

Handbuch der Feuerungstechnik und des Dampfkesselbetriebes

mit einem Anhang über allgemeine
Wärmetechnik

Von

Dr.-Ing. Georg Herberg

Beratender Ingenieur, Stuttgart

Mit 54 Abbildungen und Diagrammen, 87 Tabellen,
sowie 43 Rechnungsbeispielen



Berlin

Verlag von Julius Springer

1913

ISBN-13: 978-3-642-98582-9

e-ISBN-13: 978-3-642-99397-8

DOI: 10.1007/978-3-642-99397-8

Softcover reprint of the hardcover 1st edition 1913

Vorwort.

Verfasser, der lange Jahre auf dem Gebiete des Kesselhausbetriebes und der Feuerungstechnik praktisch und theoretisch tätig ist und vielfach die Lücken der bisherigen Literatur empfunden hat, beabsichtigt, mit diesem Handbuche eine zugleich einfache und doch möglichst vollständige Darstellung dieses Fachgebietes und seiner Arbeitsweise zu geben. Er will damit beweisen, daß dieser Zweig der Technik, der erst eigentlich in dem letzten Jahrzehnte beachtet worden ist, es wohl versteht, die Forschungen und Ergebnisse der Wissenschaft sich zu eignen zu machen, damit zu arbeiten und auch selbst zu forschen, entsprechend seinen eigenen Bedürfnissen. Es soll allen denen ein Dienst erwiesen werden, welche dieses Fachgebiet studieren und die beruflich in die Lage kommen, Berechnungen von Dampfanlagen anstellen zu müssen, solche anzulegen und zu bauen oder den Betrieb von Kesselhausanlagen zu überwachen. Der wissenschaftliche Teil führt alle die Feuerungstechnik betreffenden Rechnungen aus unter Berücksichtigung der neuesten Versuchsergebnisse, die sich in den verschiedensten Zeitschriften zerstreut finden, wie die Fragen nach den Verbrennungsvorgängen, dem Luftbedarfe der Kohlen, der Verbrennungsgasmenge, dem Höchstkohlensäuregehalte, den Kesselverlusten usw. Angeschlossen sind besondere Teile über wärmewirtschaftliche Einrichtungen, Rohrleitungen, das noch wenig bekannte Gebiet über den Einfluß des Kesselstein- und Ölbelages der Heizflächen auf den Wärmedurchgang und die Festigkeit der Bleche sowie einige Winke für Messungen.

Dabei sind aber nicht nur die einfachen Formeln, sowie übersichtliche und genaue Rechenmethoden nebst Fehlergrenzen gegeben, und bleibt es dann jedem einzelnen überlassen, deren Anwendung zu finden und sich durch ein Gemenge von Zahlen und

Formeln hindurchzufinden, sondern es wird besondere Sorgfalt verwendet auf eine klare und übersichtliche Darstellung der Zusammenhänge der verschiedenen Größen und Vorgänge. Die gegebenen Formeln und Verhältniszahlen usw. gewinnen erst das rechte Leben, wenn man sie angewendet sieht, wenn man eine Reihe von notwendig aufeinander folgenden Vorgängen beobachtet, einzelne Prozesse loslöst und Beispiele typischer Art vor sich sieht, so daß man gewissermaßen die Vorgänge miterlebt. Deshalb sind außer vielen Zahlentafeln sehr viele Diagramme eingefügt, die teils die Rechnung ersetzen, teils viel klarere Übersichten bieten als einfache Zahlenreihen, weil man auf einen Blick bei Änderung einer Größe die Wirkung auf eine andere Größe übersieht, und weil sich solche Schaubilder leicht dem Gedächtnisse einprägen. Deshalb werden, soweit es nützlich und angängig erschien, die gegebenen Beziehungen sofort an Hand von Beispielen, die alle aus wirklichen Betriebsverhältnissen und eigenen Messungen entnommen sind, ausgewertet und vielfach Beispiele gebracht, die solche Vorgänge berühren, die sonst in der Literatur seltener eingehend dargestellt sich finden. An anderen Stellen werden nicht nur Betriebsmittelwerte aufgeführt, sondern besondere Versuchsreihen in bestimmter Gruppierung, welche die wechselnden Verhältnisse klarlegen. Überhaupt ist versucht worden, alles, auf reiches Versuchsmaterial gestützt, recht anschaulich darzustellen, weshalb an gegebener Stelle auch vor kleinen Wiederholungen nicht zurückgesehen wurde. Viele Hinweise im Texte auf entsprechende andere Stellen und reichliche Literaturangaben bieten weitere Bequemlichkeiten und Anregung zu eingehendem eigenem Studium.

Besonderer Wert ist auf eine genügende Beachtung der wirtschaftlichen Verhältnisse gelegt; diese Betrachtungsweise zieht sich durch das ganze Buch hindurch als Ergänzung der rein technischen Seite. Denn der Ingenieur darf nicht allein Konstrukteur sein, sondern seine Arbeiten soll ein echter kaufmännischer Geist durchwehen, der den wirtschaftlichen Wert der Stoffe und des Geldes richtig abschätzt gegenüber den rein technischen Möglichkeiten. Gerade die Feuerungstechnik, welche den kostbaren, in seiner Menge begrenzten Brennstoff, die Kohle, verwendet, ist verpflichtet, mit diesem Schatze so sparsam wie möglich umzugehen, bis die fortschreitende Technik neue Kraftquellen erschlossen hat. Es sei hier noch auf die neuen grundlegenden

Forschungen von Prof. Bone¹⁾, England, und Dr. R. Schnabel über flammeulose Feuerungen hingewiesen, die bestimmt scheinen, ganz neue Wege für die Feuerungstechnik zu erschließen.

Zum Schlusse sei noch der Firma J. A. Topf & Söhne in Erfurt für die vielfachen Anregungen und die überlassenen Abbildungen 1, 2, 5, 24—27, 29, 30; der Fa. Jaques-Piedboeuf, Düsseldorf für Abb. 19—22, 30, 31; der Fa. Fränkel und Viebahn, Leipzig für Abb. 3 und 4; der Fa. Moritz Jahr, Gera für Abb. 23; und den Deutschen Economiser-Werken, Düsseldorf für Abb. 33 und 34 der gebührende Dank gesagt.

Halle a. d. S., im Januar 1913.

Doktor-Ingenieur **Georg Herberg.**

.....
¹⁾ Die Feuerungstechnik, 1912. S. 39.

Inhaltsverzeichnis.

Seite

Vorwort

I. Die Kesselhausanlagen	1
1. Die Einrichtung von Kesselhäusern	1
a) Grundsätze für die Einrichtung	1
b) Dampfpreis	2
c) Kohlenförderung und -lagerung	4
d) Aschen- und Schlackenentfernung	11
e) Ästhetische Rücksichten	15
2. Die Brennstoffe	16
a) Vorkommen und Eigenschaften sowie Kohlenförderung der Erde	16
b) Verbrennung auf der Feuerung	20
c) Zusammensetzung der Brennstoffe	25
3. Allgemeiner gas- und wärmetechnischer Teil	31
a) Zustandsgleichungen für vollkommene Gase	31
b) Die Verbrennungsgleichungen	34
c) Anwendung auf die verschiedenen Brennstoffe	36
d) Die spezifische Wärme der Verbrennungsgase	38
e) Das spezifische Gewicht der Verbrennungsgase	46
f) Gewicht, Dichtigkeit und Wassergehalt der Luft	48
g) Feste und flüssige Körper	52
4. Die Verbrennungsluftmenge	57
a) Berechnet aus der Zusammensetzung des Brennstoffes bei vollkommener Verbrennung (ohne Luftüberschuß)	57
b) Berechnet aus der Gasanalyse mit Luftüberschuß, auch bei unvollkommener Verbrennung	59
5. Die Verbrennungsgasmenge in cbm und kg	61
a) Vollkommene Verbrennung	61
b) Unvollkommene Verbrennung	64
c) Näherungsweise Berechnung des trockenen Gasvolumens und Gasgewichtes aus dem Heizwerte der Kohlen	66
6. Der Luftüberschuß	69
a) Vollkommene Verbrennung	69
b) Unvollkommene Verbrennung	72

Sei

7. Der Höchstgehalt der Verbrennungsgase an Kohlen- säure (+ schwefl. Säure) = (ks)m und die Bestimmung von CO	73
a) Allgemeines	73
b) (ks)m berechnet aus der Zusammensetzung des Brenn- stoffes	75
c) (ks)m berechnet aus der Zusammensetzung der Rauchgase in Vol.-%	79
d) Die Ermittlung von CO aus (ks)m	80
8. Die Verbrennungstemperatur	83
9. Die Wärmeverluste im Kesselbetriebe	85
a) Abgasverlust durch fühlbare Wärme der Rauchgase bei voll- kommener Verbrennung (ohne CO-Bildung)	87
b) Abgasverluste durch fühlbare Wärme der Rauchgase bei unvollkommener Verbrennung	90
c) Der Verlust durch unverbrannte Gase	93
Genauigkeitgrenzen der Formeln	97
d) Verlust durch Aschenrückstände und Schlacke	99
e) Wärmeverlust durch Ruß in den Verbrennungsgasen	100
f) Verlust durch Strahlung und Leitung	101
g) Der Wirkungsgrad	107
h) Der Zusammenhang zwischen dem CO ₂ -Gehalt der Ver- brennungsgase, ihrer Temperatur, dem Wirkungsgrade und dem Abgasverluste	111
10. Die Zugmessung	114
11. Berechnung der Rostfläche	116
a) Rostbeanspruchung	116
b) Verdampfungsziffer der Brennstoffe	119
12. Berechnung der Kesselheizfläche	122
a) Kesselbeanspruchung	122
b) Abgastemperatur und Kesselbeanspruchung	123
13. Beanspruchung einzelner Teile der Kesselheiz- fläche und Ziele des neuere Kesselbaues	125
a) Wärmeverteilung auf einzelne Heizflächenteile	125
Bei Flammrohrkesseln	125
Bei stehenden Wasserrohrkesseln	128
b) Der Wasserumlauf	130
c) Die Dampfnaße und Mittel zur Verringerung	131
d) Preise der Kesselheizflächen	137
e) Rauchgasvorwärmer in Verbindung mit Kesseln	138
14. Die Einmauerung der Kessel und die Einmauerungs- garnituren	142
a) Größe der Feuerzüge	142
b) Ausführung der Einmauerung	144
Schamotte-material	145
Isolierschichten	146
Verankerung	147
c) Armaturen und Ausstattung	149

	Seite
15. Der Schornstein	150
a) Allgemeines	150
b) Berechnung der Zusgtärke und der Schornsteinhöhe	156
c) Berechnung der Schornsteinweite	164
d) Erfahrungsformeln und Erfahrungswerte	166
II. Wärmewirtschaftliche Einrichtungen	
16. Der Dampfüberhitzer	174
a) Der überhitzte Dampf	174
Volumen	174
Spezifische Wärme	176
b) Berechnung der Heizfläche	178
c) Ersparnis durch Einbau des Überhitzers	185
d) Ausführung und Anordnung	191
17. Der Rauchgasvorwärmer (Economiser)	196
a) Anordnung	196
b) Berechnung der Heizfläche	200
c) Ersparnis durch den Rauchgasvorwärmer	206
18. Abgasbeheizte Kessel	208
19. Abdampfvorwärmer	211
a) Röhrenapparate	211
b) Beheizte Behälter	216
20. Kondensatrückgewinn	218
21. Dampfentölung	219
III. Allgemeine Wärmetechnik	
22. Wärmeübergang und Durchgang infolge Berührung und Leitung	221
a) Wärmeübergangszahl	222
b) Wärmedurchgangszahl k	224
c) Wärmedurchgang durch nackte und umhüllte Rohre	227
d) Der mittlere Temperaturunterschied ϑ_m	228
23. Wärmeabgab (durch Strahlung und gleichzeitig) durch Berührung	231
IV. Rohrleitungen.	
24. Wärmeabgabe geheizter nackter Rohre an Luft (nach Wamsler)	234
25. Abkühlungsverlust (durch Berührung und Strahlung) beim Strömen von gesättigtem und überhitztem Dampfe durch nackte und isolierte Leitungen	236
a) Gesättigter Dampf	236
1. Nackte Rohre	236
2. Isolierte Rohre	239
b) Überhitzter Dampf	248
1. Allgemeines	248
2. Wärmeverluste bei nackter Leitung	249
3. Wärmeverluste bei isolierten Rohren	251
Beispiele	255

	Seite
26. Berechnung von Dampfleitungen	259
27. Druckverlust beim Strömen von Dampf durch Rohrleitungen	261
28. Druckverlust beim Strömen von Luft durch Rohr- leitungen	263

V. Unreine Heizflächen.

29. Einfluß des Kesselsteinbelages der Heizflächen auf den Wärmedurchgang	265
a) Einfluß des Kesselsteines auf den Durchgangskoeffizienten k bei Heizung durch Gasberührung	265
b) Einfluß des Kesselsteines auf den Durchgangskoeffizienten k , wenn mit Satttdampf oder heißem Wasser geheizt wird	267
c) Einfluß des Kesselsteines auf die Durchgangszahl k bei Wärmeübertragung durch Berührung, Leitung und Strahlung bei Beheizung von Wasser durch Gas	268
d) Einfluß des Kesselsteines auf die Wärmeausnutzung in Heizvorrichtungen, Wärmedurchgang nur durch Berührung	269
e) Einfluß des Kesselsteines auf die Wärmeausnutzung in Heizvorrichtungen bei Wärmeübertragung durch Ber- rührung und Strahlung	274
f) Strahlungsübertragung nur am ersten Teile der Kessel- heizfläche wirksam, am anderen Teile nur Berührungs- übertragung	276
30. Erhöhung der Kesselblechtemperaturen durch Kesselsteinbelag und Ölschichtenso wie dadurch be- dingte Abnahme der Blechfestigkeit	278

VI. Betriebsüberwachung.

31. Winke für die Vornahme von Messungen	281
a) Messung des Niederschlagwassers	281
b) Messung der Dampftemperaturen	282
c) Messung der Oberflächentemperaturen	284
d) Messung der Gastemperaturen	284
e) Zugmessung	286
f) Gasanalysen	287
g) Die Entnahme der Köhlenprobe	289
h) Über die Verwertung der Meßergebnisse	290
32. Die Überwachung des Betriebes	292
33 Kesselhausbetriebs-Unkosten-Aufstellung	302

I. Die Kesselhausanlagen.

1. Die Einrichtung von Kesselhäusern.

a) Grundsätze für die Einrichtung.

Bei der Anlage von neuen Kesselhäusern und bei der Umänderung bestehender Anlagen wird man systematisch eine Reihe von Grundsätzen zur Anwendung bringen, die davon ausgehen, daß das Kesselhaus ein organisches Gefüge ist, dessen Einzelteile keinen Selbstzweck besitzen, sondern nur einem gewissen Endziele zu dienen haben, nämlich der Erzeugung von billigem Dampf. Diese Erkenntnis ist noch nicht alt, sondern erst ein Produkt des letzten Jahrzehntes.

Als die Kosten der Brennstoffe und Heizerlöhne gegenüber den anderen Kosten und Sorgen der rapid sich entwickelnden Industrie noch nicht so sehr ins Gewicht fielen, da konnte man noch das Kesselhaus als notwendiges Übel betrachten, als eine nicht zu umgehende Beigabe. Aus dieser Zeit stammen alle die verbauten und verschmutzten Anlagen, die oft noch dazu luft- und lichtlos sind, wo der Staub fingerdick liegt und das Interesse der Bedienungsmannschaften an den Einrichtungen erstickt, ein höchst unangenehmer Aufenthalt für alle, die darin zu tun haben.

Heute jedoch, wo man, wie überall in der Industrie, auch im Dampfbetriebe rechnen gelernt hat, ein Zeichen, daß auch dieser heute einen gewissen Abschluß in seiner Entwicklung erlangt hat, ist das Streben der Zeit nach Ersparnis in der Anschaffung und Wirtschaftlichkeit im Betriebe in folgenden 6 Leitsätzen niedergelegt.

1. Der Brennstoff ist so zu wählen, daß der Wärmepreis, das sind die Kosten für 100 000 WE, frei Verbrauchsstelle ein möglichst niedriger wird.

2. Die Anlagekosten sind in Rücksicht auf die Größe der Gesamtanlage und ihre Ausnutzung so zu bemessen, daß nicht durch

zu hohe Zins- und Amortisationslasten die Rentabilität des Betriebes in Frage gestellt wird.

3. Der Kostenaufwand für die Bedienung des gesamten Dampfkesselbetriebes einschließlich Transportanlagen, Reinigung des Kessels und der Kesselzüge, Entfernung der Flugasche und Bedienung sämtlicher Nebenapparate soll durch zweckmäßige und mechanische Einrichtung auf ein Mindestmaß beschränkt werden.

4. Der mittlere Nutzeffekt der Anlage ist durch sachgemäße Einrichtung, laufende sorgfältige Instandhaltung und durch entsprechende Betriebskontrollen so hoch wie möglich zu halten.

5. Die Anlage muß in jedem Falle unbedingte Betriebssicherheit gewähren und alle zweckmäßigen und notwendigen Einrichtungen enthalten.

6. Es muß ein gewisser Betrag, der nicht zu knapp bemessen werden soll, auf Ersatz und Betriebsverbesserungen verwendet werden, um den gesamten Betrieb auf dem jeweiligen höchsten Stande der fortgeschrittenen Technik zu halten.

Erst eine Anlage, welche nach diesen 6 Grundsätzen eingerichtet und betrieben wird, kann einen Organismus ergeben, welcher der Bedeutung der Kesselhausanlage im Gesamtbetriebe der Fabrik angemessen ist.

b) Dampfpreis.

Forderung 1 besagt, daß bei der Projektierung einer Kesselhausanlage eine sorgfältige Auswahl unter den zur Verfügung stehenden Brennstoffen zu treffen ist. Entscheidend dafür ist der Wärmepreis W . Dieser berechnet sich in Pfennigen für 100 000 WE aus

$$W = \frac{P \cdot 1000}{H} \quad 1)$$

wobei H den Heizwert in WE pro 1 kg Brennstoff bedeutet und P den Preis für 100 kg Brennstoff in Pf. frei Kesselhaus. Man hat außer auf den Wärmepreis auch noch darauf zu achten, daß man beim Versagen der Lieferung infolge irgendwelcher Zufälligkeiten nicht allein auf eine Lieferungsquelle angewiesen ist. Die Wahl der Kohlsorte ist entscheidend für

die Anlage des Kesselhauses, da fast alle Einrichtungen desselben sich danach zu richten haben.

Punkt 2 verlangt, daß man die Anlage nicht kostspieliger gestalten soll, als wie es dem jeweiligen Zwecke entspricht, natürlich unter Wahrung einer angemessenen Ausstattung.

Die anderen 3 Forderungen sprechen aus, daß sich die Bedienung und der Betrieb der Kesselanlage so billig wie möglich gestalten soll, ohne indes die Betriebssicherheit zu vernachlässigen. Dies läßt sich in erster Linie durch selbsttätige Einrichtungen erzielen, welche die menschliche Arbeit nach Möglichkeit ersetzen. Dazu gehört auch ein richtiges Verhältnis zwischen Kesselbelastung und Nutzeffekt der Anlage; denn unter den meisten Umständen wird man mit einer etwas höheren Anstrengung des Kessels, besonders bei Verwendung von Ekonomisern also stärkerer Ausnutzung des aufgewendeten Betriebskapitals unter Verzicht auf einen geringen Prozentsatz an der Höhe des Nutzeffektes, besser fortkommen als mit dem umgekehrten Verfahren. Nur bei sehr teurem Brennstoffe oder großen Kesselanlagen muß man auf hohen Nutzeffekt sehen und entsprechend geringere Kesselbelastung, weil dann die Brennstoffkosten die Amortisation und Zinsquote überwiegen. Es wird in jedem Falle eine Sache der Durchrechnung sein, mit welcher von beiden Methoden man besser fährt. Im allgemeinen hat man für kleine Anlagen mehr auf geringere Anlagekosten zu achten, für größere Anlagen mehr auf billigen Betrieb, also Kohlenersparnis.

Aus den Untersuchungen von A. Dosch¹⁾ sei hier folgende kleine Tabelle 1 wiedergegeben, die das Schlußergebnis enthält.

$$\text{Der Preis für 100 kg Dampf ist } \frac{\text{Pt } 637}{10 \cdot \text{H} \cdot \eta} \text{ in Mark} \quad 2)$$

In dieser Formel bedeutet:

Pt = Kosten für 1000 kg Kohlen in Mark,

H = Heizwert in WE,

η = Kesselnutzeffekt $0 < \eta < 1$.

Es sind dabei folgende Nutzeffekte zugrunde gelegt bei den verschiedenen Anstrengungsgraden der Kessel:

¹⁾ Zeitschr. f. Dampfkessel u. Maschinenbetrieb 1904 S. 248 ff.

Kesselbeanspruchung kg/qm St.	Nutzeffekt %
7,5	75
10,0	74
15,0	70
20,0	68
25,0	63
30,0	60

Tabelle 1.

Vorteilhafteste Kesselbelastung in kg/qm/St. für verschiedene Brennstoffkosten.

Kesselheizfläche in qm	10	15	25	50	100	200	300	500	1000
Bei billigem Brennstoffe (10 Pf. pro 100 kg Dampf gerechnet für $\eta = 1,0$)	30	30	30	30	25 20}	20	20	20	20
Bei mittelteurem Brennstoffe (15 Pf. pro 100 kg Dampf gerechnet für $\eta = 1,0$)	30	30	30	20	20	20	20	15 20}	15 20}
Bei teurem Brennstoffe (25 Pf. pro 100 kg Dampf gerechnet für $\eta = 1,0$)	30	25	20	20	20	15 20}	15 20}	15	10

Die Durchschnittspreise und die Wärmepreise verschiedener Brennstoffe sind in nachstehender Tabelle 2 wiedergegeben, natürlich nur angenähert, da dieselben für jeden Einzelfall und jeden Ort bestimmt werden müssen, wegen der Verschiedenheit der Heizwerte und der Frachtkosten.

c) Kohlenförderung und Lagerung.

Auf Grund dieser Forderungen hat sich etwa nachstehend beschriebener Typus moderner Kesselhäuser entwickelt, wie solche in vielen Abbildungen in den einschlägigen Zeitschriften zu finden sind, natürlich mit Anpassung an die gegebenen Verhältnisse.

Sowohl das Hereinschaffen der Kohle in das Kesselhaus, das Fördern der Kohle auf den Rost, als auch die Abfuhr der Asche

Tabelle 2.¹⁾
 Durchschnittspreise verschiedener Brennstoffe.

	Brennstoff	H	P	W
		Heizwert WE	Preis f. 100kg bzw. 1 cbm frei Betriebs- stätte M.	Durch- schnittl. Wärmepreis f. 100000 WE Pf.
Dampf- masch.	Steinkohlen	6500—7600	1,83—2,52	30
	Braunkohlen	2300—2800	0,44—0,50	19—22 ²⁾
Flüssigkeits- maschinen	Gasöl galiz.	10 000	10,0	100
	Steinkohlenteeröl	9000—10000	4,9	46
	Motorenbenzol	10 000	20,0	200
	Motorenbenzin	10 200	26,0	255
	Brennspiritus 90 %	5 400	34,0	630
Gasmachines	Koksofengas	3800—4200	0,4	10
	Hochofengas	700—1025	0,022	13,5
	Leuchtgas	3500—7000	13	250
	Engl. Anthrazit.	8 200	3,75	46
	Braunkohlenbriketts	4700—5060	1,6—1,82	32—37
Westf. Brechkoks	7 000	3,25	46	

und Schlacke wird tunlichst mechanisch bewerkstelligt. Das Gebäude wird luftig, hell und den Forderungen einer bequemen Reinigung entsprechend angelegt, so daß sowohl das Bedienungspersonal geschont, als auch für die Instandhaltung der Einrichtungen ein größeres Interesse erweckt wird. Der Bekohlungs-vorgang spielt sich etwa folgendermaßen ab. Vergl. Abb. 1 u. 2.

Um einen großen Kohlenvorrat bequem zur Hand zu haben, auch als Reserve für Streiks oder Feiertage, und dabei doch an Grundfläche zur Lagerung möglichst zu sparen, baut man über den Kesseln größere Siloanlagen zur Kohlenaufnahme. Die Beladung des Silos geschieht vielfach von dem Kohlenlagerplatz aus, wohin die Kohle angefahren wird, durch Transportmittel, welche geeignet sind, die Kohle nicht nur auf die Höhe des Silos zu

¹⁾ Unter Benutzung von Zeitschr. d. Bayer. Rev.-Ver. 1912, S. 2 Reischle.

²⁾ Nicht weit transportabel wegen hoher Transportkosten.

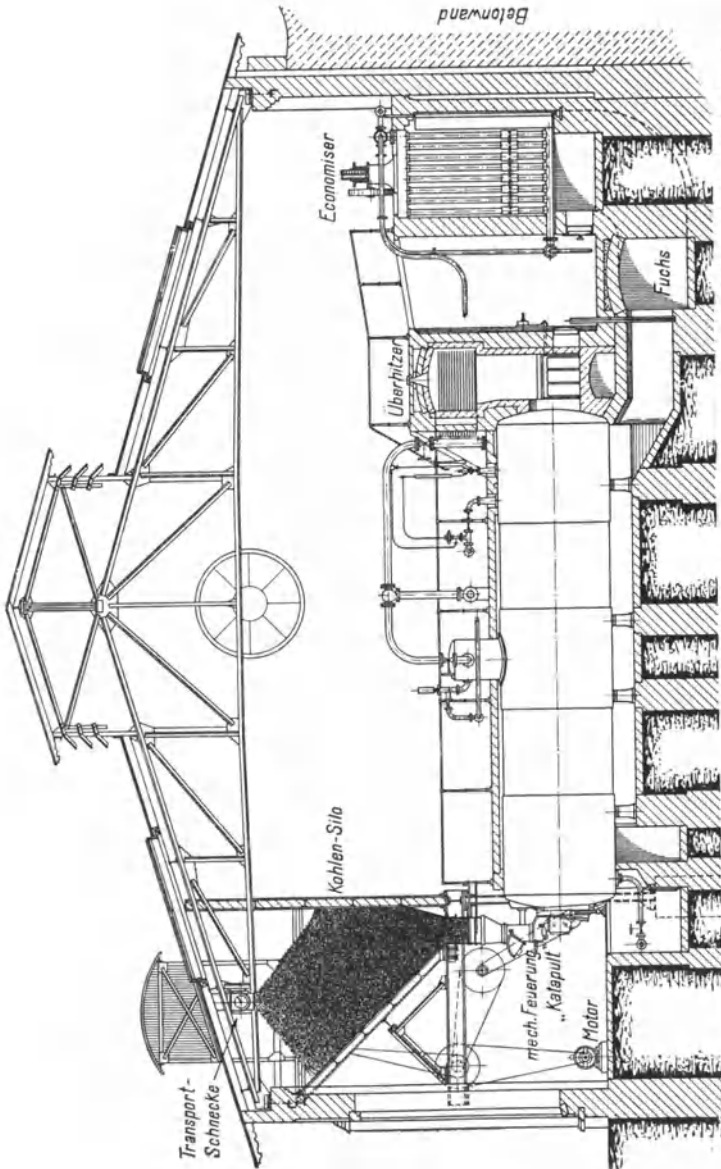


Abb. 1. Längsschnitt durch Zweiflammrohrkesselanlage für Steinkohlenbetrieb mit Silo und Kohlenfördereinrichtung, mechanischer Feuerung, Überhitzer und Rauchgasvorwärmer.

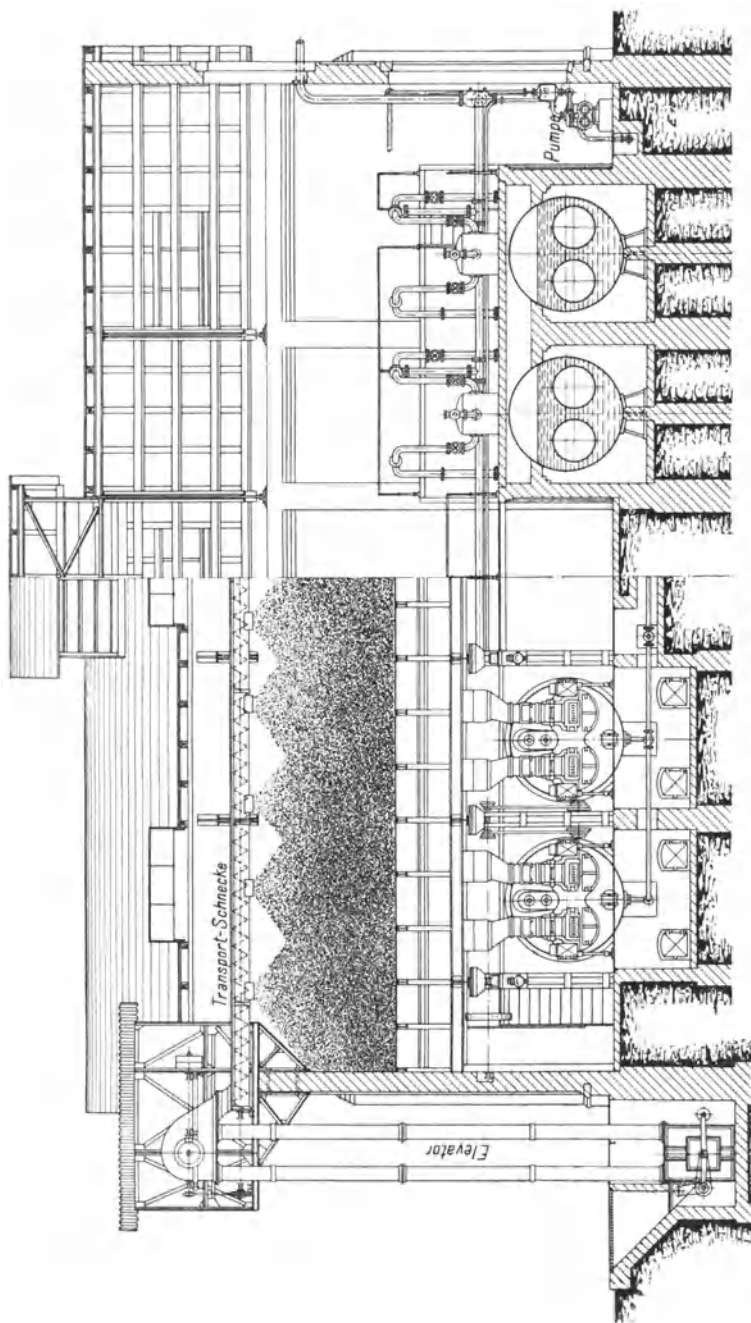


Abb. 2. Querschnitt durch Zweiflammenrohrkesselanlage für Steinkohlenbetrieb mit Silo und Kohlenfördereinrichtung, mechanischer Feuerung, Überhitzer und Rauchgasvorwärmer.

heben, sondern auch in den langen Vorratsbehälter gleichmäßig zu verteilen.

Eines der für Kohlenhochförderung üblichen Hilfsmittel ist der Elevator, der entweder aus einem endlosen über 2 Scheiben geführten Gurte oder einer ebensolchen Kette besteht, an der Becher befestigt sind. Die Bechergröße und die Anzahl der Becher hängt ab von der Stückgröße, der Menge und der Beschaffenheit des zu fördernden Materials. Sie müssen für nasse Braunkohle verhältnismäßig größer sein als für Steinkohle, weil erstere stets Neigung hat, sich anzusetzen.

Die Gurt-Elevatoren haben gegen den Ketten-Elevator den Vorzug eines ruhigen Ganges, eines geringeren Kraftbedarfes und einer größeren Leistungsfähigkeit, da sie mit etwa 1 m Geschwindigkeit pro Sekunde laufen können, während man für Ketten etwa 0,7 m pro Sekunde ansetzt. Die Verwendung des Gurtelevators ist begrenzt durch eine bestimmte Höhe, bei welcher der Gurt nicht mehr genügend durchzieht, und ferner durch Anschlagen des Gurtes an die Wandflächen bei einer mehr geneigten Stellung des Elevators.

Andere Hilfsmittel sind Aufzüge, schräge Ketten oder Seilbahnen auf Bergwerksgruben, Elektrohängebahnen, schräge Transportbänder oder Conveyer, in verschiedenster Ausführungsform, die zugleich zum Hochheben der Kohle und Verteilen auf die Siloanlage dienen. Während Bänder nur gerade Wege zu durchlaufen vermögen (bei Krümmungen des Weges oder Umbiegen im rechten Winkel muß von einem Bande auf ein zweites, anders stehendes abgeworfen werden) können Conveyer je nach ihrer Bauweise jede beliebige Krümmung oder Kurve in senkrechter oder wagerechter Ebene durchlaufen, was für sehr viele Zwecke vorteilhaft ist. Allerdings sind die Anlagekosten meist höher als von Elevator und Band. Jede Anlage verlangt indes eine besondere Behandlung.

Für wagerechte Führungen werden als einfachste Transportmittel Transportbänder oder zugedeckte Schnecken Abb. 1, 2 und 5 benutzt. Bänder, auch in schräger Lage, finden da überall am vorteilhaftesten Anwendung, wo das Fördergut gleichmäßig ohne Rücksicht auf Staubentwicklung unter größtmöglicher Schonung in einem Lagerraum (Silo,

Bunker) verteilt werden soll. Das Band verdient außerdem bei grobstückigem, auch bei nassem und schmierigem Material gegenüber der Schnecke den Vorzug.

Zum gleichmäßigen Abnehmen des Fördergutes vom Bandedient ein selbsttätiger Abwurfwagen, der entweder von Hand verstellt werden kann, oder der ununterbrochen auf dem Bande hin und her läuft mit Hilfe einer seitlich angeordneten Kette; der Wagen steuert sich von selbst, am Ende seiner Bahn angekommen, um. Die Konstruktion dieser Abwurfwagen ist gewöhnlich so, daß das Band über Rollen hochgenommen und durch Rollen einseitig aufgehoben wird, so daß die Kohle seitlich abfallen muß; bei anderen Ausführungen wirft das hochgehobene Band in einen Trichter, der die Kohle über das Band seitlich herabführt.

Diese gleichmäßige Verteilung der Kohle über das ganze Silo ist sehr zweckmäßig, weil Ungleichheiten in der Kohlenbeschaffenheit durch Anlieferung verschiedener Sortierung, verschieden nasser Kohle usw. für die Beschickung der verschiedenen Kessel ausgeglichen werden.

Feststehende Abstreicher, die viel verwendet werden, bieten einen nicht ganz gleichwertigen, aber wesentlich billigeren Ersatz.

Diese Abstreicher bestehen in der Hauptsache aus winkelförmigen oder schrägen Blechen, die dem Kohlenstrom die Spitze darbieten, leicht auf dem Bande aufliegen und die Kohle seitlich abführen. Die Abstreicher können hochgehoben werden, um der Kohle den Durchgang nach einer anderen Abladestelle zu ermöglichen. Man ordnet zweckmäßig zwei solcher Abstreichbleche hintereinander an, um zu verhüten, daß der beim Vibrieren des Bandes unter dem ersten Bleche hindurchgehende Staub und Grus nach dem Bandende läuft, dort abfällt und sich anhäuft, so daß hauptsächlich die letzten Feuerungen viel Grus erhalten.

Aus den Silos, die meist aus Eisenbeton gebaut werden und schräge Wände haben, rutscht die Kohle nach Öffnen von Ablaßschiebern den Trichtern der einzelnen Feuerungen durch Schloten zu. Vergl. Abb. 1 und 2. In Verbindung mit solchen Siloanlagen werden fast stets mechanische Feuerungen angelegt, oder bei Braunkohlenbetrieb Schüttfeuerungen, Abb. 5 oder Muldenroste, Abb. 3 und 4 die ebenfalls selbsttätig arbeiten, so daß sodann der ganze Betrieb mechanisch ein-

gerichtet ist. Die Arbeit des Personals erstreckt sich nur noch auf Wartung und Bedienung der Anlage, sowie auf Einregulieren des gesamten Dampfbetriebes auf den jeweiligen Dampfbedarf.

Kann aus Raummangel, oder um an Anlagekosten zu sparen, usw. kein Silo über den Kesseln angelegt werden, wie oftmals bei alten Anlagen, die man jedoch mit mechanischer Kohlenförderung versehen möchte, so kann die Kohle bequem durch einen

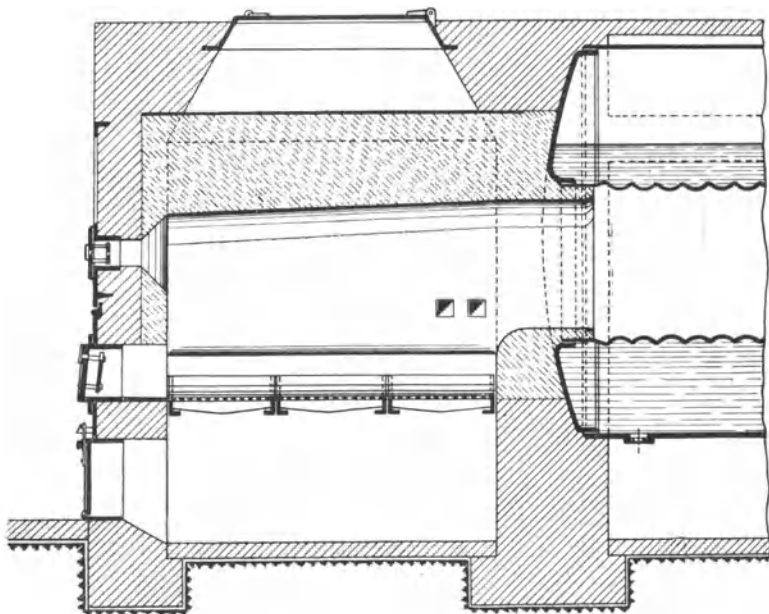


Abb. 3. Muldenrostfeuerung für Braunkohle, Längsschnitt.

Elevator hochgebracht werden, der sie in eine gedeckte wagerecht liegende Schnecke (nicht für nasse Kohle) schüttet, von der die Kohle unter Vermeidung von Staubentwicklung direkt in die Zuführungsschote bzw. Trichter der einzelnen Feuerungen gebracht wird. In diesem Falle bieten Schote und Zuführungstrichter immerhin einen gewissen Kohlenvorrat auf einige Zeit. Der Elevator und die Schnecke müssen allerdings einen großen Teil des Tages laufen, um dadurch die Feuerungen voll Kohle zu halten. In Verbindung mit der Schnecke kann man auch eine automatische

Bekohlung derart anbringen, daß die Schnecke nach Vollfüllen aller Trichter selbständig sich abstellt.

Da es für die Kontrolle des Betriebes wichtig ist, die verbrauchte Kohlenmenge festzustellen, so werden oft für Steinkohle zwischen Elevator und Band oder Schnecke, oder bevor die Kohle in den Conveyer schüttet, automatische Wagen eingeschaltet, oder die angeforderte Kohle wird durch Gleiswagen gewogen,

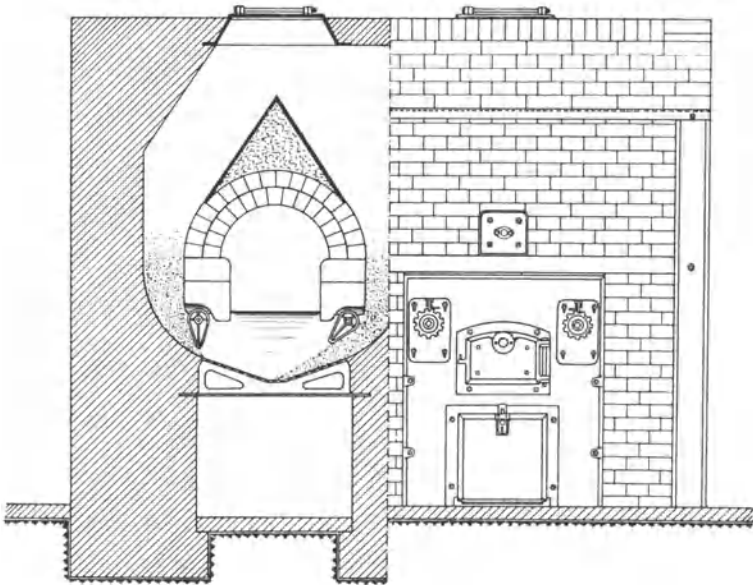


Abb. 4. Muldenrostfeuerung für Braunkohle, Querschnitt.

ehe sie in den Bunker gelangt, usw.; bei einfacheren Verhältnissen genügt eine selbsttätige Zählvorrichtung für die hereingebrachten Wagen, manchmal auch ein Notieren der Kohlenwagen durch den bedienenden Arbeiter. Auf jeden Fall aber ist es zweckmäßig, sich ein Bild über den jeweiligen Bedarf zu verschaffen.

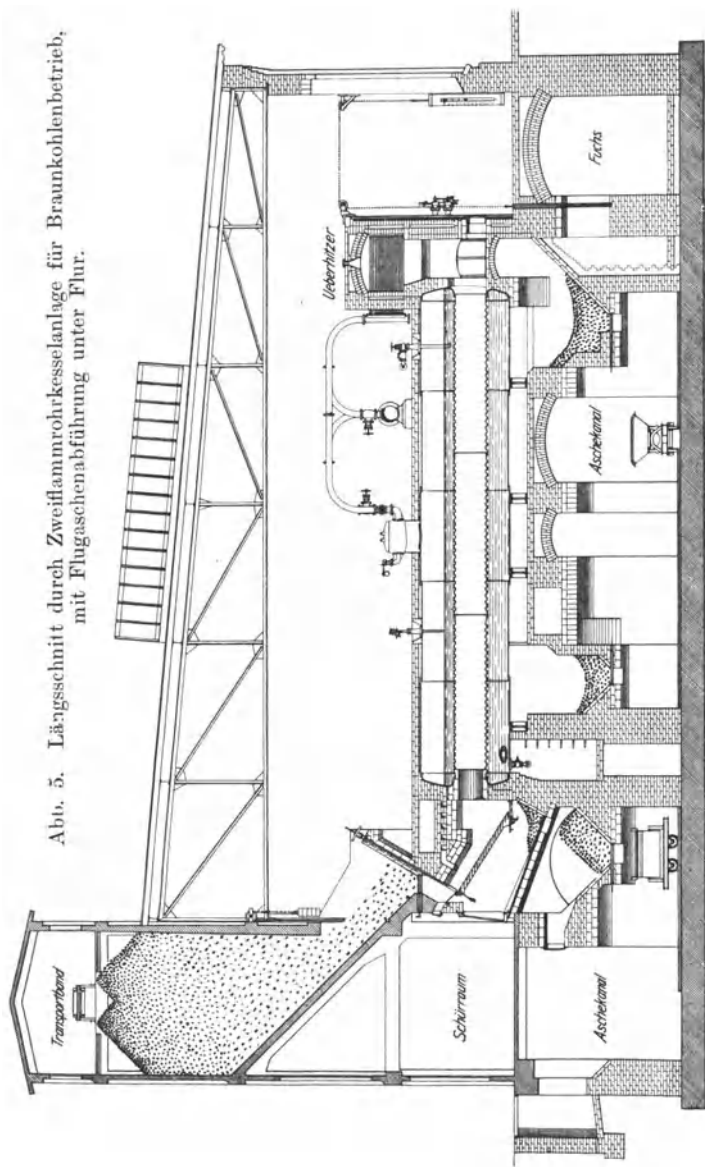
d) Aschen- und Schlackenentfernung.

Besonderer Wert ist auf eine zweckmäßige Ausbildung der Schlacken- und Flugaschenentfernung aus den Kesselzügen zu legen, besonders bei Verfeuerung von Braunkohle, wobei beträcht-

liche Mengen Flugasche sich bilden (6—8 ‰). Man legt deshalb große Sammelkammern unter den Kesseln an den Umkehrstellen der Heizgase an, in denen sich die durch die Züge mitgerissene Flugasche ablagert. Vergl. Abb. 5. Zum Entleeren dieser Kammern baut man zweckmäßig Doppelschieber ein, zwischen denen sich ein Aufnahme-raum befindet. Die beiden Schieber sind mechanisch so verbunden, daß sich der eine schließt, wenn der andere geöffnet wird, damit die Züge stets von der Außenluft abgeschlossen sind. Es ist nämlich die Flugasche in den Sammelkammern zum Teil noch glühend, und es kommt vor, daß bei einfachen Schiebern große Mengen solcher glühender Asche auf einmal herausrollen, wenn nachgestochert wird, und leicht Verbrennungen des Bedienungs-personals verursachen, oder daß sich in den Sammelräumen brennbare Gase befinden, die beim Öffnen des Schiebers begierig nach dem Sauerstoff der Außenluft lecken, so daß explosionsartige Flammen herausschießen.

Diese Aschenkammern werden am besten so weit unterkellert, daß die Asche entweder von unten abgezogen werden kann, direkt in untergestellte Wagen, oder seitlich vom schrägen Boden der Aschenkammern aufgenommen wird. Überhaupt wird zweckmäßig jede Reinigungstür so hoch über den Boden der Kanalsohle gelegt, daß die Asche direkt in Wagen fällt und somit ein nochmaliges Umschaukeln unterbleibt. Es werden deshalb besondere Gänge, die mit Wagen auf Schienen befahrbar sind, unter den Kesseln angelegt. Diese Gänge, die man mindestens 2 m hoch macht, erhalten Lichtschächte oder, wenn dies nicht zugänglich ist, Luftschächte oder reichliche Luftabführung durch Schlote in den Mauern, die bis über das Dach führen, damit der Aufenthalt in den mit schlechten Gasen angefüllten Räumen erträglich wird. Sie haben mit dem darüber liegenden Kessel-hause keine Verbindung, damit die Schwefelgase und der Qualm nicht hochsteigen können. Die Wagen werden nun, je nach den örtlichen Verhältnissen, wenn das Kesselhaus nicht erhöht gebaut ist, mittels schräg aufsteigender Kanäle oder durch besondere kleine Aschenkrane oder Aufzüge an die Erdoberfläche befördert; auch Elevatoren, Conveyer, Hängebahnen, elektrisch angetrieben, und Schüttelrinnen finden für diesen Zweck immer mehr Eingang. Sogar mechanische Flugaschentransporteinrichtungen, die mittels Saugluft eine Entleerung der Züge und

Abb. 5. Längsschnitt durch Zweiflammrohrkesselanlage für Braunkohlenbetrieb, mit Flugaschenabführung unter Flur.



Sammelstellen in kurzen Betriebspausen bzw. während des Betriebes gestatten, werden heute eigens zu diesem Zwecke gebaut, desgleichen Ascheejektoren mittels Druckwassers. Alle Bestrebungen laufen darauf hinaus, die lästige Staubentwicklung zu vermeiden, ebenso unnötiges Umschaufeln der überaus leicht aufgewirbelten Flugasche. Die abgefahrene Flugasche wird am besten vergraben oder wenigstens mit Wasser begossen, da sie dann eine härtere Kruste bildet und nicht mehr so leicht aufstäubt.

In gleicher Weise bemüht man sich, den Staub aus den Kesselhäusern soviel wie möglich fern zu halten. Ganz läßt er sich bei Braunkohlenbetrieb nicht vermeiden, weil aus den Schüttfeuerungen oftmals Flammen herausschlagen, die lose Asche herausschleudern. Die Siloanlagen werden zu dem Zwecke möglichst völlig vom übrigen Kesselhause abgeschlossen; Schnecken und Elevatoren erhalten staubdichte Einkapselung. Fenster mit Entlüftungsklappen müssen reichlich im Kesselhause angebracht werden, wenn möglich auch im Dache und unter den schrägen Siloräumen, so hoch, daß der Dunst dort aus dem Heizerstande abziehen kann. Denn nichts tötet so leicht das Interesse der Bedienungsmannschaft an Instandhaltung der Einrichtungen wie stets wiederkehrender Staub, der alle Gegenstände in dicken Schichten belegt. Durch hellen Anstrich der Wände und Auskleiden der unteren Wandpartien sowie Kesselvorderseiten mit glasierten Steinen, die also bequem abwaschbar sind, wird der Ordnungs- und Sauberkeitssinn der Heizer wesentlich gefördert.

Braunkohle bildet viel feinen Staub beim Brennen, der bei manchen Anlagen, insonderheit dann, wenn die Kanäle nicht ganz sachgemäß angeordnet sind oder sich bis auf auf einen geringsten Querschnitt, der vom verfügbaren Zuge abhängt, mit Flugasche vollgelegt haben, und wenn geeignete größere Aschensäcke zur Ablagerung fehlen, bei einigermaßen starkem Zuge mit durch den Schornstein gerissen wird und die ganze Umgebung des Schornsteins mit einem Flugaschenregen überdeckt. Klagen der Nachbarschaft und oft Prozesse sind die Folgen dieser Belästigung.

Um diese Übelstände zu vermeiden, werden besondere Flugaschenfänger vor dem Schornstein eingebaut, welche die abziehenden Gase zwingen, Funken, Asche, Ruß und Staubeilchen abzusondern und an bestimmten Sammelstellen abzusetzen. Wesentliche Bedingung für solche Apparate, die von den Gasen

durchströmt werden müssen, ist die, daß die ausgeübte Zuschwächung nur ganz unbedeutend ist. Die Apparate erhalten gewöhnlich in einem erweiterten Kanale senkrecht oder schräg stehende Fang- und Gleitschaufeln von U-förmigem oder winkligem Querschnitt, die in Reihen hintereinander stehen, so daß die eine Reihe vor den Lücken der anderen steht. In diesen Schaufeln verfängt sich die Asche, während die Gase in dünne Strahlen zerteilt zwischen den Schaufeln hindurchtreten. Ein Teil der Flugasche schlägt sich nieder in den Ecken und gleitet in einen zugfreien Raum herab. Querschnittserweiterungen erleichtern durch Verminderung der Gasgeschwindigkeit die Staubausscheidung. Wenn auch der ganz feine Staub nicht in diesen Apparaten zur Abscheidung gelangt, so helfen sie doch immerhin, ganz beträchtliche Mengen Flugasche festzuhalten, so daß durch ihren Einbau jeder lästige Flugaschenauswurf aus dem Schornstein vermieden wird. Die Apparate werden vorteilhaft so gestellt, daß die Asche auch während des Betriebes in daruntergeschobene Wagen direkt entleert werden kann mittels Doppelschieber oder selbsttätiger Abfüllschieber mit Klappe und Gewicht, die bei luftdichtem Abschluß dauernd die Asche herausrieseln lassen. In manchen Fällen wird auch durch tief herabgeführte Entleerungsröhre eine dauernde selbsttätige Entleerung der Flugaschenfänger bewerkstelligt.

In die Gaskanäle eingebaute Ekonomiser oder Dampfüberhitzer wirken, wenn zweckmäßig angelegt, allein schon als Flugaschenabscheider und haben noch den Vorteil, daß die Abkühlung der Gase wieder dem Kessel durch Anwärmung des Speisewassers oder Dampfes zugute kommt. Flugaschenfänger und Rauchgasvorwärmer zusammen erweisen sich nur in den seltensten Fällen als erforderlich.

e) Ästhetische Rücksichten.

Bei dieser Besprechung der Anlagen soll auch der Beobachtung von ästhetischen Rücksichten bei Bau und Anlage der Kesselhäuser, wie der Fabrikanlagen überhaupt, das Wort geredet werden. Industriebauten und Geschmacksroheit brauchen nicht unbedingt zusammenzugehören, wie es heute noch leider meist der Fall ist. Einige gute moderne Anlagen jedoch, sowie die Aufmerksamkeit, welche intelligente Kreise bereits dieser Frage zu schenken be-

ginnen; deuten darauf hin, daß sich ein erfreulicher Wandel in der bisherigen Gleichgültigkeit und Naivität des Ingenieurs Geschmacksfragen gegenüber bemerkbar macht. Der Ingenieur soll nicht nur stolz auf die genaue Arbeit seiner Apparate und Einrichtungen sein, sondern auch stolz auf ihr Aussehen.

Deutsche Industrie möge, wie so vielfach, auch hierin vorangehen und zeigen, daß sich selbst mit ganz geringen Mitteln viel erreichen läßt; denn nicht der äußere Aufwand macht die Schönheit eines Werkes aus, sondern der Geist, der in organischem Aufbau sowie harmonischer Gestaltung und Anordnung der einzelnen Bauteile zutage tritt.

2. Die Brennstoffe.

a) Vorkommen und Eigenschaften sowie Kohlenförderung der Erde.

Von den für uns in Deutschland wichtigen Brennstoffen sind zuerst die Steinkohlen der verschiedensten Herkunft zu erwähnen mit allen ihren Spielarten, wie Anthrazit, Fettkohle, Magerkohle usw., dann die Produkte der Steinkohle, wie Koks und Briketts. Nach dem Verhalten der vermahlenden Steinkohlen in der Hitze des Schmelztiegels unterscheidet man Sand-, Sinter- und Backkohlen, je nachdem die Kohlen beim Glühen unter Luftabschluß einen pulverigen Rückstand, einen losen Kuchen oder einen festen zusammengeschmolzenen und aufgeblähten zurücklassen. Nach der Art der Flammenbildung, ob kurzflämmig oder schwer entzündlich, oder ob langflämmig und leicht entzündlich, unterscheidet man auch gasarme und gasreiche Kohlen; außerdem bezeichnet man ohne Rücksicht auf die Eigenschaften nur nach der Stückgröße und der Sortierung die Kohlen als Förderkohle, Stück-, Würfel-, Nuß-, Erbs- und Staubkohlen.

Steinkohlen findet man in Deutschland hauptsächlich im schlesischen Becken bei Königshütte und bei Waldenburg, dann in Sachsen bei Dresden, Zwickau und Ölsnitz, in Westfalen, an der Saar, in Bayern und am Deister.

Entsprechend der verschiedenartigen Zusammensetzung und dem verschiedenen Alter der Kohlen ist auch ihr Verhalten beim Verbrennen auf dem Roste verschieden. Sandkohlen backen

wenig zusammen, lassen sich daher verhältnismäßig leicht auf dem Roste verarbeiten; sie bedürfen einer etwas geringeren Spaltweite als die backenden Kohlen, um ein Durchfallen beim Verbrennen zu vermeiden, und gewähren auch bei Handfeuerung die Möglichkeit, bei nicht zu starker Beanspruchung des Rostes ein rauchschwaches Feuer zu unterhalten. Backkohlen dagegen haben, wie schon ihr Name besagt, die Neigung, beim Brennen zu backen und mehr oder weniger große und feste Kuchen zu bilden; man muß daher, um den Verbrennungsprozeß günstig zu leiten, eine niedrige Kohlschicht halten und für freie Rostspalten sorgen; auch dürfen die Spalten verhältnismäßig weit sein. Da die Backkohlen sehr gasreich sind, geben sie eine lange Flamme. Für Verfeuerung der Steinkohlen ist fast ausschließlich der Planrost verwendbar; der Schrägrost nur bei besonderen Verhältnissen, weil die fließenden Schlacken der Steinkohlen Neigung haben, die unteren Rostenden, wo sich die Rückstände aufhäufen, zu verbrennen.

Da beim jedesmaligen Aufwerfen zuerst eine größere und raschere Gasentwicklung auftritt, so neigen die Backkohlen sehr zum Rußen und Qualmen, um so mehr, je größer die Stärke der Schicht und die Beanspruchung des Rostes ist; es müssen deshalb öfters geringe Mengen und in kurzen Pausen aufgeworfen und Sekundärluft eingeführt werden, derartig, daß, vom Aufwerfen an gerechnet, die Menge der zugeführten Verbrennungsluft, entsprechend dem abnehmenden Luftbedarfe, allmählich geringer wird. Freihalten einer Stelle auf dem Roste zur Lufteinführung empfiehlt sich nicht, weil, wie eben auseinandergesetzt, der Luftbedarf nur während einer kurzen Periode den größten Wert annimmt. Jedenfalls ist man beim Verfeuern der Kohle von Hand stets in hohem Maße von der Geschicklichkeit und Aufmerksamkeit des Heizers abhängig; deshalb werden gerade für gasreiche Kohlen mechanische Feuerungen, die ununterbrochen geringe Kohlenmengen gleichmäßig über den Rost werfen, verbunden mit Sekundärluft-Zuführungs-Einrichtung, von hohem Vorteil sein.

Braunkohlen unterscheiden sich in ihrer Güte je nach ihrem Fundorte wesentlich mehr voneinander als die Steinkohlen. Die hochwertigsten sind die nordwestböhmischen Braunkohlen aus der Gegend von Außig, Brüx, Kommutau usw. Wesentlich minderwertigere Braunkohlen finden sich in Deutschland, und zwar in

größeren Lagern, in der Gegend von Görlitz und Kottbus, bei Zeitz, Meuselwitz, Altenburg, Oberröblingen und Halle, bei Helmstedt, am Rhein bei Köln und bei Kassel. Die ältesten Braunkohlen sind die sogenannten Pechkohlen, die man in Böhmen abbaut, und die hinsichtlich des Heizwertes an den der Steinkohlen schon ziemlich heranreichen; dann kommen die festen böhmischen Braunkohlen mit muscheligen Bruche, hiernach die erdigen Braunkohlen, die eine lose Struktur besitzen und sich leicht zerreiben lassen; die jüngsten sind die lignitischen Braunkohlen mit gut erhaltener Holzstruktur.

Außer diesen zwei Hauptgruppen von Brennstoffen kommen noch die Produkte der Stein- und Braunkohlen zur Verarbeitung: der Koks und die Briquettes, sodann in besonderen Fällen noch Torf, Lohe, Holz in Form von Spänen, Rindenabfällen und Stücken, sowie Abfälle der Woll- und Papierfabrikation, Zuckerrohrabfälle, wie Bagasse und Megasse usw.

Jährliche Kohlenförderung.

Welche gewaltigen Kohlenmengen jährlich aus der Erde gefördert werden, zeigt nachstehende Tabelle 3, welche die Gesamtproduktion der Jahre 1909—1911 darstellt. Sie ergab die Summe von 1 082 091 000 Tonnen im Jahre 1909. Deutschland stand mit 20,0 % an dritter Stelle der Staaten, Amerika an erster mit 36,7 %.

Wie sich die Förderung Deutschlands seit dem Jahre 1885 entwickelt hat, verdeutlicht die Tabelle 6, welche auch Aufschluß über Kohlenein- und ausfuhr gibt, sowie über den Verbrauch auf den Kopf der Bevölkerung. Im Zeitraume von 25 Jahren, also von 1885 bis 1910, ist die Kohlenförderung Deutschlands auf das Dreifache gestiegen, ein Zeichen des großen industriellen Aufschwunges. Braunkohle ist mit ca. $\frac{1}{3}$ an der Gesamtförderung beteiligt.

Eine weitere Tabelle, Nr. 4 gibt die Briкетterzeugung in den hauptsächlich dafür in Frage kommenden Ländern an. Man sieht, daß in Deutschland die Braunkohlen-Briкетterzeugung etwa 3 bis 4 mal so groß ist als die von Steinkohlenbriкетts, und daß Deutschland allein mehr als die Hälfte sämtlicher Briкетts der Hauptkulturstaaten liefert.

Über die Preise selbst in den Jahren 1907—1911 gibt Tabelle 5 Aufschluß.

Tabelle 3.
Kohlenförderung der Welt.

	1909		1910	1911
	Millionen t	%	Millionen t	
Amerika	418,0	36,69	455	438,3
Großbritannien	267,9	24,77	268,6	276,2
Deutschland	217,4	20,09	222,4	234,5
Österreich-Ungarn	48,8	3,68	47,9	49,1
Frankreich	37,9	3,51	38,3	39,3
Belgien	23,5	2,18	23,9	23,1
Rußland	24,4	2,26	—	—
Japan	14,9	1,39	—	—
Australien	10,4	0,96	—	—

Braunkohle 1912 S. 125.

Tabelle 4.
Briketterzeugung in den hauptsächlichsten Gewinnungsländern
in 1000 Tonnen.

Jahr	Deutsches Reich		Frankreich	Großbritannien	Belgien	Italien	Österreich-Ungarn	Ver. Staat. von Amerika	Zusammen
	insges.	davon Steink. Briketts							
1900	—		1763		1396	704	191		—
1901	9 251		1883		1588	738	196		13 656
1902	9 214		1959		1617	695	254		13 739
1903	10 476		2168		1686	704	280		15 314
1904	11 413		2259		1735	888	305		16 600
1905	13 075	—	2268	1239	1712	825	364	—	19 483
1906	14 501	—	2286	1538	1887	812	404	—	21 426
1907	16 414	3524	2635	—	2041	768	450	60	23 906
1908	18 223	3995	2768	1630	2341	805	446	82	26 295
1909	18 810	3976	3074	1536	2707	904	485	127	27 643
1910	19 567	4441	3102	1633	2651	924	443	—	32 889
1911	21 828	4991	3344		2779	794	458	198	35 981

„Glückauf“ 1912 S. 1852.

Tabelle 5.
Durchschnittspreis in Mark für 1 Tonne ab Werk in Preußen.

	1907	1908	1909	1910	1911
Steinkohlen	9,59	10,17	10,08	9,86	9,67
Braunkohlen	2,42	2,47	2,43	2,39	2,31

„Glückauf“ 1912 S. 1846.

Tal
Kohlenförderung

Jahr	Förderung von Stein- und Braunkohlen zusammen		Verbrauch von Stein- und Braunkohlen zusammen 1000 t	Förderung von Steinkohlen Braunkohlen	
	insgesamt 1000 t	auf den Kopf der Bevölkerung t		1000 t	1000 t
1885	73 676	1,58	70 010	58 320	15 3
1890	89 291	1,81	89 798	70 238	19 0
1895	103 958	2,00	103 339	79 169	24 7
1900	149 788	2,67	147 049	109 290	40 4
1901	153 019	2,69	149 381	108 539	44 4
1902	150 600	2,61	145 639	107 474	43 1
1903	162 457	2,77	156 027	116 638	45 8
1904	169 451	2,85	162 575	120 816	48 6
1905	173 811	2,88	169 360	121 299	52 5
1906	193 537	3,16	186 762	137 118	56 4
1907	205 732	3,31	202 704	143 186	62 5
1908	215 286	3,42	208 784	147 671	67 6
1909	217 446	3,40	209 027	148 788	68 6
1910	221 986	3,43	209 628	152 882	69 1
1911	234 259	—	—	160 742	73 5
1912	259 429	—	—	177 090	82 3

b) Verbrennung auf der Feuerung.

Die Bestandteile der Kohlen sind hauptsächlich: Kohlenstoff, Wasserstoff, Sauerstoff, Stickstoff, kleine Mengen Schwefel, Asche und Wasser.

Bei dem Verbrennen der Kohle erfolgen zwei Prozesse nebeneinander: eine trockene Destillation bzw. eine Vergasung, sowie eine Verbrennung der festen Bestandteile. Die entwickelten Gase und Dämpfe, die unter Flammenbildung verbrennen, bestehen der Hauptmenge nach aus Kohlenoxyd CO , besonders in dickeren Brennschichten, Aethylen C_2H_4 , Methan CH_4 und freiem Wasserstoff H , sowie einigen anderen Gasen in geringerer Menge, wie schweflige Säure SO_2 usw. Die Gase verbrennen ohne Zwischenstufe zu Kohlensäure und Wasser; nur das Äthylen und die hochwertigen Kohlenwasserstoffe zeigen ein anderes Verhalten. Das Aethylen zerfällt bei höherer Temperatur leicht und wird durch die eigene Verbrennungswärme in Methan CH_4 und Kohlenstoff C zerlegt, nach der Beziehung $\text{C}_2\text{H}_4 = \text{CH}_4 + \text{C}$. Der in fester Form ausgeschiedene Kohlenstoff bleibt in feiner Ver-

Verbrauch Deutschlands.

Einfuhr		Ausfuhr		Am Gesamtverbrauch waren beteiligt	
Steinkohlen und Koks	Braunkohlen und Briquets	Steinkohlen und Koks	Braunkohlen und Briquets	Steinkohle	Braunkohle
1000 t		1000 t		%	%
2 573	3651	9 821	68	72,95	27,05
4 639	6531	10 583	80	71,60	28,40
5 744	7218	13 430	150	69,17	30,83
8 121	8044	18 488	416	67,27	32,73
6 864	8165	18 296	371	65,01	34,99
6 938	7932	19 348	482	65,27	34,73
7 370	8014	21 201	613	65,89	34,11
8 077	7746	22 071	628	65,71	34,29
10 426	8062	22 300	638	64,61	35,39
10 072	8529	24 635	741	65,62	34,38
14 596	9061	25 733	951	65,14	34,86
12 500	8720	26 764	958	63,90	36,10
13 173	8316	28 824	1084	63,69	36,31
12 122	7569	30 943	1106	63,95	30,05
—	—	35 052	1203	—	—
—	—	40 591	1436	—	—

„Glückauf“ 1911 S. 385.

teilung in der Flamme und bewirkt das Leuchten, wenn er mit genügender Luftmenge verbrennen kann. Ist hingegen der Luftzutritt beschränkt, oder wird die Flamme durch Berühren mit kälteren Wänden abgekühlt, so findet sofort eine Ausscheidung des Kohlenstoffes als Ruß statt, ein Übelstand, der besonders bei Wasserrohrkesseln und Verwendung von gasreichen Kohlen sehr stark ist, weil hier die im Feuerraum sich bildende Flamme sofort mit den großen, stark abkühlenden Flächen der Rohrreihen in Berührung kommt. Die Rauchbildung, welche in der Zeit der frischen Brennstoffaufschüttung auftritt, hat ihren Grund vorzugsweise in der raschen Gasentwicklung in dieser Periode, wobei die eben erwähnten Umstände zugleich mit dem in dieser Zeit gewöhnlich herrschenden Luftmangel wirken. Eine starke Rauchentwicklung kann indes stets vermieden werden durch gute Ausbildung des Feuerraumes, rechtzeitige hinreichende Luftzufuhr, gute Gasmischung und Vorbeistreichen der Gase an glühenden Schamottewänden.

Eingehende Untersuchungen haben ergeben, daß der Gehalt der Kohlen an flüchtigen Bestandteilen von wesentlichem Einflusse auf den Heizwert ist, und zwar besitzen die Kohlen, deren Gehalt an flüchtigen Bestandteilen in den Grenzen von 16—23 % liegt, bezogen auf die brennbaren Bestandteile, d. h. auf wasser- und aschefreie Kohle, den höchsten Heizwert; dabei gelten als flüchtige Bestandteile die Gase, welche beim Verkoken des Brennstoffes entstehen, sowie die gasförmigen Anteile des Teeres und des Peches. Diese flüchtigen Bestandteile finden sich nun in verschiedener Menge bei den verschiedenen Kohlsorten. Constam & Schläpfer haben Untersuchungen¹⁾ darüber vorgenommen, wie die Verbrennungswärme dieser flüchtigen Bestandteile sich verhält zu derjenigen der Koke der verschiedenen Kohlsorten. Dabei zeigte sich, daß der Heizwert der aus den verschiedenen Kohlsorten erzeugten Koks derselbe ist, nämlich ca. 8050 WE pro 1 kg, während die Verbrennungswärme der Gewichtseinheit der flüchtigen Bestandteile mit der zunehmenden Menge derselben abnimmt. So haben dieselben bei einem Gewichtsgehalte der wasser- und aschefreien Kohlen an flüchtigen Bestandteilen von ca. 6 % einen Heizwert von ca. 16 000 WE pro 1 kg flüchtiger Bestandteile, bei einem Gewichtsgehalte von 20 % ca. 10 500 WE, dagegen bei einem Gehalte von 40 % nur noch 8000 WE. Diese Zusammenhänge gelten für vollkommene Verbrennung der Kohlen, wie sie bei der chemischen Untersuchung abläuft, d. h. mit reichlich vorhandener Verbrennungsluft. Bei den technischen Feuerungen indes tritt nach Aufwerfen der Kohle auf den Rost zuerst ein Vergasungsprozeß ein, wobei die gebildeten Gase in erster Linie verbrennen, und dann erst die Verbrennung der entgasten Kohle, also der Koks. Bei gasreichen Kohlen, bei denen während des sehr rasch sich abspielenden Entgasungsprozesses leicht ein Mangel an Verbrennungsluft an einzelnen Roststellen oder auch auf dem ganzen Roste eintritt, wird auch leicht ein Verlust durch unverbrannte Gase entstehen, während bei gasärmeren Kohlen, die also einen hohen Betrag an fixen Bestandteilen aufweisen, und bei Koks sowie Anthrazit ein größerer Luftüberschuß zur Verbrennung notwendig ist, daher leicht ein größerer Verlust an fühlbarer Wärme auftritt, weil die überschüssige Luft heiß in den Schornstein entweicht.

¹⁾ Z. Ver. deutsch, Ing. 1909 S. 1836 ff.

Im Anschluß an diese Betrachtungen seien noch einige Hinweise auf die Feuerungen und die Verschiedenartigkeit der sich auf ihnen abspielenden Vorgänge gegeben. Wie schon gesagt, ist zu scheiden zwischen der Periode der Vergasung des Brennstoffes, also der Entwicklung der Kohlenwasserstoffe usw. und ihrer Verbrennung, sowie der Verbrennung der festen Kohlenbestandteile, die hauptsächlich zu CO_2 bzw. zu CO erfolgt, wobei das letztere beim Zusammentreffen mit Luft noch zu Kohlen-säure verbrennt; die Kohlensäure wird zum Teil beim Auftreffen auf feste Kohlentelichen wieder zu CO reduziert und verbrennt dann wieder zu CO_2 . Die höchste Temperatur von 2700°C wird rechnungsgemäß erzeugt bei Verbrennung zu CO_2 mit dem wirklich erforderlichen Sauerstoffgehalte. Ist nun Luftüberschuß vorhanden, so sinkt die Temperatur, und zwar bei doppelter Luftmenge auf etwa 1400°C , ebenso wird die Temperatur niedriger bei Luftmangel, weil dann CO erzeugt wird, das ja selbst noch weiter verbrennen kann; wird nur Kohlenoxyd gebildet, so erzielt man rechnungsgemäß eine Temperatur von 1500°C . Zwischen diesen Werten bewegen sich alle erreichbaren Verbrennungstemperaturen. Naturgemäß sind die bei den Feuerungen wirklich erhaltenen Temperaturen infolge der Abkühlung und Wärmeabgabe an die Umgebung, sowie der Störungen beim Verbrennungsvorgange nicht so hoch wie oben angegeben; doch soll man stets bemüht bleiben, bei Konstruktion der Feuerung durch geeignete Luftzuführung und Gasführung sowie Mischung der Gase und Luft sich dem Zustande der vollkommenen Verbrennung zu CO_2 zu nähern.

Bei der Verbrennung der festen Bestandteile sind für das Auge keine sichtbaren Merkmale vorhanden ob zu wenig oder zu viel Luft vorhanden ist, bei unvollkommener Verbrennung der Gase jedoch, sei es infolge von Luftmangel oder bei Verbrennung bei zu tiefer Temperatur infolge von Luftüberschuß oder durch Abkühlung bei Vorbeistreichen an kalten Körpern usw. tritt ein Ausscheiden des Kohlenstoffes der Gase, der nachträglich nur sehr schwer verbrennbar ist, ein, somit eine Rauch- und Rußbildung.

Es gibt also mehrere Möglichkeiten, den Verbrennungsvorgang auf dem Roste zu führen: 1. die Heizgase, Verbrennungsluft und die entstehenden Kohlenwasserstoffe werden zusammen-gemischt und gleichzeitig verbrannt; 2. die gebildeten Kohlen-

wasserstoffe werden einem Gemische von Luft und Heizgasen zugeführt oder umgekehrt.

Der erste Fall umfaßt die Vorgänge auf dem gewöhnlichen Planroste bei Handbeschickung oder bei selbsttätiger Beschickung durch Wurff Feuerungen. Auf die möglichst gleichmäßig hoch gehaltene glühende Kohlschicht gelangt in kurzen Pausen, je kürzer desto besser, eine dünne Brennstoffschicht, die zu vergasen beginnt. Luft wird ziemlich gleichmäßig durch den Rost gezogen. Die Mischung sämtlicher Gase mit Luft tritt zum Teil innerhalb, zum größten Teil aber über der Brennstoffschicht auf. Bei gut geleitetem Vorgange wird man mit dem 1,1- bis 1,3-fachen der theoretisch erforderlichen Luftmenge auskommen. Es wird dabei um so günstiger gearbeitet, je gleichmäßiger die Körnung des Brennstoffes ist, und die Höhe der Schichtung desselben auf dem Roste. Erforderlich ist ferner ein an allen Stellen gleichmäßiger Luftdurchtritt durch den Rost, unbehindert durch Rippen an den Roststäben, entsprechend der für die jeweilige Belastung eingestellten Schichtdicke. Es müssen aber auch alle Stellen des Rostes vom Luftstrom berührt werden und nicht etwa einzelne Teile vorn oder hinten gewissermaßen im Windschatten liegen, eine Forderung, die nicht bei allen Feuerungen, besonders nicht bei Unterwindfeuerungen, erfüllt ist, weil oft Leerbrennen einzelner Stellen und Haufenbildung an anderen infolge ungleichmäßiger Luftführung eintritt. Mangel an Luft an einzelnen Roststellen, die dann nicht hinreichend gekühlt werden, erzeugt leicht Anbrennen der Schlacke an den Roststäben und Bildung von Schlacken Kuchen. Eine Zusammenschnürung der Flamme, ehe sie kalte Heizflächen berührt, wirkt stets sehr günstig auf die gute Mischung und Verbrennung ein.

Der zweite Fall tritt bei den Feuerungen auf, wo der Brennstoff über den Rost wandert (Kettenroste, Abb. 23, Düsseldorfer Sparfeuerungen, Unterschubfeuerungen), sowie den Schüttfeuerungen. Abb. 5. Hierbei vergast auf dem vordersten bzw. obersten Teile des Rostes der Brennstoff unter geringer Luftzufuhr, so daß CO und schwere Kohlenwasserstoffe sich bilden, die nicht an der Entstehungsstelle verbrennen, sondern durch Herüberziehen des Gewölbes über den anderen Teil des Rostes geleitet werden, wo die entgaste Kohle unter hoher Temperatur verbrennt und die Mischung erfolgt; demnach hat die Luftzuführung hauptsächlich

erst unter dem Verbrennungsrost zu erfolgen. Im übrigen gilt das gleiche wie bei den Planrosten.

Man kann diese Vorgänge beobachten, wenn man bei einem gut konstruierten Schrägroste oben durch die Nachstoßöffnungen schräg den Rost entlang sieht; auf dem oberen Rostteile, der dunkel ist, sieht man Qualm und Dämpfe aufsteigen, auf dem unteren bemerkt man das helle Feuer, das, wenn eine gute Verbrennung eingetreten ist, hell und klar aussehen muß. Der gleiche Vorgang spielt sich bei dem vielfach bei kleineren Planrosten angewendeten Kopfheizen ab, einem Verfahren, bei dem vorn auf die Schürplatte der Brennstoff aufgehäuft wird und zum Vergasen gelangt. Nach einiger Zeit wird diese entgaste Kohle hintergeschoben und verteilt, und vorn frische aufgeschüttet usw.; doch läßt sich bei dieser Arbeitsweise ein rauchfreies Arbeiten bei gasreichen Kohlen nicht immer erzielen, weil beim Aufgeben und Zurückschieben der Kohle rasche Gasentwicklung, Luftmangel und Rauchbildung entsteht. Sehr wichtig ist in allen Fällen eine gute Mischung aller Gase und Luft an einer durch herabgezogene Gewölbe verengten Stelle der Feuerung. Ähnlich liegt der Fall bei den Muldenrostfeuerungen, Abb. 3 und 4, bei denen durch seitlich angeordnete hohe Füllschächte die Kohle auf den muldenförmigen Rost rutscht; in den Füllschächten vergast die Kohle unter Luftmangel und erzeugt dabei Kohlenwasserstoffe und CO usw. Die vergasten Kohlen verbrennen dann auf dem Roste, und diese Verbrennungsgase mischen sich über dem Roste mit nachträglich eingeführter Luft in einer ausgemauerten Verbrennungskammer und setzen die aus den Füllschächten ausströmenden Gase in Brand. Die Verbrennung ist eine vorzügliche.

c) Zusammensetzung der Brennstoffe.

Von Bedeutung für das Verhalten der Kohlen und ihrer Eigentümlichkeit ist ihr Alter sowie ihre verschiedene Zusammensetzung. Die Tabelle 7 gibt die mittlere Zusammensetzung der wasser- und aschefreien Brennstoffe ihrem Alter nach geordnet in Gewichtsprozenten an (nach Schwackhöfer).

Tabelle 7.

Zusammensetzung der wasser- und aschefreien Brennstoffe nach ihrem Alter.

Brennstoff	Kohlenstoff %	Wasserstoff %	Sauerstoff %
Holzfasern	50	6,3	43,7
Jüngerer Torf (Fasertorf)	54	6	40
Älterer Torf (Specktorf)	60	6	34
Lignit (Holzartige Braunkohle)	62	6	32
Gemeine Braunkohle	70	5,5	24,5
Fette Steinkohle	80	5	15
Magere Steinkohle	88	4	8
Anthrazit	95	2	3

Mit zunehmendem Alter der Kohlen vermindern sich der Sauerstoff und der Wasserstoff in höherem Maße als der Kohlenstoff; es bilden sich nämlich bei dem Vermoderungs- resp. Karbonisierungsprozesse Kohlensäure (CO_2) und Methan (CH_4), Gase,

Tab. 8.
Zusammensetzung verschiedener

Kohlensorte	Kohlenstoff %	Wasserstoff %
Sächsische Steinkohlen	63—76	3,5—5,0
Niederschlesische } Steinkohlen	68—76	3,5—4,5
Oberschlesische }		
Saarkohlen	65—80	4,0—5,5
Westfälische Kohlen	73—83	3,5—5,0
Engl. u. schottische Steinkohlen	69—81	4,0—5,0
Oberbayerische Kohlen	45—58	3,5—5,0
Böhmische Steinkohlen	55—70	3,0—4,5
Anthrazit	84—92	3,5—4,5
Steinkohlenbriketts	74—84	3,5—4,5
Koks (lufttrocken)	80—90	0,5—1,5
Lohe, naß (gepreßt)	17—20	2,0—2,5
Torf (gepreßt)	38—49	3,0—4,5
Holz (lufttrocken)	35—45	3,0—5,0
Braunkohle (deutsche)	28—33	2,0—4,0
Böhmische Braunkohle	46—56	3,5—5,0
Braunkohlenbriketts	49—56	4,0—4,5

die größtenteils entweichen; außerdem entsteht Wasser. Bei diesem Vorgange, der unter Luftabschluß vor sich geht, nimmt der Sauerstoff bedeutend mehr ab als der Wasserstoff und der Kohlenstoff, die Kohle wird also kohlenstoffreicher und wasserstoffärmer und ärmer an Sauerstoff, deshalb wird sie auch schwerer entzündbar und schwerer brennbar.

In Tabelle 8 sind die hauptsächlichsten Brennstoffe Deutschlands und einiger benachbarter Staaten zusammengestellt. Es sind angegeben die mittleren Grenzen, innerhalb deren die einzelnen Bestandteile der Kohlen und die Heizwerte schwanken. Bei Steinkohlen beträgt je nach dem Alter und der Herkunft der Kohlenstoff ungefähr 63 bis 92 Gewichtsprozent, bei den Braunkohlen etwa 28 bis 56; der Wasserstoff bewegt sich in den Grenzen von 1 bis 5 %, der Sauerstoff und Stickstoffgehalt etwa zwischen 1 % bei Koks bis 42 % bei Holz. Der Wassergehalt ist bei Steinkohlen nur gering, etwa 2 % bis höchstens 15 %, während er bei Braunkohlen bis etwa 57 % betragen kann. Schwefel kommt nur

Brennstoffen in Gewichtsprozenten.

Sauerstoff + Stickstoff) %	Schwefel %	Wasser %	Asche %	Heizwert WE
7—10	0,3—2,0	5—15	2—8	6000—7000
8—10	0,5—1,8	2—6	4—14	6300—7300
7—11	0,5—2,0	1—6	3—7	6300—7600
4—11	0,5—1,5	1—4	2—9	7200—7900
5—11	0,5—2,5	1—10	2,5—10	6400—7600
10—17	1,0—5,5	8—14	12—24	4100—5400
8—13	0,7—2,0	2—14	6—16	5500—6800
2—5	0,5—1,5	0,8—3,5	3—7	7500—8000
3—7	0,7—1,5	1—4,5	5—9	7400—7800
1,5—5,0	0,5—1,5	1—5	5—12	6600—7400
14—16	—	60—64	1—2	1300—1400
19—28	0,2—1	16—29	1—9	3000—4800
34—42	—	7—22	0,3—3	3400—4100
6—15	0,2—2	42—57	2—11	2100—2900
9—16	0,2—3	18—32	2—10	4000—5400
15—23	0,2—4	10—18	5—15	4500—5100

in geringen Mengen vor bei den meisten Kohlensorten, kann jedoch, wenn er in größeren Mengen vorhanden ist, besonders an undichten Stellen der Kessel, durch Bilden von schwefliger Säure zur Anfressung des Kessels Anlaß geben. Der Heizwert (bezogen auf Wasserdampf) der Steinkohle bewegt sich im Durchschnitt zwischen 6000 bis 8000 WE, derjenige der deutschen Braunkohlen etwa zwischen 2100 bis 3200 WE; böhmische Braunkohlen und deutsche Briketts sind etwa gleichwertig und haben einen Heizwert von etwa 4500 bis 5200 WE.

Zur ungefähren Beurteilung des Heizwertes dient der summierte Prozentgehalt von Wasser und Asche. Je größer die Summe dieser beiden ist, desto niedriger ist der Heizwert der Kohlen.

Tabelle
Mittlere Zusammensetzung der Brennstoffe

1	2	3	4	5	6	7
Brennstoff	Gewichtsprocente					
	C	H	O+N	S	Wasser	Asch
	%	%	%	%	%	%
Oberbayerische Kohle (Peißenberg, Hausham)	53	4	12	5	9	17
Sächsische Steinkohlen	70	4	9	1	9	7
Oberschlesische } Niederschlesische } Steinkohlen } Saarkohlen }	73	4,5	10	1	3,8	7,7
Westfälische Kohlen	79	4,5	7	1	2,5	6
Engl. u. schottische Steinkohlen.	75	4,5	8	1	5,5	6
Anthrazit	86	3,5	3,5	1	2	4
Koks	84	1	3	1	3	8
Holz (lufttrocken)	40	4,5	37	—	16	1,5
Torf (gepreßt)	43	4	24	0,5	23	5,5
Lohe (gepreßt)	19	2,2	15	—	62	1,8
Deutsche Braunkohlen	31	3	10	1	48	7
Böhmische Braunkohlen	52	4,2	13	1	24	6
Braunkohlenbriketts.	53	4,5	18	1	15	8,5
Deutsche Braunkohlen { { Revier West Halle	31	2,8	9,6	1,3	49,0	6,3
{ Revier Zeitz	29	2,7	7,5	1,3	53,0	6,5

Aus den Grenzwerten der Einzelbestandteile der Brennstoffe nach Tabelle 8 kann man für die verschiedenen Gruppen je einen Brennstoff mittlerer Zusammensetzung bilden; dies ist in Tabelle 9 geschehen, und zwar in den ersten acht Spalten. Diese Tabellenwerte kann man als Grundlage bei sehr vielen Rechnungen verwenden, wenn nur die Herkunft der Kohle, nicht aber ihre genaue Zusammensetzung bekannt ist.

In dieser Tabelle sind unter Spalte 9 bis 13 noch eine Anzahl Daten berechnet, die von großer Wichtigkeit für die feuerungstechnischen Vorgänge sind; es sind dies der Luftbedarf der Brennstoffe, die beim Verbrennen erzeugte Gasmenge und der bei vollkommener Verbrennung ohne Luftüberschuß auftretende maximale Kohlensäuregehalt. Angefügt ist in Spalte 15 noch das Gewicht der Verbrennungsgase.

).

stoffe, Luftbedarf und Gasmengen.

8	9	10	11	12	13	14	15
Heizwert WE	Luftbedarf L ohne Überschuß		Erzeugte Gasmenge G ohne Luftüberschuß			Maximaler Kohlen- säuregehalt % CO ₂	kg Gewicht eines cbm Verbrenn- gases mit Wasserdampf °/760
	in kg	in cbm v. 15° u. 736 mm	in kg mit Wasserdampf	in cbm °/760	in cbm °/760 trockene Gase		
5200	7,16	6,05	8,00	5,85	5,34	18,5	1,37
6500	9,17	7,66	10,10	7,41	6,85	18,9	1,362
6900	9,65	8,15	10,58	7,83	7,28	18,65	1,350
7500	10,35	8,75	11,29	8,34	7,80	18,75	1,353
7100	9,88	8,3	10,82	7,99	7,42	18,83	1,354
7800	11,0	9,25	11,94	8,72	8,31	19,25	1,370
7000	9,9	8,35	10,82	7,77	7,62	20,50	1,393
3500	4,58	3,86	5,56	4,25	3,55	20,9	1,308
3800	5,35	4,50	6,30	4,78	4,05	19,8	1,317
1300	2,30	1,94	3,28	2,76	1,75	20,1	1,190
2600	4,32	3,55	5,14	4,07	3,15	18,25	1,270
4800	6,95	5,82	7,89	5,97	5,20	18,60	1,320
4800	6,90	5,82	7,82	5,90	5,21	18,70	1,325
2900							
2500	3,99	3,37	4,93	3,93	2,06	18,35	1,26

Es bestehen annähernd proportionale Beziehungen zwischen dem Kohlenstoffgehalte der Kohlen und dem Heizwert, weil ja der entscheidendste Bestandteil der Kohlenstoff ist.

In nachstehendem Diagramm Abb. 6 sind diese Verhältnisse zur Darstellung gekommen. Kennt man von einer Kohlensorte den Heizwert, so kann man mit Hilfe dieses Diagramms auf den

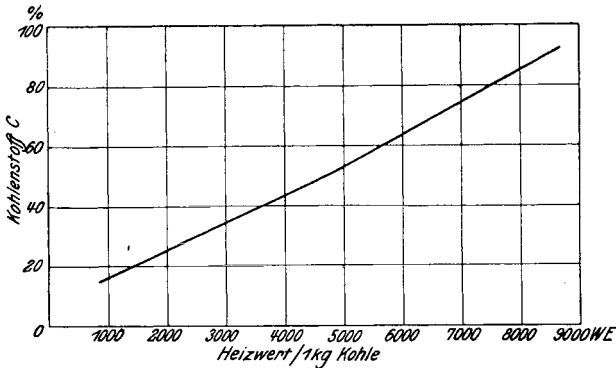


Abb. 6. Beziehung zwischen Kohlenstoffgehalt und Heizwert der Brennstoffe.

C-Gehalt schließen und für viele Zwecke genügend genaue Rechnungen über die Gasmengen anstellen. (Vgl. auch Abb. 8 S. 45.)

Es seien noch die oberen Heizwerte, bezogen auf flüssiges Wasser, einiger fester Stoffe angeführt.

Tabelle 10.

Heizwerte h für 1 kg Brennstoff.

(Die Werte der Tafel sind obere Heizwerte, d. h. sie beziehen sich auf flüssiges Wasser.)

	WE		WE
Äther	8 900	Chlormethyl	3 200
Alkohol	7 100	Eisen (Fe zu FeO)	1 260
Anilin	8 800	„ (Fe zu Fe ₃ O ₄)	1 680
Antimon	960	„ (Fe zu Fe ₂ O ₃)	1 890
Benzol	10 000	Glyzerin	4 300
Blei	260	Holz	4 100
Braunkohlenteeröl	10 000	Holzgeist	5 300

	WE		WE
Kohlenstoff (C zu CO ₂)	8 140	Schießpulver	700—800
„ (C zu CO)	2 440	Schwefel (S zu SO ₂)	2 220
Kupfer (Cu zu CuO)	590	Schwefelkohlenstoff.	3 400
Masut (Petroleumrückst.)	10 500	Schwefelwasserstoff	2 740
Methan	13 250	Silizium (Si zu SiO ₂)	7 830
Naphthalin	9 700	Talg	8 370
Petroleum.	11 000	Terpentinöl	10 850
Phosphor (P zu P ₂ O ₅)	5 950	Wachs	9 000
Rohrzucker	4 000	Zellulose	4 200
Rüböl, Olivenöl, Leinöl	9 300	Zink (Zn zu ZnO)	1 300

Hütte 20. Aufl.

3. Allgemeiner gas- und wärmetechnischer Teil¹⁾.

a) Zustandsgleichungen für vollkommene Gase.

Für die Vornahme von Rechnungen mit Gasen ist die Kenntnis nachfolgender Beziehungen von großem Wert.

Es bezeichnet:

Druck in kg/qm, kg/qcm (atm) P, p

Volumen eines Gases in cbm V

Volumen eines kg von 0°, 760 mm v

Gewichtsmenge eines Gases in kg G

Gewicht eines cbm Gas von 0° und 760 mm γ

Gewicht eines cbm Gas von 15° und 1 atm

(= 735,5 mm) $\gamma^{15/735,5}$

Gaskonstante R

Temperatur, absolute °C T = t + 273

Temperatur °C t

Spezifische Wärme pro 1 cbm 0/760 bei konst. Druck C_p

Spezifische Wärme pro 1 cbm 0/760 bei konst.

Volumen C_v

Spezifische Wärme pro 1 kg bei konst. Druck c_p

Spezifische Wärme pro 1 kg bei konst. Volumen c_v

Molekulargewicht μ

Die Zustandsgleichung gilt allgemein:

$$P \cdot v = R \cdot T \text{ oder } P \cdot V = G \cdot R \cdot T \quad . . . \quad 3$$

¹⁾ Unter Benutzung der Rechnungsweise von Mollier, Hütte, 20. Aufl.

Darin ist R die Gaskonstante; setzt man das Molekulargewicht eines Gases = μ (und für Sauerstoff $\mu = 32$), so berechnet sich

$$R = \frac{848}{\mu} \dots \dots \dots 4)$$

für alle Gase, und für Gasmischungen mit den jeweiligen Volumina v_i wird

$$R = \frac{848}{\sum \mu_i v_i}$$

Es ist nun das Gewicht eines cbm Gas (das spezifische Gewicht) von 0° und 760 mm

$$\gamma = \frac{1}{v} = \frac{P}{R \cdot T} = \frac{10333}{R \cdot 273} = \frac{10333 \cdot \mu}{273 \cdot 848} \dots \dots 5)$$

und damit

$$\gamma = \frac{\mu}{22,4} = \text{Gewicht eines cbm von } 0^\circ \text{ und } 760 \text{ mm} \dots \dots 6)$$

entsprechend wird: $\frac{\mu}{24,4} = \text{Gewicht eines cbm von } 15^\circ \text{ C und } 1 \text{ atm} = 735,5 \text{ mm.}$

Zur Umrechnung dient also:

$$\gamma_{0/760} = \gamma_{15/735,5} \cdot \frac{24,4}{22,4} \text{ bzw. } G_{0/760} = G_{15/735,5} \cdot \frac{24,4}{22,4} = 1,09 \cdot G_{15/735,5}$$

oder mit anderen Worten: das spezifische Gewicht (das Gewicht eines cbm $0/760$) eines Gases gewinnt man durch Division seines Molekulargewichtes mit der Zahl 22,4 bezogen auf 0° und 760 mm.

Z. B. gilt für Kohlensäure $\mu = 44,0$; $\gamma = \frac{44,0}{22,4} = 1,965$

„ „ Stickstoff $\mu = 28,08$; $\gamma = \frac{28,08}{22,4} = 1,254$.

Die spezifische Wärme pro 1 kg Gas sei für konstanten Druck = c_p für konstantes Volumen = c_v ; dann gilt ganz allgemein

$$\frac{c_p}{c_v} = x \quad \mu c_p - \mu \cdot c_v = 2 \quad c_p = \frac{2x}{\mu(x-1)} \quad 7)$$

für zweiatomige Gase wird dann

$$c_p = \frac{7}{\mu}; \quad c_v = \frac{5}{\mu}; \quad \frac{c_p}{c_v} = \alpha = 1,40;$$

Bezeichnet man die spezifischen Wärmen pro 1 cbm Gas von 0° C und 760 mm entsprechend mit C_p und C_v , so

wird unter Benutzung von $\gamma = \frac{\mu}{22,4}$ ganz allgemein:

$$C_p = \frac{\mu}{22,4} \cdot c_p; \quad C_v = \frac{\mu}{22,4} \cdot c_v; \quad C_p - C_v = 0,089$$

$$C_p = \frac{0,089}{\alpha - 1} \cdot \alpha \dots \dots \dots 8)$$

Für zweiatomige Gase wird dann besonders:

$$C_p = 0,311 \text{ und } C_v = 0,222.$$

Bezogen auf 1 cbm Gas von 15° C und 1 cbm = 735,5 mm ergibt sich allgemein:

$$C_p = \frac{\mu}{24,4} c_p; \quad C_v = \frac{\mu}{24,4} c_v; \quad C_p - C_v = 0,081$$

und für zweiatomige Gase:

$$C_p = 0,284 \quad C_v = 0,203.$$

Tabelle 11.
Rechnungswerte für Gase.

Gas	Atomzahl	Chemisches Zeichen	Molekulargewicht		Gewicht in kg eines cbm von		Gas-konstante R	Spezifische Wärme zwischen 0 und 200°		$\alpha = \frac{c_p}{c_v} = \frac{C_p}{C_v}$
			ange-näh.	genau μ	0° und 760 mm	15° und 735,5 mm		pro 1 kg	pro 1 cbm	
								c_p	$c_p^{0/200}$	
Luft (trock.)	—	—	29	28,95	1,294	1,188	29,26	0,238	0,308	1,405
Sauerstoff . .	2	O ₂	32	32	1,429	1,312	26,5	0,217	0,310	1,400
Stickstoff . .	2	N ₂	28	28,08	1,254	1,151	30,2	0,247	0,309	1,408
Wasserstoff . .	2	H ₂	2	2,016	0,089	0,083	420	3,41	0,306	1,405
Kohlenoxyd . .	2	CO	28	28,0	1,251	1,148	30,25	0,242	0,303	1,410
Kohlensäure . .	3	CO ₂	44	44,0	1,965	1,804	19,25	0,21	0,412	1,280
Schwefl.Säur.	3	SO ₂	64	64,06	2,858	2,627	13,2	0,15	0,429	1,25
Methan	5	CH ₄	16	16,03	0,715	0,657	52,8	0,59	0,421	1,28
Wasserdampf	3	H ₂ O	18	18,016	0,804	0,738	47,1	0,46	0,370	1,31
Azetylen . . .	4	C ₂ H ₂	28	28,03	1,161	1,149	32,5	0,35	0,438	1,25

Hütte 20. Aufl.

Für die in der Feuerungstechnik vorkommenden Gase sind die wichtigsten Beziehungen in vorstehender Tabelle 11 zusammengestellt.

b) Die Verbrennungsgleichungen.

Zur genauen chemischen Erfassung der Vorgänge bei der Verbrennung ist die Kenntnis einiger chemischen Beziehungen nötig, die im folgenden entwickelt werden; die Endergebnisse sind in Tabellen zusammengestellt. Es handelt sich hauptsächlich um die Berechnung der Verbrennungsluftmengen mit und ohne Luftüberschuß und die Zusammensetzung der Verbrennungsgase, ihren Wärmehalt usw.

Wenn man von Gewichtsteilen ausgeht, so gelangt man zu folgenden Verbrennungsgleichungen:

es verbrennen: 12 kg C mit 32 kg O zu 44 kg CO₂
 „ „ 12 „ C „ 16 „ O „ 28 „ CO
 „ „ 2 „ H „ 16 „ O „ 18 „ H₂O
 „ „ 28 „ CO „ 16 „ O „ 44 „ CO₂
 „ „ 32 „ S „ 32 „ O „ 64 „ SO₂
 „ „ 16 „ CH₄ „ 64 „ O „ 44 „ CO₂ + 36 kg H₂O

Daraus errechnet sich die Sauerstoffmenge und die Menge der Verbrennungsgase in kg, wenn mit C, H, O usw. zugleich die Gewichtsmengen der betreffenden Stoffe bezeichnet sind.

Tabelle 12.

1 kg C braucht 2,667 kg O zur Bildung von 3,67 kg CO₂
 1 „ C „ 1,333 „ O „ „ „ 2,33 „ CO
 1 „ H „ 8,00 „ O „ „ „ 9,00 „ H₂O
 1 „ CO „ 0,571 „ O „ „ „ 1,57 „ CO₂
 1 „ S „ 1,00 „ O „ „ „ 2,00 „ SO₂
 1 „ CH₄ „ 4,00 „ O „ „ „ 2,75 „ CO₂ + 2,25 kg H₂O

Zweckmäßig ordnet man diese Beziehungen auch nach Volumina an; man erhält die Verbrennungsgleichungen in Volumina ausgedrückt, wenn man durch γ (also durch $\frac{\mu}{22,4}$) dividiert; z. B. anstatt: 28 kg C O mit 16 kg O ergibt 44 kg CO₂, wird dann:

$$\frac{28}{1,251} \text{ cbm CO mit } \frac{16}{1,429} \text{ cbm O ergibt } \frac{44}{1,965} \text{ cbm CO}_2$$

oder

1 cbm CO mit $\frac{1}{2}$ cbm O ergibt 1 cbm CO₂;

oder allgemein mit $G_{\text{cbm}} = \frac{\mu}{22,4}$ gerechnet, wird für die festen Stoffe, z. B. Kohlenstoff, auf gleiche Weise:

12 kg C mit $\frac{32 \cdot 22,4}{\mu}$ cbm O ergeben $\frac{44 \cdot 22,4}{\mu}$ cbm CO₂.

oder 0,536 kg C mit 1 cbm O ergeben 1 cbm CO₂.

Demnach bilden sich folgende Verbrennungsgleichungen

Tabelle 13.

1,00 kg	C	+ 1,865 cbm O ₂	= 1,865 cbm CO ₂
0,536 kg	C	+ 1 cbm O ₂	= 1 cbm CO ₂
0,536 kg	C	+ $\frac{1}{2}$ cbm O	= 1 cbm CO
0,536 kg	C	+ 2 cbm H	= 1 cbm CH ₄
1,426 kg	S	+ 1 cbm O ₂	= 1 cbm SO ₂
1,0 cbm	H ₂	+ $\frac{1}{2}$ cbm O	= 1 cbm H ₂ O
1,0 cbm	CO	+ $\frac{1}{2}$ cbm O	= 1 cbm CO ₂
1,0 cbm	CH ₄	+ 2 cbm O	= 1 cbm CO ₂ + 2 cbm H ₂ O

allgemein: in cbm

$$C_m H_n + \left(m + \frac{n}{4} \right) O_2 = m CO_2 + \frac{n}{2} H_2O$$

Um von der Sauerstoffmenge auf die für die Verbrennung nötige Luftmenge zu schließen, beachte man nachstehende Verhältnisse:

Tabelle 14.

Zusammensetzung der Luft.

Luftzusammensetzung		1 kg Sauerstoff gehört zu	1 cbm Sauerstoff gehört zu
nach Gewicht	nach Volumen		
23,2 % Sauerstoff	20,96 % Sauerstoff	4,31 kg Luft	4,77 cbm Luft
76,8 „ Stickstoff	79,04 „ Stickstoff	3,31 „ Stickstoff	3,77 „ Stickstoff

Zusammengestellt gibt Tabelle 15 die wichtigsten Daten über die Verbrennungsvorgänge wieder

Tal

Luft- und Sauerstoffbedarf verschiedener

1 Verbrennung von 1 kg		2 zu Ver- bren- nungsgas		3 Gewicht ein. cbm Verbren- nungsgases $\frac{0}{760}$ in kg		4 Sauerstoffbedarf kg		5 cbm $\frac{0}{760}$		6 Luftbedarf kg		7 cbm	
C		CO ₂		1,977		2,667		1,865		11,50		9,70	
C		CO		1,251		1,333		0,932		5,75		4,84	
H		H ₂ O		0,804		8,000		5,525		34,48		29,10	
CO		CO ₂		1,977		0,571		0,400		2,46		2,07	
S		SO ₂		2,863		1,000		0,700		4,31		3,64	
CH ₄		CO ₂ + H ₂ O		1,195		4,000		2,799		17,28		14,8	

Weitere spezifische Gew

c) Anwendung auf die verschiedenen Brennstoffe.

Die genaue Berechnung der Verbrennungsvorgänge führt man für einen bestimmten Brennstoff, mag es nun ein gasförmiger oder fester sein, am besten nach folgendem Beispiele in Tabellen-

Tal

Rechnungsbeispiel für Luftbedarf, Verbrennungs

Zusammensetzung der Braunkohlen- briketts in kg	Bei Verbrennung beträgt der Sauerstoffbedarf kg	Die Ver- brennungs- gase sind
C = 0,530	2,667 C = 1,412	CO ₂
H ₂ = 0,045	8,00 H ₂ = 0,360	H ₂ O
O (+ N) = 0,180	-1,00 O ₂ = -0,180	—
S = 0,010	1,00 S = 0,010	SO ₂
H ₂ O = 0,150		H ₂ C
Asche = 0,085		N
1,000	Sauerstoffbedarf = 1,602 Luftbedarf = $1,602 \frac{100}{23,2} = 6,91$	

se und ihre Verbrennungsprodukte.

8		9		10		11		12	13	14	15
erzeugt werden								Bei Verbrenn. von 1 kg. werd. erzeugt WE ₀ . Ober. Heizwert bezog. auf flüssig. Wasser	Unterer Heizwert für 1 kg WE	Oberer Heizwert für 1 cbm 15° 1 atm WE	Unterer Heizwert für 1 cbm 1 atm WE
Verbrennung in Sauerstoff				Verbrennung in Luft							
kg	cbm ⁰ / ₇₆₀	kg	cbm ⁰ / ₇₆₀	kg	cbm ⁰ / ₇₆₀	kg	cbm ⁰ / ₇₆₀				
3,67	1,865	12,50	8,88	8 140	—	—	—				
2,33	1,860	6,75	5,38	2 440	—	—	—				
3,00	11,190	35,48	32,02	34 200	28 700	2800	2360				
1,57	0,795	3,46	2,307	2 440	2 440	2800	2800				
2,00	0,699	5,31	3,340	2 220	—	—	—				
5,00	4,180	18,28	14,73	13 250	11 980	8700	7820				

n Gasen siehe Seite 48.

form aus, wobei die einzelnen Vorgänge sich klar widerspiegeln. (Für Rechnungen mit Kohlen insonderheit dienen auch die in Abschnitt 4—7 aufgestellten Formeln.)

Es wurden Braunkohlenbriketts als Beispiel gewählt, deren Zusammensetzung nach Tabelle 9 S. 28 angenommen wurde. Der

ange und max CO₂-Gehalt von Braunkohlenbriketts.

Die Verbrennungsprodukte betragen kg	Gewicht eines cbm Verbrennungsgas ⁰ / ₇₆₀	Die Verbrennungsprodukte betragen bezogen auf ⁰ / ₇₆₀			Höchster CO ₂ -Gehalt der trockenen Gase (k _s) _m
		Gase mit Wasserdampf cbm	trockene Gase cbm		
3,67 C = 1,945	1,977	1,865 C = 0,989	0,989	0,989 5,216 = 18,8 % CO ₂	
9,00 H = 0,405	0,804	11,19 H ₂ = 0,503	—		
—	—	—	—		
2,00 S = 0,020	2,863	0,700 S = 0,007	0,007		
1,00 H ₂ O = 0,150	0,804	0,804 W = 0,186	—		
3 Sauerstoffbedarf = 5,300	1,254	2,635 Sauerstoffbedarf = 4,220	4,220		
7,820		5,905	5,216		

Zusammensetzung der trockenen Gase CO₂ = 18,8 %
SO₂ = 0,0013 %
N₂ = 81,19 %

Rechnungsgang dürfte aus vorstehendem leicht verständlich sein. Die letzte Spalte enthält den Höchstgehalt der trockenen Gase an CO_2 , worüber in Abschnitt 7 des näheren gesprochen wird.

Die nach dieser Methode berechneten Werte für mittlere Kohlsorten sind in Tab. 9 S. 28 zusammengestellt, die man für sehr viele Rechnungen benutzen kann. Die Gewichtsmenge der erzeugten Gase, Spalte 11, kann man auch gewinnen durch Addition des Gewichtes der verbrannten Kohle, abzüglich des Aschengewichtes, zu der zur Verbrennung nötigen Luftmenge (Spalte 9), da ja alle Bestandteile der Kohlen mit Ausnahme der Aschenrückstände sich in den Verbrennungsgasen wiederfinden. Die Gase enthalten also auch die Kohlenfeuchtigkeit sowie das Verbrennungswasser in Form von Dampf (Spalte 12). Für Berechnung von Schornsteinen, Wärmeübergängen usw. sind also die Mengen nach Spalte 12 zugrunde zu legen, entsprechend umgerechnet auf den Luftüberschuß. Bei der Analyse der Gase dagegen mittels Apparat, nach Orsat, Fischer oder Hempel usw. erhält man trockene Gase (Spalte 13), da der Wasserdampf kondensiert ist, ehe die Gase zur Absorption gelangen.

d) Die spezifische Wärme der Verbrennungsgase.

Es ist bekannt, daß alle neueren Untersuchungen von Mallart und Le Chatelier, Dr. Langen, Gießmann, Knoblauch und M. Jakob, Prof. Linde, Prof. Lorenz usw. darauf hinweisen, daß die spezifische Wärme der Gase, d. h. die Wärmemenge, welche nötig ist, um 1 kg Gas oder 1 cbm um 1°C zu erwärmen, mit steigender Temperatur anwächst, am meisten die von Kohlensäure und Wasserdampf, weniger die der zweiatomigen Gase wie Stickstoff, Sauerstoff, Kohlenoxyd, ferner Luft usw. Da die Untersuchungen, die untereinander verschiedene Werte ergeben, noch nicht abgeschlossen sind, so seien die vermittelnden Werte der Hütte (1905) hier zugrunde gelegt. Infolge dieser verschiedenen Werte, welche die spezifischen Wärmen je nach der Temperatur annehmen, müssen einige Begriffe festgelegt werden, mit denen zu arbeiten ist. Man scheidet zwischen der wahren spezifischen Wärme und mittleren spezifischen Wärme. Die erstere bedeutet die spezifische

Wärme bei einer bestimmten Temperatur; in der Nähe dieser Temperatur ist die spezifische Wärme praktisch als konstant zu setzen. Wünscht man dagegen z. B. bei einem Abkühlungs- oder Erwärmungsprozesse die spezifische Wärme über den ganzen Bereich dieses Prozesses zu benutzen, so muß man einen mittleren Wert ansetzen, die sogenannte mittlere spezifische Wärme, die gewöhnlich zwischen 0° und t° bestimmt wird; sollen Rechnungen ausgeführt werden zwischen zwei beliebigen Temperaturen, t_1 und t_2 , so muß dieser von 0° ausgehende mittlere Wert entsprechend umgerechnet werden. Bei Rechnungen mit Gasvolumina werden die Gasmengen gewöhnlich umgerechnet auf 0° und 760 mm Druck ($^{0/760}$) verwendet; neuerdings jedoch pflegt man vielfach in Anpassung an die mittleren Durchschnittswerte der Temperaturen die Gasmengen auf 15° und 1 Atm = 735,5 mm Quecksilber ($^{15/735,5}$) zu beziehen

Alle Rechnungen können mit Gasmengen in kg oder cbm durchgeführt werden, je nachdem es bequemer scheint; zwischen beiden Werten bestehen bequeme Übergangsbeziehungen.

Alle diese Verhältnisse sollen kurz Berücksichtigung finden, weil sie oft unklar sind und falsch angewendet werden.

Es bedeutet die mittlere spezifische Wärme zwischen 0° und t° für

$$\text{konstanten Druck und 1 cbm} \quad - \quad \left[C_p \right]_0^t,$$

die mittlere spezifische Wärme zwischen 0° und t° für

$$\text{konstanten Druck und 1 kg} \quad - \quad \left[c_p \right]_0^t,$$

die wahre spezifische Wärme bei beliebiger Temperatur

$$\text{pro 1 cbm} \quad - \quad C$$

die wahre spezifische Wärme bei beliebiger Temperatur

$$\text{pro 1 kg} \quad - \quad c_p.$$

Außer diesen Werten, die auf konstanten Druck bezogen sind, wie sie im Feuerungsprozesse vorkommen, gibt es noch spezifische Wärmen für konstantes Volumen, wobei sich also der Druck verändern kann; diese Werte werden, entsprechend obigen, mit $[C_v]$, c_v usw. bezeichnet.

Für diese verschiedenen Werte gelten die auf S. 32 aufgeführten Beziehungen.

Zwischen zwei Temperaturen 0^0 und t^0 gilt für die mittlere spezifische Wärme ganz allgemein:

$$\left[c_p \right]_0^t = a_p + \frac{b}{2} t \quad 9)$$

für die wahre spezifische Wärme:

$$c_p = a_p + b \cdot t.$$

Es ist also bei der mittleren spezifischen Wärme das Additions-glied zum Grundwerte a_p nur halb so groß wie das der wahren spezifischen Wärme.

Die mittlere spezifische Wärme für konstanten Druck zwischen 0^0 und t^0 , bezogen auf 1 cbm Gas von 15^0 C und 735,5 mm Druck, ergibt

für H_2O : $\left[C_p \right]_0^t = 0,37 + 0,000057 \cdot t$

„ CO_2 : „ = $0,37 + 0,000096 \cdot t$

„ zweiatomige Gase

wie O_2 , N_2 , CO u. Luft: „ = $0,28 + 0,0000225 \cdot t$.

Bezogen auf 1 cbm von 0^0 und 760 mm Druck wird zwischen 0^0 und t^0 durch Multiplikation obiger Werte mit $\frac{24,4}{22,4}$ erhalten:

für H_2O : $\left[C_p \right]_0^t = 0,403 + 0,0000622 \cdot t$

„ CO_2 : „ = $0,403 + 0,0001045 \cdot t$

„ zweiatomige Gase

wie O_2 , N_2 , CO u. Luft: „ = $0,305 + 0,0000245 \cdot t$.

Die mittleren spezifischen Wärmen für 1 cbm und 1 kg hängen nun durch folgende Beziehungen zusammen, wenn ausgegangen wird von 1 cbm von 15^0 und 736 mm Druck:

$$\left[C_p \right] = \left[c_p \right] \cdot \frac{\mu}{24,4} \quad 10)$$

wenn ausgegangen wird von 1 cbm von 0^0 und 760 mm Druck:

$$\left[C_p \right] = \left[c_p \right] \cdot \frac{\mu}{22,4} ;$$

denn das Gewicht eines cbm Gases ist: $G_{760}^0 = 1,09 G_{735,5}^{15}$ bei den verschiedenen Temperaturen 0^0 und 15^0 und den Drucken 760 und 735,5 mm.

μ bedeutet dabei das Molekulargewicht der Gase nach Tabelle 11.

Es ergibt sich nun für die mittlere spezifische Wärme pro 1 kg Gas zwischen 0 und t^0 C

$$\begin{aligned} \text{für H}_2\text{O} \quad [c_p]_0^t &= 0,501 + 0,0000773 \cdot t \\ \text{,, CO}_2 \quad \text{,,} &= 0,205 + 0,0000532 \cdot t \\ \text{,, O}_2 \quad \text{,,} &= 0,2135 + 0,0000171 \cdot t \\ \text{,, N}_2 \quad \text{,,} &= 0,244 + 0,0000196 \cdot t. \end{aligned}$$

In den Fällen, wo es sich, wie z. B. bei Economisern und Überhitzern usw., um Gasabkühlungen zwischen zwei Temperaturgrenzen t_1 und t_2 handelt, hat man, um die mittlere spezifische Wärme für diesen Temperaturbezirk t_1 bis t_2 zu erhalten, das zweite Glied der Formeln mit $(t_1 + t_2)$ zu multiplizieren; also z. B. für Wasserdampf pro cbm von $0/_{760}$

$$[C_p]_{t_1}^{t_2} = 0,403 + 0,0000622 (t_1 + t_2);$$

denn aus der allgemeinen Formel

$$[c_p]_0^t = a_p + \frac{b}{2} t$$

ergibt sich bei Bildung der Wärmemengen Q_1 bzw. Q_2 bei t_1 bzw. t_2^0 C:

$$Q_1 = \left(a_p + \frac{b}{2} t_1 \right) t_1; \quad Q_2 = \left(a_p + \frac{b}{2} t_2 \right) t_2,$$

also

$$Q_1 - Q_2 = (t_1 - t_2) \left[a_p + \frac{b}{2} (t_1 + t_2) \right] \quad . \quad . \quad 11)$$

Zur Verdeutlichung sei für den schwierigsten Fall ein Zahlenbeispiel gerechnet.

Beispiel 1. Es sollen 566 cbm Luft von 740 mm und 220^0 C auf 480^0 C erwärmt werden; wie groß ist die nötige Wärmemenge?

Zuerst muß die Luftmenge auf $0/_{760}$ umgewandelt werden; sie ist also $566 \cdot \frac{273}{273 + 220} \cdot \frac{740}{760} = 305$ cbm bezogen auf 0^0 und

760 mm. Dannerrechnet sich die erforderliche Wärmemenge durch Multiplikation der Luftmenge mit der Temperaturdifferenz und der mittleren spezifischen Wärme pro 1 cbm zwischen den Temperaturen 220 und 480. Es wird also

$$\begin{aligned} Q &= 305 (480 - 220) \cdot (0,305 + 0,0000245 (480 + 220)) \\ &= 305 \cdot 260 \cdot 0,322 = 25\,500 \text{ WE.} \end{aligned}$$

Das beistehende Diagramm Abb. 7 veranschaulicht das Ansteigen der mittleren spezifischen Wärmen $[C_p]_0^t$ für verschiedene Gase zwischen den Grenzen 0° und t° pro 1 cbm $^{\circ}/_{760}$. Es sind aus den obigen Formeln die jeweiligen Werte über der

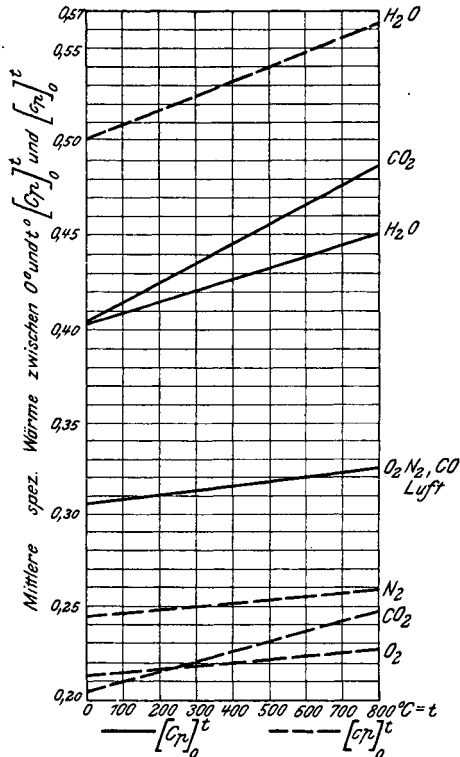


Abb. 7. Mittlere spez. Wärme für const. Druck zwischen 0 und t° für 1 cbm Gas von 0° und 760 mm $[C_p]_0^t$ und für 1 kg Gas $[c_p]_0^t$

oberen Temperaturgrenze aufgetragen, so daß man ohne Rechnung nach den Formeln die Werte entnehmen kann. So ist z. B. für N_2 die mittlere spezifische Wärme $[C_p]_0^{500}$ zwischen 0 und 500° zu 0,318 ermittelbar, für CO_2 zu 0,456.

Um die Rechnungen zu ersparen, seien für die Temperaturgrenzen 0° und 300° , sowie für 200 bis 350° , welche hauptsächlich

für den Kesselprozeß Bedeutung haben, die mittleren spezifischen Wärmen (Tabelle 17) ausgerechnet, zum Vergleich mit den Daten, die für geringe Temperaturen gelten; man sieht, die Werte ändern sich bei mittleren Temperaturen schon so viel, daß man bei einigermaßen genauen Rechnungen diese Vernachlässigung nicht be-
gehen darf.

Tabelle 17.
Mittlere spezifische Wärme einiger Gase.

Gasart	Mittl. spez. Wärme zw. 0° und 300° C		Mittl. spez. Wärme zw. 200° u. 350° C		Mittl. spez. Wärme für niedrige Temperaturen bis 100°	
	pro 1 cbm ^{0/760}	pro 1 kg	pro 1 cbm ^{0/760}	pro 1 kg	pro 1 cbm ^{0/760}	pro 1 kg
	$\left[\begin{array}{c} C_p \\ 0 \end{array} \right] 300$	$\left[\begin{array}{c} c_p \\ 0 \end{array} \right] 300$	$\left[\begin{array}{c} C_p \\ 200 \end{array} \right] 350$	$\left[\begin{array}{c} c_p \\ 200 \end{array} \right] 350$	C_p	c_p
H ₂ O	0,4216	0,524	0,437	0,543	0,403	0,501
CO ₂	0,434	0,221	0,460	0,234	0,403	0,210
O ₂	0,312	0,218	0,318	0,223	0,305	0,217
N ₂	0,312	0,250	0,318	0,255	0,305	0,247
CO	0,312	0,250	0,318	0,255	0,305	0,242

Mit diesen Werten kann man nunmehr die spezifische Wärme der Abgase berechnen. Ein Beispiel sei durchgeführt für folgende Zusammensetzung, die durch eine Analyse, z. B. mittels Orsatapparates, gewonnen sei, also für die wasserdampffreien Gase:

$$\begin{aligned} \text{CO}_2 &= 10,0 \% \\ \text{O}_2 &= 9,6 \% \\ \text{N}_2 &= 80,4 \% \end{aligned}$$

man führt solche Rechnung am besten in Tabellenform aus für 1 cbm Gas.

Gaszusammensetzung in cbm m	Mittl. spez. Wärme zw. 200° und 350° $\left[\begin{array}{c} C_p \\ 200 \end{array} \right] 350$ pro 1 cbm ^{0/760}	$m \cdot \left[\begin{array}{c} C_p \\ 200 \end{array} \right] 350$
CO ₂ = 0,100	0,460	0,0460
O ₂ = 0,096	0,318	0,0305
N ₂ = 0,804	0,318	0,2555
1,000		$0,3320 = \left[\begin{array}{c} C_p \\ 200 \end{array} \right] 350$

In gleicher Weise sind für Abgase verschiedener Zusammensetzung die mittleren spezifischen Wärmen für 1 cbm $^{\circ}/_{760}$ und für 1 kg ausgerechnet in Tabelle 18, und zwar

Tabelle 18.

Spezifische Wärme und Gewichte der wasserdampffreien und wasserdampfhaltigen Verbrennungsgase für Steinkohle.

Gehalt der wasserdampffreien Gase (nach Analyse) an CO_2 %	Mittl. spezifische Wärme der wasserdampffreien Gase zw. 200° und 350° C		Mittl. spezifische Wärme für wasserdampffreie Gase zw. 0° und 300° C		Mittl. spez. Wärme für wasserdampfhalt. Gase zw. 200° bis 350°	Gewicht pro 1 cbm		
	f. 1 cbm	für 1 kg	f. 1 cbm	für 1 kg		trock. Gase	wasserdampfhaltige Gase	
	$\left[C_p \right]_{200}^{350}$	$\left[c_p \right]_{200}^{350}$	$\left[C_p \right]_0^{300}$	$\left[c_p \right]_0^{300}$		$\left[C_p \right]_{200}^{350}$	$^{\circ}/_{760}$ kg	
5	0,3247	0,2485	0,3180	0,2436	0,3265	1,319	1,32	
6	0,3263	0,2489	0,3193	0,2437		1,324		
7	0,3275	0,2490	0,3204	0,2439	0,330	1,329		
8	0,3293	0,2490	0,3215	0,2440		1,334		
9	0,3308	0,2490	0,3230	0,2442	0,335	1,340		
10	0,3320	0,2490	0,3243	0,2442		1,346		
11	0,3337	0,2492	0,3252	0,2443	0,338	1,350		
12	0,3350	0,2492	0,3267	0,2443		1,354		
13	0,3368	0,2945	0,3275	0,2444	0,342	1,361		
14	0,3380	0,2500	0,3290	0,2444		1,365		
15	0,3395	0,2500	0,3300	0,2444	0,346	1,371		
Benutzbare Mittelwerte	0,330	0,249	0,325	0,244	0,335			

für Steinkohlenverbrennungsgase. Für andere Kohlsorten weichen die Werte infolge der etwas höheren Werte von $\text{CO}_2 + \text{O}_2$ etwas ab, jedoch so gering, daß man die Abweichungen für alle Rechnungen vernachlässigen kann.

Die Tabelle zeigt, daß bei wachsendem Kohlensäuregehalte der Verbrennungsgase die spezifischen Wärmen ein wenig ansteigen.

Für technische Rechnungen kann man daher, für die meisten Fälle genau genug, die in der Tabelle 18 angeführten Mittelwerte einsetzen, die etwa einem Kohlen-

säuregehalte der Abgase von 8—10 % entsprechen, wie er ja auch im Betriebe im allgemeinen auftritt.

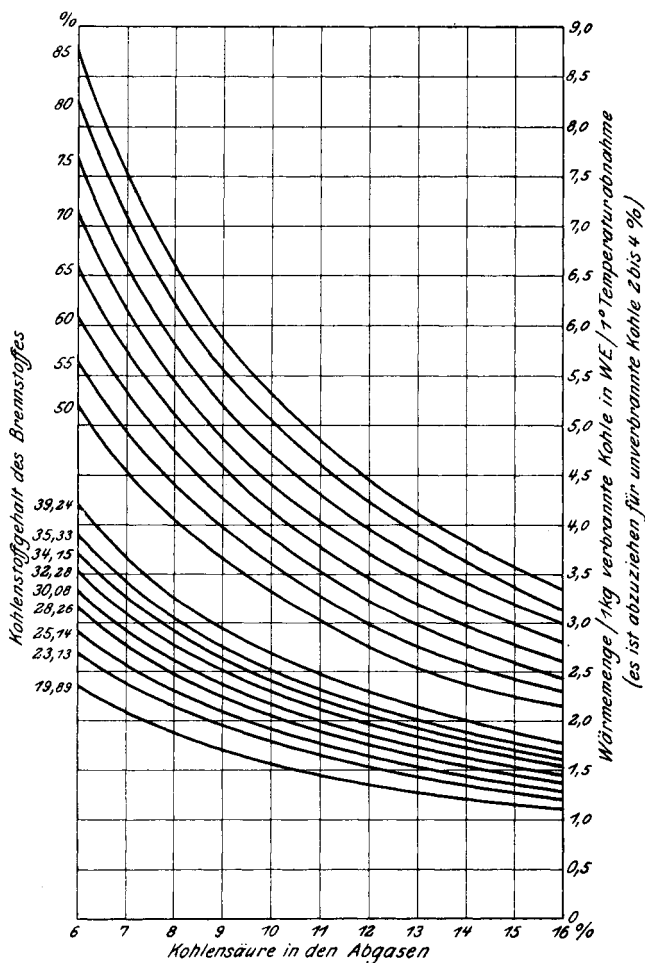


Abb. 8. Wärmemenge der Verbrennungsgase von 1 kg Kohle in Beziehung zum Kohlenstoffgehalt des Brennstoffes.

Der Wärmeinhalt der Abgase wird mit Hilfe der Daten der Tabelle 18 (Spalte 6) und der Verbrennungsgasmenge berechnet. Zur vereinfachten Ermittlung derselben ist unter Benutzung der

Formel 29 b Diagramm Abb. 8¹⁾ gezeichnet, welches den Wärmehalt der von 1 kg Kohle erzeugten Gasmenge für 1° Temperaturabnahme angibt, in Abhängigkeit gesetzt zum Kohlensäuregehalt der Gase.

Beispiel 2. Besitzt eine Steinkohle 73% Kohlenstoff und sind in den Verbrennungsgasen 9% CO₂ gemessen, so liest man auf der entsprechenden Kurve für 70% Kohlenstoff 4,7 WE, auf der Linie für 75% C 5,4 WE ab; zur dazwischenliegenden Linie für 73% C gehört also ein Wert von 5,2 WE, falls diese Gase um 1° abgekühlt werden. Werden also (vgl. Beispiel S. 92) 300 kg Steinkohle verbrannt und dieselben in einem Rauchgasvorwärmer um 110° herabgekühlt, so werden frei:

$$300 \times 5,2 \times 110 = 171\,500 \text{ WE.}$$

e) Das spezifische Gewicht der Verbrennungsgase.

Es ist das spez. Gewicht eines Körpers $\gamma = \frac{\text{Gewicht}}{\text{Volumen}}$ 12).

Zwecks Ermittlung des spezifischen Gewichts der Verbrennungsgase werden daher die Einzelbestandteile des Gases mit ihren zugehörigen spez. Gewichten (vgl. Tab. 11) multipliziert und die Teilbeträge addiert.

Für wasserdampffreie Gase, wie sie jede Gasanalyse (z. B. mittels Orsatapparates) bietet, wird also nach folgendem Beispiele gerechnet:

Gaszusammensetzung in cbm m	spezifisches Gewicht 0/760 pr. cbm γ	m . γ
CO ₂ = 0,09	1,977	0,178
O ₂ = 0,105	1,429	0,151
N ₂ = 0,805	1,256	1,011
1,000		1,340 = spez. Gew.

Soll das spezifische Gewicht der wasserdampfhaltigen Gase errechnet werden, so ist die erzeugte Gasmenge nach den Formeln § 5 zu bestimmen in kg und in cbm aus der Zusammensetzung der verwendeten Kohlensorte. Durch Division von

¹⁾ Zusammengestellt von M. R. Schulz, Braunschweig.

Gewicht durch Volumen wird dann das gesuchte spezifische Gewicht erhalten. Also wird z. B. für schlesische Steinkohlengase obiger Zusammensetzung (vgl. Tabelle 9)

$$\frac{G_{\text{kg}}}{G_{\text{cbm}}} = \text{spez. Gewicht} = \frac{20,608}{15,67} = 1,320$$

Etwas einfacher kann man verfahren, wenn man die Gewichte der trockenen Verbrennungsgase aus Tabelle 9 zugrunde legt. Man ermittelt das Volumen der trockenen Gase und des Wasserdampfes, multipliziert mit den betreffenden spezifischen Gewichten und setzt diese Werte in Beziehung zum Volumen; also für schlesische Steinkohle nach Tabelle 9 bei 9 % CO₂ in den Gasen wird nach Formel 20

$$G_{\text{cbm}} = \frac{1,865 C}{k} + \frac{9 H + W}{0,804} :$$

trockene Gasmenge 15,12 cbm

Wasserdampf 0,55 „

15,67 cbm

Gewichte = 15,12 × 1,340 = 20,250 kg

„ = 0,55 × 0,804 = 0,443 „

20,693 kg

und das spez. Gewicht = $\frac{20,693}{15,67} = 1,322$.

Der Fehler, der dabei unterläuft, und der dadurch bedingt ist, daß die spezifischen Gewichte in Tabelle 9 einer mittleren Kohle entsprechen, ist nur sehr gering und für die Praxis bedeutungslos.

Vergleicht man nun die auf Seite 44, Tabelle 18 nach der genauen Methode gefundenen Werte für die spezifischen Gewichte bei Luftüberschuß mit den in Tabelle 9 eingeschriebenen Werten ohne Luftüberschuß, so bemerkt man, daß bei vollkommener Verbrennung für schlesische Kohle das spezifische Gewicht 1,35, bei CO₂ = 9 % und zweifachem Luftüberschusse 1,320 beträgt, also die beiden Werte einen Unterschied von 2,2 % besitzen.

Für viele technische Rechnungen genügt es somit, wenn man die spezifischen Gewichte aus Tabelle 9, Spalte 15, um 2 bis 3 % verkleinert, um die Werte für einen mittleren Luftüberschuß zu erhalten.

In eine Formel zusammengefaßt, ergibt sich das spezifische Gewicht der trockenen Rauchgase bei 0° und 760 mm aus:

$$\gamma = 1,977 \text{ CO}_2 + 1,429 \text{ O}_2 + 1,256 \text{ N}_2 + 1,250 \text{ CO} \quad . \quad 13)$$

in kg/cbm bezogen auf Luft = 1,293, wenn durch eine Rauchgasanlage die cbm CO₂, O₂ . . . pro 1 cbm Rauchgas ermittelt wurden.

Für die Temperatur t gilt dann

$$\gamma_t = \gamma \cdot \frac{273}{273 + t},$$

Als Annäherungswert kann gesetzt werden bis ca. 400°

$$\gamma_t = 1,62 - 0,0035 t \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 13a)$$

in kg bez. auf Luft = 1,293

Tabelle 19.

Spezifische Gewichte von Gasen und Dämpfen
bei 0° und 760 mm Q.-S.

Trockene atmosphärische Luft = 1.

Ätherdampf	2,586	Leuchtgas.	0,34—0,45
Äthylen	0,974	Quecksilberdampf	6,94
Alkoholdampf	1,601	Salzsäuregas	1,25
Ammoniak	0,592	Sauerstoff	1,1056
Azetylen	0,91	Schwefeldampf	6,617
Chlor	2,423	Schwefelkohlenstoff. . . .	2,644
Chlorwasserstoff.	1,2612	Schwefelwasserstoff. . . .	1,175
Flußsäure	2,37	Schweflige Säure.	2,250
Grubengas (Sumpfgas) . . .	0,559	Stickstoff	0,9714
Kohlenoxyd	0,9673	Wasserdampf	0,6233
Kohlensäure	1,5291	Wasserstoff	0,06927

Hütte 20. Aufl.

Das spezifische Gewicht der trockenen Luft ist nach Regnault bei einer Temperatur von 0° und einem Drucke von 760 mm Q. — S., bezogen auf destilliertes Wasser von 4°, 0,001 293 187 oder $\sim 1 : 773$.

f) Gewicht, Dichtigkeit und Wassergehalt der Luft.

Trockene Luft ist eine Gasmischung und folgt als solche den Gesetzen der Gase in ihrem Verhalten bei veränderten Drucken und Temperaturen (vgl. S. 32). 1 cbm trockener Luft von 0°/760

$$\text{wiegt } 13,596 \cdot \frac{h}{R T} = 1,2932 \text{ kg.}$$

$h =$ Barometerstand mm Quecks.

$R = 29,27 =$ Gaskonstante.

Feuchte Luft ist ein Gemisch von Luft und Wasserdampf. Dieses Gemisch kann verschiedene Mengen Wasserdampf enthalten. Der Feuchtigkeitsgehalt oder die relative Feuchtigkeit φ liegt zwischen 0 bei trockener Luft und 1 bei gesättigter Luft.

Es ist auch $\varphi = \frac{p_D}{p}$, d. h. das Verhältnis von dem wirklichen Teildruck des Wasserdampfes zum Sättigungsdrucke.

Das Höchstgewicht an Wasserdampf, welches 1 cbm Luft von t^0 und einem gewissen Barometerstande h aufnehmen kann, ist gleich der Dichte des Wasserdampfes bei t^0 und dem zugehörigen Drucke, also $= \gamma''$ der Dampftabelle 87 und der Tabelle 21. Die Luft enthält im allgemeinen $\varphi \gamma''$ Wasserdampf.

Besitzt die feuchte Luft einen Druck p in kg/qcm so sind die Raunteile von Luft und Wasserdampf:

$$r_L = \frac{p - \varphi p'}{p} \text{ und } r_D = \frac{\varphi p'}{p}$$

Der Teildruck p' des Wasserdampfes ist der Dampftabelle 87, Spalte 1 zu entnehmen und stellt die zur jeweiligen Temperatur t zugehörige Dampfspannung dar in kg/qcm.

Das Gewicht der feuchten Luft (Gewicht eines cbm Luft in kg) berechnet sich aus:

$$\gamma = \frac{342 \cdot p}{T} - 0,176 \cdot \varphi \cdot \frac{h'}{T}; \quad \dots \dots 14).$$

hierin bedeutet h' die Dampfspannung in mm Quecksilber bei der Temperatur der Luft t , $T = t + 273$ und p den Luftdruck in kg/qcm. h' ist aus Dampftabelle 21, Spalte 4, gemessen in mm Quecksilbersäule von 0^0 , zu entnehmen.

Zur bequemen Ermittlung von γ für verschiedene Temperaturen und Feuchtigkeit sowie jeden beliebigen Barometerstand dient die Formel:

$$\gamma = \gamma'' \frac{h}{737,4} - \Delta \cdot \varphi, \quad \dots \dots 14a).$$

worin h den Barometerstand bedeutet, gemessen in mm Queck-

silber bei 15° C, und γ'' das Gewicht von 1 cbm trockener Luft von 1 atm = 737,4 mm Quecksilber (bei 15°). Δ ist ein Korrektionsfaktor, der ebenso wie γ'' aus nebenstehender Tabelle 20 zu entnehmen ist. Für trockene Luft $\Delta = 0$.

Tabelle 20.
Mischung von Luft und Wasserdampf.

Luft- temperatur °C	Gewicht von 1 cbm trockener Luft bei 1 atm u. t° in kg	Korrektur für feuchte Luft	Luft- temperatur °C	Gewicht von 1 cbm trockener Luft bei 1 atm u. t° in kg	Korrektur für feuchte Luft
t	γ''	Δ	t	γ''	Δ
—10	1,300	0,001	15	1,188	0,008
— 9	1,295	0,001	16	1,183	0,008
— 8	1,290	0,002	17	1,179	0,009
— 7	1,286	0,002	18	1,175	0,009
— 6	1,281	0,002	19	1,171	0,010
— 5	1,276	0,002	20	1,167	0,011
— 4	1,271	0,002	21	1,163	0,011
— 3	1,267	0,002	22	1,159	0,012
— 2	1,262	0,003	23	1,155	0,013
— 1	1,257	0,003	24	1,151	0,013
± 0	1,253	0,003	25	1,148	0,014
1	1,248	0,003	26	1,144	0,015
2	1,244	0,003	27	1,140	0,016
3	1,239	0,004	28	1,136	0,017
4	1,235	0,004	29	1,132	0,017
5	1,230	0,004	30	1,128	0,018
6	1,226	0,004	32	1,121	0,020
7	1,221	0,005	34	1,114	0,023
8	1,217	0,005	36	1,107	0,025
9	1,212	0,005	38	1,100	0,028
10	1,208	0,006	40	1,093	0,031
11	1,204	0,006	42	1,086	0,034
12	1,200	0,007	44	1,079	0,037
13	1,196	0,007	46	1,072	0,041
14	1,192	0,007	48	1,065	0,045
			50	1,058	0,050

Für überschlägige Rechnungen genügt für Luft mittlerer Feuchtigkeit die Formel:

$$\gamma = 1,3 - 0,004 t \text{ in kg/cbm} \dots \dots \dots 14b).$$

vgl. auch Tabelle 43 unter Schornstein, S. 157.

In nachstehender Tabelle 21 sind das Gewicht, die Dichtigkeit und der höchste Wassergehalt der gesättigten Luft bei 760 mm Quecksilber zusammengestellt.

Tabelle 21.

Gewicht, Dichtigkeit und Wassergehalt der Luft bei 760 mm.

Temperatur in ° C	γ Gewicht der trockenen Luft b. 760 mm Quecks. in kg/cbm	γ'' Wassergehalt der gesättigten Luft (Gewicht v. 1 cbm Wasserdampf) in gr/cbm	Spannung des Wasserdampfes in mm Quecks.
— 20	1,395	1,06	0,93
— 18	1,385	1,27	1,12
— 16	1,374	1,47	1,31
— 14	1,363	1,73	1,55
— 12	1,353	2,03	1,83
— 10	1,342	2,30	2,09
— 8	1,332	2,68	2,45
— 6	1,322	3,12	2,87
— 4	1,312	3,62	3,37
— 2	1,303	4,21	3,94
± 0	1,293	4,87	4,60
2	1,284	5,58	5,30
4	1,275	6,37	6,10
6	1,265	7,26	7,00
8	1,256	8,26	8,02
10	1,247	9,37	9,16
12	1,239	10,62	10,46
14	1,230	12,00	11,91
16	1,222	13,55	13,54
18	1,213	15,27	15,36
20	1,205	17,18	17,39
22	1,197	19,28	19,66
24	1,189	21,62	22,18
26	1,181	24,17	24,99
28	1,173	27,02	28,10

Temperatur in ° C	γ Gewicht der trockenen Luft b. 760 mm Quecks. in kg/cbm	γ'' Wassergehalt der gesättigten Luft (Gewicht v. 1 cbm Wasserdampf) in gr/cbm	Spannung des Wasserdampfes in mm Quecks.
30	1,165	30,13	31,55
32	1,157	33,55	35,36
34	1,150	37,29	39,56
36	1,142	41,40	44,20
38	1,135	45,88	49,30
40	1,128	50,77	54,90
42	1,121	56,09	61,05
44	1,114	61,88	67,79
46	1,107	68,18	75,16
48	1,100	75,01	83,20
50	1,093	82,50	91,98
52	1,086	90,06	101,54
54	1,079	99,09	111,94
56	1,073	108,50	123,24
58	1,066	118,60	135,50
60	1,060	129,90	148,78
65	1,044	161,00	186,94
70	1,029	198,00	233,08
75	1,014	241,80	288,50
80	1,000	293,40	354,62
85	0,986	353,70	433,00
90	0,972	423,90	525,39
95	0,959	505,10	633,69
100	0,946	598,70	760,00

Hütte 19. Aufl.

g) Feste und flüssige Körper.¹⁾

1. Wasser.

Bei Ausmessungen und beim Auswiegen von Meßgefäßen ist es wichtig, zu berücksichtigen, daß das Wasser sich mit steigender Temperatur ausdehnt; es wächst sein Rauminhalt bei 100° um 4,3 % gegenüber dem von 4°, ebenso steigt die spezifische Wärme etwas mit der Temperatur (vgl. Dampftabelle Spalte i').

¹⁾ Tabelle 22—29 aus Hütte 20. Aufl.

Tabelle 22.

Temperatur, Dichte und Volumen des Wassers.

(Nach Thiesen, Scheel, Diesselhorst, Hirn, Ramsay & Young u. a.)

Temp.	Dichte	Volumen	Temp.	Dichte	Volumen
0	0,99987	1,00013	80	0,9718	1,0290
2	0,99997	1,00003	85	0,9687	1,0324
4	1,00000	1,00000	90	0,9653	1,0359
6	0,99997	1,00003	95	0,9619	1,0396
8	0,99988	1,00012	100	0,9584	1,0434
10	0,99973	1,00027	110	0,9510	1,0515
12	0,99953	1,00048	120	0,9435	1,0600
14	0,99927	1,00073	130	0,9351	1,0694
16	0,99897	1,00103	140	0,9263	1,0795
18	0,99862	1,00138	150	0,9172	1,0903
20	0,99823	1,00177	160	0,9076	1,1018
22	0,99780	1,00221	170	0,8973	1,1145
24	0,99732	1,00268	180	0,8866	1,1279
26	0,99681	1,00320	190	0,8750	1,1429
28	0,99626	1,00375	200	0,8628	1,1590
30	0,99567	1,00435	210	0,850	1,1771
32	0,99505	1,00497	220	0,837	1,195
34	0,99440	1,00563	230	0,823	1,215
36	0,99372	1,00632	240	0,809	1,236
38	0,99299	1,00706	250	0,794	1,259
40	0,9922	1,0078	260	0,779	1,283
45	0,9903	1,0099	270	0,765	1,308
50	0,9881	1,0121	280	0,75	1,34
55	0,9857	1,0145	290	0,72	1,38
60	0,9832	1,0171	300	0,70	1,42
65	0,9806	1,0198	310	0,68	1,46
70	0,9778	1,0227	320	1,66	1,51
75	0,9749	0,0258			

2. Spezifische Wärme fester und tropfbar flüssiger Körper.

Die spez. Wärme c eines Körpers ist die Wärmemenge Q , welche erforderlich ist, um die Temperatur von 1 kg eines Körpers um 1° zu erhöhen. Sie ist im allgemeinen etwas abhängig von der Temperatur des Körpers.

$$Q = G \cdot c \cdot (t_2 - t_1) \text{ in WF. 15).}$$

Tabelle 23.

Mittlere spez. Wärme fester und tropfbar flüssiger Körper
zw. 0° und 100°.

Aluminium	0,21	Graphit	0,20
Blei	0,031	Holz (Eiche)	0,57
Gold	0,031	Holz (Fichte)	0,65
Konstantan	0,098	Holzkohle	0,20
Kupfer	0,094	Koks	0,20
Messing	0,092	Marmor, Kalkstein	0,21
Nickel	0,11	Sandstein	0,22
Platin	0,032	Schlacke	0,18
Quecksilber	0,033	Steinkohle	0,31
Eisen und Stahl	0,115	Ziegelsteine	0,22
Silber	0,056		
Zink	0,094	Äther	0,54
Zinn	0,056	Alkohol	0,58
		Benzol	0,40
Asche	0,20	Maschinenöl	0,40
Beton	0,27	Olivenöl	0,40
Eis	0,50	Petroleum	0,50
Gips	0,20	Schweflige Säure	0,32
Glas	0,20	Terpentinöl	0,42

3. Spezifische Gewichte fester und flüssiger Körper.

Unter spez. Gewicht versteht man das Gewicht eines cldcm
in kg.

Tabelle 24.

Spezifische Gewichte von festen Körpern.

Aluminium(chem.rein)	2,6	Gips gebrannt	1,81
Asbest	2,1—2,8	Glas — Flaschen —	2,60
Baumwolle (lufttrock.)	1,47—1,50	Gold	19,33
Beton	1,8—2,45	Granit	2,51—3,05
Blei	11,25—11,37	Graphit	1,9—2,3
Braunkohle	1,2—1,5	Gußeisen	7,25
Briketts	1,25	Holz (lufttrocken)	
Bronze (79—14% Zinn)	7,4—8,9	Eiche	0,69—1,03
Schamottesteine	1,85	Erle	0,42—0,68
Eis	0,88—0,92	Fichte	0,35—0,60
Erde, trocken ge-		Kiefer	0,31—0,76
stampft	1,6—1,9	Pappel	0,39—0,59
Fluß Eisen	7,85	Rotbuche	0,66—0,83
Flußstahl	7,86	Tanne	0,37—0,75

Holzkohle	0,40	Platin, gehämmert.	21,3—21,5
Kalk, gebrannter gesch.	0,9—1,3	Sand, fein und trocken	1,40—1,65
Kalk, gelöschter	1,15—1,25	fein und feucht	1,90—2,05
Kies, trocken	1,8	grob	1,4—1,5
naß	2,0	Sandstein	2,2—2,5
Koks in Stück.	1,40	Schweißeisen	7,80
Kork	0,24	Silber, gegossen	10,42—10,53
Kunstsandstein	2,00—2,10	Stahl	7,85—7,87
Kupfer, gegossen	8,8	Steinkohle im Stück	1,2—1,5
gehämmert	8,9—9,0	Torf (Erdtorf).	0,64
Lehm, trocken	1,50—1,60	Ziegel (gewöhnlicher)	1,4—1,60
Marmor, gewöhnlicher	2,52—2,85	Ziegelmauerwerk	
Messing, gewalzt	8,52—8,62	trocken	1,42—1,46
gegossen	8,40—8,70	volles, frisches	1,57—1,63
Nickel	8,9—9,2	Zink, gegossen	6,86
Papier	0,7—1,15	Zinn, gegossen	7,2

Tabelle 25

Gewichte geschichteter Körper.

1 cbm wiegt kg

Braunkohlen, luft-		Kohlen, Ruhr	800—860
trocken und stückig.	650—780	Koks, Gas	360—470
Buchenholz in Scheiten	400	Zechen	380—530
Eichenholz „ „	420	Mörtel, Kalk und Sand	1700—1800
Fichtenholz „ „	320	Sand, Lehm, Erde,	
Holzkohlen von wei-		trocken	1600
chem Holz	150	naß	2000
Holzkohlen von hartem		Schnee, frisch gefallen.	80—190
Holz	220	feucht und wässerig	200—800
Kohlen,		Torf, lufttrocken	325—410
Zwickauer	770—800	feucht	550—650
oberschlesische	760—800	Ziegelsteine, gewöhnl.	1375—1500
niederschlesische	820—870	Klinker	1600—1800
Saar	720—800		

Tabelle 26.

Spezifische Gewichte von Flüssigkeiten,

d. h. Gewicht eines Liter in kg.

bei °C

Äther	0,74	0
Alkohol, wasserfrei	0,79	15
Benzin.	0,68—0,70	15
Glyzerin, wasserfrei	1,26	0
Kalilauge (31 %)	1,30	15
„ (63 %)	1,70	15

Leinöl	0,94	15
Mineralschmieröl	0,90—0,93	20
Naphtha	0,76	19
Petroleum, Leucht-	0,80—0,82	15
Quecksilber	13,596	0
Salzsäure (40 % HCl)	1,20	15
Schwefelsäure (87 % H ₂ SO ₄)	1,80	—
Teer, Steinkohlen-	1,20	—
Terpentinöl	0,87	16

4. Verdampfungswärme.

Die Verdampfungswärme r einer Flüssigkeit ist die Anzahl WE, die verbraucht werden, um 1 kg Flüssigkeit entgegen dem unveränderlichen äußeren Drucke in Dampf gleicher Temperatur zu verwandeln; dieselbe Wärmemenge wird frei, wenn der Dampf kondensiert; r ist abhängig von der Temperatur, bei welcher die Verdampfung stattfindet.

Tabelle 27.

Verdampfungswärme bei 760 mm Quecks.

Äther	90	Schwefel	362
Alkohol	210	Quecksilber	68
Benzol	94	Wasser	539

5. Längen-Ausdehnung fester Körper durch die Wärme.

Unter Längenausdehnungszahl $\beta = \frac{1}{l} \frac{dl}{dt}$ eines festen Körpers wird die Zunahme der Längeneinheit des Körpers bei 1° Temperaturerhöhung verstanden.

Tabelle 28.

Längenausdehnung in mm auf 1 m Länge bei Erwärmung um 100°.

Aluminium	2,3	Nickel	1,3
Bronze	1,8	Zink	2,9
Eisen und Stahl	1,1	Zinn	2,3
Konstantan	1,5	Zement (Beton)	1,4
Kupfer	1,7	Glas	0,6—0,9
Messing	1,9	Holz, längss.	0,3—0,9

6. Schmelz- oder Gefrierpunkte verschiedener Stoffe

bei 760 mm.

Tabelle 29.

	°C		°C
Platin	1720	Antimon	430
Porzellan	1550	Zink	419
Schweiß Eisen	1500—1600	Blei	327
Nickel	1470	Wismut	269
Fluß Eisen	1350—1450	Zinn	232
Stahl	1300—1400	Schwefel	115
Gußeisen, graues	1200	Paraffin	54
weißes	1100	Phosphor	44
Glas	800—1400	Benzol	5
Kupfer	1084	Kochsalzlösung, gesätt.	—18
Silber	961	Glycerin	—20
Messing	900	Quecksilber	—39
Bronze	900	Alkohol, absoluter	—100
Aluminium	657	Äther	—118

Der genauen Schmelzpunkte wegen können einige Stoffe auch zum Bestimmen von Gastemperaturen benutzt werden, indem man „Schmelzblättchen“ davon herstellt und sie in den Gasstrom einhängt.

4. Die Verbrennungsluftmenge.**a) Die Verbrennungsluftmenge, berechnet aus der Zusammensetzung des Brennstoffs bei vollkommener Verbrennung (ohne Luftüberschuß).**

Mit Hilfe der im Abschnitt 3 entwickelten Beziehungen kann also der Sauerstoffbedarf eines kg (cbm) Brennstoffes, der aus den Einzelbestandteilen C, H, S, O, N in kg (cbm) besteht, berechnet werden, unter Berücksichtigung, daß der bereits in der Kohle vorhandene Sauerstoff abzuziehen ist:

$$\text{Sauerstoffbedarf kg} = 2,667 C + 8 H + S - O$$

nach den Angaben aus Tabelle 15, Spalte 4; oder da 0,232 kg Sauerstoff in 1 kg Luft enthalten sind, wird der Luftbedarf eines kg Brennstoffes in kg

$$L_{\text{kg}} = \frac{2,667 C + 8 H + S - O}{0,232}, \dots \dots \dots 16)$$

bezogen auf trockene Luft. Da 1 cbm trockene Luft bei 0° und

760 mm ein Gewicht von 1,293 kg besitzt, so errechnet sich der Luftbedarf in $\text{cbm } \frac{0}{760}$ zu

$$L_{\text{cbm } \frac{0}{760}} = \frac{2,667 C + 8 H + S - O}{0,30} \dots 16a)$$

oder wenn man die Luftmenge für 15° C und $1 \text{ atm} = 736 \text{ mm}$ ermittelt, wie sie ja ungefähr den wirklichen Verhältnissen entspricht, ergibt sich der Luftbedarf in cbm zu:

$$L_{\text{cbm } \frac{15}{736}} = \frac{2,667 C + 8 H + S - O}{0,275} \dots 16b)$$

in cbm von 15° und 736 mm ; bei v fachem Luftüberschusse ist dann die wirklich verbrauchte Luftmenge gleich $v \cdot L$.

Alles gilt unter der Voraussetzung, daß wirklich aller Brennstoff zum Verbrennen gelangt, sonst ist für den Teil der Kohle, der mit den Herdrückständen unverbrannt abgeht, ein entsprechender Abschlag zu machen; es wäre dann, wenn die Asche pro 1 kg Brennstoff C_a kg Kohlenstoff, H_a kg Wasserstoff, S_a kg Schwefel, O_a kg Sauerstoff enthält, in die Formel einzusetzen $(C - C_a)$ an Stelle von C , usw., Außerdem ist vollkommene Verbrennung vorausgesetzt. In Wirklichkeit liegen auch die Verhältnisse so, daß vollkommene Verbrennung der Kohle zu CO_2 und HO_2 fast nie auftritt, und wenn ja, dann nur während kurzer Zeiträume; bei Handfeuerung immer erst, nachdem die frisch aufgeworfene Kohle den Vergasungsprozeß durchgemacht hat und dann auch nur bei schwächer angestregten Rosten. Heute wo der Kesselbetrieb meist angestrengt zu arbeiten hat, werden sich fast immer kleinere Beträge von nicht vollkommen verbrannten Gasen finden, und zwar in erster Linie Kohlenoxyd CO und dann Methan CH_4 , auch geringe Mengen schwerer Kohlenwasserstoffe. Es wird also die Ermittlung des Luftbedarfes eine Änderung zu erfahren haben, ebenso wie die Berechnung des Luftüberschusses. Dazu bleibt nur der Weg über die genaue Gasanalyse, bzw. wenn man die Verhältnisse einigermaßen genau kennt, die Schätzung; später sollen einige solcher Analysen aufgeführt werden, die man der Schätzung zugrunde legen kann.

Beispiel 3:

Für eine deutsche Braunkohle von

$$\begin{aligned} C &= 29,0 \% ; H = 2,7 \% ; O + N = 7,5 \% ; S = 1,3 \% ; \text{Wasser} \\ &= 53,0 \% ; \text{Asche} = 6,5 \% \end{aligned}$$

ergibt sich die erforderliche Verbrennungsluftmenge in kg für 1 kg Kohle zu

$$L_{\text{kg}} = \frac{2,667 \cdot 0,29 + 8 \cdot 0,027 + 0,013 - 0,075}{0,232} = 3,99 \text{ kg}$$

und der Luftbedarf in cbm von 15° und 1 atm für 1 kg Kohle zu

$$L_{\text{cbm}} = \frac{2,667 \cdot 0,29 + 8 \cdot 0,027 + 0,013 - 0,075}{0,275} = 3,37 \text{ cbm}$$

b) Die Verbrennungsluftmenge, berechnet aus der Gasanalyse, mit Luftüberschuß auch bei unvollkommener Verbrennung.

Es sei mit Hilfe des Orsatapparates mit Verbrennungskapillare, oder auf andere Methode, eine genaue Analyse aufgestellt worden.

Die trockenen Rauchgase enthalten in Volumen-Prozent:

Kohlensäure	CO ₂	% = k ₁
Schweflige Säure	SO ₂	% = so ₂
Kohlenoxyd	CO	% = k ₂
Methan	CH ₄	% = ch ₄
Wasserstoff	H	% = h
Stickstoff	N	% = n
Sauerstoff	O	% = o
Kohlenstoff des Russes pro 1 cbm Gase in Gramm	R	% = R

Der Brennstoff enthalte pro 1 kg:

Kohlenstoff	C	Gewichtsprocente
Wasserstoff	H	„
Sauerstoff	O	„
Stickstoff	N	„
Schwefel	S	„

In der Asche seien enthalten pro 1 kg ursprünglichen Brennstoff:

Kohlenstoff	C _a	Gewichtsprocente
Wasserstoff	H _a	„

Sauerstoff	O_a	Gewichtsprocente
Stickstoff	N_a	„
Schwefel	S_a	„

Es gehen also von dem ursprünglichen Brennstoffe gewisse Beträge ab, so daß der wirklich verfeuerte Brennstoff enthält pro 1 kg ursprüngliche Kohle gerechnet:

Kohlenstoff C — C_a	= C'	Gewichtsprocente
Wasserstoff H — H_a	= H'	„
Sauerstoff O — O_a	= O'	„
Stickstoff N — N_a	= N'	„
Schwefel S — S_a	= S'	„

Ferner bedeute $K = 1,865$ C.

Dann ergibt sich die tatsächlich verbrauchte trockene Verbrennungsluft pro 1 kg auf das Feuer gelangten Brennstoffs, bezogen auf 0° und 760 mm, wenn die Luft 20,9 Raumteile Sauerstoff u. 79,1 Teile Stickstoff enthält, genau gerechnet ¹⁾ zu :

$$L_{cbm} \%_{00} = \frac{100}{79,1} \left(\frac{C'}{0,536 \left(k_1 + k_2 + ch_4 + \frac{R}{5,36} \right)} \cdot \frac{n}{100} - \frac{N'}{100 \cdot s_n} \right) \quad 17)$$

darin bedeutet $s_n = 1,25$ das spez. Gewicht von Stickstoff, und es ist die schwefelige Säure, die ja zugleich mit der CO_2 ermittelt wird und so gering ist bei normalem Schwefelgehalte, daß sie CO_2 praktisch nicht beeinflusst, in CO_2 enthalten.

Je nachdem, wie weit man die Analyse ausgedehnt hat, werden die Werte dafür in die genaue Formel eingesetzt und man nähert sich also mit der Genauigkeit der Analyse der wirklich verbrauchten Luftmenge. Die Formel diene auch als Grundlage für die Berechnung des Luftüberschusses (§ 6).

Beispiel 4: Es sei z. B. verbrannt worden eine Ruhrkohle von	
C = 81,32 Gew. %;	es blieben zurück in d. Herdrückständen
H = 4,34 „	nach Analyse 28,46 % C.
Asche = 5,71 „	Die Analyse ergab $k_1 = 11,30$ Vol %
Wasser = 2,38 „	$k_2 = 1,01$ „
O = 3,76 „	O = 7,36 „
N = 1,52 „	n = 80,33
	R = 1,2 gr/cbm

¹⁾ Hassenstein, Zeitschr. f. Dampfkessel und Maschinenbetrieb 1910, S. 313 ff.

Demnach wird $C' = 81,32 - 0,057 \times 28,46 = 79,70$ Gew. %
 N sei = N' gesetzt

verbrauchte Luftmenge $L_{\text{cbm} \frac{\%}{100}} =$

$$= \frac{100}{79,1} \left(\frac{79,70}{0,536 \left(11,30 + 1,01 + \frac{1 \cdot 2}{5,36} \right)} \cdot \frac{80,33}{100} - \frac{1,52}{100 \cdot 1,25} \right)$$

$$= 1,265 (11,85 \cdot 0,8033 - 0,012) = 12,03 \text{ cbm}$$

Der Luftüberschuß war dabei nach S. 72

$$v = 0,235 \cdot \frac{80,33}{11,30 + 1,01 + \frac{1,2}{5,36}} = 1,50 \text{ fach}$$

5. Die Verbrennungsgasmenge in kg und cbm.

a) Vollkommene Verbrennung.

Die Berechnung der Verbrennungsgasmenge führt man am besten nach der im allgemeinen Teile angegebenen Rechnungsweise aus bzw. in Tabellenform nach S. 36, falls die Zusammensetzung des betreffenden Brennstoffes bekannt ist; für viele in Betracht kommende Fälle der Praxis ermittelt man sie genau genug unter Zugrundelegung mittlerer Kohlensorten nach Tab. 9, in welcher sich die Verbrennungsgasmengen, in kg und cbm bezogen auf 1 kg Kohle, ohne Luftüberschuß finden.

Bei vollkommener Verbrennung von 1 kg Brennstoff mit L kg Verbrennungsluft entstehen

$$G_{\text{kg}} = (1 + L) - A \dots \dots \dots 18)$$

kg Verbrennungsgase, wobei A das Gewicht der Asche pro 1 kg Brennstoff bedeutet. Also für das Beispiel auf S. 58 ist

$$G = 1 + 3,99 - 0,065 = 4,93 \text{ kg pro 1 kg Kohle}$$

Die bei Verbrennung von 1 kg Brennstoff entstehende theoret. Verbrennungsgasmenge ergibt sich mit Hilfe folgender Überlegung, nach Tabelle 15, Spalte 6 und 10:

- 1 kg Kohlenstoff C benötigt zur Verbrennung 11,50 kg Luft und erzeugt 12,5 kg Gase,
- 1 kg Wasserstoff H benötigt zur Verbrennung 34,48 kg Luft und erzeugt 35,48 kg Gase,
- 1 kg Schwefel S benötigt zur Verbrennung 4,31 kg Luft und erzeugt 5,31 kg Gase.

Demnach wird die theoret. Verbrennungsgasmenge in kg ohne Luftüberschuß

$$G_{kg} = 12,5 C + 35,48 \left(H - \frac{O}{8} \right) + 5,31 S + W + N \quad 19)$$

wenn in 1 kg Kohle enthalten sind C kg Kohlenstoff, H kg Wasserstoff usw. Bei Rechnungen mit Kohle pflegt man N und O zusammenzufassen und als O zu behandeln, ohne einen wesentlichen Fehler zu begehen.

Über den Rechnungsgang in Tabellenform vgl. S. 36.

Aus der gleichen Überlegung (vgl. Tab. 15, Spalte 11) folgt die theoret. Verbrennungsgasmenge in cbm $\frac{0}{760}$ von 1 kg Brennstoff, ohne Luftüberschuß

$$G_{cbm} = 8,88 C + 32,28 \left(H - \frac{O}{8} \right) + 1,243 W + 0,797 N \quad 17a)$$

für eine Temperatur von t^0 ist dann entsprechend

$$G_t = G_{cbm} \cdot \frac{273 + t}{273}$$

In der Praxis tritt der Verbrennungsvorgang mit der gerade zur vollkommenen theoretischen Verbrennung erforderlichen Luftmenge nicht auf, sondern es zieht stets mehr Luft durch die Feuerung; es wird mit „Luftüberschuß“ gearbeitet.

Unter Benutzung einer Gasanalyse verfährt man dann zwecks Ermittlung der Verbrennungsgasmenge folgendermaßen:

Nach Seite 35 verbrennt 1 kg Kohlenstoff mit 1,865 cbm Sauerstoff zu 1,865 cbm Kohlensäure, also ergeben C kg Kohlenstoff dementsprechend $1,865 \cdot C$ cbm Kohlensäure $= a \cdot \frac{k}{100}$ wenn pro 1 kg Brennstoff a cbm trockene Gase entstehen; also

$$a = \frac{1,865 \cdot C}{k}.$$

Ferner entsteht bei der Verbrennung von 1 kg Brennstoff $1,865 \cdot C \cdot n/k$ cbm Stickstoff, $1,865 \cdot C \cdot o/k$ cbm Sauerstoff, $1,865 \cdot C \cdot \frac{SO_2}{k}$ cbm schweflige Säure.

Der Brennstoff enthielt aber noch Wasserstoff H, der zu Wasser (9 H in kg) verbrennt und Wasser W.

Das Gewicht eines cbm H_2O Dampfes von $0^\circ C$ und 760 mm ist 0,804 kg, so daß sich eine Wassermenge von $9H + W$ in kg oder von $\frac{9H + W}{0,804}$ in cbm ergibt.

Damit lassen sich folgende Beziehungen aufstellen:

Annahme einer vollkommenen Verbrennung des gesamten Brennstoffes.

Vorausgesetzt ist die Kenntnis des CO_2 -Gehaltes der Gase k in Vol % und des Kohlenstoffgehaltes C des Brennstoffes in Gew. %.

Die Verbrennungsgase enthalten nur CO_2 , O , N , SO_2

Es errechnet sich dann die gesamte wirkliche Verbrennungsgasmenge mit Luftüberschuß in cbm $\frac{0}{760}$ pro 1 kg Brennstoff zu:

$$G_{cbm} = \frac{1,865 \cdot C}{k} + \frac{9H + W}{0,804} \dots \dots 20)$$

Darin sind C , H , W in kg pro 1 kg Kohle ausgedrückt und k in cbm pro 1 cbm Gas (siehe Beispiel 14, S. 110). (C und k können auch in % eingesetzt werden).

Wünscht man die Verbrennungsgasmenge in kg ausgedrückt zu erfahren, so muß man die Einzelbestandteile der Verbrennungsgase in cbm mit den jeweiligen spezifischen Gewichten multiplizieren, so daß man erhält:

$$G_{kg} = 1,865 \cdot 1,965 C + 1,865 \cdot 1,432 C \cdot \frac{0}{k} +$$

$$+ 1,865 \cdot 1,254 C \frac{n}{k} + 1,865 \cdot 2,86 C \cdot \frac{SO_2}{k} + 9H + W =$$

$$= \text{Gasmenge in kg}$$

oder wenn man $1,865 \cdot C = K$ setzt und die schwefl. Säure als sehr geringfügig außer acht läßt:

$$G_{kg} = 3,667 \cdot C + 1,432 K \frac{0}{k} + 1,254 K \frac{n}{k} + 9H + W \quad 20a)$$

Soll der Aschendurchfall berücksichtigt werden, so ist in den Formeln, entsprechend den Beziehungen auf S. 60 überall statt

C, H, S, K, einzusetzen C' H' S' K' , und zwar ebenfalls in kg pro 1 kg Brennstoff; o, n, k sind in Raumprozenten Sauerstoff, Stickstoff und Kohlensäure aus der Gasanalyse ausgedrückt.

b) Unvollkommene Verbrennung.

In obigen Formeln ist das Volumen der schwefligen Säure als sehr gering zum Gesamtvolumen der Heizgase (unter $\frac{1}{8}\%$) vernachlässigt, ebenso die Wasserdampfmenge, die in der Verbrennungsluft enthalten ist; auch sind die Formeln ganz streng genommen nur richtig, wenn keine Kohlenoxydbildung und Methanbildung eintritt, weil sonst, da nach Tabelle 13 zur CO-Bildung nur die halbe Luftmenge nötig ist wie zur CO₂-Bildung, die Endsumme etwas zu groß berechnet wird. Doch tritt bei einem rationellen Feuerungsbetriebe, und um einen solchen kann es sich allein handeln, weil sonst die später erwähnten Gegenmaßregeln getroffen werden müssen, die CO (und CH₄) Bildung nur in sehr geringen Grenzen — etwa bis 0,6% — auf, so daß der Fehler bei 0,6% CO in den Abgasen nur noch etwa die Hälfte davon (Tabelle 15, Spalte 10 und 11), also 0,3% beträgt; durch Methanbildung wird er noch etwas vergrößert.

Außerdem ist noch eine Vernachlässigung begangen. Da auf dem Roste stets ein kleiner Betrag Kohle als Durchfall in die Asche und eingeschlossen in die Schlacke verloren geht, so ist für diesen Betrag keine Verbrennungsluft aufgewendet worden; daher ist die errechnete Gasmenge ein wenig zu groß. Will man diesen Betrag berücksichtigen, so muß man die gesamte durch den Rost gefallene Asche und Schlacke eines Versuches wiegen und den darin enthaltenen Betrag an Verbrennlichem. $C_a + H_a$, der auf 1 kg verfeuerte Kohle entfällt, bestimmen. Dieser Wert in kg ist dann in den Formeln 16—20 überall von dem Werte C in Abzug zu bringen.

Die errechnete Gasmenge wird also kleiner in Wirklichkeit als bei Rechnung nach Formeln 18—20 bei Annahme von vollkommener Verbrennung. Ist z. B. in den Rückständen von Steinkohle, bezogen auf die Kohlenmenge, 2 bis 3% Verbrennliches enthalten, so wird bei Berücksichtigung dieses Umstandes das Gasvolumen um 3 bis 4% kleiner¹⁾. Man kann also, falls

¹⁾ Vgl. Zahlenbeispiele nach Dosch, Zeitschr. f. Dampfkessel u. Maschinenbetrieb 1910, S. 2.

genaue Werte für die Verluste an Verbrennlichem in der Asche nicht zur Verfügung stehen, von den nach Formeln 16—20 erhaltenen Werten etwa einen Betrag von 4 % in Abzug bringen, auch schon in Rücksicht auf die Bildung von etwas Ruß in den Verbrennungsgasen.

Diesen Erwägungen trägt die nachstehende genaue Formel Rücksicht, welche von dem Vorhandensein von CO, CH₄ und Ruß in den Verbrennungsgasen ausgeht, nach Abzug des Verlustes an Kohlenstoff durch den Aschenfall. 1 kg Brennstoff erzeugt bei unvollkommener Verbrennung eine Gasmenge, bezogen auf 0° und 760 mm.

$$G_{\text{cbm } \%_{760}} = \frac{C'}{0,536 \left(k_1 + k_2 + c h_4 + \frac{R}{5,36} \right)} + \frac{9 H' + W}{0,804} \quad 21)$$

darin ist der erste Teil die trockene Gasmenge, der 2. Teil der Wasserdampf, der bei der Analyse verschwindet. Zur Anwendung dieser Formel ist die Kenntnis der Gaszusammensetzung notwendig, eventuell eine Schätzung von CO oder CH₄ nach der später auf S. 81 erörterten Methode.

[Die Ableitung dieser Formel ergibt sich aus folgender Überlegung: 1 kg Brennstoff entwickelt G cbm trockene Gase (^{0/760}), und 1 kg Kohlenstoff bei vollkommener Verbrennung 1,865 cbm CO₂; C' kg Kohlenstoff entwickeln demnach $1,865 C' = G \frac{k_1}{100}$ cbm CO₂.

Nun wird aber bei Verbrennung von Kohlenstoff nach Tabelle 13 die gleiche Gasmenge entwickelt, gleichgültig ob C zu CO₂, CO oder CH₄ verbrennt, d. h. also wenn unvollkommene Verbrennung eintritt. Sind nun pro 1 cbm Gas noch R gramm Kohlenstoff im Ruß enthalten, in G cbm Gas also R₄ · G gramm od. $\frac{R \cdot G}{1000}$ kg, so wird die Gasmenge pro 1 kg Kohle, da ja der Kohlenstoff des Russes von dem wirklich zur Verbrennung gelangten Kohlenstoff C' abzuziehen ist:

$$1,865 \left(C' - G \frac{R}{1000} \right) = G \left(\frac{k_1}{100} + \frac{k_2}{100} + \frac{c h_4}{100} \right)$$

oder

$$1,865 C' = G \left(\frac{k_1}{100} + \frac{k_2}{100} + \frac{c h_4}{100} + \frac{1,865 \cdot R}{1000} \right)$$

Demnach, wenn man beide Seiten mit 100 multipliziert und somit C' in Gewichtsprozenten ausgedrückt erhält, wird

$$G_{\%m} = \frac{C'}{0,536 \left(k_1 + k_2 + c h_4 + \frac{R}{5,36} \right)}$$

Die Verbrennung des Schwefels ist als sehr geringfügig dabei außer acht gelassen; überdies ist die entstehende schweflige Säure bereits zugleich mit Kohlensäure absorbiert in der Kalilauge, also schon in k_1 enthalten¹⁾].

c) Näherungsweise Berechnung des trockenen Gasvolumens und Gasgewichtes aus dem Heizwert der Kohlen.²⁾

Geht man davon aus, daß der Hauptbestandteil an brennbarer Substanz in der Kohle der Kohlenstoff ist, so berechnet sich das erzeugte trockene Gasvolumen in cbm wie folgt: 1 kg Kohlenstoff erzeugt beim Verbrennen 8100 WE; also wird der Heizwert der Kohle $H = 8100 C$, wenn 1 kg Kohle C kg Kohlenstoff enthält; setzt man diesen Wert in die Formel 20 für die Gasmenge

$$G_{cbm} = \frac{1,865 \cdot C}{k}$$

ein, worin k die % Kohlensäure und C die % Kohlenstoff bedeuten, so ergibt sich: $G_{cbm} \cdot \frac{1,865 \cdot H}{8100 \cdot k}$.

Berücksichtigt man, daß andererseits die bekannte Formel besteht für den Luftüberschuß v bei vollkommener Verbrennung (S. 73) $v = \frac{(k_s)_m}{k}$ und setzt $k = \frac{(k_s)_m}{v}$ ein in obige Formel, so erhält man

$$G_{cbm} = \frac{1,865}{8100} \cdot \frac{H \cdot v}{(k_s)_m}$$

¹⁾ Hierin ist die in der Verbrennungsluft enthaltene Feuchtigkeit nicht berücksichtigt, ebenso nicht, daß etwa in den Abgasen noch vorhandener, also nicht verbrannter Wasserstoff (in freiem oder chemisch gebundenem Zustande) sich nicht an der Bildung von Verbrennungswasser beteiligt hat. Beide Umstände haben entgegengesetzte Wirkung.

²⁾ Nach den Ausführungen von Dosch: Zeitschr. f. Dampfkessel und Maschinenbetrieb 1910, S. 1 ff.

Da hier reiner Kohlenstoff zur Verbrennung gelangt, so ist $(k_s)_m = 21,0$; dies ergibt also

$$G_{cbm} = \frac{1,1 \cdot H \cdot v}{1000} \dots \dots \dots 22)$$

bezogen auf $\%_{760}$.

Damit errechnet sich folgende Tabelle, die für Kohlen von verschiedenen Heizwerten die wasserdampffreie Gasmenge, bezogen auf 0° und 760 mm, bei verschiedenem Luftüberschusse enthält.

Tabelle 30.

Wasserdampffreie Verbrennungsgase in cbm $\%_{760}$ von 1 kg Kohle bei verschiedenen Heizwerten, bei verschiedenem Luftüberschusse v, gültig für vollkommene Verbrennung.

Heizwert der Kohle WE	Wasserdampffreie Verbrennungsgase in cbm $\%_{760}$ für v						
	1.0	1.25	1.50	1.75	2.0	2.5	3.0
2000	2,2	2,75	3,3	3,8	4,4	5,5	6,6
2500	2,75	3,44	4,1	4,8	5,5	6,9	8,25
3000	3,3	4,1	4,9	5,8	6,6	8,3	9,9
3500	3,85	4,8	5,8	6,7	7,7	9,6	11,5
4000	4,4	5,5	6,6	7,7	8,8	11,0	13,2
4500	4,95	6,2	7,4	8,7	9,9	12,4	14,8
5000	5,5	6,9	8,4	9,6	11,0	13,7	16,5
5500	6,05	7,6	9,1	10,6	12,1	15,1	18,1
6000	6,6	8,2	9,9	11,5	13,2	16,5	19,8
6500	7,15	8,9	10,7	12,5	14,3	17,8	21,4
7000	7,7	9,6	11,5	13,5	15,4	19,2	23,1
7500	8,25	10,3	12,4	14,3	16,5	20,6	24,7

Gasmenge in kg durch Multiplikation mit dem spez. Gewichte 1,33 bis 1,37 erhältlich.

Da nahezu stets bei der Verbrennung kleine Beträge von unverbrannten Gasen (0,2 bis 0,5 %) sich vorfinden, etwas Ruß sich abscheidet und etwas Kohle unverbrannt durch den Aschenfall gelangt (1 bis 3 % der Kohle), so trägt man diesen Umständen, die auf kleinere Gasmengen hinarbeiten, als berechnet, dadurch Rechnung, daß man die in der Tabelle 3) stehenden Zahlen mit 0,95 multipliziert. Man erhält dann gute Näherungswerte.

Die Gasmengen in kg erhält man aus dieser Tabelle durch Multiplikation mit dem spezif. Gewichte 1,33 bis 1,37.

In dem nebenstehenden Diagramm Abb. 9 sind diese Zahlen verarbeitet, und zwar ist der Heizwert der Kohle als Wagrechte, das Gasvolumen (trockenes Gas) von 0°/760 mm das bei Verbrennung von 1 kg Brennstoff entsteht, als Senkrechte aufgetragen; die schrägen Strahlen geben die Gasvolumina bei verschiedenem Luft-

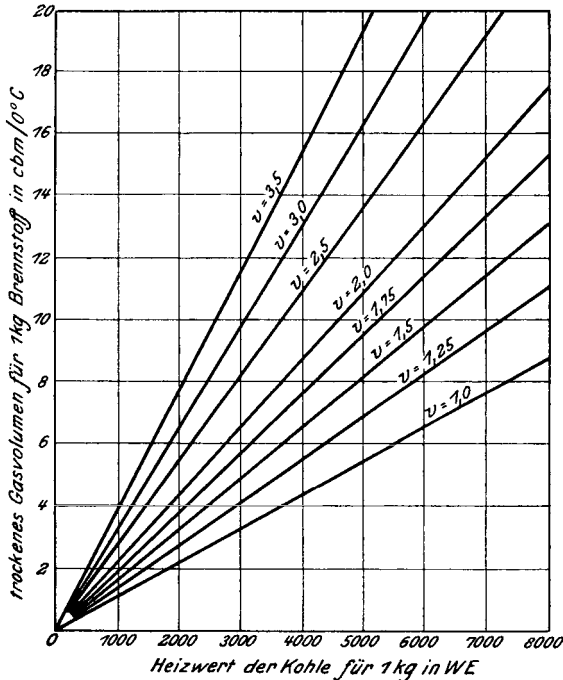


Abb. 9. Trockenes Gasvolumen für 1 kg Brennstoff in Beziehung zum Heizwerte der Kohle und zum Luftüberschusse v .

überschusse an. Das Diagramm ist gut verwertbar, wenn man für eine in ihrer Zusammensetzung unbekannte Kohle, von der man allein den Heizwert kennt, irgendeine Überschlagsrechnung anstellen will; nur ist dabei im Auge zu behalten, daß die Gase trocken eingesetzt sind, daß also das Volumen des Wasserdampfes nicht darin enthalten ist. Man müßte also $\frac{9H + W}{0,804}$ nach Formel

20 hinzufügen.

Man kann übrigens auch die Werte für die Gasvolumina aus Tabelle 9 entnehmen, in der sie für eine Zahl mittlerer Kohlen für den trockenen und wasserdampfhaltigen Zustand der Verbrennungsgase ausgerechnet sind. Für Berechnungen von Schornsteinen, Wärmeübergängen, überhaupt in allen Fällen, wo die Gesamtgasmenge in Rücksicht zu ziehen ist, müssen natürlich die Volumina bzw. Gewichte der wasserdampfhaltigen Gase in Rechnung gesetzt werden.

6. Der Luftüberschuß.

a) Vollkommene Verbrennung.

Wie schon erwähnt, muß jede Feuerung mit einer größeren Luftmenge arbeiten, als zur vollkommenen Verbrennung notwendig wäre, weil sonst nicht jedes Kohleteilchen die erforderliche Sauerstoffmenge erhält, sondern infolge der verschiedenen Dichtigkeit der Brennschichtlagerung (vgl. S. 20—24), des stets etwas verschiedenen Abbrandes auf dem Roste usw. an der einen Roststelle mehr Luft hindurchziehen würde, während an einer anderen die nötige Luft fehlte und daher Kohlenoxydbildungen eintreten würden. Desgleichen bedarf die nach jedem Aufwerfen einsetzende größere Gasentwicklung einer größeren Luftmenge, als die Kohle im Mittel verbraucht. Es wird daher mit Luftüberschuß gearbeitet.

Infolge dieses Luftüberschusses wird naturgemäß nicht der maximale Kohlensäuregehalt $(k_s)_m$ (z. B. für sächs. Steinkohle = 18,9 %) erreicht, der in Tabelle 9, Spalte 14, S. 28 angegeben ist, wie er für vollkommene Verbrennung mit der theoretisch gerade notwendigen Luftmenge erhalten wird. Vielmehr sind bei der gewöhnlichen Verbrennung die Gase verdünnt durch den überschüssigen Sauerstoff, der nicht verwendet wurde, und die größere Beimengung von Stickstoff. Der Kohlensäuregehalt der Verbrennungsgase, obgleich er bei vollständiger Verbrennung der Menge nach derselbe geblieben ist, erscheint demnach ebenfalls verdünnt und ist, in % ausgedrückt, geringer geworden.

Wieviel überschüssige Luft durch die Feuerung gezogen wurde, oder mit anderen Worten, wie hoch das Vielfache der theoretisch erforderlichen Verbrennungsluft ist, darüber gibt die Gasanalyse

Aufschluß, bei der man CO_2 , O_2 , eventuell CO und CH_4 bestimmt hat.

Bedeutet nun v das Vielfache der theoretisch erforderlichen Verbrennungsluftmenge, so ist v ermittelbar aus

$$v = \frac{21}{21 - 79 \frac{o}{n}} \quad \text{oder} \quad v = \frac{21}{21 - o} \quad \dots \quad 23)$$

wenn die Gasanalyse ergeben hat k Raumprocente Kohlensäure, o Raumprocente Sauerstoff und n Raumprocente Stickstoff.

Die Ableitung dieser Formeln ergibt sich aus folgender Überlegung: Die atmosphärische Luft enthält 79,1 Volumenteile Stickstoff, 20,9 Vol.-Teile Sauerstoff. Der Luftüberschuß ist das Verhältnis von $\frac{\text{tatsächlich verbrauchte Luft (trocken)}}{\text{theoretisch erforderliche Luft (trocken)}} = v$ und zwar bezogen auf 1 kg Brennstoff.

Es ist nun L = Luftmenge, die wirklich in die Feuerung eingeführt wurde = $O + N$

L = Luftmenge, die wirklich verbraucht wurde = $O' + N'$

l = „ die nicht verbraucht wurde = $o + n$

dann gilt

$$O = \frac{20,9}{79,1} N; \quad O' = \frac{20,9}{79,1} N'; \quad o = \frac{20,9}{79,1} n'$$

es ist:

$$v = \frac{O + N}{O' + N'} = \frac{O + \frac{79,1}{20,9} \cdot O}{O' + \frac{79,1}{20,9} \cdot O'} = \frac{O}{O'} = \frac{O}{O - o};$$

oder wenn man alles auf 100 Teile bezieht:

$$v = \frac{20,9}{20,9 - o} = \frac{21}{21 - o}$$

Die Sauerstoffwerte in den Rauchgasen sind völlig unabhängig von der Zusammensetzung des Brennstoffes¹⁾.

¹⁾ Vgl. auch Zeitschr. f. Dampfkessel u. Maschinenbetrieb 1912, Mohr, S. 271.

Nötig ist zur Ermittlung von v nur eine Analyse der Verbrennungsgase auf Sauerstoff oder Kohlensäure; denn da beide in einer bestimmten Beziehung stehen, so kann man bei Kenntnis des einen Wertes den anderen aus Diagramm 11 oder 13 entnehmen (vgl. S. 75 und 83).

Da also nach den Formeln Nr. 23 der Sauerstoffgehalt der Verbrennungsgase stets in bestimmter Beziehung zum Luftüberschusse steht, so kann man die Formel benutzen, um diese Beziehungen in einem Diagramm aufzuzeichnen. In Abb. 10 bedeutet

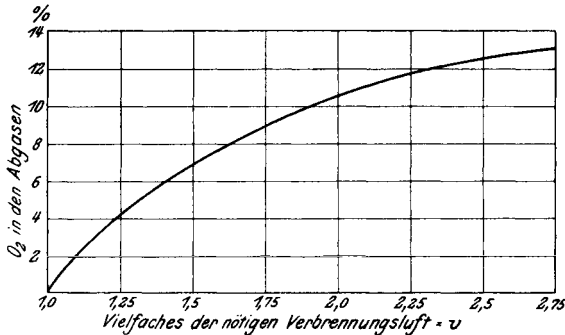


Abb. 10. Vielfaches, der nötigen Verbrennungsluft und Sauerstoffgehalt der Verbrennungsgase.

die Senkrechte die Prozente O_2 in den Abgasen, und die wagrechte Linie das Vielfache der Verbrennungsluft = v . Dieses Diagramm gilt für alle festen Brennstoffe.

Tabelle 31.

Vielfaches der Verbrennungsluft = v bei verschiedenem Sauerstoffgehalt der Verbrennungsgase.

Sauerstoffgehalt %	Vielfaches der Verbrennungsluft	Sauerstoffgehalt %	Vielfaches der Verbrennungsluft
0,0	1,0	8,0	1,63
1,0	1,05	9,0	1,75
2,0	1,10	10,0	1,92
3,0	1,17	11,0	2,10
4,0	1,24	12,0	2,32
5,0	1,31	13,0	2,64
6,0	1,42	14,0	3,00
7,0	1,50	15,0	3,52

Tabelle 30 enthält nochmals zur bequemen Benutzung die dem Diagramm entnommenen Werte von O_2 und zugehörigem v . (vergl. auch Formel 25).

b) Unvollkommene Verbrennung.

Obige Formel 23 ist aber nur dann genau richtig, wenn wirklich eine vollkommene Verbrennung stattgefunden hat, und wenn die Zusammensetzung der Rauchgase aus der Analyse mit derjenigen der wirklich verbrannten Kohlenmenge (also Kohlenmenge abzüglich Aschenverlust unter dem Roste) in theoretisch richtigem Verhältnisse steht. Das trifft nun nicht immer zu (z. B. auch deshalb nicht, weil der freie Sauerstoff der Rauchgase wahrscheinlich nicht ganz chemisch inaktiv ist gegenüber den Kessel- und Mauerwerksflächen).

Folgende genaue Formel¹⁾ sucht diese Ungenauigkeiten auszugleichen; bei ihrer Aufstellung ist der für jeden Brennstoff bei vollkommener Verbrennung erreichbare maximale $CO_2 + SO_2$ -Gehalt (vgl. S. 80) zugrunde gelegt. Es besitzen die trockenen Verbrennungsgase folgende Bestandteile in Volumen-Prozenten:

Kohlensäure	CO_2	%	...	k_1	%
Schwefl. Säure	SO_2	„	...	so_2	„
Kohlenoxyd	CO	„	...	k_2	„
Methan	CH_4	„	...	ch_4	„
Stickstoff	N	„	...	n	„

$$k_s = k_1 + so_2$$

Kohlenstoff des Rußes und der Teerdämpfe in Gramm pro 1 cbm Gase = R.

Dann gilt als Vielfaches der Luftmenge:

$$v = \zeta \cdot \frac{n}{k_1 + so_2 + k_2 + ch_4 + \frac{R}{5,36}} \quad \dots \quad 24)$$

Dabei ist für ζ einzusetzen:

¹⁾ Nach Hassenstein, Zeitschr. f. Dampfkessel- u. Maschinenbetrieb 1910 S. 339.

Für Steinkohle	$\zeta = 0,235$
Anthrazit	$= 0,235$
Braunkohle	$= 0,238$
Koks	$= 0,258$
Torf	$= 0,247$
Holz	$= 0,258$

Der Fehler dieser Formel ist maximal 2 bis 6 %, meist jedoch kleiner als 2 %.

Für vollkommene Verbrennung geht dann auch diese Formel über in die bekannte Beziehung:

$$v = \frac{(k_s)_m}{k_s} \quad \text{bzw.} \quad v = \frac{\text{CO}_2 \text{ max}}{\text{CO}_2} \quad \dots \quad 25)$$

$(k_s)_m$ ist für verschiedene Kohlsorten aus Tabelle 9 zu entnehmen. Folgende Grenzwerte gelten dafür:

Tabelle 32.
Grenzwerte für $(k_s)_m$.

Brennstoff	Geringstwert	Höchstwert
Steinkohle und Anthrazit . .	17,8	20,1
Koks	20,0	20,8
Braunkohle	17,9	20,4
Torf	19,4	20,1
Holz	20,2	20,7

7. Der Höchstgehalt der Verbrennungsgase an Kohlensäure (+ schwefl. Säure) = $(k_s)_m$ und die Bestimmung von CO.

a) Allgemeines.

Wenn man mittels Rechnung den Verbrennungsvorgang verfolgt, wie er sich ohne Luftüberschuß abspielt, so erhält man eine Zusammensetzung der trockenen Gase, die den Höchstgehalt der Kohlensäure = $(k_s)_m$, der bei Verbrennung des betreffenden Brennstoffes überhaupt auftreten kann, aufweist (vgl. Tab. 9, Spalte 14). Diese Werte sind für den Verbrennungsvorgang wichtig; ihre rechnerische Aufstellung war in Rechnungsbeispiel

S. 36, letzte Spalte, geboten. — Sie liegen bei Steinkohlen und Braunkohlen zwischen 18,0 bis 20,4 %, bei Anthrazit etwa bei 19,2 %, bei Torf und Lohe zwischen 19,5 bis 20,1 %, bei Holz zwischen 20,2 bis 20,7 %. Keinesfalls aber wird der Wert von 21 % erreicht, wie noch vielfach geglaubt wird, weil ja infolge des Gehaltes der Kohlen an Wasserstoff zum Verbrennen desselben Sauerstoff gebraucht wird, der bei der Analyse im kondensierten Wasserdampf niedergeschlagen ist; somit befindet sich in den Endgasen mehr Stickstoff, als dem Luftbedarfe des Kohlenstoffes allein entspricht. Je wasserstoffärmer und schwefelärmer die Brennstoffe sind, desto mehr nähert sich natürlich der maximale Kohlensäuregehalt dem Prozentsatze 21.

Dabei ist die Voraussetzung gemacht, daß sich keine unverbrannten Gase in den Endprodukten finden, was ja auch in Wirklichkeit so ziemlich der Fall ist; denn, auf die ganze Betriebszeit bezogen, bleiben dieselben meist unter 0,3 % bis 0,6 %, und nur kurz nach der Beschickung finden sich größere Mengen.

Bei dem Verbrennungsvorgange mit Luftüberschuß ist, wie auf S. 69 besprochen, der CO_2 -Gehalt geringer, dafür findet sich noch Sauerstoff in den Gasen vor. Dieser Kohlensäuregehalt ist nun ein wichtiges Kriterium für die Güte des Verbrennungsvorganges. Die Beziehungen zwischen den Einzelbestandteilen der Gase an Kohlensäure, Sauerstoff und Stickstoff stellt das Diagramm Abb. 11 dar, welches nach der Methode von Bunte für eine Anzahl mittlerer Brennstoffe nach Tabelle 9 aufgezeichnet ist. Das Diagramm ist sehr wichtig für die Kontrolle der entnommenen Analyse. Es ist stets dann richtig, wenn vollständige Verbrennung, d. h. ohne CO-Bildung stattgefunden hat; der Aufzeichnung ist die Beziehung zugrunde gelegt, daß 0,536 kg C und 1 cbm O_2 zu 1 cbm CO_2 verbrennen, also soviel Prozent Kohlensäure entstehen, wie Prozent Sauerstoff in der Luft enthalten ist. Diese 21 Prozent sind sowohl auf der Ordinate wie Abszisse aufgetragen, nur mit dem Unterschiede der Bezeichnung, daß die Teile der Senkrechten die Prozent CO_2 der Rauchgase darstellen, während die wagerechten Abschnitte die Summe von CO_2 und O_2 in den Rauchgasen bestimmen.

Die aus Tabelle 9, Spalte 14 gewonnenen Höchstkohlensäuregehalte der Verbrennungsgase sind nun auf der Diagonale aufgetragen und diese Punkte mit dem Endpunkte des Diagramms

auf der unteren Wagerechten verbunden; diese Verbindungslinien für Steinkohle, Braunkohle usw. geben nun die jeweilige Summe von $\text{CO}_2 + \text{O}_2$ in den Rauchgasen bei den verschiedenen Beträgen von CO_2 an; sie können auf gleiche Weise für jede verwendete Kohlenart bestimmt werden.

Mit zunehmendem Luftüberschusse nimmt der Kohlensäuregehalt der Rauchgase ab, es steigt der Sauerstoffgehalt und die

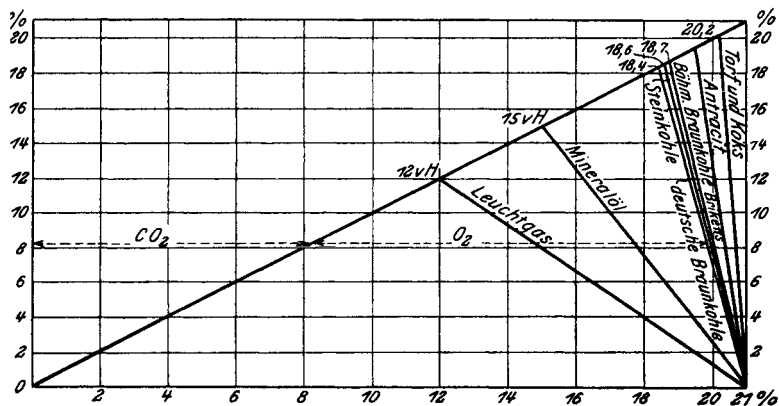


Abb. 11. Summe von $\text{CO}_2 + \text{O}_2$ bei verschiedenem Kohlensäuregehalt der Rauchgase.

Summe von $\text{CO}_2 + \text{O}_2$ wächst an, sich immer mehr der Grenze 21 % nähernd; so ist z. B. für Steinkohle mit $(k_s)_m = 18,6\%$

bei $\text{CO}_2 = 15\%$, $\text{O}_2 = 4,2\%$; $\text{CO}_2 + \text{O}_2 = 19,2\%$

bei $\text{CO}_2 = 7\%$, $\text{O}_2 = 13\%$; $\text{CO}_2 + \text{O}_2 = 20\%$.

b) $(k_s)_m$ berechnet aus der Zusammensetzung des Brennstoffes.

Es soll der Wichtigkeit wegen auf diese Verhältnisse noch etwas näher eingegangen werden. Eine Analyse mittels Orsalapparates auf CO_2 und O_2 kann bequem in 2 bis 3 Minuten ausgeführt werden. Will man die Gase noch auf Kohlenoxyd untersuchen, so muß man, falls man wirklich sicher gehen will, 2 Gefäße mit frisch bereiteter ammoniakalischer oder saurer Kupferchlorürlösung haben, in welche man hintereinander die Restgase nach der Entziehung von CO_2 und O_2 hineindrückt. Eine solche

Analyse dauert mindestens 3—5 Minuten, weil diese Lösungen sehr langsam arbeiten; obendrein ist das Ergebnis bei den meist nur geringen Mengen von CO (etwa 0,2 bis 0,6 %) noch unsicher. Eine weitere Untersuchung der Gase auf Wasserstoff und Methan würde noch mindestens 10—15 Minuten erfordern, so daß eine ganze Analyse der Gase sich auf 30 bis 40 Minuten ausdehnen würde; dazu kommt die umfangreiche Apparatur, welche zur Untersuchung nötig ist, so daß man sich für praktische Verhältnisse am besten auf eine sorgfältige Bestimmung von CO_2 und O_2 beschränkt und durch Rechnung auf sonstige unverbrennbare Gasteile schließt. Dafür bieten sich 2 Möglichkeiten, die außerdem zur Kontrolle der mehr oder weniger vollständig ausgeführten Analyse dienen können.

Es steht nämlich die Zusammensetzung der Gase im bestimmten Verhältnis zur Zusammensetzung des Brennstoffes; der maximale Kohlensäure- (und Schwefelgehalt) der Abgase $(k_s)_m$ ist also ermittelbar:

1. aus der Zusammensetzung des Brennstoffes,
2. aus der Zusammensetzung der Verbrennungsgase.

Hassenstein¹⁾ stellt folgende Formeln und Diagramme 12 bis 14 dafür auf.

Es bedeutet, wie früher, in Gewichtsprozenten C' den an dem Verbrennungsvorgange wirklich beteiligten Kohlenstoff des Brennstoffes, der den Rost bedeckt,

H'	den Wasserstoff,
O'	Sauerstoff,
N'	Stickstoff,
S'	Schwefel;

es gilt dann für den maximalen $\text{CO}_2 + \text{SO}_2$ -Gehalt für vollkommene Verbrennung

$$(k_s)_m = \frac{8,88}{0,425 + \frac{H' - \frac{O'}{8}}{C' + 0,37S'}} \quad \dots \quad 26)$$

Dabei ist also der Brennstoff umgerechnet auf den Rest, der verbleibt, wenn die unverbrannten Bestandteile der Asche abgezogen werden.

¹⁾ Zeitschr. f. Dampfkessel- u. Maschinenbetrieb 1910 S. 90 u. 1911 S. 48 ff.

Es ist hiernach also der Höchstkohlendioxidgehalt eines Brennstoffes ganz allein nur von dem Verhältnis

$$\frac{H' - \frac{0}{8}}{C' + 0,37 S'}$$

abhängig.

In nachstehendem Diagramm Abb. 12 sind die Beziehungen dieser Größen untereinander dargestellt. Man kann aus demselben für den betreffenden Brennstoff, mit welchem man arbeitet, den maximalen CO_2 -Gehalt entnehmen. $(k_s)_m$ schwankt für feste Brennstoffe zwischen 17,6 und 20,8 Volumenprozenten, vergl. Tab. 32, für flüssige Brennstoffe zwischen 14,4 und 18,5%; vorausgesetzt ist vollständige Verbrennung ohne Luftüberschuß.

Beispiel 5. Hatte ein Brennstoff:

$$\begin{array}{ll} C = 64,87 \text{ Gewichtsprozent} & O + N = 6,49 \text{ Gewichtsprozent} \\ H = 4,81 & \text{,,} & S = 1,34 & \text{,,} \end{array}$$

und betragen bei der Verbrennung die Herdrückstände 11,8 % derjenigen des Brennstoffes bei einer Zusammensetzung von

$$\begin{array}{l} C_r = 17,04 \text{ Gew. } \% \quad H_r = 0,40 \% \quad O_r + N_r = 0,15 \% \\ S_r = 0,36 \% \end{array}$$

d. h. bezogen auf ursprüngliche Kohle z. B. $17,04 \times 0,118 = 2,01$ Gewichtsprozent usw., so wird der berichtigte, wirklich verbrannte Brennstoff folgende Zusammensetzung haben:

$$\begin{array}{ll} C' = 62,86 \text{ Gewichtsprozent} & N' = 1,00 \text{ Gewichtsprozent} \\ H' = 4,76 & \text{,,} & S' = 1,30 & \text{,,} \\ O' = 5,47 & \text{,,} & & \end{array}$$

da man $N = 1$ setzt, wenn in der Analyse $O + N$ zusammen angegeben ist. Man erhält also

$$(k_s)_m = \frac{8,88}{0,425 + \frac{4,76 - \frac{5,47}{8}}{62,86 + \frac{12}{32,06} \cdot 1,30}} = 18,1 \text{ Vol}\%$$

Denselben Wert erhält man, wenn man aus Abb. 12 den Schnittpunkt von

$$H' - \frac{0}{8} = 4,08\% \text{ und } C' + 0,37S' = 63,34\%$$

abliest.

Eine etwas andere, einfache Beziehung gibt A. Siegert¹⁾.

Unter Benutzung der Werte in Abschnitt 3b kann gesetzt werden für vollkommene Verbrennung:

$$(k_s)_m : 100 = 1,865 \cdot C : \left[8,88 \cdot C + 21,041 \cdot \left(H - \frac{0}{8} \right) \right]$$

wenn der Schwefelgehalt außer acht gelassen wird. Daraus folgt:

$$(k_s)_m = \frac{21}{1 + 2,369 \cdot \frac{H - \frac{0}{8}}{C}} \dots \dots \dots 26a)$$

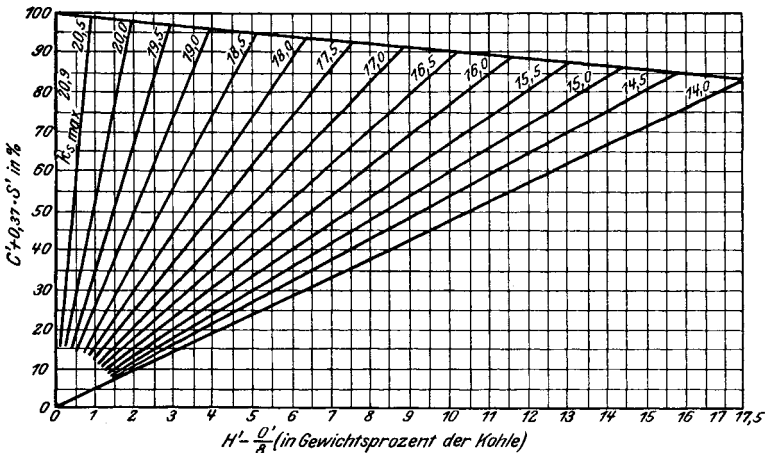


Abb. 12. Höchstgehalt der Verbrennungsgase an CO₂ + SO₂ = (k_s)_m bei verschiedener Zusammensetzung der Brennstoffe (nach Formel 26).

Es genügt demnach zur Berechnung die Kenntnis von $\frac{H - \frac{0}{8}}{C}$ also eine beliebige Analyse des Brennstoffes.

Der Höchstgehalt an Kohlensäure hängt sehr von dem Wasserstoffgehalte des Brennstoffes ab; je höher derselbe, desto geringer der Kohlensäuregehalt.

¹⁾ Zeitschr. d. Bayer. Rev. Ver. 1912 S. 66.

Mit Hilfe einer dieser Formeln kann man dann das Diagramm für beliebige Kohlensorten zeichnen.

Beispiel 6. Backkohle C = 76,6 %, H = 4,4 %, O = 8:

$$(k_s)_m = \frac{21}{1 + 2,369 \cdot \frac{4,4 - \frac{8}{8}}{76,6}} = 19,0 \%$$

c) $(k_s)_m$ berechnet aus der Zusammensetzung der Rauchgase in Vol. %.

Mit den Bezeichnungen aus Abschn. 4, S. 59, unter Berücksichtigung aller Verbrennungsprodukte bei unvollkommener Verbrennung berechnet sich:

$$\zeta_s)_m = 20,9 \frac{k_s + k_2 + c h_4 + \frac{R}{5,36}}{20,9 - 0 + 0,3955 \cdot k_2 + 1,582 \cdot c h_4 + 0,1865 \cdot h + \frac{R}{5,36}} \dots \dots \dots 27)$$

Findet vollkommene Verbrennung statt, so geht diese Gleichung über in die einfache Form:

$$(k_s)_m = \frac{20,9 \cdot k_s}{20,9 - 0} \dots \dots \dots 27 a)$$

Die Ergebnisse dieser beiden Formeln 26 und 27 stimmen bis auf ganz geringe Unterschiede miteinander überein; ein kleiner Unterschied ist nämlich dadurch bedingt, daß nicht aller Brennstoffschwefel zu schwefliger Säure verbrennt und mit der Kohlensäure zusammen in der Ätzkalilösung absorbiert wird, sondern daß ein Teil unermittelt in den Rauchgasen als Schwefelsäure und im Ruß als Ammonsulfat sich befindet. Für die Praxis ist die Übereinstimmung der Formeln völlig hinreichend; der Fehler bleibt unter 3 %.

Vernachlässigt man in der Gleichung oben ch_4 , R und h, die praktisch nur von sehr geringem Einfluß sind, so erhält man die einfachere Form der Gleichung für $(k_s)_m$, worin nur noch k_2 , der Gehalt der Gase an Kohlenoxyd, unbekannt ist, der durch Analyse bestimmt werden muß.

$$(k_s)_m = 20,9 \frac{k_s + k_2}{20,9 - 0 + 0,3955 k_2} \quad \dots \quad 27b)$$

für unvollkommene Verbrennung, wobei angenommen ist, daß die unverbrannten Gase nur aus CO bestehen.

Die Fehlergrenze beträgt maximal 2 %.

Zur Bestimmung von $(k_s)_m$ verfährt man zweckmäßig wie folgt. Man stellt für kürzere Zeit die betreffende Feuerung so ein, daß sie mit vollkommener Verbrennung arbeitet, indem man etwa den Luftüberschuß vergrößert durch Einführung von sekundärer Luft, oder durch Verringerung der Kohlschicht usw. Im allgemeinen werden keine merklichen Mengen CO in den Gasen vorhanden sein, wenn der Kohlensäuregehalt unter 13—15 % bleibt. Man ermittelt dann CO_2 und O_2 als Mittelwerte aus mehreren Analysen und rechnet nach der Gleichung

$$(k_s)_m = \frac{20,9 \cdot k_s}{20,9 - 0}$$

$(k_s)_m$ aus; dieser Wert wird dann bei allen anderen Analysen des betreffenden Versuches zugrunde gelegt, und aus der Gleichung 27b der Gehalt an unverbrannten Gasen k_2 ermittelt.

Ist die Feuerung gleichmäßig mechanisch beschickt, so bleibt in allen Perioden der Wert $(k_s)_m$ nahezu gleich.

Bei Handfeuerungen jedoch, bzw. Feuerungen mit unterbrochener Beschickung, wechselt der Wert $(k_s)_m$ zwischen 2 Beschickungen nicht unwesentlich. Er ist kurz nach der Beschickung infolge der starken Gasentwicklung am kleinsten und wächst mit fortschreitender Verbrennung an auf einen Höchstwert; dasselbe gilt für die dem Diagramm Abb. 11 entnommenen Werte für $CO_2 + O_2$. Das Diagramm bleibt jedoch als Mittelwert für die einzelnen Perioden zutreffend.

Man muß deshalb auch, um einen richtigen Wert für den maximalen CO_2 -Gehalt zu erhalten, mehrere Analysen entnehmen, und zwar innerhalb einer Periode, die erste kurz nach dem Aufwerfen, die letzte kurz vor neuer Brennstoffaufgabe.

d) Die Ermittlung von CO aus $(k_s)_m$.

Ist es indessen nicht möglich, Analysen bei vollkommener Verbrennung zu erhalten, so bestimmt man bei einigen Analysen den Gehalt an CO mittels Kupferchlorürlösung und ermittelt dann

aus Gleichung 27 für unvollkommene Verbrennung $(k_s)_m$. Dieser Wert ist für alle weiteren Analysen einzusetzen.

Will man die Rechnung nach obigen Formeln vermeiden, so benutzt man am besten das Diagramm Abb. 11 zur Ermittlung von CO. Ist nämlich der Verbrennungsvorgang durch irgend welche Umstände gestört, so daß Kohlenoxyd sich in den Abgasen vorfindet, so wird bei der Analyse der Verbrennungsgase ein Betrag an der dem Diagramm entsprechenden Summe von $\text{CO}_2 + \text{O}_2$ fehlen, die Summe wird zu klein ausfallen. Es verbrennt nämlich nach Tabelle 15: 1 kg Kohlenstoff zu 8,88 cbm CO_2 , dagegen werden bei Verbrennung zu CO nur 5,38 cbm CO erzeugt, also weniger Gase gebildet; es ist dann die bei Verbrennung zu CO_2 gebildete Gasmenge etwa $\frac{8,88}{5,38} = 1,6$ mal so groß als bei Verbrennung zu CO.

Wenn man also den Betrag, der an der Summe von $\text{CO}_2 + \text{O}_2$ im Diagramm fehlt, mit etwa 1,5 multipliziert, so erhält man die in den Verbrennungsgasen enthaltene Menge CO.

Beispiel 7. Ist z. B. bei $\text{CO}_2 = 15\%$ ein Sauerstoffgehalt von $\text{O}^2 = 3\%$ nachgewiesen worden bei obiger Steinkohle, welche bei Verbrennung ohne Luftüberschuß ein $(k_s)_m = 18,6\%$ liefert, also ein

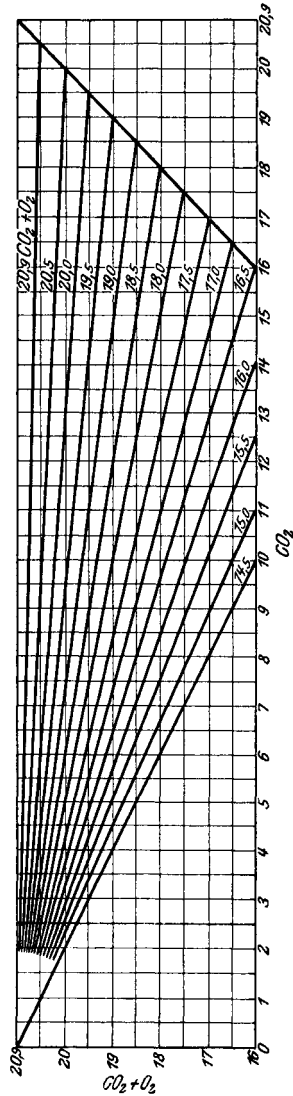


Abb. 13. Summe von $\text{CO}_2 + \text{O}_2$ bei verschiedenem Kohlensäuregehalte der Verbrennungsgase (bei vollkommener Verbrennung).

$\text{CO}_2 + \text{O}_2 = 18,0\%$ gegen 19% nach Abb. 11 oder 13, so sind $1,0 \times 1,5 = 1,5\%$ unverbrannte Gase (CO) vorhanden, was, wie später gezeigt werden wird, einem Wärmeverluste von 8% entspricht. Unverbrannte Gase bilden sich bei der Verbrennung von Kohlen fast stets, wenn, hinter dem Flammrohre gemessen, der CO_2 -Gehalt 15% übersteigt, weil dann nicht an jede Stelle der Feuerung genügend Luft gelangen kann. Es ist daher zweckmäßig, die Feuerschicht so zu regulieren, daß 15% CO_2 , am Flammrohrende gemessen, nicht überschritten werden.

Will man die durch vorstehende Formeln gewonnene Erkenntnis zur Bestimmung von CO benutzen, so verwendet man wiederum Diagramm Abb. 13, das nachstehend für $(k_s)_m$ von $14,5$ bis $20,9\%$ aufgetragen worden ist, und zwar nach Formel $(k_s)_m = \frac{20,9 \cdot k_s}{20,9 - O}$; es ergeben sich gerade Linien, deren Endpunkte auf einer vom O-Punkte des Diagramms ausgehenden Diagonale liegen.

Ferner ist in Abbildung 14 die Formel 27 für $(k_s)_m$ für unvollkommene Verbrennung (CO-Bildung) für ein $(k_s)_m = 18,5$, $19,0$ und $19,5$ dargestellt. Die senkrechte Linie enthält $\text{CO}_2 + \text{O}_2$, die wagrechte CO_2 , und die schrägen Linien gelten für $\text{CO} = 1$ bis 5% .

Für vollkommene Verbrennung gelten wiederum die Verhältnisse von Diagramm 11 bzw. 13, und zwar für die der verwendeten Kohle entsprechende Linie des maximalen CO_2 -Gehaltes.

Beispiel 8. Für eine Steinkohle von $(k_s)_m = 18,5\%$ erhielt man $\text{CO}_2 = 10\%$, also eine Summe von $\text{CO}_2 + \text{O}_2 = 19,6\%$, während die Feuerung mit entsprechendem Luftüberschusse arbeitete. Eine spätere Analyse bei dickerer Feuerschicht ergab $\text{CO}_2 = 13\%$ und $\text{O}_2 = 5,5\%$, also eine Summe von $18,5\%$; es fehlt also an der Summe von $19,2\%$, die sich bei vollkommener Verbrennung ergeben müßte, ein Betrag von $0,7\%$. Sucht man die Werte von $\text{CO}_2 = 13\%$ und $\text{CO}_2 + \text{O}_2 = 18,5\%$ im Diagramm 14 für $(k_s)_m = 18,5$ auf, so treffen sich die entsprechenden Ordinaten auf der schrägen Linie, die einem $\text{CO} = 1,0\%$ entspricht; die Analyse würde also lauten $\text{CO}_2 = 13\%$, $\text{O}_2 = 5,5\%$, $\text{CO} = 1,0\%$; Summe = $19,5\%$.

Nahezu denselben Wert hätte man erhalten, wenn man nach

vorstehendem den an der Endsumme fehlenden Betrag von 0,7 % mit 1,5 multiplizierte.

Eine Berechnung von $(k_s)_m$ direkt aus den Verbrennungsgleichungen aufgestellt für die Einzelbestandteile einer Kohle (Braunkohlenbrikett) ist in Abschnitt 3c, S. 36 in Tabellenform gegeben.

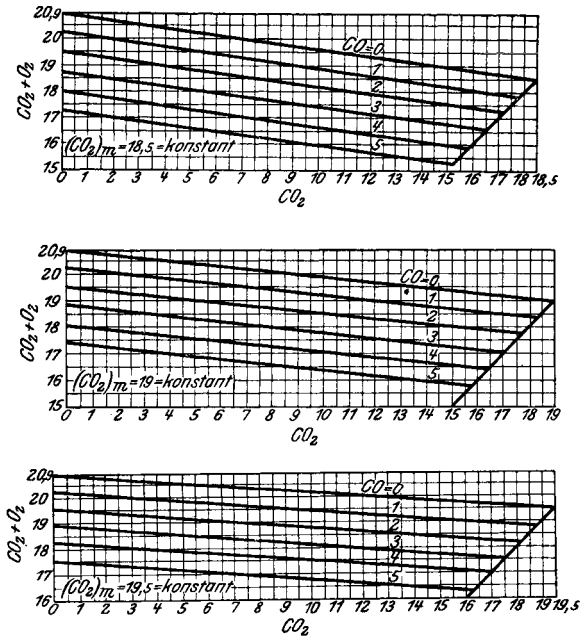


Abb. 14. $CO_2 + O_2$ Gehalt der Verbrennungsgase bei verschiedenem CO_2 Gehalte bei unvollkommener Verbrennung (also CO Gehalt).

8. Die Verbrennungstemperatur.

Bei der Verbrennung irgendeines Brennstoffes entsteht eine Temperatur, die um so höher ist, je vollkommener der Verbrennungsprozeß vor sich geht, und je weniger Ausstrahlungsverluste sich störend bemerkbar machen. Die theoretisch jeweilig mit dem Brennstoffe höchste erreichbare Verbrennungstemperatur kann aus der Zusammensetzung des Brennstoffes ermittelt werden. Enthält 1 kg Brennstoff C kg Kohlenstoff, H kg

Wasserstoff, O kg Sauerstoff, S kg Schwefel, W kg Wasser und A kg Asche, so errechnet sich bei vollkommener Verbrennung ohne Luftüberschuß, also wenn pro 1 kg Brennstoff nur die theoretisch erforderliche Luftmenge L_{cbm} Zutritt, die Verbrennungstemperatur zu

$$\Theta = \frac{h}{0,31 L + 0,15 C + 2,6 H + 0,5 W + 0,22 (O - S) + 0,2 A} \quad \dots \dots \dots 28)$$

h ist der Heizwert des Brennstoffes (unterer, bezogen auf Wasserdampf). Vorausgesetzt ist, daß die Temperatur der zugeführten Luft 0° beträgt; angenommen ist dabei eine unveränderliche spezifische Wärme der Gase. In Wirklichkeit ist indes die erreichte Temperatur wesentlich niedriger, weil die spezif. Wärme mit der Temperatur zunimmt (vgl. S. 38), bei jeder Verbrennung eine Abkühlung eintritt, und mehr Luft eingeführt wird, als theoretisch notwendig ist. Sodann ist die Temperatur noch weiter abhängig von der Art und Ausbildung der Feuerung und von der Temperatur der Verbrennungsluft; je kälter dieselbe ist, um so mehr wird auch die Endtemperatur herabgesetzt. Nachstehend ist diesen Verhältnissen Rechnung getragen.

Es sollen bezeichnen:

Nutzeffekt der Feuerung = η , d. h. die pro 1 kg Brennstoff entwickelte Wärmemenge in Beziehung gesetzt zum Heizwert desselben; das Ausstrahlungsverhältnis

$$= \frac{\text{ausgestrahlte Wärme}}{\text{auf dem Roste nutzbar gemachte Wärme}} = \sigma;$$

Die tatsächlich pro 1 kg Brennstoff erforderliche Luftmenge in kg = L ; die Anfangstemperatur der Verbrennungsluft = t_a ; die mittlere spez. Wärme der Rauchgase pro 1 kg = $c_p = 0,25$ (vgl. Abschn. 3d) gerechnet mit steigender spez. Wärme. Dann wird die tatsächlich erreichte Verbrennungstemperatur in $^\circ\text{C}$

$$T = \eta_1 \frac{(1 - \sigma) h}{(1 + L) c_p} + t_a \quad \dots \dots \dots 28 a)$$

Zu setzen ist nach Péclet:

- bei Innenfeuerungen $\sigma = 0,25 \text{ -- } 0,30$
- bei Unterfeuerungen $\sigma = 0,20 \text{ -- } 0,25$
- bei Vorfeuerungen $\sigma = 0,15$

und, infolge der Verluste an Rostdurchfall und unverbrannten Gasen bei der Verbrennung auf dem Roste: $\eta_1 = 0,80 - 0,90$. Bei hoher Rostbeanspruchung sind die niedrigeren Werte von η_1 einzusetzen. Die ungefähren Werte der Verbrennungstemperatur sind in nachstehender Tabelle enthalten für einige Brennstoffe und Kohlensorten.

Tabelle 33.
Verbrennungstemperaturen einiger Brennstoffe.

Kohlensäure- gehalt %	Steinkohlen 7300 WE	Braunkohlen briketts 4800—5000 WE	Braunkohle 2700 WE
9,0	1000	950	900
10,5	1150	1050	950
12,5	1250	1200	1000
14,0	1300	1250	1150

Beispiel 9: Auf einer Schüttfeuerung werde deutsche Braunkohle des Zeitzer Beckens verbrannt mit 2600 WE bei 14 % CO_2 . Es ist nach Diagramm 10 und Tabelle 31 bei $C = 30\%$, $H = 2,6\%$ und $W = 52,5\%$ der Kohle der Luftüberschuß bei 14 % CO_2 , entsprechend $\text{O}_2 = 5\%$, zu setzen $v = 1,31$ fach, die Luftmenge zur Verbrennung also $v = 1,31 \times 4,0 = 5,27$ kg pro 1 kg Kohle; es wird dann bei $t_a = 25^\circ$ im Kesselhause:

$$T = \frac{0,85 (1 - 0,15) \cdot 2600}{(1 + 5,27) \cdot 0,25} + 25 = 1200.$$

9. Die Wärmeverluste im Kesselbetriebe.

Da die Wärmeerzeugung im Dampfkesselbetriebe durch die Umsetzung einer Energieform in eine andere bedingt ist, so müssen dabei, wie bei jeder Energieänderung, Verluste entstehen, d. h. der Prozeß geht mit einem Wirkungsgrade vor sich, der je nach der Höhe der Verluste verschieden hoch ausfällt. Es sollen zuerst die hauptsächlichsten Verluste besprochen werden.

1. Verlust durch die fühlbare Wärme der Verbrennungsgase,
2. „ „ „ unverbrannte Gase,

3. Verlust durch unverbrannte Teile in den Aschenrückständen und der Schlacke,
4. „ „ Ruß in den Verbrennungsgasen,
5. „ „ Strahlung und Fortleitung von Wärme durch das Mauerwerk, Kesselteile usw. (meist als Rest bestimmt).

Die Verluste wechseln je nach den Betriebsverhältnissen in ihrer Größe und im Verhältnis zueinander und hängen in gewisser Weise voneinander ab. Die beträchtlichsten Verluste sind die unter 1 und 2 aufgeführten, also die mit den Gasen abziehenden Wärmemengen; man kann aber zugleich auch auf deren Größe am meisten Einfluß ausüben, deshalb ist es sehr wichtig, über alle Umstände, welche dieselben berühren, genaue Auskunft sich zu verschaffen.

Es sind auf die Verlustgröße folgende Umstände von Bedeutung:

1. die Menge der Abgase, die außer durch die Kohlenzusammensetzung durch einen größeren oder kleineren Luftüberschuß bei der Verbrennung bedingt wird; als Merkmal dafür gilt der CO_2 -Gehalt der Abgase, der um so geringer ist, je mehr die Verbrennungsgase durch überschüssige Luft verdünnt werden.

2. die Temperatur der Abgase; der Verlust wächst infolge der steigenden spezifischen Wärmen etwas rascher an als die Temperatur der Gase;

3. der Gehalt der Abgase an brennbaren Teilen wie CO , CH_4 , Ruß.

Zur Ermittlung der Verluste bedarf man in erster Linie einer Analyse der Gase auf CO_2 , O_2 bzw. bei genauen Bestimmungen noch auf CO , CH_4 und Ruß, sowie einer Kohlenanalyse; außerdem ist eine Temperaturmessung erforderlich. Dann berechnet man nach den in Abschn. 5 angeführten Formeln die Zusammensetzung der Abgase in cbm oder kg, bestimmt unter Zugrundelegung der steigenden spezifischen Wärmen, Tabelle 17, für die einzelnen Gasbestandteile die Einzelbeträge der Verluste und setzt die Summe derselben zum Kohlenheizwert in Beziehung. Verschiedene Rechnungsmethoden für verschieden große Genauigkeiten mögen nachstehend besprochen werden, unter Annahme einer vollkommenen Verbrennung und unter Berücksichtigung einer unvollkommenen Verbrennung; dabei seien außer den auf S. 59 angegebenen Zeichen noch folgende verwandt:

verbrannte Kohlen in kg = M
 Temperatur der Gase in °C = T
 Temp. der Außenluft in °C = t

$c_{p_1}(\zeta_{p_1})$ = mittl. spezif. Wärme zw. t und T pro 1 kg (1 cbm) Kohlensäure
 $c_{p_2}(\zeta_{p_2})$ = „ „ „ „ t „ T „ 1 „ (1 „) Sauerstoff
 $c_{p_3}(\zeta_{p_3})$ = „ „ „ „ t „ T „ 1 „ (1 „) Stickstoff
 $c_{p_4}(\zeta_{p_4})$ = „ „ „ „ t „ T „ 1 „ (1 „) Wasserdampf
 $c_{p_5}(\zeta_{p_5})$ = „ „ „ „ t „ T „ 1 „ (1 „) Kohlenoxyd
 $c_{p_6}(\zeta_{p_6})$ = „ „ „ „ t „ T „ 1 „ (1 „) Methan

wobei für die zweiatomigen Gase O₂, N₂, CO die spez. Wärmen pro 1 cbm gleich groß sind (vergl. Tab. 17).

a) Abgasverlust durch fühlbare Wärme der Rauchgase bei vollkommener Verbrennung (ohne CO-Bildung).

Es wird dann, unter Verwendung der Formel 20a auf S. 63, wenn man in kg rechnet, der Verlust V durch freie Wärme der Abgase in Wärmeeinheiten, wenn o, n, k aus der Gasanalyse bekannt sind:

$$V = M \left[3,667 \cdot C' \cdot c_{p_1} + 1,432 K' \cdot \frac{o}{k} \cdot c_{p_2} + 1,254 K' \frac{n}{k} \cdot c_{p_3} + (9 H' + W) c_{p_4} \right] (T - t) \dots 29$$

Vernachlässigt ist hierbei der Wassergehalt der Verbrennungsluft (der bei der Berücksichtigung sonst zu W zu addieren wäre) sowie der geringe Gehalt der Gase an schwefliger Säure. Sämtliches Wasser W der Kohle ist in den Gasen enthalten.

Für viele Rechnungen ist die Benutzung der Volumina bezogen auf $\frac{0}{760}$ bequemer; durch Division der einzelnen Glieder obiger Gleichung mit den jeweiligen spezif. Gewichten und Einsetzen der mittleren spez. Wärmen pro cbm ergibt sich dann der Verlust in Wärmeeinheiten:

$$V = M \left[1,865 C' (\zeta_{p_1} + \frac{o}{k} \zeta_{p_2} + \frac{n}{k} \cdot \zeta_{p_3} + \frac{9 H' + W}{0,804} \cdot \zeta_{p_4}) \right] (T - t) \text{ in WE} \dots 29a$$

Unter Berücksichtigung der Beziehungen auf S. 62 und wenn man für trockene Gase die mittl. spez. Wärme pro 1 kg

= 0,32 und für Wasserdampf = 0,48 setzt, erhält man die sogenannte Vereinsformel:

$$V = M \left[0,32 \frac{C'}{0,536 \cdot k} + 0,48 \frac{9H + W}{100} \right] (T - t) \quad 29b)$$

Man stützt sich dabei darauf, daß nach Tabelle 18 die mittlere spez. Wärme der trockenen Verbrennungsgase sich mit dem Kohlensäuregehalte nur unwesentlich ändert, so daß ein Mittelwert eingesetzt werden kann.

Führt man diese Rechnungen für verschiedene Kohlsorten und für verschiedenen Luftüberschuß aus, so merkt man, da die Zusammensetzung der Abgase nach früheren Untersuchungen bei gleichem Luftüberschusse sich nicht sehr wesentlich mit der Kohlsorte ändert, daß der Wärmeverlust in erster Linie abhängig ist von der Temperaturdifferenz zwischen Abgasen und Außenluft und von dem CO₂-Gehalte der Abgase; man kann dann, ohne den Heizwert der Kohle kennen zu müssen, für überschlägige Rechnungen unter Annahme vollkommener Verbrennung des gesamten Brennstoffes, die aber für die meisten Bedürfnisse genügen, den Wärmeverlust in % ermitteln aus der Siegertschen Formel für Steinkohlen:

$$V = 0,65 \frac{T - t}{k} \quad \quad 29c)$$

wenn k den Kohlensäuregehalt der Abgase in % bedeutet.

Diese Formel ist allerdings nur solange genau, als unverbrannte Gase unter 0,3 Vol. % vorhanden sind, darüber hinaus zeigt sie zu große Werte an (vergl. S. 97).

Die Formel gestattet eine zeichnerische Auftragung in einem Diagramm Abb. 15, das eine überaus klare Vorstellung von der Temperaturdifferenz zwischen Abgasen und Außenluft, dem CO₂-Gehalte der Abgase und dem Abgasverluste bietet und sehr übersichtlich zeigt, wie sich eine Änderung der Temperatur oder des CO₂-Gehaltes auf den Abgasverlust bemerkbar macht. Für Braunkohlen gilt das zweite Diagramm mit etwas höheren Werten (vergl. Formel 30a). Man kann aus diesen Diagrammen ersehen, daß bei gleicher Fuchstempertur der unvermeidliche Verlust durch die Abgase um so geringer wird, je höher der Gehalt der letzteren an Kohlensäure ist; desgleichen bei demselben Kohlengehalte um so geringer, je niedriger die Fuchs-

temperatur ist. So beträgt z. B. bei 280 Grad Differenz zwischen Abgas- und Kesselhaustemperatur der Abgasverlust

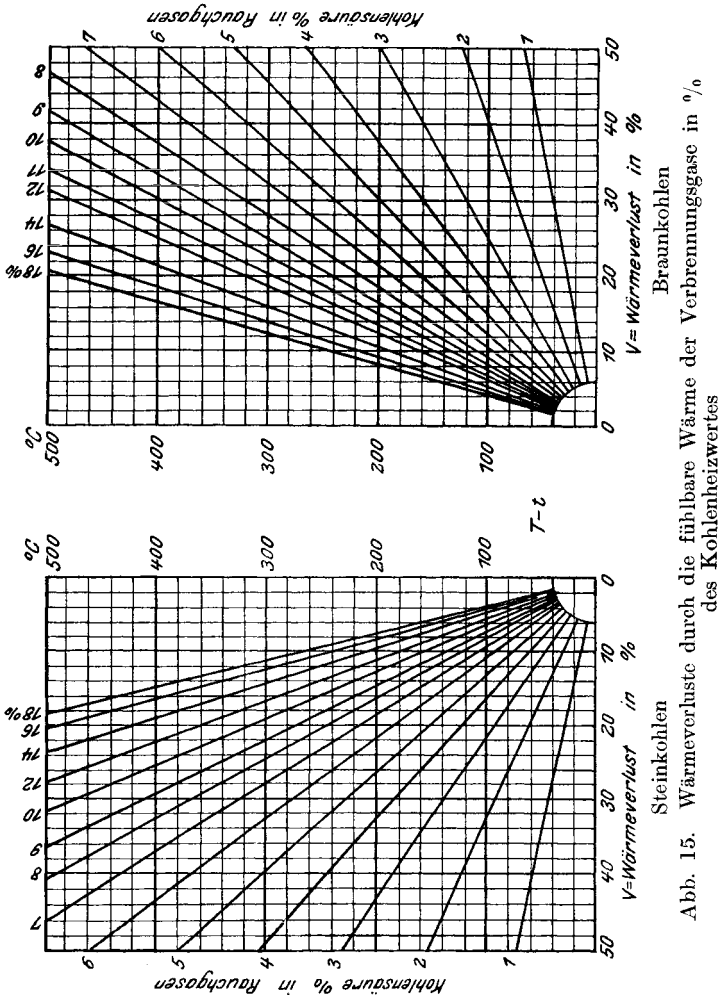


Abb. 15. Wärmeverluste durch die fühlbare Wärme der Verbrennungsgase in % des Kohlenheizwertes

für Steinkohlen 34 % bei 6 % Kohlensäure, während er bei 10 % Kohlensäure auf 21 % sinkt.

Zu überschlägigen Rechnungen genügt das Diagramm vollständig, besonders um rasch die Wirkung eines Eingriffes in den

Kesselprozeß zu überblicken, oder auch um z. B. festzustellen, welche Verbesserung des Nutzeffektes durch Herabkühlen der Gase beim Einbau eines Economisers erzielt wird. Als Anhalt mag dabei dienen, daß im Durchschnittsbetriebe die Gase im Fuchs gemessen vor dem Schornsteine einen CO_2 -Gehalt von 8—12 % besitzen.

b) Abgasverluste durch fühlbare Wärme der Rauchgase bei unvollkommener Verbrennung.

Ist die Verbrennung nicht vollkommen vor sich gegangen, sondern ist eine Bildung von Kohlenoxyd, Methan und Ruß entstanden, so werden diese Umstände nicht ohne Einfluß auf die freie Wärme der Abgase bleiben; neuere Untersuchungen von Constam und Schläpfer haben erwiesen, daß dann die einfache Überschlagsformel nicht genaue Resultate ergibt. Hassenstein¹⁾ hat versucht, in einer Formel, welche, ohne den langen Umweg über die Zusammensetzung des Brennstoffes, sich nur auf die Analyse der Gase aufbaut, diesen Verhältnissen Rechnung zu tragen. Er geht davon aus, daß etwas Kohle unverbrannt durch den Rost fällt und setzt den Verlust an Kohle = 3 % für mittlere Verhältnisse; ferner setzt er die spez. Wärme der trockenen Rauchgase im Mittel = 0,32 pro 1 cbm, die von Wasserdampf = 0,37 im Mittel und für mittlere Verhältnisse $\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{CH}_4 + 0,37 = 10$ %; dabei nimmt er für Steinkohle als maximalen CO_2 -Gehalt der Gase 19,0 % an.

Dann gilt für den Abgasverlust in % für Steinkohle als sehr genaue Formel

$$V = 0,65 \cdot \frac{T - t}{k_1 + k_2 + c h_4 + 0,33} \dots \dots \dots 30)$$

Für Braunkohle kann eine ähnliche Formel aufgestellt werden, die nach Hassenstein heißt:

$$V = v \cdot \frac{T - t}{\varepsilon} \text{ in } \%, \dots \dots \dots 30a)$$

worin $\varepsilon = k_1 + k_2 + c h_4 + \frac{R}{5,36}$ bedeutet und v aus nach-

¹⁾ Hassenstein, Zeitschr. f. Dampfkessel- u. Maschinenbetrieb 1910 S. 26 und 173.

stehendem Diagramm Abb. 16 entnommen werden kann; R kann 1 bis 3 g pro 1 cbm Gas gesetzt werden.

v hängt also vom Wassergehalte der Kohle und von ε zugleich ab und kann nicht als konstant gesetzt werden wie bei Steinkohle.

Infolge des hohen Wassergehaltes der Braunkohle kann eine einfachere Rechnungsweise nicht gegeben werden.

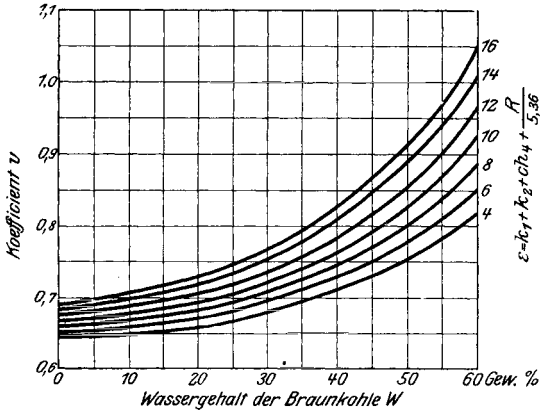


Abb. 16. Abgasverlust durch fühlbare Wärme für Braunkohlenfeuerung berechnet nach $V = v \cdot \frac{T-t}{\epsilon}$ in %

Ist der Kohlenstoffgehalt des Brennstoffes bekannt, so kann man auch die entstehende Gasmenge in cbm₇₆₀ nach Formel

$$G_{cbm} = \frac{1,865 C'}{k_1 + k_2 + ch_4 + \frac{R}{5,36}} + \frac{9 H' + W}{0,804}$$

berechnen und die auf Grund steigender spezifischer Wärmen ermittelten Mittelwerte zwischen 0 und 300° für trockene Gase zu 0,325 pro 1 cbm und für Wasserdampf zu 0,51 pro 1 kg einsetzen. Dann wird der Abgasverlust in WE:

$$M \left[0,325 \cdot \frac{1,865 C'}{k_1 + k_2 + ch_4 + \frac{R}{5,36}} + 0,51 \cdot \frac{9 H' + W}{100} \right] (T - t) \dots 31)$$

C' , H' , W sind in Gewichtsprozenten, k_1 , k_2 , ch_4 in Volumenprozenten eingesetzt.

Diese letzte Formel dürfte wohl die genaueste und bequemste sein, wenn man wenigstens den Kohlenstoffgehalt des Brennstoffes kennt: sonst ist Formel 30 fast gleichwertig. Man muß natürlich für ganz genaue Rechnungen die hier als feste Zahlen eingesetzten spez. Wärmen durch die für die jeweiligen Temperaturgrenzen passenden ersetzen (vgl. S. 42).

Diese verschiedenen Überschlagsformeln für V werden in ihren Resultaten naturgemäß etwas voneinander abweichen, weil sie in ihrer Ableitung von verschiedenen Grundlagen ausgehen und, um eben einfach zu werden, Mittelwerte verwenden, die nach oben und unten abweichen von den wirklichen Werten; doch beibt in vielen Fällen, wenn man die Zusammensetzung der Kohle nicht genau kennt, keine andere Rechnungsmöglichkeit übrig.

Der Fehler dieser Formeln beträgt maximal etwa 6 % vom Endresultate, so daß also die praktische gute Anwendungsmöglichkeit gegeben ist.

Beispiel 10. Es möge ein Zweiflammenrohrkessel von 100 qm Heizfläche mit 22 kg Dampf auf 1 qm Heizfläche und Stunde beansprucht werden, bei 8 atm Überdruck. Dabei werden verbrannt 300 kg schlesische Steinkohle nach Tabelle 9, S. 29. Die Verbrennungsgase ziehen mit 310°, gemessen vor dem Schieber, ab; die Außentemperatur betrage 20° C. Es werde der Abgasverlust ermittelt, wenn die trockenen Gase zusammengesetzt sind in Volumenprozenten $CO_2 = 9,0\%$, $CO = 0,5\%$, $O_2 = 10,2\%$, $N_2 = 80,3\%$. Der Verlust an Aschendurchfall betrage 3 %, bezogen auf die zur Verbrennung gelangende Kohle.

Da die Kohle 0,73 kg Kohlenstoff hatte und 3 % davon mit der Asche verloren gehen, so bleiben für die Verbrennung übrig 0,71 kg C.

Gerechnet nach kg nach Formel 29 wird mit steigender spezifischer Wärme unter Annahme vollkommener Verbrennung:

$$V = 300 \left[3,667 \cdot 0,71 \cdot 0,221 + 1,43 \cdot 1,865 \cdot 0,71 \cdot \frac{10,2}{9,0} \cdot 0,218 \right. \\ \left. + 1,254 \cdot 1,865 \cdot 0,71 \cdot \frac{80,3}{9,0} \cdot 0,250 + (9 \cdot 0,045 + \right. \\ \left. 0,038) \cdot 0,524 \right] (310 - 20)$$

$$V = 300 [0,576 + 0,463 + 3,71 + 0,232] \cdot 290 = 300 \cdot 5,00 \cdot 290$$

$$V = 435\,000 \text{ WE pro 1 Stunde.}$$

Der Heizwert der Kohle war 6900 WE. In Beziehung zu der eingelieferten Wärme gesetzt, wird der Verlust durch die freie Wärme der Abgase:

$$= \frac{435\,000}{6900 \cdot 300} = 21,0 \text{ } \%.$$

Rechnet man nach der Vereinsformel 29 b, so ergibt sich ohne Rücksicht auf unvollkommene Verbrennung:

$$V = 300 \left[0,32 \cdot \frac{71}{0,536 \cdot 9,0} + 0,48 \cdot \frac{9 \cdot 4,5 + 3,8}{100} \right] 290 =$$

$$V = 300 \cdot 4,92 \cdot 290 = 428\,000 \text{ WE}$$

$$\text{Verlust} = 20,7 \text{ } \%.$$

Setzt man die Werte in die genauere Formel 31 ein, worin die unvollkommene Verbrennung berücksichtigt ist, so wird

$$V = 300 \left[0,325 \frac{71 \cdot 1,865}{9,0 + 0,5} + 0,51 \cdot \frac{9 \cdot 4,5 + 3,8}{100} \right] \cdot (310 - 20)$$

$$= 300 (4,53 + 0,226) \cdot 290 = 300 \cdot 4,756 \cdot 290 =$$

$$V = 413\,500 \text{ WE, entsprechend } 19,9 \text{ } \% \text{ Verlust.}$$

Die Siegertsche Formel ergibt:

$$V = \frac{0,65 \cdot T - t}{k} = \frac{0,65 \cdot 290}{9,0} = 21,0 \text{ } \%$$

und mit Annäherungsformel nach Hassenstein, Formel 30, rechnet sich

$$V = \frac{0,65 \cdot 290}{9,0 + 0,5 + 0,33} = 19,1 \text{ } \%.$$

Der letzte und besonders der drittletzte Wert dürften wohl die zuverlässigsten sein.

e) Der Verlust durch unverbrannte Gase.

Unverbrannte Bestandteile, meist schwere Kohlenwasserstoffe und hauptsächlich Kohlenoxyd, in den Abgasen weisen stets auf eine Störung im Kesselbetrieb hin; ihre Entstehung ist unter allen Umständen zu vermeiden. Bis heute besitzt jedoch die Technik kein einfaches direktes Hilfsmittel, um das Vorhandensein und die Größe ihres Betrages in den Abgasen festzustellen. Denn da

sie in schlimmen Fällen nur 1—2 % beträgt, so ist die vielfach angewendete Methode der Absorption mittels ammoniakalischen Kupferchlorürs ziemlich unsicher, da für so kleine Mengen die Lösung nie einwandfrei arbeitet, einmal, weil sie sehr schwer ababsorbiert, und dann, weil sie die Eigentümlichkeit hat, bei einiger Sättigung bereits Gase wieder auszuscheiden.

Weil es sich nun in den meisten Fällen darum handelt, überhaupt das Auftreten von unverbrannten Gasen, die man als CO anspricht, festzustellen, um dann sofort Gegenmittel zu ergreifen, so genügt vielfach die unter S. 81 gegebene Methode der Feststellung von $\text{CO}_2 + \text{O}_2$ aus der Analyse und Vergleichen dieser Summe mit dem Diagramm in Abb. 11.

Auch für länger ausgedehnte Versuche, bei denen viele Analysen in kurzen Abständen vorgenommen worden sind, reicht dieses Verfahren aus, das immerhin den Betrag von CO auf etwa 0,2—0,3 Prozente genau ergibt.

Genaue Methoden zur Bestimmung von unverbrannten Gasen finden sich verschiedenfach in der Literatur¹⁾ beschrieben. Sie beruhen auf der gravimetrischen Analyse, welche die sichersten Resultate ergibt. Man führt die Untersuchung entweder direkt an Ort und Stelle aus, was allerdings sehr umständlich ist, oder sammelt über einer 50proz. Glycerinlösung als Sperrflüssigkeit eine Durchschnittsprobe über den ganzen Versuch an und untersucht sie im Laboratorium.

Zwecks Ermittlung der unverbrannten Gasmengen werden die Verbrennungsgase über erhitztes Kupferoxyd oder besser über erhitzten Platinschwamm in einer Drehschmidtschen Platin-kapillare geleitet; die unverbrannt gebliebenen Bestandteile an CH_4 , CO, H werden dann zu Wasser und Kohlensäure verbrannt, welche in einem Chlorkalziumrohr und Natronkalkrohr aufgefangen und gewogen werden. Man sieht dabei von einer fraktionierten Verbrennung ab und setzt das in den Gasen enthaltene CH_4 in die Rechnung als H und CO ein, indem man die Gewichtszunahme der Chlorkalziumröhre an Verbrennungswasser als von H herrührend annimmt und die Zunahme der Natronkalkröhre

¹⁾ Zeitschr. d. Bayer. Rev. Ver. 1906. Eberle und Zschimmer, S. 123; Haier, Feuerungsuntersuchungen 1906 S. 14 und Constam und Schläpfer, Z. Ver. deutsch. Ing. 1909 S. 1931 und S. 1972.

als vom CO-Gehalt stammend. Die Analyse ergibt dann CO und H als unverbrannte Gase.

Neuerdings sind auch einfachere Apparate für Absorption von CO und Bestimmung von CH₄ durch Leiten über glühenden Platinschwamm für Vornahme von Analysen direkt im Kesselhause in Handel gekommen.

Auf Grund der Kenntnis, daß die CO-Bildung hauptsächlich auftritt, wenn Luftmangel herrscht, ist demnach in erster Linie ein über ca. 15% gehender CO₂-Gehalt der Gase, gemessen hinter dem Flammenrohre, zu vermeiden, weil man sonst mit Sicherheit CO-Bildung in den Abgasen befürchten muß. Außerdem wachsen die Verluste durch unvollkommene Verbrennung mit dem Gehalte der Kohlen an flüchtigen Bestandteilen an (vgl. S. 22).

Welche Änderungen im Rechnungsgange für die Bestimmung der Gasmengen und des Luftbedarfes ein Vorkommen von CO bedingt, wurde im Abschnitt 4 und 5 besprochen.

In eine Formel gefaßt, ergibt sich der Verlust durch unvollkommen verbrannte Gase in %, genau gerechnet, zu

$$v_u = G \cdot \frac{3046 \cdot k_2 + 8573 \text{ ch}_4 + 2598 \cdot h}{H} \quad . \quad . \quad . \quad 32)$$

Darin bedeutet G die Gasmenge in cbm pro 1 kg Brennstoff und H den Heizwert des Brennstoffes, k₂, ch₄ h, die Bestandteile an Gasen in Volumenprozenten.

G ist nach einer der Methoden in Abschnitt 5 einzusetzen. Es ist in dieser Formel die in den Gasen noch vorhandene Verbrennungswärme in Beziehung gesetzt zum Kohlenheizwerte.

Für Steinkohle unter Annahme eines maximalen CO₂-Gehaltes von 19,0% (vgl. Tab. 32) giebt Hassenstein¹⁾ folgende Näherungsformel an:

$$v_u = \frac{3046 k_2 + 8573 \text{ ch}_4 + 2598 \cdot h}{17 + 51 (k_1 + k_2 + \text{ch}_4)} \text{ in } \% \quad . \quad 32a)$$

Brauß gibt folgende einfache Näherungsformel für alle Kohlen an, die vielfach genügt:

$$v_u = \frac{70 \cdot k_2}{k_1 + k_2} \text{ in } \% \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 32b)$$

¹⁾ Hassenstein, Unvollkommene Verbrennung, Zeitschr. f. Dampfkessel- u. Maschinenbetrieb 1910 S. 28 ff.

Tabelle 34.
Abgasanalysen und

1	2	3	4	5	6	7	8
Temperatur in °C der		Zusammensetzung der Abgase Vol %					Ruß g/cbm
Verbrennungs- luft t°	Ab- gase T°	CO ₂	CO	H	O	N	
30,0	334	11,42	0,55	0,24	8,47	79,31	1,631
29,3	330	11,30	1,01	0,76	7,01	79,92	2,126
26,2	338	9,93	1,14	0,72	10,38	77,82	3,438
23,0	326	11,83	3,45	1,51	4,10	79,09	5,503
27,5	341	9,70	0,04	0,25	10,66	79,32	0,654
24,5	328	9,06	0,05	0,28	10,24	80,35	0,877
31,2	355	10,34	0,02	0,32	10,07	79,25	0,868
30,3	347	10,21	0,03	0,27	10,60	78,86	1,676

Beispiel 11. Ein Beispiel möge die Überlegung verdeutlichen. Das Rechnungsbeispiel auf S. 92 ergibt nach Formel 21, S. 65 eine trockene Gasmenge von $\frac{0}{760}$:

$$G_{\text{cbm}} = \frac{71}{0,536 (9,0 + 0,5)}$$

= 13,92 cbm Verbrennungsgasen. Es sind daher $0,005 \cdot 13,92 = 0,06960$ cbm CO in den Gasen noch enthalten; diese ergeben noch eine Wärme von $0,0696 \cdot 3046 = 212$ WE bei vollkommener Verbrennung zu CO₂. Da der Heizwert der Kohle 6900 WE betrug, wird also der Verlust durch unvollkommene Verbrennung $\frac{212}{6900} = 3,18$ % oder, aus der Formel 32 gerechnet:

$$v_u = \frac{13,92 \cdot 3046 \cdot 0,5}{6900} = 3,18 \%$$

Nach der Annäherungsformel 32b rechnet sich

$$v_u = \frac{70 \cdot 0,5}{9,0 + 0,5} = 3,7 \%$$

also nicht wesentlich verschieden.

Man sieht also, der Verlust ist trotz der geringen Menge CO recht beträchtlich. Man kann als überschlägigen Wert für 1 % CO in den Abgasen einen Verlust von 6 bis 7 % rechnen.

Abgasverluste.

Verlust durch freie Wärme der Abgase %			Verlust durch unverbrannte Gase %			Verluste durch Ruß % nach Constam u. Schläpfer
9	10	11	12	13	14	
nach Gleichung 30	$\frac{0,65(T-t)}{k}$	Constam u. Schläpfer	nach Gleichung 32a	Constam u. Schläpfer	nach $\frac{70 \cdot k_2}{k_1 + k_2}$	
16,1	17,3	16,6	3,7	3,6	3,2	2,1
15,4	17,3	15,4	7,8	7,5	5,7	2,5
17,8	20,4	17,6	9,2	8,6	7,2	4,6
12,6	16,7	12,9	18,1	17,2	15,8	5,3
20,2	21,0	21,1	1,5	1,5	0,3	1,0
20,9	21,9	21,6	1,8	1,8	0,4	1,5
19,7	20,4	20,6	1,6	1,6	0,2	1,3
19,5	20,2	20,3	1,5	1,5	0,2	2,5

Genauigkeitsgrenzen der Formeln.

Zur Kritik der Genauigkeit der Formeln 30 und 32a für Steinkohle

$$V = 0,65 \frac{T - t}{k_1 + k_2 + c h_4 + 0,33}$$

und

$$v_u = \frac{3046 \cdot k_2 + 8573 c h_4 + 2598 \cdot h}{17 + 51 (k_1 + k_2 + c h_4)}$$

seien folgende Anhaltspunkte gegeben: (Siehe Tabelle S. 98).

An Hand einiger Berechnungen auf Grund von genauen Gasanalysen seien noch einige Vergleichswerte für Steinkohlengase gegeben, welche man bei Verwendung obiger Formeln erhält und bei Anwendung eines genauen rechnerischen Verfahrens nach Prof. Dr. E. J. Constam und Dr. P. Schläpfer¹⁾. Vergl. Tab. 34

Mit der genauen Berechnung nach Spalte 9 und 11, verglichen gibt die Formel $0,65 \frac{T-t}{k}$ übereinstimmende Werte, solange die unverbrannten Gase unter 0,3 % bleiben; darüber hinan nimmt der Fehler rasch zu, bis er z. B. bei 4,96 % unverbranntes Gasen schon 29 % beträgt, ein Fall, wie er in der Praxis allerdings

¹⁾ Z. Ver. deutsch. Ing. 1909 S. 1837 ff. und 1884.

	Bedingungen, unter welchen d. relative Fehler kleiner als 4 bis 6% ist	Den Formeln zu Grunde ge- legte mittl. Werte
Temperatur der Verbrennungsluft = t °C . . .	0—50	20
„ „ Verbrennungsgase = T °C . . .	200—400	300
Gehalt „ „ an CO ₂ Vol %	5—15	10
„ „ CO ₂ + CO + CH ₄ + $\frac{R}{5,36}$ Vol %	5—15	10
Maximaler CO ₂ -Gehalt der Verbrennungsgase bei vollkommener Verbrennung ohne Luftüber- schuß Vol %	18—20	19
$\frac{9H + W}{C} = \frac{\text{Gesamt-Verbrennungswasser}}{\text{Kohlenstoff}}$. . .	0,179—0,87	0,525
$\frac{W}{C} = \frac{\text{Wasser (hygroskop.)}}{\text{Kohlenstoff}}$	0—0,126	0,027
$\frac{S}{C} = \frac{\text{Schwefel}}{\text{Kohlenstoff}}$	0—0,035	0,019
$\frac{C'}{C} = \frac{\text{Korrigierter Kohlenstoff}}{\text{Kohlenstoff}}$	0,99—0,95	0,97
Ruß in g pro 1 cbm Gase = R	0—4	2

nur in kurzen Zeitperioden, z. B. kurz nach der Beschickung und bei starkem Luftmangel eintreten kann. Die Rechnungen nach Spalte 9, 11, 12, 13 stimmen in allen Fällen gut überein; auch dürfte die Formel 32 b für die meisten Fälle der praktischen Rechnung genügen, zumal die Bestimmung von CO gewöhnlich nicht sehr genau vorgenommen wird.

Des ferneren ist noch zu berücksichtigen, daß alle Näherungsformeln für den Abgasverlust, welche den Verlust durch unverbrannte Gase nicht berücksichtigen, bis etwa 1 % unverbrannte Gase noch genügend genaue Resultate ergeben; man errechnet nämlich bei ihrer Anwendung den Verlust durch fühlbare Wärme etwas zu hoch, falls unverbrannte Gase dabei sind, doch wird dieser Fehler dadurch wieder ziemlich ausgeglichen, daß zu dem Wärmeverlust durch fühlbare Wärme, berechnet nach genauer Methode, noch derjenige durch unverbrannte Gase hinzutritt. Das Wichtigste ist in allen Fällen, daß der CO₂-Gehalt richtig und seinem Mittelwert über die Versuchszeit entsprechend festge-

stellt wird, weil derselbe den Abgasverlust am meisten beeinflusst. Denn der Fehler, der durch falsche Bestimmung des Mittelwertes von CO_2 gemacht werden kann, ist wesentlich größer als der Einfluß der verschiedenen Rechnungsweisen. Bei Bestimmung des CO_2 -Gehaltes durch Einzelanalysen mittels Orsatapparates hat also die Vornahme der Analysen in sehr kurzen Zwischenräumen hintereinander zu erfolgen, am besten in Abständen von 3 bis 5 Minuten.

d) Verlust durch Aschenrückstände und Schlacke.

Bei jeder Feuerung fallen durch die Spalten des Rostes unverbrannte Kohlenstückchen hindurch, andere werden von den Schlacken eingeschlossen und beim Abschlacken mit herausgezogen. Bei guter Bedienung und dem Materiale angepaßten Rosten wird der Verlust 2—3 % selten übersteigen.

Zur Bestimmung des Aschenverlustes geht man wie folgt vor: Man ermittelt die während des Versuches entstehende Aschen- und Schlackenmenge, indem man z. B. bei Planrosten $\frac{1}{2}$ Stunde vor Beginn und Ende des Versuches abschlackt, sowie den Prozentsatz Verbrennliches durch Ausglühen einer Probe. Den verbrennbaren Bestandteil setzt man als Kohlenstoff in Rechnung mit einem Heizwert von 8100 WE pro kg. Die in den gesamten Rückständen enthaltene Menge Kohlenstoff in kg, multipliziert mit 8100 WE, in Beziehung gesetzt zu der Wärmemenge, die in den gesamten verfeuerten Kohlen enthalten ist, gibt den Verlust durch Asche und Schlacke in Prozenten an.

Es ergibt sich also folgende Formel für den Verlust durch Herdrückstände in %:

$$v_h = \frac{\alpha \cdot A \cdot 8100}{M \cdot H} \text{ in } \%, \quad \quad 33)$$

wenn die Rückstände α % Verbrennliches enthielten und insgesamt A kg Rückstände vorhanden sind, in M kg verbrannten Kohlen, mit einem Heizwerte H.

Beispiel 12: Es seien verbrannt pro 1 Stunde 1300 kg Steinkohle von 7100 WE; übrig blieben 133 kg Asche und Schlacke, worin 23 % Verbrennliches enthalten waren. Dann enthalten die Rückstände $0,23 \times 133 \times 8100 = 258\,000$ WE, und es wird

$$v_h = \frac{23 \cdot 133 \cdot 8100}{1300 \cdot 7100} = 2,7 \%$$

e) Wärmeverlust durch Ruß in den Verbrennungsgasen.

Da der Ruß reiner Kohlenstoff ist, welcher sich durch ungünstige Verhältnisse beim Verbrennungsvorgange (vgl. S. 20 ff.) ausgeschieden hat, so ist pro 1 kg Ruß ein Verbrennungswert von 8100 WE einzusetzen, pro 1 gr also 8,1 WE. Enthielten die Abgase noch, pro 1 cbm trockene Gase gemessen, R gr Ruß, so wird also der Verlust in % durch den Ruß:

$$v_r = \frac{V \cdot R \cdot 8,1}{H} \cdot 100 \quad \text{in \%} \quad . . . \quad 34)$$

H = Heizwert der Kohle in WE; V ist die Zahl der cbm Gase $\frac{1}{760}$ pro 1 kg Kohle.

Wie hoch sich dieser Verlust belaufen kann, geht aus den Analysenbeispielen von S. 96 hervor, woselbst in Tabelle 34, Spalte 15, die Verlustgröße in % ermittelt ist; dieser Betrag wird bei Steinkohlenfeuerungen selten mehr als 1 bis 3 % ausmachen, weil die Ursachen für stärkere Rauchbildung nur immer kurze Zeit andauern. Bei sehr starkem flockigem Rauch kann man R = 3 setzen, bei dunklem Rauche R = 2.

Die Rußentwicklung hängt allerdings sehr stark von der Kohlensorte ab, welche man verwendet; sie ist größer bei langflämmigen, also gasreichen Kohlen, als bei kurzflämmigen, und der Verlust durch Rußbildung wächst im allgemeinen mit der Menge der flüchtigen Bestandteile der zur Verbrennung kommenden Kohle. Flüchtige Bestandteile sind die beim Glühen der Kohle entstehenden Gase sowie die gasförmigen Anteile des Teeres und des Peches.

Allerdings kann während der Periode der starken Rauchbildung zugleich ein beträchtlicher Verlust durch unverbrannte Gase sich einstellen, weil die auf Rauchbildung wirkenden Ursachen ebenfalls der Bildung von unverbrannten Gasen günstig sind. Jedoch nimmt auch dieser Verlust mit zunehmender Verbrennung der aufgeworfenen Brennstoffmenge rasch ab.

Ein starkes Rauchen der Schornsteine soll daher stets vermieden werden, nicht zum wenigsten auch wegen der anderen Übelstände, die er im Gefolge hat, wie das Verschmutzen der umliegenden Häuser und Wohnungen, wodurch die Nachbarschaft verstimmt wird, das Beschädigen von Pflanzenkulturen in der Umgebung usw. Und in der Tat kann ja auch die Rauchbildung

stets durch allerlei Mittel auf ein unschädliches Maß beschränkt werden.

Beispiel 13: Das aus der Kohle von 7100 WE in Beispiel S. 99 entwickelte Gas besaß 1,63 gr Kohlenstoff = R auf 1 cbm Gas; pro 1 kg Kohle wurden entwickelt 11,9 cbm Gas $\frac{0}{760}$ bei 11,4% CO_2 ; daraus ergibt sich

$$v_r = \frac{11,9 \cdot 1,63 \cdot 8,1}{7100} \cdot 100 = 2,2 \%$$

f) Verlust durch Strahlung und Leitung.

Dieser Posten, der gewöhnlich bei Heizversuchen als Restglied bestimmt wird, also nach Abzug der jeweilig gemessenen sonstigen Verluste, enthält eine Reihe von Gliedern.

Es tritt eine Ausstrahlung des warmen Mauerwerkes (S_1) ein, nach den gegenüberstehenden festen Gegenständen hin, und eine Wärmeabgabe durch Berührung der Luft mit dem Mauerwerke (S_2); dazu kommt die entsprechende Wärmeabgabe der aus dem schützenden Mauerwerke herausragenden Kesselteile, der Feuerung usw. Diese einzelnen Wärmeverluste hängen ab von der Oberflächentemperatur des Mauerwerkes und der Eisenteile, der umgebenden Lufttemperatur; der Dicke und dem Zustande der Mauerschicht, dem Strömungszustande der Luft, der Ventilation des Raumes usw. Die Temperatur der Wandoberfläche selbst ist abhängig von der Dicke des Mauerwerkes und dem Unterschiede zwischen Gastemperatur in den Zügen und Kesselhaustemperatur sowie der Leitungsfähigkeit des Mauerwerkes, für die allerdings ein konstanter Wert $\lambda = 0,7$ gesetzt werden kann. Die Oberflächentemperatur des Mauerwerkes ist an allen Kesselstellen verschieden, am heißesten an der Rückseite bei Flammrohrkesseln und am Überhitzermauerwerke, am geringsten meist auf den Kesseln; am Mauerwerke steigt ein Luftstrom empor, der Wärme mit hochführt nach dem Dache, sich abkühlt und an anderer Stelle wieder herunterfällt; ein Teil dieser warmen Luft zieht auch durch offene Fenster, Mauerritze heraus aus dem Innenraume; an anderer Stelle zieht frische Luft in das Kesselhaus herein durch Tür und Fenster und mischt sich mit dem warmen Luftstromen, so daß recht verwickelte Strömungserscheinungen um die Kesselanlage herum vorhanden sind, und genau genommen an jeder Stelle des Innenraumes eine andere Lufttemperatur herrscht.

Indeß tritt im allgemeinen ein gewisser Beharrungszustand ein so daß man durch Messung an verschiedenen Stellen immerhin einen ziemlich zuverlässigen Mittelwert erhalten kann. Das warme Mauerwerk strahlt Wärme aus und, da die umgebende Luft selbst nur sehr wenig davon verschluckt, wird diese Wärme zum Teil von den festen entgegenstehenden Gegenständen, Wänden usw. aufgenommen und fortgeleitet, zum Teil, dem Strahlungsgesetze entsprechend, wieder an das Kesselmauerwerk zurückgeworfen. Stehen z. B. die Wände zweier im Betrieb befindlicher Kessel sich in nur geringem Abstände durch schmale Gänge getrennt gegenüber, so daß beide strahlenden Außenwände annähernd gleiche Temperatur haben, so ist der eigentliche Strahlungsverlust an diesen Flächen nur sehr gering, und Wärme wird nur durch aufsteigende bzw. vorbeistreichende Luft abgeführt; anders ist es an der Kesselrückwand z. B., der Fenster- oder Gebäudemauerwerk gegenübersteht. Ist viel Ventilation im Kesselhause oder starker Luftzug, so wird also viel Wärme fortgeführt; ist die Ventilation gering und das Kesselhaus eng, also die umgebende sich abkühlende Wandfläche gering, so wird durch die Berührung und Strahlung wenig Wärme fortgeführt, die Temperatur dieser Wände ist relativ höher und ebenso die Lufttemperatur des Gebäudes. Außerdem wird durch den Boden unter den heißen Kesselzügen eine heute noch nicht bestimmbare Wärmemenge fortgeleitet.

Auch die Undichtigkeit des Kesselmauerwerkes ist von Einfluß, da die durch die Ritze einziehende Luft einmal die Strömung im Kesselhause vermehrt, sodann aber auch das Mauerwerk abkühlt, was besonders von Belang sein kann, wenn sich im Mauerwerk isolierende Luftzwischenräume befinden, die dann gewissermaßen als Luftschlote wirken.

Schwierig ist auch die Messung der Oberflächentemperatur der strahlenden Kesselmauerwerkflächen, ganz abgesehen davon, daß sie, wie schon erwähnt, an jeder Stelle verschieden ist. Mißt man mit einem Thermometer, das an die Wand gebracht und überdeckt ist durch Lehm oder ein Blechband usw., so wird an dieser Stelle die Abkühlung etwas verhindert und man mißt ein wenig zu viel, ebenso, wenn man ein Thermometer etwa in eine Mauerwerkshöhlung (Ritz, Loch usw.) einführt und überdeckt.

Man sieht, es stellen sich einer genauen Messung der Ausstrahlungs- und Berührungsverluste eine nicht unbeträchtliche Zahl von Schwierigkeiten gegenüber, die bei dem heutigen Stande der Wissenschaft noch nicht als überwunden gelten können. Deshalb haben die nachfolgenden Methoden, wenn sie selbst auch völlig theoretisch richtig sind, nur als eine immerhin sehr gute Annäherung zu gelten. Cario und Haier¹⁾ sowie de Grahl²⁾ haben sich zuerst eingehender mit diesen Berechnungen für Kesselanlagen befaßt; doch tun genaue Versuche an Anlagen selbst hier dringend not, um sichere Werte und Meßmethoden festzulegen.

Folgende Überlegungen führen zum Ziele:

1. Wärmeverluste, berechnet aus dem Wärmedurchgange

$$Q = F \cdot z \cdot k (t_1 - t_2), \dots \dots \dots 35)$$

worin k = Wärmedurchgangskoeffizient bedeutet, t_1 = Gastemperatur, t_2 = Kesselhaustemperatur, z = Zeit, F = Oberfläche in qm.

Tabelle 35.
Wärmedurchgangskoeffizient k für Ziegelmauerwerk
(nach Rietschel).

Mauerstärke cm	Zwischenmauern	Außenmauern	
		bei Windstille	bei starkem Winde
12	2,53	2,68	3,54
25	1,81	1,90	2,28
38	1,39	1,43	1,65
51	1,12	1,15	1,29
64	0,94	0,97	1,06
77	0,81	0,83	0,90
90	0,72	0,73	0,78

k liegt nach den Versuchen von Rietschel für verschiedene Wandstärken fest; dagegen ist t_1 an allen Stellen der Züge verschieden; man müßte sich für bestimmte Flächenstücke mit angenäherte Mittelwerten begnügen; diese Formel ist daher unbequem.

¹⁾ Zeitschr. f. Dampfkessel- u. Maschinenbetrieb 1905, S. 171, 213, 244.

²⁾ Zeitschr. f. Dampfkessel- u. Maschinenbetrieb 1910, S. 37.

2. Besser ist die Berechnung, wenn man den gesamten Kesselblock als Heizkörper ansieht, der Wärme ausstrahlt und durch Berührung abgibt.

$$Q = k \cdot F \cdot z (\vartheta - t), \dots \dots \dots 36)$$

worin k den Wärmeübergangskoeffizienten für Berührung und Strahlung zw. Mauerwerk und Luft bedeutet, ϑ die äußere Kesselmauerwerk- bzw. Kesseltemperatur und t die Lufttemperatur.

Obgleich die Erhöhung der Gastemperatur in den Zügen wohl die innere Wandtemperatur heraufsetzt, so wird doch die Außenseite des Kesselmauerwerkes ihre Temperatur nicht wesentlich ändern, weil der Temperaturabfall von Innenseite nach Außenseite im innersten Teile sehr groß ist und nach außen zu langsam verläuft; es wird deshalb die Außentemperatur sich bei schwacher und starker Inanspruchnahme des Kessels an jeder Stelle ziemlich gleich halten; dagegen umfaßt k sowohl die Abkühlung durch Berührung des Mauerwerkes mit der Luft, wie diejenige durch Strahlung; es steckt also in k der Wärmeübergangskoeffizient α , der sich mit dem Bewegungszustande der Luft ändert ($\alpha = 4$ bei ruhender Luft; $\alpha = 6-10$ bei bewegter Luft, vgl. Tab. 60 S. 223) und der Strahlungskoeffizient C , welcher selbst wieder vom Baustoffe abhängt (vgl. S. 231).

Doch sind über dieses k hinreichend Versuche gemacht worden und Literaturangaben vorhanden, so daß man mit guter Annäherung rechnen kann.

3. Am besten benutzt man aber zur Berechnung des Abkühlungsverlustes in WE/St die Strahlungsformel: (vgl. S. 232)

$$S_1 = F \cdot 0,5 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^2 - 1,9 \right] (\vartheta - t),$$

woraus sich der Strahlungsanteil ergibt; $T_1 = 273 + \vartheta$, ϑ = Wandaußentemperatur, t = Lufttemperatur; F = Oberfläche in qm. Der Berührungsanteil der abgegebenen Wärme ermittelt sich aus:

$$S_2 = \alpha \cdot F (\vartheta - t)$$

α = Wärmeübergangskoeffizient durch Berührung zw. Wand und Luft = 4 bei ruhender Luft = 6—10 bei bewegter Luft. Die Gesamtabkühlung ist dann in WE pro 1 St.

$$Q = S_1 + S_2 = F (\vartheta - t) \left(\alpha + 0,5 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^2 - 1,9 \right] \right) \dots \dots 37)$$

Gemessen werden müssen ϑ und t , wie sich aus obigem ergibt, naturgemäß an vielen Stellen; es geschieht dies am besten und technisch genau genug:

1. durch Thermoelemente, die mit einem flachen Eisenband dauernd angedrückt werden (vgl. Abschn. 31 c);

2. durch Glas-Thermometer, die in eine flache Mauerwerkshöhle (Fuge) gelegt und mit etwas Lehm verschmiert werden (nicht in einen Ritz stecken, durch den es „zieht“);

3. durch flache, halbrunde, hohe Gefäße mit Ölfüllung und eingestecktem Thermometer, die dicht an das Mauerwerk gedrückt werden.

Nimmt man solche Messungen vor, so ist, wie schon oben erwähnt, der Einfluß der Veränderung der Gasinnentemperatur auf die Mauerwerksaußentemperatur ohne wesentlichen Einfluß. Die aus dem Mauerwerk herausragenden Kesselteile, wie Dom, Stutzen, Kesselflächen usw., werden ebenfalls nicht von der Kesselleistung beeinflusst, da ja bei solchen Versuchen der Kesseldruck, also die Temperatur, in gleicher Höhe gehalten werden kann; Feuertüren, Aschenfallgarnituren, strahlender Rost usw. werden das Ergebnis auch nicht beeinflussen; denn bei stärkerer Anstrengung des Kessels werden diese Teile wieder mehr durch den vergrößerten Schornsteinzug gekühlt und ebenfalls kaum stärker ausstrahlen als bei Kesselstillstand.

Die Wärmeabgabe des Kessels nach außen hin ist in ihrem absoluten Werte also nur unwesentlich abhängig von der Kesselbelastung, sie ist ziemlich konstant; dagegen nimmt sie naturgemäß prozentual ab in Beziehung zum gesamten Wärmearaufwande mit steigender Belastung, also steigendem Kohlenbedarfe.

Will man die immerhin etwas umständliche Berechnung vermeiden, so kann man anstelle derselben nach Beendigung eines Heizversuches einen mehrstündigen „Stillstandsversuch“ durchführen, bei gleich weit geöffneten Türen und Fenstern. Dampf wird dabei nicht entnommen, sondern es wird nur so viel Kohle verfeuert, wie nötig ist, um den Spannungsbeharrungszustand des Kessels beizubehalten; es wird also durch Kohlenaufgabe nur der Abkühlungsverlust gedeckt. Die gemessene Kohlenmenge in Beziehung gesetzt zum Kohlenbedarfe während des Hauptversuches gibt den Abkühlungsverlust in % an. Allerdings

ist die so gemessene Kohlenmenge (und daher auch der Verlust in %) noch etwas zu groß, weil bei dem Verbrennen der Kohle die Verbrennungsgase mitsamt dem erwärmten Luftüberschusse nach der Esse abziehen, die Innenmauern abkühlen und selbst eigentlich keinen Strahlungsverlust bedeuten.

Hoffentlich bringt die nächste Zeit mehr Klarheit über diese Verhältnisse, die hier nur angedeutet werden sollten.

Beispiel 14 (Versuch): An einem Zweiflammrohrkessel von 103 qm Heizfl. und 7 atm, der mit Fränkelfeuerung für Braunkohle von 2600 WE gefeuert und mit ca. 30 kg/qm/St. beansprucht war, wurden folgende Messungen vorgenommen. Kesseldruck 6,5 atm,

Überhitzertemperatur = 320°

Gastemperatur vor Eintritt in den Überhitzer = 545°

Gastemperatur bei Umkehr von Zug I nach II = 435°

Temperatur der Gase am Fuchsschieber . = 405°

Lufttemperatur im Kesselhause ca. 2 m über Boden t = 25°

Lufttemperatur im Kesselhause 2 m über den Kesseln t₁ = 35°

Außentemperatur des Mauerwerkes an der Längsseite θ₁ = 76°

Außentemperatur auf der Kesseldecke . θ = 65°

Der Kessel war im Bogensystem eingemauert; die Seitenwände bestanden aus einer Mauer von 40 cm Gesamtstärke, innerhalb deren sich eine mit Diatomeenbruch gefüllte 5—7 cm starke Schicht befand. Der Kessel war mit 6,5 cm starken Kieselguhrsteinen abgedeckt, darüber befand sich eine Schicht Ziegelmauerwerk von 12,5 cm Stärke.

Der Verlust durch Berührung wird:

$$S_2 = 5 (65 - 25) = 200 \text{ WE/qm/St.};$$

Der Verlust durch Ausstrahlung wird:

$$S_1 = 0,5 \left[\left(\frac{273 + 65}{100} \right)^2 - 1,9 \right] (65 - 25) = \\ = 0,5 \cdot 9,5 \cdot 40 = 190 \text{ WE/qm/St.}$$

Der Gesamtverlust also $S_1 + S_2 = 190 + 200 = 390 \text{ WE/qm/St.}$
Bei einer Gesamtoberfläche der einen Kesselmauerseitenwand von

40 qm werden also $390 \times 40 = 15\,400$ WE/qm/St ausgestrahlt; bei einem Nutzeffekte der Anlage von 63 % entspricht dies

$$\frac{15\,400}{2600 \cdot 0,63} = 9,5 \text{ kg Kohlen/St.}$$

Die Außentemperatur der Seitenwand ist etwas hoch, und es wäre bei Wiederausführung einer gleichen Kesselanlage eine etwas stärkere Mauer- oder Isolierschicht zu wählen; auch soll darauf geachtet werden, daß bei 2 Seitenzügen derjenige, in dem die Gase heißer sind, an die Seite gelegt wird, an der der Kessel gegen das Mauerwerk des daneben stehenden Kessels anstößt.

g) Der Wirkungsgrad.

Der Wirkungsgrad einer Kesselanlage gibt an, wieviel Hundertteile der in den verbrannten Kohlen enthaltenen Wärmemenge nutzbar in Dampf umgewandelt worden sind; er stellt also das Verhältnis dar:

$$\eta = \frac{\text{Vom Dampfe aufgenommene Wärmemenge}}{\text{aufgewendete Wärmemenge}} \quad . \quad 38)$$

Die an den Dampf nutzbar übergeführte Wärme ergibt sich aus der Gesamterzeugungswärme i'' des Dampfes (vgl. Dampftabelle am Schlusse), abzüglich der in dem Speisewasser bereits vorhandenen Wärmemenge, zuzüglich der an den Dampf beim Überhitzen abgegebenen Wärme.

Denn die Wärmemenge, welche das Speisewasser bereits mitbringt, wird nicht aus dem Wärmeverrate der Kohlen gedeckt; sie ist also abzuziehen; dagegen wird die zum Überhitzen des Dampfes erforderliche Wärme den heißen Feuergasen entnommen. Die beim gesamten Kesselprozesse aufgewendete Wärme entsteht beim Verbrennen der Kohle; sie ermittelt sich also aus der Brennstoffmenge in $\text{kg} \times \text{Heizwert der Kohle}$.

Bezeichnet D = Dampfmenge in kg in 1 Stunde,

B = Brennstoffmenge in 1 Stunde in kg ,

H = Heizwert des Brennstoffes,

t_e = Speisewassertemperatur beim Eintritt in den Kessel,

\ddot{u} = Wärmemenge, erforderlich zur Überhitzung eines kg Dampfes, von Dampftemperatur ϑ auf Überhitzungstemperatur $t = c_p (t - \vartheta)$.

so ist

$$\eta = \frac{D(i'' - t_e + \ddot{u})}{B \cdot H} \cdot 100 \quad \text{in \%} \quad \dots \quad 39)$$

Darin bedeutet $\frac{D}{B}$ die Verdampfungsziffer, die angibt, wieviel kg Dampf von einem kg Kohle unter den obwaltenden Betriebsverhältnissen erzeugt werden.

Da bei jeder Anlage die Speisewasser- und Dampftemperatur eine andere ist, so muß man für Vergleichszwecke die Verdampfungszahl umrechnen auf Normaldampf, das ist Dampf von 100° (1 atm absol.), der aus Wasser von 0° gebildet worden ist; dazu werden pro 1 kg Dampf $i_0'' = 639,3$ WE gebraucht; es ist also:

$$\text{Verdampfungsziffer } \%_{/100} = \frac{D}{B} \cdot \frac{\lambda}{639,3} \quad \dots \quad 40)$$

$\lambda = i'' - t_e + \ddot{u}$ bedeutet die pro 1 kg Dampf wirklich aufgewendete Wärmemenge in WE.

Der Wirkungsgrad durch Dampfüberhitzung allein ist

$$\eta_u = \frac{D \cdot c_p (t - \vartheta)}{B \cdot H} \cdot 100 \quad \text{in \%} \quad \dots \quad 41)$$

Ist ein Rauchgasvorwärmer (Economiser) vorhanden, der die in den Abgasen nach Verlassen des Kessels noch vorhandene Wärmemenge ausnutzt, so werden gewonnen, wenn das Speisewasser mit t_e in den Vorwärmer eintritt und mit t_a austritt:

$$D(t_a - t_e)$$

Wärmeeinheiten, und der Wirkungsgrad durch den Vorwärmer beträgt entsprechend obigem:

$$\eta_v = \frac{D(t_a - t_e)}{B \cdot H} \cdot 100 \quad \text{in \%} \quad \dots \quad 42)$$

Dieser Nutzeffekt ist zu dem des Kessels und Überhitzers zuzuzählen, um den Gesamtwirkungsgrad der Anlage zu erhalten.

Um η_v ist natürlich der Abgasverlust durch fühlbare Wärme geringer geworden gegen den Betrieb ohne Rauchgasvorwärmer, weil die Abgastemperatur erniedrigt worden ist.

Die vollständige Wärmebilanz einer Anlage stellt sich also wie folgt dar:

Zugstärke über den Rosten im Mittel	mm	13,5
Kesselhaustemperatur	°C	38
Außenlufttemperatur	°C	27
Kohlenheizwert	WE	2887
Wassergehalt der Kohle	%	48,0
Kohlenstoffgehalt der Kohle	%	31,0
Aschengehalt der Kohle	%	5,3
Wasserstoffgehalt der Kohle	%	2,8
Schornsteinhöhe	m	50
Obere lichte Weite Φ	m	2,0

Dem Dampfüberdruck von 4,7 atm entspricht eine Verdampfungswärme von $i'' = 659,6$ WE, bei einer Dampftemperatur von $154,7^\circ$.

Die für 1 kg erzeugten Dampf aufgewendete Wärmemenge beträgt

$$i'' - t_e = 659,6 - 52,4 = 607,2 \text{ WE.}$$

Die Verdampfung ergibt sich zu

$$\frac{D}{B} = \frac{203\ 163}{79\ 698} = 2,55,$$

und bezogen auf Dampf von 100° aus Wasser von 0°

$$2,55 \cdot \frac{607,2}{639,3} = 2,42.$$

Die Kesselbeanspruchung errechnet sich auf 1 qm Heizfl./St. zu

$$\frac{203\ 169}{9,6 \cdot 633,2} = 33,5 \text{ kg/qm/St.};$$

auf Normaldampf bezogen, zu

$$33,5 \cdot \frac{607,2}{639,3} = 31,8 \text{ kg/qm/St.}$$

$$\text{Rostbeanspruchung} = \frac{79\ 698}{9,6 \cdot 26,7} = 311 \text{ kg/qm/St.}$$

Die Gasmenge pro 1 kg Brennstoff beträgt nach Formel 20

$$\begin{aligned} G_{\text{cbm}} &= \frac{1,865\ C}{k} + \frac{9 \cdot H + W}{0,804} = \\ &= \frac{1,865 \cdot 0,31}{0,11} + \frac{9 \cdot 0,023 + 0,48}{0,804} = 6,12 \text{ cbm}^0/_{760}. \end{aligned}$$

Der Wirkungsgrad errechnet sich aus:

$$\eta = 100 \cdot \frac{203\,163 \cdot 607,2}{79\,698 \cdot 2887} = 100 \cdot \frac{2,55 \cdot 607,2}{2887} = 53,7 \%$$

Abgasverlust durch fühlbare Wärme: nach Diagramm Abb. 16 ist $\epsilon = 11,0 \%$ $\text{CO}_2 + 0,5\%$ $\text{CO} = 11,5 \%$, und bei einem Wassergehalte der Kohle von $48,0 \%$ ergibt sich $v = 0,835$; es wird also der

$$\text{Abgasverlust} = \frac{v \cdot (T - t)}{\epsilon} = \frac{0,835 \cdot (478 - 38)}{11,5} = 32 \%$$

Verlust durch unverbrannte Gase. Nach Formel 32 wird

$$v_{\mu} = \frac{G \cdot 3046 \cdot k_2}{H} = \frac{6,12 \cdot 3046 \cdot 0,5}{2887} = 3,2 \%$$

Wärmebilanz.

1. Wirkungsgrad	= 53,7 %
2. Abgasverlust durch fühlbare Wärme	= 32,0 %
3. Verlust durch unverbrannte Gase	= 3,2 %
4. Verlust durch Abkühlung, Strahlung- Leitung sowie durch Unverbranntes in der Asche (als Rest)	= 11,1 %
	100 %

h) Der Zusammenhang zwischen dem CO_2 -Gehalt der Verbrennungsgase, ihrer Temperatur, dem Wirkungsgrade und dem Abgasverlust.

Die Temperatur, mit welcher die Verbrennungsgase in den Schornstein abziehen, hängt unter sonst gleichen Verhältnissen von verschiedenen Umständen ab.

1. Von der Güte der Kesseleinmauerung, der Sauberkeit der Heizfläche und der Schnelligkeit der Wasserströmung im Kessel; denn je besser die Gase an den Kessel gedrängt werden, je intensiver die Mischung, je reiner die Kesselfläche innen und außen ist und je rascher sich das Wasser im Kessel bewegt, desto besser werden die Gase ausgenutzt, desto kälter ziehen sie ab.

2. Von der Güte des Verbrennungsprozesses; denn je rationeller die Verbrennung erfolgt, d. h. mit je geringerem Luftüberschusse, desto heißer wird die Flamme, desto höher die Verbrennungstemperatur (vgl. Abschn. 8), weil weniger Wärme darauf

verwendet wird, um den für den Verbrennungsvorgang indifferenten Stickstoff mit zu erhitzen. Bei höherer Anfangstemperatur der Gase wird auch der Temperaturunterschied zwischen Kesselinhalt und Heizgasen größer, somit auch der Wärmeübergang und die Ausnutzung.

3. Von der Höhe der Rostbelastung; denn bei größerem Verbrauch steigt die Gasmenge, so daß sie weniger gut am Kessel

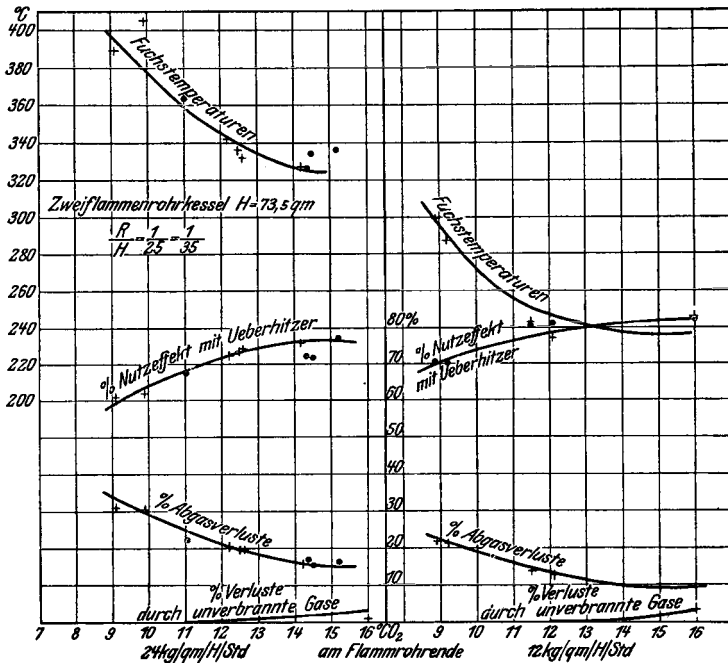


Abb. 17. Beziehung zwischen Kesselbeanspruchung und Kohlendioxidgehalt der Verbrennungsgase, Fuchstemp., Abgasverlust und Verlust durch unvollkommene Verbrennung.

ausgenutzt werden kann und die Abgase mit höherer Temperatur in den Schornstein ziehen; außerdem wächst die Gefahr der Kohlenoxydbildung (vgl. Abb. 18).

Am deutlichsten veranschaulicht das Diagramm Abb. 17 die Beziehungen der für den Kesselprozeß wichtigsten Größen untereinander; es bietet gewissermaßen den Extrakt der Vorgänge beim Verbrennungsprozesse.

Nach einer Versuchsreihe¹⁾ des Hamburger Vereins für Rauchbekämpfung und Feuerungsbetrieb an einem Zweiflammrohrkessel von 75 qm Heizfläche mit Steinkohlenfeuerung sind die zwei Schaubilder für eine Kesselbelastung von 12 und von 24 kg Dampf pro 1 qm Heizfläche und St. gezeichnet worden. Sie geben die Veränderung wieder, welche der Verlust durch unverbrannte Gase, der Verlust durch die Abgase und der Nutzeffekt, sowie die Temperatur der Abgase erleiden, wenn durch zunehmende Luftzufuhr der Verbrennungsprozeß ungünstig beeinflusst wird, so daß der Kohlensäuregehalt der Abgase, gemessen am Flammrohrende, fällt.

Die untenstehenden Zahlen sind aus dem Diagramm entnommen.

Tabelle 36.

% Kohlen- säure am Flammroh- rende	Temperatur der Abgase °C	Abgas- verluste %	Verluste durch unver- brannte Gase %	Nutzeffekt %	Kessel- beanspruch- ung kg/qm/St.
15	324	15,0	3,5	76,0	24,0
14	327	16,0	2,0	76,0	24,0
12	335	21,0	2,0	71,0	24,0
10	377	29,0	1,0	64,0	24,0
9	397	33,0	0,5	59,0	24,0
15	236	9	2,0	82	12,0
14	238	10	1,5	81	12,0
12	246	13	0,5	78	12,0
10	272	18	0,0	74	12,0
9	294	22	0,0	70	12,0

Es ist zu beobachten, daß bei fallendem Kohlensäuregehalt der Verbrennungsgase ihre Temperatur steigt, demnach naturgemäß auch der Abgasverlust; daß deshalb auch der Nutzeffekt des Kessels sinkt, der Verlust durch unverbrannte Gase dagegen fällt, weil bei größerem Luftüberschusse die Gefahr zur Bildung von Kohlenoxyd usw. geringer wird.

Bei niedrigerer Kesselbeanspruchung dagegen liegen, weil ja dann nur geringere Kohlenmengen verbrannt werden, die Werte für die Abgastemperaturen, Abgasverluste und Verluste durch unverbrannte Gase tiefer, während der Nutzeffekt dementsprechend

¹⁾ Haier, Feuerungsuntersuchungen 1906 S. 31, Tafel 8, 9, 17.

größer ist. Der Aschenverlust betrug in beiden Fällen etwa 1 bis 3 %, der Abkühlungsverlust 4 bis 7 %. Beide werden nicht wesentlich beeinflusst.

10. Die Zugmessung.

Jeder Brennstoff bedarf, wie aus Tabelle 9 ersichtlich ist, zur wirtschaftlichen Verbrennung eine bestimmte Luftmenge; um dieselbe durch die Rostschicht und die Züge der Kesselanlage zu saugen, ist eine gewisse Zugdifferenz zwischen dem Brennraume und der Außenluft nötig. Da man aus Preisrücksichten an eine nicht zu große Schornsteinhöhe gebunden ist, so haben sich gewisse normale Verhältnisse herausgebildet für die angewendete Zugstärke; dieselbe beträgt im Durchschnitt am Schornsteinfuße, gemessen bei geschlossenem Fuchsschieber, etwa 20—35 mm. Die Widerstände beim Strömen der Gase durch die Kanäle und Rohrreihen, Ekonomiser und Überhitzer usw. verbrauchen einen Teil dieses verfügbaren Unterdruckes, so daß über dem Roste im Mittel der Unterdruck noch 6—15 mm beim Betriebe beträgt. Je höher der Rost bedeckt wird, desto geringer wird die durch den Rost gesaugte Luftmenge, desto höher aber der Unterdruck über dem Roste, da dann der gesamte Raum über dem Roste und in den Zügen mehr und mehr ein von der Außenluft abgeschlossener Raum wird, der in seinem Unterdrucke sich dem Maximum des vom Schornstein erzeugten Unterdruckes nähert. Diese Erscheinung macht sich nicht nur mit steigender Schichthöhe bemerkbar, sondern auch bei Bedeckung des Rostes mit feinkörnigem Brennstoffe, mit zunehmender Verschlackung des Rostes, mit Abdrosseln des Luftzutrittes usw. Man sieht also, die angewendete Methode der einfachen Zugmessung bietet keinen einwandfreien Hinweis für die Regulierung der Verbrennungsvorgänge.

Einen besseren Anhalt gibt die Methode, bei der man die Zugdifferenz zwischen Kesselende und Brennraum mißt; denn je höher diese Differenz ist, desto mehr Luft tritt durch den Rost entsprechend der Beziehung $v = \sqrt{2gh}$ und desto mehr Kohle wird verbrannt, während beim Sinken der Differenz ein abnehmender Lufteintritt angezeigt wird entweder bei zu hoher Schichthöhe, bei zunehmender Verschlackung oder beim Schließen der Aschenfalltür. Man wird dann stets, um zu hohen Luftüberschuß

zu vermeiden, mit der geringsten Zugdifferenz arbeiten, mit der der Betrieb gehalten werden kann; bei derselben Kesselanlage ist die durchgesaugte Luftmenge annähernd proportional der Wurzel aus dieser Zugdifferenz. Das einwandfreieste Bild würde geboten durch direkte Messung und Anzeige der erzeugten Gasmengen, etwa durch Messen mit einer Stauscheibe, weil unter annähernd gleichen Verbrennungsverhältnissen die Gasmenge proportional der verbrannten Kohlenmenge ist.

Zum Feststellen der Höhe des Zuges, also des Unterdruckes an einer bestimmten Stelle der Zugkanäle, verwendet man eine U-förmig gebogene, beiderseitig offene, mit Wasser gefüllte Glasröhre, deren eines Ende man durch ein senkrecht zum Gasstrom gestelltes Rohr mit dem betreffenden Gaskanale verbindet. Zu feineren Messungen benutzt man geneigt liegende Glasrohre, oder Zugmesser, die mit 2 verschiedenen, im spezifischen Gewichte sehr nahe aneinander liegenden, sich aber nicht mischenden Flüssigkeiten gefüllt sind, oder ähnliche Instrumente, deren heute eine ganze Zahl zuverlässig arbeitende zur Verfügung stehen, sogenannte Differenzzugmesser.

Beispiel 16. Es sei ein Beispiel für eine Zugmessung gegeben, die an einem Zweiflammrohrkessel von 82,6 qm Heizfläche und 10,0 m Länge ausgeführt wurde. Die Kesselbeanspruchung betrug 31,8 kg/qm/St., bezogen auf Wasser von 0° und Dampf von 100°. Der Kessel besitzt eine Schüttfeuerung von 3,70 qm zur Verfeuerung von deutscher Braunkohle von 2800 WE; er ist so eingemauert, daß die Gase nach Durchströmen der beiden Flammrohre von 650—750 mm \odot rechts und links vom Kessel durch Seitenzüge gemeinsam nach vorn ziehen, sich unter dem Kessel vorn vereinigen und in einem gemeinsamen Unterzuge unter dem Kessel entlang wieder nach hinten in den Fuchs streichen. Ein gemeinsamer Abzugskanal führt die Gase von noch 4 anderen gleich großen, ebenso eingemauerten Kesseln nach einem gemeinsamen Flugaschenfänger, der 8 m hinter dem Kessel dicht vor dem Schornstein steht; der Schornstein ist 50,0 m hoch und besitzt einen oberen lichten Durchmesser von 2,0 m. Die Querschnitte sind folgende: In der engsten Stelle der 2 Flammrohre zusammen 0,665 qm, in den beiden Seitenzügen zusammen 0,96 qm, im Unterzuge 0,685 qm, im Fuchskanale 0,80 qm, im gemeinsamen Fuchse aller 5 Kessel ca. 5,0 qm, an der oberen Mündung des Schorn-

steines 3,14 qm; nachstehende Tabelle gibt Zug- und Temperaturmessung an.

	Über der Feuerung	Am Flammrohr-ende	Mitte des Seitenzuges		Umkehr von den Seitenzügen in den Unterzug	Fuchs vor dem Schieber	Gemeinsamer Fuchs aller Kessel	Im Schornstein in 15 m Höhe
			oben	unten				
Zug mm . . .	13	17,5	21	22	22	26,5	29,5	30,5
Temperatur °C	—	—	—	—	—	491	465	445

Die niedrigere Temperatur im gemeinsamen Fuchse erklärt sich dadurch, daß die anderen Kessel etwas niedrigere Temperaturen besaßen und durch die undichten Schieber Luft eingetreten ist.

Beispiel 17. Als weiteres Beispiel seien noch einige Messungen gleicher Art an dem weiter hinten S. 128 beschriebenen Garbekessel von 254 qm Heizfläche für 14 atm Überdruck angeführt für 2 Versuchsreihen.

Beanspruchung kg Dampf auf qm Heizfl. und St. $\frac{\%}{100}^{\circ}$	Zug über dem Rost mm	Zug hinter dem Überhitzer mm	Zug vor dem Fuchsschieber mm	Dampf-temperatur hinter Überhitzer °C	Gastemperaturen			CO ₂ Gehalt vor dem Fuchsschieber ‰
					vor dem Überhitzer	hinter Überhitzer	vor dem Fuchsschieber	
					°C			
19,3	12,3	13,1	16,2	253	362	253	273	12,4
22,05	13,0	14,0	19,0	263	409	263	293	12,4

11. Berechnung der Rostfläche.

a) Rostbeanspruchung.

Im engsten Zusammenhange mit der Zugstärke, also der Schornsteinhöhe, steht die Beanspruchung des Rostes; sie hängt aber außerdem in erster Linie von der Kohlsorte ab, welche auch entscheidend für die Bauweise des Rostes ist, sodann von der Sortierung der Kohle und von ihrer Backfähigkeit und Schlackenbildung. Je minderwertiger, also je sauerstoffreicher der Brennstoff ist, desto rascher verbrennt er und desto mehr kann pro Rosteinheit verfeuert werden, desto größer muß aber auch der Rost für gleiche

Kesselleistung sein. Dabei gilt, daß die Rostbelastung für das gleiche Kohlenmaterial um so kleiner wird, je feinkörniger der Brennstoff ist. Die ganz schwer brennbaren Stoffe, wie Anthrazit, Koks, Steinkohlengrus, werden am besten mit künstlichem Zuge oder Unterwind verbrannt.

Von der Rostbelastung hängt für eine bestimmte Kohlen-sorten die Rostgröße ab, und von beiden zusammen wieder die Dampferzeugung bzw. die Beanspruchung D des Kessels in kg Dampf pro qm Heizfläche und Stunde. Im Prinzip könnte man also mit jedem Kessel jede beliebige Beanspruchung erhalten, wenn man nur hinreichend Kohle zur Verbrennung bringt, also genügend Heizgase an der Kesselheizfläche vorbeistreichen läßt. Doch gibt es in der Praxis gewisse Grenzen, dadurch, daß sich z. B. bei Innenfeuerung bei Flammrohrkesseln nur eine begrenzte Rostfläche unterbringen läßt; bei Vorfeuerung ist man freier, jedoch ist hier die Grenze durch die Kesselbreite und die Länge bei Planrosten, die Höhenausdehnung bei Schrägrosten sowie die Bedienungsmöglichkeit gegeben. Planroste, die wesentlich länger als 2,2 m sind, werden für Handbeschickung schwierig, auch ist das Feuer schwer zu übersehen. Es ist daher für jedes Kesselsystem wichtig, daß dasselbe auch in Rücksicht auf die Möglichkeit gebaut wird, einen großen Rost unterbringen zu können, damit die Vorzüge hoher Leistungsfähigkeit, welche die modernen Kesselsysteme besitzen, auch voll ausgenutzt werden können. Mechanische Feuerungen gestatten eine größere Rostbeanspruchung als Handfeuerungen. Für die Berechnung eines Rostes für einen Kessel geht man am besten von der Dampfleistung aus, welche der Kessel zu schaffen hat. Aus der Dampfspannung, Überhitzungstemperatur und Speisewassertemperatur ergibt sich unter Annahme eines voraussichtlichen Nutzeffektes der Kesselanlage sowie des Heizwertes der zur Verwendung kommenden Kohle die erforderliche Kohlenmenge, welche verbrannt werden muß in der Stunde, um den Dampf zu schaffen.

Bezeichnet man mit

R die Rostfläche in qm,

B die Brennstoffmenge in kg pro 1 Stunde,

D die Dampfmenge in kg pro 1 Stunde,

H die Kesselheizfläche in qm,

so nennt man die pro 1 kg Brennstoff erzeugte Dampfmenge die

$$\text{Verdampfungsziffer} = \frac{D}{B};$$

es ist der Verbrand oder die

$$\text{Rostbeanspruchung in kg und Stunde} = \frac{B}{R}$$

und das Verhältnis von

$$\frac{\text{Rostfläche}}{\text{Kesselheizfläche}} = \frac{R}{H};$$

mit dem Steigen dieses Verhältnisses steigt unter sonst gleichen Umständen auch die Kesselleistung; es sinkt allerdings damit auch der Nutzeffekt des Kessels, weil mit steigendem Verbrände die Abgastemperatur ebenfalls zunimmt.

In jeder Kesselanlage ist der Höchstwert des Verbrandes in ziemlich engen Grenzen bedingt durch die Höhe des Schornsteines in allererster Linie; sodann durch die Belastung des Schornsteines mit viel oder wenig Gasen; ferner sind für die Rostleistung maßgebend die Länge der Rauchkanäle bis zum Schornsteine, ihre Weite sowie die Art und Weise der Einmündung der einzelnen Rauchkanäle in den gemeinsamen Sammelkanal.

Bei heißem, drückendem Wetter „zieht“ ein Schornstein schlechter als bei kühlerem und windigem; stark mit Flugasche verlegte Rauchkanäle und Kesselzüge schwächen ebenfalls den Zug und setzen somit die Rostleistung herab. Innerhalb dieser durch Betriebs- und Anlageverhältnisse bedingten Grenzen kann die Rostleistung durch die Stellung des Rauchkanalschiebers reguliert werden.

Es ist nun begreiflich, daß sich alle diese verschiedenen Einflüsse nicht durch eine Rechnung darstellen lassen, und es genügt also für die Berechnung des Rostes vollständig, wenn dafür die durch Erfahrung gegebenen Mittelwerte verwendet werden; eine genaue Berechnung unter Berücksichtigung der Rostspalten, der durchziehenden Windmengen usw. hat wenig Wert, weil zu viel Annahmen gemacht werden müssen. Nachstehende Tabelle 37 bietet die Rechnungsgrundlagen; dabei ist das Brennmaterial als wichtigster Faktor zugrunde gelegt.

Tabelle 37.

Mittlere Rostbeanspruchung für verschiedene Brennstoffe

$$= \frac{B}{R}$$

Brennmaterial	Heizwert ca. WE	$\frac{B}{R}$ Rost- beanspruchung kg/qm/St.	Schütthöhen mm	Zugstärke über dem Rost mm Wasser	$\frac{R}{H}$ Rostgröße Heizfläche
thrazit	7800	60—70	70—80	8—15 je nach	} $\frac{1}{30} - \frac{1}{50}$
oks	7000	75—90	130—170		
inkohlen:				Körnung,	}
gasarme	6800	70—110	} 90—130		
gasreiche	7600	90—120			
iketts aus Braun-			Je nach	Material und Dichte	} $\frac{1}{28} - \frac{1}{35}$
kohlen	4800	120—180	Gr. d. Br.		
hm. Braunkohl.	4800	120—180	150—200		
utsche Braunk.	2400	170—380	200—300		} $\frac{1}{18} - \frac{1}{28}$
rf (gepreßt) . . .	3800	160—280	Je n. Gr.		
he (gepreßt) . . .	1300	160—280	120—180		} $\frac{1}{18} - \frac{1}{22}$

Für die Annahme eines Nutzeffektes zur Berechnung der für 1 kg Kohle erzeugten Dampfmenge können die Werte der Tabelle 38 angesetzt werden; dabei ist zu berücksichtigen (vgl. Abschn. 12), daß die modernen Kesselsysteme mit normalen Beanspruchungen von 22—26 kg rechnen. Sind Überhitzer vorhanden, so können die Nutzeffekte um 2 bis 5 Prozente höher gewählt werden.

Tabelle 38.

$$\frac{D}{H} = \text{Kesselbeanspruchung und } \eta = \text{Nutzeffekt, ohne Überhitzer.}$$

D/H Kesselbeanspruchung kg/qm/St. $\frac{0}{100}^{\circ}$	12	18	24	30	33
Nutzeffekt η $\frac{0}{10}$	72	68	64	59	56
Abgastemperatur $^{\circ}\text{C}$	210	260	320	400	430

b) Verdampfungs-ziffer der Brennstoffe.

Die mit einem kg Brennstoff erzeugbare Dampfmenge $\frac{D}{B}$ hängt außer vom Heizwerte der Kohle vom Wirkungsgrade η der Kesselanlage ab und von der aufgewendeten Erzeugungswärme λ° pro 1 kg Dampf.

Zur raschen Ermittlung der Verdampfungsziffer dient nachstehende Tabelle 39, die für $\lambda_0 = 639$ ermittelt ist, also für Erzeugung von Dampf von 100° aus Wasser von 0° .

Beträgt die aufgewendete Wärme pro 1 kg Dampf λ , so sind die Werte der Tabelle mit $\frac{\lambda}{\lambda_0}$ zu multiplizieren. $\lambda = 639$ entspricht auch 1 kg Dampf von 10 atm Überdr. und einer Überhitzungstemperatur von 250° , das aus Wasser von ca. 65° erzeugt ist. Allgemein gilt, wenn h den Kohlenheizwert bezeichnet:

$$\frac{D}{B} = \frac{h}{\lambda} \cdot \eta = \text{Verdampfungsziffer, 43)}$$

womit auch die Tabelle berechnet ist.

Tabelle 39. Verdampfungsziffer $\frac{D}{B}$ für verschiedene Brennstoffe bei verschiedenem Wirkungsgrade der Kesselanlage η ; Erzeugungswärme des Dampfes $\lambda_0 = 639$.

Kohlensorte	Heizwert WE	Erzeugter Dampf pro 1 kg Kohle $= \frac{D}{B}$ bei einem Wirkungsgrade η von				
		55%	60%	65%	70%	75%
Steinkohlen, gute	7500	6,50	7,10	7,65	8,25	8,85
„ mittlere	7200	6,20	6,80	7,35	7,90	8,45
„ minderwertigere	6800	5,35	6,40	6,95	7,45	8,00
Böhmische Braunkohle und deutsche Braunkohlenbriketts	5200 4800	4,50 4,15	4,90 4,52	5,30 4,90	5,70 5,27	6,10 5,65
Deutsche Braunkohlen, gute	3000	2,59	2,83	3,05	3,30	3,55
„ „ mittlere	2600	2,25	2,45	2,65	2,85	3,05
„ „ minderwert.	2200	1,90	2,08	2,25	2,42	2,60
Lohe, gepreßt	1300	1,12	1,22	1,32	1,42	1,53

Für alle Roste ist man bemüht, die freie Rostfläche im Verhältnis zur gesamten Rostfläche so groß wie möglich zu machen; bei feinen Brennstoffen müssen die Spalten zw. den Stäben naturgemäß enger sein als bei gröbereren Stücken; es wird im Durchschnitt die freie Rostfläche $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{2}$ der gesamten. Je größer das Verhältnis ist, desto mehr Luft kann durch den Rost ziehen, und desto höher kann man auch beschicken. Man reguliert diese Beschickungshöhe, die man stets möglichst gleichmäßig zu halten

hat, am besten durch Einstellen auf einen günstigen CO_2 -Gehalt von 12—15 % hinter dem Flammrohre oder innerhalb der ersten Rohrreihen mittels des Rauchschiebers; die hierbei gefundene Zugdifferenz zw. Schieber und Rost soll dann immer eingehalten werden.

Sind mechanische Feuerungsapparate vorhanden, so können $\frac{B}{R}$, ebensoder Wirkungsgrad um 10 bis 15 % der oben angegebenen Werte erhöht werden.

Beispiel 18. Es sollen Kessel und Rostfläche für eine Dampfleistung von 3000 kg pro Stunde berechnet werden für eine Anlage, die bei 8 atm Überdruck deutsche Braunkohle von 2700 WE verfeuert; das Speisewasser sei 55° warm.

Es werde ein Zweiflammrohrkessel gewählt, weil das Speisewasser schlecht und weil eine schwankende Belastung zu erwarten ist. Das Anlagekapital soll niedrig sein, deshalb wird, da guter Schornsteinzug von 27 mm am Fuße vorhanden ist, eine Kesselbelastung $= \frac{D}{H}$ von 28 kg/qm gewählt; das ergibt eine Kesselgröße von $\frac{3000}{28} \sim 110$ qm Heizfläche = H. Pro 1 kg Dampf von 8 atm Überdruck sind aufzuwenden $\lambda = 660 - 55 = 605$ WE; bei einem Wirkungsgrade von $\eta = 62\%$ wird eine Verdampfung erzielt von

$$\frac{D}{B} = \frac{2700 \cdot 0,62}{605} = 2,76.$$

Also der Kohlenbedarf beträgt pro 1 Stunde

$$B = \frac{3000}{2,76} = 1085 \text{ kg.}$$

In Rücksicht auf den guten Zug möge der Rost mit 240 kg $= \frac{B}{R}$ beansprucht sein bei dieser Leistung des Kessels; es wird

daher die Rostfläche $R = \frac{1085}{240} = 4,5$ qm gewählt.

Rostfläche zu Heizfläche ist dann

$$\frac{4,5}{110} = \frac{1}{24,5} = \frac{R}{H}.$$

Die Kesselbeanspruchung, umgerechnet auf Wasser von 0° und Dampf von 100° , also auf $\lambda_0 = 639$ WE, ist dann $28 \cdot \frac{605}{639} = 26,5$ kg/qm/St.

Man hat eine Abgastemperatur von ca. 370° zu erwarten (vgl. Diagr. 18) und wird daher gut tun, später einen Economiser anzulegen, um die Abwärme der Gase noch auszunutzen. Die Kesselbelastung wird man voraussichtlich bis auf ca. 32 kg steigern können, die Dampfabgabe also bis auf 3500 kg von 8 atm.; der Wirkungsgrad würde dabei allerdings auf ca. 57 % fallen und die Abgastemperatur steigen auf ca. 420° .

12. Berechnung der Kesselheizfläche.

a) Kesselbeanspruchung.

Es haben sich gewisse Grenzen der dauernden Beanspruchung der Kessel für den Betrieb ergeben; sie liegen heute bei fast allen Kesselsystemen normal zwischen 22—25 kg Dampf pro qm Kesselheizfläche und Stunde, maximal zwischen 30 bis 36 kg/qm. Darin sind Flammrohr- und Wasserrohrkessel mit liegenden und stehenden Wasserrohren ziemlich gleich, nur Walzenkessel und kombinierte Kessel (unten Flammrohrkessel, oben Röhrenkessel) müssen geringer beansprucht werden. Im allgemeinen kann man Flammrohrkessel dauernd am stärksten beanspruchen, ohne daß sie Schaden leiden, wie derselbe überhaupt als das unempfindlichste Kesselsystem gilt. Neuerdings sind indessen auch die Wasserrohrkessel zu Typen für hohe Leistungen ausgebildet worden.

Kennt man die Beanspruchung der Heizfläche $= \frac{D}{H}$ d. h. die pro 1 qm Kesselheizfläche und Stunde erzeugte Dampfmenge, so kann im allgemeinen folgende Tabelle 40 einen Anhalt für die Wahl der Kesselheizfläche der verschiedenen Kesselsysteme bieten. Bei künstlichen Zugsanlagen kann $\frac{D}{H}$ bis 1,5 mal so hoch werden.

Tabelle 40.

Kesselbeanspruchung = $\frac{D}{H}$ der verschiedenen Kesselarten.

Kesselsystem	Art der Beanspruchung kg/qm/St.		
	mäßig	normal	stark
Flammrohrkessel	16	25	33
Wasserrohrkessel, liegende	16	22	30
„ Hochleistungskessel	20	26	35
Wasserrohrkessel, stehende	18	24	30
Doppelkessel, oben und unten Flamm- rohre	16	22	30
Vereinigte Flammrohr- und Heizrohr- kessel	12	16	20
Walzenkessel	13	16	22
Lokomobilkessel	12	18	28

b) Abgastemperatur und Kesselbeanspruchung.

Mit der Höhe der Rostbelastung, also der Höhe des Verbrandes, steigt die erzeugte Gasmenge; die Gase streichen schneller am Kessel vorbei, als derselbe die Wärme aufnehmen kann, und die Abgangstemperatur der Gase, gemessen am Kesselfuchse, wird höher. Dieser Einfluß der Kesselbelastung bzw. Rostbelastung auf die Abgastemperatur ist für Zweiflammrohrkessel aus einer Anzahl Versuche¹⁾ im Schaubild Abb. 18 dargestellt, dessen Ablesungen allerdings nur als Mittelwerte gelten, da sie bei jeder einzelnen Anlage durch die besonderen Verhältnisse beeinflußt sind. Es ist deutlich das beträchtliche Anwachsen der Fuchstempertur ersichtlich, wenn die Kesselbelastung ansteigt.

So ist z. B. bei

12 kg Kesselbeanspruchung pro 1 qm Heizfläche und Stunde
die Abgastemperatur 210° C.

16 kg Kesselbeanspruchung pro 1 qm Heizfläche und Stunde
die Abgastemperatur 260° C.

20 kg Kesselbeanspruchung pro 1 qm Heizfläche und Stunde
die Abgastemperatur 305° C.

¹⁾ Vorgenommen vom Bayer. Revis.-Verein, und eigene.

- 24 kg Kesselbeanspruchung pro 1 qm Heizfläche und Stunde
die Abgastemperatur 345° C.
- 28 kg Kesselbeanspruchung pro 1 qm Heizfläche und Stunde
die Abgastemperatur 380° C.

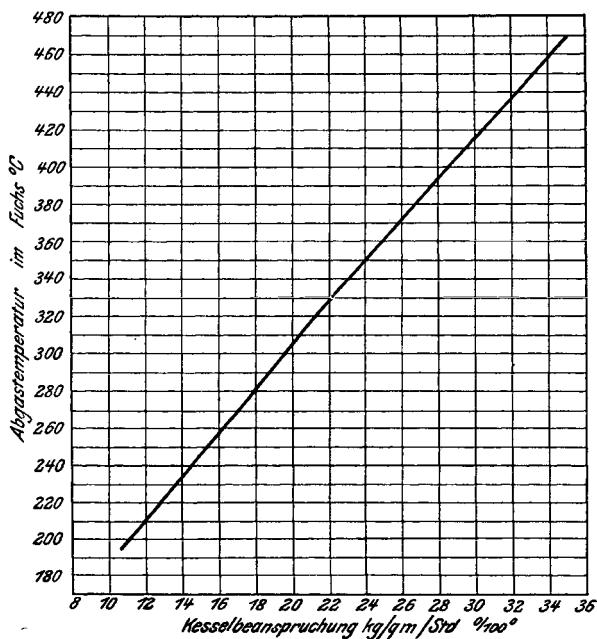


Abb. 18. Beziehung zwischen Kesselbeanspruchung und Abgastemperatur bei Zweiflammrohrkesseln.

Man kann diese Angaben jedoch mit großer Sicherheit den Rechnungen zugrunde legen. Mit der Höhe der Abgastemperatur sinkt natürlich der Nutzeffekt der Anlage

Über Grundflächenbedarf und Dampfleistung pro 1 qm Grundfläche einiger Kesselsysteme sind nachstehend einige Daten gegeben, unter Angabe des Preises für die Kessel einschl. Feuerung und Überhitzer, sämtlichem Zubehör an Armaturen, Einmauerung und Fundamenten, die für eine zweckmäßige Flugaschenabfuhr unterkellert sind und Aschensäcke besitzen. Gemessen ist die von dem Mauerwerk bedeckte Fläche.

Tabelle 41.

Grundflächenbedarf und Dampfleistung pro qm Grundfläche bei verschiedenen Kesselsystemen.

400 qm Heizfl. in einen Block zusammengebaut	Überbaute Grundfläche durch die Kessel	Preis einschl. Kessel u. Feuerung fix u. fertig aufgestellt mit Überhitzern und Aschengängen unter Kesseln	Normale Dampfleistung	Dampfleistung pro 1 qm Grundfl.	Kosten pro 1 qm Grundfläche
	qm	M.	kg/St.	kg/St.	M.
2 Steilrohrkessel, je 200 qm	56	51 000	10 000	178	915
4 Zweifl. Kessel, je 100 qm	230	69 000	10 000	44	300
2 Doppelkessel, je 200 qm	138	60 000	10 000	73	435
1 Hochleistungs-Wasserrohrkessel, 400 qm	48	46 000	10 000	208	960

13. Beanspruchung einzelner Teile der Kesselheizfläche und Ziele des neueren Kesselbaues.

a) Wärmeverteilung auf einzelne Heizflächenteile.

Im Dampfkesselbau und der Feuerungstechnik herrscht heute, im Gegensatz zu früher, das Bestreben, hohe Dampfleistungen aus den Kesseln zu erzielen, und zwar bei guter Wärmeausnutzung. Der Grund dafür liegt ersichtlich in dem Wunsche, an Anlagekosten zu sparen; denn kommt man für die gleiche Dampferzeugung mit geringeren Kesselheizflächen aus, so bedeutet dies eine gleichzeitige Ersparnis an Kosten für Grund und Boden, Einmauerung und Gebäude, für Rohrleitungen, Bedienung usw. Wie an anderer Stelle (S. 234) erwähnt, besitzt der mit brennenden Kohlen bedeckte Rost sowie heißes Mauerwerk ein sehr hohes Ausstrahlungsvermögen, das dem der absolut schwarzen Körper sehr nahe kommt. Es werden deshalb bei allen Kesseltypen an die ersten vom Feuer und glühenden Wänden bestrahlten Heizflächenteile etwa 3 bis 6 qm, außerordentlich hohe Wärmemengen abgegeben, die pro qm und Stunde weit über 100 000 bis herauf zu 140 000 WE ($k = 50-90$) liegen; dies entspricht etwa 140 bis 200 kg Dampf pro qm und Stunde. Bei den später von den

Gasen bestrichenen Heizflächen nimmt dieser sehr hohe Wärmeübergang rasch ab, weil nur noch Wärme durch Berührung und Leitung übertragen wird, bis derselbe am Ende der Kessel auf einen ganz geringen Wert sinkt; die mittlere Beanspruchung des Kessels, mit der gerechnet zu werden pflegt, stellt sich dabei auf die üblichen Werte von 18 bis 25 kg/qm/St. Messungen haben diese rechnerischen Ergebnisse (vgl. S. 274 ff. und Diagr. 42) bestätigt; bekannt ist die außerordentlich hohe Verdampfung in der Feuerbuchse von Lokomotivkesseln, die im Durchschnitt der gesamten Heizfläche mit 40 bis 60 kg/qm/St. beansprucht werden. Versuche, die vom Bayrischen Dampfkessel-Revisionsvereine durchgeführt wurden an einem Zweiflammrohrkessel, ergaben, daß in den Flammrohren, die gewöhnlich etwa die Hälfte der gesamten Heizfläche umfassen, im Mittel bereits 85 %, im ersten Seitenzuge 11—15 %, im zweiten Zuge nur noch 1 bis 4 % der gesamten Wärme übertragen werden.

Temperaturmessungen an verschiedenen Stellen der Feuerzüge erweisen dies; bei Schüttfeuerungen ergeben sich, über dem Roste gemessen, bei Verfeuerung von deutscher Braunkohle gewöhnlich Temperaturen von 1000 bis 1100°; hinter den Flammrohren, also etwa nach der halben Heizfläche, betragen dieselben bei Kesselbeanspruchungen von ca. 25 kg bei Flammrohrkesseln von 80 bis 100 qm nur noch 550—650°, um bis an das Kesselende

Wasserrohrkessel¹⁾ (Steinmüller) von 267 qm mit Überhitzer von 87,8 qm und einer Rostfläche (Schüttfeuerung) von 10,0 qm. 12,5 atm Überdruck.

Kesselbeanspruchung kg qm/St	Kohlensorte und WE	kg Kohle pro 1 qm Rostfl. und St B/R	Gastemperaturen gemessen hinter							
			qm Heiz- fläche	° C über Rost	qm Heiz- fläche	° C vor Über- hitzer	qm Heiz- fläche	° C hinter Über- hitzer	qm Heiz- fläche	° C am Schie- ber
12,4	Deutsche	—	0	1019		488	94	361	267	232
15,6	Braunk.	—	0	1047	94	524	+ 87,8	406	+ 87,8	249
19,2	von 2019	247	0	1046	oder	557	qm	436	qm	256
20,1	WE	—	0	1029	40 %	589	Über- hitzer	454	Über- hitzer	281
23,6	mit 58% Wasser	329	0	1032		610	hitzer	481	hitzer	286

¹⁾ Nach P. Fuchs, Z. Ver. deutsch. Ing. 1909, S. 262.

Zweiflammrohrkessel 103 qm mit 45 qm Überhitzer und Braunkohlenfeuerung (Syst. Fränkel).

Einmauerungsart	Kohlen- Heizwert kg qm/St	Kessel- bean- spruch- ung qm/St	Gastemperaturen gemessen hinter					qm am Schieber ° C
			qm Heiz- fläche	Flamm- rohren ° C	qm Heiz- fläche	vor- letz- tem Zug ° C	qm Heiz- fläche	
I Zug 2 Flammrohre	ca.	ca.	56	545	81	435	103	405
II Zug Seitenzug rechts	2500	30—31	54%		+45		+45	
III Zug „ links			Kessel heizfl.		qm Überh. 79% Kessel heizfl.		qm Überh. 100%	

am Fuchsschieber bis auf ca. 350° abzufallen. Nachstehend seien die Ergebnisse einiger Temperaturmessungen des Verfassers angeführt (vgl. Garbekessel S. 129 und allgemeine Angaben S. 116 u. 180).

Nimmt man bei dem Versuche mit dem Zweiflammrohrkessel eine Temperatur von 1050° über dem Roste an, so werden insgesamt 1050—405 = 645° ausgenutzt im Kessel, was bei einer

Lufttemperatur von 20° einem Nutzeffekt von $\frac{645 \cdot 100}{1050 - 20} = 63\%$ entspricht. Die Flammrohre haben bei 54% Heizfläche bereits $\frac{1050 - 545}{645} = 78,5\%$ der gesamten an den Kessel übergegan-

genen Wärme ausgenutzt und der letzte Seitenzug von 22 qm, entsprechend 19% der Heizfläche, kann nur noch $\frac{30}{645} = 4,6\%$ der Gesamtwärme aufnehmen.

Natürlich ist ein Kessel mit Innenfeuerung in den Flammrohren oder mit Unterfeuerung, wie bei Wasserrohrkesseln, in diesem Punkte wesentlich im Vorteile gegenüber einem solchen mit Vorfeuerung, bei welcher naturgemäß nur ein kleiner Teil der Heizfläche bestrahlt werden kann. Deshalb ist auch bei gleicher Belastung der Flammrohrkessel bei Steinkohlenfeuerung, die meist als Innenfeuerung ausgeführt wird, die Abgangstemperatur der Gase am Fuchsschieber kleiner wie bei der Braunkohlenfeuerung (Vorfeuerung), die keine so große Kesselfläche bestrahlt. Allerdings spricht bei Steinkohle noch mit, daß die Anfangstemperatur höher

liegt wie bei Braunkohle, deshalb auch die Wärmeabgabe noch intensiver ist.

Sobald die Heizgase die vom Roste bestrahlten Heizflächen verlassen haben, geben sie die in ihnen enthaltene Wärmemenge nur noch durch Berührung und Leitung ($\alpha = 4$ bis 30) an die Kesselheizfläche und zugleich an das Mauerwerk der Züge ab. Die von letzterem aufgenommene Wärme wird zum Teil wieder nutzbar an die Heizfläche ausgestrahlt, zum Teile allerdings geht sie durch Fortleitung nach außen hin verloren; Gase sind schlechte Wärmeleiter, ebenso wie Luft, und zwar 26 mal schlechter wie Wasser und 2500 mal schlechter als Eisen; aber sie besitzen die Eigenschaft, in den einzelnen Gasschichten vorhandene Temperaturunterschiede ebenso rasch wie Metalle auszugleichen.

Die Ausführungen in Abschn. 23, und besonders Diagramm 42 geben hierzu gute Ergänzungen.

Beispiel 19. Zur näheren Beleuchtung des eben Besprochenen sei noch ein vom Verfasser an einem stehenden Wasserrohrkessel, einem Garbekessel von 254 qm Heizfl., der mit einem Überhitzer von 85 qm und Stufenrostfeuerung ausgerüstet ist, ausgeführter Versuch besprochen.

Es soll der Wärmeübergang an dem hinter dem Überhitzer belegenen Teile der Kesselheizfläche berechnet werden.

Der Kessel besteht aus einem Unterkessel von 1500 mm l \odot und ca. 4,1 m Länge, einem ebensogroßen Oberkessel und aus 240 Garberohren von 54/60 mm von ca. 5500 mm mittlerer Länge, von denen 144 im ersten Zuge, 96 im zweiten Zuge liegen; zwischen ihnen befindet sich eine Schamottewand, die vom Unterkessel bis auf etwa 4,60 m Rohrlänge reicht. Die von den Gasen bis zum Eintritt in den Überhitzer bestrichene Heizfläche beträgt 165 qm, die hinter demselben befindliche Heizfläche bis zum Fuchsschieber 89 qm. Der Wasserumlauf geht so vonstatten, daß das in den Oberkessel gespeiste Wasser durch die hinteren weniger beheizten Rohrreihen herabsinkt und durch die vorderen Rohrreihen hochsteigt; Gegenströmungen sind indes nicht ausgeschlossen.

Die Kohle hatte etwa eine Zusammensetzung von

C	=	31,0 %
Wasser	=	47,5 %
Asche	=	6,0 %
Wasserstoff	=	2,8 %

$$\begin{aligned} \text{Schwefel} &= 1,3 \% \\ \text{O} + \text{N} &= 11,4 \% \end{aligned}$$

daraus ergibt sich bei einem mittleren Gehalte an $\text{CO}_2 = 12,8 \%$ eine Gasmenge nach Formel 20 von

$$\frac{1,865 \cdot 0,31}{0,128} + \frac{9 \cdot 0,028 + 0,47}{0,804} = 5,42 \text{ cbm } \%/100.$$

Garbekessel, Heizfläche qm	254	CO_2 Gehalt hinter d. Überhitzer %	13,1
Kesseldruck . atm Überd.	14	$\text{CO}_2 + \text{O}_2$ Gehalt hinter dem Überhitzer %	18,4
Überhitzerheizfläche . qm	85	CO Gehalt hinter dem Überhitzer %	0,5
Rostfläche: Heizfläche . .	1 : 24,5	CO_2 Gehalt vor dem Fuchsschieber %	12,4
Kohlenheizwert, Braunkohle WE	2760	$\text{CO}_2 + \text{O}_2$ Gehalt vor dem Fuchsschieber %	18,6
Wassergehalt der „ %	47,5	CO Gehalt vor dem Fuchsschieber %	0,4
Aschengehalt %	6,0	Dampferzeugung pro qm Heizfläche und Stunde bez. auf Wasser von 0° und Dampf von 100° .	22,05
Kohlenverbrauch pro 1 St. kg	1985	Verdampfung = $\frac{\text{Wasser}}{\text{Kohle}} \%/100^\circ$	2,82
Speisewasser pro 1 St. kg	5260	Wärmeübergang pro qm Überhitzerheizfläche und Std. (trockener Dampf) WE	2480
Speisewassertemp. . . . °C	29	Nutzeffekt des Kessels %	61,6
Mittlerer Überdruck . atm.	12,2	Nutzeffekt des Überhitz. %	3,9
Dampf Temperatur . . °C	263	Verlust durch Abgase %	17,8
Verbrennungsgase hinter der Feuerung. . $\text{CO}_2 \%$	13,2	Verlust durch unverbr. Gase %	2,5
Verbrennungsgastemp. vor dem Überhitzer . . °C	409	Restbetrag, Strahlung, Aschenverluste usw. %	14,2
Verbrennungsgastemp. hinter dem Überhitzer . . °C	341		
Verbrennungsgastemp. vor dem Fuchsschieber . °C	293		
Lufttemperatur vor Feuerung °C	23		

Die mittl. spezif. Wärme beträgt in den Temperaturgrenzen von $300-350^\circ$ etwa 0,337.

Daraus errechnet sich die gesamte von den Gasen abgegebene Wärmemenge vom Überhitzerende bis zum Fuchsschieber zu

$$1985 \cdot 5,42 \cdot 0,337 \cdot (341 - 293) = 174\,000 \text{ WE pro St.}$$

Ein Teil dieser Wärme geht durch das Mauerwerk nach außen verloren; derselbe ermittelte sich zu ca. 15 000 WE, so daß an die Kesselheizfläche übergangen.

$$174\ 000 - 15\ 000 = 159\ 000 \text{ WE pro St.}$$

oder pro 1 qm Heizfläche

$$\frac{159\ 000}{89} = 1800 \text{ WE/qm/St.}$$

umgerechnet auf Dampf von 639 WE ergibt dies eine Dampferzeugung von

$$\frac{1800}{639} = 2,82 \text{ kg/qm/St.};$$

oder insgesamt von 250 kg Dampf/St.

Von der vorn belegenen Heizfläche von 165 qm wird also der gesamte andere Teil der Dampferzeugung im Betrage von 5260—250 = 5010 kg geleistet, bzw. pro 1 qm im Mittel 30,40 kg $\frac{\circ}{100}$.

Man sieht also durch diesen Versuch bestätigt, daß der letzte nur der Gasberührung ausgesetzte Teil der Kesselheizfläche recht unwirksam ist und der Hauptanteil der Dampferzeugung von der bestrahlten Heizfläche geliefert wird (vgl. Kap. 29f, S. 276).

b) Der Wasserumlauf.

Es gibt nun außer der Vergrößerung der Rostfläche noch einige Momente, die auf die Leistungssteigerung der Kesselheizfläche von Einfluß sind; da ist vor allem eine möglichst vollkommene Verbrennung zu erwirken mit möglichst geringem Luftüberschusse; dadurch wird eine hohe Anfangstemperatur erzielt, vgl. Tab. 33; sodann ist auf eine gute und leichte Abführung der entstehenden Dampfblasen zu sehen, wobei das verdampfte Wasser rasch ersetzt werden muß, und zwar so, daß nicht der herabsteigende Wasserstrom den heraufsteigenden Dampfstrom stört, ein Umstand, der bei manchen Steilrohrkesseln und auch bei liegenden Wasserrohrkesseln besonders in der vorderen Wasserkammer nicht genügend beachtet wird.

Durch Einbau von Wasserumlaufeinrichtungen, bei Flammrohrkesseln, z. B. durch auf die Flammrohre aufgelegte Blechhauben, welche den Dampfstrom, der von den Flammrohren aufsteigt, getrennt von dem herabfallenden Wasserstrom hoch-

führen, kann man die Leistung des Kessels ohne Kohlenmehrbedarf erhöhen. Bei stehenden Wasserrohrkesseln, z. B. Garbekesseln, Stirlingkesseln usw., dienen besondere vor Hitze möglichst geschützte weitere Rohre, bzw. außerhalb des Mauerwerkes herabgeführte Umföhrungsrohre demselben Zwecke. Diese Maßnahmen sind eben nötig, um den stark gesteigerten Ansprüchen an die Dampfleistung moderner Kessel nachzukommen.

c) Die Dampfñasse und Mittel zur Verringerung.

Infolge heftiger Dampfentwicklung an einzelnen Stellen treten, weil das Wasser sich auf dem engen verfügbaren Wege nicht rasch genug vom Dampfe trennen kann, bisweilen starke Wallungen der geringen Wasserspiegeloberfläche ein und ein starkes Mitreißen von Wasser in die Dampfwege. Verstärkt werden diese Mißstände noch durch Sodaüberschuß im Kessel und durch rasche Abnahme des Kesseldruckes, wie sie bei plötzlicher Entnahme von größeren Dampfmenge für Kochung oder beim Einschalten größerer Maschineneinheiten eintreten kann, was um so leichter möglich ist, je kleiner der Wasserinhalt des Kessels ist. Es wird dabei nämlich infolge der Druckentlastung eine beträchtliche Wärmemenge aus dem Wasserinhalte verfügbar, und die Dampfentwicklung steigt sehr bedeutend an auf das mehrfache der normalen. In solchen Augenblicken kann man die Heftigkeit der Vorgänge im Kessel am Wasserstande beobachten; das Wasser in demselben beginnt aufzukochen und hoch zu schäumen; oft füllt es das ganze Wasserstandsglas an und steigt darüber hinaus, um nach einiger Zeit wieder ganz rasch bis unter die tiefste Marke zu fallen; dabei werden große Wassermengen in den Überhitzer gerissen, die Überhitzungstemperatur sinkt schnell bis fast auf die Sättigungstemperatur und Wasser tritt bis nach den Dampf entnehmenden Maschinen; dann arbeiten die Wasserabscheider und vorgeschalteten Kondenstöpfe ununterbrochen, oft mehrere Minuten lang, und fördern gelblich gefärbtes Kesselwasser zutage; hängt eine Dampfturbine an den Kesseln mit Oberflächenkondensation, so kann man auch an der Austrittsstelle des Maschinenkondensates den Austritt gelblich gefärbten Kondensates beobachten. Glücklicherweise treten die Erscheinungen mit dieser Heftigkeit nur selten auf.

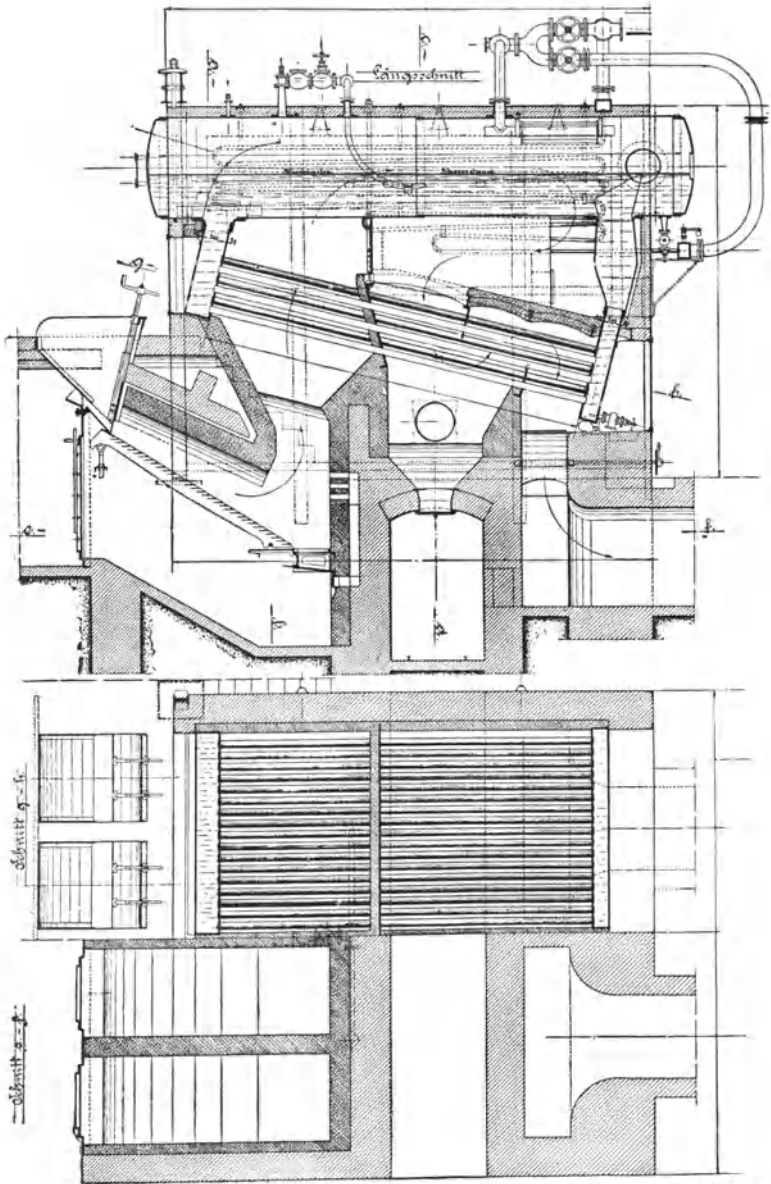
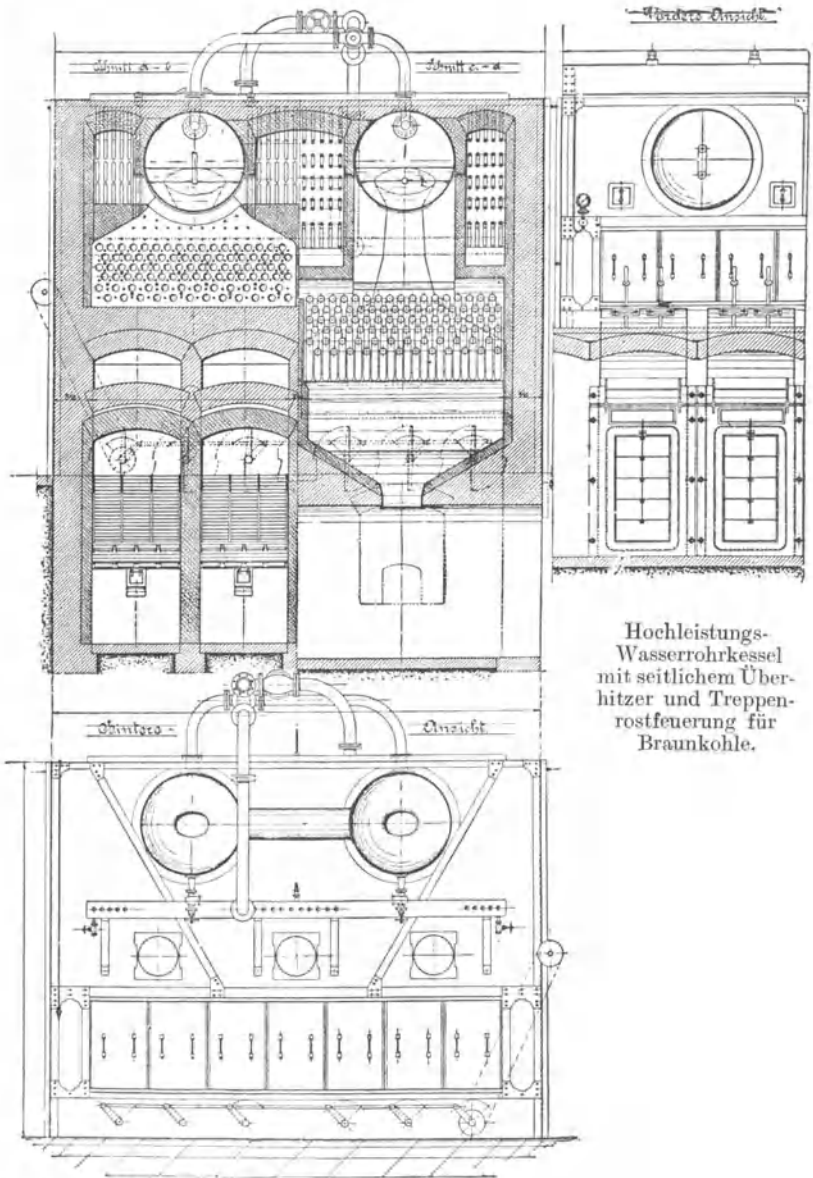


Abb. 19, 20,



Hochleistungs-
Wasserrohrkessel
mit seitlichem Übersitzer
und Treppenförmiger
Feuerung für
Braunkohle.

Das Mitreißen von Wasser ist demgemäß nach Möglichkeit zu verhüten, weil sich die Feuchtigkeit in der Leitung ansammelt und bei nicht genügender Abführung durch Entwässerung der Leitung und Wasserabscheider leicht zu Wasserschlägen in den Maschinen führt, also zu Brüchen der Kolben, Platzen der Deckel usw.; auch können vielfach bei nicht ganz reinem Speisewasser Schmutz, Kesselstein, Kohlenschlamm bei Wassern von Bergwerken und sonstige Unreinlichkeiten des Kesselinhaltes mitgerissen werden, die sich dann in den vom Dampf bedienten Apparaten und Kondensstöpfen, Ölabscheidern, Kondensatoren absetzen und sie unbrauchbar machen. Dampfmaschinen erleiden Abnutzung von Zylindern und Schiebern und es lagert sich der Schmutz bei Turbinen in den Schaufeln ab und setzt sie allmählich zu, so daß die Leistung abnimmt bzw. der Dampfverbrauch sich steigert, und andere Betriebsstörungen eintreten. Auch der im Überhitzer abgesetzte Kesselschlamm, der dann auf trocknet und als Staub nach den Maschinen mitgenommen wird, führt zu ähnlichen Erscheinungen.

Beispiel 20. Folgendes Rechnungsbeispiel gibt einen Einblick in diese Verhältnisse. Bei einem stehenden Wasserrohrkessel von 250 qm Heizfläche für 10 atm Druck enthalten der Unterkessel 7,4 cbm Wasser, die 240 Rohre 3,02 cbm und der Oberkessel 3,80 cbm, zusammen also 14,2 cbm; der Kessel sei normal mit 22 kg/qm/St. belastet, liefert also pro min 92 kg Dampf. Es falle aus irgendeiner Ursache der Druck innerhalb von 1 Min. um 2 atm; dabei werden also pro kg Wasserinhalt entsprechend der Wasserwärme bei 10 und 8 atm 185,8—176,8 = 9 WE frei; insgesamt also 128 000 WE; dadurch werden in 1 Min. $\frac{128\,000}{488}$

= 262 kg Dampf gebildet, wenn die Verdampfungswärme bei 8 atm 488 WE beträgt. Der Kessel gibt also in dieser einen Minute des Druckabfalles 262 + 92 = 342 kg Dampf ab, also das Vierfache der normalen Leistung. Dabei müssen bei dem heftigen Wallen und dem Aufschäumen des ganzen Wasserinhaltes naturgemäß größere Wassermengen in den Überhitzer und durch diesen hindurch gerissen werden.

Die neueren Konstruktionen von Hochleistungs-Wasserrohrkesseln mit liegenden, schwach ansteigenden Rohren suchen allen obigen Bedingungen Rechnung zu tragen. Es werden gegenüber den normalen Konstruktionen die Rohre kürzer gebaut, um die

nur durch Gasberührung wirksame Heizfläche zu verringern; dabei wird die der Roststrahlung ausgesetzte Rohrlänge so groß wie möglich gemacht, durch weites Hereinschieben des Rostes und durch schräges Hochmauern der ersten hochgehenden Trennmauer für die Gasführung, vergl.¹⁾ Abb. 19—22. Ferner wird die vordere Wasserkammer reichlich im Querschnitt gewählt, oft unter Trennung der aus den einzelnen Rohrreihen aufsteigenden Dampfströme, und unter allmählicher Überleitung des Dampfwassergemisches in den Oberkessel, derart, daß das Austrittsrohr zum Teil über die Wasseroberfläche in wagerechter Richtung herausgeführt wird; der Umlauf im Oberkessel wird dadurch angeregt und das Hochspritzen des Wassers verringert; auch wird der Dampf erst noch durch einen besonderen darübergebauten Dampfsammelkessel geführt oder einen Wasserabscheider, ehe er entnommen wird. Die Rückführung des Wassers in die Rohre geschieht durch weite Kammern, bisweilen durch außenliegende Rohre, derart, daß für die unterste wagerechte, am meisten beanspruchte Rohrreihe eine besondere Wassereinführung vorgesehen wird, etwa durch Vorlagerung einer besonderen zylindrischen Wasserkammer.

Die Oberkessel werden reichlich ausgeführt, um eine große Oberfläche für den Dampfdurchgang und einen größeren Wasservorrat zu bekommen. Ein wirksames Mittel gegen übermäßiges Mitreißen vom Wasser sind große Dampfüberhitzer, welche das Wasser nachverdampfen und zwischen Dampfdom und Überhitzer eingebaute größere Wasserabscheider, welche einen beträchtlichen Teil des mitgerissenen Wassers und Schaumes abfangen.

Bei stehenden Wasserrohrkesseln vergl. Abb. 23 bildet man ebenfalls einen zwangsläufigen Wasserumlauf durch Rohre und Kessel aus, derart, daß das kalte Wasser in der inneren Rohrgruppe hinabfällt, in den unteren Kessel und dann in die Verdampferrohre hochgenommen wird. Auch für möglichst ruhigen Wasserstand wird durch Ausgleichrohre zwischen den beiden Oberkesseln gesorgt usw., falls 2 solche vorhanden sind.

Durch alle diese hier nur kurz angedeuteten Maßnahmen ist es gelungen, die mittlere Dampfleistung, für welche noch vor einigen Jahren 18 bis 20 kg pro qm und Stunde als normal,

¹⁾ Der Rost müßte höher liegen und für Abgabe von Strahlungswärme oben offener gebaut sein.

25 kg als hoch galt, auf ca. 30 bis 35 kg zu steigern, bei Wirkungsgraden ohne Ekonomiser von 70 bis 68 %.

Grundbedingung für alle diese Hochleistungskessel ist ein weiches, möglichst gut vorgereinigtes Speisewasser, um der Gefahr der Verschmutzung, die bei hoher Verdampfung naturgemäß

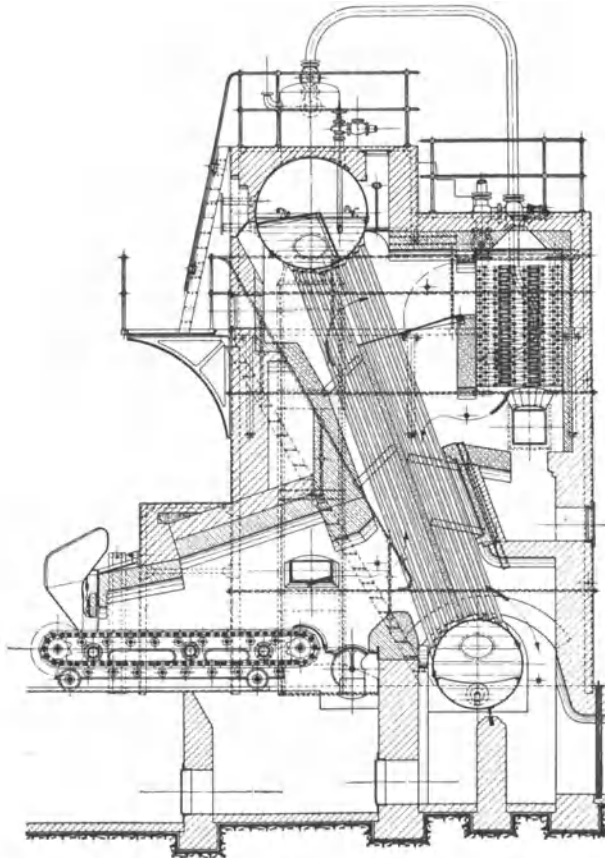


Abb. 23. Garbekessel mit Kettenrostfeuerung.

früher eintritt, zu begegnen; der aus dem verdampften Wasser zurückbleibende Kesselstein setzt sich nämlich nicht allein im Unterkessel, dem Schlammfänger, ab, sondern zum großen Teile in den Rohren selbst, und am meisten in den vordersten der Haupt-

strahlung ausgesetzt. Bei einigermaßen steinhaltigem Wasser, das für Flammrohrkessel noch als gut brauchbar bezeichnet werden muß, können sogar die vorderen Rohrreihen von Steilrohrkesseln ganz zuwachsen und daher leicht verbrennen, weil bei Steinbelag der Wärmeübergang an das Wasser geringer wird und die Blechtemperatur ansteigt, vergl. Abb. 43. Der Kesselsteinabsatz erscheint auf Ober- und Unterkessel ziemlich gleich verteilt; ist eine Speiserinne im Oberkessel vorhanden, so nimmt diese bereits einen reichlichen Teil der Kesselsteinbildner auf; das gleiche tut ein vorgeschalteter Rauchgasvorwärmer. Von Hand kann die Reinigung der Rohre wegen der langen Dauer der Arbeit und geringen Wirksamkeit nicht mehr bewältigt werden; es müssen vielmehr sogenannte Rohrreinigungsapparate, etwa solche, die aus einer kleinen Wasserturbine mit Fräsern bestehen, wobei das auf 8—10 atm gespannte Betriebswasser nach Durchgang durch den Apparat zum Fortspülen des abgeschabten Kesselsteins benutzt wird, verwendet werden. Auf jeden Fall haben die stehenden Wasserrohrkessel, nachdem die ersten Betriebsschwierigkeiten nunmehr als überwunden gelten können, eine große Zukunft zu erwarten.

d) Preise der Kesselheizflächen.

Bei allen Kesseltypen für hohe Leistung betragen die Abgastemperaturen trotz guter Ausnutzung der Wärme in den Kesseln stets etwa 300° und darüber. Wie besprochen, und an dem Beispiele eines Garbekessels gezeigt, ist der letzte Teil der Kesselheizfläche ziemlich unwirksam; es werden nur ca. 2000 bis 3000 WE/qm/St. an die Heizfläche übergeführt. Dies kommt einmal von der Wärmeabgabe nur durch Berührung, dann aber auch von der geringen Temperaturdifferenz zwischen Heizgasen und Wasserinhalt des Kessels; hat doch das Wasser z. B. bei 10 atm Überdruck schon 183° C, bei 14 atm sogar 197° C Temperatur.

Es ist deshalb vorteilhafter, an hoch belastete Kessel ausgedehnte Ekonomiser anzuschließen, da sich bei diesen Apparaten der qm Heizfläche wesentlich billiger stellt, als der qm Kesselheizfläche.

Es betragen nämlich die Kosten für den Kessel einschl. seiner Armatur allein für

1 qm Flammrohrkessel	ca. 60—68 M.
1 „ Doppelkessel mit Flammrohren . . „	75—80 „
1 „ stehende Wasserrohrkessel „	55—60 „
1 „ Ekonomiserheizfläche	ca. 26—30 M.
100 kg Ekonomiser kosten	„ 18—25 „
100 kg Kessel (ohne Armaturen) „	„ 30—38 „

Nimmt man die Kosten für die Einmauerung, Fundamente, sämtliche Armaturen, Feuerungen und Überhitzer hinzu, so stellen sich die Werte etwa für

1 qm Flammrohrkessel	140—180 M.
1 „ Doppelkessel	155—175 „
1 „ stehende Wasserrohrkessel (Garbe- kessel)	100—120 „
1 „ gußeis. Ekonomiser	33—40 „

e) Rauchgasvorwärmer in Verbindung mit Kesseln.

Es ist bei der verfügbaren Abgastemperatur am Ende der Kesselheizfläche, weil ja das Speisewasser mit verhältnismäßig niedriger Temperatur, meist ca. 30 bis 60° in den Ekonomiser eintritt, die mittlere Temperaturdifferenz zwischen Gas und Wasser bedeutend höher, als am Kesselende. Dadurch ist also die wirtschaftliche Überlegenheit der Ekonomiserheizfläche gegenüber der letzten Kesselheizfläche gewahrt, zumal unter Umständen durch Zuhilfenahme von künstlichem Zuge eine ziemlich weitgehende Ausnutzung der Heizgase bis auf etwa 120° herab erzielt werden kann. Jedoch sind auch hier praktische Grenzen gesetzt, weil nämlich mit immer weiter getriebener Abkühlung der Gase im Ekonomiser die Heizfläche desselben unverhältnismäßig größer wird, da ja die Temperaturdifferenz immer weiter abnimmt, mithin auch die Wirksamkeit des Wärmeüberganges.

Das Diagramm Abb. 35 zeigt, wie k , der Wärmedurchgangskoeffizient, mit abnehmender Temperaturdifferenz rasch sinkt; dementsprechend muß auch die nötige Heizfläche anwachsen. Z. B. beträgt für gußeiserne Ekonomiser für ca. 180° mittl. Temperaturdifferenz $k = 13$ und der Wärmeübergang pro qm Heizfl. und Stunde ca. 2350 WE, während bei 100° die entsprechenden Werte sich nur noch zu 10,7 und 1100 WE ergeben; somit wächst

die Ersparnis durch den Ekonomiser ebenfalls wesentlich langsamer wie die Zunahme der Heizfläche.

Bei Anlage größerer Economiserflächen muß daher eine genaue Wirtschaftlichkeitsberechnung angestellt werden, ob über eine gewisse Wassererwärmung hinaus die Ersparnis durch weitere Wasservorwärmung noch in rechtem Verhältnis zu den Kosten für die vergrößerte Heizfläche steht.

Nur in seltenen Fällen wird man die anzuschließende gußeiserne Vorwärmerheizfläche größer wie höchstens $\frac{2}{3}$ der zugehörigen Kesselheizfläche anlegen. Eine Steigerung der Ausnutzung der Kohle durch die Gesamtanlage von Kessel, Überhitzer und Abgasvorwärmer wesentlich über 82 % hinaus dürfte mit den heutigen Mitteln der Technik vorerst nicht zu erreichen sein. Das Hauptaugenmerk ist also, den heutigen Anschauungen entsprechend, auf hoch beanspruchte Kessel zu legen, um das Anlagekapital, somit Verzinsungs- und Abschreibungskosten, sowie Bedienungskosten, umgerechnet auf die Tonne erzeugten Dampf, so niedrig wie möglich zu halten.

An einem Beispiele, aus der Praxis entnommen, sei diese Überlegung klar gestellt.

Beispiel 21. Es sind 5 Kessel in einer Anlage vorhanden, mit zusammen 1110 qm Heizfläche; erzeugt werden pro Stunde 25 000 kg Dampf von 13 atm Überdruck und 280°. Verfeuert werden pro 1 Stunde 8950 kg Braunkohle von 2900 WE mit folgender Zusammensetzung. C = 31 %; Wasser = 49,5 %; Asche = 6,3 %; Wasserstoff = 2,8 %; Schwefel = 1,3 %; Sauerstoff und Stickstoff = 9,1 %; Erzeugungswärme pro kg Dampf = 660 WE. Die Gase treten mit $t_2' = 330^\circ \text{C}$ in den Ekonomiser ein; sie haben beim Eintritt 11,5 % CO_2 , beim Austritt 10,0 % CO_2 ; im Mittel also 10,5 % CO_2 ; das Speisewasser wird mit $t_1' = 55^\circ \text{C}$ in den Ekonomiser hineingedrückt.

Aus der Zusammensetzung der Kohle und dem CO_2 -Gehalte der Gase von 10,5 % berechnet sich die Gasmenge pro 1 kg Kohle nach Formel 20.

$$G \text{ cbm } \frac{0}{760} = \frac{1,865 \text{ C}}{k} + \frac{9 \text{ H} + \text{W}}{0,804}$$

zu 6,43 cbm $\frac{0}{760}$ was mit einem spez. Gewicht von $\gamma = 1,27$, einer Menge von 8,20 kg entspricht; der Luftüberschuß beträgt dabei das 1,72 fache. Die spezif. Wärme zw. 200 und 350° ergibt

sich nach Tab. 18 zu $c_p = 0,334$; es steht deshalb eine Gasmenge von $8950 \times 6,4 = 57\,500$ cbm/St. zur Verfügung.

Es soll die Größe des Economisers ermittelt werden, wenn die erforderliche Wassermenge von 25 000 kg/St. von 55° Anfangstemperatur auf 90° , 110° , 120° , 130° , 140° vorgewärmt wird.

Zur Wassererwärmung sind nötig $25\,000 (90-55) = 875\,000$ WE/St. Im Economiser gehen durch Ausstrahlung verloren 10 % davon, so daß den Gasen eine Wärmemenge von $1,1 \cdot 875\,000 = 962\,000$ WE/Std. entnommen werden muß. Für diese Leistung kühlen sich die Gase ab um 50° , entsprechend $962\,000 = 57\,500 \cdot 0,334 \cdot (t_2' - t_2'')$.

Es wird also die Gasaustrittstemp. $t_2'' = 330 - 50 = 280^\circ$. Die mittl. Temperaturdifferenz zwischen Gasen und Wasser errechnet sich zu 232° ; damit ergibt sich aus Diagramm. Abb. 35, S. 203, ein Wärmeübergang von 2800 WE/qm/St. an den Economiser und die Heizfläche desselben ermittelt sich zu 310 qm. Führt man dieselbe Rechnung mit den entsprechenden Werten für die höhere Wassererwärmung durch, so ergeben sich nachstehende Werte: (Siehe Seite 141.)

Man beobachtet aus dieser Zusammenstellung, daß die Vergrößerung des Economisers über einen gewissen Wert hinaus wirtschaftliche Vorteile nicht mehr zu bringen vermag, denn während die Kosten ziemlich proportional mit der Größe der Heizfläche wachsen, bleibt indes die Ersparnis bedeutend zurück; diese Grenze mag im vorliegenden Falle etwa bei 850 qm und einer Wassererwärmung auf 135° liegen. Bei weiterer Vergrößerung werden die Ersparnisse durch die Mehrkosten, welche die vergrößerte Anlage durch Zinsen, Abschreibung, Wartung und Instandsetzung erfordert, aufgezehrt. Da diese letzteren Kosten jedoch die gleichen bleiben, unabhängig von den Kohlenkosten, so ergibt sich hieraus auch, daß bei hohen Kohlenkosten, gerechnet auf $100\,000$ gekaufte Wärmeinheiten frei Kesselhaus, der Economiser größer gewählt werden kann, da die Kohlenersparnisse mehr ins Gewicht fallen, als wenn man billigere Kohlen zur Verfügung hat. Andererseits steigen die Ersparnisse auch mit der Dauer der Betriebszeit innerhalb 24 Stunden, allerdings nicht in gleichem Maße, da wohl der Aufwand für Verzinsung der gleiche bleibt, derjenige für

Abschreibung, Bedienung und Wartung jedoch entsprechend wächst.

Die Notwendigkeit der sorgfältigen Beobachtung der wirtschaftlichen Verhältnisse ist also hiermit erwiesen.

Noch wichtiger werden diese Erwägungen, sobald man in Verbindung mit großen Ekonomisern eine künstliche Zuanlage anzulegen gedenkt, weil bei derselben die Mehrkosten durch den dauernden Kraft- und Schmierölbedarf nebst Löhnen gegenüber den Besitzkosten eines Schornsteines, durch Ersparnis am Abgasverlust mittels möglichst weitgetriebener Wassererwärmung ausgeglichen werden muß. Allerdings kann dann infolge der wesentlich höheren Kesselbeanspruchung, welche erzielbar ist, eine weitere wesentliche Verringerung der Kesselheizfläche eintreten. Die Betriebskosten einer künstlichen Zuanlage verringern sich bedeutend, falls eine Dampfmaschine zum Antriebe benutzt werden kann, deren Abdampf zur Vorwärmung oder zu Trockenzwecken irgendwelcher Art Verwendung findet, weil dann der künstlichen Zuanlage tatsächlich nur der geringe Wärmewert des Druckgefälles des Dampfes in Rechnung zu setzen ist.

14. Die Einmauerung der Kessel und die Einmauerungsgarnituren.

a) Größe der Feuerzüge.

Es seien noch einige Worte über die Ausführung der feuerungstechnischen Maurerarbeiten gesagt.

Die Einmauerung dient dazu, den Kessel in einen Strom heißer Gase einzubetten. Sie hat deshalb nicht nur den Zweck zu erfüllen, die Kanäle für die Gase zu schaffen, die an den Kesselwänden und Heizrohren entlang streichen sollen, sondern sie muß auch zugleich eine gute Isolation des Kessels und der Heizgase gegen Abkühlungsverluste bilden und durch entsprechend dichte und saubere Ausführung verhindern, daß kalte Außenluft in die Züge, die ja unter einem geringen Vakuum von 8 bis 35 mm Wassersäule stehen, hineinzieht und die Heizgase herabkühlt.

Eine dritte Aufgabe der Einmauerung ist es, die sich beim Brennprozeß bildende Flugasche an geeigneten Stellen zur Ab-

lagerung zu bringen und für eine leichte Entfernungsmöglichkeit derselben zu sorgen.

Die Art der Einmauerung, also die Führung der Kanäle richtet sich nach dem Kesselsystem; es soll möglichst viel Heizfläche bestrichen werden, und die Berührung der Gase mit den Wänden des Kessels muß eine innige sein. Bei langen geraden Kanälen ist daher durch zeitweilige Verengungen dafür zu sorgen, daß sich die Gase immer wieder mischen und durchwirbeln, damit immer neue Gasteile die Kesselheizflächen berühren; die Kanäle dürfen nicht zu weit sein, damit die Gase auch die Kanäle ganz ausfüllen und nicht etwa bloß an der Decke entlang streichen. Die Richtungswechsel dürfen nicht zu scharf und die Kanalquerschnitte nicht zu eng sein, um unnötige Zugverluste zu vermeiden. Die Querschnitte sind so zu bemessen, daß die Gasgeschwindigkeit bei natürlichem Zuge

$$v = 3 \text{ bis } 4 \text{ m/sec}$$

beträgt; ist der Schornstein reichlich hoch, das heißt, beträgt der Zug, gemessen am Fuße des Schornsteins, mehr als ca. $28 \frac{\text{m}}{\text{m}}$, so kann auch bis auf 6 m Gasgeschw. gegangen werden.

Für Steinkohlenfeuerungen sind für mittlere Verhältnisse, also für 80 bis 120 kg Verbrand pro 1 qm Rostfl./St. folgende Querschnitte erprobt:

Über der Feuerbrücke ca.	0,15 R
Im 1. Zuge	0,38—0,43 R
Im 2. Zuge	0,31—0,37 R
Im 3. Zuge	0,25—0,30 R
Im Fuchse	0,20—0,25 R

wobei R die Rostfläche in qm bedeutet.

Für Braunkohlenbetrieb sind die größeren Werte zu wählen; denn obwohl die Heizwerte von Steinkohlen: Braunkohlen sich etwa verhalten wie 2,7 : 1,0, verhalten sich die Gas-mengen in cbm pro 1 kg Kohle wie 2,0 : 1,0, daher sind die Gas-mengen verhältnismäßig größer. Da die Gase sich beim Durchströmen der Heizzüge abkühlen von ca. 1200° bei Steinkohlenfeuerungen und ca. 1000° bei Braunkohlenfeuerungen auf ca. 250 bis 300° am Fuchsschieber, so müssen sich auch zwecks gleichmäßiger Strömungsgeschwindigkeit die Kanäle langsam verengen. Der Schornsteinquerschnitt wird bei Steinkohlenbetrieb bei kleinen

Anlagen ca. $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{5}$ der Rostfläche gewählt, bei größeren $\frac{1}{5}$ bis $\frac{1}{10}$.

Die Geschwindigkeit der Rauchgase in den Zügen ergibt sich zu:

$$v = \frac{G_{\text{cbm}} \cdot B}{3600 \cdot f} = \frac{G_{\text{cbm}} \cdot B}{3600 \cdot R \cdot a} \text{ in m/sec} \quad . . \quad 44)$$

dabei ist f der Querschnitt des Kanales in qm $B = \text{kg Kohle pro 1 Stunde}$

$G_{\text{cbm}} = \text{cbm Rauchgase pro 1 Stunde von der Temperatur im Rauchkanale.}$

$a = \text{Verhältnis des Zugquerschnittes zur Gesamtrostfläche.}$

Einen Anhalt für die Größe der Rauchgastemperaturen an verschiedenen Stellen bieten die Angaben auf S. 116 und S. 126 und unter Überhitzer S. 179.

b) Ausführung der Einmauerung.

Das Mauerwerk muß dicht und wärmeschützend sein; denn einziehende kalte Luft setzt die Gastemperatur herab, somit auch die mittlere Temperaturdifferenz zwischen Gasen und Kesselinhalt, dadurch wird der Wärmeübergang geringer, ebenso die Kesselleistung; außerdem wird die eingesaugte Luft angewärmt, die von ihr aufgenommene Wärme ist verloren, und der Schornstein wird unnötig belastet. Der Abgasverlust (vgl. Abb. 15) wird größer; besonders schädlich sind undichte Mauerstellen, wenn Überhitzer oder Rauchgasvorwärmer hinter dem Kessel angebracht sind. Über die Größe des Verlustes durch einziehende kalte Luft gibt folgende Überlegung Aufschluß: Es sei bei einem Kessel, unter dem pro 1 Stunde 300 kg schles. Steinkohle verbrannt werden (vgl. Beispiel S. 92), durch eintretende kalte Luft der CO_2 -Gehalt am Ende des Kessels von 11 % auf 9 % also um 2 % herabgesetzt worden, so ist, wie man aus Tabelle 31 in Verbindung mit Diagramm Abb. 10 entnehmen kann, dadurch das 0,4fache der theoretisch nötigen Verbrennungsluft an kalter Luft mehr eingesaugt worden also $300 \times 8,0 \times 0,4 = 960 \text{ cbm Luft pro 1 Stunde.}$ Wird diese Luft nun von 20 auf 300° erwärmt, so ergibt dies bei einer spezif. Wärme von 0,34 einen Verlust von $960 \times 0,34 \times 280 = 94\,500 \text{ WE pro Stunde,}$ das sind umgerechnet auf den Heizwert 4,5% Verlust.

Man mauert deshalb mit ganz engen Fugen und verwendet beim roten Ziegelmauerwerk Kalkmörtel in Mischung 1 : 3 bis 1 : 4; von dem früher oft verwendeten Lehm, manchmal mit Zusatz von Syrup, ist man ganz abgekommen, weil Lehm leicht reißt und herausbröckelt; außen werden die Fugen ca. 1 cm tief mit Zement ausgestrichen und etwa auftretende Ritze werden sofort gefüllt; will man etwas mehr anwenden, so belegt man das Außenmauerwerk mit glasierten Steinen.

Schamottematerial.

Innen werden die Heizkanäle mit einer $\frac{1}{2}$ bis 1 Stein starken Schamotteschicht ausgekleidet (man kann einen niedrigwertigen Schamottestein, ca. Segerkegel 30, verwenden), soweit wie die Temperaturen über 500° sind (vgl. Tabelle 42 der Segerkegel). Sollen die Kessel stark beansprucht werden, also die Gase den Fuchsschieber mit ca. $350\text{--}400^{\circ}$ verlassen, so belegt man am besten alle Kanalinnenflächen bis zum Fuchsschieber mit Schamotte. Gewöhnliches Ziegelmauerwerk, das dauernd Temperaturen über 450° ausgesetzt ist, wird im Laufe der Jahre so mürbe, daß man

Tabelle 42.

Schmelztemperaturen der Segerkegel (Silikatgemische).

Seger-kegel Nr.	°C	Seger-kegel Nr.	°C	Seger-kegel Nr.	°C
7	1230	17	1480	33	1730
8	1250	18	1500	34	1750
9	1280	19	1520	35	1770
10	1300	20	1530	36	1790
11	1320	26	1580	37	1825
12	1350	27	1610	38	1850
13	1380	28	1630	39	1880
14	1410	29	1650	40	1920
15	1435	30	1670	41	1960
16	1460	31	1690	42	2000
		32	1710		

die Ziegel zwischen den Fingern zerreiben kann; es wird von der Hitze fortgefressen. Die Schamottesteine werden selbstverständlich mit Schamottemörtel vermauert; dort, wo das Mauerwerk die Kesselwand berührt, wird Schamottemörtel oder Lehm verwendet;

Kalkmörtel zerfrißt das Eisen. Die Feuerungsgewölbe werden mit hochwertigen Schamottesteinen, etwa von Segerkegel 33 (1730°C) an, aufwärts 1 Stein stark ausgekleidet; dabei ist darauf zu achten, daß bei basisch reagierender Flugasche, wie es bei Braunkohlenfeuerungen meist der Fall ist, auch basische Steine verwendet werden, weil bei Verwendung von sauren Steinen sich an denselben ein glasiger Salzüberzug bildet und der Stein ins Abfließen kommt, oft schon nach wenigen Wochen, und die Asche sich in den Stein hineinfrißt, so daß der Stein allmählich verschwindet. In zweifelhaften Fällen tut man gut, eine Probe der Asche auf dem in Aussicht genommenen Schamottestein aufzubringen und mit demselben zusammen zu glühen. Man wird dann beobachten, ob die Asche den Stein angreift und sich hineinfrißt oder nicht. Die Feuerungsgewölbe sind so auszuführen, daß sich die entstehenden Gase und die Flammen frei entwickeln können, daß die am vorderen Rostteile sich bildenden schweren Kohlenwasserstoffe und sonstigen brennbaren Gase, nachdem sie noch eine glühende Brennschicht bestrichen haben, gut mit der Flamme mischen, und mit ihr gemeinsamer zwecks inniger Durchwirbelung durch eine Querschnittsverengung geführt werden, ehe sie die rasch Wärme aufnehmenden Heizflächen berühren; ist dies nicht erreicht, so tritt, wie in Abschn. 2b ausgeführt, leicht ein Rußen ein, und ein Teil der schweren Kohlenwasserstoffe sowie des Kohlenoxydes zieht unverbrannt ab.

Isolierschichten.

Die Mauern sind außer in Rücksicht auf Festigkeit auch hinsichtlich guter Isolierwirkung auszuführen (vgl. Tabelle 35 über Wärmedurchgang auf S. 103). Man macht Seitenmauern, die von Gasen unter 600° bestrichen werden, z. B. bei Flammrohrkesseln, 1½ bis 2½ Stein stark; Stellen, auf die besonders hohe Hitze trifft, wie die Rückseite von Flammrohrkesseln dort, wo die Gase aus den Flammrohren aufprallen, um dann umzukehren, wählt man 2 bis 2½ Stein stark, um die Wärmestrahlung möglichst zu verringern. Derselben Zwecke dienen eingelegte Isolierschichten. Die oft noch angewendeten Luftisolierschichten erfüllen nicht ihren Zweck, wenn nicht dafür gesorgt ist, daß auch die eingeschlossene Luft völlig still steht; meist ist dies aber nicht erreichbar, weil Ziegelmauerwerk stets etwas porös ist und weil auch beim besten Mauerwerke sich Risse nicht immer ganz vermeiden

lassen, die infolge der Hitzewirkung, durch ungleiches Setzen des Mauerwerkes und durch die Ausdehnung und Bewegung des Kessels verursacht werden; dann zieht an der einen Stelle die Luft ein und bewegt sich durch die Hohlräume, um an anderer Stelle in die Feuerzüge hineinzutreten; diese Luft wirkt kühlend. Man erkennt solche Risse daran, daß eine Flamme, mit der man das Mauerwerk ableuchtet, in die Ritzen hineingezogen wird; auch machen sie sich beim Auflegen der Hand durch Kältegefühl bemerkbar, während das danebenliegende Mauerwerk sich warm anfühlt. Diese Ritze müssen ausgestemmt und mit Zementmörtel verstrichen werden. Wesentlich besser ist es, die beim Bogensystem gebildeten Hohlräume zwischen Bogen und gerader Wand mit gänzlich ausgebrannter Asche (nicht ganz ausgebrannte verglüht noch und treibt das Mauerwerk) mit der vorzüglich isolierenden Schlackenwolle, oder mit Kieselguhrerde oder Diatomeenschalenbruch zu füllen; auch Flugasche ist verwendbar; man erhält damit einen vorzüglichen Wärmeschutz. Neuerdings werden auch besondere Isolierschichten hinter die Schamotteverkleidung eingelegt, bestehend aus $\frac{1}{4}$ bis 1 Stein starken, gebrannten Kieselguhrsteinen; dieselben sind allerdings teuer. 1000 Stück Normalsteine kosten ca. 140—160 Mark, doch lohnt es sich der Wärmeersparnis wegen sehr. Man belegt mit diesen Steinen die besonders der Hitze ausgesetzten Rückseiten der Flammrohrkesselmauerung, die Überhitzerräume, wölbt die oberen Teile der Kessel damit ab, verwendet sie in den Seitenmauern bei Wasserrohr- und Flammrohrkesseln usw. Die Temperatur der Mauerwerkaußenseiten wird damit wesentlich herabgezogen, somit auch der Ausstrahlungsverlust, der ja nach der Beziehung $S_2 = \alpha \cdot F (\vartheta - t)$, vgl. S. 104, direkt proportional dem Unterschiede zwischen Wand- und Raumtemperatur ist. Dieser Mehraufwand für ein gutes Mauerwerk macht sich um so mehr bezahlt, weil ja die Wärmestrahlung eine dauernde ist, solange überhaupt der Kessel im Betrieb steht, während die Ausgabe eine einmalige ist (vgl. auch Beispiel S. 106).

Verankerung.

Die Rücksicht auf gute Haltbarkeit des Mauerwerkes, auf die man besonders viel Wert legen muß, weil schlechtes Mauerwerk eine Quelle fortwährender Ausbesserungskosten ist, und

den Wirkungsgrad der Kesselanlage dauernd herabsetzt, hat zu besonderen Konstruktionen für das Mauerwerk und zu gut ausgebildeten Verankerungen geführt. Es wird um den ganzen Kessel ein kräftiges Eisengerippe aus Profileisen aufgeführt, das in sich durch Längs- und Queranker fest verbunden ist; oft unter Anschluß an das Tragsystem für die Kessel selbst, z. B. bei stehenden Wasserrohrkesseln. Zwischen dieses Eisengerippe wird das Mauerwerk aufgerichtet, am haltbarsten im Bogensystem vergl. Abb. 1, 2, 29; das heißt, es werden stehende Gewölbebögen ausgeführt, die dem inneren Gasdrucke und den Schiebungen, die durch die Hitze entstehen, einen festen Widerstand entgegensetzen; ein Herausdrücken einzelner Teile oder ein Reißen derselben ist nahezu ausgeschlossen; dies ist besonders wertvoll bei den hohen Bauwerken bis 8 m, welche die modernen Doppelkessel- und Steilrohrkesselanlagen darstellen. Dabei muß man sorgfältig darauf achten, daß der Kesselkörper selbst, der beim Heißwerden sich auszudehnen anfängt und demnach etwas schiebt, wie die langen Zweiflammrohrkessel, sich frei ausdehnen kann, ohne auf das Mauerwerk zu drücken. Beachtet man dies nicht, so ist ein Ausbeulen des Mauerwerkes an den betreffenden Stellen, wie man es an den oft ganz schiefen Rückseiten bei Flammrohrkesseln beobachten kann, die Folge davon. Die Anschübe des Mauerwerks an die Kessel sind deshalb besonders sorgfältig auszuführen, ebenso die Stellen, wo Kesselteile das Mauerwerk durchdringen, z. B. Vorderseiten von Flammrohrkesseln mit Innenfeuerung usw.; man führt diese Stellen stopfbüchsenartig aus, indem man z. B. eine dicke Schnur aus Asbest um den Kesselteil herumlegt, oder Anschubstellen mit Schlackenwolle unterstopft usw. Läßt es sich nicht vermeiden, daß Mauerwerk an den Kesseln gestützt wird, so macht man dies durch schräg angelehnte Bögen, die etwas nachgeben; an die Stützseite dieser Bogen gewölbe legt man auch wohl eine Eisenschiene ein, die sich selbst wieder an passende Verankerungseisen stützt. Die Fugen sind so eng wie möglich zu machen, besonders im Schamottemauerwerk und den Teilen des roten Mauerwerkes, die die Begrenzung der Zugkanäle bilden, damit die Rissebildung erschwert wird; man bettet deshalb den Stein gut in Mörtel und quetscht ihn an die Nachbarsteine fest an.

c) Armaturen und Ausstattung.

Zu erwähnen ist noch, daß genügend Treppen auf die Kessel hinaufführen müssen, damit auch ein zweiter Fluchtweg vorhanden ist, und daß der Kesselblock oben mit einem leichten herumführenden Geländer versehen werden muß. Hochgelegene Wasserstände erhalten eine besondere Bedienungsbühne.

Die Dampf- und Speiseleitungen auf den Kesseln verlegt man möglichst so, daß man bequem darüber hinwegsteigen kann, eventuell mit Hilfe von Übergängen, oder, was vorzuziehen ist, so hoch, daß man darunter hindurchgehen kann. Eine gute und durchdachte Anordnung der Rohrleitungen erleichtert die Bedienung und Wartung der Kesselanlage sehr, und gestattet auch bei plötzlich auftretender Gefahr und bei Unfällen, wie Platzen eines Wasserrohres, Herausfliegen einer Packung an den Flanschen der Dampfrohre, Aufreißen eines Dampfrohres usw., ein rasches und sicheres Verlassen der Kessel, bzw. sichert sie eine rasche Zugänglichkeit der Absperrventile.

Wenn irgend möglich, macht man auch der Gefahr wegen die Hauptspeise- und Dampfabsperrentile an den Kesseln durch Ketten, oder Zahnstangenantrieb von unten bedienbar.

Nicht minder wichtig ist eine gute Ausrüstung mit passenden Armaturen; dazu rechnen gehobelte, luftdichte Einsteigetüren, durch welche man in die Züge hineingelangen kann, und die zum Herausziehen der Flugasche dienen, Einsteigedeckel über den Kanälen sowie Fuchsschieber, am besten mit luftdichten Führungshülsen, das sind Kappen aus Blech, in welche der Schieber beim Hochziehen hineinragt, und welche den sonst unvermeidlichen Mauerschlitzen nach außen abschließen, so daß keine kalte Luft einziehen kann; die Fuchsschieber sind nicht als einfache Gußplatten auszuführen, weil diese sich leicht verziehen und dann ungangbar werden, sondern in Rippenguß herzustellen.

Sämtliche Aschenschieber, auch die für Asche und Schlacke unter den Schichtfeuerungen, sollen von unten in den Kanälen bedienbar sein und nicht von oben vom Heizerstande aus, damit nicht durch eine Achtlosigkeit vom oberen Raume aus glühende Asche herabgelassen werden kann, während sich Aschefahrer im Kanale unter den Auslaßöffnungen befinden. Wichtig sind auch

Vorkehrungen zum bequemen Abziehen der Flugasche aus den Sammelkammern, vergl. darüber S. 11—14.

Es sei nur hier darauf aufmerksam gemacht, daß gewaltige Flugaschen und Schlackenmengen bei Braunkohlenanlagen zu bewältigen sind.

Bei einer Kesselanlage von 2000 qm Heizfläche, die ca. 50 000 kg Dampf stündlich erzeugt, werden dafür etwa 20 000 kg Braunkohle verfeuert. Dieselben liefern bei 6% Aschengehalt also stündlich 1 200 kg Flugasche und Schlacke, bei 24stündigem Betrieb demnach pro Tag 29 000 kg.

Nicht zu vergessen sind Schaurohre, welche einen Einblick in die Flamme gestatten, außerdem Rohre, die zum Einführen von Thermometern und Zugmessern sowie zur Entnahme von Gasen für Analysen dienen. Man stattet eine Kesselanlage reichlich damit aus, bringt die Rohre also in der Feuerung an, hinter den Flammenrohren, an den Umkehrstellen der Gase, vor und hinter den Überhitzern, dicht vor dem Fuchsschieber, innerhalb der Röhrenbündel bei Wasserrohrkesseln, kurz, an solchen Stellen, die irgendeine Aufklärung über den Verbrennungsvorgang bieten, und zur Kontrolle dienen können. Verwendet werden dazu Gasrohre von 1½ bis 2" Weite, die mit einer abnehmbaren Blechkappe verschlossen sind.

15. Der Schornstein.

a) Allgemeines.

Die wichtige Aufgabe des Schornsteins besteht in der Herbeischaffung der Verbrennungsluft, der Unterhaltung des Feuers sowie in der Abführung der Verbrennungsgase. Diese Arbeitsleistung erfordert einen gewissen Energieaufwand, der aus der Abwärme der Kesselanlage gedeckt wird; der Schornstein setzt also die Wärme direkt in Arbeit um, aber nur zu einem kleinen Teile. Die für den Kesselprozeß unter den heutigen Verhältnissen verlorene Wärmemenge beträgt je nach der Güte der Anlage 15—30%, eine Energiemenge, die nicht im entferntesten im Verhältnis zu der durch den Schornstein zu leistenden Arbeit besteht. Wenn auch durch Überhitzer und Rauchgasvorwärmer noch ein Teil der Abwärme wiedergewonnen werden kann, so bleibt doch

ein nicht unbeträchtlicher Rest stets verloren, weil zur Arbeitsleistung des Schornsteins immer noch eine bestimmte Temperatur erforderlich ist, die ca. 160—180° nicht unterschreiten darf.

Die Arbeitsweise des Schornsteins beruht auf dem verschiedenen Gewichte heißer Gase und kalter Luft. Die warmen Gase steigen, weil sie leichter sind als die Außenluft, im Schornstein hoch; es bildet der Schornstein gewissermaßen mit der Außenluft eine kommunizierende Röhre, deren einer Schenkel mit den leichten Rauchgasen gefüllt ist. Die schwere Außenluft drückt auf den Schenkel mit der leichten Füllung durch die Lufteintrittsstelle an der Feuerung und treibt die Gase in die Höhe: „der Schornstein zieht“. Ein Ruhezustand kann deshalb nicht eintreten, weil immer neue Gase auf dem Roste erzeugt werden. Der Unterschied im Gewichte beider Luftsäulen drückt sich meßbar aus, indem in einem U-förmigen Rohre, das mit Wasser gefüllt ist und dessen einer Schenkel mit dem Schornsteininneren verbunden wird, während der andere offen bleibt (Zugmesser), das Wasser auf der Schornsteinseite hochsteigt; es wird also ein Unterdruck angezeigt, und zwar ein statischer Unterdruck, wie hier nebenbei bemerkt sei.

Man mißt ihn am genauesten, wenn bei einem im Betriebe befindlichen Schornsteine der Schieber oder die Feuerung geschlossen wird. Das dann gemessene Vakuum ist das bei der betreffenden Gastemperatur höchst erreichbare; es heißt die „Zugstärke“, eine Bezeichnung, die recht unglücklich gewählt ist.

Auf die Größe dieses Vakuums, des Zuges, ist von Einfluß die Temperatur und das spez. Gewicht der eintretenden Gase, die Temperatur der Außenluft, und deren spezifisches Gewicht, der Barometerstand und die Höhe des Schornsteines über dem Roste oder dem Fußboden; denn je wärmer die Gase gegenüber der Außenluft sind, und je höher der Schornstein, desto größer ist der Unterschied des Gewichtes zwischen Gassäule und Luftsäule. Damit wächst auch die Kraft zum Bewegen der Gase, somit die erzeugbare Strömungsgeschwindigkeit. Letztere steht wieder in enger Beziehung zu den Widerständen, welche sich dem Gasstrome bieten. Sind die Widerstände beim Durchziehen der Kanäle und des Schornsteines infolge von scharfen Biegungen, Verengungen, Reibung usw. hoch, so bleibt wenig Druckhöhe, gemessen in mm Wassersäule, übrig zur Bewältigung der Strömungsarbeit.

Alle diese Vorgänge können noch beeinflußt werden in der Reinheit ihrer Erscheinung, durch Windströmungen auf den Schornsteinkopf und durch Sonnenbestrahlung; beide können die Zugwirkung verringern, die heiße Luft „drückt“ auf den Schornstein, er „zieht schlecht“.

Wind kann in geeigneter Richtung auf den Schornsteinkopf blasend, mitsaugen helfen; er kann aber auch in vielen Fällen, und sie sind nicht so selten, den Zug schwächen, besonders Schornsteine, die an Berglehnen stehen, haben oft darunter zu leiden.

Für die Berechnung können diese Einflüsse nicht berücksichtigt werden, man muß vielmehr windstilles Wetter voraussetzen. Es kommt darauf an, den für jeden Fall günstigsten Schornstein, der mit den geringsten Baukosten herzustellen ist, zu ermitteln.

Voraussetzung ist die Kenntnis der Zugstärke, welche für eine vorhandene Anlage, oder eine zu erbauende erforderlich ist; dieser Wert ist durch Erfahrung festzulegen, da seine rechnerische Ermittlung, durch zu viele Umstände beeinflußt, zu unsicher ist. Heute besteht das Bestreben, aus einer Kesselanlage möglichst viel Dampf herauszuholen, und durch Einbau von Überhitzern und Rauchgasvorwärmern, die Ausnutzung der heißen Gase zu erhöhen, unter Umständen auch Belästigungen durch Flugaschenauswurf mittels eingebauter Flugaschenfänger zu vermeiden. Es ist also im Gegensatz zu früher, ein stärkerer Zug, also auch ein höherer Schornstein erforderlich.

Schädlich auf den Schornsteinzug wirken ein: undichte Schieber und undichtes Mauerwerk, weil sie kalte Luft einlassen, welche die Temperatur herabsetzt und den Schornstein mehr belastet. Zu vermeiden sind zu enge Fuchskanäle und unnötige Widerstände in den Kanälen, wie Querschnittsverengungen, scharfe Biegungen usw. Auch soll der Schornstein nicht weiter vom Kesselhaus abgerückt werden, wie es der Einbau eines Rauchgasvorwärmers, Flugaschenfängers, eines Überhitzers im Fuchse usw. erfordert, weil mit längerem Zugkanale die Reibungs- und Abkühlungsverluste wachsen; man kann im allgemeinen pro lfd. m Fuchskanal 1 bis 5° Abkühlung der Gase rechnen; Zur Verringerung der Abkühlung tut man gut, den Fuchskanal mit einer Schicht Isoliersteinen zu versehen und stets darauf zu achten, daß die meist tief gelegene Kanalsohle nicht in das Grundwasser zu

liegen kommt, da sonst die heißen Gase einen Teil ihrer Wärme zum Verdampfen der eindringenden Nässe abgeben müssen; in solchen Fällen empfiehlt sich eine wasserdichte Aufmauerung des Kanales über einer Betonsohle, eventuell unter Verwendung von einer Teerpappeneinlage.

Bei feinkörnigem und aschen- sowie schlackenreichem Brennstoffe ist der Schornstein etwas höher zu nehmen.

Vielfach liegen die Verhältnisse heute, wo die bestehenden Anlagen sehr oft auf höhere Leistungen ausgebaut werden, so, daß an den Ingenieur die Aufgabe herantritt, zu prüfen, ob der vorhandene Schornstein eine Erhöhung seiner Belastung verträgt.

Da der Schornstein in seiner Arbeitsweise ein sehr elastisches Element ist, so läßt sich diese Frage nicht immer mit Sicherheit lösen, da ja nach den jeweiligen Verhältnissen ein gegebener Schornstein für eine größere oder kleinere Rostfläche ausreicht; es sind Fälle bekannt, wo ein Schornstein noch hinreichend zieht, dessen oberer lichter Querschnitt etwa $\frac{1}{15}$ der gesamten Rostfläche bei Steinkohlenfeuerung besitzt, während an anderer Stelle ein Schornstein schon bei $\frac{1}{5}$ Rostfläche versagt.

Man wird in allen solchen Fällen sorgfältige Messungen des Zuges und der Zugdifferenzen, anfangend von der Stelle über der Feuerung bis Schornsteinfuß, sowie der Temperaturen am Fuchsschieber (vor und hinter Ekonomiser) und am Schornsteinfuß vornehmen müssen, unter Berücksichtigung der Außentemperatur des Barometerstandes, der Windstärke, Sonnenbestrahlung sowie der Lage des Schornsteines bezüglich Behinderung durch Windströme, die über nahe Berglehnen blasen usw. Zu berechnen ist ferner aus der Menge der verbrannten Kohle, dem CO_2 -Gehalte der Gase und ihrer Temperatur die Geschwindigkeit der Rauchgase im gemeinsamen Fuchskanale vor dem Schornstein und in Schornsteinmitte oder am Kopfe; denn erst aus dieser Zahl in Verbindung mit den Zugmessungen und Zugverlusten kann man einen richtigen Einblick in die Arbeitsweise gewinnen. Man kann auch zur direkten Messung der Gasgeschwindigkeit die Stauscheibe nach Brabbée oder Prandl (vgl. Z. d. V. deutsch. Ing. 1912, S. 1840 Normen für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren) verwenden; dieser Apparat ermittelt aus der Zugdifferenz, die eine senkrecht in den Gasstrom gehaltene Scheibe auf ihrer Vorder- und Rückseite erfährt, und der Temperatur

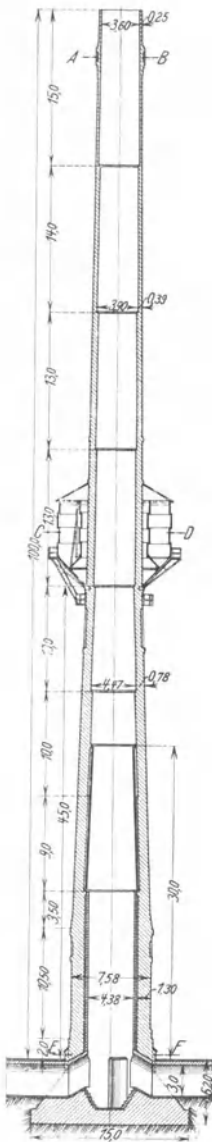


Abb. 24.

der Gase, direkt die Geschwindigkeit, ohne daß man erst die Gasmenge aus dem Kohlenverbrauche errechnen muß. Es ist durchaus nicht allein die Zugstärke, gemessen am Schornsteinfuße, maßgebend dafür, daß die Anlage eine Erweiterung erträgt; denn Z ist, wie aus den Formeln 45 ersichtlich, allein bedingt unter sonst gleichen Verhältnissen von der Schornsteinhöhe und der Gas-eintrittstemperatur sowie der Lufttemperatur. Der Zug kann vorzüglich erscheinen, doch würde die Weite des Schornsteines für eine erhöhte Gasmenge nicht mehr hinreichen. In solchem Falle gibt allein die Rechnung auf Grund der verbrannten Kohlenmengen unter Berücksichtigung des CO_2 -Gehaltes der Gase einen Aufschluß. Zu beachten ist auch, daß die Zuführungskanäle zu dem Schornsteine oftmals zu eng sind und erweitert werden müssen; man wird gut tun, dieselben daraufhin zu kontrollieren, auch auf Verengungen, scharfe Richtungsänderungen usw. und ob die Gasgeschwindigkeit nicht höher wie 5 bis 6 m/sec ist.

Einfacher ist der Fall, wenn man beobachten kann, daß bei hinreichender Kesselleistung mit ziemlich gedrosseltem Fuchsschieber gearbeitet wird; ein weiteres Anhängen von Heizfläche ist dann meist möglich.

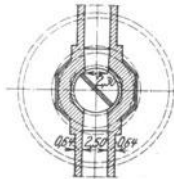


Abb. 25.

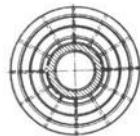


Abb. 26.



Abb. 27

In vielen Fällen genügt nachträglich ein weiteres Erhöhen des Schornsteines, vorausgesetzt, die obere Wandstärke ist größer wie $\frac{1}{2}$ Stein; doch ist dann darauf zu achten, daß die Öffnung nicht verkleinert, sondern daß das neue Stück innen möglichst zylindrisch aufgesetzt wird, denn sonst wird leicht die Wirkung des erhöhten Zuges durch die Querschnittsverminderung aufgehoben.

Besonders sorgfältige Prüfung erfordert die Erweiterungsmöglichkeit einer Anlage dann, wenn ein Rauchgasvorwärmer, bzw. noch ein Flugaschenfänger eingebaut werden soll (vgl. Beispiel 24 S. 171 ff.). Solche Apparate bedingen erstens einen weiteren Zugverlust, durch ihren Strömungswiderstand; sie setzen also die verfügbare Geschwindigkeitshöhe der Anlage, die ja als Restbetrag zwischen Schornsteinzug und Widerständen übrig bleibt, somit die Geschwindigkeit herab, und dann werden die Gase erheblich abgekühlt in den Schornstein geführt, wodurch wiederum eine wesentliche Zugschwächung eintritt. Unter Umständen kann bei Nichtbeachtung dieser Verhältnisse der Vorwärmer gar nicht in Betrieb genommen werden, weil der Zug nicht mehr genügend Dampf schafft und es muß erst ein neuer Schornstein gebaut werden.

Auf jeden Fall tut man gut, den Schornstein etwas reichlicher zu nehmen sowohl in Höhe und Weite; man kann dann die Anlage später stärker beanspruchen und ist in Einbauten nicht beschränkt; eine Erhöhung des Schornsteines von vornherein um einige Meter macht auf den Preis desselben nur wenig aus und schützt später vor Schaden. Über die Bauausführung eines Schornsteines vergl. nebenstehende Abb. 24—27, die mehrere Schnitte durch einen 100 m hohen Schornstein darstellen, der im untersten Teile ein Schutzfutter hat und einen Wasserbehälter trägt.

Die Berechnung gliedert sich in 2 Abschnitte, in Ermittlung der Schornsteinhöhe auf Grund des erforderlichen Vakuums und in die Ermittlung der Schornsteinweite auf Grund der erzeugten Gasmenge, bzw. der verbrannten Kohlen sowie der verfügbaren Gasgeschwindigkeit im Schornstein.

b) Berechnung der Zugstärke und der Schornsteinhöhe.

Es bezeichnet:

Zugstärke am Schornsteinfuße in mm	
Wassersäule	= Z
Schornsteinhöhe in m	= H
Temperatur der Außenluft °C.	= t_a
Gewicht eines cbm Außenluft bei t_a^0 in kg = γ_a	
„ „ „ „ „ „ $^{0/760}$ „ „ = γ_0	
Temperatur der Gase in Schornsteinmitte °C = t_m	
Gewicht eines cbm der wasserdampfhaltigen	
Gase bei t_m kg = γ_m	
Gewicht eines cbm der wasserdampfhaltigen	
Gase bei $^{0/760}$ kg = γ_1	
Gaskonstante	= R
Gasdruck in kg/qm oder mm Wassersäule . = P	
Mittlere Gasgeschwindigkeit im Schornstein	
in m/sek	= w

Mit Hilfe der Beziehungen $\gamma = \frac{P}{R T}$ und aus dem Ausdrucke für die Druckänderung des Gasdruckes P mit dem Höhenunterschiede d h

$$d h \cdot \gamma = d P = d h \cdot \frac{P}{R T}$$

ergibt sich unter Voraussetzung, daß die Gastemperatur längs der ganzen Schornsteinhöhe konstant ist, die Zugstärke am Schornsteinfuße:

$$Z = H (\gamma_a - \gamma_m) \quad \quad 45)$$

in mm Wassersäule; oder aus anderer Ableitung ist das Gewicht der Rauchgassäule in kg pro l qm Grundfläche, wenn das Gewicht eines cbm Außenluft bei 0^0 γ_0 ist und das der Rauchgase = γ_1 bei $^{0/760}$

$$H \cdot \gamma_1 \cdot \frac{273}{273 + t_m} ,$$

und das der gleichen Säule Außenluft:

$$H \cdot \gamma_0 \cdot \frac{273}{273 + t_a} .$$

Daraus folgt die Druckdifferenz beider Säulen oder die Zugstärke Z in mm Wassersäule zu:

$$Z = 273 \cdot H \left(\frac{\gamma_0}{273 + t_a} - \frac{\gamma_1}{273 + t_m} \right) \quad . \quad 45a)$$

da $\gamma_a = \gamma_0 \cdot \frac{273}{273 + t_a}$ ist und $\gamma_m = \gamma_1 \cdot \frac{273}{273 + t_m}$

so geht durch Einsetzen dieser Werte die Formel in obige unter 45 über.

Man pflegt in dieser Formel gewöhnlich $\gamma_0 = \gamma_1 = 1,29$ zu setzen, da beide Werte für mittlere Verhältnisse annähernd gleich sind, und erhält dann angenähert:

$$Z = H \cdot \gamma_0 \cdot 273 \cdot \left(\frac{1}{273 + t_a} - \frac{1}{273 + t_m} \right) \quad . \quad 45b)$$

Es ist zu setzen für das Gewicht γ_1 der wasserdampfhaltigen Verbrennungsgase bei 0° und 760 mm und ca. 9 bis 12 % Kohlensäuregehalt (bezogen auf trockene Gase).

Für mitteldeutsche Braunkohle $\gamma_1 = 1,270$ kg/cbm

Für Steinkohle $\quad \quad \quad = 1,325$ „ „

Die Werte für γ_a , γ_0 für mittelfeuchte Luft kann man der Tabelle 43 entnehmen, die für verschiedene Barometerstände ausgerechnet ist.

Tabelle 43.

Gewicht γ_a mittelfeuchter Luft (Gewicht eines cbm in kg).

Barometerstand mm/QS.	Lufttemperatur t_a °C							
	-5	+0	+5	+10	+15	+20	+25	+30
760	1,314	1,288	1,266	1,243	1,221	1,200	1,180	1,161
750	1,293	1,273	1,250	1,228	1,206	1,185	1,167	1,147
740	1,278	1,252	1,232	1,211	1,190	1,170	1,149	1,130
730	1,260	1,239	1,216	1,194	1,172	1,152	1,132	1,118
720	1,242	1,220	1,199	1,178	1,158	1,138	1,119	1,100
710	1,228	1,205	1,182	1,160	1,141	1,121	1,106	1,083
700	1,211	1,188	1,166	1,146	1,127	1,106	1,088	1,070
690	1,191	1,170	1,150	1,130	1,110	1,090	1,071	1,054
680	1,175	1,152	1,131	1,111	1,092	1,074	1,058	1,040

Will man ganz genau rechnen, so muß man den wirklichen Feuchtigkeitsgehalt der Luft berücksichtigen nach S. 49 bzw. nach der Formel 14 für das spezifische Gewicht der Luft γ_a bei t_a °:

$$\gamma_a = 342 \cdot \frac{p}{T} - 0,176 \cdot \varphi \cdot \frac{h'}{T};$$

hierin ist p = Luftdruck in kg/qcm ; $T = 273 + t_a$; h' = Spannung des Wasserdampfes in mm Quecksilber bei der Temperatur t_a (vgl. Tab. 21) und Dampftabelle 87) und φ die relative Feuchtigkeit der Luft $1 > \varphi > 0$. (Vgl. Abschn. 3f, S. 48.)

Aus den Formeln erkennt man, daß der Schornsteinzug direkt proportional der Schornsteinhöhe ist und dem Unterschiede der spezifischen Gewichte von Außenluft und innerer Gassäule; außerdem sieht man, daß der Zug mit zunehmender Lufttemperatur (Sommer) schlechter wird, ebenso mit abnehmender Temperatur der in den Schornstein eintretenden Gase; deshalb ist bei knappen Schornsteinen darauf zu achten, daß nicht durch undichtes Mauerwerk kalte Luft eingesaugt wird, die die Temperatur herabsetzt und die Gasmenge vermehrt.

Es bedeutet t_m die Schornsteintemperatur mitten in der Säule; da dieselbe nicht bekannt ist, so kann man pro laufenden m Schornstein eine Abkühlung von 1° zugrunde legen, und von der am Schornsteinfuß gemessenen Temperatur den entsprechenden Abzug machen. Nach Formel 45 kann man alle Gaszusammensetzungen je nach Brennstoff, Kohlensäuregehalt usw. Rechnung tragen, sowie den Barometerstand und die Luftfeuchtigkeit usw. berücksichtigen.

Die Zugstärke, die nach den Formeln berechnet ist, oder aus Tabelle 46 entnommen wurde, tritt jedoch bei einer Zugmessung am Schornsteinfuß bei offenem Schieber nicht ganz in Erscheinung; sie stellt den erreichbaren Höchstwert dar, der nur bei geschlossenem Schieber gemessen werden kann; denn es treten beim Strömen der Gase durch den Schornstein einige Verluste ein, die den Wert Z herabsetzen:

1. Ein gewisser Betrag der Zugstärke wird aufgebraucht zur Erzeugung der Strömungsgeschwindigkeit der Gase im Schornstein, genannt die Geschwindigkeitshöhe Z_w .

2. Da die Gase sich beim Durchziehen des Schornsteines abkühlen, wird entsprechend Formel 45 auch die Zugkraft geringer um einen Betrag Z_A ; dieser Abkühlungsverlust ist in der Formel 45 und Tabelle 46 bereits berücksichtigt, da dort die mittlere Schornsteintemperatur zugrunde gelegt wurde; die Werte stellen also $Z_{th} - Z_A$ dar.

3. Durch die Reibungswiderstände der Gase an den Wänden des Schornsteins wird ein Betrag Z_R an Zughöhe aufgezehrt.

Es verbleibt also für die Nutzwirkung des Schornsteins nur noch der Betrag an Zughöhe.

$$Z_n = Z_{th} - Z_w - Z_A - Z_R \quad \dots \quad 46)$$

Dabei ist $Z = Z_{th} - Z_A$ der in den Formeln 45 angegebene Wert.

1. Zugverlust Z_w durch Erzeugung der Gaseschwindigkeit w .

Bei kleinen Druckdifferenzen gilt allgemein:

$$\frac{w^2}{2g} = \frac{\varphi^2 Z_w}{\gamma_m}$$

Daraus mit $\varphi = 1$ wird:

$$w = \sqrt{\frac{2g \cdot Z_w}{\gamma_m}} \quad \dots \quad 47)$$

oder auch

$$Z_w = \frac{\gamma_m w^2}{2g} \quad \dots \quad 47a)$$

in mm Wassersäule; genannt die Geschwindigkeitshöhe oder der Gasüberdruck, der erforderlich ist, um einem Gase vom spez. Gewichte γ_m die Geschwindigkeit w zu erteilen;

Beispiel 22: es sei $w = 6$ m/sek bei 760 mm Barometerstand und die Temperatur am Fuße eines 50 m hohen Schornsteins 320° ; verbrannt sei eine Steinkohle, deren Verbrennungsgase bei $0^\circ/760$ ein Gewicht pro cbm $\gamma_0 = 1,32$ besitzen. In der Schornsteinmitte beträgt die Gas-

temperatur nur noch ca. 300° ; es wird also $\gamma_m = \gamma_0 \cdot \frac{273}{273 + 300} = 0,63$; damit rechnet sich $Z_w = \frac{0,63 \cdot 6^2}{19,6} = 1,15$ mm als zur

Erzeugung und dauernden Erhaltung der Geschwindigkeit verwandte Druckhöhe.

Wird bei offenem Fuchsschieber gemessen, so mißt man den nach Formel 45 errechneten Wert von Z vermindert um Z_w .

In nachstehender Tabelle sind nun die Geschwindigkeitshöhen Z_w für verschiedene mittlere Strömungsgeschwindigkeiten der Gase im Schornstein berechnet und für verschiedene Gas-temperaturen. Zugrunde gelegt ist ein Barometerstand von 730 mm und $\gamma_0 = 1,31$ bz. auf $0^\circ/760$.

Tabelle 44. Geschwindigkeitshöhe Z_w in m/m Wassersäule für verschiedene Gasgeschwindigkeiten in Schornsteinmitte und Gastemperaturen.

Geschw. w m/sek.	Mittlere Gastemperatur t_m im Schornstein °C.			
	100	200	300	400
2	0,19	0,15	0,12	0,10
4	0,75	0,59	0,49	0,42
6	1,69	1,34	1,10	0,94
8	3,01	2,38	1,96	1,67
10	4,72	3,72	3,07	2,60

Es ist z. B. für $w = 4$ m/sek; $t_m = 200^0$

$$Z_w = \frac{4^2 \cdot 1,31 \cdot 730}{19,62 \cdot 760} \cdot \frac{273}{273 + 200} = 0,59 \text{ mm Wassersäule.}$$

An einer vorhandenen Anlage kann w entweder errechnet werden aus der Gasmenge, oder gemessen werden direkt mit der Stauscheibe, die in den geraden Fuchskanal eingeführt wird.

2. Zugverlust durch Reibung Z_R .

Zur Ermittlung dieses Wertes kann die später in Abschn. 27 S. 264 für Reibung an Rohrleitungswänden gegebene Formel 92 benutzt werden.

Es ist demnach in m/m Wassersäule:

$$Z_R = \frac{\beta \cdot \gamma_m \cdot w^2 \cdot H}{\delta} \dots \dots \dots 48)$$

worin bedeutet δ = mittl. Schornsteindurchmesser in mm, β ist aus Tabelle 80, S. 264 zu entnehmen, die zwar für Reibung an glatten Rohrwänden festgestellt ist, aber in Ermangelung anderer Werte auch hier verwendet werden kann.

Für einen Schornstein von $H = 50$ m sind für eine mittlere Schornsteintemperatur von $t_m = 250^0$ und einen Barometerstand von 730 mm die Reibungsverluste zusammengestellt in nebenstehender Tabelle 45¹⁾.

Tabelle 45.

Schornstein- durchmesser m	Mittlere Gasgeschw. m/sek.		
	5	10	15
0,5	1,5	5,4	11,3
1,0	0,6	2,2	4,7
1,5	0,4	1,3	2,8

Die Verlustgröße wird für die meisten Fälle zwischen 0,5 bis 2,0 mm liegen.

3. Zugverlust Z_A durch Abkühlung der Gase im Schornstein.

Aus dem Wärmedurchgangskoeffizienten k , dem mittleren Temperaturunterschiede zwischen Gasen im Schornsteine und Außenluft ϑ_m und der mittleren Mantelfläche des Schornsteins O in qm ergibt sich die Abkühlung der Gase in WE in 1 Stunde zu:

$$Q = k \cdot \vartheta_m \cdot O$$

Diese verloren gegangene Wärme entspricht der von den Gasen abgegebenen Wärmemenge, so daß man auch setzen kann:

$$Q = G \cdot c_p (t_e - t_o), \dots \dots \dots 49)$$

wenn G die stündliche Gasmenge in kg bedeutet und die Gase sich von t_e beim Eintritt auf t_o beim Austritt aus dem Schornsteine abkühlen bei einer spezifischen Wärme der Gase pro 1 kg von c_p . Aus diesen beiden Formeln kann dann der Wärmeverlust der Gase im Schornsteine berechnet werden. Für k kann man etwa 1,1 bis 1,4 setzen je nach der Wandstärke. Einige Werte enthält die Tabelle 35 nach Untersuchungen von Rietschel.

Berücksichtigt man, daß $\vartheta_m = \frac{t_o - t_e}{2} - t_a$ ist, so läßt sich auch die Schornsteinaustrittstemperatur t_o berechnen.

Nachstehend sind in einer kleinen Tabelle 47 für Schornsteine von 40 m Höhe bei $d_o = 0,5, 1,0$ und $1,5$ m lichten oberen Durchmesser, bei 730 mm Barometerstand 250^0 Gastemperatur beim Eintritt und 15^0 Lufttemperatur berechnet die Gasaustrittstemperatur t_o , die mittlere Temperatur im Schornstein und der Zugverlust infolge der Gasabkühlung gegenüber der Gaseintrittstemperatur.

Die Tabelle¹⁾ 47 erweist, daß der Zugverlust durch Abkühlung um so geringer wird, je höher die Gasgeschwindigkeit wird, oder mit anderen Worten je höher der Schornstein belastet ist und je größer der Schornsteindurchmesser ist; schon bei $H = 40$ m; $d = 1,5$ m und $w = 6$ m ist der Zugverlust nur noch 0,3 mm. Am einfachsten berücksichtigt man diesen Wert, indem man, wie auch in den Formeln 45 geschehen, anstelle der Gaseintrittstemperatur in den Schornstein, die mittlere, geschätzte

¹⁾ Vergl. Dr. Deinlein Zeitschr. d. Bayer. Rev.-Ver. 1912 S. 12 ff.

Tabelle 46.

Zugstärke in mm Wassersäule für 1 m Schornsteinhöhe berechnet nach $Z = H (\gamma_a - \gamma_m)$, gültig für 750 mm Barometerstand.

Mittlere Gas- temperatur im Schornstein	Außenlufttemperatur t_l											Gewicht eines cbm 7 m der wasser- dampfhaltigen Gase für		Δ Zuzählen zu den Tabellen- werten f. Braun- kohle		
	-20	-10	-5	±0	+5	+10	+15	+20	+25	+30	Braun- kohle	Stein- kohle				
	Spezif. Gewicht der Luft bei 70% Feuchtigkeitsgehalt											1,137	1,160			
t_m	1,375	1,327	1,300	1,276	1,252	1,228	1,206	1,182	1,160	1,137						
160	0,550	0,502	0,475	0,451	0,427	0,403	0,381	0,357	0,335	0,312	0,791	0,825	0,034			
180	0,585	0,537	0,510	0,486	0,462	0,438	0,416	0,392	0,370	0,347	0,756	0,790	0,034			
200	0,620	0,572	0,545	0,521	0,497	0,473	0,451	0,427	0,405	0,382	0,724	0,755	0,031			
220	0,650	0,602	0,575	0,551	0,527	0,503	0,481	0,457	0,435	0,412	0,694	0,725	0,031			
240	0,678	0,630	0,603	0,579	0,555	0,531	0,509	0,485	0,463	0,440	0,667	0,697	0,030			
260	0,705	0,657	0,630	0,606	0,582	0,558	0,536	0,512	0,490	0,467	0,642	0,670	0,028			
280	0,728	0,680	0,653	0,629	0,605	0,581	0,559	0,535	0,513	0,490	0,620	0,647	0,027			
300	0,751	0,703	0,676	0,652	0,628	0,604	0,582	0,558	0,536	0,513	0,598	0,624	0,026			
320	0,772	0,724	0,697	0,673	0,649	0,625	0,603	0,579	0,557	0,534	0,578	0,603	0,025			
340	0,792	0,744	0,717	0,693	0,669	0,645	0,623	0,599	0,577	0,554	0,558	0,583	0,025			
360	0,810	0,762	0,735	0,711	0,687	0,663	0,641	0,617	0,595	0,572	0,532	0,565	0,023			
380	0,827	0,779	0,752	0,728	0,704	0,680	0,658	0,634	0,612	0,589	0,525	0,548	0,023			
400	0,844	0,796	0,769	0,745	0,721	0,697	0,675	0,651	0,629	0,606	0,508	0,531	0,023			
420	0,860	0,812	0,785	0,761	0,737	0,713	0,691	0,667	0,645	0,622	0,493	0,515	0,022			
440	0,874	0,826	0,799	0,775	0,751	0,727	0,705	0,681	0,659	0,636	0,480	0,501	0,021			
460	0,888	0,840	0,813	0,789	0,765	0,741	0,719	0,695	0,673	0,650	0,467	0,487	0,020			

Temperatur in demselben einsetzt, also direkt $Z = Z_{th} - Z_A$ berechnet.

Tabelle 47. Einfluß der Abkühlung der Gase im Schornstein auf den Schornsteinzug bei einem gemauerten Schornstein von 40 m Höhe.

Gasgeschwindigkeit w in m/sek.		2	4	6	8
Gastemperatur an der Schornsteinmündung	d_0				
	0,5	128	179	200	211
	1,0	200	223	231	236
Mittlere Gastemperatur t_m	1,5	218	232	239	242
	0,5	189	215	225	230
	1,0	225	237	240	243
Zugstärke, gerechnet für mittlere Gastemperatur, Z	1,5	234	241	245	246
	0,5	17,9	19,6	20,2	20,4
	1,0	20,2	20,8	21,0	21,1
Zugverlust Z_A durch Abkühlung	1,5	20,6	21,0	21,2	21,3
	0,5	3,6	1,9	1,3	1,1
	1,0	1,3	0,7	0,5	0,4
	1,5	0,9	0,5	0,3	0,2

Zur rascheren Ermittlung der Verhältnisse ist in Tabelle 46 für mittlere Werte und verschiedene Lufttemperaturen die Zugstärke für 1 m Schornsteinhöhe berechnet; es sind also nur die Tabellenwerte mit der Schornsteinhöhe H zu multiplizieren, um den Höchstwert des erreichbaren Zuges, gemessen am Schornsteinfuß bei geschlossenem Schieber zu erhalten. Zugrunde gelegt wurde Formel 45, S. 156 ein Luftdruck von 750 mm, eine Luftfeuchtigkeit von 70 % also ein spezifisches Gewicht der Luft $\gamma_0 = 1,276$ bei 0° ; ferner wurde das spezifische Gewicht von wasserdampfhaltigen Verbrennungsgasen bei 10 % CO_2 angesetzt für mitteldeutsche Braunkohlen mit $\gamma_1 = 1,27$ bezogen auf $\frac{0}{760}$ für deutsche Steinkohlen mit $\gamma_1 = 1,325$ bezogen auf $\frac{0}{760}$.

Die Tabelle 46 ist berechnet für Steinkohlen; und zwar für die Temperatur in der Schornsteinmitte. Kennt man die Temperatur am Fuße des Schornsteins, so ist von diesem Werte ein Abzug vorzunehmen, und zwar für den laufenden m Schornsteinhöhe etwa 1° . Mit dieser Temperatur kann dann die Zugstärke Z des Schornsteins ermittelt werden. Soll der Schornstein für

Braunkohlenfeuerung gebaut werden, so ist den in der Tabelle enthaltenen Werten noch der in der letzten Spalte aufgeführte Betrag Δ zuzuzählen, ehe die Multiplikation mit der Schornsteinhöhe vorgenommen wird. Nimmt man an einem Schornsteine bei offenem Schieber eine Messung vor, so ist die gemessene Zugstärke um den Betrag der Geschwindigkeitshöhe (vgl. Formel 47a) kleiner als in der Tabelle steht; letztere Werte entsprechen den Messungen bei geschlossenem Schornsteinschieber am Fuße des Schornsteines unter bereits erfolgter Berücksichtigung der Abkühlung der Gase in der Schornsteinsäule.

c) Berechnung der Schornsteinweite.

Die Weite des Schornsteines ist nach der Gasmenge zu bestimmen, welche der Schornstein herausbefördern muß. Erfahrungsgemäß arbeiten die Schornsteine mit Ausströmungsgeschwindigkeiten an der oberen Mündung von $v = 4$ bis 10 m in der Sekunde; im allgemeinen setzt man:

für 1 bis 3 Kessel	$w = 4$ bis 5 m/sek
4 bis 6 Kessel	$w = 5$ bis 7 m/sek
7 und mehr Kessel	$w = 7$ bis 9 m/sek.

als zweckmäßige Geschwindigkeit an.

Dieselbe richtet sich natürlich nach den Widerständen, welche die Gase auf ihrem Wege vom Eintritt in den Rost an zu überwinden haben. Sind für eine Anlage der Widerstand der Kanäle, sowie die Zugverluste durch Gasabkühlung und der Reibungsverlust im Schornstein selbst bekannt, so bleibt als Rest die für die Erzeugung der Geschwindigkeit verfügbare Geschwindigkeitshöhe übrig. Der Zugverlust bis zum Fuße des Schornsteins beträgt im Mittel bei normalen Anlagen 60 bis 75 %.

Liegt nun der Fall so, daß für eine bestimmte zu errichtende Anlage der Zugbedarf bekannt ist, gemessen am Schornsteinfuße oder vor dem Rauchgasvorwärmer, so läßt sich die erforderliche Höhe der Esse unter Berücksichtigung der Temperatur am Eingang der Gase in den Schornstein leicht berechnen, wenn man mit einer bestimmten Gasgeschwindigkeit arbeiten will; man muß dabei dann auch die Verluste durch Abkühlung und Reibung berücksichtigen sowie Widerstände durch Rauchgasvorwärmer, Flugaschenfänger usw. Aus der Gasmenge, die von dem Schorn-

stein abgezogen werden soll und der Geschwindigkeit w ergibt sich die erforderliche Weite des Schornsteines.

Bedeutet:

B = Brennstoff verbrannt in 1 Stunde in kg

V_0 = Gasmenge $\frac{0}{760}$ pro 1 kg Brennstoff in cbm

V_t = Gasmenge bei t^0 pro 1 kg Brennstoff in cbm

F = Querschnitt des Schornsteins an der oberen Mündung
in qm.

$1 + v L$ = Gasmenge in kg pro 1 kg Brennstoff bei v -fachem
Luftüberschuß.

γ_1 = Gewicht eines cbm der Rauchgase bei 0^0 und 760 mm.

t = Temperatur der Gase am Schornsteinkopfe.

Pro 1 kg Brennstoff ist dann zu rechnen eine Gasmenge in cbm bei t^0 und 760 mm Barom.

$$V_t = \frac{1 + v L}{\gamma_1} \cdot \frac{273 + t}{273};$$

der Schornsteinquerschnitt in qm wird dann, wenn B kg Brennstoff verbrannt werden in 1 Stunde:

$$F = \frac{B \cdot V_t}{3600 \cdot w} = \frac{B (1 + v L) \cdot (273 + t)}{\gamma_1 \cdot 3600 \cdot 273 \cdot w} \quad \dots \quad 50)$$

V_t , L sind aus Abschnitt 4 und 5 Formel 20 bzw. Tabelle 9, zu entnehmen; γ_1 ist zu berechnen nach Abschn. 3e oder nach S. 157 zu wählen.

Man kann auch durch Einsetzen der entsprechenden Werte für Temperatur und Gasmenge in obige Formel den unteren oder mittleren Schornsteinquerschnitt ermitteln; da der Schornstein sich nach oben verzüngt, so ist infolge der Zusammenziehung der Gase beim Abkühlen, die Strömungsgeschwindigkeit an allen Stellen des Schornsteines ungefähr die gleiche.

Zusammengefaßt ergeben sich aus obigen Besprechungen folgende Verhältnisse:

1. Die Zugstärke $Z = Z_{th} - Z_A$ wächst direkt proportional der Schornsteinhöhe.
2. Die Zugstärke wächst mit steigender Temperatur.
3. Je weiter der Schornsteinquerschnitt, desto größer die Gasmenge, die abgesaugt werden kann.

4. Es lassen sich viele verschiedene Schornsteine mit verschiedener Höhe und Weite bauen, welche denselben Zug hervorrufen und die gleiche Gasmenge abführen bei gleicher Temperatur; dies ist bedingt durch verschiedene Zugverluste nach Formel 46 infolge Abkühlung, Strömung und Reibung, welche die verschiedenen Schornsteine bedingen.
5. Unter einer gewissen Schornsteinweite wachsen Z_w , Z_A , Z_R sehr stark an; es wird dann sehr viel Zugkraft im Schornstein selbst verbraucht und es kann nur wenig nutzbar abgegeben werden; unter einer gewissen Größe zieht der Schornstein überhaupt nicht mehr (ca. 0,3 m ob I \oplus).
6. Die Abkühlung im Schornstein hat bei einer gewissen Weite den kleinsten Wert; darüber und darunter wächst sie an.
7. Für jeden Schornstein gibt es eine günstigste Höhe und Weite bei jeder Gastemperatur, bei der ein Höchstwert des Zuges erreicht wird, dabei wird eine bestimmte Gasmenge bewältigt. Mit steigender oder zunehmender Gasmenge nimmt die Zugstärke ab.

Sämtliche Verhältnisse lassen sich zeichnerisch darstellen, indem man über verschiedene Schornsteinweiten als Abszisse die Schornsteinhöhe, die Gasaustrittstemperatur und die einzelnen Zugverluste Z_A , Z_R , Z_w als Ordinaten einträgt für eine bestimmte Gasmenge und Temperatur und eine bestimmte nutzbare Zugstärke Z_n , berechnet nach Formel 46.

Oder man zeichnet ein Diagramm für eine bestimmte Schornsteinhöhe und Weite, indem man für verschiedene Rauchgasgewichte als Abszisse und verschiedene Rauchgastemperaturen, die sich daraus ergebenden nutzbaren Zugstärken als Ordinaten aufträgt.

d) Erfahrungsformeln und Erfahrungswerte.

Für die rasche Ermittlung eines Schornsteines und die oberflächliche Nachrechnung einer vorhandenen Anlage seien noch einige aus der Erfahrung abgeleitete Formeln angegeben. Sie gelten alle für Anlagen ohne Rauchgasvorwärmer. Ist ein solcher vorhanden, so kann die obere lichte Weite des Schornsteines kleiner gewählt werden, weil die Gase kälter sind, also ein geringeres Vo-

lumen einnehmen; dagegen muß die Höhe größer werden, weil ein größerer Widerstand zu überwinden ist; der Betrag für die Vergrößerung der Höhe wird etwa 10 bis 20 % betragen, und zwar bei kleineren Schornsteinen ist der größere Wert zu nehmen; am sichersten berücksichtigt man die Verhältnisse, wenn man von den Temperaturen ausgeht, also Formel 45 und Tabelle 46 benutzt.

Pietzsch gibt folgende umgestaltete Formel von Péclet an für die Rauchgasmenge Q in kg, die in 1 Sek. von einem Schornsteine abgesaugt werden kann:

$$Q = \varphi \sqrt{\frac{d_0^5 \cdot H}{L + H + 260 d_0}} \dots \dots \dots 51)$$

darin bedeutet $\varphi = 10,11$ für runde Schornsteine

- d_0 = ob l. Schornsteindurchmesser in m
- H = Höhe des Schornsteines über der Feuerung in m
- L = Zuglänge in m vom Rost bis Schornstein, gemessen an einem Kessel, der die längsten Kanäle hat.
- Q = Rauchgasmenge in kg/sek.

Man kann auch annäherungsweise folgende Formel von Strupler für Steinkohlen verwenden. Schornsteinhöhe in m:

$$H = 5,6 \sqrt[3]{\text{Heizfläche in qm}} \dots \dots \dots 52)$$

Unter Heizfläche ist Kesselheizfläche und Überhitzerheizfläche und Economiserheizfläche zu verstehen.

Ferner kann man benutzen nach Heinicke: für Anlagen ohne Economiser als Mindesthöhe H bei Kesselbeanspruchungen von ca. 25 kg/qm/Std.

$$H = 18 + 2,6 \sqrt{\text{Heizfläche}} \dots \dots \dots 52a)$$

dabei ist ein Zuschlag zu machen für Überhitzer 4—6 m, für erdige Kohle 9—13 m, für komplizierte Kessel bis 10 m. Für Anlagen mit Economisern:

$$H = 30 + 3,2 \sqrt[3]{\text{Heizfläche}} \dots \dots \dots 52b)$$

mit Zuschlägen: für Überhitzer 6—8 m, für erdige Kohle 12—17 m, für komplizierte Kessel bis 14 m.

Alle diese Formeln dienen nur für rohe angenäherte Bestimmungen des Schornsteines als ersten Überschlagn. Für genaue Bestimmungen und in Zweifelsfällen wird man gut tun, die eingangs besprochene Rechnungsweise zu benutzen.

Das Verhältnis von oberem Schornsteindurchmesser zur Höhe wird ausgeführt:

$$d_0 = \frac{1}{20} \text{ bis } \frac{1}{30} H.$$

Für Steinkohlen wird gewählt:

oberer Schornsteinquerschnitt bei kleineren Anlagen von 1 bis 3 Kesseln:

$$F = \frac{1}{4} \text{ bis } \frac{1}{6} \text{ Rostfläche}$$

bei größeren Anlagen bis 12 Kesseln:

$$F = \frac{1}{6} \text{ bis } \frac{1}{10} \text{ Rostfläche}$$

Für Braunkohlen:

oberer Schornsteinquerschnitt bei kleineren Anlagen von 1 bis 3 Kesseln:

$$F = \frac{1}{5,5} \text{ bis } \frac{1}{8} \text{ Rostfläche}$$

bei größeren Anlagen bis 12 Kesseln:

$$F = \frac{1}{8} \text{ bis } \frac{1}{14} \text{ Rostfläche}$$

Für den erforderlichen Zug können folgende Mittelwerte gelten, gemessen am Schornsteifuße bei offenen Fuchsschiebern.

Für Kesselanlagen bis 100 qm	ca. 13—18 mm	Wassersäule
„ „	100—400 qm	ca. 18—23 mm „
„ „	400—800 qm	ca. 23—28 mm „
„ „	800—1200 qm	ca. 28—35 mm „
„ „	1200—1800 qm	ca. 35—40 mm „
„ „	1800—2500 qm	ca. 40—48 mm „

Es sind Zuschläge für Zugverluste zu machen:

Für Dampfüberhitzer 1 bis 3 mm

Für Flugaschenfänger 1 bis 3 mm

Für Rauchgasvorwärmer 1 bis 4 mm.

Die angenäherten Kosten eines Schornsteines können angesetzt werden zu:

$$85 \text{ bis } 90 H \cdot d_0 \text{ in Mark.}$$

Beispiel 23. Nachstehend seien einige Meßdaten an ausgeführten Anlagen gegeben, welche mit deutschen Braunkohlen von ca. 2600 bis 3000 WE arbeiten. (Nach Messungen des Verf.)

Kesselheizfläche in Betrieb qm	1292	633	527
Kesselsystem	5 Garbekessel	8 Zweifl.	6 Zweifl.
Schornsteinhöhe m	63,7	50	40
ob. l. Weite m	2,2	2,0	1,4
untere l. Weite m	2,58	2,4	1,6
oberer Querschnitt . . . qm	3,80	3,14	1,54
Rostfläche in Betrieb . . qm	51,9	26,7	24,8
ob. Schornsteinquerschnitt:			
Rostfläche	1 : 13,7	1 : 8,5	1 : 16,1
Feuerungsort	Treppenrost	Treppenrost	Muldenrost
Überhitzer qm	340	—	135
Economiser qm	—	—	240
Verfeuerte Kohle . . kg/St.	11 700	8300	6700
Kohlenheizwert . . . WE	2660	2885	2580
Kohlenstoffgehalt d. Kohle %	31,2	31,0	29,2
Wasserstoffgehalt %	2,77	2,8	2,5
Wassergehalt %	54,44	48,0	52,6
Aschegehalt %	6,66	5,3	6,6
Gasmenge in cbm ^{0/760} pro 1 kg Kohle	7,32	6,20	5,27
Temperatur der Gase am Schornsteinfuße °C	303	450	366
Kohlensäuregehalt %	9,2	11,0	12,5
Zug bei offenem Schieber mm	31	30	19,5
Gasgeschwindigkeit am Schornsteinkopfe . m/Sek.	12,00	11,3	14,0
Gasgeschwindigkeit in Schornsteinmitte m/Sek.	10,60	—	12,5
Außenlufttemperatur . . °C	+ 11	+ 27	+ 6

Zu den Versuchen ist zu bemerken, daß bei dem ersten der Schornstein gut zieht und seinen Dienst völlig verrichtet, wenn die angeschlossene Kesselheizfläche noch um ca. 250 qm vergrößert wird; darüber hinaus kann er es nicht mehr bewältigen.

Der mittlere Schornstein arbeitet infolge der sehr hohen Gastemperatur sehr gut, mit scharfem Zuge und fördert die Gase mit 11 m Geschwindigkeit hinaus.

Der dritte Schornstein von 40 m Höhe ist knapp und kann nur mühsam die Dampf- und Kohlenleistung schaffen, bei

heißem Wetter noch schlechter. Der Schornstein ist zu niedrig und zu eng. Bei dem Versuche zog ein Teil (nur etwa $\frac{1}{5}$) der Rauchgase durch den Rauchgasvorwärmer; mehr konnte nicht hindurchgelassen werden, weil sonst die Kesselleistung rasch sank. Falls alle Gase direkt nach dem Schornstein ziehen und dann etwa 430° am Fuße besitzen, arbeitet der Schornstein besser; der Zug steigt ein wenig und die Ausströmungsgeschwindigkeit in Schornsteinmitte steigt auf 13,3 m/sek an. Es wird aber trotz des erhöhten Reibungsverlustes durch die Temperatursteigerung ein besserer Zug erreicht. Gerade dieses Beispiel ist lehrreich, weil die Anlage allmählich vergrößert wurde, zugleich unter Einbau der Überhitzer und des Rauchgasvorwärmers, bis sie an die Grenze der Leistungsfähigkeit kam. Der eingebaute Rauchgasvorwärmer kann nicht voll ausgenützt werden; erst nach Erhöhung des Schornsteins wird eine Besserung eintreten.

Zu der Berechnung sei noch nachgetragen: Gasmenge pro 1 kg Kohle bei 12,5% CO_2 nach Formel 20

$$G_{\text{cbm } \%_{100}} = \frac{29,2 \cdot 1,86}{12,5} + \frac{0,025 \cdot 9 - 0,526}{0,804} = 5,275 \text{ cbm}$$

einschließlich Wasserdampf.

Erzeugt werden also bei 345° in Schornsteinmitte

$$6700 \text{ kg} \cdot 5,275 \cdot \left(\frac{273 + 345}{273} \right) = 80000 \text{ cbm}$$

Gase von 345° ; bei einem mittleren Schornsteinquerschnitte von 1,77 qm ist also

$$w = \frac{80000}{1,77 \cdot 3600} = 12,5 \text{ m/sek.}$$

Nach Tabelle 46 wird für 345° und 6° Lufttemperatur

$$Z = 0,66 \cdot H = 26,4 \text{ mm.}$$

Strömungsverlust. Es ist $\gamma_1 = 1,27$; $\gamma_m = 0,665$; damit wird:

$$Z_w = \frac{0,665 \cdot 12,5^2}{19,62} = 4,4 \text{ mm}$$

Der Reibungsverlust sei nach Tabelle 45, S. 160 geschätzt zu $Z_R = 2,0$ mm, so daß wird:

$$Z_n = 26,4 - 4,4 - 2,0 = 20,0 \text{ mm; Gemessen wurde } 19,5 \text{ mm}$$

so daß sich zwischen Rechnung und Messung eine vorzügliche Übereinstimmung ergibt.

Beispiel 24 aus dem Betrieb. In einer Kesselanlage von 6 Zweiflammrohr-Kessel von je 115 qm Heizfläche und 12 atm Überdruck, in welcher Braunkohle von 2650 WE auf Fränkel-Muldenrosten verfeuert wird, steht ein Schornstein von 60 m Höhe und 2,5 m oberer und 2,70 m unterer l. Weite. Die Anlage soll um 4 weitere Zweifl.-Kessel von je 130 qm Heizfl. erweitert werden. Außerdem sollen Überhitzer auf die Kessel gesetzt und an Stelle des dicht vor dem Schornstein befindlichen Flugaschenfängers nach dessen Abbruch ein gußeiserner Rauchgasvorwärmer in den Fuchs eingebaut werden. Es wird auf eine Dampfleistung der Anlage nach dem Ausbau auf 10 Kessel von stündlich normal 25 000 kg, maximal 33 000 kg gerechnet mit einer Temperatur von 300° C. Es ist zu ermitteln, ob der vorhandene Schornstein, der bereits auf Vergrößerung der Anlage hin gebaut war, den gesteigerten Anforderungen genügen wird.

Folgende Messungen wurden vorgenommen vor der Vergrößerung:

- Zug über den Feuerungen 9—11 mm = Verlust beim Strömen der Luft durch den Rost
- Zug hinter den Flammrohren 16—20 mm
- Zug vor den Kesselschiebern 21—24 mm
- Zug dicht vor dem Flugaschenfänger 28—29 mm
- Temperatur der Luft 25°
- Gas-Temperatur an den Kesselschiebern 375—425°
- Gas-Temperatur dicht vor dem Flugaschenfänger 340°
- Kohlensäuregehalt vor dem Flugaschenfänger 12—13 %.

Infolge der stärkeren Beanspruchung der Anlage wird die Temperatur hinter den Füchsen etwas steigen; es ist hinter dem Economiser, der 600 qm groß werden soll, eine Temperatur von 260° zu erwarten bei 11 % CO₂.

Der Schornstein wird für die Höchstleistung von 33 000 kg Dampf in der Stunde berechnet unter Zugrundelegung nachstehender Daten:

Die Kohle mit 30,6 % Kohlenstoff, 2,7 % Wasserstoff und 52 % Wasser ergibt eine Gasmenge von 6,12 cbm bei $\frac{0}{760}$ pro 1 kg

und einer Verbrennung mit 11% CO₂, gemessen am Schornsteinfuß. Das entspricht einer Gasmenge von rund 11,5 cbm bei 240° C.

Da bei einer künftigen Speisewassertemperatur von 135° und einer Überhitzung auf 300° eine 2,9 fache Verdampfung bei 65 % Nutzeffekt zu erwarten ist, so muß mit einem stündlichen

Kohlenverbrauche von $\frac{33\ 000}{2,9} = 11\ 300$ kg gerechnet werden.

Es gelten also folgende Daten:

Gastemperatur am Schornsteinfuß, °C	260
Gastemperatur in Schornsteinmitte, t _m	240
CO ₂ -Gehalt der Gase in Schornsteinmitte	11%
Außenlufttemperatur, t _a	25
Spez. Gewicht der Luft bei + 25° und 750 mm, γ _a	1,165
Spez. Gewicht der Verbrennungsgase $\frac{0}{750}$: γ ₁	1,27
Spez. Gewicht der Verbrennungsgase bei 750 mm und 240°, γ _m	0,675
Dampfmenge in 1 Stunde, kg	33 000
Kohlenmenge in einer Stunde, kg	11 300

Der Schornsteinzug.

Nach der Formel 45 (oder Tabelle 46) $Z = H (\gamma_a - \gamma_m)$ wird $Z = 60 (1,165 - 0,675) = 29,4$ mm bei 25° Lufttemperatur, der höchst erreichbare Zug unter Berücksichtigung des Abkühlungsverlustes im Schornstein; davon geht ab der

Zug-Verlust zur Erzeugung der Geschwindigkeit.

Es ist die Gasmenge = 11 300 × 11,5 = 130 000 cbm/St.; bei einem mittleren Schornsteindurchmesser von 2,60 m ergibt sich eine mittlere Gasgeschwindigkeit $w = 6,8$ m/sek und damit wird nach der Formel 47a die Geschwindigkeitshöhe

$$Z_w = \frac{\gamma_m \cdot w^2}{2g} = \frac{0,675 \cdot 6,8^2}{19,62} = 1,6 \text{ mm}$$

Der Zugverlust durch Reibung wird nach der Formel 48

$$Z_R = \frac{\beta \cdot \gamma_m \cdot w^2 \cdot H}{\delta} = \frac{0,53 \cdot 0,675 \cdot 6,8^2 \cdot 60}{2700} = 0,36 \text{ mm,}$$

$$= \text{ca. } 0,4 \text{ mm}$$

wenn nach Tabelle 80 gesetzt wird $\beta = 0,53$ bei einer Gasmenge in 1 Stunde von $11\ 300 \times 1,27 \times 6,12 = 88\ 000$ kg.

Es ermittelt sich also der nutzbare Zug Z_n zu

$$Z_n = 29,4 - 1,6 - 0,4 = 27,4 \text{ mm.}$$

Dies ist der bei geöffnetem Fuchsschieber wirklich meßbare Wert des Schornsteinzuges. Beim Strömen der Gase durch den Rauchgasvorwärmer tritt ein weiterer Zugverlust auf, den man erfahrungsgemäß auf 2 mm bewerten darf; vom Rauchgasvorwärmer bis zu den Schiebern hinter den Kesseln wurde der Verlust mit etwa 4 mm gemessen, so daß an den Kesselschiebern zur Verfügung bleibt nur noch:

$$27,4 - 2,0 - 4,0 = 21,4 \text{ mm.}$$

Dieser Wert ist für eine Anlage, welche mit ca. 25 bis 30 kg Dampf auf den qm Heizfl. und Stunde belastet werden soll, nicht hoch; er wird nur knapp ausreichen; es empfiehlt sich deshalb, den Schornstein zu erhöhen; im vorliegenden Falle könnten 7 m aufgesetzt werden; damit würde man einen Zug erhalten von

$$Z = 68 (1,165 - 0,675) = 33,3 \text{ mm}$$

also um etwa 4 mm mehr wie vorher; an den Kesselfüchsen würde der Zug dann auf etwa 25 bis 26 mm ansteigen, was als ausreichend bezeichnet werden kann.

Der Schornstein ist für ungünstige Verhältnisse, und zwar für einen heißen Sommertag berechnet worden; im Winter zieht er besser z. B. bei 5° Kälte wird bei $H = 60$ m der Zug

$$Z = 60 (1,293 - 0,675) = 37 \text{ mm,}$$

da das spez. Gewicht der mittelfeuchten Luft dann $\gamma = 1,293$ ist bei 750 mm Barometerstand; es tritt also eine Zugverbesserung um 7,6 mm ein.

II. Wärmewirtschaftliche Einrichtungen.

Neben der vollkommenen technischen und mechanischen Einrichtung der Anlage ist die wärmewirtschaftliche Seite des Betriebes von größter Wichtigkeit. Ganz gewaltige Mengen von Kohlen werden jahraus, jahrein unter den Dampfkesseln verbrannt (vgl. Tabelle 3—6), und es könnte viel an Nationalvermögen gespart werden durch eine gute wärmewirtschaftliche Ausbildung des Betriebes. Als leitend sollte stets der Gedanke gelten, wie erzielt man die höchste Leistung mit dem geringsten Wärmeeauf-

wande? Es ist dem Grundsatz der Sparsamkeit Gehör zu schenken in dem Sinne, daß jeder Verbrauch von Material vermieden wird, der keine entsprechende Gegenleistung bringt. An zweckmäßiger Einrichtungen hingegen, die finanzielle Vorteile oder Betriebserleichterungen versprechen, und die sich in kurzer Zeit bezahlt machen, soll man nicht sparen, ebensowenig an Ersatz abgebrauchter und veralteter Anlageteile, weil dieselben gewöhnlich hohe laufende Betriebsausgaben durch unrationelle Arbeitsweise und Reparaturen verursachen. Gar nicht zu rechnen der Ausfall an Produktion durch Betriebsstörungen.

Es äußert sich im Kesselbetriebe eine gesunde Sparsamkeit durch Vermeiden unnützer Verluste an Dampf und Wärme (z. B. durch undichte Flanschen, Stopfbüchsen, fehlende Isolierung usw.) sowie durch Verwenden aller Wärme, wo solche noch irgend verfügbar ist oder nutzlos abzieht. Also Sparsamkeit im Kohlenverbrauch, Abdampf-, Abgas- und Kondensat-Verwendung, Verhüten von Dampf-, Abkühlungs- und Wärmeverlusten sind die Prinzipien, nach denen gearbeitet werden soll; dazu kommt noch das Wachhalten des Interesses des Bedienungspersonals durch Darbieten gesunder sauberer Aufenthaltsräume, zweckmäßige Einrichtungen, die eine leichte Bedienung und Überwachung des Betriebes gestatten und Aussetzen von Prämien für erzielte Ersparnisse im Betriebe.

In den folgenden Abschnitten werden die wichtigsten derartigen Einrichtungen besprochen.

16. Der Dampfüberhitzer.

a) Der überhitzte Dampf.

Das Volumen.

Überhitzter Dampf wird für verschiedene Zwecke in der Technik verwendet, besonders für den Betrieb der Dampfmaschinen und Dampfturbinen, um Eintrittsverluste durch Kondensation zu vermeiden, zur Fortleitung in längeren Dampfleitungen, damit Abscheidungen von Kondensationswasser nach Möglichkeit verhindert werden und an der Verwendungsstelle möglichst trockener Dampf ankommt, für verschiedene Heizzwecke, besonders bei direkter Heizung usw. Der überhitzte Dampf hat die Eigen-

tümlichkeit, daß man ihm bis zur Abkühlung auf die Sättigungstemperatur Wärme entziehen kann, ohne daß eine Kondensation eintritt. Es ist bekannt, daß sich der überhitzte Dampf ebenso wie ein Gas verhält. Sein Volumen brechnet sich nach Zeuner aus:

$$P \cdot v = 50,933 T - 192,5 \sqrt[4]{P} \dots \dots \dots 53)$$

oder nach Tumlirz aus:

$$p \cdot v = 0,00467 T - 0,0084 p \dots \dots \dots 53a)$$

darin bedeuten:

- P = Druck in kg/qm,
- p = Druck in kg/qcm,
- v = Volumen eines kg in cbm,
- t = Temperatur des überhitzten Dampfes in °C,
- T = 273 + t,

Das Volumen ist also von Temperatur und Druck abhängig.

In der nächstehenden Tabelle 48 sind für die absoluten Drucke von 0,1 bis 15 kg/qcm und die Temperaturen von 200 bis 400° die Volumina v berechnet. Diese Werte benötigt man zur Ermittlung der Dampfgeschwindigkeiten in Überhitzern, Rohrleitungen usw.

In der vorletzten Spalte der Tabelle ist das Volumen des gesättigten Dampfes gleichen Druckes aufgeführt.

Tabelle 48.
Volumen v = 1/γ des überhitzten Dampfes

kg/qcm absolute Spann.	P = kg/qm absol. Druck	Temperatur des überhitzten Dampfes °C					Volum. des gesätt. Dampf.	Tempe- ratur d. gesätt. Dampf. °C
		200	250	300	350	400		
		Volumen ein. kg überhitzten Dampfes = v in cbm						
1,0	10 000	2,215	2,47	2,71	3,007	3,25	1,722	99,1
2,0	20 000	,089	1,217	1,34	1,487	1,600	0,900	119,6
3,0	30 000	0,718	0,803	0,884	0,961	1,055	0,616	132,8
4,0	40 000	0,534	0,597	0,659	0,719	0,788	0,471	142,8
5,0	50 000	0,424	0,475	0,526	0,573	0,628	0,382	151,0
6,0	60 000	0,350	0,394	0,436	0,476	0,520	0,322	157,9
7,0	70 000	0,299	0,336	0,372	0,409	0,440	0,278	164,0
8,0	80 000	0,268	0,296	0,326	0,356	0,384	0,246	169,5
9,0	90 000	0,237	0,263	0,289	0,315	0,341	0,220	174,4
10,0	100 000	0,212	0,235	0,259	0,282	0,305	0,199	178,9
11,0	110 000	0,192	0,214	0,235	0,256	0,277	0,182	183,1
12,0	120 000	0,175	0,195	0,214	0,234	0,253	0,168	186,9
13,0	130 000	0,162	0,179	0,197	0,216	0,233	0,155	190,6
14,0	140 000	0,149	0,166	0,182	0,199	0,216	0,145	194,0
15,0	150 000	0,139	0,154	0,170	0,186	0,201	0,136	197,2

Man beobachtet, daß das Volumen des Dampfes sich beim Überhitzen vergrößert, daß also z. B. die Dampfgeschwindigkeit innerhalb der Rohre eines Überhitzers mit fortschreitender Überhitzung zunimmt.

Beispiel 25. Bei 9 atm Überdruck und 300° C ist das Volumen des überhitzten Dampfes = 0,259, das des gesättigten Dampfes bei gleichem Drucke = 0,199, die Volumenvergrößerung beträgt

$$\text{also } \frac{100 \cdot (0,259 - 0,199)}{0,199} = 30,1 \%$$

Diese Volumenvermehrung wächst, wie aus der Tabelle hervorgeht, im allgemeinen mit der Überhitzung des Dampfes, am meisten jedoch bei den niedrigen Dampfdrücken.

Sie beträgt bei 300° Dampftemperatur:

bei 5 atm absol.	38,5 %
bei 8 atm absol.	32,5 %
bei 12 atm absol.	27,5 %
bei 15 atm absol.	25,0 %

Die spezifische Wärme des überhitzten Dampfes.

Die spezifische Wärme des Dampfes ändert sich wesentlich mit Temperatur und Druck.

Aus den Versuchen der verschiedenen Forscher, die in ihren Ergebnissen noch voneinander abweichen, gehen jedoch folgende Gesetzmäßigkeiten mit Sicherheit hervor für das Gebiet der technischen Anwendung.

1. Die spez. Wärme für konst. Druck pro 1 kg Dampf nimmt mit wachsendem Drucke zu

2. und für denselben Druck bei wachsender Temperatur vom Sättigungspunkte aus zunächst ab und nach Durchgang durch ein Minimum wieder zu.

Für technische Zwecke der Überhitzerberechnung ist allein die mittlere spez. Wärme c_p pro 1 kg zwischen Sättigungstemperatur ϑ und einer bestimmten Überhitzungstemperatur t von Wichtigkeit.

Um nun Rechnungen zu ersparen, sei nachstehend die Zusammenstellung für diese Werte gegeben (Knoblauch & Jakob¹⁾)

¹⁾ Z. Ver. deutsch. Ing. 1908, S. 128.

Tabelle 49.

Mittlere spezif. Wärme des überhitzten Dampfes von ϑ bis t .

Dampfdr. kg/qcm p	1,0	2	4	6	8	10	12	14	16
Sättigungstemperatur ϑ °C	99,1	119,6	142,8	157,9	169,5	178,9	187,0	194,0	200,3
Überhitzungstemp.									
t = 100	0,463	—	—	—	—	—	—	—	—
t = 150	0,462	0,478	0,515	—	—	—	—	—	—
t = 200	0,462	0,475	0,502	0,530	0,560	0,588	0,635	0,677	—
t = 250	0,463	0,474	0,495	0,514	0,532	0,552	0,570	0,588	0,609
t = 300	0,464	0,475	0,492	0,505	0,517	0,530	0,541	0,550	0,561
t = 350	0,468	0,477	0,492	0,503	0,512	0,522	0,529	0,536	0,543
t = 400	0,473	0,481	0,494	0,504	0,512	0,520	0,526	0,531	0,537

Es ist nun die Gesamtwärme eines kg überhitzten Dampfes zusammengesetzt aus der Erzeugungswärme i'' für 1 kg gesättigten Dampf und der Wärmemenge, welche für die Überhitzung erforderlich ist; sie beträgt also

$$\lambda' = i'' + c_p (t - \vartheta) \dots \dots \dots 54)$$

i'' wird aus der Dampftabelle 87 am Ende des Buches entnommen c_p aus vorstehender Tabelle.

Zum Beispiel ist pro 1 kg überh. Dampf von 10 atm Überdruck und 300° C.

$$\lambda' = 667 + 0,535 (300 - 183) = 729,7 \text{ WE.}$$

Diese Rechnung gilt für trockenen Dampf.

Nun führt aber gesättigter Dampf, der aus einem Dampfkessel entnommen wird, infolge des Wallens der Verdampfungsoberfläche stets etwas Feuchtigkeit in Form von mitgerissenen feinen Wasserbläschen mit sich; dieser Feuchtigkeitsgehalt kann schätzungsweise für mittlere Kesselbeanspruchungen gesetzt werden

- für Flammrohrkessel 2 bis 3 %
- für Wasserrohrkessel 3 bis 5 %
- für steh. Wasserrohrkessel 3 bis 6 %

bei angestregten Kesseln können diese Werte noch wesentlich höher werden.

Diese Feuchtigkeit muß beim Überhitzen des Dampfes nachverdampft werden.

Die Verdampfungswärme für 1 kg Wasser beträgt

$$r = 606,5 - 0,717 t \text{ in WE} \dots \dots \dots 55)$$

Nennt man die Dampfmenge D und enthält 1 kg Dampf y kg Wasser, so sind zur Überhitzung von D kg Dampf von ϑ^0 auf t^0 aufzuwenden:

$$Q = r \cdot y \cdot D + D \cdot c_p (t - \vartheta) \text{ WE} \dots \dots \dots 56)$$

oder

$$Q = D[y(606,5 - 0,717 t) + c_p (t - \vartheta)] \dots \dots \dots 56a)$$

Diese Wärmemenge ist den Kesselheizgasen zu entnehmen.

b) Die Berechnung der Heizfläche.

Zur Ermittlung der Überhitzerfläche ist die Kenntnis folgender Daten erforderlich:

1. Die Wärmemenge Q , die zur Überhitzung einer Dampfmenge D von ϑ^0 auf t^0 aufzuwenden ist in 1 Stunde.

2. Der Wärmedurchgangskoeffizient k , d. h. die in 1 Stunde durch 1 qm Heizfläche hindurchgehende Wärmemenge bei 1^0 Temperaturunterschied zwischen Heizgasen und Dampf.

3. Die mittlere Temperaturdifferenz ϑ_m zwischen überhitztem Dampfe und den Heizgasen, die mit t_e in den Überhitzer ein- und mit t_a aus dem Überhitzer austreten.

Es errechnet sich dann die mittlere Überhitzerheizfläche F in qm aus

$$Q = k \cdot F \cdot \vartheta_m \dots \dots \dots 57)$$

In einfachster Form ist die Formel dann zu schreiben

$$Q = k \cdot F \left(\frac{t_e + t_a}{2} - \frac{\vartheta + t}{2} \right) \dots \dots \dots 57a)$$

Für ϑ_m sind wieder die Korrekturen auf S. 230 zu benutzen. Will man noch genauer verfahren, so wählt man die Formel 78 für ϑ_m

Gastemperatur vor dem Überhitzer.

Alle Daten sind in dieser Formel bekannt, bis auf die Gastemperaturen; für diese muß man nun Annahmen machen, die sich auf Versuche zu stützen haben. Bei demselben Kessel hängt,

wie auf S. 123 bereits ausgeführt wurde, die Gastemperatur hinter dem Flammrohr hauptsächlich von dem Forcierungsgrad des Kessels und dem Luftüberschusse ab, außerdem von der Art des verfeuerten Brennstoffes; sie liegt im allgemeinen bei Braunkohlenfeuerung höher als bei Steinkohlenfeuerung. Ferner ist naturgemäß bei kurzen Kesseln z. B. hinter Doppelkesseln die Gastemperatur höher als bei längeren Zweiflammrohrkesseln.

Je nach der Art des Kesselsystemes, in welches der Überhitzer eingebaut worden, ist auch die Einbaustelle verschieden, somit auch die Temperatur der eintretenden Gase.

Aus Messungen an ausgeführten Anlagen haben sich nachstehende Mittelwerte der Gastemperaturen vor Eintritt in den Überhitzer ergeben, entsprechend der Beanspruchung der Kessel und dem Kesselsysteme.

Tabelle 50.

Temperatur der Gase vor Eintritt in den Überhitzer bei verschiedenen Kesselarten.

Kesselsystem	Beanspruchung des Kessels in kg/qm/St.			Einbaustelle
	15—20	20—25	25—30	
Flammrohrkessel	450—500	500—550	550—630	Hinter den Flammrohren
Doppelkessel	550—600	600—650	650—700	„ „ „
Wasserrohr- kessel liegend	500—550	550—620	620—680	Zwischen Wasserröhren und Oberkessel je nach vor- geschalteter Heizfläche
Wasserrohr- kessel stehend	380—420	420—500	500—560	Hinter $\frac{2}{3}$ der stehenden Rohre

Eine Anzahl Daten aus Versuchen an verschiedenen Kesseln entnommen, sind in nachstehender Tabelle 51 aufgeführt, worin Kesselgröße, Kessellänge, Kesselbeanspruchung, sowie Kohlen säuregehalt und Kohlenheizwert angegeben sind.

Soll der Überhitzer in eine bestehende Kesselanlage eingebaut werden, so kann die Gastemperatur an der Einbaustelle mittels Thermometers leicht festgestellt werden. Bei neuen Anlagen kann man sich an die obigen Erfahrungswerte halten unter Berücksichtigung der Betriebsverhältnisse.

Tabelle 51.

Messungen von Gastemperaturen vor dem Überhitzer.

Kesselgröße qm	Kessel- länge m	Beanspruchung kg/qm/St.	Temp. °C hint. dem Flamm- rohre	Kohlenheiz- wert in WE	CO ₂ am Flammrohr- ende	Kesselsystem	
90	9,80	11,6	453	7600	10,5	Flammrohr- kessel	
90	9,80	23,4	578	7600	12,0		
21		7,75	468	2680	8,2		
21		9,90	540	2680	10,3		
39	ca. 6,5	14,30	473	7200	12,5		
39	ca. 6,5	18,80	562	7200	12,3		
39	ca. 6,5	15,5	581	7200	10,8		
39	ca. 6,5	24,4	640	4540	12,8		
39	ca. 6,5	24,7	696	4540	12,8		
110	ca. 12,0	17,8	529	7000	8,9		
47	ca. 7,0	12,9	584	—	—		
40	ca. 6,5	21,8	541	—	—		
40	ca. 6,5	26,2	575	—	—		
100	ca. 5,0	7,2	533	—	—		kombinierte Kessel
131	6,6	20,2	748	2400	15,5		
	Kesseldruck Atm.		oberh.d. Ro. re v. d. Über- hitzer		CO ₂ a. Fuchs %		
91	8,1	11,6	480	—	—	Wasserrohr- kessel	
178	11,4	13,7	500	—	—		
310	14,0	19,9	551	—	—		
310	14,0	25,1	572	—	—		
204	6,7	18,7	598	—	—		
267	—	23,6	610	2019	12,1		
250	8,5	26,3	467	2400	—	Garbekessel mit 85 qm Überhitzer	
250	8,5	23,6	489	2400	—		
250	14,0	22,0	409	2900	12,4		

Gastemperatur hinter dem Überhitzer.

Aus der Gastemperatur vor Eintritt in den Überhitzer, der Zusammensetzung des Brennstoffes und des Kohlen säuregehaltes der Rauchgase vor dem Überhitzer, also aus der Rauchgasmenge kann auch die Gasaustrittstemperatur rechnerisch ermittelt

werden, wenn man noch berücksichtigt, daß ein kleiner Betrag der Gaswärme, etwa 3 % durch Abkühlung des Überhitzermauerwerkes verloren geht.

Die vom Dampfe im Überhitzer aufgenommene Wärmemenge Q (nach Gleich. Nr. 56) + dem Abkühlungsverluste des Mauerwerkes ist nämlich gleich der Abkühlung der den Überhitzer durchströmenden Gase. Dabei ist vorausgesetzt, daß alle Gase den Überhitzer bestreichen und nicht etwa ein Teil derselben durch die geöffnete Absperrklappe des Überhitzers am Überhitzer vorbeizieht.

Bezeichnet man:

c_p = mittl. spez. Wärme der Gase pro 1 cbm von 0° zwischen Gaseintritts- und Austrittstemperatur.

G = Gasmenge in cbm $^0/_{760}$ pro 1 kg Brennstoff

B = Brennstoffmenge in kg pro 1 Std.

t_e = Gaseintrittstemperatur $^\circ\text{C}$.

t_a = Gasaustrittstemperatur $^\circ\text{C}$

Q' = Wärmemenge von den Gasen abgegeben pro 1 Stunde,

so ist:

$$Q' = G \cdot B \cdot c_p (t_e - t_a) \dots \dots \dots 58)$$

daraus ist t_a zu ermitteln, c_p kann aus Tabelle 46 entnommen werden.

Es ist nach Formel 56 die vom Überhitzer aufgenommene Wärmemenge aus der Erwärmung der durchgeströmten Dampfmenge bekannt, und es gilt dann

$$Q' = 1,03 \cdot Q$$

Mit Hilfe dieser Beziehungen kann die erreichbare Überhitzungstemperatur ermittelt werden, oder aus der angenommenen Überhitzungstemperatur auf die Gasabkühlung geschlossen werden; diese Formeln dienen auch zur Kontrolle, ob mit der aus den Gasen verfügbaren Wärmemenge auch tatsächlich eine bestimmte Überhitzung erreicht werden kann.

Aus den Gas- und Dampftemperaturen kann dann entsprechend Formel 57 die mittlere Temperaturdifferenz ermittelt werden.

Mittlerer Temperaturunterschied und Wärmeübergang.

Aus der Beziehung Formel 57 erkennt man, daß der Wärmeübergang durch die Überhitzerheizfläche hindurch abhängig ist von der mittleren Temperaturdifferenz ϑ_m ; er wächst mit derselben

an. Trägt man nun auf Grund von Versuchen an ausgeführten Anlagen diese beiden Werte in einem Diagramme in Abhängigkeit von einander auf, so erhält man eine für die Berechnung von Überhitzern wertvolle Darstellung. Abb. 28 ist in dieser Weise gezeichnet worden.

Es ist ersichtlich, daß mit Zunahme der mittleren Temperaturdifferenz der Wärmeübergang pro 1 qm Heizfläche und Stunde

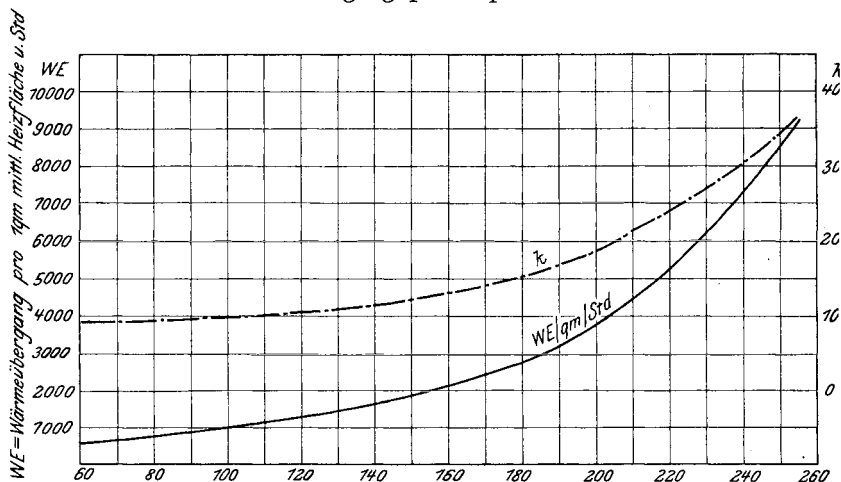


Abb. 28. Wärmeübergang bei Überhitzern abhängig vom mittl. Temperaturunterschied Δ_m zwischen Gasen und Dampf.

(ebenso κ) ansteigt und zwar wesentlich mehr als gradlinig. Während bei 100° Temperaturunterschied ein Wärmeübergang von 1000 WE/qm/Std. stattfindet, beträgt derselbe bei 200° schon 4000 WE und wächst bei 240° auf 7500 WE an.

Bei Berechnung der Überhitzerheizfläche verfährt man daher am besten so, daß man nach ähnlichen Fällen die Gas Eintrittstemperatur annimmt, ebenso die Gasaustrittstemperatur, wenn man sie nicht nach Formel 58 ausrechnet, und zwar in Rücksicht auf die beabsichtigte Kesselbeanspruchung derart, daß die Temperaturen mit steigender Inanspruchnahme des Kessels höher liegen. Sodann stellt man die mittlere Temperaturdifferenz zwischen Gasen und Dampf fest, liest aus dem Diagramm den Wärmeübergang pro 1 qm Heizfläche und Stunde ab und

erhält damit die Größe des Überhitzers; dabei genügt dann der Überhitzer für alle Kesselbeanspruchungen, also für alle verschiedenen Dampfmen gen, die er zu bewältigen hat, weil eben mit Belastung die Gastemperaturen wachsen, der Wärmeübergang somit steigt.

Für ungefähre Bestimmung der Heizfläche bei Kesselbeanspruchungen von 22—25 kg/qm/Std können folgende Erfahrungswerte dienen:

Überhitzung des Dampfes um °C	Überhitzerfläche: Kesselheizfläche
100—120	1 : 5
150—180	1 : 4
200—250	1 : 3

Die Zahl der Heizschlangen, gewöhnlich von 30—36 mm lichter Weite wird so ermittelt, daß der Querschnitt der Dampfzuleitung gewahrt bleibt, bzw. daß die Dampfgeschwindigkeit 25 bis 35 m im Mittel, bezogen auf die mittlere Temperatur im Überhitzer, beträgt.

Versuche: Nachstehend seien einige systematische Versuche¹⁾ aufgeführt, die neben anderen zur Aufzeichnung des Diagramms in Abb. 28 gedient haben. Zur Verfügung stand ein Einflammrohrkessel von 21 qm Heizfläche für 5 atm Überdruck mit Braunkohlenschüttfeuerung. Der Überhitzer bestehend aus gezogenen Rohren in Schlangenform von 35/44 mm Durchmesser, war hinten auf dem Kessel eingemauert, so daß die Heizgase etwa 1 m nach Austritt aus dem Flammrohre in den Überhitzer eintraten, denselben bestrichen und dann seitlich in den Zug einzogen.

Um ein Bild über die Leistungsfähigkeit des Überhitzers zu gewinnen, wurde der aus 6 Schlangen mit insgesamt 7,27 qm mittlerer Heizfläche bestehende Überhitzer allmählich bei den nacheinander folgenden Versuchen durch Abflanschen von einer Schlange nach der anderen verkleinert, bis beim letzten Versuche der Überhitzer nur noch aus einer Schlange mit 1,21 qm mittlerer Heizfläche bestand.

¹⁾ Ausgeführt vom Verfasser in der feuerungstechnischen Versuchstation der Fa. J. A. Topf & Söhne, Erfurt.

Die Kesselbelastung schwankte in engen Grenzen zwischen 8,0—10,2 kg/qm. Die Belastung des Überhitzers nahm natürlich mit Abnehmen der Heizflächen zu, von 24 kg/qm/Std. bis auf 176 kg; die Dampfgeschwindigkeit im Überhitzer von 3,3 m/sek. bis 22,7; der Druckabfall im Überhitzer von 0,16 atm bis 0,42. Die Gaszufuhr zum Überhitzer war zum Teil bei den ersten Versuchen abgestellt, so daß nicht alle Gase durch den Überhitzer strichen, wie schon aus dem ziemlichen Temperaturabfall der Gase vom Flammrohraustritt bis Überhitzereintritt zu erkennen ist.

Die Dampffuchtigkeit kann bei der angewandten geringen Kesselbelastung nicht hoch sein, sie wurde auch mittels eines Drosselkalorimeters einigemal nur als sehr gering festgestellt; der Einfluß von Feuchtigkeit würde dahin wirken, daß die ermittelten Wärmeübergänge zu klein sind.

Der Wärmeübergang wurde unter Zugrundelegung von trockenem Dampfe berechnet mit $cp = 0,520$ nach der Formel 79

Tabelle 52
Versuche an Überhitzern, System
Für trockener

Ver- suchs- Nr.	Dampfkessel			Überhitzer			Gastemperaturen °C		
	Kessel- größe qm	Dampf- spann- ung atm. Über- druck	Kessel- bean- spruch- ung kg/qm St.	Mittlere Heizfläche qm	Anzahl der Schlang. 35/44 mm à 10,7 m	Gesamt- querschnitt der Rohre qm	Hinter dem Flamm- rohre	Eintritt in Über- hitzer	Aust au Über- hitz
1	21,0	4,56	8,11	7,27	6	57,72	482	402	26
2	21,0	4,75	7,76	7,27	6	57,72	468	384	26
3	21,0	4,65	8,47	7,27	6	57,72	450	333	26
4	21,0	4,72	8,36	4,85	4	38,48	—	460	30
5	21,0	4,71	8,88	4,85	4	38,48	—	405	26
6	21,0	4,45	9,05	4,85	4	38,48	521	361	26
7	21,0	4,59	8,92	4,85	4	38,48	572	355	26
8	21,0	4,69	9,18	3,635	3	28,86	536	458	30
9	21,0	4,60	8,88	3,635	3	28,86	—	484	30
10	21,0	4,70	9,90	1,212	1	9,62	—	529	36
11	90,14	9,15	23,40	23,40	16	154,0	—	578	46
comb. Kessel								im Überhitz	
12	131	11,77	20,1	39,5	—	—	748	im Mittel 350	

die Formel ist, da $\frac{t_e - \vartheta}{t_a - t}$ unter 1,5 bleibt, genau genug und höchstens mit einem Fehler von 1,5 % behaftet; Versuche 11 und 12 sind an anderen ausgeführten Anlagen im Betriebe vorgenommen worden.

c) Ersparnis durch Einbau des Überhitzers.

Brennstoffersparnis durch Dampfüberhitzung.

Mit steigender Überhitzung steigt auch die Ersparnis an Brennstoff. Bezeichnet λ' die Erzeugungswärme des überhitzten Dampfes, λ diejenige des gesättigten Dampfes, so wird die

$$\text{Brennstoffersparnis in \%} = \frac{\lambda' - \lambda}{\lambda} \cdot 100 \quad (59)$$

bezogen auf gesättigten Dampf.

Da durch den Einbau des Überhitzers die Temperatur der Gase etwas herabgekühlt wird, so daß die dahinter gelegene

A. Topf & Söhne, Erfurt.

mpf gerechnet.

tt	pftemperatur °C			spez. W. = 0,48	spez. W. nach Tab. 49				
r	Austritt aus Überhitzer	Mittlere Dampfgeschw. im Überhitzer m/sek.	Dampf in kg pro qm/St. im Überhitzer	Wärmeübergang pro 1 qm Überhitzerheizfläche × Stunde in WE	Übergangskoeffizient k (cp=0,48)	Druckabfall im Überhitzer atm.	$\frac{t_e + t_a}{2}$	Heizwert der Kohle WE.	
0	276	3,32	24,1	1405	1520	8,82	0,16	119	2680
3	261,8	—	23,0	1170	1265	8,11	0,15	106	2680
6	224	3,27	25,2	827	895	5,87	0,20	90	2680
4	273,5	5,08	37,4	2105	2280	12,5	0,19	168,6	2680
0	231,2	—	39,6	1432	1552	10,07	0,15	141,9	2680
3	218	—	40,4	1232	1335	10,53	0,19	117,1	2680
2	207	5,02	39,9	992	1075	8,27	0,21	120,2	2680
3	250,3	7,37	55,6	2470	2680	13,93	0,25	177,1	2680
8	258,8	—	52,9	2630	2850	14,13	0,25	186,1	2680
2	237	22,7	176,3	6830	7400	24,80	0,42	240,4	2680
2	373	—	51,8	7150	7750	26,60	—	243,5	7600
.7	237,7	—	66,5	1595	1730	12,60	—	137	2400

Heizfläche etwas schlechter ausgenutzt wird, ist im Betriebe die Ersparnis etwas kleiner als diese Formel angibt; dagegen wird die Gasaustrittstemperatur am Fuchsschieber etwas niedriger; woraus sich die Ersparnis erklärt.

Dampfersparnis durch Überhitzung.

Bei der Fortleitung überhitzten Dampfes durch Leitungen muß erst dem Dampfe die Überhitzung durch Abkühlung genommen werden, ehe er anfängt zu kondensieren; das gleiche gilt beim Eintritt in die Zylinder der Maschinen; der hohe Eintrittsverlust wird verringert, um so mehr, je schlechter die Maschine vorher war. Ferner braucht man zum Füllen der Dampfzylinder weniger Dampf, dem Gewichte nach, da der überhitzte Dampf ein größeres Volumen pro Gewichtseinheit besitzt wie gesättigter (vgl. Tab. 48). Diese Eigenschaften des überhitzten Dampfes bringen eine wesentliche Dampfersparnis und Wärmeersparnis mit sich, die sich aus dem Umstande ergibt, daß zur Erzeugung eines cbm überhitzten Dampfes weniger Wärme aufzuwenden ist wie für 1 cbm gesättigten Dampf.

Es werden z. B. gebraucht zur Erzeugung

von 1 kg gesättigtem Dampf	von 6 atm Überdruck	656,5 WE
„ „ „ „ „ „	„ „ „ „ „ „	12 „ „ 664,6 „
von 1 cbm ges. Dampf	von 6 atm Überdruck mit $\gamma = 3,66$	2400 WE
„ 1 „ „ „ „ „	„ 12 „ „ „ „ „	„ „ „ „ $\gamma = 6,53$ 4335 WE

Wird der Dampf von 6 atm Überdruck auf 300° überhitzt, so müssen ihm zugeführt werden (vgl. Formel 54)

$$\text{pro 1 kg } (300 - 164) \cdot 0,511 = 69,5 \text{ WE}$$

$$\text{pro 1 cbm } 3,66 \cdot 69,5 = 255 \text{ WE.}$$

Dabei dehnt sich der Dampf auf das 1,338 fache seines Volumens aus; so daß 1 cbm überhitzter Dampf von 300° und 6 atm Überdruck braucht zur Erzeugung:

$$\frac{2400 + 255}{1,338} = 1985 \text{ WE}$$

also

$$\frac{2400 - 1985}{2400} \cdot 100 = 17,3 \%$$

weniger als gesättigter Dampf.

Zusammengestellt ergibt sich nachstehende Tabelle, aus der ersichtlich ist, daß das gleiche Volumen überhitzten Dampfes mit weniger Wärmeeinheiten herzustellen ist, wie gesättigter Dampf, und zwar mit um so weniger, je niedriger die Dampfspannung und je höher die Überhitzung ist.

Überdruck	Erzeugungswärme für		Wärmeersparnis pro 1 cbm
	1 cbm gesätt. Dampf	1 cbm überh. Dampf bei 300°	
Atm	WE	WE	%
6	2400	1985	17,3
12	4335	3710	14,4

Bei Dampf von 6 atm Überdruck waren also zur Überhitzung auf 300° erforderlich 69,5 WE, das ist ein Mehraufwand an Wärme von $\frac{69,5}{656,5} = 10,6\%$, der zum größten Teile aus den Feuergasen entnommen wird, die nach Einbau des Überhitzers mit etwas niedrigerer Temperatur abziehen; dem steht durch die Volumenvergrößerung eine Dampfersparnis, d. h. Kohlenersparnis beim Betriebe von Maschinen von 17,3% gegenüber, die stets größer wird, weil, wie oben erwähnt, die Kondensationsverluste in der Dampfleitung und beim Eintritt in den Dampfzylinder verringert werden. Ein Einbau von Überhitzern in Kessel, die für Maschinenbetrieb Dampf abgeben, ist sonach stets von Vorteil, selbst noch dann, wenn z. B. infolge von sehr viel aus dem Kessel mitgerissenem Wasser nur eine sehr geringe Dampfüberhitzung erzielt wird; denn dieses Kondensat, das sich aus der Dampfmasse in den Rohrleitungen absetzt, würde in den Kondenswasserableitern und Entwässerungshähnen u. s. f. verloren gehen.

Alte Maschinen, auch die ältesten Einzylindermaschinen vertragen unbedenklich eine Überhitzung von 220°, gemessen beim Eintritt in den Schieberkasten.

Anders liegt der Fall, wenn Dampf zum Heizen, Trocknen oder indirekten Kochen mittels Dampfschlangen dient, wenn also nicht sein Volumen, sondern sein Wärmeinhalt nutzbringend verwendet werden soll; es sind dann nur die Kondensationsverluste in den Zuleitungen zu sparen; Wärmeersparnisse bzw.

Kohlensparnisse können dann nicht oder nur in geringem Maße erzielt werden, da man ja die Mehrwärme, welche der überhitzte Dampf bringt, durch einen entsprechenden Mehraufwand an Heizmaterial erzeugen muß, sofern nicht diese Mehrwärme den Kesselheizgasen direkt entzogen werden kann. Außerdem ist überhitzter Dampf ein sehr schlechter Wärmeleiter; denn während der Wärmeübergangskoeffizient von gesättigtem kondensierendem Dampfe $\alpha = 8000$ beträgt, stellt sich derselbe bei überhitztem Dampfe auf $\alpha = 4-8$, also ebenso niedrig wie für Luft und Gase. Es werden deshalb Heizkörper, die mit überhitztem Dampfe gespeist werden, schlechter und langsamer ihre Wärme abgeben.

Nach den Zusammenstellungen von Berner¹⁾, Tabelle 53, stellt sich der Wärmeverbrauch guter Dampfmaschinen sowie die bei Betrieb von überhitztem Dampfe für je 50° Überhitzung erreichbare Wärmeersparnis wie folgt:

Tabelle 53.

Wärmeverbrauch in WE pro 1 PSI/St. für gute Dampfmaschinen.

Maschinengattung	Gesätt. Dampf WE	Überhitzter Dampf von			Wärme- erspar- nis für je 50° Tempe- ratur- erhöh. %
		250° WE	300° WE	350° WE	
Einzylinder Auspuff (indiz. Leistg.)	6300 (100—400)	5800 (150—500)	5300	4800 (15—100)	8
Einzylinder Kondensation (indiz. Leistg.)	4800 (100—400)	4450 (150—500)	4150	3800 (100—300)	7
Zweizylinder Kondensation (indiz. Leistg.)	3900 (200—1000)	3650 (200—1000)	3350 (200—1000)	3100 (70—400)	6,5
Dreizylinder Kondensation (indiz. Leistg.)	3400 (200—3000)	3200 (700—3000)	3000 (200—3000)		6,0

Weitere Anhaltspunkte gibt nebenstehende Tabelle 54 von Heilmann²⁾.

¹⁾ Z. Ver. deutsch. Ing., 1905, S. 1113.

²⁾ Heilmann, Magdebg., Wärmeausnutzung der heutigen Kolbendampfmaschine. Zeitschr. f. Dampfkessel u. Maschinenbetrieb. 1912, S. 66.

Tabelle 54.

Einfluß der Dampfüberhitzung auf Dampfverbrauch und Gütegrad guter moderner Dampfmaschinen und Lokomobilen.
Gütegrad =

Dampfverbrauch der verlustlosen Maschine mit unvollständiger Expansion.

Dampfverbrauch der wirklichen Maschine						
Temperaturgebiet	200—300°		300—400°		400—500°	
Zwischenüberhitzung	ohne	50°	ohne	50°	ohne	50°
Kondensationsbetrieb						
Dampfersparnis für je 10° im Mittel %	2,9	2,61	2	1,68	1,7	1,56
Erforderliche Überhitzung für 1 % Dampfersparnis °C	3,45	3,83	5	5,95	5,95	6,4
Zunahme des Gütegrades auf 100° Überhitzung	0,12	0,1	0,062	0,042	0,023	0,01

Wirkungsgrad des Überhitzers.

Derselbe ist für den Überhitzer entsprechend dem des Kessels, vgl. S. 107, aus dem Verhältnis der zur Dampfüberhitzung aufgewendeten Wärme, $D \cdot cp(t-9)$ und der von den durchziehenden Gasen abgegebenen Wärmemenge,

$$G_{cbm} \frac{1}{100} \cdot B \cdot c_p \cdot (t_e - t_a)$$

zu bestimmen; ein Teil der Gaswärme geht naturgemäß durch Abkühlung des Mauerwerks, der Sammelkammern u. s. f. verloren.

Beispiel 26: Für einen Garbekessel (stehender Wasserröhrenkessel) von 250 qm Heizfläche und 14 atm Überdruck, der in einer Stunde ca. 5200 kg Dampf erzeugen soll, ist ein Überhitzer zu berechnen, der den Dampf auf 280 ° C überhitzt. Verfeuert wird Braunkohle von 2800 WE mit 49 % Wasser, 31 % Kohlenstoff und 2,8 % Wasserstoff; das Speisewasser ist 75 ° warm. Die Gase treten ein mit 490 ° bei 13,0 % CO₂.

Es entspricht einem Drucke von 14 atm eine Temperatur von 197 ° und eine Erzeugungswärme von 670 WE. Der Dampf soll also um 280—197 = 83 ° überhitzt werden. Bei einer spez. W. von 0,55 sind also aufzuwenden für die Überhitzung in 1 St, bei 3 % Dampfnaße:

$$\begin{aligned} 83 \times 0,55 \times 5200 &= 237\ 000 \text{ WE} \\ 0,03 \times 5200 \times 470 &= 73\ 000 \text{ WE} \\ \text{insgesamt} &= \underline{310\ 000 \text{ WE}} \end{aligned}$$

für die Abkühlung des Überhitzermauerwerkes sei noch ein Zuschlag von 15% gemacht, so daß die Gase abgeben müssen insgesamt:

$$1,15 \times 310\,000 = 356\,000 \text{ WE/St.}$$

Aufzuwenden sind pro 1 kg Dampf an Erzeugungswärme:

$$670 - 75 + 0,55 \times 83 = 641 \text{ WE.}$$

Es ist also eine Verdampfung der Kohle zu erwarten bei einem Wirkungsgrade der Anlage von 67 %:

$$\frac{2800 \cdot 0,67}{641} = 2,92$$

und ein Kohlenbedarf von

$$\frac{5300}{2,92} = 1820 \text{ kg/St.}$$

Im Überhitzer sind vorhanden im Durchschnitt 13,0% CO₂, so daß zur Verfügung steht pro 1 kg Kohle eine Gasmenge bezogen auf 0° und 760 mm von cbm:

$$\frac{1,86 \cdot 31,0}{13,0} + \frac{9 \cdot 2,8 + 49,0}{0,804} = 5,40 \text{ cbm } ^{\circ}/_{760}$$

Bei einer spez. W. der Gase von 0,34 pro cbm wird eine Abkühlung der Gase beim Durchströmen des Überhitzers eintreten, die sich berechnet aus:

$$0,34 \times 1820 \times 5,40 (t_e - t_a) = 356\,000$$

$$t_e - t_a = 106^{\circ}$$

Es wird also die Gaseintrittstemperatur = 490°,

„ Gasaustrittstemperatur = 384°

und der mittlere Temperaturunterschied zwischen Heizgasen und Dampf.

$$\frac{490 + 384}{2} - \frac{197 + 280}{2} = 199^{\circ}$$

Nach Diagramm Abb. 28 ist also ein Wärmeübergang pro 1 qm Überhitzerheizfläche und St. zu erwarten von 3700 WE entsprechend einem k = 18,6.

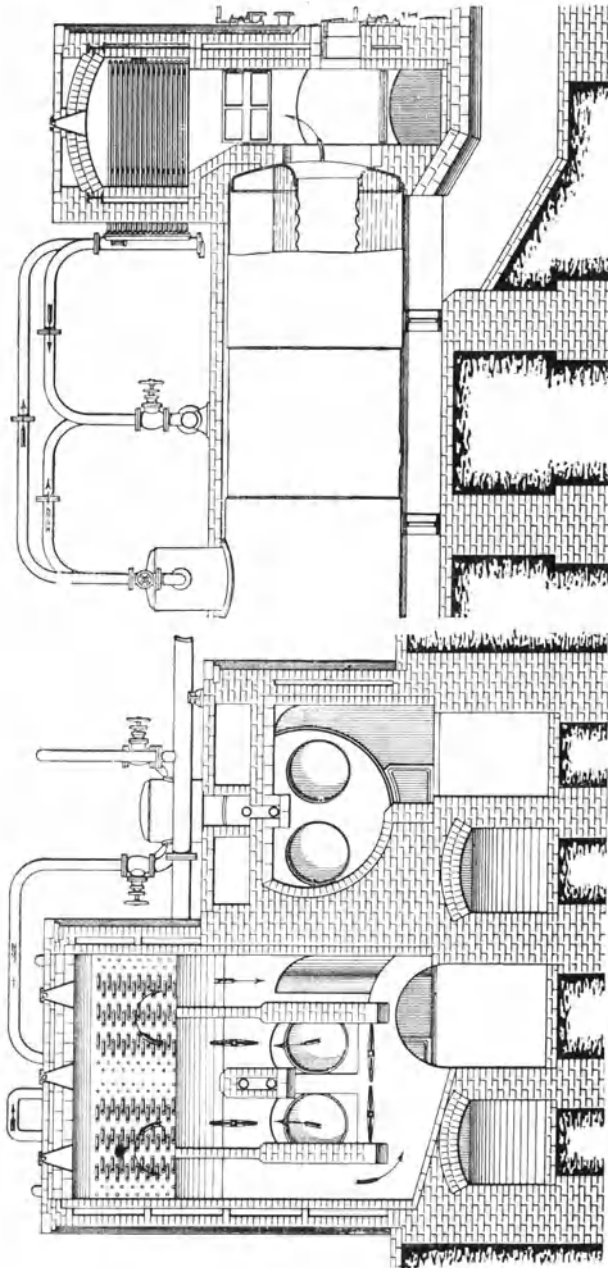
Daraus errechnet sich der Überhitzer zu

$$\frac{310\,000}{3700} = 84 \text{ qm}$$

d) Ausführung und Anordnung.

Der Dampfüberhitzer besteht in dem heutigen normalen Typ, der sich herausgebildet hat, gewöhnlich aus 2 gegossenen oder geschweißten Sammelkammern, zwischen denen nahtlos gezogene schlangenförmig hin und her gewundene Rohre von 30 bis 36 mm lichte Weite und $3\frac{1}{2}$ — $4\frac{1}{2}$ mm Wandstärke angeschlossen sind. Neuerdings werden die Verbindungsstellen zweier Rohre autogen geschweißt. Diese Schweißstellen besitzen eine solche Festigkeit, daß man die Rohre sogar in den Verbindungsstellen biegen kann. Der Dampf strömt in die eine Sammelkammer ein, passiert die Rohre alle zu gleicher Zeit und tritt als überhitzter Dampf aus der zweiten Sammelkammer aus. Eine Umführungsleitung vom Dampfdom aus und Ventile gestatten sowohl den Dampf in den Überhitzer zu leiten, als auch direkt in die Rohrleitung zu bringen, so daß man mit und ohne Überhitzung arbeiten, eventl. auch nur einen Teil des Dampfes überhitzen kann. Der eine Sammelstutzen ist mit Thermometer, Sicherheitsventil, Kondenswasserableitung und Flugaschenabblaseventil nebst Schlauch ausgestattet, der ein Reinigen der Überhitzerrohre von Flugasche ermöglicht. Für manche Fälle, wenn die Dampfgeschwindigkeit erhöht werden soll, erscheint auch eine Führung des Dampfes in der Form zweckmäßig, daß der Dampf erst die untere Hälfte des einen durch eine senkrechte zur Rohrachse eingesetzte Scheidewand in zwei Kammern geteilten Sammelrohres durchströmt, sodann die untere Hälfte der Rohre und nach Passieren der zweiten Sammelkammer, durch die andere Hälfte der Rohre in die erste Sammelkammer zurückgelangt, so daß sich bei dieser Konstruktion Dampf-Eintritt und -Austritt an derselben Sammelkammer befinden. Der Abstand der einzelnen Schlangen wird durch zwischengelegte Eisen gesichert, die Rohre selbst werden auf dem Chamotte-mauerwerk gelagert. Sämtliche Verbindungsstellen der Rohre mit dem Sammelrohr liegen außerhalb des Mauerwerkes, sind also der Hitze entzogen.

Die Einmauerung des Überhitzers richtet sich nach dem Kesselsystem. Gemeinsam ist allen Einmauerungsarten, daß der Überhitzer im Wirkungsbereiche der heißen Gase in einer Temperatur von 500—700 ° eingemauert wird; bei Flammrohr-



Querschnitt
 Längsschnitt
 Abb. 29 und 30. Dampfüberhitzer bei Zweiflammrohrkessel.

kesseln also hinter den Flammrohren, bei Wasserrohrkesseln oberhalb der Rohrreihen; bei Zweiflammrohrkesseln (vergl. Abb. 29, 30) steigen die Gase hinter den Flammrohren senkrecht in die Höhe in den mittleren Teil des Überhitzers, übersteigen die beiden angebrachten Scheidewände nach rechts und links und ziehen bei Schlangen-

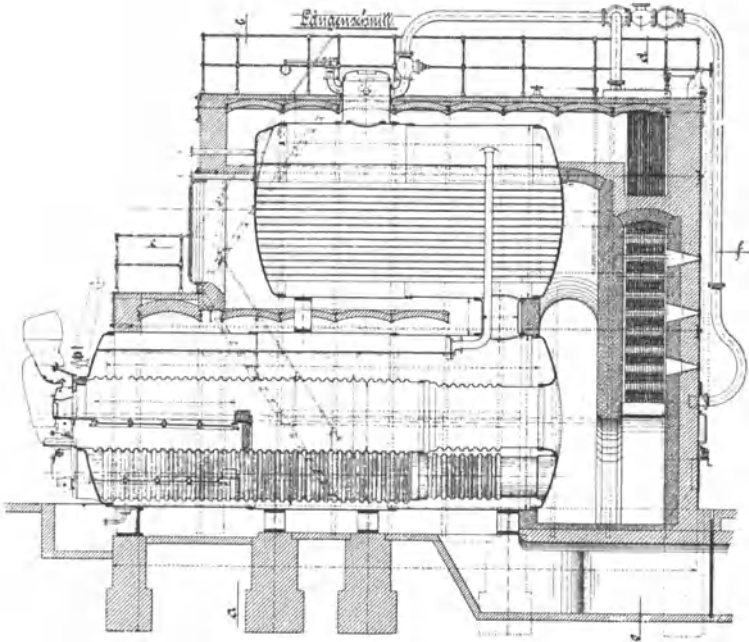


Abb. 31. Kombiniertes Flammrohr-Röhrenkessel von 500 qm Heizfl. mit Überhitzer und mechanischer Wurffuerung, Längsschnitt.

zug-Einmauerung auf der einen Seite des Überhitzers direkt in den einen Seitenzug des Kessels, während die Gase von der anderen Seite des Überhitzers durch einen unter der Gaskammer durchgeführten Umführungskanal in denselben Zug gelangen; bei Einmauerung mit Unterzug treten die Gase aus dem Überhitzer direkt in die Seitenzüge über. Bei allen Konstruktionen sind die Wege der Heizgase durch gußeiserne Drosselklappen oder Chamotteschieber absperrbar. Die Gasführung bei kombinierten Kesseln (vergl. Abb. 31 u. 32) ist ähnlich der bei Zweiflamm-

rohrkesseln. Bei Wasserrohrkesseln werden die Schlangen des Überhitzers so gebogen, daß sie in den dreieckigen Zwischenraum zwischen Wasserrohren und Oberkessel hineinpassen.

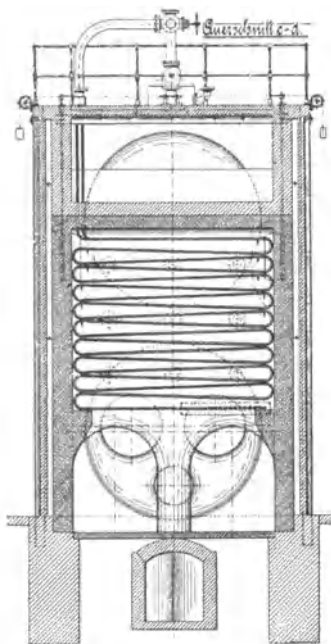


Abb. 32. Kombiniertes Flammrohr-Röhrenkessel von 500 qm Heizfl. mit Überhitzer und mechanischer Wurffuerung, Querschnitt durch Überhitzer.

Bei Garbekesseln liegen sie dort beim Oberkessel, wo die Gase wieder nach unten streichen. (Abb. 23.) Die Sammelrohre werden je nach Bedarf vorn oder hinten an den Überhitzern, bisweilen seitlich oder bei besonders ungünstigen Platzverhältnissen, wenn z. B. bei Flammrohrkesseln die Rohrschlangen nicht wagerecht liegend, sondern senkrecht hängend angebracht sind, auch auf den Überhitzern montiert. Die Schlangen sind versetzt angebracht und liegen dicht aneinander, damit die Heizgase in viele feine Strahlen zerteilt werden.

Für viele Zwecke ist die Anordnung des Überhitzers in der Form zweckmäßig, daß derselbe auf einen Kessel gemeinsam für den Dampf zweier nebeneinander liegenden Kessel aufgesetzt wird; diese Anordnung wird etwas billiger, als wenn man für jeden Kessel einen besonderen Überhitzer verwendet, hat allerdings den Nachteil, daß beim Außerdienststellen des mit dem Überhitzer ausgerüsteten Kessels, dessen Gase allein den Überhitzer beheizen, der Dampf beider Kessel nicht überhitzt wird.

Die Dampfleitung beider Kessel vereinigt sich vor dem Eintritt in den gemeinsamen Überhitzer. Für einen Zweiflammrohrkessel von 100 qm reicht dann ein Überhitzer von 40—45 qm.

Sind mehrere Kessel vorhanden, so braucht man nur einen Teil von ihnen mit Überhitzern zu versehen und führt den Satt-

Dampf aller Kessel in eine Sammelleitung, von der Abzweige in die Überhitzer gehen; aus denselben führt man den überhitzten Dampf in eine zweite Sammelleitung, von der dann die Gebrauchsstellen gespeist werden; man muß dabei die Leitungsabzweige der Dampfmenge je zweier Kessel anpassen.

Auf jeden Fall ist die Dampfleitung so zu verlegen, daß der Dampf unter Ausschaltung der Überhitzer direkt in die Verbrauchsleitung geführt werden kann; der Überhitzer wird dann durch zwei Ventile vorn und hinten abgesperrt. (Vergl. Abb. 29 und 30). Zu beachten ist noch, daß alle Ventile, welche mit überhitztem Dampfe über 200° in Berührung kommen, am vorteilhaftesten verwendet man Stahlgußventile, die mit Nickelsitzen versehen sein müssen, da Rotguß und Gußeisen bei diesen Temperaturen brüchig wird. Die Sammelkammern der Überhitzer müssen aus einem besonderen hitzebeständigen Spezialguß oder am besten aus Stahlguß bei Drücken über 8 atm bestehen; neuerdings verwendet man möglichst geschweißte Sammelkammern.

Die Gasführung geschieht bei Überhitzern im Gegenstrome mit dem Dampfe, im Gleichstrome und im kombinierten Verfahren, derart dann, daß die heißesten Gase zuerst einige Rohrreihen mit Sattedampf im Gleichstrom treffen, um die Rohre zu schonen, ehe auf Gegenstrom geschaltet wird; selten ist reiner Gleichstrom oder Gegenstrom ausgeführt.

Bei der Einmauerung der Überhitzer ist darauf zu achten, daß die Zugquerschnitte nicht zu knapp sind, möglichst größer als der Querschnitt der Flammrohre bei Flammrohrkesseln, damit der Zug, der schon durch die vermehrte Zahl der Ablenkungen Widerstände erfährt, nicht mehr als 1 bis 2 mm, geschwächt wird, weil besonders bei Braunkohlenfeuerung sonst leicht Asche in den Zügen liegen bleibt; zweckmäßig ist deshalb die Anordnung von Türen an den Sammelräumen unter dem Überhitzer, oder von darunter gebauten Sammelkammern mit Abzugseinrichtungen nach den Aschengängen.

Durch die Wahl der richtigen Anzahl Heizschlangen ist der Querschnitt so zu bestimmen, daß der Druckabfall im Überhitzer nicht über 0,3 atm beträgt; bei niedrigen Kesseldrücken, wobei jeder kleine Spannungsabfall von Wichtigkeit ist, soll der Druckabfall möglichst noch kleiner sein. Die Dampfgeschwindigkeit

keit darf bei Eintritt des Dampfes in den Überhitzer ca. 20 bis 25 m/sec betragen, so daß bei einer mittleren Zunahme des Dampf-
volumens bei der Überhitzung um ca. 30 % die Dampfaustritts-
geschwindigkeit um den gleichen Betrag gesteigert wird.

Beim Fortleiten des überhitzten Dampfes kann infolge des geringeren spez. Gewichtes gegenüber dem gesättigten Dampf auch die Fortleitungsgeschwindigkeit größer gewählt werden, etwa 30—40 m im Mittel. Sie ist unter dem Gesichtspunkte zu bestimmen, daß bei höheren Drücken ein Spannungsabfall meist einen geringeren Verlust bedeutet, wie ein Wärmeabfall. Letzterer wird aber kleiner, während der Spannungsabfall dagegen anwächst, wenn der Rohrleitungsdurchmesser kleiner gewählt wird, somit auch die Abkühlungsoberfläche geringer wird. Die Leitungsanlage wird dabei ebenfalls billiger. Aus diesem Grunde ist bei neuen Dampfzentralen bereits eine Strömungsgeschwindigkeit bis zu 70 m/sec zugelassen worden. Für Reserveleitungen oder Ringleitungsteile, die nur selten in Betrieb kommen, wird eine höhere Dampfgeschwindigkeit wie in dem stets im Gebrauch befindlichen Strange immer von Vorteil sein.

17. Der Rauchgasvorwärmer (Economiser).

a) Anordnung.

Der größte wärmewirtschaftliche Verlust im Kesselprozesse wird durch die abziehenden Gase verursacht; er ist bis zu einem gewissen Grade unumgänglich (vgl. S. 151), da er ja die Zugarbeit zur Fortbewegung der Gase durch die Kesselzüge und die Inbrandhaltung des Feuers sowie die Luftzuführung für das Feuer zu bewältigen hat; normaler Weise ziehen die Abgase mit 200—300 ° ab und verursachen je nach dem CO₂ Gehalte, z. B. von 8—12 %, einen Verlust von 26—13 %; bei stark beanspruchten Kesselanlagen jedoch und ungünstiger Einmauerung verlassen die Gase den Kessel auch oft mit Temperaturen von 400—500 ° (vgl. Abb. 15). Deshalb hat man sich stets bemüht, diese Wärme noch nutzbar zu machen, zur Vorwärmung des Speisewassers, zur Dampfüberhitzung oder bei höheren Temperaturen auch zur Dampferzeugung. Je nach den Umständen ist die eine oder andere Methode vorteilhafter.

Wie groß der Einfluß der Wasservorwärmung auf die Wirtschaftlichkeit der Kesselanlage ist, möge folgende Berechnung zeigen; es sei gelungen durch Ausnutzung der Gase das Speisewasser von 15° auf 85 zu erwärmen, in einem Economiser, durch den das Wasser unter dem Kesseldruck von 10 atm hindurchgedrückt wird. Zur Bildung von Dampf aus 15° warmen Speisewasser werden gebraucht 667—15 = 652 WE. Wird das Speisewasser dagegen mit 85° in den Kessel gebracht, so sinkt der Wärmeaufwand zur Dampfbildung pro 1 kg auf 667—85 = 582 WE; es wird dabei eine Ersparnis an Wärme also auch an Kohle erzielt von $\frac{85 - 15}{652} = \frac{652 - 582}{652} = 10,7\%$, oder mit anderen

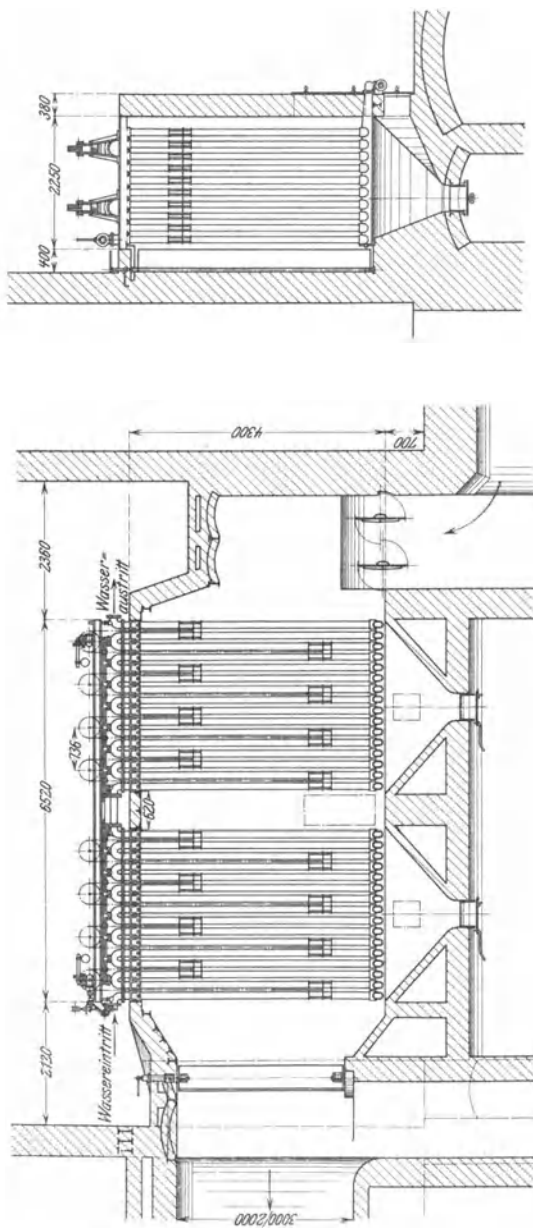
Worten: der Dampf wird pro Tonne um 10,7 % billiger erzeugt. Außer diesen wärmetechnischen Vorteilen tritt noch eine Schonung der Dampfkessel ein, besonders bei kesselsteinhaltigem Wasser, weil eine große Zahl von Kesselsteinbildnern sich schon bei 50 bis 60° absetzt und im Vorwärmer zurückbleibt, ohne in den Kessel zu gelangen. Der Vorwärmer wird in den Fuchskanal hinter dem Schieber eingebaut. Das Speisewasser wird, bevor es in den Kessel gelangt, in den Vorwärmer hineingedrückt und durchfließt denselben im gleichmäßigen langsamen Strom. Der Economiser steht somit unter Kesseldruck. Da das Speisewasser gewöhnlich so kalt in den Apparat hineingelangt, daß sich an den Außenwänden des Apparates, die kälter als 100° sind, die in den Verbrennungsgasen enthaltenen Wasserdämpfe niederschlagen können (die Rohre schwitzen), so ist Gefahr vorhanden, daß sich am Economiser außen eine feste Kruste von Staub und Asche ansetzt und die Rohre durch Rosten von außen zerstört werden, ein Übelstand, der um so größer wird, je kälter das eintretende Speisewasser ist. Aus diesem Grunde erhalten die üblichen gußeisernen Vorwärmer Schaber, die an Zugketten dauernd langsam auf und abgehen und den entstehenden Ansatz abkratzen. Tritt das Wasser bereits mit 40—50° in die Rohre ein, so schwitzen dieselben nicht mehr. Man baut die Apparate meist aus stehenden gußeisernen Röhren von 85—98 mm lichte Weite und 1,0, 1,25 und 1,5 qm Heizfläche bei Längen von 2,7, 3,5 und 4,0 m, die oben und unten in gemeinsame Wasserkammern münden. Die Breite beträgt meist 8, 10 oder 12 Rohre. Sämtliche Elemente sind leicht auswechselbar und Verschlußstücke ge-

statten eine bequeme innere Reinigung der Rohre. Die Schaltung der einzelnen Rohre untereinander ist verschieden. Man schaltet vielfach so, daß das Wasser an allen unteren Kammern zugleich eingeführt wird, alle Rohre zugleich von unten nach oben durchströmt und in die oberen Kammern eintritt; die Gase ziehen dabei senkrecht zu allen Rohren durch den Apparat, der nur eine erweiterte Rohrleitung darstellt. Andere wählen das Gegenstrom-Zirkulationssystem, indem sie das Wasser durch alle Rohrreihen nacheinander auf und absteigend, entgegengesetzt dem Heizgasstromen führen. (Vergl. Abb. 33 und 34). Eine dritte Schaltungsweise führt das Wasser gleichzeitig durch eine Anzahl Rohrreihen hoch, durch ein Rohr herab in die zweite Rohrgruppe, wieder herauf, herab und so fort.

Außer den gußeisernen Apparaten baut man auch solche aus schmiedeeisernen Rohren; ähnlich wie Dampfüberhitzer; dieselben sind indeß Anfressungen leichter ausgesetzt und werden vorteilhaft bei knappen Raumverhältnissen angewendet, da sie bei gleicher Leistung wesentlich geringere Heizflächen beanspruchen; denn infolge der größeren Unterteilung der Wasserfäden wird ein erheblich höheres K erzielt.

In jedem Falle ermöglichen Umführungsleitungen den Economiser für Ausbesserung oder Reinigung außer Betrieb zu setzen. Bei kesselsteinhaltigem Wasser hat man mit starkem Kesselsteinansatz in den Rohren zu rechnen, eine Wasserreinigung ist daher zu empfehlen. Die Einmauerung der Economiser ist so eingerichtet, daß die Gase senkrecht zu den Rohren den ganzen Economiser durchziehen, während bei Außerbetriebsetzung des Apparates die Heizgase von einem Umführungschanale aufgenommen werden, der entweder unterhalb des Vorwärmers liegt, oder neben ihm.

Auf die Arbeitsweise sind folgende Umstände von Wichtigkeit. Die Schieber der Umführungschanäle müssen dicht schließen, damit keine Gasverluste eintreten, ebenso muß das Mauerwerk des Economisers dicht sein, damit keine kalte Luft, welche die Gastemperatur herabsetzen könnte, einzieht. Die Erwärmung des Wassers geht um so leichter vor sich, einmal je höher der Temperaturunterschied zwischen Heizgasen und Wasser ist, und dann je mehr Gase im Verhältnis zum Wasser zur Verfügung stehen; oder auch je rascher die Gase an den Heizflächen



Querschnitt

Längsschnitt

Abb. 33 und 34. Gusseiserner Rauchgasvorwärmer von 480 qm in $2 \times 16 \times 10 = 320$ Röhren von je 1,5 qm.

vorbeistreichen. Bei derselben Kesselanlage ist aber die Gasmenge um so größer und heißer, je niedriger der CO_2 -Gehalt der Abgase ist, d. h. je schlechter die Verbrennung wird. Es kann also dabei mehr Wärme in den Economiser übergehen, und derselbe günstiger arbeiten, allerdings nur auf Kosten des Kessels, dessen Wirkungsgrad dementsprechend sinkt. Auch bei starker Beanspruchung des Kessels werden die Gasmengen größer und die Abgangstemperaturen höher (vgl. Abb. 18); in solchen Fällen ist ein Economiser besonders vorteilhaft; er stellt dann gewissermaßen die Fortsetzung der Kesselheizfläche dar. In Verbindung mit künstlichem Zuge geben die Kesselanlagen mit Economiser den höchsten Effekt, weil die Möglichkeit geboten wird, die Gase soweit herab zu kühlen, wie es die gewünschte Wassererwärmung gestattet, da keine Wärme mehr für die Erzeugung des natürlichen Schornsteinzuges benötigt wird.

Ist ein Vorwärmer für eine bestimmte Wärmemenge zu groß gebaut, so wird natürlich der Wärmeübergangskoeffizient k bzw. der Wärmeübergang pro qm und Stunde klein erscheinen bzw. umgekehrt.

Die Heizgase müssen so geführt werden, daß alle Rohrteile gut bestrichen werden und keine Gasströme ungenutzt an den Rohren vorbeiziehen oder mit anderen Worten: der lichte Querschnitt für die Gasströmung darf nicht zu weit sein.

b) Berechnung der Heizfläche.

Für die Berechnung des Economisers erhält man bereits ein überschlägliches Bild über seinen Nutzen, wenn man aus Abbildg. 15 bei einem bestimmten CO_2 -Gehalte die Differenz der Verluste entnimmt, die bei einer vorhandenen Fuchstemperatur ohne Economiser und bei einer erwarteten niedrigeren Temperatur nach Einbau des Economisers entstehen würde.

Ehe man die Größe des Economisers bestimmt, wird man zweckmäßig eine Berechnung anstellen über die von den Gasen einer Kesselanlage abgeführte Wärmemenge, die man noch für einen Economiser verwenden kann, am raschesten unter Benutzung von Abbildung 8, S. 45; vorher muß indeß noch eine Annahme getroffen werden über die Temperatur, bis zu welcher man die Kesseltgase noch ausnutzen will; in Rücksicht auf einen guten Zug,

somit eine genügende Anstrengung der Anlage darf man die Temperatur nicht zu niedrig bemessen, vgl. Abschn. 15b. In Durchschnittsfällen, wenn der Schornstein nicht sehr hoch ist, wird man nicht unter 180° gehen; auch ist zu beachten, daß durch den Einbau des Economisers eine Zugschwächung um 1 bis 4 mm eintritt.

Der Nutzen des Economisers stellt sich bei den verschiedenen Kesselsystemen verschieden hoch, je nach den Abgastemperaturen der Gase. Im allgemeinen gilt für die verschiedenen Kesselbauarten, daß Flammrohrkessel und mehrfache Walzenkessel bei sonst gleichen Beanspruchungen die höchsten Abgastemperaturen haben, dann folgen Wasserrohrkessel, und die niedrigsten Temperaturen weisen kombinierte Kessel auf. Die heutigen Bestrebungen nach hoher Beanspruchung der Kesselanlagen, um das Anlagekapital möglichst niedrig zu halten, sowie die Anwendung hoher Überhitzungsgrade, zwei Ziele, die beide höhere Abgastemperaturen bedingen, begünstigen die Anwendung von Economisern.

Sehr wichtig ist die richtige Größenbemessung des Vorwärmers, da ein Zuviel an Heizfläche einen größeren wirtschaftlichen Verlust als Nutzen bringt. Über diesen Punkt wurde eingehend unter Abschn. 13c, S. 140 gesprochen unter Durchrechnung eines Beispiels aus der Praxis.

Die gesamte aus den Gasen verfügbare Wärme kommt nicht ganz dem Economiser zugute, sondern nur etwa 80—90 % davon, denn ein Teil geht durch Strahlung des Mauerwerkes und der Rohre nach außen verloren, ein Teil durch Ableiten in den Erdboden, ein Teil durch Einziehen kalter Luft in den Economiser infolge Undichtigkeiten des Mauerwerkes und durch die Löcher, durch welche die Kratzerketten treten.

Die Economiserheizfläche F ergibt sich aus folgender Formel für den Wärmeübergang:

$$Q = k \cdot F \cdot z \left(\frac{t_1' + t_1''}{2} - \frac{t_2' + t_2''}{2} \right), \quad (60).$$

hierin bedeutet:

F = äußere Heizfl. in qm, Q = Wärmemenge in WE, z = Stundenzahl; t_1' = Gaseintrittstemp. in °C; t_1'' = Gasaustrittstemp.; t_2' = Wassereintrittstemp.; t_2'' = Wasseraustrittstemp.

k ist der Wärmeübergang in WE pro 1 qm Heizfläche und Stunde bei einem mittleren Temperaturunterschiede zw. Gas und Wasser von 1 ° C (Wärmedurchgangskoeffizient).

Für mittlere Verhältnisse gilt $k = 8$ bis 14, so daß die niedrigen Zahlen für eine geringere Temperaturdifferenz und verschmutztere Heizflächen nach längerem Betriebe gelten, die höheren für größere Temperaturunterschiede und saubere Heizflächen.

Wünscht man etwas genauer zu rechnen, so kann man an Stelle der sonst zu verwendenden unbequemen logarithmischen Formel 78 eine Korrektur¹⁾ anfügen unter Verwendung nachstehender Zahlentafel.

$\frac{t_1' - t_2'}{t_1'' - t_2''}$	1,0	1,5	2	3,0	4,0
		$\frac{2}{3}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{4}$
$\frac{Q \text{ angenähert}}{Q \text{ genau}}$	1,0	1,014	1,038	1,099	1,154

Als Überschlagswert kann man auch für k setzen, je nach der Reinheit der Heizfläche:

$$k = 2 + 5 \sqrt{v} \text{ bis } 2 + 10 \sqrt{v},$$

wobei v die Geschwindigkeit der Heizgase in Meter pro Sekunde bedeutet.

Aus einer größeren Anzahl Versuche, die sich in der Literatur vorfinden²⁾, wurden die Hauptdaten entnommen und in einem Diagramme Abb. 35 verarbeitet, indem die Wärmeübergänge pro 1 qm Heizfläche und Stunde in Abhängigkeit von dem mittleren Temperaturunterschied zwischen Heizgasen und Wasserinhalt des Economisers aufgetragen wurde. Man erhält eine Linie, die mehr ansteigt, als der Temperaturunterschied.

Daß die einzelnen Versuchspunkte nicht so genau auf der Kurve liegen, ist durch die verschiedene Herkunft der Versuche bedingt, die naturgemäß nicht unter gleichen Verhältnissen vorgenommen wurden. Doch kann man die Werte gut für mittlere

¹⁾ Hütte 20. Aufl. S. 309.

²⁾ Z. Ver. deutsch. Ing. 1907, S. 1107, von Fuchs zusammengestellt; Z. f. Dampfkessel- u. Maschinenbetrieb 1910, S. 315 ff., 1911, S. 456; Z. d. Bayer. Rev.-Ver. 07. S. 69, usw.

Verhältnisse zugrunde legen; der Wärmeübergang pro 1 qm Heizfläche und Stunde wächst von etwa 1000 WE bei 100° Temperaturdifferenz bis etwa 3200 WE bei 240° Temperatur-

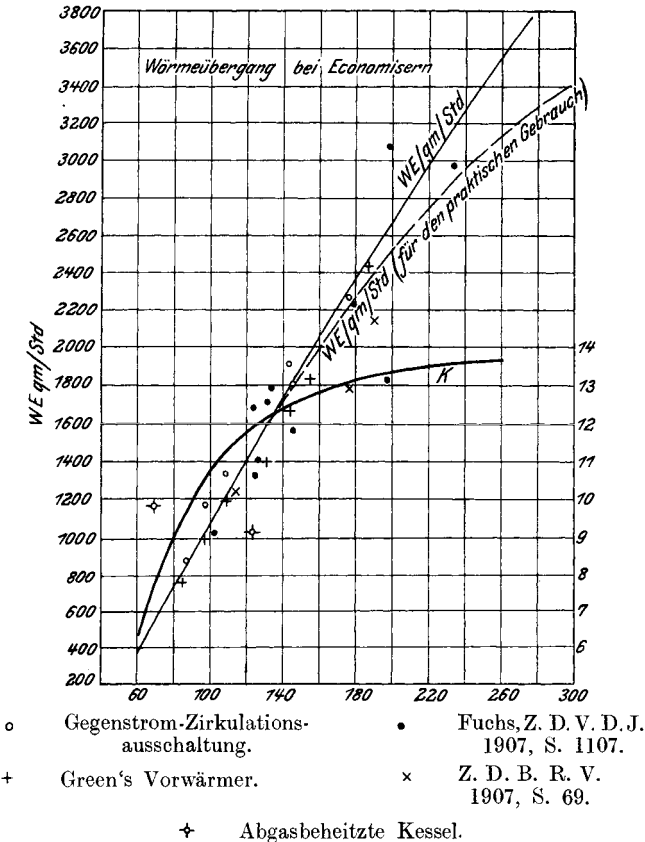


Abb. 35. Wärmeübergang bei gußeisernen Rauchgasvorwärmern abhängig vom mittl. Temperaturunterschied zw. Heizgasen und Wasser.

differenz. Außerdem ist der entsprechende Wert des Wärmedurchgangskoeffizienten k eingetragen.

Aus den Versuchen ergibt sich des ferneren, daß pro 1° Wassererwärmung die Gase eine Abkühlung von 1,50 bis 3,0° C erfahren, im Mittel 1,8—2,4.

Diese Angaben genügen für die Berechnung von Economisern, nachdem man noch die Temperatur und den Kohlensäuregehalt der aus dem Kessel abziehenden Gase festgestellt hat.

Eine neuere Untersuchung von A. Dosch¹⁾ hat ergeben, daß sich der Wärmedurchgangskoeffizient k in sehr einfache Beziehung bringen läßt zu der Gasmenge in cbm 0/760, welche pro 1 qm Heizfläche und Stunde durch den Rauchgasvorwärmer geströmt ist; in dieser Zahl ist nämlich der Einfluß der Strömungsgeschwindigkeit der Gase und der Einfluß des mehr oder weniger

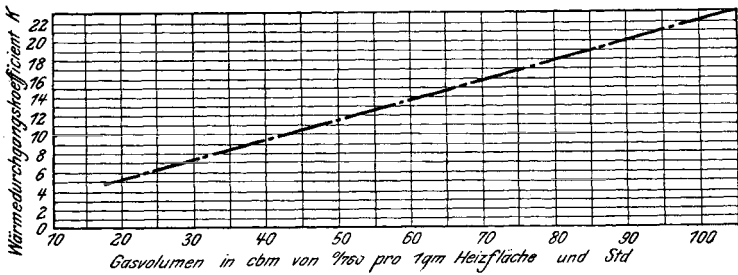


Abb. 36. Wärmedurchgangszahl k bei Rauchgasvorwärmern, in Beziehung zur durchströmenden Rauchgasmenge.

großen Luftüberschusses beim Verbrennungsprozesse enthalten. Die Abb. 36 stellt diese Verhältnisse dar. Es empfiehlt sich deshalb für die Berechnung von Rauchgasvorwärmern beide Diagramme 35 und 36 zu Rate zu ziehen.

Beispiel 27: Für das auf S. 92 aufgeführte Beispiel eines Zweiflammrohrkessels von 100 qm Heizfläche, unter dem in 1 St 300 kg schlesische Steinkohle verbrannt werden, soll die Größe der für Vorwärmerzwecke verfügbaren Wärmemenge ermittelt werden, wenn die Gase von 310° bis 200° herabgekühlt werden; es sei dabei der mittlere CO_2 -Gehalt im Vorwärmer 9 %. Welche Vorwärmerfläche kann dann verwendet werden und um wieviel läßt sich das Speisewasser anwärmen, wenn es mit 25° eintritt?

Für angenäherte Rechnung genügt die Zugrundelegung der Zusammensetzung der Kohle aus Tabelle 9.

¹⁾ Zeitschr. f. Dampfkessel u. Maschinenbetrieb, 1910, S. 57.

1. Nach cbm gerechnet:

Nach der Formel 20

$$G_{\text{cbm}} = \frac{1,865 C}{k} + \frac{9 H + W}{0,804}$$

entstehen $\frac{1,865 \cdot 0,73}{0,09} = 15,12$ cbm trockene Gase $\frac{0}{760}$.und $\frac{9 \cdot 0,045 + 0,038}{0,804} = 0,55$ cbm Wasserdampfzusammen 15,67 cbm Gase $\frac{0}{760}$.

Bei 110 ° Gasabkühlung ergibt sich also mit der mittleren spez. Wärme pro cbm cp zw. 200 und 350 °, vgl. Tabelle 18, eine verfügbare Wärmemenge in der Stunde von:

$$300 \times 15,12 \times 110 \times 0,331 = 165\,000 \text{ WE}$$

$$300 \times 0,55 \times 110 \times 0,437 = 7\,930$$

$$172\,930 \text{ WE}$$

2. Nach kg gerechnet.

Man kann auch nach Diagr. 8 rechnen und erhält mit geringer Abweichung

$$300 \times 5,2 \times 110 = 171\,500 \text{ WE}$$

Der Luftüberschuß beträgt nach Formel 23 oder nach Abb. 10 und 11 bzw. Tabelle 31 bei 9% CO₂ in den Gasen $v = 2,03$.

Nach Tabelle 9 war für Schles. Steinkohle der Luftbedarf = 9,65 kg

$$9,65 \cdot 2,03 = 19,600 \text{ kg}$$

$$\text{Kohle—Aschengehalt) = } \frac{0,923}{\text{kg}}$$

also werden erzeugt = 20,523 kg Gase pro 1 kg Kohle, oder wenn man die Zusammensetzung der Kohlensorte genau kennt, wird nach der Formel 20a für G_{kg} von S. 63:

$$G_{\text{kg}} = 3,667 \cdot 0,73 + 1,43 \cdot 1,865 \cdot 0,73 \frac{10,2}{9,0}$$

$$+ 1,254 \cdot 1,865 \cdot 0,73 \frac{80,3}{9,0} + 9 \cdot 0,045 + 0,038$$

$$G_{\text{kg}} = 20,55 \text{ kg Gase pro 1 kg Kohle.}$$

Also die verfügbare Wärmemenge pro 1 Std. unter Benutzung der mittl. spez. Wärmen nach Tabelle 17 und 18 zwischen 200 und 350 ergibt:

für die trockenen Gase

$$300 \times 20,105 \times 110 \times 0,249 = 165\,200$$

für den Wasserdampf

$$300 \times 0,443 \times 110 \times 0,543 = 7\,930$$

173 130 WE pro 1 Std.

[Man kann natürlich anstelle dieser bequemerer und genügend genauen Rechnungsweise, welche die mittl. spez. Wärmen (Tabelle 18) für das Abgasgemisch zu Grunde legt, auch die auf S. 43 angegebene Methode benutzen, bei welcher die spezifische Wärme jeder einzelnen Gasart des Verbrennungsgasgemisches berücksichtigt ist.]

Unter der Annahme, daß 75 % dieser verfügbaren Wärmemenge im Economiser zur Wirkung gelangt wird dann, wenn 2200 kg Wasser in 1 Std. zu erwärmen sind, aus $0,75 \times 173\,000 = 2200 \cdot X$

$$X = 59^{\circ}$$

die mögliche Erwärmung des Speisewassers zu 59° C gefunden. Aus Abb. 35 findet man für den mittl. Temperaturunterschied von $\frac{t_1' + t_1''}{2} - \frac{t_2' + t_2''}{2} = 200$ einen Wärmeübergang von 2600 WE pro 1 qm Heizfläche und Std.

Damit ergibt sich eine Heizfläche von $\frac{0,75 \cdot 173\,000}{2600} = 50$ qm und eine Wärmeübergangskoeffizient

$$k = \frac{173000 \cdot 0,75}{200 \cdot 50} = 13,0$$

Der Temperaturabfall der Heizgase würde demnach $\frac{110}{59} = 1,87^{\circ}$ pro 1° Wassererwärmung betragen.

c) Ersparnis durch den Rauchgasvorwärmer.

Der Wärmegewinn = Kohlensparnis durch Einbau des Economisers errechnet sich wie folgt aus der im Speisewasser wiedergewonnenen Wärme: Zur Erzeugung von 1 kg Dampf von 8 atm Überdruck aus Wasser von 25° sind erforderlich $659 - 25 = 634$ WE; wird das Wasser im Economiser von 25 auf 84 also um

59° erwärmt, so ist der hierdurch erzielte Wärmegewinn ausgedrückt durch $\frac{59}{634} = 9,3 \%$, oder allgemein ausgedrückt

$$\text{Kohlensparnis} = \frac{t_2'' - t_2'}{\lambda_e} \cdot 100 \quad (61).$$

$t_2'' - t_2' =$ Wassererwärmung im Economiser. $\lambda_e =$ Wärmemenge erforderlich zur Erzeugung von 1 kg Dampf aus Wasser von Temperatur t_2' (vor Eintritt in den Economiser).

Über die Veränderung des Wirkungsgrades der ganzen Kesselanlage siehe Abschnitt 9 g, S. 108 Formel 42

Eine Überschlagrechnung für den Nutzen des Economisers würde sich unter Berücksichtigung der besseren Ausnutzung der Heizgase auch nach Formel 0,65 $\frac{(T-t)}{k}$ (oder nach Diagramm 15) anstellen lassen, Ohne Economiser beträgt der Abgasverlust bei 20° Kesselhaustemperatur und 9% CO₂:

$$\frac{0,65 (310 - 20)}{9} = 21,0 \%$$

Dainden Economiser stets etwas Luft eintritt, so sei hinter demselben nur noch 8% CO₂ vorhanden, und da die Abgastemperatur 200° beträgt, so wird der Abgasverlust nach Einbau des Economisers, alle Verhältnisse sonst gleich vorausgesetzt:

$$0,65 \frac{(200 - 20)}{8} = 14,6 \%$$

Die Differenzzahl 21,0—14,6 = 6,4 ist der Mehrertrag aus Ausnutzung der Rauchgase durch den Economisereinbau. Es hatte nun der Nutzeffekt ohne Economiser betragen: $\frac{2200 \times 634}{300 \times 6900} = 67,3 \%$; demnach wird die Ersparnis durch den Economiser $\frac{6,4}{67,3} \cdot 100 = 9,5 \%$ und der Nutzeffekt der Anlage = 67,3 + 6,4 = 73,7%. (Dasselbe ergibt die Berechnung nach Formel 42).

Über die Kohlensparnis in % gibt nachstehende Tabelle 55 Aufschluß unter Zugrundelegung eines Betriebsdruckes von 10 atm Überdruck entsprechend 667 WE, wenn das Wasser verschieden hoch angewärmt wird.

Tabelle 55.

Die durch Einbau eines Economisers zu erzielende Kohlenersparnis (in Prozenten).

Betriebsdruck 10 Atm. 667 WE							
Wasserwärme b. Austritt a. d. Economiser	Wasserwärme beim Eintritt in den Economiser in °C						
in °C	30	35	40	45	50	55	60
60	4,74	4,00	3,21	2,43	1,63	0,82	—
70	6,32	5,58	4,82	4,05	3,26	2,47	0,165
80	7,90	7,17	6,42	5,67	4,90	4,11	3,29
90	9,50	8,76	8,03	7,29	6,53	5,76	4,94
100	11,00	10,30	9,65	8,90	8,16	7,40	6,58
110	12,65	11,95	11,24	10,53	9,81	9,05	8,23
120	14,23	13,55	12,85	12,15	11,40	10,70	9,88
130	15,51	15,14	14,46	13,76	13,06	12,35	11,52
140	17,39	16,73	16,07	15,39	14,70	14,00	13,17
150	18,98	18,33	17,67	16,03	16,33	15,64	14,81

Wirkungsgrad des Rauchgasvorwärmers selbst ist wie bei den Kesseln vgl. S. 107 bestimmt durch das Verhältnis der vom Wasser aufgenommenen Wärmemenge und der von den Heizgasen abgegebenen, also

$$\text{Wirkungsgrad} = \frac{D(t_2'' - t_2')}{B \cdot G \cdot c_p(t_1' - t_1'')} \cdot 100 \quad \text{in } \% \quad (62).$$

Der Rest der Gaswärme geht durch Abkühlung des Mauerwerkes, der Sammelkästen, Umföhrungsrohre usw. verloren. Benutzt wird diese Beziehung bei der Berechnung des Economisers vgl. Beispiel 27, S. 204.

Der Wirkungsgrad der Kesselanlage durch die Wasservorwärmung von t_2' auf t_2'' ist entsprechend S. 108 Formel 42:

$$\eta_v = \frac{D(t_2'' - t_2')}{B \cdot H} \cdot 100 \quad \text{in } \% \quad \dots \quad (63).$$

Weitere Rechnungsbeispiele siehe S. 139:

18. Abgasbeheizte Kessel.

Bisweilen bietet sich auch in Betrieben Gelegenheit, selbst billige Wasservorwärmer für Abgasbenutzung zu schaffen durch Verwertung alter vorhandener Kessel. Günstig liegt

der Fall, wenn wie auf Hüttenwerken oder Braunkohlengruben z. B. von Schweißöfen, Puddelöfen oder aus Schwälereien heiße Abgase in der Nähe von eingemauerten Kesseln zur Verfügung stehen; man kann dann die Gase durch besondere Kanäle in den früheren Feuerungsraum leiten und sie durch die vorhandenen Züge (bzw. Flammrohre) hindurch nach dem Schornstein ziehen lassen; manchmal, wenn genügend heiße Gase dauernd verfügbar sind, lohnt es sich auch alte Kessel besonders zu diesem Zwecke aufzustellen und einzumauern. Diese Kessel können zur Dampferzeugung oder nur zur Speisewassererwärmung dienen. Sie müssen in beiden Fällen, da sich ja bei der Speisewassererwärmung auch Dampf unter Druck bilden kann, ebenso wie Dampfkessel genehmigt und betrieben werden, sie müssen also alle dementsprechende Armaturen erhalten. Abgesehen von den Tilgungs- und Zinskosten der Anlage arbeiten solche Kessel nahezu umsonst, da die Bedienung sich nur auf Speisung und Reinigung erstreckt. Wie hoch der erzielbare Nutzen ist, und ob sich die Einrichtung lohnt, hängt von der Menge und Temperatur der verfügbaren Gase ab und muß von Fall zu Fall rechnerisch geprüft werden; meist hat eine solche Anlage noch Erfolg bei Gaseintrittstemperaturen über 400°. Da noch wenig Daten darüber in die Literatur gedrungen sind, so seien solche an Hand eigener Messungen in nachstehender Zusammenstellung aufgeführt.

Interessant ist die Verteilung der Wärme auf die einzelnen Kesselteile und die Temperaturabnahme der Gase, die etwas rascher erfolgt, wie die Zunahme der Heizfläche.

Beispiel 28 nach Versuch. Der Versuchskessel war ein Zweiflammrohrkessel von insgesamt 47,3 qm Heizfläche; er war 8,50 m lang, hatte einen Durchmesser von 1570 mm und einen Flammrohrdurchmesser von 470 mm; er war so eingemauert, daß die Gase erst die Flammrohre durchzogen, dann in dem einen Seitenzuge nach vorn strichen und nach Umkehr unter dem Kessel im zweiten Seitenzuge zurückströmten nach dem Fuchse. Die beiden Flammrohre + ein Teil des Hinterbodens hatten zusammen 24,5 qm = 52 %; der andere Teil des Hinterbodens + I Seitenzug nebst Umkehrstück zusammen 12,8 qm = 27 %; der zweiten Seitenzug 10,0 qm Heizfläche = 21 %.

Eine Überschlagsrechnung ergab die Abkühlung der Gase an den Mauerwänden und dem Fußboden zu ca. 9000 WE pro Stunde.

Es wurde der mittlere Temperaturunterschied zwischen Heizgasen und Wasserinhalt des Kessels für die gesamte Heizfläche ermittelt und daraus der Wärmedurchgangskoeffizient $k = 14,3 - 17,0$; (vergl. Tab. 56) für die einzelnen Heizflächenteile konnte k leider nicht ermittelt werden, weil die Gasmenge sowie deren Zusammensetzung nicht bestimmbar war. Der Wärmeübergang pro qm Heizfläche und Stunde stellte sich auf 3400—3700 WE. Da die Heizgase, welche aus Koksschwälöfen kamen, viel Ruß und Salz an den Kesseln absetzten, so nahm k und der Wärmeübergang allmählich ab um ca. 20 % bis auf $k = 12,8$ und 2775 WE nach einer dauernden Betriebszeit von 70 Tagen und Nächten (Versuch 4); nachdem die Gase ca. 52 % der Heizfläche, also die Flammrohre bestrichen haben, erniedrigte sich ihre Temperatur ebenfalls um ca. 51—55 %, nach 79 % der Heizfläche um 88—95 %, worin also der Betrag für Wärmeabgabe an das Mauerwerk enthalten ist.

Der Wärmegewinn durch Ausnutzung der Heizgase ist also ein nicht unbedeutender; er ist etwa ebenso hoch wie bei gußeisernen Economiserrohren, entsprechend den Werten der Abb. 35.

Tabell

Gastemperaturen und Wärmeübergang an einem abgasbeheizt

	Gastemperatur °C				Temperaturabfall insgesamt °C	Wassereintritt °C
	Eintritt	hinter den Flammrohren	Anfang letzter Zug	hinter dem Kessel		
Zweif. Kessel von 47,3 qm	462	400	346	340	122	74,5
	434	359,6	316	300	134,4	78,5
	436	363	314	297	139	83,9
70 Tage und Nächte in Betrieb	421	346	332	313	108	79
Zweif. Kessel v. 123,5 qm	272	—	—	209	61	51,8

19. Abdampfvorwärmer.

a) Röhrenapparate.

Zur Ausnutzung der im Auspuffdampfe von Maschinen noch enthaltenen großen Wärmemenge dienen Abdampfvorwärmer; dies sind Apparate, meist in zylindrischer Form mit eingebauten kurzen Röhren von 1 bis 3 m Länge und etwa 40—60 mm \varnothing . Der Dampf strömt um die Rohre, das Wasser durch dieselben, eine Konstruktion, bei der sich die Rohre innen leichter von angesetztem Kesselstein reinigen lassen, als bei umgekehrter Anordnung. Das Wasser wird unter Kesseldruck durch den Vorwärmer hindurch gedrückt; dabei kondensiert der Dampf an den Wänden und gibt in sehr wirksamer Weise seine Wärme an das Wasser ab. Es sind 2 Wirkungsperioden zu unterscheiden, die erste, während welcher der Dampf kondensiert, die zweite, während der sich das Kondensat kühlt; indessen verlaufen beide Vorgänge meist zu gleicher Zeit.

1000 lpfkessel von 47,3 qm und einem Vorwärmer von 123,5 qm.

lpf- ruck C	Erzeugt. Dampf kg/qm/St. bezogen auf Wasser \varnothing /100	Wärmeübergang für 1 qm und Stunde WE	CO ₂ Gehalt der Gase bei Eintritt %	Wärmedurch- gangskoeffizient k	Mittl. Tempera- turuntersch. zw. Gasen u. Wasser °C	Übergegangene WE insgesamt für 1 St.	Von Gasen be- strich. Heiz- fläche in %	Ab- kühlung der Gase in %
98	5,65	3590	—	14,3	250	169 200	52 79 100	50,8 95,3 100
33	5,83	3720	11,5	17,1	217,5	176 200	52 79 100	55 88 100
00	5,37	3430	11,4	15,9	216	162 200	52 79 100	55 88 100
05	4,35	2775	—	12,8	216	131 200	52 79 100	69,5 82,5 100
ser- t °C 3	—	923	7,9	5,02	184	114 000	—	—

Die Wirkungsweise der Apparate ist um so besser, je kürzer und enger die Rohre sind, weil dann der Wasser- bzw. Dampfstrom in um so dünnere Strahlen zerlegt wird; außerdem wächst die Wirkung mit der Geschwindigkeit des Dampf- und Wasserdurchflusses; bei Heizschlangen ist der vordere Teil wirksamer als der hintere. Es ströme z. B. Abdampf von 0,2 atm Überdruck in den Vorwärmer ein, und das Kondensat verlasse ihn mit 90°, so sind pro 1 kg Dampf nutzbar gemacht worden 638—90 = 548 WE; es können damit also etwa 8,4 kg Wasser von 15 bis 80° angewärmt werden; für die Speisung eines Dampfkessels läßt sich also mit Abdampf ein hoher Wärmegewinn erzielen.

Im allgemeinen können mit 1 kg Dampf 5—9 kg Wasser erwärmt werden, da 1 kg kondensierender Dampf ca. 530 WE abgibt.

Die genaue Berechnung eines Abdampfvorwärmers müßte eigentlich gemäß dem Abkühlungsvorgange des Dampfes nach obigen zwei angegebenen Perioden erfolgen, entsprechend der Kondensation (vgl. Tabelle 57) und Abkühlung (vgl. Tabelle 59) des Kondensates, doch ist dieses Verfahren umständlich und nicht ganz sicher, deshalb führt man die Berechnung am besten nach nachstehender Methode aus.

Da das Wasser gleichmäßig durch den Vorwärmer gedrückt wird, so ist seine Geschwindigkeit v_f in m/sek an der Heizfläche bekannt, ebenso diejenige (v_d), mit welcher der Dampf in die Heizrohre eintritt. Wird, wie oft der Fall, nicht aller Dampf kondensiert, so setzt man als Dampfgeschwindigkeit v_d die Summe der Eintritts- und Austrittsgeschwindigkeit ein; dann gilt als Erfahrungswert für den Wärmedurchgangskoeffizient k_s (d. h. die stündlich durch 1 qm Heizfläche bei 1° Wärmeunterschied zwischen Dampf und Wasser hindurchgehende Wärmemenge (für Kupfer- oder Messing-Heizflächen)

$$k_s = 750 \sqrt[3]{v_d \sqrt{0,007 + v_f}} \dots \dots \dots 64).$$

Einige hiernach berechneten Angaben über k_s enthält nachstehende Tabelle¹⁾ für kupferne Rohre; für eiserne Rohre, die sich stärker mit Kesselstein belegen, werde k_s etwa 15 % geringer angesetzt (vgl. auch S. 267 und Tabelle 58 für Sattedampf/siedendes Wasser.)

¹⁾ Nach Hausbrand, Verdampfen, Kondensieren und Kühlen, 4. Aufl. Tabelle 53.

Tabelle 57.

Wärmedurchgangszahl k_s zwischen nichtgespanntem Dampfe und nicht siedendem Wasser bei kupfernen Rohren. (Kondensationsperiode).

Geschwindigkeit des Wassers m/sek v_f	Geschwindigkeit des nichtgespannten Dampfes beim Eintritt in die Rohre v_d m/sek				
	6	12	20	30	42
0,001	375	525	675	825	975
0,008	448	655	843	1030	1218
0,020	563	788	1013	1238	1463
0,056	750	1050	1350	1650	1950
0,117	937	1312	1687	2062	2437
0,210	1110	1575	2025	2475	2925
0,335	1325	1837	2362	2987	3412
0,505	1500	2100	2700	3300	3900
1,000	1925	2625	3375	4125	4875

Aus den konstanten Temperaturunterschieden der beiden Flüssigkeiten bei der Eintrittsseite und Austrittsseite ergibt sich dann die mittlere Temperaturdifferenz ϑ_m der Flüssigkeit und des Dampfstromes aus Formel 78 (vgl. S. 230 und Tabelle 62)

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta_a \left(1 - \frac{n}{100}\right)}{\log \text{nat} \cdot \frac{100}{n}} \dots \dots \dots 65)$$

Zu gleichen Ergebnissen führt die im Abschnitt 22d gegebene Formel 79 für die übertragene Wärmemenge, wenn man die dort angegebene Korrekturtabelle benutzt.

Aus der Erwärmung der kälteren Flüssigkeit von t_2' auf t_2'' ergibt sich die zu übertragende Wärmemenge pro 1 Std. zu

$$Q = W \cdot (t_2'' - t_2') \dots \dots \dots 66)$$

in WE, wenn W die pro Stunde zu erwärmende Wassermenge in kg bedeutet; und die erforderliche Heizfläche F wird in qm

$$F = \frac{Q}{k_s \cdot \vartheta_m}$$

Der Verbrauch an Heizdampf wird in kg pro 1 Stunde

$$D = \frac{W \cdot (t_2'' - t_2')}{640 - \left(\frac{t_2'' + t_2'}{2}\right)} \dots \dots \dots 67)$$

Für viele Fälle wird es genügen, wenn man für die Berechnung der Heizfläche einen Erfahrungswert für den Wärmeübergang pro 1 qm Heizfläche und 1 Stunde einsetzt. Für einen Wärmedurchgang von Dampf an siedendes Wasser bei Heizschlangen gibt die nebenstehende Tabelle¹⁾ 58 entsprechende Werte, für den Wärmeübergang zwischen zwei Flüssigkeiten Tabelle¹⁾ 59.

Tabelle 58.

Wärmedurchgangszahl k für 1 Std., 1 qm Heizfläche und 1° Temperaturunterschied zwischen Dampf und siedendem Wasser für kupferne Heizschlangen $k = \frac{1900}{\sqrt{l \cdot d}}$.

Lichter Rohr- durchm. in m d	Rohrlänge in m = l								
	1	2	4	6	8	10	15	20	30
	Wärmedurchgangskoeffizient k für kupferne, innen geheizte Dampfrohre, außen siedendes Wasser								
0,010	19000	13470	9500	7714	6730	6012	4912	4290	3570
0,015	15580	11000	7713	6333	5495	4910	3950	3408	2833
0,020	13470	9500	6730	5490	4750	4220	3408	3007	2455
0,025	12000	8520	6012	4910	4250	3800	3100	2687	2190
0,030	11000	7714	5490	4510	3875	3408	2835	2455	2004
0,040	9500	6730	4750	3875	3363	3007	2455	2110	1743
0,050	8520	6012	4253	3408	3007	2687	2190	1900	1558
0,060	7714	5490	3875	3170	2740	2455	2004	1743	1415
0,070	7200	5080	3600	2930	2540	2270	1890	1610	1310
0,080	6730	4750	3363	2740	2375	2125	1711	1490	1225
0,090	6333	4510	3170	2580	2245	2004	1610	1410	1157
0,100	6012	4290	3007	2455	2135	1900	1558	1364	1100
0,125	5714	3800	2687	2191	1820	1700	1390	1202	982
0,150	4910	3408	2455	2004	1743	1555	1266	1100	905

Beispiel 29. Zur Verfügung steht Abdampf von 0,2 atm Überdruck, der nur zum Teil im Gegenstromvorwärmer kondensiert. Es sollen damit stündlich 8000 kg Wasser von 15° auf 80° erwärmt werden, der Heizdampf trete mit $v_a = 20$ m Geschwindigkeit in die Rohre ein und noch mit 15 m aus.

Er ist also $t_1' = 104^\circ = t_1'' =$ Dampf Temperatur

$$t_2'' = 80; t_2' = 15^\circ$$

¹⁾ Nach Hausbrand Verdampfen, Kondensieren und Kühlen. 4. Aufl. Tabelle 12 und 64.

Tabelle 59.

Wärmedurchgangszahl k_k zwischen zwei Flüssigkeiten, die an Kupfer oder Messingwand mit den verschiedenen Geschwindigkeiten v_{f_1} und v_{f_2} in m/sek. entgegengesetzt strömen.

Für Eisenrohre 15% weniger. Berechnet nach

$$k_k = \frac{200}{\frac{1}{1 + 6\sqrt{v_{f_1}}} + \frac{1}{1 + 6\sqrt{v_{f_2}}}}$$

Geschwindigkeit der wärmeren Flüssigkeit v_{f_1} in m/sek.

v_{f_1} m/sek.	0,002	0,006	0,01	0,04	0,08	0,10	0,20	0,6	0,8	1,0	2,0
0,002	128	136	142	160	172	176	188	206	212	214	225
0,006	136	145	153	173	188	194	208	232	238	240	253
0,010	142	153	160	185	200	206	224	250	256	259	274
0,040	160	175	185	210	242	250	274	316	328	336	358
0,080	172	188	200	242	270	276	312	362	376	392	420
0,100	176	194	206	250	276	289	328	384	400	408	443
0,20	188	208	224	274	312	328	370	454	464	486	531
0,60	206	232	250	316	362	384	454	570	606	624	709
0,80	212	238	256	328	376	400	464	606	644	666	782
1,00	214	240	259	336	392	408	486	624	666	700	810
2,00	225	253	274	358	420	443	531	709	782	810	947

$$\vartheta_a = 104 - 15 = 89; \vartheta_s = 104 - 80 = 24$$

$$\frac{\vartheta_s}{\vartheta_a} = \frac{24}{89} = 0,256$$

Nach der Tabelle S. 229 wird also aus Spalte 4 der Wert 0,549 entnommen, demnach errechnet sich die mittlere Temperaturdifferenz

$$\vartheta_m = \vartheta_a \cdot 0,549 = 89 \cdot 0,549 = 48,9^\circ$$

Der Vorwärmer sei nun so konstruiert, daß das zu erwärmende Wasser mit im Mittel $v_f = 0,12$ m Geschwindigkeit durch den Vorwärmer von der Speisepumpe gedrückt werde.

Dann ist nach Formel 64 für k_s

$$k'_s = 750 \sqrt[3]{20 + 15 \sqrt[3]{0,007 + 0,12}} = 750 \cdot 5,92 \cdot 0,503 = 2230$$

Davon sind 15% abzuziehen, da eiserne Heizrohre verwendet werden sollen; also wird $k_s = 0,85 \cdot 2230 = 1995$.

Die Heizfläche wird also:

$$F = \frac{520000}{1995 \cdot 48,9} = 5,34 \text{ qm.}$$

da die gesamte pro 1 Stunde zu übertragende Wärmemenge war:
 $Q = 8000 \cdot (80 - 15) = 520\,000 \text{ WE.}$

Die für die Wassererwärmung nötige Dampfmenge ist dann:

$$D = \frac{520\,000}{640 - \left(\frac{80 + 15}{2}\right)} = 880 \text{ kg Dampf pro Stunde.}$$

Dabei ist angenommen, daß das Kondensat des verbrauchten Dampfes mit einer Temperatur abfließt, die etwa dem Mittelwerte der Wassertemperatur zwischen Eintritt und Austritt entspricht.

b) Beheizte Behälter.

Sind ältere Gefäße vorhanden, z. B. alte Flammrohrkessel u. s. f., die sich mit geringen Kosten zu Abdampfvorwärmern umbauen lassen, indem man z. B. den Abdampf in die Flammrohre leitet und dann durch die Seitenzüge, die man in Mauersteinen, welche mit Zement gefügt sind, ähnlich wie bei Dampfkesselmauerungen üblich, ausgeführt hat, so gilt für die Wärmedurchgangszahlen natürlich obige Gleichung nicht mehr, da der Dampf nicht durch viele enge Rohre in feine Strahlen zerlegt wurde, sondern in breitem Strome an den Heizflächen vorbeiströmt; ebenso ist der Wasserinhalt zur heizbaren Oberfläche ein sehr großer, daher wird der Wärmeübergang wesentlich kleiner; doch lohnt es sich immer noch solche Kessel, falls billig verfügbar, aufzustellen, da ein hoher Wärmegewinn erzielbar ist, und in den Kesseln ein großer angewärmter Wasservorrat zur Verfügung steht; dies ist z. B. dann von Vorteil, wenn, wie beim Bergwerkbetriebe, der Kesselbetrieb Tag und Nacht durchgeht, während oft die Fördermaschine, die den Abdampf liefert, nicht die ganze Kesselbetriebszeit arbeitet, oder in ähnlichen Fällen, z. B. Brauereien für Anschwänzwasser u. s. f. Hier können nur Erfahrungswerte eine Grundlage für die Berechnung bieten. Einige in der Praxis vorgenommene Messungen an vom Verfasser ausgeführten Anlagen seien nachstehend aufgeführt:

Beispiel (Versuch) 30. Es ist eine Kesselanlage vorhanden, bei der 1 Zweifl.-Kessel von 82,8 qm mit Braunkohle von 2300 WE gefeuert und ein zweiter Zweifl.-Kessel von 47,3 qm mit ca. 435—460° heißen Abgasen (vgl. Tabelle 56) beheizt wird. Der Kesseldruck beträgt 3,9—4,0 atm. Ein alter Ein-

flamrohrkessel von 31,0 qm dampfberührter Oberfläche wird mit unter Atmosphärendrucke stehendem Abdampfe einer Anzahl Dampfmaschinen und Pumpen gespeist, von denen die eine als Fördermaschine stoßweise Dampf abgibt. Der Abdampfvorwärmer ist 6,2 m lang, hat einen Durchmesser von 1330 mm bei 500 mm Flammrohrdurchmesser und steht unter vollem Kesseldrucke, da das Speisewasser dem Bedarfe entsprechend hindurchgedrückt wird. Der Wasserinhalt beträgt 7400 kg.

Er ist so eingemauert, daß der Dampf erst das Flammrohr, dann die eine Seite, sodann die andere Seite bestreicht. Der gesamte durchgeleitete Abdampf, der zum Teil schon sehr naß und mit ziemlich viel Kondensat ankommt, hat sich beim Durchströmen fast ganz kondensiert; es fließt 428 bis 474 kg Kondensat von ca. 80° pro 1 Stunde ab, das, mit frischem Wasser vermengt, wieder verspeist wird.

Das Betriebsergebnis zeigt nachstehende Zusammenstellung. Erzielt wurde ein Wärmeübergang je 1 qm Vorwärmerfläche und Stunde von 3360—4000 WE entsprechend der verspeisten und erwärmten Wassermenge, bei einem $k = 75-91$; doch wurde dabei der Vorwärmer nicht bis zu seiner Höchstleistung beansprucht; derselbe ist imstande bedeutend mehr zu liefern.

Die Ersparnis rechnet sich wie folgt z. B. bei Versuch III: Ohne Vorwärmer wurden aufgewendet pro 1 kg Dampf bei 4,00 atm 658,2—26,2 = 632,0 WE; bei Einschaltung des Vorwärmers wird das Wasser von 26,2 bis 83,1, also um 56,9° erwärmt; es werden also zur Erzeugung eines kg Dampfes gespart

$$\frac{56,9}{632,0} \cdot 100 = 9,0 \% \text{ an Wärme, also auch an Kohle.}$$

Man sieht, die Ersparnisse sind nicht unbedeutend.

Versuchs-Nr.	Heizfläche qm	Wassertemper. °C		Wassermenge pro 1 St. kg insgesamt	Wärmeübergang insgesamt pro Stunde WE	Wärmeübergang		Ersparnis an Wärme in %
		Eintritt	Austritt			pro 1 qm Heizfl. u. Stunde WE	k	
III	31,0	25,7 26,7	82,5 83,9	1890 + 283	123 670	4000	91	9,0
I	„	32,5 28,2	80,4 74,5	1880 + 290	103 600	3360	74,5	7,7
II	„	23,9 22,8	77,4 78,4	1813 +304,5	113 600	3680	83,6	8,4

Mitunter kann auch durch Einbauen von Rohrschlangen, durch welche der auspuffende Dampf geschickt wird, in einen Behälter mit Wasser, dieses Wasserauf hohe Temperaturen, 80—95°, erwärmt werden. Die Schlange muß mit Gefälle liegen, so daß das entstehende Kondenswasser frei ablaufen und je nach dem Reinheitszustande nach eventueller Entölung wieder verspeist werden kann, während in dem Wasserbehälter, aus welchem die Speisepumpe saugt, durch ein Schwimmventil das verbrauchte Wasser selbsttätig wieder ergänzt wird.

Bei einer anderen Art von Abdampfvorwärmern, läßt man den Dampf in einen hohen Behälter zylindrischer Art einpuffen, während das anzuwärmende Wasser dem Dampfe entgegen über verschiedenfach eingebaute Bleche herabrieselt. Bei diesem Verfahren, wobei sich der Dampf mit dem Gebrauchswasser mischt, kann nur ganz reiner, bzw. sorgfältig entölter Dampf verwendet werden, weil man das Gemisch sonst nicht wieder verspeisen darf.

20. Kondensatrückgewinn.

Daß sämtliche Kondensate aufgefangen werden, sollte eigentlich eine selbstverständliche Forderung sein, doch ist es keineswegs immer der Fall. Sehr oft findet man Kondensate unbenutzt ablaufen. Das ist aus mehrfachen Gründen eine Verschwendung; denn erstens sind Kondensate meistens warm, und dann bestehen sie ja aus gereinigtem Wasser, aus dem sämtliche Kesselsteinbildner bereits entfernt sind; es wird also Wärme, d. h. Kohle gespart bei ihrer Verwendung, und es wird der Aufwand für Kesselreinigung vermindert. Man verbindet deshalb, wenn viele Kondensatabflüsse gleichen Druckes vorhanden sind, diese untereinander durch eine gemeinsame Rohrleitung, in welche die Kondensstöple, Wasserabscheider u. s. f. entwässern und führt diese Wasser dem Speisewasserbehälter zu; Ölhaltige Kondensate werden getrennt gesammelt und durch eine Koksschicht nochmals gefiltert. Allerdings läßt sich die im Wasser gelöste Ölemulsion schlecht vom Wasser trennen; besser ist deshalb eine Entölung des Abdampfes, bevor er kondensiert; dies wird oftmals sehr zweckmäßig dadurch bewerkstelligt, daß man allen Abdampf in eine gemeinsame, reichlich weite Abdampfleitung sammelt und dann einen gemein-

samen Dampfentöler einbaut, ehe der Abdampf z. B. in Trockenapparaten u. s. f. verwendet wird; vielfach empfiehlt sich auch der Einbau von Einzelentölern vor Eintritt des Abdampfes in die gemeinsame Abdampfleitung. Nur stark ölhaltige Kondensate z. B. aus Dampfmaschinenzylindern, läßt man manchmal fortlaufen.

Noch besser aber wird das Kondensat wärmetechnisch ausgenutzt, wenn man es unter dem Druck, unter dem es sich bildet, z. B. bei Auspuffleitungen mit 0,2 bis 0,7 atm Überdruck, direkt in den Kessel speist. Während das druckfreie Kondensat selten mit höherer Temperatur als 85—90° in den Speisewasserbehälter gelangt, kann das Kondensat mit z. B. 0,5 atm Überdruck, also mit einer Temperatur von 113° C, fast noch ebenso heiß in den Kessel verspeist werden. Es bedeutet dies einen Wärmegewinn von ca. 25° WE pro 1 kg Dampf. Dies geschieht durch sogenannte Kondensatrückspeiseanlagen; bei diesen werden sämtliche Kondensate des vorher entölten Abdampfes in einer gemeinsamen Leitung, die also unter dem Drucke der Abdampfleitung steht, aufgesammelt und fließen einem geschlossenen Sammelbehälter zu, der ein Wasserstandsglas enthält. Der Wasserspiegel in diesem Behälter hebt und senkt einen Schwimmer, welcher den Dampfzutritt zu einer unter dem Behälter stehenden Pumpe öffnet und schließt. Diese Pumpe drückt das heiße Kondensat direkt in den Kessel und zwar in der Menge, wie ihr das Kondensat zufließt. Da die Rohrleitungen zum Auffangen des Kondensates sowieso gelegt werden müssen, und Kondensstöpsel durch die Rückspeiseanlage vielfach überflüssig werden, macht sich der Mehrbedarf von Pumpe und Sammelbehälter stets rasch bezahlt.

21. Dampfentölung.

Öl soll nach den Vorschriften, weil es leicht Anfrassungen im Kessel hervorruft, feste Ölkrusten bildet, den Wärmedurchgang sehr hindert (vgl. Abschnitt 30) u. s. f., nicht in die Dampfkessel gebracht, also aus dem Kondensate für Speisung in die Kessel ferngehalten werden. Wenn Abdampf noch weiter verwendet wird, z. B. für Heizungen, Trockenzwecke u. s. f., so empfiehlt sich eine Entölung des Abdampfes auch schon deshalb, damit keine Verschmutzung der

Heizflächen eintritt; an einer Stelle scheidet sich doch das dem Abdampfe bei Maschinenbetrieb beigemengte Öl ab, deshalb erzwingt man diesen Vorgang am besten in besonderen Apparaten, den Dampfentölern; das abgeschiedene Öl ist, falls es nicht durch besondere Beimengungen, wie aus dem Kesselwasser mitgerissene Alkalistoffe, die aus falsch bedienter Speiswasserreinigung entstammen und das Öl verseifen, in den allermeisten Fällen wieder zur Schmierung brauchbar; die Ölfänger machen sich also selbst bezahlt, abgesehen von Vermeidung der Unzuverlässigkeiten bei Verwendung ölhaltigen Abdampfes. Solche Entöler sind Gefäße, die in die Dampfleitung eingeschaltet werden, so daß der Dampf sie auf seinem Wege durchströmen muß. In diese Gefäße sind meist eine große Zahl von sogenannten Fangblechen eingebaut, an die sich die vom Dampfe mitgeführten Öltröpfchen absetzen, sich zu Tropfen vereinigen und dem Dampfstrom entzogen werden; sie fließen an den Fangblechen herab und sammeln sich am Boden des Entölers, von wo dann das Öl abgelassen wird. Vielfach wird auch die Ölabscheidung dadurch bewerkstelligt, daß der Dampf innerhalb der Entöler einen spiralförmigen Weg macht und infolge der auftretenden Zentrifugalwirkung die schwereren Öltröpfchen an die mit Drahtgeflecht ausgekleidete Außenwand wirft, wo sie sich ansammeln. Auch rotierende Entöler gibt es, die nach demselben Prinzip arbeiten. Wichtig ist bei allen Apparaten eine rasche Abführung der Öltröpfchen aus dem Dampfstrom. Wie nun auch die Arbeitsweise dieser Apparate sein mag, es wird bei guten Entölern nach eingehenden Versuchen¹⁾, die vom Bayerischen Revisionsvereine in München gemacht worden sind, 85—93 % des gesamten vom Dampfe mitgeführten Öles abgeschieden, so daß eine Entölung bis auf 10 bis 15 g Öl auf 1000 kg Wasser erzielt wird.

Reine Mineralöle lassen sich besser aus dem Dampfe ausscheiden, als solche mit Fettgehalt, weil sich die Fettsäuren leichter im Dampfe halten, da sie selbst in Dampfform übergehen.

Je höher der Flammpunkt des Öles liegt, desto geringer ist die Ölaufnahme des Dampfes, weil das Öl selbst schwerer in Dampfform übergeht. Bei Gegendruck findet die Entölung am leichtesten statt, schwerer geht

¹⁾ Z. Ver. deutsch. Ing. 1910, S. 1969.

sie bei Auspuffbetrieb von statten, noch ungünstiger liegen die Verhältnisse bei Kondensationsbetrieb, weil bei diesem der Dampf infolge seines großen Volumens sehr rasch durch den Entöler strömt. Überhitzter Dampf läßt sich unter sonst gleichen Umständen wiederum schwerer entölen als gesättigter Dampf. Z. B. ergab die Untersuchung eines Stoßkraftentölers ein Ausscheiden von 94,5 % des gesamten im Dampfe enthaltenen Öles bei überhitztem Dampfe von 249 ° C und Gegen- druck von 1,04 atm, ein Ausscheiden von 91,3 % bei Auspuff- betrieb und von 80,8 % bei Kondensationsbetrieb; verwendet wurde Heißdampföl mit einem Flammpunkt von 272 °, von dem 1 g für freie Säure und Neutralfettverseifung 8,6 mg Kalihydrat verbraucht.

Der Druckabfall beträgt beim Strömen des Dampfes durch den Entöler ca. 0,05 atm; ist also technisch sehr gering. Die Ölabscheidung an Heizflächen, an denen der ölhaltige Dampf vorbeistreicht, ändert sich mit der Temperatur, wie sich bei Vorwärmern leicht beobachten läßt; geht ein Vorwärmer kalt, so setzt sich mehr Öl an seinen Wänden ab, als bei warmem Gange, das Kondensat erscheint also ölricher.

Die Bestimmung des Ölgehaltes von Kondensat wird am besten nach folgender Methode¹⁾ vorgenommen:

Das Kondensat wird mit schwefelsaurer Tonerde und Soda- lösung gemischt, der Niederschlag mit verdünnter Schwefelsäure gelöst und mit Äther ausgeschüttelt; der ölhaltige Äther wird dann mit geglühtem Natriumsulfat entwässert, filtriert und abdestilliert, der Rückstand getrocknet und gewogen.

III. Allgemeine Wärmetechnik.

22. Wärmeübergang und Durchgang infolge Berührung und Leitung.

Es gelten folgende Bezeichnungen: (vergl. Abb. 37).

Heizfläche in Quadratmeter, Körperoberfläche F
 Zeitdauer in Stunden z

¹⁾ Vgl. Zeitschr. d. Bayer. Rev.-Ver. 1907, S. 107 ff.

Temperatur der heißeren Flüssigkeit (Gas, Wasser) °C . . .	t_1
„ „ kälteren „	t_2
Temperatur der heißeren Wandaußenseite	ϑ_1
„ „ kälteren „	ϑ_2
Wärmeübergangskoeffizient (WE qm/St/1°) zw. Gas — Wand	α_1
„ „ zwischen Wand — Kesselstein .	α_2
„ „ zwischen Kesselstein — Wasser	α_3
„ „ zwischen Wasser — Wand . . .	α_w
Wärmeleitkoeffizient (WE pro 1 qm Oberfl., 1 m Dicke und 1° Temperaturunterschied geleitet in 1 St.) . . .	λ
Wärmedurchgangskoeffizient WE/St/1°	k
Dicke der Wand in Metern	δ_1
„ „ Verunreinigung in Metern	δ_2
Prozentualer Verlust	ζ
Mittlerer Temperaturunterschied zwischen heizender und beheizter Flüssigkeit °C . . .	ϑ_m
Temperaturdifferenz zwischen den beiden Flüssigkeiten am Anfang °C . . .	ϑ_a
Temperaturdifferenz zwischen den beiden Flüssigkeiten am Ende °C . . .	ϑ_e
Wärmeabgabe eines Körpers durch Strahlung in WE	S_1
„ „ durch Berührung	S_2
Gesamtwärmeabgabe (Berührung + Strahlung) in WE . . .	Q

a) Wärmeübergangszahl.

Der Wärmeübergang an eine Wand durch Berührung und Leitung ist ausgedrückt in WE durch

$$Q = \alpha \cdot F \cdot z (t - \vartheta) \dots \dots \dots 68)$$

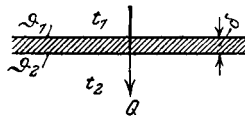


Abb. 37.

worin α je nach der Art der Flüssigkeit, welche die Wandoberfläche berührt, und je nach dem Strömungszustande der Flüssigkeit verschieden einzusetzen ist (vgl. Tabelle 60).

Für die Durchleitung der Wärme von einer Wandseite an die andere gilt in WE:

$$Q = F (\vartheta_1 - \vartheta_2) \frac{\lambda}{\delta} \dots \dots \dots 69)$$

Tabelle 60.
Wärmeübergangszahl α

$$Q = F \cdot \alpha \cdot z (t - \vartheta)$$

d. h. die für eine Stunde in einen qm Wandoberfläche hineingehende Wärmemenge bei 1° Temperaturunterschied zwischen Flüssigkeitstemp. (t) und Wandtemperatur (ϑ) oder umgekehrt.

Bei Berührung und Leitung v = m/sek.-Geschw.

Flüssigkeit	Übergang von — an	Bewegungszustand	α	Beobachter
Luft, Gase	Isolierung (Diatomischalen 50 mm stark) bei Dampfleitungen an Luft.	fast ruhend, Berührung allein	1,9 — 2,5	Eberl., Z. Ver. deutsch. Ing. 1908, S. 632
		Berührung und Strahlung	5,7 — 8,1	
	Luft, überh. Dampf an Wand	Luft ruhend	4	
	Luft an Wand	strömend mit v	$2 + 10\sqrt{v}$	
	Heizgase (Luft) an Metallwand	strömend v = 4 — 5 m/sec	10 bis 25	
	Heizgase (Luft) an Metallwand wagrecht	ruhend	20	Reutlinger, Z. Ver. d. Ing. 1910, S. 552
Flüssigkeiten (Wasser usw.) nicht siedend	Rohroberfläche an Luft äußerer Rohr- ϕ (nakte Rohre) = 33 mm .. 59 „ .. 89 „ ..	still		
		Temperat.-Diff. zw. Rohroberfl. u. Luft 50—150°	7,0 — 8,7	Wamsler, Forschungshefte 98/99, S. 45
			6,2 — 8,2	
	4,7 — 6,3			
Flüssigkeiten an Metallwand	ruhend	500		
Flüssigkeiten an Metallwand	strömend	$300 + 1800\sqrt{v}$		
Flüssigkeiten an Metallwand	gerührt durch Mischvorricht.	2000—4000		
Wasser an Eisenblechwand	heftig gerührt Wasser-temperatur	= 20°	4400	
30		5000		
50		6000		

Flüssigkeit	Übergang von — an	Bewegungszustand	α	Beobachter	
Wasser siedend	Wasser an wagrechte Eisenblechwand	wenig bewegt	1154	Reutlinger, Z. Ver. d. Ing. 1910, S. 550.	
	Wasser an wagrechte Eisenblechwand bei Steinbelag ($\delta = 5,5$ mm, $\lambda = 2,96$ „)	100°	367	„ „	
	Wasser an Eisenblechwand				nicht gerührt
	Wasser an Eisenblechwand	Temperaturdiff. zwisch. Wasser und Wand	$\left\{ \begin{array}{l} 0,62^\circ \\ 1,2 \\ 2,54 \\ 3,10 \\ 3,94 \\ 4,10 \end{array} \right.$	1600	L. Austin, Z. Ver. deutsch. Ing. 1902, S. 1890
				2700	
				3500	
				3800	
	3900	4200			
Wasser an Eisenblechwand	heftig gerührt	6700			
Wasserdampf kondensierend	Dampf (kondensierend) an Metallwand	Gut. Kondensat-abfluß, Luftfreiheit begünstigt α	8000		

Wärmedurchgang durch eine ebene einfache oder zusammengesetzte Wand von der Dicke δ , welche zwei Flüssigkeiten (Gase) trennt, bei Berührung und Leitung.

Wird eine Flüssigkeit (oder Gas) durch eine andere Flüssigkeit (oder ein Gas) auf der anderen Seite einer gleichmäßig dicken Wand beheizt, so geht von der wärmeren Seite durch die Wand an die kältere Flüssigkeit eine Wärmemenge in WE über, die ausgedrückt ist durch:

$$Q = k \cdot F \cdot z (t_1 - t_2) \dots \dots \dots 70)$$

und die Wandaußentemperaturen sind bei reiner Wandfläche

$$\vartheta_1 = t_1 - \frac{k}{\alpha_1}(t_1 - t_2) \text{ und } \vartheta_2 = t_2 + \frac{k}{\alpha_2}(t_1 - t_2) \dots 71)$$

(dabei gelten α_1 und α_2 für beide Seiten der Wand und Berührung mit der jeweiligen Flüssigkeit).

b) Wärmedurchgangszahl k .

Die Wärmedurchgangszahl k ist dabei definiert durch die Wärmemenge, welche in 1 Stunde durch einen qm Heizfläche von der heißeren an die kältere Flüssigkeit übergeht

bei 1^o Temperaturunterschied zwischen beiden Flüssigkeiten. Er umfaßt sämtliche Widerstände, welche sich dem Wärmedurchgange entgegenstellen; diese bestehen 1. aus dem Widerstande bei der Wärmeübertragung an die Wand (α_1), 2. beim Durchgange von der einen Wandseite an die andere (λ_1), 3. beim Übergange von der kälteren Wandseite an die daran haftende Kesselstein- oder Ölschicht (α_2), 4. beim Durchgange durch diese Schicht (λ_2), 5. beim Übergange von dieser Schicht an die kältere Flüssigkeit (α_3).

Dieses k hängt also von einer größeren Anzahl von Faktoren ab und stellt sich durch folgende allgemeine Beziehung dar, für den Wärmedurchgang bei einer zusammengesetzten Wand:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{1}{\alpha_3} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2}} \dots \dots \dots 72)$$

darin bedeutet δ_1, δ_2 die Wandstärken des Metalls und des Kesselsteines in Metern, $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ den Wärmeübergangskoeffizienten zwischen den verschiedenen Medien. (Werte siehe Tabelle 60, α_3 ist nach Versuchen = 0 zu setzen.)

λ ist die Leitungszahl, bestimmt durch die Wärmemenge, welche durch eine Materialschicht von 1 qm Oberfläche und 1 m Dicke hindurchgeleitet wird, bei einem Temperaturunterschiede der beiden Wandflächen von 1^oC. (Werte siehe Tabelle 61 und Tabelle 69 u. 70 S. 241.)

Der Wärmedurchgang durch eine zusammengesetzte Wand, die also durch aufgelagerten Kesselstein z. B. auf eine reine Metallwand dargestellt ist, ergibt sich zu dem Wärmedurchgange durch eine reine Wand, wenn δ und λ für die reine Wand gilt, δ', λ' für die Verunreinigung, aus der Beziehung:

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{k'}{k} = \frac{1}{1 + \frac{\delta'}{\lambda'} \cdot k} \dots \dots \dots 73)$$

hieraus ist der prozentuale Verlust ζ durch Kesselstein, dessen Dicke δ' und Leitungskoeffizient λ' bekannt ist, leicht zu ermitteln; es wird dann

$$\zeta = \frac{k - k'}{k} \cdot 100 \text{ in } \% \dots \dots \dots 74.$$

Tabelle 61.

Leitungszahl λ

d. h. λ = der Wärmemenge, die in einer Stunde durch einen Körper von 1 qm Querschnitt und 1 m Länge bei einem Temperaturunterschied der beiden Wandflächen von 1 Grad hindurchgeleitet wird.

Material	λ
Flußeisblech	56
Stahl	22,3—40
Kupfer	330
Kupfer, phosphorhaltig	260
Blei	28,5
Zink	105
Zinn	54
Rotguß	60,9
Messing	72 bis 108
Kiefernholz längs der Faser	0,108
Kiefernholz quer der Faser	0,032
Glas	0,47—0,65
Kork	0,26
Steinkohle	0,11
Pappe	0,16
Wasser (stillstehend)	0,44—0,56
Eis	0,8—2,0
Teerschichten, Ölschichten	0,10
Baumwolle	0,012—0,016
Bruchsteinmauerwerk	1,3—2,1
Zement	0,059
Ton, Ziegelmauer	0,70

	Temperatur-Differenz zwisch. Dampf und Luft	λ	Beobachter
Isolierstoffe f. Dampfleitungen gute	100°	0,068—0,102	Eberle, Z.
	150	0,069—0,118	Ver. deutsch.
schlechtere	200	0,075—0,135	Ing. 1908
	100	0,165	S. 572.
	200	0,182	

	Zusammensetzung %		
Kesselstein	kohlensaurer Kalk . . 15,2	1,91	Reutlinger, Z. Ver. deutsch. Ing. 1910 S. 551.
	schwefelsaurer Kalk . . 80,8		
	kohlensaure Magnesia . 2,4		
Kesselstein	kohlensaurer Kalk . . 2,7	2,96	
	schwefelsaurer Kalk . . 82,2		
	kohlensaure Magnesia . 14,6		

Weitere Werte für Isolierstoffe siehe Tabelle 69 und 70.

Beispiel 30: Mit den weiter unten angegebenen Werten für Übergang von Gas an Metall $\alpha_1 = 20$
 „ „ ebener, wagerechter Metallwand an Wasser $\alpha_2 = 1154$

Wanddicke $\delta = 0,020$ m
 für Eisen $\lambda = 56,2$

ergibt sich also

$$k = \frac{1}{\frac{1}{20} + \frac{1}{1154} + \frac{0,02}{56,2}} = 19,52.$$

c) Wärmedurchgang durch nackte und umhüllte Rohre (Dampfleitungen).

- Oberfläche der nackten Dampfleitung in qm F
- Temperaturabfall in der Leitungsstrecke in °C δ
- Dampftemperatur am Anfang der Leitung °C t_d
- Lufttemperatur °C t_1
- Dampfmenge pro 1 St. in kg D
- Wärmeübergangskoeffizient zwischen Dampf und Wand = 150 α_d
- Wärmeübergangskoeffizient zwischen Oberfläche der Isolierung und Luft = 6—8 α_1
- Wärmedurchgangskoeffizient zwischen Dampf und Luft . K
- Mittlere spez. Wärme für Dampf zwischen den Temperaturen t_d und $(t_d - \delta)$ c_{pm}
- Wärmeleitkoeffizient der Umhüllung = 0,15—0,08 (steigt mit Temperatur an) λ
- Durchmesser der Rohrleitung innen in m d
- „ „ „ außen „ „ d_a
- „ „ Umhüllung „ „ „ d_u
- Wärmeverlust pro 1 Stunde in WE Q

1. Wärmeverlust bei nackten Rohren.

$$Q = F \cdot K \left(t_d - \frac{\delta}{2} - t_1 \right) = D \cdot c_{pm} \cdot \delta \text{ in WE pro 1 St. . 75)}$$

2. Wärmeverlust bei umhüllten Rohren.

Dieser Wärmeverlust wird ausgedrückt in WE pro 1 qm umhüllte Leitung, und 1 St., bezogen auf die Oberfläche des nackten

Rohres; der Verlust beim Durchgange durch die Rohrwand ist dabei vernachlässigt.

$$Q_1 = \frac{t_d - \frac{\delta}{2} - t_1}{\frac{1}{\alpha_d} \frac{d_a}{d} + \frac{1}{\alpha_l} \cdot \frac{d_a}{d_u} + \frac{d_a}{2\lambda} \log \text{nat} \left(\frac{d_u}{d_a} \right)} \text{ in WE/qm/St. . . 76)}$$

Der Gesamtwärmeverlust der gesamten Leitung ist dann

$$Q = F \cdot Q_1 = c_{pm} \cdot D \cdot \delta \text{ in WE/St. . . . 77)}$$

(vgl. Abschnitt. 25).

Beispiel 31: Eine Leitung von $d = 150$, $d_a = 159$ m/m, durch welche Dampf von 350° strömt, ist mit Patentguritmasse isoliert, deren $\lambda = 0,11$ ist bei dieser Temperatur; die Abkühlung des Dampfes sei bei einer Leitungslänge von 20 m gemessen zu $\delta = 2^\circ$. Die Temperatur der umgebenden Luft sei $t_1 = 35^\circ$, es wird dann bei 50 m/m Isolierstärke

$$Q_1 = \frac{350 - 1 - 35}{\frac{1}{150} \cdot \frac{0,159}{0,150} + \frac{1}{7} \cdot \frac{0,159}{0,259} + \frac{0,159}{2 \cdot 0,11} \log \text{nat} \frac{0,259}{0,159}} \text{ in WE/qm/St.}$$

$$Q_1 = \frac{314}{0,0071 + 0,088 + 0,354} = 700 \text{ WE/qm/St.}$$

Wäre eine Isoliermasse mit $\lambda = 0,13$ verwendet worden, so ergäbe sich $Q_1 = 798$ WE/qm/St.

Der Einfluß der Wärmeleitungsfähigkeit ist also bedeutend.

d) Der mittlere Temperaturunterschied ϑ_m

zwischen heizender und beheizter Flüssigkeit kann in allen Fällen ermittelt werden aus der Beziehung:

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta_a \left(1 - \frac{n}{100} \right)}{\log \text{nat} \frac{100}{n}} \text{ 78)}$$

es ist gesetzt: ϑ_a = der größeren Temperaturdifferenz zwischen den beiden Flüssigkeiten am Anfang oder Ende der Berührung, ϑ_s = der kleineren Temperaturdifferenz am Anfang oder Ende der Berührung vgl. Abb. 38; ausgedrückt ist ϑ_s in Prozenten (n)

von ϑ_a ; also $\vartheta_s = \frac{n}{100} \vartheta_a$.

Mit Hilfe nachstehender Tabelle¹⁾ kann man sich die Rechnung erleichtern; die erste Spalte gibt den Bruch $\frac{\vartheta_\varepsilon}{\vartheta_\alpha}$ an, die zweite die mittlere Temperaturdifferenz ϑ_m für den Wert $\vartheta_\alpha = 1$; es muß also der in der Spalte 2 gefundene Wert mit ϑ_α multipliziert werden, um die gesuchte mittlere Temperaturdifferenz zu erhalten.

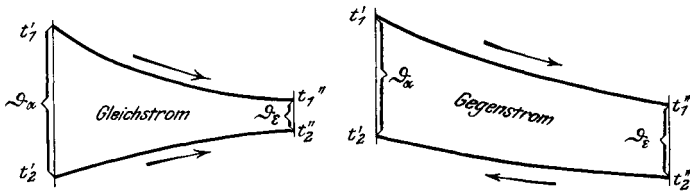


Abb. 38.

Tabelle 62.

Mittlerer Temperaturunterschied ϑ_m zwischen zwei Flüssigkeiten, die während des Wärmeaustausches ihre Temperatur ändern (für Gleich- und Gegenstrom).

$\frac{\vartheta_\varepsilon}{\vartheta_\alpha}$	ϑ_m für $\vartheta_\alpha = 1$	$\frac{\vartheta_\varepsilon}{\vartheta_\alpha}$	ϑ_m für $\vartheta_\alpha = 1$	$\frac{\vartheta_\varepsilon}{\vartheta_\alpha}$	ϑ_m für $\vartheta_\alpha = 1$
0,0025	0,166	0,14	0,440	0,45	0,693
0,005	0,188	0,15	0,451	0,50	0,724
0,01	0,215	0,16	0,461	0,55	0,756
0,02	0,251	0,17	0,466	0,60	0,786
0,03	0,277	0,18	0,478	0,65	0,815
0,04	0,298	0,19	0,489	0,70	0,843
0,05	0,317	0,20	0,500	0,75	0,872
0,06	0,335	0,21	0,509	0,80	0,897
0,07	0,352	0,22	0,518	0,85	0,921
0,08	0,368	0,23	0,526	0,90	0,953
0,09	0,378	0,24	0,535	0,95	0,982
0,10	0,391	0,25	0,544	1,00	1,000
0,11	0,405	0,30	0,583		
0,12	0,418	0,35	0,624		
0,13	0,430	0,40	0,658		

¹⁾ Nach „Hausbrand, Verdampfen, Kondensieren, Kühlen 4. Aufl.“

Angenähert gilt in allen Fällen:

$$\vartheta_m = \left(\frac{t_1' + t_1''}{2} - \frac{t_2' + t_2''}{2} \right) \dots \dots \dots 79)$$

darin bedeuten t_1' t_1'' die Temperaturen der heißen Flüssigkeit
 t_2' t_2'' „ „ „ kalten „

Zur Verbesserung der Genauigkeit kann nachstehende Zusammenstellung¹⁾ benutzt werden:

$\frac{\vartheta_a}{\vartheta_s} = \frac{t_1' - t_2'}{t_1'' - t_2''}$	1	1,5	2	3	4	5	10	100
		$\frac{2}{3}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{100}$
$\frac{Q \text{ angenähert}}{Q \text{ genau}}$	1	1,014	1,038	1,099	1,154	1,210	1,410	2,35

Die übergegangene Wärmemenge ist dann in der Zeit z

$$Q = k \cdot F \cdot z \cdot \vartheta_m \dots \dots \dots 80)$$

Bei Bestimmung der Heizfläche F ist für Feuerrohre die innere, für Wasserrohre die äußere, für Überhitzer die mittlere zugrunde zu legen.

Eine dritte Art der Wärmeüberführung von einer heißen zur kälteren Flüssigkeit bietet der Kreuzstrom²⁾, der z. B. bei Greenschen Economisern Anwendung findet. Dabei bilden die beiden Flüssigkeitsströme miteinander einen rechten Winkel.

Der Vergleich von Gegenstrom, Kreuzstrom und Gleichstrom ergibt, daß die günstigste Wärmeübertragung der Gegenstrom bietet, dann folgt der Kreuzstrom und zuletzt der Gleichstrom. Die Unterschiede können zwischen günstigster und ungünstigster Wärmeführung bis ca. 15% betragen; doch ist dieser Gesichtspunkt für die praktische Anwendbarkeit des einen oder anderen Verfahrens allein nicht ausschlaggebend, sondern ebenso wesentlich ist die Rücksicht auf Konstruktion, Platzbedürfnis, Entlüftung der wasserführenden Rohre, die Rücksicht auf den großen Temperaturunterschied bei den wärmeaustauschenden Flüssigkeiten (etwa Gase und zu überhitzender Dampf) usw.

¹⁾ Nach Mollier, Hütte 20. Aufl.

²⁾ Nähere Angaben und Formeln: Nusselt, Z. Ver. deutsch. Ing. 1911, S. 2021.

23. Wärmeabgabe durch Strahlung und gleichzeitig durch Berührung.

1. Die von einem Körper I mit der Oberfläche F_1 in qm, und dem Strahlungskoeffizienten C_1 gegen einen ihn umschließenden bzw. parallelen Körper II mit dem Strahlungskoeffizienten C_2 in der Stunde ausgestrahlte Wärmemenge in WE ist:

$$S_1 = F_1 \frac{\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} - \frac{1}{C}} \cong C_3 \cdot F_1 \left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4 \right] \quad (81)$$

Darin bedeuten T_1 und T_2 die Oberflächentemperaturen in absoluten Graden und C die Strahlungskonstante des absolut schwarzen Körpers $C = 4,61$; C_3 ist = 4,0 für oxydierte Metallflächen, Mauerwerk, Holz, Papier, Stoffe und glühendes oder flammendes Brennmaterial.

Tabelle 63.
Strahlungskoeffizienten.¹⁾

Stoffe	Strahlungskoeffizient	Temperaturbereich °C
Lampenruß, glatt	4,44	0—50
Messing, matt	1,03	50—350
Kupfer, schwach poliert	0,79	50—280
Schmiedeeisen, matt oxydiert	4,40	20—360
„ hochpoliert	1,33	40—250
Zink, matt	0,97	50—290
Gußeisen, rau, stark oxydiert	4,48	40—250
Kalkmörtel, rau, weiß	4,30	10—90
„ nach Péclet	3,60	

Für T_2 kann man die den strahlenden Körper umgebende Lufttemperatur einsetzen.

Die durch Berührung an die Luft übergegangene Wärmemenge in WE in 1 St. ist:

$$S_2 = F \cdot \alpha (\vartheta_1 - t_1) \quad (82)$$

wenn ϑ_1 die Oberflächentemperatur des warmen Körpers be-

¹⁾ Nach Wamsler, Mitt. ü. Forschungsarb. Heft 98/99.

deutet, t_1 die Temperatur der Luft und α den Wärmeübergangskoeffizienten (vgl. S. 222 u. 265).

Die Gesamtwärmeabgabe durch Berührung und Strahlung in WE in 1 St. ist gleich

$$Q = S_1 + S_2 = F \left\{ \frac{\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} - \frac{1}{C}} + \alpha(\vartheta_1 - t_1) \right\} \quad 83)$$

Zu verwenden ist diese Formel z. B. für Berechnung der Ausstrahlungsverluste von Kesselmauerwerk (T_1), wobei T_2 die absolute Temperatur der umgebenden Luft bedeutet und C_2 die Strahlungskonstante der gegenüberstehenden Wandflächen.

2. Für technische Zwecke genügt auch die einfachere Formel von Rosetti für Strahlung in WE und 1 St:

$$S_1 = 0,5 \cdot F \left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^2 - 1,9 \right] (\vartheta - t) \quad . \quad . \quad . \quad 84)$$

worin $T_1 = 273 + \vartheta$ zu setzen ist als absolute Oberflächentemperatur des strahlenden Körpers, wie oxydierte Metallflächen, Mauerwerk, Holz, Webstoffe, Ölanstrich und glühende oder flammende Brennstoffe; t ist die Temperatur des umgebenden oder gegenüberstehenden Körpers.

3. Im besonderen kann man setzen für die aus Wasser oder Dampf durch eine Metallwand an Luft ausgestrahlte Wärmemenge in WE pro 1 Stunde für F qm Oberfläche (Dampfröhre, einfache Heizkörper):

$$S_1 = F \cdot 0,5 \left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^2 - 1,9 \right] (t_1 - t_2) \quad . \quad . \quad . \quad 85)$$

wobei $T_1 = 273 + t_1$ zu setzen ist = absolute Dampf- bzw. Wassertemperatur.

Die Gesamtwärmeabgabe durch Strahlung (S_1) und Berührung (S_2) ist dann pro 1 Stunde in WE:

$$Q = S_1 + S_2 = F \cdot \left(k + 0,5 \left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^2 - 1,9 \right] \right) (t_1 - t_2) \quad . \quad 86)$$

darin bedeutet k den Durchgangskoeffizienten für Berührung, der für ruhige Luft = 4 zu setzen ist.

Über Ausstrahlung von nackten Dampfröhren vgl. Tab. 66 und Abb. 39.

4. Für den Gesamtwärmeübergang durch Berührung und Strahlung eines heißen Gases ($T_1 = 273 + t_1$) an eine beheizte Eisenwand mit der Außentemperatur $T_2 = 273 + \vartheta$ stellt Reutlinger¹⁾ folgende, sich an die Formel von Stefan-Bolzmann²⁾ anschließende Beziehung auf (vgl. auch S. 274), z. B. für Flammrohre bei Kesseln usw. (die Temperatur des strahlenden Mauerwerks ist zu setzen etwa $= 0,85 t_1$) 1 WE und 1 St:

$$Q = S_1 + S_2 = F \left[4 \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - 4,6 \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 + \alpha (t_1 - \vartheta) \right]. \quad 87)$$

Dabei ist die Wandtemperatur an der heißen Seite, bei Belag der Wand (δ_1, λ_1) an der wasserberührten Seite mit Kesselstein (δ_2, λ_2) und bei der Wärmeübergangszahl α_w von Wasser an die Wand: (Wärmeübergang von Wand an Kesselstein = 0)

$$\text{Wandtemperatur} = \vartheta_1 = t_2 + Q \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_w} \right)$$

und bei reiner Wand:

$$\vartheta_1 = t_1 - \frac{k}{\alpha_1} (t_1 - t_2)$$

dabei gilt für $Q = k (t_1 - t_2)$.

Man kann alle diese Formeln sowohl für Ausstrahlung eines heißen Körpers, wie für Einstrahlung an einen kalten Körper verwenden.

Beispiel 32: Die Rückwand eines Zweiflammrohrkessels von 3,5 m Breite und 3,2 m Höhe habe eine Außentemperatur (die man mittels eines in eine Fuge gesteckten und mit Lehm bedeckten Thermometers gemessen hat) von $t_1 = 90^\circ$; die gegenüberstehende Kesselhauswand habe die Temperatur der davor befindlichen Luft von $t_2 = 30^\circ$ angenommen, die sich in ziemlicher Ruhe befindet; es ist dann $\alpha = 4$ zu setzen.

Nach Formel S. 81 ergibt sich dann die Strahlung pro 1 qm Oberfläche und Stunde zu

¹⁾ Z. Ver. deutsch. Ing. 1910, S. 592.

²⁾ Nach den Versuchen von Eberle, Z. Ver. deutsch. Ing. 1908, S. 628, wird Formel 87 von Stephan-Bolzmann für die Wärmeabgabe einer nackten Rohrleitung, durch welche Dampf strömt, bestätigt, wenn $\alpha = 6$ gesetzt wird. Für t_1 ist bei gesättigtem Dampfe die Dampftemperatur zu setzen, bei überhitztem Dampfe die äußere Wandungstemperatur.

$$S_1 = \frac{\left(\frac{363}{100}\right)^4 - \left(\frac{303}{100}\right)^4}{\frac{1}{4,3} + \frac{1}{4,3} - \frac{1}{4,6}} = 359 \text{ WE/qm/St.}$$

Der Berührungsanteil wird $4(90 - 30) = 240 \text{ WE/qm St.}$, $S_1 + S_2 = 359 + 240 = 599 \text{ WE/qm St.}$, also die gesamte Wärmeabgabe $= 3,5 \cdot 3,2 (359 + 240) = 6700 \text{ WE/Stunde.}$

Nur wenig abweichend ermittelt man nach Formel 84

$$S_1 = 0,5 \left[\left(\frac{363}{100} \right)^2 - 1,9 \right] (90 - 30) = 338 \text{ WE/qm/St.}$$

Für die Feuerungstechnik gilt allgemein, daß die im Dampfkesselbetriebe vorkommenden strahlenden und bestrahlten Körper, wie Rost mit brennenden Kohlen, heißes Mauerwerk und Kesselbleche, wie neuere Versuche ergaben, in ihrer Strahlungsfähigkeit dem absolut schwarzen Körper sehr nahe kommen (vgl. Tab. 63), während Feuergase nur eine sehr geringe Strahlungsfähigkeit besitzen; deshalb ist auch z. B. bei Innenfeuerungen der vom Roste bestrahlte erste Teil der Heizfläche so wirksam, viel wirksamer als bei Vorfeuerungen. Die heißen Gase geben später ihre Wärme hauptsächlich nur noch durch Berührung und Leitung an die Heizfläche ab. (vgl. Diagr. 42). Die an das Mauerwerk abgegebene Wärme wird zum Teil nutzbar an die Kesselheizfläche ausgestrahlt, zum Teil durch Leitung nach außen hin verloren (vgl. S. 101).

Anwendungen der im Abschnitt 22 behandelten Vorgänge geben die nächsten Abschnitte an Hand von Versuchen an Rohrleitungen, Kesseln usw.

IV. Rohrleitungen.

24. Wärmeabgabe geheizter nackter Rohre an Luft.

Die durch Berührung eines Körpers (von der Oberflächentemp. ϑ) mit der Luft (von t^0) abgegebene Wärmemenge wird ausgedrückt durch

$$S_2 = \alpha \cdot F \cdot z (\vartheta - t).$$

Wamsler¹⁾ fand für wagerechte nackte Rohre, die in einem Raume ohne Luftbewegung gelegt waren, daß α nicht konstant ist, sondern vom Temperaturunterschied und dem Stoff sowie vom Durchmesser der wärmeabgebenden Rohre abhängig ist. Er gibt folgende Werte an für ruhende Luft, neben die die Werte von Eberle²⁾ gestellt sind.

Tabelle 64.

Wärmeabgabe in WE/qm/St. pro 1° Temperaturunterschied durch Berührung.

Material	nach Wamsler				nach Eberle		
	mm äuß. Rohrdurchmesser	α beim Temperaturunterschied von			äuß. Rohrdurchm. mm	α beim Temperaturunterschied von	
		50°	100°	150°		120°	160°
Schmiedeeisen	33	7,0	7,8	8,7	70	6,16	6,30
„	59	6,6	7,4	8,3	150	5,90	6,30
„	89	4,7	5,5	6,3			
Gußeisen	59	5,8	6,6	7,4			
Kupfer	59	6,1	6,8	8,1			

Die durch Strahlung abgegebene Wärmemenge S_1 beträgt etwa 40—60% der Gesamtwärmeabgabe und nimmt mit der Temperatur des Rohres mehr zu als die durch Berührung abgegebene Wärmemenge.

Die Gesamtwärme, die pro 1 qm Rohroberfläche abgegeben wird, ist zu setzen:

$$Q = k \cdot F \cdot z \cdot (\vartheta - t).$$

Wamsler gibt folgende Werte für die Wärmeabgabe k pro 1 qm Rohroberfläche für 1 Stunde und 1° Temperaturunterschied zwischen Rohroberfläche und stiller Luft. (Die Rohroberflächentemperatur ϑ kann eventuell aus den Formeln 71 berechnet werden.)

¹⁾ Mitt. ü. Forschungsarb. 98/99 S. 42/45.

Als Erfahrungsformel gibt Wamsler an: $\alpha = \frac{p(\vartheta - t)^{0,233}}{d^{0,3}}$

d ist äußerer Rohrdurchmesser in Meter

$p = 0,97$ für Gußeisen,

$\vartheta =$ Rohroberflächentemp.

$= 0,91$ „ Schmiedeeisen,

$t =$ Lufttemperatur.

$= 1,04$ „ Kupfer.

²⁾ Z. Ver. deutsch. Ing. 1908, S. 539, Tabelle 5.

Tabelle 65.

Gesamtwärmeabgabe in WE/qm/St und 1° Temperaturunterschied (k) bei Dampfrohren zwischen Rohroberfläche und Luft.

Material	äuß. Rohrdurchmesser mm	Gesamtwärmeübergang pro 1 qm/St. bei 1° Temperaturunterschied = k für einen Temperaturunterschied ($\beta - t$) von			
		50°	100°	150°	200°
Schmiedeeisen	33	11,9	13,9	16,9	—
„	59	11,6	13,6	16,6	—
„	89	9,9	12,3	15,6	—
Gußeisen	59	10,9	13,1	16,1	—
Kupfer	59	6,8	8,1	9,6	11,7

Der Anstrich beeinflusst die Wärmeabgabe nur sehr wenig, sie wird etwa 4,0% geringer bei einer Rohroberflächentemperatur von 25 bis 125°.

Versuchsergebnisse an Dampfleitungen enthält der nächste Abschnitt.

25. Abkühlungsverlust (durch Berührung und Strahlung) beim Strömen von gesättigtem und überhitztem Dampfe durch nackte und isolierte Leitungen.

a) Gesättigter Dampf.

1. Nackte Rohre.

Beim ruhigen Stehen von Dampf in Rohrleitungen, ebenso beim Durchströmen derselben entstehen Wärmeverluste, die ein Kondensieren eines Teiles des eingeschlossenen Dampfes hervorrufen; dieses Kondenswasser muß abgeführt werden, wenn es nicht Störungen in den Maschinen hervorrufen soll, und bedeutet einen Verlust. Der Wärmeverlust einer Rohrleitung wird in WE pro 1 qm Rohroberfläche und Stunde gemessen, dabei sind die Flanschenoberflächen mit ihrer vollen Fläche einzusetzen. Genaue Versuche, die Eberle¹⁾ an Rohrleitungen vornahm, zeigten folgende allgemein gültige Verhältnisse:

¹⁾ Z. Ver. deutsch. Ing. 1908, S. 481 ff.

Sowohl bei gesättigtem wie überhitztem Dampfe ist die Temperatur im Querschnitte einer Rohrleitung an allen Stellen praktisch gleich groß; sie ist bei gesättigtem Dampfe am Rande nur ca. 1° geringer als in der Mitte, bei überhitztem Dampfe von ca. 250° nur etwa 2° niedriger.

Die Temperatur der nackten Rohroberfläche ist praktisch bei gesättigtem Dampfe gleich derjenigen des im Rohre befindlichen Dampfes (nur ca. 1° geringer); die der nackten Flanschen dagegen 16 bis 17° niedriger; ist der Flansch ebenfalls umhüllt, so ist der Temperaturunterschied nur noch 3 bis 5°.

Der Wärmeübergang an die umgebende Luft erfolgt durch Berührung und Strahlung; dabei ist festgestellt:

daß der Wärmeverlust eines nackten Ventils demjenigen von ca. 1,0 m der zugehörigen Rohrleitung entspricht.

daß der Wärmedurchgangsverlust k gemessen in WE pro 1 qm Rohroberfläche (einschl. Flanschenoberfläche) und 1 Stunde bei 1° Temperaturunterschied zwischen Dampf (t_1) und Luft (t_2) nach der Beziehung

$$Q = k (t_1 - t_2)$$

wächst mit der Temperaturdifferenz zwischen Dampf und Luft, außerdem mit der zunehmenden Dampftemperatur, sowie mit zunehmender Lufttemperatur, mit ersterer jedoch wesentlich mehr,

daß k in den Grenzen von 70 m/m bis 150 m/m lichtigem Rohrdurchmesser von diesem unabhängig ist,

daß k von der Strömungsgeschwindigkeit des Dampfes unabhängig ist.

Tabelle 66. Wärmedurchgangszahl bei nackten Rohrleitungen von 70 bis 150 m/m l Φ . Für gesättigten Dampf und 20 bis 30° Lufttemperatur.

Dampftemperatur t_1 °C	Wärmedurchgangs- zahl k in WE pro 1 qm u. 1° Tempe- raturunterschied	Dampftemperatur t_1 °C	Wärmedurchgangs- zahl k in WE pro 1 qm u. 1° Tempe- raturunterschied
100	11,59	160	14,23
110	12,03	170	14,68
120	12,47	180	15,12
130	12,92	190	15,56
140	13,36	200	16,00
150	13,80		

Tabelle 66 gibt k in Abhängigkeit von der Dampftemperatur bei Lufttemperaturen von 20 bis 30° und nackten Rohrleitungen von 70 bis 150 m/m l \odot .

Dargestellt sind diese Werte in Abb. 39 und 40, woselbst sowohl k als auch der Abkühlungsverlust in WE pro l qm nackter Rohroberfläche und Stunde eingetragen sind.

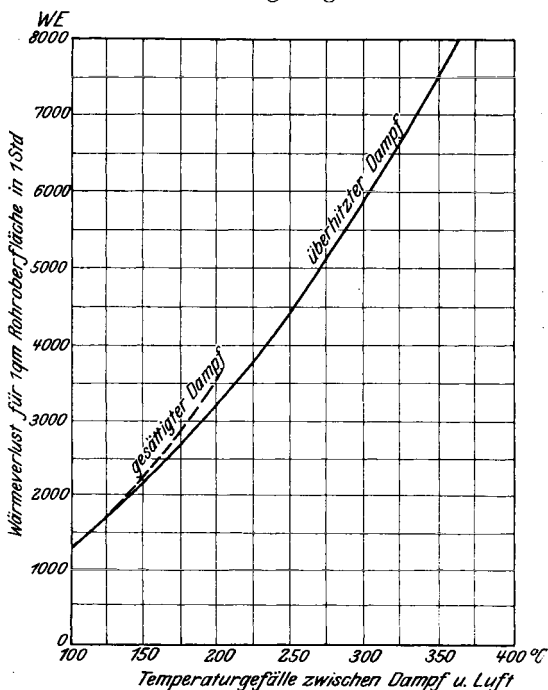


Abb. 39. Stündlicher Wärmeverlust bei nackten Leitungen für gesättigten und überhitzten Dampf.

Der Abkühlungsverlust, welchen der gesättigte Dampf beim Durchströmen der Leitung erfährt, äußert sich darin, daß ein gewisser Teil des Dampfes kondensiert, und zwar hat das Dampfwasser, das nach dem Ende der Leitung fließt, die Temperatur und den Druck des Dampfes an der betreffenden Stelle, wo es entnommen wird.

Man kann die Kondensatmenge aus folgender Überlegung erhalten: Der Druck des in die Leitung einströmenden Dampfes

nimmt infolge der Strömungswiderstände der Leitung der Ventile, Krümmer usw. ab; man bestimmt diesen Druckabfall nach der Formel 91, somit ist für jede Stelle der Leitung der Druck und die zugehörige Sättigungstemperatur bekannt. Der Abkühlungsverlust ist nach vorstehendem (vgl. auch Beisp. 34 S. 255) berechenbar; dann gilt, daß der Wärmehalt des einströmenden Dampfes $G_1 \cdot \lambda_1$ den Druckabfall zu decken hat, den Wärmehalt des Kondensates $(G_1 - G_2) q_2$, der aus Kondensatmenge mal Flüssigkeitswärme besteht, und den Abkühlungsverlust W . Wenn nun G_2 die am Ende der Leitung noch pro Stunde abströmende Dampfmenge bedeutet, so ergibt sich:

$$G_1 \cdot \lambda_1 = G_2 \lambda_2 + (G_1 - G_2) q_2 + W \quad . \quad . \quad . \quad 88)$$

Beispiel 33: 5000 kg Dampf strömen durch eine Leitung von 100 m Länge und 100m/m l Φ .; sie treten mit 10,0 kg/qm Druck ein (179°) und mit 9,34 kg/qm Druck aus (176°); die Leitung hat 10 Flanschenpaare und eine Gesamtoberfläche von 36,0 qm einschl. Flanschen; sie ist nicht isoliert. Der Gesamtwärmeverlust beträgt demnach bei 20° Lufttemperatur für die mittlere Dampftemperatur nach Tabelle 66 bzw. Diagr. 40 mit $k = 14,8$

$$36,0 \cdot 14,8 \cdot 157,5 = 83700 \text{ WE pro 1 Stunde.}$$

Daraus ergibt sich die Kondensatmenge aus:

$$5000 \cdot 661 = G_2 \cdot 660,2 + (5000 - G_2) \cdot 178,2 + 83700$$

$$G_2 = 4840 \text{ kg,}$$

mithin eine Kondensatmenge von 160 kg pro St.

2. Isolierte Rohre.

Die im vorigen Abschnitte angegebenen Werte für die Abkühlung nackter Rohre vermindern sich sehr stark, wenn die Rohre mit einer Isolierschicht umkleidet werden; die Ersparnisse an Wärmeverlusten betragen je nach der Güte, Stärke usw. der Isolierung 71 bis 83%, wenn die Flanschen nicht umhüllt sind und steigen auf 80 bis 89% bei isolierten Flanschen bei 100 bis 200° Temperaturgefälle zwischen Dampf und Luft, vgl. Diagr. 40 und 41.

Dabei gilt folgendes:

1. Die Wärmersparnis wächst bei allen Isoliermitteln ganz wesentlich mit dem Temperaturgefälle zwischen Dampf und Luft.

2. Bei isolierten Rohren ohne Flanschenumhüllung wächst k mit steigender Dampftemperatur ein wenig an; sind jedoch die Flanschen ebenfalls mit Isolierstoffen umkleidet, so wird k für den ganzen Temperaturbereich nahezu konstant.

3. Der Wirkungsgrad der Umhüllung wächst mit der Zunahme des Rohrdurchmessers ebenfalls, z. B. für eine Isolierung bestehend aus gebrannten Schalen von 60 m/m Stärke bei 100° Temperaturdifferenz von 80,6 % bis 89 % bei Ansteigen des lichten Rohrdurchmessers von 45 bis 300 m/m.

4. Die Wärmeersparnis wächst mit der Stärke der Isolierschicht an; allerdings über eine bestimmte Dicke der Isolierschicht nur sehr wenig, so daß die Kosten einer weiteren Verstärkung der Umhüllung nicht mehr im richtigen Verhältnis zu den erzielten Ersparnissen stehen; bei ca. 50 m/m Isolierschicht dürfte für die meisten Fälle diese Grenze liegen. Folgende Tabelle 67 zeigt diese Verhältnisse für eine Rohrleitung von 70 m/m l. Durchmesser und gesättigten Dampf bei umhüllten Flanschen.

Tabelle 67

Stärke der Umhüllung mm	absolute Dampfspannung kg/qcm	Temperaturgefälle zwischen Dampf und Luft °C	k WE/qm/St 1° Temperaturgefälle	Wärmeersparnis in %	Wärmeersparnis in WE
30	6,7	147	3,61	75	—
	13,2	178	3,46	78	2200
60	6,8	147	2,81	81	—
	13,2	175	2,79	82	2312

Für zweckmäßige Stärke der Isolierung gibt Tabelle 68 einen guten Anhalt; Isolierstärken von 60 m/m und darüber wendet man erst für Rohre von ca. 200 m/m und darüber an.

Tabelle 68.

Dampftemperatur °C . . .	150	200	250	300	350	400
Stärke der Isolierschicht m/m	30	40	50	60	70	80

Ganz wesentlich hängt die Höhe der Ersparnis von der Art der Isolierung und dem verwendeten Isolierstoffe ab. Die Isolierstoffe setzen dem Wärmedurchgange nämlich ein Hindernis entgegen, das um so größer ist, je kleiner der Wärmeleitungs-

Tabelle 69.
Wärmeleitungszahl λ bei Isolierstoffen.
 λ steigt mit der Temperatur und bei losen Stoffen mit der Dichte, auf die sie gepreßt werden.

Material	Spez. Gew. kg/cbm	Nach Groeber —150°—100°—50°	Nach W. Nusselt										
			0°	50°	100°	150°	200°	250°	300°	350°	400°	500°	
Korknehl 1 — 3 mm	161		0,031	0,041	0,048	0,052	0,055						
Schafwolle	136		0,033	0,042	0,050								
Seide	101	0,026	0,032	0,037	0,038	0,045	0,051						
Seidenzopf	147		0,039	0,047	0,052								
Baumwolle	81	0,033	0,037	0,042	0,047	0,054	0,059						
Blätterholzkohle aus Krautblättern.	190		0,050	0,056	0,063								
Sägemehl	215		0,055										
Torfmull (getrocknet)	(160 190)		0,055) 0,052)	bei 25°									
Kieselgühr, lose	350	0,052	0,060	0,066	0,070	0,074	0,076	0,078	0,079				
Asphalierter Korkstein	200		0,061	bei 18°									
Isoliermasse a. Korkstückchen, Asbest.													
Kieselgühr, Stroh und Bindemittel	405		0,06	0,07	0,076	0,079	0,081						
Gebraunter Kieselgührstein	200		0,064	0,071	0,078	0,085	0,092	0,099	0,106	0,113	0,120		
Kieselgühr, geb. m. Wasser angerührt	580				0,083						0,123		
Isoliermasse, geb., m. Wasser angerührt	690				0,100		0,12	bei 220°					
Hochfenschauumschlacke	360		0,095										
Asbest	(576 702)	0,130	0,153	0,167	0,175	0,180	0,183	0,186	0,189	0,192	0,198		
Hochfenschlackenbeton 9 R. T.		0,20											
Schlacke, 1 R. T. Zement	550												
Rheinischer Bims Kies, haselnußgroß	292												
Patentgurit (Gichtstaubmasse)		Nach Groeber											
			0,20		0,072	0,08	0,088	0,096					

Tabelle 70. Versuche nach Poensgen.

	Gewicht kg/cbm	Temperatur °C	λ
Maschinenziegel	1672	15	0,44
		40	0,46
		80	0,47
Ziegelmauerwerk	1850	20	0,35
		47	0,38
Hohlziegelmauerwerk		20	0,28
		59	0,31
Naturesandstein, 6 Monate getrocknet	2251	10	1,08
		20	1,11
		30	1,14
Beton 1: 4, 1/2 Jahr getrocknet . . .	2180	20	0,65
		23	0,66
Schamotte	1716	10	0,49
		25	0,50
		40	0,51
		60	0,53
Gipsplatten mit eingeschlossenem Kork- stückchen	685	30	0,24
Kiefernholz, senkrecht zur Faser . .	546	15	0,13
		30	0,14
Kiefernholz, parallel zur Faser . . .	551	20	0,30
		25	0,32
Eichenholz, senkrecht	825	15	0,18
		50	0,17
Eichenholz, parallel zur Faser	819	20	0,31
		50	0,37
Linoleum, 7,3 mm/ stark	1183	20	0,16
Asphalt zum Straßenbau	2120	10	0,56
		30	0,64
Korkplatten	61	20	0,035
		50	0,044
		50	0,042
		45	0,051
		10	0,056
Kieselguhrsteine, gebrannte	333	60	0,058
		15	0,068
		50	0,072
		100	0,078
		150	0,084

	Gewicht kg/cbm	Temperatur °C	λ
Kieselgursteine, gebrannte	451	20	0,075
		50	0,080
		100	0,087
		200	0,100

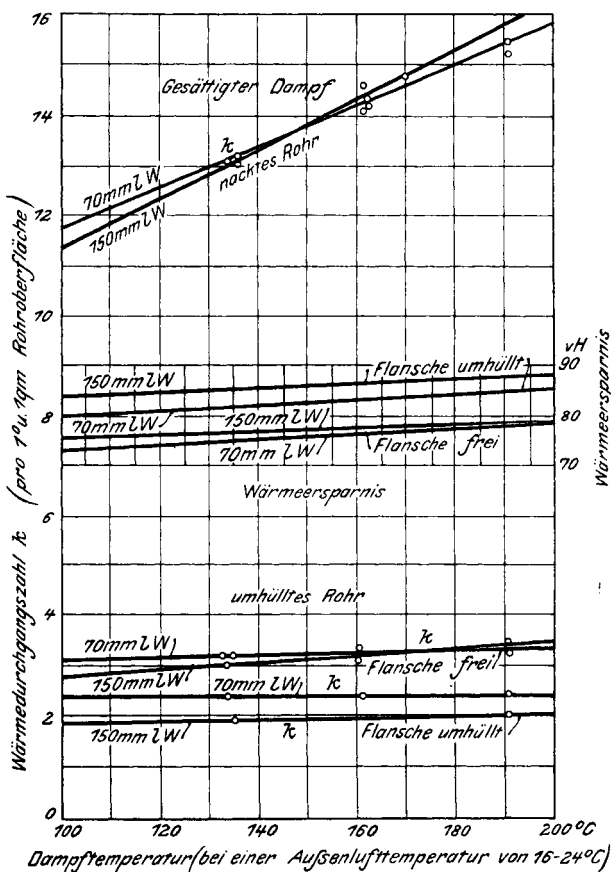


Abb. 40. Wärmedurchgangszahlen an nackten und umhüllten Rohrleitungen für gesättigten Dampf.

koeffizient λ (vgl. S. 225) ist. Für Isolierstoffe ist dieses λ nicht konstant, sondern wie neuere Versuche von Nusselt¹⁾, Gröber¹⁾ und Poensgen²⁾ gezeigt haben, steigt λ mit der Temperatur

¹⁾ Z. Ver. deutsch. Ing. 1908, S. 1006, und ebenda 1910, S. 1323.

²⁾ Z. Ver. deutsch. Ing. 1912, S. 1656.

Tabelle

Versuche über Wärmeverluste mit Isoliermitteln

Isolierungsnummer	Isolierungsausführung eines Rohres von 70 mm Φ	Isolierschichtstärke insgesamt mm	Dampf überdruck Atm.
1	2	3	4
I.	Kieselguhrmasse mit Bandage; Flanschen mit mit doppelten Blechkappen, dazwischen Kieselguhr .	58	3,4 —1
III.	Gebrannte Schalen 5 mm Kieselguhrmörtelbänder, darüber gebrannte Schalen von 50 mm Dicke, darüber ebenso geglättet und Nesselbänder mit Ölfarbenanstrich; Flanschen mit Asbestschläuchen bewickelt, darüber Blechmantel .	60	3,2 —1
VI.	Seidenisolierung. Spiraldraht von 6 mm Φ , darauf Weißblechmantel; darüber 22 mm Remanitseide, Wellblechpappe und Nesselumwicklung; Flanschen mit doppelten Blechkappen mit Luftzwischenraum, Seidenpolster, Nessel.	33	1,3 —
XII.	Korkisolierung 10 mm Kieselguhrmasse, darüber 35 mm starke Korkschalen; mit Gyps geglättet und Nesselumhüllung; Flanschen mit doppelten Blechkappen, dazwischen Luft, darüber Seidenpolster und Nessel	48	1,3 —
XIV.	Patentgurit (Gichtgasstaub) 20 mm Patentgurit, dann 10 mm Luftschicht (Spiraldraht), darüber Blechmantel mit 35 mm Patentgurit und Nesselumwicklung. Flanschen mit doppelwandigem Blechmantel mit Asbestkissen und Schlackenwolle (60 mm)	65	3,4 —1
XVI.	Glaswolle Glaswollenschicht von 30 mm, darüber Wellpappe und Juteumwicklung mit Ölfarbenanstrich; Flanschen mit Asbestpappe, darüber Glaswolle und Blechmantel .	33	3,35—1

an und bei losen Stoffen mit der Dichte, auf welche sie gepreßt werden. Die Tabelle 69 u. 70 gibt darüber Aufschluß.

Eberle³⁾ hat mit vielen Isolierstoffen, die nach verschiedenen Methoden auf Dampfrohre aufgebracht wurden, ein-

1) Eberle, Zeitschr. d. Bayer. Rev.-Ver. 1909, Nr. 11 usw.

71.

an Rohrleitungen (l. $\phi = 70/\text{mm}$) bei Sattdampf.

Temperaturgefälle zwischen Dampf und Luft °C	k stdl. Wärmeverl. in WE für 1° Temperaturgefälle zwisch. Dampf u. Luft u. 1 qm Rohroberfläche (einschl. Flanschen)		Wärmersparnis in % gegenüber nacktem Rohre		Wärmeverlust pro 1 qm Rohroberfläche und Stunde WE		Lufttemperatur °C
	Flanschen frei	Flanschen umhüllt	Flanschen frei	Flanschen umhüllt	Flanschen frei	Flanschen umhüllt	
5	6	7	8	9	10	11	12
30—184	3,30—3,49	2,85—3,10	75,6—78	77,1—82	430—636	406—526	6—9
17—172	3,22—3,40	2,27—2,35	76,2—78,9	83,2—85,6	376—570	278—300	11—24
35—142	2,55—2,93	1,87—1,97	79,3—79,8	84,7—86,3	217—415	156—277	18—21
38—143	3,36—3,64	2,44—2,65	72,8—75	80,2—81,7	294—518	214—379	18—20
30—175	2,88—3,03	1,66—1,72	78,8—80,7	87,8—89,1	347—528	202—299	15—17
8—166	2,82—3,06	1,86—2,02	79,2—80,6	86,2—87,2	303—586	205—335	25—28

Tabelle 72.
Versuchsergebnisse der gebräuchlichsten Wärmeschutzmittel.

Nr.	Art der Umkleidung	Wärmersparnis in Prozenten der Wärmeabgabe des unbedeckten Rohres bei einer Umhüllung von:			
		15 mm	20 mm	25 mm	30 mm
1.	Strohseil mit Lehm	31	36	40	43
2.	Asbest, Schnur aus Asbestklöppelung mit Asbestfaserfüllung	41	44	46	48
3.	Kieselguhr:				
	a) Kieselguhr mit Lederspänen . . .	41	43	44	45
	b) Kieselguhr mit Schwammteilchen bandagiert und schwarz gestrichen	52	56	58	60
	c) desgl., nicht bandagiert und nicht gestrichen	57	60	63	65
	d) Asbestschlauch mit Kieselguhrfüllung	54	58	60	61
	e) aufrollbare Kieselguhr-Rippen-Platten mit Hohlräumen und Luftschichten	57	61	63	64
	f) Kieselguhr mit Malzkeimen und Brauereiabfällen, bandagiert und mit Dextrin gestrichen	53	61	67	72
	g) Kieselguhr mit Korkteilchen, nicht bandagiert	65	69	72	74
	h) Kieselguhrschalen	66	70	73	75
	i) Kieselguhr ohne Fremdkörper, kalzinisiert, d. h. die organischen Bestandteile verbrannt	68	74	77	80
4.	Kunststoffsteinschalen	62	67	70	72
5.	Korkschalen	56	65	71	76
6.	Rohseide:				
	a) Seidenpolster mit Luftschicht, Luftschicht durch reibeisenartige auf das Rohr gewickelte Blechstreifen hergestellt. Die Stärke der Luftschicht etwa 30% der Gesamtstärke der Umwicklung	73	76	78	79
	b) Seidenpolster ohne Luftschicht in Gestalt eines Leinenschlauches mit Seidenfüllung	73	76	78	79
	c) Seidenzöpfe ohne Luftschicht . . . Seide, darunter eine Schicht Kieselguhr,	75	78	80	81
	20% der Umhüllung ist Seide	72	76	79	80
	40% „ „ „ „	75	78	80	81
	60% „ „ „ „	75	78	80	81

Nr.	Art der Umkleidung	Wärmeersparnis in Prozenten der Wärmeabgabe des unbekleideten Rohres bei einer Umhüllung von:			
		15 mm	20 mm	25 mm	30 mm
	e) Remanit, karbonisierte Seide, Zöpfe	75	78	80	81
	f) Remanit-Polster zwischen weitmaschigem aus dünnem Eisendraht bestehenden Gewebe	77	80	82	83
7.	Filz, weiches, braunes Material ohne Bänderung oder bandagiert und mit Dextrin gestrichen	81	84	86	87

gehende Versuche angestellt, von denen eine Anzahl typischer Resultate in Tabelle 71 wiedergegeben sind; sie umfassen Rohre mit und ohne Isolierung der Flanschen. Es wurde gesättigter Dampf von 1,3 bis 13,3 atm. Spannung für die Untersuchung verwendet; der Wärmedurchgangskoeffizient k Spalte 6 und 7 ergab sich je nach der Güte des Isolierstoffes zu 1,6 bis 3,2 W. E. pro 1 qm Rohroberfläche, 1 Stunde und 1° Temperaturunterschied zwischen Dampf und Luft. Diese Zahlen können für entsprechende Rechnungen verwendet werden.

Für eine Rohrisolierung mit Kieselguhrschalen¹⁾ 60 mm stark mit 5 mm Luftschicht sind die interessierenden Werte in Diagramm Abb. 40 eingetragen. Sie geben ein gutes Bild aller Verhältnisse und können den Bestimmungen für Abkühlungsverluste als Mittelwerte zugrunde gelegt werden, solange man nicht spezielle Werte für eine besondere Isolierung hat.

Eine weitere Tabelle 72 nach Rietschel gibt die Wärmeersparnis in % für verschiedene Wärmeschutzmittel an bei verschiedener Stärke der Isolierung, geordnet nach der Güte der Isolierstoffe.

Es ist zu bemerken, daß die organischen Stoffe, wie Seide und Filz, die an sich vorzügliche Isoliermittel sind, mit sehr niedrigem Wärmeleitkoeffizienten λ höhere Temperaturen als etwa 150° nicht vertragen; sie müssen gegen direkte Einwirkung der Wärme, z. B. bei überhitztem Dampf durch Luftschichten oder unverbrennbare Stoffe geschützt werden gegen Verkohlung. Trotzdem liegt die oberste Verwendungsgrenze,

¹⁾ Eberle, Z. Ver. deutsch. Ing. 1908, S. 570.

abgesehen von ihrem hohen Preise, etwa bei 300⁰. Von der Anwendung der Luftmäntel kommt man indes heute immer mehr ab; denn falls die Luft im Mantel nicht völlig dicht eingeschlossen ist, beginnt dieselbe zu zirkulieren, und es findet ein vermehrter Wärmeverlust statt; außerdem wird durch eine gute Isoliermasse dieselbe Wirkung erzielt. Ebenso ist bei Anwendung von Flanschenkappen auf durchaus dauernden dichten Abschluß zu achten, und darauf, daß weder die Rohrmanschette noch die Flanschenkappe an irgend einer Stelle metallische Verbindung mit dem Dampfrohre hat, weil sonst von Eisen zu Eisen Wärme fortgeleitet wird.

b) Überhitzter Dampf.

1. Allgemeines.

Der überhitzte Dampf kann beim Strömen durch eine Leitung seinen Wärmehalt ändern durch Verminderung der Temperatur, durch Druckabfall und durch teilweise Kondensation, sobald die Temperatur der Rohrwand unter die Sättigungsgrenze sinkt.

Im Gegensatz zu gesättigtem Dampfe, bei dem die äußere Wandungstemperatur der nackten Rohrwand praktisch gleich der Dampftemperatur ist, zeigt sich, daß die Wandungstemperatur von nackten Rohrleitungen, durch welche überhitzter Dampf strömt, ganz wesentlich unter der Dampftemperatur liegt. Es wächst nämlich die Wärmeübergangsziffer zwischen Dampf und Wand aus der Gleichung $Q = \alpha (t - \vartheta)$, vgl. Formel 68 mit der Dampfgeschwindigkeit in hohem Maße, dabei ist α aber für überhitzten Dampf ganz bedeutend geringer als für gesättigten, bei dem α etwa 2000 beträgt. Eberle fand für ein nacktes Rohr von 150 m/m l ϕ bei ca. 300⁰ Dampftemperatur, 11⁰ Lufttemperatur und einer Strömungsgeschwindigkeit von 30 m in der Sek. bei 6,7 atm. absolut ein Temperaturgefälle zwischen Dampf und Außenwand von ca. 34⁰ bei einem $\alpha = 166$.

Auf diese Erscheinung stützt sich auch die Verwendung von überhitztem Dampfe bei Fortleitung auf längere Strecken, und die vorteilhafte Benutzung für Dampfmaschinen. Der überhitzte Dampf kühlt sich erst ab, ohne zu kondensieren, so lange, bis er die Sättigungstemperatur erreicht hat; oberhalb dieser Grenze verhält er sich wie ein Gas.

Die oft verwendete Formel $\alpha = 2 + 10 \sqrt{v}$ ist für überhitzten Dampf nicht brauchbar.

Der absolute Wärmeverlust ist also bei rasch strömendem Dampf höher als bei langsamer strömendem, und das Temperaturgefälle zwischen Dampf und Außenwand nimmt mit der Dampftemperatur zu, wie aus folgender Tabelle ersichtlich.

Tabelle 73.

Temperaturen der nackten Rohrwand bei überhitztem Dampfe bei $\alpha = 150$ und 25 m Dampfgeschwindigkeit in der Sek. Rohrdurchmesser 70 m/m i. l. Lufttemperatur = 20°.

Dampf- temperatur	Temperatur- gefälle zw. Dampf u. Luft	Wärme- durchgangs- ziffer	Wärme- durchgang pro 1 Std. und 1 qm Rohrüber- fläche	äußere Wandungs- temperatur	Temperatur- gefälle zw. Dampf- u. Wandung
°C	°C	k	WE	°C	°C
100	80	11,6	930	94	6
125	105	12,5	1310	116	9
150	130	13,4	1740	138	12
175	155	14,4	2230	160	15
200	180	15,3	2760	182	18
225	205	16,2	3320	203	22
250	230	17,1	3930	224	26
275	255	18,0	4600	244	31
300	280	18,9	5300	265	35
325	305	19,8	6050	285	40
350	330	20,8	6860	304	46
375	355	21,7	7700	324	51
400	380	22,6	8590	343	57

2. Wärmeverluste bei nackter Leitung.

Für den Wärmeverlust eines nackten Rohres, von 70 m/m l \odot das von überhitztem Dampfe durchströmt wird, sind die in nachstehender Tabelle 74 aufgeführten Werte ermittelt worden; dabei ist ein Wärmeübergangskoeffizient zwischen Dampf und Wand $\alpha = 150$ zugrunde gelegt worden und eine mittlere Dampfgeschwindigkeit von $v = 25$ m/sek. Wie ersichtlich, steigt k und der Wärmeverlust pro qm Oberfläche und Stunde mit der Dampftemperatur an. Diese allgemein gültigen Werte sind in Abbildung 39 und 40 eingetragen, für überhitzten und für gesättigten Dampf

übereinander. Man beobachtet, daß der Wärmeverlust für überhitzten Dampf nur unwesentlich geringer ist als für gesättigten Dampf, und zwar ist dies eine Folge der niedrigeren Wandtemperatur (α ist kleiner) bei überhitztem Dampfe. Indessen sind die Gesamtverluste bei Fortleitung des überhitzten Dampfes infolge der höheren Temperaturgefälle doch höher als bei Satt-dampf. Für eine andere Dampfgeschwindigkeit v' kann man den Abkühlungsverlust durch Multiplikation mit $\frac{v}{v'}$ erhalten, d. h. derselbe ist etwa umgekehrt proportional der Dampfgeschwindigkeit.

Tabelle 74.

Wärmeverlust für eine nackte Dampfleitung von 70 m/m bis 150° mm i. l.; für überhitzten Dampf bei 20° Lufttemperatur, $\alpha = 150$; Dampfgeschw. $v = 25$ m/sek.

Temperaturgefälle zw. Dampf und Luft °C (Lufttemperatur = 20°)	Wärmedurchgangsziffer k pro 1° Temperaturdifferenz	Wärmeverlust auf 1 qm Rohroberfläche und Stunde WE
80	11,8	945
105	12,4	1300
130	13,2	1720
155	14,0	2170
180	14,8	2660
205	15,7	3220
230	16,5	3800
255	17,5	4460
280	18,5	5180
305	19,5	5950
330	20,5	6750
355	21,7	7700
380	23,0	8740

Kurz zusammengefaßt ergibt sich also für nackte Rohre und überhitzten Dampf folgendes: Die äußere Wandtemperatur ist niedriger als die Dampftemperatur, und zwar um so niedriger, je höher die Überhitzungstemperatur, und je geringer die Dampfgeschwindigkeit ist. Deshalb steigt der Wärmeverlust pro qm Oberfläche und Stunde, ebenso der Wärmedurchgangskoeffizient k mit der Dampfgeschwindigkeit an bei gleicher Dampftemperatur.

3. Wärmeverluste bei isolierten Rohren.

Etwas anders gestalten sich die Verhältnisse, sobald die Dampfrohre isoliert werden. Die Dampfgeschwindigkeit übt auf den Wärmeverlust zwischen 5 und 55 m pro Sek. keinen Einfluß mehr aus. Der Wärmedurchgangskoeffizient liegt zwischen 100 und 200⁰ bei nackten Leitungen

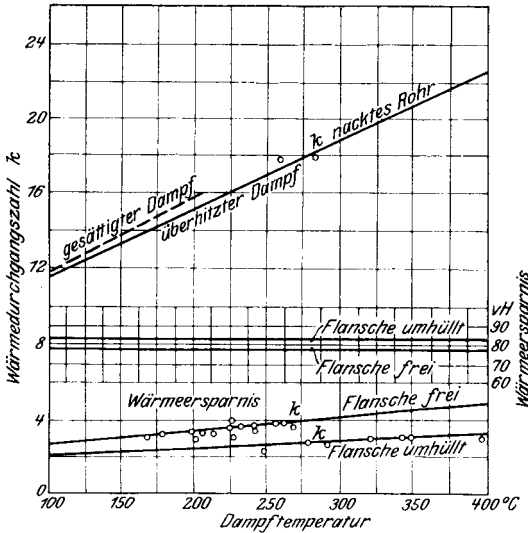


Abb. 41. Wärmedurchgangszahlen k an nackten und umhüllten Leitungen für überhitzten Dampf.

für überhitzten Dampf nur wenig unter dem für gesättigten Dampf; bei isolierten Leitungen ist k bei der gleichen Isolierung zwischen 100 und 200⁰ ebenfalls für beide Dampfarten etwa gleich groß, über 200⁰ hinaus wächst k jedoch für überhitzten Dampf weiter an. Die Wärmeersparnis durch Isolierung steigt bei überhitztem Dampfe wesentlich langsamer als bei gesättigtem Dampfe; es bleibt nämlich die Wandungstemperatur bei überhitztem Dampfe hinter der Dampftemperatur zurück, also wächst auch der Wärmeverlust langsamer als bei gesättigtem Dampfe.

In nachstehender Tabelle 75 und Abb. 41 sind diese Werte dargestellt für überhitzten Dampf nach Versuchen an einer Dampfleitung von 70 m/m l. —, sowohl für das nackte Rohr als

für ein isoliertes. Die Dampfgeschwindigkeit beträgt dabei 25 m/sek. und die Wärmeübergangszahl α ist ≈ 150 gesetzt.

Die Isolierung bestand aus schmalen Bändern aus Kieselguhrmasse, auf welche 50 m/m starke Schalen aus poröser gebrannter Masse von 0,3 bis 0,35 spezif. Gewicht aufgelegt waren, so daß zwischen Rohr und Schale ca. 5 m/m Luftschicht blieb, die Fugen zwischen den Schalen waren mit Kieselguhrmasse gedichtet, und über die Schalen war mit Asphaltlack gestrichener Nessel gewickelt. Da diese Isolierung eine gute mittlere Ausführung bedeutet, so haben die Zahlen der Tabelle und die Angaben des Diagrammes allgemeine Gültigkeit und können, falls nicht für eine spezielle Isolierungsart besondere Werte vorliegen, Berechnungen zugrunde gelegt werden.

Tabelle 75.

Wärmeverluste, Wärmeersparnis und Wärmedurchgangsziffer k für überhitzten Dampf in Abhängigkeit vom Temperaturgefälle (Rohr ϕ i l = 70 m/m; Dampfgeschw. = 25 m/sek.; $\alpha = 150$; Isolierung aus 50 m/m gebrannten Schalen).

Temperaturgefälle zw. Dampf und Luft ° C	Wärmeverlust für 1 qm Rohroberfläche und St.			Wärmeersparnis durch Isolierung		Wärmeverl. f. 1 qm Rohroberfl. 1 St u. 1 ° Temperaturgef. $\approx k$		
	nackte Leitung	umhüllte Leitung		Flansche frei	Flansche umhüllt	nackte Leitung	umhüllte Leitung	
		Flansche frei	Flansche umhüllt				Flansche frei	Flansche umhüllt
	WE	WE	WE	%	%	WE	WE	WE
100	1225	295	212	75,9	82,7	12,3	2,95	2,12
125	1640	393	279	76,0	83,0	13,1	3,14	2,23
150	2090	495	352	76,3	83,2	13,9	3,30	2,35
175	2625	610	434	76,7	83,5	15,0	3,49	2,48
200	3200	740	520	76,9	83,7	16,0	3,67	2,60
225	3770	870	610	76,9	83,8	16,8	3,87	2,71
250	4425	1015	705	77,0	84,1	17,8	4,06	2,82
275	5160	1170	820	77,3	84,1	18,8	4,25	2,98
300	5925	1330	930	77,5	84,3	19,8	4,43	3,10
325	6750	1500	1040	77,8	84,6	20,7	4,62	3,20
350	7580	1680	1160	77,8	84,7	21,7	4,80	3,31
375	8475	1870	1294	77,9	84,7	22,6	4,99	3,45
400	9440	2065	1432	78,1	84,8	23,6	5,16	3,58

Für die Praxis ist in erster Linie maßgebend der Abkühlungsverlust in °C pro laufenden m Rohrlänge; diese Zahl umfaßt die obigen Werte mit und läßt sich durch Thermo-

meter, welche bis in die Mitte der Dampfleitung hineinragen, am leichtesten feststellen; sie ist auch für die Abgabe einer Garantie am geeignetsten. Eine Ausstattung der Rohranlagen mit Thermometern an besonders wichtigen Stellen, wie vor und hinter Economisern, vor Eintritt in die Dampfturbine us.w., sogar mit registrierenden Quecksilberthermometern oder Thermo- elementen ist stets anzuraten, weil der Betriebsbeamte auf einen Blick sich von der ordnungsgemäßen Arbeitsweise der Einrichtungen und deren Bedienung überzeugen kann, ohne auf ungenaue Aussagen des Bedienungspersonals angewiesen zu sein.

Nachstehend einige Angaben für Abkühlungsverluste in °C für überhitzten Dampf pro laufenden Meter Rohrleitung bei mittelguter und besonders guter Isolierung; beide etwa in Stärke von 50 m/m bis 200 m/m Rohr ϕ , darüber von 60 m/m; dazu ist noch zu bemerken, daß der Temperaturabfall pro laufenden Meter abhängig ist von der Dampfgeschwindigkeit; er ist um so größer, je langsamer die Dampfgeschwindigkeit ist, oder, was dasselbe ist, je geringere Dampfmen gen durch das Rohr strömen; ebenso nimmt der Temperaturabfall zu bei gleicher Dampfgeschwindigkeit mit der Abnahme des Rohrdurchmessers (vgl. Abschn. 16d).

Tabelle 76.

Abkühlung der Dampfes von ca. 350° für 1 lfd. m Rohr in °C beim Strömen durch Rohrleitungen.

Lichter Rohr- durch- messer mm	Mittl. Dampf- geschw. m/sek.	Abkühlung des Dampfes °C pro 1 lfd. m. Rohr		Lichter Rohr- durch- messer mm	Mittl. Dampf- geschw. m/sek.	Abkühlung des Dampfes in °C pro 1 lfd. m. Rohr	
		mittelgute Isolierung	sehr gute Isolierung			mittelgute Isolierung	sehr gute Isolierung
125	10	0,75	0,39	125	30	0,57	0,15
150		0,70	0,32	150		0,47	0,14
175		0,63	0,26	175		0,41	0,13
200		0,57	0,23	200		0,33	0,11
250		0,50	0,18	250		0,21	0,10
300		0,40	0,16	300		0,15	0,09
350		0,36	0,13	350		0,13	0,08
125	20	0,72	0,22	125	40	0,45	0,13
150		0,66	0,20	150		0,36	0,12
175		0,54	0,17	175		0,28	0,10
200		0,48	0,15	200		0,23	0,09
250		0,35	0,13	250		0,15	0,07
300		0,26	0,10	300		0,11	0,06
350		0,22	0,09	350		0,10	0,06

Die Preise für gute Isolierungen für Heißdampf stellen sich fix und fertig pro qm Isolieroberfläche, Flanschenlänge eingerechnet, etwa wie folgt:

für 30 m/m	Isolierstärke	auf	3,30—3,80	Mark,
„ 40	„	„	3,70—4,20	„
„ 50	„	„	4,40—5,30	„
„ 60	„	„	5,20—5,80	„

Die Preise für gleich starke Isolierungen für Abdampf- und Heißwasserleitungen sind etwa 10% billiger.

Die Flanschen werden heute vielfach derart umhüllt, daß man 20 bis 30 m/m starke Asbestschläuche, die mit Isoliermasse gefüllt sind, um die Flanschen legt und ein dünnes offenes Tropfröhrchen einwickelt, welches ein Undichtwerden des Flansches durch Dampf- oder Wasseraustritt anzeigt. Über diese Wickelschnur kommt entweder eine zweiteilige Blechkappe, oder eine Schicht Isoliermasse, die durch Nessel- oder Jutebinden gehalten wird.

Die Preise für diese Isolierungsart, die einfach und haltbar ist, stellen sich etwa folgendermaßen fertig pro Flanschenpaar:

I. Rohr \varnothing mm	Preis pro Isolierung eines Flanschenpaares in M
50	ca. 2,0 —3,20
80	2,80—3,50
100	3,25—4,00
125	3,70—4,50
150	4,00—5,00
200	4,30—5,80
250	5,0 —6,50
300	6,0 —8,50

Zweckmäßig verwendet man auch besondere Flanschenkappen, bestehend aus doppelten Blechwänden mit Kieselguhrfüllung in zweiteiliger, bequem abnehmbarer Ausführung. Die Anflagestellen auf der Isolierung müssen auf Dichthalten gut überwacht werden.

Die Stärke der Isolierung kann man für überhitzten bis 350° Dampf etwa wählen wie folgt:

bis	50 m/m	Rohr ϕ	i. l.	30/mm	Isolierstärke
„	100	„	„	40	„
„	200	„	„	50	„
über	200	„	„	60	„

Beispiel 34: Ein Beispiel möge den Rechnungsgang verdeutlichen. Es sollen für den Betrieb einer Dampfmaschine für 12 atm. absol. bei einer Anfangstemperatur des Dampfes von $t_d = 320^\circ$ durch eine Leitung von 62 m Länge mit einem Ventile im Mittel $G = 5000$ kg Dampf geschickt werden; während der Einströmzeit steigt diese Menge auf 22 000 kg/St.; es soll der Leitungsdurchmesser berechnet werden, so daß bei der max. Dampfmenge der Druckverlust in der Leitung nicht mehr als 0,75 kg/qm beträgt. Lufttemperatur 20° .

1. Nach Formel 91 gilt als Druckverlust:

$$Z_d = \frac{0,00105 \cdot \gamma \cdot l \cdot v^2}{10000 \cdot d}$$

es ist für eine mittlere Temperatur von 310° und den mittleren Druck von 11,65 kg/qm $\gamma = 4,28$.

Danun ein Ventil einem Leitungsverluste von 16,0 m entspricht,

so ergibt sich, da $v = \frac{22000}{3600 \cdot \frac{\pi d^2}{4}}$ ist, mit $l = 62 + 16$

= 78 m

$$0,75 = \frac{0,00105}{10000} \cdot 4,28 \cdot \frac{78}{d} \cdot \left(\frac{22000}{3600 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot 4,28} \right)^2$$

$$d = 175 \text{ mm}$$

damit wird die mittlere Dampfgeschwindigkeit $v = 13,5$ m/sek.

2. Diese Leitung enthält 16 Flanschen; sie hat $d_1 = 175$ m/m; $d_2 = 191$ m/m; Flanschen $\phi = 330$ m/m und besitzt pro laufenden Meter = 0,60 qm Oberfläche; während 1 Flanschenpaar = 0,41 qm Oberfläche hat. Gesamtoberfläche des Rohres und der Flanschen 38,85 qm; 1 Ventil etwa = 0,6 qm Oberfläche = 1 m Leitungslänge.

Es soll der Wärmeverlust dieser nackten Leitung ermittelt werden.

Die Gesamtoberfläche beträgt $F = 38,85 + 0,6 = 39,45$ qm; es gilt nun

$$F \cdot k \left(t_d - \frac{\delta}{2} - t_l \right) = G \cdot c_{pm} \cdot \delta$$

worin t_l = Lufttemperatur bedeutet, δ = Temperaturabfall des Dampfes in der Leitungsstrecke °C. c_{pm} = mittl. spez. Wärme zwischen t_d und $t_d - \delta$.

Man muß nun zuerst am besten eine Annahme machen für den Temperaturabfall x ; er sei nach anderen Erfahrungen = 70° gesetzt; man entnimmt nun der Abbildung 41 für die mittlere Dampftemperatur von 285° ein $k = 18,3$ und aus der Tabelle 49 ein $c_{pm} = 0,52$; mit diesen Werten ergibt sich:

$$39,45 \cdot 18,3 \left(320 - \frac{\delta}{2} - 20 \right) = 5000 \cdot 0,52 \cdot \delta$$

$$\delta = 73^\circ; \quad \text{pro lfdm.} = 0,94^\circ$$

Es beträgt also die Dampftemperatur am Ende der Leitung noch $320 - 73 = 247^\circ$ und der Gesamtwärmeverlust pro Stunde:

$$5000 \cdot 0,52 \cdot 73 = 189\,500 \text{ WE.}$$

Man könnte auch, falls die mittlere Temperatur einer Rohrleitungsstrecke bekannt ist, aus der Abbildung 39 den Wärmeverlust pro 1 qm Oberfläche und Stunde entnehmen und daraus den Gesamtverlust bestimmen, also im vorliegenden Falle wird für die mittlere Temperatur von 284°, bzw. 264° Temperaturunterschied zwischen Dampf und Luft, der Wärmeverlust = 4800 WE; also der Gesamtverlust $4800 \times 39,45 = 189\,000$ WE pro St.

3. Wärmeverlust dieser Leitung, wenn sie nebst Flanschen ganz umhüllt ist.

Nach Abbildung 41 ist für eine Isolierung mittlerer Güte in den Temperaturgrenzen von 320 bis ca. 280° die Wärmesparnis etwa 83% (für eine andere Isolierung ein entsprechender Wert). Für obiges Beispiel angewendet, ist also der Wärmeverlust = $189500 \times 0,17 = 32\,200$ WE/St.; bzw. 816 WE/qm/St., daraus ergibt sich wieder das gesamte Temperaturgefälle aus $32\,200 = 5000 \cdot 0,52 \cdot x$

$$\delta = 12,4^\circ$$

$$\text{pro lfdm. also } \frac{12,4}{78} = 0,15^\circ.$$

Man kann dasselbe Resultat erhalten, wenn man, wie oben, aus Erfahrungswerten etwa nach Tab. 76 einen Temperaturabfall schätzungsweise annimmt, dafür k aus dem Diagramm nimmt und auf das wirklich eintretende Temperaturgefälle nachrechnet.

4. Wärmeverlust der umhüllten Leitung mit nackten Flanschen, aber isoliertem Ventil.

Es möge pro Flanschenpaar eine Leitungsstrecke von 200 m/m ohne Isolierung bleiben; es sind also nicht umhüllte Leitungsstrecken von insgesamt vorhanden:

$$\begin{array}{rcl} 8 \text{ Flanschenpaare} & = 8 \times 0,41 & = 3,28 \text{ qm} \\ 8 \times 0,15 \text{ blanke Leitungsstrecken} & = 1,20 \text{ „} & \\ & & \hline & & 4,48 \text{ qm} \end{array}$$

wenn das Flanschenpaar zusammen ca. 5 cm dick ist.

Bei einer mittleren Dampftemperatur, die etwas kleiner ist, wie bei völlig isolierter Leitung, also bei ca. 310° , ist für diese nackte Leitung $k = 19$ bzw. der Abkühlungsverlust = 5500 WE/qm/St., der Gesamtverlust der nackten Teile also

$$5500 \times 4,48 = 24\,600 \text{ WE/St.}$$

Für die isolierte Fläche von $39,45 - 4,48 = 35$ qm ist nach obigem der Abkühlungsverlust

$$\begin{array}{rcl} 35 \cdot 816 & = & 28\,600 \text{ WE/St} \\ \text{Flanschenverlust} & = & 24\,600 \text{ „} \\ \text{Gesamtverlust} & = & 53\,200 \text{ WE/St} \end{array}$$

$$\text{Der Temperaturverlust beträgt } x = \frac{53\,200}{5000 \cdot 0,52} = 20,5^\circ$$

$$\text{also } = \frac{20,5}{78} = 0,26^\circ \text{ pro lfdm.}$$

Der Gesamtwärmeverlust ist also bei nackten Flanschen nahezu doppelt so groß als bei völlig isoliertem Rohre. Die Wärmersparnis gegenüber völlig nackter Leitung beträgt demnach nur noch

$$\frac{189\,500 - 53\,200}{189\,500} = 72\%$$

also um 11 Prozentteile bzw. 13% weniger als bei ganz umhüllter Leitung, oder, wenn man will, der Verlust durch die Flanschen

allein beträgt $\frac{24\,600}{189\,500} = 13,0\%$ des gesamten Verlustes bei nackten Rohren.

Zusammengestellt zeigt sich folgendes Bild:

Art der Umhüllung der 175 mm Leitung	Temperatur- verlust °C	Wärmever- lust pro St WE	Temperatur- verlust pro 1 m in °C	Wärmeer- sparnis in %
Nackte Leitung 78 m	73	189 500	0,94	—
Leitung umhüllt, Flanschen nackt	19,6	53 200	0,26	72
Leitung völlig umhüllt . . .	12,4	32 200	0,16	83

Der Wärmeverlust durch nackte Flanschen berechnet sich pro Jahr bei 300 Arbeitstagen zu je 10 St. zu

$$24\,600 \cdot 300 \cdot 10 = 73\,800\,000 \text{ WE,}$$

oder er kostet eine Dampferzeugung von rund 110 000 kg; oder, wenn man für 100 000 WE im Mittel 40 Pf. Kohlenkosten rechnet, ergibt sich ein Kohlenmehrverbrauch von 295 Mark.

Da die Isolierung von 8 Flanschenpaaren nur etwa 45 Mark kostet, so sind diese Isolierungskosten bereits durch die Kohlenersparnisse von 2 Monaten gedeckt. In Wirklichkeit ist indes bei zehnstündigem Betrieb der Wärmeverlust durch nackte Flanschen noch bedeutend größer, da jeden Tag durch Anwärmen der Leitung noch eine weitere Wärmemenge verloren geht.

Beispiel 35: Messung des Verfassers an einer Dampfleitung von 300 mm l. Ⓞ ($F = 0,0705 \text{ qm}$), die 60 mm stark mit Patentguritmasse umhüllt ist, einen Unterstrich mit Asbestfaserbeimengung besitzt, darüber Haarbeimengung, Jutebandage und Anstrich; die Flanschen sind umwickelt mit Asbestschnur mit Kieselguhrfüllung, darüber ist eine Blechkappe gelegt. Die Leitung führt von der ersten Meßstelle im Kesselhause etwa 9 m durch dasselbe und läuft dann völlig in einem unterirdischen abgeschlossenen begehbaren Kanale, in dem eine Temperatur von 54°C herrscht, ohne Ventile oder dergl. nach der zweiten Meßstelle vor einem Wasserabscheider (insges. 105 m Länge). Mittels Wassermesser wurde festgestellt ein Dampfdurchgang in der Versuchszeit von 18000 kg in 1 St. von 11,5 atm Überdruck und im Mittel 230° (Vol. eines kg = 0,178). Verwendet wurden untereinander verglichene Glasthermometer, die in Eintauchhülsen, die mit Öl gefüllt bis in die Rohrmitte reichten, so eingehängt waren, daß die Quecksilberkuppe mit der Öloberfläche abschnitt. Die Ablesungen erfolgten $\frac{1}{4}$ St. lang

Tabelle 77.

Stündliches Dampfgewicht in kg bei 1 m Geschwindigkeit pro Sek.

Dampfgewicht = $F \cdot \gamma \cdot 3600 \cdot v_d$ für gesättigten Dampf.

Dampfdruck in Atm. abs.	Rohrdurchmesser in mm												
	50	60	65	70	75	80	90	100	125	130	150	175	200
5	18,4	26,6	31,2	36,2	41,6	47,2	59,9	73,6	115,1	124,6	166,0	226,5	295,2
6	21,9	31,6	37,2	43,1	49,4	56,2	71,1	87,6	137,0	148,2	197,2	269,2	351,8
7	25,4	36,6	42,9	49,8	57,1	65,0	82,2	101,2	158,5	171,3	228,0	311,3	405,8
8	28,8	41,5	48,5	56,4	64,7	73,6	93,1	114,8	179,5	194,0	258,1	352,8	460,0
9	32,1	46,3	54,2	63,0	72,2	82,1	104,0	128,0	201,0	216,8	288,2	394,0	514,4
10	35,4	51,2	59,8	69,5	79,8	90,8	115,0	141,8	221,8	239,7	319,0	435,0	567,3
11	38,8	56,0	65,5	76,0	87,3	99,4	125,8	154,8	242,2	262,1	348,5	475,8	621,6
12	42,1	60,8	71,1	82,6	94,8	108,0	136,8	168,1	263,2	284,9	379,1	516,3	675,0
13	45,5	65,5	76,6	89,1	102,1	116,2	147,2	181,2	284,0	307,0	408,0	556,0	727,5
14	48,6	70,2	82,1	95,5	109,6	124,8	157,9	194,0	304,0	329,2	437,0	596,8	779,5
15	52,0	75,1	87,7	101,8	117,0	133,0	168,7	207,0	324,8	351,0	466,5	637,5	832,5

Dampfdruck in Atm. abs.	Rohrdurchmesser in mm											
	225	250	275	300	325	350	375	400	425	450	475	500
5	374,0	462,6	557,5	664,9	749,8	689,0	1073	1180	1332	1498	1668	1845
6	444,7	548,9	663,0	789,9	925,0	1074	1276	1402	1585	1778	1980	2190
7	513,2	635,0	765,8	911,5	1070	1240	1475	1620	1831	2058	2287	2532
8	582,0	718,9	868,5	1032	1211	1405	1670	1838	2077	2328	2590	2868
9	650,0	802,6	969,2	1151	1351	1570	1867	2050	2318	2600	2895	3200
10	718,0	887,5	1071	1278	1502	1738	2062	2265	2565	2878	3200	3540
11	779,5	971,0	1170	1395	1636	1898	2238	2480	2800	3142	3500	3870
12	852,7	1058	1272	1520	1780	2062	2452	2693	3048	3420	3800	4210
13	919,5	1136	1370	1635	1917	2221	2640	2918	3280	3680	4100	4540
14	985,1	1200	1470	1750	2057	2382	2830	3115	3518	3940	4380	4850
15	1051,0	1300	1570	1871	2192	2542	3021	3222	3758	4218	4680	5190

Für überhitzten Dampf sind die Werte noch im Verhältnis der spezifischen Gewichte vgl. Tabelle 48, S. 175 zu multiplizieren.

Beispiel 36. Durch eine Leitung von 125 mm \odot soll Dampf mit 25 m/sek strömen bei 9 atm Überdruck.

Es wird erhalten nach Tabelle:

$$25 \cdot 221,8 = 5530 \text{ kg}$$

gesättigter Dampf; ist der Dampf überhitzt auf 250° C, so ist nach Tabelle 48, das Volumen eines kg Dampf $v = 0,235$

$$\text{also } \gamma = \frac{1}{0,235} = 4,25;$$

für gesättigten Dampf war $\gamma = 5,010$, also strömt durch die Leitung eine Menge von

$$5530 \cdot \frac{4,25}{5,01} = 4690 \text{ kg}$$

Für die Dampfgeschwindigkeit wählt man zweckmäßig folgende Werte:

Für gesättigten Dampf $v_d = 20$ bis 30 m/sek

Für überhitzten Dampf $v_d = 30$ bis 50 m/sek

für hochüberhitzten Dampf etwa über 350° kann man auf noch höhere Werte gehen; man findet Anlagen mit $v_d = 60$ bis 70 m.

Dabei sind folgende Gesichtspunkte maßgebend: Je höher die Dampfgeschwindigkeit, desto kleiner werden die Rohrdurchmesser, desto geringer die Kosten für die Rohre, Isolierungen, Ventile usw. und desto kleiner die Abkühlungsverluste, die ja unter sonst gleichen Verhältnissen mit der Rohroberfläche wachsen; desto größer wird aber auch der Druckabfall; sehr oft wird ein größerer Druckabfall lieber in Kauf genommen, wie ein größerer Wärmeverlust.

Für Dampfzuleitungen zu den Maschinen wähle man eine mittlere Dampfgeschwindigkeit $v_d = 15$ bis 20 m sek.

27. Druckverlust beim Strömen von Dampf durch Rohrleitungen.

Vom wirtschaftlichen Standpunkte aus wünscht man aus Preisrückichten den Dampfrohren einen so geringen Querschnitt zu geben, wie irgend zulässig, jedoch ohne zu große Spannungsverluste zu erhalten; dieselben hängen ab vom lichten Durchmesser der Rohre, von der Länge, vom spezifischen Gewichte der Dämpfe oder Gase (γ) und von der Strömungsgeschwindigkeit in m/sek

d = Rohrdurchmesser in m

l = Leitungslänge in m

v_d = Strömungsgeschwindigkeit in m/sek (mittlere)

z_d = Spannungsverlust in kg/qcm

γ = spez. Gewicht des Dampfes (als Mittelwert zw. Anfangs- und Endzustand)

Bekannt sind folgende Gleichungen:

1. Nach Fischer und Gutermuth¹⁾ für Rohre von 70/300mm Durchmesser und Geschwindigkeiten unter 20 m

$$z_d = \frac{0,0015 \gamma \cdot l}{10000 \cdot d} \cdot v_d^2 \quad \dots \quad 90)$$

2. Nach Eberle²⁾ für überhitzten und gesättigten Dampf von 3—10 atm nach neuesten Versuchen

$$z_d = \frac{0,00105 \gamma \cdot l}{10000 \cdot d} \cdot v_d^2 \quad \dots \quad 91)$$

Die Ergebnisse beider Formeln weichen ziemlich stark von einander ab und sind in Tabelle 78 nebeneinandergestellt.

Tabelle 78.

Druckverluste z_d in m Wassersäule, (10 m = 1 kg/qcm), welche Wasserdampf in Rohrleitungen von 50—300 mm \varnothing und 20 m Länge erleidet bei Geschwindigkeiten von 20, 30, 50 m/sek berechnet nach Fischer & Gutermuth (F) und Eberle (E).

Absol. Druck, atm.		3		1,5		0,75		0,25	
Vak. mm Quecks.		—		—		210		564,5	
Rohr- durch- messer mm	Ge- schwin- digkeit m/sek.	F	E	F	E	F	E	F	E
50	20	0,408	0,273	—	—	—	—	—	—
	30	0,919	0,613	—	—	—	—	—	—
	50	2,554	1,703	—	—	—	—	—	—
70	20	0,292	0,194	0,152	0,101	—	—	—	—
	30	0,656	0,438	0,342	0,227	—	—	—	—
	50	1,824	1,223	0,951	0,634	—	—	—	—
150	20	0,132	0,088	0,071	0,047	0,037	0,024	0,013	0,009
	30	0,307	0,204	0,161	0,107	0,083	0,055	0,030	0,020
	50	0,854	0,536	0,444	0,299	0,229	0,153	0,085	0,056
300	20	0,068	0,045	0,035	0,237	0,018	0,012	0,007	0,005
	30	0,153	0,102	0,079	0,053	0,041	0,027	0,015	0,010
	50	0,425	0,285	0,222	0,148	0,115	0,077	0,042	0,025

¹⁾ Z. Ver. deutsch. Ing. 1887, S. 718.

²⁾ Eberle, Z. Ver. deutsch. Ing. 1908, S. 664.

Spannungsverlust beim Durchgang von gesättigtem und überhitztem Dampf durch ein Ventil und Krümmer.

Bei der Anlage von Dampfleitungen wird man ebenso wie bei Leitungen für Flüssigkeiten und für Luft scharfe Krümmungen, Eckstücke usw., die zu Druckverlusten Anlaß geben, möglichst vermeiden; Absperrventile sind nicht zu umgehen; sie stellen stets einen nicht unbedeutenden Druckverlust dar, und zwar ermittelt sich derselbe nach Eberle gleich dem Leitungsverluste eines zugehörigen Rohres von 16,4 m Länge; die Verlustgröße selbst ist nachstehend für 2 Dampfgeschwindigkeiten von 9,4 und 14,2 m/sek angegeben, für Rohre von 70 m/m \varnothing .

Absolut. Dampfdruck vor dem Ventil kg/qcm	Spannungsverlust durch das Ventil kg/qcm	Dampfgewicht in 1 Stunde kg	Dampfgeschwindigkeit m/sek	Ventilwiderstand ausgedrückt in m Rohrlänge m
10,09	0,0109	668	9,37	16,1
10,86	0,0277	1081	14,14	16,7

Der Druckverlust beim Durchströmen eines Krümmers entspricht dem Widerstande von ca. 12 m Rohrleitung.

28. Druckverlust¹⁾ beim Strömen von Luft durch Rohrleitungen.

(Auch gültig für gesättigten und überhitzten Dampf.)

Beim Strömen von Luft durch Rohrleitungen unterscheidet man 2 Fälle:

1. Die Geschwindigkeit ist kleiner als eine gewisse kritische Geschwindigkeit vergl. Tabelle 79, dann bleibt eine geordnete schichtenweise Stromlinienbewegung erhalten.

2. Die Geschwindigkeit ist größer als die kritische, dann tritt eine wirbelnde Strömung ein.

¹⁾ Mitt. ü. Forschungsarb., Fritsche, Heft 60.

Tabelle 79.
Kritische Geschwindigkeit für Luft von 20° in m/sek.

Rohrdurchmesser mm	25	50	100	250	500
Ausflußdruck kg/qcm					
0,2	6,0	3,0	1,5	0,6	0,3
1,0	1,2	0,6	0,3	0,12	0,06
10	0,12	0,06	0,03	0,012	0,006

Bei allen technisch wichtigen Fällen liegt die Geschwindigkeit über der kritischen; es gilt dann

G = kg Luft pro Stunde

γ = spez. Gewicht in kg/cbm im Mittel

w = Strömungsgeschwindigkeit in m/sek im Mittel

δ = Rohrdurchmesser in mm

l = Leitungslänge in m

dP = Druckverlust in kg/qm oder in mm Wassersäule.

dp = Druckverlust in atm (kg/qcm)

$$dP = \frac{\beta \cdot \gamma \cdot w^2 \cdot l}{\delta} \text{ in mm Wassersäule . . . 92)}$$

oder

$$dp = \frac{\beta \cdot \gamma \cdot w^2 \cdot l}{10\,000 \cdot \delta} \text{ kg/qcm. 92a)}$$

Diese Formeln können auch für gesättigten und überhitzten Dampf verwendet werden.

Die Werte von G und β können aus Tabelle 80 entnommen werden.

Tabelle 80.
Widerstandszahlen für Rohrleitungen.

G kg/St.	β	G	β	G	β	G	β
10	2,03	100	1,45	1 000	1,03	10 000	0,73
15	1,92	150	1,36	1 500	0,97	15 000	0,69
25	1,78	250	1,26	2 500	0,90	25 000	0,64
40	1,66	400	1,18	4 000	0,84	40 000	0,595
65	1,54	650	1,10	6 500	0,78	65 000	0,555
100	1,45	1000	1,03	10 000	0,73	100 000	0,520

Beispiel 37. Durch eine gerade Rohrleitung von 200 mm \varnothing und 60 m Länge strömen in einer Stunde 3000 kg Luft von 20°

und 755 mm Barometerstand bei 75% Luftfeuchtigkeit ($\gamma = 1,190$).
Wie groß ist der Druckabfall?

Das Volumen der Luft ist $\frac{3000}{1,190} = 2520$ cbm, daraus ergibt sich die Geschwindigkeit der Luft zu $\frac{2520}{3600 \cdot 0,0314} = 22,3$ m/sek.

Nach obiger Tabelle wird bei $G = 3000$ kg/St., $\beta = 0,88$, dadurch wird der Druckverlust im mm Wassersäule

$$dP = \frac{0,88 \cdot 1,190 \cdot 22,3^2 \cdot 60}{200} = 156 \text{ mm Wasser.}$$

V. Unreine Heizflächen.

29. Einfluß des Kesselsteinbelages der Heizflächen auf den Wärmedurchgang.

Viel umstritten ist die Frage über den Einfluß des Kesselsteines auf die Wirtschaftlichkeit von Heizvorrichtungen; der Einfluß wurde meist überschätzt bei Dampfkesseln und bei Vorwärmern usw. nicht richtig beurteilt. Geklärt wurde diese Frage durch die sorgfältigen Versuche von Reutlinger¹⁾.

a) Einfluß des Kesselsteines auf den Durchgangskoeffizienten k bei Heizung durch Gasberührung.

Reutlinger fand für den Wärmeübergang von heißen Gasen an eine Wand $\alpha = 20$ = konstant innerhalb weiter Temperaturgrenzen.

Besitzt die Wand einen Kesselsteinbelag mit folgender Zusammensetzung

	Steinbelag I	Steinbelag II	Steinbelag III
	%	%	%
Kohlensaurer Kalk	15,2	2,7	—
Schwefelsaurer Kalk	80,8	82,2	—
Kohlensaure Magnesia	2,4	14,6	—
Steinstärke δ . mm	1,48	5,5	5,5
Leitungsfähigkeit . γ	1,91	2,96	1,0
Beschaffenheit.	hart u. fest	hart u. fest	

¹⁾ Z. Ver. deutsch. Ing. 1910, S. 545 ff.

so kann die Beziehung 73

$$\frac{k'}{k} = \frac{1}{1 + \frac{\delta'}{\lambda'} \cdot k}$$

zur Berechnung der Verminderung des Wärmedurchganges dienen.

Beispiel 38 ergibt sich für Steinbelag II, wenn für die gleiche Wand ohne Steinbelag $k = 19,52$ war, die Wärmedurchgangszahl

$$k' = \frac{19,52}{1 + \frac{0,0055}{2,96} \cdot 19,52} = 18,84$$

Dann ergibt sich folgendes Bild bei reiner und verunreinigter Heizfläche für die Wärmedurchgangszahl k , wenn der Wärmeübergang von Gas an Wasser zu beiden Seiten einer Heizfläche nur durch Berührung des Gases mit der zu beheizenden Wand erfolgt, wenn also Strahlungserscheinungen ausgeschlossen sind (z. B. also innerhalb von Heizrohren bei Kesseln). Es sei

$$\delta \text{ der Wand} = 0,020 \text{ m}$$

$$\lambda \dots \dots = 56,2$$

und $\alpha = 20$ zugrunde gelegt als Übergang von Gas an die Wand.

Zustand der Heizfläche	Wärmedurchgangskoeffizient k	Verminderung der Wärmeübertragung ζ in %
Rein	19,52	—
Steinbelag I.	19,24	1,4
„ II	18,84	3,5
„ III	17,63	9,7

k ist für Berührung allein innerhalb weiter Temperaturgrenzen als konstant zu betrachten.

Also bei einem sehr harten und schlecht leitenden Steine von 5,5 mm Stärke beträgt die Verminderung des Wärmeübertragungskoeffizienten durch Berührung nur bis 9,7 %.

Einfluß der Veränderung von α auf die Größe der Wärmedurchgangszahl k , wenn nur ein Wärmedurchgang von Heizgas an Wasser durch Berührung angenommen wird. α selbst ist nur abhängig von der Art der Flüssigkeiten und ihrem Bewegungszustande.

Übergangszahl α	Wärmedurchgangszahl k			ζ in % Verminderung von k	
	reine Heizfl.	Steinbelag II	Steinbelag III	Steinbelag II	Steinbelag III
10	9,88	9,70	9,37	1,8	5,2
15	14,73	14,34	13,63	2,6	7,7
20	19,52	18,84	17,63	3,5	9,7
25	24,14	23,21	21,40	3,9	11,4

Ändert sich also die Wärmeübergangszahl α z. B. bei Verringerung der Strömungsgeschwindigkeit des Heizgases von 10 auf 25, so tritt nur eine Verminderung der Wärmedurchgangszahl k von 5,2 auf 11,4 % ein bei sehr hartem 5,5 mm starkem Kesselsteine (III).

b) Einfluß des Kesselsteines auf den Durchgangskoeffizienten k, wenn mit Satttdampf oder heißem Wasser geheizt wird.

Sehr ungünstig wirkt Kesselstein an Heizflächen, die durch heißes Wasser oder kondensierenden Dampf, also nur durch Berührung beheizt werden; ist α verschieden groß z. B. für ruhendes Wasser $\alpha = 1000$, bis $\alpha = 6000$ (lebhaft bewegtes Wasser), so kann der Wärmedurchgang k bis um 80 % sich verringern, je nach der Dicke und Leitungsfähigkeit der Verunreinigung.

Folgende Tabelle gibt darüber Aufschluß, bei der für den Übergang von einer wagrechten, ebenen Eisenwand an wenig bewegtes

Tabelle 81.

Wärmedurchgangskoeffizient k für Satttdampf an siedende Flüssigkeit.

Übergangszahl vom Heizmittel α_1	Wärmedurchgangskoeffizient k			Verminderung ζ in %		
	reine Heizfläche	Steinbelag II	Steinbelag III	Steinbelag II	Steinbelag III	
1000	449	245	129	45	71	Wasser ruhend
2000	579	279	138	52	76	
3000	642	293	142	54	78	
4000	678	300	143	55	79	
5000	702	305	144	56	79	Wasser stark bewegt.
6000	718	308	145	57	80	

siedendes Wasser $\alpha_w = 1154$ bewertet ist, während für den Übergang der Wärme vom Heißdampf an die Wand α_1 verschieden hoch angesetzt ist (vgl. Tabelle 60). Die Daten am Ende der Tabelle sind für die Praxis direkt benutzbar, z. B. für Dampfkochung durch Doppelböden.

Für den Wärmeübergang von gesättigtem Dampfe an siedendes Wasser stellt Hausbrand¹⁾ für kupferne Röhre vom Durchmesser d in m und der Länge l in m die Beziehung auf

$$k = \frac{1900}{\sqrt{d \cdot l}} \quad \dots \quad 93)$$

für schmiedeeiserne Röhre ist $k = 0,75$ derjenigen von Kupferrohren, für gußeiserne Röhre ist $k = 0,50$ derjenigen von Kupferrohren (vgl. Tabelle 58 Seite 214, Formel 64 und Tabelle 57 für Sattedampf/kaltes Wasser).

c) Einfluß des Kesselsteines auf die Durchgangszahl k bei Wärmeübertragung durch Berührung, Leitung und Strahlung bei Beheizung von Wasser durch Gas.

k ist veränderlich.

Alle Untersuchungen und Berechnungen ergeben, daß im Gegensatz zur Wärmeübertragung durch Berührung allein, k nicht mehr gleich bleibt, sondern sich mit der Heizgas-temperatur verändert. Für einen Wärmedurchgang von Gas an siedendes Wasser von 180° ist für Steinbelag II (III) der Wärmedurchgangskoeffizient k bei 480° Temperatur der strahlenden Fläche um $6,5\%$ ($19,1\%$), bei 980° um $11,2\%$ ($33,4\%$) kleiner als bei reiner Heizfläche. Bei einem $0,2$ mm starken Teeranstrich ist die Verringerung des Wärmedurchganges bereits größer als die des Steinbelages III.

Dieser Fall tritt bei Kesseln auf, soweit die Heizflächen einer Berührung und Strahlung der heißen Gase ausgesetzt sind, also für den ersten Teil von Flammrohrkesseln, von Wasserrohrkesseln usw.

¹⁾ Hausbrand, Verdampfen, Kondensieren und Kühlen 4. Aufl. S. 46.

Es ist z. B. bei einer Heizgastemperatur

$$t_1 = 500^\circ \text{ k} = 55$$

$$t_1 = 600^\circ \text{ k} = 67$$

$$t_1 = 800^\circ \text{ k} = 98$$

bei reiner Heizfläche; und bei Steinbelag II ist entsprechend $k' = 52, 63$ und 90 .

d) Einfluß des Kesselsteines auf die Wärmeausnutzung in Heizvorrichtungen, Wärmedurchgang nur durch Berührung.

1) $t_1 =$ Temperatur der heizenden Flüssigkeit = unveränderlich.

$t_2 =$ Temperatur der geheizten Flüssigkeit = veränderlich.

Heizvorrichtungen, bei denen die Temperatur der wärmeliefernden Flüssigkeit t_1 konstant ist, und die der wärmeaufnehmenden Flüssigkeit t_2 während des Durchströmens veränderlich sind dampfbeheizte Röhrenvorwärmer, Oberflächenkondensatoren usw., bei denen also die Wärmeübertragung in der allergrößten Hauptsache durch Berührung vor sich geht; es ist dabei also k vom Temperaturunterschied unabhängig.

Führt man die Berechnung der Wärmeübertragungsverluste bei Steinbelag für verschiedene Heizflächenabschnitte eines Heizapparates, in welchem Wasser durch Dampf beheizt (bzw. Dampf durch Wasser niedergeschlagen) wird, durch, so ergeben sich gewisse allgemein gültige Resultate: Der Wärmeausnutzungsverlust ζ erreicht nie die Höhe der Abnahme der Wärmedurchgangszahl k , sondern nimmt mit dem Bestreichen größerer Heizflächenteile ab. Der Grund dafür wird durch folgende Überlegung klar. Bei dem verunreinigten Bleche nimmt das zu erwärmende Wasser wegen der kleineren Durchgangszahl k' weniger Wärme auf als bei reinem Bleche; das Wasser erwärmt sich also bei gleichem Wege weniger, und der Temperaturunterschied ϑ_m zw. Heizdampf und Wasser wird größer als bei reinem Bleche, relativ um so mehr, je mehr die bestrichene Heizfläche anwächst. Durch den höheren Temperaturunterschied also wird die Wirkung der schlechteren Übergangszahl k' zum Teile ausgeglichen, so daß der Wärmeausnutzungsverlust ebenfalls kleiner wird.

Bei mittleren normalen Heizflächen und mittlerem Steinbelag wird bei solchen dampfbeheizten Wassererwärmungsapparaten

ler zu erwartende Wärmeausnutzungsverlust $\zeta = 15$ bis 30 % betragen; bei kleinen Heizflächen und sehr günstigen Wärmedurchgangskoeffizienten k (kurze und enge Heizrohre) kann indessen ζ auch bis auf ca. 50 % anwachsen.

Beispiel 39. Wird das Flüssigkeitsgewicht G in 1 Stunde von t_2' auf t_2'' erwärmt, besitzt dasselbe eine spezifische Wärme c pro 1 kg und beträgt der mittlere Temperaturunterschied zwischen Heizdampf und erwärmtem Wasser ϑ_m , so gilt für die von der erwärmten Flüssigkeit aufgenommene Wärmemenge, wenn $z =$ Zeit in Stunden und $F =$ Heizfläche in qm bedeuten:

$$Q = F \cdot z \cdot k \cdot \vartheta_m = G \cdot c (t_2'' - t_2') \dots .94)$$

darin ist ϑ_m ausgedrückt durch

$$\vartheta_m = \frac{t_1' + t_1''}{2} - \frac{t_2' + t_2''}{2}$$

oder genauer aus

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta_a - \vartheta_e}{\log \text{nat} \left(\frac{\vartheta_a}{\vartheta_e} \right)}$$

oder

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta_a \left(1 - \frac{n}{100} \right)}{\log \text{nat} \left(\frac{100}{n} \right)}$$

(vgl. Formel 78 und Tabelle 62).

Beispiel 40. Setzt man für einen bestimmten Fall des Wärmeüberganges z. B. von Dampf an Wasser $\alpha = 6000$ (Tabelle 81,) das k ein in die Gleichung für Q , so kann man berechnen, wieviel Heizfläche nötig ist, um eine bestimmte Wassermenge G pro 1 Stunde von einer bestimmten Eintrittstemperatur z. B. 10° bis auf 40° zu erwärmen; G sei = 3000 kg; es wird dann für diesen Fall bei reiner Heizfläche und $k = 718$, wobei $\vartheta_m = 74,3$ sich ergibt, wenn mit Dampf von 100° geheizt wird:

$$Q = F \cdot 718 \cdot 74,3 = 3000 \cdot (40 - 10) = 90\,000 \text{ WE}$$

$$F = 1,69 \text{ qm}$$

d. h. es sind für vorliegenden Fall 1,69 qm saubere Heizfläche erforderlich, um 3000 kg Wasser von 10° auf 40° zu erwärmen. Ist nun die Heizfläche mit einem Stein III von $\delta = 0,0055$ m

Dicke und $\lambda = 1$ belegt, so wird $k' = 145$ aus Tabelle 81. und bei der gleichen bestrichenen Heizfläche $F = 1,69$ qm wird dann eine andere niedrigere Endtemperatur des Wassers erreicht, die sich aus derselben Gleichung für Q ermittelt, wenn man diese Werte einsetzt, also

$$1,69 \cdot 145 \cdot \vartheta_m = 3000 (t_2'' - 10)$$

dabei ist ϑ_m aus der Gleichung $\vartheta_m = \frac{\vartheta_a - \vartheta_e}{\log \text{nat} \left(\frac{\vartheta_a}{\vartheta_e} \right)}$ oder der einfacheren

durch t_2'' auszudrücken; es errechnet sich dann $t_2'' = 17,0^{\circ}$ und $\vartheta_m = 87,0^{\circ}$; oder mit anderen Worten: die erzielte Endtemperatur des Wassers nach Bestreichen der Fläche $F = 1,69$ qm wird bei verunreinigter Heizfläche nur $17,0^{\circ}$, und die übergegangene Wärmemenge verringert sich von 90 000 WE bei reiner Fläche auf $1,69 \cdot 145 \cdot 87 = 21\,300$ WE; der Wärmeausnutzungsverlust ζ wird also $\frac{90\,000 - 21\,300}{90\,000} \cdot 100 = 76,5\%$.

Sind $F = 16,25$ qm Heizfläche bestrichen, so wird bei reiner Heizfläche die Temperatur des erwärmten Wassers $t_2'' = 98^{\circ}$; der mittlere Temperaturunterschied zwischen Dampf und Wasser $\vartheta_m = 22,6$, und bei Steinbelag III wird $t_2'' = 58,9^{\circ}$, dagegen $\vartheta_m = 62,7^{\circ}$; ϑ_m hat sich also um $177,5\%$ erhöht, dagegen ist der Wärmeausnutzungsverlust ζ durch den Steinbelag bis auf $44,5\%$ gefallen. Bei noch größerer Heizfläche würden sich die Werte in gleichem Sinne noch weiter ändern.

- 2) $t_1 =$ Temperatur der heizenden Gase, veränderlich,
 $t_2 =$ Temperatur der geheizten Flüssigkeit, unveränderlich.

Dieser Fall tritt hauptsächlich bei Kesseln mit siedendem Wasser auf, die durch Gase oder feste Brennstoffe beheizt werden und zwar an den Heizflächenteilen, die nicht mehr durch Strahlung, sondern durch Gasberührung getroffen werden; also z. B. bei Oberkesseln innerhalb der Rauchrohre oder Flammrohre, bei Flammrohrkesseln mit Vorfeuerung kurz nach Eintritt der Gase in die Flammrohre, bei abgasbeheizten Kesseln usw. (gültig für Temperaturen bis ca. 550°).

Sind die pro 1 Stunde vorbeistreichenden Gasmengen G in kg mit der spez. Wärme c_p bekannt, sowie der Temperaturunterschied ϑ_a zwischen Heizgasen und Wasserinhalt zu Beginn einer Heiz-

fläche F_a , so kann der Temperaturunterschied ϑ_F zwischen Gasen und Wasser, der sich nach Bestreichen einer Heizfläche F_1 eingestellt hat, berechnet werden aus¹⁾:

$$\vartheta_{F_1} = \vartheta_a \cdot e^{-\frac{(F_1 - F_a) \cdot k}{G \cdot c_p}} \dots \dots \dots 95)$$

worin e die Basis der nat. Logarithmen $e = 2,718$ bedeutet, k ist nach S. 266 innerhalb weiter Temperaturgrenzen (bei Berührung allein) als unveränderlich anzusehen.

Auch hier findet man, wie im Falle vorher, daß mit dem Anwachsen der von den Gasen bestrichenen Heizfläche an derselben Stelle der Heizfläche die Temperatur der Gase bei verschmutzter Kesselblechfläche höher bleibt, als bei reiner; dadurch wird aber der mittlere Temperaturunterschied zwischen Gasen und Wasser ϑ_m (vom Beginn der Heizfläche an gerechnet) ebenfalls höher, und der Wärmedurchgang vom Gas an das Wasser wird relativ größer, als er in Rücksicht auf das wesentlich verringerte k werden sollte. Der Wärmeausnutzungsverlust bleibt also in kleinen Grenzen, die für mittlere Verhältnisse 3—5 % nicht übersteigen.

Dabei ist noch zu berücksichtigen, daß ja nicht alle von den Heizgasen berührten Flächenteile gleich stark mit Kesselstein belegt sind.

Beispiel 41. Es durchziehen ein Heizrohrsystem pro 1 Stunde $G = 4000$ kg Gase von der spez. Wärme c_p pro 1 kg = 0,25; sie sei als konstant gesetzt für den Temperaturbereich (der Fehler durch steigende spez. Wärme beträgt zwischen 500 und 250° etwa 1 %); der Wärmeübergang von Gas an Heizfläche sei $\alpha = 20$; für reine Heizfläche ist aus Tabelle, S. 194 $k = 19,5$; für Steinbelag III ($\lambda = 1,0$; $\delta = 5,5$ mm) ist $k' = 17,6$. Die Gase seien am Heizflächenbeginn 500° warm. Das Wasser habe 100°. Wie stellen sich die Temperaturen und der Wärmeausnutzungsverlust ζ nach 15 und 50 qm Heizfläche? In die Formel eingesetzt ergibt sich:

$$\vartheta_F = (500 - 100) \cdot e^{-\frac{15 \cdot 19,5}{4000 \cdot 0,25}}$$

$$\vartheta_F = 400 \cdot 2,718^{-0,2925}; \quad \frac{400}{\vartheta_F} = \log N (0,2925 \cdot 0,434)$$

¹⁾ Lorenz, Technische Wärmelehre 1904, S. 450.

$\vartheta_F = 300,2^\circ$; also die Gastemperatur am Ende der Heizfläche von 15 qm ist $300,2 + 100 = 400,2^\circ$.

Die anderen Werte zeigt diese Zusammenstellung:

Be- stri- chene Heiz- fläche qm	Heizgastemperaturen am Ende der Heizfl.		Gesamte übertragene Wärme von Anfang an		Mittl. Temperatur- unterschied v. Anfang der Heizfl. an $^\circ\text{C}$ ϑ_m		Vermin- derung der Wärme- aus- nutzung ζ in %
	reine H. izfl. $^\circ\text{C}$	mit Stein- belag III	reine Heizfl. WE	mit Stein- belag III	reine Heizfl.	mit Stein- belag III	
5	463	466	36 500	33 700	374	383	7,7
15	400	407	99 800	92 800	341	351	7,0
50	253	266	246 400	234 100	253	266	5,0

3) Temperatur t_1 der heizenden Flüssigkeit }
Temperatur t_2 der beheizten Flüssigkeit } veränderlich

Zu dieser Gruppe gehören Warmwasserapparate, Vorwärmer, Economiser, Rieselkondensatoren usw. Dabei genügt die Annahme einer Wärmeübertragung durch Berührung, so daß die Annahme gleichbleibender Wärmedurchgangszahlen $k k'$ berechtigt ist. Der mittlere Temperaturunterschied ϑ_m ist aus einer der Gleichungen 78 nach S. 228 zu errechnen, und der Temperaturunterschied ϑ_e am Ende der Heizfläche aus der Gleichung¹⁾

$$\vartheta_e = \vartheta_a \cdot c^{-F \cdot k \cdot \left(\frac{1}{G_1 \cdot c_{p1}} + \frac{1}{G_2 \cdot c_{p2}} \right)} \quad (96)$$

das + Zeichen bezieht sich auf Gleichstrom, das — Zeichen auf Gegenstrom. $G_1 G_2$ sind Gasmengen, $c_{p1} c_{p2}$ die spezif. Wärmen am Anfang und Ende.

Für Apparate, die mit überhitztem Dampfe oder Gasen beheizt sind, ist ein Wärmeausnutzungsverlust von 5 bis 15 % zu erwarten, für enge Heizrohre sowie für 2 bewegte Flüssigkeiten mit $k \sim 700$ (vgl. Tabelle 81, S. 267) ein solcher nach früheren Angaben bis 50 %.

Beispiel 42. Bei einem Rauchgasvorwärmer von 144 qm Heizfläche, einer Gaseintrittstemperatur = 300° und einen Wärmedurchgangskoeffizienten $k = 12$ können pro Stunde 3237 kg Wasser von 10° auf 100° erwärmt werden, wenn die Gasmenge von 7770 kg mit $c_p = 0,25$ auf 150° herabgekühlt wird. Bei einem Steinbelag von 5 5 mm Dicke und $\lambda = 1$ wird nach Seite 266: $k = 11,3$

¹⁾ Lorenz, Techn. Wärmelehre 1904, S. 450.

und die Gase kühlen sich von 300° auf 163° ab, während das Wasser von 10° auf 92° erwärmt wird. Der Wärmeausnutzungsverlust beträgt also 8,7 %.

e) Einfluß des Kesselsteines auf die Wärmeausnutzung in Heizvorrichtungen bei Wärmeübertragung durch Berührung und Strahlung.

t_1 = Temperatur der heizenden Gase, veränderlich,

t_2 = Temperatur der beheizten Flüssigkeit, unveränderlich.

Unter diese Betrachtung fallen solche Heizflächen (bzw. Teile derselben) bei Dampfkesseln, welche vom Roste,

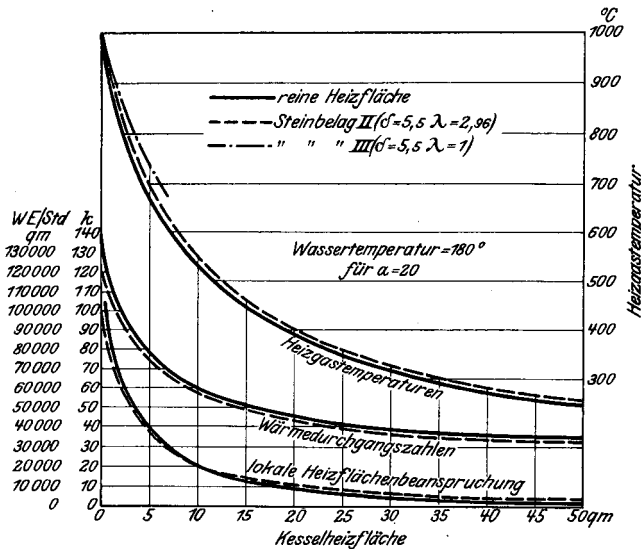


Abb. 42. Wärmedurchgang bei Strahlungs- und Berührungsübertragung längs der ganzen Heizfläche.

von den Flammen oder erhitztem Mauerwerke auf ihrer ganzen Ausdehnung bestrahlt werden; also bei Innenfeuerung bei Flammrohrkesseln die Flammrohrfläche, soweit die Flamme reicht; bei Wasserrohrkesseln ebenfalls der von der Flamme bestrichene Teil usw.

Die Verhältnisse des Wärmeüberganges, des Durchgangskoeffizienten k usw. sind für den Fall einer Dampfkesselheiz-

fläche, an welche die Gase mit 1000° herantreten, für eine Wassertemperatur von 180° und $\alpha = 20 =$ konstant in nachstehender Tabelle 82 und im Diagramm 42 dargestellt.

Für den Verlauf des Wärmeausnutzungsverlustes, des Temperaturabfalles usw. gilt das gleiche, wie im vorhergehenden Falle der Berührung allein. Dagegen ist der Wärmedurchgangskoeffizient k sehr wesentlich von der Gastemperatur abhängig. Die pro 1 qm Heizfläche und Stunde vom Wasser aufgenommene Wärmemenge ist anfänglich bei der bestrahlten Fläche sehr hoch, annähernd 100 000 WE; sie sinkt aber sehr rasch ab, wenn die Gase nur noch durch Berührung heizen, und es zeigt sich dabei die merkwürdige Erscheinung, daß im vorliegenden Falle bereits nach 7 qm der Einfluß des höheren Temperaturunterschiedes den der verminderten Wärmedurchgangszahl k überwiegt, so daß die Leistung der unreinen Heizfläche (Steinbelag $\delta = 5,5$ mm stark mit $\lambda = 2,96$, entsprechend $\delta = 1,9$ mm und $\lambda = 1,0$) von hier ab größer

Tabelle 82.

Wärmedurchgang bei Strahlung und Berührungsübertragung längs der ganzen Kesselheizfläche bei reiner Heizfläche und bei Steinbelag

$$\delta = 5,5 \text{ mm } \lambda = 2,96$$

$$\delta = 1,9 \text{ mm } \lambda = 1,0$$

Wassertemperatur = 180°; $\alpha = 20$; Heizgasmenge = 4000 kg/Std.

Bestrichene Heizfläche	Temperatur der Heizgase am Ende des Abschnittes		Wärmedurchgangszahl k am Ende des Heizflächenabschn.		Heizflächenbeanspruchung am Ende des Heizflächenabschnittes		Erhöhung des Temperaturunterschiedes $\frac{t' - t}{\beta}$ · 100 %	Verlust an Wärmeausnutzung %
	reine Heizfl.	Steinbelag II	reine Heizfl.	Steinbelag II	reine Heizfl.	Steinbelag II		
qm	°C	°C	WE/qm/St/1°C	WE/qm/St/1°C	WE/qm/St			%
0	1000	1000	—	—	—	—	—	—
0,5	951	956	126	114	97 000	88 600	0,6	9,6
5	677	696	78	75	38 850	38 800	4,0	5,6
10	533	551	60	58	21 200	21 480	4,9	3,9
15	448	464	51	49	13 700	14 100	5,6	2,9
20	392	406	46	44	9 580	9 930	6,5	2,4
30	318	330	40	38	5 550	5 700	8,0	1,7
40	275	285	36	35	3 450	3 620	9,6	1,3
50	246	254	35	33	2 320	2 470	10,5	1,0

wird als die der reinen; es wird deshalb der zuerst höhere Verlust an Wärmeausnutzung von ca. 10 % später wesentlich vermindert und ausgeglichen bis auf kleine Beträge von 2 bis 3 %. Der Gesamtverlust an Wärmeausnutzung wird also selbst bei sehr schlecht leitendem Steinbelage 5 % nicht übersteigen.

f) Strahlungsübertragung nur am ersten Teile der Kesselheizfläche wirksam, am anderen Teile nur Berührungsübertragung.

t_1 = Temperatur der heizenden Gase, veränderlich

t_2 = Temperatur der beheizten Flüssigkeit, unveränderlich.

Bei allen Dampfkesseln wird nur der erste Teil der Heizfläche von Wärme bestrahlt, bei Unterfeuerungen ein größerer Teil, bei Innenfeuerungen dagegen hört der Bestrahlungseinfluß bald hinter der Feuerbrücke auf, und es wird weiterhin die Wärme an die Heizfläche nur noch durch Berührung übertragen. Bei größeren bestrahlten Flächen, wie Unterfeuerungen bei Wasserrohrkesseln usw. wird der anfänglich hohe Wärmeausnutzungsverlust (vgl. Tabelle 82, S. 275) rascher ausgeglichen, als bei der weniger wirksamen Berührungsübertragung; der Verlust wird hierbei selbst in ungünstigen Fällen 5 % nicht überschreiten, im Mittel 2—4 % betragen, bei Innenfeuerungen sind die Verhältnisse ein wenig ungünstiger, da die Strahlung meist schon nach ca. 7 qm Heizfläche unwirksam wird; ein Stein von 5,5 mm Stärke und $\lambda = 2,96$ hat eine Verminderung der Wärmeausnutzung um ca. 3 %; ein solcher von ca. 5,5 mm Stärke und $\lambda = 1,0$, eine Verminderung von ca. 6 % zur Folge. Dabei ist noch zu berücksichtigen, daß die Kesselsteinablagerung hauptsächlich an den Stellen ruhigerer Verdampfung eintritt, so daß der wirksamste Teil der Heizfläche die verhältnismäßig schwächste Steinablagerung besitzt.

Stärkere Beanspruchung der Kessel wird durch Verbrennen einer erhöhten Brennstoffmenge auf dem Roste unter Anwendung schärferen Zuges erzielt; dabei steigt die Anfangstemperatur und die Gasmenge, somit auch in erster Linie die Wärmeübertragung durch Bestrahlung. Der Verlust an Wärme-

Tabelle 83.

Art der Feuerung	Außenfeuerung (Unterfeuerung)				Innenfeuerung			
	rein	belegt	rein	belegt	rein	belegt	rein	belegt
Gesamte Heizfläche qm	80	16	1000	1100	1000	1100	1200	1000
Bestrahlte Heizfläche qm	20				8			
Heizflächenbeanspruchung kg/qm/Std.	15	16			12	14,5	19,6	
Zustand der Heizfläche	rein	belegt	rein	belegt	rein	belegt	rein	belegt
		$\lambda = 1$ $\delta = 1,9$		$\lambda = 1,0$ $\delta = 1,9$	$\lambda = 1$ $\delta = 1,9$	$\lambda = 1$ $\delta = 1,9$	$\lambda = 1,0$ $\delta = 1,9$	$\lambda = 1$ $\delta = 5,5$
Heizgastemperatur am Beginn °C	1000	1100	1000	1100	1000	1100	1200	1000
Wärmeinhalt der Gase für 1° C = $c_p \cdot G$ WE	1000	1100	1000	1100	1000	1100	1200	1000
Temperatur am Ende der bestrahlten Heizfl. °C	392	406	419	434	600	617	671	738
Abgastemperatur am Kesselende . . . °C	246	253	263	271	250	257	277	337
Wärmeausnutzungsverlust ($c_p = \text{konstant}$) %	—	1,0	—	1,05	—	1,0	3,7	—

Wärmeübertragung an Dampfkesseln durch Strahlung und Berührung am ersten Teile der Heizfläche, später durch Berührung allein; Einfluß der steigenden Kesselbeanspruchung.

ausnutzung, also der Mehrverbrauch an Kohle zur Erzielung gleicher Dampfmengen kann in solchen Fällen bei 2 mm Stein ($\lambda = 1$) den Betrag von 4 %, bei 5,5 mm Stein ($\lambda = 1$) schon etwa 8 % erreichen, vorausgesetzt allerdings, der ungünstige Fall, daß der Kesselstein sich auf der Gesamtheizfläche in gleicher Stärke abgelagert hat.

Vorstehende Tabelle bietet eine Übersicht über verschiedene Verhältnisse bei $G = 4000$ kg Gasen pro Stunde.

30. Erhöhung der Kesselblechtemperaturen durch Kesselsteinbelag und Ölschichten sowie dadurch bedingte Abnahme der Blechfestigkeit.

Ölablagerungen verursachen eine sehr starke Abnahme der Wärmedurchgangszahlen; Schichten von 0,2 bis 0,3 mm Stärke eines Teeranstriches verursachen bereits höhere Wärmeverluste als Kesselsteine von 5,5 mm Stärke mit $\lambda = 1$; Öl und Fettablagerungen, die aus ungereinigt verspeisten Maschinenkondensaten entstammen, wirken ganz ähnlich. Mineralöl z. B. besitzt eine Leitfähigkeit von $\lambda = 0,1$, so daß eine Ölschicht von $\frac{1}{2}$ mm Stärke bereits eben so schädlich ist, wie der starke Kesselstein von 5,5 mm Dicke mit $\lambda = 1,0$.

Nach obigen Ausführungen ergibt sich die Wandinnentemperatur des Kesselbleches auf der Wasserseite bei verunreinigtem Bleche zu:

$$\vartheta_2 = t_2 + Q \left(\frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_3} \right) \quad (97)$$

$\delta_2 \lambda_2$ gilt für den Steinbelag.

$\alpha_3 =$ Wärmeübergangszahl von Kesselstein an Wasser.

Es steigt also die Blechinnentemperatur mit der übergangenen Wärmemenge, mit der Schichtstärke δ_2 des Kesselsteines und mit der Abnahme der Leitfähigkeit λ_2 der Verunreinigung. Ölschichten sowie Teeranstriche ergeben also höhere Temperaturen als gleich starke Steinschichten. Es wird nämlich bei Verunreinigung der Heizflächen die vom Gase abgegebene Wärmemenge so lange zur Erhöhung der Blechtemperatur verwendet, bis die Temperatursteigerung genügt, um den Leitungswiderstand der Verunreinigung zu überwinden. Örtliche Überhitzungen der Bleche, die schädlich

sein können, sowie Entstehen von Zusatzspannungen können die Folge sein an Stellen, die besonders scharfem Feuer ausgesetzt sind. Tatsächlich sind durch Messungen an Kesseln, die durch Öl verunreinigt waren, mittelst Schmelzpfropfen Temperaturen der Blechinnenseiten von 350° ja bis ca. 570° festgestellt worden.

Die nachstehende Abb. 43¹⁾ bietet einen Einblick in diese Verhältnisse; es ist auf der Senkrechten der Unterschied von Blech-

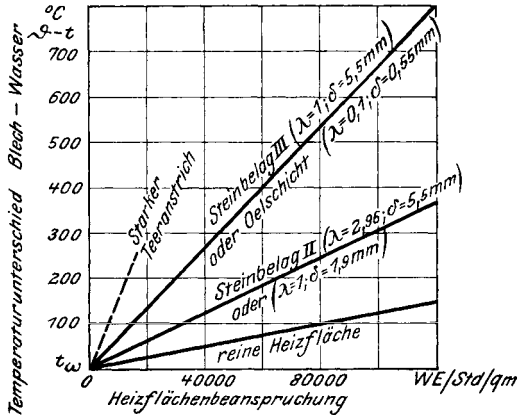


Abb. 43. Erhitzung des Kesselbleches bei Verunreinigung durch Kesselstein.

außentemperatur und Wassertemperatur ($\vartheta - t$) aufgetragen, auf der Wagrechten der Wärmedurchgang in WE pro 1 qm Heizfläche und Stunde, wie solcher in dem ersten Teile eines Kessels bei Wärmeübertragung durch Berührung und Strahlung erfolgt. Die verschiedenen Strahlen zeigen, wie mit zunehmender Belagstärke bei gleichem Wärmeübergang die Blechaußentemperatur anwächst, am meisten bei einer Ölschicht und bei Teeranstrich.

Bei örtlichen Ölablagerungen usw. treten also Temperaturunterschiede gegen die Nachbarteile des Kessels auf, die besonders an Stellen geringer Nachgiebigkeit zu beträchtlichen Zug- oder Druckspannungen führen können; bei Flußeisen beträgt diese Zusatzspannung bei 1° Temperaturunterschied schon ca. 25 kg/qcm . Folgen davon können Undichtigkeiten an Rohrbefestigungen, Nietnähten usw. sein, auch Einbeulungen und Risse an Heizplatten usw., die leicht zu unangenehmen Betriebsstörungen führen können.

¹⁾ Abb. 43—45 nach Reutlinger aus Z. d. V. D. I. 1910, S. 545 ff.

Auch nimmt die Blechzugfestigkeit K_z selbst bei Erhöhung der Temperatur ab; sie ist z. B. für Flußeisenblech bis ca. 400° noch die gleiche wie bei Zimmertemperatur, bei 500° dagegen beträgt sie nur noch 55% davon, bei 600° sogar nur noch 25%; Vgl. Abb. 44 in der das Verhältnis von K und φ bei t^0 und bei 20° über verschiedenen Temperaturen aufgetragen ist.

Ähnliches Verhalten zeigt die Bruchdehnung φ des Flußeisens, wobei unter Bruchdehnung die Längenänderung im Ver-

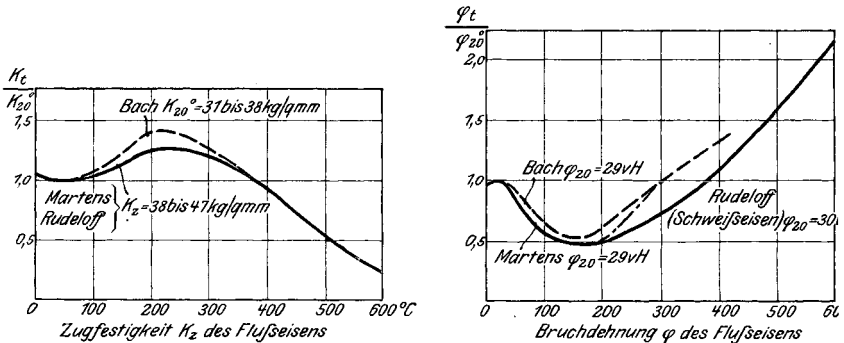


Abb. 44. Abnahme der Zugfestigkeit und der Bruchdehnung von Flußeisen bei zunehmender Erwärmung.

hältnis zur ursprünglichen Stablänge verstanden ist, die beim Bruche des zerrissenen Stabes eintritt.

Dieselbe ist bereits bei ca. 400° nach Versuchen von Bach nahezu 1,5 mal so groß als bei kaltem Zustande.

Das Eisen ist am sprödesten bei ca. 300°. Versuche von Olry und Bonet haben erwiesen, daß Formänderungen von Blechteilen, die bei etwa 300° (Blauwärme) eintreten, dauernde Sprödigkeit zur Folge haben können.

Die Dehnungszahl α des Eisens steigt ebenfalls mit der Temperatur an bis etwa 600° langsam, dann sehr rasch; sie ist bei 600° etwa das 1,5 fache so groß als bei kaltem Zustande. Wächst der Dehnungskoeffizient, so bedeutet dies, daß eine Formänderung bei höheren Temperaturen durch eine geringere Beanspruchung bereits verursacht wird, wie bei kaltem Zustande.

Die Festigkeitseigenschaften des Kupfers nehmen mit wachsender Temperatur noch rascher ab, als die von Eisen.

Dargestellt sind die Beziehungen in den Diagrammen der Abb. 45 nach den Untersuchungen von Stribeck.

Alles in allem also verlieren die Kesselbaustoffe an Festigkeit und Widerstandsfähigkeit in jeder Beziehung bei Erhitzung, und die Betriebssicherheit nimmt durch Verunreinigungen der Heizfläche wesentlich ab; es ist daher Sache des Betriebes, durch sorgfältige Wartung und Fernhaltung schädlicher Einflüsse die Betriebssicherheit der Kessel hoch zu halten.

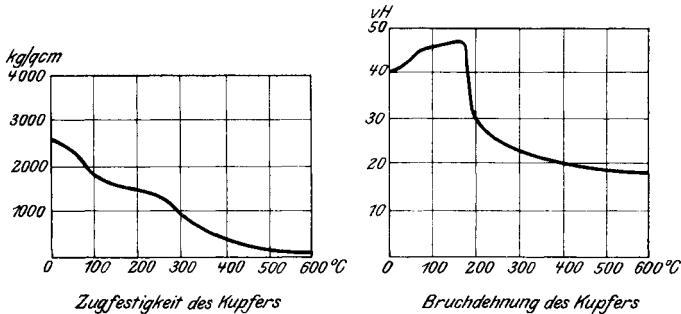


Abb. 45. Abnahme der Zugfestigkeit und der Bruchdehnung von Kupfer bei zunehmender Temperatur.

VI. Betriebsüberwachung.

31. Winke für die Vornahme von Messungen.

a) Messung des Niederschlagwassers.

In der Praxis werden die Abkühlungsverluste an Rohrleitungen, durch welche Dampf strömt, meistens mit Hilfe von Kondenstöpfen bestimmt, welche das in gewisser Zeit in einem Leitungsstrange niedergeschlagene Kondensat abgeben. Sind die Zulieferungsröhrchen von der Dampfleitung nach den Kondenstöpfen und diese selbst nicht umhüllt, so wird in beiden Kondensat abgeschieden, und die gemessene Menge ist zu groß; meistens sind aber die durch den Schwimmer der Kondenstöpfe betätigten Ventilehen nicht dicht, so daß mit dem Niederschlagwasser noch Dampf austritt, um so mehr, je höher der Druck ist; die bei solchen Messungen auftretenden Fehler können bis 20 %

betragen. Eberle¹⁾ hat deshalb die Messungen über die Abkühlungsverluste an Rohrleitungen mit stehendem Dampfe ausgeführt und das entstehende Kondensat aus den Leitungen mit Hilfe von Bohrungen in besonderen Meßflanschen, in welche auch die Thermometer zu stehen kamen, abgeführt in ein völlig geschlossenes Gefäß mit Wasserstand und einem kleinen dicht schließenden Ventilchen, das auf gleichen Wasserstand im Gefäße eingestellt wurde. Dampfverluste werden hierdurch ganz vermieden.

Ähnliches gilt von den Wasserabscheidern, Apparaten, die meistaus einem in die Rohrleitung eingeschalteten Topfe mit Blecheinbauten oder Scheidewänden bestehen, an denen der durchströmende Dampf beim Anstoßen bzw. Richtungswechsel das in ihm enthaltene Wasser abgeben soll; dies geschieht auch bis zu einem gewissen Grade, aber nie vollkommen; die Abscheidung wird um so geringer, je rascher der Dampf strömt, weil er dann eben zu wenig Zeit findet das Wasser abzugeben; bei einer Dampfgeschwindigkeit von 38 m liefert ein gewöhnlicher Wasserabscheider bereits 32 % zu wenig Niederschlagwasser. Es ist deshalb notwendig, Versuche über Wärmeverluste mit gesättigtem Dampfe bei in der Leitung ruhendem Dampfe unter großer Sorgfalt in der Beobachtung der verwendeten Einrichtung vorzunehmen. Viele in der Praxis ausgeführten einander stark widerstreitenden Versuche beweisen das. Der Dampf hinter Wasserabscheidern hat nach vorgenommenen Untersuchungen²⁾ meist weniger Nässe als 1 %.

b) Messung der Dampftemperaturen.

Bei vielen Versuchen ist die Dampftemperatur sehr wichtig; deshalb muß bei der Messung derselben besonders vorsichtig verfahren werden, weil gerade hier wieder sehr leicht Fehler begangen werden durch falsche Verwendung der Instrumente. Bei gesättigtem Dampfe zeigen Glasthermometer, die in Hülsen getaucht werden, welche möglichst bis in die Mitte der Rohrleitung reichen und mit Öl gefüllt sind, durchaus zuverlässig an, in gleicher Weise wie Thermoelemente; die Temperatur ist bei gesättigtem Dampfe am Rande der Leitung nur etwa bis 1⁰ geringer als in der Mitte.

¹⁾ Z. Ver. deutsch. Ing 1908, S. 485.

²⁾ Mitt. ü. Forschungsarb. 98/99, Wamsler.

Bei überhitztem Dampfe zeigen Glasthermometer nur dann einigermaßen zuverlässig an, wenn sie bis in die Mitte der Leitung geführt werden, am besten in Hülsen, die mit Öl gefüllt sind. Reichen die Einsatzröhrchen nicht weit genug in die Rohrleitung hinein, so wird durch dieselben mehr Wärme nach außen abgeführt, wie der überhitzte Dampf abgibt; die Temperaturen werden also zu niedrig gemessen; bei 150 mm Rohrleitungen zeigten¹⁾ sich bei 6 atm Dampfdruck und Eintauchtiefen von 70 und 20 mm Temperaturunterschiede von 35⁰ (gemessen wurden 290 und 255⁰).

Für genaue Messungen sollten nur Thermoelemente verwendet werden, deren Drähte noch ein Stück (ca. 500 mm) im Rohre entlang geführt sind in der Tiefenlage, in welcher man die Messung vornehmen will, ehe sie aus dem Rohre herausgeführt werden, weil dann eine Wärmeabführung durch Fortleitung an den Drähten ausgeschlossen ist. Solche Messungen ergaben dann bei 75 und 10 mm Eintauchtiefe bei 12 atm Druck nur noch Temperaturunterschiede von ca. 2,5⁰; womit der Beweis erbracht ist, daß auch bei überhitztem Dampfe nach außen zu in der Rohrleitung nur ein geringer Temperaturabfall stattfindet, so daß derselbe für praktische Messungen vernachlässigt werden kann, wenn nur die Mitteltemperatur sorgfältig festgestellt ist.

Ehe man Messungen des Temperaturabfalles zwischen zwei Stellen einer Dampfleitung vornimmt, tut man gut, die verwendeten Glas-Thermometer, etwa 7 mm starke Thermometer mit aufgeätzter Teilung, mit einander zu vergleichen und zwar bei der betreffenden Temperatur. Man kann dazu die Eintauchhülsen benutzen z. B. am Überhitzer oder in der Rohrleitung, in welche die Thermometer zusammen eingetaucht werden, nachdem man die Hülse vorher mit hochsiedendem Zylinderöle, das bei den betreffenden Temperaturen noch nicht ins Kochen gerät, gefüllt hat. Alle Thermometer müssen so aufgehängt werden, daß gerade nur die abzulesende Kuppe der Quecksilbersäule aus dem Ölbad hervorragt. Zieht man ein Thermometer weiter heraus, so wird man beobachten, daß sofort ein wesentlicher Temperaturabfall durch Abkühlung eintritt; da bei gut isolierten Leitungen auf etwa 6 bis 12 m nur 1⁰ Temperaturabfall zu rechnen ist (vgl. S. 253),

¹⁾ Eberle, Z. Ver. deutsch. Ing. 1908, S. 448 ff.

so ist eine sorgfältige Ablesung unbedingt erforderlich, wenn man sich keinen Täuschungen hingeben will. Es ist auch zweckmäßig, an einer Stelle der Dampfleitung 2 Stutzen dicht hintereinander von $1\frac{1}{2}''$ bis $2''$ l. ϕ aufzuschweißen, weil man dann die Betriebsthermometer, die oft recht falsch zeigen, in dem einen Stutzen mit einem richtig zeigenden Glasthermometer im anderen Stutzen vergleichen kann.

c) Messung der Oberflächentemperaturen.

Anhalten von Thermometern an Rohroberflächen oder an eine Wand, deren Temperatur man feststellen will, gibt keine zuverlässigen Werte, auch dann nicht, wenn das anliegende Thermometer mit Putzwolle umhüllt wird; wesentlich besser z. B. ist es bei Messung einer Mauerwerkstemperatur, das Thermometer in eine kleine Fuge oder Vertiefung zu bringen und mit etwas Kitt oder Lehm abzudichten. Auch fest an die Wand gedrückte halbkreisförmige Gefäße, die mit Öl gefüllt sind, und in die man das Glasthermometer tief eintaucht, geben ziemlich richtige Werte.

Am zuverlässigsten aber sind Messungen mit Thermoelementen, die z. B. an die Rohroberfläche angelötet sind, oder die mittels eines ca. 5 mm breiten, sehr dünnen und ca. 10 mm langen Metallblättchens durch 2 Schraubchen von 2 bis 3 mm Stärke angepreßt werden; das Metallblättchen wird dann mit einer dünnen Schicht Kitt umhüllt.

Dabei ist dann wieder wichtig, daß der Thermoelementdraht eine Strecke lang auf der zu messenden Oberfläche entlang geführt wird, um eine Wärmeleitung nach außen zu vermeiden.

d) Messung der Gastemperaturen.

Voraussetzung jeder Messung ist natürlich ein richtig anzeigendes Thermometer, das dem Verwendungszwecke entsprechend geeicht sein muß. Am zweckmäßigsten und dankbarsten sind heute die zu großer Vollendung (1 % Genauigkeit) gebrachten Thermoelemente, die für Temperaturen bis 800° aus Eisen-Konstantandraht hergestellt werden, für höhere Temperaturen bis 1250° aus Eisen-Nickel, und aus Platin- und Platinrhodiumdrähten bis 1600° . Da diese Instrumente nur Temperaturunterschiede anzeigen zwischen der Lötstelle, die im Gasstrom liegt

und den Klemmen am Thermoelementkopfe (bzw. bei Verwendung von Kompensationslitze, die eine Verlängerung des Elements bis zum Galvanometer darstellt, zwischen Lötstelle und Klemmen des Galvanometers), so ist der Zeiger des Galvanometers auf die Lufttemperatur am Elementkopfe einzustellen, die man durch ein besonderes Thermometer mißt.

Weniger zuverlässig, auch empfindlicher im Gebrauch sind Glasthermometer bis ca. 600° mit Kohlensäurefüllung. Diese Instrumente zeigen nicht immer bei allen Temperaturen richtig an und sind deshalb am besten vor dem Versuche mit einem daneben in gleiche Tiefe eingesenkten Thermoelemente zu vergleichen; sie sollen auch nicht zu rasch abgekühlt sowie erhitzt werden, weil sich dabei leicht infolge von Formänderungen der Capillare die Anzeige dauernd ändert. Wichtig ist die richtige Eichung der Glasthermometer; die Anzeige der Temperatur wird nämlich durch die Abkühlung des aus dem Mauerwerke herausragenden Quecksilberfadens nicht unwesentlich beeinflusst (bis ca. 30° bei etwa 0,8 m Länge). Da nun die bei Kesselanlagen benutzten 1 bis 2,0 m langen Thermometer ziemlich weit herausragen, und ein Teil des Thermometers das wesentlich kühlere Mauerwerk durchdringt, während nur das unterste Ende im Gasstrome steckt, so muß das Thermometer gleich bei der Herstellung unter ähnlichen Verhältnissen unter Berücksichtigung dieser Umstände geeicht sein, wenn es richtige Anzeigen liefern soll.

Bei Vornahme von Messungen ist ferner stets zu beachten, daß das Thermometer weit genug in den zu messenden Raum hineinragt, und daß es auch wirklich im Gasstrome steckt und nicht in einer toten Ecke, die von den Gasen nicht gespült wird; man muß also, falls man z. B. die Abgastemperatur hinter Schiebern mißt, durch welche die Gase geströmt sind, auch so tief mit dem Thermometer hineingehen, daß man wirklich den Gasstrom erreicht, also bis unter die wirkliche Öffnungsstelle des Schiebers; das gleiche gilt für die Stellen, an denen Richtungswechsel der strömenden Gase stattfinden. Oftmals wird gegen diese Grundregeln der Meßtechnik verstoßen, und viele widerstreitende Resultate werden hierdurch erklärt.

Benutzt man bei einem Versuche mehrere Thermometer, so vergleicht man dieselben am besten in heißem Wasser,

sodann an einer Stelle gleichbleibender Temperatur des Gasstromes, in den man sie alle bis auf gleiche Tiefe herab führt; dabei muß man sie lange genug beobachten, weil je nach der zu erwärmenden Masse der Thermometer dieselben verschieden rasch die Temperatur bzw. deren Schwankung annehmen. Will man die Temperaturabkühlung zwischen zwei aufeinanderfolgenden Stellen des Gasstromes feststellen, so muß man gleichzeitig bzw. kurz hintereinander ablesen. Nur bei Beachtung dieser Vorsichtsmaßregeln kann man auf zuverlässige Ergebnisse rechnen.

e) Zugmessung.

Gewöhnlich werden für Zugmessungen einfache U-förmig gebogene Röhren verwendet, deren Schenkel der bequemeren Ablesung halber dicht aneinander gebogen sind. Man hat stets die untere Kuppe bei Wasserfüllung, die obere Kuppe bei Quecksilberfüllung abzulesen. Das Auge ist dabei, um Fehler zu vermeiden, genau auf die Höhe der Kuppe zu bringen. Fetthaltiges Wasser, oder durch Öl oder Fett verschmutzte Röhren sind nicht brauchbar, weil das Wasser am Rande des Glases anhängt und keine benutzbare Kuppe bildet. Verwendet man längere Schläuche zwischen Meßrohr und Meßstelle, so ist sorgfältig darauf zu achten, daß in den Schlauch kein Wasser hineinkommt, weil dasselbe sofort durch Blasenbildung eine fehlerhafte Einstellung der Wasserspiegel ergibt; man erkennt Wasser im Schlauche am raschesten daran, daß sich beim Heben und Senken des Meßröhrchens die Höhe des Einspielens der Wasserkuppen ändert.

Bei Vornahme von Zugmessungen braucht man im Gegensatz zu den Temperaturmessungen, nicht bis in den Gasstrom hineinzugehen, weil sich der Unterdruck überall hin fortpflanzt, dagegen ist die Öffnung, durch welche man das Meßrohr in den Zug hineinführt, durch Verstopfen mit Putzwolle oder Lehm gegen die Außenluft zu schließen, weil sonst die einströmende Luft die Anzeige beeinflusst. Den Unterdruck am Schornsteinfuß mißt man am besten, wenn der Hauptschieber geschlossen ist, da man dann nur den wahren, nicht durch Strömung beeinflussten Unterdruck erhält; sobald der Schieber geöffnet wird, sinkt der Zug um die zur Erzeugung der Strömungsgeschwindigkeit ver-

wendete Druckhöhe (vgl. Abschn. 15); deshalb muß bei Zugmessungen zwischen Feuerung und Fuchsschieber stets die Stellung des letzteren beobachtet werden.

f) Gasanalysen.

Die Rauchgasanalysen werden meist auf CO_2 und O_2 ausgeführt, bisweilen auch noch auf CO . Kennt man die Kohlenart, die verbrannt wird, in ihrer Zusammensetzung einigermaßen genau, so kann man sich zur Bestimmung der unverbrannten Gase ebenfalls mit der Untersuchung auf Kohlensäure und Sauerstoff begnügen und CO aus den Diagrammen 11, 13, 14 (vgl. auch S. 98) ermitteln. Für rasche Übersicht über den Betriebszustand genügen sogar nur CO_2 -Analysen; man stellt die Feuerung zweckmäßig so ein, daß z. B. bei Flammrohrkesseln hinter den Flammrohren, bei Wasserrohrkesseln innerhalb der ersten Rohrreihen, das heißt also hinter der Feuerung an Stellen, wo noch nicht Luft durch Spalten und Risse im Mauerwerke eingetreten sein kann, noch ein CO_2 -Gehalt von 12—15 % vorhanden ist. Sind mehr als 15 % gefunden, so kann man mit Bestimmtheit auf Bildung von Kohlenoxyd schließen, vgl. S. 95 ff.

Benutzt werden für die Ausführung der Analysen im Betriebe und für Versuche meist der sogenannte Orsat-Apparat oder ein ähnlich gebauter nach Fischer oder Hempel.

Will man sichere, fehlerfreie Angaben erhalten, so hat man einige Vorsichtsmaßregeln zu beobachten. Vor allem muß das Gasentnahmerohr auch tief genug in den Gasstrom hineinragen, also durch das Kesselmauerwerk hindurch reichen, damit nicht Gas aus toten Ecken entnommen wird. Sodann muß lange genug gepumpt werden mit der Gummiballpumpe, damit auch wirklich das Gas sich im Apparat befindet; man erkennt das Gas am sichersten an dem scharfen, meist schweflichen Geruch beim Ausströmen aus der Pumpe; da die Pumpenventile selten gut arbeiten, so hält man während der Ansaugperiode am besten das Schlauchende der Pumpe an der Ausblase-
seite zu, damit nicht durch diese Seite Luft in die Leitung gesaugt wird. Ebenso tut man gut, vor endgültigem Ansaugen des Gases in die Bürette, einmal Gas anzusaugen durch Herabsenken des Wasserspiegels und den Apparat auszuspülen. Da

der Apparat gewöhnlich während des ganzen Versuches an der Gasleitung hängt, so wird man beobachten, daß der Schornsteinzug rückwärts durch die Pumpe hindurch Luft hineinsaugt und Apparat und Leitung mit Luft füllt; es ist daher zweckmäßig, einen Quetschhahn vor den Apparat einzuschalten.

Zum Entnahmerohr für die Gase eignen sich am besten Porzellanrohre oder Tonrohre, die die höchsten Temperaturen vertragen und gegen die Gase indifferent sind. Da sie leicht zerbrechlich und unbequem zu tragen sind, so begnügt man sich meistens mit Eisenrohren oder Messing- bzw. Kupferrohren; doch sollte man dieselben nur bis zu den Temperaturen, verwenden, die unter ihrer Rotglut liegen, also bis etwa 450° , weil bei glühenden Rohren Reduktionen der Gase eintreten, und die Analysen sodann falsch werden.

Wasser hat die Eigentümlichkeit, Kohlensäure zu aufzunehmen, deshalb ist es zweckmäßig, das Speisewasser in der Bürette mit Gasen stark zu sättigen oder am besten 50 % Glycerin zu verwenden, das überhaupt keine Gase aufnimmt. Versuche zeigen, daß selbst bei stark gesättigtem Wasser noch bis 1 % zu geringe Kohlensäuremengen gemessen werden.

Da die Feuerungen nie ganz gleichmäßig brennen, so sind die Analysen so rasch hintereinander vorzunehmen wie möglich, am besten in Abständen von 3 Min. In größeren Pausen von $\frac{1}{4}$ St, wie oft üblich, genommene Analysen ergeben keinen richtigen Durchschnittswert über einen Versuch. Die sichersten und genauesten Durchschnittswerte erhält man, wenn während der ganzen Versuchszeit Gase über Glycerin in einer Flasche angesammelt werden. Zur Ermittlung der Abwärmeverluste ist die genaue Durchschnittsprobe des Kohlensäuregehaltes wichtiger wie die Wahl der Berechnungsweise, vgl. S. 98; für die Beobachtung und rasche Einstellung der Feuerung und des Verbrennungsvorganges leistet dagegen die schnell erhaltliche Orsat-analyse auf CO_2 eventuell noch auf O_2 unschätzbare Dienste.

Rezept für Ansetzen der Absorptionsflüssigkeiten des Orsatapparates:

1. Kalilauge anzusetzen aus chem. reinem Ätzkali mit Wasser im Verhältnis von 1:3 für die Bestimmung von CO_2

2. Pyrogallolsaure Kalilauge für die Bestimmung von O_2 anzusetzen aus 3 Teilen Kalilauge 1:3 und 1 Teil Pyrogallussäurelösung 1:5
3. Gesättigte Lösung von Kupferchlorür in gesättigter Salzsäure für Bestimmung von CO .

g) Die Entnahme der Kohlenprobe.

Für die Ermittlung der Ergebnisse eines Heizversuches und die Untersuchung der Kohle im Laboratorium ist eine sachgemäß genommene Durchschnittsprobe von größter Wichtigkeit, weil die einzelnen Kohlenstücke verschiedene Beimengungen enthalten, die den Heizwert beeinflussen. Man verfährt deshalb bei der Entnahme einer Kohlenprobe nach folgender bewährten Methode. Von jeder zur Ablagerung auf einen Haufen oder, bei einem Heizversuch, zur Verfeuerung gelangenden Karre Kohle wirft man eine Schaufel voll beiseite auf einen sauberen, trockenen Platz; je grobstückiger das Material ist, desto mehr muß man beiseite tun. Von einem bereits abgeladenen größeren Haufen muß man die Probekohle an den verschiedensten Stellen, also auch von innen und unten entnehmen. Dieser größere Haufen wird dann zu einer runden Schicht ausgebreitet, die größeren Stücke werden bis auf etwa Wallnußgröße zerkleinert und gut gemischt. Dann zerlegt man die Kreisfläche durch zwei sich rechtwinklig kreuzende Striche in vier Teile, nimmt zwei einander gegenüber liegende heraus und verfährt mit dem übrig gebliebenen Teile in gleicher Weise so lange, bis nur noch einige Kilo vorhanden sind, die nun eine dem Durchschnittswerte der Kohle genau entsprechende Probe darstellen. Diese Probe wird sofort in eine Blechbüchse verpackt, verlötet und an eine Versuchsstation eingesandt. Holzkisten sollen nicht benutzt werden, weil dieselben die in der Kohle enthaltene Feuchtigkeit aufsaugen und somit den Heizwert der Kohle verändern. Überhaupt ist alles zu vermeiden, was auf den Zustand der zu untersuchenden Kohle Einfluß haben könnte. So darf sie z. B. nicht im Sonnenschein oder im Regen gelagert werden, auch nicht offen in warmen Räumen stehen usw.

Die Untersuchung der Kohle wird dann im Laboratorium vorgenommen auf den Wassergehalt, auf den Aschengehalt und auf den Heizwert.

h) Über die Verwertung der Meßergebnisse.

Wie besprochen, können während der Vornahme von Versuchen allerlei Fehler vorkommen; man tut deshalb gut, während eines Versuches schon möglichst die Hauptresultate zu ermitteln, so lange noch alle Instrumente und Vorrichtungen in Tätigkeit sind. Zwischenabschlüsse in kürzeren Zeitperioden, auf Grund deren man z. B. Verdampfung der Kessel pro qm Heizfläche und Stunde sowie die pro 1 kg Brennstoff verdampfte Wassermenge, den Wirkungsgrad unter Zugrundelegung eines angenäherten Kohlenheizwertes usw. feststellt, sind sichere Mittel der Kontrolle. Es ist nämlich stets sehr peinlich, wenn nach vollständiger Beendigung der mit viel Mühe, Zeit- sowie Kostenaufwand durchgeführten Versuche sich unmögliche Ergebnisse herausstellen, z. B. ein Wirkungsgrad der Anlage von 90% und mehr; oder Abgangstemperaturen, die mit der Kesselbeanspruchung nicht zusammenstimmen können. Diagr. 8 und 18 geben stets guten Anhalt. Besonders muß man darauf achten, daß Anfangs- und Endablesung angenähert dieselben Werte ergeben, nicht etwa darf man z. B. mit 8,0 atm. anfangen und mit 9,0 atm. einen Versuch enden, oder Endfuchstemperaturen von 100 und mehr °C Unterschied gegen den Anfang zulassen; der Versuch ist in solchen Fällen so lange fortzusetzen, bis die Anfangswerte angenähert wiederkehren. Außergewöhnlich hohe Abgangstemperaturen deuten, falls keine übermäßige Beanspruchung der Anlage vorliegt, darauf hin, daß ein Teil der Gase durch eine undichte Stelle der Zugmauerung direkt abzieht auf kürzerem Wege, wie die Gasführung vorschreibt. Umgekehrt kann eine rasche Abnahme der Gastemperatur in Kanälen zwischen Fuchsschieber und Schornstein auf Hereinziehen kalter Luft hinweisen; in diesem Falle gibt die Analyse der Gase am besten zu gleicher Zeit zwischen den beiden fraglichen Stellen entnommener Proben darüber Aufschluß; denn wenn CO₂ viel abnimmt, ist viel kalte Luft beige-mengt worden. Auch kann eine zu starke Abkühlung der Gase durch schlechtes dünnes Mauerwerk, das viel Wärme abführt, schuld sein an raschem Temperaturabfall; bisweilen, und öfters als man glaubt, tritt auch der Fall ein, daß aus dem nassen Erdreich, durch hohen Grundwasserspiegel, undichte Wasserrohre usf. Wasser in das Kanalmauerwerk einzieht, ja auch oft Wasser im

Kanale steht; ein Teil der Gaswärme wird dann naturgemäß zum Trocknen des Mauerwerkes verbraucht. Schädlich sind solche Verhältnisse stets, weil die Zugkraft des Schornsteins durch die Temperaturverluste geschwächt wird, oder weil bei Rauchgasvorwärmern die Wirkung dieses Apparates beeinträchtigt wird. Bei einem gut geleiteten Versuche dürfen also die Meßergebnisse nicht nur einfach hingenommen werden, sondern es muß dabei die Nachprüfung der Messungen auf ihre Möglichkeit hin erfolgen. Die Literatur der Versuche bietet genügend Beispiele solcher falschen Messungen.

Beispiel 43. Folgender Versuch an einem Rauchgasvorwärmer, kann mit Rücksicht auf die Berechnungen auf S. 205 auf seine Richtigkeit hin beurteilt werden.

Speisewassertemperatur bei Eintritt in den Economiser	12,5° C
„ „ Austritt aus dem Economiser	82,0°
Gastemperatur beim Eintritt in den Economiser . . .	217°
„ „ Austritt aus dem Economiser . . .	103°
CO ₂ -Gehalt beim Eintritt	12,8 %
Dampferzeugung in 1 St.	2694 kg
„ auf 1 qm Heizfläche und Stunde . . .	22,4 kg
Economiserheizfläche	120 qm
Kohlenverbrauch in 1 Stunde	336 kg
Kohlenheizwert	6436 WE.

Nach Diagramm 8 enthalten die Rauchgase von 1 kg Kohle bei 6436 WE. und 12,8 % CO₂ rund 3,4 WE bei Abkühlung um 1° C; es standen also dem Economiser zur Verfügung 336 · 3,4 · (217 — 103) = 130 230 WE in 1 Stunde, einschließlich Deckung der Abkühlungsverluste. Der Rauchgasvorwärmer hat aber 2694 kg Wasser um 69,5° erwärmt also 187 630 WE aufgenommen, somit ca. 25 % mehr Wärme, wie ihm zur Verfügung stand. Es kann also nur ein Meßfehler vorgelegen haben, und zwar scheint offenbar die Gaseintrittstemperatur zu niedrig gemessen zu sein (vgl. Diagramm 18); sie muß bei 22,4 kg Beanspruchung entschieden höher liegen als bei 217° und zwar ca. um 100°.

Bei oberflächlicher Kontrolle des Versuches an Hand des Diagrammes 8 und 18 konnte der Fehler bei Zeiten gemerkt werden.

32. Die Überwachung des Betriebes.

Die Einrichtung eines modernen Kesselhauses wäre nicht vollständig, wenn nicht auch Apparate zur Kontrolle des Betriebes eingebaut würden. Naturgemäß läßt sich je nach den Verhältnissen und nach der Größe der Anlage die Kontrolle mehr oder weniger weit ausdehnen; schon eine geringe Kontrolle ist jedoch von Wert und wird die aufgewendete Mühe reichlich bezahlt machen. Die Kontrolle kann sich erstrecken 1. auf die verbrauchten Stoffe wie Kohle und Wasser oder Dampf und 2. auf die technischen Verhältnisse des Betriebes wie Druck, Zug, Temperaturen, Zusammensetzung der Verbrennungsgase usw.

Für sehr viele Verhältnisse wird bereits eine dauernde Messung der Kohlen- und Wasser- oder Dampfmengen ausreichen; aus dem Verhältnis von verbrauchtem Wasser zu verbrauchter Kohlenmenge erhält man die sogenannte rohe Verdampfungsziffer, welche angibt, wieviel kg Wasser von 1 kg Kohle unter den bestehenden Betriebsverhältnissen verdampft wurde. Zu genauen Vergleichen, auch mit anderen Betrieben, muß diese Zahl auf Verdampfung von Wasser von 0° zu Dampf von 100° umgerechnet werden. Sind jedoch während des Betriebes der Kesseldruck, die Speisewassertemperatur, die Überhitzungstemperatur und der Kohlenheizwert annähernd gleich, so genügt auch die rohe Verdampfungsziffer. Ändert sich diese Zahl innerhalb der Periode, in welcher man sie festgestellt, also pro Tag, pro Woche oder pro Monat nicht wesentlich, so ist auch der wirtschaftliche Gütegrad der Anlage ungefähr der gleiche, vorausgesetzt die verbrauchte Kohle hat ihren Heizwert nicht geändert. Wesentliche Fehler, die gemacht werden, schlechtere Kohlenlieferung, Schäden, die an der Anlage auftreten, wie etwa Einfallen von Mauern in den Zügen, sich bildende Risse im Kesselmauerwerk, Eintreten von Wasser in die Kanäle, zunehmende Verschmutzung des Kessels innen und außen usw. machen sich dann durch Abnehmen der Verdampfungsziffer bemerkbar, so daß man rechtzeitig auf Übelstände aufmerksam gemacht wird, die vielleicht sonst Monate lang der Kenntnis verborgen bleiben, und für Abhilfe sorgen kann. Die dauernde Feststellung der verfeuerten Kohlenmengen kann man vornehmen, falls mechanische Bekohlungsanlage vorhanden ist, durch eingeschaltete automatische

Wagen, durch Gleiswagen, welche die mittels Kippwagen eingebrachten Kohlenmengen selbsttätig verwiegen, durch Zählen der hereingeförderten Wagen, deren Inhalt vorher festgestellt ist usw. Zur Feststellung des Wassers können Messungen in geeichten Behältern dienen, aufzeichnende Kippwassermesser oder andere zuverlässig arbeitende Wassermesser, wie etwa die auf dem Kolbensystem beruhenden oder Rotationswassermesser usw., neuerdings werden Dampfmesser viel benutzt, welche den Vorteil besitzen, daß man einzelne Abnahmestellen kontrollieren kann.

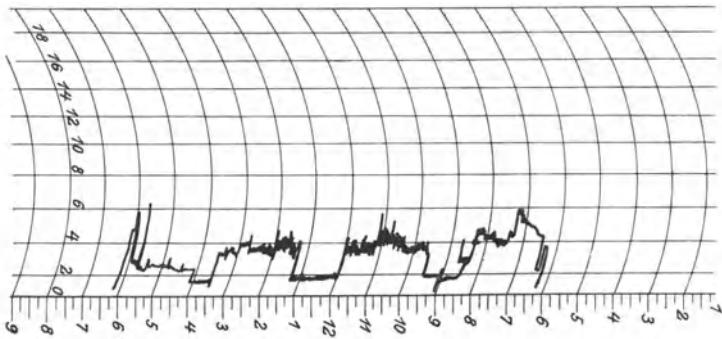


Abb. 46. Aufzeichnung eines Differenzzugmessers.

Weiter sind einige Instrumente im Kesselhause von Wert, wie das Manometer, Thermometer für die Dampf- und Wassertemperaturen an verschiedenen Stellen und ein Differenzzugmesser, den man in der Form benutzt, daß der Heizer stets die höchste Leistung und den höchsten Druck mit dem geringsten möglichen Differenzzug erzeugt; auch kann man den Differenzzugmesser selbsttätig aufzeichnend benutzen; er bietet dann zugleich einen Einblick in die Bedienungsweise des Feuers, da z. B. bei Handfeuerung das jedesmalige Öffnen der Feuertür, sowie das Kohlenaufwerfen sich durch einen Strich im Diagramme kenntlich macht. Dieser Apparat ist in der Hand eines gewissenhaften Heizers, der ihn beobachtet und sich nach seinen Angaben richtet, von Wert als Anhalt für die Betriebsführung.

Abb. 46 zeigt ein solches, mit einem Differenzzugmesser zwischen Fuchs und Flammrohr aufgenommenes Diagramm, das vom selben Tage stammt, wie das darunter abgebildete Kohlen-

säurediagramm des Öconographen Abb. 47, das den CO_2 -Gehalt der aus dem Flammrohr abziehenden Gase aufgezeichnet hat.

Bemerkenswert ist, wie sich die Pausen gegen 9 Uhr, von 12—1½ und gegen ¾ Uhr durch eine sehr geringe Zugdifferenz ausdrücken.

Es wurden Braunkohlenbriketts auf einer Topfschen Stufenrostfeuerung verbrannt bei einem Einfl.-Kessel von 21 qm.

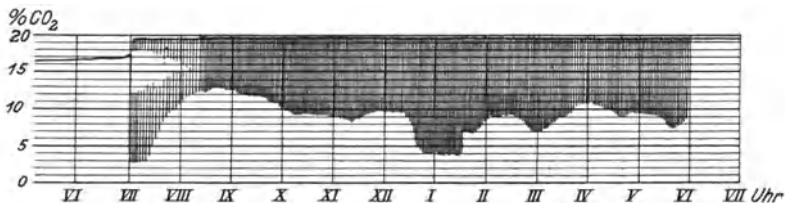


Abb. 47. Kohlendioxidgehalt hinter dem Flammrohr bei Verfeuerung von Braunkohlenbriketts auf Stufenrosten.

Der Kesseldruck soll zweckmäßig stets so dicht an der höchsten zulässigen Dampfspannung gehalten werden wie möglich, weil der Wärmeaufwand mit der Druckzunahme nur sehr wenig ansteigt, dagegen die Dampfmaschine für die gleiche Leistung bei höherem Drucke bedeutend weniger Dampf braucht. Auf den Nutzeffekt der Kesselanlage selbst sind dagegen Druckschwankungen von 1—2 Atm. ohne wesentlichen Einfluß.

Die Überhitzungstemperatur ist so hoch zu halten, daß an der Dampfmaschine gemessen mindestens noch schwach überhitzter Dampf ankommt; ist höhere Überhitzung zulässig, dann um so besser, weil mit zunehmender Dampftemperatur an der Maschine auch die Ersparnisse ansteigen. Im Mittel wird man bei guten Ventilmaschinen auf ca. 300—350° C gehen können. Zur Prüfung dieser Verhältnisse empfiehlt es sich deshalb auch ein Thermometer bei Dampfeintritt in die Maschine oder Turbine anzubringen, ebenso wie bei Austritt des Dampfes aus dem Kesselhause, um jederzeit den Temperaturabfall zwischen zwei Leitungspunkten beobachten zu können.

Für die feuertechnische Kontrolle selbst kommt hauptsächlich die Messung der Temperaturen und die Bestimmung des Kohlendioxidgehaltes der Verbrennungsgase in Frage. Über den Zusammenhang dieser Werte und über den Einfluß, welchen ihr

Größenverhältnis auf die Verluste im Kesselbetriebe ausübt, ist bereits auf S. 111 und folgende gesprochen worden und gelegentlich der Erklärung der Abb. 15, 17, 18 usw. Die Temperaturmessungen ergeben in Verbindung mit der Ermittlung des Kohlensäuregehaltes rasch die Größe des Abgasverlustes (Diagr. 15) und gestatten einen Rückschluß auf die Güte des Verbrennungsprozesses.

Im dauernden Betriebe werden sich Temperaturen einstellen, die den in Diagramm 18 angegebenen Mittelwerten entsprechen; Schwankungen in den Fuchstemperaturen von 50—80° haben keine wesentlichen Bedeutungen, solange sie vorübergehend sind. Stellt sich dagegen eine dauernde Temperaturerhöhung ein, die man nicht auf zunehmende Verschmutzung des Kessels oder gestiegene Dampferzeugung zurückführen kann, so muß den Gründen der auffälligen Erscheinung nachgeforscht werden. Läßt sich die Fuchstemperatur einer Anlage nicht erniedrigen, und bleibt sie dauernd über ca. 300° C, so ist stets zu erwägen, ob sich vielleicht die Abgase durch Einbau eines Rauchgasvorwärmers oder dergl. besser ausnutzen lassen.

Hier sei noch der aufzeichnenden Thermometer Erwähnung getan, die für viele Zwecke, wie Messung von Gastemperaturen vor und hinter Rauchgasvorwärmern usw. der Wassertemperaturen vor und hinter Speisewasservorwärmern, der Dampftemperaturen bei Austritt aus dem Kesselhaus und vor Eintritt in die Betriebsmaschine usw. wertvolle Dienste leisten. Man erhält ein fortlaufendes Schaubild, das Aufschluß über Tag- und Nachtbetrieb und seine Störungen gibt.

Noch wichtiger, weil man durch ihre Kenntnis einen noch tieferen Einblick in die Verbrennungsvorgänge erhält, ist die Kenntnis der Zusammensetzung der Verbrennungsgase und zwar in erster Linie des Kohlensäuregehaltes. Denn dieser gibt einen direkten Anhalt für den Betrieb. Die Analyse der Verbrennungsgase wird in den Fällen, wenn man Stichproben nehmen will, mit Hilfe des bekannten Orsat-Apparates vorgenommen, welcher ermöglicht, eine Analyse in 2—3 Minuten zu gewinnen. Wünscht man eine dauernde Prüfung der Gaszusammensetzung, so empfiehlt es sich einen Aspirator aufzustellen, welcher den ganzen Tag über Gase aufsaugt und sammelt. Eine Analyse mittels eines Orsatapparates bietet dann einen Mittelwert über die

Verbrennung des ganzen Tages. Saugt man die Gase hinter dem Flammrohr beim Flammrohrkessel oder in den ersten Rohrreihen beim Wasserrohrkessel ab, so bekommt man ein einwandfreies Bild über die Güte der Verbrennung, da bis zu diesen Entnahmestellen hin noch keine Luft von außen eingeblasen ist, welche die Verbrennungsgase verdünnt; hier sollen etwa 12—15 % CO_2 vorhanden sein. Entnimmt man die Gase dagegen beim Austritt aus den Kesselzügen vor dem Schieber oder am Schornsteinfuß, so werden an diesen Stellen sich weniger Prozent Kohlensäure vorfinden als weiter nach der Feuerung hin, weil durch die unvermeidlichen Undichtigkeiten des Mauerwerkes Luft von außen eingetreten ist. Bei guten Einmauerungen soll die Differenz an Kohlensäure zwischen Flammrohrende und Fuchs nicht mehr als 2—3 % betragen; ist sie größer, so weist dies auf unzulässige Risse und Undichtigkeiten im Mauerwerk hin. Das beste Bild über die Verbrennungsvorgänge und eine Kontrolle über dieselben gewinnt man durch dauernde Aufzeichnungen des Kohlensäuregehaltes, wie sie die registrierenden Apparate bieten. Sie arbeiten entweder so, daß sie bestimmte Gas-mengen abmessen und in ein Gefäß mit Lauge drücken, worin die Kohlensäure absorbiert wird, — der Antrieb geschieht in diesem Falle durch Wasser — oder sie benutzen Gaswägungen auf Grund des Umstandes, daß das spezifische Gewicht der Verbrennungsgase sich mit dem Kohlensäuregehalte ändert; neuerdings sind auch Apparate in den Handel gekommen, bei denen 2 Gasuhren die Gasmenge vor und nach der Absorption der Kohlensäure messen.

In Abb. 48 bis 53 sind eine Anzahl solcher Schaubilder dargestellt, die angut und schlecht eingestellten Feuerungen aufgenommen wurden. Man erkennt an dem obersten Diagramme Abb. 48, welches einer Planrostfeuerungs entstammt, jede Periode des Kohlenaufwerfens, die sich durch eine Spitze bemerkbar macht. Die anderen Diagramme sind an Schüttfeuerungen aufgezeichnet. Diagramm 49 entspricht einer Halbgasfeuerungs, auf der Briketts verarbeitet wurden; da dieselben rasch abbrennen, und schnell Lücken bilden, durch die kalte Luft eintritt, sind Spitzen im Diagramm bemerkbar, die Briketts wurden durch eine Absperrklappe immer zeitweise aufgefüllt. Der Rost war zu groß, daher der niedrige CO_2 -Gehalt. Abb. 50 zeigt an, daß der verwendete Stufenrost,

der für minderwertige Braunkohle bestimmt war, für Verfeuerung von Briketts mit Braunkohlen zu groß ist, daher der geringe CO_2 -Gehalt. Abb. 51 und 52 zeigt den Betriebszustand auf derselben Feuerung, nachdem der Rost für Briketts entsprechend verkleinert wurde. Abb. 53 veranschaulicht die Verbrennungsvorgänge auf demselben Stufenroste bei Verfeuerung von Steinkohlenschlamm in Mischung mit Briketts und Braunkohle. Abb. 54 die Vorgänge auf einem Fränkelroste für Braunkohle (vergl. Abb. 3 und 4) von 2700 WE. Charakteristisch für die Diagramme an Schüttfeuerungen und Muldenrosten ist das gleichmäßig verlaufende Bild, das nur leichte wellenförmige Schwankungen enthält bei gleichmäßig fortlaufender selbsttätiger Beschickung. Beschickt man indeß periodisch mit größeren Mengen, oder wird ein Brennstoff verarbeitet, der zum Festhängen und Festbacken neigt, so werden die Bilder spitzer, wenn auch immer noch in viel längeren Pausen als bei Handfeuerungen. Mittagspausen, unzulässiges Abbrennen des Rostes, zu hohes Auffüllen des Rostes usw. machen sich in einem solchen Diagramm stets bemerkbar.

Man kann diese Aufzeichnungen benutzen, um mit dem Heizer eine Prämie zu vereinbaren für gute Bedienung der Feuerung. Die Berechnung derselben kann so vorgenommen werden, daß man einen mittleren Kohlensäuregehalt, am gemeinsamen Fuchse gemessen, zugrunde legt, der im Mittel des Tages nicht unterschritten werden darf, z. B. 10%. Bleibt das Tagesmittel darunter, so erhält der Heizer nichts; bleibt es darüber, so erhält er eine gewisse Prämie, die pro Stunde zwischen 10 und 11% CO_2 z. B. 1 bis 2 Pf. beträgt, und mit höheren Mittelwerten ansteigt bis zum Höchstwerte bei 13% CO_2 mit etwa 3 bis 4 Pf.

Man kann auch die über einen gewissen mittleren Betriebszustand hinaus erzielte Kohlensparnis zur Grundlage der Prämie machen, indem man den Heizer z. B. mit 2 bis 4% am Gewinne teilnehmen läßt. Der Hamburger Verein für Feuerungs- und Rauchbekämpfung verwendet einen Rauchgasaspirator, der die ganze Betriebszeit hindurch eine Durchschnitprobe ansaugt, die dann mit dem Orsat-Apparat auf CO_2 und $\text{CO}_2 + \text{O}_2$ untersucht wird. Mit steigendem CO_2 -Gehalt wächst die Kohlensparnis, also auch die Prämie an bis zu einem Höchstwerte; dabei soll aber der Höchstwert an $\text{CO}_2 + \text{O}_2$ entsprechend der Zusammensetzung

Abb. 48 bis 53. Kohlensäurediagramme entnommen hinter dem Flammrohr eines Einflammrohrkessels.

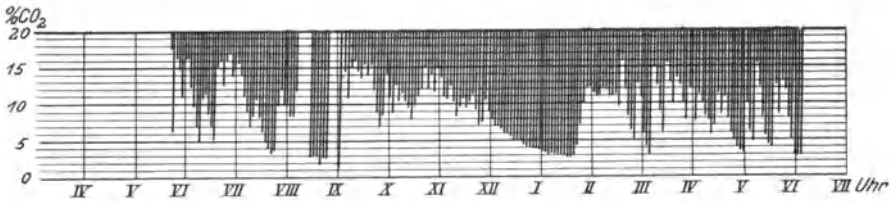


Abb. 48. Braunkohle und Braunkohlenbriketts auf Planrost.

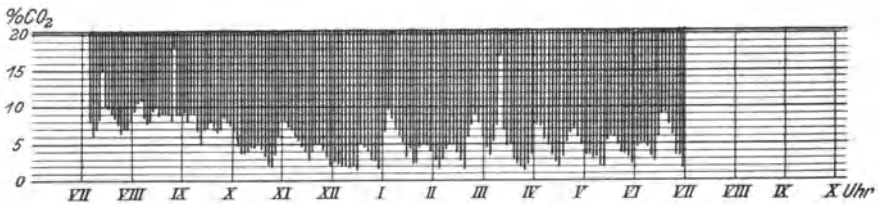


Abb. 49. Braunkohlenbriketts auf Halbgas-Schrägrost; zeitweise Beschickung. Rost zu groß.

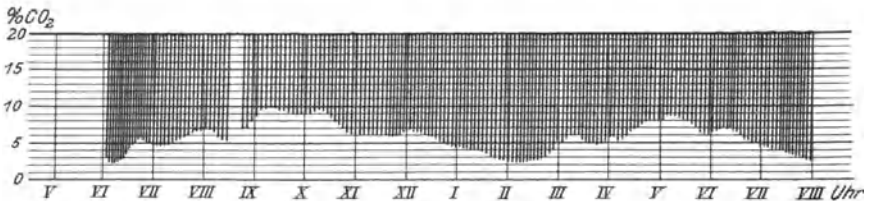


Abb. 50. Braunkohlen und Braunkohlenbriketts auf Stufenrost. Rost zu groß.

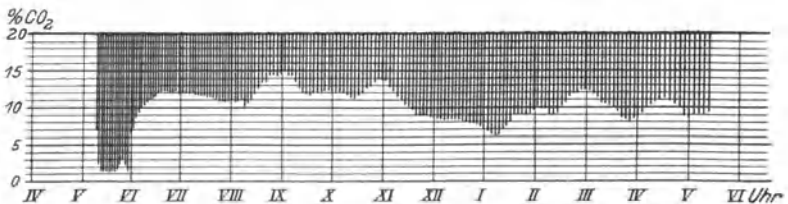


Abb. 51. Braunkohle und Braunkohlenbriketts auf Stufenrostfeuerung. Rost besitzt richtige Größe.

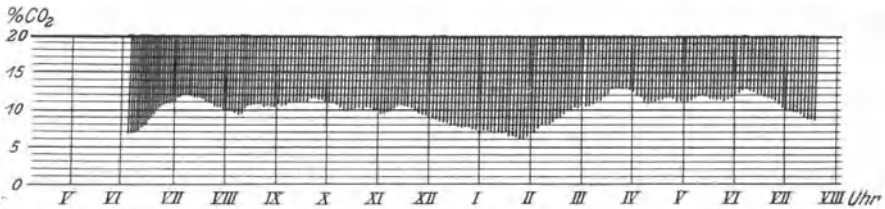


Abb. 52. Braunkohle und Braunkohlenbriketts auf Stufenrostfeuerung.
Rost besitzt richtige Größe.

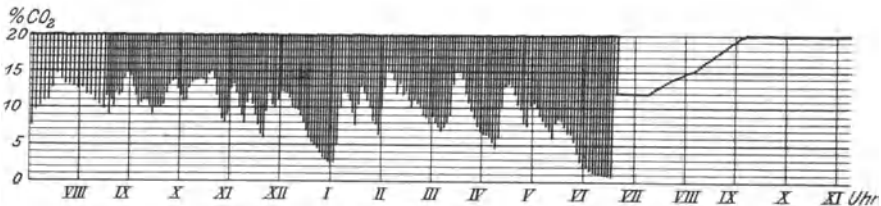


Abb. 53. Mischung von Steinkohlenschlamm, Braunkohlen und
Braunkohlenbriketts auf Stufenrostfeuerung.

Tabelle 84.

1. Prämie nach dem CO_2 -Gehalt der Abgase bzw. nach der Größe
des Abwärmeverlustes.

Durchschnitts- kohlenäuregehalt des Abgase %	Unterschied in der Ausnutzung %	Brennstoff-Weniger- Verbrauch		Gewinn in der Schicht M.	Prämie 2 bis 4 % d. Gewinnes M.
		%	kg.		
7,5	—	—	—	—	—
8,0	1,9	3,0	210	2,94	0,05
8,5	3,7	5,7	399	5,58	0,10
9,0	5,2	7,8	546	7,65	0,15
9,5	6,6	9,7	679	9,50	0,20
10,0	7,8	11,2	784	10,95	0,25
10,5	8,9	12,6	882	12,32	0,30
11,0	9,9	13,8	966	13,50	0,40
11,5	10,8	14,9	1043	14,60	0,50
12,0	11,7	16,0	1120	15,70	0,60

der Kohle (vgl. Abschnitt 7 S. 73 fl.) erreicht werden. Bleibt $\text{CO}_2 + \text{O}_2$ unter dem jeweiligen $(k_s)_m$, so sind unverbrannte Gase vorhanden, die die Kohlenersparnis herabsetzen. Es ist dann für diesen Fall ein Abzug von der Prämie zu machen. Diese Tabelle

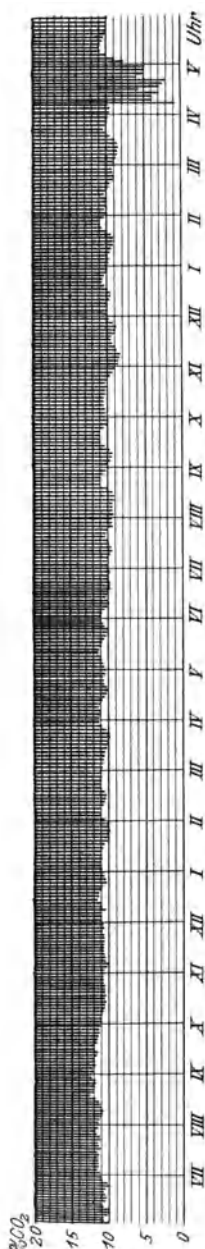


Abb. 54. Braunkohle auf Fränkel-Muldenrostfeuerung.

ist für jede Kesselanlage gesondert zu ermitteln. Ein Beispiel¹⁾ sei hier hergesetzt.

Brennstoffverbrauch in 12 St. ca. 7000 kg, Preis für 1000 kg 14 M., Abgastemperatur 315—290° C.

Die Aufstellung der zweiten Tabelle wird in den Betrieben oft auf Schwierigkeiten stoßen, weil die Summe von $\text{CO}_2 + \text{O}_2$ sich durch Analyse nur dann sicher bestimmen läßt, wenn die verwendeten Lösungen einwandfrei arbeiten, und weil die selbsttätigen Apparate nur CO_2 aufzeichnen. Man wird sich daher mit der ersten Tabelle meist begnügen können, wenn man die Vorsicht gebraucht, daß über einen bestimmten CO_2 -Gehalt hinaus, der je nach Kohle und Anlage etwa 12 bis 13,5% betragen soll, gemessen im gemeinsamen Fuchs, nicht gearbeitet werden darf²⁾.

Für die Messung der Dampfmenge selbst werden Dampfmesser benutzt, die darauf beruhen, daß der Druckabfall vor und hinter einem in die Dampfleitung eingebauten Drosselflansche ermittelt und daraus die durch die Öffnung der Drosselstelle strömende Dampfmenge errechnet wird. Die Apparate geben je nach der Eichung die sekundlich oder stündlich durchströmende Dampfmenge an, registrieren sie fortlaufend oder zählen als Dampfzähler eingerichtet, die verbrauchten kg Dampf. Man kann mit ihnen also den Dampfbedarf jeden beliebigen Leitungsstranges feststellen.

¹⁾ Zeitschr. f. Dampfkessel und Maschinenbetrieb. 1908, S. 169.

²⁾ Ein zweites Verfahren siehe Redenbacher, Z. d. Bayer. Rev.-Ver. 1913 S. I.

Tabelle 85.

2. Abzug nach dem Gehalt der Abgase an $\text{CO}_2 + \text{O}_2$ bzw. nach der ungefähren Größe der Verluste durch unvollkommene Verbrennung bei einem mittleren CO_2 -Gehalte von 10⁰/₀.

Mittlerer Gehalt an Kohlensäure und Sauerstoff %	Rückgang in der Ausnutzung %	Brennstoff-Mehrverbrauch		Verlust in der Schicht M	Abzug von der Prämie ca. 2—4 % des Verlustes
		%	kg		
19,0	1,2	1,8	126	1,77	0,02
18,8	2,4	3,6	252	3,53	0,05
18,6	3,6	5,5	385	3,99	0,10
18,4	4,8	7,5	525	7,35	0,20
18,2	6,0	9,5	665	9,30	0,35
18,0	7,2	11,8	826	11,60	0,50

Die Prüfung auf unverbrannte Gase wird mit Hilfe der Abb. 11, 12 und 14 nach der auf S. 82 angegebenen Methode am leichtesten auszuführen sein. Unverbrannte Gase in Mengen über 1% dürfen im rationellen Betriebe bei Handfeuerung nur kurz nach dem Aufwerfen von frischer Kohle auftreten und dann auch nur ganz kurze Zeit; entsprechende Einführung von Sekundärluft beschränkt ihre Bildung auf das geringste Maß. Durch eine zu dicke Brennschicht wird stets die Kohlenoxydbildung begünstigt; sie ist so gut wie sicher vorhanden, wenn vom Kesselende aus betrachtet, sich eine dicke schwere, mit dunklen Wolken durchsetzte Flamme durch das Flammrohr wälzt, oder wenn der Kohlensäuregehalt hinter dem Flammenrohre gemessen höher als 15% ist. Eine richtige kohlenoxydfreie Flamme, die auch keinen Anlaß zum Rauchen gibt, soll nicht ganz weiß sein, sondern rot bis gelb; sie muß, abgesehen von den Fällen bei ganz mageren Kohlen und Koks, lang und voll sein und wirbelnde Bewegungen machen. Ein kurzes, abgerissenes, flatterndes Aussehen der Flamme, die den Querschnitt des Flammrohres nicht füllt, deutet stets auf eine zu dünne Kohlschicht und Luftüberschuß hin; dabei tritt eine Rauchbildung allerdings nicht ein, jedoch auf Kosten der Wirtschaftlichkeit.

Doch genügt die Beobachtung der Flamme, der man vom Kesselende entgegenseht, obwohl sie für den Sachkundigen einen guten Anhalt bietet, allein nicht für die richtige Prüfung des Feuers, ein sicheres Mittel gibt erst die Gasanalyse.

Naturgemäß sollte allen diesen Beobachtungen ein Heizversuch vorausgehen und eine zuverlässige Bestimmung des Heizwertes der verwendeten Kohlen, um für die Kesselanlage die mittleren erreichbaren Heizeffekte und die unvermeidlichen Verluste kennen zu lernen. Diesen günstigsten Werten soll man sich so weit wie möglich mit Hilfe der angegebenen Prüfungsmittel nähern. Man bildet dann aus den ermittelten Werten den Preis für 1000 kg Dampf und besitzt an dieser Zahl einen Wertmesser für die Güte der Anlage. Zweckmäßig ist es auch, von Zeit zu Zeit den Heizwert der Kohlen bestimmen zu lassen, zwecks Prüfung gleichmäßiger Kohlenlieferungen.

Jedenfalls wird es sich stets im Betriebe lohnen, je nach den verfügbaren Kräften, die eine oder die andere obiger Kontrollmethoden auf die Dauer einzurichten, denn wie bei allen verwickelten technischen Vorgängen, kann man nur durch dauernde Beobachtungen Einblick in die Arbeitsweise der Anlagen gewinnen und den Kesselbetrieb auf der günstigsten Arbeitsweise halten.

33. Kesselhausbetriebs-Unkosten-Aufstellung.

Zum Schlusse sei noch auf den Wert laufender Kostenaufstellungen hingewiesen, welche den gesamten Kesselhausbetrieb nebst allen zugehörigen Kosten umfassen; diese Aufstellungen verursachen, einmal eingerichtet, nur wenig Mühe; man wählt je nach dem Bedürfnis die Form täglicher, wöchentlicher oder monatlicher Betriebsnachweise, die halbjährlich oder jährlich durch Aufstellung der gesamten außerhalb des direkten Betriebes liegenden allgemeinen Unkosten ergänzt werden. Der Kesselhausbetrieb ist wie jede andere Abteilung eines größeren Werkes gewissermaßen als ein gesondertes Unternehmen zu betrachten, dessen einzige Aufgabe darin besteht, den erforderlichen Dampf völlig sicher und so billig als möglich zu liefern. Den einzig richtigen Maßstab dafür bietet der Preis für 1000 kg Dampf, wie er aus dem Kesselhause abgegeben wird; ob die Kesselanlage groß oder klein ist, bleibt für diese Betrachtung gleichgültig; der Wert der Kostenaufstellungen wächst naturgemäß mit der Größe und Zahl der Kesselanlagen; diese Unkostenberechnungen erst bieten einen genauen Einblick in die Arbeitsweise und zeigen den Wert der auf die Kesselanlage verwendeten Mühe des In-

genieurs. Man gewinnt durch sie eine rasche Übersicht über die Unregelmäßigkeiten, die sich einschleichen, man beobachtet den Erfolg oder Schaden getroffener Maßnahmen, kann die Zusagen der liefernden Firmen prüfen und kontrollieren, wie weit die durch einen sachgemäß ausgeführten Heizversuch festgestellten günstigsten Arbeitsverhältnisse im Dauerbetriebe eingehalten werden.

Es lassen sich die Unkosten folgendermaßen gruppieren:

1. Löhne für Heizer, Pumpenwärter, Kesselreinigung usw.,
2. Verbrauchsstoffe, wie Wasser, Kohle, Packungen, Chemikalien für Kesselreinigung, Gas, Öl, elektrischen Strom für Kraft und Beleuchtungszwecke, kleinere Ersatzstücke usf.
3. Allgemeine Verteilungskosten, wie Gehaltsanteile der Beamten, Feuerversicherung, Revisionskosten, Anteil der Generalunkosten des ganzen Unternehmens usw.
4. Besitzkosten, bestehend aus Abschreibung und Verzinsung des Grund und Bodens sowie sämtlicher zum Kesselhausbetriebe gehöriger Gebäude, Maschinen, Apparate, Kessel, Vorwärmer und sonstigen Einrichtungen.

Man kann nun je nach Belieben und Bedarf die einzelnen Hauptgruppen mehr oder weniger auseinander oder zusammen ziehen. Gruppe 1 und 2 bezeichnet man für gewöhnlich mit „Betriebskosten“ und begnügt sich mit deren Feststellung, was durchaus ungenügend ist. Wenn man sich der Mühe unterzieht, einmal die unter 3 und 4 aufgeführten Unkosten zusammenzustellen, so wird man über die Höhe des Prozentsatzes derselben an den Gesamtkosten gewöhnlich recht erstaunt sein. Gruppe 4 pflegt etwa 15 bis 30% der Betriebskosten auszumachen. Je schwächer die Kesselanlage ausgenutzt ist, je unwirtschaftlicher dieselbe gebaut ist, desto höher der Betrag von Gruppe 4; meist ist er dann verhältnismäßig sehr hoch, wenn z. B. die Hauptkraft des Werkes von gekaufter Elektrizität geliefert wird und das Kesselhaus nur noch als Ausgleich und Aushilfe dient; es kann dann vorkommen, daß die Unkosten von Gruppe 4 höher sind als von Gruppe 2.

In beigefügter Aufstellung Tab. 86 sind die Kesselhaus-selbstkosten möglichst vollständig aufgeführt; jeder kann daraus für seinen Bedarf die betreffenden Posten entnehmen oder beliebige, für den jeweiligen Betrieb wichtige Posten einfügen.

Tabelle 86.
Kesselhausbetriebsunkosten.

Monat/Jahr	Leistung des Betriebes		Kesselhaus		Allgemeine Angaben aus dem Kesselbetriebe										Löhne																																																																																																																																													
	Hierher kommt eventuelle Produktion		Kesselhaus		vorhand. in Betr.		Kesselbetriebsstunden (Kessel in Betrieb mal Betriebsstunden)		Kohlenheizwert		Wirkungsgrad		Speisewassertemperatur		Abgastemperatur (gemeinsam)		Überhitzertemperatur		Kesselwärter		Aschehauer		Speisepumpen und Wassereinigung		Kesselreinigung bzw. Anstrich		Züge und Flugaschenreinigung		Unterhaltung der Pumpen und Wasserreinigung		Auserordentliche Unterhaltungssarbeiten		Sonstige Löhne																																																																																																																											
			qm	Atm.	qm	qm	qm	qm	W. E.	%	° C	° C	° C	° C	t	M	M	M	M	M	M	M	M	M	M	M	M	M	M	M																																																																																																																														
Betrieb																																																																																																																																																												
Summe	Durchschnittliche Löhne für 1 t Dampf		M	M	Kohlen, 1 t = Mark		M	M	Wasser, Pf.	M	M	1 cbm =	M	M	Eisen, Holz, Mauer-	M	M	steme, (Hd.)	M	M	Schmier- und Lötungs-	M	M	Material	M	M	Speisewasserreinigung	M	M	Kesselstrich (innerer)	M	M	Apparate, Geräte, Handwerkszeug	M	M	Beleuchtung	M	M	Kratzstrom	M	M	Größere Ersatzteile	M	M	Summe	M	M	Durchschnittl. Material-	M	M	kosten pro 1 t Dampf	M	M	Durchschnittliche Betriebs-	M	M	kosten (Löhne und Materialen)	M	M	Revisionskosten	M	M	Reparaturen und	M	M	Versuche	M	M	Feuerversicherung	M	M	Versicherung der Arbeiter	M	M	und Beamten, Unfall,	M	M	Invaldität, Haftpflicht	M	M	Gehaltsanteile der	M	M	Beamten	M	M	Haupt- u. Betriebsbü.	M	M	Sonstiges	M	M	Summe	M	M	Durchschn. Allgemeine	M	M	Kosten pro 1 t Dampf	M	M	Grundstück, Gebäude,	M	M	Schornstein, Kessel-,	M	M	Bekohlungs-, Speise-	M	M	Aschehänger-	M	M	Vorwärml., Aschehänger-	M	M	anlage mit den dazu-	M	M	gehörigen Rohrleitungen	M	M	Durchschn. Besitzkosten	M	M	für 1 t Dampf	M	M	Verzins. u. Ab-	M	M	schreibg. (n. Bil.)	M	M	Besitzkosten	M	M	Gesamt-	M	M	summe	M	M	Durchschnittliche Gesamtkosten	M	M	für 1 t Dampf	M	M		M	M		M	M	

Tabelle 87¹⁾. Dampftabellen in 4 Tafeln.
Tafel I.

1.	2.	3.	4.	5.		7.	8.
Druck at (kg/qcm) absolut	Absolute Tem- peratur	Volumen von 1 kg Dampf cbm	Gewicht von 1 cbm Dampf kg	Entropie der Flüssig- keit	des Dampfes	$s'' - s' =$	Spezifische Wärme an der Grenz- kurve
p	T	v''	γ''	s'	s''	r/T	$\frac{c''}{p}$
0,02	290,3	68,126	0,01468	0,0616	2,0783	2,0167	0,478
0,04	301,8	35,387	0,02826	0,1004	2,0202	1,9198	0,479
0,06	309,0	24,140	0,04142	0,1240	1,9868	1,8628	0,480
0,08	314,3	18,408	0,05432	0,1411	1,9631	1,8220	0,481
0,10	318,6	14,920	0,06703	0,1546	1,9449	1,7903	0,481
0,12	322,2	12,568	0,07956	0,1659	1,9300	1,7641	0,482
0,15	326,7	10,190	0,09814	0,1799	1,9121	1,7322	0,483
0,20	332,8	7,777	0,12858	0,1984	1,8890	1,6906	0,484
0,25	337,6	6,307	0,1586	0,2129	1,8711	1,6582	0,486
0,30	341,7	5,316	0,1881	0,2252	1,8566	1,6314	0,487
0,35	345,3	4,600	0,2174	0,2356	1,8444	1,6088	0,488
0,40	348,5	4,060	0,2463	0,2448	1,8336	1,5888	0,490
0,50	353,9	3,2940	0,3036	0,2604	1,8159	1,5555	0,492
0,60	358,5	2,7770	0,3601	0,2734	1,8015	1,5281	0,494
0,70	362,5	2,4040	0,4160	0,2846	1,7895	1,5049	0,496
0,80	366,0	2,1216	0,4713	0,2944	1,7789	1,4845	0,498
0,90	369,2	1,9003	0,5262	0,3032	1,7698	1,4666	0,499
1,0	372,1	1,7220	0,5807	0,3111	1,7615	1,4504	0,501
1,1	374,8	1,5751	0,6349	0,3183	1,7541	1,4358	0,503
1,2	377,2	1,4521	0,6887	0,3250	1,7473	1,4223	0,504
1,4	381,7	1,2571	0,7955	0,3370	1,7352	1,3982	0,507
1,6	385,7	1,1096	0,9013	0,3475	1,7248	1,3773	0,510
1,8	389,3	0,9939	1,0062	0,3569	1,7156	1,3587	0,513
2,0	392,6	0,9006	1,1104	0,3655	0,7077	1,3420	0,516
2,5	399,7	0,7310	1,3680	0,3839	1,6903	1,3064	0,521
3,0	405,8	0,6163	1,6224	0,3993	1,6760	1,2767	0,526
3,5	411,1	0,5335	1,8743	0,4125	1,6640	1,2515	0,531
4,0	415,8	0,4708	2,1239	0,4242	1,6537	1,2295	0,536
4,5	420,1	0,4217	2,3716	0,4347	1,6445	1,2098	0,541
5,0	424,0	0,3820	2,6177	0,4442	1,6363	1,1921	0,546
5,5	427,6	0,3494	2,8624	0,4529	1,6290	1,1761	0,550
6,0	430,9	0,3220	3,1058	0,4609	1,6221	1,1612	0,554
6,5	434,1	0,2987	3,3481	0,4683	1,6158	1,1475	0,558
7,0	437,0	0,2786	3,5891	0,4753	1,6101	1,1348	0,561
7,5	439,8	0,2611	3,8294	0,4819	1,6048	1,1229	0,565
8,0	442,5	0,2458	4,0683	0,4881	1,5997	1,1116	0,568
8,5	445,0	0,2322	4,3072	0,4939	1,5949	1,1010	0,572
9,0	447,4	0,2200	4,5448	0,4995	1,5905	1,0910	0,575
9,5	449,7	0,2091	4,7819	0,5048	1,5863	1,0815	0,578

¹⁾ Nach: Mollier, „Neue Tabellen und Diagramme für Wasserdampf“:
Springer 1906.

1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.
Druck at (kg/qcm) (absolut)	Absolute Tem- peratur	Volumen von 1 kg Dampf cbm	Gewicht von 1 kg Dampf kg	Entropie der Flüssig- keit	des Dampfes	$s'' - s' =$	Spezifische Wärme an der Grenz- kurve c''_p
p	T	v''	γ''	s'	s''	r/T	
10,0	451,9	0,1993	5,018	0,5099	1,5822	1,0723	0,581
11,0	456,1	0,1822	5,489	0,5194	1,5748	1,0554	0,588
12,0	459,9	0,1678	5,960	0,5282	1,5678	1,0396	0,593
13,0	463,6	0,15565	6,425	0,5364	1,5616	1,0252	0,598
14,0	467,0	0,14515	6,889	0,5440	1,5557	1,0117	0,603
15,0	470,2	0,13601	7,352	0,5513	1,5504	0,9991	0,608
16,0	473,3	0,12797	7,814	0,5581	1,5452	0,9871	0,614
18,0	479,1	0,11450	8,734	0,5707	1,5359	0,9652	0,623
20,0	484,3	0,10365	9,648	0,5821	1,5274	0,9453	0,632

Tafel II.

1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.
Druck at (kg/qcm)	Tem- peratur	Wärmeinhalt der Flüssig- keit	des Dampfes	Energie des Dampfes	Verdamp- fungs- wärme $i'' - i' =$	$u'' - u'$ = =	$\frac{AP}{(v'' - v')}$ = =
p	t	i'	i''	u''	r	ρ	ϕ
0,02	17,3	17,3	602,9	571,0	585,5	553,6	31,91
0,04	28,8	28,8	608,3	575,1	579,4	546,3	33,15
0,06	36,0	36,0	611,6	577,7	575,6	541,7	33,92
0,08	41,3	41,4	614,1	579,6	572,7	538,2	34,49
0,10	45,6	45,7	616,9	581,1	570,4	534,4	34,94
0,12	49,2	49,3	617,7	582,3	568,4	533,1	35,32
0,15	53,7	53,8	619,7	583,9	565,9	530,1	35,79
0,20	59,8	59,9	622,4	586,0	562,6	526,1	36,42
0,25	64,6	64,8	624,6	587,7	559,8	522,9	36,92
0,30	68,7	68,9	626,4	589,1	557,5	520,2	37,34
0,35	72,3	72,5	628,0	590,3	555,5	517,8	37,70
0,40	75,5	75,7	629,4	591,3	553,7	515,6	38,02
0,50	80,9	81,2	631,7	593,1	550,5	512,0	38,56
0,60	85,5	85,8	633,7	594,6	547,8	508,8	31,01
0,70	89,5	89,9	635,3	595,9	545,5	506,1	39,39
0,80	93,0	93,5	636,8	597,0	543,3	503,6	39,73
0,90	96,2	96,7	638,1	598,1	541,4	501,4	40,03
1,0	99,1	99,6	639,3	599,0	539,7	499,4	40,30
1,1	101,8	102,3	640,7	599,8	538,1	497,5	40,55
1,2	104,2	104,8	641,3	600,5	536,5	495,7	40,78
1,4	108,7	109,4	643,1	601,9	533,7	492,6	41,18
1,6	112,7	113,4	644,7	603,0	531,2	489,7	41,54
1,8	116,3	117,1	646,0	604,1	528,0	487,1	41,85

1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.
Druck at (kg/qcm)	Temperatur	Wärmeinhalt der Flüssigkeit	des Dampfes	Energie des Dampfes	Verdampfungs- wärme $i'' - i' =$	$u'' - u'$ =	AP ($v'' - v'$) =
q	t	i'	i''	u''	r	u''	v''
2,0	119,6	120,4	647,2	605,1	526,8	484,7	42,14
2,5	126,7	127,7	649,9	607,1	522,2	479,4	42,74
3,0	132,8	133,9	652,0	608,7	518,1	474,9	43,23
3,5	138,1	139,4	653,8	610,1	514,5	470,8	43,65
4,0	142,8	144,2	655,4	611,3	511,2	467,2	44,01
4,5	147,1	148,6	656,8	612,4	508,2	463,9	44,33
5,0	151,0	152,6	658,1	613,3	505,5	460,8	44,61
5,5	154,6	156,3	659,2	614,2	502,9	458,0	44,87
6,0	157,9	159,8	660,2	615,0	500,4	455,3	45,10
6,5	161,1	163,0	661,1	615,7	498,1	452,8	45,32
7,0	164,0	166,1	662,0	616,3	495,9	450,4	45,51
7,5	166,8	168,9	662,8	616,9	493,9	448,2	45,67
8,0	169,5	171,7	663,5	617,5	491,5	446,0	45,86
8,5	172,0	174,3	664,2	618,0	489,9	443,9	46,02
9,0	174,4	176,8	664,9	618,5	488,1	441,9	46,17
9,5	176,7	179,2	665,5	619,0	486,3	440,0	46,30
10,0	178,9	181,5	666,1	619,4	484,6	438,2	46,43
11,0	183,1	185,8	667,1	620,2	481,3	434,6	46,67
12,0	186,9	189,9	668,1	620,9	478,2	431,3	46,88
13,0	190,6	193,7	668,9	621,6	475,3	428,2	47,08
14,0	194,0	197,3	669,7	622,2	472,5	425,2	47,26
15,0	197,2	200,7	670,5	622,7	469,8	422,4	47,43
16,0	200,3	203,9	671,2	623,2	467,3	419,7	47,58
18,0	206,1	210,0	672,4	624,1	462,4	414,6	47,85
20,0	211,3	215,5	673,4	624,9	457,9	409,8	48,08

Tafel III.

1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.
Temperatur	Druck at (kg/qcm)	Druck mm Hg	Volumen von 1 kg Dampf cbm	Gewicht von 1 cbm Dampf kg	Entropie der Flüssigkeit	des Dampfes	$s'' - s'$ =
t	p	von 0°	v''	γ''	s'	s''	r/T
0	0,0063	4,60	204,97	0,00488	0,0000	2,1783	2,1783
5	0,0089	6,53	146,93	0,00681	0,0182	2,1479	2,1297
10	0,0125	9,17	106,62	0,00938	0,0360	2,1188	2,0828
15	0,0173	12,70	78,23	0,01278	0,0535	2,0909	2,0374
20	0,0236	17,40	58,15	0,01720	0,0707	2,0643	1,9936
25	0,0320	23,6	43,667	0,02290	0,0877	2,0389	1,9512
30	0,0429	31,5	33,132	0,03018	0,1044	2,0146	1,9102
35	0,0569	41,8	25,393	0,03938	0,1208	1,9912	1,8704
40	0,0747	54,9	19,650	0,05089	0,1369	1,9688	1,8319
45	0,0971	71,4	15,346	0,06516	0,1528	1,9474	1,7946

1.	2.	3.	4.	5.	6. Entropie		8.
Temperatur	Druck at (kg/qcm)	Druck mm Hg	Volumen von 1 kg Dampf cbm	Gewicht von 1 cbm Dampf kg	der Flüssigkeit	des Dampfes	$s'' - s'$ = r T
t	p	von O°	v''	v''	s'	s''	
50	0,125	92,0	12,091	0,08271	0,1685	1,9268	1,7583
55	0,160	117,5	9,607	0,10499	0,1839	1,9070	1,7231
60	0,202	148,8	7,695	0,12995	0,1991	1,8880	1,6889
65	0,254	186,9	6,211	0,16100	0,2141	1,8697	1,6556
70	0,317	233,1	5,050	0,19800	0,2289	1,8522	1,6233
75	0,392	288,5	4,1353	0,2418	0,2435	1,8352	1,5917
80	0,482	354,6	3,4085	0,2934	0,2579	1,8189	1,5610
85	0,589	433,0	2,8272	0,3537	0,2721	1,8031	1,5310
90	0,714	525,4	2,3592	0,4239	0,2861	1,7879	1,5018
95	0,862	633,7	1,9797	0,5051	0,2999	1,7731	1,4732
100	1,033	760	1,6702	0,5987	0,3136	1,7589	1,4453
105	1,232	906	1,4166	0,7059	0,3271	1,7452	1,4181
110	1,462	1075	1,2073	0,8283	0,3404	1,7319	1,3915
115	1,726	1269	1,0338	0,9673	0,3536	1,7190	1,3654
120	2,027	1491	0,8894	1,1243	0,3666	1,7064	1,3398
125	2,371	1744	0,7681	1,3018	0,3795	1,6943	1,3148
130	2,760	2030	0,6664	1,5005	0,3922	1,6824	1,2902
135	3,200	2354	0,5800	1,7241	0,4048	1,6710	1,2662
140	3,695	2718	0,5071	1,9719	0,4173	1,6599	1,2426
145	4,248	3125	0,4450	2,2471	0,4296	1,6490	1,2194
150	4,868	3581	0,3917	2,553	0,4418	1,6384	1,1966
155	5,557	4088	0,3460	2,890	0,4538	1,6280	1,1742
160	6,323	4651	0,3065	3,262	0,4658	1,6181	1,1523
165	7,170	5274	0,2724	3,671	0,4776	1,6082	1,1306
170	8,104	5961	0,2429	4,117	0,4893	1,5986	1,1093
175	9,131	6717	0,2171	4,607	0,5009	1,5893	1,0884
180	10,258	7546	0,1945	5,140	0,5124	1,5802	1,0678
185	11,491	8453	0,1748	5,720	0,5238	1,5713	1,0475
190	12,835	9442	0,1575	6,348	0,5351	1,5626	1,0275
195	14,300	10519	0,1423	7,028	0,5463	1,5541	1,0078
200	15,890	11688	0,1288	7,763	0,5574	1,5458	0,9884

Tafel IV.

1.	2.		3.	4.	5.	6.	7.	8.
Temperatur t	Wärmeinhalt		Diff.	Energie des Dampfes u''	Verdamp- fungs- wärme (i''-i')= r	(u''-u')	AP (v''-v')	
	der Flüss- igkeit i'	des Dampfes i''						=
0	0	594,7		564,7	594,7	564,7	30,02	
5	5,0	597,1		566,5	592,1	561,5	30,56	
10	10,0	599,4	4,74	568,3	589,4	558,3	31,11	
15	15,0	601,8		570,1	586,8	555,1	31,65	
20	20,0	604,1	4,71	571,9	584,1	551,9	32,19	
25	25,0	606,5		573,7	581,5	548,7	32,74	
30	30,0	608,8	4,67	575,5	578,8	545,5	33,28	
35	35,0	611,1		577,3	576,1	542,3	33,81	
40	40,1	613,5	4,63	579,1	573,4	539,1	34,34	
45	45,1	615,8		580,9	570,7	535,8	34,88	
50	50,1	618,0	4,58	582,6	567,9	532,5	35,41	
55	55,1	620,3		584,4	565,2	529,3	35,93	
60	60,1	622,6	4,52	586,1	562,4	526,0	36,45	
65	65,2	624,8		587,8	559,6	522,7	36,96	
70	70,2	627,0	4,44	589,5	556,8	519,3	37,47	
75	75,3	629,2		591,2	553,9	516,0	37,97	
80	80,3	631,3	4,34	592,8	551,0	512,6	38,47	
85	85,3	633,5		594,5	548,1	509,3	38,96	
90	90,4	635,6	4,23	596,1	545,2	505,7	39,45	
95	95,5	637,6		597,7	542,2	502,2	39,92	
100	100,5	639,7	4,09	599,2	539,1	498,7	40,39	
105	105,6	641,7		600,8	536,1	495,2	40,85	
110	110,7	643,6	3,95	602,3	532,9	491,6	41,30	
115	115,8	645,5		603,8	529,8	488,0	41,74	
120	120,9	647,4	3,79	605,2	526,6	484,4	42,17	
125	126,0	649,2		606,6	523,3	480,7	42,59	
130	131,1	651,0	3,63	608,0	520,0	477,0	43,00	
135	136,2	652,8		609,3	516,6	473,2	43,41	
140	141,3	654,5	3,45	610,6	513,2	469,4	43,80	
145	146,4	656,1		611,9	509,7	465,5	44,18	
150	151,6	657,8	3,27	613,1	506,2	461,6	44,55	
155	156,7	659,3		614,3	502,6	457,7	44,90	
160	161,9	660,8	3,07	615,4	498,9	453,7	45,25	
165	167,1	662,3		616,5	495,2	449,6	45,58	
170	172,2	663,7	2,86	617,6	491,4	445,5	45,90	
175	177,4	665,0		618,6	487,6	441,4	46,20	
180	182,6	666,3	2,66	619,6	483,7	437,2	46,49	
185	187,9	667,6		620,6	479,8	433,0	46,78	
190	193,1	668,8	2,48	621,5	475,7	428,7	47,05	
195	198,3	670,0		622,3	471,7	424,4	47,31	
200	203,6	671,1	2,27	623,2	467,5	420,0	47,56	

Verlag von Julius Springer in Berlin.

Wärmetechnik des Gasgenerator- und Dampfkessel-Betriebes.

Die Vorgänge, Untersuchungs- und Kontrollmethoden hinsichtlich Wärmeerzeugung und Wärmeverwendung in Gasgenerator- und Dampfkessel-Betrieb. Von **Paul Fuchs**, Ingenieur. Dritte, erweiterte Auflage. Mit 43 Textfiguren. In Leinwand gebunden Preis M. 5,—.

Formeln und Tabellen der Wärmetechnik.

Zum Gebrauch bei Versuchen in Dampf-, Gas- und Hüttenbetrieben. Von **Paul Fuchs**, Ingenieur. In Leinwand gebunden Preis M. 2,—.

Technische Untersuchungsmethoden zur Betriebskontrolle,

insbesondere zur Kontrolle des Dampfbetriebes. Zugleich ein Leitfaden für die Arbeiten in den Maschinenlaboratorien technischer Lehranstalten. Von Ingenieur **Julius Brand**, Oberlehrer der Kgl. Vereinigten Maschinenbauschulen zu Elberfeld. Dritte, vermehrte und verbesserte Auflage. Erscheint im Juni 1913.

Anleitung zur Durchführung von Versuchen an Dampfmaschinen und Dampfkesseln.

Zugleich Hilfsbuch für den Unterricht in Maschinenlaboratorien technischer Schulen. Von **Franz Seufert**, Ingenieur, Oberlehrer an der Kgl. Höheren Maschinenbauschule zu Stettin. Dritte, erweiterte Auflage. Mit 43 Textfiguren. In Leinwand gebunden Preis M. 2,20.

Berechnung, Entwurf und Betrieb rationeller Kesselanlagen.

Von **Max Gensch**, Ingenieur, Berlin. Mit 95 Textfiguren. In Leinwand gebunden Preis M. 6,—.

Technische Messungen bei Maschinenuntersuchungen und im Betriebe.

Zum Gebrauch in Maschinenlaboratorien und in der Praxis. Von Professor Dr.-Ing. **Anton Gramberg**, Dozent an der Technischen Hochschule Danzig. Zweite, ungearbeitete Auflage. Mit 233 Textfiguren. In Leinwand gebunden Preis M. 8,—.

Die Dampfkessel.

Ein Lehr- und Handbuch für Studierende technischer Hochschulen, Schüler höherer Maschinenbauschulen und Techniker sowie für Ingenieure und Techniker. Bearbeitet von Professor **F. Tetzner**, Oberlehrer an den Kgl. Vereinigten Maschinenbauschulen zu Dortmund. Vierte, verbesserte Auflage. Mit 162 Textfiguren und 45 lithogr. Tafeln. In Leinwand gebunden Preis M. 8,—.

Die Herstellung der Dampfkessel.

Von **M. Gerbel**, behördlich autor. Inspektor der Dampfkesseluntersuchungs- und Versicherungs-Ges. in Wien. Mit 60 Textfiguren. Preis M. 2,—.

Zu beziehen durch jede Buchhandlung.

Verlag von Julius Springer in Berlin.

Die Dampfkessel nebst ihren Zubehörteilen und Hilfseinrichtungen. Ein Hand- und Lehrbuch zum praktischen Gebrauch für Ingenieure, Kesselbesitzer und Studierende von **R. Spalckhaver**, Regierungsbaumeister, Kgl. Oberlehrer in Altona a. E., und **Fr. Schneiders**, Ingenieur in M.-Gladbach (Rhld.). Mit 679 Textfiguren.
In Leinwand gebunden Preis M. 24,—.

Die Grundlagen der deutschen Material- und Bauvorschriften für Dampfkessel. Von **R. Baumann**, Professor an der Kgl. Technischen Hochschule Stuttgart. Mit einem Vorwort von Dr.-Ing. C. v. Bach, Kgl. Württ. Baudirektor, Professor des Maschineningenieurwesens an der Kgl. Technischen Hochschule Stuttgart, Vorstand des Ingenieurlaboratoriums und der Materialprüfungsanstalt an derselben. Mit 38 Textfiguren.
Kartonierte Preis M. 2,80.

Berechnen und Entwerfen der Schiffskessel unter besonderer Berücksichtigung der Feuerrohr-Schiffskessel. Ein Lehr- und Handbuch für Studierende, Konstrukteure, Überwachungsbeamte, Schiffsingenieure und Seemaschinenisten. In Gemeinschaft mit Dipl.-Ing. Hugo Buchholz herausgegeben von Professor **Hans Dieckhoff**.
In Leinwand gebunden Preis M. 12,—.

Dampfkesselfeuerungen zur Erzielung einer möglichst rauchfreien Verbrennung. Von **F. Haier**. Zweite Auflage, im Auftrage des Vereines deutscher Ingenieure bearbeitet vom Verein für Feuerungsbetrieb und Rauchbekämpfung in Hamburg. Mit 375 Textfiguren, 29 Zahlentafeln und 10 lithogr. Tafeln. In Leinw. geb. Preis M. 20,—.

Entwerfen und Berechnen der Dampfmaschinen. Ein Lehr- und Handbuch für Studierende und angehende Konstrukteure. Von **Heinrich Dubbel**, Ingenieur. Dritte, verbesserte Auflage. Mit 470 Textfiguren.
In Leinwand gebunden Preis M. 10,—.

Die ortsfesten Kolbendampfmaschinen. Ein Lehr- und Handbuch für angehende und ausübende Konstrukteure. Von Professor **Fr. Freytag**, Kgl.-Baurat, Lehrer an den Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz. Mit 319 in den Text gedruckten Figuren und 18 Tafeln. Preis M. 14,—; in Leinwand gebunden M. 16,—.

Die Steuerungen der Dampfmaschinen. Mit 446 Textfiguren. Von Ingenieur **Heinrich Dubbel**. Mit 446 Textfiguren.
In Leinwand gebunden Preis M. 10,—.

Hilfsbuch für Dampfmaschinentechniker. Herausgegeben von **Joseph Hrabák**, k. und k. Hofrat, emer. Professor an der k. und k. Bergakademie in Příbram. Vierte, bedeutend erweiterte Auflage. In drei Teilen. Mit Textfiguren.
In drei Leinwandbände gebunden Preis M. 20,—.

Zu beziehen durch jede Buchhandlung.

Verlag von Julius Springer in Berlin.

Die Regelung der Kraftmaschinen. Berechnung und Konstruktion der Schwungräder, des Massenausgleichs und der Kraftmaschinenregler in elementarer Behandlung. Von Professor **Max Tolle**, Privatdozent an der Technischen Hochschule in Karlsruhe. Zweite, verbesserte und vermehrte Auflage. Mit 463 Textfiguren und 19 Tafeln.
In Leinwand gebunden Preis M. 26,—.

Die Dampfturbinen, mit einem Anhang über die Aussichten der Wärmekraftmaschinen und über die Gasturbine. Von Professor Dr. phil. Dr.-Ing. **A. Stodola**, Zürich. Vierte, umgearbeitete und erweiterte Auflage. Mit 856 Textfiguren und 9 Tafeln.
In Leinwand gebunden Preis M. 30,—.

Verdampfen, Kondensieren und Kühlen. Erklärungen, Formeln und Tabellen für den praktischen Gebrauch. Von **E. Hausbrand**, Königl. Baurat. Fünfte, vermehrte Auflage. Mit 45 Textfiguren und 94 Tabellen.
In Leinwand gebunden Preis M. 12,—.

Technische Thermodynamik. Von Prof. Dipl.-Ing. **W. Schüle**. Zweite, erweiterte Auflage der „Technischen Wärmemechanik“. Erster Band: Die für den Maschinenbau wichtigsten Lehren nebst technischen Anwendungen. In Leinwand gebunden Preis M. 12,80.

Kondensation. Ein Lehr- und Handbuch über Kondensation und alle damit zusammenhängenden Fragen, auch einschließlich der Wasserrückkühlung. Für Studierende des Maschinenbaues, Ingenieure, Leiter größerer Dampfbetriebe, Chemiker und Zuckertechniker. Von **F. J. Weiß**, Zivilingenieur in Basel. Zweite, ergänzte Auflage. Bearbeitet von **E. Wiki**, Ingenieur in Luzern. Mit 141 Textfiguren und 10 Tafeln.
In Leinwand gebunden Preis M. 12,—.

Die Kondensation der Dampfmaschinen und Dampfturbinen. Lehrbuch für höhere technische Lehranstalten und zum Selbstunterricht. Von Dipl.-Ing. **Karl Schmidt**. Mit 116 Textfiguren.
In Leinwand gebunden Preis M. 5,—.

Die Thermodynamik der Dampfmaschinen. Von **Fritz Krauß**, Ingenieur, behördlich autorisierter Inspektor der Dampfkessel-Untersuchungs- und Versicherungs-Gesellschaft in Wien. Mit 17 Textfiguren.
Preis M. 3,—.

Thermodynamische Behandlung einiger Eigenschaften des Wassers und des Wasserdampfes. Von Dr. **Hermann Levy**.
Preis M. —,80.

Zu beziehen durch jede Buchhandlung.

Verlag von Julius Springer in Berlin.

Neue Tabellen und Diagramme für Wasserdampf. Von Dr. **R. Mollier**, Professor an der Technischen Hochschule zu Dresden. Mit 2 Diagrammtafeln. Preis M. 2,—.

Die Entropietafel für Luft und ihre Verwendung zur Berechnung der Kolben- und Turbo-Kompressoren. Von Professor **P. Ostertag** in Winterthur. Mit 11 Textfiguren und 2 Tafeln. Preis M. 2,80.

Die Entropie-Diagramme der Verbrennungsmotoren einschließlich der Gasturbine. Von Dipl.-Ing. **P. Ostertag**, Professor am Kantonalen Technikum Winterthur. Mit 17 Textfiguren. Preis M. 1,60.

Der Entropiesatz oder der zweite Hauptsatz der mechanischen Wärmetheorie. Von Dr. phil. **H. Hort**. Mit 6 Textfiguren. Preis M. 1,—.

Ökonomik der Wärmeenergien. Eine Studie über Kraftgewinnung und -verwendung in der Volkswirtschaft. Von Dipl.-Ing. Dr. **K. B. Schmidt**. Mit 12 Textfiguren. Preis M. 6,—.

Die Zwischendampfverwertung in Entwicklung, Theorie und Wirtschaftlichkeit. Von Dr.-Ing. **Ernst Reutlinger**, Chefingenieur des beratenden Ingenieurbureaus Bidag der Hans-Reisert-Gesellschaft m. b. H. in Köln. Mit 69 in den Text gedruckten Figuren. Preis M. 4,—; in Leinwand gebunden M. 4,80.

Die Abwärmeverwertung im Kraftmaschinenbetrieb. Mit besonderer Berücksichtigung der Zwischen- und Abdampfverwertung zur Heizzwecken. Eine kraft- und wärmewirtschaftliche Studie. Von Dr.-Ing. **Ludwig Schneider**, München. Zweite, bedeutend erweiterte Auflage. Mit 118 Textfiguren und 1 Tafel. Preis M. 5,—; in Leinwand gebunden M. 5,80.

Heizung und Lüftung von Gebäuden. Ein Lehrbuch für Architekten, Betriebsleiter und Konstrukteure. Von Professor Dr.-Ing. **Anton Gramberg**, Dozent an der Königlichen Technischen Hochschule in Danzig-Langfuhr. Mit 236 Figuren im Text und auf 3 Tafeln. In Leinwand gebunden Preis M. 12,—.

Zu beziehen durch jede Buchhandlung.

Verlag von Julius Springer in Berlin.

Leitfaden zum Berechnen und Entwerfen von Lüftungs- und Heizungs-Anlagen. Ein Hand- und Lehrbuch für Ingenieure und Architekten. Von Dr.-Ing. **H. Rietschel**, Geheimer Regierungsrat. Professor an der Kgl. Techn. Hochschule zu Berlin. Vierte, vollständig neu bearbeitete Auflage. Zwei Bände. Mit 92 Textfiguren, 25 Tabellen und 33 Tafeln. In Leinwand gebunden Preis M. 24,—.

Großgasmaschinen. Ihre Theorie, Wirkungsweise und Bauart. Von **Heinrich Dubbel**, Ingenieur. Mit 400 Textfiguren und 6 Tafeln. In Leinwand gebunden Preis M. 10,—.

Die Gasmaschine. Ihre Entwicklung, ihre heutige Bauart und ihr Kreisprozeß. Von **R. Schöttler**, Geh. Hofrat, ord. Professor an der Herzogl. Technischen Hochschule zu Braunschweig. Fünfte, umgearbeitete Auflage. Mit 622 Figuren im Text und auf 12 Tafeln. In Leinwand gebunden Preis M. 20,—.

Das Entwerfen und Berechnen der Verbrennungsmotoren. Handbuch für Konstrukteure und Erbauer von Gas- und Ölkraftmaschinen. Von **Hugo Güldner**, Oberingenieur, Direktor der Güldner-Motoren-Gesellschaft in München. Dritte, bedeutend erweiterte Auflage. Unter der Presse.

Dieselmotoren für Land- und Schiffsbetrieb. Von **A. P. Chalkley**, B. Sc. (Lond.) A. M. Inst. C. E. A. I. E. E. Mit einer Einleitung von Dr.-Ing. Rudolf Diesel, München, ins Deutsche übertragen von Dr. phil. Ernst Müller, Dipl.-Ing., Gent. Zweiter, unveränderter Abdruck. Mit 90 Figuren. In Leinwand gebunden Preis M. 8,—.

Die Dieselmotore in der Großschiffahrt. Von Ingenieur **W. Kaemmerer**, Berlin. Mit 84 Textfiguren. Preis M. 3,—.

Gemischbildungen der Gasmaschinen. Von Dr.-Ing. **G. Hellen-schmidt**. Mit 21 Textfiguren und 1 Tafel. Preis M. 1,60.

Motorwagen und Fahrzeugmaschinen für flüssigen Brennstoff. Ein Lehrbuch für den Selbstunterricht und für den Unterricht an technischen Lehranstalten. Von Dr. techn. **A. Heller**, Berlin. Mit 650 in den Text gedruckten Figuren. In Leinwand gebunden Preis M. 20,—.

Die flüssigen Brennstoffe, ihre Gewinnung, Eigenschaften und Untersuchung. Von Dr. **L. Schmitz**, Chemiker. Mit 56 Textfiguren. In Leinwand gebunden Preis M. 5,60.

Zu beziehen durch jede Buchhandlung.

Verlag von Julius Springer in Berlin.

Ölfeuerung für Lokomotiven mit besonderer Berücksichtigung der Versuche mit Teerölzusatzfeuerung bei den preußischen Staatsbahnen. Nach einem im Verein Deutscher Maschinen-Ingenieure zu Berlin gehaltenen Vortrage. Von Regierungsbaumeister **L. Sußmann**, Limburg (Lahn). In Leinwand gebunden Preis M. 3,—.

Die Gebläse. Bau und Berechnung der Maschinen zur Bewegung, Verdichtung und Verdünnung der Luft. Von **Albrecht von Ihering**, Kaiserlicher Geheimer Regierungsrat. Dritte, umgearbeitete und vermehrte Auflage. Mit 643 Textfiguren und 8 Tafeln. In Leinwand gebunden Preis M. 20,—.

Theorie und Konstruktion der Kolben- und Turbokompressoren. Von Dipl.-Ing. **P. Ostertag**, Professor am Kantonalen Technikum in Winterthur. Mit 266 Textfiguren. In Leinwand gebunden Preis M. 11,—.

Kompressoren-Anlagen, insbesondere in Grubenbetrieben. Von Dipl.-Ing. **Karl Teiwes**. Mit 129 Textfiguren. In Leinwand gebunden Preis M. 7,—.

Wasserkraftmaschinen. Ein Leitfaden zur Einführung in Bau und Berechnung moderner Wasserkraftmaschinen und -anlagen. Von Dipl.-Ing. **L. Quantz**, Oberlehrer an der Kgl. Höheren Maschinenbauschule zu Stettin. Zweite, erweiterte und verbesserte Auflage. Mit 159 Textfiguren. In Leinwand gebunden Preis M. 4,—.

Hebemaschinen. Eine Sammlung von Zeichnungen ausgeführter Konstruktionen mit besonderer Berücksichtigung der Hebemaschinen-Elemente. Von Ingenieur **C. Bessel**, Oberlehrer an der Kgl. Höheren Maschinenbauschule Altona. Zweite Auflage. 34 Tafeln. In Leinwand gebunden Preis M. 6.60.

Transmissionen. Wellen, Lager, Kupplungen, Riemen- und Seiltrieb. Anlagen. Von Ingenieur **Stephan Jellinek** in Wien. Mit 61 Textfiguren und 30 Tafeln. In Leinwand gebunden Preis M. 12,—.

Hilfsbuch für den Maschinenbau. Für Maschinentechniker sowie für den Unterricht an technischen Lehranstalten. Von Prof. **Fr. Freytag**, Lehrer an den Technischen Staatslehranstalten zu Chemnitz. Vierte, vermehrte und verbesserte Auflage. Mit 1108 Textfiguren, 10 Tafeln und einer Beilage für Österreich. In Leinwand gebunden Preis M. 10,—; in Leder gebunden M. 12,—.

Das praktische Jahr des Maschinenbau-Volontärs. Ein Leitfaden für den Beginn der Ausbildung zum Ingenieur. Von Dipl.-Ing. **F. zur Nedden**. Preis M. 4,—; in Leinwand gebunden M. 5,—.

Zu beziehen durch jede Buchhandlung.

Verlag von Julius Springer in Berlin.

Einzelkonstruktionen aus dem Maschinenbau. Herausgegeben von Ingenieur **C. Volk**, Berlin.

Erstes Heft: Die Zylinder ortsfester Dampfmaschinen. Von Oberingenieur **H. Frey**, Berlin. Mit 109 Textfiguren.

Steif broschiert Preis M. 2,40.

Zweites Heft: Kolben. I. Dampfmaschinen- und Gebläsekolben. Von Ingenieur **C. Volk**, Berlin. II. Gasmaschinen- und Pumpenkolben. Von **A. Eckardt**, Betriebsingenieur der Gasmotorenfabrik Deutz. Mit 247 Textfiguren. Steif broschiert Preis M. 4,—.

Drittes Heft: Zahnräder. I. Teil. Stirn- und Kegelräder mit geraden Zähnen. Von Dr. **A. Schiebel**, a. o. Professor der k. k. deutschen technischen Hochschule zu Prag. Mit 110 Textfiguren. Steif broschiert Preis M. 3,—.

Festigkeitslehre nebst Aufgaben aus dem Maschinenbau und der Baukonstruktion. Ein Lehrbuch für Maschinenbauschulen und andere technische Lehranstalten sowie zum Selbstunterricht und für die Praxis. Von **Ernst Wehnert**, Ingenieur und Lehrer an der Städt. Gewerbe- und Maschinenbauschule in Leipzig.

I. Bd.: Einführung in die Festigkeitslehre. Zweite, verbesserte und vermehrte Auflage. Mit 247 Textfiguren.

In Leinwand gebunden Preis M. 6,—.

II. Bd.: Zusammengesetzte Festigkeitslehre. Mit 142 Textfiguren

In Leinwand gebunden Preis M. 7,—.

Die Technologie des Maschinentechnikers. Von Prof. Ing. **Karl Meyer**, Oberlehrer an den Kgl. Verein. Maschinenbauschulen zu Köln. Zweite, verbesserte Auflage. Mit 377 Textfiguren.

In Leinwand gebunden Preis M. 8,—.

Elementarmechanik für Maschinen-Techniker. Von Dipl.-Ing. **R. Vogdt**, Oberlehrer an der Maschinenbauschule in Essen (Ruhr), Reg.-Baumeister a. D. Mit 154 Textfiguren.

In Leinwand gebunden Preis M. 2,80.

Aufgaben aus der technischen Mechanik. Von Professor **Ferdinand Wittenbauer**, Graz.

I. Allgemeiner Teil. Zweite, vollständig umgearbeitete Auflage. 773 Aufgaben nebst Lösungen. Mit 572 Textfiguren.

Preis M. 5,—; in Leinwand geb. M. 5,80.

II. Teil. Festigkeitslehre. 591 Aufgaben nebst Lösungen und einer Formelsammlung. Zweite, verbesserte Auflage. Mit 490 Textfiguren.

Preis M. 6,—; in Leinwand gebunden M. 6,80.

III. Teil. Flüssigkeiten und Gase. 504 Aufgaben nebst Lösungen und einer Formelsammlung. Mit 339 Textfiguren.

Preis M. 6,—; in Leinwand gebunden M. 6,80.

Lehrbuch der Mathematik. Für mittlere technische Fachschulen der Maschinenindustrie. Von Dr. phil. **R. Neundorff**, Oberlehrer an der Königl. Höh. Schiff- und Maschinenbauschule, Privatdozent an der Universität in Kiel. Mit 245 Textfiguren und 1 Tafel.

In Leinwand gebunden Preis M. 5,—.

Zu beziehen durch jede Buchhandlung.

Verlag von Julius Springer in Berlin.

Trigonometrie für Maschinenbauer und Elektrotechniker.

Ein Lehr- und Aufgabenbuch für den Unterricht und zum Selbststudium. Von Dr. **Adolf Heß**, Professor am Kantonalen Technikum in Winterthur. Mit 112 Textfiguren.

In Leinwand gebunden Preis M. 2,80.

Elektrische Starkstromanlagen. Maschinen, Apparate, Schaltungen, Betrieb. Kurzgefaßtes Hilfsbuch für Ingenieure und Techniker sowie zum Gebrauch an technischen Lehranstalten. Von Dipl.-Ing. **Emil Kosack**, Oberlehrer an den Kgl. Vereinigten Maschinenbauschulen zu Magdeburg. Mit 259 Textfiguren. In Leinwand gebunden Preis M. 7,—.

Hilfsbuch für die Elektrotechnik. Unter Mitwirkung von hervorragenden Fachgenossen bearbeitet und herausgegeben von Professor **Dr. Karl Streckler**, Geh. Oberpostrat. Achte, umgearbeitete und vermehrte Auflage. Mit 800 Figuren.

In Leinwand gebunden Preis M. 18,—.

Die praktische Nutzenanwendung der Prüfung des Eisens durch Ätzverfahren und mit Hilfe des Mikroskopes. Kurze Anleitung für Ingenieure, insbesondere Betriebsbeamte von Dr.-Ing. **E. Preuß**, Stellvertreter des Vorstandes der Materialprüfungsanstalt und Privatdozent an der Technischen Hochschule zu Darmstadt. Mit 119 Textfiguren.

Kartonierte Preis M. 3,60.

Die Kalkulation im Metallgewerbe und Maschinenbau.

Mit 100 praktischen Beispielen und Zeichnungen. Von Ingenieur **Ernst Pieschel**, Oberlehrer und Abteilungsvorstand für Maschinenbau an der Städtischen Gewerbeschule in Dresden. Mit 80 Textfiguren.

Kartonierte Preis M. 3,60.

Die Betriebsleitung insbesondere der Werkstätten. Autorisierte

deutsche Ausgabe der Schrift: „Shop management“. Von **Fred. W. Taylor**, Philadelphia. Von **A. Wallich**, Professor an der Technischen Hochschule zu Aachen. Zweite, vermehrte Auflage. Mit 15 Abbildungen und 2 Zahlentafeln. In Leinwand gebunden Preis M. 6,—.

Gewerbepolizeiliche Vorschriften für die Errichtung und den Betrieb gewerblicher Anlagen. Ein Ratgeber für Fabrikanten, Betriebsleiter und Meister. Von Dr. **A. Bender**, Kgl. Gewerberat.

Mit 4 Textfiguren. Kartonierte Preis M. 1,80.

Werkstattstechnik. Zeitschrift für Anlage und Betrieb von Fabriken und für Herstellungsverfahren. Herausgegeben von Dr.-Ing. **G. Schlesinger**, Professor an der Technischen Hochschule zu Berlin. Jährlich 24 Hefte. Preis vierteljährlich M. 3,—.

Zu beziehen durch jede Buchhandlung.