FRISCHDAMPFÜBERHITZER

Auf die Baustofffrage und die Anordnung der Feuergasüberhitzer für höchste Drücke und höchste Überhitzung ist schon bei der Beschreibung des Schmidtschen Versuchskessels ausführlich eingegangen.

Die Verwendung von Spezialstählen für Überhitzer hat erst dann Bedeutung, wenn man mit der Überhitzung über 475° hinausgeht. Derartige Temperaturen sind aber in den heutigen Maschinen noch gar nicht zu verarbeiten, haben daher für den Kraftmaschinenbetrieb vorerst noch keine Bedeutung. Die Frischdampfüberhitzer werden am besten in die Feuergaszüge der zugehörigen Hochdruckkessel eingebaut. Es ist ferner zugänglich, von Kesseln getrennte, unmittelbar beheizte Zentralüberhitzer anzulegen, da diese aber eine ungünstige Brennstoffausnutzung besitzen, so ist ihre Anwendung nicht empfehlenswert. Solche Zentralüberhitzer haben sich schon bei üblichen Betriebsspannungen nur sehr wenig einzuführen vermocht, und bei den viel höheren Betriebsspannungen wird dies noch viel weniger der Fall sein.

In Deutschland hat sich nach den bahnbrechenden Arbeiten Wilhelm Schmidts bei der Durchbildung von schmiedeeisernen Überhitzern für hohe Dampftemperaturen keine neue besondere Eigenheiten aufweisende Überhitzerbauart in ortsfesten Kesselanlagen durchgesetzt, sondern man hat zur Verringerung der Heizfläche nur die Überhitzer, nicht immer zum Vorteil ihrer Lebensdauer, in eine heißere Feuergaszone gelegt. Mitunter sind nicht einmal alle Rohrstränge gleichmäßig beheizt. Solche Bauarten sind wegen ihrer Nachteile für so hohe Dampftemperaturen, wie sie für die Hochdruckdampfbetriebe erforderlich sind, unbedingt zu verwerfen.

Die Dampftechniker der Vereinigten Staaten von Amerika haben sich erst in den Jahren 1915/16, nachdem die Anwendungsmöglichkeit der hohen Frischdampfüberhitzung im Betriebe von Heißdampflokomotiven erwiesen war, die Vorteile von über 300° liegenden Dampftemperaturen im ortsfesten Betriebe nutzbar gemacht, dann aber beachtenswerte Überhitzerkonstruktionen geschaffen, die uns zum Teil sehr gewagt erscheinen. So werden dort mitunter die Überhitzer in die Wände der Feuerräume gelegt, um die strahlende Wärme der Feuerung für die Überhitzung nutzbar zu machen. Möglich sind solche Ausführungen nur, weil man dort den Überhitzer nicht vom Kessel trennt, sondern ihn als Kesselteil betrachtet, und die Kessel nach ihrer Inbetriebnahme auch monatelang mit verhältnismäßig gleichmäßiger Belastung betreibt, so daß ein Erglühen der Überhitzer nur sehr selten vorkommen kann.

Eine interessante Lösung des Einbaues der Überhitzer stammt von der Schwestergesellschaft der Schmidtschen Heißdampf-Gesellschaft „The Superheater Co., New York“. Bei Steilrohrkesseln werden die Überhitzerrohre im ersten Rohrbündel zwischen die Kesselrohre eingehängt, und zwar so, daß zwischen je vier Kesselrohren ein Überhitzerrohr liegt. Bei dieser Anordnung erreicht man ungefähr die gleichen Wärmeübergangszahlen wie bei Schmidtschen Rauchröhrenüberhitzern; ferner bleibt die Überhitzungstemperatur bei allen Kesselbelastungen nahezu gleich groß. Strahlende erhitzte Mauerwerksflächen, die die Überhitzerrohre beim An- und Abstellen zum Erglühen bringen können, sind nicht vorhanden. Die erste Ausführung erfolgte für die bekannte River-rouge-Kraftanlage der Fordwerke in Detroit, die mit Kohlenstaubfeuerung arbeitet. Eine solche Überhitzeranordnung ist vielleicht auch für Hochdruckkessel mit nicht gar zu hohen Dampftemperaturen möglich.

Was nun die Dampfgeschwindigkeit in den Überhitzerrohren anbetrifft, so kann man hierbei gegenüber den üblichen Werten etwas herabgehen. Eine Geschwindigkeit von 5 m/s ist durchaus ausreichend; aber auch noch erheblich geringere Werte sind noch nicht gefährlich. Den Überhitzerrohren gibt man zweckmäßig Lichtweiten von 25 bis 30 mm und Wandstärken von 4 mm. Die Überhitzerschlangen können in üblicher Weise gebogen oder, wenn man an Raum für die Unterbringung des Überhitzers sparen will, durch S. H. G. - Umkehrstellen gebildet werden. Letztere werden in Mitteleuropa aus den Roh-

ren selbst von den Firmen Linke-Hofmann-Lauchhammer-Werke A.G., Werk Riesa, August-Thyssen-Hütte, Mülheim-Ruhr, und den Mannesmannröhrenwerken in Komotau, nach besonderem Verfahren durch maschinelle Feuerschweißung hergestellt.

C. SPEICHERFÄHIGKEIT DER HOCHDRUCK-DAMPFERZEUGER

Eine sehr wichtige Frage für die Hochdruckdampf-erzeugung ist die Bemessung der Dampf- und Wasseräume der Hochdruckdampf-erzeuger. Was den Wasserinhalt anbelangt, so ist dieser mit Rücksicht auf die Herstellungskosten zu beschränken. Die Speicherwirkung läßt sich in zwei Teile zerlegen: erstens in die Speicherwirkung des Wasserinhaltes, d. h. in die Dampfmenge, welche bei Druckentlastung aus dem Kesselwasser frei wird, zweitens in die Speicherwirkung des Speiseraumes, d. h. in den Wärmebetrag an Flüssigkeitswärme, der in dem Kesselwasser zwischen höchstem und tiefstem Wasserstand enthalten ist. Großer Wasserinhalt des Kessels erfordert entweder kleine Trommeln und großen Wasserinhalt der Wasserrohre, d. h. geringe Heizflächenbelastung oder bei hoher Heizflächenleistung große Wasserbehälter. Der Speiseraum läßt sich künstlich vergrößern, indem man z. B. bei Höchstdruckkesseln mit wenigen kleinen Trommeln nach D.R.P. 401 469 von Felix Langen in der Höhe der Wasserstandsschwankungen, in der Herstellung billige gezogene Sammelgefäße von kleinem Durchmesser anordnet oder künstlich eine Vergrößerung des Speise-

ZAHLEN-
 VERGLEICH DER SPEICHERWIRKUNG

Bauart	Dampfdruck at	Normale Dampfleistung kg/h	Wasserinhalt des Kessels im Betriebszustande kg	Speicherwirkung des bei 10 v. H.	
				gespeicherte Dampfmenge	
				kg/h	v. H. der Std.-Leistg.
Normaler Garbekessel ¹⁾ mit 1500-mm-Trommel	16	13 000	55 000	455	3,5
Schmidt - Borsig - Höchstdruckkessel ²⁾	60	7 000	12 500	150	2,15
Babcock - & Wilcox - Höchstdruckkessel ³⁾	81	45 000	11 600	205	0,46
Doppelseitiger Höchstdruckkessel nach Entwurf der Schmidt-schen Heißd.-Ges. ⁴⁾	85	40 000	28 000	390	0,97
Atmos-Kessel, Göttsborg ⁵⁾	60	5 000	380	4,6	0,09

¹⁾ Z. d. V.D.I. 1920 S. 302. ²⁾ S. 55. ³⁾ S. 67. ⁴⁾ S. 60. ⁵⁾ Z. d. V.D.I. 1923 S. 633

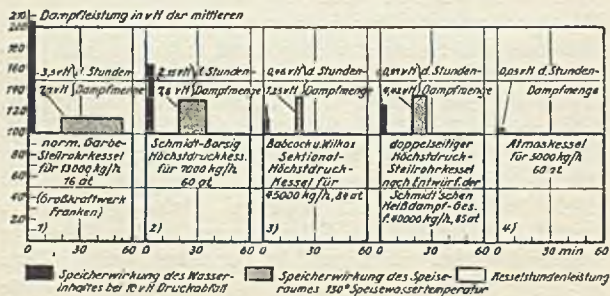


Abb. 36. Speicherwirkung verschiedener Kesselsysteme

 TAFEL 7
 VERSCHIEDENER KESSELSYSTEME

Wasserinhalts Druckabnahme		Inhalt des Speiseraumes kg	Speicherwirkung des Speiseraumes				Kürzeste Entnahmezeit min
Spitzenleistung für 2 Min. Entnahmezeit			gespeicherte Dampfmenge		Spitzenleistung für kürzeste Entnahmezeit		
kg/h	v. H. d. norm. Leistung		kg	v. H. der Std.-Leistg.	kg/h	v. H. d. norm. Leistung	
26 650	205	7500	1000	7,7	14 700	113	35
11 500	164	1700	535	7,6	9 250	132	14,2
51 150	114	1400	560	1,25	63 000	140	1,9
51 700	129	4400	1770	4,4	56 000	140	6,65
5 110	103	abhängig v. Speiseraum des hintergeschalteten Kessels	—	—	—	—	—

raumes mit Hilfe eines Speisewasserspeichers schafft. Den Speiseraumspeicher kann man auch mittelbar beheizen und ihn dann für niederen Druck als den Kesseldruck ausbilden.

Über den unbedingt notwendigen Wasserinhalt eines Hochdruckkessels gehen die Meinungen sehr auseinander. Man sieht das schon bei oberflächlicher Betrachtung der verschiedenen, im vorhergehenden beschriebenen Hochdruckkessel. Über die zweckmäßigste Bemessung der Speicherkapazität wer-

den erst praktische Erfahrungen an einer größeren Anzahl Ausführungen ein endgültiges Urteil ermöglichen. Als Beitrag zu dieser Frage ist in Abb. 36 und Zahlentafel 7 ein Vergleich der Speicherwirkung verschiedener Kessel zusammengestellt, und zwar sind folgende Kessel gewählt:

1. ein normaler Garbekessel für 16 at Betriebsdruck des Kraftwerkes Franken mit außergewöhnlich großem Wasserinhalt;
2. der Schmidt-Borsig-Kessel für 60 at (Abb. 13 u. 14);
3. der Babcock-Wilcox-Hochdruckkessel für 84 at des Weymouth-Kraftwerkes (Abb. 20);
4. der in Abb. 15 dargestellte doppelseitige Schmidtsche Hochdruckkessel;
5. der Atmoskessel in Göteborg.

Die Speicherwirkungen des Wasserinhaltes und des Speiseraumes sind getrennt aufgeführt. Aus Abb. 36 ersieht man, daß aus großem Wasserinhalt bei 10 v. H. Druckabfall kurze heftige Dampfstöße bewältigt werden können. Die untere nicht schraffierte Fläche gibt jeweils die Stundendampfleistung an, das schmale, links schraffierte Rechteck die Dampfabgabe aus dem Wasserinhalt, das rechts schraffierte dagegen die größte Dampfmenge aus dem Speiseraum in der kürzesten Entladezeit. Man sieht, daß der Babcock-Wilcox-Kessel und der Atmoskessel bei dieser Darstellung sehr ungünstig wegkommen und daß diese wahrscheinlich nicht ohne einen Speicher oder eine größere Niederdruckkesselanlage, also nicht für sich allein betrieben werden können.

D. RAUCHGASSPEISEWASSERVORWÄRMER

Die Frage der Rauchgasspeisewasservorwärmung ist schon vorher berührt worden. Hier möge nur noch einmal kurz darauf zurückgekommen werden. Die einfachste Lösung sind schmiedeeiserne Vorwärmer, die mit dem Kessel zusammengebaut werden und im letzten Kesselzug angeordnet sind, daher als Teil des Hochdruckkessels angesehen werden können. Aber diese haben die bekannten früher erwähnten Nachteile, wenn man ihr Inneres nicht durch rostsichere Einsätze schützt oder das Ansetzen von Gasblasen durch hohe Wassergeschwindigkeit vermeidet. Man kann die Schwierigkeiten umgehen, wenn man gußeiserne Speisewasservorwärmer für niedrigen Betriebsdruck oder mit der Atmosphäre in Verbindung stehende offene gußeiserne Vorwärmer hinter den Kessel schaltet. Zweckmäßig speist man einen solchen Niederdruckvorwärmer durch eine Zentrifugalpumpe. Man hat dann nur die Speisepumpe zu regeln, die das vorgewärmte Speisewasser dem Vorwärmer entnimmt und in den Hochdruckkessel weiterdrückt. D.R.P. 221 338 und 388 028. Bei einer solchen Anordnung läßt sich auch bequem eine Speisewasserentgasung anwenden. Sollte infolge der jetzt vielfach angestrebten Speisewasservorwärmung durch Anzapfdampf eine genügende Abkühlung der Feuergase nicht mehr durch das Kesselspeisewasser möglich sein, so muß dafür hinter den Kessel ein Luftvorwärmer geschaltet werden. Die Bauart des Luftvorwärmers kann als Lamellen- oder Röhrenapparat oder sonstwie ausgebildet sein. Auf die Kesselkonstruktion hat dieser Apparat wenig oder gar keinen Einfluß.

V. ARMATUREN UND ROHRLEITUNGEN FÜR HOCHDRUCKDAMPF

A. WASSERSTANDSANZEIGER

Wichtige Bestandteile der Hochdruckkessel sind die feinen Armaturen. Von diesen wiederum sind die Wasserstandsanzeiger zu beachten, denn diese haben bei den Versuchen anfänglich Schwierigkeiten verursacht. Röhrenförmige Wasserstandsgläser kommen für hohe Betriebsdrücke und Wassertemperaturen nicht mehr in Frage, weil sie sich nur sehr schwierig in den Hahnköpfen dichten lassen. Auch die üblichen Klingerschen Wasserstandsgläser haben sich nicht bewährt, da sich die Gehäuse bei längeren Gläsern werfen und dann zu Glasbrüchen führen. Am vorteilhaftesten haben sich runde flache Gläser (sog. Bullenaugen) oder kurz elängliche Gläser erwiesen, die auf einem Gehäuse, jedes für sich allein, durch Flanschen befestigt werden. Durch Anordnung einer größeren Zahl von Gläsern übereinander kann man die Schaulänge beliebig lang halten, ohne Glasbrüche befürchten zu müssen. Diese kleinen Gläser versieht man auf der Rückseite vorteilhaft mit Riffeln, um eine Reflexionswirkung wie bei den Klingerschen Gläsern zu erzielen. Bei solchen Gläsern zeigt sich bei unrichtiger Konstruktion der Nachteil, daß sie sich durch Ausblasen nur schwer

reinigen lassen. Es muß daher dafür gesorgt werden, daß der Dampfstrahl beim Ausblasen an den Gläsern

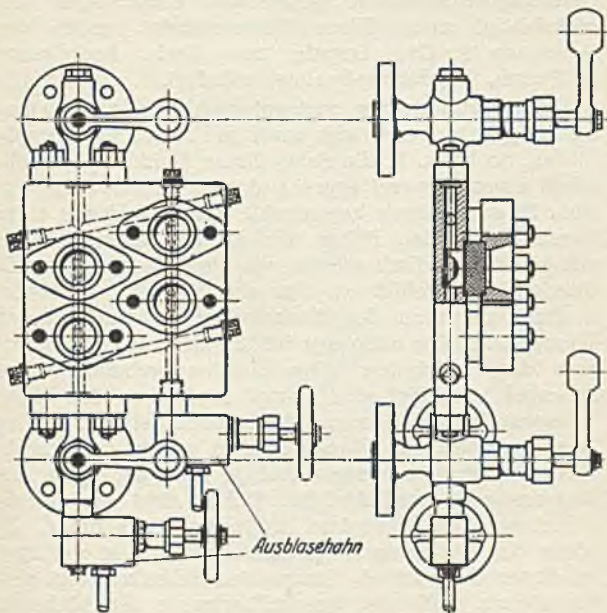


Abb. 37

Wasserstand mit runden Schaugläsern für höchste Dampfspannungen

vorbeistreichen muß. Sind die kleinen Schaugläser in zwei Reihen versetzt angeordnet, so läßt sich der Wasserstand dauernd beobachten. Abb. 37 zeigt den

Entwurf eines gesetzlich geschützten Wasserstandes, bei dem alle bei den Versuchen der Schmidtschen Heißdampf-Gesellschaft gemachten Erfahrungen berücksichtigt sind. Diese Wasserstände werden von Schumann & Co., Leipzig und Koch, Bantelmann & Paasch, Magdeburg-Buckau, geliefert.

Außer unmittelbar wirkenden Wasserstandsanzeigern lassen sich auch mittelbare durchführen. So hat z. B. die Schmidtsche Heißdampf-Gesellschaft einen Apparat erprobt, dessen Arbeitsweise aus Abb. 38 schematisch hervorgeht. Er besteht aus einer kommunizierenden Röhre, die an der tiefsten Stelle mit einem spezifisch schwereren Stoff als Wasser, z. B. Quecksilber angefüllt ist. Der eine Schenkel x mündet in dem Dampfraum des Oberkessels über dem höchsten Wasserstand, der andere y ist mit dem Wasser unterhalb des niedrigsten Wasserstandes verbunden. Im Schenkel x schlägt sich Dampf nieder, so daß diese Wassersäule stets genau gleich hoch ist und kaltes Wasser enthält. Die Wassersäule in y über dem Quecksilber ist etwas niedriger und je nach der Höhe des Wasserstandes veränderlich. Daher steht die Quecksilberkuppe im Schauglase (z) rechts etwas tiefer. Je höher der Wasserstand im Kessel ist, um so geringer ist dieser Unterschied. Im rechten Schenkel zeigt also die höchste Stelle der Quecksilberkuppe den höchsten, die niedrigste den niedrigsten Wasserstand an. Wegen des erheblich größeren spezifischen Gewichtes des Quecksilbers ist natürlich der sichtbare Unterschied zwischen höchstem und niedrigstem Wasserstand wesentlich geringer als in Wirklichkeit, besonders da die Änderung der Höhenlage der Quecksilberkuppen

von dem Stande des im Oberkessel befindlichen heißen Kesselwassers abhängig ist. Das spezifische Gewicht von Wasser bei 275° beträgt z. B. 0,765, dasjenige von Quecksilber 13,6; für eine zulässige Änderung des

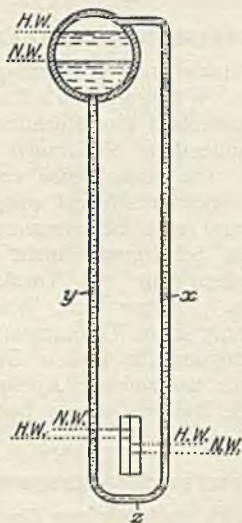


Abb. 38
Mittelbar zeigender
Wasserstand
Bauart W. Schmidt

Wasserspiegels um 200 mm beträgt die Änderung der Höhenlage der Quecksilberkuppe nur etwa $\frac{1}{18}$, also nur 11 mm. Da sich der Wasserstandsanzeiger aber in Augenhöhe des Heizers anbringen läßt, so genügt diese sichtbare Veränderung, wie die Versuche bewiesen haben. Das Wasserstandsglas bleibt

hierbei kalt und ist keinerlei Temperaturänderungen unterworfen, so daß das sonst häufig vorkommende Zerspringen der röhrenförmigen Wasserstandsgläser beseitigt und ihre Abdichtung ermöglicht ist.

B. SPEISEWASSERREGLER

Wichtig für Hochdruckdampferzeuger sind ferner die automatischen Wasserstandsregler, denn der geringe Wasserinhalt der Hochdruckkessel zwingt bei stark schwankendem Verbrauch zu ihrer Verwendung. Es gibt eine ganze Reihe von Wasserstandsreglern, die für Hochdruckdampf ausgebildet werden können. Verwendet man Schwimmerapparate, so ist es notwendig, die Schwimmer nicht direkt auf das Speiseventil, sondern nur auf Vorsteuerorgane einwirken zu lassen. Ferner sind Wasserstandsregler, die auf der Wirkung eines Thermostaten beruhen, wie z. B. der Copesregler, für diesen Zweck brauchbar. Einzelheiten dieser zahlreichen Apparate hier aufzuführen, würde den Rahmen dieses Buches bei weitem überschreiten.

C. HOCHDRUCKSPEISEPUMPEN

Hier möge gleich noch einiges über die Speisepumpen von Hochdruckdampferzeugern erwähnt werden. Für kleinere Speisewassermengen kommen nur Kolbenpumpen oder Kapselpumpen in Betracht; die bei Preßwasseranlagen gemachten Erfahrungen werden hierbei zweckmäßig verwertet. Zentrifugalspeisepumpen für höchste Betriebsdrücke sind nur für größere

Speisewassermengen anwendbar, sonst ist ihr Wirkungsgrad zu schlecht. Außerdem werden sie bei kleinen Speisewassermengen sehr teuer, weil die Stufenzahl groß sein muß.

D. HOCHDRUCKABSPERRORGANE

Eine weitere wichtige Frage für die Hochdruckarmaturen ist die Wahl des richtigen Baustoffes für die Dichtungen der Absperrventile und Schieber. Bei den bisherigen Versuchen haben sich Nickeldichtungen am besten bewährt; nur muß man darauf achten, daß die Sitze gut befestigt sind, da sich sonst Undichtheiten ergeben. Auch der nicht rostende Kruppsche V 2 a Stahl dürfte sich für diesen Zweck eignen. Bei größeren Abmessungen darf der Unterschied im Ausdehnungskoeffizienten zwischen Eisen und Nickel bzw. V 2a-Stahl nicht unbeachtet bleiben. Eine weitere brauchbare Dichtung für Hochdruckventile ist die von der Firma A. Hilpert A.-G., Nürnberg, angefertigte Panzerdichtung; diese hat sich bei Versuchen mit hohem Druck von 60 at und Temperaturen über 400° ebenfalls bewährt. Inwieweit Absperrschieber bei höchstem Druck dicht bleiben, muß noch erprobt werden; Erfahrungen liegen hierüber noch nicht vor.

Die Gehäuse der Hochdruckarmaturen fertigt man zweckmäßig aus Stahlformguß an. Die Anwendung von aus Schmiedeeisen hergestellten Armaturen, wie schon von anderer Seite vorgeschlagen wurde, kann höchstens für ganz kleine Abmessungen in Frage kommen, da sie sonst zu teuer ausfallen würden.

Ein großer Vorteil für die Armaturen liegt darin, daß die Durchgangsverschnitte und damit die Abmessungen für die gleichen Dampfmengen erheblich kleiner ausfallen als bei üblichem Druck, denn das spezifische Volumen des Dampfes ist bekanntlich erheblich geringer. So braucht z. B. bei 60 at Betriebsdruck die Frischdampfleitung für einen Kessel von 20 000 kg/h Dampferzeugung bei einer Frischdampf-temperatur von 400° und einer Dampfgeschwindigkeit von etwa 30 m/s nur eine lichte Weite von 110 mm zu erhalten, während bei 15 at Betriebsdruck und der gleichen Dampfgeschwindigkeit dafür eine lichte Weite von 225 mm notwendig sein würde. Es ist ohne weiteres einleuchtend, daß bei gleicher Temperatur ein Absperrorgan mit der halben lichten Weite wesentlich weniger zum Verziehen neigt, auch wenn der Druck entsprechend höher ist.

E. HOCHDRUCKROHRLEITUNGEN

Die gleiche günstige Einwirkung, wie auf die Abmessungen der Armaturen, besitzt der hochgespannte Dampf auch auf die Rohrleitungen. Die im Durchmesser erheblich kleineren Rohre lassen sich viel leichter verlegen, beanspruchen weniger Raum und sind auch leichter zu dichten als solche für üblichen Druck; ferner besitzen sie geringere Ausstrahlungsverluste und verursachen weniger Kosten bei der Isolierung. Bei den ersten Versuchen der Schmidtschen Heißdampf-Gesellschaft wurden für die Rohrleitungsflanschen Linsendichtungen aus Nickel benutzt, aber diese erforderten sehr starke Schrauben. Auch Klingerit wurde erprobt. Es hielt eine bestimmte

Zeit sehr gut dicht, dann wurden diese Dichtungen zwischen den Flanschen herausgeblasen. Am besten haben sich metallische Dichtungen aus weichen dünnen gewellten Kupferblechringen bewährt. Voraussetzung für ein gutes Dichthalten derartiger Flanschdichtungen ist eine Bearbeitung der Dichtflächen mit Schlichtspan.

Bei den Versuchen der Atmos-Gesellschaft in Stockholm wurden als Dichtmaterial der Flanschen weiche Eisenringe mit konischen Dichtflächen verwendet (Hochdruckheft des V. D. I. 1924, F. Seyffert, S. 99). Diese Dichtung soll sich in der Praxis bewährt haben. Sie ist aber verhältnismäßig teuer, da die Ringe sauber auf den Rohrrand aufgepaßt werden müssen.

VI. EINRICHTUNGEN FÜR DIE ZWISCHENÜBERHITZUNG

Die Einrichtungen zur Durchführung der Zwischenüberhitzung können sehr verschiedenartig sein. Man kann die Zwischenüberhitzung unmittelbar durch irgend eine Wärmequelle ausführen oder mittelbare Beheizung der Zwischenüberhitzer anwenden, indem man zwischen Wärmequelle und Zwischenüberhitzer ein Wärmeübertragungsmittel einschaltet.

A. UNMITTELBAR BEHEIZTE ZWISCHENÜBERHITZER

Die unmittelbar beheizten Zwischenüberhitzer kann man einteilen in solche Apparate, die in einem Betriebskessel eingebaut sind, und in solche, die von einer besonderen Feuerung beheizt werden. Ersterer Weg wird z. B. in den Vereinigten Staaten von Amerika beschritten, wie schon bei Beschreibung des amerikanischen Hochdruckkessels erwähnt wurde. Die Feuergaszwischenüberhitzer besitzen eine ganze Reihe von Nachteilen. Die Regelung der Überhitzung ist bei schwankender Belastung der Maschinenanlage verhältnismäßig umständlich, und es kann leicht der Fall eintreten, daß die Überhitzung die zulässige Höhe überschreitet. Weiter ist bei größeren

Anlagen mit mehreren Kesseleinheiten eine sehr verzweigte Rohrleitungsanlage notwendig, die durch ihren großen Rauminhalt im Verein mit dem der Zwischenüberhitzer die Regelung der Kraftmaschine erschwert. Besitzt der zu überhitzende Zwischendampf außerdem einen niedrigen Druck, so fallen die Querschnitte der Zu- und Abführungsleitungen der Zwischenüberhitzer sehr groß aus, und es entstehen große Abkühlungs- und Drosselverluste.

Diese Schwierigkeiten lassen sich durch neben der Maschinenanlage angeordnete, mit flüssigen oder gasförmigen Brennstoffen unmittelbar beheizte Zwischenüberhitzer mildern. Aber der Wirkungsgrad derartiger Überhitzer ist wie der der unmittelbar beheizten Frischdampfüberhitzer infolge der ungünstigen Feuer gasausnutzung verhältnismäßig schlecht und ihre Betriebssicherheit wegen leichten Verbrennens der Rohre ungenügend; sie werden daher in der Praxis auch nur wenig Anwendung finden.

B. MITTELBAR BEHEIZTE ZWISCHENÜBERHITZER

Es wird immer zweckmäßig sein, die Zwischenüberhitzer in der Nähe der Maschinenanlage aufzustellen. Daher wird sich auch die mittelbare Zwischenüberhitzung in der Praxis am ehesten durchsetzen. Als Wärmeübertragungsmittel kommen in der Hauptsache in Betracht: Gesättigter und überhitzter Hochdruckdampf, schwersiedende Flüssigkeiten oder Dämpfe von solchen. Die einfachste und beste Lösung für eine niedere Zwischenüberhitzungsspannung stammt von Wilhelm Schmidt. Er

schlag zu diesem Zwecke die Verwendung hochgespannten Frischdampfes vor. Dieser kann der Betriebskesselanlage vor den Überhitzern als Sattedampf entnommen werden. Eine derartige Beheizung der Zwischenüberhitzer hat den Vorteil, daß der Zwischendampf bei allen Belastungen der Maschinenanlage die gleiche, nach oben begrenzte Temperatur erhält. Für die Erzeugung des Überhitzungsdampfes kann gegebenenfalls ein besonderer Dampferzeuger angeordnet werden, der in dem Heizzug eines anderen Kessels, beispielsweise des Betriebsdampf-kessels, eingebaut oder unabhängig für sich betrieben und beheizt sein kann. Da ein für Überhitzungszwecke dienender Dampferzeuger stets mit dem aus dem Heizsystem der Zwischenüberhitzer abfließenden Kondensat gespeist wird, so braucht er nicht gereinigt zu werden und kann aus Rohrschlangen mit kleinen Wassersammlern bestehen. Man kann in einem solchen Überhitzungsdampferzeuger Betriebsdrücke bis 150 und mehr at zulassen und damit Überhitzungstemperaturen bis zu 325° erzielen. Um Wärmeverluste bei diesen Dampferzeugern zu verhüten, nutzt Wilhelm Schmidt den überschüssigen Dampf bei zu hohem Kesseldruck in einem der Betriebskessel oder in einem Wärmespeicher zur Dampferzeugung aus. D.R.P. 375 289.

Die Zwischenüberhitzer für die Beheizung mit hochgespanntem gesättigten Dampf lassen sich selbst für sehr große Leistung einfach ausbilden. In Abb. 39 und 40 ist ein solcher Apparat für die Überhitzung von 100 000 kg Stundendampf dargestellt. Er soll den Zwischendampf um 100° überhitzen. Die Heizfläche ist für die gleiche Leistung kleiner als bei

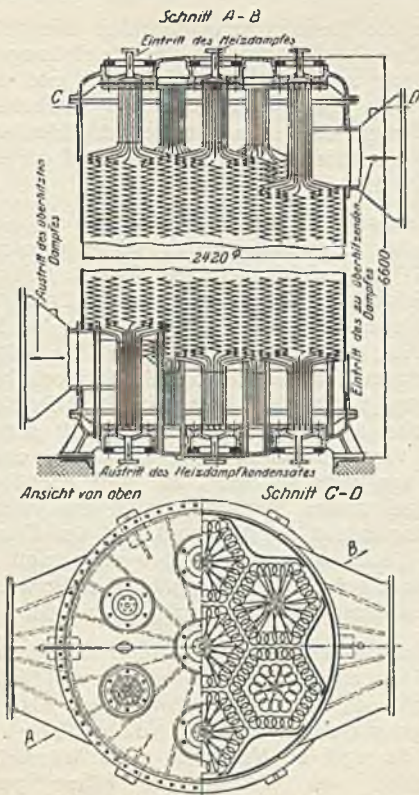


Abb. 39 u. 40. Durch hochgespannten gesättigten Frischdampf beheizter Zwischenüberhitzer für 100000 kg/h

einem in die Kesselzüge eingebauten unmittelbar beheizten Zwischenüberhitzer. Die Heizleitungen selbst erhalten nur sehr kleine Querschnitte, und zwar nur etwa 5 v. H. des Querschnittes der Zwischendampfleitung, haben also sehr geringe Abkühlungsverluste. Auch ist das zwischen den Arbeitsstufen der Maschine eingeschlossene Dampfgewicht kleiner.

Für Zwischenüberhitzungstemperaturen von über 325° ist die Beheizung durch höchstgespannten gesättigten Dampf nicht mehr ausreichend. Felix Langen schlägt daher in D.R.P. 388 420 vor, den Zwischendampf in besonderen Apparaten in der Nähe der Maschine erst durch gesättigten hochgespannten Frischdampf vorzutrocknen und ihn dann durch hochüberhitzten Frischdampf nachzuüberhitzen. Bei 60 at Betriebsdruck könnte man also Zwischendampf mit 10 Atm. Druck auf 250° vorerhitzen und durch Abkühlung des Frischdampfes von 430° auf 358° , auf 350° nachüberhitzen. Ein Mangel dieses Verfahrens sind die verwickelten Einrichtungen und der Umstand, daß der Frischdampf auf eine Temperatur abgekühlt werden muß, die den thermodynamischen Wirkungsgrad der Hochdruckstufe einer Maschinenanlage ungünstig beeinflusst.

Verfasser macht deshalb für hohe Zwischenüberhitzungstemperaturen und höheren Zwischendruck den Vorschlag, als Wärmeträger hochgespannten, sehr hoch überhitzten Frischdampf zu benutzen. Der Wärmeübergang ist nämlich von diesem auf höher gespannten Zwischendampf wider Erwarten sehr günstig, so daß die Heizfläche des in Nähe der Maschine aufzustellen-

den Zwischenüberhitzers überraschend klein ausfällt. Besitzt z. B. der aus der Hochdruckstufe mit 10 Atm. austretende Zwischendampf eine Temperatur von 230° und soll er auf 350° überhitzt werden, so muß sich der Frischdampf von 60 Atm. und 430° auf 345° abkühlen, mit welcher Temperatur er aber nicht mehr vorteilhaft für den Betrieb von Hochdruckstufen bei Hochdruckanlagen verwendbar ist. Daher wird er nach dem Verlassen des Zwischenüberhitzers nochmals in in die Kesselanlage eingebauten Frischdampfüberhitzern auf die erforderliche Betriebsdampf Temperatur gebracht. Die Höhe der Zwischenüberhitzungstemperatur kann auf diese Weise beliebig hoch sein. Die Dampfleitungen werden zwar nahezu ebenso lang als bei direkter Feuergaszwischenüberhitzung, aber sie haben erheblich kleinere Ausstrahlungsoberflächen, und der etwa eintretende Spannungsabfall besitzt keinen nennenswerten Einfluß auf die Wirtschaftlichkeit. Ferner lassen sich die Überhitzer leicht anordnen und ausführen, da ihre Dampfquerschnitte erheblich geringer sind, als wenn sie für den Zwischendampf zu bemessen sind. Weiter halten sich die Hochdruck-Frischdampfüberhitzer im Betriebe besser als solche für niedrigere Spannungen, und das dem Einfluß des Frischdampfreglers entzogene Dampf volumen ist nicht größer als bei den in der Nähe der Maschinenanlage stehenden, mit gesättigtem Frischdampf beheizten Zwischenüberhitzern.

Außerdem kann bei einer solchen Anordnung eine ganze Gruppe von Kesseln und Maschinen mit Zwischenüberhitzung betrieben werden, wobei die

Möglichkeit besteht, die Höhe der Zwischenüberhitzungstemperatur in einfachster Weise zu regeln.

Die Verwendung von hochsiedenden Flüssigkeiten oder deren Dämpfen als Wärmeübertragungsmittel für die Zwischenüberhitzer erscheint theoretisch durchaus aussichtsreich, aber die praktische Lösung dieser Frage scheitert an dem Mangel geeigneter billiger Flüssigkeiten, die unzählige Erhitzungen bis 400° ohne Zersetzungerscheinungen vertragen. Mit schwersiedenden Ölen angestellte Versuche des Verfassers haben z. B. ein ungünstiges Ergebnis gehabt. Andere anwendungsfähige Mittel sind Verfasser nicht bekannt.

VII. KRAFTMASCHINEN ZUR VERWERTUNG DES HOCHDRUCKDAMPFES

A. HOCHDRUCK-KOLBENMASCHINEN, SOWIE ERFAHRUNGEN MIT KOLBEN, STOPFBÜCHSEN UND STEUERORGANEN

Von der Beschreibung der ersten Kolbenmaschinen von Perkins und Alban möge abgesehen werden; auch auf die erste Schmidtsche Hochdruckdampfanlage aus den Jahren 1885/86 soll nicht näher eingegangen werden, denn die hierbei zur Verwendung gebrachte zweistufige Verbundmaschine mit gleich großem Hochdruck- und Niederdruckzylinder von 300 mm Durchmesser und 450 mm Hub war nur als Niederdruckmaschine für 6 at Betriebsdruck eingerichtet. Das vorhandene Druckgefälle zwischen dem Kesseldruck von 60 und mehr atü und dem Betriebsdruck der Maschine wurde hierbei in einem Strahlgebläse zur Verdichtung eines Teils des Aufnehmerdampfes benutzt, der mit 3 atü dem Strahlgebläse zuströmte und mit 6 atü mit Frischdampf gemischt, dem Hochdruckzylinder wieder zugeführt wurde. Im Hochdruckzylinder arbeitete also eine Mischung von Frischdampf und Aufnehmerdampf und zum Niederdruckzylinder und damit zum Auspuff ging nur ein Teil des dem Hochdruckzylinder zugeführten Dampfes.

Die mit hohem Druck arbeitenden Kolbenmaschinen von Serpollet und Stoltz, die zum Antrieb von Dampf-

wagen dienten, hatten für die Praxis ebenfalls keine Bedeutung erlangt und konnten auch nicht als Vorbilder für ortsfeste Hochdruckmaschinen dienen. Daher möge auch auf ihre Wiedergabe verzichtet werden.

Die ersten betriebsbrauchbaren ortsfesten Hochdruck - Kolbenmaschinen waren die Schmidtschen Versuchsmaschinen, über die zum ersten Male auf der schon in der Einleitung erwähnten Hauptversammlung des V.D.I. berichtet wurde. Sie waren anfangs nach Art der bekannten einfach wirkenden Schmidtschen Heißdampf - Tandemmaschine gebaut. Die Hochdruckkolben wurden mit einer größeren Anzahl schmaler, selbstspannender Kolbenringe versehen, dichteten daher gut und machten keinerlei Schwierigkeiten im Betriebe. Der größte Durchmesser der versuchten Hochdruckzylinder betrug 220 mm. An den ersten Versuchsmaschinen wurde von der Verwendung einer Stopfbüchse Abstand genommen, um die Versuche nicht zu verwickelt zu gestalten. Als Steuerungsorgane wurden Doppelsitzventile benutzt. Ursprünglich waren die Ventilsitze aus Gußeisen und die Ventile selbst aus Nickel angefertigt. Eine solche Ausführung war aber auf die Dauer nicht dicht zu halten, obgleich die bei Ascherslebener Heißdampfmaschinen vielfach verwendete und bewährte Ventilkonstruktion mit gleichmäßig beheizten Sitzen und Ventilen verwendet wurde. Der erst in der zweiten Dezimale Unterschiede aufweisende Ausdehnungskoeffizient zwischen Gußeisen und Nickel machte sich schon bei den Frischdampftemperaturen von 400 bis 430° unangenehm geltend. Erst nachdem auch das Ventil

selbst aus Gußeisen angefertigt wurde, gelang es, das Steuerorgan auch bei wechselnder Dampftemperatur dauernd dicht zu halten. Das bei den ersten Versuchsmaschinen verwendete Doppelsitzventil ist aus Abb. 41 zu ersehen. Mit diesen Versuchen wurde neben neuen bereits vorher erwähnten Erkenntnissen der Nachweis geführt, daß in Kolbenmaschinen höchste Drücke und höchste Temperaturen verwendet und die üblichen Kolben- und Ventilkonstruktionen auch für diesen Zweck brauchbar durchgebildet werden können. Das Doppelsitzventil hat nur den Nachteil, daß bei großen Ausführungen die beim Anheben auftretenden Steuerungskräfte recht erheblich werden. Der volle wirtschaftliche Erfolg stellte sich bei diesen ersten Versuchen noch nicht ein, denn es fehlte noch die richtige Anwendung der von Wilhelm Schmidt schon bei niedrigen Betriebsspannungen vorgeschlagenen Zwischenüberhitzung und die weitgehende Dampfdehnung im Niederdruckzylinder. Diese wurden erst in der vierstufigen Versuchsmaschine vom Jahre 1920 erprobt.

Auf der Hochdruckseite dieser zuletzt aufgeführten Maschine, Abb. 42 bis 44, wurden Kolbenschieber als Steuerorgane benutzt, um ihre Anwendungsmöglichkeit zu prüfen. Sie bewährten sich sehr gut und erwiesen sich bei höchsten Drücken und höchster Temperatur dicht, auch zeigten sie keinen merkbaren Verschleiß, so daß mit ihnen Steuerorgane für Hochdruck-Umsteuermaschinen wie z. B. für Lokomotiven und Schiffsmaschinen gegeben sind. Eigenartig war bei diesen Versuchen, daß die

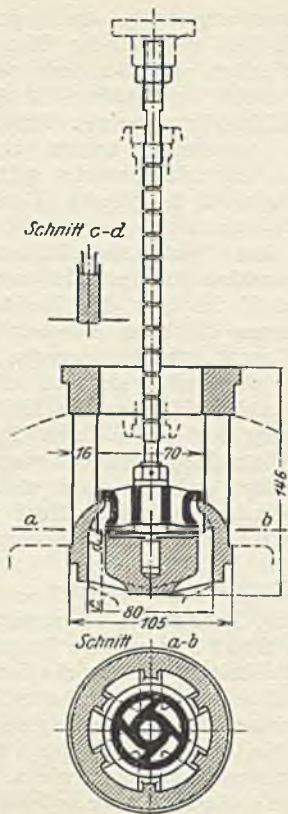
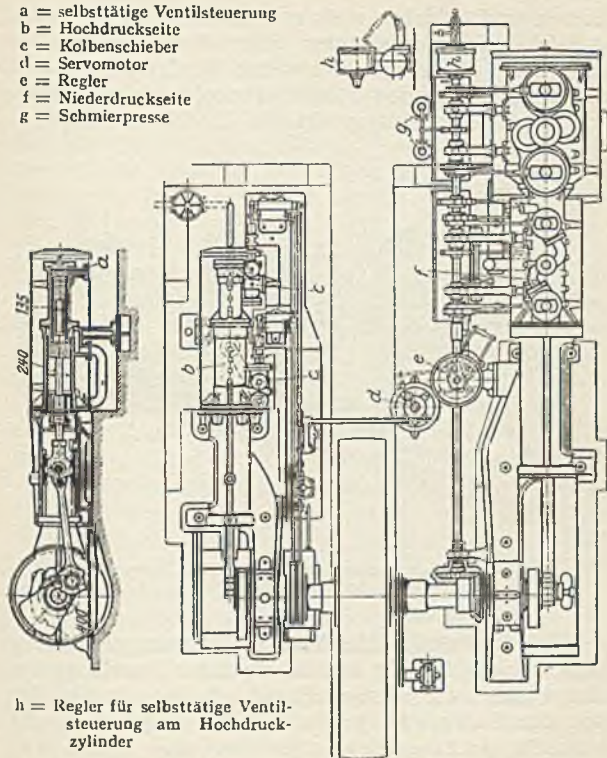


Abb. 41. Doppelsitzventil mit gleichmäßig beheiztem Ventil und Sitz

- a = selbsttätige Ventilsteuerung
 b = Hochdruckseite
 c = Kolbenschieber
 d = Servomotor
 e = Regler
 f = Niederdruckseite
 g = Schmierpresse



- h = Regler für selbsttätige Ventilsteuerung am Hochdruckzylinder

Abb. 42 u. 43. Vierstufige Hochdruckmaschine mit zweifacher Zwischenüberhitzung von Wilhelm Schmidt aus dem Jahre 1920

Kolben und Schieber stets ausgezeichnet in Öl liefen, obgleich die verwendeten Frischdampftemperaturen über 100° höher waren als der Verdampfungspunkt des Öles. Durch den höheren Dampfdruck wird nämlich der Verdampfungspunkt des Öles heraufgesetzt.

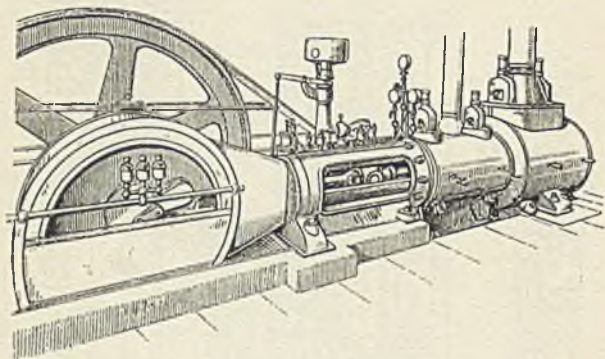


Abb. 44. Niederdruckseite der vierstufigen Hochdruckmaschine
600 mm Hub

Die dargestellte Maschine stellt zwar noch keine vollkommene Lösung dar, da sie unter Benutzung von Hauptteilen der ersten Hochdruck-Versuchsmaschine von der Schmidtschen Heißdampf-Gesellschaft entworfen und von der Hanomag gebaut wurde; sie ist aber andererseits ein ausgezeichnetes Schulbeispiel zur Darstellung der konstruktiven Vorteile des hochgespannten Dampfes. Die

Hochdruckseite, Abb. 42, ist von vornherein als Gegendruckmaschine entworfen worden, weil mit ihr die verschiedensten Versuche auszuführen waren; sie besteht aus zwei einfach wirkenden Zylindern von 135/240 mm Durchmesser und 400 mm Hub bei 150 Uml./min., während die Niederdruckseite, die auch für sich allein mit einem Anfangsdruck von 15 at betrieben werden kann, aus zwei doppeltwirkenden Zylindern von 285/680 mm Durchmesser und 600 mm Hub gebildet wird. Die Abbildungen zeigen ohne weiteres die Vorteile hochgespannten Dampfes, insbesondere im Gegendruckbetrieb, denn beide Maschinenseiten leisten beinahe das gleiche, dabei ist der konstruktive Aufwand auf der Niederdruckseite trotz der höheren Kolbengeschwindigkeit ein wesentlich größerer. Die zugehörige Kondensationsanlage und die Zwischenüberhitzer sind dabei noch gar nicht mit dargestellt.

An dieser Maschine wurde auch eine Hochdruckstopfbüchse erstmalig verwendet. Zu diesem Zweck wurde an die Kolbenstange der Hochdruckseite eine aufschraubbare Verlängerung von 50 mm Durchmesser aufgesetzt und ein neuer Zylinderdeckel angebracht. Die Stopfbüchse ist in Abb. 45 dargestellt. Der nach dem Zylinderinnern zu liegende Teil besteht aus einer Anzahl Lentzringen, während nach außen zur Glättung der Stange noch eine Philadelphia-Packung mit Spezialbronzeliderung vorgesehen wurde. Der zwischen beiden Packungen liegende Raum sollte mit einem Abflußröhrchen versehen werden, um den Leckdampf aufzufangen und nach einer Zwischenstufe zu leiten. Bei den Versuchen zeigte sich, daß

bereits der hintere aus Lentzringen bestehende Teil völlig dichtete. Die Packung arbeitete bei hoher Temperatur von Anfang an zuverlässig. Bedenken gegen Hochdruckstopfbüchsen sind also bei geeigneter Ausbildung ungerecht-

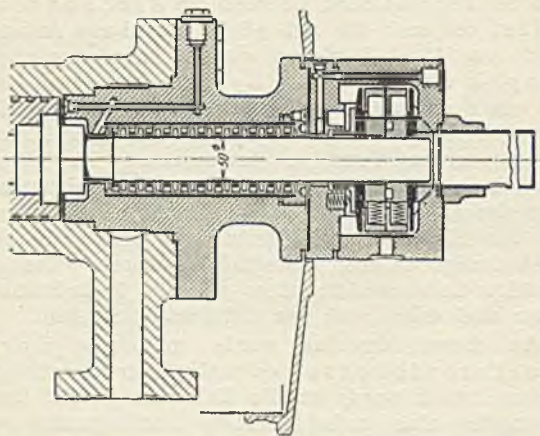


Abb. 45. Hochdruckstopfbüchse für 60 at Betriebsdruck

fertigt. Die Verhältnisse liegen ja auch hier viel günstiger als bei Gasmaschinen und Dieselmotoren, denn selbst die höchsten Dampftemperaturen sind lange nicht so hoch als diejenigen brennender Gase, und Verschmutzungen des Treibmittels wie bei Hochofen- oder Koksgasmaschinen sind nicht zu befürchten.

Die günstigen Ergebnisse mit Kolbenschiebern bei höchstem Druck und höchster Temperatur führten dazu,

sie in die an sich bekannten Kolbenventile umzubilden. Ein Nachteil der bisher für üblichen Be-

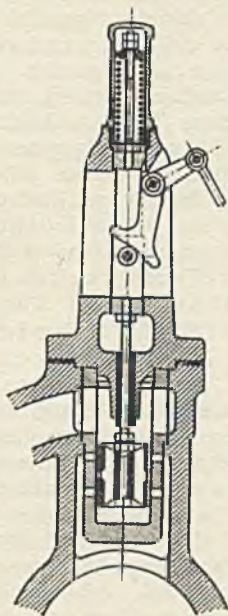


Abb. 46
Kolbenventilsteuering für
60 at mit unter dem Ventil-
spindelndruck stehender
Schließbewegung

triebsdruck verwendeten Kolbenventile ist bei hohem Betriebsdruck der große Spindelndruck, der von der Belastungsfeder überwunden werden muß. Er läßt sich aber in einen Vorteil umwandeln, wenn man die

Kolbenventile in entgegengesetzter Richtung als bisher öffnen läßt. Der Spindeldruck wirkt dann auf Schluß der Ventile und die Ventilsfeder braucht nur schwache Kräfte auszuüben; sie könnte eigentlich ganz wegfallen. In Abb. 46 ist ein Entwurf einer solchen Kolbenventilsteuerung gezeigt. Die Anordnung besitzt noch den weiteren Vorteil, daß der Durchmesser des Ventilkolbens klein ausfallen kann, obgleich eine doppelte Öffnung freigegeben wird. Bei Verwendung eines Daumenantriebes läßt sich eine solche Steuerung auch für höhere Umdrehungszahlen durchbilden. Daher ist eine solche Kolbenventilsteuerung für die schwierigen Betriebsbedingungen des Hochdruckdampfes eine in jeder Beziehung brauchbare Lösung.

Anfänglich hatte Wilhelm Schmidt gegen die Verwendung von Doppelsitzventilen und Kolbenschieber gewisse Bedenken; er nahm deshalb einen vom ihm schon Anfang der neunziger Jahre bei Entwicklung der Heißdampfmaschine verfolgten Gedanken wieder auf. Er wollte nämlich eine selbsttätige Steuerung schaffen, die vom Treibmittel selbst ohne jeden äußeren Steuerungsantrieb betätigt wurde. Die hierzu notwendigen Versuche beanspruchten erheblichen Zeit- und Geldaufwand. Schließlich ist es aber geglückt, diese Aufgabe zu lösen, so daß der ausübenden Technik noch ein neues, besonders für hohe Umdrehungszahlen geeignetes Steuerorgan für Hochdruckdampfmaschinen zur Verfügung steht. Diese Steuerung ist nicht nur an Maschinen mit üblichen Umlaufzahlen, sondern auch an Schnellläufern bis zu

1500 Uml/min erprobt worden. Eine für die Hochdruckstufe der Hochdruckseite, Abb. 42, verwendete Ausführung zeigen die Abb. 47 bis 49. Die Wirkungsweise der Steuerung ist folgende:

Der Ventilteller *a* gleitet auf dem Führungszapfen *b*. Im Totpunkt der Maschine ist das Ventil unter dem Einfluß der Kompression geöffnet. Im Raume *c* über dem Ventil wird ein etwas geringerer Druck gehalten als im Dampfeinlaßgehäuse des Arbeitszylinders. Der



Abb. 47—49. Dampfgesteuerte Einlaßventile

Dampf strömt durch den Spalt *d* in den Zylinder ein. Da dieser Spalt verhältnismäßig klein ausgeführt wird, entsteht durch die zunehmende Kolbengeschwindigkeit im Zylinderinnern und damit auch unter dem Ventil ein durch Drosselung hervorgerufener geringer Unterdruck. Überwiegt der Druck über dem Ventil den unter dem Ventil herrschenden Druck, so wird es zugesaugt. Die Ventile, von denen aus verschiedenen Gründen für jeden Zylinder mehrere vorgesehen werden, erhalten je nach der Umdrehungszahl der Maschine ganz geringe Hübe bis zu 1 mm herunter und ganz kleine Maße, so daß ihr Gang selbst bei hoher Umdrehungszahl kaum zu hören ist. Das Gewicht eines Ventiles beträgt beispielsweise nur 16 bis 20 g.

Durch den oberen Sitz e wird verhütet, daß zuviel Dampf durch das Spiel zwischen Ventilfehrung und Ventil nach dem Regelraum abfließt. Der für die Regulierung erforderliche Dampfverbrauch beträgt 1 bis 2 v. H. des Verbrauchs der Maschine. An einer mehrstufigen Maschine kann der Regeldampf in eine untere

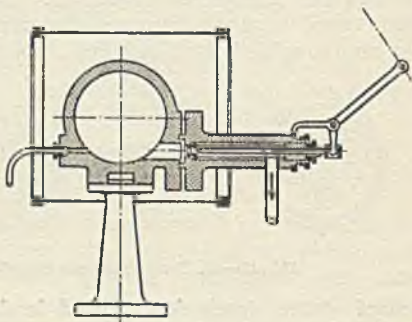


Abb. 50

Reguliereinrichtung für dampfgesteuerte Einlaßventile

Arbeitsstufe zur weiteren Ausnutzung seines Arbeitsvermögens geleitet werden. Der Drosselverlust dieser Einlaßsteuerung ist nicht größer als der von zwangsläufigen Steuerungen, und da auch Ventilundichtheiten durch Dehnungsunterschiede nicht auftreten können, so sind diese Ventile eine für hochgespannten Dampf sehr geeignete Steuerung. Für eine gute Wirkungsweise soll allerdings die Füllung nicht über 50 v. H. betragen. Die Ventile sind in der Regelung sehr empfindlich. Es

machte anfangs große Schwierigkeiten, bei gleicher Belastung eine genau gleich große Füllung zu erhalten. Jede kleine Schwingung des Reglers wirkte auf die Ventile zurück, so daß die Maschinen anfangs zu Pendelungen der Umlaufzahl neigten. Durch Anordnung eines größeren Aufnehmers in der Regelleitung, Abb. 50, sind diese Schwierigkeiten behoben worden. Bemerkenswerterweise können alle Ventile einer mehrzylindrigen Maschine von einem Regler beeinflußt werden.

Mit Hilfe der vorstehend beschriebenen Steuerung läßt sich, ähnlich wie im Bau von Ölmotoren, der Reihenaufbau auch im Hochdruck-Dampfmaschinenbau einführen. In Abb. 51 bis 53 ist eine 8zylindrige Maschine einfachster Bauweise dargestellt; die Zylinder sind einfachwirkend ausgebildet; besonders gesteuerte Auslaßorgane sind nicht vorgesehen, sondern der Auslaß erfolgt durch vom Kolben gesteuerte Schlitze. Die Lager der Kurbelwelle sind theoretisch nur vom Gewicht der Triebwerksteile belastet, daher ist der mechanische Wirkungsgrad dieser Maschine trotz ihres geringen Hubes ein verhältnismäßig günstiger. Leistungen bis zu 2000 PSe lassen sich mit einer solchen Anordnung leicht verwirklichen. Jedoch sind solche Maschinen nur für geringe Luftleere oder für Auspuffbetrieb oder für ganz geringen Gegendruck bis zu 1 atü geeignet, denn bei Kondensationsbetrieb würde durch die einfachwirkenden Kolben leicht zuviel Luft in den Kondensator gelangen und bei höherem Gegendruck fällt die Kompression zu groß aus, so daß die Maschinen entweder zu wenig leisten oder durch den großen Spannungsabfall zu schlechter Dampfausnutzung

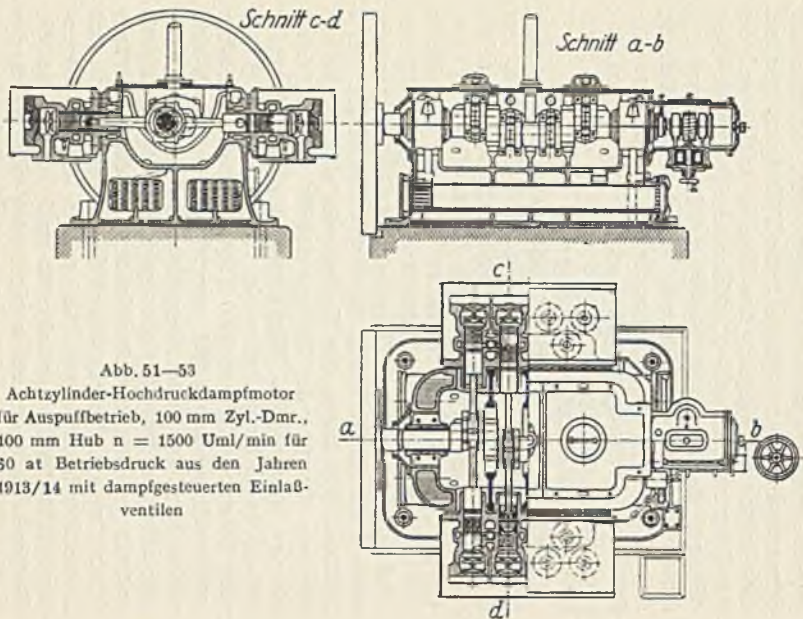


Abb. 51—53

Achtzylinder-Hochdruckdampfmotor
für Auspuffbetrieb, 100 mm Zyl.-Dmr.,
100 mm Hub $n = 1500$ Uml./min für
60 at Betriebsdruck aus den Jahren
1913/14 mit dampfgesteuerten Einlaß-
ventilen

ergeben. Bei 45 at Anfangsdruck, 400° Frischdampf-temperatur und Auspuffbetrieb wurde mit dieser 8-Zylinder-Maschine bei Zylinderleistungen von 25 bis 30 PSI und 1500 Uml/min ein Dampfverbrauch von 6,3 kg für 1 PSe h erreicht. Bei Bewertung dieser Zahl muß die hohe Umdrehungszahl berücksichtigt werden.

Hochdruckmaschinen für Kondensationsbetrieb erfordern bei Ausbildung für wirtschaftlichsten Betrieb gegenüber heutigen zeitgemäßen Kondensationsmaschinen für den üblichen Anfangsdruck von etwa 15 at einen größeren konstruktiven Aufwand, denn man muß mindestens drei, noch besser vier Expansionsstufen anwenden. Die Maschinen können natürlich auch für Zwischendampfentnahme mit den üblichen Mitteln eingerichtet werden. Als obere Leistungsgrenze dürfte für langsam laufende Betriebsmaschinen etwa 2000 PSe anzusprechen sein.

Noch wesentlich günstiger als für Kondensationsmaschinen und die anderen, vorher beschriebenen Bauarten, liegen die Verhältnisse für Hochdruck-Gegendruckmaschinen. Diese können mit verhältnismäßig geringen Abmessungen bis zu Leistungen von 5000 kW bei allerbesten Wirtschaftlichkeit ausgebildet werden; dabei werden sie immer den Dampfturbinen wettbewerbsfähig bleiben. Vorteilhaft sind auch hier höhere Gegendrücke von 6 ata an. In Abschnitt II ist an dem einfachwirkenden Hochdruckzylinder der Schmidtschen Versuchsmaschine ein indizierter thermodynamischer Wirkungsgrad von 95 v. H. nachgewiesen. Nimmt man zur Sicherheit nur einen solchen von 93 v. H. an und

rechnet man mit einem mechanischen Wirkungsgrad von 93 v. H., der sich sicher erreichen läßt, so ergibt sich ein auf die Nutzperdestärke bezogener thermodynamischer Wirkungsgrad von 86,5 v. H., ein Wert, der heute noch an keiner Gegendruckturbine für üblichen Betriebsdruck, viel weniger noch an einer Hochdruckturbine für höheren Gegendruck nachgewiesen ist.

Bezüglich des Gestängedruckes und des mechanischen Wirkungsgrades von Hochdruckmaschinen bestanden ursprünglich große Bedenken, die wohl heute, nachdem Verfasser diese Frage in seinem Aufsatz in Z. d. V.D.I. 1921, Seite 751 eingehend behandelt hat, als beseitigt gelten dürfen. Bei einer Hochdruck-Gegendruckmaschine kann man z. B. auf eine vollständige Expansion bis auf den Gegendruck verzichten und einen ziemlich groß erscheinenden Spannungsabfall anwenden, ohne daß sich hieraus ein nennenswerter Arbeitsverlust ergibt. Der Gestängedruck läßt sich vielmehr durch eine solche Maßnahme, auf gleiche Leistung bezogen, soweit herabsetzen, daß er dem einer Maschine für 15 at Anfangsspannung und dem gleichen Gegendruck entspricht und daher der Verlust an indizierter Arbeit durch besseren mechanischen Wirkungsgrad wett gemacht wird.

Gegendruckmaschinen kleiner Leistung für Anfangsspannungen bis zu etwa 40 at kann man gewöhnlich einstufig bauen. Für höhere Anfangsspannung und größere Leistung

empfehlte sich zweistufige Bauweise und zwar kann man bis zu 1500 PSe die Maschinen mit einfachwirkender, zweistufiger Bauweise, wie die Hochdruckseite der vierstufigen Schmidtschen Versuchsmaschine, Abb. 42, entwerfen.

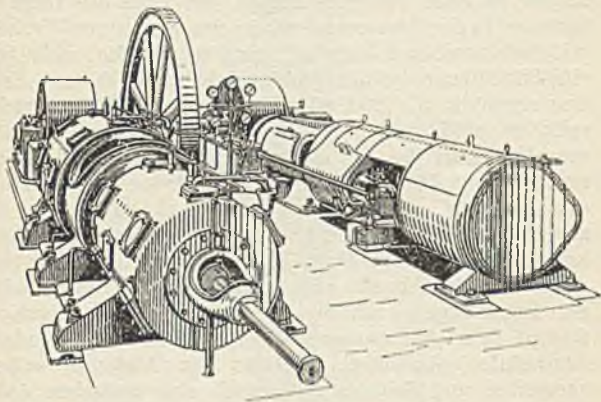


Abb. 54. Schmidt-Borsig-Hochdruckvorschaltmaschine für 60 at Anfangsdruck und 10—12 ata Gegendruck (rechte Maschinenseite)

Eine Hochdruckstopfbüchse kann man in diesem Falle vermeiden, wenn man den Kolben selbst als Tragschuh ausbildet. Die Steuerorgane können wieder Doppelsitzventile, Kolbenschieber, Kolbenventile oder selbsttätige Ventile sein.

Die Firma A. Borsig G. m. b. H. in Berlin-Tegel hat zur Verwertung des im Schmidt-Borsig-Kessels erzeugten Dampfes eine solche einfach-

wirkende Hochdruck-Gegendruck-Maschine*) gebaut. Abb. 54. Die Maschine arbeitet mit 58 ata Frischdampfdruck und 420° Frischdampf-temperatur und leistet 820 PSI; sie dient zum Antrieb eines Luftkompressors. Der Abdampf geht mit 10 bis 12 ata in einen Wärmespeicher, aus dem die Dampfhämmer in der Hammerschmiede des genannten Werkes mit Betriebsdampf beliefert werden. Die Maschine besitzt 325/510 mm Zylinderdurchmesser und 900 mm Hub und macht 90 bis 120 Uml/min. Hoch- und Niederdruckzylinder sind mit Hochwald-Kolbenschiebersteuerung versehen, und die Füllung wird durch einen Achsenregler verstellt. Die einfachwirkende Bauweise hat den Vorzug billiger Herstellung und geringer Baulänge; dazu kommt als weiterer Vorteil, daß man eine solche Maschine für die Abgabe von Dampf von drei verschiedenen Spannungen ausbilden kann**). Man kann erstens Dampf dem Aufnehmer zwischen Hoch- und Niederdruckstufe entnehmen, zweitens den Abdampf selbst verwerten und drittens, falls noch eine zwischen Aufnehmer- und Abdampfspannung erforderliche Heizspannung nötig ist, Abdampf in dem zwischen Hochdruck- und Niederdruckzylinder bzw. Kolben gebildeten Raum veränderlicher Größe auf eine gewünschte Zwischenspannung verdichten.

Hochdruck - Gegendruck - Maschinen großer Leistung baut man zweckmäßig als doppelwirkende Tandemaschinen. Der

*) D.R.P. 336 155 (Vorschaltmaschine).

***) D.R.P. 341754.

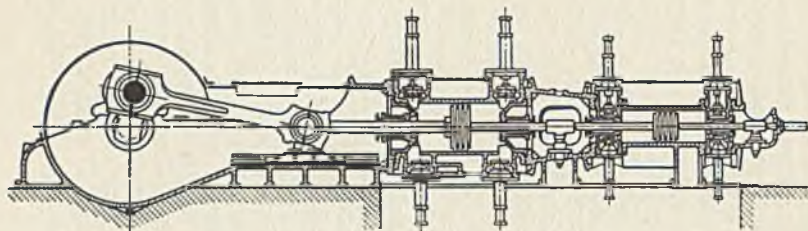


Abb. 55. 4000 PS-Hochdruck-Gegendruckmaschine für 60 ata Anfangsdruck und 60 ata Gegendruck mit nach vorn auszubauendem Triebwerk

hochgespannte Dampf ergibt sehr hohe mittlere indizierte Drücke, bei einstufiger Bauweise und 60 at Anfangsdruck bei 6 ata Gegendruck beispielsweise 25 at und mehr, daher ergeben sich selbst bei großen Leistungen kleine Arbeitsräume, d. h. kleine Arbeitszylinder bei kleinem Hube, was die Herstellungskosten der Maschinen niedrig hält.

In Abb. 55 ist der Entwurf einer Hochdruck-Gegendruckmaschine von 4000 PSi dargestellt. Die vorgeschlagene Anordnung besitzt ebenfalls den Vorteil kurzer Bauweise. Der Niederdruckkolben mit Kolbenstange kann nach Abbau des Hochdruckkolbens nach vorn ausgebaut werden*). Die Maschine erhält für diese Leistung nur 445 mm Hochdruckzylinderdurchmesser, 700 mm Niederdruckzylinderdurchmesser und 1000 mm Hub bei 125 Uml/min Platzbedarf und Baustoffaufwand sind ganz erheblich geringer als bei Kondensationsmaschinen für üblichen Betriebsdruck. Vgl. Z.d.V.D.I. 1921, Seite 852, Abb. 82 und 83. Die dort mit der Hochdruck-Gegendruckmaschine verglichene van Kerchove-Maschine braucht zu ihrem Betrieb einen Wärmeaufwand von 3000 kcal für 1 PSi h, davon werden nur etwa 700 kcal für die Arbeitsleistung nutzbar gemacht, während 2300 kcal/PSi h im Kondensationskühlwasser verloren gehen. Eine Hochdruck-Gegendruckmaschine gleicher Leistung für 6 ata Gegendruck braucht dagegen für die PSi h 3600 kcal, also nur 600 kcal mehr wie eine gute Kondensationsmaschine. Davon stehen aber im Abdampf 2900 kcal/PSi h für Heizzwecke zur Verfügung,

*) D.R.P. 380 688.

die bei diesem Druck schon verhältnismäßig weit fortgeleitet werden können, was die Verwendung der Abwärme wesentlich erleichtert.

B. HOCHDRUCK-DAMPFTURBINEN

Die ersten praktischen Versuche, höchstgespannten Dampf im Turbinenbetrieb zu verwenden, stammen Ende der neunziger Jahre des vergangenen Jahrhunderts von dem bekannten schwedischen Erfinder Gustav de Laval her. Die Turbinen, die für Kondensationsbetrieb in Größen von 5 bis 100 PS und für Dampfdrücke von 100 bis 200 at gebaut waren, wovon 6 Stück zur Beleuchtung der Stockholmer Ausstellung im Jahre 1897 dienten, sollen sich bewährt haben, nur an den Kesseln, die als Schlangenrohrkessel ausgebildet waren, sollen die Arbeiten gescheitert sein*). Über den Dampfverbrauch dieser kleinen Einheiten ist nichts bekannt geworden; er kann aber wohl bei der einstufigen Ausführung mit dem riesigen Druckgefälle von 100 und mehr at auf Luftleere nicht sehr günstig gewesen sein. Jedenfalls steht soviel fest, daß auch diese Arbeiten im Sande verliefen und für die Einführung des Hochdruckdampfes im Dampfturbinenbau keine Rolle spielten. Die Entwicklung der Dampfturbine führte bekanntlich zunächst nicht dahin, höhere Dampfspannungen als bei der Kolbenmaschine anzuwenden, eher war das Gegenteil der Fall, sondern die Anhänger der Dampfturbine waren bestrebt, die Überlegenheit

*) Vortrag von V. Nordström, Helsingfors 1924.

der letzteren im Niederdruckgebiet durch die Möglichkeit weitgehender Expansion und die bessere Ausnutzung hoher Luftleere zur Geltung zu bringen. Man war bis vor kurzem bemüht, den Dampfdruck in den ersten Stufen der Turbine infolge der schlechten Erfahrungen, die anfänglich mit dem Schaufelmaterial bei Frischdampftemperaturen über 300° gemacht wurden, so schnell wie möglich herabzusetzen. Dazu wurden erweiterte Düsen für hohe Dampfgeschwindigkeiten und eine teilweise beaufschlagte Gleichdruckstufe mit mehreren Geschwindigkeitsstufen verwendet, wobei bewußt auf hohe thermodynamische Wirkungsgrade verzichtet wurde. Man sagte sich, daß die unvollständige Ausnutzung des Dampfes in der obersten Stufe kein großer Nachteil sei, da ja die unausgenutzte Wärme einschließlich der Reibungswärme nicht verloren gehe, sondern den unteren Stufen zugute komme. Erst die Erfolg versprechenden Schmidtschen Versuche an Kolbenmaschinen für hochgespannten Dampf scheinen die Anregung gegeben zu haben, für die Praxis brauchbare Hochdruckturbinen zu entwickeln, da die Dampfturbinenbauer fürchteten, die schon bei üblichen Anfangsdrücken in der Hochdruckstufe günstiger arbeitende Kolbenmaschine könnte das Anwendungsgebiet der Turbine bei Hochdruckdampf zurückdrängen.

Alle in den letzten Jahren bekannt gewordenen Entwürfe von Hochdruckturbinen gehen von dem Gedanken aus, das über den heutigen Grenzen liegende Druckgefälle in besonderen Turbinen, zum mindesten aber in besonderen Gehäusen auszunutzen. Das führt bei Hochdruck-

turbinen für Kondensationsbetrieb ganz allgemein zur mehrgewölbigen Bauart, die schon bei einigen älteren Dampfturbinen für niedrigen Betriebsdruck, sowie bei unmittelbar auf die Schraubewelle arbeitenden Schiffsturbinen und jetzt in den Vereinigten Staaten von Amerika bei ortsfesten Dampfturbinen für üblichen Betriebsdruck und große Leistungen üblich war.

Nur bei Hochdruck - Gegendruckturbinen*), das sind, rein maschinentechnisch betrachtet, Turbinen, die unabhängig für sich auf einen besonderen Generator arbeiten und entweder ihren Abdampf mit einer dem üblichen Frischdampfdruck entsprechenden Spannung an nachgeschaltete Dampfkraftmaschinen oder an Heizanlagen mit entsprechendem Heizdruck abgeben, kann man mit der Eingehäusebauart auskommen. Hierbei kommen die gleichen Vorteile

*) Früher verstand man bei Dampfdrücken von 10 bis 15 at unter Gegendruckmaschinen nur Dampfkraftmaschinen, die ihren Abdampf für Heizzwecke abgaben. Seit aber der Hochdruckdampf mit 30 und mehr at in Aufnahme gekommen ist, muß man die Hochdruck-Gegendruckmaschine wärmetechnisch in zwei Gruppen unterteilen, erstens in Vorschaltmaschinen, die ihren Abdampf an andere Kraftmaschinen zur weiteren Ausnutzung abgeben, zweitens in Heizkraftmaschinen, deren Abwärme für Heizzwecke verwertet wird.

Mitunter wird auch für Vorschaltmaschinen ein Wärmeverbrauch von 700 kcal/PSeh in Ansatz gebracht. Einer scharfen Kritik hält aber eine solche Annahme nicht stand, denn eine Vorschaltmaschine ist ja eigentlich nur eine Oberstufe einer Kondensationsmaschine und daher kann der Wärmeverbrauch für die Leistungseinheit auch nur auf die Gesamtanlage bezogen werden.

wie bei Kolbenmaschinen zur Geltung, die von der hohen Dichte des Treibmittels herrühren, z. B. ergeben sich geringe Abmessungen der Arbeitsräume, wie der Gehäuse mit den Läufern, ferner der Düsen, Schaufeln, Rohrleitungen usw. Versuchs-

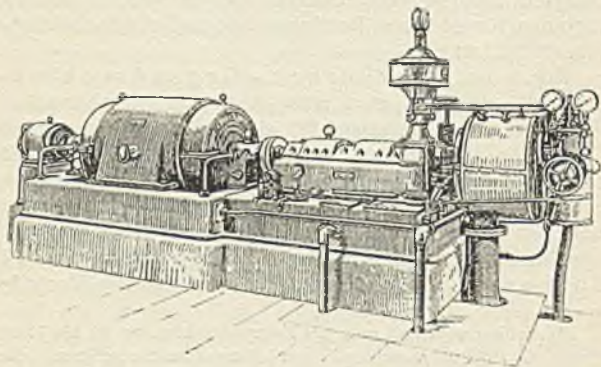


Abb. 56. de Laval-Hochdruckturbine für 50 at Anfangsdruck und 2 at Gegendruck von 600 PS aus dem Jahre 1921

ergebnisse von Dampfturbinen mit Dampfdrücken über 30 at liegen noch nicht vor. Auch ist erst eine einzige solche Turbine kleiner Leistung im Betrieb. Nach Mitteilungen von Josse*) hat die Dampfturbinengesellschaft de Laval in Stockholm vor etwa drei Jahren eine Hochdruck-Gegendruckturbine mit 50 at Anfangsdruck und 2 at

*) Z. d. V.D.I. 1924, S. 69.

Gegendruck in Betrieb genommen. Diese Turbine steht wie der früher beschriebene Atmoskessel in der Carnegie-Zuckerraffinerie in Göteborg und arbeitet mit diesem zusammen. In Abb. 56 ist diese Turbine mit dem Stromerzeuger dargestellt; sie besteht aus 5 Laufrädern, die fliegend auf einer Ritzelwelle angeordnet sind. Eine Hochdruckstopfbüchse ist dadurch vermieden. Die Ritzelwelle läuft mit 6000 Uml/min und gibt ihre Arbeit durch ein Zahnradvorgelege auf den 3000 Uml/min machenden Generator ab. Aus der Abbildung ist die geringe Größe der Turbine im Verhältnis zum Stromerzeuger ersichtlich.

Einen ähnlichen Weg wie de Laval hat die Firma Brown, Boveri & Cie. in Baden, Schweiz beschritten. Sie verwendet ebenfalls hohe Umlaufzahlen von 6000 und mehr i. d. M. und kleine Raddurchmesser von 350 bis 400 mm, um große, möglichst volle Beaufschlagung der Räder und geringe Ventilationsverluste zu erhalten. Für ein Druckgefälle von 100 auf 20 at werden meistens vier Druckstufen angewendet, und zwar ein oder zwei Räder in jedem Gehäuse. Die Räder sitzen ebenfalls fliegend auf der Ritzelwelle; eine Hochdruckstopfbüchse ist also auch hier umgangen.

In Abb. 57 u. 58 ist eine Hochdruckturbine für 10000 kW der Brown-Boverischen Bauart dargestellt*). Abb. 59 zeigt die zugehörige erste Hochdruckstufe. Die Stopfbüchse, welche nicht mehr dem höchsten Druck ausgesetzt ist, ist mit Labyrinthdichtung versehen. Außerdem ist zwischen

*) W. G. Noack, Hochdruckheft des V.D.I. 1924, S. 89.

dieser Stopfbüchse und dem Wellenlager noch eine Wasserstopfbüchse angeordnet, der Kondensat unter Druck zugeführt wird, das nicht nur dichten, sondern auch die Wärmeübertragung vom Gehäuse auf das Wellenlager verhindern soll. Die Anordnung einzelner,

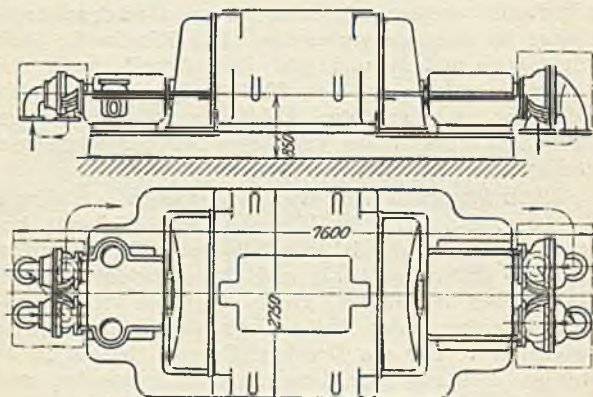


Abb. 57 u. 58. Hochdruck-Vorschaltturbine für 10 000 kW von Brown, Boveri u. Cie., Baden i/Schweiz

ebenfalls fliegend angeordneter Gehäuse für die verschiedenen Druckstufen hat den Vorteil, daß die in ihnen bei höchsten Temperaturen auftretenden Wärmedehnungen keinen schädlichen Einfluß ausüben können. Derartige Turbinen sollen daher für Frischdampftemperaturen bis zu 450° geeignet sein. Eine weitere bemerkenswerte Einzelheit dieser

Turbinen ist die Anordnung der Regelorgane. Während diese sonst bekanntlich mit der Turbine einheitlich zusammengebaut werden, werden sie hier für

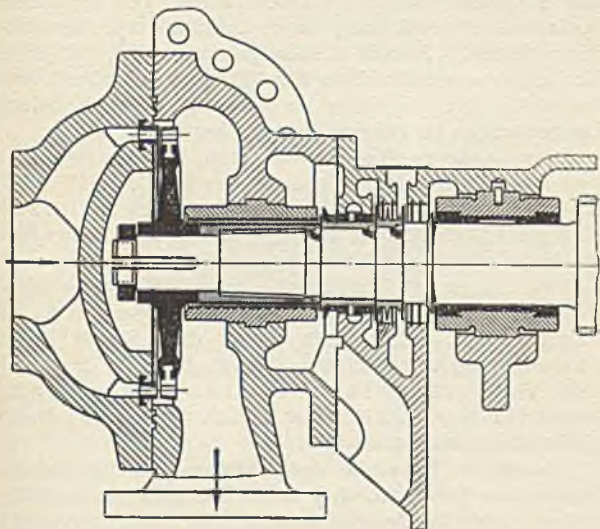


Abb. 59. Erste Hochdruckstufe (2000 kW) einer 10 000 kW-Vorschalt-turbine von Brown, Boveri u. Cie., Baden i/Schweiz

sich neben der Turbine aufgestellt und durch ein Bündel dünnwandiger nachgiebiger Rohre mit dem Gehäuse verbunden. Derartige Turbinen sollen mit selbständigen Stromerzeugern gekuppelt, als Vorschalt-turbinen für vorhandene Anlagen oder, wenn sie auf

den gleichen Stromerzeuger arbeiten, als Hochdruckstufe für neue Hochdruckturbinenanlagen benutzt werden. Mit der Einführung des Hochdruckdampfbetriebes soll die schon früher im theoretischen Teil erwähnte Speisewasservorwärmung durch Anzapfdampf Verwendung finden. Soweit bekanntgeworden ist, ist eine Hochdruckvorschaltturbine für 2000 kW und 50 atü Anfangsdruck für die Centrales Electriques des Flandres Langenbrügge in Belgien in Bau begriffen.

Einen anderen Weg hat die erste Brünner Maschinenfabriks-Aktiengesellschaft in Brünn unter ihrem leitenden Konstrukteur Lösel eingeschlagen. Die Entwicklung des letzten Jahrzehntes hatte, durch die Versuche von Christlein und Josse eingeleitet, im Bau von Gleichdruckturbinen dazu geführt, hohe Dampfgeschwindigkeiten, die etwas über der Schallgeschwindigkeit liegen, zu benutzen, da man auf diese Weise mit geringer Stufenzahl auskam, also billige Turbinen erhielt, und damit beste Dampfausnutzung erwartete.

Die neuen Versuche der Brünner Maschinenfabrik haben nun bewiesen, daß mit Überschallgeschwindigkeiten nicht der beste Wirkungsgrad, zum mindesten nicht im oberen Druckgebiet, zu erhalten ist, sondern daß sich wesentlich günstigere Ergebnisse erzielen lassen, wenn Dampfgeschwindigkeiten von nur etwa 100 m/s benutzt werden und daher das Wärmegefälle in eine größere Anzahl Stufen unterteilt wird, ferner die Laufräder nur mit geringem Spiel in dem Gehäuse laufen und auch nur kleine Spaltweiten von etwa 1 mm zwischen Leit- und Laufschaufel zugelassen werden.

In Abb. 60 ist ein Schnitt durch eine Gegendruckturbine der Brünner Bauart für 100 at Anfangsspannung und 3000 Uml/min dargestellt*). Der Gegendruck, der für diese Turbine bestimmt ist, ist nicht bekannt. Sie scheint aber nur für höheren Gegendruck entworfen zu sein, denn soweit dem Verfasser bekannt ist, werden für



Abb. 60. Entwurf einer Gegendruckturbine für 100 at Anfangsdruck
Bauart Lösel der ersten Brünner Maschinenfabrik-Aktiengesellschaft

15 at Anfangsdruck und 2 at Gegendruck bereits 16 Stufen benutzt. Da bei dieser Turbine das Spiel zwischen den arbeitenden Teilen sehr gering ist, so mußten besondere Vorkehrungen getroffen werden, um eine gleichmäßige Ausdehnung von Gehäuse und Läufer zu gewährleisten. Wie aus der Zeichnung hervorgeht, sind die Leitscheiben in einem besonderen zerteiligen Einsatz, der von außen beheizt wird, dampfdicht befestigt. Die Dehnungsunterschiede zwischen Gehäuse und Läufer wachsen naturgemäß mit der Zahl der Stufen. Daher werden größere Druckgefälle in mehr-

*) Löffler, Hockdruckheft V.D.I. 1924, S. 69.

gehäusigen Turbinen verwertet. Versuche durch Stodola und Josse an einer nach diesen Gesichtspunkten gebauten Turbine, die in der Nestomitzer Zuckerraffinerie in Betrieb ist, haben bei 13,7 ata Frischdampfdruck 395° Frischdampf­temperatur und 1,51 ata Gegendruck, bei Vollast einen thermodynamischen Wirkungsgrad, bezogen auf die Leistung an der Kupplung, von etwa 82,5 v. H. ergeben. Die Brü­nner Maschinenfabrik hofft, daß sich ähnliche Werte auch bei wesentlich höheren Betriebsdrücken erhalten lassen. Zunächst ist eine solche Turbine für 35 at Betriebsdruck in Außig a. E. im Betrieb und dem Ergebnis der Erprobung wird allseitig mit berechtigtem Interesse entgegengesehen.

Den Bau von Brü­nner Turbinen haben in Deutschland die Firmen: Fried. Krupp A. G. Germaniawerft, Kiel; Allgemeine Elektrizitätsgesellschaft Berlin; A. Borsig G. m. b. H., Berlin-Tegel und die Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A. G., Nürnberg aufgenommen.

In anderen Industrieländern wird sich die Entwicklung der Hochdruckturbinen voraussichtlich in ähnlicher Richtung wie in Deutschland und dem übrigen Mitteleuropa bewegen müssen.

In den Vereinigten Staaten von Amerika hat sich jetzt bei der Fachwelt ebenfalls die Ansicht durchgesetzt, daß für eine gute Ausnutzung des Hochdruckdampfes die Verwendung von Zwischenüberhitzung notwendig ist, einesteils um die Dampfausnutzung möglichst günstig zu gestalten, andernteils um den

Verschleiß der Beschaufelung in den unteren Stufen durch den Wassergehalt des Dampfes zu verhüten. Weiter will man auch dort Speisewasservorwärmung durch Anzapfdampf einführen, auf deren Vorteile schon vor 20 Jahren hingewiesen wurde. Ein gewisses Hemmnis für die Einführung des Hochdruckdampfes besteht dort noch in der Auffassung führender Fachmänner, die glauben, mit der Frischdampf Temperatur nicht höher als 390° gehen zu können. In den Vereinigten Staaten liegen anscheinend noch keine Erfahrungen mit 400° überschreitenden Dampftemperaturen vor.

Die General-Electric-Company hat eine 60 000-kW-Turbine für einen Betriebsdruck von 35 at und eine Frischdampf Temperatur von 385° in Bau, die mit zwei Gehäusen ausgeführt wird und bei der der Zwischendampf ebenfalls auf 385° in die Kesselanlage eingebauten Zwischenüberhitzern überhitzt wird. Ferner hat sie eine Vorschaltturbine für 3000 kW in Bestellung, die mit 70 bis 80 atü Frischdampfdruck und einem Gegendruck von 24,5 atü*) betrieben werden soll. Über die Konstruktion der Hochdruckturbinen dieser Firma sind Einzelheiten noch nicht bekannt.

Die Westinghouse Electric Manufacturing Co. hat jetzt ihre normalen Turbinen für Dampfdrücke bis 28 at durchgearbeitet, hat aber auch eine Zweigehäuseturbine für 42 at Betriebsdruck in Bau. Die Bauweise dieser Turbine ist auch noch nicht veröffentlicht.

*) Frischdampfdruck der Hauptmaschinenanlage.

In England ist eine Turbine für 105 at Frischdampfdruck und 420° Frischdampftemperatur, sowie 14 at Gegen-
druck gebaut, die mit dem früher erwähnten Benson-Kessel in der Versuchsanlage in Rugby zusammenarbeitet. Einzelheiten dieser Versuchshochdruckturbine fehlen noch; jedoch verlautet, daß sie nur ein kleines Gleichdruckrad besitzt, welches 20 000 Uml/min macht.

Mit diesen Ausführungen dürfte der derzeitige Stand der Technik auf dem Gebiete der Hochdruckturbinen zusammengestellt sein. In den andern hier nicht erwähnten Ländern sind wohl abweichende Bauarten von Hochdruckturbinen noch nicht entwickelt worden oder sie werden dort noch mit einem geheimnisvollen Schleier umgeben. Es wäre auch heute noch verfrüht, wenn man versuchen wollte, auf diesem in voller Entwicklung begriffenen Gebiete einen vollständigen Überblick zu geben. Das wird sich vielleicht erst in einem Jahrzehnt ermöglichen lassen.

C. REGELUNG DER HOCHDRUCK-DAMPFKRAFT- MASCHINEN

Die Regelung der Hochdruckmaschinen für Kondensationsbetrieb kann in bekannter Weise wie bei Maschinen für üblichen Druck erfolgen, wenn es sich um reine Kraftbetriebe handelt. Bei Kolbenmaschinen z. B. läßt sich also die Leistungsregelung durch Füllungsverstellung mittels eines Geschwindigkeitsreglers vornehmen, während die Regelung der Turbinen

sowohl durch Änderung der Beaufschlagung mittels Düsenzu- und -abschaltung oder durch Drosselung des Einlaßorganes auf unmittelbarem oder mittelbarem Wege vom Geschwindigkeitsregler aus geschehen kann. Neue Probleme tauchen nur insofern auf, als man gezwungen ist, den bei Maschinen in größeren Zwischenräumen (Zwischenüberhitzern) eingeschlossenen Dampfmenge seine Aufmerksamkeit zuzuwenden. Es besteht hierbei leicht die Gefahr, daß dieser dem Einfluß des Frischdampfreglers entzogene Dampf die Regelung erschwert. Durch Einbau eines zusätzlichen Steuerventiles hinter dem Zwischenüberhitzer kann dem abgeholfen werden. Für Hochdruckmaschinen für Zwischendampfentnahme gilt das vorstehend Gesagte, d. h. es können auch hier die bekannten Regelverfahren verwendet werden.

Etwas anders liegen die Verhältnisse, wenn man nur Hochdruckheizkraftmaschinen, d. h. Gegendruckmaschinen mit Abwärmeverwertung für sich allein zu regeln hat. Hier ist das für die Heizung beanspruchte Dampfgewicht ausschlaggebend, und es ist dafür zu sorgen, daß aus diesem die größtmögliche Leistung herausgeholt wird. Aller Heizdampf muß bei dieser Forderung durch die Maschine gehen; es muß also verhütet werden, daß bei zu großem Heißdampfbedarf direkter hochgespannter Kesseldampf durch ein Dampfdruckminderungsventil in die Heizleitung abgegeben werden muß, oder daß bei zu geringem Heizbedarf und zu großem Kraftbedarf die Maschine stehen bleibt, oder

bei zu großem Kraftbedarf ein Teil des Abdampfes auspufft. J. Missong hat für diesen Zweck brauchbare Wege angegeben. Für den ersten Fall sieht er die Regelung des durch die Maschine gehenden Heizdampfes durch einen vom Heizdampfdruck beeinflussten Druckregler vor, der wie bei Maschinen mit Zwischendampfentnahme die Füllung bzw. Dampfzufuhr verstellt, während ein in der Frischdampfleitung sitzendes, vom Geschwindigkeitsregler verstellbares Drosselorgan die Leistung dem erforderlichen Kraftbedarf anpaßt. Die Maschine wird dann nach dem mittleren Heizdampfbedarf bemessen. Steigt der Heizdampfbedarf über das Mittel, so muß, wenn an die Abdampfleitung kein Dampfspeicher angeschlossen ist, der Druckregler mehr Heizdampf durch die Maschine gehen lassen und der Geschwindigkeitsregler den Frischdampfdruck entsprechend herabsetzen, um zwischen Leistung und Kraftbedarf Übereinstimmung herbeizuführen. Wird der Heizdampfbedarf gegenüber dem erforderlichen Kraftbetrieb zu klein, so kann der überschüssige Abdampf einem Speicher zugeführt werden. Wenn der zweite Betriebszustand in einem Betriebe öfter vorkommt, so ist es empfehlenswert, die Heizkraftmaschine mit einem nur zeitweise arbeitenden Niederdruckteil zu versehen oder sie mit einer anderen Kraftanlage, z. B. einer Wasserkraftanlage mit Staubecken oder einem Dieselmotor, elektrisch zu kuppeln, welche die ausfallende Leistung ersetzt.

An Stelle den Frischdampfdruck zu ändern, ist es vorzuziehen, den Gegendruck der Maschine durch den Geschwindigkeits-

regler zu verstellen, was bei der Kolbenmaschine gleichmäßigere Abdampftemperaturen ergibt und auch noch den Vorteil besitzt, daß die Regelorgane nicht dem heißesten Dampf ausgesetzt sind. Über die Frage der Regelung der Heizkraftmaschinen ließe sich noch viel sagen, wegen des beschränkten Raumes muß aber darauf verzichtet werden.

VIII. DER HOCHDRUCKDAMPF ALS MITTEL ZUR ALLGEMEINEN EIN- FÜHRUNG DER VERKUPPELUNG VON KRAFT- UND WÄRMEWIRTSCHAFT

A. AUSGLEICH DER ZEITLICHEN ABWEICHUNG IM KRAFT- UND HEIZDAMPFBEDARF

Es ist schon im II. Teil erörtert worden, welche Vorteile durch Verkuppelung von Kraft- und Wärmewirtschaft zu erhalten sind. Wenn alle Abwärme für Heizzwecke nutzbar gemacht werden kann, so kommen als Wärmeverlust nur die Reibungsarbeit und die Ausstrahlungsverluste in Betracht, und für die Leistungseinheit ist nur wenig mehr als der dem mechanischen Wärmeäquivalent entsprechende Betrag aufzuwenden. Da außerdem in einem solchen Falle sowieso Kessel mit Feuerung für den Heizzweck beschafft werden müssen, so bestehen die Mehrkosten einer solchen Anlage nur in der Verteuerung der Kessel für den höheren Betriebsdruck und in den Anschaffungskosten der Maschinenanlage zur Krafterzeugung. Letztere sind aber hierbei nicht hoch, da wie früher nachgewiesen wurde, eine solche Maschinenanlage sich sehr billig baut. Die Abmessungen fallen klein aus und die teure

Niederdruckstufe mit der Kondensation kann in Fortfall kommen. Eine Hauptschwierigkeit, die bei der Verkuppelung vorhandener Anlagen besteht, ist der Umstand, daß Kraft-erzeugung und Heizdampfbedarf infolge der örtlichen Trennung der Anlagen oft nur schwierig in Einklang zu bringen sind. Überschüssige Kraft läßt sich zwar in Form von elektrischer Energie leicht an entferntere Stellen fortleiten, aber vom betrieblichen Standpunkt aus ist die Rücksichtnahme auf einen anderen Betrieb oft etwas unbequem. Daher wird es notwendig sein, wenn alle möglichen Druckgefälle vor der Heizdampfverwendung ausgenutzt werden sollen, die Heizkraftwerke an größere Überlandwerke anzuschließen, bei welchen leicht ein Ausgleich im Kraftbedarf erzielt werden kann.

Noch umständlicher war es bisher, wenn man reine Kraftbetriebe mit Heizdampfverbrauchern verbinden wollte, denn der Ausgleich im Wärmeverbrauch und die Fortleitung der Wärme sind schwieriger als die von Kraft. Aber gerade der Hochdruckdampf ist das beste Mittel, diese Schwierigkeiten zu überbrücken. Die Höhe des Gegendruckes ist durch Verwendung des Hochdruckdampfes bei weitem nicht mehr so beschränkt wie früher, so daß der nicht sofort benutzbare Abdampf in Ruths'schen Wärmespeichern mit hohem Druckgefälle aufgespeichert werden kann. Speicherdrücke von 10 und mehr atü lassen sich ohne weiteres anwenden und, wenn der zu-

lässige Heizdampfdruck niedrig ist, so können in den Wassermengen eines solchen Speichers bedeutende Wärmemengen untergebracht werden, ohne daß die Speicherabmessungen groß werden. Die Dampfabgabe aus 1 cbm heißem Wasser bei verschiedenen Druckabsenkungen ist in Zahlentafel 8 zusammengestellt.

ZAHLENTAFEL 8

Druck- abnahme	von ata . . .	4	6	8	10	12
	auf ata . . .	2	2	2	2	2
Dampfabgabe in kg/cbm .		41,8	67,4	86,3	102,2	114,4

Man sieht also daraus, daß, wenn eine Dampfmenge von 25000 kg/h bei einem Druckabfall von 4 auf 2 ata aufgespeichert werden soll, der Speicher 600 cbm Inhalt erhalten muß, während er bei 12 auf 2 ata mit 220 cbm ausreicht. Die Verwendung der Ruths-Wärmespeicher ist bei einer Hochdruckanlage an sich schon sehr zweckmäßig, da die Speicherkapazität, d. h. der Wasserinhalt der Hochdruckkessel, mit Rücksicht auf die Herstellungskosten klein gehalten werden muß, und die bei Heizdampfverwendung oft auftretenden Dampfstoße von der Kesselanlage, in welcher sonst ein unzulässig hoher Druckabfall eintreten würde, durch die Dampfspeicherung im Niederdruckgebiet ferngehalten werden können. Außerdem wird auch eine günstige gleichmäßige Verbrennung in der Kesselfeuerung und dadurch ein guter Feuerwirkungsgrad ermöglicht.

Ein wirtschaftlich arbeitendes vereinigt Heiz- und Kraftwerk wird also zweckmäßig folgende wesentliche Bestandteile haben müssen:

1. eine Hochdruckkesselanlage,
2. eine Hochdruck - Gegendruckdampf- kraftmaschine (Kolbenmaschine oder Turbine),
3. einen Wärmespeicher.

Bei einer solchen Anlage können die in der zeitlichen Abweichung von Kraft- und Wärmebedarf beruhenden Schwierigkeiten als beseitigt oder zum mindesten als stark gemildert gelten.

B. AUSGLEICH VON RÄUMLICHER TRENNUNG IM KRAFT- UND HEIZDAMPFBEDARF

Der bei Hochdruckdampf zulässige hohe Gegendruck bzw. die hohe Kraftausbeute selbst bei hohen Gegendrücken bietet die Möglichkeit, die mit der räumlichen Trennung von Dampf- und Krafterzeugung einerseits und Heizwärme beanspruchender Industrie andererseits verbundenen Nachteile zu umgehen.

Man kann z. B. Abdampf von 10 bis 15 ata Druck mit verhältnismäßig kleinen wirtschaftlichen Rohr- abmessungen auf einige Kilometer Entfernung fort- leiten. Die Wärmeverluste betragen hierbei nur wenige Hundertteile. Man kann selbstverständlich auch niedrig gespannten Dampf auf entsprechende Ent- fernung fortführen, aber in einem solchen Fall werden

die Leitungen wesentlich teurer. Eberle gibt z. B. Z. d. V.D.I. 1924, Seite 1015 für die Fortleitung von 100000 kg Dampf auf eine Entfernung von 1 km mit einem Druck von 1,5 ata bei einem Druckverlust von 0,25 at einen Leitungsdurchmesser von 932 mm an. Würde man dem Abdampf einen Druck von 10 ata geben, so braucht die Leitung, wenn man am Ende den gleichen Heizdruck von 1,25 ata haben wollte, nur eine Lichtweite von 390 mm besitzen. Eine solche Leitung ist selbstverständlich an sich wesentlich billiger; außerdem verursacht auch die Verlegung einer so erheblich kleineren Leitung weniger Kosten. Mit der Fernleitung des Abdampfes kann man aber noch weiter gehen als vorher angegeben war. Bei größeren Dampfmen gen lassen sich Entfernungen von 10 bis 12 km mit einem Wirkungsgrade von etwa 75 v. H. überbrücken. Zu diesem Zweck kann zur Verbilligung der Rohrleitungskosten nach einigen Kilometer Leitungslänge ein Verdichter in die Dampf fernleitung eingeschaltet werden, der den Dampf erneut auf höhere Spannung bringt, so daß er wieder befähigt wird, eine größere Wegstrecke zurückzulegen. Die Verdichtung läßt sich auf verschiedene Weise ausführen. Man kann z. B. dazu einen Kompressor oder ein Strahlgebläse benutzen. Der Dampfkompressor selbst kann auf elektrischem Wege von einem Synchronmotor angetrieben werden, der seinen Strom von einem Generator erhält, welcher von der den Abdampf liefernden Heiz-Kraftmaschine angetrieben wird. Ferner kann der Kompressor auch durch eine mit Kondensation arbeitende Dampfkraftmaschine betrieben

werden, die ihren Betriebsdampf der Dampffernleitung selbst entnimmt. Wollte man das Verdichten durch ein Strahlgebläse besorgen, so müßte an der Verdichtungsstelle eine Hochdruckkesselanlage aufgestellt werden, die den Betriebsdampf liefert. Außer diesen Möglichkeiten sind noch eine ganze Reihe anderer Anordnungen denkbar. Die Fernleitung von Dampf von beliebiger Herkunft auf große Entfernungen ist zwar nach vorstehendem auch an sich möglich, sie wird aber durch Verbindung mit einer Hochdruck-Gegendruckanlage erst richtig lebensfähig. Die Abwärme von Dampfkraftanlagen, die sonst nutzlos im Kondensator-Kühlwasser verloren geht, wird jetzt in fast allen Fällen verwertbar. An die Stelle des Transports von minderwertigen Brennstoffen, wie Braunkohle und Torf, kann jetzt die unmittelbare Wärmeleitung im Dampfzustande treten. Derartige Dampffernleitungen sind immer wirtschaftlich, weil nur ihre Anlagekosten zu tilgen und zu verzinsen, Betriebskosten aber kaum aufzuwenden sind. An Stelle der unmittelbaren Fernleitung des Abdampfes kann man selbstverständlich für die Wärmeleitung auch jedes andere Übertragungsmittel benutzen, z. B. heißes Wasser oder eine schwer siedende Flüssigkeit.

Mit vorstehenden Ausführungen soll aber nicht gesagt sein, daß man den Gegendruck immer hoch halten soll; er darf aus wirtschaftlichen Rücksichten auch bei Hochdruckdampf nicht höher gewählt werden als unbedingt notwendig ist.

Wie wenig aber noch heute der allgemeine Gedanke der Verkuppelung von Kraft- und Wärmewirtschaft durchgedrungen ist, beweisen die vielen Anlagen, die noch jetzt selbst in großen, sonst technisch gut beratenen Fabriken im Betrieb sind, bei welchen in besonderen Kesseln Betriebsdampf für Kondensationsmaschinen und in anderen Kesseln Heizdampf erzeugt wird. Jeder einzelne verantwortliche Betriebsmann, wie auch die zuständigen Behörden sollten darauf hinwirken, daß dieser Zustand aus volkswirtschaftlichen Gründen möglichst bald beseitigt wird.

Bedeutet die getrennte Heizdampf- und Krafterzeugung schon für vorhandene Anlagen einen grundsätzlichen Nachteil, so ist dieser noch um so höher anzuschlagen, wenn es sich, wie es leider vorkommt, um Neuanlagen handelt, oder wenn aus Furcht vor den etwas höheren Kesselpreisen oder vor dem höheren Betriebsdruck der Anfangsdruck so beschränkt wird, daß nur gerade die für den eigenen Betrieb erforderliche Kraft aus dem zur Verfügung stehenden Heizdampfgewicht herausgeholt wird. Ein Beispiel für diesen letzteren Fall ist das neue, im Bau befindliche Heiz- und Kraftwerk einer größeren chemischen Fabrik. Dort werden 200 t/h Dampf gebraucht. Die Kesselanlage ist für 32 atü Betriebsdruck entworfen und der erzeugte Dampf soll in einer Turbine auf den Heizdruck von 6 atü entspannt werden. Die Turbine ist für Zwischendampfentnahme gebaut, sie wird aber in der Hauptsache als Gegendruckturbine betrieben, denn nur ein kleiner Bruchteil des Dampfes soll im üblichen Betrieb in den

Kondensator gehen. Die Niederdruckstufe ist nur angeordnet, um auch bei geringem Heizdampfbedarf die volle Kraft liefern zu können. Bei etwa 30 atü Anfangsdruck erwartet man eine Leistung von 8000 bis 10000 KW, ein Betrag, der schon für den gewählten Anfangsdruck als sehr mäßig anzusehen ist. Bei dieser Anlage könnte, wenn der Frischdampfdruck höher gewählt und eine nach den neuesten Erfahrungen gebaute Turbine mit 80 v. H. thermodynamischen Wirkungsgrad für Frischdampftemperaturen von 365° bei 45 at, zunehmend auf 450° bei 100 at, verwendet würde, eine große Krafterleistung an ein anderes Werk abgegeben werden, wie nachstehende Zahlentafel 9 zeigt.

ZAHLENTAFEL 9

Frischdampfdruck	45	60	80	100 at
Überschuß über 10000 kWh	6600	9800	13250	16000

Die Frischdampftemperaturen sind so gewählt, daß der aus der Turbine austretende Dampf bei dem betreffenden Betriebsdruck gerade trocken gesättigt ist.

Wenn man den für die Ausführung gewählten Dampfdruck von etwa 30 atü zugrunde legt und nur eine Turbine mit höherem Wirkungsgrad benutzt, kommt man schon auf eine Mehrleistung von 2700 kWh. Man sieht also an diesem Beispiel, wie wertvoll höchster Dampfdruck und seine günstige Ausnutzung werden kann.

Wird mit einem Preise von 2,5 Pf. für die kWh und einer Betriebszeit von 7000 Stunden im Jahre ge-

rechnet, so könnte bei 100 at Frischdampfdruck eine Einnahme von 2,80 Mill. Goldmark erzielt werden. An Kohle sind für diese Leistung nur etwa 270 000 G.M. aufzuwenden, so daß der Überschuß zwischen Einnahme und Ausgabe über 2,5 Mill. Goldmark beträgt, welcher Betrag ohne weiteren Abzug für Tilgung und Abschreibung der Mehrkosten der Anlage für den höheren Druck verwendet werden könnte. Die Mehrkosten der Anlage könnten unter vorstehender Voraussetzung bei 25 v. H. durchschnittlicher jährlicher Abschreibung und Verzinsung 10 Mill. Goldmark betragen, während sie in Wirklichkeit nur einen Bruchteil hiervon ausmachen würden.

Der Geldwert der in Arbeit umgesetzten Wärme ist bei Gegendruckbetrieb immer ein Mehrfaches des Betrages, welcher durch die in einem Brennstoff zur Verfügung stehende Heizwärme vergewärtigt wird. Es ist daher auch ohne weiteres einleuchtend, daß sich die für eine Anlage zur vollen Ausnutzung der Expansionsarbeit des Heißdampfes entstehenden Anlagekosten sehr schnell tilgen lassen.

IX. AUSSICHTEN DES HOCHDRUCKDAMPFES IN DER KRAFT- UND WÄRMEWIRTSCHAFT

A. ANWENDUNGSMÖGLICHKEITEN DES HOCH- DRUCKDAMPFES IN ORTSFESTEN KRAFTANLAGEN

1. Wärmeverbrauchende Industrien

Im vorhergehenden ist gezeigt, welche Wärmersparnis durch den Hochdruckdampf bei den verschiedenen Arten des Dampfbetriebes erzielt werden kann und wie die hierfür erforderlichen neuen Einrichtungen, wie Dampferzeuger und Dampfkraftmaschinen zum Teil schon verwirklicht sind oder wie man sie in Aussicht genommen hat. Alle diese Entwürfe und Konstruktionen sind in der Hauptsache für ortsfeste Betriebe bestimmt und hier wird sich der Hochdruckdampf sicher sehr schnell einführen, sei es im Betriebe elektrischer Kraftwerke, sei es in Fabrikbetrieben verschiedenster Art. Den stärksten Anreiz zur Anwendung des Hochdruckdampfes bietet die wärmeverbrauchende Industrie, wie z. B. chemische Fabriken, Zuckerraffinerien, Stärkefabriken, Zellstoff- und Papierfabriken, Brauereien, Brennereien, Gerbereien, Wäschereien und Apparaturanstalten, Braunkohlenbrikettfabriken, Torftrocknereien, Chlorkaliumfabriken u. a., denn diese können

meistens nicht nur mit Leichtigkeit ihren eigenen Kraftbedarf decken, sondern auch noch überschüssige Kraft abgeben.

Welche Kraftüberschüsse durch Hochdruckdampf in einzelnen dieser Gebiete erreichbar sind, hat H. Gleichmann im Hochdruckdampf 1924 des V.D.I. zusammengestellt. In der Braunkohlenbrikettindustrie schätzt dieser Verfasser bei einer täglichen Erzeugung von 100 000 t die abgebbare Leistung auf 3 Milliarden kWh im Jahre, wenn man in dieser Industrie den Dampfdruck auf 100 at und die Frischdampf­temperatur auf 400° heraufsetzen würde. Die deutsche Zellstoffindustrie könnte nach derselben Quelle bei einer jährlichen Erzeugung von 800 000 t Zellstoff unter gleichen Betriebsverhältnissen 304 Millionen kWh abgeben und in der Papierindustrie ließen sich bei einer Jahresleistung von 1,6 Millionen t bei 100 at Betriebsdruck 660 Millionen kWh erzielen. Das sind Werte, die schon Veranlassung geben sollten, kleinliche Bedenken zurückzustellen und alles daranzusetzen, den Hochdruckdampf in diesen und ähnlichen Betrieben einzuführen. Das läßt sich schon bei vorhandenen Anlagen ohne Störung des Betriebes erreichen, wenn eine Hochdruckvorschaltmaschine beschafft wird, wozu allerdings die Aufstellung einer neuen Kesselanlage notwendig ist. Gegebenenfalls lassen sich auch vorhandene Maschinenanlagen (Kolbenmaschinen oder Turbinen mit und ohne Kondensation) für diese Zwecke umbauen. In letzteren Fällen wird es für die Maschine oft nur notwendig

sein, neue Dampfzylinder oder neue Turbinengehäuse und neue Läufer zu beschaffen, während man für die neuen Hochdruckkessel Teile der vorhandenen Kesselanlage z. B. Gebäude, Fundamente, Feuerungen, Bekohlungsanlage und Vorwärmer wird benutzen können.

Diese Umbaumöglichkeit und die mit ihr zu erzielende Brennstoffersparnis ist am besten an Hand eines Zahlenbeispiels zu erläutern, daß einem für ein Werk der chemischen Großindustrie ausgearbeiteten Plan entstammt. Dieses Werk hat noch eine größere Anzahl älterer Kolbendampfmaschinen von etwa 1000 kW Leistung für Kondensationsbetrieb, die mit 8 atü Betriebsdruck und sehr schwacher Überhitzung arbeiten und daher mindestens 8 kg Dampf für die kWh beanspruchen. Gleichzeitig wird dort noch mit auf 6 atü gedrosseltem Kesseldampf geheizt, der naturgemäß auch Abdampf sein könnte. Zum Betrieb einer solchen Kolbendampfmaschine sind etwa 8000 kg/h Dampf notwendig. Die Abwärme dieser Maschine geht im Kondensatorkühlwasser verloren, wozu noch die Beschaffung größerer Kühlmengen notwendig ist. Für den Betrieb der Dampfmaschine und für die Erzeugung von 8000 kg Heizdampf muß also die Kesselanlage 8000 kg Heizdampf zusammen 16000 kg Dampf von 8 atü liefern. Eine solche Maschine läßt sich durch Anbau eines neuen Zylindersatzes ohne Veränderung der übrigen Maschinenteile in eine Hochdruck - Gegendruckmaschine umwandeln, die ihren Abdampf für Heizzwecke abgeben

kann. Diese umgebaute Maschine würde höchstensfalls 10 kg Dampf für 1 kWh bei 60 at Betriebsdruck und 400° Frischdampftemperatur für ihren Betrieb beanspruchen und die Kesselanlage hätte dann nur 10000 kg/h Dampf zu erzeugen. Die erzielbare Dampfersparnis beläuft sich also auf 6000 kg entsprechend 37,5 v. H. In diesem Falle würde die Dampfersparnis sogar gleich der Brennstoffersparnis sein, weil die alten Kessel mit sehr niedrigem Wirkungsgrad arbeiten, der bei einem neuen Hochdruckkessel sich erheblich verbessern und den größeren Wärmeaufwand für die Erzeugung eines Kilogramm hochüberhitzten Hochdruckdampfes ausgleichen würde. Durch Wahl eines Anfangsdruckes von 100 at und einer Frischdampftemperatur von 420° ließe sich der Dampfverbrauch in diesem Falle sogar auf 8000 kg/h für 1000 kWh herabsetzen und damit Übereinstimmung zwischen Heizdampf und Kraftdampf erzielen.

2. Hütten- und Bergwerke

In Betrieben, wie Hüttenwerken und Steinkohlenbergwerken, in welchen kein oder nur sehr wenig Heizdampf verwendet wird, ist es empfehlenswert, den Hochdruckdampf in der Weise nutzbar zu machen, daß man möglichst alle mit gleichmäßiger Belastung arbeitenden Maschinen, z. B. Betriebsmaschinen, Kompressoren, Ventilatoren, Wasserhaltungen usw. als Gegendruckmaschinen*) betreibt und den Ab-

*) Vorschaltmaschinen.

dampf dieser Maschinen mit dem in Kesseln üblichen Betriebsdruckes erzeugten Dampf zum Betriebe der wechselnd arbeitenden Maschinen

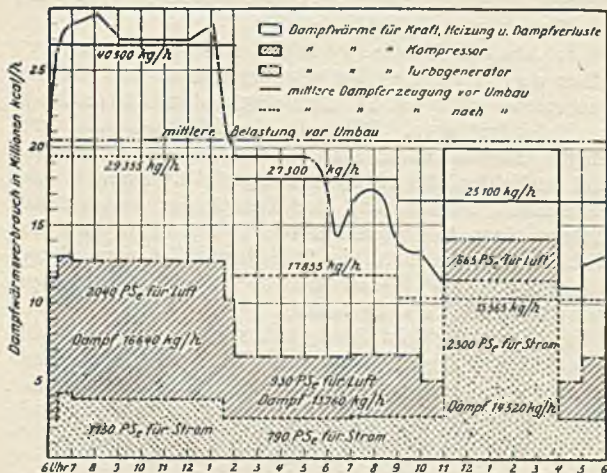


Abb. 61. Dampfbelastungskurve einer in der Morgenschicht 1000 t fördernden Steinkohlenzeche unter jetzigen Verhältnissen und nach Umstellung auf Hochdruckdampf von 60 at

wie Walzenzugmaschinen, Fördermaschinen und dergleichen benutzt.

Im nachfolgenden sind die Anwendungsmöglichkeiten des Hochdruckdampfes für eine täglich in der Morgenschicht 1000 t fördernde Steinkohlen-

zeche ohne Kokerei an Hand von Unterlagen untersucht, die der Dampfkesselüberwachungsverein der Zechen im Oberbergamtsbezirk Dortmund dem Verfasser für einen Vortrag im Jahre 1922 im Bergbaulichen Verein in Essen in liebenswürdiger Weise zur Verfügung gestellt hat.

In Abb. 61 ist die Dampfbelastungskurve einer solchen Zeche wiedergegeben. Der Wärmeverbrauch während 24 Betriebsstunden ist darin in kcal/h aufgetragen. Diese in Gewichtsmengen Dampf umgerechneten Zahlen sind in dem Schaubild vermerkt und in Zahlentafel 10 zusammengestellt. Dabei ist angenommen worden, daß der Dampf der vorhandenen Anlage einen Betriebsdruck von 10 bis 12 atü und eine Temperatur von 230 bis 240° besitzt, dessen Erzeugungswärme am Kessel bei 30° Speisewassertemperatur etwa 660 kcal/kg beträgt.

Als Brennstoff ist Förderkohle mit einem Heizwert von 6700 kcal/kg angenommen. Die alte Kesselanlage besteht aus Flammrohrkesseln. Die Verbesserung der Kraftwirtschaft soll, wie schon erwähnt, auf folgende Weise vor sich gehen:

Die gleichmäßige Grundbelastung der Zeche, bestehend aus den Maschinen, die für die Erzeugung von Druckluft, für den Ventilatorbetrieb und zur Abgabe von elektrischer Energie dienen, soll ganz oder teilweise durch Hochdruckdampf geliefert werden. Zweckmäßig erzeugt man diesen Betriebsdampf mit 60 atü und einer Frischdampf Temperatur von 430 bis 450° und entspannt ihn arbeitsverrichtend in Kolbenmaschinen auf beispielsweise 10 atü. Den Abdampf schickt man mit in die Frischdampfleitung der alten

ZAHLENTATEL 10

DAMPFVERBRAUCH EINER TÄGLICH 1000 T IN DER MORGENSCHICHT FÖRDERNDEN ZECHEN OHNE KOKEREI BEI DEM ÜBLICHEN BETRIEBSDRUCK UND NACH DEM UMBAU FÜR DIE VERWENDUNG VON HOCHDRUCKDAMPF

	Morgenschicht	Mittagschicht	Nachtschicht
Mittlerer Wärmeverbrauch bei üblichem Betriebsdruck kcal/h	26700000	18000000	16600000
Mittlerer Dampfverbrauch bei üblichem Betriebsdruck kg/h	40500	27300	25100
Erforderliche elektrische Energie bei 5 kg für 1 PSeh PSe	1150	790	2300
Erforderliche Antriebsarbeit der Luftkompressoren bei einem Dampfverbrauch von 6,5 kg für 1 PSeh PSe	2040	930	665
Nach dem Umbau durch Hochdruckdampf zu erzeugende Dauerlast für elektrische Energie PSe	1150	790	1150
für Luftarbeit PSe	930	930	665
	2080	1720	1815
Bisher für d. Dauerlast erforderlicher Dampf für elektrische Energie kg	5750	3950	5750
für Luftarbeit kg	6045	6045	4325
	11795	9995	10075
Erforderlicher Hochdruckdampf von 60 at und 430° für Dauerlast bei einem Dampfverbrauch von 8 kg für 1 PSeh kg/h	2080·8 = 16640	1720·8 = 13760	1815·8 14520
Noch notwendige Erzeugung bei niedrigem Druck an elektrischer Energie, PSe/kg Dampf an Luftarbeit PSe/kg Dampf	0/0 110/7215	0/0 0/0	1150/5750 0/0
Dampfverbrauch für den übrigen Betrieb mit üblichem Druck kg/h	21515	17290	9275
Von Niederdruckkesseln zu liefernder Zusatzdampf kg/h	12090	530	505
Hochdruckdampf für Überhitzung des Niederdruckdampfes (etwa 30 kcal/kg) kg/h	650	550	540
Gesamte Dampferzeugung nach Umbau auf Hochdruckdampf kg/h	29355	17855	15565

	Morgenschicht	Mittagschicht	Nachtschicht
Dampfersparnis nach Umbau auf Höchstdruckdampf. v. H.	27,5	34,6	38,0
Kohlenverbrauch bei üblichem Druck und Kohle von 6700 kcal, 67,2 v. H. Kesselwirkungsgrad und 6,82 facher Verdampfung t/h	5,95	4,0	3,7
Kohlenverbrauch nach Umbau bei 75 bzw. 67,2 v. H. Kesselwirkungsgrad und 6,6- bzw. 6,82 facher Verdampfung. . . t/h	4,42	2,69	2,35
Kohlensparnis für Hochdruckdampf durch den Umbau. v. H.	25,7	32,7	36,5
Jährlicher Kohlenverbrauch bei üblichem Betriebsdruck in 300 Arbeitstagen. . t	14250	8400	9990
Jährlicher Kohlenverbrauch bei Hochdruckdampf in 300 Arbeitstagen t	10608	5619	6315
Gesamter jährlicher Kohlenverbrauch bei üblichem Betriebsdruck t		32640	
Gesamter jährlicher Kohlenverbrauch nach dem Umbau t		22602	
Gesamte jährliche Kohlensparnis. . . t		10038	
Gesamte jährliche Kohlensparnis v. H.		30,8	

Kesselanlage, die den Betriebsdampf für die Fördermaschinen und die übrigen Betriebe weiter liefert und die Dampfstöße aufnimmt. Die alte Kesselanlage wirkt also als Speicher. Sind die Kraftmaschinen durchweg Kolbenmaschinen, so läßt sich die Umänderung durch Anbau neuer Dampfzylinder verhältnismäßig leicht durchführen. Die Zahlentafel 10 enthält einen Vergleich für den Betrieb der Anlage, das eine Mal unter den üblichen Verhältnissen, das andere Mal nach Umbau auf Hochdruckdampf. Der Kesselanlage ist im ersten Falle ein Wirkungsgrad von 67,2 v. H., im zweiten von 75 v. H. zugrunde gelegt, was selbst für verhältnismäßig rauhe Betriebe zulässig ist, wenn die Hoch-

druckkesselanlage nach neuen Gesichtspunkten mit Speisewasservorwärmer versehen wird. Der Dampfverbrauch der für 60 atü Anfangsdruck und 10 atü Gegendruck umgebauten Maschinen ist mit etwa 8 kg für 1 PSe h anzusetzen. Zur Feststellung der abgegebenen elektrischen Energie ist ein Dampfverbrauch von 7,5 kg für 1 kWh und zur Bestimmung der Antriebsarbeit der Luftkompressoren ein Dampfverbrauch von 6,5 kg für 1 PSe h angenommen.

Der Eigenverbrauch der Zeche ist aus den Angaben in Abb. 61 zu etwa 108,9 t Kohle täglich ermittelt worden. Die Ersparnis errechnet sich, wenn man die vom Hochdruckdampf zu liefernde elektrische Energie in der Frühschicht zu 1150 PSe, in der Mittagschicht zu 790 PSe und in der Nachtschicht zu 1150 PSe, die zum Antrieb der Kompressoren erforderliche Kraft zu 2040 bzw. 930 bzw. 665 PSe annimmt, auf 33,6 t täglich oder 10000 t jährlich. Dabei beträgt die größte Dampflieferung der Hochdruckkessel etwa 17,3 t/h. Da noch sehr wenig Unterlagen für die genaue Preisberechnung der Hochdruckanlagen zur Verfügung stehen und die Umbaukosten der vorhandenen Maschinen in jedem einzelnen Falle erst genauer festgestellt werden müssen, ist es leider nicht möglich, eine ausführliche Wirtschaftlichkeitsberechnung mit Berücksichtigung der Kosten für diese Anlage aufzustellen. Die in obigem Beispiel festgestellte Brennstoffersparnis von etwa 30 v. H. ist aber so erheblich, daß schon hieraus auf einen günstigen Tilgungssatz bei einer solchen Anlage geschlossen werden kann. Mit der in Geldwert ausdrückbaren Ersparnis

ist aber der Vorteil nicht erschöpft, zum mindesten nicht bei den Zechen, die mit einem Hüttenwerk vereinigt sind, denn mit den ersparten Tonnen Kohle läßt sich in dem angeschlossenen Hüttenwerk die gleiche Anzahl Tonnen Stahl mehr erzeugen. Was das volkswirtschaftlich zu bedeuten hat, bedarf keiner näheren Darlegung.

Ist ein elektrisches Kraftwerk mit der Zeche verbunden, so kann die Umstellung auf Hochdruckdampf noch wesentlich einfacher gestaltet werden, als soeben geschildert worden ist. In diesem Falle läßt man den Kraftbetrieb auf der Zeche unverändert und legt soviel Hochdruckkessel an, daß diese den gleichmäßig benötigten Dampf zu liefern vermögen. Im vorliegenden Beispiel würde die Hochdruckkesselanlage zweckmäßig für eine Erzeugung von 25 000 kg/h Dampf bemessen werden. Mit dem hochgespannten Dampf läßt sich dann 2000 kWh elektrische Energie liefern. Der zeitweise wechselnde Dampfverbrauch wird in alter Weise durch die vorhandenen Großwasserraumkessel für den üblichen Betriebsdruck mit oder ohne Hilfe eines Wärmespeichers gedeckt. Für die Gesamtanlage einschl. der 2000 kWh sind unter den Kesseln nur 400 kg/h Kohle von 6700 kcal/kg mehr zu verfeuern, als bisher zum Betriebe der Zeche notwendig waren.

Die in den Beispielen angegebenen Zahlen können natürlich keine allgemeine Gültigkeit beanspruchen. Sie sollen nur grundsätzlich zeigen, was durch Einführung des Hochdruckdampfes zu erreichen ist. Ein genauer Überblick über die zu erzielenden Vorteile wird sich in jedem Einzelfalle erst nach eingehenden

Untersuchungen gewinnen lassen. Als allgemein gültige Regel kann nur empfohlen werden, bei Beschaffung einer neuen Kesselanlage nicht Kessel für Betriebsdrücke von 15 bis 20 at anzuschaffen, sondern mindestens einen Betriebsdruck von 40, 50 oder mehr at zu wählen, auch wenn die vorhandenen Maschinen zunächst mit niedrigem Druck weiter betrieben werden sollen. Damit bleibt wenigstens Entwicklungsfreiheit gewahrt.

B. ANWENDUNGSMÖGLICHKEITEN DES HOCHDRUCK-DAMPFES IN ORTSBEWEGLICHEN KRAFTANLAGEN

1. Schiffsantrieb

Ein weiteres Anwendungsgebiet, das wohl aber erst dann in Aufnahme kommen wird, wenn eine Anzahl von ortsfesten Kraftanlagen ihre Betriebssicherheit bewiesen haben, ist der Schiffbau. Hier sind die vollen Vorteile im Brennstoffverbrauch zu erhalten, wie bei ortsfesten Hochdruckdampfkraftanlagen mit Kondensationsbetrieb. Der Brennstoffverbrauch kommt also dem eines Zweitakt-dieselmotors nahe. Vor diesem hat die Hochdruckdampfanlage den Vorteil voraus, daß die Größe der Kraftleistung nicht beschränkt ist und daher auch größte Schnelldampfer und schnellfahrende Kriegsschiffe damit ausgerüstet werden können. Ferner ist ein weiterer erheblicher Vorteil, daß zur Kesselfeuerung Kohlenstaub oder

auch für den Dieselmotor ungeeignete, billige, flüssige Brennstoffe verwendet werden können. Die Brennstoffkosten werden aber auch schon in den Fällen, bei welchen noch Kohlenfeuerungen benutzt werden, billiger sein als die von Ölmotoren, wenn auch der große Fortschritt und der scharfe Wettbewerb, der auf dem Gebiete des Schiffsantriebes durch Dieselmotoren in den letzten Jahren entstanden ist, nicht verkannt werden soll.

2. Lokomobilen, Lokomotiven

Ein weiteres wichtiges Anwendungsgebiet für den Hochdruckdampf sind alle Arten von ortsbeweglichen Kraftanlagen wie z. B. Lokomobilen, Dampfstraßenwalzen, Dampfplüge, besonders aber Lokomotiven. Unter Beibehaltung des einfachen Auspuffbetriebes sind auf letzterem Gebiete die gleichen oder gar größere Ersparnisziffern zu erhalten, als bei der Einführung der Turbolokomotive mit Kondensation, das sind etwa 20 bis 30 v. H. Dabei ist eine Hochdrucklokomotive wesentlich billiger in der Anschaffung und das ist gerade bei dieser Kraftmaschine mit ihrer kurzen Betriebszeit ein sehr wesentlicher Umstand. Schwierig ist naturgemäß die Kesselfrage. Die meisten Fachleute glauben nur mit dem Wasserrohrkessel das Ziel zu erreichen, denn der bekannte, im Lokomotivbetrieb ausgezeichnet bewährte Stephenson'sche Feuerbuchskessel ist für Dampfdrücke über 25 at nicht zu verwenden. Und doch ist es möglich, den Grundcharakter des Stephenson-Kessels beizubehalten. Die Schmidtsche Heißdampf-Gesellschaft

m. b. H. in Kassel-Wilhelmshöhe hat nach den Vorschlägen des Verfassers eine Hochdruck-Zweidrucklokomotive entworfen, bei der die Feuerbüchse als Hochdruckkessel für 60 atü, der Langkessel als Kessel für 12 bis 14 atü Betriebsdruck ausgebildet ist. Bei normaler Rostbelastung werden etwa $\frac{2}{3}$ des gesamten Dampfes als Hochdruckdampf erzeugt, der Rest als Niederdruckdampf. Hoch- und Niederdruckdampf werden für sich in besonderen Überhitzern überhitzt. Das Betriebsverfahren der Lokomotivmaschine ist hierbei folgendes: Der hochüberhitzte Hochdruckdampf wird einem Hochdruckzylinder zugeführt, in dem er bis auf den Druck des Niederdruckkessels expandiert. Der Abdampf der Hochdruckstufe mischt sich mit dem hochüberhitzten Niederdruckdampf und auf diese Weise erhält auch die Niederdruckstufe, die aus zwei Dampfzylindern gebildet wird, ausreichende mittlere Überhitzung. Der Abdampf der Niederdruckzylinder dient in üblicher Weise mittels Blasrohrs zur Zugerzeugung für die Verbrennung. Der Langkessel mit seinem großen Wasserinhalt wirkt bei plötzlicher Leistungsänderung als Speicher. Eine solche Lokomotive ist von der Reichsbahnverwaltung der Firma Henschel & Sohn in Auftrag gegeben und das Bemerkenswerte dabei ist, daß die Hauptteile einer vorhandenen S 10² Schnellzug-Lokomotive für diesen Zweck benutzt werden können. Es eröffnet sich durch diesen neuen Vorschlag die Möglichkeit, ganze Lokomotivreihen in Hochdrucklokomotiven umzubauen.

C. DIE KOSTENFRAGE VON HOCHDRUCKDAMPF-ANLAGEN

Was nun die Kostenfrage von Hochdruckdampfanlagen für die vorher geschilderten Verhältnisse anbetrifft, so lassen sich allgemein gültige Preisangaben zur Zeit nicht machen, denn alles ist noch im Fluß. Sehr wesentlich werden die Anlagekosten von den Kesselpreisen beeinflußt, und diese sind wiederum, soweit die Kesselverbände hier nicht preisbildend eingreifen, in erster Linie davon abhängig, welchen Wasserinhalt man den Hochdruckkesseln gibt. Soviel kann aber schon heute übersehen werden, daß es notwendig werden wird, sich in der Größe der Wasserräume Beschränkung aufzuerlegen, worauf schon früher hingewiesen ist. Das ist auch zweifellos zulässig, denn man braucht nur zum Vergleiche die Erfahrungen der Marine im Wasserrohrkesselbau heranzuziehen. Dort ließ man Belastungen der Verdampfungsoberfläche bis zu 6000 kg/m^2 und bei ölgefeuerten Kesseln mit 58 t/h Dampferzeugung einen Wasserinhalt von 17 m^3 und einen Dampfraum von $5,8 \text{ m}^3$ zu. In diesen Betrieben traten beim Manövrieren noch bei weitem größere Schwankungen im Kraftbedarf auf als in ortsfesten Kraftanlagen; allerdings war man bei ihnen auch unabhängiger.

Die Hochdruckmaschinen, wenigstens die für die Verarbeitung des oberen Druckgefälles hinzukommenden Teile werden kleinräumig, daher infolge der hohen Dampfdichte, wovon ebenfalls schon gesprochen wurde, wesentlich billiger als

solche für üblichen Druck. Man wird daher sagen können, daß es geschickten Konstrukteuren möglich ist, bei Berücksichtigung aller Umstände Hochdruckdampfkraftanlagen so zu bauen, daß die Gesamtkosten einer neuen Kraftanlage einschließlich der Gebäude, Fundamente und sonstiger Einrichtungen nicht höher werden als das 1,1- bis 1,15fache der Anlagen für üblichen Druck. Es lassen sich nämlich mit Hochdruckanlagen für reinen Kraftbetrieb mit einer um 30 v. H. kleineren Kesselheizfläche die gleichen Leistungen erzielen als bei üblichem Druck, was den Umfang und die Kosten der gesamten Anlage ganz wesentlich herabdrückt. Eine Betriebsersparnis ist daher auf alle Fälle sicher, wenn sich die Kosten für die Aufbringung des Anlagekapitals erst wieder in geregelten Bahnen bewegen werden.

X. SCHLUSSWORT

Zum Schluß sollen die Vorteile des Hochdruckdampfes nochmals kurz zusammengestellt werden:

1. Die früher bestehenden Bedenken gegen die Einführung des Hochdruckdampfes, worunter Dampf verstanden wird, der mehr als 30 at Anfangsspannung besitzt, sind heute durch praktische Versuche und eingehende theoretische Untersuchungen widerlegt.

2. Die Erzeugung hochüberhitzten Hochdruckdampfes ist bis zu 100 und mehr at praktisch erprobt. Physikalische Schwierigkeiten haben sich hierbei nicht gezeigt. Es gibt Hochdruckkessel, die auf dem üblichen Verdampfungsvorgang beruhen und andere Konstruktionen, die neue Wege beschreiten. Ausschlaggebend sind hier in erster Linie die Kosten und die Betriebssicherheit.

3. Der Betrieb von Kolbenmaschinen mit hochgespanntem und hochüberhitztem Dampf hat sich praktisch als ausführbar erwiesen. Die Dampfausnutzung ist dabei besser als bei üblichem Druck. Auch das Schmieröl verhält sich bei höchstem Druck und höchster Temperatur günstig, so daß mit diesem Anstände nicht zu befürchten sind. Die für das obere Druckgefälle erforderlichen Ab-

messungen der Arbeitszylinder fallen infolge der hohen Dichte des Treibmittels kleinräumig aus, was die Herstellungskosten verbilligt. Von Hochdruckdampfturbinen liegt ebenfalls bereits eine Einzelausführung vor. Weiter sind auch einige Turbinen im Entwurf fertig bzw. in Bau, so daß binnen kurzem auch hier praktische Erfahrungen gesammelt sein werden. Der Vorteil kleiner Arbeitsräume ist ebenfalls vorhanden.

4. Für eine günstige Ausnutzung des Hochdruckdampfes ist die Verwendung von über 400° liegenden Frischdampftemperaturen notwendig. Die Erzeugung von Dampftemperaturen bis über 450° ist, wie die Versuche bewiesen haben, anstandslos möglich.

5. Hochdruckdampfbetrieb mit Kondensation erfordert immer Zwischenüberhitzung, und zwar je nach ihrer Höhe ein- oder mehrmalige. Das beste Wärmeübertragungsmittel für Zwischenüberhitzer ist hochgespannter, gesättigter oder hochüberhitzter Hochdruckdampf.

6. Der heute mögliche Bestwert im Wärmeverbrauch beträgt bei 100 ata und 475° mit Zwischenüberhitzung bei Kondensationsbetrieb 1700 kcal/PSe h. Das ergibt einen Brennstoffverbrauch von etwa 3000 kcal/kW h und einen Steinkohlenverbrauch von 0,4 kg/kW h. Der Brennstoffverbrauch kommt also dem eines Dieselmotors sehr nahe.

7. Der Hochdruckdampf gestattet im Gegen- druckbetrieb die Verwendung höherer Gegendrücke, da der Dampfverbrauch mit stei-

gendem Gegendruck viel weniger zunimmt als bei üblichen Betriebsspannungen. Oder aus dem gleichen Heizedampfgewicht lassen sich erheblich größere Leistungen erzielen als bei üblichem Anfangsdruck, wodurch das wirtschaftliche Ergebnis der Verkuppelung von Kraft- und Wärmewirtschaft ein ungeahnt günstiges wird. Die Abdampfheizung kann jetzt selbst in den Fällen Anwendung finden, bei denen bisher mit Frischdampf oder mit Feuergasen geheizt werden mußte.

8. Der zulässige hohe Gegendruck erlaubt ferner, die in der zeitlichen und räumlichen Trennung von Krafterzeugung und Abwärmeverwertung liegenden Schwierigkeiten zu überbrücken, indem z.B. die Abdampfspeicherung und die Dampffernleitung begünstigt werden.

9. Der Hochdruckdampf ermöglicht, vorhandenen Kraftanlagen mit üblichem Betriebsdruck, Hochdruckkraftanlagen vorzuschalten.

10. Die Anlagekosten der Hochdruckdampfanlagen fallen kaum höher aus als diejenigen für üblichen Druck, wenn die Wasserräume der Hochdruckkessel nicht zu groß gewählt werden. Selbst teure Hochdruckkessel erhöhen aber die Unkosten eines neu zu erbauenden Kraftwerks nur um 10 bis 15 v.H., da die Kesselkosten ja nur einen Bruchteil der Gesamtkosten ausmachen.

11. Für Hochdruckkraftanlagen, die mit Kesseln mit üblichem Verdampfungsvorgang versehen werden, liegt der wirtschaftliche Höchstdruck für reinen Kraftbetrieb bei 50 bis

60 at. Bei Betrieben mit Abwärmeverwertung oder bei Vorschaltanlagen kann der Betriebsdruck noch höher sein.

In dieser Zusammenfassung sind nur die hauptsächlichsten Gesichtspunkte erwähnt worden. Es ließe sich noch vieles aufzählen, was für die Einführung des Hochdruckdampfes spricht; das würde aber viel zu sehr ins einzelne führen.

Für die Geltendmachung der Vorteile des Hochdruckdampfes gehört jetzt, nachdem alle technischen Unterlagen durch eingehende Versuche, beachtenswerte Konstruktionen und erprobte Einzelausführungen vorliegen, nur noch etwas Wagemut und Verantwortungsfreudigkeit der in Betracht kommenden maßgebenden Kreise der Erzeuger von Maschinen und Kesseln und der Besitzer und Nutznießer von Kraftanlagen. Wenn dieses Büchlein hier aufklärend wirken würde, so wäre sein Zweck erfüllt.



VDI-TASCHENBÜCHER

Band 1

DIPL.-ING. F. ZUR NEDDEN

WIE SPARE ICH KOHLE?

Ein Wegweiser mit Hilfe von Material
des Reichskohlenrates

4. Auflage. XVI/132 S., mit 10 Abbildungen

In Ganzleinen RM. 2.80, für VdI-Mitglieder RM. 2.50

Diese Aufklärungsschrift

enthält neben den Grundregeln für den Heizbetrieb selbst auch für alle diejenigen, welche feuertechnische Anlagen vom einfachen Zimmerofen bis zur komplizierten industriellen Feuerung herstellen lassen oder selbst auszuführen haben, außerordentlich wertvolle Anregungen.

Band 2

DR.-ING. DIPL.-ING. H. R. TRENKLER

FEUERUNGSTECHNIK

VIII/316 S., mit 66 Abbildungen und 29 Zahlen-Tafeln

In Ganzleinen RM. 6.—, für VdI-Mitglieder RM. 5.40

Dieser Wegweiser

schließt eine bisher schmerzlich empfundene Lücke auf dem Gebiete der feuerungstechnischen Literatur. Er behandelt u.a.: Brennstoffe, feuerfeste Baustoffe, Verkokung, Vergasung, Verbrennungsvorgang, Wärmeübertragung, Kohlenstaubfeuerungen, Wärmebilanz, Abhitzeverwertung, Wärmeaustauscher, Wärmespeicher, Wärmeverluste.

VDI-VERLAG

G M B H



BERLIN SW 19

BEUTHSTR. 7

BIBLIOTEKA GŁÓWNA
Politechniki Śląskiej

Gab. Dyr.

2229

Druk: Drukarnia Gliwice, ul. Zwycięstwa 27, tel. 230 49 50

