

Rietschel
Heiz- und Lüftungstechnik

Neunte Auflage

von

Dr.-Ing. H. Gröber

**Leitfaden der
Heiz- und Lüftungstechnik**

H. Rietschels Leitfaden der Heiz- und Lüftungstechnik

Neunte, verbesserte Auflage

von

Prof. Dr.-Ing. Heinrich Gröber

Vorsteher der Versuchsanstalt für Heizungs- und Lüftungswesen
an der Technischen Hochschule, Berlin

Mit einem Abschnitt über Hygiene

von

Prof. Dr. med. J. Bürgers

Vorsteher des Hygienischen Instituts der
Universität Königsberg

Mit 299 Textabbildungen

20 Zahlentafeln und den Hilfstafeln I—VII



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH 1930

ISBN 978-3-662-26988-6 ISBN 978-3-662-28466-7 (eBook)
DOI 10.1007/978-3-662-28466-7

Alle Rechte, insbesondere das der Übersetzung
in fremde Sprachen, vorbehalten.

Copyright 1930 by Springer-Verlag Berlin Heidelberg
Ursprünglich erschienen bei Julius Springer in Berlin 1930
Softcover reprint of the hardcover 9th edition 1930

Vorwort zur ersten Auflage.

Wenn ich den auf Anregung Seiner Exzellenz des Herrn Ministers der öffentlichen Arbeiten von mir verfaßten Leitfaden zum Berechnen und Entwerfen von Lüftungs- und Heizungsanlagen hiermit der Öffentlichkeit übergebe, so geschieht es, weil mir ein für den unmittelbaren Gebrauch in der Praxis bestimmtes und nicht zu umfangreiches Werk zu fehlen scheint.

Die auf dem Gebiete des Lüftungs- und Heizungswesens vorhandenen Lehrbücher sind wohl geeignet, dem Ingenieur zum Studium und als Ratgeber, nicht aber bei seinen Ausführungen als Führer dienen zu können, da die allgemeine Behandlung des Stoffes und die theoretischen Entwicklungen die Übersichtlichkeit vermindern und die für die leichte Benutzung erforderliche knappe Form verbieten.

Der Leitfaden soll der Praxis dienen; er enthält theoretische Entwicklungen nur insoweit, als solche für die richtige Anwendung des Gebotenen unbedingt erforderlich schienen.

Zwischen dem Angebot und der Ausführung von Lüftungs- und Heizungsanlagen besteht zur Zeit, wie ich aus meinen zahlreichen Fällen gutachtlicher Tätigkeit weiß, kein richtiges Verhältnis. Für das Angebot sind meist die Ansprüche an die Arbeitslast der ausführenden Ingenieure infolge der Forderung einer unnötig großen Anzahl von Zeichnungen, Beschreibungen, Rechnungsbelegen usw. bedeutend, für die Ausführung dagegen wird sowohl in hygienischer als technischer Beziehung häufig ein zu geringer Anspruch an die Ausführenden gestellt und somit dem Entstehen mangelhafter Anlagen der beste Vorschub geleistet.

Auf dem Gebiete des Lüftungs- und Heizungswesens gibt es noch viele Punkte, die sich zur Zeit einer wissenschaftlichen Behandlung entziehen; soweit aber eine solche möglich ist und in dem Rahmen praktischer Verwertbarkeit liegt, sollte die Anwendung derselben zum Vorteile für die Anlagen und zum Erstehen einer segensreichen Konkurrenz jederzeit verlangt werden. Wissenschaftliche Behandlung allein gibt die Gewähr, daß man sich auf hellen Pfaden bewegt, und daß der Schritt, den man oft in der Praxis vom streng richtigen Wege tun muß, nicht zum Fehler wird.

Die Aufgabe, welche ich mir bei Bearbeitung des Leitfadens gestellt habe, ging dahin, die Auftraggeber und bauleitenden Architekten mit den zu erhebenden Forderungen bekanntzumachen, den Ausführenden aber die erforderlichen Berechnungsweisen an die Hand zu geben. Sowohl für das Angebot als für die Ausführung war ich bemüht, die Arbeit der Berechnung nach Möglichkeit zu verringern und zu erleichtern — die ganze Behandlung des Stoffes und die im II. Teil enthaltenen Tabellen werden dies bestätigen. Zahlreiche Beispiele zeigen die Anwendung des Gebotenen in der Praxis.

Die dem Leitfaden beigegebenen Zeichnungen geben über eine große Anzahl und zum Teil der wichtigsten zur Zeit in der Praxis Anwendung findenden Konstruktionen Aufschluß. Um unnötige Erweiterungen des Textes zu vermeiden, sind den Zeichnungen nur die allernötigsten Erläuterungen beigelegt worden — sie setzen somit eine gewisse Bekanntschaft mit dem Gebiete, dem sie zugehören,

voraus. Am Schlusse des I. Teiles haben noch die neuesten Vorschriften über Herstellung und Unterhaltung von Zentralheizungs- und Lüftungsanlagen in den unter Staatsverwaltung stehenden Gebäuden Preußens Aufnahme gefunden.

Berlin, im April 1893.

Rietschel.

Vorwort zur siebenten (eigentlich neunten) Auflage¹.

Die 6. Auflage war in kurzer Zeit vergriffen, ein Zeichen, daß Aufbau und Inhalt im allgemeinen befriedigten. Die 7. Auflage ist daher im wesentlichen nicht verändert, sondern nur ergänzt worden.

Anfang März 1924 hatte ich zwei Gesuche an die vorgesetzten Behörden gerichtet. In dem einen erbat ich eine mehrjährige Verlängerung meinesurlaubes, in dem anderen — falls ersteres aus sehr begreiflichen Gründen nicht möglich sein sollte — um Enthebung von meinen Ämtern. Letzterem Wunsch ist im Juli 1924 entsprochen worden.

Nicht leicht verließ ich Deutschland und das Erbe Rietschels. Aber auch er hätte sich der Tatsache nicht verschließen können, daß mir hier ein großes vorzüglich eingerichtetes, wissenschaftlich-praktisches Laboratorium untersteht, in dem ich — unbeschränkt in jeder Hinsicht — neuen Forschungen leben kann.

Meiner Ansicht nach muß der jeweilige Inhaber der Charlottenburger Lehrkanzel auch den „Leitfaden“ herausgeben. Deshalb habe ich mich entschlossen, keine weiteren Auflagen dieses Werkes zu bearbeiten.

Ich möchte diese Gelegenheit benutzen, um allen Freunden Lebewohl zu sagen. Mein besonderer Dank gilt Herrn Privatdozent Dipl.-Ing. Dr. Wierz, der die Durchsicht und Ergänzung der vorliegenden Ausgabe vollzogen hat.

New York, im Dezember 1924.

Dr. Brabbée.

Vorwort zur achten Auflage.

Im Vorwort der letzten Auflage hat sich Herr Prof. Dr. Brabbée von seinen Lesern verabschiedet und dabei die Ansicht ausgesprochen, daß der jeweilige Inhaber des Charlottenburger Lehrstuhles die Bearbeitung des Leitfadens übernehmen solle. Der Verlag hat sich dieser Ansicht angeschlossen und mir die Bearbeitung der vorliegenden, achten Auflage übertragen.

Die Teilung des Lehrbuches in einen ersten Teil für die Beschreibungen und einen zweiten Teil für die Berechnungen habe ich beibehalten. Aber beide Teile sind jetzt zu einem Band vereinigt, um die Benutzung des Buches zu vereinfachen.

Im ersten Teil haben alle Abschnitte teils eine weitgehende Überarbeitung, teils eine völlige Neubearbeitung erfahren. Einer besonderen Erwähnung bedarf der Abschnitt über Hygiene. Es erschien mir in Anbetracht der zahlreichen und bedeutungsvollen neueren Arbeiten der Hygieniker wünschenswert, daß dem Heizungsfachmann die Ergebnisse dieser Forschungen nicht aus zweiter Hand, sondern aus erster Hand, also von einem Hygieniker selbst, geboten werden, und ich kann meiner Freude darüber Ausdruck geben, daß es mir gelungen ist, in Herrn Prof. Dr. Bürgers, dem Vorsteher des Hygienischen Instituts der Universität Königsberg, einen ebenso sachkundigen als verständnisvollen Mitarbeiter zu gewinnen.

¹ Die 2. und 4. Auflage ist zweimal gedruckt worden.

Bei der Bearbeitung des zweiten Teiles, also den Berechnungsverfahren, war ich mit Änderungen bedeutend zurückhaltender als im ersten Teil, denn die Praxis verlangt ja von den Berechnungsverfahren nicht nur Zuverlässigkeit, Genauigkeit und Einfachheit, sondern auch ein hinreichendes Maß von Beständigkeit. Ein Lehrbuch, das ausschließlich für die Praxis bestimmt ist, darf deshalb das Alte, selbst wenn es nicht mehr in allen Punkten voll befriedigen sollte, erst dann ersetzen, wenn etwas Neues von dauerndem Wert an seine Stelle gesetzt werden kann.

Der schwierigste Teil des Heizungsfaches sind die Rohrnetzberechnungen. Auf diesem Gebiete stehen für die nächste Zeit umfangreiche Aufgaben bevor, so die Anpassung der Berechnungstabellen an die Normung der Rohrdurchmesser, die Beseitigung der zweierlei Formeln für Muffen- und Flanschenrohre, eine Nachprüfung und Vermehrung der ζ -Werte für Einzelwiderstände und vermutlich auch an einigen Stellen eine Änderung im Aufbau der Rechnung. Zur Durchführung all dieser Arbeiten werden zahlreiche Versuche, eingehende Überlegungen und auch Verhandlungen notwendig sein, so daß einige Jahre vergehen werden, ehe etwas endgültig Neues an die Stelle des Bestehenden treten kann. Deshalb konnte ich mich nicht entschließen, an den Methoden der Rohrnetzberechnungen, wie sie von Geheimrat Rietschel aufgestellt und dann von Prof. Brabbée gemeinsam mit seinen Assistenten Prof. Wierz und Dr. Bradtke weiter ausgebaut wurden, etwas Wesentliches zu ändern.

Von denjenigen Abschnitten des zweiten Teiles, welche gegenüber der siebenten Auflage geändert wurden, will ich nur die wichtigsten anführen. Es sind dies diejenigen über die Ermittlung des Wärmebedarfes von Räumen und über die Ermittlung der Kesselgrößen sowie der Heizkörpergrößen. Hier konnte ich die Regeln des Verbandes der Zentralheizungsindustrie bereits in der neuen Bearbeitung von Prof. Dr. Schmidt, Danzig, zugrunde legen. Wenn auch einzelne Zahlenwerte im Laufe der Zeit noch Verbesserungen werden erfahren müssen, so können doch die Berechnungsgrundlagen dieser Regeln im wesentlichen als gefestigt erachtet werden.

Bei der Bearbeitung der vorliegenden Auflage haben mich meine Assistenten, die Herren Dr. Bradtke, Dipl.-Ing. Maschlanka und Dipl.-Ing. Hässelbarth in jeder Hinsicht durch eifrige und verständnisvolle Mitarbeit unterstützt, wofür ich ihnen an dieser Stelle meinen ganz besonderen Dank sage. Desgleichen danke ich den verschiedenen Fachverbänden und Firmen, welche durch Überlassung von Zeichnungen oder anderen Unterlagen die Herausgabe des Werkes gefördert haben.

Berlin, im Oktober 1928.

Dr. Gröber.

Vorwort zur neunten Auflage.

In der kurzen Zeit seit dem Erscheinen der letzten Auflage des Leitfadens sind durch die Arbeiten des deutschen Normenausschusses zwei für das Heizungsfach wichtige Neuerungen eingetreten.

Die erste ist die Anerkennung der „Regeln für die Berechnung des Wärmebedarfes von Gebäuden und für die Berechnung der Kessel- und Heizkörpergrößen von Heizungsanlagen“ als DIN 4701 und ihre Annahme durch fast alle Reichs- und Landesbehörden sowie durch einen großen Teil der städtischen Behörden. Die wenigen Änderungen in den „Regeln“, die seit dem Erscheinen der letzten Auflage des Leitfadens eingetreten sind, sind in der vorliegenden neunten Auflage berücksichtigt, so daß nunmehr wieder volle Übereinstimmung zwischen den Regeln und dem Leitfaden besteht.

Die zweite wichtige Neuerung ist der Abschluß der Rohrnormung. Hierdurch war die Notwendigkeit gegeben, möglichst rasch die großen Hilfstafeln des Leitfadens für die neu genormten Rohrdurchmesser umzurechnen. Als Unterlagen für die Umrechnung standen vor allem die Brabbéeschen Versuche der Versuchsanstalt für Heiz- und Lüftungswesen der Technischen Hochschule Berlin zur Verfügung, mit denen schon die Hilfstafeln der früheren Auflagen berechnet waren. Es ist jedoch bekannt, daß diese Versuche von mancher Seite beanstandet wurden, insbesondere weil sie bei Muffen und Flanschenrohren zu verschiedenen Gleichungen für das Druckgefälle führten. Es war deshalb nicht angängig, die alten Gleichungen zur Umrechnung der Hilfstafeln zu verwenden, und wir waren in der Versuchsanstalt bereits damit beschäftigt, eine neue Versuchsanlage zur Nachprüfung der Gesetzmäßigkeiten zu entwerfen. Da gelang es meinem Oberassistenten, Herrn Dr. Bradtke, durch eine kritische Auswertung der Brabbéeschen Versuche nicht nur eine volle Übereinstimmung innerhalb dieser Versuche, sondern auch mit den theoretischen und experimentellen Erkenntnissen der neuen Strömungslehre zu erzielen.

Die neuen Gleichungen geben das Druckgefälle in geraden Rohrleitungen mit einer Sicherheit und Genauigkeit wieder, die weit über das Maß hinausgeht, das seitens der ausführenden Heizungstechnik verlangt werden kann. Bei der Warmwasser-Schwerkraft- und Pumpenheizung ist der Rechnungsgang gegenüber der früheren Auflage völlig unverändert geblieben.

Der Abschnitt über Dampfheizung hat nach Vorschlägen von Dr. Bradtke eine durchgreifende Änderung erfahren, die eine wesentliche Vereinfachung in der Ableitung der Gleichungen und ihrer Anwendung auf die Rohrnetzberechnung darstellt.

Die Berechnungsbeispiele erforderten eine Neubearbeitung auf Grund der neuen Hilfstafeln. Hierbei wurden an vielen Stellen textliche und auch zahlenmäßige Umstellungen vorgenommen, um einen übersichtlichen und einheitlichen Rechnungsgang in allen Beispielen zu erhalten. Den neuen „Regeln“ entsprechend ist einheitlich mit den Wassertemperaturen 90° und 70°C im Gegensatz zu den früheren Temperaturen von 80° und 60°C gerechnet wurden.

In dem Abschnitt über Lüftung sind aus Zweckmäßigkeitsgründen noch keine Änderungen vorgenommen worden.

Gegenüber der achten Auflage sind noch an verschiedenen anderen Stellen notwendige Verbesserungen und Ergänzungen ausgeführt worden, insbesondere sind die physikalischen Tabellen im dritten Teil des Leitfadens dem heutigen Stand der Forschung angepaßt.

Zu erwähnen bleibt noch, daß Herr Prof. Dr. Bürgers den von ihm bearbeiteten hygienischen Teil des Leitfadens den neueren Forschungsergebnissen entsprechend ergänzt hat.

Auch bei dieser Auflage haben mich meine Assistenten, Herr Dr. Bradtke und Herr Dipl.-Ing. Hässelbarth, durch treue Mitarbeit unterstützt, wofür ich ihnen an dieser Stelle meinen besten Dank sage. Mehrere Firmen und Fachverbände haben wieder in dankenswerter Weise Zeichnungen und Unterlagen zur Verfügung gestellt.

Berlin, im Juni 1930.

Dr. Gröber.

Inhaltsverzeichnis.

	Seite
Einleitung	1
Erster Teil.	
Beschreibung der Heizungsanlagen.	
Erster Abschnitt. Örtliche Heizungen.	
I. Kachelöfen	2
A. Allgemeines	2
B. Verschiedene Ofenbauarten.	4
a) Kaminheizung (4). — b) Gewöhnliche Kachelöfen (4). — c) Kachelöfen mit zwangsläufiger Luftführung (5). — d) Kachelöfen für Holz und Torf (5). — e) Kachelöfen mit Dauerbrandeinsatz (6). — f) Kachelofenmehrzimmerheizung (6).	
II. Eiserner Öfen	7
A. Allgemeines	7
B. Verschiedene Ofenbauarten.	9
a) Irische Dauerbrandöfen (9). — b) Amerikanische Dauerbrandöfen (11).	
III. Die Schornsteinfrage	12
A. Der Schornsteinzug	12
B. Der Schornstein	12
C. Lage des Schornsteines	14
IV. Gasheizung	15
A. Allgemeines	15
B. Die Abführung der Abgase	15
C. Sicherung des Auftriebes	17
D. Ofensysteme	17
1. Strahlungsöfen	17
a) Der Reflektorofen (17). — b) Radiatoröfen (17). — c) Glühkörperöfen (18).	
2. Konvektionsöfen	18
a) Junkers Warmluftofen (18). — b) Pfeileröfen (19). — c) Junkers „Gasiator“ (19).	
V. Elektrische Heizung	20
A. Allgemeines	20
B. Bauarten der elektrischen Heizkörper	20
Freidrahtöfen (20). — Radiophor (20). — Heizsonne (20). — Lampenofen (22). — Elektrischer Speicherofen (22).	
Zweiter Abschnitt. Zentralheizungen.	
I. Allgemeines	23
II. Bauelemente der Warmwasser- und Dampfheizungen	23
A. Kessel der Heizungsanlagen	23
1. Große schmiedeeiserne Kessel	23
2. Gußeiserne Gliederkessel	24
a) Normalkessel (25). — b) Mittel- und Großkessel (26). — c) Kleinkessel (30). — d) Zimmerheizkessel (30).	
3. Neuere schmiedeeiserne Kessel	30
4. Kessel für Gas und Heizöl	30
5. Untersuchung der Kessel	31
6. Berechnung der Kessel und Unterteilung der Kesselheizfläche	32

	Seite
B. Kesselraum	32
1. Größe des Kesselraumes	32
2. Ausgestaltung und Ausstattung des Kesselhauses	33
3. Koksleger	34
4. Lage des Kesselhauses	35
5. Bedienungsvorschriften	35
6. Vergleichende Betriebskontrolle	36
C. Rohrleitungen	36
1. Rohre	36
a) Rohre gemäß DIN 2441 (37). — b) Rohre gemäß DIN 2449 (37).	
2. Rohrverbindungen	37
a) Muffenverbindungen (37). — b) Flanschenverbindung (39). — c) Rohrverbindung durch Schweißen (40). — d) Druckprobe der fertigen Leitungen (41).	
3. Rohrhülsen, Rohrlagerung, Ausdehnung	41
4. Wärmeschutz	43
D. Heizkörper	44
1. Heizkörperformen	44
a) Rohrschlangen (44). — b) Rippenrohre (45). — c) Gußeiserne Radiatoren (45). — d) Schmiedeeiserne Radiatoren (48).	
2. Heizkörperverkleidungen	48
3. Anordnung der Heizflächen	50
III. Warmwasserheizungen	51
A. Allgemeines	51
B. Vor- und Nachteile, sowie Anwendungsgebiete der Warmwasserheizung	51
C. Schwerkraftheizung	53
1. Führung der Rohrstränge	53
a) Zweirohrsystem, obere Verteilung (53). — b) Zweirohrsystem, untere Verteilung (53). — c) Einrohrsystem (54). — d) Anwendung oberer oder unterer Verteilung; Zweirohr- oder Einrohrsystem? (54).	
2. Sicherheitsvorrichtungen	54
a) Grundlagen (54). — b) Ausführungsformen (56). — c) Lichte Weiten der Sicherheitsleitungen (58).	
3. Ausdehnungsgefäß	59
4. Strangabspernung	60
5. Regelvorrichtungen für Warmwasserheizkörper	60
6. Zubehör für Warmwasserkessel	61
Vorlaufthermometer (61). — Füllung bzw. Entleerung (61). — Verbrennungsregler (62).	
7. Kleinheizung	62
D. Pumpenheizung	64
1. Allgemeines	64
2. Ausführung	64
IV. Niederdruckdampfheizung	65
A. Verhalten des Dampfes im Heizkörper	65
B. Rohrführung	67
C. Dampferzeugung	69
D. Zubehör der Kessel für Dampferzeugung	69
Manometer (69). — Wasserstand (69). — Verbrennungsregler (69). — Standrohr (70).	
V. Hochdruckdampfheizung	72
Führung der Heizstränge (72). — Entlüftung der Heizkörper (73).	
VI. Vakuumheizung	73
VII. Indirekte Verwendung des Hochdruckdampfes	74
A. Dampf-Warmwasserheizung	74
1. Allgemeine Anordnung	74
2. Dampf-Warmwasserbereiter	74
a) Gegenstromapparate (74). — b) Dampf-Warmwasserkessel (75). — c) Apparate mit veränderlicher Heizfläche (75). — d) Sicherheitsvorrichtungen für Dampf-Warmwasserkessel (75).	
3. Anwendungsgebiet	76
B. Dampf-Luftheizungen	76
C. Niederdruckdampfheizung mit entspanntem Hochdruckdampf	76

D. Verlegung und Ausstattung längerer Dampfleitungen	76
1. Begriff der Dampfuchtigkeit	77
2. Führung der Dampfleitung mit Rücksicht auf richtige Entwässerung	77
3. Kondensatrückführung	78
4. Kondensstöpfe	79
5. Schnellschlußventile	81
6. Reduzierventile.	81
VIII. Abwärmeverwertung	83
A. Abdampfverwertung	83
B. Weitere Arten der Abwärmeverwertung	88
IX. Fernheizungen	88
A. Die Hauptarten der Fernheizung	90
B. Ausführung der Wasserfernheizung	91
C. Ausführung der Dampffernheizung	92
1. Ermittlung des wirtschaftlichsten Durchmessers	92
a) Ermittlung des Kapitaldienstes (93). — b) Ermittlung der Wärmeverluste (93). —	
c) Wirkung des Druckverlustes (93).	
2. Anschluß der Gebäudeheizung an das Fernnetz	95
X. Luftheizung	96
A. Allgemeines	96
B. Feuerluftheizung	97
1. Vor- und Nachteile, Anwendungsgebiet	97
2. Ausführung	97
a) Luftheizöfen (97). — b) Kanalanlage (98). — c) Zu- und Abluftöffnungen (99).	
C. Dampf- und Wasser-Luftheizungen	99
1. Vor- und Nachteile, Anwendungsgebiet	99
2. Heizkörper und Regelvorrichtungen	99
a) Luftröhrenkessel (100). — b) Röhrenkessel (100). — c) Lamellenheizkörper (100). —	
d) Regelung der Heizleistung bzw. der Lufttemperatur (101).	
3. Luftentnahme, Befeuchtung, Heizkammer, Ventilatoren, Kanalanlage, Zu- und Abluft-	
öffnungen	101
4. Hallen- und Großraumheizung	102
XI. Vor- und Nachteile sowie Anwendungsgebiete der einzelnen Zentralheizungs-	
systeme	103
Dritter Abschnitt. Lüftungsanlagen.	
I. Notwendigkeit der Lüftung	104
II. Erzielung des Luftwechsels	105
A. Druckverhältnisse in einem geschlossenen Raum	105
B. Selbstlüftung eines Raumes	107
C. Auftriebslüftung	108
1. Fensterlüftung	108
2. Lufteintritts- und Luftaustrittsöffnungen in der Wand und Luftführung in Kanälen	109
D. Auftriebslüftung mit Ausnützung des Winddruckes	110
a) Saugköpfe (110). — b) Preßköpfe (112).	
E. Mit Ventilatoren betriebene Druck- und Sauglüftungen	112
1. Vor- und Nachteile und Anwendungsgebiete	112
2. Wahl von Saug- oder Drucklüftung	113
3. Entnahme der Luft	113
4. Reinigung und Erwärmung der Frischluft	114
a) Staubkammern (115). — b) Streifilter (115). — c) DurchgangsfILTER (115). — d) Filter	
mit ölbenetzter Oberfläche (117). — e) Vor- und Nachwärmeheizkörper, Befeuchtungs-	
einrichtungen (118).	
5. Ventilatoren, Bläser, Lüfter	119
Bauart (119). — Antrieb und Regelung (121). — Aufstellungsort (121). — Geräuschloser	
Betrieb (122).	
6. Kanalanlage	122
7. Bauliche Ausführung der Lufteinström- und Luftausströmöffnungen	123
8. Lüftung von oben oder Lüftung von unten	124

	Seite
9. Vermeidung von Zegerscheinungen	125
10. Abluftanlage	126
11. Zentralbedienung	127
12. Reinigungsfähigkeit sämtlicher Teile	127
III. Kühlung der Räume	127
A. Allgemeines	127
B. Kühlung durch besondere Kühlanlagen	128

Vierter Abschnitt. Die hygienische Bedeutung der Heizung und Lüftung.

(Von Professor Dr. med. J. Bürgers, Königsberg.)

I. Heizung	129
A. Die hygienischen Anforderungen an die Heizung	129
B. Die Grundzüge des Energieumsatzes und Stoffwechsels	132
C. Die Körpertemperatur und die Methoden ihrer Messung	134
D. Wärmebildung und Wärmeabgabe des Körpers in ruhender und bewegter Luft	135
E. Das Kälte- und Wärmegefühl	136
F. Die Hauttemperatur und ihre Messung	137
G. Beziehungen zwischen Hauttemperatur, Luftraum und sonstigen klimatischen Faktoren Der Einfluß von Luftströmungen (141). — Einfluß strahlender Wärme (142). — Der Verwendungs- möglichkeit des Katathermometers (142).	140
H. Die hygienischen Schäden mangelhafter Heizung, die individuelle Empfindlichkeit und Gewöhnung	145
II. Lüftung	146
A. Die hygienischen Anforderungen an die Lüftung und die Bestimmung des Ventilations- quantums	146
B. Übermäßige Wärme und Ventilation Luftfeuchtigkeit und Ventilation (150). — Staub und Ventilation (152).	149
C. Wirkung feinerer und stärkerer Luftströmungen, Zug, Erkältungskrankheiten	153
D. Die Ergebnisse der amerikanischen Lüftungskommission	155

Zweiter Teil.

Berechnungen.

Dimensionen und Formelzeichen	160
Erster Abschnitt. Zentralheizungen.	
I. Wärmebedarfsberechnung	161
A. Grundbegriffe	161
B. Aufbau der Rechnung	163
C. Einzellheiten der Berechnung	164
1. Angaben über die Innentemperatur t_i	164
2. Angaben über die Temperatur t_a	164
a) Als Temperatur im Freien	164
b) Als Temperatur eines unbeheizten Nebenraumes	164
3. Abkühlungsfläche F	165
4. Wärmedurchgangszahlen k	165
5. Zuschläge für Himmelsrichtung, Räume mit mehreren Außenflächen, Windangriff	166
6. Zuschläge für Betriebsunterbrechung	166
7. Zuschläge für hohe Räume	167
8. Durchführung einer Wärmebedarfsberechnung, Beispiel 1	167
D. Sonderfälle	168
1. Räume mit künstlicher Lüftung	168
2. Kirchenheizung	168
E. Die Ermittlung des Wärmebedarfs bei Wettbewerben	169
F. Bestimmung des Wärmebedarfs nach dem Rauminhalt	170
II. Berechnung von Heizflächen	171
A. Allgemeines	171
B. Berechnung von Raumheizkörpern	172
1. Allgemeines über Raumheizkörper	172
2. Heizkörper für Dampfheizungen, Beispiel 2	172
3. Heizkörper für Warmwasserheizung, Beispiel 3	173

	Seite
C. Berechnung von Wärmeaustauschapparaten	174
Beispiel 4	175
D. Berechnung der Kesselheizfläche	176
III. Berechnung von Rohrisolierungen	178
A. Allgemeines	178
B. Ermittlung der wirtschaftlichsten Isolierstärke	178
C. Berechnung der Wärmeverluste	179
Beispiel 5	185
IV. Strömung in Kanälen und Leitungen	186
A. Der Strömungszustand	186
B. Das Druckgefälle im geraden Rohr	187
C. Der Druckabfall in Einzelwiderständen	188
V. Berechnung der Rohrnetze von Warmwasserheizungen	189
A. Der Grundgedanke der Rechnung	189
1. Der wirksame Druck	189
2. Die Grundgleichung für den Wasserumlauf im Rohrnetz	189
3. Ableitung weiterer Gleichungen	190
4. Beschreibung der Hilfstafel I bzw. II	190
Beispiel 6	190
B. Zweirohrsystem ohne Berücksichtigung der Wärmeverluste der Rohrleitung	191
1. Vorbereitende Arbeit	191
2. Vorläufige Ermittlung der Rohrdurchmesser	191
3. Nachrechnung der Rohrleitung für die Ausführung	192
4. Beispielsrechnung	192
Beispiel 7, untere Verteilung	192
Beispiel 8, untere Verteilung	196
C. Zweirohrsystem mit Berücksichtigung der Wärmeverluste der Rohrleitung	199
1. Vorläufige Ermittlung der Rohrdurchmesser	199
2. Nachrechnung der Rohrleitung für die Ausführung	199
3. Beispielsrechnung	201
Beispiel 9, obere Verteilung	201
D. Stockwerksheizung	206
Beispiel 10	206
E. Einrohrsystem ohne Berücksichtigung der Wärmeverluste der Rohrleitung	208
1. Der wirksame Druck	208
2. Annahme und Nachrechnung der Rohrleitung	209
F. Einrohrsystem mit Berücksichtigung der Wärmeverluste der Rohrleitung	209
Beispiel 11	209
G. Pumpenheizung	213
Beispiel 12	214
VI. Berechnung der Rohrnetze von Dampfheizungen	216
A. Ableitung der Gleichungen	216
B. Niederdruckdampfheizungen	217
1. Das verfügbare Druckgefälle	217
2. Erforderliche Gleichungen für die Rohrnetzberechnung	218
3. Beschreibung der Hilfstafel III	219
4. Berechnung der vorläufigen Rohrdurchmesser der Dampfleitungen	219
5. Nachrechnung der Dampfleitungen	219
a) Die Rohre sind gut vor Wärmeabgabe geschützt	219
b) Die Rohre sind nackt	220
6. Bemessung der Kondenswasserleitungen	220
7. Beispielsrechnung	220
Beispiel 13	220
C. Hochdruckdampfleitungen	222
1. Das verfügbare Druckgefälle	222
2. Erforderliche Gleichungen für die Rohrnetzberechnung	223
3. Beschreibung der Hilfstafel IV	223
4. Berechnung der vorläufigen Rohrdurchmesser der Dampfleitungen	224
5. Nachrechnung der Dampfleitungen	224
a) Bei Einzelwiderständen	224
b) Bei geraden Rohrstrecken (Teilstrecken)	224

	Seite
6. Bemessung der Kondenswasserleitungen	225
7. Beispielsrechnung	225
Beispiel 14	225
D. Vakuumheizungen	229

Zweiter Abschnitt. Lüftungsanlagen.

I. Bestimmung des Luftwechsels	230
II. Die Luftströmung in den Kanälen	230
A. Die Begriffe „statischer“ und „dynamischer Druck“	230
B. Berechnung von Luftverteilungsleitungen	232
1. Das Druckgefälle in geraden Kanalstrecken	232
a) Blechkanäle (232). — b) Mauerkanäle von rundem und rechteckigem Querschnitt (233).	
2. Die Einzelwiderstände Z	233
3. Die Hilfstafeln V, VI, VII und ihre Anwendung	234
4. Der Rechnungsgang	234
Beispiel 15	235
C. Die Begriffe „gleichwertige Öffnung“ und „gleichwertige Düse“	238
1. Ausströmen aus einer Drosselmündung	238
2. Die Strömung durch ein Rohrnetz	238
3. Gleichwertige Öffnung und gleichwertige Düse	238
Beispiel 16	239
III. Verhalten der Ventilatoren im Betrieb	239
1. Erste Versuchsreihe. F konstant, n veränderlich	240
2. Zweite Versuchsreihe, n konstant, F veränderlich	240
3. Zusammenfassung der beiden Versuchsreihen	241
4. Auswahl des Ventilators	241
IV. Der Druckverlust in Filtern	242
Beispiel 17	242
V. Erwärmung und Befeuchtung der Luft	242
A. Die erforderlichen Wärmemengen	242
B. Die Ermittlung der Heizflächen	243
a) Luftröhrenkessel, Beispiel 18 (243). — b) Lamellenheizkörper (244).	
VI. Die physikalischen Gesetzmäßigkeiten für feuchte Luft	244
1. Das Daltonsche Gesetz	244
2. Die Bedeutung der Größe q	245
3. Die Einführung der Größe x	246
4. Wärmehalt feuchter Luft	246
5. Das $i-x$ -Diagramm nach Mollier	247
Beispiel 19	248
6. Die Verdunstung aus feuchten Oberflächen	248
7. Anwendung auf Lüftungsaufgaben	249

Dritter Teil.

Zahlentafeln.

Zahlentafel 1. Annahme der Temperaturen für unbeheizte Räume	252
Zahlentafel 2. Wärmeübergangszahlen	252
Zahlentafel 3. Mittlere Wärmeleitahlen von Baustoffen	253
Zahlentafel 4. Wärmeleitwiderstände $\frac{1}{A}$ von Luftschichten	254
Zahlentafel 5/I. k -Werte für Normalwände	255
Zahlentafel 5/II. k -Werte für Isolierwände	255
Zahlentafel 5/III. k -Werte für Dächer	256
Zahlentafel 5/IV. k -Werte für Decken- und Fußbodenkonstruktionen	256
Zahlentafel 5/V. k -Werte für Türen, Fenster und Oberlichte.	257
Zahlentafel 6. Zuschläge zur Wärmebedarfsberechnung	257
Zahlentafel 7. Wärmedurchgangszahlen für Heizkörper	258
Zahlentafel 8. Angaben über die Rohre der Heizungstechnik unter Verwendung der DIN-Normen 2441 und 2449	260
Zahlentafel 9/I. Luftröhrenkessel, k -Werte für Dampf	261

	Seite
Zahlentafel 9/II. Luftröhrenkessel, k -Werte für Wasser	262
Zahlentafel 9/III. Luftröhrenkessel, Widerstandswerte	263
Zahlentafel 10. Auftriebswerte in Millimeter WS bei Temperaturen des Wassers im Steigstrang von 95, 90, 85, 80° C und Temperaturen im Fallstrang von 95—50° C (bezogen auf 1 m lotrechtes Rohr)	264
Zahlentafel 11. Zusätzlicher Druck und Vergrößerung der Heizflächen bei „oberer Verteilung“ und Berücksichtigung der Wärmeverluste der Rohrleitung (für den Kostenanschlag)	268
Zahlentafel 12. Vorläufiger wirksamer Druck und Vergrößerung der Heizflächen bei Stockwerksheizungen (für den Kostenanschlag)	270
Zahlentafel 13. Anteil der Einzelwiderstände an dem Gesamtwiderstand des Rohrnetzes	271
Zahlentafel 14. Durchmesser der Kondenswasserleitungen für Dampfheizungen	271
Zahlentafel 15. Degensche Tafel. Angenäherte Werte der Luftgeschwindigkeit in lotrechten Kanälen	272
Zahlentafel 16. Wirksamer Druck für Lüftungsanlagen bei reiner Schwerkraftwirkung	274
Zahlentafel 17. Gewicht von 1 m ³ Wasser in Kilogramm zwischen 40 und 100° C	275
Zahlentafel 18. Spannung, Temperatur usw. des Wasserdampfes	278
Zahlentafel 19. Zahlenwerte für Rechnungen mit feuchter Luft, gültig für einen Barometerstand von 760 mm QS.	279
Zahlentafel 20. Werte für γ und $\left(\frac{\gamma}{1,2}\right)^{0,852}$ für Lufttemperaturen von — 20 bis 100° C	281
Anhang. Behördliche Bestimmungen.	
Sicherheitsvorschriften für Niederdruck-Warmwasserkessel	282
Sicherheitsvorschriften für dampfbeheizte Warmwasserbereiter von Niederdruck-Warmwasserheizanlagen	285
Sicherheitsvorschriften für dampfbeheizte Warmwasserbereiter von Warmwasserversorgungsanlagen	286
Auszug aus den Allgemeinen polizeilichen Bestimmungen über die Anlegung von Landdampfkesseln	287
Richtlinien für die Anlage von Heizräumen	288
Normung der Korngrößen von Gaskoks	289
Mitteilungen der Versuchsanstalt für Heiz- und Lüftungsanlagen	290
Sachverzeichnis.	291

Einleitung.

Von den Heizanlagen unserer Wohn- und Arbeitsräume wird verlangt, daß sie auch bei tiefsten Außentemperaturen eine Innentemperatur von etwa 17—20 °C aufrechterhalten¹. Die Heizeinrichtungen müssen also im Beharrungszustand dem Raum diejenige Wärme ersetzen, die er durch seine Begrenzungsflächen nach außen verliert. Die Größe dieser Wärmeverluste ist somit entscheidend für die Größe der Heizeinrichtungen und für die Höhe der Betriebskosten.

Zwei gänzlich verschiedene Vorgänge sind es, welche die Wärme aus dem Raum entführen. Der erste Vorgang ist der sogenannte Wärmedurchgang, welcher darin besteht, daß die Wärme vom Raum an die Innenfläche der Mauern, die Innenfläche der Glasscheiben usw. übertritt, diese dann bis zur Außenseite durchsetzt und von hier an die Außenluft übergeht, wobei bei dem letzteren Vorgang der Windanfall eine ausschlaggebende Rolle spielt. Die Wärme, welche auf diesem ersten Wege dem Raum verlorengeht, läßt sich mit genügender Genauigkeit berechnen. Über diesen eben geschilderten Vorgang lagert sich aber ein zweiter und leider völlig unkontrollierbarer Vorgang, indem durch die Undichtheiten der Umfassungswände warme Luft hinaus- und kalte Luft hereinströmt. Dieser Luftwechsel ist in außerordentlich hohem Maße vom Windanfall und von der Güte der Bauausführung abhängig. Es ist eine sehr häufige Erscheinung, daß Heizanlagen zwar bei den tiefsten Außentemperaturen vollständig ausreichen, solange Windstille herrscht, daß aber die Erwärmung der Räume schon bei +5 °C Außentemperatur völlig ungenügend ist, sobald sich starker Windanfall einstellt. In solchen Fällen liegt die Schuld meistens nicht an der Heizung, sondern an schlechter baulicher Ausführung des Gebäudes. In dieser Hinsicht können als Fehler des Gebäudes in Frage kommen: ungenügende Ausfüllung der Mörtelfugen mit Mörtel, schlechter Anschluß der Fensterstöcke an das Mauerwerk, undichte Falze an den Fensterflügeln, schlechte Dichtung der Rollädenkästen nach innen zu, ungenügendes Anpressen der Fenster durch die Schließvorrichtungen, so daß der Winddruck das Fenster nach innen zu etwas abheben kann u. a. m.

Die starke Abhängigkeit des Wärmebedarfes von der Güte der Bauausführung ist ein Umstand von solcher Wichtigkeit, daß ich ihn in diesem Lehrbuch mit Absicht an erste Stelle gesetzt habe².

¹ Hausen: Zur Messung der Lufttemperatur in geschlossenen Räumen. Gesundheits-Ing., Festnummer, Juli 1921.

² Schachner, R.: Gesundheitstechnik im Hausbau. München - Berlin: Oldenburg 1926. — Flügge, R.: Das warme Wohnhaus. Halle a. S.: Marhold 1926. — Scholtz, W.: Wärmewirtschaft im Siedlungsbau. Berlin: Lüdtkke.

Beschreibung der Heizungsanlagen.

Erster Abschnitt.

Örtliche Heizungen.

Der Begriff „örtliche Heizungen“ umfaßt Kachelofenheizung, Eisenofenheizung, Gasheizung und elektrische Heizung und bildet den Gegensatz zu dem Begriff „Zentralheizung“ mit den Systemen: Warmwasserheizung, Dampfheizung und Luftheizung einschließlich der gemischten Systeme.

I. Kachelöfen.

A. Allgemeines¹.

In den letzten Jahrzehnten hat der Kachelofen eine durchgreifende Umgestaltung erfahren. Schon äußerlich fällt die veränderte Form der Öfen auf, wie das Abb. 1

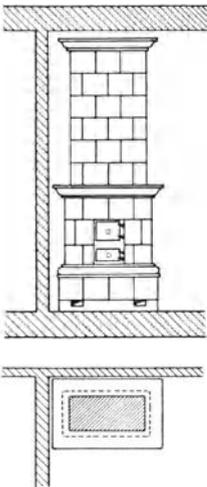


Abb. 1. Kachelofen
älterer Bauart.

und 2 zeigt. Sehr schädlich waren bei den alten Öfen die vorspringenden Gesimse, welche ein Stauen und Abschneiden der darunter befindlichen Luftschichten bewirkten und so Teile der Kachelwand von der Wärmeabgabe an den Raum fast ausschalteten. Ferner war es verfehlt, die Öfen auf Sockel zu stellen, welche bis an die Wand reichen. Heute werden die Öfen ohne Gesimse ausgeführt. Die Rückseite ist vollständig glatt und muß 15—20 cm von der Wand abstehen. Die Öfen werden auf Füße gesetzt, um eine stärkere Wärmeabgabe nach unten und damit eine bessere Erwärmung des Zimmers in der Nähe des Fußbodens zu erzielen. Zu demselben Zwecke werden ferner die Öfen auch nicht mehr in schmaler und hoher Form, sondern in niedriger und breiter Form ausgeführt.

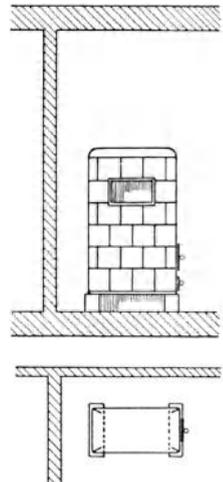


Abb. 2. Kachelofen
neuerer Bauart.

Um Ablagerungen von Staub zu vermeiden, erhalten die Öfen nur wenige, ganz flache Verzierungen. Dies entspricht nicht nur den hygienischen Forderungen, sondern auch unserem heutigen Schönheitsempfinden, welches aufdringliche Ornamente ablehnt.

¹ Riedl: Feuerungs- und Heizungstechnik für Hausbrandanlagen. Berlin: Lüdtkke 1922.

Auch der Innenausbau hat wesentliche Änderungen erfahren, die durch den Übergang von der vorwiegenden Holz- und Torffeuerung zur vorwiegenden Kohlenfeuerung und durch die verschärfte Forderung nach Brennstoffersparnis bedingt waren. Als man seinerzeit vom rostlosen Ofen zum Ofen mit Rost überging, baute man anfangs die Roste viel zu groß, so daß bei der im normalen Betrieb benötigten Brennstoffmenge die Roste nicht vollständig überdeckt wurden und durch die unbedeckten Rostspalten ein viel zu hoher Luftüberschuß sich einstellte. Da dies bekanntlich zu Brennstoffverschwendung führt, wählt man heute die Roste viel kleiner, etwa $\frac{1}{7}$ der Heizfläche, nach mancher Anschauung sogar nur $\frac{1}{15}$ der Heizfläche. Unter Heizfläche versteht man dabei die gesamte äußere Wärme abgebende Oberfläche des Ofens. Um ein vollständiges Ausbrennen der Schwelgase zu erreichen und um die Strahlung der Flammen möglichst auszunutzen, werden die Feuerräume sehr hoch gewählt, bei Kohlenfeuerungen mindestens 50 cm hoch.

Bei der Beurteilung des gewöhnlichen Kachelofens ohne Dauerbrandeinsatz und seiner Wirkungsweise muß man sich stets vor Augen halten, daß es sich dabei um einen Wärmespeichervorgang handelt. Der Brennstoff wird einmal täglich, bei großer Kälte zweimal täglich aufgegeben und muß dann ziemlich rasch abgebrannt werden, soll nicht aus feuerungstechnischen Gründen die Verbrennung unwirtschaftlich sein. Die Kachelwandung des Ofens hat dann die Aufgabe, diese in verhältnismäßig kurzer Zeit frei werdende Wärme aufzuspeichern und langsam an den Raum abzugeben. Also muß nach dem Abbrennen des Feuers der Ofen vollständig dicht abgeschlossen werden können, damit nicht kalte Luft einströmt, den Ofen von innen heraus kühlt und die Wärme durch den Schornstein entführt. Es muß darum durch sorgfältige Ausführung dafür gesorgt werden, daß die Türen des Ofens, die Kachelwand und alle Anschlußstellen der Eisenteile an die Wand vollständig dicht sind, und es sind eingetretene Schäden durch gründliche Instandsetzung sofort zu beheben.

Das deutsche Töpfer- und Ofensetzergerwerbe hat unter dem Titel „Reichsgrundsätze für Kachelofen- und Kachelherdbau“ eine Schrift herausgegeben¹, in welcher alle jene Forderungen zusammengestellt sind, denen ein Ofen genügen muß, wenn er nach dem heutigen Stande des gewerblichen Wissens und Könnens in bezug auf Konstruktion und Ausführung für vollwertig angesprochen werden soll. Das Gewerbe hat seine Mitglieder auf die Einhaltung dieser Vorschriften verpflichtet, und es bemüht sich, darauf hinzuwirken, daß alle Auftraggeber, vor allem Staat und Gemeinden diese Reichsgrundsätze zur Grundlage für Lieferverträge machen.

Die nächsten Bestrebungen des Gewerbes sind darauf gerichtet, die Öfen so weit zu verbilligen und die Zeit für die Aufstellung so weit zu kürzen, als dies ohne Einbuße an Güte möglich ist. In erster Linie soll dazu die Normung dienen. Als Hauptnorm gilt die quadratische Kachel 22×22 cm, daneben ist noch ein zweites Maß 20×22 cm zugelassen. Im Anschluß an diese bereits vollzogene Normung der Kachelgrößen wird zur Zeit die Normung der Eisenteile, d. i. der Roste, Feuerungstüren, Durchsichten usw. bearbeitet. Der zweite Weg zur Verbilligung und zur Beschleunigung des Aufbaues besteht in der Ausschaltung unnötiger Handarbeit auf der Baustelle. Heute wird noch jede Kachel vom Töpfergesellen von Hand auf das richtige Maß behauen und geschliffen. Die Bestrebungen gehen zur Zeit dahin, entweder von den Fabriken fertig auf Maß geschliffene Kacheln zu beziehen oder bei den einzelnen Ofensetzerbetrieben kleine Kachelschleifmaschinen aufzustellen. Außerdem sucht man das zeitraubende Ausfüttern der Kachel durch die Benutzung der Vollkacheln zu vermeiden (vgl. Abb. 3a u. b).

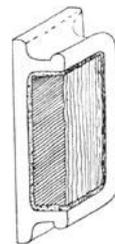


Abb. 3a.
Ausgefütterte
Ofenkachel.

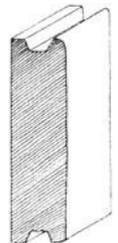


Abb. 3b.
Vollkachel.

¹ Reichsgrundsätze für Kachelofen- und Kachelherdbau. Berlin: Lüttke 1926.

Über Berechnung der Kachelöfen vgl. : „Tabellen zur überschläglichen Bestimmung der Heizflächen vollwertiger Kachelöfen nach der Länge der Außenwände“, aufgestellt im Auftrage des Preußischen Ministeriums für Volkswohlfahrt unter Mitarbeit der Arbeitsgemeinschaft für Brennstoffersparnis e. V. in Berlin von Ingenieur Barlach, Berlin. Berlin: Lüdtkke 1927.

B. Verschiedene Ofenbauarten.

a) Kaminheizung.

Sie ist die älteste „örtliche Heizung“ und ist im wesentlichen durch die offene Feuerstelle gekennzeichnet (Abb. 4). Die Erwärmung der Räume erfolgt fast ausschließlich durch Strahlung. Der Wert der Kaminheizung liegt in erster Linie in dem Reiz des offenen Feuers und in der kräftigen Raumlüftung. Nachteilig ist die geringe Heizkraft und demnach der hohe Brennstoffverbrauch. Der Wirkungsgrad dieser Heizeinrichtungen kann zu 5—10 % geschätzt werden.

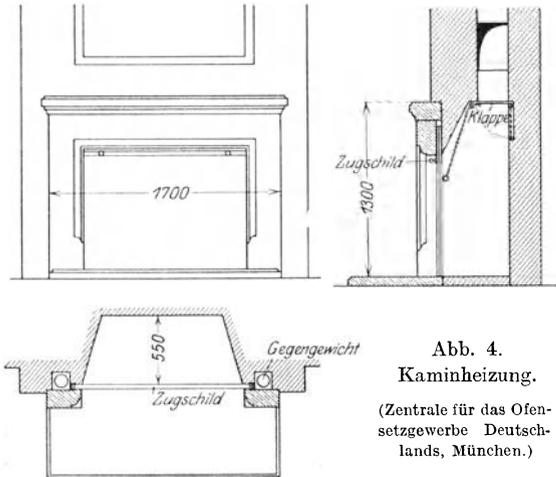


Abb. 4.
Kaminheizung.
(Zentrale für das Ofen-
setzgewerbe Deutsch-
lands, München.)

b) Gewöhnliche Kachelöfen.

Die Abb. 5 zeigt einen Ofen neuerer Bauart in Ansicht und Schnitt. Schon äußerlich fallen sofort die obenerwähnten Merkmale eines neuzeitlichen Kachel-

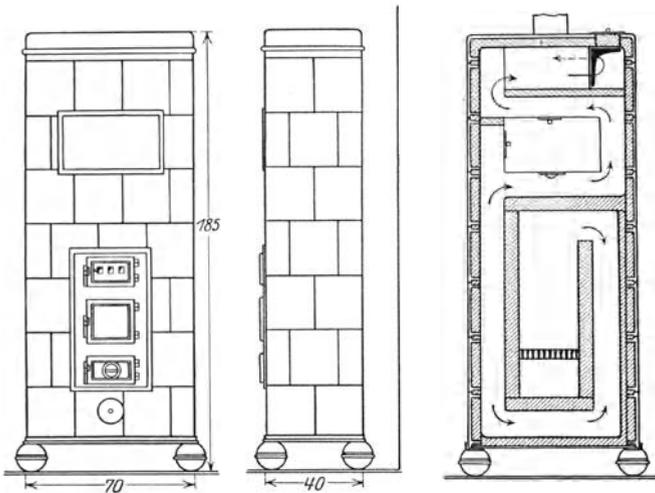


Abb. 5. Kachelofen mit Unterzug.

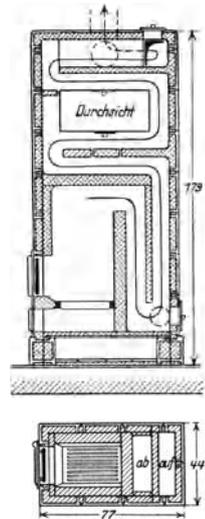


Abb. 6. Kachelofen
mit Sturzzug.

ofens, die glatte Form, die niedere und breite Bauart und der Aufbau auf Füßen auf. Die breite Bauart einerseits und die kleine Rostgröße andererseits geben

den Raum frei für einen steigenden und einen fallenden Zug zu beiden Seiten der Feuerung, so daß durch einen Unterzug der untere Teil des Ofens kräftig erwärmt werden kann. Der Einbau einer Durchsicht im oberen Teil des Ofens ist von den älteren Bauarten übernommen.

Abb. 6 stellt einen Ofen ganz ähnlicher Bauart dar, nur ist die Feuerung nicht an der Breitseite, sondern an der Schmalseite des Ofens. Statt eines Unterzuges ist hier ein Sturzzug und ein steigender Zug an derselben Seite des Feuerraumes angeordnet.

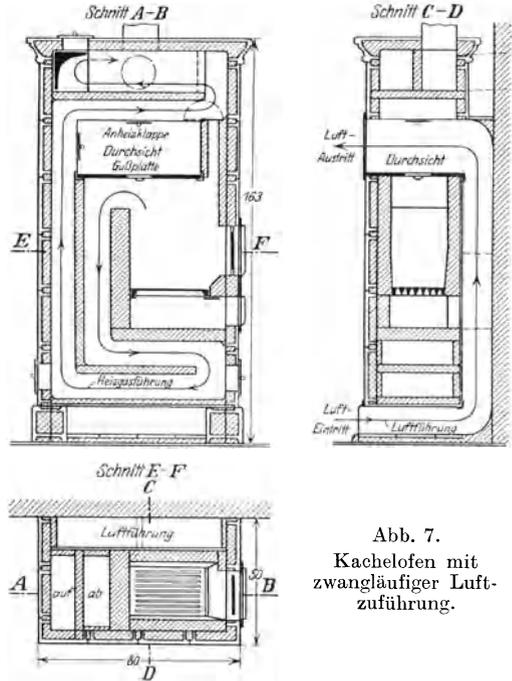


Abb. 7. Kachelofen mit zwangsläufiger Luftzuführung.

e) Kachelöfen mit zwangsläufiger Luftführung (Abb. 7).

Der Ofen entspricht in seinem inneren Ausbau ungefähr dem letztgenannten Ofen. Auch die äußere Form ist ähnlich, nur ist der Ofen nicht auf 4 Füße gestellt, sondern auf 2 Sockelleisten, die zusammen mit der verlängerten Seitenwand des Ofens einen Luftführungskanal bilden. Dadurch wird eine verstärkte Wärme-

abgabe an der Rückseite des Ofens erzielt, wodurch besonders bei Öfen für große Räume an Ofengröße gespart werden kann. Bei der Ausführung ist auf gute Reinigungsmöglichkeit des Luftführungskanals zu achten.

d) Kachelöfen für Holz und Torf (Abb. 8).

Holz und Torf bedürfen zu ihrer Verbrennung sehr viel Oberluft. Deshalb ist außer der Oberluftzuführung I in der Feuertür noch eine zweite Oberluftzuführung II durch die Decke des Feuerraumes hindurch angeordnet. Diese

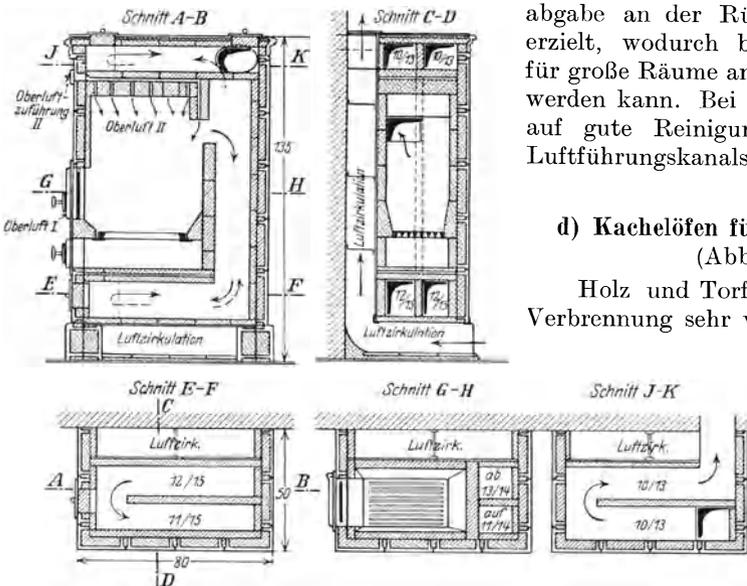


Abb. 8. Kachelofen für Holz und Torf.

letztenannte Oberluft gelangt stark vorgewärmt in den Feuerraum und bewirkt dadurch eine sichere Nachverbrennung der aus dem Feuer abziehenden Schwel-

gase. In der Gesamtanordnung ähnelt der Ofen dem vorgenannten Ofen, indem er mit zwangsläufiger Luftführung ausgestattet ist.

e) Kachelöfen mit Dauerbrandeinsatz (Abb. 9).

Ein eiserner Dauerbrandofen irgendwelcher Konstruktion mit glatten kastenförmigen Außenwänden ist frei so in eine Kachelummantelung eingesetzt, daß die Zimmerluft unten in den Mantel eintreten, in den Zwischenraum zwischen Mantel und Eisenkasten hochsteigen und oben erwärmt in das Zimmer austreten kann. Es sind dies die in der Abb. 9 mit Luft I bis Luft IV gekennzeichneten Wege. Getrennt

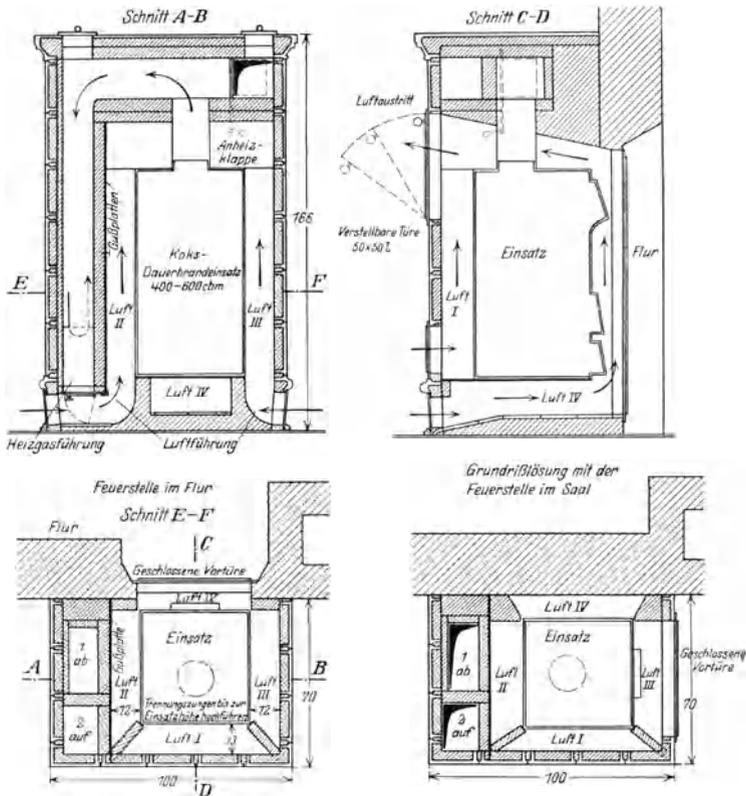


Abb. 9. Kachelofen mit Dauerbrandeinsatz.

von diesen Wegen der Zimmerluft sind die Wege der Heizgase aus dem Feuer. Sie werden entweder nach dem Verlassen des Eisenofens sofort in den Schornstein geleitet, oder sie werden zwecks besserer Ausnutzung ihres Wärmeinhaltes nochmals durch gesonderte Züge im Kachelmantel geführt. Vgl. in der Abb. 9 die mit „1 ab“ und „2 auf“ bezeichneten Wege. Der in der Abbildung gekennzeichnete Ofen ist vom Flur aus heizbar. Meist ist jedoch die Anordnung so getroffen, daß die Feuertür im Zimmer selbst ist und der Ofen also vom Zimmer aus bedient werden muß.

f) Die Kachelöfen-Mehrzimmerheizung.

Abb. 10 zeigt das Beispiel einer Kachelöfen-Mehrzimmerheizung, wobei in diesem besonderen Falle die Bedienung vom Flur aus erfolgt und der Ofen in die Trennungswand zwischen zwei Zimmer eingebaut ist. Meist werden diese Öfen mit Dauer-

brandeinsatz ausgerüstet. Solche Mehrzimmerheizungen können in der verschiedensten Weise ausgeführt werden. Auch wird vielfach eine Vereinigung des Küchenherdes mit dem Ofen des anstoßenden Zimmers durchgeführt. An besonders kalten

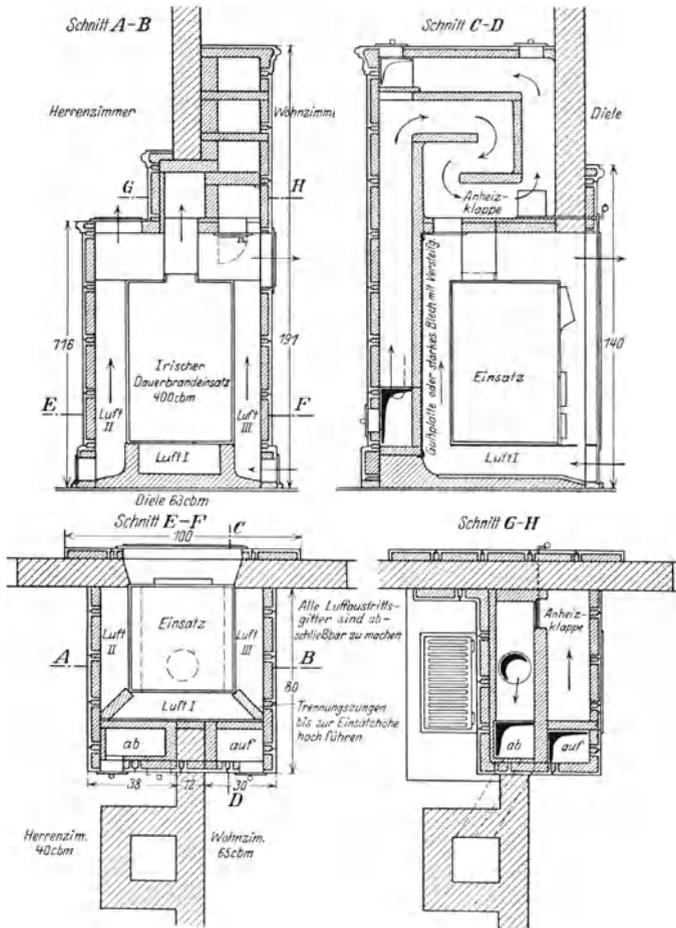


Abb. 10. Kachelofen für Mehrzimmerheizung.

Tagen wird der Nebenofen von einem eigenen Rost aus bedient, an mäßig kalten Tagen werden durch geeignete Klappenstellung lediglich die Abgase des Küchenherdes durch die Züge des Ofens geleitet.

II. Eiserne Öfen.

A. Allgemeines.

Im gleichen Schritt mit der Vervollkommnung der Kachelofenheizung im vergangenen Jahrzehnt war auch die Eisenofenindustrie bemüht, den eisernen Ofen den erhöhten Ansprüchen anzupassen, die heute an unsere Heizvorrichtungen in wärmetechnischer, hygienischer und ästhetischer Hinsicht gestellt werden. Da an den be-

währten Konstruktionsprinzipien, der üblichen Größe und Gestalt der Öfen kaum etwas zu ändern war, richteten sich die neueren Bestrebungen hauptsächlich auf eine einwandfreie und gediegene Ausführung der Öfen. Denn es wurde rechtzeitig erkannt und auch durch Versuche bestätigt, daß durch eine erhöhte Qualität nicht nur die Heizleistung der Öfen verbessert, sondern auch der Heizbetrieb sicherer und einfacher gestaltet wird.

Die für die Herstellung hochwertiger Öfen notwendigen Maßnahmen ergeben sich aus der Eigenart des eisernen Ofens, die am besten durch einen Vergleich mit dem Kachelofen verdeutlicht werden kann. Bei der Kachelofenheizung wird die Wärmeabgabe an den Raum vorwiegend aus der in den Ofenwänden während des Heizens aufgespeicherten Wärme gedeckt. Ist dieser Wärmeverrat verbraucht, so muß der Ofen von neuem beheizt werden. Die Anpassung der Raumerwärmung an die Außentemperatur erfolgt nicht durch künstliche Regelung der Wärmeabgabe mittels besonderer Reguliervorrichtungen, sondern lediglich durch richtige Bemessung der zum täglichen Heizen benutzten Brennstoffmenge oder bei tiefer Außentemperatur durch zweimaliges Heizen an einem Tage. Im Gegensatz zu dem zeitweisen Feuerungsbetrieb und der Wärmespeicherung bei der Kachelofenheizung ist die Eisenofenheizung durch den Dauerbrand und das Fehlen der Wärmespeicherung gekennzeichnet. Letztere ist durch Brennstoffstapelung im Innern des Ofens ersetzt. Von der im Füllschacht oder Fülltrichter untergebrachten Brennstoffmenge wird bei ständigem Abbrand durch Einstellung der Verbrennungsluftmenge immer nur so viel verbraucht, als für die Raumerwärmung jeweils erforderlich ist. Für den Eisenofen ist daher die Ausbildung seiner Reguliervorrichtungen von allergrößter Bedeutung. Sie müssen eine genaue und zuverlässige Regelung des Abbrandes und damit der Raumerwärmung ermöglichen, ohne an die Überwachung zu große Ansprüche zu stellen. Die Qualität eines eisernen Ofens wird demnach in erster Linie durch die Beschaffenheit seiner Regulierorgane bestimmt.

Von einem hochwertigen Ofen ist ferner zu verlangen, daß er an allen Stellen, wo Wandteile aneinandergesetzt sind, vollkommen dicht ist, daß die Ofentüren fest schließen und mit guten Verschlüssen ausgerüstet sind. Sind diese Bedingungen nicht erfüllt, so wird einerseits durch das Eindringen von Falschluf die Wirkungsgrad des Ofens herabgesetzt, andererseits wird damit der Hauptvorteil des eisernen Ofens, seine Regulierbarkeit, so beeinträchtigt, daß die Einstellung eines bestimmten Abbrandes schwierig oder unmöglich ist.

Das Fehlen der Wärmespeicherung bietet den Vorteil, daß der Eisenofen dünnwandiger und in geringeren Raumabmessungen als der Kachelofen von gleicher Wärmeleistung hergestellt werden kann. So ergibt sich die Möglichkeit, eiserne Öfen von erheblichen Wärmeleistungen noch transportabel auszuführen. Mit der kleineren Heizfläche muß aber eine höhere Oberflächentemperatur als bei dem Kachelofen in Kauf genommen werden. Wegen dieses Zusammenhanges zwischen der Heizflächen-größe und ihrer Temperatur empfiehlt es sich, den Ofen für einen gegebenen Wärmebedarf lieber etwas zu reichlich als zu knapp zu bemessen, weil zu hohe Oberflächentemperaturen aus gesundheitlichen Gründen vermieden werden müssen und weil dabei der Ofen erfahrungsgemäß bald undicht wird. Außerdem führt die bei zu klein gewählten Öfen notwendige Überlastung immer zu einem unwirtschaftlichen Heizbetrieb, d. h. zur Brennstoffverschwendung.

Die Rücksichtnahme auf die hygienischen Anforderungen muß besonders auch in der Ausbildung der Ofenheizfläche hervortreten. Diese soll möglichst wenig Gelegenheit zur Ablagerung und Versengung von Staub bieten und überall leicht zugänglich und reinigungsfähig sein. Im Gegensatz zu den früher üblichen, mit Verzierungen überladenen Öfen zeichnen sich daher die neueren Ausführungen durch große Einfachheit und vorwiegend ebene Wandflächen aus. Damit wird gleichzeitig

auch den heutigen, nach Vereinfachung drängenden, kunstgewerblichen Bestrebungen entsprochen. Für diejenigen Ofenkäufer, welche farbige Heizflächen bevorzugen, ist durch die Herstellung emaillierter Öfen gesorgt, deren glatte Oberfläche auch in hygienischer Beziehung vorteilhaft ist.

Bei der Aufstellung eines eisernen Ofens ist darauf zu achten, daß die von seiner Oberfläche ausgehende Wärmestrahlung den zu beheizenden Raum nach möglichst vielen Richtungen ungehindert durchdringen kann. Es ist daher verfehlt, den Ofen in einer versteckten Ecke oder Nische oder von irgendwelchen Möbeln verdeckt unterzubringen. Außerdem wird bei einer solchen Aufstellung leicht die nötige Sauberhaltung des Ofens vergessen, und zu den heiztechnischen Nachteilen kommen dann noch die schädlichen Wirkungen der Staubversengung. Verkehrt ist ferner auch die Anordnung eines die Strahlung abfangenden Ofenschirmes. Wenn die Heizwirkung eines eisernen Ofens lästig wird, so ist dies immer ein Beweis dafür, daß er mit zu hohen Oberflächentemperaturen arbeitet, daß er also entweder unrichtig bedient oder wegen zu geringer Heizfläche überanstrengt wird.

Das häufig zu beobachtende, übermäßig lange und mehrfach gewundene Rauchrohr, das die aus dem Ofen abziehenden Verbrennungsgase noch für die Raumwärmerwärmung nutzbar machen soll, hat so schwerwiegende Nachteile und wirkt so unschön, daß von der Verwendung einer solchen übertriebenen Zusatzfläche abzuraten ist. Nach neueren Untersuchungen soll die Rauchrohroberfläche höchstens gleich der halben Ofenheizfläche sein.

Seitens der Vereinigung deutscher Eisenofenfabrikanten und ihrer wärmetechnischen Abteilung in Kassel wird seit einer Reihe von Jahren durch Vorträge, Aufklärungsschriften¹ u. dgl. daran gearbeitet, die Kenntnis von den Eigenschaften und Vorzügen hochwertiger eiserner Öfen in die breitere Öffentlichkeit zu bringen. Insbesondere werden auch die Eisenhändler, die zwischen den Lieferwerken und den Ofenkäufern stehen und letzteren beratend zur Seite stehen sollen, in der erforderlichen Weise aufgeklärt. Ferner sind „Richtlinien für die Auswahl der Größe eiserner Zimmeröfen irischer und amerikanischer Bauart“² ausgearbeitet worden. Nach den darin befindlichen Heizleistungstafeln kann für jeden zu beheizenden Raum auf Grund seines Wärmebedarfes die richtige Ofengröße bequem ermittelt werden.

B. Verschiedene Ofenbauarten.

Bei der Entwicklung des Eisenofens haben sich in den letzten Jahrzehnten zwei verschiedene Konstruktionstypen herausgebildet. Die Öfen der einen Bauart werden als „irische“, die der anderen Bauart als „amerikanische“ Dauerbrandöfen bezeichnet. Diese beiden Gruppen umfassen alle heut auf dem Ofenmarkt vorkommenden Eisenöfen, und selbst Spezialkonstruktionen können leicht der einen oder anderen Gruppe zugeordnet werden.

a) Irische Dauerbrandöfen.

Die Öfen irischer Bauart, von denen Abb. 11 die einfachste Bauart veranschaulicht, werden am häufigsten angetroffen. Ihr Hauptkennzeichen ist der geräumige, zur Aufnahme eines größeren Brennstoffvorrates dienende Füllschacht *A*. Der diesen umschließende Ofenmantel *B*, der bei Vierkantöfen aus vier gußeisernen Platten, bei Rundöfen auch aus starkem Eisenblech hergestellt wird, trägt auf der Innenseite eine starke Schamotteausfütterung *C*, die den Eisenmantel vor zu starker Erhitzung schützen und damit auch die Strahlungswirkung des Ofens in den hygienisch zulässigen

¹ Der eiserne Zimmerofen. Heft 1—11 der Aufklärungsschriften der Wärmetechnischen Abteilung der Vereinigung Deutscher Eisenofenfabrikanten in Kassel. München: R. Oldenbourg,

² Heft 11 der genannten Aufklärungsschriften.

Grenzen halten soll. Der Füllschacht ist unten durch den Schüttelrost *D* abgeschlossen, dessen Ausbildung eine leichte Reinigung der Rostfläche von Asche und Schlacke

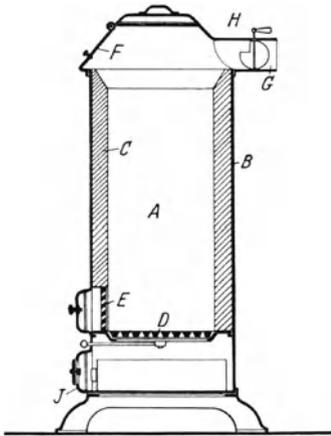


Abb. 11. Irischer Ofen.

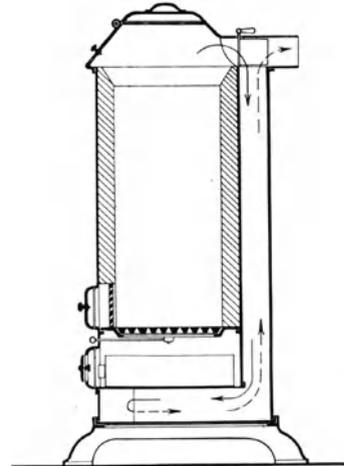


Abb. 12. Irischer Ofen mit Sturzzug.

ermöglicht. Der Stehrost *E* hinter der Feuertür soll das Anliegen und Herausfallen von Brennstoff verhindern. Über dem Füllschacht am Kopf des Ofens befindet sich einerseits die Fülltür *F* zum Nachfüllen von Brennstoff, andererseits der Rauchabzug *G* mit einer Drosselklappe *H*. Zur Regulierung des Ab-

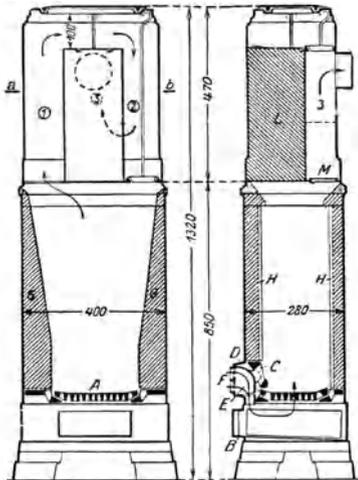


Abb. 13. Einheit-Eisenofen.
(Vosswerke, Hannover-Sarstedt.)

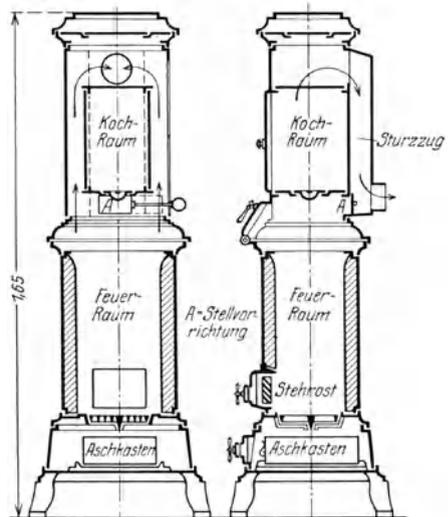


Abb. 14. Kochofen.
(Friedrichshütte, Laasphe i. W.)

brandes dient die in der Aschfalltür angebrachte Öffnung *J* mit einer Rosette oder einem Regulierverschieber zum genauen Einstellen der Verbrennungsluftmenge.

Als verbesserte irische Öfen sind solche zu bezeichnen, bei welchen zwischen Füllschacht und Rauchrohranschluß ein Zugsystem mit Sturzzug eingeschaltet ist,

wodurch eine bessere Ausnutzung der Verbrennungsgase erzielt wird. Dieses Zugsystem kann neben dem Füllschacht wie in der Abb. 12 oder oberhalb desselben, in dem dann notwendigerweise erhöhten Ofenkopf, angeordnet sein (Abb. 13 und 14). Bei Öfen nach Abb. 12 werden die Züge entweder nur vertikal geführt oder noch durch einen sogenannten Sockelzug unterhalb des Aschfallraumes ergänzt. Befindet sich das Zugsystem im Ofenkopf, so ist es bei manchen Ausführungen um einen Wärmespeicher (Abb. 13) oder um eine Kochkachel (Abb. 14) herumgelegt.

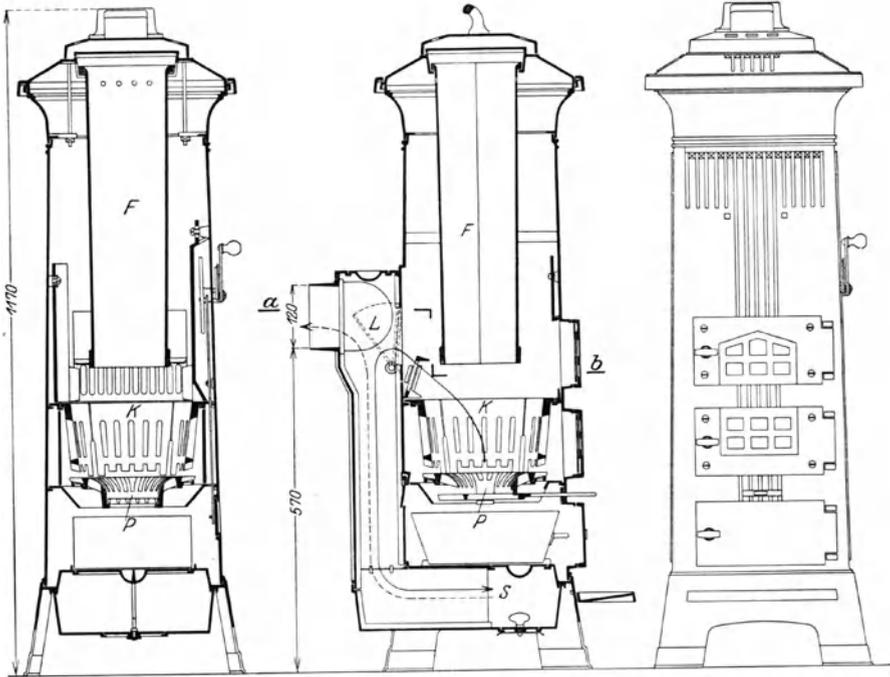


Abb. 15. Amerikanischer Dauerbrenner.

(F. Küppersbusch & Söhne, Schalke i. W.)

F = Füllschacht, *K* = Korbrost, *P* = Schüttelrost,
S = Führung der Rauchgase im Sturzzug,
L = Kurzschlußklappe zum Anheizen.

Bei allen irischen Öfen mit Sturzzug muß zur Erleichterung des Anheizens ein Kurzschlußweg zum Rauchrohr vorhanden sein, der durch eine Klappe geöffnet und nach Inbetriebsetzung des Ofens wieder verschlossen wird.

Im irischen Ofen können alle Arten von festen Brennstoffen verfeuert werden. Doch wird man in der heutigen Zeit, wo kein Brennstoffmangel mehr besteht, im Dauerbetrieb am zweckmäßigsten die hochwertigen gasarmen Brennstoffe: Anthrazit, Magerkohle und Koks verfeuern.

b) Amerikanische Dauerbrandöfen.

Ein amerikanischer Dauerbrandofen ist in Abb. 15 dargestellt. Die wesentlichsten Kennzeichen dieser Ofenbauart sind der Korbrost *K* über dem gewöhnlichen Schüttelrost *P* und der vom Ofenkopf bis nahe an den Korbrost heranreichende Fülltrichter *F*. Im Gegensatz zu dem gleichzeitig als Verbrennungsraum dienenden Füllschacht des irischen Ofens hat der Fülltrichter nur die Rolle eines Brennstoffbehälters, da sich der

Verbrennungsvorgang nur innerhalb des Korbrostes abspielt. In dem Maße, wie hier der Brennstoff wegbrennt, sinkt neuer Brennstoff aus dem Fülltrichter herab. Das Nachfüllen von Brennstoff geschieht durch die mit Deckel verschließbare Füllöffnung im Ofenkopf. Die Regulierung des Abbrandes wird in derselben Weise wie bei irischen Öfen vorgenommen, und zwar entweder durch eine Regulieröffnung in der Aschfalltür oder durch eine besondere Zentralregulierung wie in der Abb. 15, wo diese Vorrichtung gleichzeitig auch zur Ein- oder Ausschaltung des Zugsystems S mit Sturz- und Sockelzug und des Kurzschlußweges L dient.

Für einen einwandfreien Betrieb des amerikanischen Ofens muß der Brennstoff kleinstückig sein, weil größere Stücke im Trichter leicht hängen bleiben und so das weitere Nachsinken von Brennstoff zum Rost verhindern. Ferner dürfen gasreiche Brennstoffe, die schon im Fülltrichter in Brand geraten können, nicht verwendet werden. Anthrazit und magere Steinkohle sind die besten Brennstoffe für diesen Ofen, da sie auch bei schwachem Ofenbetrieb gut weiterbrennen, während Koks wegen seiner hohen Entzündungstemperatur leicht erlischt.

III. Die Schornsteinfrage.

Der Schornstein dient dazu, die in der Feuerung entstehenden Abgase in die Außenluft abzuleiten. Gleichzeitig muß der Schornstein durch seine Zugstärke der Feuerung die nötige Luft zuführen. Da der Rost und das Brennstoffbett dem Luftdurchtritt einen erheblichen Widerstand entgegensetzen, ist eine genügende Zugstärke unter allen Umständen sicherzustellen.

A. Der Schornsteinzug.

Der Schornsteinzug entsteht durch den Unterschied zwischen dem spezifischen Gewicht der heißen Gase gegenüber dem spezifischen Gewicht der kalten Außenluft. Die Zugstärke errechnet sich aus der Gleichung

$$H = h(\gamma_a - \gamma_i) \simeq c \cdot (t_i - t_a).$$

Es bedeuten:

H den Schornsteinzug in mm WS,

h die lotrechte Schornsteinhöhe in m,

γ_i das spezifische Gewicht der Rauchgase in kg/m^3 ,

γ_a das spezifische Gewicht der Außenluft in kg/m^3 ,

c ein Zahlenfaktor,

t_i die Temperatur der Rauchgase in $^{\circ}\text{C}$,

t_a die Temperatur der Außenluft in $^{\circ}\text{C}$.

Der Schornsteinzug ist also um so größer, je höher der Schornstein und je größer der Temperaturunterschied zwischen der heißen Gassäule und der Außenluft ist.

Die Gasmenge, welche eine bestimmte Zugstärke zu fördern vermag, hängt von den Widerständen des gesamten Strömungsweges ab, also von den Widerständen innerhalb des Ofens und innerhalb des Schornsteines. In letzter Hinsicht ist von Einfluß die Länge des Schornsteines, seine Weite, die Rauigkeit der Innenseite, die Zahl und Schärfe von Richtungsänderungen usw.

B. Der Schornstein.

Aus diesen Überlegungen ergeben sich für die Praxis folgende Gesichtspunkte:

1. Da die Schornsteine um so besser ziehen, je höher sie sind, müssen die Öfen in den verschiedenen Stockwerken dem verschiedenen Schornsteinzug angepaßt werden. Bei einem Ofen im vierten Stockwerk müssen die Züge kürzer und weiter sein als bei einem Ofen im Erdgeschoß.

2. Die Abkühlung der Rauchgase innerhalb des Schornsteines ist möglichst einzuschränken; deshalb dürfen Schornsteine nicht in die Außenwand gelegt werden. Ist dies in keiner Weise zu vermeiden, so ist die Außenseite des Schornsteines zu isolieren. Aus dem gleichen Grunde sind eiserne Verlängerungsrohre zu isolieren; noch besser ist es, die Schornsteinverlängerung in Mauerwerk auszuführen.

3. Zwecks Erzielung geringen Strömungswiderstandes sollen die Schornsteine eine möglichst glatte Innenfläche erhalten. Dies wird am sichersten durch sauberes Ausfugen bei Verwendung nur guter Mauersteine erreicht. Ein Innenputz würde zwar die Glätte erhöhen, trägt aber die Gefahr des Abbröckelns in sich. Die Verwendung von fertigen Formsteinen für den Bau der Kamine ist zu empfehlen.

Richtungsänderungen (das sog. Ziehen der Schornsteine) sind möglichst zu vermeiden, weil dadurch die Länge des Schornsteines wächst, vor allem aber, weil die Richtungsänderung selbst schon Zugverlust bewirkt. Ist ein Ziehen nicht zu vermeiden, so darf die Ablenkung nicht mehr als 30° betragen. Der Steinverband ist gemäß Abb. 16 auszuführen.

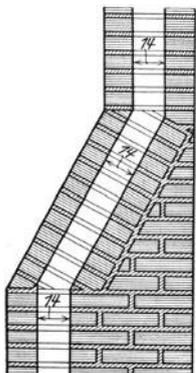


Abb. 16. Steinverband beim „Ziehen“ eines Schornsteines.

Der lichte Querschnitt des Schornsteines ist hinsichtlich seiner Größe und Form überall beizubehalten, also auch im gezogenen Teil. Besonderes Augenmerk ist darauf zu richten, daß nicht durch Träger, durch zu tief eingesetzte Rauchrohre oder durch Schornsteinabdeckungen eine Drosselung der Rauchgase an einzelnen Stellen bewirkt wird.

4. Bei der Hochführung des Schornsteines über Dach ist dem

Windanfall Rechnung zu tragen. Alle Arten von Abdeckungen,

wie sie zum Zwecke des Regenschutzes oder als Verzierung manchmal verwendet werden, sind zu vermeiden, da sie in unkontrollierbarer Weise zu Windstörungen Veranlassung geben können. Am besten ist eine glatte Ausführung gemäß Abb. 17. Der Schornstein ist so weit über die Dachhaut hinauszuführen, daß er den Dachfirst überragt. Das Maß von $\frac{1}{2}$ m, welches manche Bauordnungen dafür vorschreiben, genügt nicht, um bei Windanfall mit Sicherheit Zugstörungen durch die Dachflächen zu vermeiden. Steht der Schornstein weit seitwärts vom Dachfirst, so ergibt sich ein hoher freistehender Mauerpfeiler. Für den Schornsteinfeger sind in diesem Falle Steigeisen oder Laufbretter anzubringen; bei sehr großer freistehender Höhe ist auch noch eine Verankerung des Schornsteines notwendig. Aus alledem folgt, daß weit vom Dachfirst abstehende Schornsteine zu unschönen und unzweckmäßigen Ausführungen zwingen. Am besten ist die Lage des Schornsteines im Dachfirst selbst (Abb. 17). Recht unangenehme Zugstörungen treten dann auf, wenn der Schornstein von benachbarten Gebäudeteilen überragt wird (vgl. Abb. 18). Wind, welcher gegen diese Gebäudeteile strömt, erzeugt einen Staudruck (erhöhten Luftdruck), der dem Schornsteinzug entgegenwirkt. Starke Windstöße, welche gegen

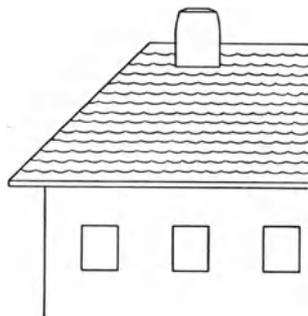


Abb. 17. Günstig gelegener Schornstein.

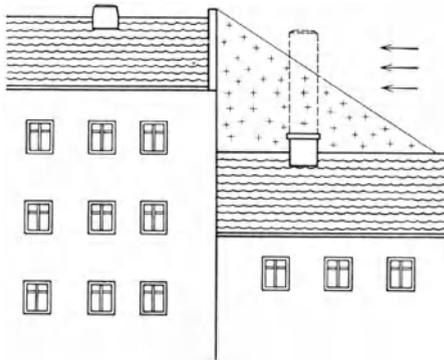


Abb. 18. Staudruck über einer Schornsteinmündung.

den Schornsteinzug entgegenwirkt. Starke Windstöße, welche gegen

die Mauer prallen, können auf diese Weise zu einem Zurückschlagen der Flamme aus dem Ofen ins Zimmer führen.

Gegen die Wirkung dieses Staudruckes hilft nur das Hochführen des Schornsteines bis über das Gebiet höheren Druckes hinaus. Drehbare Schornsteinaufsätze haben in diesem Falle keine Wirkung.

5. Im Laufe des Betriebes treten häufig Zugstörungen durch Eindringen sog. Falschlufft in den Schornstein auf. Man versteht darunter kalte Luft, die durch irgendwelche Undichtheiten in den Schornstein gelangt, dort die Temperatur der Rauchgas-säule herabsetzt und gleichzeitig den Schornstein überlastet. Solche Undichtheiten treten erfahrungsgemäß auf:

- a) durch Offenlassen oder schlechtes Schließen der am Schornsteinfuß angebrachten Reinigungstüren;
- b) durch Offenlassen oder schlechtes Schließen anderer an denselben Schornstein angeschlossener und nicht betriebener Öfen (Auflassen von Schütt-, Feuer- und Aschetüren),
- c) durch schadhafte Außenwände des Schornsteines,
- d) durch schadhafte Schornsteinzungen.

C. Lage des Schornsteines.

Ein großer Teil der Fehler an Schornsteinen ist auf falsche Anordnung des Schornsteines im Grundriß zurückzuführen. Diese Fehler sind deshalb besonders schwerwiegend, weil sie sich später durch Umbauten selten mehr beheben lassen. Der Architekt muß deshalb, um wirklich einwandfreie Lösungen zu erzielen, schon bei Einteilung der Räume und Anordnung der Öfen auf nachstehende Gesichtspunkte Rücksicht nehmen¹.

1. Die Lage des Schornsteins ist so zu wählen, daß die Durchdringung der Dachhaut bautechnisch leicht auszuführen ist (regendicht), und daß keine Zugstörungen durch Windstau eintreten können. Ein Schrägführen — ein Ziehen — der Schornsteine zu diesem Zwecke ist möglichst zu vermeiden.

2. Die Schornsteine sollen nicht in der Außenmauer liegen.

3. Auf gute Zugänglichkeit der Reinigungsöffnungen im Dachgeschoß und Kellergeschoß ist Rücksicht zu nehmen.

4. Nach Möglichkeit sollen die Schornsteine zu Gruppen, sog. „Bündeln“ vereinigt werden. Dadurch erreicht man den feuerungstechnischen Vorteil, daß die Schornsteine sich gegenseitig erwärmen, wobei der Zug stärker ist, und den bautechnischen Vorteil, daß die Schornsteinanlagen billiger werden, und daß man weniger Durchdringungen der Dachhaut auszuführen hat.

5. Die lichte Weite nicht besteigbarer Schornsteine für Kleinöfen und Herde soll mindestens betragen²:

- a) wenn nur eine Feuerung einmündet: 200 cm²,
- b) wenn zwei Feuerungen einmünden: 300 cm²,
- c) wenn drei Feuerungen einmünden: 450 cm²,
- d) wenn vier Feuerungen einmünden: 600 cm².

Mehr als vier Feuerungen sollen in einem nicht besteigbaren Kamin nicht eingeleitet werden.

6. Für das im Innern eines Gebäudes liegende Schornsteinmauerwerk ist eine Mindeststärke von $\frac{1}{2}$ Stein vorgeschrieben, für außenliegendes Mauerwerk eine Mindeststärke von 1 Stein³.

Über die Berechnung größerer Schornsteine vergleiche S. 33.

¹ Vgl. R. Flüge: Das warme Wohnhaus. Halle a. d. S.: C. Marhold 1927.

² Richtlinien des Bayerischen Staatsministeriums des Innern bearbeitet vom Bayer. Architekten- und Ingenieurverein und vom Bayerischen Wärmewirtschaftsverband.

³ Bauordnung für die Stadt Berlin v. 3. Nov. 1925. Berlin: Verlag Max Galle.

IV. Gasheizung.

A. Allgemeines.

Gegenüber den örtlichen Heizanlagen für feste Brennstoffe weist die Gasheizung verschiedene Vorteile auf:

1. Vorauszahlung des Brennstoffes sowie Transport und Lagerung fallen fort.
2. Die Bedienung ist reinlich, ohne Staubeentwicklung und einfach. Sie beschränkt sich normalerweise auf das Anzünden und Schließen der Gaszufuhr. Die Wärmeentwicklung kann unterbrochen werden, wenn der Wärmebedarf aufhört.
3. Die Temperaturregelung kann automatisch erfolgen. Sie gewährleistet genügende Heizung bei Beginn des Betriebes und verhindert Überheizung bei Dauerbetrieb. Gerade letzterer Umstand vermindert den Gasverbrauch erheblich.
4. Die Anlagekosten sind gering.
5. Der Wirkungsgrad ist höher als bei anderen Heizanlagen.

Als Nachteile für die Gasheizung können angeführt werden:

1. Hohe Betriebskosten.
2. Gefahr der Wasserkondensation im Schornstein.
3. Explosions- und Vergiftungsgefahr.
4. Trockenheit der Luft.
5. Bauliche Schwierigkeit bei den Abzugskanälen für die Abgase.

Bei dem heutigen Verhältnis „Gaspreis/Kokspreis“ ist eine wirtschaftliche Dauergasheizung für den Einzelnen nur in wenigen Gegenden Deutschlands möglich. Als vorübergehende Heizung nicht ständig benutzter Räume wie Kirchen, Versammlungsräume, Fremdenzimmer usw. kann aber die Gasheizung leicht gegenüber der Heizung mit festen Brennstoffen im Vorteil sein. In Übergangszeiten leistet die Gasheizung vor endgültiger Inbetriebsetzung der Zentralheizung als Aushilfeheizung, bei strenger Kälte als Zusatzheizung wertvolle Dienste, wobei man die höheren Betriebskosten wegen der gewonnenen Annehmlichkeiten gerne in Kauf nimmt.

Über Vermeidung der Wasserkondensation s. Abschnitt „Abführung der Abgase“.

Eine Explosions- und Vergiftungsgefahr ist bei den heutigen Öfen- und Brennerkonstruktionen sowie den Sicherungseinrichtungen fast unmöglich gemacht.

„Trockene“ Luft ist nur eine Folge überhitzter Heizflächen, an denen der Staub versengt wird. Dieser reizt die Schleimhäute und ruft ein Gefühl der Trockenheit hervor. Dieses Übel ist leicht zu beseitigen durch richtige Ausbildung der Heizflächen, so daß an Stellen, an denen Staubablagerung möglich ist, Temperaturen über 80° C nicht auftreten. (Grenze der Staubversengung.)

B. Die Abführung der Abgase¹.

Während bei kleineren Gasfeuerungen, wie etwa den Gasflammen von Wohnherden, die Abgase unbedenklich in den Raum ausströmen dürfen, ist es bei größeren Anlagen, und zwar schon bei gewöhnlichen Zimmergasöfen, notwendig, die Abgase aus dem Raum abzuführen, da sonst eine unzulässige Verschlechterung der Raumluft eintreten könnte.

Bei Feuerungen für feste Brennstoffe hat der Schornstein zwei Aufgaben zu erfüllen. Einmal muß er die zur vollkommenen Verbrennung nötige Luftmenge durch den Rost und die Brennstoffschicht hindurchziehen, dann aber auch die gasförmigen Verbrennungsprodukte abführen. Bei der Gasfeuerung hat der Schornstein nur die

¹ Deutscher Verein von Gas- und Wasserfachmännern e. V.: Gas-Feuerstätten und -Geräte für Niederdruckgas. München: R. Oldenbourg 1928.

zweite Aufgabe zu erfüllen, nämlich die entstandenen Verbrennungsprodukte abzuführen. Ein Ansaugen der Verbrennungsluft kommt hier nicht in Frage, da das Gas sich selbst mit der erforderlichen Luftmenge mischt. Ein bis in die Flammenzone wirkender Schornsteinzug würde nur einen unnötigen Luftüberschuß hervorrufen und damit den Wirkungsgrad der Gasfeuerung herabsetzen. Abb. 19 zeigt das Abnehmen des Wirkungsgrades eines Gasheizofens mit steigendem Schornsteinzug.

Um den Schornsteinzug von dem Verbrennungsraum des Gasheizofens fernzuhalten, werden in die Abgasleitung Zugunterbrecher eingebaut, in denen der Druckausgleich mit der Atmosphäre stattfindet. Diese Zugunterbrecher können einfache Beiluftöffnungen sein, die entweder in die Abgasleitung eingefügt oder mit dem Ofen selbst zusammengebaut sind (s. Abb. 20).

Muß man befürchten, daß Windstöße, die auf den Schornstein auftreffen, sich durch diesen bis zur Verbrennungskammer fortpflanzen und dort Störungen der Verbrennung oder sogar ein Auslöschen der Flammen hervorrufen,

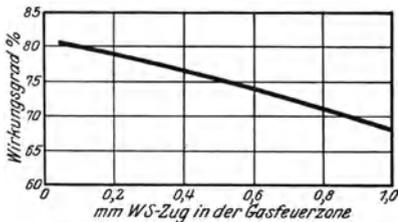


Abb. 19. Zusammenhang zwischen Zug und Wirkungsgrad.

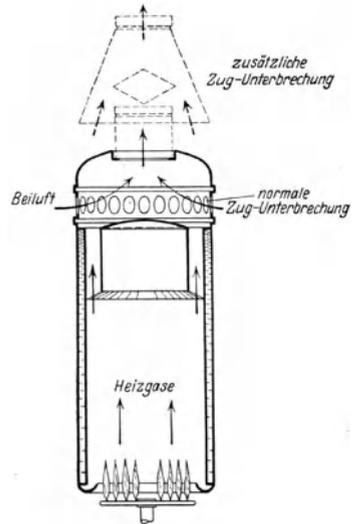


Abb. 20. Gasbadeofen mit nachgeschalteter Zugunterbrechung.

so müssen Rückstausicherungen entweder in den Gasapparat selbst oder in die Abgasleitung eingebaut werden. Die Abb. 21, 22 und 23 zeigen verschiedene Rückstausicherungen.

Die ausgezogenen Pfeile zeigen den normalen Weg der Abgase, die gestrichelten Pfeile den Weg bei Windstößen.

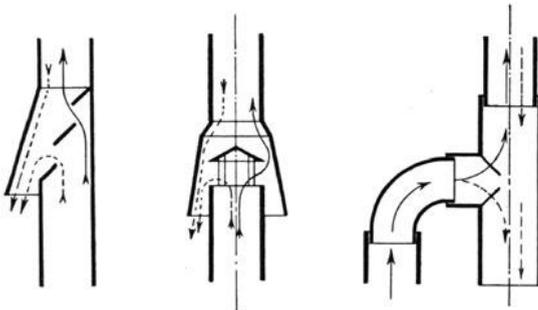


Abb. 21. Abb. 22. Abb. 23. Zugunterbrecher mit Rückstausicherung.

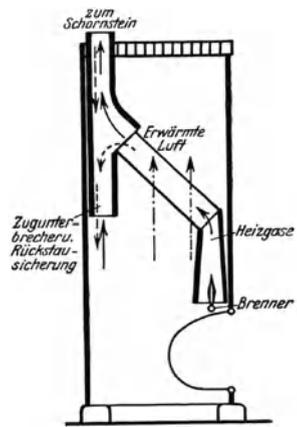


Abb. 24. Gasofen mit eingebautem Zugunterbrecher.

Häufig sind die in den Gasheizöfen vorhandenen Zugunterbrecher auch als Rückstausicherung ausgebildet, wie es z. B. Abb. 24 zeigt.

C. Sicherung des Auftriebes.

1 m³ normales Stadtgas liefert bei der Verbrennung etwa 700 g Wasserdampf. Der Taupunkt der Abgase hängt natürlich vom verwendeten Luftüberschuß ab. Bei doppelter theoretischer Luftmenge liegt der Taupunkt bei etwa 50° C. Mit steigendem Wirkungsgrad steigt der Taupunkt, wächst also die Gefahr der Abscheidung von Kondenswasser. Dieses nimmt aus den Heizgasen Kohlensäure auf und auch schweflige Säure, falls das Gas trotz Reinigung noch Spuren von Schwefel enthält. Die entstehende Säurelösung greift Metalle an und kann somit leicht die Apparate und Abgasleitungen zerstören und die Schornsteinwände durchnässen. Ein weiterer Nachteil der Ausscheidung von Wasser ist die Verringerung des Auftriebes, da durch die „Trocknung“ der Abgase, die auch durch kalte Schornsteinwände erfolgen kann, das spezifische Gewicht derselben vergrößert wird. Die Ausscheidung von Wasser wird unter normalen Verhältnissen, wenn die Abgastemperaturen nicht allzu niedrig sind, durch die im Zugunterbrecher eintretende „Falschlufft“ verhindert; diese setzt zwar die Temperatur der Abgase herunter, gibt aber, auch wenn z. B. gesättigte Luft von 20° C eintritt, dem Abgas-Luftgemisch eine geringere relative Feuchtigkeit, so daß die Gefahr der Erreichung des Taupunktes verringert wird. Damit übernimmt der Zugunterbrecher gleichzeitig die Aufgabe einer vielleicht durch Wasserausscheidungen in Frage gestellten Sicherung des Auftriebes¹.

Es ist nicht zweckmäßig, den Wirkungsgrad von Gasfeuerstätten zu hoch zu treiben, da durch die zu weit gehende Kühlung der Gase leicht Wasser abgeschieden werden kann, und damit Schwierigkeiten in der Abführung der Abgase eintreten können. Die Grenze liegt hier bei Wirkungsgraden von ca. 85 vH.

D. Ofensysteme.

Die Übertragung der Wärme in den Raum erfolgt teils durch Strahlung, teils durch Konvektion, und zwar werden bei den Gasöfen im allgemeinen beide Arten der Übertragung benutzt. Man spricht von Strahlungsöfen, wenn die Strahlung überwiegt, und von Konvektionsöfen, wenn mehr Wert auf die Konvektion gelegt ist.

1. Strahlungsöfen.

a) Der Reflektorofen (Abb. 25).

Die Heizung erfolgt durch Leuchtflammenbrenner. Ein Reflektor *R* aus blank poliertem Kupfer oder Messing strahlt einen Teil der Wärme in den Raum. Über dem Reflektor befindet sich ein Heizregister *e*, durch das die Abgase zum Abzugsrohr *c* abziehen. Bei *a* tritt Zimmerluft in den Ofen, durchströmt die Rohre *f* des Heizregisters und erwärmt sich dabei. *b—g* ist Zugunterbrecher und Rückstausicherung. Bei umgekehrtem Zug im Schornstein (Rückstau) treten die Abgase nicht bei *c* aus, sondern bei *b—g* ins Zimmer. Die Flammen bleiben ungestört. Ein Abdecken des Ofens durch Marmorplatten usw. verschönert zwar denselben, setzt aber den Wirkungsgrad herab durch Versperrung des Luftweges.

Wirkungsgrad dieser Öfen ca. 80 bis 85 vH.

b) Radiatoröfen (Abb. 26).

Diese werden entweder aus Schmiede- oder Gußeisen hergestellt. Sie sind nach Art der Zentralheizungsradiatoren

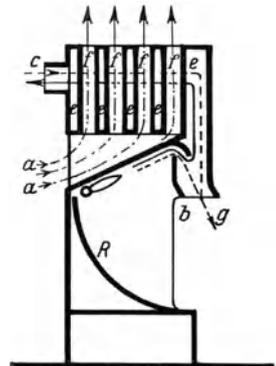


Abb. 25. Reflektorofen.

¹ Wunsch, W.: Die Abführung der Abgase bei Gasheizöfen. Gas u. Wasserfach Bd. 69, 1926. S. 852.

aus einzelnen Gliedern zusammengesetzt (Abb. 26). Die Glieder haben die Form flach gedrückter Rohre. Die einzelnen Elemente münden oben und unten in Abgasammelkanäle, werden mittels Anker zusammengehalten und durch Ringe mit Asbesteinlage abgedichtet. Am Gasabzug befindet sich ein Kondenswassersammler,

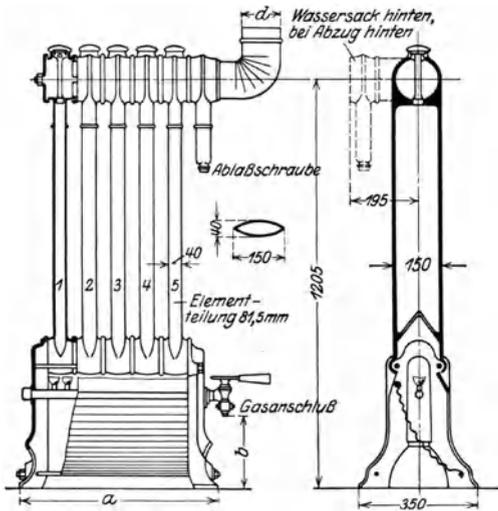


Abb. 26. Gasradiator.

(Eisenwerk C. Meurer A.-G., Cossebaude bei Dresden.)

der mit Hilfe einer Nebenluftöffnung als Zugunterbrecher und Rückstausicherung arbeitet. Der Wirkungsgrad dieser Öfen ist hoch. Er liegt bei 90 bis 95 vH. Da die unteren Heizflächen sehr nahe bei

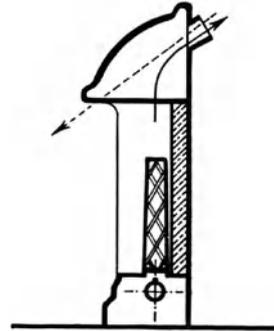


Abb. 27. Glühkörperöfen.

der Verbrennungszone liegen, nehmen diese oft Temperaturen bis 400° C an. Bei Vollast tritt daher leicht Belästigung durch strahlende Wärme und Staubversengung auf.

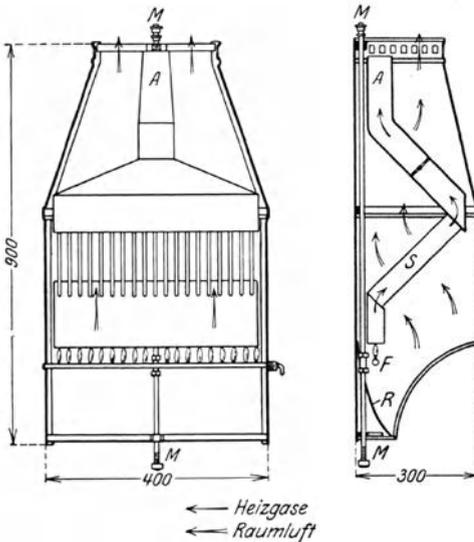


Abb. 28. Gas-Warmluftofen.

(Junkers & Co., Dessau.)

c) Glühkörperöfen (Abb. 27).

Im Gegensatz zu den bisher erwähnten Bauarten arbeiten die Glühkörperöfen mit entleuchteten Flammen (Bunsenbrenner). Über den Flammen sind Glühkörper aus Magnesia oder Ton angeordnet, die durch die Flammen zum Glühen gebracht werden und auf diese Weise den größten Teil der Wärme durch Strahlung in den Raum abgeben. Über den Glühkörpern ist meist noch ein Heizregister vorhanden, das einen weiteren Teil der Wärme durch Konvektion ausnutzt. Eine den Ofen nach oben abschließende Haube wirkt als Zugunterbrecher und Rückstausicherung.

2. Konvektionsöfen.

a) Junkers Warmluftofen (Abb. 28).

An einen kurzen ziemlich weit gehaltenen unteren Brennerschacht schließen sich schräg liegende flachgedrückte Rohre S an, die oben zu einem Sammel-schacht zusammengefaßt sind. Die Abgaszüge sind ständig steigend, so daß die Abgase leicht abgeführt werden. Zugunterbrecher und Rückstausicherung sorgen für

eine ungestörte Verbrennung. Die Raumluft umspült die Außenwände des Röhrensystems *S*, erwärmt sich dort und verläßt den Ofen durch den oberen Ofenschacht. Der Reflektor *R* strahlt einen Teil der Wärme der Flammen *F* in den Raum. Mit dem Gashahn steht ein Gestänge in Verbindung, das bei Kleinststellen der Flammen automatisch eine Drosselklappe betätigt. Wirkungsgrad dieser Öfen 80 bis 85 vH.

b) Der Pfeleiderer-Ofen (Abb. 29).

Der Ofen besteht aus einem langen schmalen, mit lotrechten Rippen versehenen Schacht aus blank poliertem Aluminiumblech. Vor jeder zweiten Rippe befindet sich ein schachtartiger Vorsetzer aus Blech, der unten ziemlich dicht an den Brennschacht anschließt und sich nach oben erweitert. Die Vorsetzer lassen zwischen sich einen schmalen Schacht frei, in dem sich die nebenliegende Ofenrippe befindet. Diese schmalen Schächte sind oben geschlossen. Die Raumluft tritt auf der ganzen Länge dieser schmalen Schächte an den Ofen heran, erwärmt sich an den dort befindlichen

Rippen und tritt dann durch den schmalen Schlitz zwischen Brennschacht und Vorsetzer in den oben offenen Vorsetzerschacht, von hier aus kann sie durch ein weitmaschiges Messingnetz den Ofenschacht oben verlassen.

Der Wirkungsgrad liegt bei 93 bis 95 vH.

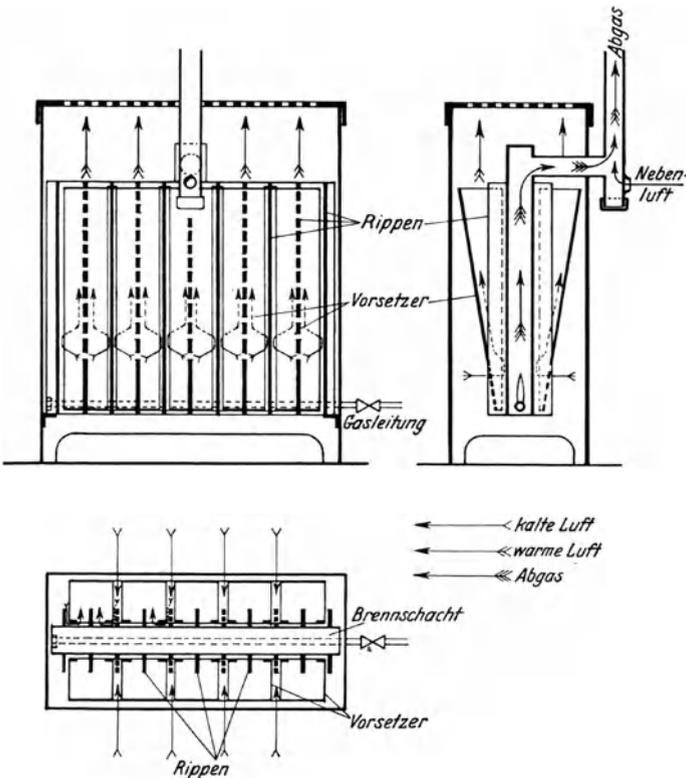


Abb. 29. Pfeleiderer-Ofen.

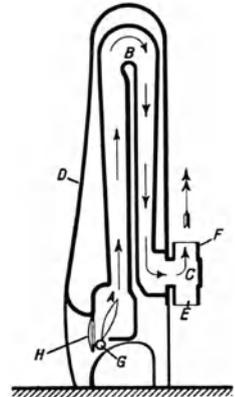


Abb. 30. Junkers „Gasiator“.

c) Junkers „Gasiator“ (Abb. 30).

Um die bei den üblichen Gasöfen häufig bei Vollast auftretenden hohen Heizflächentemperaturen zu vermeiden, hat Professor Junkers einen Gasofen „Gasiator“ mit indirekter Heizfläche konstruiert. Aus Abb. 30 ist zu ersehen, daß das Heizrohr *B* von einem Mantel *D* umgeben ist, der als indirekte Heizfläche wirkt. Damit wird die Gefahr einer Staubversengung bedeutend verringert.

Wirkungsgrad ca. 85 vH.

V. Elektrische Heizung.

A. Allgemeines¹.

Was über die Vor- und Nachteile der Gasheizung gesagt wurde, gilt in verstärktem Maße für elektrische Heizung. Da bei elektrischer Heizung die Wärme ohne Verbrennungsprozeß erzeugt wird, steht sie in hygienischer Beziehung noch über der Gasheizung. Stete Betriebsbereitschaft, Inbetriebsetzung und Unterbrechung der Heizung durch einfaches Ein- und Ausschalten des Stromes, Beweglichkeit der Heizkörper, Gefahrlosigkeit des Betriebes, bequeme Installation sind Vorteile, die hier noch mehr hervortreten als bei der Gasheizung. Der Wirkungsgrad der elektrischen Raumheizkörper ist noch höher als derjenige der Gasheizkörper. Er kann praktisch gleich 100 vH gesetzt werden. Aber auch der einzige Nachteil der elektrischen Heizung, die hohen Betriebskosten, fällt stärker ins Gewicht als bei der Gasheizung. Infolge der hohen Kosten für die Wärme aus elektrischer Energie kommt die elektrische Raumheizung fast ausschließlich, sogar in wasserkraftreichen Ländern, als Aushilfs- und Übergangsheizung in Betracht.

B. Bauarten der elektrischen Heizkörper.

Wie bei den Gasheizkörpern erfolgt die Übertragung der erzeugten Wärme an den Raum durch Konvektion, durch Strahlung oder durch beide Arten zusammen.

Im wesentlichen bestehen die elektrischen Heizöfen aus einer Anzahl von Heizwiderständen, die durch perforierte Bleche abgedeckt sind. Als Heizwiderstände dienen runde oder flache Drähte oder Bänder aus Metall von möglichst hohem spezifischen Widerstand, hohem Schmelzpunkt und geringer Oxydation. Die Drähte oder Bänder werden meistens als Spiralen gewickelt, um möglichst große Längen auf kleinem Raum unterzubringen. Die Widerstände sind in mehreren Gruppen (meist drei) angeordnet, um durch Ausschalten einzelner Gruppen die Wärmeentwicklung regulieren zu können (Freidrahtöfen) (Abb. 31).

Beim Transport dieser Öfen kommt es häufig vor, daß die Spiralen infolge von Schwingungen aneinanderstoßen und so leicht Kurzschluß hervorrufen oder gar zerbrechen. Um diesen Übelstand zu vermeiden und den Spiralen höhere Festigkeit und Starrheit zu geben, werden sie in Isoliermaterialien eingebettet. Damit ist gleichzeitig ein Vorteil in hygienischer Beziehung erreicht, da die Oberflächentemperatur der Heizflächen, die bei den nackten Spiralen ziemlich hoch ist, bei den Öfen mit eingebetteten Leitern bedeutend herabgesetzt ist.

Als Beispiel sei der Radiophor von Siemens, Dresden, angeführt (Abb. 32). Bei diesem Heizkörper liegen die Heizwiderstände in den engen Ringräumen der einzelnen elliptischen Elemente. Die spiralgewundenen Heizdrähte sind in Asbest eingebettet.

Bei verschiedenen Bauarten der Freidrahtöfen werden die Querschnitte und Längen der Heizleiter so klein bemessen, daß die Drähte bis zur Rotglut erhitzt werden. Vorteile dieser Maßnahme sind kleinere Ofenabmessungen, geringes Gewicht, niedriger Preis selbst bei bedeutenden Leistungen, Nachteile die staubverbrennenden Glühdrähte und die Feuersgefahr. Bei den sogenannten elektrischen Heizsonnen (Abb. 33) sind die glühenden Heizdrähte auf einen kleinen Raum zusammengedrängt im

¹ Hottinger und Imhof: Elektrische Raumheizung. Zürich: Fachschriftenverlag und Buchdruckerei A.-G. 1924. — Heepke, W.: Handbuch der elektrischen Raumheizung. Halle a. S.: Marhold 1923.

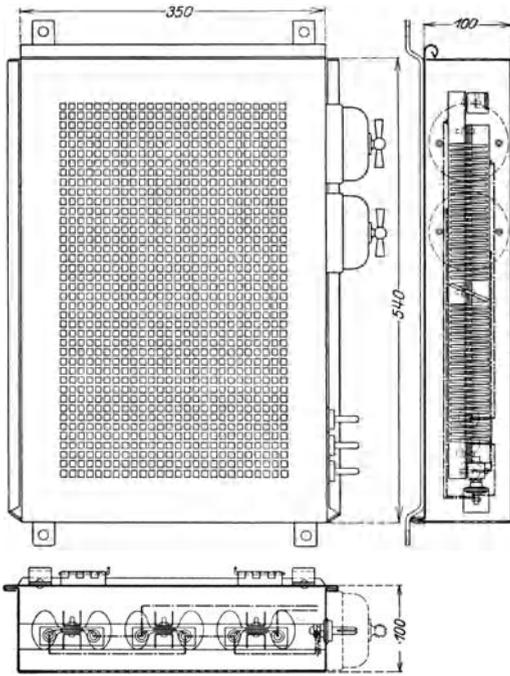


Abb. 31. Widerstandsofen.
(Prometheus, Frankfurt a. M.)

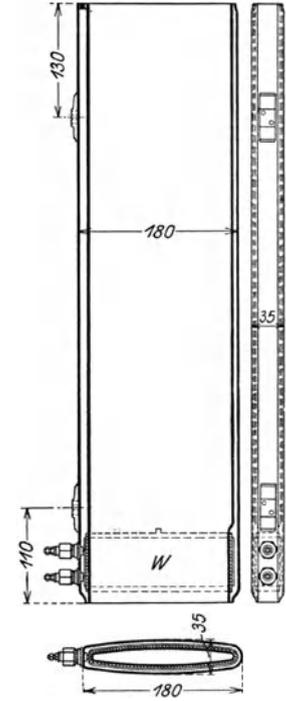


Abb. 32. Radiophor.
(Friedrich Siemens, Dresden.)

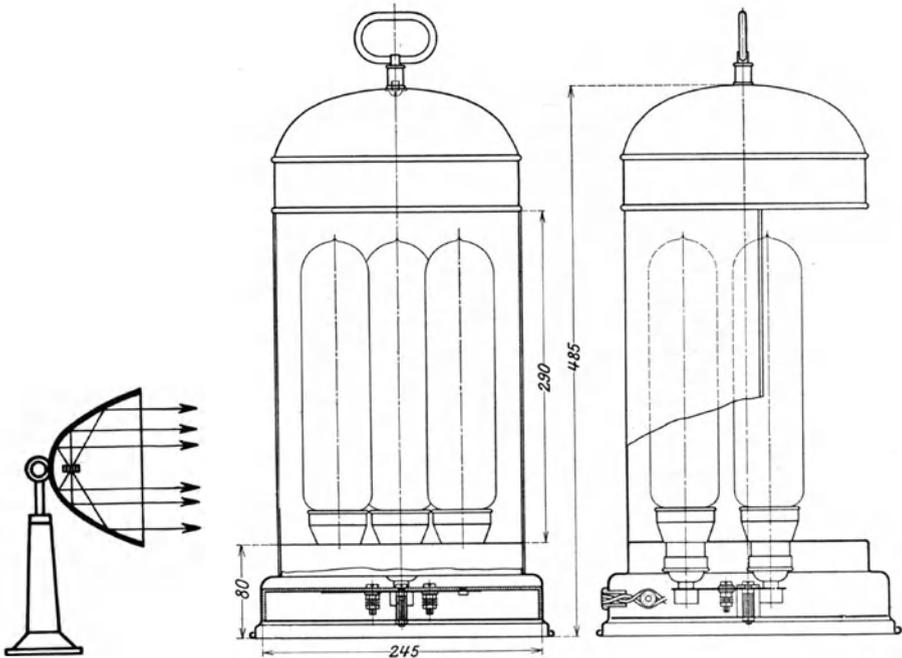


Abb. 33.
Heizsonne.

Abb. 34. Lampenofen.
(Siemens-Schuckert-Werke, Berlin.)

Brennpunkt eines parabolischen Reflektors¹, der die erzeugten Wärmestrahlen in die vom Benutzer gewünschte Richtung reflektiert.

Eine ältere Bauart dieser Strahlungsöfen sind die Lampenöfen (Abb. 34), die man noch gelegentlich antrifft.

Viele Elektrizitätswerke geben, um eine möglichst gleichmäßige Belastung zu erreichen, des Nachts verbilligten „Nachtstrom“ ab. Um diesen Strom für Heizzwecke nutzbar zu machen, sind Speicheröfen entstanden, welche die benötigte Wärme mit Hilfe des Nachtstromes über Nacht aufspeichern und sie am Tage an den zu beheizenden Raum abgeben. Um den Speicherkörper gegen eine unbeabsichtigte Wärmeabgabe zu schützen, ist er von der eigentlichen wärmespendenden Heizfläche durch einen Luftmantel getrennt. Die Entladung erfolgt durch von Hand zu betätigende Schieber, die nach Öffnen Raumluft an den Speicherkörper herantreten lassen. Infolge der entstehenden Luftzirkulation tritt dann die Wärme vom Speicherkörper

einmal direkt in den Raum, dann aber auch zu den Heizflächen über, die sie ihrerseits an den Raum abgeben.

Als Beispiel sei der in Abb. 35 dargestellte elektrische Kachelofen für Wärmespeicherung angeführt. Bei diesem Ofen liegen die Heizelemente in längsgerippten Gußrohren, die von einer Betonmasse umgeben sind. Diese

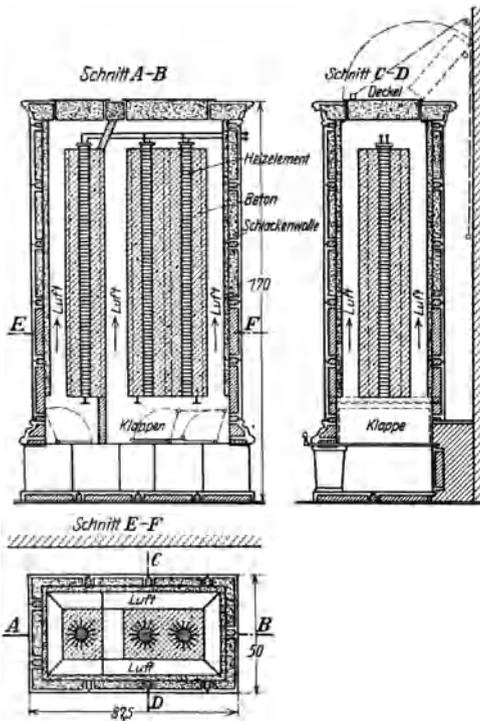


Abb. 35 a. Elektrischer Speicherofen (Schnitte).

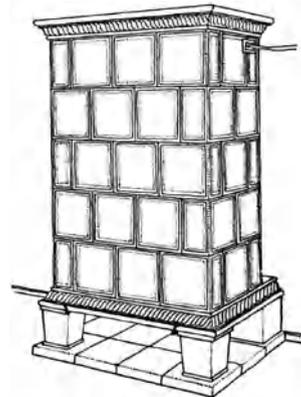


Abb. 35 b. Ansicht zu Abb. 35 a.

Betonmasse, der Wärmespeicher, ist von der Außenkachelwand des Ofens durch einen Luftmantel getrennt. Bei geschlossenen Klappen wirkt dieser Mantel als Isolierschicht, bei geöffneten Klappen als Luftzirkulationskanal. Im oberen Teil des Ofens sind die Kacheln nicht ausgefüllt, sondern zwecks Isolierung mit Schlackewolle und Bims Kies gefüllt. Der Boden und die Decke des Ofens sind mit Klappen versehen, von denen besonders die oberen gut schließen müssen. Zur Regulierung der Wärmeabgabe ist der Ofen in zwei Teile von der Größe $\frac{1}{3}$ und $\frac{2}{3}$ unterteilt.

¹ Hottinger: Elektrische Raumheizung. Gesundheits-Ing. Bd. 47 (1924), S. 549—556 und 561 bis 570.

Zweiter Abschnitt.

Zentralheizungen.

I. Allgemeines.

Als Zentralheizungen bezeichnet man die Warmwasser-, Dampf- und Luftheizung. In allen drei Fällen wird die für die Beheizung vieler Räume nötige Wärmemenge an einem Ort (Zentrale) erzeugt und durch den Wärmeträger (Wasser, Dampf, Luft) in die einzelnen Räume getragen.

Hieraus ergeben sich für alle drei Heizarten nachstehende gemeinsame Vorteile:

Die Erzeugung der Wärme erfolgt in entsprechend eingerichteten Kesselanlagen, so daß die Feuerbedienung auf eine einzige Stelle beschränkt ist. In den Kesseln wird hauptsächlich Koks verbrannt, wodurch eine rauch- und rußlose Verbrennung erreicht wird. Dieser Umstand ist besonders beachtenswert, da festgestellt wurde, daß in zahlreichen Großstädten gerade die Hausfeuerungen die Hauptschuld an der Rauch- und Rußplage tragen.

Bei den Zentralheizungen wird jede Brennstoff- und Ascheförderung in den Zimmern vermieden, die Bedienung der Heizkörper ist auf das geringste Maß beschränkt. Diesem Vorzug verdanken die Zentralheizungen ihre lebhaft entwickelte Entwicklung in den Großstädten, da dort die Dienstbotenfrage eine ausschlaggebende Rolle spielt.

Hervorzuheben ist ferner der geringe Platzbedarf der örtlichen Heizflächen sowie der Ausschluß der Feuergefährdung. Angenehm empfunden wird die Möglichkeit, Treppen, Vorräume, Badezimmer usw. mit Heizung versehen zu können. Schließlich muß erwähnt werden, daß es leicht ist, mit Zentralheizungen kräftige Lüftungsanlagen zu verbinden.

Naturgemäß bedingen alle diese Vorzüge die Aufwendung entsprechender Anlagemittel. Nichts ist verfehlter als falsches Sparen bei Schaffung derartiger Einrichtungen. Zentralheizungen sind auch heute noch in vieler Hinsicht Vertrauenssache, und die Vergebung der Anlagen an den billigsten Anbietenden hat sich schon oft schwer gerächt.

II. Bauelemente der Warmwasser- und Dampfheizungen.

A. Kessel der Heizungsanlagen.

1. Große schmiedeeiserne Kessel.

Bei sehr großen Anlagen werden auch heute noch in vielen Fällen schmiedeeiserne genietete Kessel verwendet. Die Bauart dieser Kessel ist sinngemäß die gleiche wie bei den Hochdruckdampfkesseln, weshalb auf das entsprechende Gebiet des allgemeinen Maschinenbaues verwiesen werden kann. Über die Wahl der Kesselbauart entscheidet die Betriebsweise der ganzen Anlage. Soll die Anlage plötzlichen, starken Schwankungen im Wärmebedarf rasch folgen können, so verwendet man Kessel mit geringem Wasserraum, z. B. Wasserrohrkessel. Da aber solche Kessel ein geringes Beharrungsvermögen haben, so erfordern sie ständige und aufmerksame Bedienung. Darum kann es zweckmäßig sein, dort, wo die Schwankungen nur kurze Zeit anhalten, den entgegengesetzten Weg zu gehen und der Kesselanlage große Trägheit zu ver-

leihen, indem man Kessel mit sehr großem Wasserraum, also Flammrohrkessel und ähnliche Bauarten verwendet. Die Ausrüstung der Kessel ist bei Niederdruckanlagen die gleiche wie bei Hochdruckanlagen, nur tritt an Stelle des Sicherheitsventiles das Standrohr¹. Bei Warmwasserkesseln fallen Sicherheitsventil, Wasserstandrohr, Probierhähne und Speisevorrichtungen fort.

2. Gußeiserne Gliederkessel.

Der erste und sehr zweckmäßig eingerichtete Kessel dieser Art ist durch Ingenieur Strebel († 1898) gebaut worden. Seine Leitgedanken waren: Anwendung des billigen Gußeisens statt des teureren Schmiedeeisens — Schaffung eines Massen-erzeugnisses — Bildung von Kesseln verschiedener Heizflächengröße durch Aneinanderreihen gleichartiger Glieder — kleiner Platzbedarf bei geringer Höhe — Erzielung eines Dauerbetriebes bei möglichst seltener und einfacher Bedienung — Vermeidung der Kesseleinmauerung und Erzwingung eines wirtschaftlichen, rauch- und rußlosen Betriebes.



Abb. 36a.
Oberer Abbrand.

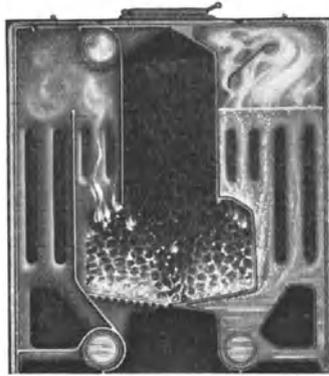


Abb. 36b. Unterer Abbrand
für gasarmen Brennstoff.
(Nationale Radiator-Gesellschaft, Schönebeck a. Elbe.)

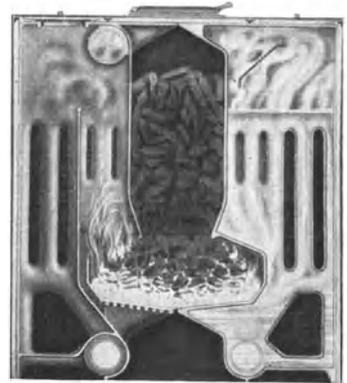


Abb. 36c. Unterer Abbrand
für gasreiche Brennstoff.

Die Notwendigkeit, einen bequemen Dauerbetrieb auch mit ungeschultem Heizer durchführen zu können, ist der Grund, weshalb die meisten Feuerungen der Gußkessel auf gasarmen Brennstoff, also vor allem Koks, eingestellt sind. Man unterscheidet Kessel mit unterem Abbrand und Kessel mit oberem Abbrand. Bei oberem Abbrand durchstreichen gemäß Abb. 36a die Verbrennungsgase den ganzen Brennstoffschacht von unten nach oben, erhitzen somit die im oberen Teil des Schachtes befindlichen Brennstoffvorräte, so daß auch diese meist ins Glühen geraten. Die Verbrennungsgase verlassen den Brennstoffschacht oben, daher der Name oberer Abbrand, und gelangen dann erst an die wasserbespülten Heizflächen. Bei dem Kessel mit unterem Abbrand Abb. 36b wird der Brennstoffvorrat nicht von den Heizgasen durchströmt, so daß er bei geordnetem Betrieb niemals zum Glühen kommt. Die Heizgase werden im unteren Teile des Brennstoffschachtes durch seitliche Kanäle abgeleitet und gelangen sofort zu den wasserbespülten Heizflächen. Von diesen Kesseln mit unterem Abbrand stellen alle Firmen Sonderkonstruktionen her, welche sich für gasreiche Brennstoffe, z. B. Briketts eignen. Da diese Brennstoffe unter Flammenbildung verbrennen, brauchen sie außer der unteren Luftzuführung durch den Rost noch eine obere Luftzuführung. Abb. 36c zeigt einen solchen Kessel mit

¹ Vgl. S. 71.

Oberluftkanal, welcher unter Umgehung des Rostes die Oberluft unmittelbar über dem Brennstoff zuführt.

Im allgemeinen kann dasselbe Kesselmodell mit wenig Abänderungen sowohl für Warmwasserheizung als auch für Niederdruckdampfheizung verwendet werden.

Der Bau von Hochhäusern zwingt dazu, bei Warmwasserkesseln mit einem höheren Druck zu rechnen als früher. Manche Firmen bauen eigene Hochhauskessel, andere Firmen haben bei all ihren Großkesseln den Prüfdruck heraufgesetzt, und zwar wurde dies nicht durch Verstärkung der Wandung, sondern durch Verwendung anderen Gußeisens ermöglicht.

Die Kessel werden hinsichtlich der Größe ihrer Heizfläche in Gruppen geteilt. Leider ist die Abgrenzung dieser Gruppen und die Bezeichnung der einzelnen Kesseltypen bei den verschiedenen Firmen ziemlich verschieden und meist recht unübersichtlich. Die nachstehende Zusammenstellung kann darum nur als ungefährer Anhalt dienen. Man unterscheidet:

Zimmerkessel	bis 3 m ² Heizfläche,
Kleinkessel	„ 5 m ² „
Normalkessel	je nach Gliederzahl 3—15 m ²
Mittelkessel	„ „ „ 10—30 m ²
Großkessel	„ „ „ 20—50 m ²

Die Zimmer- und Kleinkessel werden stets mit oberem Abbrand, die Großkessel stets mit unterem Abbrand ausgeführt. Bei den zwischenliegenden Größen, den Normalkesseln und den Mittelkesseln sind beide Feuerungsarten vertreten.

a) Normalkessel.

Die Abb. 37 stellt den obenerwähnten Strebel-Originalkessel dar. Er besteht hier z. B. aus 8 gleichartigen Mittelgliedern. Jedes dieser Glieder weist alle Teile eines

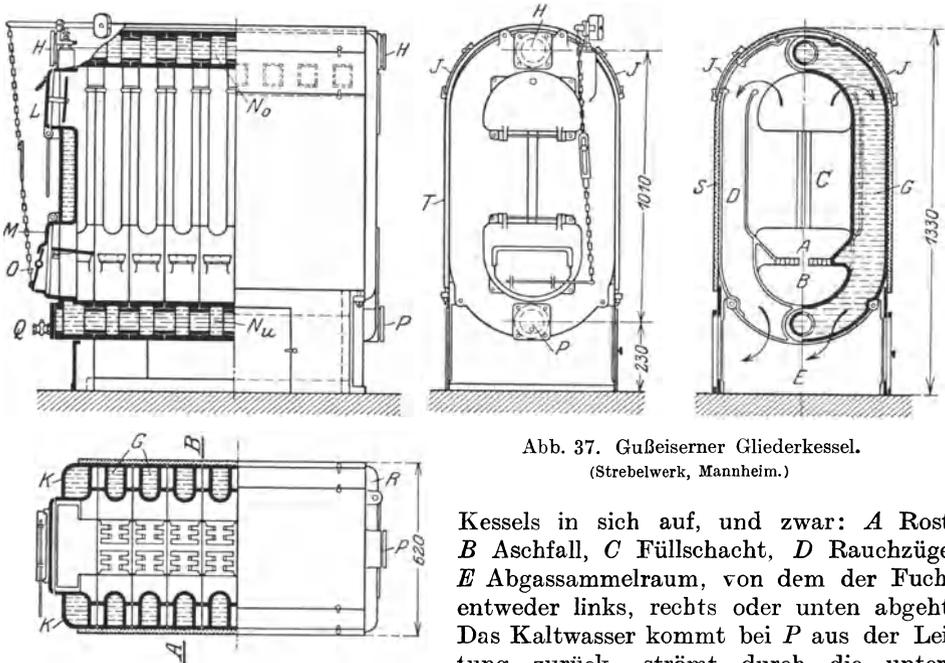


Abb. 37. Gußeiserner Gliederkessel.
(Strebelwerk, Mannheim.)

Kessels in sich auf, und zwar: *A* Rost, *B* Aschfall, *C* Füllschacht, *D* Rauchzüge, *E* Abgassammelraum, von dem der Fuchs entweder links, rechts oder unten abgeht. Das Kaltwasser kommt bei *P* aus der Leitung zurück, strömt durch die untere

Nippelreihe *N_u*, gelangt die hohlen Kesselglieder *G* im Gegenstrom zu den durch *D* streichenden Abgasen nach der oberen Nippelreihe *N_o* und von dieser bei *H*

(entweder am Vorder- oder am Endglied) in den Vorlauf der Heizung. Der Kessel weist bei *J* zwei Öffnungen auf, durch die die Reinigung der Rauchzüge *D*, selbst im Betriebe, möglich ist. Die Mittelglieder erhalten ein Vorderglied *K* angesetzt, das die Schüttür *L* für den Brennstoffeinwurf, die Schür- und Aschtür *M*, die Frischluftklappe *O*, die Anschlüsse *H* bzw. *P* für das Heizwasser und schließlich den Füll- oder Entleerhahn *Q* enthält. In ähnlicher Weise bekommt der Kessel rückwärts das Endglied *R*, das die zweiten Anschlußstutzen für die Heizung (*H* bzw. *P*) aufweist.

Sämtliche Glieder werden durch konische Nippel verbunden, die, durch starke Pressen eingedrückt, metallisch dichten. Der Kessel wird ohne Einmauerung auf-

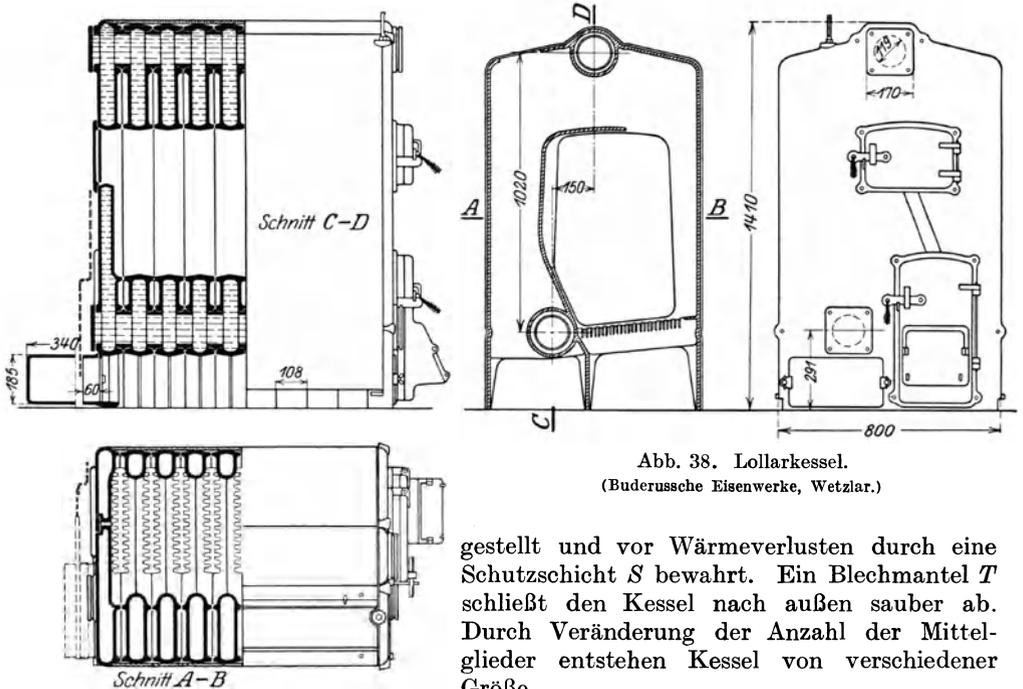


Abb. 38. Lollarkessel.
(Buderussche Eisenwerke, Wetzlar.)

gestellt und vor Wärmeverlusten durch eine Schutzschicht *S* bewahrt. Ein Blechmantel *T* schließt den Kessel nach außen sauber ab. Durch Veränderung der Anzahl der Mittelglieder entstehen Kessel von verschiedener Größe.

Eine ähnliche Bauart weist der in Abb. 38 dargestellte Buderus-Lollarkessel (Buderussche Eisenwerke, Wetzlar) auf. Bei ihm ziehen jedoch die Rauchgase nicht wie vorher nach beiden Seiten, sondern einseitig nach dem Fuchs ab. Alles übrige ist nach dem Vorstehenden ohne weiteres verständlich.

b) Mittel- und Großkessel.

Alle Großkessel und auch die meisten Mittelkessel erhalten außer der Tür in der Vorderwand noch eine obere Schüttöffnung, so daß die Beschickung gegebenenfalls durch kleine Rollwagen oder Hängewagen, von oben erfolgen kann. Ferner werden die einzelnen Kesselglieder nicht als geschlossene wasserführende Ringe in einem Gußstück ausgeführt, sondern jedes Kesselglied besteht aus zwei völlig getrennten Hälften, wie das Abb. 39 bei einem Großkessel für Niederdruckdampfheizung zeigt (Nationale Radiator Gesellschaft, Schönebeck a. Elbe). Am unteren Teil der Rückseite des Kessels ist ein Verteilungsstück angebracht, welches das Kondensat oder das Rücklaufwasser beiden Kesselhälften getrennt zuführt. In gleicher Weise ist im oberen Teile des Vordergliedes oder des Rückgliedes ein Sammelstutzen angeschraubt, der

aus beiden Kesselhälften zu einer gemeinsamen Vorlaufleitung führt. Jede Kesselgliedhälfte trägt die Hälfte des Rostes, welcher bei den meisten Bauarten als wassergekühlter Rost ausgebildet ist.

Abb. 40 zeigt einen Buderus-Lollar-Großkessel der Buderusschen Eisenwerke, Wetzlar.

Abb. 41 a, b und c zeigt den Eca-IV-Kessel des Strebelwerkes in der Sonderausführung für Braunkohlenbriketts. Daß es sich um einen Kessel für gasreiche Brenn-

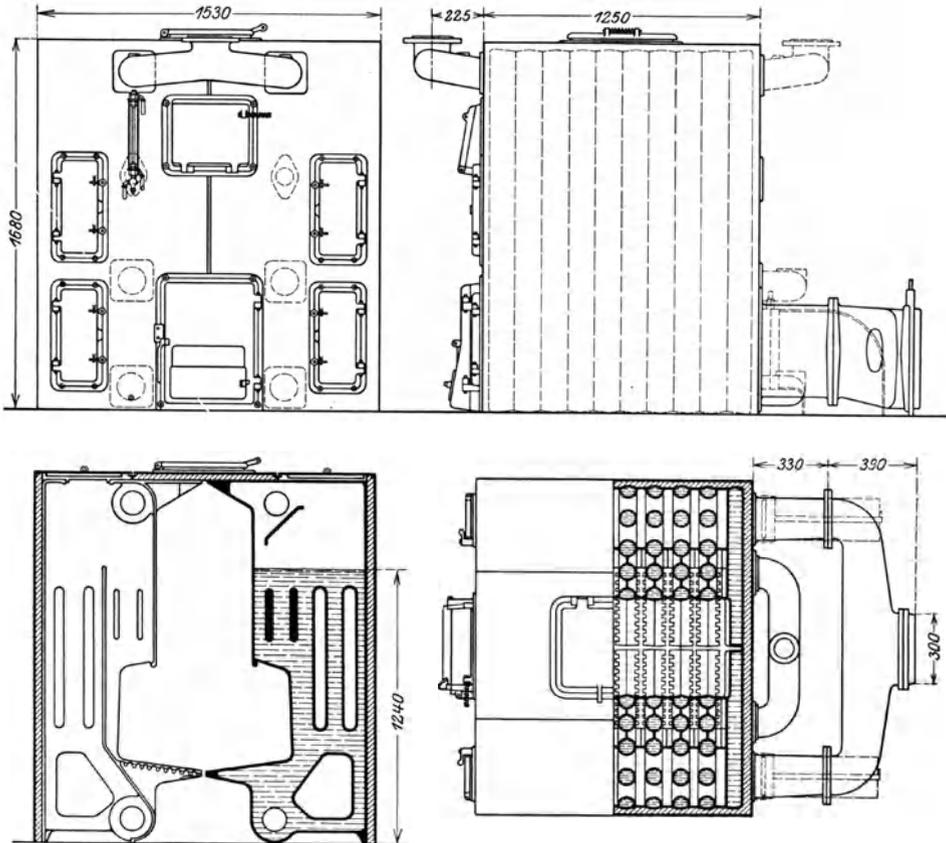


Abb. 39. Großkessel.

(Nationale Radiator-Gesellschaft, Schönebeck a. Elbe.)

stoffe handelt, zeigt der in der Abb. 41b deutlich sichtbare Kanal für Oberluftzuführung. Abb. 41a gibt die Vorderansicht mit den Armaturen des Kessels, Abb. 41c die Rückansicht mit dem Anschluß der beiden Kesselhälften an den Fuchs. Auch die beiden gemeinsam verstellbaren Rauchgasschieber sind zu erkennen.

Eine andere Sonderkonstruktion für gasreiche Brennstoffe, insbesondere Briketts, Holz und Torf gibt Abb. 42. Besonders bemerkenswert sind dabei folgende Einzelheiten: der schrägliegende Rost (Luftzufuhr *A*), die Oberluft *B* bzw. *B'*, der Glühkörper *G*, die steigenden, fallenden und steigenden Rauchzüge, der Füllkasten mit Klappenverschluß. Die Glieder sind hier nicht hintereinander, sondern nebeneinander angereiht¹.

¹ Das Maß *L* richtet sich nach Kesselgröße und ist dem Fabrikcatalog zu entnehmen.

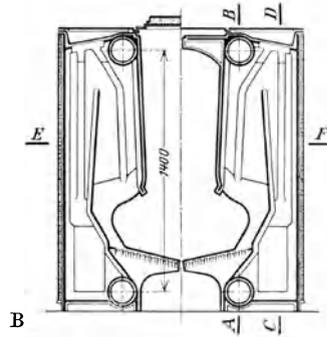
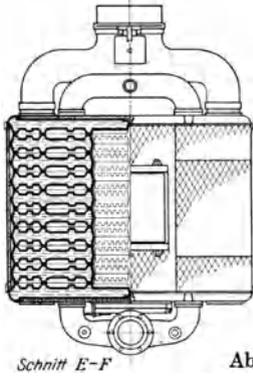
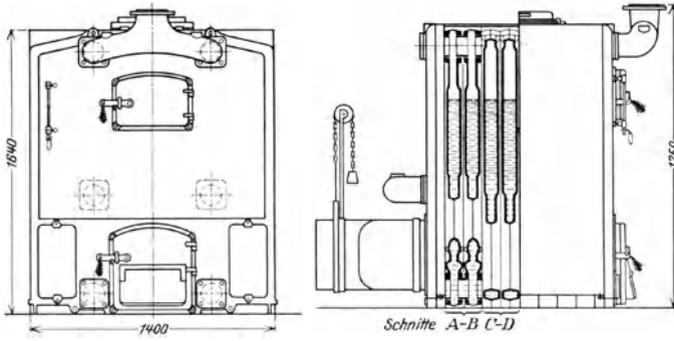


Abb. 40.

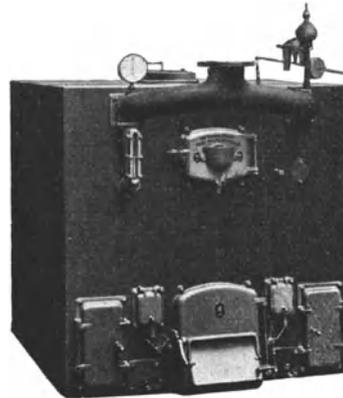


Abb. 41 a—c.
Großkessel für
Braunkohlenbrikett.
(Eca IV, Strebelwerk.)

Abb. 41 a.

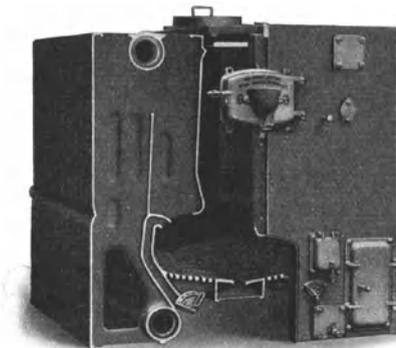


Abb. 41 b.

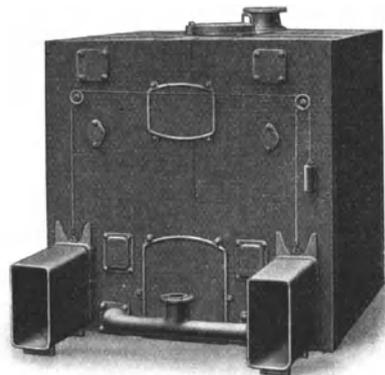


Abb. 41 c.

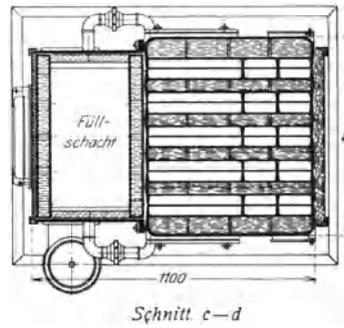
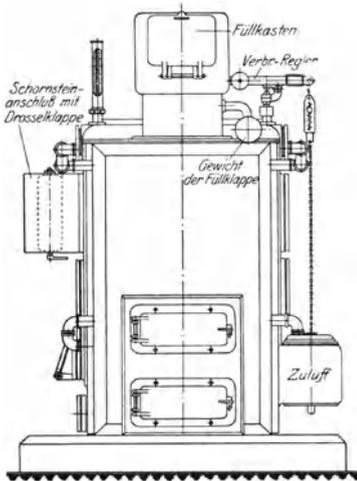
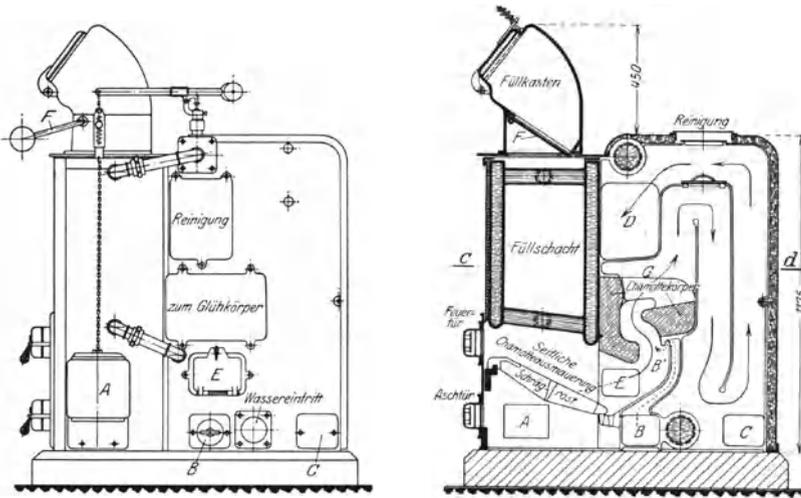


Abb. 42.
Kessel für minderwertige Brennstoffe.
(Gebr. Körting, Hannover.)

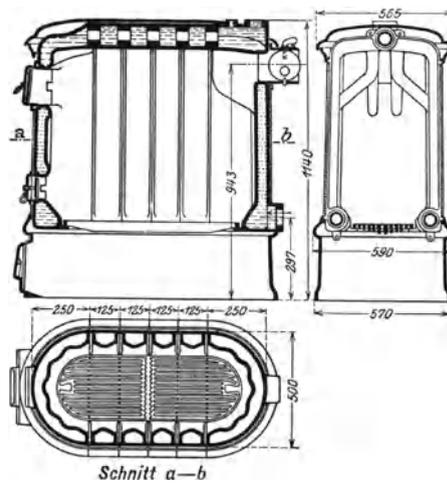


Abb. 43. Kleinkessel.
(Strebelwerk, Mannheim.)

c) Kleinkessel.

Für kleine Heizanlagen, Warmwasserbereitungen, Gewächshäuser usw. werden Kleinkessel von rund 0,5 bis 5,0 m² Heizfläche ausgeführt. Der allgemeine Grundgedanke ist der gleiche geblieben. Die Einzeldurchbildung paßt sich sinngemäß den kleinen Verhältnissen an. Einen derartigen Kleinkessel mit oberem Abbrand zeigt Abb. 43.

d) Zimmerheizkessel.

Bezüglich dieser Kessel sei auf S. 63 verwiesen.

3. Neuere schmiedeeiserne Kessel.

Unter dem Namen Stahlrohrkessel sind in neuerer Zeit eine Reihe interessanter schmiedeeiserner Konstruktionen entstanden. Die Schwierigkeit bei diesen Kesseln besteht in der Vermeidung der Korrosion der Wandung und der Schweißstellen. Es ist bekannt, daß durch das Wasser mancher Städte, vor allem durch den Sauerstoff im Wasser, durch elektrolytische Vorgänge u. a. m. solche Kessel schon in ganz kurzer Zeit zerstört wurden. Wenn man auch in der Bekämpfung der Korrosion heute schon große Fortschritte gemacht hat, so kann doch nur die Zukunft entscheiden, ob sich der schmiedeeiserne Gliederkessel neben dem Gußkessel ein ausgedehntes Verwendungsfeld wird erobern können.

4. Kessel für Gas und Heizöl.

Die Verwendung des Gases statt des Kokes in Zentralheizungskesseln würde wesentliche Vorteile mit sich bringen, die allerdings nicht immer sich nach Mark und Pfennig bewerten ließen, die aber doch stark ins Gewicht fallen würden, vor allem bei Privathäusern. Bei Verwendung des Gases käme in Fortfall:

1. die Sorge für rechtzeitige Bestellung des Kokes,
2. die Kontrolle der Lieferung auf Güte und Menge, sowie
3. die Notwendigkeit einer längeren Vorauszahlung des Brennstoffes,
4. die Belästigung durch Staub beim Abladen und beim Verheizen des Kokes, beim Entfernen und beim Abfahren der Schlacke.

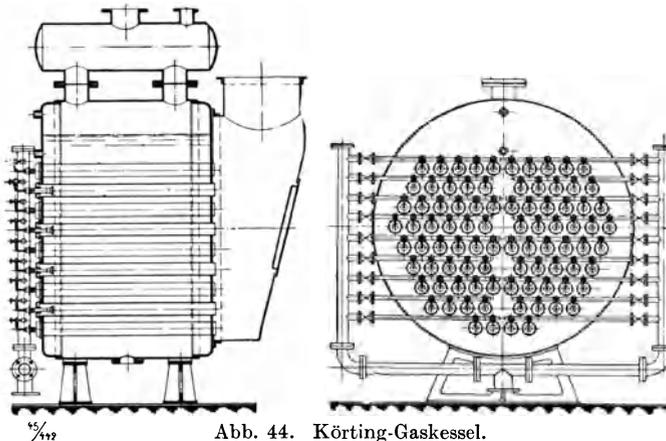


Abb. 44. Körting-Gaskessel.

Der Kokskeller würde für andere Zwecke frei werden, und die Bedienung des Kessels würde weitaus einfacher und bequemer sein. Zudem besteht die Möglichkeit einer vollautomatischen Temperaturregelung in viel höherem Maße als bei festen Brennstoffen. Allen diesen Vorzügen des Gases, die in ähnlicher Weise auch für Öl gelten, steht nur ein Vorzug des Kokes gegenüber, und das ist der geringe Preis des Kokes. In der Gegenwart liegen die Verhältnisse nun so, daß nur in ganz wenigen Gegenden Deutschlands die Verwendung des Gases im Zentralheizungskessel wirtschaftlich möglich ist. Es ist aber mit der Wahrscheinlichkeit zu rechnen, daß im nächsten Jahrzehnt die Preis-

verhältnisse sich wesentlich verschieben werden und dann wird sich die Verwendung des Gases im Heizkessel rasch einbürgern. Für die Verwendung des Gases werden aber neue Heizkesselbauarten notwendig sein, denn es ist falsch, wie es bei Umbauten manchmal geschieht, in den Kokskessel einfach einen Gasbrenner einzubauen. Zwei Beispiele heute schon eingeführter Kessel zeigen Abb. 44 und Abb. 45.

5. Untersuchung der Kessel.

Die Untersuchung der Kessel kann auf Prüfständen und im Betrieb erfolgen. Die Industrie hat eingesehen, daß ein zielbewußtes Fortschreiten in der Weiterbildung der Kessel ohne Studium des Verhaltens auf Prüfständen unmöglich ist. Über die Einrichtung solcher Stände sowie über durchgeführte Kesselprüfungen berichtet Heft 2 und die 17. Mitteilung der Versuchsanstalt.

Untersuchungen im Betriebe sind erforderlich, wenn es sich darum handelt, die Bewährung eines Kessels mit Rücksicht auf die im praktischen Gebrauch auftretenden Erfordernisse zu verfolgen. Manchmal gelingt es durch solche Untersuchungen, Fehler der Kesselanlage (Fuchs, Schornstein) aufzudecken. Eine Reihe derartiger Prüfungen sind von Baurat de Grahl¹ veröffentlicht worden.

Als Heizfläche ist bei schmiedeeisernen Kesseln die „wasser- und feuerberührte“, bei Gliederkesseln die gesamte „feuerberührte Fläche“ zu rechnen. Vom Kessellieferer kann verlangt werden, daß er den Wirkungsgrad² des Kessels für bestimmte Belastungsverhältnisse zusichert. Trotzdem wird man von ihm das Eingehen einer Verpflichtung für den Brennstoffbedarf einer Anlage nicht fordern können, da dieser Wert viel zu sehr von der Bauausführung, den in Frage kommenden Witterungsverhältnissen und vor allem von der Art der Kesselbedienung abhängt. Im allgemeinen dürften auf Prüfständen Wirkungsgrade bis 80 vH erreicht werden, während als durchschnittliches Jahresmittel im praktischen Betrieb nicht mehr als 50 vH angenommen werden kann.

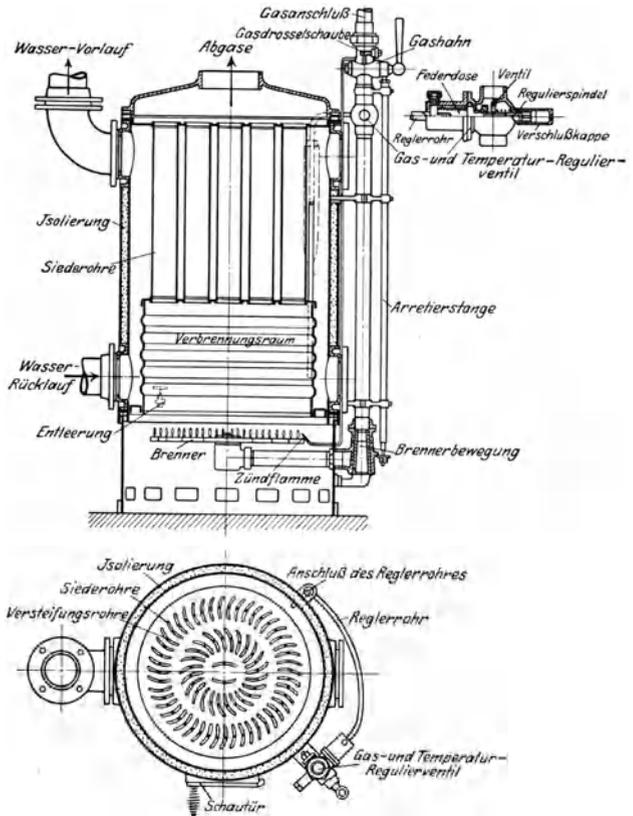


Abb. 45. Askania-Gaskessel.

¹ de Grahl: Wirtschaftlichkeit der Zentralheizungen. 2. Aufl. R. Oldenbourg, München-Berlin 1920.

² Man versteht darunter das Verhältnis der an das Heizwasser nutzbar übertragenen zu den theoretisch im verfeuerten Brennstoff enthaltenen Wärmemengen. Ersterer Wert wird durch Versuche ermittelt. Letztere Zahl ergibt sich durch Multiplikation des verfeuerten Gewichts mit dem Heizwert.

6. Berechnung der Kessel und Unterteilung der Kesselheizfläche.

Über die genaue Berechnung der erforderlichen Kesselheizfläche vgl. man II. Teil, S. 176. Für eine überschlägige Berechnung der Kesselgröße und daran anschließend der Größe des Kesselraumes und des Kokslagers geht man von der Erfahrungstatsache aus (nach Uber), daß für mittlere und größere Gebäude bei guter Bauausführung und gewöhnlichen Verhältnissen auf 1 m³ umbauten Raum ein Wärmebedarf von etwa 16 kcal/h zu rechnen ist. Der gesamte stündliche Wärmebedarf Q des Gebäudes ergibt sich also durch einfache Multiplikation der Kubikmeter umbauten Raumes mit der Zahl 16 (vgl. II. Teil, S. 171).

Nimmt man nach Uber ferner an, daß 1 m² Kesselheizfläche unter ungünstigen Umständen und mit Rücksicht auf spätere Erweiterungen 4000 kcal/h nutzbar leistet, so erhält man die erforderliche Kesselheizfläche F aus der Beziehung:

$$F = \frac{Q}{4000} \text{ m}^2.$$

Man hat nun zu entscheiden, auf wieviel Kessel man diese Heizfläche verteilen will. Ist die Anlage so klein, daß nur ein Kessel möglich ist, so ist die Anpassung des Betriebes an Schwankungen im Wärmebedarf schwierig. Damit nicht der Kessel für die Mehrzahl der Wintertage unnötig groß und damit unwirtschaftlich im Betriebe wird, wählt man die Kesselgröße etwas kleiner als errechnet und schafft bei strengerer Kälte die nötige Leistung durch Überlastung des Kessels, was allerdings nur auf Kosten der Wirtschaftlichkeit geschehen kann.

Bei zwei Kesseln hat man früher die erforderliche Heizfläche F derart unterteilt, daß man einen Kessel mit $\frac{1}{3} F$, den anderen mit $\frac{2}{3} F$ ausführte. Man konnte dadurch bei mildem Wetter den ersten, bei tieferer Außentemperatur den zweiten und bei strenger Kälte beide Kessel zusammen benutzen. Diesem Vorteil steht aber der erhebliche Nachteil gegenüber, daß bei Schadhafwerden des größeren Kessels der kleinere auch bei Überlastung nicht in der Lage ist, die erforderliche Wärme zu schaffen. Man zieht daher meistens vor, zwei gleich große Kessel vorzusehen, von denen jeder bei einer noch zulässigen Überanstrengung ausreicht, den gesamten Betrieb aufrechtzuerhalten.

Die beste Unterteilung der Kessel erfolgt bei größeren Anlagen derart, daß mindestens drei gleich große Einheiten vorgesehen werden. Zwei von diesen sind dann bei noch annehmbarer Überlastung instand, die insgesamt nötige Wärmeleistung zu erreichen. Andererseits ist zu bedenken, daß mit der fortschreitenden Unterteilung der Kessel die Bedienung der Anlage zunimmt. Man soll daher bei umfangreichen Anlagen zu Großkesseln übergehen und für noch größere Wärmeleistungen, wie erwähnt, schmiedeeiserne Kessel anwenden.

B. Kesselraum.

1. Größe des Kesselraumes.

Nach der überschlägigen Ermittlung der Kesselheizfläche lassen sich annähernd auch die Abmessungen des Kesselhauses festlegen. Hierüber wird der erwähnten Überschen Abhandlung das Nachstehende auszugsweise entnommen. Bezeichne B die Kesselbreite und L die Kessellänge, so kann für gußeiserne Gliederkessel geschätzt werden:

Kesselheizfläche m ²	B m	L m
3 bis 10	0,8	0,7 bis 1,40
11 „ 20	1,0	0,9 „ 1,60
21 „ 45	1,5	1,2 „ 2,0

Kleine Kessel bis 3 m^2 Heizfläche benötigen etwa 1 m^2 Grundfläche und ebensoviel als Vorplatz zum Schüren. Für mittlere und große Gußkessel ergibt sich nach Maßgabe der Abb. 46 die **Mindestgröße** des allein für die Kessel erforderlichen Raumes.

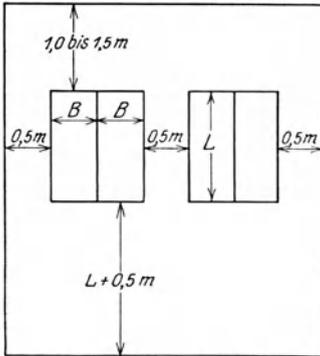


Abb. 46. Größenverhältnisse eines Kesselraumes.

2. Ausgestaltung und Ausstattung des Kesselhauses¹.

Die Gesichtspunkte, welche bei der Ausgestaltung des Kesselhauses zu beachten sind, sollen an

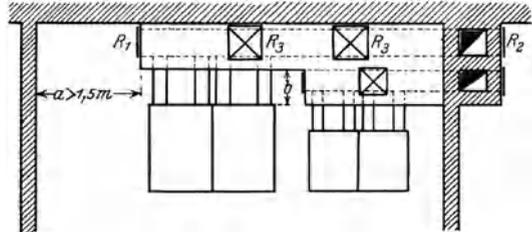


Abb. 47. Raumanordnung eines Kesselhauses.

Hand des Beispiels in Abb. 47 besprochen werden. Wenn irgend anging, sind die Kessel in Gruppen zu zwei anzuordnen. Die häufig anzutreffende Aufstellung von drei Kesseln in einer Gruppe hat den Nachteil, daß bei Schadhafwerden des mittleren Kessels auch einer der beiden anderen außer Betrieb gesetzt werden muß. Die Kessel sind ferner so aufzustellen, daß sie dem Fenster gegenüberstehen, damit die Kesselvorderseite gut beleuchtet ist. Der Schornstein soll möglichst nahe beim Kessel liegen, da ein langer Fuchs zu Störungen der verschiedensten Art Veranlassung geben kann. Beim Fuchs muß für eine genügende Zahl leicht zugänglicher Reinigungsöffnungen gesorgt werden. Die Hauptreinigungsöffnung R_1 ist möglichst an die Stirnseite des Fuchses zu legen. Damit die Reinigungsarbeit bequem ausgeführt werden kann, muß der Abstand „ a “ zur nächsten Wand mindestens $1\frac{1}{2} \text{ m}$ betragen. Die gegenüberliegende Reinigungsöffnung R_2 , die im Schornstein angebracht ist, dient zugleich zum Anschüren eines Lockfeuers. Reinigungsöffnungen in der oberen Seite des Fuchses R_3 sind nicht bequem, lassen sich aber selten vermeiden. Für den Abstand „ b “ der Kesselrückseite vom Fuchs sind die Maße, die in den Katalogen der Firmen über die Rauchrohre angegeben sind, zu beachten. Beim ersten Entwurf werden diese Maße meist unterschätzt, wodurch nachträglich Schwierigkeiten entstehen.

Für die **Schornsteine** von Zentralheizungsanlagen gelten sinngemäß dieselben Gesichtspunkte, die auf S. 12—14 für die kleineren Schornsteine von Kachelöfen und Herden angegeben wurden. Die Weite des Schornsteines² errechnet man bei Feuerungen von schmiedeeisernen Großkesseln, welche Planrostfeuerungen, Wanderrostfeuerungen usw. erhalten, am besten nach den Angaben der „Hütte“, Bd. II, 25. Auflage, S. 343. Bei den gußeisernen Gliederkesseln hält man sich am zweckmäßigsten an die Angaben der Lieferfirmen.

Bei Anlagen mit mehreren Kesseln ist es im allgemeinen nicht notwendig, jedem Kessel einen eigenen Schornstein zu geben. Andererseits wäre es aber auch verfehlt, zu viele Kessel an einen Schornstein anzuschließen, da dieser sonst zu groß wäre, wenn nur ein Teil der Kessel in Betrieb genommen wird. Meist empfiehlt es sich, für je 2 bis 3 Kessel einen Schornstein vorzusehen. Am Fuße jedes Schornsteines ist eine

¹ Vgl. auch die baupolizeilichen Anweisungen der Berliner Baupolizei. Anhang S. 314.

² Deinlein: Untersuchungen über den Schornsteinzug. Z. d. bayr. Rev.-V. 1912, S. 11, 24 u. 41. — Herberg: Feuerungstechnik und Dampfkesselbetrieb. 4. Aufl. 1928, S. 114—116.

leicht zugängliche Öffnung zwecks Reinigung bzw. Anbringung eines Lockfeuers vorzusehen (s. hierüber auch S. 35 unter „Bedienungsvorschriften“). Die Abgase irgendwelcher anderer Feuerungen dürfen in die Schornsteine von Zentralheizungsanlagen nicht eingeleitet werden.

Jedes Kesselhaus muß **Zu- und Abluftkanäle**¹ erhalten. Die Zuluftkanäle, durch welche die zur Verbrennung des Brennstoffes erforderliche Luftmenge hereinströmt, sind in einer Größe von etwa 50 vH des Schornsteinquerschnittes anzulegen. Für die Ablüftung des Kesselraumes werden am besten zwei Kanäle vorgesehen, von denen einer in der Nähe der Decke, der andere am Fußboden ausmündet. Beide Kanäle können nach etwa 2 m getrennter Hochführung vereinigt werden. Die Abluftkanäle sind zwischen geheizte Räume (also warm) zu legen und sollen mit etwa 25 vH des Schornsteinquerschnittes bemessen sein.

Um bei **Entleerungen** der Anlage das heiße Wasser nicht unmittelbar in die Kanalanlage leiten zu müssen (oft polizeilich verboten), sind am besten Kühlgruben anzunehmen, deren Größe dem Wasserinhalt der Anlage entspricht. In den Gruben soll sich das Wasser auf etwa 35° C abkühlen.

Schaltplatz. Bei größeren Anlagen ist im Kesselhaus oder in der Nähe desselben ein Schaltplatz vorzusehen, der die Vorlauf- und Rücklaufverteiler, die Fern- und gewöhnlichen Thermometer, die Anlasser und Fernsteller für die Lüftung und alle sonstigen, für die übersichtliche Betriebsführung von Fall zu Fall erforderlichen Einrichtungen (s. a. Fernheizungen) enthalten soll.

3. Kokslager².

Der Brennstoffraum ist so groß als irgend möglich zu bemessen, denn die hierfür aufgewendeten Kosten machen sich dadurch reichlich bezahlt, daß erhebliche Koksmengen im Sommer trocken eingekauft werden können. Es hängt von der Art des Gebäudes, insbesondere von der sonstigen Zweckbestimmung der Kellerräumlichkeiten ab, wie groß man den Brennstoffraum tatsächlich ausführen kann. Im allgemeinen wird man die Lagerung eines 2 monatlichen Bedarfes anstreben. Der Lagerraum soll für eine Schütthöhe von 1,0 m bis höchstens 1,5 m vorgesehen und durch Verschlüsse so abgeteilt sein, daß gleiche und bekannte Raummaße entstehen. Damit kann der Benutzer der Anlage, falls Raumteil um Raumteil entleert wird, mit einem Blick die noch vorhandenen Brennstoffmengen abschätzen.

Um die Größe des Brennstoffraumes zu bemessen, geht man von dem stündlichen Wärmebedarf Q des Gebäudes aus, wie man ihn schon für die Bemessung der Kesselheizfläche ermittelt hat. Man braucht zur Lagerung des Koksvorrates für einen außergewöhnlich kalten Tag bei 1,5 m Schütthöhe eine Bodenfläche $= \frac{Q}{100\,000} \text{ m}^2$. Für die kalten Wintermonate Januar oder Februar rechnet man etwa mit dem 20fachen Betrag, für eine halbe Jahresrate etwa mit dem 50fachen Betrag dieser Fläche.

Der Koksraum liegt bei kleineren Kesseln, die vorn beschickt werden, in der gleichen Höhe wie der Kesselraum. Bei größeren Anlagen hat sich infolge ihrer Einfachheit die Beschickung von oben eingebürgert. Hierbei wird die Sohle des Koksraumes meist in der Höhe der Kesseloberkante angeordnet. Es kann aber keinem Zweifel unterliegen, daß die Beschickung von oben, insbesondere bei schlechten Zugverhältnissen, für die Bedienung gewisse Gefährlichkeiten in sich birgt. Die Einschüttöffnungen müssen daher gegen Hineinfallen der Leute, gegen deren Beschädigung durch Stichflammen und Gasaustritt genügend gesichert werden.

¹ Vgl. S. 288, „Richtlinien für die Anlage von Heizräumen“, Ziffer 4.

² Über die beim Einkauf des Kokses zu beachtenden Gesichtspunkte vgl. man nachstehenden Aufsatz A. Marx: Koks für zentrale Heizung und Warmwasserbereitung. Monatsblätter des Berliner Bezirksvereins Deutscher Heizungsingenieure 26 (1927) S. 77—86, S. 112—114, S. 144—145. — Über Koksgrößen vgl. Anhang S. 289.

Oftmals ist es durch Anwendung einfacher Hängebahnen möglich, einwandfreie Verhältnisse zu schaffen. Gute Lösungen lassen sich, insbesondere bei größeren Anlagen, dadurch erzielen, daß über dem Kesselraum ein Koksunker angeordnet wird, aus dem der Brennstoff durch Blechleitungen zu den Kesseln gelangt.

4. Lage des Kesselhauses.

Bei der Bearbeitung größerer Bauvorhaben soll der Architekt den Kesselraum schon in einem möglichst frühen Stadium des Vorprojektes festlegen, da eine Verlegung in einem späteren Stadium der Projektierung meist mit Nachteilen erkauft werden muß.

Mit Hilfe der Überschlagsrechnungen auf S. 32 und 34 wird zuerst der voraussichtliche Platzbedarf von Kessel- und Koksraum errechnet, und dann die geeignete Stelle im Grundriß des Gebäudes ausgewählt. Vor allem ist zu beachten, daß der Betrieb der Heizungsanlage, insbesondere das Anfahren des Kokes und das Aufladen der Schlacke den übrigen Gebäudebetrieb nicht stören darf. Gleichzeitig ist auf eine in bautechnischer und heiztechnischer Hinsicht einwandfreie Schornsteinanlage Rücksicht zu nehmen. Hierzu gehören: kurzer Fuchs, gerade Hochführung des Schornsteines ohne alle Knickung und richtige Lage der Schornsteinausmündung über Dach.

Gegenüber diesen beiden Forderungen einer bequemen Koksanhfuhr und einer einwandfreien Schornsteinanlage treten andere Rücksichten, wie etwa eine zentrale Lage des Kesselhauses zwecks Verkürzung der Leitungen zurück.

5. Bedienungsvorschriften.

Im Kesselhaus sind die wichtigsten Bedienungsvorschriften so anzubringen, daß sie auffallen. Diese Vorschriften dürfen nicht nur allgemeine Hinweise enthalten, sondern müssen im Gegenteil dem jeweiligen Fall besonders angepaßt sein¹. Um Unglücksfälle zu verhüten, sind nach A. Marx folgende Bestimmungen in die Vorschriften aufzunehmen²:

Kesselanheizen. Nach Betriebsunterbrechung und insbesondere bei mildem Wetter:

1. Vor dem Anheizen der Kessel alle Rauchschieber voll öffnen. Es ist zu prüfen, ob die Schieber in ihren Führungen dicht sitzen, sonst sind diese Undichtigkeiten zu beseitigen.

2. Vor dem Anheizen der Kessel ist ein Lockfeuer zu entzünden. Dieses muß im lotrechten Schornsteinteil, möglichst am Schornsteinfuß angemacht werden.

3. Die Lockfeuerung ist entsprechend lange fortzusetzen. Nach ihrer Beendigung sind alle Öffnungen in den Füchsen und im Schornstein sorgfältig zu schließen. Jetzt erst dürfen die Kessel angeheizt werden.

4. Bei jeder Rauchentwicklung im Kesselhaus sind sofort sämtliche Fenster und Türen ganz zu öffnen. Alle Anwesenden haben sich beim Auftreten geringster Beschwerden sofort zu entfernen.

5. Die genaue Beachtung dieser Vorschriften ist um so wichtiger, je schlechter der Koks ist.

Nicht zu wenige und übersichtlich angeordnete Bezeichnungsschilder sind unbedingt zu fordern.

Heizer. Das Beschicken der Kessel, die Wartung des Feuers, das Schüren und Abschlacken, die Einstellung der richtigen Vorlauftemperatur, die Handhabung des

¹ Marx, A.: Über den Betrieb der Zentralheizung und der Warmwasserversorgung. Gesundheits-Ing. Bd. 48, S. 349—351. 1925.

² Marx, A.: Über neuere Unglücksfälle beim Betrieb zentraler Feuerungsanlagen. Gesundheits-Ing. Nr. 12, 13. 1917.

Verbrennungsreglers und des etwa vorhandenen Rauchschiebers ist in die Hand des Heizers gelegt. Die richtige und dennoch sparsame Erwärmung des ganzen Hauses, der Brennstoffverbrauch, die Vermeidung von Unglücksfällen hängt von der Geschicklichkeit, Erfahrung, dem Pflichtbewußtsein und nicht zuletzt von der körperlichen Befähigung der Heizer ab.

Man sollte daher die Heizer sorgfältig auswählen und sie in geeigneten Lehrgängen gut ausbilden und prüfen. Selbstverständlich werden solche Leute höher entlohnt werden müssen, jedoch dürfen diese Kosten in Anbetracht der hier in Frage kommenden Umstände keine ausschlaggebende Rolle spielen. Über die von den Heizern zu befolgenden Betriebsvorschriften s. vorstehenden Absatz.

6. Vergleichende Betriebskontrolle.

Um ein einwandfreies Urteil über die Wirtschaftlichkeit der einzelnen Heizungssysteme zu gewinnen und auch um eine einwandfreie Betriebsführung der einzelnen Heizungsanlagen zu erzielen, werden seit mehreren Jahren durch die Heizämter verschiedener Städte in den städtischen Gebäuden sogenannte „laufende vergleichende Betriebskontrollen von Brennstoffverbrauch und Heizungskosten“¹ durchgeführt. Es handelt sich dabei im wesentlichen um eine Betriebsbuchführung nach einem einheitlichen Vordruck. Ehe eine Veröffentlichung der Kennziffern von einzelnen Heizungs- und Gebäudearten erfolgen kann, müssen noch einige Jahre hindurch Erfahrungen gesammelt werden. Eine möglichst weite Verbreitung dieser vergleichenden Betriebskontrolle liegt nicht nur im Interesse der Allgemeinheit, sondern auch im Interesse der Anlagenbesitzer selbst. Wesentlich bleibt für die nächsten Jahre, daß die Einheitlichkeit des Vordruckes gewahrt bleibt.

C. Rohrleitungen².

1. Rohre³.

Von den für das Heizungsfach wichtigen Normungsarbeiten ist das Gebiet der Rohrnormung im Herbst 1929 zum Abschluß gebracht worden. Für Heizungsanlagen kommen fast ausschließlich die in den beiden Normblättern

DIN 2441 „Flußstahlrohre, Dampfrohre (dickwandige Gasrohre)“,

DIN 2449 „Nahtlose Flußstahlrohre (handelsüblich)“

gekennzeichneten Rohre in Betracht.

Bei der einen Rohrart (DIN 2441) ist die Wandstärke so bemessen, daß die Rohre mit Gewinde versehen und durch Muffen oder Gewindefittings verbunden werden können. Bei der anderen Rohrart (DIN 2449) ist die Wandstärke zum Aufschneiden eines Gewindes nicht ausreichend und die Verbindung von Rohren muß daher durch Flansche oder Schweißung geschehen. Die beiden Gruppen entsprechen etwa den vor der Rohrnormung als Muffen- und Flanschenrohre bezeichneten Rohrarten.

Mit der Normung ist eine neue Bezeichnungsweise, die „Nennweite“ der Rohre, eingeführt worden, welche mit mehr oder minder großer Abweichung dem Innendurchmesser der Rohre entspricht.

¹ Arnold: Die laufende vergleichende Betriebskontrolle von Brennstoffverbrauch und Heizungskosten. Gesundheits-Ing. Bd. 48, S. 249. 1925. — Behrens: Vergleichende Betriebskontrolle von Heizbetrieben aller Art zum Zwecke höchstwirtschaftlicher Betriebsführung. Gesundheits-Ing. Bd. 50, S. 93. 1927. — Günther: Die Kennziffer jeder Heizung, ein wirksames Mittel zur Erzielung von Brennstoffersparnissen. Die Wärmewirtschaft 1925, S. 153.

² Hottinger, M.: Von den Rohrnetzen bei Warmwasser- und Dampfzentralheizungen, Brauchdampfanlagen und Warmwasserversorgungen. Gesundheits-Ing. Bd. 50, S. 677—680, 713—715 und 779—783. 1927.

³ Heinrich: Die DIN-Normen im Rohrleitungsbau. Z. d. V. D. I. Bd. 72, S. 1062. 1928. — Mann, V.: Rohre. München: R. Oldenbourg 1928.

Zahlentafel 8 im Anhang enthält die für die Praxis wichtigen Angaben über die genormten Rohre gemäß DIN 2441 und 2449.

a) Rohre gemäß DIN 2441.

Diese Rohre werden im Heizungsfach „verstärkte Gewinderohre“ genannt, zum Unterschiede von ebenfalls genormten Gewinderohren nach DIN 2440, die wegen ihrer geringen Wandstärke als Heizungsrohre nicht geeignet sind. Nach ihrer Herstellungsweise werden die verstärkten Gewinderohre in stumpfgeschweißte und nahtlose Gewinderohre unterteilt. Erstere werden von $\frac{1}{8}$ '' bis 2'', letztere von $\frac{1}{8}$ '' bis 6'' hergestellt. Die Rohre sind im Normblatt außer nach „Nennweiten“ auch nach „Zoll“ bezeichnet. Der für die Heizungstechnik in Frage kommende Bereich erstreckt sich von $\frac{3}{8}$ '' bis 2'' bzw. 10—50 mm Nennweite. Gemäß DIN 2441 ist bei der Bestellung eines verstärkten Gewinderohres in nahtloser Ausführung von z. B. 51 mm Innen- und 60 mm Außendurchmesser anzugeben: „Nahtloses Dampfrohr 2'' DIN 2441“.

Als Gewinde für diese Rohre ist das Witworth-Gewinde nach den Normblättern DIN 259 und DIN 2999 geeignet. Die Entscheidung darüber, ob die konische oder zylindrische Gewindeform für Rohranschlüsse zu bevorzugen ist, steht zur Zeit noch aus.

b) Rohre gemäß DIN 2449.

Diese Rohre, im Heizungsfach kurz „nahtlose Rohre“ genannt, sind im Normblatt nach ganzzahligen Nennweiten von 4—400, unter Fortlassung der Zollbezeichnung, geordnet. In der Heizungstechnik werden die Rohre im Bereich von etwa 50 bis 400 Nennweite gebraucht. Bei ihrer Bestellung ist der Außendurchmesser und die Wandstärke anzugeben, z. B. für ein Rohr von Nennweite 50: „Nahtloses Rohr $57 \times 2,75$ DIN 2449“. Da die Rohre geringere Wandstärken als die vorher beschriebenen besitzen, eignen sie sich nur für die Rohrverbindung durch Flansche oder durch Schweißung. Letztere ist bei Rohren unter 50 Nennweite möglichst zu vermeiden, weil bei den engeren Rohren Schweißstellen erhebliche Druckverluste verursachen können.

2. Rohrverbindungen.

Die Art der Rohrverbindung und Rohrlagerung ist für den einwandfreien Betrieb der Anlagen von Wichtigkeit. Schlechte Verbindungsarten oder mangelhafte Ausführung der Verbindungen führen zu außerordentlichen Unzuträglichkeiten und verursachen oft erhebliche Kosten. Im Verbinden und Verlegen der Rohre, dem Aufstellen sowie Anschließen der Heizkörper und Kessel besteht die Hauptarbeit der Monteure und Helfer. Von ihrer Tüchtigkeit und Gewissenhaftigkeit hängt das Wohl und Wehe jeder Anlage wesentlich ab. Der Architekt ist oft geneigt, die besondere Wichtigkeit solcher Arbeiten zu unterschätzen.

a) Muffenverbindungen und Verschraubungen.

Die einfachste Verbindung erfolgt durch die Muffe, Abb. 48. Sie besteht aus Temperguß (Weichguß) und weist nur Rechtsgewinde auf. Muffe *M* wird unter Verwendung von Hanf und Dichtungskitt (Mangankitt) auf Rohr *A* aufgeschraubt und in gleicher Weise das Rohr *B* in *M* gedichtet. Die Verbindung setzt voraus, daß mindestens das Rohr *B* frei drehbar ist. Andererseits erlaubt die Muffenverbindung kein Lösen eines fertig verlegten und befestigten Rohrstranges.

Liegen jedoch beide Rohre fest, oder will man in langen Rohrsträngen eine leicht lösbare Verbindung schaffen, so wird das Langgewinde (Abb. 49 a, b, c) benutzt.

Die Rohre *A* und *B* werden in die richtige Lage gebracht, *A* trägt auf sich die Muffe *M* und den Gegenring *G*. Zur Rohrverbindung wird (Abb. 49 a) *M* auf *B* her-

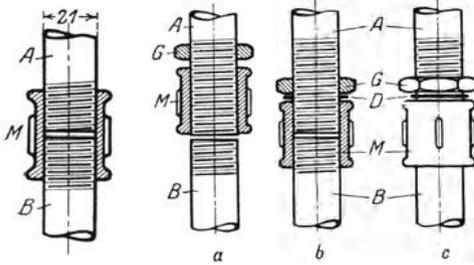


Abb. 48. Muffenverbindung.

Abb. 49. Langgewinde.

untergeschraubt (Abb. 49 b) und gedichtet. Hierauf wird auf das Rohr *A* bei *D* Hanf gewickelt, Kitt gestrichen und nunmehr die Dichtung durch Nachziehen des Gegenringes *G* bewirkt. Die Außenansicht zeigt Abb. 49 c. Die Lösung der Verbindung ist höchst einfach. *G* wird auf *A* bis zur höchsten Stelle hinaufgeschraubt, die Dichtung *D* entfernt, *M* wie in Abb. 49 a völlig auf *A* zurückgezogen, wodurch beide Rohrenden frei werden.

Das Gegenstück zu diesen sog. festen Verbindungen bilden die leicht lösbaren Verschraubungen. Diese werden entweder mit ebenen Dichtungsflächen (Abb. 50 u. 51) oder

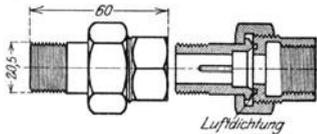


Abb. 50. Gerade zylindrische Verschraubung.

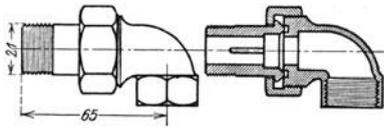


Abb. 51. Winkelverschraubung.

mit konischer Dichtung (Abb. 52) ausgeführt. Die Abb. 50 und 51 zeigen eine bewährte Sonderausführung (Rud. Otto Meyer, Hamburg), bei der ein doppelter Luftring nach Art der bekannten Labyrinthdichtungen wirkt.

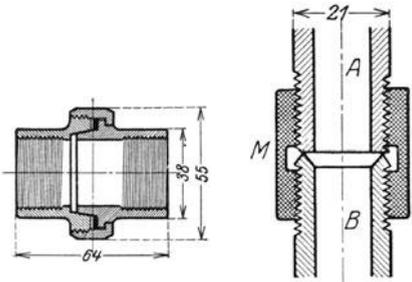


Abb. 52. Konische Verschraubung.

Abb. 53. Muffenverbindung mit Rechts- und Linksgewinde.

Bei hohen Drucken in Heißwasserheizungen gelangt eine besondere Art der Muffenverbindung zur Anwendung (Abb. 53). Rohr *A* wird stumpf, Rohr *B* spitz zugerechnet. Die Muffe *M* erhält Rechts- und Linksgewinde. Die Dichtung erfolgt bei scharfem Anziehen von *M* metallisch, und zwar durch Einbeißen von *B* in *A*. Ein Dichtmittel ist nicht erforderlich, das Einlegen von Kupferscheiben zwischen *A* und *B* ist wegen elektrolytischer Wirkungen zu vermeiden. Dauerhafte Dichtung ist bei dieser Verbindungsart nur durch äußerst sorgfältige Arbeit zu erzielen.

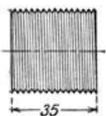


Abb. 54. Nippel.

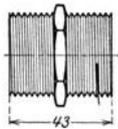


Abb. 55. Doppelnippel.

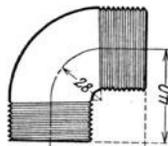


Abb. 56. Knie.

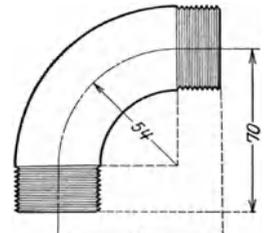


Abb. 57. Bogen.

Die Abb. 54—62 bringen eine Reihe weicheiserner Formstücke (Temperguß), die für das Verbinden und Abzweigen von Muffenrohren verwendet werden und nach Maßgabe des Vorstehenden ohne weiteres verständlich sein dürften.

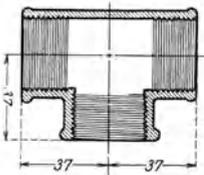


Abb. 58.

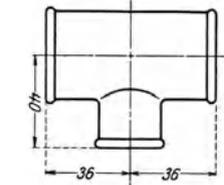


Abb. 59.

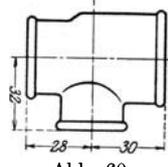


Abb. 60.

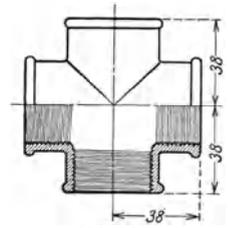


Abb. 61.

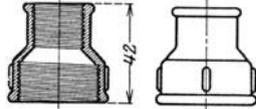


Abb. 62.

- Abb. 58. T-Stück (gleichseitig).
- Abb. 59. T-Stück (Abzweig reduziert).
- Abb. 60. T-Stück (Abzweig und Durchgang reduziert).
- Abb. 61. Kreuzstück.
- Abb. 62. Reduktionsmuffe.

b) Flanschenverbindung.

Die Flanschenverbindung von Rohren ist grundsätzlich bei allen gebräuchlichen Heizungsrohren möglich.

Wird sie bei verstärkten Gewinderohren benutzt, was seltener vorkommt, so müssen Gewindeflansche verwendet werden, die rund oder oval und mit oder ohne Ansatz hergestellt werden. Näheres über die genormten Flansche dieser Art enthalten die Normblätter DIN 2550, 2555, 2560 und 2561.

Bei nahtlosen Rohren ist die Flanschenverbindung neben der Schweißung die einzig mögliche Verbindungsart von Rohren. Die hierbei am häufigsten verwendeten Flansche sind Walzflansche in glatter Ausführung oder mit Ansatz, wie sie aus den Normblättern DIN 2575, 2580, 2581 und 2582 ersichtlich sind.

Weiteres über Flanschenormung enthalten die Normblätter DIN 2501, 2502, 2531, 2532 und 2533.

In den Abb. 63—65 sind drei verschiedene Flanschenverbindungen von Rohren dargestellt, Abb. 66—73 zeigen verschiedene Flanschenformstücke.

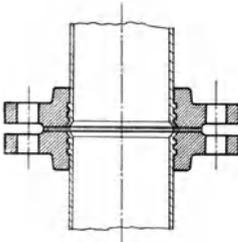


Abb. 63. Glatte Walzflanschen.

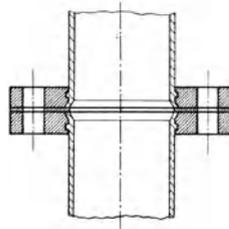


Abb. 64. Walzflanschen mit Ansatz.

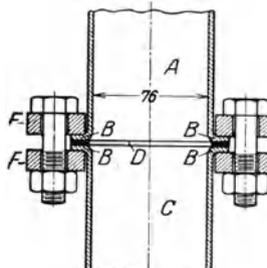


Abb. 65. Aufgebördelte Bordringe mit Überwurf-flanschen.

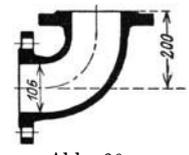


Abb. 66.

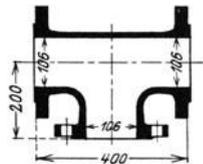


Abb. 67.

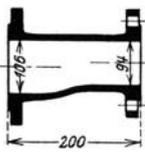


Abb. 68.

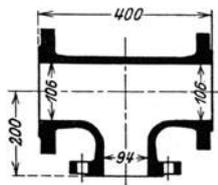


Abb. 69.

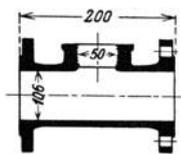


Abb. 70.

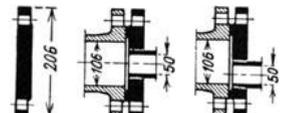


Abb. 71. Abb. 72. Abb. 73.

Abb. 66—73. Gußeiserne Flanschenformstücke für Niederdruckleitungen.

c) Rohrverbindung durch Schweißen.

In den letzten Jahren hat sich das Schweißen auch in der Heizungsindustrie in weitgehendem Maße eingebürgert, allerdings herrscht bei den verschiedenen Firmen noch keine Einheitlichkeit darüber, in welchen Fällen bzw. in welchem Ausmaß die Verbindung durch Flanschen bzw. Muffen durch die Verbindung mittels Schweißen ersetzt werden soll.

Im allgemeinen kann man sagen, daß die Flanschverbindung nach Möglichkeit durch die Schweißung ersetzt werden soll, weil erstere stets die Gefahr des Undicht-

werdens in sich trägt, weil die Anbringung der Isolierung verteuert wird und weil selbst bei Verwendung von Flanschekappen die Flanschverbindung einen höheren Wärmeverlust bedingt. Man wird darum nur so viel Flansche zulassen, daß keine allzulangen Rohrstrecken entstehen, welche bei Erweiterungs- oder

Instandsetzungsarbeiten unbequem würden. Häufig genügen dafür aber schon die Flansche an Ventilen und anderen Formstücken.

Bei engen Rohren, den sogenannten Muffenrohren, wird man mit der Verwendung der Schweißung bedeutend vorsichtiger sein müssen, da beim engen Rohr die Schweißung nicht nur viel schwieriger auszuführen ist, sondern sich auch Fehler in der Schweißung, z. B. Querschnittsverengungen, weit stärker bemerkbar machen.

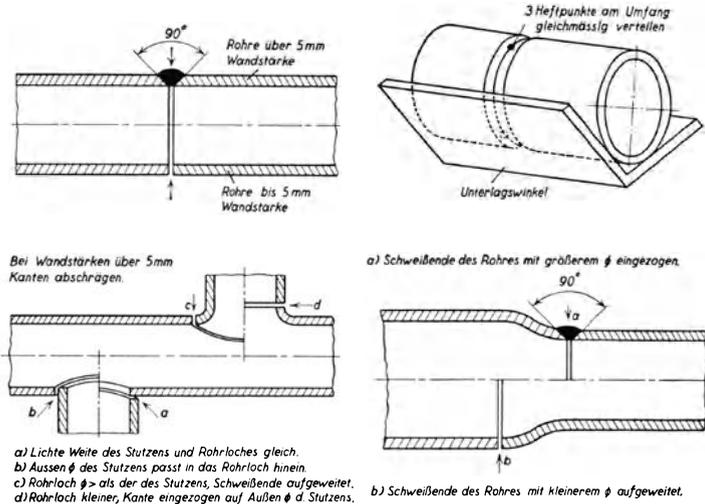


Abb. 74. Rohrverbindungen durch Schweißen.

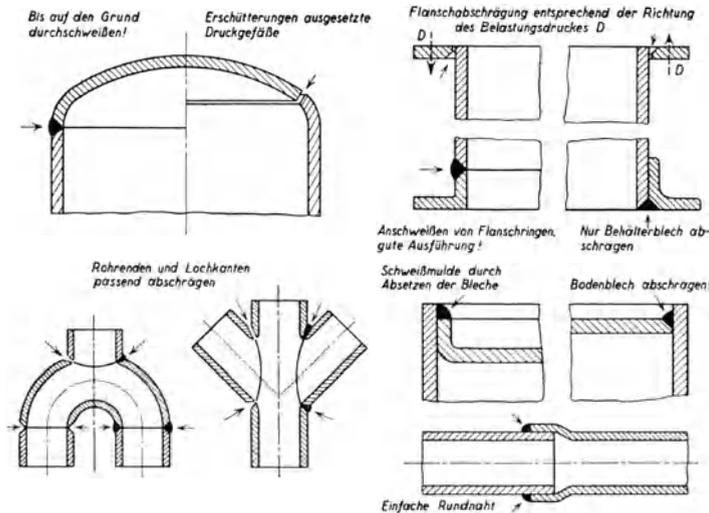


Abb. 75. Rohrverbindungen durch Schweißen.

In weit höherem Maße als bei anderen Rohrverbindungen hängt bei der Schweißung alles von der Gewissenhaftigkeit und Tüchtigkeit des Arbeiters ab. Der Verband der Centralheizungsindustrie hält deshalb für Monteure besondere Schweißerkurse ab. Die Abb. 74 und 75 sind den Lehrmitteln dieser Kurse entnommen.

d) Druckprobe der fertigen Leitungen.

Nach Fertigstellung aller Rohrverbindungen ist die ganze Anlage, einschließlich Kessel und Heizkörper, zunächst mit kaltem Wasser unter einem Druck zu prüfen, der 2 at mehr beträgt als der höchste Betriebsdruck. Hierbei ist anzunehmen, daß Undichtigkeiten nicht vorhanden sind, wenn das Manometer der Druckpumpe innerhalb 15 Minuten keinen Rückgang zeigt. Alsdann sind unter kräftigem Heizen nicht nur die tropfenden, sondern sämtliche Verschraubungen und Flanschen nachzuziehen. Nach mehrtägiger einwandfreier Probeheizung können die Mauerschlitze hohl zugemauert werden. Es empfiehlt sich, über die geschlossenen Schlitze ein grobmaschiges Drahtgewebe zu legen und hierauf erst den Putz aufzutragen. Flanschen sind stets zugänglich zu belassen, was unter Verwendung von Schlitzblechen oder Gipsdielen zu erreichen ist.

Alle Mauerschlitze, Decken- und Wanddurchbrüche sollen schon bei der Ausführung des Gebäudes berücksichtigt werden. Hierdurch lassen sich sehr erhebliche Ersparnisse an Maurerarbeiten erzielen. Naturgemäß ist dies nur bei rechtzeitiger Vergebung der Heiz- und Lüftungsanlagen möglich.

3. Rohrhülsen, Rohrlagerung, Ausdehnung.

Bei Durchführung der Rohre durch Mauern oder Decken sind fest einzumauernde schmiede- oder gußeiserner Rohrhülsen (Abb. 76—78) anzuwenden, in denen sich die Rohre mit genügendem Spiel frei bewegen können.

Der Wand- oder Deckenaustritt kann zweckmäßig durch einen einfachen Wandverschluß verkleidet werden, der meist einteilig, wenn nötig zweiteilig geliefert wird. Bei der Anbringung dieser Einrichtungen ist große Sorgfalt darauf zu verwenden, daß das Rohr unter keinen Umständen an den Hülsen oder Verschlüssen anliegt. Ist dies der Fall, so treten — sowohl beim Anheizen als auch beim Abkühlen der Rohre — äußerst unangenehme Geräusche auf, die infolge des Vorbeischiebens des Rohres an den festsitzenden Hülsen entstehen. Ebenso ist zu beachten, daß durch unsachgemäßes Anbringen der Wandanschlüsse der anliegende Putz von der Wand abplatzen kann. Zum Halten der Rohre werden Rohrschellen (Abb. 79 und 80) verwendet, die ebenfalls Anlaß zu Geräuschbildung geben können.

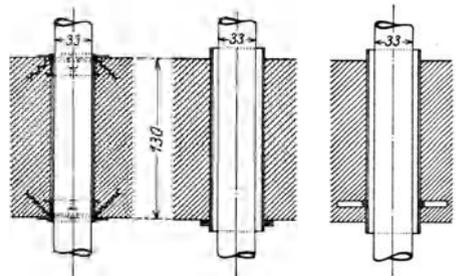


Abb. 76.

Abb. 77.

Abb. 78.

Abb. 76—78. Rohrdurchführungen durch Mauern und Decken.

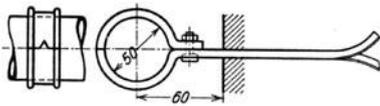


Abb. 79. Rohrschelle für kleine Rohrdurchmesser.

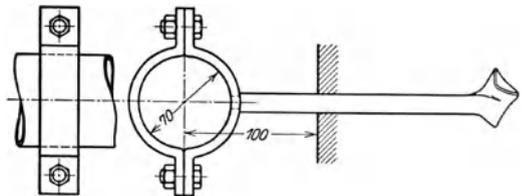


Abb. 80. Rohrschelle für größere Rohrdurchmesser.



Abb. 81. Zickzackführung zum Ausgleich der Wärmeausdehnung.



Abb. 82. Schlangenartige Führung der Rohrleitung.

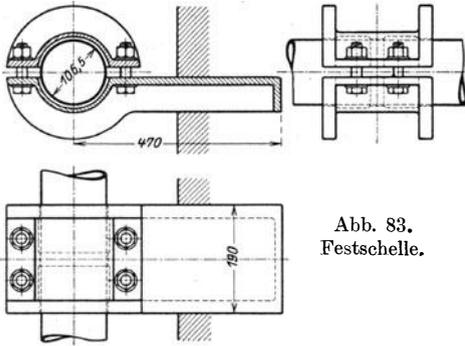


Abb. 83.
Festschelle.

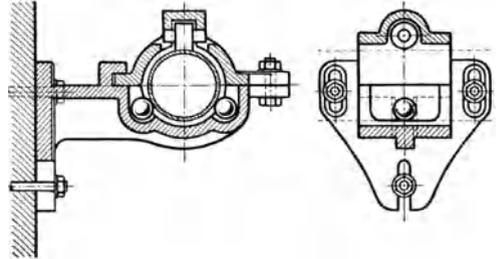


Abb. 84. Schelle in Kugellagern für größere Längsbewegung.
(Nicht einwandfrei wegen Unterbrechung der Isolierung.)

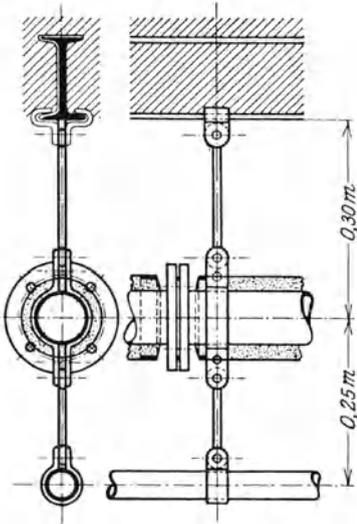


Abb. 85 a.

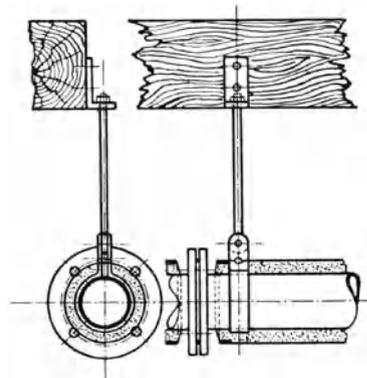


Abb. 85 b.

Abb. 85 a u. b.
Hängeschellen.

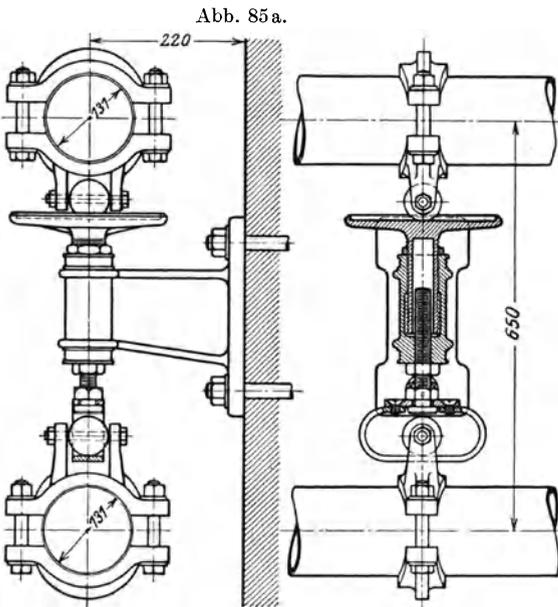


Abb. 86. Schellenanordnung für größere Längsbewegung.

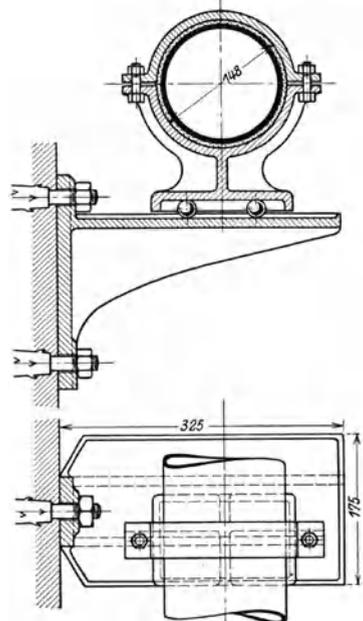


Abb. 87. Nach allen Seiten bewegliche Kugelschelle.

Besondere Maßregeln sind erforderlich, um die durch die Wärme entstehende Längenausdehnung der Rohre auszugleichen. Bei Wasserheizungen ist mit einer Dehnung von rund 1 mm für 1 m Rohr zu rechnen. In natürlichster Weise wird der Ausgleich durch Zickzackführung der Rohre erreicht (Abb. 81). Man legt hierbei

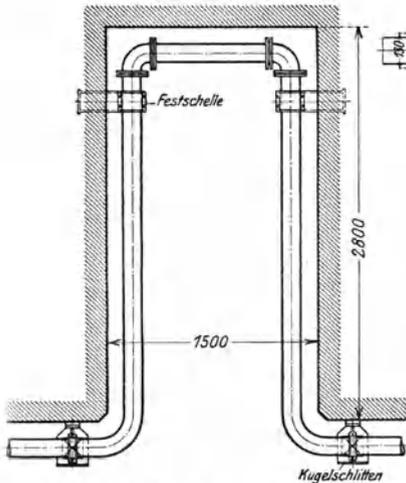


Abb. 88. Ausgleicher aus Rohren zusammengebaut.

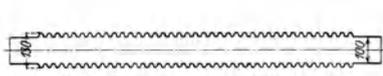


Abb. 89. Gerades Wellrohr als Ausgleicher.
(Franz Seiffert & Co., Berlin-Eberswalde.)

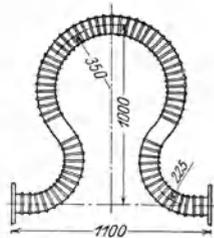


Abb. 90. Gebogenes Wellrohr als Ausgleicher.
(Franz Seiffert & Co., Berlin-Eberswalde.)

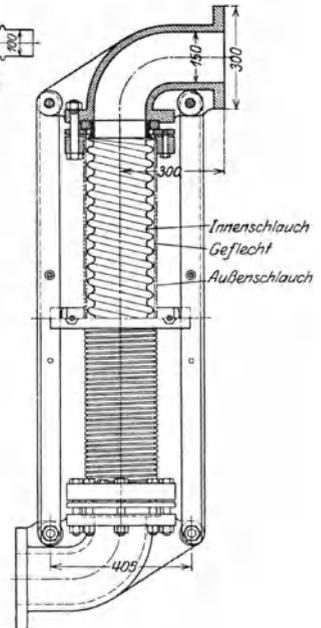


Abb. 91. Metallschlauchausgleichler.
(Metallschlauchfabrik Pforzheim.)

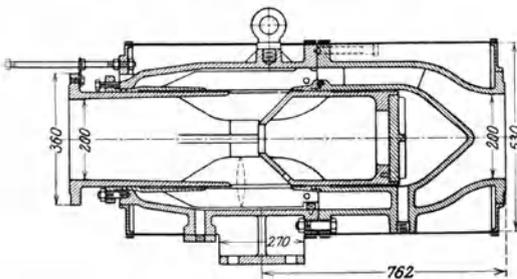
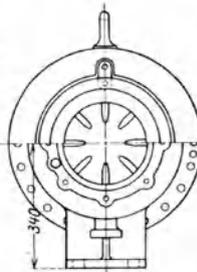


Abb. 92. Koenigscher entlasteter Stopfbüchsenausgleichler.
(Gesellschaft für Hochdruckleitungen, Berlin.)



einige Punkte der Rohrleitung unter Verwendung von Festschellen (s. Abb. 83) fest und hängt die übrige Leitung so auf, daß sie sich bewegen kann. Hierzu dienen z. B. für geringe Dehnungen die in Abb. 85a und b dargestellten Hängeschellen. Für größere Längsbewegung sind die Formen nach Abb. 84 und 86 üblich, auch schlangenartige Führung der Rohrleitung (Abb. 82) ist möglich. (Fernheizwerk Dresden.) Hierbei ist es nötig, die Rohrleitung nach allen Richtungen frei beweglich zu lagern, wozu Kugelschellen nach Abb. 87 dienen.

Sind bei langen geradlinigen Rohrstrecken größere Schübe aufzunehmen, so werden „Rohrausgleichler“ benutzt (Abb. 88). Die dabei verwendete Festschelle zeigt ebenfalls Abb. 83.

Weitere Formen von Dehnungsausgleichern stellen Abb. 89, 90, 91, 92 und 194 (S. 90) dar.

4. Wärmeschutz.

Bei allen Dampf- und Warmwasserleitungen ist die Ausführung eines guten Wärmeschutzes wichtig, weil dadurch die Wärmeverluste der Rohrleitung herab-

gedrückt und somit die Betriebskosten der Anlage verringert werden. Vor der Ausführung billigen und schlechten Rohrschutzes ist daher zu warnen.

Die Ausführung der Rohrisolierung ist je nach dem verwendeten Isoliermittel ganz verschieden. So werden z. B. Seidenzöpfe einfach um das Rohr gewickelt. In gleicher Weise verfährt man mit Juteschläuchen, die mit Korkmehl oder pulverförmigem Stoff gefüllt sind. Kieselgur und ähnliche Stoffe werden zu einem Brei angerührt und dann zwecks langsamer Trocknung in dünnen Schichten auf das geheizte Rohr aufgetragen. In neuerer Zeit hat sich auch ein Trockenstopfverfahren eingeführt; dabei wird ein Blechmantel in vorgeschriebenem Abstand um das Rohr gelegt und befestigt und dann der Zwischenraum zwischen Rohr und Mantel mit pulverförmigem Stoff so fest ausgestopft, daß kein Zusammensacken eintreten kann. Die Ausführung ist sowohl bei waagerechten als senkrechten Rohren möglich. Feste Isoliermittel, wie Korksteine, gebrannte Kieselgursteine, werden als zweiteilige Schalen um das Rohr gelegt und befestigt¹. Ist die Isolierung aufgetragen, so wird das Ganze zum Schutze gegen Beschädigung mit einer Bandage umwickelt. Von den Flanschen müssen die Isolierungen so weit abstehen, daß die Flanschenschrauben nicht nur angezogen, sondern auch ausgewechselt werden können. Bei senkrechten Rohren wird häufig vergessen, die Isolierung unten gegen den Flansch abzustützen. Dann tritt nach einiger Zeit ein Abreißen und Herunterrutschen der Isolierung entsprechend Abb. 93 ein.

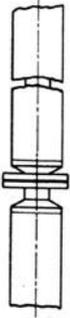


Abb. 93.
Rohriso-
lierung
ohne Ab-
stützung.

Die frei bleibenden Teile Flansch und Rohransatz würden einen sehr großen Wärmeverlust bedingen, wenn sie unisoliert blieben. Eine nackte Flanschenverbindung hat etwa den gleichen Wärmeverlust wie eine 3 bis 4 m lange nackte Leitung. Die Isolierung der Flanschen ist eine unbedingt notwendige Arbeit, wenn sie auch keineswegs einfach auszuführen ist. Erstens muß ein Undichtwerden der Flanschen sofort von außen bemerkbar sein, zweitens müssen die Flanschenisolierungen leicht abgenommen und wieder befestigt werden können, drittens sollen die Kosten nicht zu hoch sein. Es gibt verschiedene Ausführungsformen der Flanschenisolierung. Entweder man umwickelt die Flanschen mit Seidenzöpfen, Juteschläuchen und ähnlichem oder man umgibt sie mit Glasgespinnmatten, die mit Draht befestigt werden. Andere Ausführungsformen sind zweiteilige Formstücke aus Isolierstein oder doppelwandige Blechkappen, deren Hohlwandung mit einem Isoliermantel gefüllt wird.

Über die Berechnung der Isolierung s. II. Teil, S. 178.

D. Heizkörper².

1. Heizkörperformen.

Im nachstehenden sollen nur die verwendeten Heizkörperbauarten behandelt werden.

a) Rohrschlangen.

Eine gute Heizfläche ist die ein- oder mehrfach in der Nähe des Fußbodens herumgeführte Rohrleitung (Abb. 94). Durch sie erfolgt zunächst eine gute Erwärmung des Fußbodens, was bei jeder Heizflächenart anzustreben ist. Die Rohre haben eine gute Strahlungswirkung und weisen hohe Wärmeleistungen der Flächen-

¹ Eine neuartige Isolierung besteht in der Verwendung von blanken Aluminiumfolien. — Vgl. E. Schmidt: Z. V. d. I. Bd. 71, S. 1395. 1927.

² Rietschel: Preisarbeit. Gesundheits-Ing. 1896, S. 327.

einheit auf. Die Heizfläche ist hygienisch einwandfrei, denn die Rohre lassen sich in einfachster Weise und sicher reinigen. Eine Abart dieser Ausführungsform ist das „Rohrregister“ (Abb. 95), bei dem mehrere Rohre durch Endkästen zu einer Einheit verbunden werden. Die Wärmeabgabe dieser Heizkörperart ist geringer als die eines einzelnen Rohres, da sich die Röhren gegenseitig hindernd beeinflussen. Die gute Reinigungsfähigkeit ist geblieben; sie wird erhöht durch eine



Abb. 94. Rohrheizschlange.

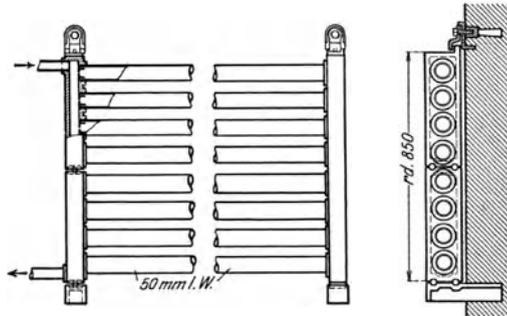


Abb. 95. Rohrregister.

hinter der Heizfläche angebrachte Kachel- oder Fliesenverkleidung. Zur gleichmäßigen Erwärmung der Rohre erhalten diese am Wasser- (Dampf-) Eintritt Drosselscheiben.

b) Rippenrohre.

Sie entstanden aus dem Bestreben, die Heizfläche auf engen Raum zusammenzudrängen und den Preis durch Anwendung von Guß- statt Schmiedeeisen herabzusetzen. Man erkennt aus Abb. 96 sofort den Hauptnachteil dieser Heizkörper. Sie sind nicht oder nur schwer reinigungsfähig und daher aus hygienischen Gründen abzulehnen.

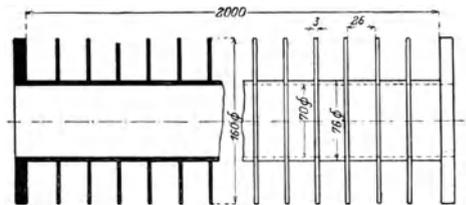


Abb. 96. Rippenrohr.

c) Gußeiserne Radiatoren.

Die Leitgedanken bei ihrer Erfindung waren: Schaffung eines Massenerzeugnisses, das durch Aneinanderfügen gleicher Glieder Heizkörper beliebig großer Fläche ergibt — Anordnung möglichst wenig waagrechter und vorwiegend lotrechter Flächen, um die Staubablage zu erschweren — gute Reinigungsfähigkeit — große Heizwirkung — Verwendung dünnwandigen billigen Graugusses. In der Tat erfüllt der beispielsweise in Abb. 97 dargestellte „2säulige Radiator“ alle diese Forderungen. Radiatoren werden 1säulig bis 4säulig (Abb. 97 a—d) und in verschiedenen Größen von etwa 500 bis 1200 mm „Mittelgliedhöhe“ (s. S. 47) ausgeführt.

Da die 3- und 4säuligen Heizkörper zu einer starken Zusammendrängung der Heizfläche führen und auch weniger reinigungsfähig erscheinen, stehen sie den 1säuligen und 2säuligen Heizflächen nach. Am besten, aber auch am teuersten ist die nicht zu hohe 1säulige Ausführung, die z. B. für Krankenhäuser in erster Linie in Frage kommt.

Im Laufe des letzten Jahrzehntes ist eine neue Heizkörperform entstanden, die sich so rasch eingebürgert hat, daß heute mehr als $\frac{4}{5}$ aller Heizkörper nach dieser Bauart hergestellt werden. Es sind dies die sogenannten Kleinwasserraumradiatoren¹. Sie sind unter den Firmenbezeichnungen „Classic, Logana, Westfalia“ usw. be-

¹ Die ebenfalls eingebürgerte Bezeichnung „Leichtradiatoren“ ist zwar kürzer, kann aber zu Mißverständnissen führen, da es sich dabei keineswegs um eine leichtere, weniger feste Bauart handelt, sondern nur um ein geringeres Wassergewicht.

kannt (vgl. Abb. 98a und b). Der Zweck der Neuerung war, durch eine starke Unterteilung der Heizfläche und des Wasserraumes einen Heizkörper zur schaffen, der bei gleicher Heizleistung weniger Platz beansprucht und einen geringeren Wasserraum enthält. Dadurch vermindert sich der Gesamtwasserinhalt der ganzen Anlage. Warmwasserheizungen mit diesen Radiatoren zeigen eine viel geringere

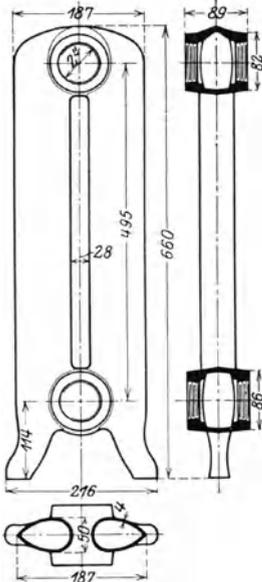


Abb. 97. Radiator.

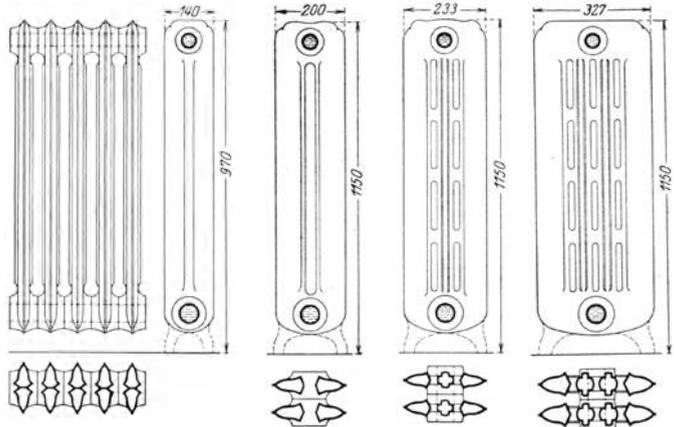


Abb. 97 a.

Abb. 97 b.

Abb. 97 c.

Abb. 97 d.

Abb. 97a—d. 1—4säulige Radiatoren.

Trägheit als Heizungen mit Radiatoren älterer Bauart. Die Verminderung der Trägheit hat aber eine nicht unwesentliche Brennstoffersparnis zur Folge¹.

Bei den zuletzt geschilderten Radiatoren ist die Verringerung des Wasserinhaltes im wesentlichen dadurch erreicht, daß das einzelne Heizkörperglied in mehrere schlanke Säulen von gleichem Querschnitt aufgelöst wurde. Der zusammengebaute Heizkörper besteht also, wenn man ihn von vorn betrachtet, aus mehreren eng hinter- und nebeneinander stehenden Säulenreihen. Damit ist unvermeidbar der Nach-



Abb. 98a.

Abb. 98a u. b. Kleinwasserraumradiator.

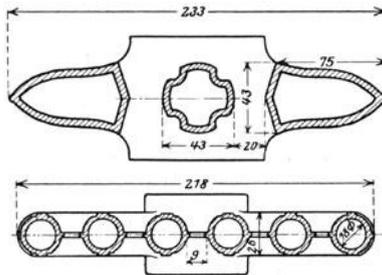


Abb. 98 b.

(Nationale Radiator-Gesellschaft.)



Abb. 99.

Krankenhaus Radiator.

teil verbunden, daß sich die rückwärtigen Säulenreihen schwer von Staub reinigen lassen. Aus diesem Grunde kamen in letzter Zeit neue Heizkörper auf den Markt (s. Abb. 99),

¹ Wierz: Die Verbesserung der Wirtschaftlichkeit der Zentralheizung, insbesondere der Schwerkraftheizung. Gesundheits-Ing. 1923, S. 477.

die ursprünglich nur für Krankenhäuser bestimmt waren, aber heute auch schon anderweitig Verwendung finden. Zum Zwecke guter Reinigungsfähigkeit sind die Heizkörperglieder 1säulig mit vollkommen glatter Oberfläche, und sie haben hohe Naben, damit ein großer Gliederzwischenraum entsteht. Um einen möglichst geringen Wasserinhalt zu erreichen, sind die Heizkörperglieder von geringer Dicke, ihr Querschnitt ist eine schlanke Ellipse.

Die Verbindung der einzelnen Glieder erfolgt nach Abb. 100 durch Nippel, die mit konischem Rechts- und Linksgewinde versehen sind und die Abdichtung metallisch herbeiführen. Die Radiatoren werden am besten auf entsprechend geformte Stützen gelagert und durch Halter gesichert (Abb. 101). Die Aufstellung auf Füßen ist nicht zu empfehlen, da sie die Reinigung des Fußbodens erschwert. Außerdem muß bei Neubauten mit dem Aufstellen der Heizkörper gewartet werden, bis der Fußboden gelegt ist, was aus anderen Gründen sehr störend ist. Bei der Aufhängung der Heizkörper an Wandkonsolen kann dagegen die ganze Heizung fertiggestellt werden, ehe der Fußboden gelegt wird. Für Rabitzwände werden Stützen und Halter in besonderer Form geliefert. Die Heizflächen erhalten einen Anstrich aus hitzebeständiger Ölfarbe. Die Glieder sollen nicht wesentlich über den inneren Nippeldurchmesser erhöht werden, da sie sich sonst schlecht entlüften und dadurch oft zu Störungen der Wasserbewegung Anlaß geben.

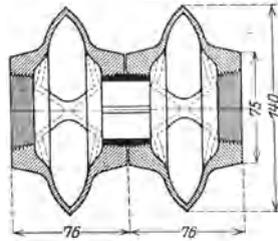


Abb. 100. Radiator-Nippelverbindung.

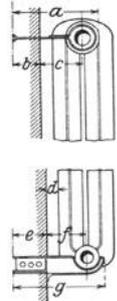


Abb. 101. Radiator auf Stützen.

Die bisher üblichen Maßbezeichnungen der Heizkörper waren nicht eindeutig und klar, weshalb schon in früheren Auflagen des Leitfadens ihre Änderung vorgeschlagen wurde.

Die Versuchsanstalt für Heiz- und Lüftungswesen hat deshalb im Dezember 1927 im Einvernehmen mit den maßgebenden Vertretern des Faches nachstehende Bezeichnungen ausgewählt und empfiehlt dieselben zur allgemeinen Verwendung. (Abb. 102.)

Die Änderungen werden im einzelnen wie folgt begründet:

Neue Bezeichnung	Alte Bezeichnung
A Fußgliedhöhe	Ganze Höhe mit Fuß
B Mittelgliedhöhe	Ganze Höhe ohne Fuß
C Tiefe	Bautiefe oder Baubreite
D Baulänge	Baulänge
E Nabenabstand	Bauhöhe
F Untere Nabenhöhe	Unterer Nippelabstand

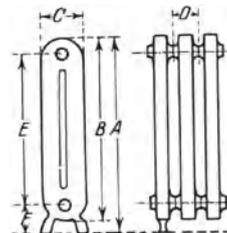


Abb. 102. Maßbezeichnung an Heizkörpern.

An Stellé der Bezeichnung Nippel ist die Bezeichnung Nabe gewählt worden, da diese auch für geschweißte schmiedeeiserne Radiatoren brauchbar ist.

Die Benennungen „Höhe mit Fuß“ und „Höhe ohne Fuß“ wurden in „Fußgliedhöhe“ und „Mittelgliedhöhe“ umgewandelt, um für den Telegrammverkehr mit einem Wort auszukommen.

An Stelle von „Bautiefe“ des Heizkörpers ist kurz „Tiefe“ des Heizkörpers gewählt.

Bei der Bezeichnung Baulänge eines Gliedes ist dagegen die Vorsilbe „Bau-“ belassen worden, weil sich die ganze Länge des Heizkörpers aus den Baulängen der einzelnen Glieder zusammenbaut.

Statt „Bauhöhe“ ist aus Gründen, die schon oben dargelegt sind, die Benennung „Nabenabstand“ gesetzt.

Statt der Bezeichnung „unterer Nippelabstand“ ist nicht die Bezeichnung „unterer Nabenabstand“, sondern „untere Nabenhöhe“ gewählt, weil das Wort Nabenabstand für das bisherige Maß Bauhöhe verwendet wurde. Die ebenfalls vorgeschlagene Bezeichnung „untere Anschlußhöhe“ wurde mit Rücksicht auf die exzentrischen Anschlüsse nicht angenommen.

Die Reihenfolge der Bezeichnungen *A* bis *F* ist so gewählt, daß zuerst alle Außenmaße kommen und dann die beiden übrigen Maße.

d) Schmiedeeiserne Radiatoren.

In den letzten Jahren sind schmiedeeiserne Radiatoren aufgetaucht, die meist nach dem Schweißverfahren hergestellt und zu Heizkörpereinheiten verbunden werden. (Abb. 103.) Die Behauptung, daß infolge der dünnen Eisenstärke die Wärmeleistung höher sein muß als bei dem dickwandigeren Gußeisen, ist unrichtig. Die Heizleistungen sind, wie zahlreiche von uns durchgeführte Untersuchungen bewiesen haben, oft schlechter als bei gußeisernen Gliedern, da bei den Heizkörpern vielfach die Zwischenräume zwischen den einzelnen Gliedern zu klein bemessen sind.

Bezüglich der Lebensdauer solcher Heizkörper gilt dasselbe, was auf S. 30 über die Korrosion der schmiedeeisernen Heizkessel gesagt wurde.

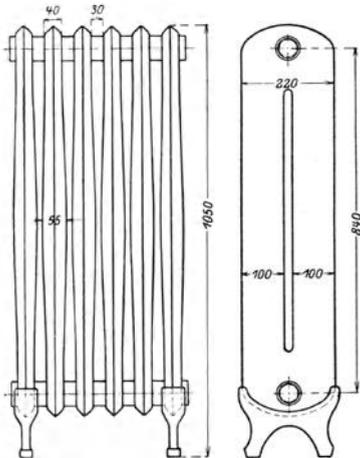


Abb. 103. Schmiedeeiserner Radiator.

2. Heizkörperverkleidungen.

Verkleidungen der Heizkörper sind, wenn irgend möglich, zu vermeiden. Zunächst fällt bei ihrer Anwendung die tägliche Prüfung der Heizflächen hinsichtlich der Sauberkeit fast immer fort. Gleichzeitig wird die Reinigung erschwert, wenn nicht unmöglich gemacht. Aber nicht nur aus diesen hygienischen Erwägungen, sondern auch aus wirtschaftlichen Gründen sind Verkleidungen abzulehnen. Über ihren Einfluß wurden in der Versuchsanstalt umfangreiche Versuche durchgeführt, deren

wichtigste Ergebnisse hier auszugsweise folgen:

1. Lateibretter nach Abb. 104 vermindern die Wärmeabgabe der Heizkörper:

bei einem Abstand <i>a</i> von	40	80	100 mm
um	5	3	2 vH

2. Offene Nischen nach Abb. 105 vermindern die Wärmeabgabe der Heizflächen:

bei einem Abstand <i>a</i> von	40	80	100 mm
um	11	7	6 vH

3. Verkleidungen nach Abb. 106 ergaben bei einem Heizkörper von *b* = 220 mm Bautiefe folgende Abnahmen der Leistung:

Gitterbreite <i>a</i> = 260	220	180	150 mm
Abnahme der Leistung	12	13	19
			25 vH

4. Verkleidungen nach Abb. 107 zeigten bei dem gleichen Heizkörper und offenem Ein- und Austritt *O* von 130 mm Höhe eine Verminderung der Heizleistung um 20 vH. Wurden die Öffnungen *O* mit einem Drahtgitter mittlerer Maschenweite versehen, so sank die Heizleistung weiter um 20 vH.

5. Die oftmals angewendeten, beliebten Metallgehänge (Abb. 109) ergaben Verminderungen der Heizkörperleistung bis 30 vH.

Danach ist es erklärlich, daß manche Heizanlage infolge der vom Architekten angeordneten Verkleidung versagt, ohne daß ein unmittelbares Verschulden der ausführenden Firma vorliegt. Es soll daher die Art der Verkleidung vor Ausführung der Anlage festgelegt und hierüber eine schriftliche Vereinbarung getroffen werden.

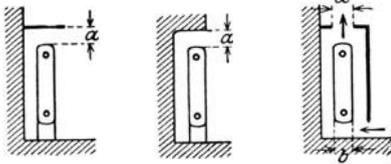


Abb. 104.

Abb. 105.

Abb. 106.

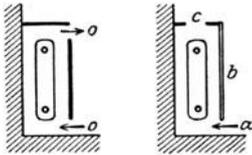


Abb. 107.

Abb. 108.

Abb. 104—108. Heizkörperanordnungen.

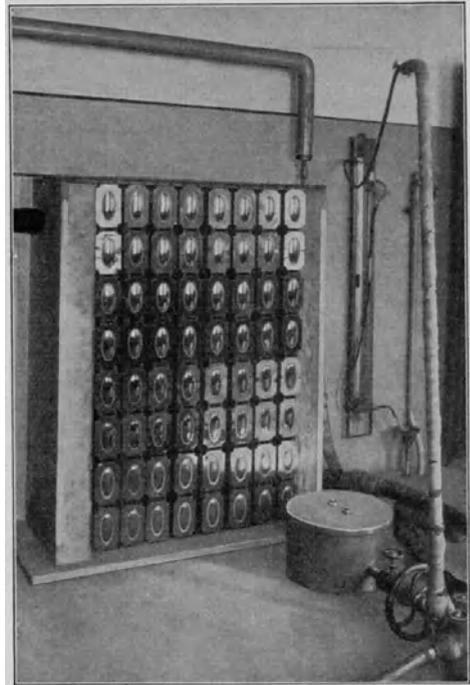


Abb. 109. Heizkörper mit Metallgehängen.

Lassen sich Verkleidungen nicht umgehen, so sind sie am besten nach Abb. 108 auszuführen. Es bedeutet *a* Luftzutritt von mindestens 100 mm Höhe, *b* Holzverkleidung aus einfachen Gitterrahmen bestehend, *c* oberer Luftaustritt in mindestens voller Heizkörpertiefe. Die vordere Gitterwand *b* ist durch Haken an den Seitenwänden befestigt und kann in wenigen Minuten vollkommen abgenommen werden. Derartige Verkleidungen führen eine Verminderung der Heizflächenleistung um rd. 15 vH herbei.

Die umgekehrte Wirkung (Steigerung der Heizleistung) wird erreicht, wenn die Luft nach Abb. 110 an verkleideten Heizflächen zwangsläufig mit höherer Geschwindigkeit vorbeistreichet. Hierüber haben Arnold und Henky Versuche angestellt, wobei letzterer eine Steigerung der Wärmeübergangszahl um rund 15 vH festgestellt hat¹. Zu bemerken ist, daß bei Anordnungen nach Abb. 110 die freie Strahlwirkung des Heizkörpers in den Raum ausgeschaltet und die Erwärmung der Luftschichten in Deckenhöhe begünstigt wird.

Man ist manchmal gezwungen, die Heizkörper in der oberen Hälfte der Raumwände anzubringen. Dann besteht die Gefahr, daß der Luftumlauf und damit die Erwärmung sich nur auf die oberen Schichten des Raumes erstreckt, während die unteren Schichten kalt bleiben (Abb. 111). Ist das Hochstellen der Heizkörper in keiner Weise zu umgehen, so kann man sich mit einer zwangsläufigen Luftführung nach Abb. 112 behelfen.

¹ Arnold: Über die Einstellung und Einhaltung bestimmter Temperaturen in Räumen durch die Regelung der Heizvorrichtungen, erläutert an Schulheizungen. Gesundheits-Ing. 1917, S. 361, 373, 381. — Henky: Die Nischenheizung in Gemäldegalerien. Gesundheits-Ing. 1918, S. 69 u. 81.

Die beste Anordnung des Heizkörpers ist die freie Aufstellung. Die Heizflächen haben dann die höchste Leistung und werden am sichersten rein gehalten. Auch der Einbau in offene Nischen ist empfehlenswert. Von Wichtigkeit ist es, die hinter den Heizkörpern befindlichen Wandflächen glatt und sauber auszuführen, damit auch dort kein Staub haften bleiben kann. Sehr empfehlenswert ist es, diese Flächen

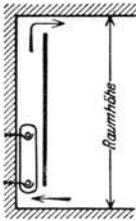


Abb. 110. Steigerung der Heizleistung durch zwangsläufige Steigerung der Luftgeschwindigkeit.

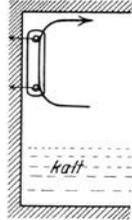


Abb. 111. Heizkörper, hochgestellt.

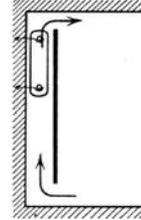


Abb. 112. Heizkörper, hochgestellt.

mit Wandplatten oder Kacheln zu verkleiden. Zieht man diese Flächen etwas über den Heizkörper hoch, so werden damit, insbesondere bei guter Farbenzusammenstellung, recht gefällige architektonische Wirkungen erzielt. Die Wärmeverluste durch die Außenwände werden verkleinert, wenn die Wand gegen den Heizkörper zu eine Isolierschicht (z. B. Torfoleumplatte) erhält.

3. Anordnung der Heizflächen¹.

Bei den ersten Zentralheizungsanlagen hatte man gewohnheitsgemäß die Heizkörper dort aufgestellt, wo früher die Kachelöfen standen, d. h. in einer Ecke an der Innenseite des Zimmers. Sehr bald trat aber der Wunsch auf, die Ecken zum Aufstellen von Möbeln frei zu bekommen, und man stellte die Heizkörper unter die Fenster, was um so mehr nahelag, als die Fensternischen dazu direkt aufforderten. Es waren also reine Platzgründe, die diese Umstellung des Heizkörpers herbeiführten. Verhältnismäßig spät erst erkannte man, daß diese Umstellung des Heizkörpers einen weiteren Vorteil mit sich brachte. Die unnötig großen Zimmerhöhen, welche in der zweiten Hälfte des 19. Jahrhunderts bei Neubauten in Mode kamen, bedingten auch große und hohe Fenster. Damit war aber eine starke Abkühlung der Zimmerluft an den Fenstern gegeben, und es zeigte sich, daß der Heizkörper, wenn er in der Fensternische steht, gegebenenfalls auftretenden Zugserscheinungen entgegenwirkt (vgl. Abb. 113). Da man heute wieder zu zweckmäßigen Zimmerhöhen und damit Fenstergrößen zurückgekehrt ist, spielt dieser letztgenannte Umstand nicht mehr die große Rolle wie früher, und die Frage nach dem besten Platz für den Heizkörper ist neuerdings aufgetreten. Außer rein wärmewirtschaftlichen Gesichtspunkten ist auch zu beachten, daß bei Aufstellung der Heizkörper an den Innenseiten die ganze Heizanlage räumlich mehr zusammengedrängt ist und damit das Rohrnetz billiger wird. In erster Linie aber sollten die Lebensgewohnheiten des Wohnungsinhabers entscheidend sein. Wer sich am Fenster einen Sitzplatz einrichten will, oder wer viel zum Fenster hinaussehen will, wird den Heizkörper am Fenster als lästig empfinden und hätte ihn lieber an den Innenwänden stehen. Wer aber jede Wandfläche seines Zimmers ausnutzen will, wird die Aufstellung am Fenster bevorzugen. Bei Landhäusern, Sied-

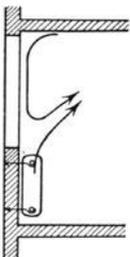


Abb. 113. Luftströmung am Fenster.

¹ Brabbée: Relatives Forschen oder wissenschaftlich praktisches Versuchsverfahren in der Heizungstechnik. Gesundheits-Ing. 1923, S. 157.

lungen usw. wird man sich leichter den Gepflogenheiten der Wohnungsinhaber anpassen können. Bei Miethäusern wird in der Regel die Aufstellung in der Fenster- nische zu bevorzugen sein.

Besitzt ein Raum einen Erker, so ist bei Aufstellung des Heizkörpers besondere Vorsicht nötig, da der Unterzug U (vgl. Abb. 114) möglicherweise die Luftumwälzung behindert. Gibt man bei einem solchen Raum die ganze Heizfläche in das Zimmer, so bleibt der Erker kalt, umgekehrt, wenn man die ganze Heizfläche in den Erker verlegt, bleibt das Zimmer kalt. In diesem Falle ist eine Teilung der Heizfläche meist nicht zu umgehen.

Bei Räumen mit außergewöhnlich großen Abkühlungsflächen (Kirchen mit großen Fenstern, Hallen mit Oberlichtern, Glas- oder Wellblechdächern) ist zur Vermeidung von Zugerscheinungen die Anordnung von gesonderten Heizflächen unmittelbar unter diesen Abkühlungsflächen erforderlich.

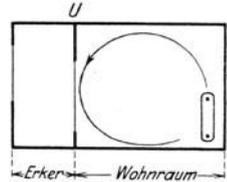


Abb. 114. Luftweg bei unsachgemäßer Erkerheizung.

III. Warmwasserheizungen.

A. Allgemeines.

Bei den Wasserheizungen unterscheidet man drei Arten, nämlich die Hochdruckwasserheizung oder Heißwasserheizung, die Mitteldruckwasserheizung und die Niederdruckwasser- oder Warmwasserheizung im engeren Sinne. Bei der Hochdruckwasserheizung herrscht im ganzen Heizsystem eine Wassertemperatur von 180 bis 280° C und damit ein Druck von 10 bis 70 at. Dieses Heizsystem findet nur zu gewerblichen und industriellen Zwecken Anwendung, so z. B. bei Trockenöfen für die Kernetrocknung in Gießereien, zu Dampfbacköfen usw. Als Raumheizung kommt dieses System nicht in Frage; es sei darum bezüglich der Ausführungsform auf die 7. Auflage des Rietschelschen Leitfadens 1. Band, S. 72 und 2. Band, S. 58 verwiesen. Die Mitteldruckwasserheizung arbeitet mit Temperaturen von 120° C, also mit einem Druck von etwa 2 at. Da Heizflächentemperaturen von mehr als 100° C vom gesundheitlichen Standpunkte aus unzulässig sind, findet auch dieses Heizsystem heute keine Verwendung mehr zur Raumheizung (vgl. 7. Auflage des Leitfadens 1. Band, S. 72). Niederdruck-Warmwasserheizungen sind solche Heizungen, die auch bei tiefsten Außentemperaturen mit Wassertemperaturen unter 100° C arbeiten. Äußerlich erscheinen sie dadurch gekennzeichnet, daß der Wasserinhalt der Anlage mit der Atmosphäre in freier Verbindung steht, daß also der Druck nie über 1 at. steigen kann. Diese Heizart wird ausgeführt als Schwerkraftheizung und als Pumpenheizung. Die Schwerkraft- oder Auftriebheizungen arbeiten nur durch Schwerkraftwirkung, indem das abgekühlte (schwere) Fallstrangwasser das heiße (leichtere) Steigstrangwasser hochdrückt. Bei sehr großen und in manchen Fällen auch schon bei mittleren Anlagen reicht diese Schwerkraftwirkung nicht aus, die Widerstände in der Leitung zu überwinden, und man baut dann eine Pumpe in den Umlauf ein.

B. Vor- und Nachteile sowie Anwendungsgebiete der Warmwasserheizung.

Die Wassertemperatur des Vorlaufes läßt sich durch Beeinflussung der Kessel- feuerung in einfacher Weise verändern. Dadurch ist die Möglichkeit geschaffen, die Wärmeabgabe sämtlicher Raumheizflächen durch Regelung von einer Stelle der je- weils herrschenden Außentemperatur anzupassen (generelle Regelung). Ein-

wandfrei ausgeführte Anlagen sind so beschaffen, daß auch bei tiefster Außentemperatur die Wassertemperatur im Vorlauf 95°C nicht überschreitet. Bei mittleren Wintertemperaturen weisen die Heizflächen Höchsttemperaturen von etwa 60°C auf, die als hygienisch einwandfrei bezeichnet werden können. Diesen niedrigen Heizkörpertemperaturen entspricht eine sehr milde und gleichmäßige Raumerwärmung, weshalb die Niederdruck-Warmwasserheizungen als hygienisch beste Heizart zu bezeichnen sind.

Weisen mehrere Raumgruppen untereinander verschiedene Betriebsverhältnisse (z. B. Lage nach Norden, Süden usw.) auf, so soll man jeder Gruppe getrennte Vor- bzw. auch getrennte Rückläufe geben. Durch Drosselung z. B. der Südgruppe wird dieser gesamte Gebäudeteil vom Kessel aus einheitlich und auf einfachste Weise in seiner Erwärmung geregelt (Teilregelung).

Jene Heizkörper, die infolge irgendwelcher störender Umstände zu wenig heißes Wasser erhalten, kühlen stärker aus, wodurch ihnen, in beschränktem Maße, selbsttätig mehr Wasser zugeführt wird. Man nennt diese sehr schätzenswerte Eigenschaft: Selbstregelung.

Die durch die Rauminassen vorzunehmende örtliche Regelung der Heizkörper erfolgt unter geringstem Zeitaufwand durch Betätigung des Heizkörperventils. Der Betrieb der Warmwasser-Heizanlagen vollzieht sich vollkommen geräuschlos. Das in den Heizkörpern enthaltene heiße Wasser gibt auch nach Abstellen der Heizung noch Wärme an den Raum ab, so daß diesen Ausführungen eine nachhaltige Wirkung zuzuschreiben ist. Im übrigen sorgt der im Füllschacht der Kessel aufgespeicherte Brennstoff für einen ununterbrochenen Heizbetrieb.

Die Wasserheizungen weisen gegenüber den später zu besprechenden Dampfheizungen drei Nachteile auf. Erstens sind die Anlagekosten der Warmwasserheizungen verhältnismäßig hoch. Zweitens besteht zweifelsohne die Gefahr des Einfrierens. Dies kann bei unsachgemäßer Bedienung, z. B. Abstellen der Heizkörper bei strenger Kälte und gleichzeitigem Öffnen der Fenster, zu erheblichen Beschädigungen der Anlage führen. Es platzen nämlich Heizkörper oder Rohre, so daß Überschwemmungen auftreten können. Bei einigermaßen vernünftiger Bedienung der Anlage kommen derartige Betriebsfehler aber nicht vor. Ein gutes Schutzmittel gegen das Einfrieren ist das Durchbohren der Heizkörperventile derart, daß durch dieselben stets eine geringe Wasserbewegung stattfindet. Naturgemäß ist dann eine vollkommene Abstellung der Heizung in den betreffenden Räumen nicht mehr möglich. Ein dritter Nachteil ist ferner, daß der Wasserheizung eine gewisse Trägheit innewohnt. Sie eignet sich daher nicht zur Heizung von Räumen, die schnell erwärmt werden sollen oder ein sehr schwankendes Wärmebedürfnis aufweisen. In diesen Fällen wird die Warmwasserheizung durch Niederdruckdampfheizung zu ersetzen sein (s. S. 103). Die Trägheit der Warmwasserheizung wird durch den großen Wasserinhalt, in dem bedeutende Wärmemengen aufgespeichert werden, hervorgerufen. Bei dem in der Übergangszeit üblichen unterbrochenen Heizungsbetrieb stößt, wie *Wierz*¹ nachweist, die Ausnutzung dieses Wärmeinhaltes während der eigentlichen Heizzeit auf Schwierigkeiten, und zwar um so mehr, je schlechter eine Anlage anläuft. Bemessungsfehler im Rohrnetz wirken sich in wirtschaftlicher Beziehung recht ungünstig aus. In neuerer Zeit geht man dazu über, Schwerkraftheizungen mit Pumpenheizungen zu verbinden. Bei derartigen Ausführungen haben sich erhebliche Brennstoffersparnisse nachweisen lassen. Andere Bestrebungen laufen darauf hinaus, durch entsprechende Konstruktion der Heizkörper und Kessel den Wasserinhalt der Heizungsanlagen zu verringern. (S. Heizkörper Abb. 98 a u. b.)

Aus den obigen Erwägungen ergibt sich das Anwendungsgebiet der Niederdruck-Warmwasserheizung. Sie steht überall dann an erster Stelle, wenn es sich

¹ S. Fußnote 1, S. 46.

um eine angenehme und gleichmäßige Erwärmung vieler Räume handelt. Mittlere und größere Wohnungen, Villen, Krankenhäuser, Verwaltungsgebäude, Gewächshäuser usw. werden sonach mit Warmwasserheizung zu versehen sein. Es ist meines Erachtens durchaus zweckmäßig, auch bei dieser Heizart in den Wohnungen gesunder Menschen einige Räume vernünftig kühl zu halten. Dadurch wird der Körper hinsichtlich der im täglichen Leben nicht zu vermeidenden Temperaturschwankungen widerstandsfähiger gegen Erkältungskrankheiten.

C. Schwerkraftheizung.

1. Führung der Rohrstränge.

a) Zweirohrsystem, obere Verteilung (Abb. 115).

Vom Kessel K wird das heiße Wasser durch den Steigstrang S zur Vorlaufverteilung V geführt, an die das Ausdehnungsgefäß A anschließt. Dieses nimmt jene Wassermenge auf, die bei der Erwärmung der Anlage infolge der Ausdehnung des Wassers in Erscheinung tritt. Durch das Ausdehnungsgefäß ist die freie Verbindung mit der

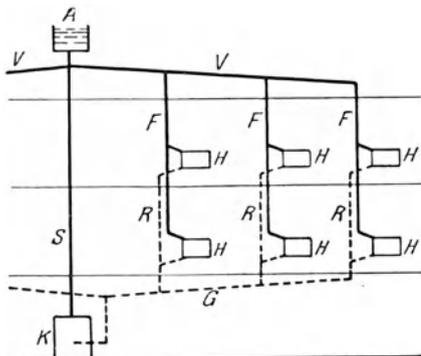


Abb. 115. Zweirohrsystem, obere Verteilung.

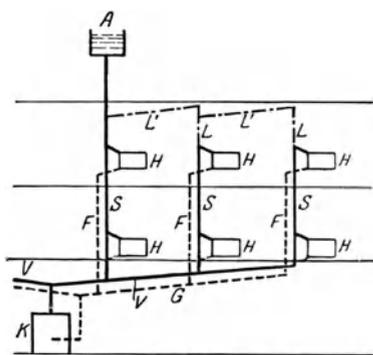


Abb. 116. Zweirohrsystem, untere Verteilung.

Atmosphäre hergestellt. Von V gelangt das heiße Wasser in die Fallstränge F , die zu den Heizkörpern H führen. Aus ihnen strömt das abgekühlte Wasser durch die Rückläufe R zum gemeinsamen Rücklauf G und aus diesem zum Kessel. Wie Abb. 115 zeigt, müssen alle Leitungen, vom tiefsten Punkt beginnend, gegen A ansteigen, damit beim Füllen des Systems aus Kessel, Rohrleitung und Heizkörpern die Luft entweichen kann. Jeder Heizflächengruppe sind 2 Rohrstränge F und R zugeordnet, daher der Name Zweirohrsystem.

b) Zweirohrsystem, untere Verteilung (Abb. 116).

Die Anordnung ist sinngemäß dieselbe wie in Abb. 115. Nur erfolgt die Wasserverteilung durch die Vorlaufleitungen V „unten“ im Keller. Von V steigt das heiße Wasser durch die Steigstränge S hoch, tritt aus den Heizkörpern H abgekühlt in die Fallstränge F , kommt aus ihnen in die gemeinsame Rückleitung G und von dort in den Kessel. Auch hier sind alle Leitungen mit Steigung gegen A verlegt. Eine Ausnahme bilden die verbindenden Luftleitungen L' , die in beheizten Räumen mit Gegengefälle, im unbeheizten Dachgeschoß wasserleer oberhalb des Ausdehnungsgefäßes A verlegt werden.

c) Einrohrsystem (Abb. 117).

Das heiße Wasser gelangt vom Kessel durch den Steigstrang S zu den Vorlaufverteilungen V und strömt von dort durch die Fallstränge F zu den Heizkörpern H . Das in diesen abgekühlte Wasser tritt in dieselben Stränge F wieder zurück, strömt von dort zum gemeinsamen Rücklauf G und von da zum Kessel. Hier ist jeder Heizflächengruppe nur ein Strang F zugeteilt, daher der Name: Einrohrsystem.

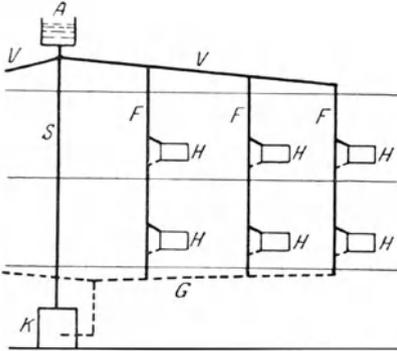


Abb. 117. Einrohrsystem.

d) Anwendung „oberer“ oder „unterer“ Verteilung; Zweirohr- oder Einrohrsystem?

Aus der im II. Teil, S. 201 durchgeführten Berechnung ergibt sich, daß die Wasserbewegung bei „oberer“ Verteilung schneller und kräftiger als bei „unterer“ Verteilung eintritt. Dagegen kommen bei „unterer“ Verteilung die Wärmeverluste der Vorlaufleitung dem Haus zugute, während die „obere“ Verteilung wärmetechnisch

ungünstiger zu beurteilen ist. Obere Verteilung erleichtert die Erwärmung des Dachgeschosses, dafür begünstigt sie die Kühllhaltung der Kellerräume, beides Umstände, die manchmal wesentlich erscheinen. Die Anlagekosten sind bei „unterer Verteilung“ niedriger. Hieraus ergeben sich eine ganze Reihe von Überlegungen, die nach dem jeweils vorliegenden Fall die Entscheidung beeinflussen werden. Unter sonst gleichen Umständen wird „untere“ Verteilung bei kleinen und mittleren Anlagen, „obere“ Verteilung hingegen bei wagrecht ausgedehnten Bauten mit schlechten Umtriebsverhältnissen angewendet.

In der Regel kommt das Zweirohrsystem zur Ausführung. Das Einrohrsystem hat folgende Nachteile: Beeinflussung der im gleichen Strang angeordneten Heizkörper untereinander — Notwendigkeit der Vergrößerung der unteren Heizflächen — Überwärmung der unteren Räume bei Abstellen der oberen Geschosse — langsames Hochheizen der Anlage. Vorteilhaft ist hingegen die außerordentlich einfache Rohrführung, welcher Umstand dann besonders hervortritt, wenn die Rohrleitungen sichtbar vor den Wänden liegen. Einrohrausführung kann bei Anwendung großer Wassergeschwindigkeiten in den Fallsträngen (Pumpenheizung) und bei Heizung vielgeschossiger, gleichmäßig benutzter Räume vorteilhaft sein.

2. Sicherheitsvorrichtungen.

a) Grundlagen.

Wie schon auf S. 51 erwähnt, sind die Niederdruckwasserheizungen dadurch gekennzeichnet, daß die Temperatur des Wassers nicht über 100°C steigen kann, weil der Wasserinhalt dauernd mit der Atmosphäre in Verbindung steht. Die Behörden verlangen nun, daß diese Verbindung in allen Fällen auch wirklich gewährleistet ist und durch kein Versehen oder keine Nachlässigkeit im Betriebe aufgehoben werden kann. In der Hauptsache laufen diese Bestimmungen darauf hinaus, daß zwischen jedem einzelnen Kessel und dem Ausdehnungsgefäß eine freie, durch kein Absperrorgan unterbrochene Rohrverbindung (Sicherheitsausdehnungs- bzw. Sicherheitsrücklaufleitung) besteht. Es wird aber nicht verlangt, daß diese Sicherheitsleitungen immer in ihrer ganzen Länge als eigene Leitungen neben den schon bestehenden Strängen ausgeführt werden, vielmehr können Vorlauf- und Steigstrang bzw. Rücklauf- und Fallstrang zur Herstellung dieser Verbindungen zu benutzt

werden, vorausgesetzt nur, daß in dem betreffenden Zug der Rohrführung keine Absperrung möglich ist und die Leitung überall mit Steigung verlegt ist.

Für die Sicherheitsausdehnungsleitung verwendet man bei oberer Verteilung meist die Steigleitung, Abb. 118a, bei unterer Verteilung einen der Steigstränge, Abb. 118b. Die Sicherheitsrücklaufleitung führt man gewöhnlich in den oberen Teil eines Rücklaufauffallstranges, Abb. 118c, ein. Man kann auch den Vorlaufauffallstrang verwenden,

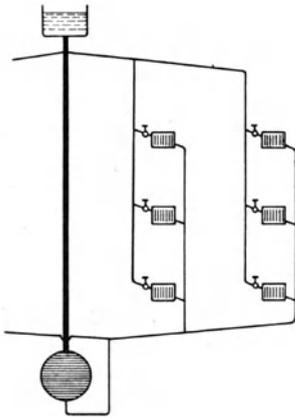


Abb. 118a.

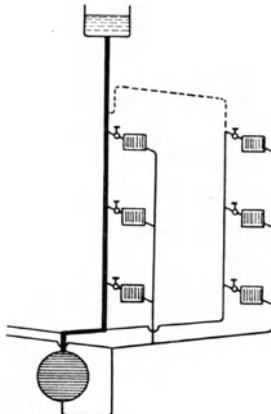


Abb. 118b.

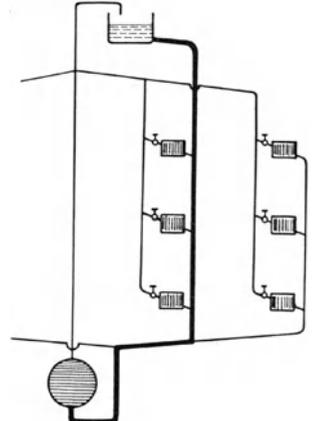


Abb. 118c.

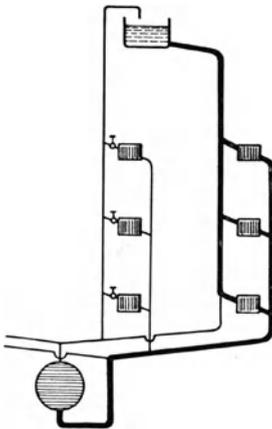


Abb. 118d.

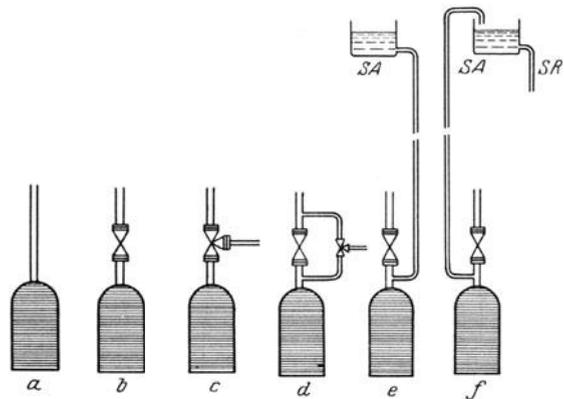


Abb. 119a—f.

Abb. 118a—d. Sicherheitsleitungen.

Zu Abschnitt „Sicherheitsvorrichtungen“.

Abb. 118d, hat dann aber dafür zu sorgen, daß keiner der Heizkörper dieses Stranges ein Absperrventil erhält.

Solange sämtliche Kessel ohne Absperrorgan mit dem Sammelrohr verbunden sind, Abb. 119a, bereitet die Herstellung einer ununterbrochenen Verbindung keine Schwierigkeit. Meist wird aber jeder Kessel sowohl an seinem Anschluß an den Vorlauf, Abb. 119b, als auch an seinem Anschluß an den Rücklauf ein Absperrorgan erhalten, um ihn vorübergehend vom Wasserumlauf ausschalten und bei Reparaturen ausbauen zu können. Gerade beim Wiedereinbau nach Reparaturen wird leicht das Öffnen der Absperrventile vergessen, was zu Kesselexplosionen führt.

Eine erste Sicherungsmöglichkeit besteht in der Anwendung eines sogenannten Sicherheitswechselventils mit angebauter Ausblaseleitung (vgl. Abb. 119c). Dieses

Wechselventil ist nach dem Gedanken des Dreiwegehahnes gebaut. Es gestattet nur zwei Verbindungen. Bei der Betriebsstellung ist der gerade Durchgang freigegeben, d. h. der Kessel mit dem Vorlauf verbunden und die Verbindung des Kessels und des Vorlaufes mit dem Ausblaserohr und damit mit der Atmosphäre vollständig aufgehoben. Bei der zweiten allein noch möglichen Stellung ist der Kessel mit dem Ausblaserohr und damit mit der Atmosphäre verbunden, dagegen ist der Vorlauf abgesperrt. Nur während des Umstellens geht Wasser durch die Ausblaseleitung verloren.

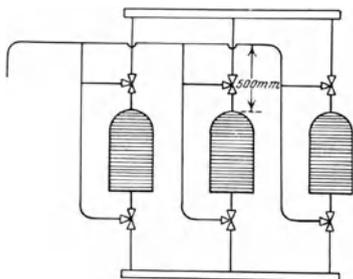


Abb. 120.

Wechselventile im Vor- und Rücklauf.

Dieser Wasserverlust läßt sich vermindern, indem man gemäß Abb. 119d als Hauptabsperrorgan ein gewöhnliches Ventil einbaut, eine Umgehungsleitung von kleinerem Durchmesser anordnet und in diese ein kleines Sicherheitswechselventil einsetzt.

Die Anordnung dreier Kessel mit Wechselventilen im Vorlauf und im Rücklauf zeigt Abb. 120. Es ist nicht notwendig, daß die Ausblaseleitungen sämtlicher Wechselventile getrennt geführt werden, sie können auch zu einer gemeinsamen Ausblasesammelleitung zusammengezogen werden. Diese Ausblasesammelleitung ist möglichst 500 mm über Kesseloberkante zu legen, damit zeitweise ausgeschaltete Kessel mit Wasser gefüllt bleiben. Das Ende der Ausblasesammelleitung muß so gelegt werden, daß der Kesselwärter auf etwa austretendes Dampfwassergemisch unbedingt aufmerksam wird, daß aber andererseits durch dieses heiße Gemisch niemand gefährdet werden kann.

Eine andere Ausführungsmöglichkeit besteht darin, daß man zwischen Kessel und Absperrorgan eine unabsperrbare Leitung, die Sicherheitsausdehnungsleitung (Abb. 119 e) anschließt, sie bis zum Ausdehnungsgefäß hochführt und dort in gewöhnlicher Weise unten anschließt. Dabei besteht aber der Nachteil, daß bei einer Entleerung des betreffenden Kessels das Ausdehnungsgefäß leer läuft. Dies wird verhindert, wenn man die Sicherheitsausdehnungsleitung über dem Wasserspiegel, am besten von oben her in das Ausdehnungsgefäß einführt (Abb. 119f). Dann ist aber der Einbau einer zweiten Sicherheitsleistung mit Sicherheitswechselventil, der Sicherheitsrücklaufleitung, nötig.

Nachdem der Leser durch die vorstehenden Ausführungen mit dem Zweck der Sicherheitsvorrichtungen und ihren wesentlichen Bauteilen wie Wechselventil, Sicherheitsausdehnungs- und Sicherheitsrücklaufleitungen bekannt gemacht wurde, sollen in nachstehendem einige der vielen Ausführungsformen besprochen werden. Da einheitliche Sicherheitsvorschriften für das ganze deutsche Reich nicht bestehen, sind die in Preußen gültigen Bestimmungen dabei zugrunde gelegt (vgl. Anhang S. 282).

b) Ausführungsformen.

Hinsichtlich der Anordnung der Sicherheitsleitungen unterscheidet man zwei Ausführungsformen, die man heute kurz als Ausführung *A* und Ausführung *B* bezeichnet. Die Ausführung *A* ist äußerlich dadurch gekennzeichnet, daß nur eine Sicherheitsleitung vorhanden ist, nämlich die Sicherheitsausdehnungsleitung, und daß diese im unteren Teile des Ausdehnungsgefäßes einmündet. Bei der Ausführungsform *B* sind zwei Sicherheitsleitungen vorhanden, die Sicherheitsausdehnungsleitung, welche über dem Wasserspiegel in das Ausdehnungsgefäß einmündet, und die Sicherheitsrücklaufleitung, welche am tiefsten Punkt des Ausdehnungsgefäßes angeschlossen werden muß und zum Rücklauf führt.

Abb. 121 und Abb. 122 zeigen zwei Strangschemen mit Sicherungen nach Ausführungsform *A*, und zwar zeigt Abb. 121 obere Verteilung, Abb. 122 untere Verteilung.

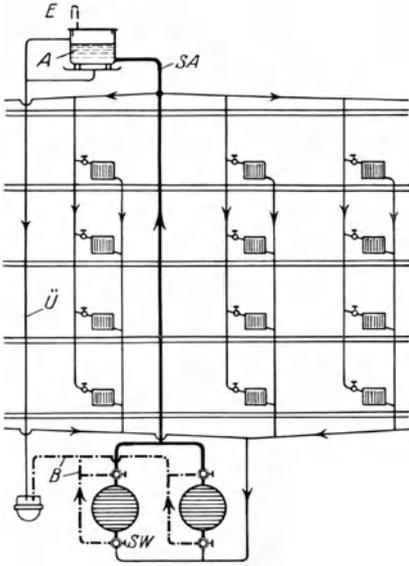


Abb. 121. Bauart *A* bei oberer Verteilung.

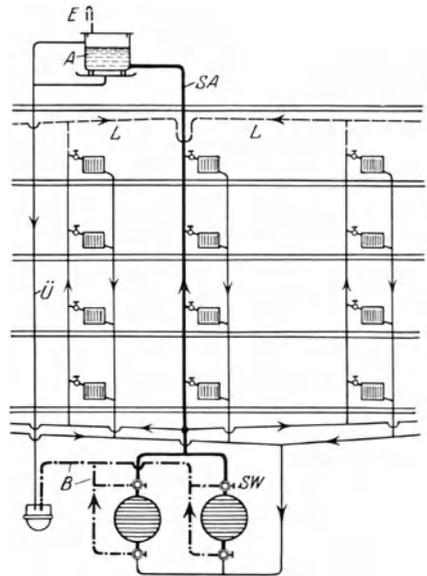


Abb. 122. Bauart *A* bei unterer Verteilung.

teilung. Die Kessel sind beide im Vorlauf und im Rücklauf durch Sicherheitswechselventile absperribar. Abb. 123 und Abb. 124 zeigen Ausführungsformen nach

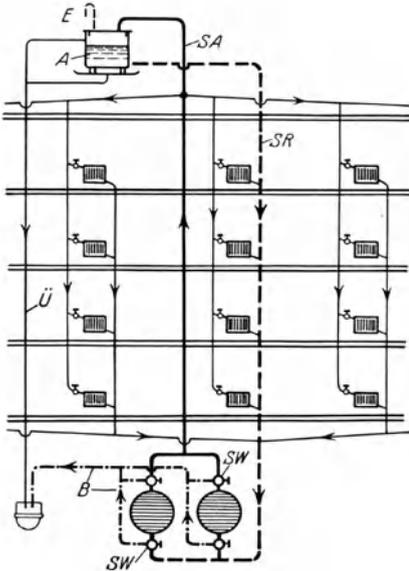


Abb. 123. Bauart *B* bei oberer Verteilung.

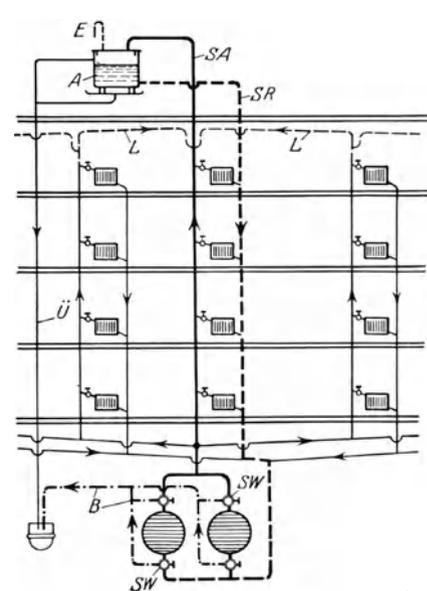


Abb. 124. Bauart *B* bei unterer Verteilung.

Bauart *B*, wiederum für obere und untere Verteilung, beide Kessel im Vor- und Rücklauf durch Sicherheitswechselventile absperribar. Abb. 125 und Abb. 126 zeigen eine

etwas veränderte Form der Ausführungsart *B*, indem hier nur im Rücklauf der Kessel Sicherheitswechselventile eingebaut sind. Im Vorlauf sind diese Wechselventile vermieden und durch gewöhnliche Absperrventile und zwei getrennte Sicherheitsausdehnungsleitungen ersetzt.

Die Wechselventile im Rücklauf lassen sich ebenfalls vermeiden, indem man zwei getrennte Sicherheitsrücklaufleitungen nach oben führt. Bei dieser Anordnung ist aber für jeden Kessel ein besonderes Ausdehnungsgefäß notwendig, damit beim Entleeren eines Kessels nur das zugehörige Ausdehnungsgefäß leer läuft.

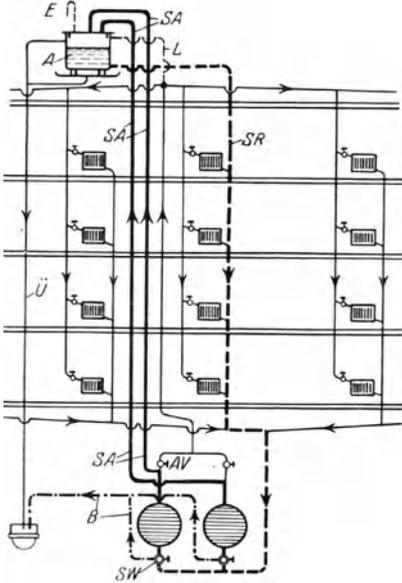


Abb. 125. Bauart *B* bei oberer Verteilung
(Wechselventile nur im Rücklauf).

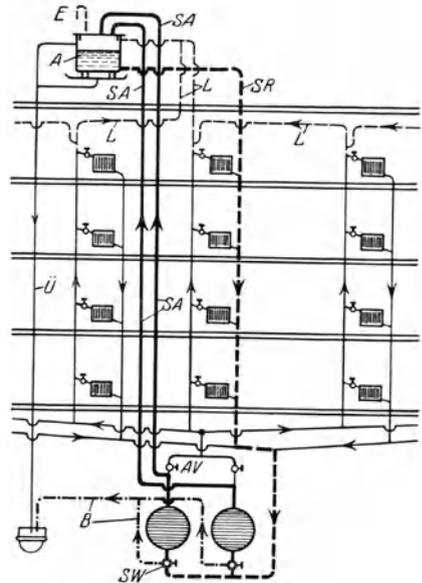


Abb. 126. Bauart *B* bei unterer Verteilung
(Wechselventile nur im Rücklauf).

e) Lichte Weiten der Sicherheitsleitungen.

Da die Sicherheitsleitungen nicht nur die Aufgabe haben, das beim Hochheizen der Anlage langsam sich ausdehnende Wasser fortzuleiten, sondern bei fehlerhafter Bedienung gegebenenfalls auch große Mengen Dampfwassergemisch sicher abführen müssen, so sind für die lichten Weiten dieser Rohre behördlicherseits genaue Vorschriften aufgestellt worden, und zwar werden die verlangten Rohrweiten durch Formeln aus der Heizfläche H abgeleitet. In den Formeln ist die Heizfläche in Quadratmetern einzusetzen, dann ergibt sich der Durchmesser in Millimetern. Werden mehrere Kessel zu einer unter sich unabsperbaren Gruppe vereinigt, so sind sie wie ein einzelner Kessel zu betrachten. Es ist also die Summe der einzelnen Heizflächen in die Rechnung einzusetzen.

Auf Grund der preußischen Bestimmungen (vgl. Anhang S. 282) gilt bei Ausführung nach Form *A* für Sicherheitsausdehnungsleitungen

$$d_1 = 14,9 \cdot H^{0,356},$$

für Umgehungsleitungen, Durchgangsquerschnitt der Sicherheitswechselventile und Ausblaseleitungen

$$d_2 = 13,8 \cdot H^{0,435}.$$

Sind die Umgehungsleitungen länger als 3 m oder die Ausblaseleitungen länger als 15 m, so sind die errechneten Durchmesser auf das nächstgrößere Handelsmaß zu vergrößern.

Bei Ausführung nach Form *B* gilt für Sicherheitsausdehnungsleitungen

$$d_3 = 15 + \sqrt{20 \cdot H},$$

für Sicherheitsrücklaufleitungen

$$d_4 = 15 + \sqrt{10 \cdot H}.$$

Übersteigt die Länge einer Leitung, in der waagrechten Projektion gemessen, das Maß von 20 m oder die Zahl der Richtungsänderungen die Zahl 8, so ist die lichte Weite beider Sicherheitsleitungen auf das nächstfolgende Handelsmaß zu erhöhen. Die Sicherheitsausdehnungsleitung ist außerdem in den waagrechten Strecken mit reichlicher Steigung und mit Krümmungsradien von mindestens der 3fachen lichten Weite zu verlegen.

Die so errechneten Durchströmungsquerschnitte können auch auf mehrere Rohre, z. B. Steigstränge, verteilt werden, von denen allerdings keiner enger als 25 mm sein darf. Zahlentafeln zu diesen Formeln sind auf S. 284 angegeben.

3. Ausdehnungsgefäß¹.

Abb. 127 und Abb. 128 zeigen das Ausdehnungsgefäß mit den verschiedenen Anschlüssen. Ein Überlaufrohr *Ü* sorgt dafür, daß ein festgesetzter Höchstwasserstand nicht überschritten werden kann.

Um auch einen niedersten Wasserstand nach Möglichkeit zu sichern, gibt ein Melderohr *M* dem Kesselwärter die Möglichkeit, vom Kesselhaus aus zu kontrollieren, ob ein vorgeschriebener Mindestwasserstand nicht unterschritten ist. Zu diesem Zweck führt dieses Melderohr bis zum Kesselhaus und ist dort mit einem Hahn verschlossen. Wenn nach dem

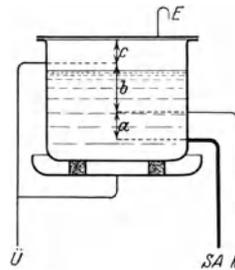


Abb. 127. Ausdehnungsgefäß bei Sicherheitsleitung Bauart *A*.

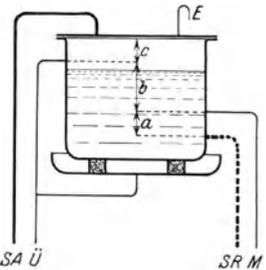


Abb. 128. Ausdehnungsgefäß bei Sicherheitsleitung Bauart *B*.

Öffnen dieses Hahnes nur kurze Zeit Wasser ausfließt, so war nur das Melderohr voll Wasser, der Wasserstand im Ausdehnungsgefäß aber unter die Einmündung des Melderohres gesunken, und es muß sofort Wasser nachgefüllt werden. Diese Probe ist jedoch nicht ganz sicher, denn schließt der Kesselwärter den Hahn wieder zu früh, so kann dies zu Fehlschlüssen führen. Es ist deshalb zweckmäßig, an das untere Ende des Melderohres keinen Ablasshahn, sondern ein empfindliches Manometer zu setzen, welches den Druck der Wassersäule im Melderohr mißt. Um die Empfindlichkeit dieser Anzeige zu steigern, wird in diesem Fall ein Ausdehnungsgefäß mit kleiner Grundfläche und großer Höhe gewählt.

Sicherheitsausdehnungsleitung in Abb. 127 und Sicherheitsausdehnungs- sowie Sicherheitsrücklaufleitung in Abb. 128 sind gemäß den früher erwähnten Bestimmungen angeschlossen. Der Deckel des Gefäßes ist mit einem Entlüftungrohr *E* zu versehen, für dessen Durchmesser die Gleichung von d_3 (s. o.) gilt. Das Ausdehnungsgefäß steht auf einem Teller, mit Verbindung zur Überlaufleitung. Die Höhe *a* (vgl. Abb. 127) wählt man etwa gleich 15 cm, die Höhe *c* etwa gleich 10 bis 20 cm. Die Höhe *b* errechnet sich aus der Bedingung, daß das Ausdehnungsgefäß zwischen dem mindest zulässigen und dem höchst möglichen Wasserstand die doppelte Ausdehnung des Wasserinhaltes der Anlage aufnehmen kann.

¹ Zaruba: Über die Berechnung des Ausdehnungsgefäßes. Gesundheits-Ing. 1920, S. 341.

Nach den Bestimmungen über „Sicherheitsvorrichtungen“ ist das Ausdehnungsgefäß mit den Zuleitungen frostsicher anzuordnen. Dies wird nicht immer dadurch erreicht, daß das Gefäß in unmittelbarer Nähe des Schornsteins angebracht ist. Die Rauchgase des Schornsteins sind so hoch oben schon erheblich abgekühlt und vermögen den oft sehr luftdurchlässigen Dachraum nicht genügend zu erwärmen. Es empfiehlt sich daher, das Ausdehnungsgefäß in das Treppenhaus zu verlegen, das hierzu allerdings erweitert und überhöht werden muß. In jedem Fall müssen das Gefäß und die Zuleitungen guten Wärmeschutz erhalten.

4. Strangabspernung.

Es ist wichtig, das Rohrnetz so auszubilden, daß bei etwaiger Beschädigung eines Heizkörpers alle übrigen Heizflächen im Betriebe bleiben können. Dies läßt sich dadurch erreichen, daß jeder Heizkörper im Vor- und Rücklaufanschluß eine Absperrvorrichtung erhält, wovon die eine gleich zur „Voreinstellung“ benutzt werden kann. Eine solche Ausführung ist infolge der großen Zahl der erforderlichen Ventile (Hähne) teuer. In den meisten Fällen wird daher von der Möglichkeit der Ausschaltung der einzelnen Heizkörper Abstand genommen und dafür Strangabspernung vorgesehen. Zu diesem Zwecke erhält jeder Strang (Abb. 129) 2 Absperrvorrichtungen S_1 und S_2 , wobei die oberen Absperrvorrichtungen mit Lufteinlaß, die unteren mit Wasserablaßstutzen versehen sind. Bei Beschädigung eines Heizkörpers wird der betreffende Strang entleert, während die ganze übrige Anlage ungestört im Betriebe bleibt.

Als Strangabspernungen werden statt Ventile, die einen sehr großen Strömungswiderstand aufweisen, mit Vorteil Schrägsitzventile oder Strangschieber benutzt.

5. Regelvorrichtungen für Warmwasserheizkörper.

Die heute üblichen Heizkörperventile entstanden durch konstruktive Vereinigung zweier Regelorgane, nämlich der Handregelung und der Voreinstellung.

1. Die Handregelung benutzt der Bewohner des Raumes, um seine Heizkörper anzustellen oder abzustellen.

2. Die Voreinstellung braucht der Monteur, wenn er bei der Probeheizung die einzelnen Heizkörper auf gleichmäßige Erwärmung einregeln will.

Abb. 130 zeigt ein solches Ventil im Schnitt. Der Ventilkegel mit der Ventilspindel und dem Handrad bildet zusammen mit seinem Ventil Sitz das Organ der Handregelung. Der gesamte dunkelschraffierte Teil ist die Voreinstellung. Ihr wesentlicher Bestandteil ist der Schirm A , der die Form eines Halbzylinders hat, und der so verdreht werden kann, daß er die Einströmöffnung B mehr oder weniger verdeckt. Die Verdrehung erfolgt durch einen Steckschlüssel, der bei C in einer Nut angreift. Die Lage dieser Nut läßt den Grad der Voreinstellung von außen erkennen.

In Abb. 131 ist eine ähnliche Konstruktion dargestellt, bei welcher jedoch das Handregelorgan nicht als Ventil, sondern als Hahn ausgebildet ist.

Eine andere Ausführung der Voreinstellung zeigt Abb. 132. Die Einstellung geschieht hier durch einen vom Inneren der Hohlspindel aus verstellbaren Regelkonus.

Dieser Konus hat eine sehr geringe Steigung und gestattet somit eine sehr feine Einregulierung der Voreinstellung.

Die Forderungen, die man an ein gutes Heizkörperventil stellt, sind:

1. Die Ventilspindel soll im Gehäuse gut abgedichtet sein, bei eingetretener Undichtheit muß eine Reparatur bequem und schnell ausführbar sein.

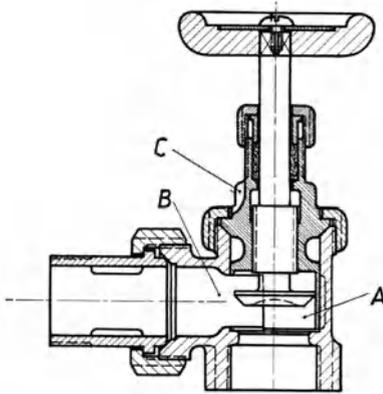


Abb. 130.

Regulierventil mit Voreinstellung.

(Buschbeck und Hebenstreit, Bischofswerda i. S.)

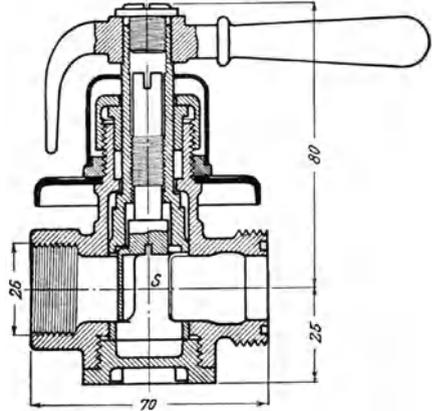


Abb. 131.

Regelhahn mit Voreinstellung.

2. Das Einregeln der Voreinstellung muß bequem und mit wenig Zeitaufwand möglich sein. Da die Ventile meist mit wagrechter Spindel eingebaut werden, ist es am besten, wenn das Einregeln von vorne, also von der Handradseite aus erfolgt.

3. Der Stand der Voreinstellung muß entweder ohne weiteres von außen zu erkennen sein, oder er muß mindestens schnell und bequem nachgeprüft werden können. Eine Änderung der Voreinstellung durch Laien muß nach Möglichkeit verhindert sein.

4. Der Reguliervorgang des Ventiles sowohl in bezug auf Voreinstellung als auf Handregelung soll ein möglichst gleichmäßiger sein.

6. Zubehör für Warmwasserkessel.

Vorlaufthermometer. Jeder Kessel soll im Vorlauf ein Thermometer besitzen, das die Wassertemperatur richtig anzeigt. Dazu muß die Quecksilberkugel unmitttelbar im Wasserstrom liegen oder in eine im Wasserweg liegende Kapsel eingebettet sein, die mit Quecksilber gefüllt wird. Zur Vermeidung der Verdunstung ist das Quecksilber durch eine Ölschicht abzuschließen. Das Thermometer selbst muß gut und genügend empfindlich sein, wovon man sich bei Abnahme der Anlage überzeugen soll.

Füllung bzw. Entleerung. Am tiefsten Punkt der Kesselanlage ist ein abschließbarer Füll- bzw. Entleerstützen vorzusehen. Dieser wird mit der Wasserleitung durch einen Schlauch verbunden. Fehlt die Druckwasserleitung, so erfolgt die Füllung unter Benutzung einer Handpumpe. Die Füll- bzw. Entleerleitung soll

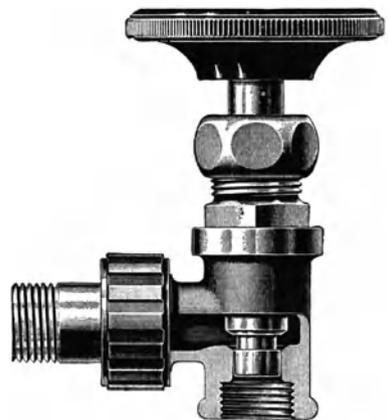


Abb. 132.

Regulierventil mit Voreinstellung.

(Waldemar Pruß G. m. b. H. Hannover.)

abnehmbar sein, damit der Heizer die Dichtigkeit der Abschlußvorrichtungen überprüfen kann und vor falschen Handgriffen bewahrt bleibt.

Verbrennungsregler. Jeder gußeiserne Gliederkessel erhält einen Verbrennungsregler, welcher die Brenngeschwindigkeit so regelt, daß eine eingestellte Vorlauftemperatur selbsttätig eingehalten wird. Er besteht z. B., wie Abb. 133 zeigt,

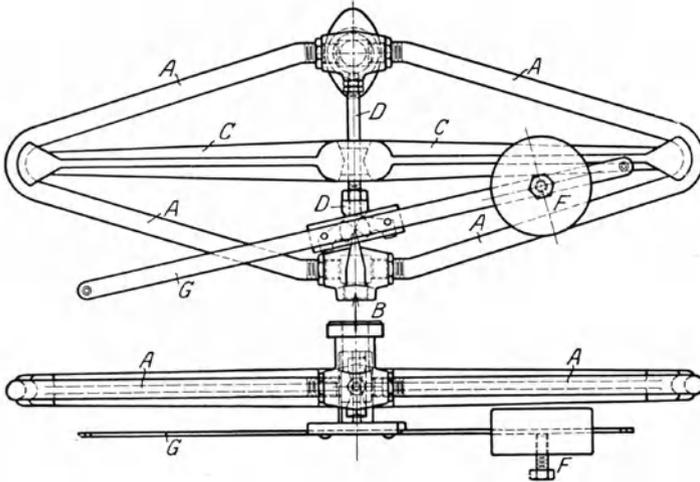


Abb. 133. Verbrennungsregler für Warmwasserkessel.
(Rud. Otto Meyer, Hamburg.)

aus einer Stahlrohranordnung *A*, die vom Vorlaufwasser von *B* her durchfließen wird. Die Querdehnung ist durch die Zugstange *C* verhindert. Steigt die Wassertemperatur über den eingestellten Wert, so dehnt sich die Anordnung in lotrechter Richtung. Diese Dehnung bewirkt ein Entfernen der exzentrisch angreifenden Druckstangen *DD* voneinander. Das Gewicht *F* bewegt den Hebel *G* mit seinem rechten

Ende abwärts und steuert mit Hilfe einer dort eingehängten Kette die Zuluftklappe. Fällt die Wassertemperatur unter den eingestellten Wert, so bewirken die Druckstangen *DD* ein Anheben des Gewichtes *F* und ein Drehen des Hebels *G* in entgegengesetzter Richtung.

Der Regler wird nun von Hand aus dadurch eingestellt, daß der Heizer die Stellvorrichtung *J* der Kette *H* in ein bestimmtes Loch einhängt (Abb. 134). Dadurch wird eine generelle Regelung bewirkt und die gesamte Heizung den jeweils herrschenden Außentemperaturen angepaßt. Außer dem besprochenen Verbrennungsregler gibt es noch eine große Anzahl anderer Vorrichtungen dieser Art, die demselben Zweck dienen. Der Regler ist so einzustellen, daß die Anlage bei:

Außentemperaturen von	-20	-10	±0	+10	+15° C
Vorlauftemperaturen von	rd. 90	75	60	45	35° C

aufweist. Diese Angaben haben naturgemäß nur angenäherte Bedeutung, da alle Eigenheiten des jeweils vorliegenden Falles, Einfluß der Lage, der Wände, Abkühlung über Nacht usw., berücksichtigt werden müssen.

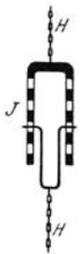


Abb. 134. Stellvorrichtung.

7. Kleinheizung.

Für die Beheizung von einzelnen Wohnungen, von Siedlungen und Villen sowie von anderen kleineren Objekten hat sich im letzten Jahrzehnt eine besondere Ausführungsform der Schwerkraft-Warmwasserheizung ausgebildet, die durch folgende Merkmale gekennzeichnet ist:

Erstens die Verwendung eines Kleinkessels besonderer Bauart, sogenannter Zimmerheizkessel, der nicht im Keller, sondern in einem der zu beheizenden Räume selbst aufgestellt wird. Man wählt dafür ein größeres Zimmer, die Diele oder auch die

Küche. Die Kessel sind doppelwandige Gußkessel (vgl. Abb. 135 und Abb. 136) mit Füllschacht und oberem Abbrand.

Das zweite Merkmal ist die Verwendung von Leichtstrahlradiatorn und das dritte Merkmal die Aufstellung der Heizkörper nicht am Fenster, sondern an der Innenseite der Zimmer. Da kleinere Wohnungen, Siedlungshäuser usw. meist niedere Zimmerhöhen und damit auch kleinere Fenster haben, kann nach den Ausführungen auf S. 50 von einer Aufstellung der Heizkörper unter den Fenstern Abstand genommen werden. Dadurch ergibt sich der Vorteil, daß die Rohrnetze kürzer und billiger

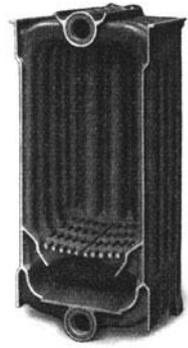


Abb. 135.
Abb. 135 u. 136. Zimmerheizkessel „Camino“.
(Strebelwerk.)

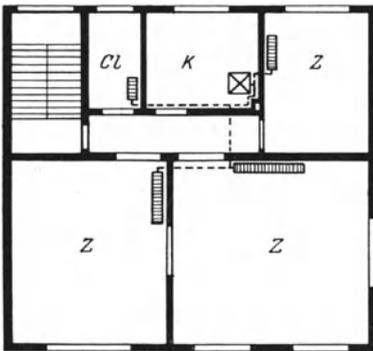


Abb.137. Heizkörper an den Innenwänden.

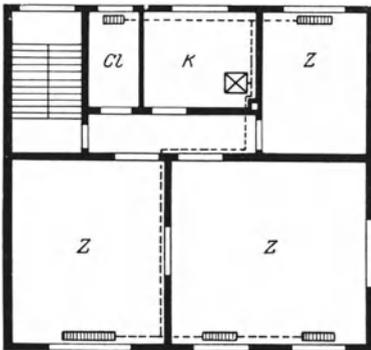


Abb. 138. Heizkörper unter den Fenstern.

werden, und daß trotz der geringen Auftriebshöhe ein einwandfreier Wasserumlauf erzielt wird. Abb. 137 und Abb. 138 zeigen, wieviel gedrängter das Rohrnetz durch die Aufstellung der Heizkörper an der Innen-

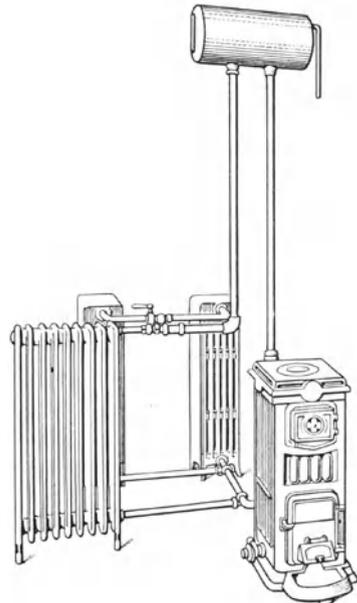


Abb. 139. Kleinheizung „Narag“.
(Nationale Radiator-Ges.)

seite wird. In Abb. 139 ist eine zusammengebaute Heizung dargestellt. In dieser Abbildung hat man sich zwischen dem Heizkessel und den drei Heizkörpern die vier Wände zu denken, welche die vier Räume trennen.

D. Pumpenheizung.

1. Allgemeines.

Die Pumpenheizung ist eine gewöhnliche Warmwasserheizung, bei der zur Beschleunigung des Umlaufes eine Pumpe eingebaut ist.

Die Vorzüge jeder Warmwasserheizung (S. 52) gelten auch für die Pumpenheizung. Während aber die Schwerkraftheizungen nur für kleinere und mittlere Anlagen ausführbar sind, da für größere Rohrnetze die geringe Druckhöhe zu unwirtschaftlich großen Rohrdurchmessern führen würde, ist die Pumpenheizung auch für größte Gebäude anwendbar. Sind mehrere getrennt liegende Gebäude an eine gemeinsame Heizung angeschlossen, so wird die Pumpenheizung zur Fernheizung (s. S. 90). Ein Nachteil der Pumpenheizung liegt in der Beschaffung, Wartung und den Betriebskosten der Pumpe.

Man soll von der gewöhnlichen Schwerkraftheizung nur dann zur Pumpenheizung übergehen, wenn die genaue Nachrechnung des Falles erhebliche Ersparnisse an Betriebskosten (einschließlich Tilgung und Verzinsung der Anlage) ergibt und eine sachverständige Wartung der Maschinen gesichert erscheint. Pumpenheizung kommt in Frage für: Krankenhäuser, Sanatorien, Irrenanstalten, Siedlungen, bei Abwärmeverwertung, Kraftbetriebe mit Heizungs-, Lüftungs- und Warmwasserversorgungsanlagen, Fernheizungen usw.

2. Ausführung.

Kesselanlage, Heizkörper und Ausführung der Rohrleitungen sind grundsätzlich dieselben wie bei der Schwerkraftheizung. Auch die Rohrführung in ihren beiden Hauptformen der oberen und unteren Verteilung ist im wesentlichen dieselbe.

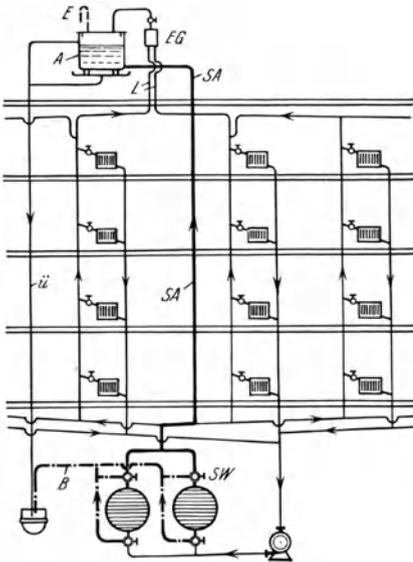


Abb. 140. Pumpenheizung, Ausführungsmöglichkeit der Sicherheitsleitungen.

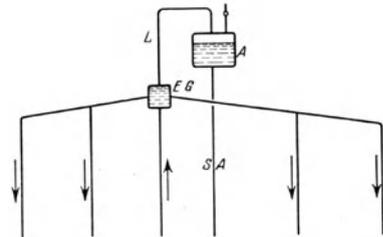


Abb. 141.

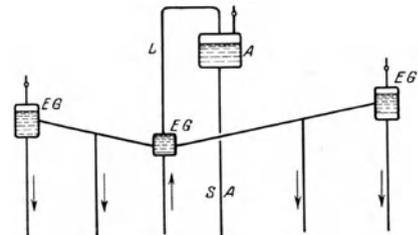


Abb. 142.

Abb. 141 u. 142. Pumpenheizung, Entlüftung bei oberer Verteilung.

Die Pumpe wird meist in den Rücklauf eingebaut. Wird die Pumpe in den Vorlauf eingebaut, so daß sie aus dem Kessel saugt, so besteht die Gefahr von Dampfbildung und Wasserschlägen.

Bezüglich der Sicherheitsleitung ist eine Ausführungsmöglichkeit in Abb. 140 dargestellt.

Besondere Beachtung ist der Entlüftung zuzuwenden, da durch die hohen Strömungsgeschwindigkeiten das Ausscheiden der Luft aus dem Wasserstrom bedeutend erschwert wird. Man bringt deshalb im oberen Verteilpunkt (vgl. Abb. 141) eine Erweiterung an, das sogenannte Entlüftungsgefäß *EG*, in der das Wasser zur Ruhe kommt und die Luft sich ausscheiden kann.

Eine andere Ausführungsform gibt Abb. 142. Vom Kessel strömt das Wasser durch eine Steigleitung zu einem Entlüftungsgefäß, das sich seinerseits wieder in das Ausdehnungsgefäß entlüftet. Die Vorlaufleitungen führen steigend bis zum letzten Strang, woselbst wieder jeweils ein Entlüftungsgefäß angebracht ist. Die letztgenannten Entlüftungsgefäße sind von Zeit zu Zeit von Hand zu entlüften.

Es kommt bei Pumpenheizungen manchmal vor, daß die der Pumpe nächstgelegenen Stränge sehr stark abgedrosselt werden müssen. Diese Anordnung, die zu manchen Unzuträglichkeiten führt, wird bei der von Tichelmann benutzten Rohrleitung (Abb. 143) vermieden. Über die Aufstellung der Pumpe und den Anschluß des Ausdehnungsgefäßes s. a. S. 91.

Oftmals wird versucht, bei einer für Pumpenwirkung berechneten Anlage die Pumpe nur zum Anheizen oder bei sehr strengem Frost als Zusatzantrieb zu benutzen. Dies ist nur dann möglich, wenn der Pumpendruck so niedrig angenommen wird, daß sich die Strömungsverhältnisse der Pumpenheizung nur wenig von den durch die Schwerkraftwirkung hervorgebrachten Strömungsvorgängen unterscheiden. Bei der Berechnung der Pumpenheizung darf dann die Schwerkraftwirkung nicht vernachlässigt werden. Die Berechnung des Rohrnetzes von Pumpenheizungen ist im II. Teil, S. 213, enthalten.

Die Pumpe ist so aufzustellen und so mit der Rohrleitung zu verbinden, daß durch sie keine Geräusche in die Anlage übertragen werden (schallsicherer Pumpenaufbau auf dämpfender Unterlage, ruhiger Lauf des Antriebsmotors, nicht zu hohe Drehzahl, Verwendung dicker Gummischeiben zwischen Pumpen- und Rohrleitungsflanschen). Die Motore erhalten am besten Gleichstromantrieb mit weiten Regelungsgrenzen oder kleine Dampfturbinen unter Abdampfausnutzung. Der Betrieb der Pumpe ist unter allen Umständen sicherzustellen. Es ist daher zweckmäßig, in jedem Falle zwei voneinander völlig unabhängige Antriebsmotore zu beschaffen, von denen einer als Reserve dient. In manchen Fällen empfiehlt sich die Anwendung von Tag- und Nachtpumpen zwecks Betriebskostensparnis.

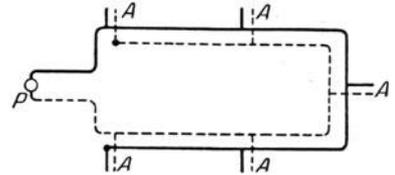


Abb. 143.
Rohrleitung nach Tichelmann.

IV. Niederdruckdampfheizung.

A. Verhalten des Dampfes im Heizkörper.

Wir denken uns einen vollständig kalten und mit Luft gefüllten Heizkörper. Das Regulierventil *A*, Abb. 144, soll vorerst ganz geschlossen und die Leitung vor dem Regulierventil mit Dampf von geringem Überdruck gefüllt sein. Öffnet man nun langsam das Regulierventil, so tritt Dampf in den Heizkörper ein. Für sein Verhalten im Heizkörper ist in erster Linie die Tatsache wesentlich, daß das spezifische Gewicht der Luft sogar bei 100°C noch das $1\frac{1}{2}$ -fache desjenigen des Dampfes ist, daß also der Dampf auf der Luft schwimmt. Der Dampf wird also von oben her den Heizkörper anfüllen und dabei die Luft nach unten aus dem Heizkörper herausdrängen. Damit dies möglich ist, muß die aus dem Heizkörper herausführende Leitung, die Kondens-

leitung, mit der Atmosphäre in Verbindung stehen. Indem der Dampf so vordringt, bespült er immer mehr Heizfläche, und schließlich ist die Heizfläche so groß geworden, daß sie gerade hinreicht, die eintretende Dampfmenge vollständig niederzuschlagen, d. h. die Trennungslinie zwischen Dampf und Luft (Linie $D-E$ der Abb. 144) kommt

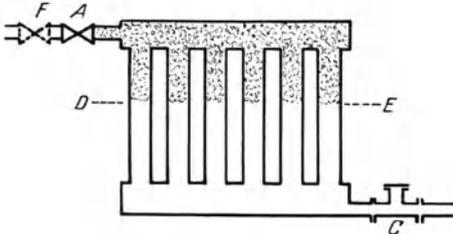


Abb. 144. Niederdruckdampfheizkörper, halb gefüllt.

zum Stillstand. Dreht man nun das Regulierventil noch etwas weiter auf, so strömt mehr Dampf ein, die Trennungslinie $D-E$ rückt weiter nach unten, die Heizfläche und damit auch die Wärmeabgabe des Heizkörpers nimmt zu. Umgekehrt ist der Vorgang, wenn man das Regulierventil stärker schließt. Die Trennungslinie $D-E$ rückt nach oben, und die Heizfläche sowie die Wärmeabgabe wird kleiner. Bei diesem Zurückgehen des Dampfes wird durch die Kondensleitung, die ja, wie oben

erwähnt, mit der Atmosphäre in Verbindung stehen muß, wieder Luft angesaugt. Die Wärmeabgabe des einzelnen Heizkörpers kann also verändert werden, d. h. die Niederdruckdampfheizung ist regulierbar. (Örtliche Regelung, vgl. S. 52.)

An der Sohle aller waagerechten Kondensleitungen strömt Kondensat, darüber liegt ruhende Luft, die nur während eines Reguliervorganges etwas nach dem Heizkörper zu oder von ihm weg wandert. Bei einer einwandfreien Anlage darf kein Dampf in die Kondensleitung übertreten, da sonst mannigfache Störungen, vor allem das bekannte knatternde Geräusch, auftreten würden. Um dies Übertreten des Dampfes zu vermeiden, darf nicht mehr Dampf in den Heizkörper einströmen, als seine Heizfläche niederzuschlagen vermag. Dies läßt sich erreichen, wenn vor dem Regulierventil nur ein geringer Überdruck herrscht. Die Versuche haben ergeben, daß etwa 200 mm WS am zweckmäßigsten sind. Es muß also das Rohrnetz so berechnet sein, daß infolge der Reibungsverluste der Druck von der Kesselspannung am Anfang der Leitung bis auf 200 mm vor dem Heizkörper abfällt. Da sich dies aber infolge Ungenauigkeiten in der Rohrnetzrechnung nicht immer vollständig durchführen läßt, wird vor dem Regulierventil A ein Voreinstellventil F eingebaut. (Meist sind, wie schon auf S. 61 gezeigt, Voreinstellventil und Regulierventil konstruktiv in einem einzigen Organ vereint.) Dieses Voreinstellventil wird vom Monteur bei der Probeheizung so einreguliert, daß bei ganz offenem Regulierventil kein Dampf in die Kondensleitung übertritt. Um dies beobachten zu können, wird in die Kondensleitung unmittelbar nach dem Heizkörper ein T-Stück C mit verschließbarem Abzweig eingesetzt (vgl. Abb. 144). Den Stopfen nimmt der Monteur bei der Probeheizung heraus, um feststellen zu können, ob die Kondensleitung frei von Dampf ist.

Oft nützt man den Heizkörper nicht ganz aus und stellt die Voreinstellung des Ventils so ein, daß auch beim höchsten Druck ein kleiner Heizkörperanteil kalt bleibt. Dieser Restteil soll bei Spannungsschwankungen ein „Durchschlagen“ des Heizkörpers verhindern.

Um die Kondensleitung zwangsläufig dampffrei zu halten, empfiehlt sich in manchen Fällen auch die Verwendung von Dampfstauern. Es sind dies Organe, die den Zweck haben, Kondenswasser abfließen, aber kein oder nur wenig Dampf austreten zu lassen.

Voreinstellventile. Diese sind ähnlich gebaut wie die Voreinstellventile bei Wasserheizungen (s. S. 61). Auch Hähne können für Dampfheizungen benutzt werden, obwohl diese, da sie leicht festbrennen, nicht empfehlenswert sind.

Hinsichtlich der Konstruktion solcher Voreinstellventile bzw. Hähne gilt genau dasselbe wie bei den gleichen Vorrichtungen für Warmwasserheizungen

(s. Abb.145). Auch hier ist zu fordern, daß sich die Beziehung zwischen Drosselwirkung der Handregelung und Füllung des Heizkörpers dem in Abb. 146 ideal dargestellten Zusammenhang möglichst nähere, wobei die Unabhängigkeit von der Größe der Voreinstellung gewahrt bleiben muß. Im Gegensatz zur Wasserheizung kommt es bei den hier zur Verwendung stehenden Bauarten nicht auf sehr geringen Strömungswiderstand an, da immer genügender Dampfdruck zur Verfügung steht.

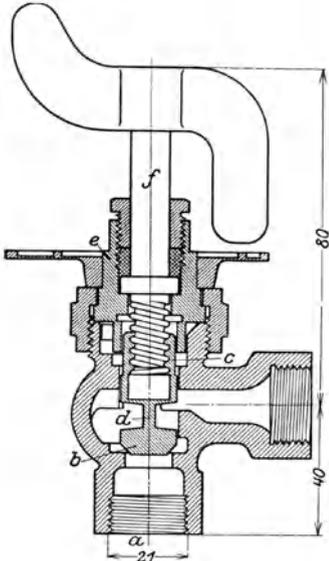


Abb. 145. Dampfregelventil mit Voreinstellung.
(Schaeffer u. Oehlmann, Berlin.)

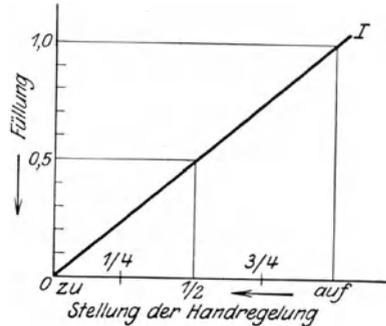


Abb. 146. Schaubild idealer Regelung.

B. Rohrführung.

Bei der Anordnung der Rohre ist vor allem darauf zu achten, daß das Kondensat, welches sich in den Dampfleitungen bildet, möglichst in der gleichen Richtung wie der Dampf strömt. Man wird darum die Dampfrohre stets, im Sinne der Dampfströmung gerechnet, mit Gefälle und nicht mit Steigung verlegen. Bei Steigleitungen

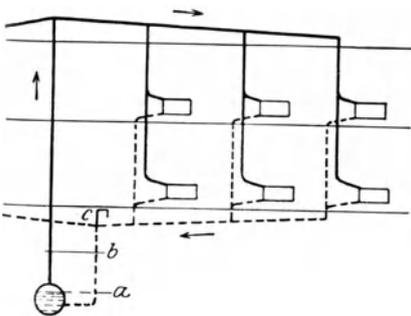


Abb. 147. Dampfheizung mit oberer Verteilung.

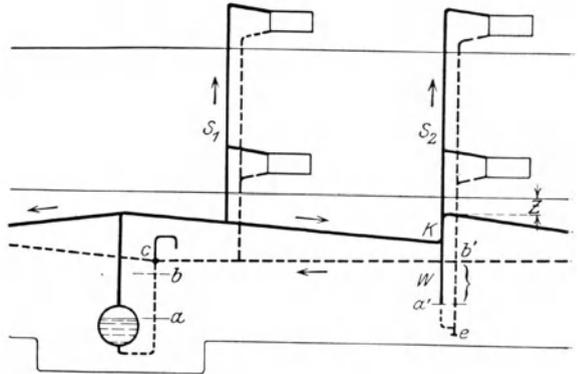


Abb. 148. Trockene Kondensleitung.

läßt es sich nicht vermeiden, daß das Kondensat dem Dampf entgegenströmt, man soll deshalb den waagerechten Hauptstrang vor der Abzweigung der Steigleitung entwässern.

Ebenso wie bei der Wasserheizung unterscheidet man auch hier „obere“ und „untere“ Verteilung (s. S. 53). Im ersteren Fall wird der Dampf in einem oder mehreren starken Steigsträngen nach dem Dachgeschoß geführt, dort verteilt und in den Fallsträngen abwärts zu den Heizkörpern geleitet. Diese Anordnung (Abb. 147)

weist folgende **Vorteile** auf: gute Dampfströmung in dem entwässerten und verhältnismäßig weiten Steigstrang — Fließen des Kondensats in allen anderen Leitungen in der Richtung des Dampfes — bei sorgfältiger Berechnung sicheres und praktisch geräuschloses Arbeiten. Als wesentliche **Nachteile** kommen in Betracht: höhere Anlagekosten und höhere Betriebskosten infolge der Wärmeverluste der Dachbodenleitungen. Man wendet diese Rohrführung bei ausgedehnten Anlagen mit verwickeltem Rohrnetz an. Der Punkt *c*, an dem die zentrale Entlüftung der Anlage erfolgt, muß um einen entsprechenden Sicherheitszuschlag höher liegen als höchster Wasserstand + größter Betriebsdruck.

In der Regel wird „untere Verteilung“ gewählt und dabei „nasse oder trockene Kondensleitung“ ausgeführt. Das Wesen beider Arten ist in den Abb. 148 und

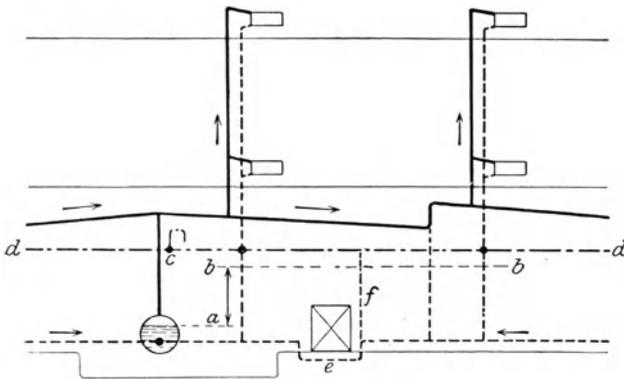


Abb. 149. Nasse Kondensleitung.

149 zur Darstellung gebracht. Vorteile dieser Ausführungen sind: geringere Anlage- und auch geringere Betriebskosten. Die Wärmeverluste der Keller-verteileitung kommt zum Teil dem Haus zugute. Nachteilig ist das Aufwärtsströmen des Dampfes in jedem Steigstrang, wobei das Kondensat dem Dampf entgegenströmt. Der Dampf muß daher öfters entwässert werden, und es ist der Berechnung der Steigstränge ein geringeres Druckgefälle zugrunde zu legen (s. II. Teil,

S. 219). Abb. 148 stellt schematisch eine Anlage mit unterer Verteilung und trockener Kondensleitung dar. Die Entwässerung z. B. des Steigstranges S_2 erfolgt durch die Wasserschleife W , die ein einfaches U-Rohr darstellt. Das Kondensat fließt bei b' ab. Ist der Dampfdruck an dieser Stelle $= a'b'$, so steht der Dampf bis a' . Für jeden in a' anfallenden Wassertropfen tritt die gleiche Wassermenge bei b' in die Kondensleitung, da der Druckunterschied $a'b'$ bestehen bleiben muß. Die Schleife wird stets etwas länger ausgeführt, als dem Betriebsdruck entspricht, damit das höchst störende „Durchschlagen der Wasserschleifen“ sicher vermieden wird. Diese Anordnung arbeitet ohne jegliche Bedienung und vollkommen einwandfrei. Bei Nichtbenutzung der Anlage sind die Schleifen vor dem Einfrieren zu schützen und deshalb durch den Hahn e zu entleeren.

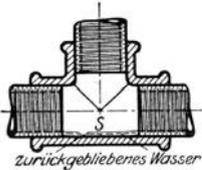


Abb. 150. T-Stück.

Abb. 149 stellt schematisch eine Anlage mit unterer Verteilung und nasser Kondensleitung dar. Letztere steht immer unter Wasser¹, und zwar bis zur Höhe bb . Man glaubte, daß sie dadurch vor Zerstörung (Rosten) besser geschützt sei wie die in Abb. 148 dargestellte „trockene Leitung“. Nach neueren Erfahrungen werden die „nassen“ Leitungen aber nicht weniger zerstört wie die „trockenen“.

Bei nasser Leitung müssen die Türen unterfahren werden (Fußbodenkanal), wobei eine besondere Luftleitung f (Abb. 149) nötig wird. Die im Fußboden liegenden Rohrteile können bei Außentüren leicht einfrieren.

Bei ungünstigen Wasser- und Gefällsverhältnissen können die Kondensatleitungen schon nach wenigen Jahren, insbesondere bei Dampf aus Hochdruckkesselanlagen,

¹ a höchster Wasserstand, ab größte Betriebsspannung, c zentrale Entlüftung durch eine besondere Entlüftungsleitung, an die alle Kondensationsleitungen angeschlossen werden.

fallendem Druck hebt ein Gewicht den Hebel an, worauf sich die Luftzufuhr zum Rost weiter öffnet. Zwischen *a* und *b* befindet sich Sperrwasser, wodurch die Lebensdauer der Membran verlängert wird. Die Einstellung des gewünschten Dampfdruckes erfolgt durch Verschiebung des Gewichtes und Längenänderung der oben erwähnten Kette. Ein ähnlich gebauter Regler ist in Abb. 152 dargestellt.

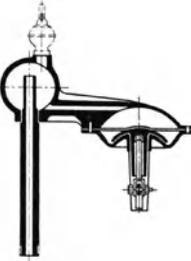
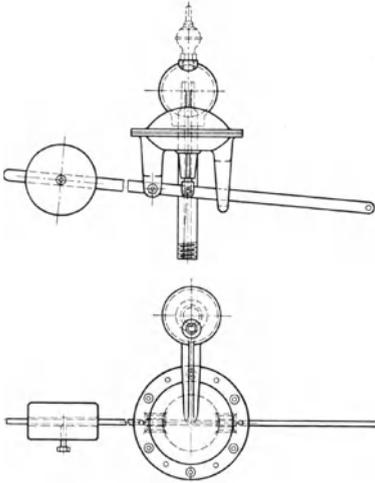


Abb. 152.
Membranregler.
(Strebelwerk.)

Eine andere Bauart, den sog. Schwimmerregler, stellt Abb. 153 dar. Der durch das Rohr *a* einströmende Dampf hebt bei zunehmendem Druck die in Quecksilber schwimmende entlastete Glocke *b*. Hierdurch wird der Hebel *c* nach abwärts bewegt, die Luftzufuhr zum Rost mittels der Kette gedrosselt. Die Gewichte *d* (Grob- und Feineinstellung)

lösen bei fallendem Druck die Gegenbewegung aus. Durch Verschiebung von *d* und Längenänderung der Kette wird der gewünschte Dampfdruck eingestellt.

Standrohr. Niederdruckdampfkessel sind nur dann von der behördlichen Genehmigung befreit (konzessionsfrei), wenn Einrichtungen getroffen sind, die das Überschreiten eines Höchstdruckes von 0,5 atü gleich 5 m WS unter allen Umständen verhindern. Diese Begrenzung der Spannung wird durch das Standrohr erreicht.

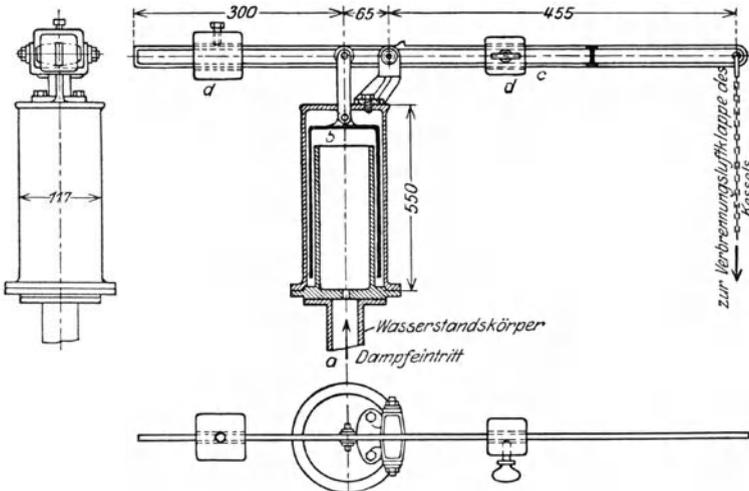


Abb. 153. Schwimmerregler.
(Fritz Kaeferle, Hannover.)

Die Standrohre werden meistens so ausgeführt, daß bei Überschreiten des Höchstdruckes das Sperrwasser nicht in die Atmosphäre, sondern in ein Gefäß tritt, aus dem es bei Fallen des Druckes in das Standrohr zurückkehrt. Eine derartige, als Sicherheitsstandrohr bezeichnete Einrichtung stellt Abb. 154 dar. Das Rohr *a* steht mit dem Dampfraum des Kessels in Verbindung. Es bildet mit dem Rohr *b* zusammen ein U-Rohr, in dem das Wasser zunächst in beiden Schenkeln gleich hoch steht (I). Im

unteren Teile von *a* steckt noch das nach oben verlängerte Rohr *c*, das den gleichen Wasserstand I aufweist. Tritt nun Dampfdruck auf, so sinkt das Wasser in *a* bis II, dagegen steigt es in *b* und *c* bis III. Die Höhe der Wassersäule *h* ist gleich der Betriebsspannung des Kessels. Steigt diese nun weiter, so fällt das Wasser in *a* bis unter die tiefste Kante *d* des Rohres *c* und stößt aus *c* das Wasser in das Gefäß *e* aus. Nunmehr bläst Dampf durch *c* über *e* und das Rohr *f* ins Freie. Fällt hierauf die Kesselspannung, so geht das Wasser aus *e* durch das Rohr *b* wieder nach *a* bzw. *c*, und der alte Stand ist hergestellt. Steigt aber die Dampfspannung weiter, so gelangt Dampf schließlich in die Ebene IV, worauf das Hauptstandrohr *b* abbläst. Fällt nun der Druck, so tritt das im Gefäß *e* befindliche Wasser wieder in die Standrohre zurück.

Durch das vorherige Abblasen des Nebenstandrohres *c* werden die bedeutenden Wasserverluste, die beim Entleeren des Hauptstandrohres eintreten, vermieden. Eine andere Form des Standrohres zeigt Abb. 155, die nach dem Vorgesagten ohne weiteres verständlich ist.

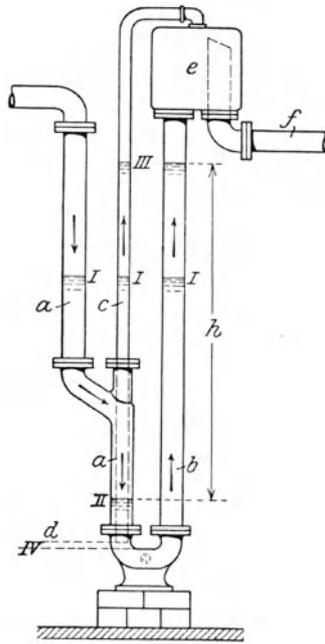


Abb. 154. Standrohr.
(Rud. Otto Meyer, Hamburg.)

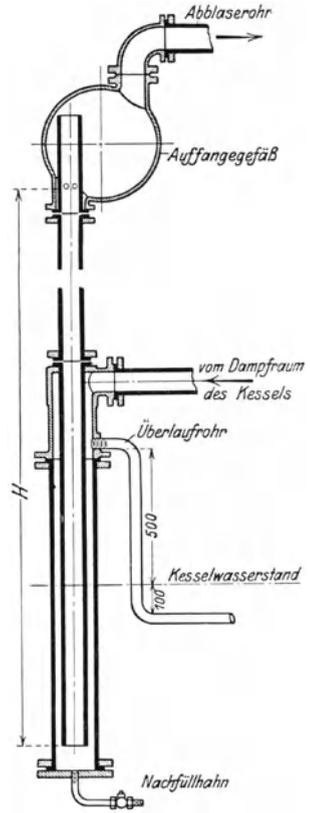


Abb. 155. Standrohr.
(Rietschel u. Henneberg, Berlin.)

Die Niederdruckdampfkessel müssen gesetzlich (s. Anhang) „mit einem unverschließbaren, in den Wasserraum hinabreichenden Standrohr von nicht über 5 m Höhe oder durch eine andere von der Zentralbehörde des Bundesstaates genehmigte Sicherheitsvorrichtung verbunden sein“. Für Preußen gilt eine Sonderbestimmung, die besagt, „daß bei Kochkesseln, in denen Dampf aus Wasser durch Einwirkung von Feuer erzeugt wird, an Stelle des 5 m hohen, 8 cm weiten in den Wasserraum reichenden Standrohres allgemein gestattet werde, vom Dampfraum ausgehende, nicht abschließbare Rohre in Heberform oder mit mehreren auf- und absteigenden Schenkeln anzuwenden, deren aufsteigende Äste zusammen bei Wasserfüllung nicht über 5 m, bei Quecksilberfüllung nicht über 0,37 m Höhe haben dürfen, während der lichte Durchmesser runder Rohre überall bei einer wasserberührten Heizfläche

bis zu 1 m ²	mindestens 25 mm	bis zu 7,5 m ²	mindestens 55 mm
„ „ 2 „	„ 30 „	„ „ 8,5 „	„ 60 „
„ „ 3 „	„ 35 „	„ „ 10 „	„ 65 „
„ „ 4 „	„ 40 „	„ „ 11,5 „	„ 70 „
„ „ 5 „	„ 45 „	„ „ 13 „	„ 75 „
„ „ 6 „	„ 50 „	über 13 „	„ 80 „

betragen muß.

Hat das Standrohr oder ein Teil desselben einen anderen als runden Querschnitt, so ist eine Querschnittsgröße maßgebend, die der Kreisfläche mit dem angegebenen Durchmesser gleichkommt.“

V. Hochdruckdampfheizung.

Die Hochdruckdampfheizung ist dadurch gekennzeichnet, daß der Dampf im Heizkörper eine höhere Spannung als 1 ata besitzt, etwa 1,5 bis 3 ata. Damit ergeben sich dann Heizflächentemperaturen von 110 bis 130° C. Da solche Temperaturen vom hygienischen Standpunkte aus nicht zulässig sind, soll diese Heizungsart für Wohn- und Arbeitsräume nicht verwendet werden. Nur Ausnahmefälle rechtfertigen die Verwendung der Hochdruckdampfheizung.

Das Verhalten des Dampfes im Heizkörper ist hier wesentlich anders als bei der Niederdruckheizung. Es ist nicht möglich, die Heizkörper nur teilweise mit Dampf zu füllen, denn bei den hohen Drücken müßten die Durchgangsverschnitte der Regulierventile so klein werden, daß dies praktisch nicht ausführbar ist. Die Hochdruckheizkörper erhalten deshalb keine Regulier-, sondern nur Absperrventile. Eine Regulierung ist deshalb nur in der Weise möglich, daß man den Heizkörper unterteilt

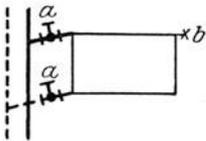


Abb. 156. Anschluß eines Hochdruck-Dampfheizkörpers. *a* = Absperrventile, *b* = Entlüfter.

und nur eine veränderliche Zahl von Teilheizflächen in Betrieb nimmt. Der Dampf füllt aber nicht nur den Heizkörper, sondern er tritt auch in die Kondensleitung über und füllt auch diese mit Dampf unter hohem Druck. Aus diesem Grunde muß der Heizkörper nicht nur ein Absperrventil am Dampfeintritt, sondern auch ein Absperrventil am Dampfaustritt erhalten, da er sonst auf dem Umweg über die anderen nicht abgestellten Heizkörper von rückwärts geheizt würde (Abb. 156).

Will man das Übertreten von Dampf in die Kondensleitung vermeiden, so muß hinter jedem Heizkörper oder doch hinter einzelnen Heizkörpergruppen ein Dampfstauer oder ein Kondensstopf eingebaut werden.

Führung der Heizstränge. Die beste Strangführung (obere Verteilung) ist in Abb. 157 dargestellt. Der ankommende Dampf wird in *a* entwässert (*b* Kondensstopf)

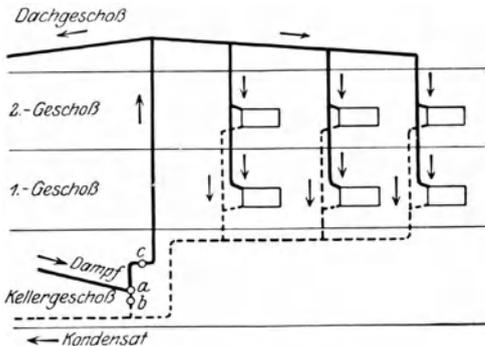


Abb. 157. Obere Verteilung der Dampfleitungen.

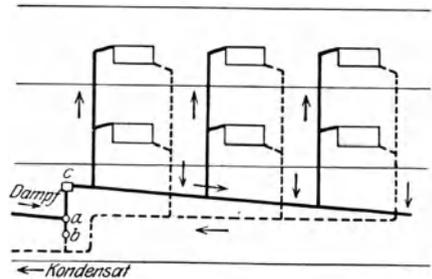


Abb. 158. Untere Verteilung der Dampfleitungen.

und in *c* durch einen Druckminderer auf die Heizspannung gebracht. Der Dampf steigt dann hoch und versorgt mit oberer Verteilung die einzelnen Stränge. Das Kondensat fließt stets in der Strömungsrichtung des Dampfes. — Ungünstiger ist die Ausführung nach Abb. 158 (untere Verteilung), da die Steigstränge nicht einwand-

frei entwässert werden können und in ihnen das Kondensat dem Dampf entgegenströmt. Trotzdem wird die letztere Ausführung als die billigere meist gewählt. Über die Berechnung des Rohrnetzes s. II. Teil, S. 222.

Entlüftung der Heizkörper. Als Heizkörper werden am besten glatte Rohre benutzt, die sich gut entlüften können. Aber auch alle anderen auf S. 45 bis 48 angeführten Heizkörperarten sind verwendbar. Heizkörper, die sich schlecht entlüften, erhalten Entlüftungsventile (oder Hähne), die eine tägliche Bedienung erfordern. Dies kann durch Verwendung selbsttätiger Entlüfter (Abb. 159) überflüssig gemacht werden, wobei zu bemerken ist, daß die Apparate öfters versagen und daher überwacht werden müssen. Die Vorrichtungen werden oft gleichzeitig als Belüfter (kurz Selbstlüfter genannt) ausgeführt, was insbesondere bei schmiedeeisernen Heizkörpern nötig ist. Nach Abstellen des Dampfes tritt nämlich in der Heizfläche rasch eine verhältnismäßig hohe Luftleere auf, die bei nicht rechtzeitiger Belüftung zu einer Zerstörung des Heizkörpers führen kann. Zu Abb. 159 ist folgendes zu bemerken. Der Ventilkegel sitzt auf einem Ausdehnungskörper, welcher am Boden der Hülse *a* befestigt ist. Der Entlüfter wird derart aufgeschraubt, daß der Ausdehnungskörper von dem Heizmittel umspült werden kann. Beim Anheizen entweicht die Luft in der Pfeilrichtung. Tritt Dampf an den Ausdehnungskörper, so wird das am Austritt befindliche Ventil geschlossen und der Luft der Weg versperrt. Beim Abheizen geht der Vorgang umgekehrt vor sich. Über die Berechnung der Heizflächen s. II. Teil, S. 171.

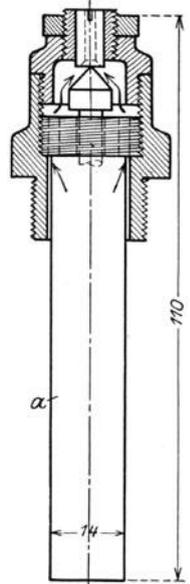


Abb. 159. Selbsttätiger Entlüfter.

VI. Vakuumheizung.

Die Vakuumdampfheizung bildet das Gegenstück zur Hochdruckdampfheizung. Während der Dampfdruck im Heizkörper bei der Hochdruckdampfheizung erheblich über eine Atmosphäre und bei der Niederdruckdampfheizung ziemlich genau eine Atmosphäre beträgt, ist er bei der Vakuumheizung unter einer Atmosphäre, und zwar innerhalb ziemlich weiter Grenzen veränderlich. Daraus folgt, daß die Oberflächentemperaturen der Heizkörper sich unter 100°C halten, und daß sie sich der herrschenden Außentemperatur anpassen lassen. Die Vakuumheizung ist also in hygienischer Beziehung der Warmwasserheizung ebenbürtig, und sie ist wie diese generell regelbar. (Vgl. S. 52.)

Die Rohrführung ist die gleiche wie bei allen Dampfheizungen, nur ist in die Kondensleitung eine Pumpe gesetzt, die Luft und Kondensat absaugt. Durch Regelung der Pumpenleistung und der Kesselbelastung kann das Vakuum und damit die Heizflächentemperatur in weiten Grenzen verändert werden. Vakuumheizungen erfordern sehr sorgfältige Montage, damit das Rohrnetz möglichst luftdicht wird.

In dieser Form, d. h. als reine Heizungsanlage ohne Verbindung mit einem Kraftbetrieb hat sich die Vakuumheizung bei uns noch wenig eingeführt. In Amerika dagegen werden sie, wie Professor Brabbee auf dem Kongreß in Wiesbaden mitteilte (Bericht des 12. Kongresses für Heizung und Lüftung), vielfach ausgeführt, und zwar weniger wegen der hygienischen Vorteile oder wegen der generellen Regelbarkeit, als vielmehr wegen der Möglichkeit, auch ohne genaue Rohrnetzrechnungen eine sicher arbeitende Anlage zu schaffen. Bei uns in Deutschland werden Vakuumheizungen meist nur als Abdampfanlagen einer Kraftmaschine ausgeführt (vgl. darüber später S. 86).

VII. Indirekte Verwendung des Hochdruckdampfes.

Wenn auch die Verwendung des Hochdruckdampfes als Heizmittel im Heizkörper nach den früheren Ausführungen nicht zweckmäßig ist, so ist der Hochdruckdampf doch vorzüglich geeignet, den Transport der Wärme zu übernehmen, also als Wärmeträger zu dienen, weil dabei die Rohrleitungen billiger als bei Niederdruckdampf werden und sich auch sonst eine Reihe betriebstechnischer Vorteile ergeben. Es entstehen so die sogenannten gemischten Heizsysteme, nämlich die Dampfwarmwasserheizung, die Dampfheizung und die Niederdruckdampfheizung mit entspanntem Hochdruckdampf.

A. Dampf-Warmwasserheizung.

1. Allgemeine Anordnung.

In die Heizrohre eines wassergefüllten Kessels K (Abb. 160) tritt aus der Leitung a Dampf ein und erwärmt das Wasser. Dabei wird der Dampf niedergeschlagen, und das Kondensat verläßt durch die Leitung b den Warmwasserbereiter K . Aus K steigt das erwärmte Wasser im Heizstrang S hoch, gelangt zum Ausdehnungsgefäß A , dann in die Vorlaufverteilung V , in die Fallstränge F und in die Warmwasserheizkörper H . Aus ihnen tritt das abgekühlte Wasser durch die Rückläufe R zum Kessel K zurück.

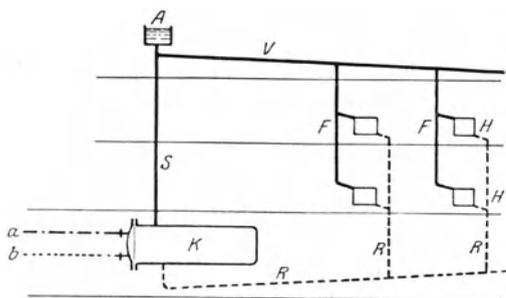


Abb. 160. Dampfwarmwasserheizung.

- — — — Dampf,
- Kondensat,
- Warmwasservorlauf,
- Warmwasserrücklauf.

Man erkennt, daß die Dampf-Warmwasserheizung eine gewöhnliche Warmwasserheizung ist, deren Kessel nicht durch Feuer, sondern mittels Dampf (Hoch- oder Niederdruckdampf oder Heißwasser) geheizt wird.

2. Dampf-Warmwasserbereiter.

a) Gegenstromapparate.

Eine Ausführungsform der Dampf-Warmwasserbereiter ist in Abb. 161 dargestellt. Der Dampf kommt bei D an, durchströmt die Rohre U und tritt durch N

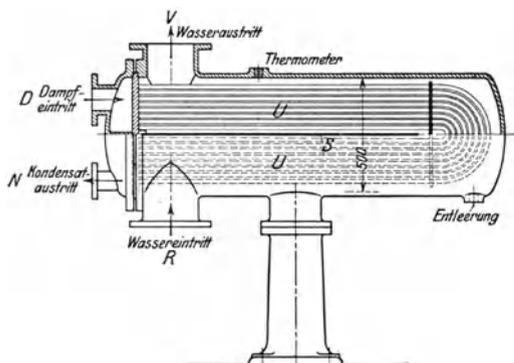


Abb. 161. Gegenstromapparate.
(Hoffmannwerk, Leuben-Dresden.)

als Kondensat (bzw. als Wasser-Dampfgemisch) aus. Das Heizungswasser strömt im Rücklauf R zu, streicht, durch die Scheidewand S gezwungen, im Gegenstrom zum Dampf und verläßt den Apparat durch die Vorlaufleitung V . Die U-Form der Rohre ist deswegen beliebt, weil die Rohrausdehnung dadurch in einfachster und sicherster Weise ermöglicht wird. Sollen die U-Rohre unbedingt vor der Zerstörung gesichert sein, so müssen sie aus Kupfer hergestellt werden. Nach Abnahme der Dampf- und Kondensatanschlüsse können die gesamten

Heizschlangen aus dem Gegenstromapparat leicht herausgezogen werden. Die Regelung der Wassertemperatur kann durch entsprechendes Drosseln der Dampfmenge erfolgen. Hierzu können auch selbsttätige Regler benutzt werden.

Der Vorteil der Apparate nach Abb. 161 ist ihr rasches Anheizen, der Nachteil hingegen das schnelle Erkalten der geringen in ihnen befindlichen Wassermasse.

b) Dampf-Warmwasserkessel.

Die Abb. 162 stellt einen Dampf-Warmwasserkessel vor, der infolge des größeren Wasserinhaltes ein gewisses Vorhalten der Wärme nach abgestelltem Heizbetrieb

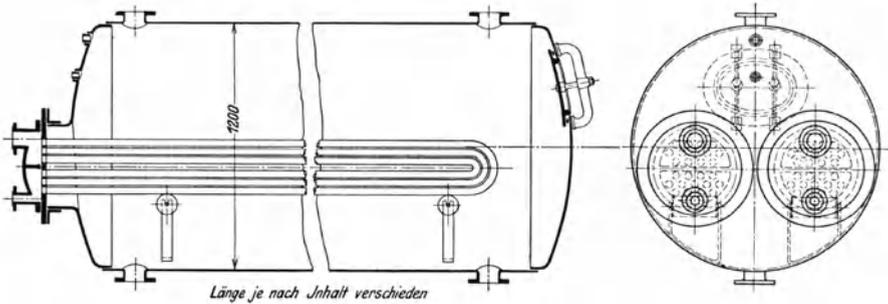


Abb. 162. Dampf-Warmwasserkessel.
(Rietschel & Henneberg, Berlin)

sichert. Hier ist ebenfalls das Rohrbündel nach Lösen der Verbindungen leicht ausziehbar. Diese Kessel heizen naturgemäß nicht so schnell an wie die unter *a* erwähnten Apparate.

c) Apparate mit veränderlicher Heizfläche.

Vorstehende Apparate haben eine unveränderliche Heizfläche. Ihre Wärmeleistung ist darum nur in beschränktem Maße veränderlich.

Eine Veränderung der Heizfläche läßt sich einerseits dadurch erzielen, daß man die Heizrohre gruppenweise zusammenfaßt und die einzelnen Gruppen absperrbar macht. Ein wesentlich anderes Verfahren ist das von Crell sen. im Gesundheits-Ing. 1911, S. 23 angegebene Verfahren durch Anstauen des Kondensates. In Abb. 163 ist ein Wärmeaustauschapparat mit stehenden Rohren dargestellt. Bei *A* strömt das zu erwärmende Wasser ein, bei *B* das erwärmte Wasser aus. Bei *C* ist der Dampfeintritt und bei *D* der Kondensataustritt. Die Regulierung dieses Apparates erfolgt nicht durch mehr oder minder starkes Drosseln des Dampfeintrittes, da sich dies praktisch schwer durchführen läßt, sondern durch Drosselung des Kondensatabflusses. Steigt der Wasserspiegel des Kondensates, so schalten sich damit dampfbespülte Heizflächen von selbst aus, und die Wärmeleistung des Wärmeaustauschapparates geht zurück. Die Ausbildung des Drosselventiles *D* erfordert besondere Sorgfalt und Erfahrung, da selbst bei großen Heizleistungen die Durchströmquerschnitte im Ventil äußerst klein werden.

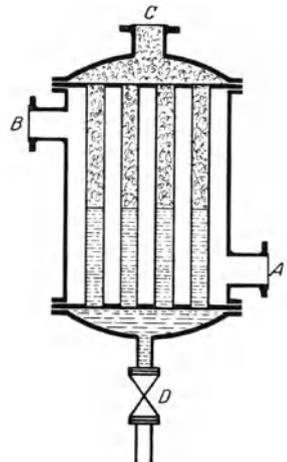


Abb. 163. Regulierung durch Anstauen des Kondensates.

d) Sicherheitsvorrichtungen für Dampf-Warmwasserkessel.

Auch bei Dampf-Warmwasserkesseln sind die auf S. 54 bis 59 besprochenen Sicherheitsvorrichtungen an-

zuwenden, wobei die Heizfläche in „feuerbeheizte“ umzuwerten ist nach der Gleichung

$$H' = \frac{\text{Höchstleistung des Wärmeaustauschkörpers}}{10000}$$

Hierin ist H' die gedachte „feuerbeheizte“ Heizfläche in m^2 , 10000 die Belastung der „feuergeheizten“ Heizfläche in $\text{kcal/m}^2\text{h}$. (S. die preußischen Ministerialerlasse vom 5. Juni 1925 und 3. März 1927 im Anhang S. 284.)

3. Anwendungsgebiet.

Die Anwendung dieser Heizart wird in allen jenen Fällen angezeigt sein, bei denen Dampf auf dem Gelände unmittelbar gebraucht wird, dennoch aber bestimmte Bauteile Warmwasserheizung erhalten sollen. Dies kann z. B. in Krankenhäusern eintreten, bei denen Gebrauchsdampf zum Waschen, Kochen, Desinfizieren usw. vorhanden sein muß, die Krankenzimmer aber durch Warmwasserheizkörper zu erwärmen sind (s. Fernheizungen S. 95 und weiter Abwärmeverwertung S. 87). Auch Sonderfälle kommen in größerer Zahl in Betracht. Angenommen, das in der Nähe einer Fabrik liegende Beamtenwohnhaus soll Warmwasserheizung erhalten, dann kann zur Erwärmung des Heizwassers an Arbeitstagen billiger Fabrikabdampf benutzt werden, während Sonntags ein mit Koks gefeuerter gußeiserner Warmwasserkessel in Tätigkeit tritt.

B. Dampf-Luftheizungen.

Es sind dies Luftheizungen, bei denen die zum Erwärmen der Räume verwendete Luft an dampfbespülten Heizflächen erhitzt wird. Weiteres über diese Anlagen s. S. 87 und 99.

C. Niederdruckdampfheizung mit entspanntem Hochdruckdampf.

1. Im Reduzierventil entspannter Hochdruckdampf.

Die Niederdruckdampfheizung wird in gewöhnlicher Weise ausgeführt und an den Niederdruckdampf-Hauptverteiler angeschlossen. Dieser empfängt seinen Dampf vom Hochdrucknetz über ein Reduzierventil. Damit nun gegebenenfalls bei einem Versagen des Reduzierventils unter keinen Umständen höherer Dampf in die Heizung gelangen kann als 0,5 atü ist behördlicherseits vorgeschrieben, daß ein Standrohr unabsperrbar mit dem Niederdruckverteiler verbunden ist.

2. In einer Kraftmaschine entspannter Hochdruckdampf- (vgl. Abdampfverwertung S. 83).

D. Verlegung und Ausstattung längerer Dampfleitungen.

Über Flanschenverbindungen, Rohrlagerung und den Wärmeschutz der Dampfrohre gelten die allgemeinen Gesichtspunkte, wie sie auf S. 36 bis 44 dargestellt sind. Besondere Beachtung verdient bei längeren Dampfleitungen die Entwässerung der Leitung, d. h. die Trennung des im Rohr gebildeten Kondensates vom Dampf durch den Wasserabscheider und die Entfernung des Kondensates aus der Leitung durch den Wasserableiter oder Kondenstopf.

1. Begriff der Dampffuchtigkeit.

Der Feuchtigkeitsgehalt des Dampfes in einer Leitung wird nach Prozenten gerechnet, und zwar besagt eine Angabe von beispielsweise 20 vH Feuchtigkeit, daß die Strömung 80 Gewichtsteile trockenen Dampf und 20 Gewichtsteile Wasser mit sich führt, wobei dieses Wasser teils als geschlossener Strom an der Sohle der Leitung strömt, teils als fein verteilte Tropfen im Dampfstrom schwebt. Wiederholte Versuche, die an ganz verschiedenen Stellen ausgeführt wurden¹, haben gezeigt, daß der Anteil dieses Wassers in Tropfenform den geringen Betrag von 1 vH nicht überschreitet. Soll eine Leitung entwässert werden, so genügt es deshalb in weitaus den meisten Fällen, wenn man das an der Sohle fließende Wasser entfernt, und dies ist sehr leicht möglich. Eine in die Flanschenverbindung eingebaute Drosselscheibe nach Abb. 164 erfüllt diese Aufgabe vollständig. Will man einen besonderen Wasserabscheider einbauen, so soll dieser von einfachster Bauart (Abb. 165) (niedriger Druckverlust) und möglichst klein sein (geringer Wärmeverlust). Die Entfernung des im Dampf schwebenden Wassers ist sehr schwer möglich und in weitaus den meisten Fällen auch un-

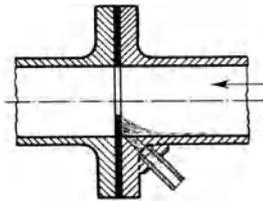


Abb. 164. Entwässerung durch Drosselflansch.

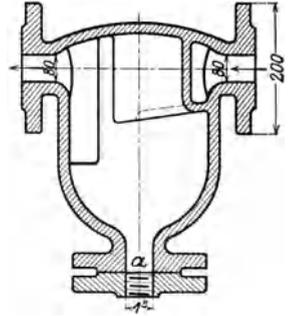


Abb. 165. Wasserabscheider.

nötig. Durch Wasserabscheider mit mehrfach hintereinander geschalteten Prallplatten läßt sich die Feuchtigkeit auf etwa 0,5 vH herabsetzen. Solche Wasserabscheider haben aber einen beachtenswerten Druckverlust.

2. Führung der Dampfleitung mit Rücksicht auf richtige Entwässerung.

Wie schon bei der Niederdruckdampfheizung erwähnt wurde, sollen Dampfleitungen stets mit Gefälle verlegt werden, damit das Kondensat mit dem Dampf in

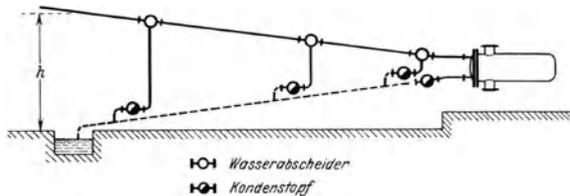


Abb. 166. Entwässerung einer Dampfleitung.

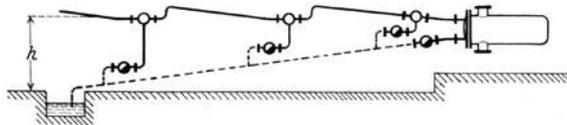


Abb. 167. Entwässerung einer Dampfleitung.

¹ Sendtner: Die Bestimmung der Dampffuchtigkeit mit dem Drosselkalorimeter und seine Anwendung zur Prüfung von Wasserabscheidern. Dissertation München 1910; Mitt. über Forschungsarbeiten d. V. d. I. Heft 98 u. 99. Berlin 1911. — Deinlein: Versuche über die Abhängigkeit der Dampffuchtigkeit von der Kesselbelastung, Z. bayr. Rev.-V. 1913, S. 135 und 1914, S. 203. — Hencky: Die Größe des Feuchtigkeitsgehaltes von Wasserdampf. Z. bayr. Rev.-V. 1920, S. 165 u. 175.

gleicher Richtung strömt. Vor jeder Verwendungsstelle des Dampfes, sei dies eine Kraftmaschine oder ein Wärmeaustauschapparat, muß in die Leitung ein Wasserabscheider eingebaut werden. Bei sehr langen Leitungen muß auch an einigen Zwischenstellen entwässert werden (Abb. 166).

Erlauben es die Verhältnisse nicht, die Leitung in einer geraden Linie mit stetigem Gefälle zu verlegen, so muß gemäß Abb. 167 die Leitung sägeförmig verlegt werden. Vor jedem Anstieg der Leitung muß neu entwässert werden.

3. Kondensatrückführung.

In den meisten Fällen darf man das Kondensat nicht abfließen lassen, sondern muß es wieder zum Kessel zurückführen. Am einfachsten ist es, wenn man die ganze Kondensatleitung mit Gefälle nach dem Kesselhaus zu verlegt, das Kondensat dort in einer Grube sammelt und von hier aus mit Speisepumpen in den Kessel zurückführt gemäß Abb. 166 und Abb. 167. Wenn es aber die Geländeverhältnisse nicht gestatten, die Kondensatleitung in dieser Weise mit durchgehendem Gefälle zu verlegen, so muß man am Ende der Leitung das Kondensat in einer Grube sammeln, mit einer Pumpe in einen Hochbehälter schaffen und von hier aus mit Gefälle nach dem Kesselhaus zurückführen (Abb. 168). Die Pumpen werden meist elektrisch angetrieben, und zwar schalten sich die Pumpen selbst ein, wenn in der Kondensatgrube ein gegebener Höchstwasserstand erreicht ist.

Manchmal werden statt der Speisepumpen selbsttätige Rückspeiser verwendet. Eine der möglichen Bauarten der Rückspeiser zeigt Abb. 169. Das von *a* kommende Kondensat füllt den Topf *T* und hebt den Schwimmer *S* bis zum Stellung *R*. Bei weiterem Wasserzulauf wird schließlich der Auftrieb so groß, daß das Kippgewicht *K* umfällt, wodurch gleichzeitig der Dampf-einlaß *E* geöffnet wird. Durch den eintretenden Kessel-dampf fließt nunmehr das Wasser durch den Auslaß *A* ab. Beim Entleeren sinkt der Schwimmer und dreht das Kippgewicht wieder zurück.

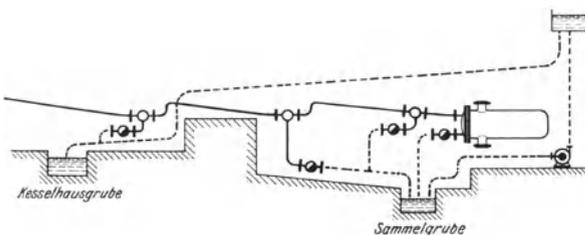


Abb. 168. Entwässerung einer Dampfleitung.

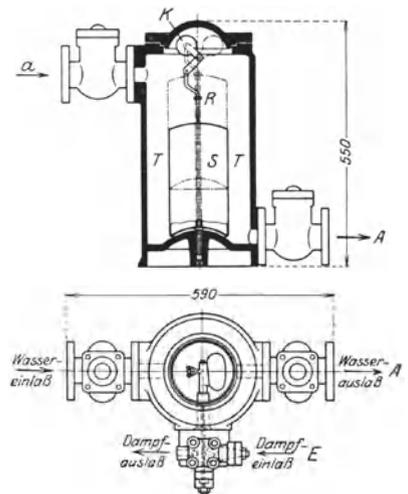


Abb. 169. Krantzscher Rückspeiser.

Über die Berechnung der Kondensatleitungen s. II. Teil, S. 225. Ist in seltenen Fällen die Rückführung des Kondensats technisch undurchführbar oder wirtschaftlich nicht berechtigt, so läßt man das Wasser in die Kanalanlage abfließen. Dann ist aber die Vorschaltung einer Grube nötig, in der sich das Wasser unter 40°C abkühlt. Die Verwendung gußeiserner statt tönerner Abflußrohre, auf eine entsprechende Länge, ist zu empfehlen.

4. Kondensstöpfe.

Die Dampfleitung steht unter Kesseldruck, die Kondensatleitung unter Atmosphärendruck. Die Schleuse, welche das Kondensat aus der einen Leitung in die andere Leitung übertreten läßt, ist der Kondensstopf.

Man unterscheidet:

1. Töpfe mit geschlossenem Schwimmer,
2. Töpfe mit offenem Schwimmer,
3. Ausdehnungstöpfe,
4. Töpfe ohne bewegliche Teile.

Einen Kondensstopf (Kondensat-Ableiter) der 1. Art zeigt Abb. 170. Das bei *a* ankommende Kondensat tritt in den Hohlkörper *b*, in dem sich ein Schwimmer *c* befindet. Dieser steuert ein Ventil *d* derart, daß dieses bei gesenkter Schwimmerstellung „zu“ ist. Allmählich füllt sich der Hohlraum *b* mit Wasser, der Schwimmer *c* hebt sich und öffnet nunmehr das Ventil *d*. Der hinter *a* stehende Dampf drückt jetzt das Kondensat durch *d* bei *e* fort. Mit dem abströmenden Kondensat sinkt aber auch der Schwimmer *c* und schließt das Ventil *d*.

Einen Vertreter der Töpfe 2. Art (mit offenem Schwimmer, auch Freifalltöpfe genannt) zeigt Abb. 171. Das bei *a* ankommende

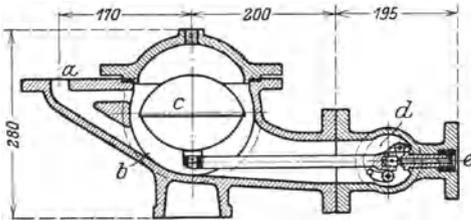


Abb. 170. Kondensstopf mit geschlossenem Schwimmer.
(Dreyer, Rosenkranz u. Droop, Hannover.)

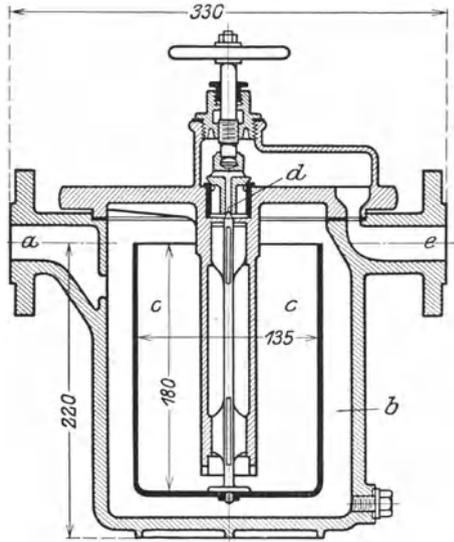


Abb. 171. Kondensstopf mit offenem Schwimmer (Freifalltopf).
(Jäger, Rothe und Nachtigall, Leipzig.)

Kondensat tritt in den Hohlraum *b*, den es immer weiter anfüllt. In dem in *b* sich sammelnden Kondensat steht der Schwimmer *c* (Freifalltopf) in seiner obersten Lage und schließt dadurch das Nadelventil *d*. Das in *b* ansteigende Kondensat erreicht endlich die Oberkante von *c* und tritt nun in den Freifalltopf *c* selbst ein. Sobald das Gewicht des sich mit Wasser füllenden Schwimmers *c* größer ist als sein Auftrieb, senkt sich *c* und öffnet dadurch das Nadelventil *d*. Der hinter *a* stehende Dampfdruck treibt nun das Wasser durch die hohle Achse in den Deckelteil und dann bei *e* fort. Ist so viel Wasser aus *c* fortgeschafft, daß der Auftrieb den Topf *c* hochtreibt, so schließt sich damit das Nadelventil und das Spiel beginnt von neuem.

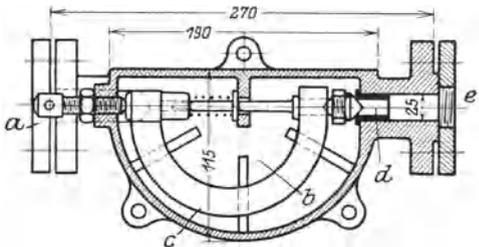


Abb. 172. Rohrfederableiter.
(Jäger, Rothe und Nachtigall, Leipzig.)

Die Bauart 3 (Ausdehnungstöpfe) vertritt der Rohrfederableiter Abb. 172. Das bei *a* ankommende Dampfwassergemisch ist zunächst sehr heiß und tritt so in den

Hohlkörper *b*. Darin befindet sich eine Rohrfeder *c*, die mit einer leicht siedenden Flüssigkeit gefüllt ist. Das Sieden tritt ein, die Feder *c* dehnt sich aus und schließt das Nadelventil *d*. Allmählich kühlt sich das Dampfwassergemisch ab, die verdampfte Flüssigkeit in *c* kondensiert wieder, die Rohrfeder *c* zieht sich zusammen, das Ventil *d* öffnet sich und der hinter *a* stehende Dampf drückt das Kondensat bei *e* aus. Durch den nachfolgenden Dampf steigt die Temperatur in *b*, die Flüssigkeit in *c* verdampft, und der geschilderte Vorgang wiederholt sich.

Als Beispiel der Bauart 4 (Töpfe ohne bewegliche Teile) ist der Kreuzstromtopf Abb. 173 bekannt. Das Dampfwassergemisch tritt bei *a* ein. Die Scheidewand im Hohlraum *b* wirkt als Wasser- und Schmutzabscheider. Dampf und Kondensat werden nach dem Raum *c* gedrückt, der durch einen Metallkonus *d* abgeschlossen ist. Die in *d* eingeschnittenen Kreuznuten wirken nach Art der Labyrinthdichtungen. Sie lassen den Dampf nicht durchschlagen, gewähren

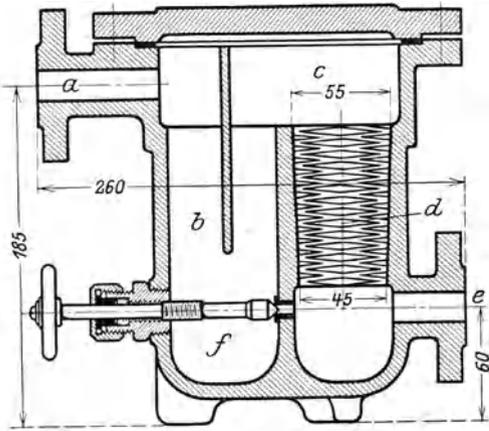


Abb. 173. Kreuzstromtopf.
(Kreuzstromwerk Hagen i. W.)

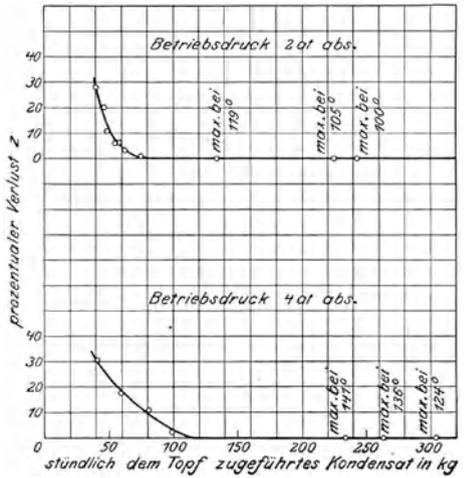


Abb. 174. Schaubild der Verluste.

aber dem Kondensat Abfluß nach *e*¹. Das Umgehungsventil *f* dient zum Anlassen und Reinigen.

Alle Bauarten zeigen bei geringer Belastung stark steigende Dampfverluste. Andererseits ist ihre Höchstleistung verhältnismäßig niedrig, so daß die Töpfe nur zwischen bestimmten Grenzen einwandfrei arbeiten². In Abb. 174 ist dieser Fall auf Grund experimenteller Forschungen der „Versuchsanstalt“ näher dargestellt. Die Schaubilder beziehen sich auf den Kreuzstromtopf nach Abb. 173. Man erkennt z. B. aus dem unteren Diagramm, daß die Dampfverluste bei einer Kondenswassermenge von 120 kg/h beginnen und rasch ansteigen. Die größte Fördermenge des Topfes beträgt bei einer Kondensattemperatur von 124° C (Anlaßzeit) rd. 300 kg/h, nimmt mit steigender Temperatur ab und beträgt z. B. bei 141° C nur mehr 235 kg/h.

Da die zu bewältigenden Dampf- und Wassermengen erheblichen Schwankungen unterliegen, stellen die Kondensstöpfe eine sehr unangenehme, dauernd der Wartung bedürftige Einrichtung dar. Bei manchen Bauarten macht auch die Entlüftung Schwierigkeiten, so daß besondere, täglich zu bedienende Entlüftungsventile vorgesehen werden müssen. Aus allen diesen Gründen sind die Töpfe übersichtlich

¹ Bei neueren Ausführungen des Apparates sitzt der Konus *d* in einem besonderen Mantel.

² E. Raich: Die Wirkungsweise neuerer Kondenswasserableiter (Mitt. a. d. Laborat. f. techn. Physik, München), Z. bayr. Rev.-V. 1922, Nr. 23.

anzuordnen, richtig zu bezeichnen und derart aufzustellen, daß sie leicht zugänglich erscheinen. Umgehungsleitungen nach Abb. 175 sollen dafür sorgen, daß beschädigte Töpfe ohne Beeinflussung der Anlage ausgebaut und instand gesetzt werden können.

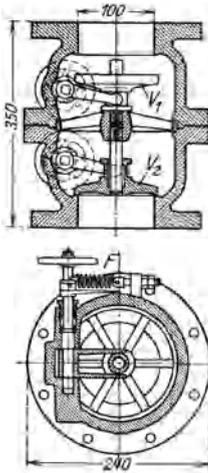


Abb. 176. Schnellschlußventil. (Schäffer & Budenberg, Magdeburg-Buckau.)

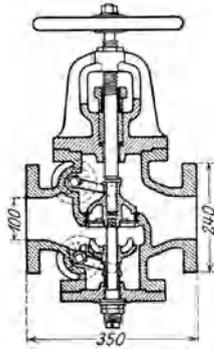


Abb. 177. Schnellschlußventil mit Handabsperrvorrichtung. (Schäffer & Budenberg, Magdeburg-Buckau.)

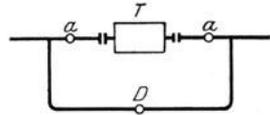


Abb. 175. T = Kondensopf, a = Absperrventil, D = Absperrventil in der Umgehungsleitung.

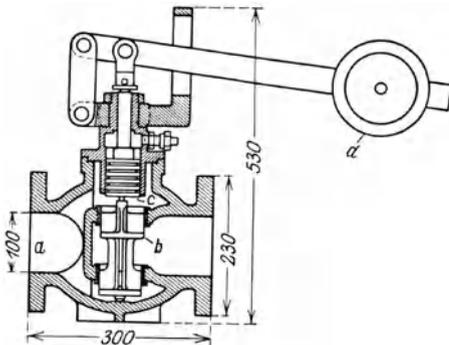


Abb. 178. Gewichtbelasteter Druckminderer. (Schäffer & Budenberg, Magdeburg-Buckau.)

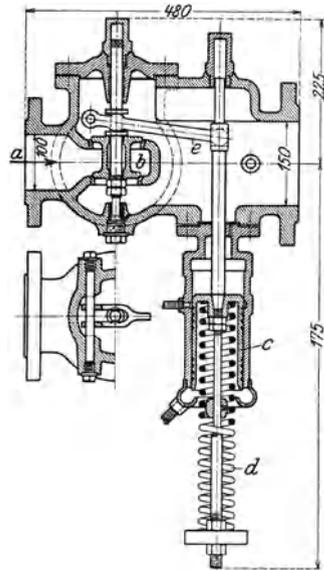


Abb. 179. Federbelasteter Druckminderer. (Gebr. Sulzer, Winterthur-Ludwigshafen.)

5. Schnellschlußventile.

Zum raschen Abschließen der Leitung dienen Schnellschlußventile.

Hiervon ist eine Ausführung in Abb. 176 dargestellt. Man erkennt die beiden Ventile V_1 und V_2 , die jene Seite der Leitung abschließen, auf der der Rohrbruch erfolgt. F sind außerhalb liegende und daher leicht nachzusehende Federn, die auf die gewünschte Arbeitsspannung eingestellt werden. Abb. 177 zeigt dieselbe Anordnung, jedoch mit zusätzlicher Handbetätigung. Man verwendet auch durch Elektromagnete gesteuerte Ventile, die durch Druckknopfbetätigung von beliebiger Stelle (Kesselhaus, Verteilerraum, Kanaleingang usw.) geschlossen werden können.

6. Reduzierventile (Druckminderer).

Die Reduzierventile können entweder gewichts- oder federbelastet ausgeführt werden (Abb. 178 und 179). Zu beachten ist, daß durch die Druckminderung eine geringe Überhitzung entsteht (Dampftrocknung).

Zu den Abbildungen ist folgendes zu bemerken:

Abb. 178. Gewichtsbelasteter Druckminderer. Der Dampf kommt von *a* und trifft das Ventil *b*. Besonders zu beachten ist, daß dies Ventil als ein entlastetes Ventil konstruiert sein muß. Dieses Ventil wird vom Kolben *c* (Labyrinthdichtung) gesteuert. Er steht unter dem Einfluß des reduzierten Druckes, dessen Höhe die Gewichtsbelastung *d* bestimmt.

Abb. 179. Federbelasteter Druckminderer. Der Dampf kommt von *a* und trifft das entlastete Ventil *b*. Dieses wird durch den Hebel *e* gesteuert, der die Bewegung des

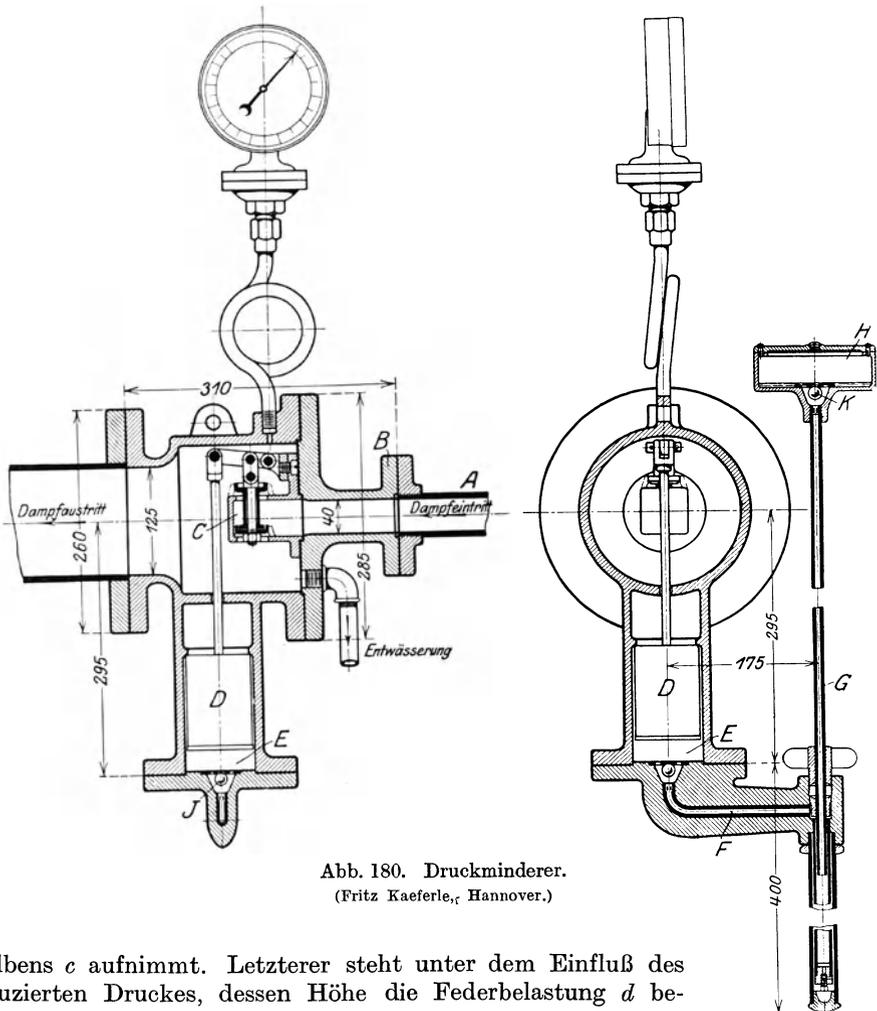


Abb. 180. Druckminderer.
(Fritz Kaferle, Hannover.)

Kolbens *c* aufnimmt. Letzterer steht unter dem Einfluß des reduzierten Druckes, dessen Höhe die Federbelastung *d* bestimmt.

Eine andere Bauart stellt Abb. 180 dar. Hier wird der Druck durch das Gewicht einer Quecksilbersäule verstellbarer Höhe eingeregelt. Der von *A* kommende Hochdruckdampf durchströmt zunächst ein zwischen die Flanschen *B* geklemmtes Reinigungssieb. Er gelangt dann zu einem entlasteten Doppelsitzventil *C*, dessen Stellung durch den Quecksilberschwimmer *D* bedingt ist. Steigt die Dampfspannung auf der Niederdruckseite, so wird das Quecksilber im Gefäß *E* und damit der Schwimmer *D* herabgedrückt, das Doppelsitzventil drosselt den Dampfzutritt, die

Spannung auf der Niederdruckseite fällt. Gleichzeitig mit dem Sinken von D ist das verdrängte Quecksilber durch die Verbindungsleitung F und die hohle Stange G in das Gefäß H ausgewichen. Fällt nun die Niederspannung unter den eingestellten Wert, so fließt Quecksilber von dem hohen Stand in H nach E , hebt den Schwimmer und öffnet das Ventil C , wodurch das Spiel von neuem beginnt. Die Kugeln J , K stellen kleine Sicherheitsabsperrungen vor, die ein Ausschleudern des Quecksilbers verhindern. Die Höhe der gewünschten Niederspannung kann (innerhalb bestimmter Grenzen) durch Heben bzw. Senken des Gefäßes H eingestellt werden. Bei sorgsamer Wartung arbeiten diese Druckminderer ausgezeichnet und drosseln z. B. von 6 at in einer Stufe zuverlässig auf 500 mm WS ab.

VIII. Abwärmeverwertung¹.

A. Abdampfverwertung.

In Anlehnung an die Schaltbilder der Elektrotechnik hat sich in den letzten Jahren auch für Schaltbilder größerer Dampfanlagen eine einheitliche Darstellungsweise herausgebildet, von der im nachstehenden Gebrauch gemacht wird². Die Bedeutung der einzelnen Zeichen gibt die Übersicht in Abb. 181. Das Schaltbild wird so ange-

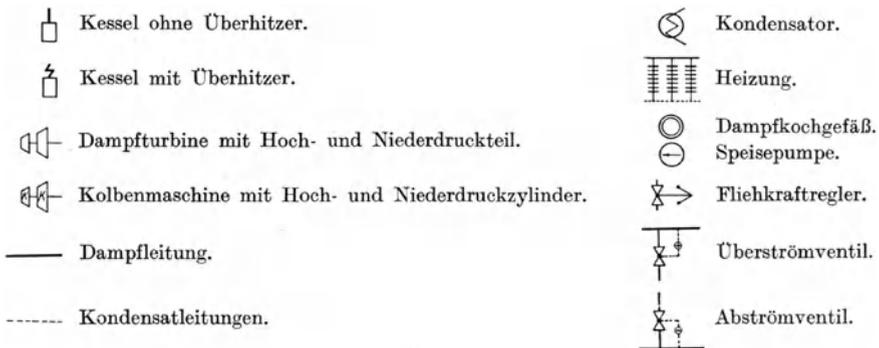


Abb. 181. Zeichenerklärung.

ordnet, daß die waagerechten Linien gleichen Wärmeinhalt des Stoffes angeben, und zwar von oben nach unten mit abnehmendem Wärmeinhalt. Der Kreislauf des Stoffes geht im Uhrzeigersinne, so daß der Kessel stets in der linken oberen Ecke der Zeichnung, der Kondensator in der rechten unteren Ecke erscheint.

Das Wesen der Abdampfverwertung kann als bekannt vorausgesetzt werden. Es soll hier nur an einigen Beispielen gezeigt werden, wie sich die Heizungsanlage in einen allgemeinen Abwärmebetrieb eingliedert.

Die Heizung selbst wird in gewöhnlicher Weise ausgeführt, nur wird jetzt der Hauptverteiler der Heizung nicht an eine eigene Kesselanlage, sondern an die Abdampfleitung der Kraftmaschine angeschlossen. Um die Leistungseinbuße der Kraftmaschine durch den Anschluß der Heizung möglichst klein zu halten, wird man den Druck am Hauptverteiler der Heizung so niedrig halten, als es mit Rücksicht auf den Druckabfall im Leitungsnetz irgend möglich ist. Im Allgemeinen wird man bei nicht allzu großen Anlagen mit 1,5 bis 2 at. im Hauptverteiler auskommen können. Über Fernheizwerke s. S. 88.

¹ De Grahl: Verwertung von Abfall- und Überschußenergie. Berlin: V. d. I.-Verlag 1927. — Reutlinger-Gerbel: Kraft und Wärmewirtschaft in der Industrie. Berlin und Wien: Julius Springer 1927. — Stein: Regelung und Ausgleich in Dampfanlagen. Berlin: Julius Springer 1926.

² Stender: Schaltbilder im Wärmekraftbetrieb. Berlin: V. d. I.-Verlag 1928.

Abb. 182 zeigt den reinen Gegendruckbetrieb bei Vorhandensein einer einzigen Kraftmaschine. Der Druck im Hauptverteiler der Heizung und damit der Gegendruck der Maschine richtet sich, wie oben erwähnt, nach der Größe des Heizungsnetzes. Die Kesselspannung errechnet sich aus der Überlegung, daß die von der Heizung benötigte Dampfmenge bei dem Druckabfall von Kesselspannung auf Gegendruck die gewünschte Leistung zu liefern vermag. Ist Kesselspannung und Gegendruck gewählt, so ist damit auch das Verhältnis von Krafterleistung und Wärmelieferung ein für allemal festgelegt. Braucht die Heizung mehr Dampf, als die Dampfmaschine Abdampf liefert, so muß der Heizung durch ein Reduzierventil aus der Hochdruckleitung Frischdampf zugeführt werden. Braucht umgekehrt die Heizung weniger Dampf, so muß der Überschuß an Abdampf durch ein Sicherheitsventil ins Freie auspuffen. Da sowohl das Reduzieren von Hochdruckdampf als auch das Auspuffen von Abdampf unwirt-

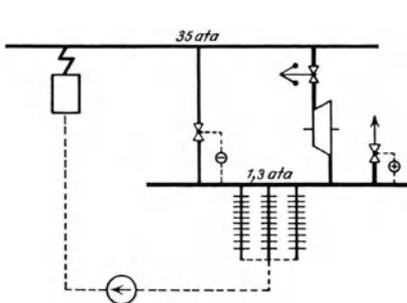


Abb. 182. Gegendruckmaschine allein.

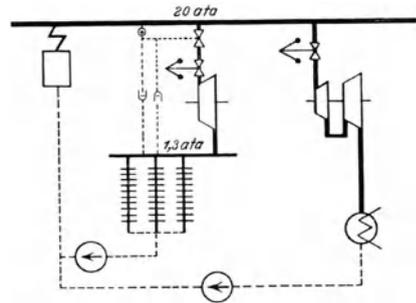


Abb. 183. Gegendruckmaschine und Kondensationsmaschine.

schaftlich ist, so stellt das reine Gegendruckverfahren keine sehr günstige Lösung der Koppelung von Heiz- und Kraftbetrieb dar.

Abb. 183 zeigt das Zusammenarbeiten von einer Gegendruckmaschine mit einer Kondensationsmaschine, und zwar ist angenommen, daß der Betrieb wesentlich mehr Kraft braucht, als die Gegendruckmaschine allein zu liefern vermag. An Stelle der Kondensationsmaschine kann auch Fremdstrombezug treten. Die Regelung der Gegendruckmaschine ist so getroffen, daß sie nur so viel Energie abgibt, als der augenblicklichen Heizdampfmenge entspricht. Alle darüber hinausgehende Energie liefert die Kondensationsmaschine.

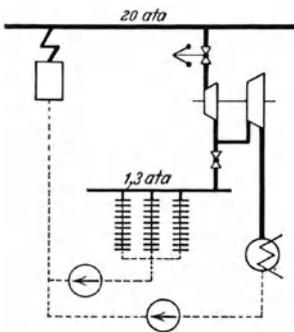


Abb. 184. Entnahmemaschine.

Eine Mittelstellung zwischen den beiden geschilderten Anordnungen nimmt die in Abb. 184 dargestellte Entnahmemaschine ein. Nach der Hochdruckstufe der Turbine wird der Dampf geteilt. Der eine Teil geht in den Hauptverteiler der Heizung, der andere in die Niederdruckstufe der Turbine. Die Regelung der Anlage ist folgende: Steigt bei unverändertem Kraftbedarf der Dampfbedarf der Heizung, so sinkt zuerst der Druck im Hauptverteiler der Heizung. Das Entnahmeventil läßt dann mehr Dampf in diesen übertreten. Infolgedessen bekommt der Niederdruckteil der Turbine zu wenig Dampf, und die Drehzahl der Maschine geht zurück. Sofort läßt der Fliehkraftregler mehr Dampf in die Maschine treten, und allmählich stellt sich ein neuer Gleichgewichtszustand ein. Umgekehrt erfolgt die Regelung, wenn bei gleichbleibendem Kraftbedarf der Heizdampfbedarf sinkt.

Bei sehr stark schwankendem Kraft- und Heizdampfbedarf kann der Einbau eines Dampfspeichers wirtschaftlich sein. Dieser kann entweder als Gleichdruck-

speicher mit der Kesselanlage verbunden sein oder als Wasserraumspeicher (Ruths-Speicher) in das Dampfnetz eingefügt sein. Abb. 185 zeigt das Schema einer größeren Anlage, bei der drei Dampfnetze verschiedenen Druckes vorhanden sind, nämlich 30 ata, 6 ata und 1,3 ata. Die Dampfmaschine ist als Entnahmemaschine ausgebildet und verwertet das Druckgefälle zwischen Hochdruck und Mitteldruck sowie zwischen Mitteldruck und Niederdruck. Mehrere Dampfkochgefäße sind an das Mitteldrucknetz, die Heizung an das Niederdrucknetz angeschlossen. Der Ruths-Speicher ist zwischen Mittel- und Niederdrucknetz eingeschaltet und kann bei seinem Aufladen von 1,3 ata auf 6 ata je Kubikmeter Wasserinhalt etwa 90 kg Dampf speichern (vgl. Hütte, 25. Aufl., Bd. I, S. 501).

Abb. 186 zeigt das Schaltschema einer Vakuumheizung. Die Heizung ist hierbei als Vorkondensator vor den eigentlichen Kondensator geschaltet. Durch Änderung

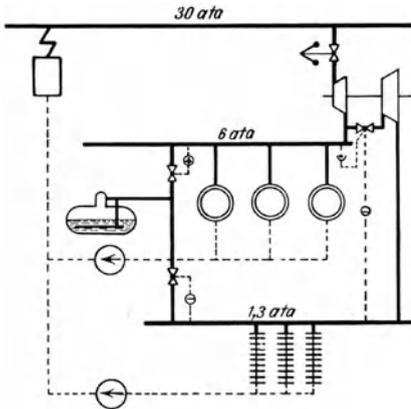


Abb. 185. Entnahmemaschine und Dampfspeicher.

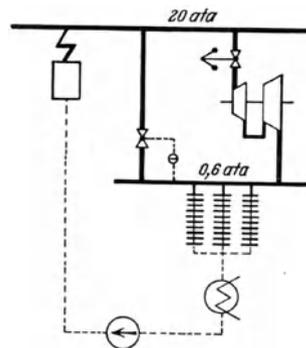


Abb. 186. Vakuumheizung.

des Vakuums im Kondensator läßt sich die Temperatur der Heizflächen der Außentemperatur anpassen. Das Beispiel einer größeren Anlage mit Vakuumheizung und Zwischendampfverwertung zeigt Abb. 187¹.

Der Frischdampf wird, nachdem er in dem Hochdruckzylinder gearbeitet hat, dem Niederdruckzylinder zugeführt. Bei d_1 befindet sich ein Druckregler. An dieser Stelle wird Anzapfdampf abgenommen, der nach Entölung und Wasserabscheidung zu einem Verteiler geleitet wird, um von hier aus den verschiedenen Verwendungszwecken zugeführt zu werden. Der Verteiler kann auch mit Zusatzdampf aus den Kesseln gespeist werden. An dem Verteiler befindet sich ein Stutzen mit der Leitung a , um je nach Bedarf Dampf in die Unterdruckheizung einführen zu können.

Der von d_1 aus in den Niederdruckzylinder geleitete Dampf wird, nachdem er hier wiederum Arbeit geleistet hat, dem Einspritzkondensator zugeführt. Vorher ist noch ein Dampfentöler und bei d_2 ein Druckregler angeordnet, von dem aus der Vakuumdampf in die Heizungsanlage geht. In der Zeichnung sind noch zu erkennen: der Hilfsauspuff, der Kühlturm, die Luftpumpe und das Differentialmanometer. Letztere nicht zu entbehrende Meßvorrichtung dient zur Beobachtung des eingestellten Vakuums.

Der Druckregler d_2 hat verschiedene Aufgaben zu erfüllen. Er dient an kalten Tagen zur Verschlechterung des Vakuums, um mit höheren Dampftemperaturen

¹ Entnommen Schulze: Die Vakuumdampfheizung. Mitteilungen der Wärmestelle des Vereins deutscher Eisenhüttenleute.

arbeiten zu können. Bei milder Witterung wird aber der Regler so eingestellt, daß der Dampf in erforderlicher Menge in die Heizung strömt, die dann als Kondensator

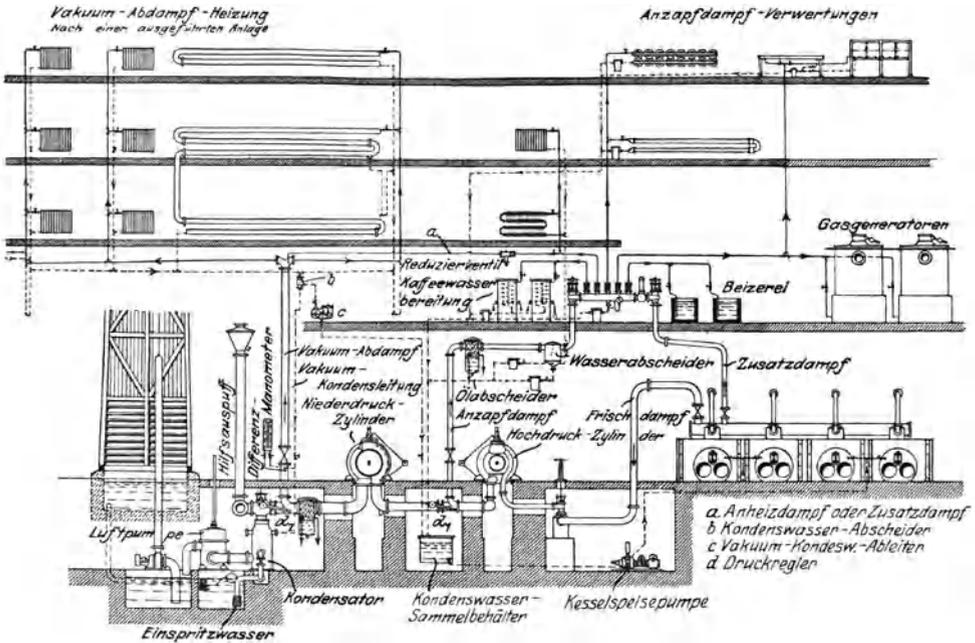


Abb. 187. Vakuum- und Anzapfdampfheizung.

wirkt. Ferner hat der Regler noch die Aufgabe, bei den verschiedenen Belastungsschwankungen der Maschine die Dampffuhr zur Heizung zu sichern und überschüssigen Dampf in den Kondensator abzuführen.

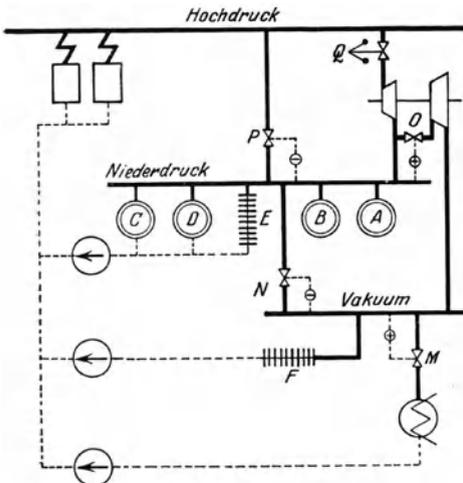


Abb. 188. Schaltbild zur Abbildung 187.

- Abb. 188 zeigt das zu dieser Anlage gehörige Schaltschema, und zwar bedeuten:
- A Gasgenerator.
 - B Beizerei.
 - C Wärmeschränke.
 - D Kaffeewasserbereitung
 - E Niederdruckheizung.
 - F Vakuumheizung.

Wenn im Vakuumdampfnetz der Druck über ein vorgeschriebenes Maß steigt, so öffnet sich das Überströmventil *M* und läßt sich mehr Dampf nach dem Kondensator entweichen. Wenn umgekehrt der Dampfdruck unter eine vorgeschriebene Grenze sinkt, so läßt das Reduzierventil *N* aus dem Niederdrucknetz Dampf zuströmen. In gleicher Weise wie hier der Druck im Vakuumnetz durch die beiden Ventile *M* und *N* in engen Grenzen gehalten wird, wird auch der Druck im Niederdrucknetz durch die beiden Ventile *O* und *P* in engen Grenzen gehalten. Das Ventil *O* und der Fliehkraftregler *Q*

Grenzen gehalten wird, wird auch der Druck im Niederdrucknetz durch die beiden Ventile *O* und *P* in engen Grenzen gehalten. Das Ventil *O* und der Fliehkraftregler *Q*

sorgen für richtige Verteilung des Dampfes auf Hochdruck- und Niederdruckteil der Kraftmaschine.

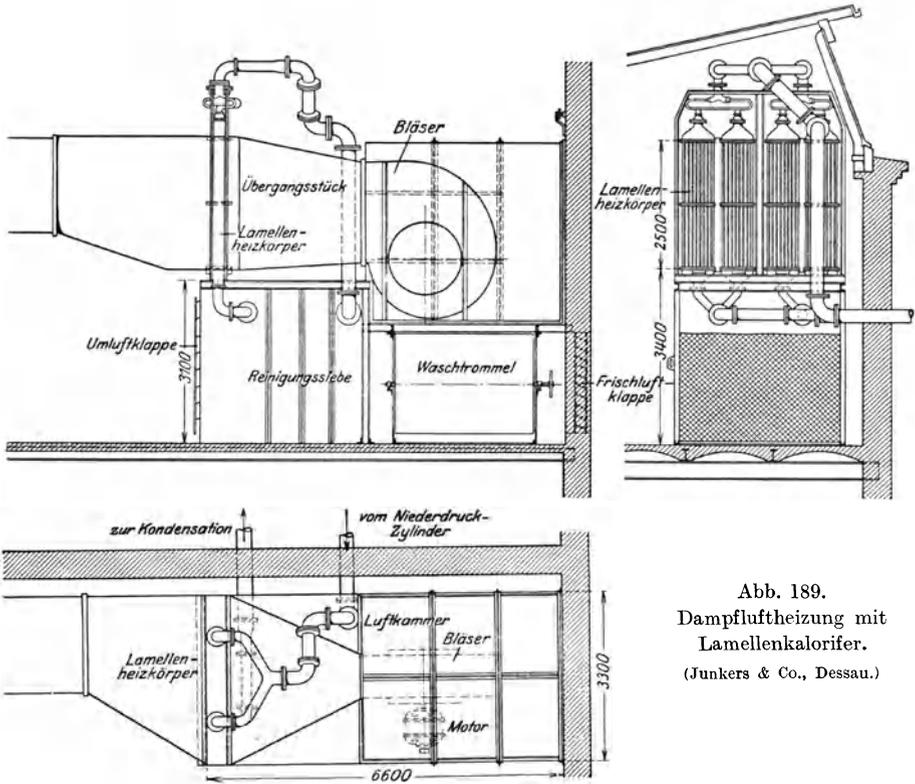


Abb. 189.
Dampfluftheizung mit
Lamellenkalorifer.
(Junkers & Co., Dessau.)

Dampf-Warmwasserheizungen und Dampf-Luftheizungen lassen sich unschwer in eine Abdampfanlage eingliedern. Man braucht nur an einen Dampfverteiler mit etwa 1 bis 1,3 ata einen Wärmeaustauschapparate nach Abb. 189 oder einen

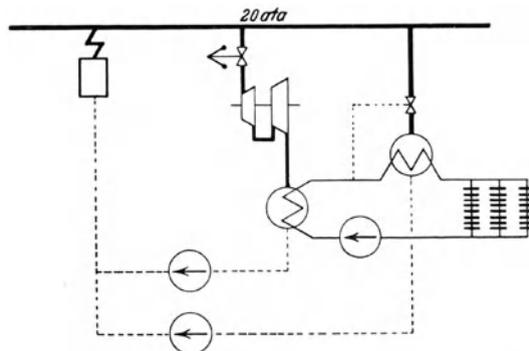


Abb. 190. Warmwasserbereiter als Kondensator.

anderen Luftherhitzer einzuschalten. Eine andere Ausführungsform zeigt Abb. 190. Hier ist der Warmwasserbereiter als Kondensator hinter die Maschine geschaltet.

Durch entsprechende Einstellung des Vakuums lassen sich verschiedene Vorlauftemperaturen der Heizung einregeln. Reicht das Kondensat der Maschine nicht aus, so wird noch ein zweiter Warmwasserbereiter oder Wassernacherhitzer über ein Reduzierventil an die Hochdruckleitung angeschlossen.

B. Weitere Arten der Abwärmeverwertung.

Bei Dieselmotoren läßt sich die in dem Kühlwasser und den Abgasen enthaltene Wärme zur Heizung und für Trockenzwecke verwenden. Andere Abwärmequellen

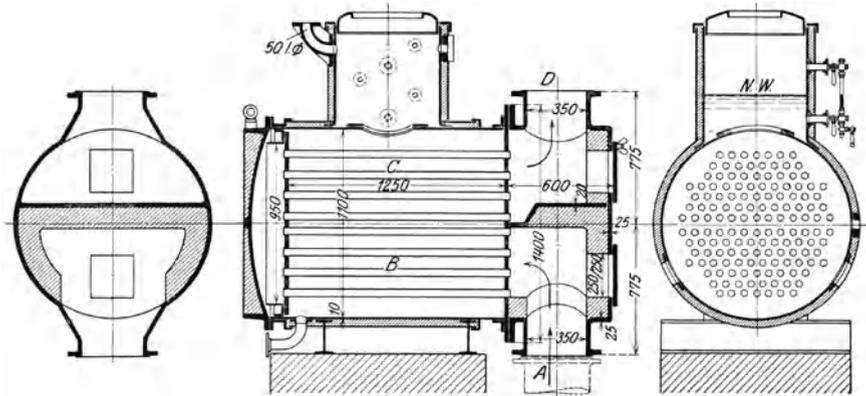


Abb. 191. Abhitzkessel.
(Gebr. Körting, Hannover.)

ergeben sich in den Betrieben von Kokereien, Gaswerken, Hüttenwerken, Brikettfabriken, bei Schmiedeöfen, keramischen Öfen und anderem mehr, bei denen im allgemeinen durch Abhitzkessel (s. Abb. 191) die in den anfallenden Abgasen enthaltene Wärme noch für andere Zwecke nutzbar gemacht wird.

IX. Fernheizungen.

Wird eine größere Anzahl weit auseinander liegender Gebäude von einer einzigen Stelle aus beheizt, so spricht man von einer Fernheizung. Solche Fernheizungen kommen zur Ausführung bei größeren Krankenhäusern, die in Pavillonbauweise erstellt sind, bei großen Fabriken, bei Siedlungen usw. Die größten Fernheizwerke sind die sogenannten Stadtheizungen — fälschlich Städteheizung genannt —, bei welchen Stadtgebiete von der Ausdehnung eines oder mehrerer Quadratkilometer zu einer einzigen Anlage zusammengefaßt werden¹. Die nachstehenden Ausführungen

¹ Vom Verein Deutscher Heizungsingenieure war für 23. und 24. Oktober 1925 in Berlin eine Tagung einberufen, die sich ausschließlich mit den Fragen der Städteheizung befaßte. Vgl. Bericht über die Tagung von Fichtl, Marx und Fröhlich. München und Berlin: Oldenbourg 1927. — Wegen der großen Bedeutung der Städteheizung hat der XII. Kongreß für Heizung und Lüftung vom 8. bis 11. September 1927 in Wiesbaden ebenfalls die Städteheizung als einen Hauptprogramm-punkt des Kongresses angesetzt. Nachstehende Vorträge behandeln die Aufgabe der Städteheizung: Margolis: Grundlagen der Städteheizung, E. Schulz: Städteheizungen im Anschluß an Kraftwerke, C. Brabbée: Neues aus der amerikanischen Heiz- und Lüftungstechnik, H. Gröber, Wärmetransport und Wärmeschutz, W. Vocke: Praktische Ausgestaltung von Fernheizleitungen, H. Schilling: Messung der Nutzwärme und Meßinstrumente. Vgl. den Bericht, herausgegeben vom ständigen Kongreßausschuß, München und Berlin: Oldenbourg 1928.

beziehen sich in erster Linie auf die Stadtheizungen, weil die für alle Fernheizwerke geltenden Gesichtspunkte hier am deutlichsten hervortreten.

Das älteste und zugleich größte Heizkraftwerk dieser Art ist das der New York Steam Company, die bereits 1879 den sogenannten „Straßendampf“ lieferte¹. Zwischen 1885 und 1901 wurde das erste größere Fernheizwerk in Europa geschaffen. Es ist dies das Fernheiz- und Elektrizitätswerk in Dresden, welches unter der Leitung Tempers von Rietschel und Henneberg durch Pfützner ausgeführt wurde².

Heute sind in Deutschland folgende Stadtf fernheizwerke teils im Bau und teils im Betrieb: Berlin-Charlottenburg, Berlin-Steglitz, Berlin-Neukölln, Barmen, Braunschweig, Breslau, Dresden, Elberfeld, Hamburg, Kiel und Leipzig.

Die Einführung der Stadtheizung bringt die mannigfachsten Vorteile mit sich, von denen der wichtigste die Verminderung der Rauch- und Rußentwicklung ist. Die heutige starke Rauchentwicklung in den Städten ist nämlich nicht in erster Linie auf das Anwachsen der Industrie zurückzuführen, sondern auf das enge Zusammendrängen vieler Tausender von Haushaltfeuerungen in unseren großen und dicht bebauten Städten. Die Abgase dieser vielen Feuerungen sind nicht nur ein Schaden für die Gesundheit der Menschen, sondern sie sind auch die Ursache für den raschen Verfall unserer Stein- und Eisenbauten, unserer Denkmäler usw. Da durch Einführung der Stadtheizung diese Verhältnisse bedeutend besser werden, wird mit Recht verlangt, daß man die Fernheizungen nicht nur vom Standpunkte eines Erwerbsunternehmens betrachten dürfe, sondern daß die Städte solche Fernheizungen gegebenenfalls als Zuschußbetriebe bauen sollten. Als weiterer Vorzug sei das starke Zurückgehen des Kohlentransportes und der Ascheabfuhr im Inneren der Städte erwähnt. Zu diesen Vorteilen, welche in erster Linie der Allgemeinheit zugute kommen, treten eine Reihe weiterer Vorzüge für Hauseigentümer und Mietparteien. Es sind dies dieselben Vorzüge, welche schon auf S. 30 bei der Besprechung der Gasheizung erwähnt wurden.

Wenn trotz dieser vielen Vorzüge die Entwicklung des Fernheizwesens sich nur langsam ausbreitet, so liegen die Gründe dafür allein in den Schwierigkeiten beim Transport der Wärme, und zwar sind dies nicht so sehr technische Schwierigkeiten als vielmehr wirtschaftliche Schwierigkeiten, die auf den hohen Preis des Rohrnetzes zurückzuführen sind. Dieser Preis setzt sich zusammen aus den Kosten für die Erdarbeiten bis zur Fertigstellung des Kanales und den Kosten für die eigentlichen Rohrstränge samt Isolierung.

Die rasche Entwicklung, welche die Schweißtechnik im letzten Jahrzehnt genommen hat, hat in einschneidender Weise auf den Bau der Fernheizwerke zurückgewirkt. Während man früher die einzelnen Rohrschüsse nur durch Flanschen verbinden konnte, ist man heute in der Lage, Rohrstrecken von 50 bis 100 m und mehr zu einem Stück zusammenschweißen. Die Folge davon ist eine ganz bedeutende Erhöhung der Betriebssicherheit, die sich vor allem darin auswirkt, daß man keine begehren Kanäle mehr für die Rohrleitungen nötig hat, sondern dieselben in niedere, zum Teil aus fertigen Formstücken bestehende Kanäle verlegen kann und nur alle 50 bis 100 m einen Einsteigschacht vorzusehen braucht. Die Verbindung der Rohre durch Schweißen verbilligt also nicht nur den Rohrstrang, sondern noch in bedeutend höherem Maße die Erdarbeiten, und es ist unstreitig in erster Linie der Einführung der Schweißtechnik zuzuschreiben, wenn heute Fernheizwerke in größerer Zahl gebaut werden können.

¹ Ohmes, K.: Heizungs-, Lüftungs- und Dampfkraftanlagen in den Vereinigten Staaten von Amerika. München: R. Oldenbourg 1912. The Heating and Ventilating Magazine 1909, 1911.

² Trautmann: Festnummer des Gesundheits-Ing. 1909.

Die Abb. 192 und 193 zeigen die Querschnitte durch zwei Kanalbauarten, die beim Charlottenburger Fernheizwerk ausgeführt wurden, und Abb. 194 einen Festpunkt des Rohrnetzes mit den Ausdehnungsstücken.

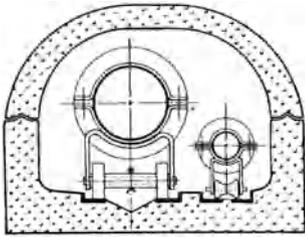


Abb. 192.

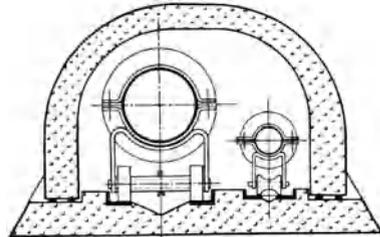
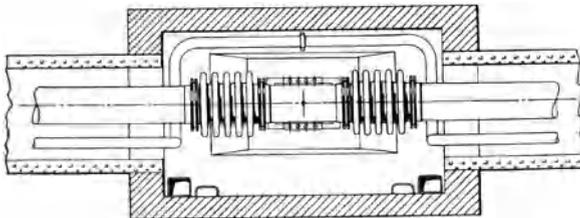
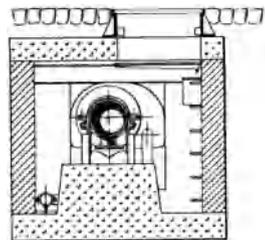
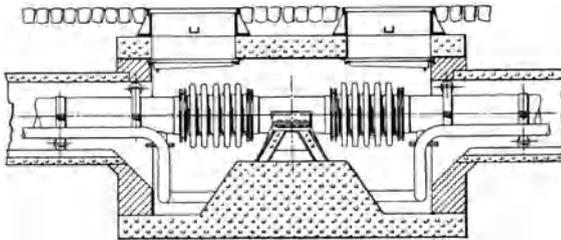


Abb. 193.

Abb. 192 u. 193. Fernheizkanal.

(Charlottenburger Fernheizwerk, Rud. Otto Meyer.)

Abb. 194. Festpunkt.
(Charlottenburger Fernheizwerk,
Rud. Otto Meyer.)

A. Die Hauptarten der Fernheizung.

Die Frage, ob man eine Stadtheizung als Abwärmeverwertungsanlage an ein Kraftwerk anschließen oder als reines Heizwerk mit Frischdampf betreiben soll, läßt sich nicht allgemein entscheiden. Vom wärmewirtschaftlichen Standpunkte aus scheint der Abwärmebetrieb allein berechtigt zu sein. Aber die bedeutend größere Einfachheit des reinen Heizbetriebes ist ein sehr wichtiges Moment zu seinen Gunsten, und zwar handelt es sich dabei nicht nur um die einfachere technische Betriebsführung, sondern auch um die einfachere kaufmännische Verwaltung und die einfacheren organisatorischen Verhältnisse. Im allgemeinen neigt man in Europa dazu, nur Heizkraftwerke zu bauen. In Amerika hat man lange Zeit die reinen Heizwerke bevorzugt, soll aber in letzter Zeit ebenfalls zu vermehrter Abdampfverwertung übergehen.

Die zweite Frage ist, ob das Werk als Ferndampf- oder Fernwasserheizwerk ausgeführt werden soll. Die Entscheidung scheint für Stadtheizungen immer mehr zu-

gunsten der Ferndampfheizungen zu fallen. Bei kleineren Anlagen, vor allem bei Krankenhausfernheizungen bevorzugt man je nach den Verhältnissen die Heißwasser- oder die Warmwasserfernheizung.

B. Ausführung der Wasserfernheizung.

Die Anlagen werden in allen Fällen als Pumpenheizungen ausgeführt. Bei kleineren Anlagen ist es möglich, die üblichen Vorlauf- und Rücklauftemperaturen der Gebäudeheizung auch für die Fernleitung zu übernehmen. Man kann dann unmittelbar das Wasser aus der Fernleitung in die Gebäudeheizungen übertreten lassen. Bei sehr großen Abmessungen und großem Wärmebedarf des Heizwerkes würden jedoch bei solchen Temperaturen die umzuwälzenden Wassermengen, damit auch die Rohrkosten und die Pumpenbetriebskosten unwirtschaftlich hoch anwachsen. Man geht darum hier zu bedeutend höheren Vorlauftemperaturen (bis zu 150°C) über und hat dann das ganze Rohrnetz unter einen Druck von mehr als 1 ata (bis etwa 5 ata) stehen.

Die Anordnung der Vor- und Rückläufe kann nach dem Tichelmanschen Verfahren (vgl. S. 65) erfolgen. Meist werden jedoch Vor- und Rücklauf in gewöhnlicher Weise verlegt. Denkt man sich in einem Schaubild Abb. 195 vom Kessel K ausgehend und im Uhrzeigersinne gerechnet den Vor- und Rücklauf zu einer Kreislinie abgewickelt und vor dem Kessel die Pumpe P eingezeichnet, so ergibt sich die stark ausgezogene bzw. gestrichelte Kreislinie. Solange die Pumpe steht, herrscht überall im Rohrnetz derselbe statische Druck p_0 , der sich im Diagramm durch die gestrichelte Kreislinie darstellt und dessen Betrag durch die Höhenlage des Ausdehnungsgefäßes festgelegt ist. Wenn die Pumpe arbeitet, so entsteht hinter der Pumpe ein Druckanstieg p_1 und vor der Pumpe eine Druckabsenkung p_2 derart, daß $(p_1 + p_2)$ gleich dem gesamten Pumpendruck wird. Im Punkt A_1 , wo das Ausdehnungsgefäß angeschlossen ist, bleibt der statische Druck p_0 erhalten. Das Druckdiagramm bei Pumpenbetrieb ist also eine Spirallinie (strichpunktiierte Linie), welche die vorhin erwähnte Kreislinie im Punkt A_2 schneidet. Unmittelbar nach der Pumpe herrscht in der Leitung der Druck $p_0 + p_1$ und dieser Druck darf nicht größer werden, als mit Rücksicht auf die gußeisernen Heizkörper und Kessel zulässig ist. Im allgemeinen ist dies 30 m WS. Bei Hochhauskesseln und Leichtradiatoren darf man je nach Angabe der liefernden Firmen mit dem Druck höher gehen. Der Druck unmittelbar vor der Pumpe sinkt auf $p_0 - p_2$ ab, und dieser Druck darf nicht kleiner werden, als dem Dampfdruck des Wassers bei der Rücklauf-temperatur entspricht, da sonst die Gefahr von Dampfbildung und Wasserschlägen gegeben ist. Um diese beiden Grenzdrücke richtig zu erzielen, muß man das Rohrnetz so dimensionieren, daß der Pumpendruck $p_1 + p_2$ nicht zu hoch wird, und man muß andererseits das Ausdehnungsgefäß an der richtigen Stelle anschließen, also den Punkt A_1 richtig wählen.

Werden nun zwischen Vor- und Rücklauf Gebäudeheizungen angeschlossen, wie etwa G_1 und G_2 , so zeigt sich, daß für das Gebäude G_1 ein größerer wirksamer Druckunterschied $H_1 - H_2$ zur Verfügung steht als für das Gebäude G_2 mit dem kleineren

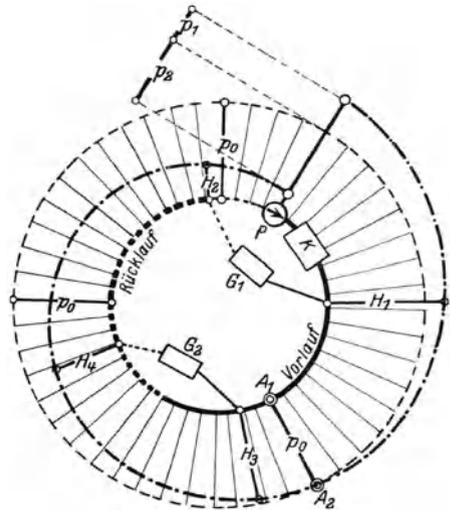


Abb. 195. Schaubild der Druckverteilung in einer Pumpenfernheizung.

Druckunterschied $H_3 - H_4$. Dementsprechend sind die Zuleitungen sowie auch die Gebäudeleitungen selbst zu dimensionieren.

Der Anschluß der Gebäudeheizungen an die Fernleitung kann auf verschiedene Weise erfolgen.

Eine Lösung ist in Abb. 196 gezeichnet. Vom Vorlaufverteiler VV strömt das Wasser in die Heizung des Gebäudes und kehrt durch den Rücklaufsammeler RS und über die Leitung BA wieder zum Vorlaufverteiler zurück.

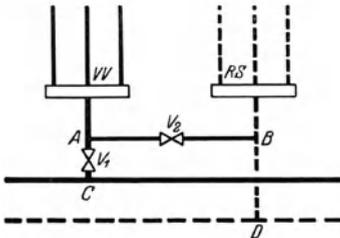


Abb. 196.

Anschluß der Gebäudeleitungen.

Darüber lagert sich eine zweite Strömung, die vom Hauptvorlauf C abzweigt, ebenfalls durch die ganze Heizung strömt und bei D in den Hauptrücklauf einmündet. Bei A vereinigen sich die beiden Wasserströme und es kann durch geeignete Stellung der beiden Ventile V_1 und V_2 die jeweils gewünschte Vorlaufftemperatur im Verteiler der Heizung eingestellt werden. Bei einer derartigen Heißwasserheizung ist also eine zweifache generelle Regelung möglich. Einmal kann durch Veränderung der Temperatur im Hauptvorlauf die ganze Fernheizung

generell geregelt werden. Ferner kann jedes Gebäude für sich wieder generell geregelt werden durch Einstellung der beiden Ventile V_1 und V_2 .

Eine ganz andere Art, die Gebäudeheizung anzuschließen, besteht darin, daß man einen Gegenstromapparat nach Abb. 161 an das Fernnetz anschließt, der aber dann nicht mit Dampf, sondern mit Heißwasser betrieben wird.

C. Ausführung der Dampffernheizung.

In den Fernleitungen herrscht im allgemeinen ein Druck von ungefähr 3 bis 5 ata. An den äußersten Punkten des Netzes darf in den meisten Fällen der Druck nicht unter 1,5 ata sinken. Der Anfangsdruck der Leitung und damit der Durchmesser der Rohre ist nach den Grundsätzen zu ermitteln, daß die Summe aus dem Kapitaldienst der Anlage und den laufenden Betriebskosten ein Minimum wird. Im einzelnen ist dabei folgende Überlegung anzustellen: Wird der Durchmesser der Rohre sehr klein gewählt, so wird das Rohrnetz billig und der Kapitaldienst niedrig. Mit kleiner werdendem Durchmesser wächst aber der Druckverlust in der Leitung und zwingt zu einem hohen Dampfdruck am Beginn der Leitung. Wird umgekehrt der Durchmesser sehr groß gewählt, so wird zwar der Anfangsdruck niedrig, die Kosten des Rohrnetzes und damit der Kapitaldienst aber sehr hoch. Für den Entscheid ist es wesentlich, ob das Werk mit Frischdampf oder mit Abdampf betrieben wird. Wird mit Frischdampf geheizt, so kann der Anfangsdruck ziemlich hoch gewählt werden, ohne daß damit die Wirtschaftlichkeit der Anlage sehr stark sinkt. Es erklärt sich dies daraus, daß die Erzeugungswärme des Dampfes nur sehr wenig mit der Spannung zunimmt. Anders liegen die Verhältnisse, wenn das Werk als Abdampfwerk an eine Kraftanlage angeschlossen ist. Dann bedeutet hoher Anfangsdruck in der Leitung auch hohen Gegendruck an der Maschine und damit starke Einbuße der Maschine an Leistung. Es gibt bei jedem Projekt nur einen einzigen wirtschaftlich günstigsten Durchmesser. Die Gedanken, die zu seiner Ermittlung führen, sollen im nachstehenden an einem besonders einfachen Beispiel gezeigt werden.

1. Ermittlung des wirtschaftlichsten Durchmessers.

„Von einer Zentrale aus soll Dampf nach einem 1000 m entfernten Verteilpunkt geleitet werden. Am Verteilpunkt soll 5 ata Druck herrschen und der stündliche Dampfbedarf 10000 kg betragen. Zur weiteren Vereinfachung der Aufgabe soll an-

genommen sein, daß diese Dampfmenge während der ganzen 8760 Stunden des Jahres unverändert bleibt.“

a) Ermittlung des Kapitaldienstes.

Die Kosten für 1000 m Rohrleitung samt Kanalbau sind weitgehend von der gewählten Ausführungsweise, insbesondere auch von der Art des Baugrundes und den Grundwasserverhältnissen abhängig, so daß sich keine allgemeingültigen Preisangaben machen lassen. Nach Mitteilungen, die ich der Firma Rud. Otto Meyer und Herrn Margolis verdanke, können als ungefähre Mittelwerte die in Abb. 197 graphisch dargestellten Kosten gesetzt werden. Die Kosten sind dabei in die drei Teilbeträge für Kanalerstellung, Rohrstrang und Isolierung unterteilt, und man sieht, daß jeder dieser Teilbeträge mit dem Durchmesser wächst. Die Abbildung läßt ablesen, daß z. B. bei 200 mm Rohrdurchmesser eine Strecke von 1000 m etwa 180 000 M. kostet. Unter der Annahme von 8 vH Verzinsung, 1 vH Instandhaltung und 20jähriger Abschreibungsdauer errechnet sich der in Abb. 198 dargestellte Kapitaldienst.

b) Ermittlung der Wärmeverluste.

Um die stündlichen Wärmeverluste berechnen zu können, ist der Zusammenhang zwischen Isolierstärke und Rohrdurchmesser nach der von Cammerer angegebenen Tabelle (II. Teil, S. 181) gewählt. Abb. 199 gibt den stündlichen Wärmeverlust von 1000 m Rohrlänge in Abhängigkeit vom Rohrdurchmesser wieder. Unter der Annahme, daß die Leitung das ganze Jahr in Betrieb ist, und daß 1 000 000 kcal mit 5 M Selbstkosten angesetzt werden, ergeben sich die in der zweiten senkrechten Teilung angegebenen Werte für den jährlichen Wärmeverlust.

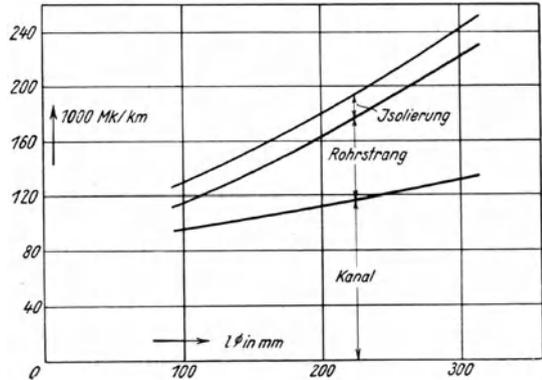


Abb. 197. Anlagekosten für eine Fernleitung.

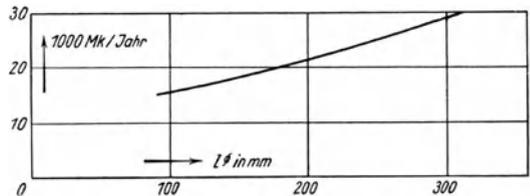


Abb. 198. Kapitaldienst für eine Fernleitung.

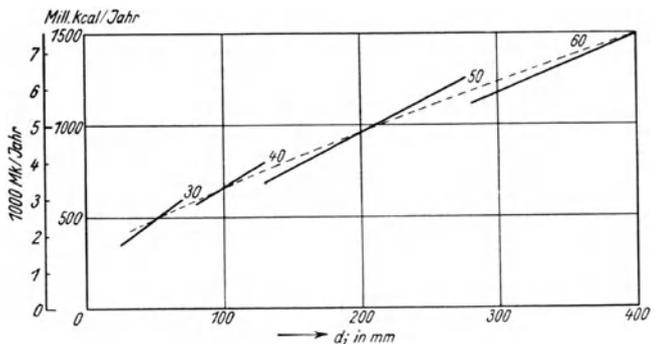


Abb. 199. Wärmeverluste einer Fernleitung.

c) Wirkung des Druckverlustes.

Es bleibt noch zu ermitteln, wie sich die Einbuße der Kraftmaschine durch den erhöhten Gegendruck wirtschaftlich auswirkt, wobei der Selbstkostenpreis für die Kilowattstunde mit 3 Pf. angesetzt wird.

Würde die Dampfmaschine am Verteilpunkt aufgestellt werden, so könnte sie unmittelbar mit 5 ata Gegendruck arbeiten. Ist dagegen, wie verlangt, die Maschine am Anfang der Leitung aufgestellt, so ist der Gegendruck um den Betrag des Druckverlustes höher zu wählen, und diese Erhöhung des Gegendruckes bzw. ihre wirtschaftliche Auswirkung ist der Fernleitung zur Last zu legen. Eine Maschine mit 20 ata Eintrittsspannung würde bei 5 ata Gegendruck und 10 t stündlichem Dampfverbrauch etwa 595 kW leisten.

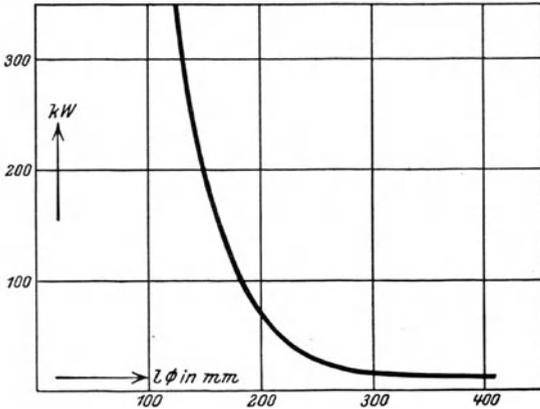


Abb. 200. LeistungseinbuÙe der Gegendruckmaschine, abhängig vom Rohrdurchmesser.

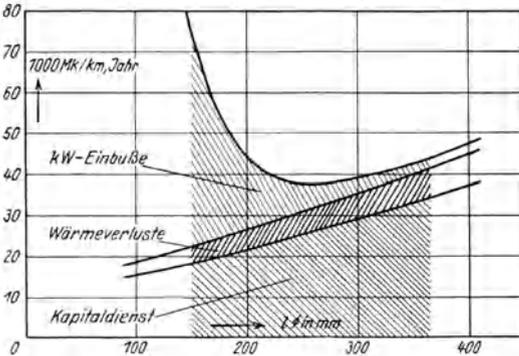


Abb. 201. Gesamtkosten des Wärmetransportes, abhängig vom Rohrdurchmesser.

Die gesamten jährlichen Ausgaben für den Transport der Wärme summieren sich aus dem Kapitaldienst (Abb. 198), den jährlichen Wärmeverlusten (Abb. 199) und der EinbuÙe an Maschinenleistung durch den Druckabfall im Rohrstrang (Abb. 200). Diese Summierung ist in Abb. 201 ausgeführt, und man sieht daraus, daß bei dem Durchmesser 255 mm die Summe ihren Kleinstwert hat, so daß also dieser Durchmesser sich als der wirtschaftlich günstigste Durchmesser ergibt. Der Verlauf der Kurve läÙt ferner erkennen, daß ein zu groß gewählter Durchmesser die Wirtschaftlichkeit der ganzen Anlage nur wenig herabdrückt, daß dagegen ein zu klein gewählter Durchmesser wegen des rasch steigenden Druckverlustes sich sofort sehr ungünstig äußert. Man wird also den Durchmesser eher etwas zu groß als zu klein wählen, auch aus dem anderen Grunde, weil sich dann gegebenenfalls eine spätere Verstärkung des Betriebes leichter ermöglichen läÙt.

Abb. 201 läÙt auch ablesen, um wieviel der Dampf durch die Übertragung sich verteuert. Dividiert man die jährlichen Ausgaben durch

die Zahl der Stunden im Jahre (8760 bei Dauerbetrieb), so ergibt sich, daß die verwendeten 10000 kg Dampf an der Verwendungsstelle (also in 1 km Entfernung) um 4,20 M. teurer sind als an der Erzeugungsstelle.

Für die Berechnung des wirtschaftlichsten Durchmessers ist nachstehender Umstand zu beachten. Bei einer bestehenden Anlage sind alle Größen, die der Wirtschaftlichkeitsberechnung zugrunde gelegt sind, im wesentlichen konstant. Nur die stündliche Dampfmenge wird während des Betriebes stark schwanken. Man darf nun nicht die Höchstdampfmenge der Rohrstrecke einsetzen, sondern nur einen Mittelwert. Da in der Formel für den Druckverlust das Dampfgewicht in der 1,853. Potenz auftritt, so muß man bei der Mittelwertbildung die großen Dampfmen gen stärker berücksichtigen als die niedrigen.

2. Anschluß der Gebäudeheizung an das Fernnetz.

Der Anschluß einer Niederdruckdampfheizung an das Hochdruckdampfnetz ist in Abb. 202 dargestellt. Die Leitung L führt über einen Absperrschieber und ein Reduzierventil dem Verteiler V der Heizung den Dampf zu. Das Kondensat aus der Heizung

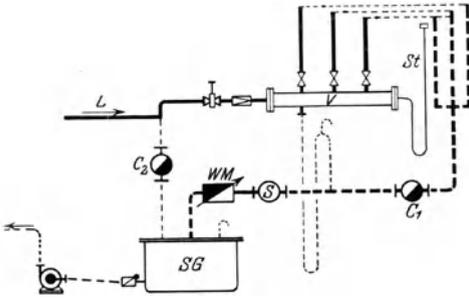


Abb. 202.
Anschluß einer Niederdruckdampfheizung.
(Schaltbild.)

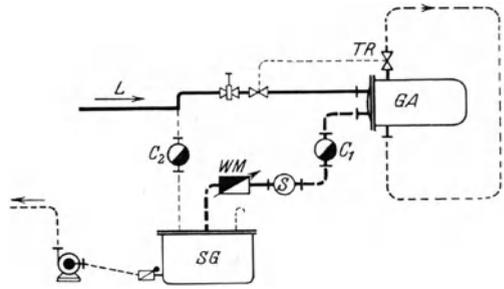


Abb. 203.
Anschluß einer Warmwasserheizung.
(Schaltbild.)

wird über einen Kondensatstoppf C_1 , das Kondensat aus dem Verteiler über eine Wasserleitung zu einem Schlammsammler und dann zum Wassermesser WM geführt. Durch die Messung des Kondensates erfolgt die Messung der an das Gebäude gelieferten

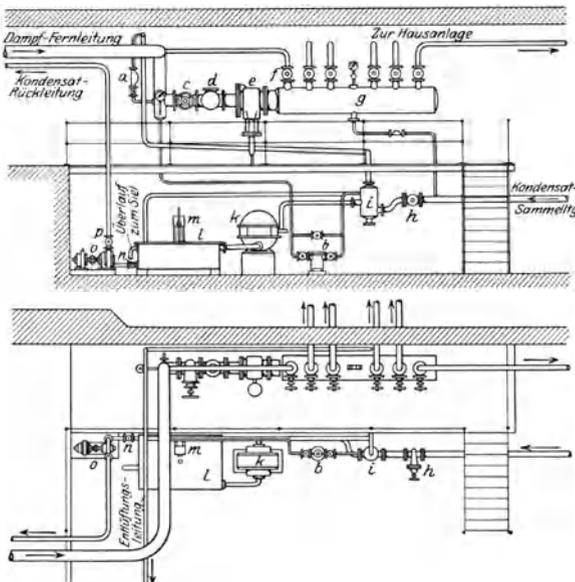


Abb. 204. Anschluß einer Niederdruckdampfheizung.
(Ausführung: Charlottenburger Fernheizwerk.)

Erläuterung:

- a = Ent- und Belüfter,
- b = Entwässerung,
- c = Absperrventil,
- d = Schlammfang,
- e = Druckminderer,
- f = Umgehungsventil,
- g = Verteiler,
- h = Absperrschieber,
- i = Druckausgleichs- und Entlüftungsgefäß,
- k = Kondensatwassertank,
- l = Kondensatsammelgefäß,
- m = Schwimmerschalter,
- n = Rückschlagventil,
- o = Elektropumpe,
- p = Absperrventil.

Wärme. Aus dem Kondensatsammelgefäß SG wird dann das gemessene Kondensat zusammen mit dem nicht gemessenen Kondensat des Kondensatstopfes C_2 wieder der Zentrale zugeführt.

Abb. 203 zeigt den Anschluß einer Warmwasserheizung an das Dampfnetz. Bei dem Gegenstromapparat GA ist unten der Rücklauf, oben der Vorlauf der Heizung angeschlossen. Der Temperaturregler TR hält die eingestellte Vorlauftemperatur automatisch konstant.

Die Abb. 204 und 205 zeigen in ausführlicher Darstellung die Hausanschlüsse des Charlottenburger Fernheizwerkes.

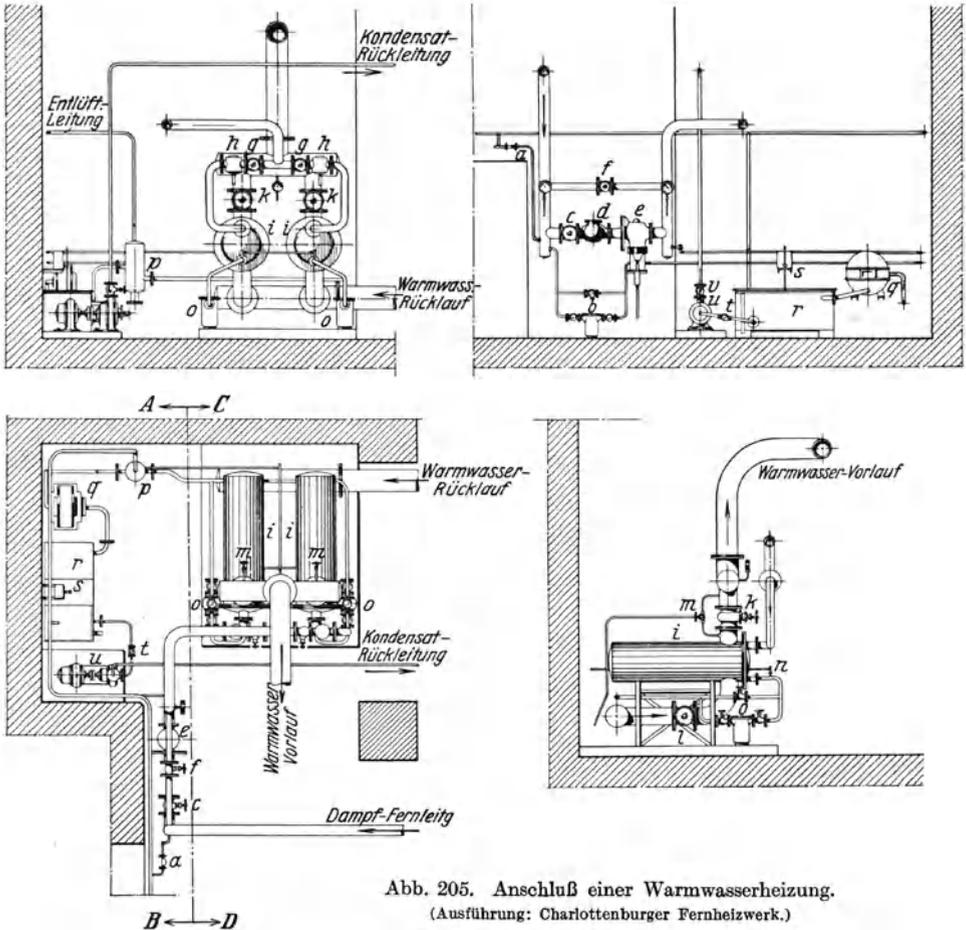


Abb. 205. Anschluß einer Warmwasserheizung.
(Ausführung: Charlottenburger Fernheizwerk.)

Erläuterung:

a = Ent- und Belüfter,
b = Entwässerung,
c = Absperrventil,
d = Schlammfang,
e = Druckminderer,
f = Umgehungsventil,
g = Absperrventil,

h = Temperaturregler,
i = Gegenstromapparat,
k = Absperrschieber,
l = Absperrschieber,
m = Dreiwehahn,
n = Ent- und Belüfter,
o = Entwässerung,

p = Druckausgleichs- und Entlüftungsgefäß,
q = Kondensatsammelgefäß,
r = Kondensatsammelgefäß,
s = Schwimmerschalter,
t = Rückschlagventil,
u = Elektropumpe,
v = Absperrventil.

X. Luftheizung.

A. Allgemeines.

Unter Luftheizungen werden jene Heizarten verstanden, bei denen die Erwärmung der Räume durch heiße Luft erfolgt. Die Erhitzung letzterer geschieht mittelbar durch Rauchgase, Dampf oder Wasser, weshalb Feuerluftheizungen bzw. Dampf- oder Wasserluftheizungen zu unterscheiden sind. Alle erwähnten Arten können in dreierlei Weise betrieben werden:

- a) Ansaugen von Frischluft, Ausstoßen der Abluft... Frischluftheizung.
- b) Wiederansaugen der Abluft, keine Erneuerung der Raumluft... Umluftheizung
- c) Verbindung der Frischluft- und Umluftheizung.

Da bei der Umluftheizung fortwährend die verbrauchte und mit Staub durchsetzte Raumluft an die Heizflächen geführt wird und von dort weiter verschlechtert den Räumen zuströmt, ist Umluftheizung hygienisch nachteilig.

Wird die Bewegung der Luft allein durch ihren natürlichen Auftrieb bewirkt, so spricht man von „Auftriebsheizug“. Diese ist stets vom Wind und den Temperaturverhältnissen der Außenluft abhängig. Ein unter allen Umständen gesicherter Betrieb ist nur bei Verwendung von Ventilatoren zu erreichen.

B. Feuerluftheizung.

1. Vor- und Nachteile, Anwendungsgebiet.

Vorteile: Niedrige Anlagekosten — keine Raumheizkörper — Unmöglichkeit des Einfrierens — gleichzeitige Lüftung der Räume — seltene und dann nur einfache Ausbesserungsarbeiten.

Nachteile: Fast immer erhebliche Beeinflussung durch Wind- und Temperaturverhältnisse der Außenluft — Unmöglichkeit richtiger Verteilung der Wärmezufuhr für jeden Raum — störende Abhängigkeit zwischen Wärme- und Luftbedarf bei Vorhandensein mehrerer Räume — meistens zu hoch erwärmte Heizflächen und daher hygienisch nicht einwandfreie Luftbeschaffenheit — oft zu hohe Einströmungstemperaturen der Luft — Zugerscheinungen.

Anwendungsgebiet. Früher häufig angewendet, ist die Feuerluftheizung zur Zeit auf wenige Sonderfälle beschränkt: Kirchen, bei denen die Forderung geringster Kosten alle anderen Überlegungen zurücktreten läßt, sowie windgeschützte oder zum mindesten in wärmetechnischer Beziehung gut ausgeführte Baulichkeiten. Die Eignung der Luftheizung erfordert von Fall zu Fall sorgfältige Nachprüfung.

2. Ausführung.

Die Feuerluftheizung wird in der Regel nur als Auftriebsheizug (ohne Bläser) ausgeführt. Die sehr starke Abhängigkeit der Wirkung der Anlage von den Wind- und Temperaturverhältnissen der Außenluft ist dann unbestreitbar. Reinigen der Luft durch Filter erscheint infolge des hohen Kraftverbrauches solcher Einrichtungen ausgeschlossen. Über die Einzelteile dieser Heizart ist folgendes zu sagen:

a) Luftheizöfen.

Als Luftheizöfen kann grundsätzlich jeder beliebige Ofen verwendet werden. Da indessen meist große Heizleistungen erforderlich sind, müssen die Öfen eine diesem Zweck besonders angepaßte Bauart erhalten. Die hierbei zu erfüllenden Bedingungen sind: zusammengedrückte Form, nirgends zu hohe Oberflächentemperaturen, gleichmäßige Verteilung der Wärme, gutes Umspülen aller Heizflächen mit Luft, Ausdehnungsfähigkeit sämtlicher Teile, geringe Fugenzahl, leichte Zugänglichkeit, einfache und dennoch gründliche Reinigungsmöglichkeit von Staub, Entfernung von Ruß und Asche ohne Betreten der Heizkammer, Schüttfeuerung, selbsttätige Verbrennungsregler.

Sorgfältig ist darauf zu achten, daß das Ausströmen unverbrannter Gase (Kohlenoxyd) in die Heizkammer unbedingt verhindert wird, aus welchen Gründen auch die Verwendung völlig abschließender Rauchschieber bedenklich erscheint. Ausreichende Mindestöffnungen in den Schiebern dürften allerdings so groß ausfallen, daß eine wirksame Abschwächung der Feuerung kaum zu erzielen ist. Es wird deshalb zur Regelung des Abbrandes durch Drosselung der Luftzufuhr zum Rost überzugehen sein.

Die Heizkammer muß möglichst tief liegen, damit günstige Auftriebsverhältnisse für die Heizluft entstehen. Trotzdem ist womöglich natürliche Beleuchtung der Kammern vorzusehen.

Gasbeleuchtung muß so (außerhalb der an jener Stelle verglasten Kammer) angebracht werden, daß nicht schädliche Gase (Leuchtgas) in den Luftweg gelangen können. Im allgemeinen haben alle Ausführungen über gewöhnliche Luftheizkammern (s. S. 114) sinngemäß auch hier Geltung.

Von den vielen Bauarten der gangbaren Luftheizöfen sei in Abb. 206 eine Ausführung gezeigt.

Der Brennstoff gelangt vom Füllschacht *a* auf den Rost *b*, der teilweise als Schrägrost, teilweise als Planrost ausgeführt ist. Die Rauchgase steigen in der Verbrennungskammer *K* hoch, treten durch die im Halbkreis angeordneten Öffnungen *c* aus, durchziehen dann abwärtsströmend die Heizglieder *d*, an denen im Gegenstrom die Luft vorbeistreicht. Aus *d* gelangen die Rauchgase zum Fuchs *e*.

Die Heizflächen haben wenig waagrechte, aber große lotrechte Flächen (geringe Staubablagerung) und sind reinigungsfähig.

b) Kanalanlage.

Die Kanäle einer Luftheizung sind genau so wie die Kanäle jeder Lüftungsanlage zu behandeln. Um den inneren Zusammenhang der Darstellung nicht zu beeinträchtigen, soll hier auf den Abschnitt „Kanal-

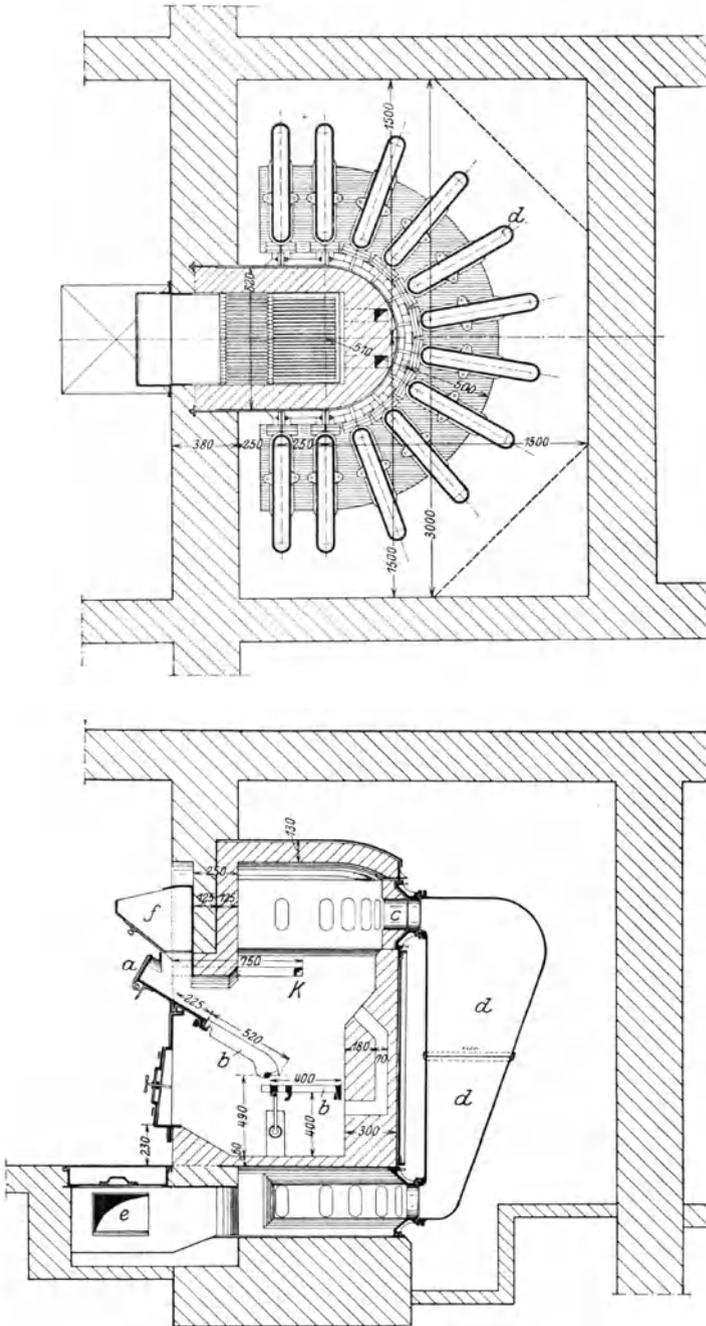


Abb. 206. Luftheizöfen.
(H. Kori, Berlin.)

anlagen“ S. 122 verwiesen werden. Da die Leitungen aber verhältnismäßig hoch erwärmte Luft führen, ist für einen guten Schutz vor Abkühlung zu sorgen. Zu beachten ist dabei, daß der Wärmeverlust der Luft erheblich werden kann, weshalb die bezüglichen Verhältnisse rechnerisch verfolgt werden müssen (s. II. Teil, S. 242). Die sehr ins Gewicht fallenden Abkühlungsvorgänge schließen die Anwendung der Luftheizung für räumlich ausgedehnte Bauwerke aus.

Umluftkanäle sind, wie erwähnt, aus hygienischen Gründen und mit Rücksicht auf schwierige Leitungsführung bedenklich. Für große Räume werden sie zwecks rascheren Hochheizens und zur Erzielung von Brennstoffersparnissen dennoch angewendet.

e) Zu- und Abluftöffnungen.

Auch hier findet das über Lüftungsanlagen Gesagte (s. S. 123 u. f.) sinngemäße Anwendung. Hervorzuheben ist noch, daß die Temperatur bei Eintritt der Luft in die Räume nicht mehr als 40—50° C betragen soll.

C. Dampf- und Wasser-Luftheizungen.

1. Vor- und Nachteile, Anwendungsgebiet.

Vorteile: Leichte Regelbarkeit — keine Raumheizkörper — Möglichkeit kräftiger Lüftung — Überdruck in den Räumen und daher Verhinderung von Zugerscheinungen — gesundheitlich vorteilhaft, falls Frischluftheizung ausgeführt wird.

Nachteile: Erhebliche Betriebskosten bei Frischluftheizung — schwierige Betriebsverhältnisse bei Versorgung vieler Räume von stark verschiedenem Wärme- und Lüftungsbedürfnis.

In Amerika werden Luftheizungen oft auch zur Erwärmung vielräumiger Baulichkeiten, die verschiedenartige Forderungen hinsichtlich Heizung und Lüftung aufweisen, benutzt. Die den einzelnen Zimmern zugehörigen lotrechten Warmluftkanäle zweigen von einem waagrecht angeordneten Verteilnetz ab, das doppelt, nämlich mit Warmluft- und Kaltluftkanälen ausgeführt ist (Abb. 207). Die beiden Öffnungen O_1 und O_2 werden durch zwei Klappen geschlossen, die gekuppelt und derart eingerichtet sind, daß sich z. B. O_1 öffnet und gleichzeitig O_2 schließt. Die Klappen werden durch einen selbsttätigen, in dem betreffenden Raume befindlichen Druckluftregler gesteuert.

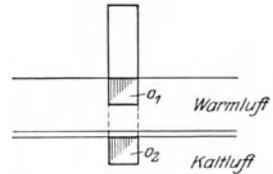


Abb. 207. Luftheizung.

Anwendungsgebiet. Dampf- und Wasser-Luftheizungen werden vorteilhaft verwendet, wenn es sich um die Heizung und Lüftung einzelner großer Räume handelt, z. B. Theater, Konzerträume, große Versammlungs- und Sitzungssäle, großräumige Fabrikhallen (Hallenheizung s. d.). In allen diesen Fällen wird in der Regel nicht Auftriebsheizung ausgeführt, sondern es gelangen mit Bläsern betriebene Luftheizanlagen zur Anwendung. In der Regel wird aus berechtigten hygienischen Erwägungen reiner Frischluftbetrieb eingerichtet, obwohl gerade in der Letztzeit im Hinblick auf Kohlenersparnis manchmal zu Umluftbetrieb gegriffen werden muß. Die „Hallenheizung“ nimmt in dieser Hinsicht eine besondere Stellung ein, worauf weiter unten (S. 102) näher eingegangen wird.

2. Heizkörper und Regelvorrichtungen.

Die Annahme, daß durch hohe Luftgeschwindigkeiten die Oberflächentemperatur der Dampfheizkörper erheblich herabgedrückt werden könnte, trifft nicht zu. Immerhin ist zu sagen, daß auch bei Dampfheizkörpern die Verschlechterung

der Luft durch Staubversengung mit zunehmender Luftgeschwindigkeit abnimmt, weil die Luft nur Bruchteile von Sekunden mit den Heizflächen in Berührung bleibt. Nicht beseitigt wird aber die Ablagerung von Staub auf den Heizflächen während der Betriebspausen und das Einblasen der verdorbenen Luft bei Betriebsbeginn. Schon aus diesem Grunde sollte die Speisung der Heizkörper mit Hochdruckdampf vermieden werden. Als weitere Nachteile einer derartigen Hochdruckheizung sind zu nennen: Staubverbrennung auf den hoch erhitzten Dampfzuleitungen, erschwerte Rohrlagerung, teurer Wärmeschutz, größere Wärmeverluste, Wartung der Kondensstöpfe, Bedienung der Be- und Entlüftungen der Heizkörper, Geräusch. Sind daher Dampfzuleitungen einzurichten, so ist der Niederdruckdampfheizung der Vorzug vor der Hochdruckdampfheizung zu geben. Hinsichtlich der Heizkörper ist zu verlangen, daß Flächen Verwendung finden, die dem Staub keine oder nur geringe Möglichkeit zur Ablagerung bieten. Diese Forderung führt zur Bevorzugung lotrechter Heizflächen.

In hygienischer Beziehung bietet naturgemäß der Warmwasserheizkörper die beste Lösung. Dabei ist aber die Gefahr des Einfrierens gegeben. Es kann nämlich vorkommen, daß bei unachtsamer Bedienung die Lüftung angestellt wird, bevor das Wasser in den Heizkörpern ordentlich durchwärmt ist. Um diese Anlaufzeit zu kürzen ist der Einbau von Pumpen zu empfehlen.

Bei Dampfheizung ist die Gefahr des Einfrierens bedeutend geringer, vorausgesetzt, daß die Kondensatleitung einwandfrei ausgeführt ist.

a) Luftröhrenkessel (Abb. 208).

Die Luft streicht durch die im Dampfraum liegenden Rohre. Die Kessel sollen mit Rücksicht auf die Staubablagerung nur lotrecht angeordnet werden. Sie haben

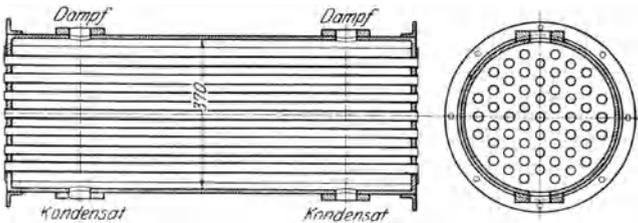


Abb. 208. Luftröhrenkessel.

wohl eine hohe Heizwirkung (insbesondere wenn man für Luftwirbelung in den Rohren sorgt), sind aber in der Herstellung ziemlich teuer und nehmen viel Platz weg, so daß sie immer weniger angewendet werden.

b) Röhrenkessel (Abb. 209).

Sie wurden den amerikanischen Sturtevanheizkörpern nachgebildet und zeigen im Gegensatz zu den vorhergehenden Heizkörpern dampfgefüllte, von Luft umspülte Rohre. Die Heizflächen sind außerordentlich wirksam und beanspruchen kleinsten Raum. Bei ihrer Verwendung muß auf den ziemlich hohen Luftwiderstand Rücksicht genommen werden. Für Anlagen mit hohen hygienischen Anforderungen sind sie wegen ungünstiger Reinigungsmöglichkeit der Rohre nicht zu empfehlen.

c) Lamellenheizkörper (Abb. 210).

Um größere Heizleistungen auf kleinem Raum zu ermöglichen, verwendet man häufig Heizkörper, die neben einer direkten, unmittelbar vom Heizmittel bespülten Heizfläche außerdem indirekte, nach dem Prinzip der Kühlrippe ausgebildete Heizflächen enthalten. Diese letzteren sind dünne Metalllamellen, die auf den eigentlichen Heizrohren sitzen. Die Rohre übertragen die vom Heizmittel gelieferte Wärme durch Leitung an die Lamellen, welche sie weiter durch ihre große Heizfläche an die

vorbeiströmende Luft übergehen lassen. Naturgemäß haben diese Heizkörper, da die Luft durch die engen Zwischenräume zwischen den Lamellen hindurchströmen muß, einen erheblichen Luftwiderstand. Aus hygienischen Gründen ist zu beachten, daß die Lamellen nicht wagerecht angeordnet werden, da sich sonst Staub auf ihnen

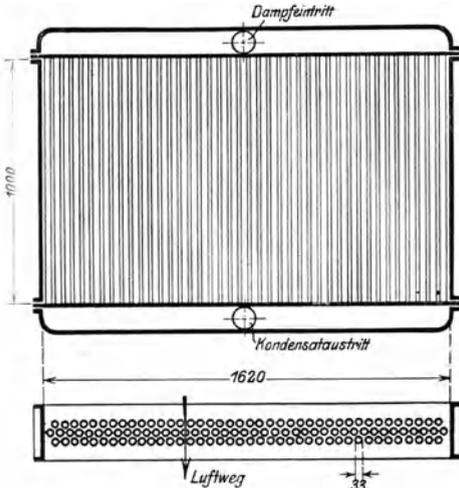


Abb. 209. Röhrenkessel.
(Sturtevant-Heizkörper.)

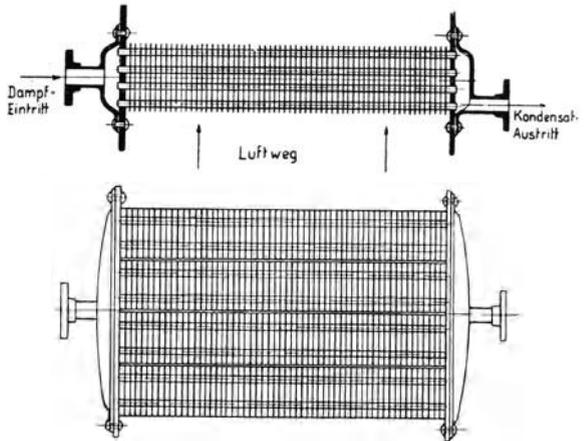


Abb. 210. Lamellenheizkörper.
(Junkers, Dessau.)

ablagern kann. Die Behauptung, daß die waagerechten Flächen durch die lebhafteste Luftbewegung eine Art Selbstreinigung erfahren, trifft nur in geringem Maß zu und läßt die Vorgänge bei Betriebsstillstand und Anheizen außer acht.

d) Regelung der Heizleistung bzw. der Lufttemperatur.

Die Regelung der Heizleistung erfolgt am besten, sichersten und einfachsten durch eine doppelte Mischklappe (*K* in Abb. 211). Sie ist so eingerichtet, daß sie z. B. den Kaltluftkanal öffnet und gleichzeitig den Warmluftkanal schließt. Durch allmähliche Drehung der Klappe *K* (von Hand- oder durch Fernstellung) wird jede beliebige Mischtemperatur erreicht. Diese Art der Regelung ist jeder anderen, z. B. Abstellung einzelner Heizflächenteile, Erniedrigen der Dampfspannung, weit überlegen.

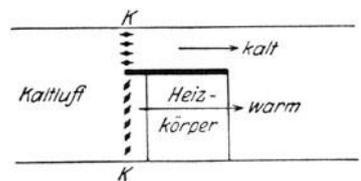


Abb. 211. Regelung der Lufttemperatur durch Mischklappen.

3. Luftentnahme, Reinigung, Befeuchtung, Heizkammer, Ventilatoren, Kanalanlage, Zu- und Abluftöffnungen.

Alle diese Einzelheiten sind sinngemäß die gleichen wie bei gewöhnlichen Lüftungsanlagen, es kann also auf die betreffenden Ausführungen S. 114 u. f. verwiesen werden. Ein Unterschied besteht darin, daß im vorliegenden Fall die Lufttemperaturen höhere sind, da die Luft den Räumen mit 40 bis 50° C zuströmen soll. Beachtenswert sind daher die erheblichen Wärmeverluste der Kanäle, so daß auf guten Wärmeschutz zu sehen ist. Dieser Umstand führt manchmal dazu, Luftheizanlagen für weiter auseinanderliegende Räume zu trennen und statt einer gemeinsamen, mehrere örtlich auseinanderliegende Heizkammern anzuordnen. Das

erscheint auch dann nötig, wenn die für die einzelnen Räume erforderlichen Lufttemperaturen verschieden sind (z. B. Tresorheizung bei einer sonst nur Lüftungszwecken dienenden Anlage).

4. Hallen- oder Großraumheizung.

Große Hallen, Kirchen, Ausstellungshallen, Werkstätten, Montagehallen usw. werden oft zweckmäßig mit Heißluft beheizt. Wo man auf geringe Baukosten Wert legt, wie bei Werkstätten, werden die Luftkanäle oft nicht in die Wand oder vor die Wand gelegt, sondern als einfache Blechrohre mit Ausströmstutzen wagrecht durch den Raum gezogen und an der Decke aufgehängt (Abb. 212). Laufen aber im Raum viele Transmissionen oder braucht ein Kran freie Bahn, so ist diese Bauart nicht anwendbar. In solchen Fällen wird eine größere Anzahl einzelner mit Gebläse und Elektromotor versehener Heizapparate im Raum aufgestellt und an die Dampf- und Kondensatleitung angeschlossen. Diese Apparate sind entweder nur für reinen Umluftbetrieb eingerichtet, wie der in Abb. 213 gezeigte Wandapparat, oder zugleich

für Frischluft und Umluft wie der in Abb. 214 schematisch gezeigte Apparat.

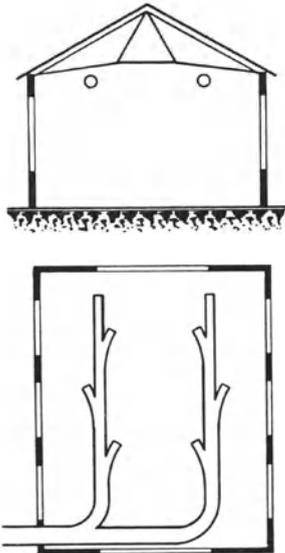


Abb. 212. Hallenheizung.
(Zentrale Lufterwärmung.)

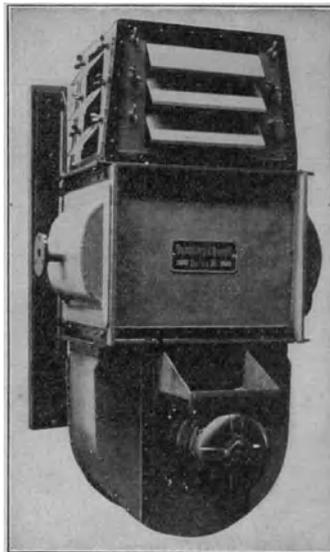


Abb. 213. Einzellufterhitzer für Umluft.
(Danneberg & Quandt, Berlin.)

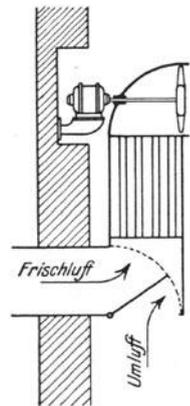


Abb. 214. Einzellufterhitzer
für Um- und Frischluft.

Zu diesem Heizsystem ist folgendes zu bemerken:

a) Es wird in der Regel Hochdruckdampf benutzt. Dieser wäre aus den bereits angeführten Gründen besser durch Niederdruckdampf zu ersetzen.

b) Der reine Umluftbetrieb kann die Zugserscheinungen an den meist großen Fenstern und den Eingangstüren nicht aufheben. Die Dampfzuleitungen (gegebenenfalls nackt) sind daher so anzuordnen, daß sie die zu erwartenden Zugserscheinungen möglichst abschwächen.

c) Die Heizkörper weisen oft wagerechte Flächen auf, was aus hygienischen Gründen (Staubablagerung) nachteilig ist.

Gelingt es bei Luftheizungen, die Ventilatoren durch kleine Dampfmaschinen (Dampfturbinen) anzutreiben, deren Abdampf in dem Heizapparat ausgenützt wird, so lassen sich erhebliche Ersparnisse an Betriebskosten erzielen.

Die Berechnung der Luftheizungen, insbesondere die Berechnung der auf S. 102 u. 103 erwähnten Heizkörperarten ist im II. Teil, S. 243 behandelt. Dort finden

sich auch Angaben über die durch die Heizapparate im Luftweg verursachten Druckverluste, welche Werte für die Ermittlung des Kraftbedarfes der Bläser sowie zur Beurteilung der Wirtschaftlichkeit des Betriebes erforderlich sind.

XI. Vor- und Nachteile sowie Anwendungsgebiete der einzelnen Zentralheizungssysteme.

In den nachstehenden Absätzen können natürlich nur die allerwichtigsten Vor- und Nachteile erwähnt werden. Ebenso ist die Übersicht der Anwendungsgebiete nicht als ein starres Schema zu betrachten. Es wird immer Fälle geben, in denen sich eine andere Wahl des Heizungssystems rechtfertigt als hier angeführt.

1. Die Warmwasserheizung ist das zur Zeit am meisten bevorzugte System. Als Schwerkraftheizung ist die Warmwasserheizung nur für kleine und mittlere Anlagen ausführbar, als Pumpenheizung dagegen für Anlagen jeder beliebigen Ausdehnung. Der Hauptvorteil der Warmwasserheizung liegt in den niedrigen und darum hygienisch einwandfreien Oberflächentemperaturen. Ein weiterer Vorzug ist ihre vorzügliche Regelbarkeit sowohl hinsichtlich der ganzen Anlage als auch einzelner Heizkörper (vgl. S. 52). Ein Nachteil der Warmwasserheizung ist ihre große Trägheit, die einerseits durch die großen Wassermengen und andererseits durch die langsame Strömungsgeschwindigkeit verursacht ist. Die Trägheit ist deshalb bei der Pumpenheizung geringer als bei der Schwerkraftheizung, und sie ist bei Anlagen mit Leicht- oder Kleinwasserraumradiatoren geringer als bei Anlagen mit den Radiatoren älterer Bauart. Die Warmwasserheizung eignet sich für alle Arten von Wohn- und Bürogebäuden, also Miethäuser, Villen, staatliche und städtische Dienstgebäude, insbesondere aber für jene Fälle, wo in hygienischer Hinsicht besonders hohe Forderungen gestellt werden, also vor allem bei Schulen und Krankenhäusern.

2. Bei der Niederdruckdampfheizung sind die Oberflächentemperaturen zwar nicht mehr so günstig wie bei der Warmwasserheizung, aber immerhin noch als hygienisch durchaus zulässig zu betrachten. Ein Hauptvorteil dieses Systems ist die Möglichkeit eines raschen Anheizens und Abstellens der ganzen Anlage sowie des einzelnen Heizkörpers. Auch sind die Kosten für das Rohrnetz und die Heizkörper niedriger als bei Warmwasserheizungen. Das System kann für Anlagen jeder Größe angewandt werden. Ein Nachteil des Systems liegt, wie schon erwähnt, in den etwas höheren Heizflächentemperaturen und vor allem aber in der Schwierigkeit einer generellen Regelung. Der stoßweise Betrieb ist nur ein unvollkommener Ersatz für die generelle Regelung. Die Niederdruckdampfheizung kommt zur Anwendung bei Gasthöfen, Versammlungsräumen, Theatern, Bureaugebäuden usw.

3. Die Vakuumheizung hat mit der Warmwasserheizung die beiden Vorzüge einer hygienisch einwandfreien Oberflächentemperatur und einer guten generellen sowie örtlichen Regelbarkeit gemeinsam. Des weiteren ist sie dort überall äußerst wirtschaftlich, wo es sich um die Verwendung von Abdampf aus einer Kraftmaschine handelt, und sie ist darum die ideale Heizung für Fabriken mit eigener Dampfkraftanlage. Aber auch als reine Heizanlage verdient sie mehr Beachtung, als ihr bisher zuteil wurde.

4. Hochdruckdampfheizung mit direkter Verwendung des Hochdruckdampfes gibt zwar eine äußerst billige Anlage, ist aber wegen der hohen Oberflächentemperaturen vom hygienischen Standpunkte aus nicht zulässig. Nur ganz seltene Fälle rechtfertigen ihre Verwendung.

5. Indirekte Verwendung des Hochdruckdampfes ist für große und größte Anlagen anwendbar und erlaubt die Anwendung des jeweils günstigsten der obengenannten Heizsysteme.

6. Die Luftheizung ist zur Beheizung von Gebäuden mit vielen einzelnen kleineren Räumen nicht sehr geeignet. Dagegen hat sie sich vorzüglich bewährt bei großen hallenartigen Räumen wie etwa Werkstätten und Montagehallen, Ausstellungs- und Festhallen, Kirchen usw. Ob die zentrale Lufterwärmung mit Verteilung durch ein Kanalnetz oder die getrennte Lufterhitzung in räumlich verteilten Apparaten gewählt wird, hängt von den örtlichen Verhältnissen ab.

Dritter Abschnitt.

Lüftungsanlagen.

I. Notwendigkeit der Lüftung¹.

Die Notwendigkeit der Lüftung ergibt sich aus der Tatsache, daß die Luft in den Aufenthaltsräumen der Menschen eine erhebliche Verschlechterung erfährt. Diese wird hervorgerufen durch:

- I. Wärme- und Wasserdampfabgabe der Menschen sowie der Beleuchtung;
- II. Kohlensäureabgabe der Menschen und der Beleuchtung;
- III. Auftreten von Ekelstoffen (Riechstoffen);
- IV. Staub.

Die Erkenntnis der eintretenden Luftverschlechterung ist um so bedeutungsvoller, als der Mensch innerhalb 24 Stunden rd. 12 kg luftförmiger und nur etwa 3 kg fester (und flüssiger) Nahrung aufnimmt. Man weist in Gasthöfen Teller, denen Staub anhaftet, naturgemäß zurück, beachtet aber z. B. nicht, daß der neben dem Sitzplatz befindliche verkleidete Heizkörper ungleich größere Staubmengen in die Atemluft überträgt. Und doch ist der in die Lungen dringende Staub schädlicher als die in den Magen gelangende Staubmenge.

In Fabriken kommt der günstige Einfluß einwandfreier Luftverhältnisse durch bessere Leistungen der Arbeiter zum Ausdruck. Da außerdem die Behörden auf die Schaffung guter Luftverhältnisse dringen (Gewerbeinspektionen), sind oftmals die Fabriken in Beziehung auf Lüftung am besten eingerichtet. Dagegen findet man in öffentlichen Versammlungsräumen, Theatern, Gasthäusern usw. vielfach geradezu gesundheitsschädliche Zustände.

Die Ursachen können verschiedenster Art sein. Bei manchen solcher Gebäude wurde trotz großer Aufwendungen in anderer Hinsicht bei der Beschaffung der Lüftungseinrichtungen übermäßig gespart, so daß nur eine vollständig ungenügende Anlage erstellt werden konnte. Es kommen aber auch Fälle vor, daß Lüftungsanlagen schwere bauliche Fehler aufweisen, sei es, daß sie unerträgliche Zugerscheinungen hervorrufen, daß der Ventilator oder der Motor zu stark hörbar ist, oder daß die Luftwege nicht gereinigt werden können und dann Staub und üble Gerüche in den Saal kommen. Diese Störungen können so groß sein, daß sie zu einem Stilllegen der Anlage führen. Eine stillgelegte Lüftungsanlage ist aber schlechter als keine Lüftungsanlage. Stehen beim Bau sehr reichliche Mittel zur Verfügung, so besteht eine weitere Gefahr darin, daß Anlagen erstellt werden, die so kompliziert sind, daß sie in der Hand eines gewöhnlichen Maschinenmeisters versagen müssen, oder die so hohe Betriebskosten erfordern, daß schon nach wenigen Jahren die Anlagen stillgelegt werden.

¹ Hottinger: Die Lüftung der Gebäude. Haustechn. Rundsch. Bd. 32, S. 172 bis 175, 181 bis 184, 192 bis 194. 1928.

Vor Übernahme eines Auftrages ist es unbedingt notwendig, daß die ausführende Firma sich mit dem Bauherrn nicht nur über die Anlagekosten verständigt, sondern daß auch eine feste Vereinbarung über die Betriebskosten getroffen wird, sowie darüber, welches technische Verständnis man dem Bedienungspersonal zumuten darf. Klare Vereinbarungen über diese drei Punkte werden am besten davor schützen, daß allzu komplizierte Anlagen gebaut werden.

II. Erzielung des Luftwechsels.

Vor Besprechung der Möglichkeiten für die Erzielung eines bestimmten Luftwechsels müssen die Druckverhältnisse in einem geschlossenen Raume erörtert werden.

A. Druckverhältnisse in einem geschlossenen Raum.

Um hierüber Klarheit zu gewinnen, seien zunächst die Druckverhältnisse betrachtet, die in einem allseits geschlossenen Raum R auftreten, falls dieser höher als die umgebende Luft erwärmt wird (Abb. 215). Es sei t_2 die Außen- und t_1 die Innentemperatur, wobei $t_1 > t_2$ ist. Denkt man sich in der mittleren Raumhöhe Öffnungen o vorhanden, so findet in der Ebene dieser Öffnungen Druckausgleich statt. Die Ebene EE heißt Ausgleichsebene (neutrale Zone), der Druck in ihr sei p (kg/m²).

Betrachtet man eine unterhalb EE liegende Schicht, z. B. s , so ergibt sich folgendes: Im Rauminneren hat der Druck von p auf p_1 zugenommen, wobei

$$p_1 = p + h \gamma_1$$

ist. Hierin bedeutet h den lotrechten Abstand der Schicht s von der Ausgleichsebene EE in m, γ_1 das Raumgewicht in kg/m³ der Innenluft von der Temperatur t_1 . Außerhalb des Raumes hat der Druck von p auf p_2 zugenommen, wobei

$$p_2 = p + h \gamma_2$$

ist, wenn γ_2 das Raumgewicht in kg/m³ der Außenluft von der Temperatur t_2 bezeichnet.

Da $t_1 > t_2$ und damit $\gamma_1 < \gamma_2$ ist, wird

$$p_2 > p_1,$$

d. h. in der Schicht s wirkt ein Überdruck von außen nach innen. Dieser wächst mit der lotrechten Entfernung der betrachteten Schicht von der Ausgleichsebene und ist am größten am Raumfußboden. Die auf diese Weise unterhalb der Ausgleichsebene entstehende Druckverteilung ist in Abb. 215 angedeutet. Genau das Entgegengesetzte findet oberhalb der Ausgleichsebene statt, so daß dort ein gegen die Decke zunehmender Überdruck von innen nach außen auftritt, wie in Abb. 215 ersichtlich.

Bringt man die kleine Öffnung o nicht in der halben Höhe der Wand, sondern im unteren Teile der Wand an, so rückt die Ausgleichsebene nach unten, wie das Abb. 216 vergegenwärtigt. Die Decke und der ganze obere Teil der Wand stehen unter starkem inneren Überdruck, der Fußboden unter schwachem Unterdruck. Umgekehrt liegen die Verhältnisse, wenn man die Öffnung o in den oberen Teil der Wand verlegt (Abb. 217). Dann wird der Raum unter Unterdruck gesetzt. Legt man die Verbindung mit der Atmosphäre und damit die Ausgleichsebene noch höher, also über den Raum hinaus (Abb. 218), so wird der Unterdruck noch mehr verstärkt.

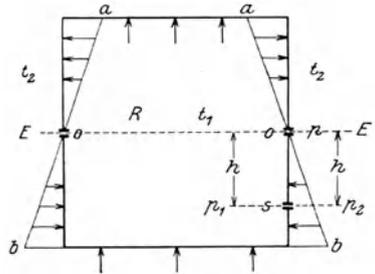


Abb. 215. Druckverteilung in einem erwärmten Raum.

Solange der Raum R dichte Umfassungswände hat, können die Überdruck- bzw. Unterdruckkräfte nicht zur Wirkung kommen. Unsere Räume in der Praxis weisen nun zwar keine Öffnungen in der Ausgleichsebene, wohl aber zahllose feine, ziemlich gleichmäßig über bzw. unter der Ausgleichsebene vorhandene Öffnungen (Durchlässigkeit des Mauerwerks) auf, die hinsichtlich ihrer Wirkung den Öffnungen O in der Ebene EE gleichkommen. Dadurch werden nun (infolge der Durchlässigkeit der Baustoffe) die verschiedenen Kräfte ihre Wirkung fühlbar machen, wodurch folgendes eintritt:

In gewöhnlich ausgeführten Räumen stellt sich etwa in der Raummitte die Ausgleichsebene ein. Oberhalb dieser tritt warme Innenluft nach außen, unterhalb der Ausgleichsebene drängt kalte Außenluft nach innen. Dies ist die Ursache für die bekannten und sehr störenden Zegerscheinungen an den unteren Fugen und Ritzen der Fensterrahmen. Deshalb Aufstellung der Heizkörper unmittelbar unter den Fenstern.

Denkt man sich den Raum R als Zuschauerraum eines Theaters, so würden durch jede in der Nähe des Fußbodens sich öffnende Tür große Mengen

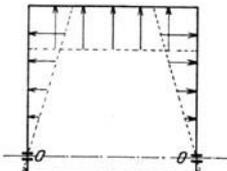


Abb. 216.

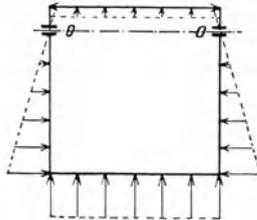


Abb. 217.

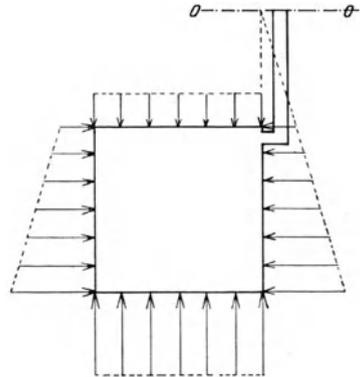


Abb. 218.

Abb. 216—218. Druckverteilung in einem erwärmten Raum.

kalter Luft einströmen und schwere Zegerscheinungen hervorrufen. Stellt man sich andererseits R als eine Küche vor, so würden die oberhalb der Ausgangsebene abströmenden Küchengase das ganze Haus durchziehen. Man erkennt:

In Räumen, in denen das Auftreten von Zegerscheinungen möglichst auszuschließen ist (Theater, Versammlungsräume, Schulen usw.), muß über die ganze Raumhöhe Überdruck herrschen; die Ausgleichsebene ist an oder unter den Fußboden zu verlegen. In Räumen, in denen sich störende Gerüche entwickeln (Küchen, Kleiderablagen, Aborte) muß über die ganze Raumhöhe Unterdruck vorhanden sein; die Ausgleichsebene ist an die Decke oder über die Decke zu verlegen¹.

Der Überdruck ist nicht größer als unbedingt nötig anzunehmen, da sonst unnützerweise erhebliche Wärmemengen aus den Räumen abströmen. Der Unterdruck ist nicht größer als erforderlich anzusetzen, da sonst die schlechten Gerüche des Hauses (Kellerluft), die, infolge der Schlotwirkung der erwärmten Stockwerke, ohnehin das Bestreben haben, aufzusteigen, in vermehrtem Maße angesaugt werden². In den meisten Fällen wird es genügen, die Ausgleichsebene an den Fußboden bzw. an die Decke zu legen. Unter besonderen Verhältnissen (z. B. bei Theatern, Küchen mit offenen Durchgängen) wird an diesen Stellen mit einem Über- bzw. Unterdruck von 0,5 mm Wassersäule zu rechnen sein. Zu beachten ist hierbei, daß selbst derartig

¹ Diese wichtigen Verhältnisse hat Prof. Dr. G. Recknagel erstmalig behandelt; s. G. Recknagel: Lüftung der Häuser. Handbuch der Hygiene von Pettenkofer. Leipzig 1894.

² Forster: Z. f. Biol. 1873. — Emmerich: Die Wohnung. Pettenkofers Handbuch der Hygiene 1894. Dasselbst werden Fehlböden als Kohlensäurequellen nachgewiesen.

geringe Druckunterschiede auf große Türen (eiserne Vorhänge im Theater) ganz erheblich wirksam werden und z. B. bei einer Fläche von 100 m² etwa 50 kg betragen.

Die Verlegung der Ausgleichsebene nach unten erreicht man:

- a) bei natürlicher Lüftung durch Anbringung eines möglichst widerstandslosen (großen) unteren Zuluftkanals und Schaffung eines oberen Abluftkanals von erheblichem Widerstand;
- b) bei künstlicher Lüftung durch Anwendung sog. Drucklüftung, d. i. Einführen der Außenluft durch Ventilatoren bei gleichzeitiger Drosselung der Ablüftungsquerschnitte.

Die Verschiebung der Ausgleichsebene nach oben wird erzielt:

- a) bei natürlicher Lüftung durch Anlage eines möglichst widerstandslosen (großen) oberen Abluftkanals und Ausführung eines unteren Zuluftkanals von erheblichem Widerstand;
- b) bei künstlicher Lüftung durch Sauglüftung, d. i. Absaugen der Raumluft durch Ventilatoren bei gleichzeitiger Erschwernis des Luftzutrittes von außen.

Die Möglichkeit, die Ausgleichsebene in bestimmte Lagen zu bringen, entfällt naturgemäß, wenn die Umfassungswände erhebliche Undichtheiten aufweisen. Will man daher in Räumen bestimmte Druckverhältnisse erzielen, so müssen die Umfassungswände (auch Decken, Fenster usw.) bauseitig möglichst dicht gemacht, dann aber auch bestimmte Kräfte zur Erzwingung der beabsichtigten Lüftung aufgewendet werden. Will man dagegen die durch die Umfassungswände selbsttätig (im Sinne der Abb. 215) stattfindende Lüftung benutzen, so werden die Umfassungswände aus gut luftdurchlässigen Baustoffen herzustellen sein.

Die eben besprochenen Erscheinungen verstärken sich mit zunehmender Innentemperatur. Es ist daher z. B. in Kirchen möglich, daß sie in leerem Zustand einwandfrei erscheinen, während sich nach der Besetzung schwere Zugerscheinungen ergeben.

Ist die Raumtemperatur niedriger als die Außentemperatur, so treten die in Abb. 215 angedeuteten Druckwirkungen in entgegengesetztem Sinne auf.

B. Selbstlüftung eines Raumes.

Unter Selbstlüftung eines Raumes versteht man jenen Luftwechsel, der auch bei geschlossenen Türen und Fenstern infolge der Undichtheiten der Raumbegrenzung eintritt. Pettenkofer, Lang¹ und Gosebruch² (vgl. 8. Aufl. des Leitfadens S. 111) sowie andere Forscher haben nachgewiesen, daß alles Mauerwerk porös ist und sie haben auch die Luftdurchlässigkeit verschiedener Steine gemessen. Die Erfahrung zeigt aber, daß bei unseren Wohn- und Arbeitsräumen üblicher Ausführung die Porosität des Mauerwerkes nur eine ganz untergeordnete Rolle gegenüber den viel größeren Undichtheiten an Fenstern und Türen spielt. In der Einleitung des Leitfadens (auf S. 1) ist bereits darauf hingewiesen. Das Maß dieser Undichtheiten hängt weitgehend von der Güte der Bauausführung ab.

Ein Luftwechsel kommt erst zustande, wenn ein Druckunterschied zwischen innen und außen vorhanden ist. Abb. 215 zeigt die Druckverteilung, die sich bei geheizten Räumen und Windstille einstellt. Wie diese Abbildung zeigt, führt eine solche Druckverteilung zu einem Einströmen von Außenluft in den unteren Teil und zu einem Abströmen von Innenluft aus dem oberen Teil des Raumes. Bei hinreichend großem Temperaturunterschied zwischen innen und außen ergibt sich auf diese Weise

¹ Lang: Über natürliche Ventilation und Porosität der Baumaterialien. Stuttgart 1877.

² Gosebruch: Über die Durchlässigkeit der Baumaterialien. Dissertation, Berlin 1897.

eine Lufterneuerung, welche bei mäßig besetzten Räumen den hygienischen Forderungen Genüge leistet. Mit steigender Außentemperatur, also mit abnehmendem Temperaturunterschied zwischen innen und außen geht jedoch der Luftwechsel stark zurück und kann leicht das zulässige Maß unterschreiten. Bei hoher Außentemperatur ist aber meist ein Öffnen der Fenster möglich, so daß weiter kein Nachteil entsteht.

Eine ganz andere Druckverteilung, als Abb. 215 wiedergibt, stellt sich bei Windanfall ein. Die Windseite des Gebäudes steht unter Überdruck, die abgekehrte Seite unter Unterdruck, und die Folge ist ein Luftstrom, der dauernd das Gebäude von der einen nach der anderen Seite durchzieht. Heiztechnisch macht sich dies dadurch bemerkbar, daß die dem Wind zugekehrten Räume zu kalt bleiben, während die den Winden abgekehrten Räume überheizt werden. Bei starkem Windanfall kann dieser Luftwechsel so stark werden, daß er nicht nur heiztechnisch, sondern auch hygienisch unzulässig wird. Je mehr eine Gebäudemauer dem Luftanfall ausgesetzt ist, um so mehr ist deshalb auf Fenster Wert zu legen, die nicht nur in der Güte ihrer Ausführung, sondern schon in der Konstruktion einen möglichst dichten Abschluß gewährleisten.

C. Auftriebslüftung.

Man versteht darunter Lüftungseinrichtungen, die allein durch Schwerkraftwirkung wirksam sind. Die betreffenden Anlagen werden ohne oder mit Erwärmung der Abluft ausgeführt.

1. Fensterlüftung.

Ist in einem größeren Fenster nur eine kleine Scheibe in mittlerer Höhe zu öffnen, wie dies in Abb. 219 bei dem ersten Fenster gezeichnet ist, und wie man dies bei älteren Gebäuden öfter findet, so entspricht diese offene Fensterscheibe durchaus der kleinen Öffnung in Abb. 215, und diese Öffnung kann, da sie in der Ausgleichsebene liegt,

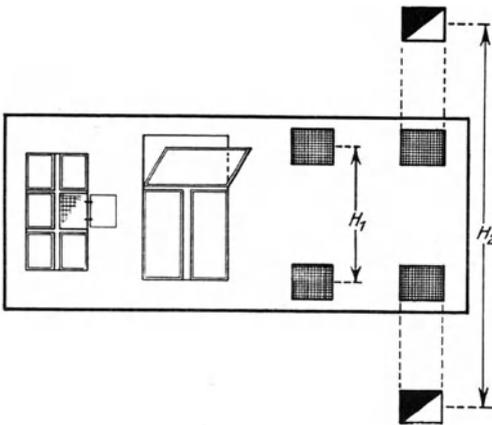


Abb. 219. Fenster- und Kanallüftung.

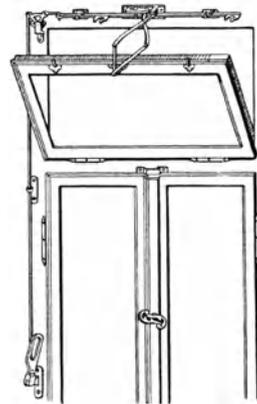


Abb. 220. Fensterlüfter.
(Fürstenberg, Berlin.)

keinen Luftwechsel bewirken. Ein solcher ist nur dann möglich, wenn durch ein zweites offenes Fenster in gleicher Höhe oder eine offene Tür Gegenzug entsteht, oder wenn starker Windanfall auf dem Hause steht.

Ähnlich liegen die Verhältnisse beim aufklappbaren, oberen Fensterflügel (zweites Fenster der Abb. 219 und Abb. 220). Durch Öffnen dieses Fensters wird die Ausgleichsebene in den oberen Teil des Raumes verlegt, wie ein Vergleich mit Abb. 217 zeigt. Auch in diesem Falle würde das Öffnen eines einzigen Fensterflügels gar keinen Luftwechsel bewirken, wenn die Umfassungswände des Raumes überall vollkommen dicht

wären. Da dies aber selten der Fall ist, wird infolge des Unterdruckes, der im Raume herrscht, durch die Undichtheiten Luft eingesaugt, und dieser Luftwechsel genügt in vielen Fällen. Voraussetzung dabei ist — woran nochmals erinnert sei — ein genügender Temperaturunterschied zwischen außen und innen.

2. Lufteintritts- und Luftaustrittsöffnungen in der Wand und Luftführung in Kanälen.

Ist bei größeren Räumen die Fensterlüftung aus irgendeinem Grunde nicht durchführbar oder nicht ausreichend, so sind besondere Ein- und Austrittsöffnungen in der Wand anzubringen, welche am wirksamsten sind, wenn die Auftriebshöhe (H_1 in Abb. 219) möglichst groß gewählt wird.

Durch besondere Abluft- und Zuluftkanäle läßt sich die Auftriebshöhe noch über die Zimmerhöhe hinaus vergrößern (vgl. H_2 in Abb. 219).

Zugbelästigungen in der Nähe der Eintrittsöffnung lassen sich vermindern, unter Umständen auch ganz beseitigen, sofern die Luft vor Eintritt in den Raum

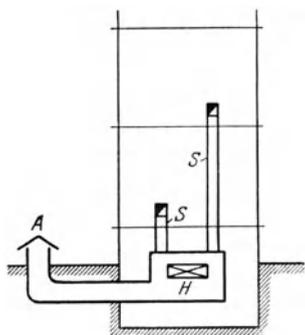


Abb. 221. Zentrale Zuleitung der Luft.

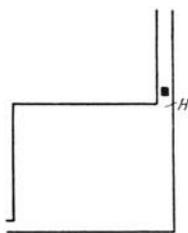


Abb. 222. Erwärmung der Abluft durch Heizkörper H .

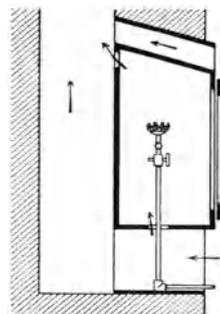


Abb. 223. Abortlüftung durch offene Gasflamme.

an einem Heizkörper vorbeigeführt, also vorgewärmt wird. Schnee und Regen können durch geeigneten Schutz der äußeren Entnahmeöffnungen abgehalten werden. Dagegen gelingt es fast nie, den Einfluß des Windes so vollkommen zu beseitigen, daß störende Wirkungen unbedingt ausgeschlossen erscheinen. Die Entnahmestellen der Luft werden durch Klappen oder ähnliches verschlossen, die sich grundsätzlich derart öffnen sollen, daß die Luft gegen die Raumdecke zu austritt. Hinsichtlich der Einführung der Frischluft hinter Heizkörpern ist die Reinigungsmöglichkeit nicht nur für die Heizkörper, sondern auch für alle Teile des Luftweges unbedingt zu fordern. Man findet in der Praxis in dieser Beziehung Ausführungen, die den einfachsten Forderungen der Hygiene geradezu Hohn sprechen.

Es ist auch möglich, die Zuluft für mehrere Räume an einer Stelle gemeinsam zu erwärmen, wodurch die in Abb. 221 angedeutete Heizkammer (Heizkörper H) entsteht. Über die Entnahme, Reinigung usw. der Luft s. S. 114; die Heizkörper H sind bereits auf S. 100 u. 101 besprochen worden.

Die Wirkung der Abluftkanäle bei den nur durch die Schwerkraft betriebenen Anlagen kann erhöht werden durch die in Abb. 222 schematisch dargestellte Erwärmung der Abluft. Hierbei stellt H die Abluftheizung vor, die z. B. für Abortlüftung als offene Gasflamme (Abb. 223) oder als gewöhnlicher Heizkörper (Abb. 224 und 225) ausgeführt werden kann. Letztere Ausführung erleichtert die Reinigung des Heizkörpers.

Es ist auch möglich, die Abwärme von Schornsteinen für diesen Zweck auszunützen, wobei Schornstein- und Abluftkanal unmittelbar nebeneinander gelegt und nur durch eine gußeiserne Wange getrennt werden (Abb. 226). Hinsichtlich der Kanäle und der sonstigen Bestandteile solcher Lüftungsanlagen kann auf S. 122 verwiesen werden.

Trotz Erwärmung der Luft sind diese Lüftungsarten von den Temperatur- und Windverhältnissen der Außenluft stark abhängig, und es können vor allem nicht jene Luftmengen und Druckverhältnisse erzwungen werden, die für den jeweiligen Fall als nötig zu erachten sind. Deshalb können derartige Anlagen nur für untergeordnete Räume mit geringer Besetzung (z. B. Küchen, Aborte) empfohlen werden.

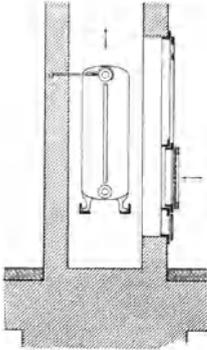


Abb. 224. Erwärmung der Abluft durch einen Radiator.

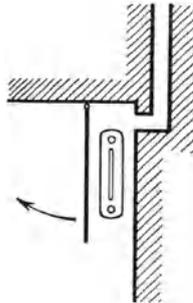
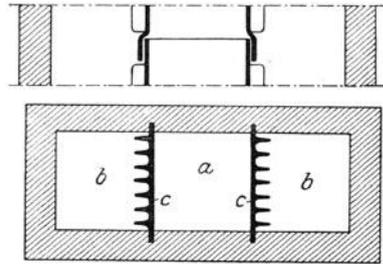


Abb. 225. Erwärmung der Abluft durch einen Radiator. (Der Schirm links vom Heizkörper ist aufklappbar.)



a = Rauchgaskanal,
b = Abluftkanäle,
c = gußeiserne Schornsteinwangen.

Abb. 226. Lüftung durch Ausnutzung der Abwärme eines Schornsteines.

Die zuerst beschriebene Lüftungsart ohne Heizkörper in den Kanälen ist vollkommen abhängig von den Temperatur- und Windverhältnissen der Außenluft. Nur in Notfällen wird sie zur Ausführung gelangen können. Insbesondere ist davon abzuraten, derartige Anordnungen in Krankenhäusern zu benutzen und hierbei etwa die Kanäle verschiedener Räume miteinander zu verbinden. Bei ungünstigen Temperatur- und Windverhältnissen kann sehr leicht ein Umschlagen der Bewegung eintreten, d. h. die Abluftkanäle wirken zeitweise als Zuluftkanäle. Hierdurch können in ungünstigen Fällen ansteckende Krankheiten übertragen werden. Ist es in Krankenhäusern infolge der Kosten unmöglich, in jeder Beziehung einwandfreie (reinigungsfähige) Lüftungsanlagen auszuführen und ihren geordneten Betrieb unbedingt sicherzustellen, so sollte lieber auf jede Kanalführung verzichtet und die Lüftung ausschließlich durch Öffnen der Fenster (Kippflügel) bewirkt werden.

D. Auftriebslüftung mit Ausnutzung des Winddruckes.

Zur Ausnutzung des Winddruckes werden

- a) Saugköpfe (Deflektoren),
- b) Preßköpfe

benutzt, die auf Schiffen gemeinsam den Namen Ventilatoren führen.

a) Saugköpfe.

Wird ein Kanal K durch eine Platte P nach Abb. 227 bekrönt, so kann ein auf die Platte auftretender Windstrahl nicht nur nicht in den Kanal eindringen, sondern er verursacht infolge des hinter der Platte auftretenden Unterdruckes ein Absaugen

der Luft aus dem Kanal *K*. Die „Saugköpfe“ benutzen nun eine Reihe solcher Platten derart, daß beliebig gerichteter Wind stets saugend auf den angeschlossenen Kanal wirkt. Man bekommt ein gutes Bild über die Wirkung dieser Einrichtungen, wenn man ein Polarkoordinatensystem (Abb. 228) benutzt, die Strahlen unter dem jeweiligen Winkel der Windrichtung zieht und auf den Strahlen die geförderte Luftmenge aufträgt. Von guten Saugköpfen ist nicht ein besonders hoher Spitzenwert, sondern vielmehr ein möglichst gleichmäßiges Saugen über alle Winkelstellungen zu verlangen. Auf die beschriebene Art sind eine ganze Reihe verschiedenartiger Saugköpfe in der Versuchsanstalt geprüft worden.

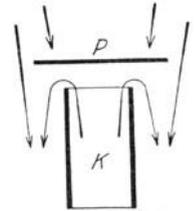


Abb. 227. Feststehender Sauger.

Als Beispiele guter Saugköpfe seien genannt: der Wolpertsche Sauger (Abb. 229), der Grove-Sauger (Abb. 230, viel bei Eisenbahnen verwendet), ein Schiffsventilator (Abb. 231, Norddeutscher Lloyd).

Für die Berechnung der mit Saugköpfen zu erzielenden Wirkungen ist neben Kenntnis der zu fördernden Luftmenge auch die Bestimmung des erzielbaren

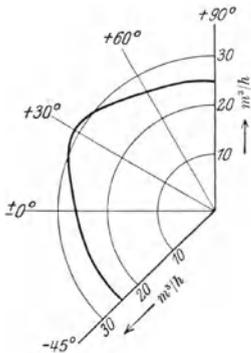


Abb. 228. Schaubild der Leistung eines Saugkopfes bei verschiedenen Windrichtungen.

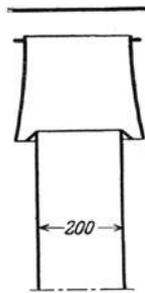


Abb. 229. Feststehender Sauger. (Nach Wolpert.)

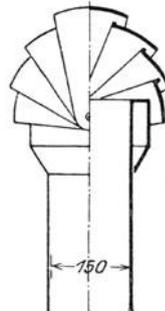


Abb. 230. Feststehender Sauger. (David Grove, Berlin.)

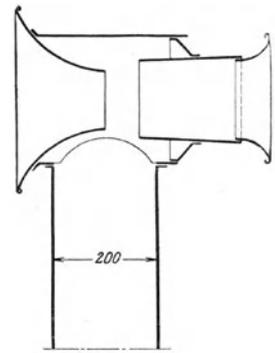


Abb. 231. Beweglicher Sauger. (Norddeutscher Lloyd.)

Unterdruckes wichtig. Deshalb ist bei den erwähnten Prüfungen in der Versuchsanstalt auch der jeweils auftretende Unterdruck gemessen und ebenso wie in Abb. 228 im Polarkoordinatensystem aufgetragen worden. Schließlich wurde auch noch die Regendichtheit der verschiedenen Bauarten untersucht und vergleichsweise gewertet.

Da die Wirkung aller Saugköpfe von der Geschwindigkeit und der Richtung des Windes abhängt, sollen bei ortsfesten Anlagen Sauger zum Betriebe von Lüftungsanlagen überhaupt nicht Verwendung finden. Sie dienen dann nur dazu, ein Hineinpressen des Windes in die Kanäle und somit ein Umschlagen der Abluftanlage zu verhüten. Dagegen werden Sauger bei Schiffen und Eisenbahnen unmittelbar als Betriebsmittel für die Lüftungsanlage benutzt, obwohl sie auch hier z. B. bei Stillstand bzw. bei entsprechend starkem Mitwind versagen müssen.

Liegen Kanalmündungen bei niedrigen Gebäuden unmittelbar neben hohen Wänden, so können Saugköpfe nichts nützen. In diesem Fall wird nämlich die Windgeschwindigkeit beim Stoß an die hohe Wand in Druck umgesetzt, wodurch die ungünstige Wirkung auf den niedrigen Kanal dennoch eintritt. Unter solchen Umständen schafft nur die Hochführung des niedrig mündenden Kanals über die

Oberkante der Wand Abhilfe (s. a. S. 12). Drehbare Sauger sind tunlichst zu vermeiden, da sie sich trotz aller Vorsichtsmaßregeln festsetzen und dann pressend statt saugend wirken können. Die Sauger selbst treten im Abluftkanal naturgemäß als Widerstände auf, weshalb ihr freier Querschnitt groß und die in ihnen stattfindenden Richtungs- und Querschnittsänderungen klein sein sollen.

Bei den früher erwähnten Messungen in der Versuchsanstalt sind folgende Ergebnisse gefunden worden:

1. Die Wirkung von Saugköpfen (Preßköpfen) ist wesentlich abhängig vom Windanfall.

2. Die von ihnen geförderte Luftmenge ist etwa proportional der ersten Potenz der Windgeschwindigkeit. Der erzeugte Unter- bzw. Überdruck ist etwa proportional der zweiten Potenz der Windgeschwindigkeit. Die Leistung ist etwa proportional der dritten Potenz der Windgeschwindigkeit und nimmt wesentlich ab, wenn der zu überwindende Widerstand zunimmt.

3. Die „relative Wertigkeit“ der einzelnen Bauarten ist unabhängig von der Windgeschwindigkeit.

4. Die relative Wertigkeit der Saugköpfe ändert sich — was für die Auswahl der Bauart von Wichtigkeit ist — wesentlich mit der Größe des angeschlossenen Widerstandes.

b) Preßköpfe.

Preßköpfe müssen stets dem Wind entgegengedreht werden. In der Versuchsanstalt wurden eine Reihe von Preßköpfen sowohl hinsichtlich der geförderten Luftmenge als

auch bezüglich des erzeugten Überdruckes geprüft und die Ergebnisse wieder im Polarkoordinatensystem aufgetragen. Als Beispiel bringt Abb. 232 einen Preßkopf des Norddeutschen Lloyds und Abb. 233 eine von Rietschel angegebene Ausführungsform. Preßköpfe finden nur auf Schiffen Anwendung, werden aber dort — ebenso wie die Saugköpfe in ihrer Wirkung

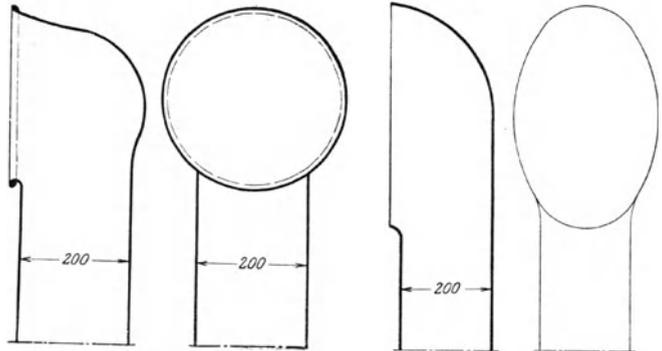


Abb. 232. Preßkopf.
(Norddeutscher Lloyd.)

Abb. 233. Preßkopf.
(Nach Rietschel.)

wesentlich überschätzt. Ist der durch diese Einrichtungen erzeugte Unter- bzw. Überdruck bekannt, so erfolgt die Berechnung der Kanalanlage wie bei anderen Lüftungsanlagen.

E. Mit Ventilatoren betriebene Druck- und Sauglüftungen.

1. Vor- und Nachteile und Anwendungsgebiet.

Vorteile. Nur diese mit Ventilatoren betriebenen Anlagen sind unabhängig von allen Temperatur- und Windverhältnissen der Atmosphäre. Sie gestatten es, jedem Raum eines größeren Gebäudes Überdruck oder Unterdruck in der für ihn geeigneten Höhe aufzuzwingen und ihm die nötige Luftmenge zuzumessen. Die großen zur Verfügung stehenden Druckkräfte gestatten ferner den Einbau einwandfreier

Einrichtungen zur Reinigung der Luft, zu ihrer Trocknung oder Befeuchtung und zu ihrer Erwärmung oder Kühlung, und sie gewähren eine weit größere Freiheit in der Linienführung der Kanäle und in der Wahl der Kanalquerschnitte als dies bei Auftriebslüftungen möglich ist.

Nachteile. Die Anlagen erfordern, falls sie einwandfrei gebaut und betrieben werden sollen, ziemlich hohe Herstellungs- und Betriebskosten, und sie stellen an die Bedienung ziemlich hohe Anforderungen in bezug auf technisches Können und Gewissenhaftigkeit. Wie bereits erwähnt, ist bei bestimmten Bauten die Notwendigkeit ihrer Ausrüstung mit Lüftungsanlagen so tief begründet, daß die Tatsache der höheren Bau- und Betriebskosten die Ablehnung solcher Anlagen nicht rechtfertigen kann. Es ist aber wichtig, daß die höheren Betriebskosten einschließlich der Bedienungskosten richtig erkannt und in den Haushaltplan als ordentliche Dauerausgaben vorgesehen werden. Geschieht dies nicht, so erfolgen bei der Benutzung der Gebäude alsbald Betriebseinschränkungen oder Unterbrechungen der Lüftung, wodurch mehr Schaden entsteht, als wenn die Anlagen überhaupt nicht ausgeführt worden wären.

Anwendungsgebiet. Mit Ventilatoren betriebene Druck- und Sauglüftungen werden für Versammlungsräume, Theater, Lichtspielhäuser, Schulen usw. angewandt. Besonders wichtige, aber auch schwierige Aufgaben werden häufig bei der Lüftung von Fabrikräumen gestellt, wenn nämlich der Arbeitsprozeß sehr enge Schranken für die Schwankung von Temperatur und Feuchtigkeit vorschreibt, so z. B. bei den Spinnereibetrieben. Besonders hohe Anforderungen an die Reinheit der Luft werden bei Operationssälen, aber auch bei manchen industriellen Betrieben gestellt.

2. Wahl von Saug- oder Drucklüftung.

Schon auf S. 106 ist erwähnt worden, daß man Räume, in welchen störende Gerüche entstehen, unter Unterdruck setzen muß, damit diese Gerüche nicht in die Nebenräume entweichen können, daß man aber diesen Unterdruck nicht zu groß wählen darf, damit die Zugbelastigungen möglichst gering gehalten werden. Wegen dieser Zuggefahr wird man Unterdrucklüftungen nur dort anwenden, wo es unbedingt notwendig ist, z. B. bei Aborten, Küchen usw. Diese Überlegungen zwingen von selbst bei den meisten größeren Anlagen zu einer Zweiteilung der Lüftungsanlage. Die Hauptanlage wird als Überdrucklüftung ausgeführt, nur für die mit Unterdruck auszustattenden Räume werden kleinere, örtlich begrenzte Unterdruckanlagen eingebaut.

3. Entnahme der Luft¹.

Die Entnahme der frischen Luft hat an einer vor Wind, Staub, Rauch und Ruß geschützten Stelle mit lotrechten und nicht wagerechten Einfallöffnungen zu erfolgen. Die Schöpfstelle braucht nicht unmittelbar über Erdboden zu liegen, sondern kann sich auch in beliebiger Gebäudehöhe befinden. Bei der neuzeitigen gedrängten Bauweise kann die Entnahme der Luft vom Dach nötig sein. Bei Anlagen mit sehr geringen Antriebskräften erweist es sich manchmal zweckmäßig, zwei in entgegengesetzter Richtung liegende Entnahmestellen anzuordnen, um die Einflüsse des Windes ausschalten zu können.

Zum Fernhalten von Blättern, Tieren usw. ist die Entnahmestelle mit einem nicht zu weiten Gitterwerk zu versehen. Kurz hinter der Entnahmestelle soll eine Verschlußvorrichtung vorgesehen werden, die bei Betriebsunterbrechungen zu schließen ist, damit die Anlage während dieser Zeit nicht von außen her verstaubt.

¹ Meldau, Robert: Der Industriestaub. Berlin: V. d. I.-Verlag 1926.

4. Reinigung und Erwärmung der Frischluft.

Die hierzu nötigen Einrichtungen sind aus den beiden Abb. 234 und 235 zu ersehen. Die erstgenannte Abbildung zeigt eine Ausführung, bei welcher alle Luftwege aus gemauerten Kanälen und Kammern bestehen. Im Hof oder Garten des Gebäudes steht

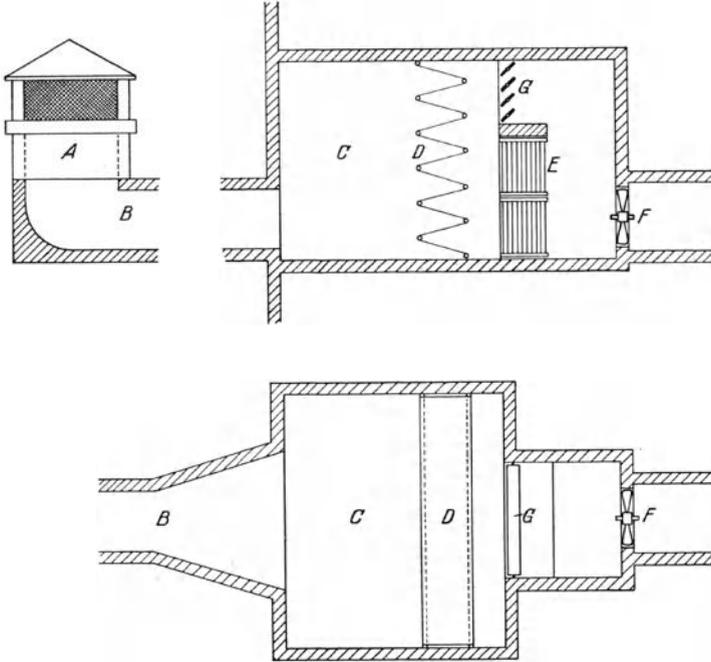


Abb. 234. Luftkammer.
(Ausführung in Mauerwerk.)

die Luftentnahmestelle *A*, die in verschiedenster Weise ausgeführt werden kann. Unter der Erde führt der Kanal *B* zum Gebäude, und zwar zuerst zur Staubkammer *C*, in der sich die schwereren Verunreinigungen von selbst absetzen können. Hier ist auch

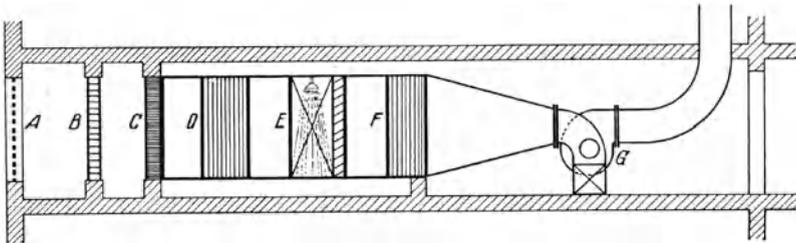


Abb. 235. Luftkammer.
(Ausführung in Blech.)

das Luftfilter in Gestalt eines Tuchfilters *D* eingebaut. Von hier aus strömt die Luft durch das Heizkörpersystem *E* zu einer zweiten Kammer, aus welcher der Ventilator *F* die Luft ansaugt und in das Verteilnetz drückt. Eine Umgehungsöffnung mit Jalousieklappe *G* gestattet, einen Teil der Luft am Heizkörper vorbeizuführen, um so durch Mischung von kalter und warmer Luft die Regelung der Lufttemperatur in weiten Grenzen ausführen zu können.

Abb. 235 zeigt eine andere Bauart, welche heute meist bevorzugt wird, und bei welcher die Luftwege aus Blechtafeln und Profileisen konstruiert sind. Es kann dann die ganze Lüftungsanlage in der Fabrik fertiggestellt werden, während das Gebäude sich noch im Bau befindet, und braucht dann später nur einmontiert zu werden. Bei den kurzen Bauzeiten, welche heute gefordert werden, besteht darin ein nicht zu unterschätzender Vorteil. Bei *A* (Abb. 235) strömt die Frischluft ein. In vielen Fällen ist der Raum für eine große Staubkammer nicht vorhanden; man wendet dann ein Vorfilter *B* an, das nur die gröberen Verunreinigungen abfängt, dafür aber auch nur sehr geringen Widerstand hat. An dieses Vorfilter schließt sich der Reihe nach das Hauptfilter *C*, der Vorwärmeheizkörper *D*, die Luftbefeuchtungseinrichtung *E* mit Tropfenfänger, der Nachwärmeheizkörper *F* und der Ventilator *G* an. Als solcher wird heute meist ein Zentrifugalventilator gewählt.

a) Staubkammern.

Staubkammern sind Erweiterungen des Luftweges zu großen Räumen derart, daß die Luft eine möglichst kleine Geschwindigkeit annimmt. Infolgedessen setzen sich die schwereren Verunreinigungen ab. Der Widerstand einer solchen Kammer ist gering, jedoch ist darauf zu achten, daß infolge der meist plötzlichen Querschnittsänderungen die volle Geschwindigkeitshöhe verlorengeht. Staubkammern müssen derartig ausgebildet sein, daß in ihnen nicht etwa eine Verschlechterung der Luft eintritt. Deshalb sollen die Wände, die Decke und der Fußboden mit Fliesen oder Wandplatten versehen sein oder einen ganz glatten, harten Anstrich erhalten. Bewährt hat sich — allerdings nur bei vollkommen trockenem Mauerwerk — folgende Ausführungsart: putzen, filzen, mit Gipsölmischung abglätten, mehrfach mit Ölfarbe streichen, lackieren. Derartig behandelte Flächen können mit feuchten Tüchern ausreichend gesäubert werden. Werden die Wände dauernd mit Wasser in Berührung gebracht, so ist Fliesenbelag und ähnliches zu empfehlen.

Die Staubkammer ist begehbar und mühelos zugänglich anzuordnen, aber doch so, daß sie nicht als Vorrats- oder Geräteraum, auch nicht zu Durchgangszwecken benutzt werden kann. Selbstverständlich muß sie gegen das Eintreten von Grundwasser und Grundluft gesichert sein.

b) Streifilter.

Streifilter sollen der vorüberstreifenden Luft Staub entziehen, aber möglichst wenig Widerstand bieten. Sie werden fast nur bei „Auftriebslüftungen“ benutzt; die reinigende Wirkung ist gering. Die Filter bestehen aus sehr rauhen Stoffen, die nach Maßgabe der Abb. 236 und 237 auf Rahmen gespannt werden.

c) DurchgangsfILTER.

Bei allen Durchgangsfiltern wird die Luft gezwungen, durch die Filter hindurchzugehen, wobei sie eine weitgehende Reinigung erfährt. Die Wirkung eines Filters ist stets in zweifacher Hinsicht zu beurteilen:

1. Reinigungsvermögen,
2. Druckverlust.

Hierbei ist zu beachten, daß diese Eigenschaften gegenläufig sind, also gut reinigende Filter auch erhebliche Druckverluste aufweisen. In letzterer Hinsicht enthält Teil II, S. 242, mehrere zur Berechnung der Anlagen erforderliche Angaben.

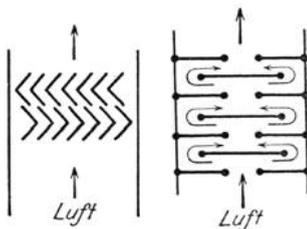


Abb. 236.

Abb. 237.

Streifilter.

Stoff-Rahmenfilter. Die Filterstoffe, die in verschiedenen Rauheiten und Durchlässigkeitsgraden vorrätig sind, werden auf Rahmen gespannt (Abb. 238)

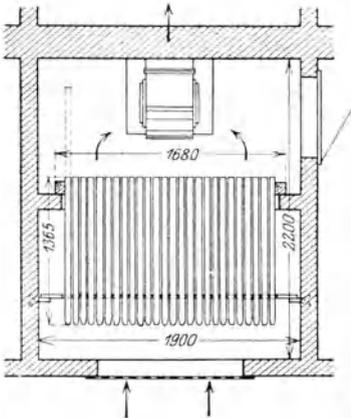
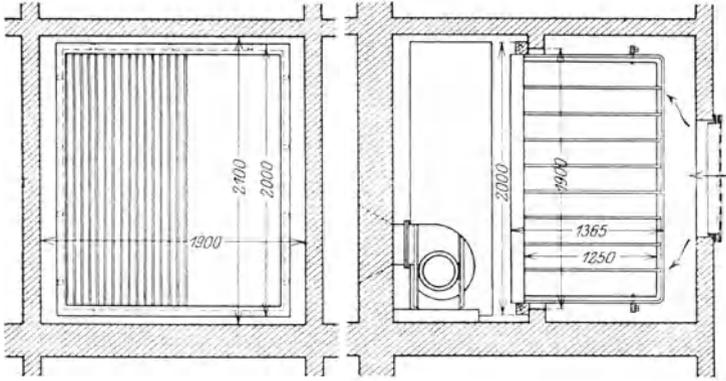


Abb. 238. Luftfilteranordnung.
(K. Th. Möller, G. m. b. H., Brackwede.)

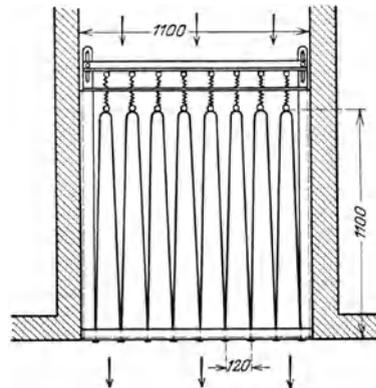
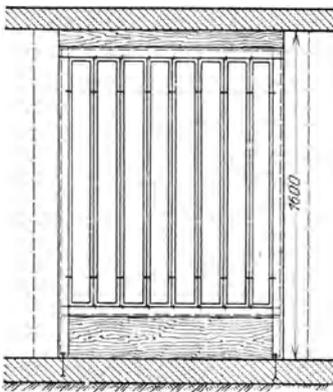


Abb. 239. Taschenfilter.
(X. Haberl, Berlin.)

oder, z. B. bei Watte, zwischen dünnen lotrecht, stehenden Metallnetzen eingelagert. Die Reinigung der Filter erfolgt durch Abklopfen oder besser durch Staubsauger (Anschluß im Luftweg gerechnet, vor dem Filter). Die gute Zu-

gänglichkeit aller Teile, auch bei hohen Filtern, ist wichtig, die Tücher sollen leicht abnehmbar sein. Am zweckmäßigsten wird die gründliche Reinigung im Pauschsatz der liefernden Firma übertragen, in welchem Falle naturgemäß zwei Filterstoffsätze nötig werden. Zu empfehlen ist die dauernde Beobachtung des Filterwiderstandes, wobei die Reinigung des Filters dann veranlaßt wird, wenn der Druckverlust einen vorher bestimmten Wert erreicht hat.

Taschenfilter. Beliebt sind die sog. Taschenfilter (Abb. 239), da sie eine sehr große Filterfläche bei geringer Platzbeanspruchung aufweisen. Die Rahmen sollen einzeln auswechselbar, die Filter jedes Rahmens leicht abnehmbar und die ganze Anordnung in allen Teilen gut reinigungsfähig sein.

Koks-, Holz-, Steinfilter usw. Man kann auch Koks, Holzwolle, Torfstreu zwischen Drahtnetze legen und hier die Luft hindurchtreiben. Die Verwendung der erwähnten Stoffe hat aber den großen Nachteil, daß kleine und kleinste Teile (z. B. Koksabfälle) mitgerissen werden. Man sollte daher die Ausführung derartigen Filter aufgeben.

Luftwäscher. Es ist nicht zu bestreiten, daß Luftwäscher in der Lage sind, Verunreinigungen aus der Luft in mehr oder weniger vollkommener Weise auszuwaschen, jedoch liegen abschließende Untersuchungen hierüber nicht vor. Die Luftwäscher werden in verschiedenen Formen ausgeführt, wovon die einfachsten aus einer Anordnung von Streudüsen (Abb. 240) bestehen. Die Wasserstrahlen werden entweder zu Wasserschleiern vereinigt, durch die die Luft hindurchzieht, oder es werden durch die Streudüsen Filter besprüht oder schließlich Wände befeuchtet, an denen die Luft entlang streicht. Die ziemlich klein bemessenen Düsen haben den Nachteil, daß sie sich leicht zusetzen; sie müssen daher reinigungsfähig bzw. auswechselbar sein. Die Berieselung von Waschflächen (z. B. schneckenförmig gebogenen) kann auch ohne Benutzung von Streudüsen erfolgen.

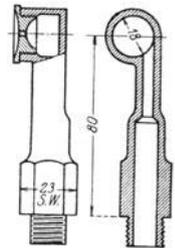


Abb. 240.
Streudüse.
(Rud. Otto Meyer,
Hamburg.)

d) Filter mit ölbenetzter Oberfläche.

Die bisher besprochenen Filtereinrichtungen werden in steigendem Maße durch Filter mit ölbenetzten Flächen verdrängt. Der Anstoß zur Ausbildung dieser neuen Bauart war der Tuchmangel während des Krieges. Aus dieser Ersatzbauweise

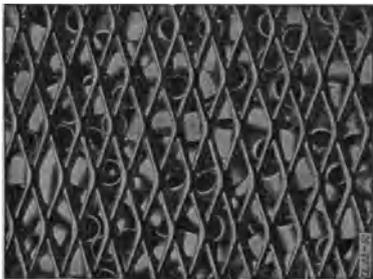


Abb. 241 a.
Filterkasten mit Raschig-Ringen.
(Sauberer Zustand.)

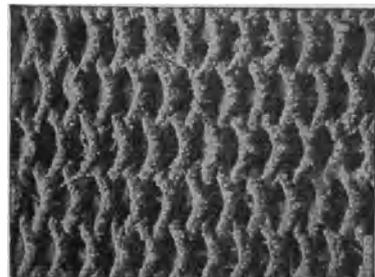


Abb. 241 b.
Filterkasten mit Raschig-Ringen.
(Delbag-Filter)¹.
(Verstaubt.)

hat sich aber eine Konstruktion von dauerndem Wert entwickelt. Die Luft wird gegen Flächen geleitet, welche mit einer dünnen Schicht eines Öles überzogen sind, das stark klebt, aber nicht eintrocknet und nicht verharzt. Als Träger dieser Öl-

¹ Deutsche Luftfiltergesellschaft, Berlin-Halensee.

haut dienen entweder Streiffilter aus Metall oder Raschig-Ringe. Man bezeichnet mit Raschig-Ringen kurze Rohrstücke, deren Höhe gleich dem Durchmesser ist, und die sich deshalb beim Einschütten in einen Hohlraum völlig regellos lagern. Abb. 241 a und 241 b zeigt einen einzelnen Filterkasten mit Raschig-Ringen, Abb. 242 eine andere Bauart mit ölbenetzten Blechpaketen. Aus solchen Kästen werden dann die Filterwände aufgebaut. Steht aus räumlichen Gründen nur geringe Höhe für die Filterwand zur Ver-

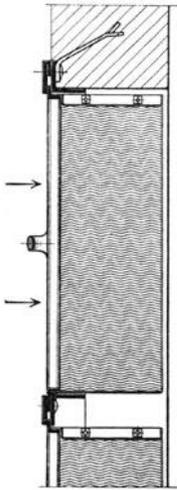


Abb. 242.
Filterkasten mit
Blechpaketen.
(Gea-Filter)¹.

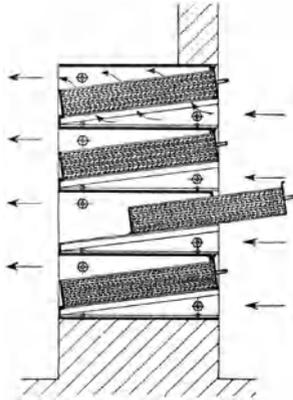


Abb. 243.
Filterwand mit schräg
eingebauten Kästen.
(Delbag-Filter)².

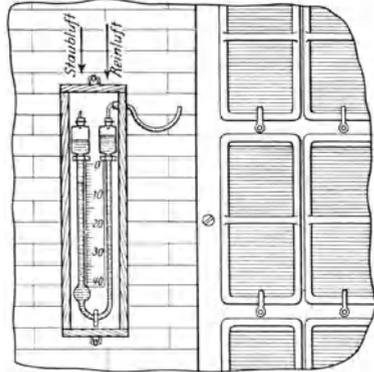


Abb. 244.
Differenzdruckmesser an einer Filter-
einrichtung.

fügung, so können diese Kästen gemäß Abb. 243 auch schräg eingebaut werden. Die Filter zeichnen sich durch große Reinheit der gelieferten Luft, verhältnismäßig geringen Druckverlust und hohe Feuersicherheit aus. Sie müssen natürlich, ebenso wie die Tuchfilter, in regelmäßigen Zeiträumen gereinigt werden. Zur Überwachung des Druckverlustes werden empfindliche Druckmesser eingebaut (Abb. 244).

e) Vor- und Nachwärmeheizkörper, Befeuchtungseinrichtungen³.

Es empfiehlt sich, die Heizfläche auf einen Vor- und einen Nachwärmeheizkörper zu verteilen. Aus Gründen, die später besprochen werden (II. Teil, S. 248—49) ist dies immer notwendig, wenn eine Luftbefeuchtung eingebaut ist. Als Heizkörper kommen die auf S. 100 und S. 101 dargestellten Heizkörperformen in Betracht, und zwar hängt es von den örtlichen Verhältnissen ab, welche Bauart die zweckmäßigste ist.

Die Befeuchtungseinrichtungen werden zwischen Vor- und Nachwärmeheizkörper in den Luftweg eingeschaltet.

Alle Einrichtungen, die auf S. 117 beim „Waschen“ der Luft besprochen wurden, können auch zur Befeuchtung dienen. Hinsichtlich der dort erwähnten Kiesfilter ist zu bemerken, daß sich mit ihnen bei jeder Lufttemperatur eine nahezu vollkommene Sättigung der Luft mit Wasserdampf erreichen läßt, wobei nur die Anzahl der Filterrohre sowie die Wassermenge und die Temperatur entsprechend einzustellen ist. In vielen Fällen findet man in den Heizkammern dampfgeheizte Verdunstungsschalen.

¹ Gesellschaft für Entstaubungsanlagen, Bochum.

² Deutsche Luftfiltergesellschaft, Berlin-Halensee.

³ Hirsch, M.: Künstliche Regelung der Luftbeschaffenheit in Gebäuderäumen. Gesundheits-Ing. 1926, Bd. 49, S. 188 bis 194. — Muntner, S.: Über Luftbefeuchtung. Gesundheits-Ing. 1926, Bd. 49, S. 194 und 195. — Bürgers und Fleischer: Das letzte Wort zur Frage der Luftbefeuchtung. Gesundheits-Ing. 1926, Bd. 49, S. 196 bis 199.

5. Ventilatoren, Bläser, Lüfter¹.

Bauart. Man unterscheidet: Schrauben- und Fliehkraft- (Zentrifugal-) Lüfter. Die ersteren sollen die Luft in axialer Richtung fortschieben, schleudern aber erfahrungsgemäß dennoch teilweise senkrecht zur Achse, so daß in der Mitte Rückströmungen auftreten. Der Wirkungsgrad dieser Maschinen sinkt rasch mit zunehmendem Gegendruck, so daß sie in der Regel nur für geringe Druckunterschiede Verwendung finden. In den meisten Fällen sitzen die mit unmittelbarem elektrischen Antrieb versehenen Lüfter, wie Abb. 245 zeigt, in Außenmauern bzw. Fenstern.

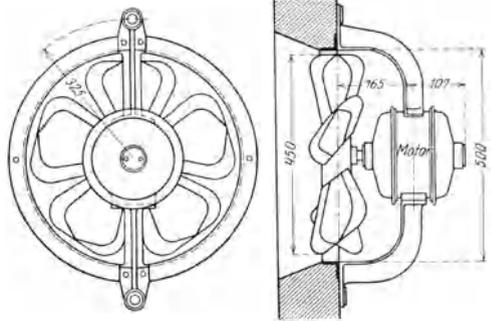


Abb. 245. Meteorventilator.
(Th. Fröhlich A.-G., Berlin.)

Die Fliehkraftlüfter bedingen eine Ablenkung des Luftweges um 90° , wodurch ihr Einbau manchmal erschwert wird. Sie arbeiten bei richtiger Ausführung gut und können hohe Drücke erzeugen. Im allgemeinen wird man (in einer Stufe) nicht über 15 mm WS gehen, weil die Maschinen dann zu brummen anfangen.

Von den gangbaren Bauarten seien beispielsweise genannt: der Meteor-Ventilator Abb. 246 a (Gehäuse fortgelassen) mit vielen radial kurzen, axial langen

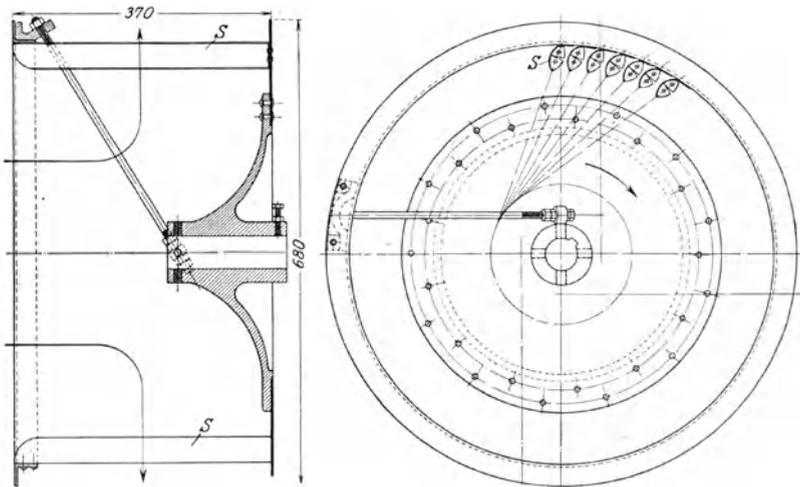


Abb. 246 a. Fliehkraftventilator („Meteor“).
(Th. Fröhlich A.-G., Berlin.)

Schaufeln *S*, der Fliehkraftlüfter Abb. 247 der Siemens-Schuckert-Werke (hier als Doppelventilator, beiderseitig saugend, dargestellt), mit wenigen radial langen Schaufeln der Schiele-Ventilator, ähnlich der erstgenannten Bauart u. a.

¹ Berlowitz: Gliederung und Bezeichnung von Luftfördermaschinen. Gesundheits-Ing. 1921, S. 141. — Hüttig: Die Zentrifugalventilatoren und Zentrifugalpumpen und ihre Antriebsmaschinen. Leipzig: Otto Spamer 1919. — Hottinger: Der Elektromotorantrieb von Pumpen und Ventilatoren bei Pumpenheizungen und lufttechnischen Anlagen. Elektroindustrie. Zürich 1926, S. 576, 655.

Bauliche Einzelheiten des Laufrades des Meteor-Ventilators zeigt Abb. 246 b, des ganzen Aufbaus Abb. 246 c.

Bei den Ventilatoren ist folgendes zu beachten:

1. Bis vor verhältnismäßig kurzer Zeit hat eine Prüfung des Wirkungsgrades für die in der Lüftungstechnik verwendeten Ventilatoren nicht stattgefunden, wobei allerdings zuzugeben ist, daß solche Untersuchungen auf ganz erhebliche Schwierigkeiten stießen. Erst nachdem der Verein Deutscher Ingenieure im Jahre 1912 „Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren“ herausgegeben hat, ist die Prüfung von Bläsern auf eine allgemeine bindende Grundlage gestellt worden. Auch jetzt ist es naturgemäß unmöglich, alle in der Lüftungstechnik nötigen Bläser einzeln zu untersuchen, aber es kann eine Prüfung der gangbaren Typen wohl gefordert werden. Bläser für größere Leistungen sind jeweils einzeln zu untersuchen.

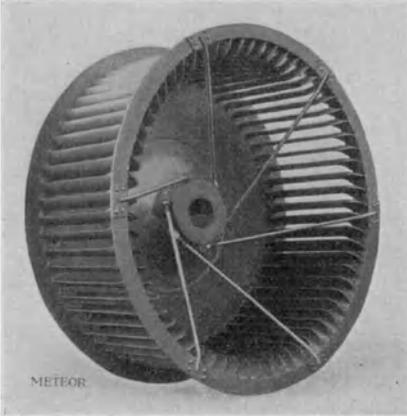


Abb. 246 b. Laufrad des Meteor-Ventilators.

2. Es darf nicht Hauptzweck werden, die Bläser so zu bauen, daß sie für Reklamezwecke über einen ganz kleinen Bereich einen

möglichst hohen Wirkungsgrad aufweisen. Im Gegenteil muß danach getrachtet werden, Bauarten zu finden, die über ein möglichst weites Gebiet entsprechend hohe Wirkungsgradzahlen aufweisen.

3. Die Folge falscher

Ventilatorbauarten, unrichtiger Bestellung, fehlender Überwachung bei der Abnahme und vor allem im Betriebe zeigt sich in Überschreitungen der jährlich vorgesehenen Betriebskosten. Manche Anlagen, für die ein Wirkungsgrad von 60 vH angeboten und zugesichert war, arbeiten im Betriebe mit 20 vH und weniger, wodurch die Betriebskosten auf das Dreifache und höher steigen¹. Die Folge davon ist eine Einschränkung oder Stilllegung des Lüftungsbetriebes, wodurch mehr Schaden entsteht, als wenn überhaupt keine Lüftungsanlagen vorhanden wären.

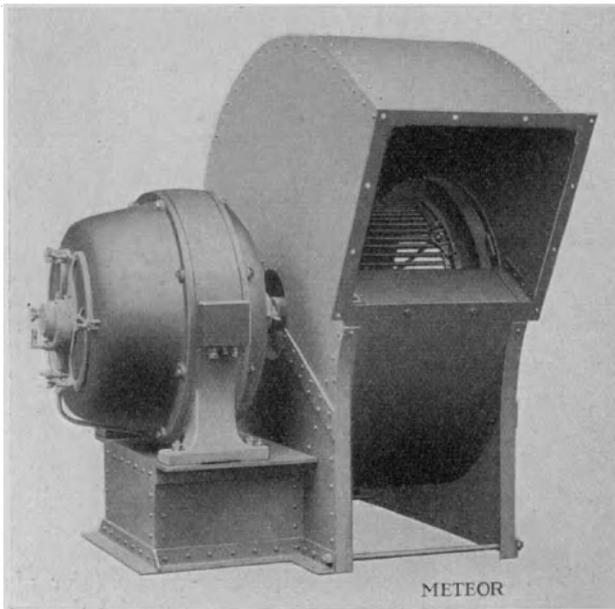


Abb. 246 c. Gesamtansicht des Meteor-Ventilators.

Deshalb ist für neuzeitliche Lüftungsanlagen zu fordern: sorgfältige Berechnung der im Betriebe tatsächlich zu erwartenden Verhältnisse, richtige Bestellung

¹ Brabbée-Berlowitz: Untersuchung an Lüftungsanlagen. Z. V. d. I. 1910.

der Ventilatoren, Auswahl der passenden Bauart auf Grund der Kennlinien, die für jede Type einwandfrei festzustellen sind, Abnahmeprüfung der Anlage, Überwachung des Betriebes.

Antrieb und Regelung¹. Bläser werden meist durch Elektromotoren angetrieben, die entweder unmittelbar gekuppelt sind oder Riemenübertragung besitzen. Die Vorteile ersteren Antriebes sind: Geringer Platzbedarf, Kühlung der Motoren durch die Luft, insbesondere bei doppelseitigem Ansaugen, kein Nachspannen von Riemen. Dagegen kommt dem Riemenantrieb zugute: Verwendung gewöhnlicher schnell laufender Motoren, leichter Ersatz der Antriebsmaschinen, geringere Geräuschübertragung, was wichtig erscheint, da oft die Motoren und nicht die Bläser Lärm machen. Ausschlaggebend für die Motorenwahl sind die im praktischen Betriebe der Lüftungsanlagen auftretenden großen Schwankungen, denen durch Drehzahländerung des Motors und nicht

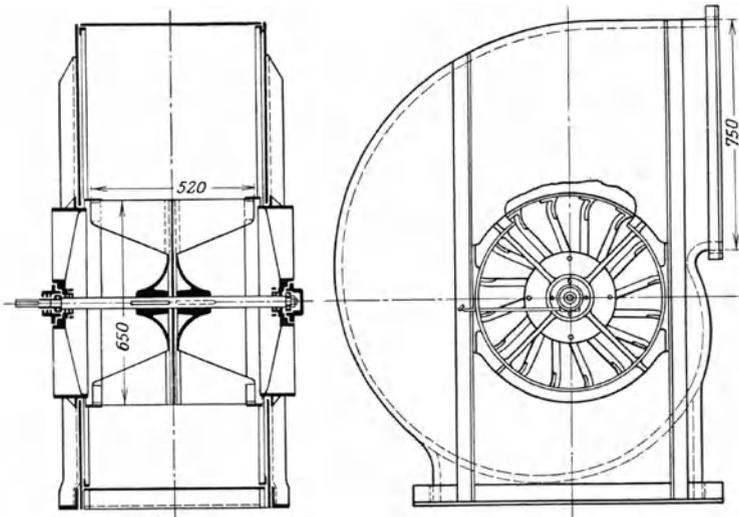


Abb. 247. Fliehkraftventilator.
(Siemens-Schuckert-Werke, Berlin.)

durch Drosselung der Luftwege entsprochen werden soll. Im allgemeinen erweist es sich als nötig, 40 vH abwärts und 15 vH aufwärts zu regeln, was am besten beim Antrieb durch Gleichstrom-Nebenschlußmotoren zu erreichen ist. Bei Drehstrom empfiehlt sich die Anwendung von Kommutatormotoren, die ohne wesentliche Verluste in weiten Grenzen regelbar sind. In letzterer Zeit hat man mit Erfolg größere Bläser, insbesondere bei Luftheizanlagen, durch Kolbendampfmaschinen oder Dampfturbinen angetrieben, wobei der Abdampf zur Luftherhitzung ausgenutzt wird.

Aufstellungsort. Zwecks Verminderung der Geräuschübertragung ist es vorteilhaft, den Zuluftventilator im Sinne des Luftweges vor die Heizkammern zu setzen. Die Anordnung der Bläser hinter der Heizkammer hat jedoch den Vorzug der guten Luftdurchmischung. Läßt man den Ventilator, wie dies vielfach geschieht, mit großer Geschwindigkeit in eine Kammer (Heizkammer, Druckkammer usw.) ausblasen, so geht hierbei die volle Geschwindigkeitshöhe verloren. Man sollte in dieser Hinsicht mehr Wert auf die Anwendung von Übergangsstufen legen und plötzliche Querschnittsänderungen soweit als irgend möglich vermeiden. Bei der Aufstellung der Abluftventilatoren (Abluftsauger) ist sinngemäß das gleiche zu beachten.

¹ Hüttig: Die Zentrifugalventilatoren und Zentrifugalpumpen und ihre Antriebsmaschinen. Leipzig: Otto Spamer 1919.

Geräuschloser Betrieb. Von größter Wichtigkeit ist es, daß Bläser und Antriebsmaschinen an sich möglichst geräuschlos arbeiten. Auf keinen Fall dürfen störende Geräusche in den zu lüftenden Raum übertragen oder in anderen Räumen lästig werden. Als Mittel zur Erzielung geräuschlosen Arbeitens sind zu nennen: sorgfältige Berücksichtigung dieser Forderung beim Bau der Ventilatoren (geringe Umfangsgeschwindigkeiten) und Antriebsmaschinen, etwa Riemenantrieb und damit Verlegung der Motoren in Nebenräume, Ersatz der bei großen Ausführungen manchmal vielfach mitschwingenden Blechgehäuse durch Betonausführungen, Trennung des Maschinenfundamentes von allen Bauteilen durch Zwischenlage besonderer Gewebepplatten oder Holzbalken, Anwendung federnder Schwingungsdämpfer. Die Kanalanlagen sollen durch Lederbälge oder dichte Segeltheinsätze von den schwingenden Maschinenteilen getrennt werden. Wirksam ist manchmal auch die Aufstellung der Ventilatoren in Holzkästen, die mit dämpfenden Stoffen auszukleiden sind. Besondere Vorsicht hinsichtlich der Geräuschübertragung bedarf die Anwendung der Ventilatoren auf Dachböden wobei auch mit Resonanzerscheinungen gerechnet werden muß.

6. Kanalanlage.

Die Berechnung der Kanalanlage ist im II. Teil, S. 232, zusammenfassend behandelt. Hinsichtlich der Ausführung der Kanäle ist an zwei Forderungen unbedingt festzuhalten:

1. geringster Widerstand,
2. gute Reinigungsfähigkeit.

Die Erfüllung der ersten Bedingung erfordert ein sorgfältiges Studium der Kanalanlage. Scharfwinklige Richtungsänderungen sind zu vermeiden. Alle Änderungen der Querschnittsgröße und Querschnittsform müssen allmählich gestaltet werden, vor allem sind plötzliche Querschnittserweiterungen zu vermeiden. Übersichtliche und einfache Rohranordnung ist stets das Kennzeichen einer wohldurchdachten Anlage.

Wie bereits erwähnt, ist die Reinigungsfähigkeit aller Teile aus hygienischen Rücksichten unter allen Umständen zu fordern. Dazu müssen die Kanäle zugänglich angeordnet und schon in ihrer Formgebung so gestaltet sein, daß Säuberung möglich ist (Abb. 248a bis c). Blechkanäle sollen innen und außen verzinkt und so verbunden werden, daß

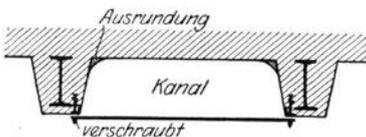


Abb. 248a.

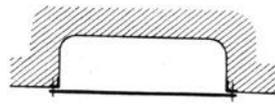


Abb. 248b.

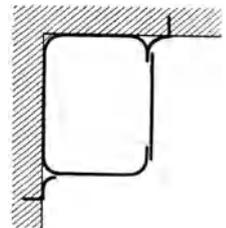


Abb. 248c.

Kanalausführungen.

glatte Innenflächen entstehen. Noch besser ist die Ausführung in glasierten Tonrohren, falls deren Verbindung einwandfrei erfolgt. Das Durchspülen bzw. Durchblasen der Leitungen ist zu vermeiden, da einerseits der fest anhaftende Staub nicht abgeht, andererseits die Wasserrückstände das Zerstören der Kanalanlagen begünstigen. Die Angabe, daß Kanäle, in denen verhältnismäßig hohe Luftgeschwindigkeiten herrschen, sich selbst reinigen, ist unzutreffend. Wagerechte Kanäle sollen begehrbar, Fußbodenkanäle nur dann zulässig sein, wenn sie nach Entfernung der Deckplatten gut und sicher gesäubert werden können. Gerade auf diesem Gebiet lassen sich für jeden vorkommenden praktischen Fall einwandfreie Lösungen finden, wenn Architekten und

Ingenieure die Angelegenheit mit genügendem Verständnis und gutem Willen bearbeiten.

Die Kanäle können Stellklappen erhalten, die bei der ersten Einregelung derart festzustellen sind, daß alle Kanäle die gewünschte Luftmenge fördern (Voreinstellung). Außerdem weisen in vielen Fällen die Ausmündungen der Zu- und Abluftkanäle örtliche Regelungsvorrichtungen auf.

7. Bauliche Ausführung der Lufteinström- und Luftausströmöffnungen.

Es soll vorerst nur die bauliche Ausgestaltung solcher Öffnungen besprochen werden ohne Rücksicht auf ihre Verwendung zur Zuführung oder Abführung der Luft. Die Unterbringungs- und Ausgestaltungsmöglichkeiten für diese Öffnungen sind je nach den räumlichen Verhältnissen, vor allem aber je nach den künstlerischen Forderungen des Architekten überaus verschieden. Es ist darum den Studierenden nur zu raten, sich bei Gelegenheit des Besuches von Theatern, Lichtspielhäusern, Gaststätten usw. die verschiedenen Ausführungsmöglichkeiten genau anzusehen.

Im oberen Teil der Räume bereitet die Unterbringung der nötigen Öffnungsquerschnitte meist keine Schwierigkeiten. Irgendwelche Verzierungen der Decke oder des oberen Teiles der Wände können mit durchbrochenen Ornamenten ausgetattet werden. Auch die Hohlkehle zwischen Decke und Wand läßt sich in verschiedener Weise zur Führung der Luft benutzen.

Bedeutend schwieriger ist die Unterbringung der nötigen Öffnungsquerschnitte im unteren Teil des Raumes. Es ist nicht zulässig, unmittelbar im Fußboden wagerechte Gitter anzubringen, da der Staub, der sich von Stiefeln abwetzt, auf diese Weise in die Zuluft- oder Abluftkanäle fallen würde. Da also die Gitter senkrecht stehen müssen, läßt sich die Bodenfläche nur in Sälen, welche feste Stuhlreihen oder Bankreihen enthalten, zur Zu- oder Abführung der Luft heranziehen. Eine Ausführung, die auch bei ebenem Boden möglich ist, zeigt Abb. 249, welche die Einrichtung des Hörsaales der Versuchsanstalt darstellt.

In Theatern, Lichtspielhäusern und Hörsälen mit ansteigenden Bankreihen können die Gitteröffnungen in die senkrechten Teile der Stufen gelegt werden, und zwar je nach Bedarf nur in den freien Gängen zwischen den Bankreihen oder auch in ganzer Länge unter den Bänken.

Sind keine festen Bankreihen vorhanden oder steht aus anderen Gründen der Fußboden nicht zur Verfügung, so bereitet es meist große Schwierigkeiten, die Öffnungen in der nötigen Anzahl, Größe und räumlichen Verteilung unterzubringen, da dann nur der untere Teil der Wandfläche dafür zur Verfügung steht. Ein großer Teil derselben fällt bei Sälen durch die Eingangstüren und irgendwelche Einrichtungsgegenstände weg. Außerdem gestattet der Architekt nur ungern die Unterbrechung

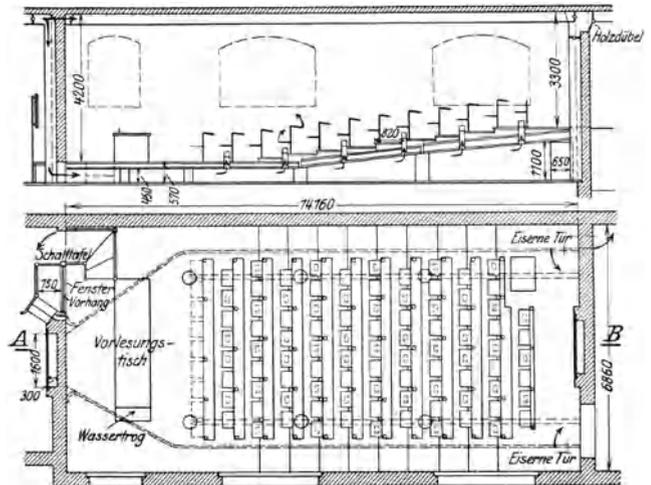


Abb. 249. Hörsaallüftung der Versuchsanstalt.

des Wandssockels oder der Wandverkleidung durch Aus- oder Einströmöffnungen. Nur bei verständnisvollem und vor allem rechtzeitigen Zusammenarbeiten von Architekt und Lüftungsfachmann ist eine sowohl in technischer als ästhetischer Hinsicht zufriedenstellende Lösung möglich.

8. Lüftung von oben oder Lüftung von unten.

Bei der Lüftung eines Raumes kann man entweder die Luft durch die oberen Öffnungen einströmen und durch die unteren Öffnungen ausströmen lassen, oder man kann die Luft im entgegengesetzten Sinne führen. Man unterscheidet beide Lüftungsarten kurz als Lüftung „von oben nach unten“ bzw. „von unten nach oben“. Die Wirkungsweise beider Maßnahmen läßt sich am besten durch einen Vergleich mit einer ähnlichen Aufgabe aus der Feuerungstechnik erörtern. Bei den großen Glühöfen mit Glühräumen von mehreren Metern Höhe und Breite ist es äußerst wichtig, daß die Temperatur sowohl der Breite als auch der Höhe nach überall gleich ist. Die Erfüllung dieser Forderung bereitete früher große Schwierigkeiten, solange man die Heizgase gemäß Abb. 250 von unten nach oben, also im Sinne ihres natürlichen Auftriebes, den Raum durchstreichen ließ. Erst als man die Heizgase oben

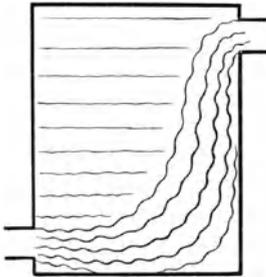


Abb. 250. Einführung warmer Luft unten.

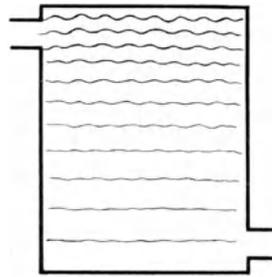


Abb. 251. Einführung warmer Luft oben.

einführte und den Schornstein unten anschloß, die Heizgase also entgegen ihrem natürlichen Auftrieb durch den Glühofen saugen ließ, erhielt man die gewünschte gleichmäßige Temperaturverteilung. Abb. 251 läßt diese Wirkung ohne weiteres erklärlich erscheinen. Die Übertragung dieser Erfahrung auf die Raumlüftung würde also besagen, daß man überall dort, wo man auf möglichst gleichmäßige

Ausbreitung der Zuluft Wert legt, die Zuluft entgegen ihrer natürlichen Strömungstendenz durch den Raum schicken muß. Mit anderen Worten: Ist die Zuluft wärmer als die Raumluft, so ist die Lüftung von oben nach unten anzuwenden, ist sie kälter als die Raumluft, dann ist von unten nach oben zu lüften. Es empfiehlt, sich beim Bau und Betrieb von Lüftungsanlagen stets an diese Regel zu denken. Vor ihrer schematischen Anwendung ist jedoch zu warnen, denn bei den verschiedenen Formen der in Frage kommenden Räume, den verschiedenartigen Bauausführungen und den immer wieder neu sich gestaltenden Aufgaben ist die Festlegung bestimmter Ausführungsarten nicht möglich. Dies um so weniger, als die Heizwirkung der Menschen und etwaiger Heizkörper, der Einfluß kalter Außenwände, das Mitreißen von Luft, das Öffnen von Türen nach Räumen anderen Druckes in jedem Falle andere Nebeneinflüsse auslösen, die von Bedeutung sein können. Hierbei sind der Tätigkeit des Ingenieurs vielerlei Grenzen gesetzt, so daß die Lüftung großer Räume als Aufgabe schwierigster Art — als Ingenieurkunst — bezeichnet werden muß. Im allgemeinen kann folgendes gesagt werden:

Die beste Art der Lüftung ist zweifelsohne jene, die an jeder Stelle der Luftverbrennis sofort frische Luft in gleicher Menge zuführen würde. Betrachtet man daraufhin z. B. ein Theater, einen Hörsaal usw., so würde es am zweckmäßigsten sein, jedem Anwesenden Frischluft zuzuleiten. Diese Erkenntnis führt unmittelbar zur Lüftung von unten. Damit wäre der Lüftung von „unten nach oben“ der Vor-

zug zu geben. In der Tat gelang es, auf diese Weise in dem Hörsaal der Versuchsanstalt Abb. 249 überraschend gute Wirkungen sowohl hinsichtlich der Heizung als auch der Lüftung und Kühlung zu erzielen. Es ist dort möglich, den Luftwechsel bis auf das 10fache des Rauminhaltes zu steigern, ohne daß lästige Zugescheinungen bemerkt werden.

Damit soll nicht gesagt sein, daß die Lüftung von „unten nach oben“ für alle Anlagen die einzig richtige ist. Es wird im Gegenteil jeder Fall anders und immer abhängig von den jeweilig vorhandenen Verhältnissen beurteilt werden müssen. Stets aber wird es sich als zweckmäßig erweisen, Luft an möglichst vielen Stellen des Raumes zuzuführen und insbesondere bei hohen Räumen Zuluft auch in Mittelagen vorzusehen.

9. Vermeidung von Zugescheinungen.

Bei dem Worte „Zug“ denken wir nicht so sehr an die Belästigung, die uns Luftströmungen in Innenräumen durch ihre Bewegung empfinden lassen, als vielmehr durch das Kältegefühl, das sie hervorrufen. Wir gehen bei den nachstehenden Überlegungen von der Tatsache aus, daß Luft von etwa 18°C als angenehm empfunden wird, weil sie unserem Körper gerade jene Wärmemenge entzieht, die abgeführt werden muß, um ihn im Wärmegleichgewicht zu halten. Dies gilt aber nur, solange die Luft ruht. Kommt die Luft in Bewegung etwa dadurch, daß zwei gegenüberliegende Fenster geöffnet werden, so entzieht jetzt die strömende Luft unserem Körper mehr Wärme, und wir empfinden die Luftströmung als kalt. Wärmere Luft, z. B. Luft von 25°C , wird erst bei ziemlich hohen Geschwindigkeiten dieselbe Abkühlung bewirken wie ruhende Luft von 18°C . Solch warme Luft darf also ziemlich schnell strömen, ehe wir sie als lästig empfinden. Luft unter 18°C ist schon in ruhendem Zustand für unser Empfinden zu kalt. Bewegt sich solche Luft, so kann sich die Kälteempfindung bis zur Unerträglichkeit steigern.

Aus diesen Überlegungen lassen sich für die Durchführung der Lüftung folgende Gesichtspunkte ableiten:

Ist ein Saal zu lüften, dessen Temperatur noch eine Steigerung zuläßt, wie etwa ein halbgefüllter Saal im Winter, so bereitet die Vermeidung von Zugbelästigung bei der Zuführung der Luft keine Schwierigkeiten, da man die Luft hinreichend über Raumtemperatur erwärmen kann. Man kann dann mit der Einströmgeschwindigkeit ziemlich hoch gehen, ohne daß die Insassen eine lästige Abkühlung empfinden. Wenn man zudem nach den auf S. 124 angegebenen Gesichtspunkten Lüftung von oben nach unten anwendet, also die Luft im oberen Teile des Raumes zuführt, wird um so weniger die Möglichkeit einer Belästigung der Insassen gegeben sein.

Anders liegen die Verhältnisse, wenn ein Saal zu lüften ist, der keine weitere Wärmezufuhr verträgt oder wenn gar durch die Lüftung ein Temperaturrückgang bewirkt werden soll, wie dies bei überfüllten Sälen auch im Winter vorkommt. Dann muß man die Luft kälter einführen, als die Raumtemperatur ist. Um dabei Zugescheinungen zu vermeiden, darf erstens die Zulufttemperatur nur wenige Grade unter Raumtemperatur gesenkt werden, und andererseits dürfen nur ganz geringe Einströmgeschwindigkeiten angewandt werden. (3°C unter Raumtemperatur und $0,3\text{ m/s}$ können als ungefähre, aber keineswegs in allen Fällen bindende Zahlenwerte gelten.) Bei diesem geringen Temperaturunterschied ergeben sich für eine vorgeschriebene Kühlwirkung sehr große Luftmengen, und dieser Umstand, zusammen mit den geringen Einströmgeschwindigkeiten, führt auf sehr große Einströmquerschnitte, deren Unterbringung aus baulichen Gründen oft recht schwierig ist. Die Schwierigkeiten steigern sich, wenn man Lüftung von unten nach oben anwenden will, also die Einströmquerschnitte in der unteren Raumhälfte anbringen muß, und

wenn die eintretende Luft direkt an die Insassen heranströmen kann. In vielen Fällen erweist sich aus diesen Gründen die Lüftung von unten nach oben nicht als durchführbar, obwohl sie die beste und gleichmäßigste Durchkühlung des Raumes geben würde. (Über die Kühlung von Räumen vgl. auch S. 127.)

10. Abluftanlage.

Werden in einen geschlossenen Raum erhebliche Luftmengen eingeführt, ohne daß Abzugsöffnungen vorhanden sind, so dringt die Luft in die Wände und Decken ein, wodurch diese einen nicht mehr zu beseitigenden Geruch annehmen. Bei sehr dichter Bauausführung ist im Grenzfall die Einführung bestimmter Zuluftmengen ohne Inanspruchnahme von Abluftanlagen unmöglich. Von der Ausführung der Abluftkanäle kann daher nur dann abgesehen werden, wenn die natürlichen Undichtheiten des Baues so groß sind, daß die zugeführten Luftmengen ohne weiteres Abfluß finden. Andererseits müssen alle Undichtheiten bei Räumen, in denen Überdruck erzielt werden soll, möglichst beseitigt werden.

Die Austrittsöffnungen aus dem Raum sind so anzulegen, daß die Luft nicht etwa kurzerhand aus den Zuluftkanälen in die Abluftanlage treten kann. Die Geschwindigkeit der Luft in den Austrittsquerschnitten kann wesentlich höher als für die Zuluftöffnungen gewählt werden, sofern sich keine Menschen in der Nähe der Abluftöffnungen befinden. Die Grenze ist durch das bei zu großer Luftgeschwindigkeit eintretende Geräusch gegeben und wird etwa mit 1,0 m/s anzunehmen sein. Bezüglich der Kanalanlage gilt sinngemäß das gleiche wie für die Zuluft, auch hier sollen alle Teile der Anlage reinigungsfähig sein.

Die für die etwaige Erwärmung der Abluft erforderlichen Einrichtungen sind S. 100 behandelt, die Ventilatoren, die hier Exhaustoren (Sauger) genannt werden, sind bereits auf S. 119 erörtert, so daß nur mehr die Sammlung und Hochführung der Kanäle über das Dach zu besprechen ist. Eine getrennte Führung der Abluftleitungen bis über Dach wird stets dann nötig sein, wenn ein „Umschlagen“ der Kanäle sicher ausgeschlossen (Krankenhäuser), oder wenn jede Schallverbindung durch gemeinsame Leitungen (Gefängnisse) vermieden werden muß. Die Kanäle sollen dann auch, falls sie dicht nebeneinander liegen, nach verschiedenen Richtungen oder in verschiedener Höhe ausmünden.

Scheiden solche Fälle aus, so kann zunächst die gemeinsame Ausmündung der Kanäle in den Dachraum möglich sein, wobei dieser gut zu entlüften ist. Vorteilhaft erscheint dabei die unmittelbare Ausschaltung des Windeinflusses, nachteilig aber das Auftreten von Schwitzwasser im Dachstuhlraum und daher die Schädigung der Balken, ferner die Brandgefahr. Aus letzteren Gründen ist die Ausmündung der Kanäle im Dachraum in manchen Städten (z. B. Berlin) untersagt. Man kann dann die einzelnen Abluftkanäle in einem feuerfesten Sammelkanal vereinen, der mit geringer Steigung anzulegen und besonders zu entlüften ist. Auf jeden Fall ist auch bei dieser Ausführung das „Umschlagen“ der Kanäle unmöglich zu machen. Bei Sauglüftungen kann die Abluft auch nach abwärts geführt und schließlich in einem gemeinsamen hohen Schlot nach außen entlassen werden, wobei die gewünschte Luftbewegung durch Erwärmung am Fuß des Schachtes oder durch Verwendung von Ventilatoren erzwungen wird.

Die Abluftkanäle erhalten manchmal, genau wie die Zuluftleitungen, zwei Klappen; die eine zur erstmaligen Einregelung der Gesamtanlage (Voreinstellung), die zweite zur jeweiligen Regelung der Abluft des betreffenden Raumes. Kann Wind auf die Abluftmündung ungünstig wirken, so schafft die doppelte Ausmündung (Wind- und Windabseite) Abhilfe.

11. Zentralbedienung.

Jede größere Lüftungsanlage wird versagen, wenn ihre Bedienung verfehlt ist. Man muß daher dafür sorgen, daß in einem Raum (Zentralbedienungsraum) folgende Einrichtungen zusammengefaßt werden:

- a) Die Fernstellvorrichtungen (Anlasser, Fernsteller für Klappen, Schieber usw.).
- b) Die Apparate, welche die Wirkung der Fernstellung anzeigen (Fernthermometer, Zeiger der Klappenstellung usw.).
- c) Die nötigen elektrischen Einrichtungen (Amperemeter, Voltmeter, Sicherungen usw.).
- d) Die erforderlichen sonstigen Meßgeräte (Luftmengen- und Luftdruckmesser).
- e) Die Hauptventile der für die Lüftung erforderlichen Heizleitungen sowie manchmal die Hauptventile der Heizung selbst.

12. Reinigungsfähigkeit sämtlicher Teile.

Die wichtigste an eine einwandfreie Lüftungsanlage zu stellende Forderung ist: Reinigungsfähigkeit in allen Teilen. Es ist zuzugeben, daß die Erfüllung dieser Bestimmung in technischer Hinsicht manche und wesentliche Erschwernisse bringt. Bedenkt man aber, daß nicht reinigungsfähige Teile schon nach kurzer Zeit stark verschmutzen, daß dieser Zustand Jahre und Jahrzehnte fortbesteht, und daß durch die ungereinigten Teile sämtliche den Menschen zuzuführende Luft streicht, so erkennt man die unbedingte hygienische Notwendigkeit dieser Maßnahme. Zu bemerken ist noch, daß eine derartige Reinigung nicht alle Tage vorgenommen zu werden braucht, sondern daß es z. B. für die Kanalanlage genügt, sämtliche Teile etwa innerhalb Jahresfrist einmal gründlich zu säubern. Es muß festgestellt werden, daß bei vielen heute bestehenden Anlagen die Durchführung dieser grundsätzlich zu fordernden Reinhaltung vollkommen unmöglich erscheint. Gerade hierin muß die neuere Entwicklung der Lüftungstechnik unbedingt Wandel schaffen. Darum werden sich Architekten und Ingenieure mehr als bisher mit dem Ersinnen neuer Ausführungsformen, die die Erfüllung der genannten Bedingung möglich machen, beschäftigen müssen.

III. Kühlung der Räume.

A. Allgemeines.

Die einfachste Kühlung erfolgt durch Offenhalten der Fenster bei Nacht, wobei die Wände auf gewisse Schichttiefen die Temperatur der Nachtluft annehmen. Sie wirken dann bei Tag in doppelter Hinsicht, und zwar zunächst als Schutz gegen die von außen eindringende und weiter als Aufnahmekörper für die im Raum entstehende Wärme, so daß nur ein Teil beider Wärmemengen zur Erhöhung der Raumtemperatur führt. Naturgemäß ist der Einfluß dieser Kühlung nur gering. Verstärkt wird die Wirkung, wenn die Luft während der Nacht etwa durch Bläser kräftig bewegt wird, so daß die Umfassungswände des Raumes sich bis in tiefere Schichten abkühlen. Eine noch bessere Einrichtung kann entstehen, wenn ausgedehnte Kellerräume vorhanden sind, die von Nachtluft durchstrichen werden (Zuhilfenahme von Ventilatoren).

Dabei kann man die wirksamen Mauer Massen solcher Räume durch Anordnung von Säulen usw. wesentlich vergrößern. Der Bläser bleibt dann auch bei Tag im Be-

trieb und führt die im Raum erwärmten Luftmassen im Kreislauf immer wieder dem unterkühlten Kellermauerwerk zu. Selbstverständlich müssen die in Frage kommenden Kühlräume hygienisch einwandfrei sein. Ist die Temperatur der Kuhl-luft zu niedrig, so darf sie den Räumen während ihrer Benutzung nicht zugeführt werden, sondern es muß dann die Kühlung der den Raum umfassenden Flächen vor der Raumbenutzung geschehen. Hierbei ist es zweckmäßig, die Wände möglichst in tiefer Schicht, nicht aber auf zu niedrige Temperatur zu unterkühlen, da sonst Zugscheinungen entlang der kalten Wände zu befürchten sind.

B. Kühlung durch besondere Kühlanlagen.

Zur Durchführung dieser Aufgabe stehen im wesentlichen zwei Wege offen. Entweder man stellt im Raum Kühlkörper auf nach Art der Warmwasserheizkörper, die von gekühlter Sole durchströmt werden, oder man führt dem Raum durch eine Lüftungsanlage gekühlte Luft zu.

Von der Aufstellung von Kühlkörpern im Raum ist jedoch abzuraten. Eines-teils wird durch sie die wichtige Entfeuchtung der Raumluft nicht in genügender Weise erzielt, andererseits bildet sich an den Kühlkörpern Schwitzwasser, das in hygienischer und technischer Hinsicht höchst unerwünscht ist.

Das einzig richtige Verfahren ist die Kühlung durch eine Lüftungsanlage.

Bei der Aufgabe, die hier zu erfüllen ist, handelt es sich nicht nur um die Kühlung der Luft, sondern oft weit mehr um die Trocknung der Luft, denn bekanntlich sind im Sommer nicht jene Tage die unangenehmsten, an denen das Thermometer am höchsten steht, sondern die Tage mit sehr hoher Feuchtigkeit, die sogenannten schwülen Tage. Sind bei solcher Witterung in einem Saale sehr viel Menschen versammelt, so werden die Luftverhältnisse durch die Wärme- und Feuchtigkeitsabgabe der Raumin-sassen noch weiter verschlechtert. Solch ungünstige Temperatur- und Feuch-tigkeitsverhältnisse können zwar auch im Winter bei stark überfüllten Räumen ein-treten. Aber die Aufgabe ist lüftungstechnisch im Winter bedeutend leichter, weil genügend kühle und vor allem genügend trockene Frischluft zur Einführung in den Raum zur Verfügung steht.

Die Frischluftanlage wird auch bei Kühlanlagen, ähnlich wie in Abb. 235 darge-stellt, ausgeführt. Die Luft durchstreicht zuerst ein Vorfilter oder eine Staubkammer und ein Hauptfilter, daran reiht sich der Kühlkörper, der nach Art der Lufterhitzer in einer der Bauarten von Abb. 208 und 210 oder als einfaches Rippenrohrsystem ausgebildet sein kann. An diesen Kühlkörpern scheiden sich an schwülen Tagen beträchtliche Wassermengen aus, deshalb müssen sie rostbeständig sein, und es ist nach dem Kühlkörper ein Tropfenfänger einzubauen. Da die Luft zwecks aus-giebiger Trocknung stark unterkühlt werden muß, ist eine nachträgliche Wieder-erwärmung notwendig, weil sonst im Raum Zugbelästigungen entstehen würden. In vielen Fällen kann man die Frischluftanlage räumlich so anordnen, daß die Luft-filter und Nachwärmeheizkörper für Sommer und Winter gemeinsam sind, der Kühl-körper mit seinem Tropfenfänger also in einer Umgehungsleitung der Winteranlage liegt.

Als Kühlflüssigkeit für die Kühlkörper kommt in Frage Wasserleitungswasser, Grundwasser oder auch Sole, die durch Kältemaschinen gekühlt ist.

Wasserleitungswasser. Die Wirkung ist abhängig von der Wassertemperatur. Diese beträgt z. B. in Berlin 10 bis 12° C, in Wien 7 bis 8° C. Bedenkt man, daß die Luft, um genügend entfeuchtet zu werden, auf rund 12° C unterkühlt werden muß, so erkennt man, daß z. B. in Berlin für die Lösung der gleichen Aufgabe wesentlich größere Kühlflächen erforderlich werden als in Wien.

Grundwasser. Die Temperatur des Grundwassers ist z. B. in Berlin 10 bis 11° C, in Wien 14 bis 16° C. Es ist daher ersichtlich, daß z. B. in Wien durch Grundwasser keine ausreichenden Wirkungen erzielbar sind, es sei denn, daß dieses Wasser weiter unterkühlt wird.

Sole. Bei Anwendung von Sole können die Kühlflächen naturgemäß wesentlich kleiner sein, immerhin werden noch große Räume benötigt. Dazu tritt noch der Platzbedarf für die Kältemaschinen. Die Ausgaben für Anlage- und Betriebskosten sind hoch. Trotz dieser Schwierigkeiten wird man die Ausführung derartiger Anlagen wählen müssen, wenn alle anderen Mittel versagen und Kühlung unbedingt erforderlich erscheint. Hinsichtlich der Kühlmaschinen muß besonders auf geräuschschwachen Betrieb der Maschinen an sich und auf deren Anordnung derart geachtet werden, daß in den benutzten Räumen keine Störungen z. B. durch Resonanz auftreten. So selbstverständlich diese Forderung erscheint, so schwer ist es in vielen Fällen, ihr zu entsprechen. Manchmal mußten Kühlmaschinen völlig außer Betrieb gesetzt werden, weil die Geräuschbelästigung (z. B. in Sanatorien oder Konzertsälen) unerträglich war.

Die Berechnung der Kühlanlagen ist, soweit sie innerhalb der Grenzen des vorliegenden Werkes behandelt werden kann, im II. Teil, S. 249 besprochen.

Die höchste Außentemperatur kann in unseren Breiten mit 35° C im Schatten, die einzuhaltende Raumtemperatur mit 22 bis 23° C angesetzt werden, wobei eine relative Feuchtigkeit von 60 bis 70 vH nicht überschritten werden soll. Die Temperatur der in die Räume einströmenden Luft darf nicht zu niedrig angenommen werden, so daß die einzuführenden Luftmengen meist erheblich sind. Aber gerade durch Steigerung der Luftbewegung im Raum und durch geringen Feuchtigkeitsgehalt der Luft werden entscheidende Verbesserungen (s. Kühlung des Hörsaals der Versuchsanstalt S. 125) erzielt. Einwandfreie Verhältnisse können nur bei Vorhandensein einer großen Anzahl von Einströmöffnungen und bei möglichst fein verteilter Luft geschaffen werden.

Vierter Abschnitt.

Die hygienische Bedeutung der Heizung und Lüftung.

Von Prof. Dr. med. Bürgers, Königsberg.

I. Heizung.

A. Die hygienischen Anforderungen an die Heizung.

Aus der Tatsache, daß unter der gegenwärtigen kulturellen Struktur des Lebens und unter dem Einfluß des Klimas in Deutschland die meisten Menschen gezwungen werden $\frac{2}{3}$ bis $\frac{4}{5}$ ihres Lebens in geschlossenen Räumen zu verbringen, ergibt sich die zwingende hygienische Forderung, diese Räume so zu gestalten, daß sie weder direkt noch indirekt die Gesundheit schädigen können. Neben der Wärmeregulierung im Sommer spielt dabei die Heizung in der kühleren Jahreszeit die größte Rolle. Wenn auch die Heizung, genau so wie die Kleidung, den Hauptzweck verfolgt, den Körper vor zu starker Abkühlung oder gar Erfrieren zu schützen, so stellt die Hygiene

doch an eine einwandfreie Heizung mit Recht weit höhere Anforderungen. Diese lassen sich folgendermaßen formulieren:

1. Die je nach der Benutzung des Raumes verschiedene hygienisch notwendige Lufttemperatur soll möglichst gleichmäßig vertikal und horizontal im Raume verteilt sein.

2. Die Wärmeabgabe des Körpers an Luft, Begrenzungswände und Möbel muß sich in zulässigen Grenzen halten, soll aber andererseits nicht behindert werden.

3. Die im Verlauf der Nacht meist sinkenden Außentemperaturen, sowie die Tagesschwankungen bedingen für Wohnräume einen kontinuierlichen und gut regulierbaren Betrieb. Bei nicht dauernder Inanspruchnahme soll die Anheizdauer kurz sein.

4. Durch die Heizung darf die Raumluft weder mit Staub, Rauch, Ruß noch mit schädlichen Gasen (Kohlenoxyd, Kohlensäure) oder unangenehmen Verbrennungsprodukten verunreinigt werden.

Wenn auch zu starke Luftströmungen infolge Heizung vermieden werden müssen, so soll andererseits die Ventilation unterstützt und ein hygienisch zuträglicher Feuchtigkeitsgehalt der Luft (ca. 30 bis 70 vH relativer Feuchtigkeit) gewahrt werden.

5. Heizungsanlagen dürfen nicht durch Rauch, Ruß und schädliche Gase die Luft der freien Atmosphäre verschlechtern.

6. Die Heizanlagen sollen gefahrlos, geräuschlos und billig arbeiten, einfache Bedienung ermöglichen, und sich architektonisch gefällig in den Raum eingliedern lassen.

Diese Forderungen bedürfen einer gewissen Erklärung. Zu 1.: Schon seit langer Zeit ist man bemüht, gerade für den Heizungstechniker bestimmte Normaltemperaturen festzulegen, welche fixierten Außentemperaturen entsprechen und nicht unterschritten werden sollen. Bekannt sind die Vorschriften des Preußischen Ministeriums für öffentliche Arbeiten, die eine gewisse Kritik erfordern. Wenn für Krankenzimmer 22° verlangt wird, so wissen wir andererseits, daß für manche innere Krankheiten Raumtemperaturen von 17° bis 19° viel zweckmäßiger sind. Bei verschiedenen Formen der Tuberkulose haben sich beispielsweise Liegekuren im Freien in unserem Klima bei kühleren Außentemperaturen, wo also die Luft als Hautreiz wirkt, durchaus bewährt. Wo in Krankenhäusern Tagesräume vorgesehen werden, müssen diese allerdings auf 20° temperiert werden können. Auch für manche Operationen ist eine Temperatur von 25° durchaus nicht nötig. Der Heizungsingenieur soll sich also bei Krankenhausbauten über den Verwendungszweck der einzelnen Räume vorher unterrichten. Noch schwieriger gestaltet sich die Normierung für Geschäfts-, Wohn- und Schlafzimmer, für welche die Vorschrift 20° angibt. Einmal muß man unterscheiden zwischen Schlafzimmern für Säuglinge und Kleinkinder, und solche für größere Kinder und Erwachsene. Während erstere meist Raumtemperaturen zwischen 18° und 20° erfordern, kann bei letzteren diese Grenze ohne Schaden tiefer gesetzt werden. Lehrt doch die ärztliche Erfahrung, daß in einem kühlen Zimmer der Schlaf viel tiefer und erquickender ist. Auch gibt es zahllose Menschen, welche bei offenem Fenster selbst im Winter vorzüglich schlafen, ohne irgendwelchen Schaden zu nehmen. Hier spielen individuelle Verschiedenheiten der Wärmeempfindung, anatomisch-physiologische Verhältnisse der Haut und Gewöhnung eine große Rolle. (Siehe S. 136.) Das gleiche gilt für Wohnzimmer und Geschäftsräume. Es ist klar, daß das Büro eines ruhig sitzenden geistigen Arbeiters 19° bis 20° erfordern kann, während für Räume, in denen körperliche Bewegung stattfindet (Schreibmaschinenarbeit, Verkaufsräume) 16° bis 18° als untere Grenze angenommen werden könnte. Für Warteräume scheint mir auch eine untere Grenze von 16° richtiger zu sein als die vorgeschriebenen 15° . Das

gleiche gilt für die Küche. Den weitesten Spielraum wird man den Gewerbebetrieben lassen müssen, wo auch oft die Technik bestimmte Raumtemperaturen erfordert (Spinnereien, Lederfabriken, Porzellanfabriken, Glasbläsereien).

Zu 2.: Die Begründung dieser Forderung wird in den nächsten Kapiteln gegeben. Absolute Grenzwerte, die allen Anforderungen entsprechen, lassen sich überhaupt nicht geben. Mit aller Vorsicht kann man nur sagen, daß die Grenze nach oben sich im Sommer ungefähr bei 24° und 60 vH relativer Feuchtigkeit, im Winter bei 20° und 70 vH relativer Feuchtigkeit festsetzen läßt, während die Grenze nach unten weitgehend durch Wärmeproduktion, d. h. körperliche Bewegung, Nahrungsaufnahme und Kleidung verschoben werden kann.

Zu 3.: West- und Süddeutschland zeigen größere Tagesschwankungen als Nordwest- und Nordostdeutschland.

Zu 4.: Diese Gefahren sind bei der Lokalheizung selbstverständlich größer als bei Zentralheizungen, obwohl auch zu heiße Radiatoren Staubaufwirbelung und -verbrennung bewirken können. Aus Versuchen von v. Esmarch und Nussbaum ist seit langem bekannt, daß bei einer Temperatur der Heizkörper von 70° und mehr eine trockene Destillation des aufgelagerten und aus der Luft vorbeistreichenden Staubes eintritt, wobei unangenehm riechende Substanzen und geringe, aber nicht schädliche Mengen von Ammoniak gefunden werden. Die Klagen über Verbrennungsprodukte und trockene, die Schleimhaut reizende Luft bei Zentralheizungen sind aber fast stets eine subjektive Suggestion und beruhen auf zu hoher Raumtemperatur, wovon eigene Untersuchungen mich immer wieder überzeugten. Die Schätzung der Luftfeuchtigkeit nach dem Gefühl ist vollkommen wertlos und entbehrt jeder wissenschaftlichen Grundlage (Näheres in Kapitel Lüftung). Die Kohlenoxydvergiftung kommt sowohl bei Lokalheizung (eiserne Öfen, wobei gelegentlich auch die vollkommen geschlossene Ofenabzugsklappe noch in Gebrauch ist, obwohl behördlicherseits nur durchbrochene Abzugsklappen erlaubt sind), als auch bei Gasöfen infolge fehlerhafter Konstruktion oder falscher Bedienung vor. Weitaus häufiger sind die Selbstmorde.

Im übrigen ist die Kohlenoxydvergiftung, ob gewollt, ob ungewollt, gar nicht so selten, wie man annehmen sollte. Im Jahre 1911 wurden beispielsweise in den öffentlichen Krankenhäusern Berlins 108 Leuchtgasvergiftungen mit 7 Todesfällen, 9 Kohlendunstvergiftete mit 2 Todesfällen und 2 Rauchvergiftete mit 2 Todesfällen behandelt. In Preußen starben von 1902 bis 1904 492 Personen an Kohlendunst- oder Leuchtgasvergiftung. Weit höhere Zahlen, namentlich der Selbstmorde durch Kohlenoxyd, wies vor dem Weltkriege Frankreich auf (jährlich ca. 300 Personen). Vergleicht man aber die Zahlen der CO-Vergiftung mit der Zahl der Bewohner eines Landes, so erscheinen allerdings die Werte sehr niedrig, so z. B. in London im Durchschnitt von 22 Jahren 3.1 Tote auf 1 Million, in England und Wales 1,9 Tote auf 1 Million Einwohner. Im Reg.-Bez. Düsseldorf wurden in 6 Jahren 502 Fälle von Kohlenoxydvergiftung mit 129 Todesfällen festgestellt.

Zu 5.: Es ist Tatsache, daß namentlich die Luft unserer Großstädte durch Rauch und Ruß, schwefelige und salpetrige Säure infolge der vielen Hausfeuerungen verunreinigt wird. Zwar ist auch die Industrie, deren Feuerungen vielfach fehlerhaft gebaut sind und fehlerhaft bedient werden, an dieser Verunreinigung beteiligt. Doch steigen überall die Zahlen im Winter, ein Beweis für die Wirkung der Heizungsanlagen.

Wenn man sich den ungeheuren Brennstoffverbrauch großer Städte für Industrie und Haushalt vergegenwärtigt, versteht man, daß in Berlin 1906 im Februar maximal 0,31 mg pro Kubikmeter in der Luft gefunden wurde. Größere Werte erreichte Hamburg 1909 bis 1910, wo man die jährliche Fallmenge an Ruß im Jahre auf 1 bis 2 Millionen kg berechnet hat, während die täglich über London schwebende Rauchmasse Anfang des 20. Jahrhunderts auf 6000 Zentner beziffert wird. So ist es ferner nicht wunderlich, wenn in London die Zahl der Nebeltage von 50,8 im Jahre 1871—1875 auf 74,2 in den Jahren 1886—1890 stieg, und Hamburg vor dem Weltkriege 126,4 Nebeltage aufwies (van Bobber).

Diese Nebel führen zu einer starken fühlbaren Lichtverminderung, so daß an solchen Tagen in Berlin nur $\frac{1}{3000}$ bis $\frac{1}{4000}$ der zu erwartenden Lichtmenge gemessen

wurde (Wolpert). In Köln wurden in den letzten Jahren durch Reiner Müller, Hygienisches Institut Köln, Messungen der Luftverunreinigung vorgenommen, indem mit Wasser gefüllte Metallkästen eine Zeitlang an verschiedenen Stellen der Stadt exponiert wurden. Parallel damit wurde die Sonnenscheindauer bestimmt. Das Wasser in den Kästen wurde im Laboratorium verdunstet und die Menge von Rauch und Ruß gewichtsanalytisch bestimmt. Über die Zahl der Sonnenscheinstunden gibt folgende Tabelle Auskunft.

Tabelle 1. Zahl der beobachteten Sonnenscheinstunden in Köln am Rhein im Jahre 1925 (nach Reiner Müller).

Januar	34 ^h 5'	Juli	210 ^h 20'
Februar	62 ^h 17,5'	August	149 ^h 40'
März	82 ^h 7,5'	September	104 ^h 22,5'
April	125 ^h 10'	Oktober	113 ^h 5'
Mai	216 ^h 2,5'	November	63 ^h 57,5'
Juni	227 ^h 52,5'	Dezember	45 ^h 47,5'

Da Nebel den Wärmeverlust des Körpers durch Leitung steigert, ist auch dieser Faktor ein hygienischer Nachteil, wenngleich die öfters behauptete Zunahme von Erkrankungen der Atemungswege nach Nebeltagen nicht immer klar bewiesen werden kann. Aber auch ohne Statistik ist der Wunsch nach Reinerhaltung der Atmosphäre in Städten eine wohlfundierte und berechtigte hygienische Forderung.

Wir können den Einfluß der Heizung auf die Wärmeregulierung des menschlichen Körpers nur verstehen, wenn wir uns vorher über die wichtigsten Grundzüge des Kraft- und Stoffwechsels, der Wärmeproduktion und -abgabe Klarheit verschafft haben.

B. Die Grundzüge des Energieumsatzes und Stoffwechsels.

Ein Leben ohne Stoffumsatz ist undenkbar. Der tierische und menschliche Körper unterstehen sowohl dem Gesetz von der Erhaltung der Masse, als auch dem Gesetz von der Erhaltung der Energie. Man kann also für den Organismus eine genaue Energiebilanz aufstellen. Der Stoffumsatz besteht darin, daß der Organismus Nahrung aufnimmt und sie assimiliert, d. h. zu organischer Körpersubstanz aufbaut, andererseits Körperstoffe in einfache Bausteine zerlegt, oxydiert, und als Wasser, Kohlensäure, Ammoniak, Harnstoff, Kreatinin usw. ausscheidet (Dissimilation). Diese Einnahme und Ausgabe muß sich decken, damit Assimilation = Dissimilation ist, d. h. Stoffwechselgleichgewicht besteht. Der Unterschied des lebenden Organismus von der toten Maschine ergibt sich aus der Tatsache, daß der Körper potentielle Energie speichern kann, während ein kleiner Bruchteil der zugeführten Energie mit Harn und Kot (22 bis 28 vH), ein größerer Teil in Form von Wärme oder mechanischer Arbeit verlorenght. Die Dissimilation verwandelt die in organischer Substanz enthaltene potentielle Energie in Wärme und mechanische Arbeit. Bei frei gewählter Nahrung deckt der Körper aus Eiweiß, Fett und Kohlehydraten seinen Bedarf, um im Stoffwechselgleichgewicht zu bleiben. Dieser Bedarf richtet sich nach Alter bzw. Körperoberfläche und geleisteter Arbeit und schwankt, in kcal ausgedrückt, zwischen 1000 (1—2jähriges Kind) und 6000 Kalorien pro Tag (Schwerarbeiter). Im Durchschnitt rechnet man bei leichter Arbeit mit 2800 bis 3000 kcal in Einnahme und Ausgabe. Bekannt ist das Voitsche Kostmaß für mittelschwere Arbeit als Durchschnitt: 105 g resorbierbares Eiweiß, 56 g Fett, 500 g Kohlehydrate, welches aber nur als ein Rohdurchschnittsmaß, nicht als ein Minimum anzusehen ist.

Dabei entspricht der physiologische Nutzeffekt, da Eiweiß im Körper nicht, wie im Kalorimeter, restlos verbrannt wird:

1 g Eiweiß	= 4,1 kcal
1 g Fett	= 9,3 „
1 g Kohlehydrate	= 4,1 „

Auch der ruhende Organismus verbraucht Energie zur Aufrechterhaltung seiner Körpertemperatur, und zwar um so mehr, je größer die Differenz zwischen Außentemperatur und Körpertemperatur ist (Ruheumsatz). Bei drohender stärkerer Abkühlung steigt der Ruheumsatz, d. h. es finden regulatorisch vermehrte chemische Verbrennungsprozesse im Körper statt, um ein Sinken der Körpertemperatur zu verhindern (chemische Regulation). Abgesehen vom Ruheumsatz verbraucht der Körper Energie einmal zur Erhaltung der Herz-, Atem-, Darm- und Drüsentätigkeit, in viel höherem Maße aber für Arbeitsleistung. Je nach Beruf schwankt der Energieverbrauch durch Arbeit, gemessen in kcal, in weiten Grenzen: beispielsweise Handnählerin 25—40, Schreiber 49,1, Mechaniker 92,3, Holzsäger 370—460 kcal pro Stunde Arbeit. Der obengenannte Grundumsatz wird beim ruhenden Körper auch noch durch Nahrungsaufnahme um 10 bis 12 vH gesteigert, ferner werden schon bei einfachem Stehen 10 bis 20 vH mehr Kalorien verbraucht als im Liegen.

Abgesehen vom Kraftwechsel erfordert der Stoffwechsel ständig Ersatz. Der Körper erleidet auch beim Erwachsenen täglich Verluste durch Zugrundegehen und Ausscheidung von Zellbestandteilen durch Sekrete, Speichel, Verdauungssäfte, Harn, Kot, Epidermis, Epithelien, eventuell Milch. Umfangreiche Untersuchungen auf Grund genauer Messungen des Stickstoffgleichgewichtes nach Errechnung von Nahrungsaufnahme und Verlust durch Harn und Kot oder Messung der Ausgabe von Wärme (Kalorimeter), ferner durch Bestimmung des Gaswechsels, d. h. Sauerstoffverbrauch und Kohlensäureausscheidung an einzelnen Versuchspersonen und schließlich Erhebungen bei frei gewählter Kost, geben eine einigermaßen zuverlässige Grundlage des Energiebedarfes.

Folgende Tabelle (nach Heymann) zeigt den Kalorienbedarf verschiedener Berufe:

Tabelle 2.

1. Gruppe, sitzende Beschäftigung (Kopfarbeiter, Kaufleute, Beamte, Aufseher, mit Nähen und Kontorarbeit beschäftigte Frauen)	2200—2400 kcal
2. Gruppe, sitzende Muskularbeit (Schneider, Feinmechaniker, Setzer); auch Gehen und Sprechen, wie Lehrer und Hausfrauen.	2600—2800 „
3. Gruppe, mäßige Muskularbeit (Schuhmacher, Buchbinder, Briefträger, Laboratoriumsarbeit, Ärzte) etwa	3000 „
4. Gruppe, stärkere Muskularbeit (Metallarbeiter, Maler, Tischler).	3400—3600 „
5. Gruppe, Schwerarbeiter.	4000 kcal u. mehr
6. Gruppe, Schwerstarbeiter	5000 „ „ „

In der Genesung nach Krankheiten erhöht sich der Stoffbedarf zum Ersatz verlorengegangener Körpersubstanz.

Da das Kind nicht nur zum Aufbau seines Körpers Stoffe braucht, sondern wegen der zum Körpergewicht relativ größeren Körperoberfläche mehr Wärmebildung pro Kilogramm benötigt — 80 bis 100 kcal pro Kilogramm bei einem 5 Wochen alten Kinde gegenüber 40 kcal pro Kilogramm bei einem Erwachsenen —, so ist sein relativ größeres Nahrungsbedürfnis verständlich. Nach Heymann kann man folgende Zahlen des Kalorienbedarfes für Kinder als Anhaltspunkt nehmen, obwohl damit nicht gesagt ist, daß diese Zahlen nicht oft infolge starker Bewegung im kindlichen Alter erhöht werden müssen.

Der Kraft- und Stoffwechsel einerseits, die Regulation der Wärmeabgabe andererseits, ist der Grund für die Erhaltung der notwendigen Körpertemperatur.

Tabelle 3.

Alter Jahre	Kalorienbedarf		Alter Jahre	Kalorienbedarf	
	Knaben	Mädchen		Knaben	Mädchen
0—1	700	700	10—11	2100	1900
1—2	900	900	11—12	2200	2000
2—3	1100	1100	12—13	2300	2000
3—4	1300	1300	13—14	2400	2100
4—5	1400	1400	14—15	2500	2200
5—6	1500	1500	15—16	2600	2300
6—7	1600	1600	16—17	2700	2300
7—8	1700	1700	17—18	2800	2400
8—9	1800	1800	18—19	2800	2400
9—10	2000	1900	19—20	2800	2400

C. Die Körpertemperatur und die Methoden ihrer Messung.

Es ist eine erstaunliche Tatsache, daß Menschen sowohl bei 53° Wärme (Sahara) als 63° Kälte (Sibirien) leben können, und dabei dieselbe Körpertemperatur aufweisen. Die Bestimmungen der Körpertemperatur durch geprüfte Thermometer erfolgt in der Achselhöhle, im Munde oder im After, wobei die Werte in der Achselhöhle niedriger als im Mund und diese niedriger als im After gefunden werden. Als Mittelwerte gelten in der Achselhöhle 36,5° bis 37°, in der Mundhöhle 37,2 und im Rektum 37° bis 37,5°. Es kommen aber individuelle Schwankungen um einige Zehntelgrade meist nach unten hin vor. Infolge Muskelarbeit und Nahrungsaufnahme zeigt die Temperaturkurve des Tages geringe, aber regelmäßige Schwankungen, gekennzeichnet durch ein Minimum morgens von 4 bis 6 Uhr und ein Maximum abends von 4 bis 8 Uhr. Parallel dieser Kurve verläuft auch die Kohlensäureabgabe als Ausdruck des Stoffwechsels. Bei Nachtarbeit und Tagesschlaf paßt sich die Temperaturkurve der umgekehrten Lebensweise an. Die Temperatur der Bauchorgane liegt um 0,1° bis 1° höher, als die Rektaltemperatur. Durch langdauernde exzessive Wärmeentziehung kann die Körpertemperatur sinken. Fälle mit 23° Körpertemperatur sind aber noch gerettet worden. Viel empfindlicher als gegen Abnahme ist der Körper gegen Zunahme seiner Temperatur. Durch starke körperliche Arbeit z. B., auch sportliche Leistungen, kann die Körpertemperatur vorübergehend um 1° steigen.

Reichenbach und Heymann fanden bei Bauarbeitern und Straßenarbeitern in kühler Jahreszeit nach schwerster Arbeit in seltenen Fällen als Maximum 37,8° (Achselhöhle),

bei Bergarbeitern	bei 20,8°	Lufttemperatur	36,8° (Achselhöhle)
	„ 24° bis 25°	„	37,2° „
	„ 27° „ 28°	„	37,5° „
	„ 29°	„	37,6° „

Abnorm hohe Körpertemperaturen beobachtete Haldane in den sehr heißen Zinn- und Kupferminen von Levanth und Dolcoath, und zwar 39,3° bis 40,1° im Rektum, bei 31,3° bis 34,4° Lufttemperatur. Bei Tunnelbauten wurden bei 30,5° Lufttemperatur Mundhöhlentemperaturen von 38,4° bis 38,5° gegenüber 36,4° in der Norm gemessen. Hindostanische Heizer zeigten im Roten Meer im Maschinenraum bei 56° Hitze 38,1° Körpertemperatur. Alle zuletzt genannten Fälle sind aber schon als Wärmestauung zu werten.

Fiebersteigerungen um 2° bis 3° gelten mit Recht als bedrohliches Symptom, und nur wenige Fälle mit 43,3° bis 43,9° Fieber sind mit dem Leben davongekommen. Lufttemperaturen unserer Wohn- und Arbeitsräume von 18° bis 26° beeinflussen praktisch die Körpertemperatur nicht.

Nach Versuchen von MacConnell und Houghten beobachtete man bei hoher Temperatur und Feuchtigkeit ein stündliches Ansteigen der Körperwärme um 3,7°. Für Arbeitsverrichtung ist als obere Grenze der Temperatur 37,7° bei 30% Feuchtigkeit und 32,3—35° bei maximaler Feuchtigkeit anzusehen.

D. Wärmebildung und Wärmeabgabe des Körpers in ruhender und bewegter Luft.

Alle Dissimilationsprozesse in der belebten Natur erzeugen Wärme, und so liegt auch die Quelle der Körperwärme lediglich in der Verbrennung, an der allerdings nicht alle Organe gleichmäßig beteiligt sind. Die Größe der Wärmeproduktion kann man für einen Menschen von 70 kg bei absoluter Ruhe und Nüchternheit mit 1 kcal pro Stunde und Kilogramm Körpergewicht = 1680 kcal täglich, bei geringer Muskelbewegung, aber ohne körperliche Arbeit auf 2400 kcal täglich angeben. Inwieweit Berufsarbeit diese Zahlen nach oben verschiebt, wurde bereits erläutert. Die Tätigkeit des Herzens, der Atemmuskeln, der Leber und der Nieren liefern ungefähr 550 kcal, die Bewegungen von Magen und Darm höchstens 40 bis 50 kcal. Der Rest von 1000 bis 1800 kcal entstammt der Muskelarbeit. Erhält der Körper geringe Eiweißzufuhr, so bewirkt eine Abkühlung eine Steigerung des Stoffwechsels, die aus folgenden Versuchen Rubners am Hunde ersichtlich ist:

Besteht dagegen genügend große Eiweißzufuhr, so macht sich dieser Einfluß der Temperatur auf den Stoffwechsel nicht so deutlich bemerkbar. Diese Steigerung des Stoffwechsels bei niedriger Temperatur beruht auf einer vom Zentralnervensystem hervorgerufenen gesteigerten Verbrennung im Muskel, auch ohne daß man Muskelbewegung wahrnehmen kann. Denn nach Rückenmarkdurchschneidung oder Vergiftung bleibt diese Steigerung aus.

Tabelle 4.

Lufttemperatur	kcal pro kg und Stunde
27,4°	30,8
19,5°	35,1
17,5°	35,2
15,9°	36,0
12,9°	39,1
11,8°	40,6

Dieser Wärmeproduktion steht aber auch beim ruhenden Menschen ein Wärmeverlust gegenüber. Der Körper verliert nämlich Wärme 1. durch die Erwärmung der aufgenommenen Nahrung und Flüssigkeit = ca. 50 kcal, 2. durch die Erwärmung der eingeatmeten Luft; da die ausgeatmete Luft im Durchschnitt 33° Wärme hat, richtet sich dieser Verlust nach der Temperatur der eingeatmeten Luft (bei 15° Außentemperatur = ca. 64 kcal), 3. durch Abgabe von Wasserdampf von seiten der Lungen ca. 200 bis 210 kcal, 4. durch Freimachen der Kohlensäure in den Lungen = ca. 90 kcal, 5. durch Leitung, Konvektion, Strahlung und Wasserverdampfung von der Haut = ca. 2000 kcal und mehr. Die Haut ist also an der Gesamtwärmeabgabe mit 82 vH, unter Umständen noch mehr beteiligt, stellt also das wichtigste Organ für die Wärmeabgabe dar.

In bewohnten Räumen ist die Wärmeabgabe durch Leitung bei absolut ruhender Luft gering, und zwar entsprechend der Temperaturdifferenz mehr oder weniger. Sie kann nur bei kaltem Fußboden und kalten Möbeln einigermaßen an Bedeutung gewinnen. Selbstverständlich ist die Wärmeabgabe durch Leitung an unbedeckten Hautstellen größer als an bedeckten. Da aber praktisch genommen immer Luftströmungen vorhanden sind und auch unsere Kleidung luftdurchgängig sein soll, da außerdem die an der Haut erwärmte Luft immer hoch steigt und kühlere Luft nachströmt, wird die Wärmeabgabe durch Konvektion bedeutsamer. Sie ist abhängig von der Temperaturdifferenz, Haut, Luft und von der Windgeschwindigkeit. Der Verlust durch Strahlung richtet sich nach dem Ausstrahlungsvermögen der Körperoberfläche und der Temperatur der umgebenden Gegenstände, Möbel, Mauern, Fenstern. In geschlossenen Räumen kann diese Art der Wärmeabgabe eine große Rolle spielen und für den bedeckten Körper des Erwachsenen 700 bis 800 kcal am Tag betragen. Der Strahlungsverlust sinkt dagegen auf sehr niedere Werte bei warmen Mauern oder bei Menschenansammlungen. Da der Verdunstung von 1 g Wasser 0,51 kcal latenter Wärme entsprechen, der Mensch im Hunger ca. 440 g,

bei reichlicher Kost 800 bis 900 g und bei körperlicher Arbeit bis zu 2600 g Wasser durch die Haut abgeben kann, schwankt die Größe dieser Wärmeabgabe in weiten Grenzen, so daß bei Gewaltleistungen die Verdunstung 95 vH der gesamten Wärmeabgabe ausmachen kann. Abhängig ist die Wärmeverdunstung von der Temperatur, dem Sättigungsdefizit, Luftbewegung und Druck, Menge der Nahrung und Größe der Muskelarbeit. Die sogenannte insensible Perspiration der Haut umfaßt Kohlen-säure- und Wasserdampf-abgabe. v. Willebrand gibt diese Wasserdampf-abgabe, parallel der Temperatur, bei 12° mit 10,5 g, bei 18,2° mit 18,4 g, bei 24,4° mit 22,7 g pro Stunde an. Hier liegt teils eine rein physikalische Verdunstung von den obersten Hautzellen, teils aber auch eine physiologische Tätigkeit der Hautdrüsen vor.

Nun wird die eben besprochene Wärmeabgabe des Körpers wesentlich durch unsere Kleidung verändert. Schon das unter der Haut liegende Fettgewebe beschränkt als schlechter Wärmeleiter die Wärmeabgabe. Die Kleidung hat zwischen den einzelnen Lagen, aber auch durch das Porenvolum der Stoffe selbst eine relativ ruhende bzw. sich langsam bewegende Luftschicht. So wird die Wärmeabgabe durch Leitung und Strahlung herabgesetzt. Diese Ersparnis kann man nach den Versuchen Rubners auf 30 vH schätzen. Da aber die Wasserdampf-abgabe des bekleideten Körpers größer ist als die des unbekleideten, so ist die tatsächliche Ersparnis der Wärmeabgabe durch Kleidung bei gewöhnlicher Zimmertemperatur nur auf ca. 20 vH zu veranschlagen.

Durch eine feine und verwickelte Regulierung ist der Mensch, wie alle warmblütigen Tiere, imstande, seine Körpertemperatur konstant zu halten. Bei einer Lufttemperatur unter 18° wird die Wärmeabgabe der Haut reflektorisch durch Erregung der Hautkältenerven herabgesetzt, und zwar um so stärker, je kühler die Temperatur und je lebhafter die Luftströmungen sind. Die Haut wird blutleer und blaß. Unwillkürlich versucht auch der Körper seine Oberfläche zu verkleinern. Aber diese Ersparnis würde keineswegs für die Regulation ausreichen. Es muß eine stärkere Wärmeproduktion eintreten, und zwar durch eine reflektorisch ausgelöste chemische Wärmeproduktion in den Muskeln. Diese beträgt für 1° Temperatur-abnahme ungefähr 2 vH Zunahme. Gleichzeitig werden die willkürlichen Muskelbewegungen gesteigert, bis in stärkerer Kälte unwillkürliches Zittern eintritt. Daneben erfolgt stärkere Nahrungsaufnahme, besonders Fett wegen seines kalorischen Wertes. Umgekehrt versucht der Körper in warmer Umgebung durch Herabsetzung von eiweiß- und fettreicher Nahrung und Bewegungsbeschränkung seine Wärmeproduktion zu vermindern. Aber diese Ersparnis ist gering. Vielmehr erfolgt jetzt die Regulierung von seiten der Haut in ausgiebiger Weise, indem die Haut reflektorisch blutreicher wird und zunächst durch Leitung und Strahlung, bei höheren Temperaturen aber hauptsächlich durch Wasserverdunstung, d. h. Schweißsekretion, mehr Wärme abgibt. Luftbewegung verschiebt den Eintritt dieser Regulation nach der Seite der höheren Temperaturen, während lebhaftere Muskeltätigkeit diese sogenannte physikalische Regulierung auch bei niedrigen Temperaturen als 18° erfordert.

E. Das Kälte- und Wärmegefühl.

Wir stellen mit Recht an unsere Wohnung die Anforderung, daß wir uns in ihren Räumen behaglich fühlen, d. h. weder unangenehme Wärme noch Kälte empfinden. Diese Temperaturempfindung gehört, wie die Druck-, Berührungs- und Schmerzempfindung, zu den sensorischen Funktionen der Haut. Diese Empfindung ist subjektiv zu beeinflussen und individuell verschieden. Verschiedenes Fettpolster, verschiedene Blutfüllung der Haut und verschiedene nervöse Erregbarkeit können diese Unterschiede erklären. Aber auch die Gewöhnung resp. Verwöhnung schafft konträre Empfindungen. Ein Raum von 18° Lufttemperatur, der im Winter als

indifferent empfunden wird, darf unter Umständen im Sommer als kühl bezeichnet werden. Der an tropische Wärme akklimatisierte Europäer friert trotz dicker Kleidung schon bei 15° bis 16° (eigene Beobachtung). Der Mensch hat in seiner Haut sogenannte Kalt- und Warmpunkte, d. h. bestimmte Nervenendigungen vermitteln nur Kälte-, andere dagegen nur Wärmeempfindungen. Pro 1 cm^2 Haut kann man 6 bis 23 Kaltpunkte und 0 bis 3 Warmpunkte annehmen, so daß die ganze Körperoberfläche über 250 000 Kaltpunkte und 30 000 Warmpunkte verfügt. Nach Goldscheider ist an allen Körperstellen der Wärmesinn intensiv und extensiv geringer als der Kältesinn, ganz gleichgültig, ob der Körper bekleidet ist oder nicht. Die Reizschwelle für Wärme ist an verschiedenen Körperstellen verschieden, und schwankt zwischen 24° und 33° . Auch die Fähigkeit, Temperaturdifferenzen wahrzunehmen, schwankt zwischen $0,2^{\circ}$ am Ober- und Unterarm und $1,2^{\circ}$ am Rücken, ist im übrigen um so feiner, je mehr die Hauttemperatur der Lufttemperatur angepaßt ist. Nach einer Temperaturreizung verschwindet die Empfindung erst nach längerer Zeit (E. A. Weber). Die Erregbarkeit der Nervenendigung wird durch Verminderung der normalen Hauttemperatur herabgesetzt. Trotzdem, wie bereits erwähnt, auch beim bekleideten Körper verschiedene Hauttemperaturen an verschiedenen Körperstellen herrschen, hat der Mensch keine Temperaturempfindung, wenn die Temperatur der umgebenden Luft unverändert bleibt oder in geringen Grenzen schwankt. Durch die Hautregulation verschwindet die Temperaturempfindung, wenn man von einem wärmeren in ein kühleres Zimmer geht nach kurzer Zeit. Nach Ebbecke soll das Temperaturempfinden durch das Temperaturgefälle der Hautschichten bedingt sein, wobei die Temperatur der Haut selbst, ob hoch oder niedrig, und die Richtung des Gefälles, ob von außen nach innen oder umgekehrt, gleichgültig sein soll. Auf jeden Fall liegt hier ein sehr verwickelter Mechanismus vor. Wie verschieden das Wärmegefühl sein kann, geht auch aus neuen amerikanischen Versuchen an zahlreichen Versuchspersonen im Pittsburger Laboratorium hervor, wo in einem Raum von 18°

56,2%	der Versuchspersonen	die Temperatur	als sehr behaglich,
26,3%	„	„	als behaglich kühl,
15,4%	„	„	als behaglich warm,
2,1%	„	„	als zu kühl empfanden.

Zusammenfassend kann man sagen, daß die Temperaturempfindung kein absolut sicherer Maßstab für die Beheizung unserer Räume ist.

F. Die Hauttemperatur und ihre Messung.

Unter Hauttemperatur verstehen wir die Temperatur der Hautoberfläche, nicht im Innern der Haut. Die Messung bereitet insofern Schwierigkeiten, als alle auf die Haut aufgesetzten Instrumente aus physikalischen und physiologischen Gründen die Temperaturverhältnisse verschieben. Trotz dieser Bedenken, die mehr feine Ausschläge und Differenzen betreffen, hat man zum Studium der Erwärmungsverhältnisse verschiedene praktisch brauchbare Methoden benutzt. Diese bestehen in Messungen 1. mit Quecksilberthermometern, 2. durch thermoelektrisches Kontaktverfahren, 3. durch Wärmestrahlungsmessung.

Zu 1. Man benutzt meist Thermometer, deren Quecksilbergefaß eine dünne flache Spirale darstellt. Die nicht der Haut anliegende Hälfte der Spirale kann man durch Kork isolieren. Die Ablesung zu verschiedenen Zeitpunkten nach Anlegen oder Andrücken muß aber aus physikalischen und physiologischen Gründen verschiedene und falsche Werte ergeben. Deswegen benutzt man eine frühervon Liebermeister, später wieder von Gaertner empfohlene Methode, indem man das Thermometer teils über, teils unter die zu erwartende Hauttemperatur erwärmt und durch mehrfaches Eingabeln die Messung so lange fortsetzt, bis die geringsten Ausschläge erfolgen. Die Genauigkeit beträgt $0,2^{\circ}$. Reichenbach und Heymann haben folgende Methode benutzt: das Instrument wurde ganz wenig über die zu erwartende Hauttemperatur erwärmt, nach Aufsetzen des Instrumentes sank die Quecksilbersäule, blieb eine Zeitlang stehen, um dann wieder zu steigen. Der Wert der Umkehr nach oben wurde als Hauttemperatur registriert.

Schließlich hat mein früherer Assistent Dr. Fleischer eine Methode angegeben, welche sich namentlich zum Studium der Abkühlung praktisch gut bewährt hat. Bei dieser Methode wird ein geeichtes gewöhnliches Quecksilberthermometer benutzt, dessen Gefäß 1 bis 1,5 cm lang und 0,25 cm dick ist. Vor der Messung wird das Thermometer um 1° bis 2° über die zu erwartende Hauttemperatur erwärmt und durch leichtes Anlegen des Quecksilbergefäßes auf die Streckseite des Grundgliedes am linken Mittelfinger die Hauttemperatur bestimmt, wobei in unbewegter Luft nach höchstens 1 Minute das Thermometer nach Sinken konstant bleibt. Die linke Hand muß dabei auf einer schlecht leitenden Unterlage absolut ruhig aufliegen, das Thermometer wird von der rechten Hand gehalten. In ähnlicher Weise kann man auch die Zwischenfingertemperatur, d. h. Messung tieferer Schichten vornehmen, indem das Quecksilbergefäß zwischen der Fingerfalte und dem distalen Ende der Grundglieder von Zeige- und Mittelfinger gehalten wird, so daß es allseitig von Haut umgeben ist. Die Methode hat in Hunderten von Versuchen beim ruhenden Menschen unter verschiedenen Abkühlungsbedingungen recht gute Resultate ergeben.

Zu 2. Diese in der Hauptsache von Kunkel angewandte Methode besteht darin, daß man dünne Metalldrähtchen von Eisen und Konstantan, die mit möglichst wenig Lot verbunden sind, auf die Haut aufsetzt, während die zweite Lötstelle in einem Ölbad auf konstanter Temperatur gehalten wird. Man benutzt Galvanometer mit geringem eigenen Widerstand und hoher Voltempfindlichkeit. Schwierig ist der Kontakt zwischen Haut und Lötstelle. Man kann die Lötstelle mit einem Gipsblock versehen, der in derselben Ebene abschneidet, oder einen Watteschutz anbringen, oder drei mit Gummi überzogene Füßchen benutzen, aus deren Ebene die Lötstelle durch eine schwache Feder angedrückt wird (Reichenbach und Heymann). Die Methode gestattet zwar sehr schnelle Ablesung, ist aber von Fehlern durch die physiologische Wirkung des Hautreizes nicht ganz frei. Auch gestattet die Apparatur nur geringe Bewegungsfreiheit der Versuchsperson.

Zu 3. Diese von Cobet und Bramigk angegebene Methode besteht darin, daß die Wärmestrahlen von ca. 2 1/2 cm² Haut in einem Apparat, der nicht direkt der Haut aufgesetzt ist, durch einen Spiegel auf eine Thermosäule konzentriert werden, deren Eigenwärme durch ein Winkelthermometer bestimmt wird. Die Messung erfolgt durch ein Mechausches Schleifengalvanometer. Das Instrumentarium wird durch Messungen an frischer Leichenhaut geeicht. Die Versuche ergaben gute Übereinstimmung mit den Thermometermethoden. Da aber zur genauen Messung Temperaturschwankungen im Raum vermieden werden müssen, und die Apparatur ebenfalls schwer beweglich ist, hat das Verfahren zwar große wissenschaftliche, aber geringere praktische Bedeutung.

Mittels dieser Methoden hat man unter den verschiedensten Gesichtspunkten die Hautwärme bestimmt, und einerseits ihre Abhängigkeit von der Wärmeproduktion und von wärmeentziehenden Einflüssen, andererseits ihre Beziehungen zum Wärmegefühl studiert.

Ähnlich wie bei der Körperwärme kann man auch bei der Hautwärme ein Minimum frühmorgens bzw. nachts, dagegen zwei Maxima mittags und abends feststellen. Bei körperlicher Arbeit steigt zwar die Hautwärme, doch ist diese Steigerung beim gänzlich Nackten an der Brust gemessen sehr gering. Minimal ist auch der Einfluß geistiger Arbeit, während einzelne Personen durch Autosuggestion oder psychische Erregung geringe Wärmesteigerung an kleinen Hautbezirken erzielen können. Dagegen hat die Kleidung und Behaarung einen viel größeren Einfluß auf die Hautwärme. Nach Entkleiden sinkt die Hauttemperatur, und zwar an den vorher bekleideten Stellen stärker, als an den unbedeckten, weil die ersteren normalerweise höhere Temperaturen aufweisen. Selbstverständlich ist hier der Grad der Lufttemperatur ausschlaggebend. So betrug in einem Versuch Rubners die Hauttemperatur 30,1° bei einer Lufttemperatur von 18°. Nach Anlegen eines Hemdes stieg sie auf 32,3° und behielt diesen Wert auch nach Anlegen von Wollhemd, Weste und Rock. Neue thermoelektrische Messungen von Prof. Bachmann in meinem Institut haben folgende Werte ergeben:

Vormittagsversuche: Temperaturen vor Ablegen des Rockes und etwa 30 Minuten nachher.

	vor	nach	vor	nach	vor	nach
Lufttemperatur °	17,9	17,8	19,0	19,0	22,2	22,3
Rock	19,54	—	22,47	—	23,70	—
Weste	24,88	21,98	26,60	23,14	28,00	25,04
Hemd	28,45	27,21	29,46	27,68	31,66	30,10
Haut	31,31	29,12	31,34	30,84	34,55	33,24

Temperaturgefälle am bekleideten Menschen bei verschiedener Lufttemperatur. Vormittagsversuche nach Angleichung von 20—30°.

	17,9	19,0	22,0
Lufttemperatur °	17,9	19,0	22,0
Rock	19,46	22,47	23,70
Weste	25,25	26,60	28,00
Hemd	28,82	29,46	31,66
Haut	30,88	31,24	34,55

Es friert also, wie schon Pettenkofer sagte, unsere Kleidung für uns, und erst die Kleidung schafft die Behaglichkeitszone für die Haut. Durch einen Versuch in einem Doppelkalorimeter konnte Rubner die Verminderung des Wärmeverlustes eines bekleideten Armes gegenüber einem unbekleideten bei verschiedenen Lufttemperaturen feststellen.

Die Verminderung betrug bei	in Proz.
6,6°	35,0
10,6°	32,7
15,8°	30,4
20,8°	28,3
29,6°	14,1

Die höchsten Hauttemperaturen wurden unter der Bettdecke festgestellt (36° bei 17° Lufttemperatur, Benedikt). Wenn die Hautwärme an nackten Stellen 28,8° betrug, fand Rubner auf den Haaren 20° bis 21,4°. Eine große Rolle für die Hauttemperatur spielt das Fettpolster, magere Menschen haben eine höhere Hauttemperatur als fettreiche. Der Unterschied beträgt ca. 2°. Die Hautwärme ist an verschiedenen Körperstellen sehr verschieden. Die höchsten Werte findet man an der Stirn, an der Brust, Bauch und Schultergegend, niedrige Werte an Nase, Ohr, Hand und Fuß. Über Blutgefäßen ist die Wärme höher als über Knochen und Sehnen, auf die Stirntemperatur wirkt das gut durchblutete Gehirn als Wärmereservoir. Über beobachtete Werteder Hauttemperatur durch verschiedene Untersuchungen orientiert folgende Tabelle:

Tabelle 6. Hauttemperaturen.

Autor	Kunkel 1889	Oehler 1904	Benedict 1925	Oehler 1904	Reichenbach und Heymann 1907
Methode	Th E K	Hg Th	Th E K	Hg Th	Th E K
Raumtemperatur	20°	19—20°	20,4°	23—24°	23,8°
Kleidung			Bekleidet		
Stirne	34,1—34,4	35,0	33,3	35,3	32,5
Jochbogen	34,1				
Wange	34,4	34,2		35,2	33,7
Nasenspitze					32,3
Ohr läppchen	28,8				
Brust (Pect. major)	34,7	34,6	34,4	35,5	
Oberbauch		} 35,1	34,8		
Mittelbauch			34,7	36,1	
Unterbauch	34,5				
Schulterblattgegend	} 34,2—34,5		35,4		
Lendengegend			35,3		
Oberarm	34,3	34,4	33,9	35,0	
Unterarm	33,7—34,0	33,8	33,4	34,9	
Handrücken	32,5—33,2	33,7	30,5	34,7	32,9
Handfläche	34,4—34,8				
Zeigefinger					31,4
Gesäß	32,0		32,7		
Oberschenkel	34,2	33,7	33,4	34,5	
Unterschenkel	33,6	33,2	31,8	34,2	
Fußrücken		31,3		34,1	

Bei gewöhnlicher Zimmerwärme von 18° bis 20° beträgt also die Hautwärme eines Menschen in der Ruhe unter den Kleidern und an der Stirn durchschnittlich 33° bis 35°, während die Extremitäten und vorspringende Gesichtsteile niedrigere Werte aufweisen. Bei Hauttemperaturmessungen kann man eine Indifferenzzone feststellen, d. h. diejenige Breite der Raumtemperatur, bei der gleichzeitig eine optimale konstante Hauttemperatur und ein Behaglichkeitsgefühl besteht. Dieser Begriff entspricht ungefähr dem allerdings auf anderem Wege gewonnenen Wert der „effektiven Temperatur“ amerikanischer Autoren. Selbstverständlich kann durch

Windbewegung auch die Indifferenzzone nach oben verschoben werden. Die Indifferenzzone für den unbedeckten Körper legt bei ca. 23° Luftwärme, wobei sich eine Hautwärme von $31,5^\circ$ bis 33° beobachten läßt. Oberhalb dieser Grenze steigt auch beim Nackten die Hauttemperatur. Von $35,5^\circ$ Luftwärme an steigt aber beim nackten Menschen die Hautwärme nicht mehr, sondern bleibt bei 36° stehen (Kisskalt)¹. Die Indifferenzzone des Bekleideten schwankt zwischen $18,5^\circ$ und 21° . Damit gelangen wir zu der Frage, ob sich optimale Bedingungen für die Hautwärme angeben lassen.

G. Beziehungen zwischen Hauttemperatur, Luftwärme und sonstigen klimatischen Faktoren.

Zur Feststellung optimaler Bedingungen für die Hautwärme kann man entweder das Behaglichkeits- bzw. Wärmegefühl heranziehen, oder objektiv die Indifferenzzone an der Hautwärme bestimmen. Für den unbedeckten Körper fand Kisskalt Behaglichkeit bei 23° Raumtemperatur, Reichenbach und Heymann geben an der Hand von Stirnhautmessungen für den bekleideten Körper folgende Werte.

Die Umgebung wird empfunden:

Bei einer Stirntemperatur unter	28°	als sehr kalt
„ „ „	von $28-29^\circ$	„ kalt
„ „ „	„ $29-30^\circ$	„ kühl
„ „ „	„ $30-31,5^\circ$	„ normal
„ „ „	„ $31,5-32,5^\circ$	„ warm
„ „ „	„ $32,5-33,5^\circ$	„ sehr warm
„ „ „	über $33,5^\circ$	„ heiß

Eine genaue Grenze der Hauttemperatur, bei der Schweißbildung eintritt, läßt sich übrigens nicht geben, da diese von verschiedensten Faktoren beeinflußt werden kann. Auch sind die oben gegebenen Werte Reichenbachs und Heymanns nur Annäherungswerte, weil bei verschiedenen Personen individuell verschiedene Empfindlichkeit besteht.

Schon seit langem hat man versucht, die Beziehungen der Hauttemperatur zu klimatischen Faktoren wie Temperatur, Wind, Wärmestrahlung und Feuchtigkeit zahlenmäßig zu erfassen

Für eine Körpertemperatur von $37,6^\circ$ hat Vincent 1890 auf Grund von 360 Einzelbeobachtungen die Formel $t_H = 26,5 + 0,3 t + 0,2 \Delta t - 1,2 w$ aufgestellt, worin t_H die Hauttemperatur in $^\circ\text{C}$, t die Lufttemperatur in $^\circ\text{C}$, Δt den Unterschied in den Temperaturangaben eines Schwarzkugel- und eines gewöhnlichen Thermometers in $^\circ\text{C}$ und w die Windgeschwindigkeit in m/sec bedeutet. Gegen die Vincentsche Formel sind mit Recht Einwendungen erhoben worden (wegen des Ortes der Hautmessung, Unsicherheit der Sonnenstrahlenmessung), auch versagt sie bei niedrigen Temperaturen, wenn allgemeines Frostgefühl auftritt.

Unter Ausschaltung der physiologischen Einflüsse haben Reichenbach und Heymann die Beziehungen zwischen Lufttemperatur und Stirnhautwärme systematisch untersucht und dabei für einen Temperaturintervall von $7,1^\circ$ bis $28,8^\circ$ — (beste Übereinstimmung bei 15° bis 25° Lufttemperatur) — die lineare Beziehung $t_H = a + b t$, und zwar bei einer Versuchsperson H. die Gleichung $t_H = 25,83 - 0,302 t$, bei der Versuchsperson R. $t_H = 25,03 - 0,336 t$ gefunden. Man kann also auf eine physiologische Reaktion des Körpers schließen, wenn unter Ausschluß anderer äußerer Einflüsse (Ernährung, Bewegung, Wind, Feuchtigkeit) die beobachtete Stirntemperatur nicht mit der aus der Formel errechneten übereinstimmt. Entsprechend der oben gegebenen Tabelle stellt also 30° bis $31,5^\circ$ Stirntemperatur die Indifferenzzone dar.

¹ Diese Konstanz gilt nur für den Körper in Ruhe; bei Arbeit, z. B. in Bergwerken, kann natürlich Körperwärme und Hautwärme steigen.

Da die Stirntemperatur offenbar unter der Wirkung des als Wärmereservoir fungierenden Gehirns auf Kältereize sehr viel träger reagiert als die empfindliche Hand, hat Fleischer in seinen Abkühlungsversuchen mit seiner Methode sehr viel größere Ausschläge erhalten.

Die Indifferenzzone lag bei ihm bei 18,5° bis 21° Luftwärme für den ruhenden bekleideten Körper. Dem entsprach eine Fingertemperatur von 30° bis 32° vormittags, 30° bis 33° nachmittags und eine Brustwärme von 34°. Der Wert dieser Versuche, die namentlich den Heizungingenieur interessieren, bestand in dem Nachweis, daß auch Lufttemperaturen, die man bisher als indifferent ansah, ein Sinken der Fingertemperatur bewirken, namentlich bei längerer Beobachtung. Dabei war von einem subjektiven Kältegefühl keine Rede. Es ist also die Hautwärme des Mittelfingers ein sehr viel feinerer Indikator auf abkühlende Reize als das Wärmegefühl. So sank die Fingertemperatur bei 18° bis 18,4° Lufttemperatur und geschlossenem Fenster in 120 Minuten von 34° auf 30°, bei 16,7° bis 16,9° Lufttemperatur von 33,5° auf 23° und bei offenem Fenster — 17° bis 18° Lufttemperatur — von 32,5° auf 21°. Die endgültige Fingertemperatur wird nach stärkerer Abkühlung früher erreicht. Der Anstieg der Hautwärme, d. h. die Rückkehr zur Norm, erfolgt um so schneller, je höher das Zimmer temperiert ist, in dem die Wiedererwärmung vor sich geht, ganz gleichgültig, wie lange die Abkühlung vorher gedauert hat.

Aus zahlreichen Versuchen meiner Mitarbeiter kann man den Schluß ziehen, daß eine Zimmerwärme von 18° für den absolut ruhig sitzenden Menschen keineswegs so indifferent ist, wie man bisher angenommen hat, was mit der Bemerkung Kunkels übereinstimmt, daß der Stubenhocker sich längst für die optimale Temperatur von 20° entschieden habe. Aus den Versuchen Fleischers ist ferner ersichtlich, daß, wenn die Fingertemperatur Werte von 20° erreicht, auch nach der Erwärmung Störungen des Allgemeinbefindens zu beobachten sind, z. B. Rückenschmerzen, Kältegefühl im Rücken, Schläfrigkeit und Depression. Zur Erzeugung dieser Zustände genügen schon Lufttemperaturen von 12,5° bis 13,2°. Messungen der Fingertemperatur an einer großen Zahl von Versuchspersonen haben ergeben, daß immer Behaglichkeitsgefühl besteht, wenn die Fingertemperatur 30° und mehr beträgt, und daß jeder Mensch mittels dieser einfachen Methode seine Indifferenzzone, die zwischen 18° und 21° Luftwärme liegen wird, bestimmen kann.

Der Einfluß von Luftströmungen.

Zwar wissen wir, daß für das erwärmte tote Objekt der Satz gilt: Unter sonst gleichen Bedingungen entspricht die Wärmeabgabe angenähert der Quadratwurzel aus der Windgeschwindigkeit. Aber beim Menschen liegen die Verhältnisse infolge der physiologischen Reaktion doch etwas anders. Aus Versuchen von Lange über die Beeinflussung der Stirntemperatur durch Wind sei hier eine Kurve mitgeteilt, aus der ersichtlich ist, daß die Stirntemperatur bei gleicher Luftwärme und Feuchtigkeit durch die Windstärke erst schneller, dann langsamer abnimmt (Abb. 252). Je kühler der Wind, desto stärker der Abfall der Hauttemperatur. Kisskalt fand für den nackten Körper bei Bewindung folgende Werte:

Tabelle 7.

Temperatur der Luft	18,1°	27,5°	34,2°
Feuchtigkeit der Luft in vH	68	44	100
Windgeschwindigkeit in m/s	4,4	4	7,5
Temperatur der Haut vorher	29,5°	33,5°	35,5°
Temperatur der Luft während des Windes	22,1°	31°	34,1°

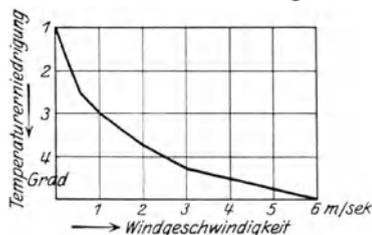


Abb. 252. Sinken der Hauttemperatur unter dem Einfluß des Windes. (Nach Lange.)

Die Abkühlung unter den Kleidern geht naturgemäß nicht so stark und auch langsamer vonstatten. Nach Aufhören der Luftströmung tritt, je nach der Lufttemperatur schneller oder langsamer, die Rückkehr zur Norm ein. Feuchte Haut kühlt sich stärker ab als trockene, was ja auch deutlich empfunden wird. Bei Körperbewegung ist die Abkühlung geringer, und die Wiedererwärmung tritt schneller ein.

Die Luftfeuchtigkeit hat bei ruhender und bewegter Luft im Temperaturbereich von 10° bis 30° keinen nennenswerten Einfluß auf die Hautwärme. Erst bei höheren Temperaturen (beim nackten Menschen 32°) und sehr hohen Feuchtigkeitsgraden (100 vH relative Feuchtigkeit) steigt die Hautwärme beträchtlich, wobei es auch zu deutlichen Wärmestauungssymptomen kommen kann.

Einfluß strahlender Wärme.

Andere Einflüsse, wie Sonnenstrahlen, oder mechanische Reize spielen für das Gebiet der Heizung und Lüftung keine große Rolle und können daher hier übergangen werden.

In der älteren Literatur ist die strahlende Wärme immer als gefährlich hingestellt und behauptet worden, daß sie unter allen Umständen vermieden werden müsse. Aus den Versuchen von P. Schmidt ist bekannt, daß die Haut 90 vH der Wärmestrahlen absorbiert und reflektiert, nur 10 vH dringen in tiefere Schichten ein.

Ferner wissen wir aus Versuchen von Sonne, daß von den sichtbaren Strahlen 2,02 kcal, von den inneren Ultraroten 1,16 kcal und von den äußeren Ultraroten 1,33 kcal pro Quadratcentimeter und Minute absorbiert werden, wobei bei den ultraroten Strahlen das Maximum an der Hautoberfläche, bei den sichtbaren Strahlen das Maximum aber in der Tiefe liegt. Dementsprechend stieg die Temperatur der Hautoberfläche in einem Versuch bei den sichtbaren Strahlen auf $43,8^\circ$, bei den äußeren ultraroten auf $45,5^\circ$. Ferner konnte Dorno durch die Strahlung einer auf 220° erhitzten Eisenplatte von 18 cm Durchmesser in 27,5 cm Abstand = $\frac{2,47 \text{ kcal}}{\text{min. cm}^2}$ Energie an der Hautoberfläche $42,1^\circ$ messen.

Aber für die Praxis kommt in Betracht, daß 1. nach Bestrahlung die Oberflächentemperaturen der Haut sehr schnell wieder abnehmen, so daß bereits nach 10 Minuten wieder die Norm erreicht ist, 2. daß die Kleidung einen erheblichen Schutz gegen diese Strahlung gewährt, 3. daß derartige Erwärmungen wie in den obengenannten Versuchen selten auch bei Strahlungsgasöfen die Haut treffen. Infolgedessen ist die früher übliche Furcht vor der Strahlungswärme hygienisch und praktisch nicht begründet.

Die Verwendungsmöglichkeit des Katathermometers.

Neuerdings hat man versucht, die Bewegungen der Hautwärme unter dem Einfluß von Lufttemperatur, Wind und Feuchtigkeit sowie das Wärmegefühl mit den Angaben eines Instrumentes zu vergleichen, dessen Bewegungen denselben Einflüssen unterliegt. Dieses Instrument ist das Katathermometer nach Hill, das auch für die Lüftungstechnik Bedeutung gewinnt (Weiss). Ein Vorläufer dieses Instrumentes war der Apparat von Krieger und das Frankenhäusersche Homoiotherm. Apparate, die auf konstanter Temperatur gehalten werden und die Energie messen, welche nötig ist, um sie auf dieser Höhe zu halten, sind von Heymann, Reichenbach und Dorno konstruiert (Frigorimeter).

Das Hillsche Thermometer besteht aus einem Alkoholthermometer, dessen unteres zylindrisches Gefäß 4 cm Länge und 2 cm Durchmesser besitzt und nach oben in eine Röhre von 20 cm Länge ausläuft, deren oberes Ende wieder zylindrisch erweitert ist. Die Röhre trägt eine Marke von 38° und 35° . Vor dem Versuch wird das Thermometer langsam auf 45° bis 50° erwärmt, wobei ein Teil des Alkohols in das obere Reservoir steigt. Nach sorgfältiger Abtrocknung des Instrumentes und Aufhängen desselben am Orte der Untersuchung mißt man mit der Stoppuhr genau die Zeit, innerhalb welcher die Alkoholsäure von 38° auf 35° sinkt. Diese Bewegung ist abhängig von Temperatur, Luftbewegung und Strahlung. Ein gleiches Instrument, dessen unteres Ende mit feuchtem Musselin umspannen ist, muß auch auf Luftfeuchtigkeit reagieren. Diesen äußeren Faktoren entspricht der sogenannte Kataindex H , d. h. die Wärmemenge in Milligrammkalorien, die in der Zeiteinheit durch die Flächeneinheit des Alkoholgefäßes entweicht. Also $H = \frac{F}{T}$. Die Konstante F ist der Wärmeverlust bei Absinken des Thermometers von 38° auf 35° , dividiert durch die Oberfläche in Quadratcentimetern, und muß für jedes Instrument durch Eichung bestimmt werden, da sie von der Masse, der Gestalt und spezifischen Wärme des Gefäßes abhängig ist. Der Wärmeverlust ist bei verschiedenen Temperaturen der gleiche, nur die Geschwindigkeit ändert sich. F ist = $c(36,5 - t)T$, worin t die Umgebungstemperatur, T die Abkühlungszeit in Sekunden

bedeutet, c ist eine Konstante, die von Hill mit 0,27 bestimmt wurde¹. Durch Eichung (Einzelheiten bei Hill und Weiss) gewinnt man also den konstanten Wert F und kann durch Division dieses Wertes mit der beobachteten Abkühlungszeit in Sekunden schnell den sogenannten Katawert oder Kataindex H bestimmen. Für die bewegte Luft hat Hill folgende Formeln angegeben:

$$\left. \begin{array}{l} \text{für } w > 1 \text{ m/s: } H = (0,13 + 0,47\sqrt{w}) \cdot \Theta, \\ \text{für } w < 1 \text{ m/s: } H = (0,20 + 0,40\sqrt{w}) \cdot \Theta, \end{array} \right\} \text{ worin } \Theta = 36,5 - t.$$

Für ruhende feuchte Luft gilt nach Hill die Formel $H_1 - H = 0,085(F - f)^{\frac{1}{3}}$, worin H den trockenen Kataindex, F den Sättigungsdampfdruck bei $36,5^\circ$, f den absoluten Dampfdruck bedeuten. Die Formeln für bewegte feuchte Luft lauten (nach Hill)

$$\begin{array}{l} \text{für } w > 1 \text{ m/s: } H' = (0,1 + 1,1\sqrt[3]{w}) \cdot \Theta', \\ \text{für } w < 1 \text{ m/s: } H' = (0,35 + 0,85\sqrt[3]{w}) \Theta', \end{array}$$

worin $\Theta' = 36,5 - t_1$ die Temperaturdifferenz zwischen Katathermometer und feuchtem Luftthermometer bedeutet.

Weiss (siehe Literatur) hat andere Formeln entwickelt.

Ein Vorzug des Katathermometers besteht darin, daß man nach der Bestimmung von H aus der Formel $H = (0,13 + 0,47\sqrt{w}) \cdot \Theta$ bzw. $= (0,20 + 0,40\sqrt{w}) \cdot \Theta$ die Windgeschwindigkeit selbst sehr feiner Luftströme messen kann (vgl. Kapitel B).

Mit diesem Instrument hat man einmal versucht, den Katawert zu bestimmen, der bei verschiedenen Temperaturen von ruhender und bewegter Luft die besten Entwärmungsverhältnisse für den Körper angibt (Hill), der also genau wie die Hauttemperatur als Indikator fungiert. Ferner hat man den Kataindex, Hautwärme und Wärmeempfindung in ihren Beziehungen miteinander verglichen (Heymann, Bachmann). Unter der Annahme, daß 18° in ruhender Luft gute Entwärmungsverhältnisse schafft, hat Hill aus den oben gegebenen Formeln die Windgeschwindigkeit bestimmt, welche notwendig ist, um bei höheren Temperaturen denselben Katawert 5 beizubehalten.

So einfach ist die Sache aber nicht, da das Verhältnis: Wärmeinhalt zu Körperoberfläche bei Katathermometer und Menschenkörper verschieden ist, und der Körper entsprechend seiner relativ kleineren Oberfläche bei steigender Luftwärme mehr Konvektion braucht, als das Instrument. Aus dieser Überlegung heraus haben Heymann, Korff-Petersen und Weiss unter Beobachtung der Stirntemperatur denjenigen Kataindex zu ermitteln versucht, der den idealen Entwärmungsverhältnissen des bekleideten ruhenden Körpers entspricht. Folgende Kurven und Diagramme geben die gefundenen Verhältnisse wieder.

Abb. 253 lehrt folgendes:

Wenn nach Angleichung der Versuchsperson an die Umgebung eine Fingertemperatur von 30° nicht unterschritten wird, so läßt sich daraus schließen, daß die in Ruhe befindliche Bewegungsluft als indifferent zu betrachten ist. Unter dieser Voraussetzung können wir aus Abb. 253 ablesen, daß eine kurze Versuchsdauer zu einer falschen Vorstellung über die hierzu notwendige Raumtemperatur bzw. den zugehörigen Katawert führen kann. Denn wir sehen aus den 3 Kurven, daß nach einer Versuchsdauer von 20 Minuten bei der Versuchsperson Fl. eine Fingertemperatur von 30° bei einem Katawert von $5,3 = 16,8^\circ$ zu erwarten ist, nach 60 Minuten bei einem Katawert von $5,0 = 18^\circ$ und nach 100 Minuten bei einem Katawert von $4,8 = 18,75^\circ$. Aus dieser kurvenmäßigen Darstellung der Beziehungen zwischen Fingertemperatur und zugehörigem Katawert ist also zu erkennen, daß für den längeren Aufenthalt im geschlossenen Raume eine höhere Lufttemperatur wünschenswert sein kann, als den bisher üblichen Forderungen in dieser Beziehung entspricht.

Zu dem letzten Diagramm (Abb. 256) diene folgende Erläuterung: Auf der Abszissenachse stehen die Werte der Stirntemperatur, auf der Ordinate diejenigen der trockenen Katawerte, die schrägen Geraden kennzeichnen die Luftgeschwindigkeit, die gebogenen Linien die Lufttemperatur. Es entspricht also

¹ F. Bradtke hat eine bessere Übereinstimmung zwischen berechneten und beobachteten Werten bei Anwendung der Formel

$$H = \frac{F}{T} = 0,22 \Theta^{1,06}$$

erhalten.

einer bestimmten Lufttemperatur und Luftgeschwindigkeit eine bestimmte Stirntemperatur und ein bestimmter Katawert. Für verschiedene Versuchspersonen können kleine Abweichungen von diesen Werten beobachtet werden.

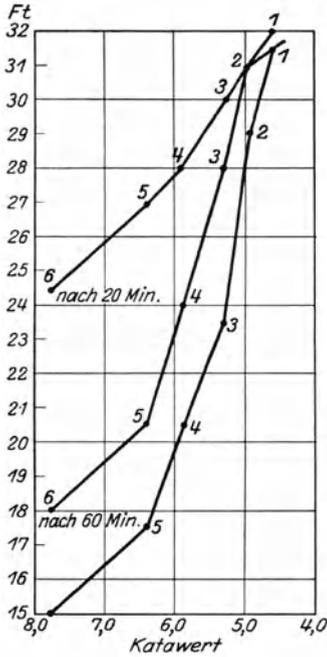


Abb. 253. Kurvenmäßige Darstellung der Fingertemperatur in ruhender Luft bei verschiedenem Katawert in Vormittagsversuchen (Versuchsperson Ft.) nach 20, 60 und 100 Minuten Versuchs-dauer bei den Katawerten:

- $x_1 = 4,6$ (Lufttemperatur $19,3^\circ$),
- $x_2 = 4,94$ (" " $18,2^\circ$),
- $x_3 = 5,3$ (" " $16,8^\circ$),
- $x_4 = 5,9$ (" " $14,6^\circ$),
- $x_5 = 6,4$ (" " $12,5^\circ$),
- $x_6 = 7,75$ (" " $8,9^\circ$).

Bei ruhender Luft und mittlerer Feuchtigkeit können Katawerte von 5 bis 6,5 als normal angesehen werden. Die Untersuchungen Heymanns haben ferner ergeben, daß in bewegter Luft ein Katawert unter 5 als lästig warm, über 9,5 als kühl empfunden wurde, dabei war der Katawert ein feinerer Indikator als die Stirntemperatur. Man muß indes berücksichtigen, daß diese Versuche mit künstlicher Bewindung angestellt wurden, wobei Kopf und Brust direkt vom Windstrom getroffen wurden. Der feuchte Katawert reagiert besser auf Luftfeuchtigkeit als die Stirntemperatur auf diese, da sie mehr von der Luftwärme

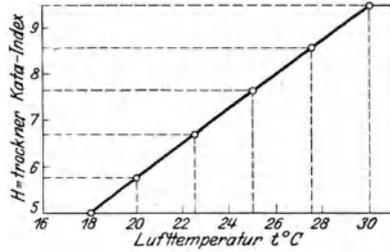


Abb. 254. Die zusammengehörigen Werte für Lufttemperatur und trockenen Kataindex für die Versuchsperson H. (Nach Heymann und Weiss.)

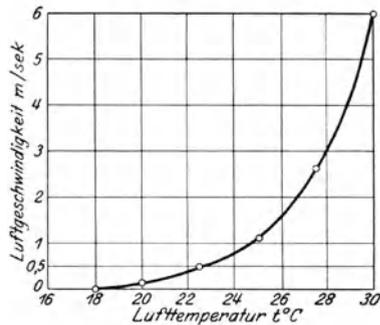


Abb. 255. Die zusammengehörigen Werte für Lufttemperatur und Windgeschwindigkeit für die Versuchsperson H. (Nach Heymann und Weiss.)

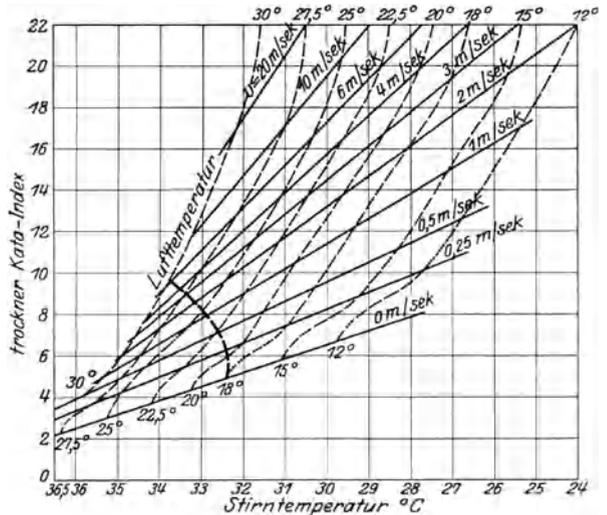


Abb. 256. Beziehung von Stirntemperatur und trockenem Katawert zu Lufttemperatur und -feuchtigkeit. Versuchsperson P. (Nach Heymann und Weiss.)

abhängig ist. Beziehungen zwischen diesen beiden Werten sind aber nicht regelmäßiger Natur, auch ist vorläufig noch keine Gesetzmäßigkeit zwischen feuchtem Katawert und subjektivem Empfinden festgestellt. Der Ingenieur sollte auch den Wert des Katathermometers nicht überschätzen, denn außerhalb des Temperaturbereiches von 17° bis 23° treten im Körper physiologische Reaktionen auf, denen zugehörige Katawerte nicht entsprechen können.

Zahlreiche Untersuchungen mit dem Katathermometer sind in Deutschland, Amerika, England und Indien in gewerblichen Betrieben angestellt worden, um gewisse Grenzwerte für die Arbeit festzulegen. Hill betrachtet folgende Katawerte als geeignet:

für sitzende Beschäftigung	Tr. K. W. 6 (im Sommer 5, im Winter 7), F. K. W. 18;
für leichte körperliche Arbeit	Tr. K. W. 8, F. K. W. 25;
für schwere körperliche Arbeit	Tr. K. W. 10, F. K. W. 30.

Die darunterliegenden Werte sind also als ungünstig zu betrachten.

Schließlich ist das Hillsche Katathermometer ebenso wie das Davoser Frigometer (Müller, v. Vintschger) geeignet, den Wärmeschutz verschiedener Bekleidungsstoffe zu bestimmen, wenn bei denselben Umgebungsbedingungen die Wärmeabgabe in bekleidetem und unbekleidetem Zustand der beiden Instrumente miteinander verglichen wird. Insbesondere hat sich bei den in meinem Institut ausgeführten Katamessungen ergeben, daß die Wärmeabgabe der Kleiderstoffe bei verschiedener Windgeschwindigkeit und gleicher Lufttemperatur der \sqrt{w} proportional vor sich geht (Bachmann).

H. Die hygienischen Schäden mangelhafter Heizung. die individuelle Empfindlichkeit und Gewöhnung.

Wengleich nach den bisherigen Ausführungen die hygienischen Schäden einer mangelhaften Heizung, die aus Unter- oder Übertemperaturen, mangelhafter Regulation oder Luftverunreinigung entstehen können, relativ klargestellt sind, so ist es doch sehr schwer, solche Schäden statistisch nachzuweisen. Weber hat betont, daß in der Kriegs- und Nachkriegszeit die erhöhte Morbidität und Mortalität mit auf Rechnung der mangelhaften Brennstoffversorgung zu setzen sei. Da aber neben der Kälte hier noch andere Faktoren, wie mangelhafte oder Unterernährung, schlechte Wohn- und Lohnverhältnisse (Inflation) mitgewirkt haben, kann man leider den Faktor Heizung nicht klar herauschälen. Daß aber auch die schlechteren Wärmeverhältnisse unserer Wohnungen das Elend des deutschen Volkes beeinflusst haben müssen, geht aus eigenen Beobachtungen im Kriegsgefangenenlager hervor, wo Kälte und mangelhafte Ernährung, Morbidität und Mortalität in die Höhe schnellen ließen und schwere Konstitutionsschäden auftraten. Schon oben wurde mehrfach auf die individuelle Empfindlichkeit verwiesen. Tatsächlich schwankt diese nicht nur subjektiv, sondern objektiv gemessen zwischen 17° und 21° . Man könnte die Frage aufwerfen, ob nicht die in Kulturländern übliche Wohnungstemperatur von 20° mit der Zeit eine Verweichlichung bewirke, und ob nicht eine Gewöhnung an niedrige Raumtemperaturen gesundheitlich von Vorteil sei. Tatsächlich hat Th. Hubbard darauf aufmerksam gemacht, daß vor 100 Jahren in Nordamerika eine Raumtemperatur von 13° als normal angesehen und der Grundsatz: „Nicht unter 10° , nicht über 16° “, befolgt wurde. Die heute in Amerika übliche Raumtemperatur von

20° bis 21° habe eine Verweichlichung und eine Zunahme der Erkältungskrankheiten gebracht, so daß amerikanische Soldaten auch im Weltkriege eine geringere Widerstandskraft gezeigt hätten als kanadische Truppen, welche an niedere Wohnungstemperaturen von 16° gewöhnt waren. In Deutschland hat namentlich der bekannte Hygieniker Abel für Büros in Anbetracht der Wärmeersparnis 16° empfohlen. Es ist nicht zu bezweifeln, daß der Mensch sich auch an solche Raumtemperaturen gewöhnen kann, vorausgesetzt, daß er dabei durch reichliche Nahrungszufuhr (Fett) seine Wärmeproduktion steigern kann. Daher ist auch in allen Ländern mit tiefen Wintertemperaturen die frei gewählte Kost fettreicher. Trotzdem wird eine Verweichlichung der Menschen in Deutschland bei Wohnungstemperaturen von 18° bis 20° nicht zu befürchten sein, wenn nur durch intensives Hauttraining (kalte Abwaschungen, Baden, Sport) die Haut gewöhnt wird, auf Hautreize zu reagieren. Zum Schluß muß ausdrücklich betont werden, daß alle einzelnen Heizungsarten, mögen sie Lokal- oder Zentralheizungen sein, mögen sie aus Kohlen-, Koks- oder Gasheizungsanlagen bestehen, hygienisch einwandfrei arbeiten können, wenn sie sachgemäß konstruiert und sachgemäß bedient werden. Mit Rücksicht auf die Reinerhaltung der Atmosphäre verdient allerdings jedes System, dessen Verbrennungsprodukte die Luft in Städten weniger belasten, den Vorzug vor anderen.

II. Lüftung.

A. Die hygienischen Anforderungen an die Lüftung und die Bestimmungen des Ventilationsquantums.

Eine Sauerstoffverarmung bewohnter Räume ist selbst bei stärkerer Besetzung keineswegs zu befürchten. Der Mensch kann bei einem viel geringeren Sauerstoffgehalt leben (ca. 8 vH), als er z. B. in Versammlungsräumen gefunden wird. Es strömt auch ohne Ventilationsanlagen jedem Raum so viel Frischluft zu, daß der Sauerstoffgehalt ausreichend bleibt, ganz abgesehen davon, daß auch die Ausatemluft noch 15,4 vH O₂ enthält. Also nicht Sauerstoffverarmung macht Lüftung notwendig, sondern die Tatsache, daß die Raumluft verschlechtert wird:

1. durch die Wärme-, Kohlensäure- und Wasserdampfabgabe seitens der Menschen, Heizung und Beleuchtung; 2. durch das Auftreten von Ekelstoffen, die teils vom Menschen selbst (Zersetzungen auf der Haut, Aborte), teils von der Küche oder Gewerbebetrieben produziert werden; 3. durch schädliche Gase (Gewerbebetriebe, Bergwerke), durch Tabakrauch und eventuell Staub.

Die Beseitigung von Infektionskeimen aus der Zimmerluft kann nur unter besonderen Umständen (Krankenzimmer) Aufgabe der Ventilation sein. Die Hygiene stellt also an die Ventilation die Anforderung, den Gehalt der Raumluft an Wärme und Feuchtigkeit in den notwendigen Grenzen zu halten, daß eine Behinderung der erforderlichen Wärmeabgabe des Körpers (Wärmestauung) nicht eintritt, daß größere Mengen von CO₂ entfernt, Gerüche vermieden, schädliche Gase, Tabakrauch sowie in Gewerbebetrieben Staub auf dem schnellsten Wege aus den Räumen entfernt werden. Eine weitere Forderung besteht darin, daß die Ventilation nicht zu schädlichen Zugbelästigungen Anlaß gibt, wobei die erträgliche Stärke der Luftströmungen im Sommer und Winter in weiten Grenzen schwankt. Daß die Ventilation möglichst reine und nicht verdorbene Luft unseren Räumen zuführen soll, ist eine zwar selbstverständliche, aber vielfach nicht beachtete hygienische Forderung.

Tabelle 8.

	Inspirationsluft	Expirationsluft
Sauerstoff	20,7	15,4
Stickstoff	78,8	79,2
Kohlensäure	0,03—0,04	4,4
Wasserdampf	0,47	gesättigt

Über die Zusammensetzung der Inspirations- und Expirationsluft in Volumprozenten orientiert nebenstehende Tabelle.

Die Berechnung des quantitativen Ventilationsbedarfes geht auf die alten Untersuchungen Pettenkofers zurück. Da er mit

Recht annahm, daß die Produktion von Riech- und Ekelstoffen derjenigen von CO₂ durch Menschen annähernd parallel ging, vorausgesetzt, daß sich an der CO₂-Produktion nicht noch Leuchtquellen beteiligen, und auf Grund der Beobachtung, daß eine Raumluft von 0,75 bis 1 vH CO₂-Gehalt auch einen unangenehmen Geruch aufwies, schlug er vor, die CO₂-Bestimmung als Indikator verdorbener Luft und des Ventilationsbedarfes zu wählen.

Niemals hat Pettenkofer den CO₂-Gehalt der Luft als Ursache der verdorbenen Luft, und damit der möglichen Gesundheitsschäden bezeichnet. 1 bis 2 vH CO₂ in der Luft wird auch jahrelang anstandslos vertragen.

Entsprechend der Forderung also, daß der Gehalt der Raumluft an CO₂ 1 vT nicht übersteigen soll, läßt sich aus der Gleichung

$$\frac{1}{1000} = \frac{22,6 + x \cdot 0,0003}{x}, \quad x = 32 \text{ m}^3$$

die Luftmenge x berechnen, die stündlich einem Menschen zugeführt werden soll.

(Ein Erwachsener produziert in einer Stunde ca. 22,6 l CO₂, ein Knabe ungefähr so viel, als er Jahre zählt. 0,0003 ist der Gehalt jedes Kubikmeters Luft an CO₂, wie er der freien Atmosphäre entspricht.)

Da die übliche Ventilation eines Wohnraumes auf die Dauer eine zweimalige Erneuerung der Zimmerluft bewirkt, berechnet sich der für den erwachsenen Menschen erforderliche Luftkubus auf 16 m³. Andere Autoren geben diesen Luftkubus mit 15 m³ an.

Ältere Berechnungen, die von einem Kohlensäuregehalt der Stadtluft von 0,5 vT und einer dreimaligen Erneuerung der Raumluft ausgingen, beziffern das Ventilationsquantum bei einer zulässigen Grenze der Luft von 8 vT auf 75 m³, von 0,9 vT auf 55 m³, von 1,0 vT auf 45 m³ und den nötigen Luftkubus auf 1/3 dieser Werte. Über Kohlensäure-, Wärme- und Wasserdampfproduktion orientiert folgende Tabelle:

Tabelle 9.

	Stündlich CO ₂ Produktion in Litern	Wärme in kcal pro Stunde	Wasserdampf in g pro Stunde
Säugling	5,0	26	15
Knabe	10,0	52	20
Jüngling	17,0	90	40
Mann, ruhend	20,0	130	60
Mann, arbeitend	36,0	200	130
Schneider	20,2	40—80	70
Lithograph	21,6	50	60

Tabelle 10. Verbrauch, Wärme-, Kohlensäure- und Wasserproduktion der Beleuchtung für 1 Hefnerkerze, mittlere räumliche Lichtstärke in 1 Stunde.

Beleuchtungsmittel	Verbrauch	CO ₂ Liter	kcal	H ₂ O Liter
Petroleumlampe	3,4 g	5,30	37	5,33
Petroleumglühlicht	1,2 g	1,87	13	1,88
Spiritusglühlicht	1,8 g	1,62	9,7	1,34
Leuchtgasschnittbrenner	17 l	9,35	87	21,20
Leuchtgasrundbrenner	10 l	5,50	51	12,50
Stehendes Gasglühlicht	1,9 l	1,05	9,7	2,37
Hängendes Gasglühlicht	1,5 l	0,83	7,6	1,88
Stehendes Preßgasglühlicht	1,5 l	0,83	7,6	1,88
Preßgas-Invertglühlicht	1,1 l	0,61	5,6	1,37
Azetylenflamme	1,0 l	2,00	15,0	1,00
Azetylenglühlicht	0,7 l	0,80	5,9	0,40

Bei der Berechnung des Ventilationsquantums muß der Betrag für Möbel in Abzug gebracht werden. Nach Kohlrusch kann man bei beschränkter Lüftungsdauer (Sitzungssäle) die Formel anwenden:

$$V = \frac{2}{c_0 + c_1 - 2c} \left[\frac{J}{z} (c_1 - c_0) + K \right],$$

für dauernden Betrieb gilt die Formel

$$V = \frac{K}{c_0 - c},$$

worin bedeutet:

V = die zur Lüftung notwendige Luftmenge in m^3/h ,

K = durch Atmung der Insassen bewirkte Gesamtkohlensäureproduktion in m^3/h ,

J = Inhalt des zu lüftenden Raumes in m^3 ,

z = Dauer der Kohlensäureproduktion in Stunden,

c = Kohlensäuregehalt (m^3) in 1 m^3 Zuluft,

c_0 = zulässiger Kohlensäuregehalt (m^3) in 1 m^3 Raumluft nach z -Stunden,

c_1 = Kohlensäuregehalt (m^3) der Raumluft vor Beginn der Lüftung. Für c ist zu setzen im Mittel $0,0004 \text{ m}^3$,

Der Kohlensäuremaßstab zeigt mehrere Mängel. Einmal ist das Ventilationsquantum im Sommer größer als im Winter, zweitens geht die CO_2 -Produktion nicht immer parallel der Wärmebildung und auch nicht immer der Gasproduktion, gar nicht aber der Verunreinigung der Luft mit Staub und Keimen. Ferner hängt das Ventilationsquantum sehr von der Benutzung und Besetzung der Räume und der möglichen Bewegung der Raumluft ab. Lehrt doch auch die Erfahrung, daß der Mensch kürzere oder längere Zeit mit einem Luftkubus von $0,5$ bis 1 m^3 ohne Schaden leben kann, wenn nur die Lüfterneuerung öfter stattfindet (Eisenbahn, Untergrundbahn). Es ist daher auch verständlich, daß man unter dem Druck wirtschaftlicher Verhältnisse den früher geforderten hohen Luftkubus und ein entsprechendes Ventilationsquantum in Krankenhäusern erheblich herabgesetzt hat. Die obengenannten Fehler des Kohlensäuremaßstabes veranlaßten Altmeister Rietschel, den Wärmemaßstab zur Berechnung des Ventilationsbedarfes heranzuziehen und zu begründen. Seiner Ansicht hat sich auch der Hygieniker Reichenbach angeschlossen. Bei gleichmäßiger Verteilung der Wärme im Raum läßt sich dann der stündliche Luftwechsel in Kubikmetern bei der zulässigen Lufttemperatur t durch die Formel berechnen:

$$V = Q \frac{(1 + \alpha t_i)}{0,31(t_i - t_e)}, \quad Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 \pm Q_4.$$

In diesen Formeln bedeuten:

V = die zur Lüftung notwendige Luftmenge von t_i ° C in m^3/h

$\alpha = 0,00367$,

t_i = zulässige Raumtemperatur in ° C,

t_e = Einströmungstemperatur der Zuluft in ° C,

Q_1 = Wärmeabgabe der Besetzung kcal/h,

Q_2 = Wärmeabgabe der Beleuchtung kcal/h,

Q_3 = Wärmeabgabe der Heizkörper kcal/h,

Q_4 = Wärmeverluste durch die Begrenzung bei der Raumtemperatur t_i in kcal/h (negativ im Winter),

Q_4 = Wärmezufluß von außen durch die Begrenzung bei der Raumtemperatur t_i in kcal/h (positiv im Sommer).

Für t_i ist zu setzen $18 \sim 20^\circ$ im Winter, $20 \sim 22^\circ$ im Sommer.

Die Lufttrittstemperatur t_e kann mit $15 \sim 17^\circ$ angenommen werden.

Über die zulässige, d. h. nicht zu überschreitende Raumtemperatur ist in Kapitel „Heizung“ schon das Nötigste gesagt. Sie wird für Wohnungen im Winter zwischen 18° und 20° , im Sommer zwischen 19° und 22° schwanken. Fehler können bei dieser Art der Berechnung dadurch entstehen, daß man die Wärmearspeicherung und Rückstrahlung der Wände und die Beeinflussung der Ablufttemperatur zahlenmäßig

schwer erfassen kann. Auch berücksichtigt dieser Maßstab weder Feuchtigkeit noch Beimengungen schädlicher Gase. Die Formel der Berechnung des Luftbedarfs mit Rücksicht auf einen nicht zu überschreitenden Feuchtigkeitsgehalt bei dauerndem Betrieb lautet:

$$V = \frac{G}{x_2 - x_1},$$

worin bedeutet:

- V = die zur Lüftung notwendige Luftmenge in m^3/h ,
- G = produzierte Gesamtwassermenge in g/h ,
- x_1 = Wassergehalt eines m^3 Zuluft in Gramm,
- x_2 = zulässiger Wassergehalt in einem m^3 Raumluft in Gramm.

Ganz abgesehen davon, daß diese Formel die Absorption des Wasserdampfes der Zuluft durch Wände (Tapeten) und Möbel nicht berücksichtigt, sind die daraus abgeleiteten Werte des Ventilationsquantums sehr hoch, so daß sie sich in der Praxis schwer realisieren lassen. Mit gleichen oder ähnlichen Fehlern ist der Wärmehalts- und Druckmaßstab behaftet.

Es wurde schon in Kapitel „Heizung“ betont, daß mit dem Katathermometer sowohl Luftströmungen gemessen werden können, als auch für jede Temperatur im Bereich von 18° bis 22° der nötige Katawert und die nötige Windgeschwindigkeit für die günstigste Erwärmung des Körpers angegeben werden kann. Leider aber sind die Versuche über günstigsten feuchten Kataindex und seine hygienischen Beziehungen zur Lufttemperatur, Feuchtigkeit und Wohlbefinden noch nicht so weit, daß man hier allgemein gültige Formeln aufstellen könnte. (Über die Bedeutung der Luftgeschwindigkeit; siehe unten.)

Immerhin haben die Versuche mit dem Katathermometer der Technik neue Wege gewiesen, indem man für höhere Temperaturen, wo sie nicht zu vermeiden sind, stärkere Ventilation heranziehen kann, wobei den Wetterverfertignern eine wichtige Rolle zufallen dürfte (Küster). Nach relativ einfachen Grundsätzen hat die Praxis über das Ventilationsquantum entschieden. Man setzt je nach der Besetzung und Benutzung des Raumes das Vielfache des Rauminhaltes als Ventilationsquantum fest. Wenn die Furcht vor Zugerscheinungen früher als Grenze die fünffache Lüftung in der Stunde diktierte, so hat doch die Technik gezeigt, daß zehnfache Lüftung möglich ist, ohne daß die Menschen von stärkeren unangenehmen Luftströmungen getroffen werden.

Gehen wir jetzt näher der Bedeutung der Ventilation für die einzelnen Faktoren der Raumluft nach, so ergibt sich folgendes:

B. Übermäßige Wärme und Ventilation.

Übermäßige Wärme, wie sie im Winter gelegentlich in schlecht ventilerten Versammlungsräumen, im Sommer besonders in den oberen Stockwerken der Stadthäuser vorkommt, kann teils direkt durch Wärmestauung, teils indirekt durch Verderben der Nahrungsmittel die Gesundheit beeinträchtigen.

Flügge und seine Schüler haben 1905 in zahlreichen Versuchen die Verhältnisse der Wärmestauung und ihre Symptome studiert, welche schon 1883 von Hermanns einer versagenden Wärmeökonomie des Körpers infolge hoher Lufttemperatur und Feuchtigkeit zugeschrieben waren. Prüfungen in einem Glaskasten von 3 m^3 an einzelnen Personen ergaben, daß selbst in absolut verdorbener Luft keine Symptome auftraten, solange die Temperatur und Feuchtigkeit niedrig gehalten wurden. Bei 21° bis 23° und höherer Feuchtigkeit, bei 26° und mäßiger Feuchtigkeit traten aber bei fast allen Versuchspersonen, die allerdings mehr oder weniger gegen thermische Einflüsse empfindlich waren, Unbehagen, Kopfdruck, Beklemmung und Schwindel ein, Symptome, die sofort verschwanden, sobald die Luft im Kasten stark bewegt wurde. Herzkranke reagierten am empfindlichsten. Hill hat 1913 über ähnliche Versuche berichtet. Flügge schloß aus diesen Versuchen, daß die in sogenannter schlechter Wohnungsluft zur Beobachtung kommenden Symptome auf Wärmestauung beruhen, hervorgerufen durch hohe Temperatur, Feuchtigkeit und mangelhafte Luftbewegung.

Ganz sicher ist, daß bei hoher Temperatur und Feuchtigkeit in ruhender Luft Wärmestauung eintreten kann. Es fragt sich nur, wo die Grenze der Wärmestauung liegt, ob alle Menschen gleichmäßig reagieren, und ob die in Versammlungsräumen beobachteten Ohnmachten lediglich auf Wärmestauung beruhen. Da die Versuche

Flüggés und seiner Schüler sowie Hills in einem relativ kleinen Kasten ausgeführt wurden, ist eine psychische Einwirkung wohl denkbar. Auch wird die Abgabe der Wärme durch Strahlung stark behindert gewesen sein. Analoge Versuche Hintzes in einem größeren Versuchsraum, die Verfasser selbst miterlebte, zeigten abweichende Ergebnisse.

Bei meist ein- bis zweistündigem Aufenthalt in einem Versuchsraum von 15 m³ (39 Versuche an 20 verschiedenen Personen) und einer Raumtemperatur, die zwischen 28,4° und 36°, einer relativen Feuchtigkeit, die zwischen 45 und 100 variierte, so daß die Stirntemperatur bis zu 37° stieg, wurde nur zweimal bei einer empfindlichen Person Kopfschmerz, ein paarmal auch Kopfröte, aber sonst keine Wärmestauungssymptome beobachtet.

Neuere Untersuchungen in Laboratorien und Bergwerken Amerikas haben als obere Grenze der Arbeitsverrichtung Tr. T. von 37,7° bei 30 vH rel. F. oder 32,3 bis 35° C. Tr. T. bei 100 vH rel. F. ergeben.

Der Prozentsatz der gegen hohe Temperaturen empfindlichen Personen ist also nicht sehr groß.

Offenbar bestehen auch starke individuelle Unterschiede in der Empfindlichkeit. Denn Verfasser konnte in den Tropen bei 28° Schattentemperatur und ca. 40° bis 50° Sonnentemperatur mittags auf dem Wasser in Kleidung eine Stunde und 20 Minuten rudern, ehe eine Pulsveränderung eintrat.

K. B. Lehmann, der auch auf die Tatsache aufmerksam macht, daß in kühlen Kirchen Ohnmachtsanfälle vorkommen, bei denen keine Wärmestauung vorliegen kann, gibt als Gründe folgende: 1. Ursachen, die nichts mit der Luftbeschaffenheit zu tun haben: Abgehetztsein, Hunger und Überlastung des Magens, langes Stehen, angestrenzte Kopfhaltung, Bleichsucht, Menstruation, Krankheiten im Inkubationsstadium, 2. Ursachen, die aus der Luftbeschaffenheit stammen: zu große Hitze und Luftfeuchtigkeit, belästigende Gerüche, psychische Einflüsse von Nachbarn, Wirkungen des Beispiels, 3. psychische Einwirkungen: wie Erregung oder Ermüdung durch das Gehörte oder Gesehene.

Man sollte also nicht jede Gesundheitsstörung in warmen Räumen als Wärmestauung ansprechen. Der eigentliche physiologische Vorgang der Wärmestauung, die ihren stärksten Ausdruck im Hitzschlag findet, ist damit keineswegs diskreditiert.

Viel wichtiger ist die Gefahr der Wärmestauung für den Säugling, zumal bei der früher und auch heute noch in einzelnen Gegenden üblichen dicken Bekleidung. Die vor dem Weltkrieg den heißen Sommermonaten parallel gehende Säuglingssterblichkeit, welche in den höheren Stockwerken größer war als in den tieferen, kühleren, ließ diese Beziehung klar erkennen. Sachgemäße Pflege und Bekleidung infolge intensiver Fürsorge und Aufklärung hat diese Gefahr in den letzten Jahren erheblich verringert. An der hohen Säuglingssterblichkeit trug zum Teil auch die infolge der heißen Wohnungen verdorbene Milch bei. Schließlich stören zu heiße Wohnungstemperaturen ohne genügende Ventilation im Sommer erheblich den Schlaf.

Luftfeuchtigkeit und Ventilation.

Über den zulässigen Feuchtigkeitsgehalt der Raumluft lautet bisher das allgemeine Urteil der Hygieniker, daß 30 bis 60 vH relative Feuchtigkeit das Optimum darstelle, welches tunlichst nicht unter- oder überschritten werden solle. Dieser Ansicht kann ich mich nicht ganz anschließen. Es wurde bereits oben betont (siehe Heizung), daß die subjektive Schätzung nach dem Gefühl bzw. nach Empfindungen im Rachen und Halse absolut unzuverlässig ist. Man muß sich dabei vergegenwärtigen, daß für die austrocknende Wirkung nicht die relative Feuchtigkeit, sondern das Sättigungsdefizit $p_s - p_d$ maßgebend ist. Das kann für die Ventilation im Winter von Bedeutung sein. Nehmen wir eine Außentemperatur von 0° mit einer absoluten Feuchtigkeit von 4,1 mm = relative Feuchtigkeit von 89 vH und einem Sättigungsdefizit von 0,5 mm Hg an, die im unbewohnten Zimmer auf 20° erwärmt wird,

so resultiert immer noch eine relative Feuchtigkeit von 23 vH, jedoch ein Sättigungsdefizit von 13,29 mm Hg. Aber dieses Sättigungsdefizit merken die Möbel (Ziehen des Holzes) eher als die Menschen. Auch werden praktisch die Verhältnisse selten so liegen wie in dem eben genannten Beispiel, da erstens Menschen im Raume ständig Wasserdampf produzieren, zweitens auch die Wände des Raumes (Tapeten) von dem früher aufgenommenen Wasserdampf an die trockene Luft Wasserdampf abgeben. Namentlich in Schulen ist eine zu trockene Luft nicht zu befürchten. Das Gefühl der trockenen Luft wird immer durch zu hohe Raumtemperatur, staubige Luft und Verbrennung von Staub auf hochoverhitzten Öfen oder Radiatoren vorge-täuscht. Praktisch kommen hohe Werte des Sättigungsdefizits nur in sehr kalten Gegenden kurze Zeit lang im Winter vor und werden erfahrungsgemäß auch dort ohne Schaden ertragen. Trotzdem hat man geglaubt, der Raumluft künstlich Feuchtigkeit zuführen zu müssen. Bei Zentrallüftungsanlagen, verbunden mit Heizanlage und Vorwärmung der Frischluft, ist das auch unter Umständen, d. h. abhängig von dem Zahlenverhältnis der Insassen des Raumes zur Raumgröße, berechtigt. Die Aufstellung von sogenannten Luftbefeuchtern auf Öfen oder Radiatoren in Privat-räumen ist aber völlig überflüssig und zwecklos, da sie 1. in der Zeiteinheit nicht genügende Mengen Wasser verdampfen, 2. ein Teil dieses Wasserdampfes sofort von den Wänden absorbiert und erst sehr langsam wieder abgegeben wird, 3. durch die natürliche Ventilation der Effekt verringert wird. Es gibt allerdings Konstruktionen (Salinator, Lucagra), die unter besonderen Umständen eine Zunahme der relativen Feuchtigkeit um 12 vH erkennen lassen. Ich bestreite aber auf das entschiedenste die Notwendigkeit der Luftbefeuchtung in geschlossenen Privaträumen aus gesundheitlichen Gründen. Zwar hat man in der Dalton'schen Formel

$$G = \frac{F \cdot 45,6 \cdot c(S_1 - S_2)}{B} \text{ kg/h}$$

die Möglichkeit, die verdunstende Wassermenge zu berechnen.

Darin bedeutet:

G = verdunstende Wassermenge in kg pro Stunde,

F = Oberfläche des Wassers in m^2 ,

S_1 = Maximalspannung des Wasserdampfes bei der Temperatur des zu verdunstenden Wassers, in mm Quecksilber, z. B. bei 30° : $S_1 = 31,548$.

S_2 = Dampfspannung der umgebenden Luft, mm Quecksilber, z. B. bei 20° , 50 proz. relativer Feuchtigkeit: $S_2 = 8,695$.

B = Barometerstand, mm Quecksilber.

c = 0,55 für ruhige Luft; für mäßig bewegte = 0,71; für stark bewegte Luft = 0,86.

Aber auch diese Formel berücksichtigt nicht die Absorption von Seiten der Wände, Möbel, sowie den Verlust durch abströmende Luft. Weit schwieriger ist die Begrenzung des zulässigen Feuchtigkeitsgehaltes nach oben. Hohe Feuchtigkeitsgrade (z. B. an Regen- oder Gewittertagen) lassen sich auch durch die gewöhnliche Ventilation nicht beseitigen, da ja die Außenluft schon hohe Feuchtigkeit mitbringt. Lüftungsanlagen mit künstlicher Lufttrocknung können allerdings auch diesem Übelstand begegnen. Wohl aber ist ein stärkerer Luftwechsel aus den für die Entwärmung des Körpers nötigen und bereits entwickelten Gründen von Nutzen. Hat doch auch die Erfahrung gelehrt, daß in Spinnereien trotz notwendiger hoher Raumlufttemperatur, 18° bis 25° , und Feuchtigkeit, 60 bis 90 vH, erträgliche Verhältnisse geschaffen werden können, falls der Luftwechsel verstärkt wird. Wenn man also mit aller Vorsicht 70 vH relative Feuchtigkeit — in dem Begriff relative Feuchtigkeit ist ja immer die Temperatur mit enthalten — als obere Grenze bezeichnet, so kann der Einfluß höherer Temperatur (über 24°) und größerer Feuchtigkeit (über 70 vH) doch durch verstärkte Ventilation kompensiert werden.

Die Kohlensäure hat nur da hygienische Bedeutung, wo sie in Konzentrationen über 1 bis 2 vH auftritt. Das ist in Wohnungen nie der Fall. Auf Darrböden,

in Ziegeleien und auf Schiffen können unter Umständen höhere Konzentrationen auftreten. Bei 10 bis 11 vH CO_2 treten bedrohliche Symptome, wie Benommenheit, Schweiß und eventuell Bewußtlosigkeit ein. Über 18 vH CO_2 -Gehalt führt den Tod herbei.

Viel umstritten ist die Bedeutung der Riech- oder Ekelstoffe. Merkwürdig erscheint die Tatsache, daß Gerüche ekelregend wirken, wenn ein Mensch, aus dem Freien kommend, einen solchen Raum betritt, während die Insassen desselben bei längerem Aufenthalt nichts davon merken. So haben auch Paul und Erkelentz beim Einatmen derartig verdorbener Luft keine Symptome beobachten können, falls das Geruchsorgan ausgeschaltet war. Dagegen hat die amerikanische Lüftungskommission einen Einfluß starkriechender Luft auf das Wachstum von Tieren und den Appetit von Kindern festzustellen geglaubt. Für die von der Haut des Menschen (Schweiß, Zersetzungen) mit geringer Körperkultur herrührenden üblen Gerüche ist aber nicht die Ventilation, sondern Wasser und Seife da. Starke Ventilation ist für gewisse Krankenzimmer (Krebskranke, Kranke mit künstlichem After) sowie stark riechende Betriebe: Schlachthöfe, Abdeckereien, Leichenkammern, Anatomien, pathologische Institute, erforderlich. Für Aborte genügt in den wenigsten Fällen Fensterlüftung, wodurch nur die Einwohner belästigt werden, sondern es muß künstliche Ventilation (Ventilationsschächte, bei größeren Anlagen Exhaustoren) mit Abführung über Dach vorgesehen werden. Für Schulen genügt gründliche Querlüftung in den Pausen, falls nicht mit Zentrallüftungsanlagen im Dauerbetrieb gearbeitet wird. Besondere Aufmerksamkeit verdient die Abführung von Küchendünsten, eine Aufgabe, der die Technik noch lange nicht die gebührende Aufmerksamkeit geschenkt hat. Dunsthauben ohne den nötigen Auftrieb sind vollkommen zwecklos. Auch hier müssen größere Betriebe, wie Hotelküchen, mit Exhaustoren arbeiten.

Staub und Ventilation.

Auch die Entfernung von Staub aus Wohnungen ist nicht die Aufgabe der Ventilation. Vielmehr soll 1. die Bildung von Staub durch gründliche Stiefelreinigung, staubbindenden Ölanstrich oder Wachsen des Bodens oder öfteres feuchtes Aufwischen desselben verhindert, 2. auf Möbeln und Teppichen vorhandener Staub durch feuchtes Abwischen oder Vakuumreinigungsapparate entfernt werden, 3. in Gewerbetrieben auftretender Staub, der eventuell giftige Beimengungen enthalten kann (Bleistaub, Pelzstaub), durch Ummantelung der Maschinen am Eindringen in die Luft gehindert, im übrigen am Orte der Entstehung durch Exhaustoren nach unten abgesaugt werden.

Schwebender Staub, z. B. Bücherstaub, in der Luft kann nur durch sehr starke Ventilationsströme entfernt werden. Zuführungskanäle, z. B. bei Luftheizungen, müssen unbedingt staubfreie Luft einleiten.

Die Beseitigung der Infektionsgefahr, d. h. der Gefahr der Ansteckung durch die in der Luft schwebenden pathogenen Mikroorganismen, mittels Ventilation gelingt nicht. In vollkommen ruhiger Luft setzen sich vielmehr die an feinstem Staub oder Wasserbläschen haftenden Bakterien auf dem Boden viel besser ab als in bewegter Luft. Wir verlangen trotzdem Ventilation in Krankenzimmern, wo Kranke durch Räuspern, Niesen, Sprechen oder Husten Keime der Luft mitteilen, aber im Interesse der Kranken selbst, nicht zum Schutze der Gesunden.

Die 1888 von Brown-Sequard und D'Arsonval aufgestellte Lehre von einem hypothetischen Atemgift ist endgültig begraben. In neuem Gewande ist diese Lehre wieder aufgetaucht, als Weichhardt in der Atemluft Spuren eines Giftes nachzuweisen glaubte, welches mit dem von ihm aus dem Muskelpreßsaft ermüdeten Tiere dargestellten Ermüdungsgift — Kenotoxin — identisch sein sollte. Diese Angabe

konnte aber bisher experimentell nicht bestätigt werden, und hat daher keine allgemeine Anerkennung gefunden. Auch die amerikanische Lüftungskommission hat ein Atemgift nicht feststellen können.

Ozon verdeckt nur Riechstoffe. Eine Desinfektion der in der Luft enthaltenen oder auf Möbeln und Boden abgelagerten Mikroorganismen ist damit nicht zu erreichen.

C. Wirkung feinerer und stärkerer Luftströmungen. Zug, Erkältungskrankheiten.

Die Furcht vor Zug hat der Lüftungstechnik seit jeher starke Fesseln angelegt. Diese Furcht ist eine dem Deutschen teils angeborene, größtenteils aber anerzogene Manie, die durch systematische Aufklärung in der Schule bekämpft werden kann. Durchweg empfindet der Mensch erst Luftströmungen von 50 cm pro Sekunde.

Nun hat Rubner bereits 1904 mit schwächeren insensiblen Luftströmungen beim Hunde bei Temperaturen von 9° und 13° eine Steigerung des Kraftwechsels nachgewiesen. Es ergab sich daraus bei 9° ein Zuwachs des Wärmeverlustes von 12,4 vH. Bei höheren Temperaturen (24°) blieb dieser Zuwachs aus.

So wenig an diesen Ergebnissen zu zweifeln ist, so fragt es sich doch, ob sie 1. für den Menschen eine solche Bedeutung haben, 2. ob daraus gesundheitliche Nachteile erwachsen können. Beide Fragen sind zu verneinen. Derartig feine Luftströmungen sind in jedem Raum vorhanden, und die Haut hat sich daran gewöhnt, auch auf derartige Reize zu reagieren, wie die Fingertemperaturmessungen beweisen. Oft wird als erträgliche Grenze der Luftbewegung durch Ventilation bei höheren Temperaturen (18° bis 20°) 1 m/s, in letzter Zeit auch 1,5 m/s angegeben. Die Technik ist dieser Schwierigkeiten durch den Wetterverfertiger (Hirsch) und Anemostaten (Küster) enthoben, Apparate, welche es gestatten, einen Windstrom von 5 bis 10 m/s in eine Windgeschwindigkeit von 0,5 bis 0,85 m/s umzuwandeln, so daß keine Zugbelastigung mehr resultiert. Einer Anregung von Dipl.-Ing. Hirsch-Frankfurt folgend, wurde von Küster unter Verwendung des Diffusorverfahrens und unter Anwendung der Adhärenz des Luftstroms ein Anemostat konstruiert, dessen äußere Form aus folgenden beiden Abbildungen (s. S. 154) ersichtlich ist. Zahlreiche Versuche haben ergeben, daß man selbst bei Ausgangsgeschwindigkeiten von 10 bis 15 m/s am Austritt der Luft durch den Trichter keine Zugbelastigung mehr empfindet. Die Tatsache, daß der Mensch im Freien weit größere Windstärken auch bei niedrigeren Temperaturen erträgt, zwingt zu einer Kritik dieses Fragenkomplexes unter Einbeziehung des Erkältungsproblems.

Ehe wir die Differenzen im Raume und im Freien besprechen, muß mit allem Nachdruck betont werden, daß es, wie überall, sehr sensible und sehr unempfindliche Menschen gibt. Tatsächlich beobachtet man empfindliche Personen, welche auf einen schwachen, aber kühleren Luftstrom, d. h. Zug, mit einem Schnupfen, einer Mandelentzündung oder Neuralgien reagieren. Die Beziehungen zwischen Zug und Rheumatismus sind noch nicht ganz sicher festgestellt. Weitans die größere Mehrzahl der Menschen hat aber nur eine psychische Furcht vor Luftströmungen. Es ist also der Prozentsatz der tatsächlich reagierenden Menschen klein. Die Ventilation soll sich aber nach der Allgemeinheit und nicht nach dem kleinen Prozentsatz überempfindlicher Personen richten. Welche Richtlinien lassen sich nun aber für den Lüftungsingenieur aufstellen?

Wenn der Mensch im Freien auf starke Luftströmungen auch in der Kälte nicht mit Krankheitserscheinungen reagiert, so liegt das daran, daß er 1. dicke Kleidung trägt, 2. sich in Bewegung befindet. Bei ruhigem Sitzen im Raum fallen aber

beide Momente weg. Hinzu kommt, daß der Mensch nach Erhitzung sehr viel empfindlicher auf Windströmungen reagiert als ein unerhitzter Mensch. Solche Zufälle lassen sich aber vermeiden. Bei den sogenannten Zugbelästigungen im Raume ergeben sich nun drei Möglichkeiten: 1. kalte bewegte Luft trifft direkt auf den Kopf,

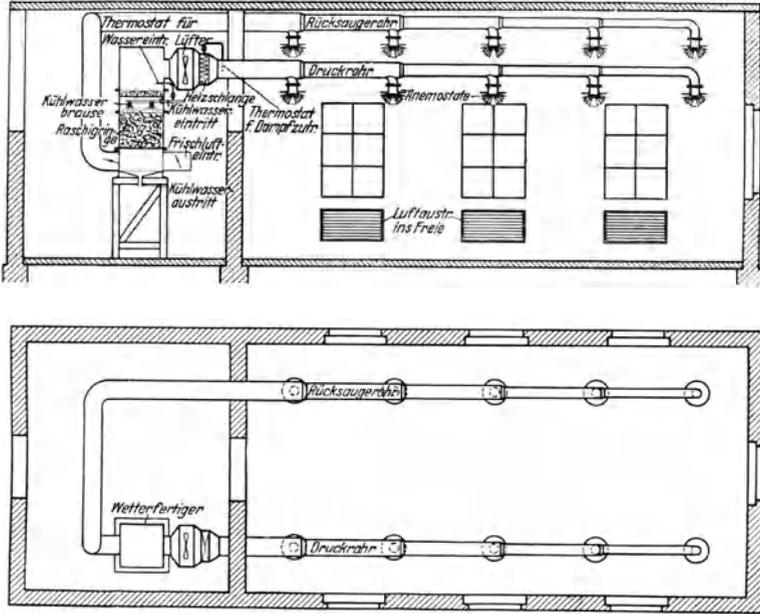


Abb. 257.

2. ebensolche Luft trifft Füße und Unterschenkel, 3. es herrscht starker Zug quer durch den Raum, welcher den ganzen Körper trifft. Der erste Fall ist bei mangelhafter Kipfensterlüftung, der zweite bei Aufstellung von Heizkörpern an der Innenwand, der dritte bei starken Temperaturdifferenzen (Raum, Atmosphäre) und Wind-

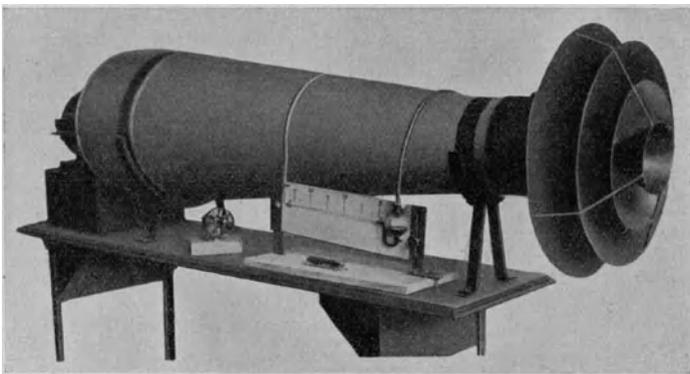


Abb. 258.

anfall gegeben. Alle drei Möglichkeiten müssen sich bei sachgemäßer Konstruktion der Fenster — ein Aschenbrödel unserer Technik —, der Wände (Isolation), der Heizung und Lüftung vermeiden lassen. Eine große Rolle spielen nicht nur kalte, sondern auch nasse Füße. Der Wärmeentzug kann hier unter Umständen Hunderte von Kalorien betragen.

Wie aber kommt es bei diesen meist lokalen Abkühlungen zu Erkältungskrankheiten? Unter letzterem Begriff fasse ich die Erkrankungen der Atmungsorgane, wie Schnupfen, Mandelentzündung, Kehlkopf- und Bronchialkatarrh, die lokalen Nervenentzündungen, Gesichtsneuralgien, Ischias und Rheumatismus zusammen. Auffallenderweise kommen solche Krankheitserrscheinungen sowohl im Sommer, als auch im Winter vor. Die meisten Erkrankungen fallen aber auf Frühjahr und Spätherbst. Trotz unendlich vieler Versuche und Beobachtungen hat die Medizin eine vollkommene Erklärung dieses sehr komplizierten Mechanismus noch nicht gefunden. Zur Entstehung einer Reihe von Erkältungskrankheiten gehören zwei Faktoren: 1. die Anwesenheit von pathogenen Mikroorganismen auf den Schleimhäuten, 2. der Abkühlungsreiz, der als schwacher, aber langdauernder oft gefährlicher ist, als ein stärkerer von kurzer Dauer. Dabei sind folgende zwei Möglichkeiten gegeben: 1. die Krankheit entsteht an derjenigen Stelle, welche der abkühlende Reiz direkt getroffen hat (Bronchialkatarrh), 2. sie entsteht an einer ganz entfernten Stelle (kalte Füße, Schnupfen, Mandelentzündung). Als Erklärung kann man vorläufig nur folgendes angeben: Auf direkte Abkühlung reagiert die Schleimhaut mit Sekretion. In diesem Milieu vermehren sich die bisher harmlosen Mikroorganismen stark und dringen zwischen die gelockerten Zellverbände in die Tiefe, von wo sie den Katarrh unterhalten und Eiterung erzeugen. Bei der Fernwirkung nahm man bisher an, daß durch den Wärmeverlust die zellulären und humoralen unspezifischen und spezifischen Immstoffe eine Verminderung erfahren, so daß am Orte des geringsten Widerstandes die Entzündung entstehen kann. Eigene neuere Untersuchungen haben ergeben, daß eine Verminderung der Immstoffe unter den gewöhnlichen Bedingungen der Praxis nicht vorkommt und im Versuch an Mensch und Tier in seltenen Fällen erst dann eintritt, wenn der abkühlende Reiz ungeheuer stark ist. Wahrscheinlich spielt bei der Fernwirkung eine nervöse Übertragung durch das Zentralnervensystem auf die Nerven der oberen Luftwege eine Rolle. Eine bestimmte Reizschwelle für den „Zug“ gibt es wegen der individuell verschiedenen Empfindlichkeit nicht. Tatsächlich reagieren empfindliche Personen auch immer wieder in derselben Weise. Da es sich bei der Ventilation immer um Dauerwirkung handelt, wird man ganz generell die Forderungen aufstellen müssen, daß 1. im Winter kühlere Luft nicht direkt den ruhenden Körper trifft, Zuluft also auf Raumtemperatur vorgewärmt werden soll, 2. daß die Windgeschwindigkeit bei Anlagen, die mit kühler Zuluftführung arbeiten müssen, ein Maß von 0,5 bis 1 m/s nicht überschreitet, was ja durch die bereits vorhandenen Anemostaten leicht möglich ist. Im Sommer dürfte 1,5 m/s das richtige Höchstmaß darstellen, und stärkere Ventilation mit weniger kühlen Luft einer schwächeren Ventilation mit stark abgekühlter Luft vorzuziehen sein.

D. Die Ergebnisse der amerikanischen Lüftungskommission.

Die umfangreichen Untersuchungen der New York State Commission on Ventilation sind in mancher Richtung interessant.

Die Kommission bestand aus einem Hygieniker, einem Lüftungsingenieur, einem Physiologen, einem klinischen Mediziner, einem Chemiker und einem Psychologen. Die Mittel für die Versuche, welche vom 13. Juni 1913 mit Unterbrechung bis 1923 dauerten, stiftete Mrs. Anderson. Zahlreiche andere Gelehrte unterstützten die Kommission mit Rat und Tat. Die Kommission kam nach eingehender Prüfung der Literatur zu folgenden Voraussetzungen für ihre Arbeit:

Die Kohlensäure ist nicht das schädlichste Agens. Obwohl alle Lüftungsfaktoren nicht gleichzeitig und gleichsinnig berücksichtigt werden können, spielt die Temperatur und Feuchtigkeit doch die größte Rolle. 20° C Raumtemperatur soll nicht überschritten werden. Die Lüftungstechnik muß also vermeiden: 1. hohe Temperatur, gleichgültig ob ohne, ob mit hoher Feuchtigkeit, 2. Zugluft oder zu kalte Luft, 3. zu niedrige Feuchtigkeit und Geruchsbelästigung.

Die neu angestellten Versuche wurden teils in einem besonderen mit allen erforderlichen Apparaturen versehenen Versuchsraum an einer größeren Anzahl von Studenten und Studentinnen durchgeführt. Ein zweiter Raum (Apparateraum) ermöglichte es, in dem Versuchsraum alle denkbaren Luftbedingungen zu schaffen. Der Einfluß auf die körperliche Reaktion wurde mit zahlreichen physiologischen, auf geistige Leistungsfähigkeit mit vielen psychologischen Untersuchungsmethoden geprüft. Diese Versuche wurden wochenweise täglich von 8 Uhr 45 bis 11 Uhr 50 Minuten und von 13 bis 16 Uhr angestellt: die meisten Versuche wurden bei 20° und 24° bei einer relativen Feuchtigkeit von 50 vH oder 80 vH durchgeführt. Unter diesen Bedingungen änderte sich die Körpertemperatur nicht. Der Puls stieg um ein geringes bei 20° und 50 vH relativer Feuchtigkeit. Der Einfluß auf Stoffwechsel und Körperorgane war gering. Dagegen lieferten die zahlreichen psychologischen Untersuchungsmethoden folgendes Ergebnis: Wenn man die Arbeitsleistung bei 20° und frischer Luft mit 100 bezeichnet, so betrug die Leistung bei 20° und ruhender Luft 91,1, bei 24° und frischer Luft 85,2, bei 24° und stagnierender Luft 76,6.

Trockene Luft ergab keine Leistungsminderung, dagegen ergab hohe Temperatur in Verbindung mit sehr hoher Feuchtigkeit fast immer eine solche, was ja schon längst aus deutschen Untersuchungen bekannt war.

Unter Benutzung eines vor die Nase gehaltenen Metallspiegels stellte man den Einfluß der Luftfaktoren auf Schleimhäute mit folgendem Resultat fest: Hitze erzeugte Schwellung und Sekretion, Kälte Abschwellung und Sekretionsverminderung der Nasenschleimhaut. In feuchterer Luft sind diese Erscheinungen deutlicher. Längerer Aufenthalt in trockener Hitze, aber noch mehr in feuchter Hitze führt zu atrophischer Rhinitis. Allerdings zeigten auch diese amerikanischen Versuche öfters paradoxe Resultate. Eigene Nachprüfungen ergaben, daß der Übergang von hohen in niedrige Temperaturen immer mit einem Abschwellen der Nasenschleimhaut verbunden ist, während bei Rückkehr aus kalter in warme Umgebung ein Anschwellen der Nasenschleimhaut mit geringerer oder stärkerer Sekretion eintritt.

Infektionsversuche an Meerschweinchen durch Inhalation ergaben eine größere Sterblichkeit, wenn die Tiere von einem Raum von 17° in einen solchen von 7° oder von 32° in einen solchen von 14° gebracht wurden. Meerschweinchen, welche bei 30° und 85 vH relativer Feuchtigkeit gehalten wurden, starben auf Einverleibung von sonst untertödlichen Dosen. Auch die Bildung von Schutzstoffen war bei 29° bis 32° Raumtemperatur verringert. Das Resultat dieser Versuche ist für die menschliche Pathologie allerdings wenig zu verwerten, weil die Tiere infolge geringerer Zahl von Schweißdrüsen eine ganz andere Wärmeregulation besitzen als der Mensch.

Tiere, die unter dem Einfluß putrefakter Gerüche gehalten wurden, zeigten keine Veränderung ihrer Widerstandskraft gegenüber Infektionen und Intoxikationen. Dagegen blieb in solcher Luft das Wachstum junger Tiere hinter den in Frischluft gehaltenen zurück.

Die katathermometrische Messung bestätigte in allen Versuchen die Ergebnisse Hills, d. h. es bestand Behagen bei einem trockenen Katawert von 6 Millikalorien pro $1 \text{ cm}^2 \cdot \text{s}$ und 20 Millikalorien pro $1 \text{ cm}^2 \cdot \text{s}$ für das feuchte Katathermometer.

In der Erkenntnis, daß für Wohnungen künstliche Lüftung meist überflüssig sei (abgesehen von Aborten, Küchen usw.), untersuchte die Kommission mit großer Sorgfalt und in umfassender Weise die verschiedenen Systeme der Schullüftung, wobei teils in zwei besonders dazu hergerichteten Schulräumen mit allen maschinellen Anlagen, teils in zahlreichen Klassen öffentlicher Schulen mit bereits bestehenden Systemen gearbeitet wurde. Von den beiden Experimentalschulräumen besaß der eine Einlässe am Boden und Abführung an der Decke, der andere Lüftungsschächte in den Seitenwänden. Untersucht wurden 1. natürliche Lüftung (Fenster) in Verbindung mit Zentralwarmwasserheizung (Heizkörper unter den Fenstern), 2. dasselbe System mit Abzugsschächten ohne Exhaustoren, 3. Einfuhr von voll erwärmter Luft in den Raum und Absaugung (beides maschinell), 4. Ventilatorsystem mit direkter und indirekter

Heizung. Abführung durch Schächte ohne Exhaustoren, 5. wie bei 4., aber mit Absaugung durch Exhaustoren.

Die physiologische und psychologische Prüfung sowie die Beurteilung nach dem Empfinden ergab die besten Resultate bei 2 und 4, die dann noch einmal gesondert verglichen wurden. Obwohl die Fensterlüftung niedrigere Temperaturen als die Ventilatorlüftung erzeugte, war das Wohlbefinden bei ersterer besser. Die relative Feuchtigkeit war bei Fensterlüftung höher, als bei Ventilatorbetrieb, bei dem auch Klagen über zu trockene Luft geführt wurden (diese subjektiven Angaben von Lehrern und Schülern sollte man mit der größten Kritik aufnehmen). Allerdings besitzen die Amerikaner für ihre Fensterlüftung ganz vorzügliche Systeme von Fensterdeflektoren, wie aus folgenden Zeichnungen ersichtlich ist (s. Abb. 259—266). Bezüglich der besten Art der Luftverteilung in Schulräumen und Vermeidung von Zug kam die Kommission zu folgenden Ratschlägen: 1. mehrere Einlässe zur Verteilung der zugeführten Luft, 2. Einlässe am Boden, Abfuhrkanäle an der Decke, 3. Ein- und Auslässe an der Kurzwand.

An über 5000 Schülern wurden Vergleiche angestellt über Erkältungskrankheiten, welche teils zu Schulversäumnissen führten, teils den Schulbesuch noch gestatteten, und zwar bei 15° und 46 vH relativer Feuchtigkeit, 18,9° bis 19,4° 45 vH relativer Feuchtigkeit und 38 vH relativer Feuchtigkeit und schließlich 20° bis 20,6° und 40 vH relativer Feuchtigkeit. Merkwürdigerweise lagen die höchsten Erkrankungs-ziffern bei 20° bis 20,6°, feuchte Luft steigerte die Kränklichkeit (Tab. 11).

Tabelle 11. Einfluß des Ventilationstypus auf Erkrankungen der Atmungsorgane in amerikanischen Schulen.

Ventila-tions-typ	Temperatur ° C	Relative Feuchtigkeit vH	Krankheit der Atmungsorgane bei den Fehlenden	Krankheit der Atmungsorgane unter den Anwesenden	vH der Sitzungen		Quadratmeter Bodenfläche pro Schüler
			vT der Schulkinder	vT der Schulkinder	Luft frisch	Luft riechend	
A	15,0	46	9,6	48	63	11	1,13
B	17,7	45	9,1	48	31	15	1,13
B	19,4	38	9,4	43	18	17	1,09
C	20,0	40	11,1	73	22	14	1,44

Typ A = kühle Schulräume mit Fensterlüftung und Abluftkanälen.

Typ B = mäßig warme Schulräume mit Fensterlüftung und Abluftkanälen.

Typ C = Räume mit Luftumwälzung und Abluftkanälen.

Genauer geprüft wurde auch das Umluftsystem, bei welchem die verbrauchte Luft maschinell abgeführt, gefiltert, gewaschen, desodorisiert, wieder gewärmt und getrocknet wird. Es ergab sich keine ungünstige Beeinflussung des körperlichen und geistigen Zustandes der Schüler, manchmal sogar bessere Resultate. Lehrer und Schüler sprachen sich unter dem Eindruck des Behaglichkeitsgefühles zum Teil für das System aus, welches allerdings zwei Mängel aufwies: 1. die gereinigte Luft war nicht ganz geruchlos, 2. das System erfordert ungeheuerer Sorgfalt in der Bedienung. Wenn Lorentz aus der Tatsache, daß die günstigsten Resultate in Amerika mit dem Umluftsystem bei Temperaturen von 13,3° und 30 vH relativer Feuchtigkeit (andere Versuche wurden bei 18,3° und 70 vH relativer Feuchtigkeit angestellt) erzielt wurden, den Schluß zieht, daß für Schulen 13° bis 15° die Idealtemperatur wenigstens bei dem Umluftsystem darstelle, so kann ich mich diesem Urteil nicht anschließen. Ein Vorteil dieses Systems mag darin bestehen, daß es gestattet, im Sommer die Luft zu kühlen, so daß man Schulräume auch bei großer Hitze dauernd auf 18° halten kann. Vorläufig ist das Problem der Geruchs-beseitigung bei diesem System durch ein anerkanntes und im großen erprobtes Verfahren noch ungelöst. Schwer in die Wag-schale fällt dabei die Feststellung der Kommission, daß verbrauchte unangenehm riechende Luft bei Kindern eine Appetitverminderung herbeiführt, wodurch die

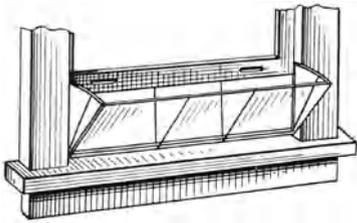


Abb. 259.

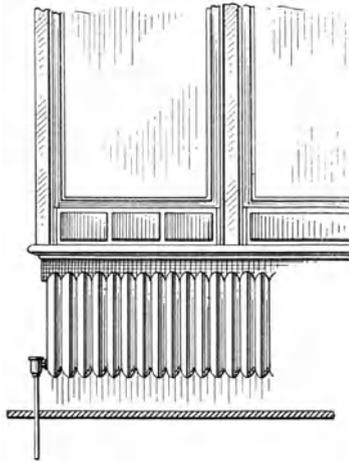


Abb. 260.

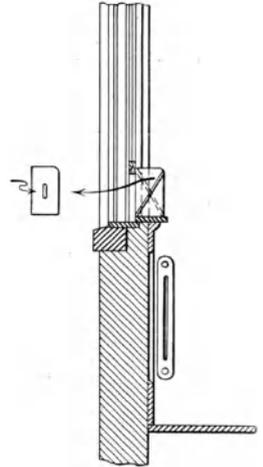


Abb. 261.



Abb. 262.

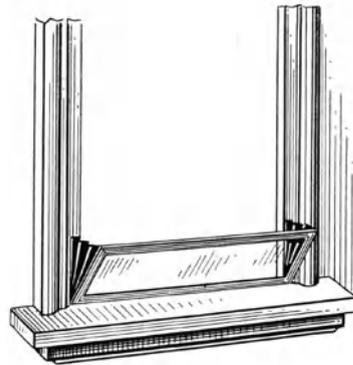


Abb. 263.

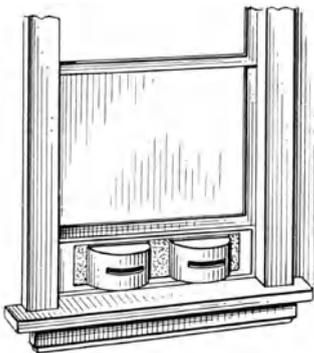


Abb. 264.

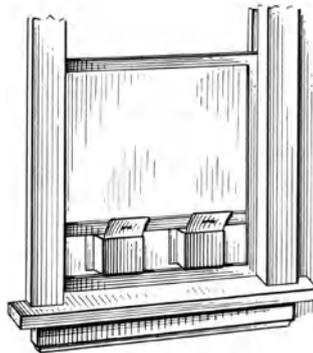


Abb. 265.

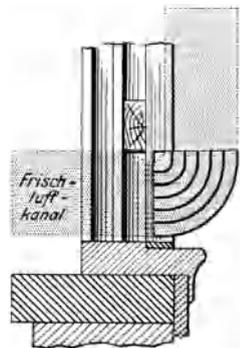


Abb. 266.

Abb. 259—266. Fensterdeflektoren.

mangelhafte körperliche Entwicklung vieler Schulkinder erklärt wird. In großen Gebäuden arbeitet das Umluftsystem billiger als andere Systeme.

Bei aller Hochachtung vor der gewaltigen und fleißigen Arbeit der Amerikaner darf man allerdings nicht vergessen, daß große Teile Deutschlands ein ganz anderes Klima als Neuyork haben, welches bekanntlich auf der Höhe von Neapel liegt. Diesen klimatischen Verhältnissen muß aber die Lüftungstechnik Rechnung tragen.

Die Zufuhr von Frischluft, sei es durch Fenster in unsere Wohnung, sei es durch künstliche Systeme in Schulen, wird in Großstädten, wo Automobilgase und Staub die Straßenluft verunreinigen, Feuerungsgase, Rauch und Ruß eine Dunsthaube über der Stadt bilden, ein immer schwierigeres Problem. Zwar kann man die Entnahmestellen für Frischluftkanäle durch Sträucher einigermaßen vor grobem Staub schützen, aber es ist doch ein falsches Prinzip, wenn man sich bemüht, in Großstädten durch Staubfilter, die sehr aufmerksame Bedienung erfordern, oder Waschen der Luft die Raumluft künstlich zu reinigen, während man die Verpestung der Atmosphäre weitere Fortschritte machen läßt. Ob allerdings der großzügige Vorschlag von Hirsch, Frankfurt, alle Gebäude an ein Zentrallüftungssystem anzuschließen und nur Fernheizwerke zu verwenden, praktisch durchführbar ist, hängt von der Entwicklung der Technik und der wirtschaftlichen Lage Deutschlands in den nächsten 50 Jahren ab. Vorläufig verdienen alle Bestrebungen, durch Beschränkung der Hausfeuerungen (Fernheizwerke, Gasheizung) und Einbau von Rauchverbrennungsanlagen (besonders auf Flußdampfern) die Luft möglichst rein zu halten, die ernsteste Beachtung.

Hauptsächliche Literatur.

Flügge, C.: Grundriß der Hygiene. 10. Aufl. — Rubner, Gruber, Ficker: Handbuch der Hygiene. — Tigerstedt: Lehrbuch der Physiologie. — Ventilation report of the New York State Commission on Ventilation. C. P. Dutton & Co. 1923. — Selter: Handbuch der Schulhygiene. — Gesundheits-Ing. Jg. 1900—1927. — Rauch und Ruß Jg. 1924—1927. — Gas- und Wasserfach Jg. 1925—1927. — Flügge, C.: Zeitschr. f. Hyg. u. Infektionskrankh. Bd. 49. — Bachmann und Fleischer: Zeitschr. f. Hyg. u. Infektionskrankh. Bd. 107. — Fleischer: Zeitschr. f. Hyg. u. Infektionskrankh. Bd. 107. — Heymann, B., Paul und Erkelenz: Zeitschr. f. Hyg. u. Infektionskrankh. Bd. 49. — Heymann, B. und Korff Petersen: Zeitschr. f. Hyg. u. Infektionskrankh. Bd. 105. — Hill, L.: Smithsonian Miscellaneous Collections 1913. The influence of the atmosphere on our health and comfort in confined and crowded places. — Hill, L.: The Katathermometer in studies of body heat and efficiency H. M. St. Off. London 1923, sowie: Health and Ventilation. Heating and Vent. Mag. Nov. 1912. — Hintze: Zeitschr. f. Hyg. u. Infektionskrankh. Bd. 80. — Kisskalt: Arch. f. Hyg. Bd. 63 u. Bd. 70. — Küster: Arbeiten aus d. Reichsgesundheitsamt Bd. 57. — Lange: Zeitschr. f. Hyg. u. Infektionskrankh. Bd. 91; Zeitschr. f. physiol. u. diät. Therapie Bd. 24. — Lehmann, K. B.: Arch. f. Hyg. Bd. 91. — Reichenbach und Heymann: Zeitschr. f. Hyg. u. Infektionskrankh. Bd. 57. — Rubner: Arch. f. Hyg. Bd. 50. — Schmidt, P.: Arch. f. Hyg. Bd. 65. — Schwarz, W.: Zeitschr. f. Hyg. u. Infektionskrankh. Bd. 95. — Weichhardt: Arch. f. Hyg. Bd. 35. — Weiss: Arch. f. Hyg. Bd. 96.

Berechnungen.

Dimensionen und Formelzeichen.

Als Einheit der Länge gilt in diesem Buch überall das Meter, nur Rohrdurchmesser werden in Millimetern angegeben. Die Zeit wird im allgemeinen in Stunden gemessen, vor allem gilt dies in Verbindung mit Wärmeangaben, z. B. beim Wärmebedarf von Räumen, bei Leistung von Heizflächen u. a. m. Dagegen wird bei der Berechnung von Strömungsvorgängen mit der Sekunde als Zeiteinheit gerechnet, z. B. gilt stets für Strömungsgeschwindigkeiten die Einheit „Meter pro Sekunde“. Diese zweierlei Zeiteinheiten sind zwar äußerst lästig, jedoch ist vorerst eine Änderung nicht möglich.

Die Einheit der Wärmemenge ist in diesem Lehrbuch nicht als WE, sondern als kcal bezeichnet (gesprochen: Kilokalorie und nicht Kilogrammkalorie). Ich berufe mich dabei auf die Stellungnahme des Normenausschusses. Diese wieder stützt sich auf das „Gesetz über die Temperaturskala und die Wärmeinheit vom 7. August 1924“¹.

Bei der Entscheidung, ob „Kilokalorie“ oder „Wärmeinheit“ als Bezeichnung zu wählen sei, war für jene Stellen, welche die Reichsregierung beraten haben, folgende Schlußfolgerung maßgebend:

Längeneinheiten sind: Meter, Millimeter, Zoll engl. usw.,

Zeiteinheiten sind: Jahr, Stunde, Sekunde,

Gewichtseinheiten sind: Kilogramm, Gramm, Pfund engl.,

folglich muß auch gelten:

Wärmeeinheiten sind: Kilokalorie, Kalorie, British Thermal Unit.

Das Wort „Wärmeinheit“ kennzeichnet die Art der Einheit, also den umfassenderen Begriff und die Worte „Kilokalorie, Kalorie“ die Größe verschiedener solcher Wärmeeinheiten.

Bei den Rechnungen haben die Buchstaben im allgemeinen folgende Bedeutungen:

h	= Höhe	(m)
l	= Länge	(m)
d	= Durchmesser	(mm)
D	= Durchmesser	(mm)
F	= Fläche	(m ²)
f	= Fläche	(m ²)
t_0	= Temperatur im Freien	(°C)
t_R	= Temperatur in einem Raum	(°C)
t_E	= Eintrittstemperatur	(°C)
t_A	= Austrittstemperatur	(°C)

¹ Veröffentlicht im Reichsgesetzblatt v. 12. VIII. 1924, Teil I, S. 679; abgedruckt in der Z. Instrumentenk. Nr. 44, S. 475. Okt. 1924.

t_v	= Vorlauftemperatur	(° C)
t_r	= Rücklauftemperatur	(° C)
t_D	= Dampftemperatur	(° C)
z	= Zeit	(h oder s)
G	= Luft- oder Wassermenge (Gewicht)	(kg)
W	= Wassermenge (Volumen)	(m ³)
V	= Luftmenge (Volumen)	(m ³)
V_s	= sekundliche Luftmenge	(m ³ /s)
V_h	= stündliche Luftmenge	(m ³ /h)
Q	= Wärmemenge	(kcal)
Q_h	= Wärmemenge je Stunde	(kcal/h)
$Q_{m^2, h}$	= Wärmemenge je m ² und pro Stunde	(kcal/m ² · h)
γ	= spezifisches Gewicht	(kg/m ³)
ϱ	= Massendichte	(kg · h ² /m ⁴)
λ	= Wärmeleitzahl	(kcal/m · h · ° C)
α	= Wärmeübergangszahl	(kcal/m ² · h · ° C)
k	= Wärmedurchgangszahl	(kcal/m ² · h · ° C)
w	= Strömungsgeschwindigkeit	(m/s)
p_2	= Anfangsdruck	(mm WS = kg/m ²)
p_1	= Enddruck	(mm WS = kg/m ²)
$p_2 - p_1$	= Druckabfall	(mm WS)
$\frac{p_2 - p_1}{l} = R$	= Druckgefälle	(mm WS/m)

Erster Abschnitt.

Zentralheizungen.**I. Wärmebedarfsberechnung.****A. Grundbegriffe.**

Wenn zwei Räume, die durch eine Wand getrennt sind, verschiedene Temperaturen besitzen, so findet durch die Wand hindurch ein Wärmeaustausch statt, den man als Wärmedurchgang bezeichnet. Bei genauerer Betrachtung zeigt sich, daß sich dieser Wärmeaustausch aus drei Teilvorgängen aufbaut, aus einem Wärmeübergang vom wärmeren Raum an die anliegende Wandoberfläche, aus einem Wärmeleitvorgang von dieser Oberfläche durch die Wand hindurch zur anderen Oberfläche und aus nochmals einem Wärmeübergang von dieser letztgenannten Oberfläche an den kälteren Raum.

Es bezeichnen

t_i und t_a die beiden Raumtemperaturen (innen und außen),

θ_i und θ_a die beiden Oberflächentemperaturen,

δ die Dicke der Wand,

F die Größe der Wandfläche,

Q_h die in der Stunde durch die Wand hindurchgehende Wärmemenge.

Für die beiden Wärmeübergänge gelten die Gleichungen

$$Q_h = \alpha_i F \cdot (t_i - \theta_i)$$

$$\text{und} \quad Q_h = \alpha_a F \cdot (\theta_a - t_a).$$

Die Wärmemenge ist also proportional der Größe F der Wandfläche und dem Temperaturunterschied zwischen Raum und Wandoberfläche. Man nennt

die Verhältniszahl α : die Wärmeübergangszahl,

ihren Kehrwert $\frac{1}{\alpha}$: den Wärmeübergangswiderstand.

Für die Wärmeleitung durch die Wand gilt

$$Q_h = \lambda \cdot F \cdot \frac{\Theta_i - \Theta_a}{\delta} = \frac{\lambda}{\delta} \cdot F (\Theta_i - \Theta_a).$$

Die Wärmemenge ist also proportional der Größe F der Wandfläche und proportional dem Temperaturunterschied $(\Theta_i - \Theta_a)$, ferner umgekehrt proportional der Dicke δ der Wand. Man nennt

die Verhältniszahl λ : die Wärmeleitzahl des Wandstoffes,

den Bruch $\frac{\lambda}{\delta} = A$ die Wärmedurchlässigkeit der Wand,

den Kehrwert $\frac{\delta}{\lambda} = \frac{1}{A}$: den Wärmedurchlässigkeitswiderstand der Wand.

Im Beharrungszustand muß dieselbe Wärmemenge, welche auf der einen Seite in die Wand eintritt, auch die Wand durchsetzen und an der Gegenseite wieder die Wand verlassen. Es gelten also alle drei Gleichungen mit demselben Wert Q_h (siehe linken Teil der nachstehenden Rechnung).

$$\begin{array}{l|l} Q_h = \alpha_i \cdot F \cdot (t_i - \Theta_i) & t_i - \Theta_i = \frac{Q_h}{F} \cdot \frac{1}{\alpha_i} \\ Q_h = \frac{\lambda}{\delta} \cdot F \cdot (\Theta_i - \Theta_a) & \Theta_i - \Theta_a = \frac{Q_h}{F} \cdot \frac{\delta}{\lambda} \\ Q_h = \alpha_a \cdot F \cdot (\Theta_a - t_a) & \Theta_a - t_a = \frac{Q_h}{F} \cdot \frac{1}{\alpha_a} \\ \hline & t_i - t_a = \frac{Q_h}{F} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_a} \right) \end{array}$$

In diesen drei linken Gleichungen sind außer der Wärmemenge Q_h , um deren Bestimmung es sich handelt, noch die beiden Oberflächentemperaturen Θ_i und Θ_a unbekannt. Diese müssen deshalb zuerst aus der Rechnung eliminiert werden. Zu diesem Zwecke löst man alle drei Gleichungen nach ihrer Temperaturdifferenz auf (rechter Teil der Rechnung) und addiert dann die drei Gleichungen; dabei heben sich links die Werte Θ_i und Θ_a heraus, und nur die Differenz beider Raumtemperaturen bleibt bestehen.

Man löst nun die Gleichung wieder nach Q_h auf und erhält

$$Q_h = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_a}} \cdot F \cdot (t_i - t_a) = k \cdot F \cdot (t_i - t_a). \quad (1)$$

Dies ist die Grundgleichung des Wärmedurchganges.

Man nennt

die Verhältniszahl k : die Wärmedurchgangszahl,

ihren Kehrwert $\frac{1}{k}$: den Wärmedurchgangswiderstand.

Für eine Wand mit mehreren Schichten von den Dicken $\delta_1, \delta_2, \delta_3 \dots$ und den Wärmeleitzahlen $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3 \dots$ würde eine Wiederholung der obigen Rechnung die Gleichung liefern:

$$\begin{aligned} \frac{1}{k} &= \frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \dots + \frac{1}{\alpha_a} \\ &= \frac{1}{\alpha_i} + \frac{1}{A_1} + \frac{1}{A_2} + \frac{1}{A_3} + \dots + \frac{1}{\alpha_a}. \end{aligned}$$

Der gesamte Wärmedurchgangswiderstand der Wand summiert sich also aus den Wärmeübergangswiderständen an den beiden Oberflächen und aus den Wärmeleitwiderständen der sämtlichen Schichten.

Besteht eine dieser Schichten aus einer Luftschicht, so darf hier nicht der Wärmedurchlässigkeitswiderstand $\frac{1}{\lambda}$ gleich Dicke δ der Luftschicht geteilt durch Wärmeleitzahl λ der Luft gesetzt werden, weil bei Luftschichten der Wärmetransport nicht nur durch Leitung, sondern auch durch Strömung der Luft und durch Strahlung erfolgt. Für Luftschichten, wie sie im Hochbau vorkommen, kann man nach Professor Schmidt, Danzig, als Wärmewiderstand $\frac{1}{\lambda}$ die Werte der Zahlentafel 4, S. 254, setzen.

B. Aufbau der Rechnung.

Die Berechnung des Wärmebedarfes von einzelnen Räumen und ganzen Gebäuden ist hier im engsten Anschluß an die „Regeln für die Berechnung des Wärmebedarfes und der Heizkörper- und Kesselgrößen von Warmwasser- und Niederdruckdampf-Heizungsanlagen“ dargestellt¹, die unter der Nummer 4701 als Dinorm anerkannt worden sind.

Der Wärmebedarf eines Raumes, d. i. diejenige Wärmemenge, welche der Heizkörper dem Raum zuführen muß, setzt sich zusammen aus dem Wärmeverlust, den der Raum im Beharrungszustand durch seine Begrenzungsflächen (Mauern, Türen, Fenster, Decken und Fußboden) erleidet, und aus einem Zuschlag für das Wiederhochheizen nach Betriebspausen. Um den erstgenannten Teil, den Wärmeverlust im Beharrungszustand, zu bestimmen, rechnet man mit Hilfe der Gleichung

$$Q_h = k \cdot F \cdot (t_i - t_a)$$

den Wärmeverlust unter Voraussetzung besonders einfacher Verhältnisse aus. Auf diesen so ermittelten Wert, den man den „zuschlagfreien Wärmeverlust“ nennt, kommen noch eine Reihe von Zuschlägen, welche den verschiedenen ungünstigen Einflüssen Rechnung tragen.

Es sind der Reihe nach folgende Werte zu ermitteln:

Zuschlagfreier Wärmeverlust	} Wärmeverlust im Beharrungs- zustand	} Wärme- bedarf
Zuschlag für Himmelsrichtung.		
,, ,, Windanfall		
,, ,, Räume mit mehreren Außenflächen		
,, ,, besonders hohe Räume		
Zuschlag für Anheizen nach Betriebspausen und Hochheizen nach Betriebseinschränkungen		

Zur Durchführung dieser Rechnung bedient man sich zweckmäßigerweise eines Vordruckes, dessen Einteilung auf S. 168 dargestellt ist.

Ehe mit der Berechnung des Wärmebedarfes begonnen werden kann, müssen seitens des Architekten verlässliche Angaben über das zu beheizende Gebäude vorliegen. Diese müssen enthalten:

1. Einen Lageplan, aus dem die Himmelsrichtung und die Art des Windzutrittes zu erkennen sind,
2. die notwendigen Grundrisse und Schnitte des Gebäudes,
3. Angaben über die bauliche Ausführung der Wände usw. Dabei ist seitens des Architekten zu berücksichtigen, daß Außenwände bewohnter Räume so beschaffen

¹ Erschienen im Selbstverlag des Verbandes der Centralheizungs-Industrie E. V. Berlin W 9, Linkstr. 29.

sind, daß ihre Wärmedurchgangszahlen niemals größer als 1,4 sind (also mindestens gleichwertig dem Wärmeschutz einer 38 cm starken Ziegelmauer). Bei höheren Wärmedurchgangszahlen ist Verbesserung des Wärmeschutzes durch innere Verkleidung mit Isolierplatten (Holz, Kork, imprägnierter Torf usw.) anzustreben.

C. Einzelheiten der Berechnung.

1. Angaben über die Innentemperatur t_i .

In einem geheizten Raum ist die Temperatur in der Nähe des Bodens niedriger als an der Decke. Besonders groß ist der Unterschied bei sehr hohen Räumen. Als maßgebend gilt die Temperatur in 1,5 m Höhe über dem Fußboden, gemessen in der Mitte des geschlossenen zugfreien Raumes.

Wenn nicht durch den Auftraggeber andere Temperaturen vorgeschrieben werden, so sind für Wohn- und Arbeitsräume im allgemeinen 20°C , für Treppenhäuser, Flure, Aborte usw. 15°C zugrunde zu legen.

Eine ausführliche Zusammenstellung der anzunehmenden Temperaturen mit getrennten Angaben für Wohnhäuser, Geschäfts- und Verwaltungsgebäude, Schulen, Krankenhäuser, Fabriken usw. enthalten die „Regeln“.

2. Angaben über die Temperatur t_a .

a) Als Temperatur im Freien.

Als tiefste Außentemperatur ist im allgemeinen nicht diejenige einzusetzen, welche in der betreffenden Gegend jemals gemessen wurde, sondern es genügt jene Temperatur, welche durchschnittlich alle Jahre zwei- bis dreimal erreicht wird. Die selten vorkommenden noch tieferen Temperaturen wird man im Betriebe unter Ausnutzung der Speicherfähigkeit der Gebäudemassen durch ein zeitweiliges Anstrengen der Anlage überwinden können.

Bei den starken klimatischen Verschiedenheiten innerhalb des Deutschen Reiches ist es nicht möglich, mit einer einheitlichen Temperatur im ganzen Reich zu rechnen. Die „Regeln“ enthalten deshalb in ihrer Zahlentafel 1 für 385 Städte die in Rechnung zu stellenden Außentemperaturen. Im allgemeinen ist hier -15°C eingesetzt, in besonders kalten Gegenden -20°C und in günstigeren Fällen -10°C .

Nachstehend sind für einige wichtige Städte aus allen Teilen des Reiches die anzunehmenden Außentemperaturen angegeben:

Königsberg -20°C	Düsseldorf -10°C
Breslau -15°C	Karlsruhe -15°C
Leipzig -15°C	Stuttgart -15°C
Berlin -15°C	München -15°C
Helgoland -10°C	Wien -15°C

b) Als Temperatur eines ungeheizten Nebenraumes.

Grenzt der zu berechnende Raum an einer Seite an einen ungeheizten Nebenraum, so müßte dessen Temperatur erst aus den Temperaturen der ihn umgebenden geheizten Räume und aus der Temperatur der Außenluft berechnet werden. Da diese Berechnung sehr umständlich ist, wird von ihr meist abgesehen. Es sind dann je nach der Außentemperatur der betreffenden Gegend für die Temperatur der angrenzenden ungeheizten Nebenräume die Werte der Zahlentafel 1 (S. 252) zugrunde zu legen.

3. Abkühlungsflächen F .

Bei den Abmessungen der Wände sowie der Fußböden und Decken gelten als Länge und Breite die lichten Raummaße; als Höhe der Wände ist aber nicht die lichte Raumhöhe, sondern die Stockwerkhöhe von Fußbodenoberkante zu Fußbodenoberkante einzusetzen. Für die Bestimmung der Fenster- und Türgröße ist nicht die Glasfläche oder der Holzrahmen, sondern die innere Leibung der Maueröffnung zu messen.

Die Längen- und Flächenmaße in m bzw. m^2 können auf eine Stelle hinter dem Komma abgerundet werden.

Zur Kennzeichnung der einzelnen Abkühlungselemente bei der Rechnung sind folgende Abkürzungen üblich:

EF Einfachfenster,	AW Außenwand,
DF Doppelfenster,	FB Fußboden,
IT Innentür,	D Decke,
AT Außentür,	Da Dach,
BT Balkontür mit Glasfüllung,	EO Einfaches Oberlicht,
IW Innenwand,	DO Doppeltes Oberlicht.

4. Wärmedurchgangszahlen k .

Die Werte der Wärmedurchgangszahlen befinden sich auf S. 255 bis 257, und zwar enthält:

Zahlentafel 5/I: k -Werte für Normalwände,

Zahlentafel 5/II: k -Werte für Isolierwände,

Zahlentafel 5/III: k -Werte für Dächer,

Zahlentafel 5/IV: k -Werte für Decken- und Fußbodenkonstruktionen,

Zahlentafel 5/V: k -Werte für Türen, Fenster und Oberlichte.

Die in diesen Zahlentafeln enthaltenen Wärmedurchgangszahlen gelten für Bauten guter Ausführung und normalen Feuchtigkeitsgehaltes, wie er sich etwa ein Jahr nach Beendigung des Rohbaues einstellt. Vor Verschwinden der Baufeuchtigkeit treten bei vollwandigen Ziegelbauten, bei Schlackenbeton usw. bis zu 30 vH, bei Leichtbeton bis zu 50 vH höhere Wärmedurchgangszahlen auf.

Bemerkung zu Zahlentafel 5/IV: Decken- und Fußbodenkonstruktionen.

Bei den k -Werten ist angenommen, daß die Decke oder der Fußboden auf der anderen Seite ebenfalls von einem Innenraum begrenzt wird. Ist das nicht der Fall, so sind die k -Werte der entsprechenden Bauart des Abschnittes „Dächer“ zugrunde zu legen.

Die Abstufung der k -Werte in zwei Spalten ist notwendig, weil die Temperaturschichtung und die Luftströmung in den Räumen verschieden ist bei Wärmedurchgang von unten nach oben und bei Wärmedurchgang von oben nach unten, d. h. je nachdem, ob der darüber liegende Raum kälter oder wärmer ist.

Bemerkung zu Zahlentafel 5/V: Türen, Fenster und Oberlichte.

In dieser Zahlentafel sind zwei Spalten für die Wärmedurchgangszahlen angegeben.

Spalte 1 gilt für Fenster und Oberlichte mit vollständig abgedichteten Fugen, also z. B. für eingemauerte Fenster oder für Fenster, deren Fugen durch besondere Maßnahmen vollständig abgedichtet sind.

Spalte 2 gilt für gewöhnliche Türen und Fenster zum Öffnen, deren Fugen guter Bauausführung entsprechen.

Diese Zweiteilung der k -Werte ist aus folgendem Grunde notwendig:

Bekanntlich ist für den Wärmeverlust eines Gebäudes neben der Außentemperatur auch der Windanfall zu beachten. Erstens erhöht der Windanfall die äußere Wärmeübergangszahl, aber selbst eine starke Erhöhung dieses Wertes wirkt sich im allgemeinen nur durch eine geringe Erhöhung der Wärmedurchgangszahl aus, so daß diese erste Wirkung des Windes nicht von großem Einfluß ist. Anders ist dies bei der zweiten Wirkung des Windes, bei dem Eindringen von kalter Luft durch die Undichtheiten der Außenhaut des Gebäudes. Zwar findet bei geheizten Räumen schon bei Windstille ein Luftwechsel statt, denn der Temperaturunterschied zwischen innen und außen bewirkt auch Druckunterschiede. Aber erst wenn Wind auf dem Gebäude steht, wird dieser Luftwechsel beträchtlich. Es kann dann

sogar so groß werden, daß Heizungen, die bei tiefster Außentemperatur ausreichen, schon bei mäßiger Kälte versagen, wenn starker Windanfall herrscht. Darum ist es notwendig, diesem Windanfall vor allem bei der Wärmedurchgangsberechnung für Fenster weitgehend Rechnung zu tragen.

Bei den vollständig dichten Fenstern und Türen kann kein nennenswerter Luftwechsel eintreten, und der Wärmeverlust spielt sich als ein reiner Vorgang des Wärmedurchganges ab. Die k -Werte der ersten Spalte sind deshalb allein nach der Gleichung

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_a} + \frac{1}{A_1} + \frac{1}{A_2}$$

(vgl. S. 162) errechnet.

Bei den Fenstern mit Fugen lagert sich über den reinen Wärmedurchgang noch ein Wärmetransport durch Luftwechsel, dem man am einfachsten durch einen Zuschlag auf die k -Werte der ersten Spalte Rechnung trägt. Die k -Werte der zweiten Spalte sind deshalb nicht mehr reine Wärmedurchgangszahlen im physikalischen Sinne.

5. Zuschläge für Himmelsrichtung, Räume mit mehreren Außenflächen, Windangriff.

Diese Zuschläge sind für die einzelnen Teile der Außenflächen und für jeden der Fälle I, II und III getrennt einzusetzen.

Fall:	Zuschläge für:		Wand	Fenster und Türen
I	Himmelsrichtung	N, NW, NO, O W, SW, SO	10%	5%
II	Räume mit mehreren Außenflächen oder mit Erkerbauten	mit Fenster oder Tür in einer Außenfläche	5%	10%
		mit Fenster oder Tür in mehreren Außenflächen	5%	25%
III	Lage der Außenflächen in bezug auf Windangriff. Nur bei N, NO und O-Lage	a) ungünstig	5%	25%
		b) außergewöhnlich ungünstig	10%	50%

Erläuterungen:

Zu I: Zuschlagfrei ist also nur die reine Südrichtung.

Zu II: Für die Bemessung der Zuschläge ist es gleichgültig, ob die beiden Außenflächen gegenüberliegen oder aneinanderstoßen.

Zu III: Der Fall III kommt nur in Frage für die den besonders abkühlenden Winden ausgesetzten Außenflächen, also bei Nord-, Nordost- und Ostlage.

Es sei ausdrücklich betont, daß es sich bei den Angaben über den Windzutritt nicht um Windstärke oder andere meteorologische Angaben für die Gegend handelt, sondern lediglich um die mehr oder weniger freie Lage des Gebäudes, also um eine Kennzeichnung, inwieweit sich der Wind auf das ganze Gebäude oder auf Teile desselben auswirken kann. In diesem Sinne unterscheiden die Regeln außer der normalen zuschlagfreien Lage (z. B. im Innern von Städten bei geschlossener Bauweise) zwei Fälle:

a) ungünstige Lage, z. B. Außenflächen, denen in einem Abstand von 40 m keine Erhebungen mindestens gleicher Höhe (Häuser, Hügel, Wälder usw.) gegenüberstehen,

b) außergewöhnlich ungünstige Lage, z. B. ungeschützte Lage auf freien Erhebungen, an Flüssen und Seen.

6. Zuschläge für Betriebsunterbrechung.

Nach Betriebseinschränkungen und Betriebsunterbrechungen ist ein Wiederhochheizen des Gebäudes nur bei vorübergehend vermehrter Wärmezufuhr möglich, darum sind besondere Zuschläge, die „Anheizzuschläge“ zu machen, die wie folgt ermittelt werden:

Aus der täglichen Benutzungsdauer der Räume ergibt sich die Dauer der täglichen Heizpausen, und daraus, unter Berücksichtigung des geplanten Heizungssystems, die Betriebsweise der Kesselanlage.

Außer dem durchgehenden Betrieb, der keine Anheizzuschläge erfordert, unterscheidet man drei Fälle:

- I. Ununterbrochener Betrieb mit Betriebseinschränkung bei Nacht,
- II. täglich 9- bis 11stündige Betriebsunterbrechung,
- III. täglich 12- bis 15stündige Betriebsunterbrechung.

Für alle drei Fälle ist eine Anheizzeit von 3 Stunden angenommen.

Bei der Wahl einer Betriebsweise als Grundlage für die Rechnung ist zu beachten, daß man im allgemeinen an den Tagen außergewöhnlicher Kälte, für welche ja die Wärmebedarfsrechnung gilt, nachts keine volle Betriebsunterbrechung eintreten lassen und noch weniger ein Wiederhochheizen in der kurzen Zeit von 3 Stunden verlangen kann.

Die Betriebsweise I, also diejenige mit den geringsten Anheizzuschlägen, darf deshalb der Rechnung zugrunde gelegt werden, sofern nicht die Eigenart des Baues und seine täglichen Benutzungszeiten zur Betriebsweise II oder III zwingen, welche als Sonderfälle zu betrachten sind.

Dauern die täglichen Betriebsunterbrechungen noch länger als 15 Stunden oder finden gar mehrtägige Betriebsunterbrechungen statt, so wäre es nicht zweckmäßig, die Anheizzuschläge noch weiter zu erhöhen, da man hierdurch Anlagen erhalten würde, die in den meisten Fällen unwirtschaftlich groß würden. Man rechnet darum auch in diesen Fällen im allgemeinen mit Betriebsweise III, muß sich aber dann mit längeren Anheizzeiten als 3 Stunden abfinden.

Die Größe der Zuschläge für Betriebsunterbrechung hängt außer von der gewählten Betriebsweise noch von den Eigenschaften des Baustoffes der Wand ab, und zwar ist maßgebend die dem geheizten Raum zugekehrte Schicht; Putz, Tapete, und Stoffbespannungen bleiben dabei unberücksichtigt.

Zahlentafel 6b enthält die entsprechenden Zahlenwerte.

7. Zuschläge für hohe Räume.

Auf den nach vorstehenden Angaben errechneten Wärmebedarf einschließlich aller Zuschläge ist für Räume von über 4,0 m lichter Höhe noch ein Zuschlag zu machen von 1 vH für je 0,5 m Überhöhe, jedoch nicht über 20 vH.

Bei Treppenhäusern bleibt dieser Zuschlag fort.

8. Durchführung einer Wärmebedarfsberechnung.

Beispiel 1. Für die Räume 1 und 2 des in Abb. 267 dargestellten Grundrisses ist der Wärmebedarf zu ermitteln. Hierbei ist von nachstehenden Annahmen auszugehen:

Über den dargestellten Räumen liegen Lagerräume mit $+10^{\circ}\text{C}$ Raumtemperatur, unter den Räumen befindet sich das Kellergeschoß.

Bauliche Annahmen:

Geschoßhöhe 3,8 m.

Deckenstärke 0,3 m.

Fenster- und Türhöhe 2,0 m.

Außen- und Innenwände: Ziegelmauerwerk, beiderseits verputzt (Zahlentafel 5/I).

Überall Doppelfenster (Zahlentafel 5/V).

Decke und Fußboden (Zahlentafel 5/IV).

Es wird angenommen, daß für die Nordseite mit ungünstigen Windverhältnissen (Fall a) zu rechnen ist.

Bezüglich der Betriebsunterbrechung wird nur Betriebseinschränkung bei Nacht angenommen. (Betriebsweise I.)

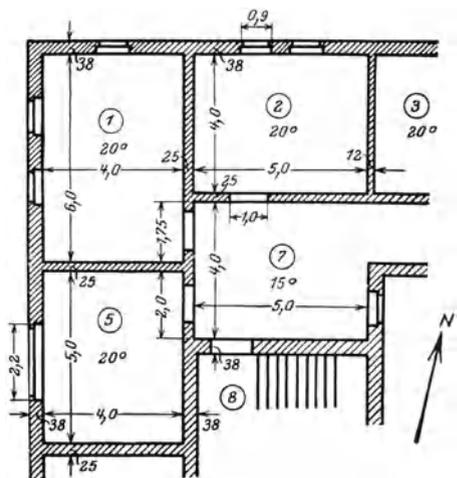


Abb. 267. Grundriß zu Beispiel 1.

Alles andere, auch die Lage nach den Himmelsrichtungen, geht aus Abb. 267 hervor. Die Lösung der Aufgabe ist nachstehend mit Benützung des Vordruckes durchgeführt.

Berechnung des Wärmebedarfes.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Bezeichnung	Himmelsrichtung	Wandstärke	Wärmedurchgangszahl	Temperaturunterschied	Länge	Höhe und Breite	Fläche	Anzahl	Abzug	In Rechnung gestellt	Temperaturunterschied \times Wärmedurchgangszahl	Wärmeverlust	Zuschläge					Wärmebedarf	Bemerkung
													Himmelsrichtung	mehrere Außenflächen	Windaangriff	Betriebsunterbrechung	Zuschlagsfaktor		
	cm	kcal $m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$	$^\circ C$	m	m	m^2		m^2	m^2		kcal $m^2 \cdot h$	kcal h	vH	vH	vH	vH		kcal h	
1. Wohnzimmer $20^\circ C$, $I = 84,0 m^3$.																			
DF	N	—	3,5	35	0,9	2,0	1,8	1	—	1,8	122,5	220	10	25	25	—	1,60	352	Z.-T. 5/V
AW	N	38	1,34	35	4,0	3,8	15,2	1	1,8	13,4	46,9	628	10	5	5	15	1,35	848	Z.-T. 5/I
DF	W	—	3,5	35	0,9	2,0	1,8	2	—	3,6	122,5	441	5	25	—	—	1,30	573	
AW	W	38	1,34	35	6,0	3,8	22,8	1	3,6	19,2	46,9	900	5	5	—	15	1,25	1125	
IT	—	—	3	5	1,0	2,0	2,0	1	—	2,0	15,0	30	—	—	—	—	1,00	30	Z.-T. 5/V
IW	—	25	1,33	5	1,75	3,8	6,7	1	2,0	4,7	6,7	31	—	—	—	15	1,15	36	
FB	—	—	0,53	15	6,0	4,0	24,0	1	—	24,0	8,0	192	—	—	—	2	1,02	196	Z.-T. 5/IV
D	—	—	0,58	10	6,0	4,0	24,0	1	—	24,0	6,0	144	—	—	—	2	1,02	147	
																		3307	

2. Schlafzimmer $20^\circ C$, $I = 70,0 m^3$.

DF	N	—	3,5	35	0,9	2,0	1,8	2	—	3,6	122,5	441	10	—	25	—	1,35	595	
AW	N	38	1,34	35	5,0	3,8	19,0	1	3,6	15,4	46,9	722	10	—	5	15	1,30	938	
IT	—	—	3	5	1,0	2,0	2,0	1	—	2,0	15,0	30	—	—	—	—	1,00	30	
IW	—	25	1,33	5	5,0	3,8	19,0	1	2,0	17,0	6,7	114	—	—	—	15	1,15	131	
FB	—	—	0,53	15	5,0	4,0	20,0	1	—	20,0	8,0	160	—	—	—	2	1,02	163	
D	—	—	0,58	10	5,0	4,0	20,2	1	—	20,0	6,0	120	—	—	—	2	1,02	123	
																		1980	

D. Sonderfälle.

1. Räume mit künstlicher Lüftung.

Ist für einen Raum eine künstliche Lüftungsanlage vorgesehen, so ist die Wärmemenge zur Erwärmung der Frischluft besonders zu berücksichtigen.

2. Kirchenheizung.

Die Aufgabe, eine Kirche zu heizen, ist das Schulbeispiel für eine Reihe von Heizungsaufgaben, die am besten durch nachstehende vier Bedingungen gekennzeichnet sind:

1. Räume von bedeutender Größe,
2. dicke, schwere Wände,
3. mehrtägige Betriebsunterbrechung,
4. Benutzungsdauer von nur wenigen Stunden.

Bei so großen Räumen mit schweren Außenwänden würde sich ein Beharrungszustand erst nach mehrtätigem Anheizen erreichen lassen, was natürlich bei einer Benutzungsdauer von nur wenigen Stunden aus wirtschaftlichen Gründen nicht durchführbar ist. Man verzichtet deshalb darauf, das ganze Gebäude hochzuheizen und sucht nur so rasch als möglich die Raumluft zu erwärmen. Anheizzeiten von 5 bis 6 Stunden haben sich im allgemeinen als zweckmäßig erwiesen. Die Wärme, welche während dieser Zeit durch die Fenster entweicht, ist als Verlust zu betrachten, desgleichen die Wärme, die in die Wände eindringt und sich dort aufspeichert, denn zu einer merklichen Erwärmung der Wandinnenfläche reicht diese Wärmemenge doch nicht aus.

Eine genaue Berechnung aller dieser Vorgänge würde zu ziemlich großen rechnerischen Schwierigkeiten führen, deshalb ist noch heute die von Rietschel in seiner ersten Auflage des Leitfadens wiedergegebene Kirchenformel in der Praxis üblich. Diese Formel ist eine reine Erfahrungsformel und unterscheidet zweierlei Fälle:

Bei Anwendung möglichst den Wärmeverlusten entsprechend verteilter Heizfläche in den Räumen ist die erforderliche stündliche Wärmemenge:

$$Q_h = \frac{Fk(t_R - t_0)}{2} + F_1 \left(23 + \frac{5(t_R - t_1)}{z} \right). \quad (3)$$

Bei Anwendung von Luftheizung zur Erwärmung der Räume und bei einer Heizungsanlage, die eine möglichst den Wärmeverlusten entsprechend verteilte Heizfläche nicht gestattet, ist die erforderliche stündliche Wärmemenge:

$$Q_h = \frac{Fk(t_R - t_0)}{2} + F_1 \left(40 + \frac{10(t_R - t_1)}{z} \right). \quad (4)$$

In den beiden Gleichungen bedeutet:

F die Fensterfläche in m^2 ,

F_1 die Fläche sämtlicher Wände, der Decke, des Fußbodens, der Säulen usw. in m^2 ,

k die Wärmedurchgangszahl für Glas (k für einfaches Glas = 5,3),

t_R die verlangte Innentemperatur,

t_1 die Anfangstemperatur beim Anheizen (etwa zu $0^\circ C$ anzunehmen),

t_0 die niedrigste Außentemperatur,

z die Anheizdauer in Stunden.

Bei einer Raumhöhe über 12 m ist bei Luftheizung (auch Kanalheizung) für jedes weitere Meter zu der berechneten Wärmemenge ein Zuschlag von 5 vH zu geben.

Die vorstehenden Gleichungen berücksichtigen zwar die durch die Art der Baumaterialien bedingte Durchlässigkeit, setzen aber naturgemäß eine gute Bauausführung bzw. eine gute Erhaltung des Bauwerks (ganze Fensterscheiben, keine Deckendurchbrüche und offene Deckenfugen usw.) voraus.

Je kürzer die Anheizdauer z gewählt wird, um so geringere Wärmemengen werden die Wände innerhalb dieser Zeit aufgenommen haben und um so lebhaftere Luftbewegung wird in dem Raume herrschen. Da bei einer sachverständig ausgeführten Anlage nicht allein innerhalb der gewünschten Zeit die geforderten Wärmegrade erzielt, sondern auch Zugerscheinungen möglichst vermieden werden müssen, ist es wünschenswert, den Beharrungszustand der Erwärmung der Raumluft möglichst rasch zu erreichen, also die Anheizdauer nicht zu lang zu bemessen, ihn aber bereits mehrere Stunden vor Benutzung des Raumes eintreten zu lassen. Da indes in der Praxis mit dem Anheizen vor der Benutzung des Raumes kaum eher begonnen wird, als die angegebene Anheizdauer beträgt, so empfiehlt es sich, die Anheizdauer für die Berechnung nicht zu lang anzunehmen (z. B. für Kirchen etwa 5 bis 6 Stunden), für den Betrieb aber um einige Stunden länger vorzuschreiben.

E. Die Ermittlung des Wärmebedarfes bei Wettbewerben.

Es ist nicht zu bestreiten, daß die Wärmebedarfsberechnung äußerst zeitraubend und umständlich ist. Deshalb ist anzustreben, daß bei Wettbewerben nicht jede einzelne Firma diese Rechnung für ihr Projekt selbst durchzuführen braucht, sondern daß ihr die Wärmebedarfszahlen der einzelnen Räume von der Bauleitung zur Verfügung gestellt werden. Durch wen die Bauleitung diese Zahlen feststellen läßt und wie sie für diese Arbeit entschädigt wird, ist Sache rechtzeitiger Vereinbarung aller Beteiligten.

Im Interesse des Bauherrn könnte man noch weitergehen und verlangen, daß die Bauleitung sämtliche konkurrierenden Firmen auf die gleichen Wärmebedarfs-

zahlen verpflichtet, denn der Wärmebedarf ist unabhängig von der Heizungsanlage; er ist eine reine Gebäudeeigenschaft, und seine Ermittlung sollte dem Drucke des Wettbewerbes entzogen werden.

Diese Forderung gilt nicht nur beim Wettbewerb einzelner Firmen gegeneinander, sondern sie gilt sinngemäß auch beim Wettbewerb verschiedener Heizungssysteme gegeneinander, z. B. Kachelöfen gegen eiserne Öfen oder Kachelöfen gegen Zentralheizung.

F. Bestimmung des Wärmebedarfs nach dem Rauminhalt.

In vielen Fällen muß man den Wärmebedarf eines Gebäudes schätzen, ohne nähere Angaben über die Ausführung zu besitzen. Ministerialdirektor Dr.-Ing. e. h. Uber hat sich das Verdienst erworben, auf Grund statistischer Ermittlungen den Wärmebedarf, bezogen auf 1 m³ Rauminhalt, festzulegen und die Zahlen nach Gebäudeart und Größe zu ordnen. Nachstehende Zusammenstellung ist den Veröffentlichungen Ubers entnommen¹.

Umbauter Raum in m ³	Geheizter Raum		Wärmebedarf in den mittleren Provinzen	
	vH des umbauten Raumes	im ganzen m ³	kcal für 1 m ³	im ganzen kcal/h
Gerichtsgebäude:				
5 000 bis 7 500	50	2 500 bis 3 750	30	75 000 bis 112 500
7 500 „ 10 000	60	4 500 „ 6 000	27	121 500 „ 162 000
10 000 „ 50 000	70	7 000 „ 35 000	25	245 000 „ 875 000
über 50 000	75	37 500	20	750 000
Gefängnisse:				
5 000 bis 10 000	50	2 500 bis 5 000	32	80 000 bis 160 000
10 000 „ 20 000	65	6 500 „ 13 000	27	175 500 „ 351 000
20 000 „ 50 000	75	15 000 „ 37 500	22	330 000 „ 825 000
Krankenhäuser bei Gefängnissen:				
1 600 bis 4 100	55	880 bis 2 255	60	52 800 bis 135 300
Verwaltungsgebäude:				
7 400 bis 50 000	70	5 180 bis 35 000	28	145 000 bis 980 000
50 000 „ 122 000	60	30 000 „ 73 200	20	600 000 „ 1464 000
Höhere Lehranstalten:				
10 000 bis 20 000	65	6 500 bis 13 000	30	195 000 bis 390 000
Seminare:				
Externate:				
13 600 bis 14 300	65	8 800 bis 9 300	24	211 200 bis 223 000
Internate:				
22 500 bis 31 700	65	14 600 bis 20 600	22	321 200 bis 453 200

Aus dieser Zusammenstellung läßt sich nachstehende übersichtliche Tabelle ableiten:

Umbauter Raum m ³	Beheizter Raum vH des umbauten Raumes	Stündlicher Wärmebedarf im ganzen kcal/h	Stündlicher Wärme- bedarf, bezogen auf 1 m ³ be- heizten Raum	1 m ³ um- bauten Raum
bis 5000	50	75000	30	15,0
5000 bis 10000	60	75000 bis 160000	27	16,2
10000 „ 20000	65	160000 „ 310000	24	15,6
20000 „ 50000	70	310000 „ 770000	22	15,4
50000 u. mehr	75	770000 „	20	15,0

¹ Uber: Bau- und Betriebstechnisches für Zentralheizungen in preußischen Staatsgebäuden. Berlin: Ernst & Sohn 1915. — Uber: Bau- und Betriebstechnisches für Zentralheizungen. Berlin: Ernst & Sohn 1916.

Die letzte Spalte dieser Tabelle zeigt, daß der Wärmebedarf, bezogen auf 1 m³ umbauten Raum, ziemlich unabhängig von der Größe des Gebäudes ist. Unter Berücksichtigung einer kleinen Aufrundung kann man mit 16 kcal je Stunde und Kubikmeter umbauten Raum rechnen.

II. Berechnung von Heizflächen.

A. Allgemeines.

Ähnlich wie bei dem Wärmedurchgang durch Gebäudewände handelt es sich auch bei Heizflächen um einen Vorgang des Wärmedurchganges, nur liegen hier auf beiden Seiten der Wand keine luftgefüllten Räume, sondern Wasser-, Gas- oder Dampfströme.

Auch hier gilt die Hauptgleichung für den Wärmedurchgang, in der wir aber jetzt statt t_i und t_a die Bezeichnungen t_1 und t_2 setzen wollen. Dabei kennzeichnet der Zeiger „1“ stets die heißere, der Zeiger „2“ stets die kältere Flüssigkeit. Es ist also

$$Q_h = k \cdot F \cdot (t_1 - t_2)$$

und

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

Es sei darauf aufmerksam gemacht, daß hier selbst bei ganz dünnen Wänden, z. B. Blechen, die Dicke δ der Wand in Metern einzusetzen ist. Die Wärmeleitzahl der Wand kann man annehmen:

bei Eisen zu etwa	50 kcal/m · h · °C.
„ Aluminium zu etwa	175 „ „ „
„ Kupfer zu etwa	300 „ „ „

Die Wärmeübergangszahlen α schwanken innerhalb sehr weiter Grenzen; als erster und ganz ungefährer Anhalt kann gelten

bei sog. ruhender Luft	3 bis 30
„ bewegter Luft	10 „ 500
„ bewegten, nicht siedenden Flüssigkeiten . . .	200 „ 5000
„ siedenden Flüssigkeiten	4000 „ 6000
„ kondensierenden Dämpfen	7000 „ 12000

Die Grundgleichung des Wärmedurchganges dürfte strenggenommen nur auf ein Flächenelement dF angewandt werden, da sich im allgemeinen durch den Wärmeaustausch die Temperaturen der beiden strömenden Flüssigkeiten bzw. Gase längs der Trennungswand ändern. Von diesem Flächenelement dF müßte man durch Integration auf die ganze Heizfläche übergehen. Man kann diese Integration vermeiden, indem man zwar mit der ganzen Fläche F rechnet, dafür aber eine mittlere Temperaturdifferenz Δ_m einführt, also setzt:

$$Q_h = k \cdot F \cdot \Delta_m.$$

Über die Ermittlung dieser Temperaturdifferenz Δ_m aus den Eintrittstemperaturen t_{1E} und t_{2E} und den Austrittstemperaturen t_{1A} und t_{2A} wird bei den einzelnen Aufgaben gesprochen werden.

B. Berechnung von Raumheizkörpern.

1. Allgemeines über Raumheizkörper.

Bei Raumheizkörpern kann strenggenommen für die Raumluft von einer gerichteten regelmäßigen Strömung nicht gesprochen werden. Es haben deshalb auch die Begriffe Ein- und Austrittstemperatur keinen praktischen Wert, und man rechnet statt mit den Temperaturen t_{2E} und t_{2A} mit der mittleren Raumtemperatur t_R , die man in 1,5 m Höhe über Fußboden mißt.

Die Wärmedurchgangszahlen k für Heizkörper werden im allgemeinen nicht aus den einzelnen Teilwiderständen errechnet, sondern durch direkte Versuche ermittelt.

Die Zahlentafel 7 (S. 258) gibt die Werte der Wärmedurchgangszahlen für alle gangbaren Höhen gußeiserner und schmiedeeiserner Radiatoren mit einem geringsten freien Raum zwischen den einzelnen Elementen von nicht unter 25 mm. Sie enthält ferner Mittelwerte für gußeiserne und schmiedeeiserne Rippenöfen und Rippenrohrstränge sowie für schmiedeeiserne glatte Rohrheizflächen.

Für schmiedeeiserne Radiatoren gelten dieselben Wärmedurchgangszahlen wie für gußeiserne, sofern sie ungefähr die gleichen Formen wie gußeiserne Radiatoren haben.

Für verkleidete Heizkörper vermindert sich der Wärmedurchgang um 10 bis 30 vH je nach Art der Verkleidung; offene Umrahmungen der Heizkörper können unberücksichtigt bleiben.

Mangels genauer Ausführungszeichnungen sind in denjenigen Räumen, die Heizkörperverkleidungen erhalten sollen, die berechneten Heizflächen mit einem Zuschlag von 20 vH in den Anschlag aufzunehmen. Es empfiehlt sich, vor Abgabe des Angebots zu klären, welche Heizkörper Verkleidungen erhalten sollen und welche Art der Verkleidung gewählt werden soll.

2. Heizkörper für Dampfheizungen.

Bei Dampfheizkörpern kann man nicht nur an der Außenseite mit einer einheitlichen Luft- und Raumtemperatur t_R rechnen, sondern auch an der Innenseite mit einer einheitlichen Innentemperatur, nämlich mit der zum Dampfdruck gehörigen Sättigungstemperatur. Man setze also $t_{1E} = t_{1A} = t_D$. Da in den k -Werten die Wärmeübergangszahl an die Raumluft enthalten ist und diese mit der Heizflächentemperatur etwas steigt, so sind auch die k -Werte etwas mit der Dampftemperatur veränderlich. Die k -Werte der Zahlentafel 7 für Niederdruckdampfheizkörper sind bei einem Unterschied von 80° C zwischen mittlerer Dampftemperatur (100° C) und Raumtemperatur (20° C) ermittelt.

Aus der Gleichung

$$Q_h = k \cdot F_D \cdot (t_D - t_R)$$

folgt

$$F_D = \frac{Q_h}{k \cdot (t_D - t_R)}.$$

Beispiel 2. Für eine Niederdruckdampfheizung ist ein dreisäuliger Leichtradiator von 160 mm Tiefe mit 2000 kcal stündlicher Wärmeabgabe zu berechnen. Der Heizkörper soll vor einer Fensterbrüstung mit 850 mm Höhe stehen, soll 50 mm niedriger als die Fensterbrüstung sein und mit 100 mm Abstand vom Fußboden auf Wandträgern ruhen. Ferner ist angenommen: keine Verkleidung, kein Fensterbrett, Raumtemperatur 20° C.

Lösung. Aus den vorgegebenen Maßen errechnet sich die Mittelgliedhöhe zu 850 — 50 — 100 = 700 mm. Zu dieser errechneten Mittelgliedhöhe sucht man in dem Katalog einer Firma die zugehörige handelsmäßig vorrätige Mittelgliedhöhe. Diese sei 675 mm und der zugehörige Nebenabstand 600 mm.

Nach Zahlentafel 7 gehört zu dieser Bauhöhe eine Wärmedurchgangszahl von etwa $k = 7,8$. Die Temperaturdifferenz zwischen Dampf und Raumluft ist $100 - 20 = 80^\circ \text{C}$. Nach S. 172 ist dann die erforderliche Heizfläche

$$F = \frac{2000}{7,8 \cdot 80} = 3,2 \text{ m}^2.$$

Heizfläche eines Gliedes: $0,23 \text{ m}^2$ (nach Firmenkatalog).

Zahl der Glieder: $3,2 : 0,23 = 14$ Glieder.

Baulänge eines Gliedes: 50 mm (nach Firmenkatalog).

Länge des Heizkörpers: $14 \cdot 50 = 700 \text{ mm}$.

3. Heizkörper für Warmwasserheizung.

Die mittlere Wassertemperatur kann man mit genügender Annäherung gleich dem arithmetischen Mittel aus der Wassereintrittstemperatur t_E und der Wasseraustrittstemperatur t_A setzen.

Die Wassereintrittstemperatur t_E ist nach den „Regeln“ mit 90°C anzunehmen.

Für die Wahl der Austrittstemperatur t_A ist folgende Überlegung maßgebend: Die Wärmeleistung der Heizkörper läßt sich auf zweifache Weise durch eine Gleichung festsetzen. Sie errechnet sich einmal aus dem stündlichen Wassergewicht G_h und aus der Temperaturabsenkung ($t_E - t_A$) des Wassers zu:

$$Q_h = G_h \cdot c \cdot (t_E - t_A).$$

Ein zweites Mal ist sie aus der Wärmedurchgangsgleichung

$$Q_h = k \cdot F \cdot \left(\frac{t_E + t_A}{2} - t_R \right)$$

zu errechnen.

Wählt man nun einen sehr hohen Wert der Austrittstemperatur, so ergibt sich aus der zweiten Gleichung eine hohe mittlere Wassertemperatur, dadurch eine große Temperaturdifferenz zwischen innen und außen und damit bei einer bestimmten Wärmeleistung ein kleiner Wert F , also ein billiger Heizkörper. Eine hohe Austrittstemperatur bedeutet aber andererseits eine geringe Temperaturabsenkung des Wassers und damit — zufolge der ersten Gleichung — eine große Wassermenge. Man erhält also ein teures Rohrnetz.

Umgekehrt führt ein niedriger Wert der Austrittstemperatur auf teure Heizkörper und billige Rohrnetze.

Man wird darum bei weitverzweigten Anlagen — lange Rohrrecken und wenig Heizkörper — die Temperaturabsenkung sehr groß wählen und umgekehrt bei dichtgedrängten Anlagen — kurze Rohrrecken und viel Heizkörper — die Temperaturabsenkung sehr klein wählen. Als Mittelwert kann eine Absenkung um 20°C gelten.

Die k -Werte der Zahlentafel 7 sind bei einem Unterschied von etwa 60°C zwischen mittlerer Heizkörpertemperatur und Raumtemperatur gefunden.

Beispiel 3. Für eine Warmwasserheizung ist ein dreisäuliger Leichtradiator von 160 mm Tiefe mit 2000 kcal stündlicher Wärmeabgabe zu berechnen. Die Raumverhältnisse in der Fensternische sind dieselben wie im Zahlenbeispiel oben.

Lösung. Zu einem Heizkörper mit 600 mm Nebenabstand gehört nach Zahlentafel 7 für Warmwasser eine Wärmedurchgangszahl von etwa $k = 6,7$.

Die mittlere Temperaturdifferenz zwischen Wasser und Raumluft errechnet sich unter Annahme einer Vorlauftemperatur von 90°C und einer Rücklauftemperatur von 70°C zu

$$\frac{90 + 70}{2} - 20 = 60^\circ \text{C}.$$

Nach S. 172 ist dann die erforderliche Heizfläche

$$F = \frac{2000}{6,7 \cdot 60} = 5,0 \text{ m}^2.$$

Heizfläche eines Gliedes = 0,23 m² (nach Firmenkatalog).

Zahl der Glieder = $\frac{5,0}{0,23} = 22$.

Baulänge eines Gliedes: 50 mm (nach Firmenkatalog).

Länge des Heizkörpers: 22 · 50 = 1100 mm.

C. Berechnung von Wärmeaustauschapparaten.

Bei den Wärmeaustauschapparaten im engeren Sinne ändern sich häufig die Temperaturen einer oder beider Flüssigkeiten längs der Heizflächen in solchem Betrage, daß zur Berechnung der mittleren Temperaturdifferenz nicht mehr wie bei den Warmwasserheizkörpern der Begriff des arithmetischen Mittels benutzt werden darf, sondern eine genauere Rechnung erforderlich ist.

Wir kennzeichnen in den Gleichungen

die heißere Flüssigkeit	mit dem	Zeiger	1,
„ kältere Flüssigkeit	„	„	2,
„ Eintrittstemperatur	„	„	<i>E</i> ,
„ Austrittstemperatur	„	„	<i>A</i>

und bezeichnen mit G_1 und G_2 die stündlichen Flüssigkeitsgewichte und mit c_1 und c_2 die spezifischen Wärmen beider Flüssigkeiten.

Aus der Temperaturabsenkung jeder Flüssigkeit lassen sich dann zwei Gleichungen für die ausgetauschte Wärme aufstellen. Man erhält:

$$\text{und} \quad \left. \begin{aligned} Q_h &= G_1 \cdot c_1 \cdot (t_{1E} - t_{1A}) \\ Q_h &= G_2 \cdot c_2 \cdot (t_{2E} - t_{2A}) \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Das Produkt Gc nennt man auch den Wasserwert; man vergleicht durch diesen Begriff die gegebene Flüssigkeitsmenge mit jener Wassermenge, welche zur gleichen Temperaturerhöhung die gleiche Wärmemenge erfordert.

Durch Zusammenfassung der letzten beiden Gleichungen ergibt sich

$$\frac{t_{1E} - t_{1A}}{t_{2E} - t_{2A}} = \frac{G_2 \cdot c_2}{G_1 \cdot c_1}, \quad (3a)$$

und daraus folgt erstens, daß sich die Temperaturabsenkungen beider Flüssigkeiten umgekehrt wie die Wasserwerte verhalten, und zweitens, daß bei der Formulierung einer Aufgabe von den sechs maßgebenden Größen, nämlich den vier Temperaturen und den zwei Gewichten, nur fünf willkürlich gewählt werden dürfen. Die sechste Größe ist aus Gleichung (3a) zu ermitteln. Meist wird diese sechste Größe eine der beiden Austrittstemperaturen oder eines der beiden Flüssigkeitsgewichte sein.

Außer den vier Haupttemperaturen t_{1E} , t_{1A} , t_{2E} , t_{2A} interessiert in vielen Fällen auch der Verlauf der Flüssigkeitstemperaturen längs der Wand. Dieser Verlauf der Temperaturen ist wesentlich verschieden, je nachdem Gleichstrom oder Gegenstrom angenommen ist und je nachdem der Wasserwert der wärmeren oder derjenige der kälteren Flüssigkeit größer ist. Die Abb. 268a—d geben ein ungefähres Bild der vier Möglichkeiten.

Aus den vier Haupttemperaturen läßt sich in einfacher Weise der mittlere Temperaturunterschied Δ_m beider Flüssigkeiten errechnen.

Man trägt diese vier Temperaturen gemäß Abb. 270 in ein Schaubild ein, wobei man nur zu beachten hat, ob Gleich- oder Gegenstrom vorliegt. Nun sieht man nach, auf welcher Seite der Unterschied zwischen den Temperaturen beider Flüssigkeiten klein und auf welcher Seite er groß ist, und bezeichnet diese Unterschiede demgemäß mit Δ_k und Δ_g . Nach einer Gleichung, die in ihrer ursprünglichen Form schon von Grashof stammt, ist dann der mittlere Temperaturunterschied

$$\Delta_m = \Delta_g \cdot \frac{1 - \frac{\Delta_k}{\Delta_g}}{\ln \frac{\Delta_g}{\Delta_k}} = \Delta_g \cdot f\left(\frac{\Delta_k}{\Delta_g}\right). \quad (4)$$

Der Verlauf dieser Funktion ist in Abb. 269 wiedergegeben.

Sind die Temperaturänderungen beider Flüssigkeiten nicht allzu groß, so kann Δ_m auch näherungsweise wie folgt bestimmt werden. Man bildet für jede Flüssigkeit das arithmetische Mittel aus Eintritts- und Austrittstemperatur und setzt Δ_m gleich dem Unterschied dieser arithmetischen Mittel. Also ist angenähert

$$\Delta_m = \frac{t_{1E} + t_{1A}}{2} - \frac{t_{2E} + t_{2A}}{2}. \quad (5)$$

Der Näherungswert für $\frac{\Delta_m}{\Delta_g}$, der dieser Gleichung entspricht, ist in Abb. 269 durch die gestrichelte Gerade dargestellt. Man sieht aus dieser Abbildung, daß der Näherungswert von dem genauen Wert nicht allzusehr abweicht, solange das Verhältnis $\Delta_k : \Delta_g$ nicht viel kleiner ist als 0,5.

Beispiel 4. In einem Wärmeaustauschapparat sollen stündlich 2500 l einer heißen Flüssigkeit vom spez. Gewicht $\gamma_1 = 1,1$ [kg/dm³] und der spez. Wärme 0,727 [kcal/kg · °C] von 120° C auf 40° C gekühlt werden. Zur Kühlung stehen stündlich 10000 l Wasser von 10° C zur Verfügung. — Es sind die rechnerischen Grundlagen zur Konstruktion des Wärmeaustauschapparates zu ermitteln.

1. Bestimmung der noch fehlenden vierten Temperatur (Austrittstemperatur des Kühlwassers): Die Wärme, welche die heiße Flüssigkeit abgibt, ist

$$Q_1 = 2500 \cdot 1,1 \cdot 0,727 \cdot (120 - 40) = 160000 \text{ kcal/h.}$$

Die Wärme, welche das Kühlwasser aufnimmt, ist

$$Q_2 = 10000 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot (t_{2A} - 10).$$

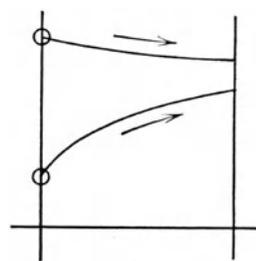


Abb. 268a.
Gleichstrom $W_1 > W_2$.

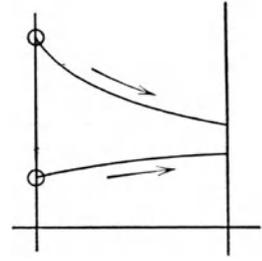


Abb. 268b.
Gleichstrom $W_1 < W_2$.

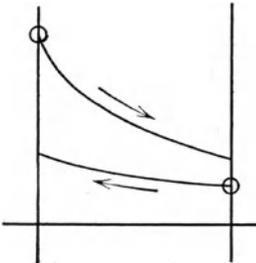


Abb. 268c.
Gegenstrom $W_1 < W_2$.

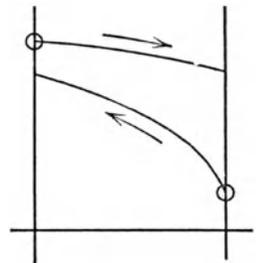


Abb. 268d.
Gegenstrom $W_1 > W_2$.

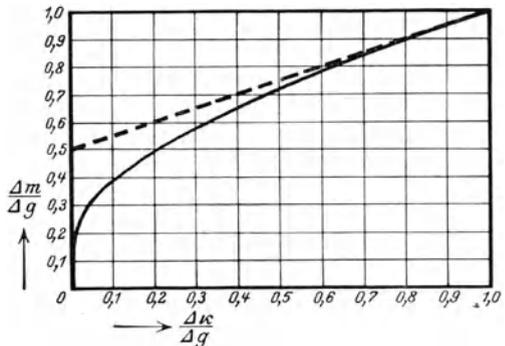


Abb. 269. Abbildung der Gleichung (7).

Da $Q_2 = Q_1$ sein muß, errechnet sich die Austrittstemperatur des Kühlwassers zu

$$t_{2A} = 10 + \frac{160000}{10000} = 26^\circ \text{C}.$$

2. Bestimmung der mittleren Temperaturdifferenz Δ_m : Durch Herstellung einer Zeichnung gemäß Abb. 270 oder auch nur durch eine kurze Überlegung findet man für Gegenstrom

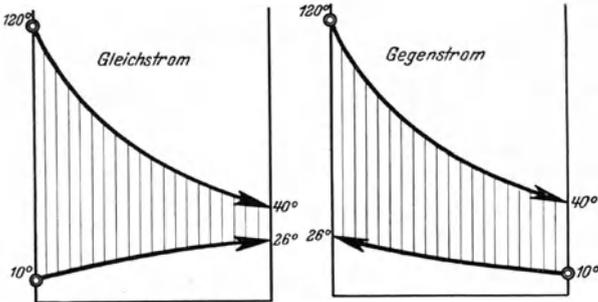


Abb. 270. Temperaturverlauf bei Gleich- und Gegenstrom.

$$\Delta_k = 30^\circ \text{C} \quad \text{und} \quad \Delta_g = 94^\circ \text{C}.$$

Daraus

$$\frac{\Delta_k}{\Delta_g} = \frac{30}{94} = 0,32$$

und aus Abb. 269

$$\frac{\Delta_m}{\Delta_g} = 0,60.$$

Endlich ergibt sich:

$$\Delta_m = \Delta_g \cdot 0,60 = 56,5^\circ \text{C}.$$

3. Bestimmung der Heizfläche: Unter Annahme eines Erfahrungswertes für die Wärmedurchgangszahl, z. B. $k = 1000$, ergibt sich aus der Gleichung

$$Q_h = k \cdot F \cdot \Delta_m$$

die Heizfläche zu

$$F = \frac{Q_h}{k \cdot \Delta_m} = \frac{160000}{1000 \cdot 56,5} = 2,8 \text{ m}^2.$$

D. Berechnung der Kesselheizfläche.

Bei der Übertragung der Wärme aus der glühenden Koksschicht oder den Heizgasen nach der Wasserfüllung handelt es sich ebenfalls um einen Vorgang des Wärmedurchganges, so daß auch hier die Grundgleichung des Wärmedurchganges angewandt werden könnte. Aus Zweckmäßigkeitsgründen sieht man jedoch von diesem Rechenverfahren ab und rechnet direkt mit der Wärmelieferung je m^2 Kesselheizfläche, die man die Heizflächenbelastung K nennt. Diese Größe ist von der Dimension $\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h}$ und ist ein reiner Erfahrungswert. Steigert man bei einer Anlage die Belastung über einen bestimmten Wert hinaus, so nimmt der Wirkungsgrad des Kessels sehr rasch ab.

Wirtschaftlich günstige Werte für den Dauerbetrieb gibt die nachstehende Zahlentafel, welche den Regeln entnommen ist.

Als Heizfläche wird im allgemeinen die gesamte feuerberührte Kesselfläche gerechnet. Eine Ausnahme machen die eingemauerten schmiedeeisernen Dampfkessel, bei welchen die dampfberührte Heizfläche nicht mitgerechnet wird.

Die Wärmeleistung, welche vom Kessel verlangt wird, setzt sich zusammen aus dem stündlichen Wärmebedarf des Gebäudes, wie ihn der normale Rechnungsgang ergibt, also mit Anheizzuschlägen, dann aus dem stündlichen Wärmeverlust des Kessels und der Rohrleitungen im Beharrungszustand und ferner dem Wärmeverbrauch für das Anwärmen der Eisen- und Wassermassen der Heizungsanlage nach Betriebsunterbrechungen. Dieser letztere Betrag wird jedoch nur berücksichtigt, wenn auch bei großer Kälte der Betrieb täglich unterbrochen wird.

Der Wärmeverlust der Rohrleitungen und der Wärmeverbrauch für das Hochheizen des ganzen Systems muß bei sehr großen Anlagen (Fernheizungen) rechnerisch ermittelt werden. Bei den gewöhnlichen Gebäudeheizungen genügt es aber, diese Werte als Prozentsätze auf den Wärmebedarf des Gebäudes in Rechnung zu stellen.

	Für Wasser		Für Dampf	
	Koks	Braunkohlen- briketts ¹	Koks	Braunkohlen- briketts ¹
1. Glieder- und schmiedeeiserne Kleinkessel				
a) ohne Züge	12000	10000	10000	8000
b) mit Zügen	8000	7000	7000	6000
	Koks oder Steinkohle	Braunkohle oder Braunkohlen- briketts ¹	Koks oder Steinkohle	Braunkohle oder Braunkohlen- briketts ¹
2. Flammrohr und Sattelkessel				
a) ohne Heizrohre	8000	7000	7500	6500
b) mit Heizröhren	7000	6000	6500	5800
3. Heizrohrkessel (Wasser umspült die Rohre außen)				
Verhältnis von Rost- zu Heizfläche etwa 1 : 30	7000	6000	6500	5800
4. Wasserrohrkessel (Wasser durchströmt die Rohre innen)				
Verhältnis von Rost- zu Heizfläche etwa 1 : 30	7000	6000	6500	5800

Die erforderliche Kesselheizfläche ergibt sich dann nach der Gleichung

$$F = \frac{Q}{K} \cdot (1 + a + b),$$

hierin ist

F die Kesselheizfläche in m^2 ,

Q der Wärmebedarf des Gebäudes in kcal/h,

K die Heizflächenbelastung in kcal/ $m^2 \cdot h$,

a eine Zuschlaggröße für die Wärmeverluste des Kessels und der Rohrleitungen,

b eine Zuschlaggröße für das Anwärmen der Eisen- und Wassermassen der Anlage nach Betriebsunterbrechungen.

Bei Heizungen ohne Fernleitung ist die Zuschlaggröße a für die Wärmeverluste von Kessel und Rohrleitungen wie folgt einzusetzen:

Für Anlagen, bei welchen die Rohrleitungen geschützt liegen, Steigestränge an den Innenwänden, Verteilungsleitungen mit Wärmeschutz in warmen Räumen $a = 0,05$

Für Anlagen, bei welchen die Rohrleitungen weniger geschützt liegen, Steigestränge an den Außenwänden, Verteilungsleitungen mit Wärmeschutz in kalten Räumen $a = 0,10$

Für Anlagen, die besonders ungünstig liegende und weit verzweigte Rohrleitungen, Steigestränge in Mauerschlitzen der Außenwände, Verteilungsleitungen mit Wärmeschutz im kalten Dachgeschoß besitzen $a = 0,15$

Für Fernleitungen sind die Wärmeverluste gesondert zu berechnen.

Die Zuschlaggröße b für das Anwärmen der Eisen- und Wassermassen der Heizungsanlage nach Betriebsunterbrechungen ist nur zu berücksichtigen, wenn auch bei großer Kälte der Betrieb täglich unterbrochen wird (Betriebsweise II und III, vgl. S. 167). Sie beträgt

bei Warmwasserheizungen $b = 0,20$

bei Dampfheizungen $b = 0,10$

Die Zuschlaggröße b braucht nicht berücksichtigt zu werden, wenn Aushilfskessel vorgesehen sind.

¹ Die Werte gelten als Richtlinien. Bei Sonderausführungen von Kesseln können höhere Heizflächenbelastungen zugrunde gelegt werden. (Zusatz lt. Beschluß des Fachnormenausschusses für Heizungen vom 10. Sept. 1929).

III. Berechnungen von Rohrisolierungen.

A. Allgemeines.

Der Wärmeverlust eines isolierten Rohres nimmt bekanntlich mit zunehmender Isolierdicke ab. Aus Abb. 271, welche für ein beliebig gewähltes Zahlenbeispiel in der Kurve „a“ den Zusammenhang zwischen Isolierstärke und Wärmeverlust zeigt, erkennt man, daß schon sehr dünne Isolierschichten eine beträchtliche Verminderung der Wärmeverluste gegenüber dem nackten Rohr bewirken, daß aber mit zunehmender Schichtdicke die Verminderungen des Verlustes immer kleiner werden. Andererseits zeigt die Kurve *b* der gleichen Abbildung, daß mit zunehmender Isolierstärke das Volumen der Isolierung, damit das Gewicht und damit näherungsweise auch der Preis der Isolierung sehr rasch ansteigt. Es wird also bald eine Grenze erreicht sein, bei der eine weitere Vermehrung der Isolierdicke nicht mehr zweck-

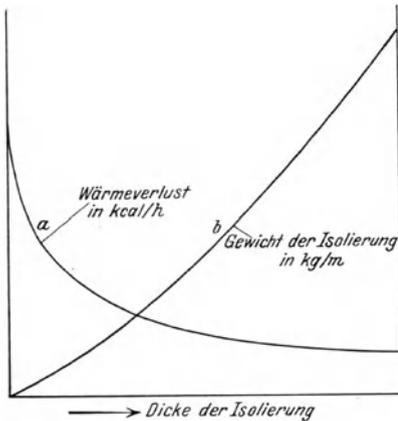


Abb. 271.

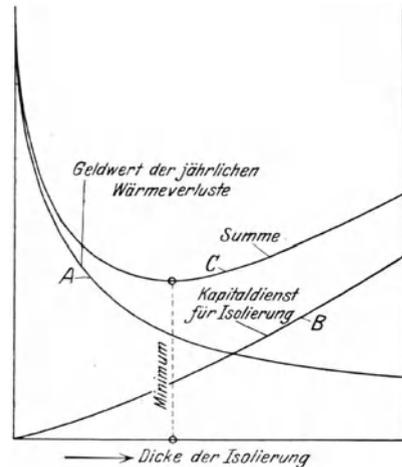


Abb. 272.

Abb. 271 u. 272. Zu: Wirtschaftlichste Isolierstärke.

mäßig ist. Das Kennzeichen dieser Grenze, also der „wirtschaftlichsten Isolierstärke“, ergibt sich aus folgender Überlegung, die erstmalig von Gerbel und von Hottinger veröffentlicht wurde.

Aus den stündlichen Wärmeverlusten der Leitung errechnet sich der Geldwert der jährlichen Wärmeverluste durch Berücksichtigung der jährlichen Betriebsstundenzahl und der Selbstkosten der Wärme (bezogen auf eine Million kcal). Wie dieser Wert sich mit der Stärke der Isolierung vermindert, zeigt die Kurve *A* in Abb. 272, welche der Kurve *a* in Abb. 271 geometrisch ähnlich ist. Die zweite Kurve *B* in Abb. 272 stellt den jährlichen Kapitaldienst für die Isolierung dar, der sich aus dem Preis der Isolierung, einer angenommenen Lebensdauer und einer angenommenen Verzinsungsquote ermittelt. Die Summe aus beiden Kurven, die Kurve *C*, stellt die gesamte Aufwendung für die Wärmeverluste und Kapitaldienst dar. Sie zeigt bei irgendeiner Isolierstärke ein Minimum, und dies ist die wirtschaftlichste Isolierstärke.

B. Ermittlung der wirtschaftlichsten Isolierstärke.

Die rechnerische Durchführung des oben angedeuteten Gedankens ist eine ziemlich zeitraubende Arbeit, da im allgemeinen nicht nur verschiedene Isolierstärken, sondern auch verschiedene Isolierstoffe und oft auch noch verschiedene Rohrdurch-

messer zur Wahl stehen. Eine große Erleichterung sind die Zahlen- und Kurven- tafeln, welche Cammerer veröffentlicht hat¹. Für die Isolierung von Leitungen bei Heizungsanlagen sind eine ganze Reihe von vereinfachenden Annahmen zulässig, und dadurch vereinfachen sich auch die Zusammenhänge so weit, daß sie sich in einer einzigen Tabelle darstellen lassen (s. nachstehende Zahlentafel).

Diese Zahlentafel, welche ebenfalls dieser Arbeit von Cammerer entnommen ist, ist unter der Annahme errechnet, daß die Leitung im Inneren von Gebäuden liegt, also keinem Windanfall und Regen ausgesetzt ist. Bei Aufstellung der Tabelle sind ferner zugrunde gelegt: eine jährliche Benutzungsdauer von 4800 Stunden, ein Wärmepreis von 10 M. für die Million kcal und eine jährliche Verzinsungs- und Amortisationsquote von 15 bis 20 vH.

Wirtschaftlichste Isolierstärken.			
Temperaturdifferenz zwischen Rohr und Luft			
50° C		100° C	
Lichter Rohrdurchmesser in mm	Wirtschaftliche Isolierstärke in mm	Lichter Rohrdurchmesser in mm	Wirtschaftliche Isolierstärke in mm
10 bis 30	20	10 bis 20	20
20 „ 70	30	20 „ 30	30
70 „ 100	40	30 „ 45	40
Ebene Wand	50	45 „ 70	50
		70 „ 100	60
		Ebene Wand	80

C. Berechnung der Wärmeverluste.

Da die Wärme vom strömenden Wärmeträger zuerst an die innere Fläche der Rohrwandung übergehen muß, dann nacheinander die Rohrwandung und die Isolierung durchsetzen und endlich von der Außenseite der Isolierung an die Raumluft übertreten muß, so handelt es sich hierbei um einen Vorgang des Wärmedurchganges. Die Gleichung für den Wärmedurchgang durch ein Rohr ist von ähnlicher Bauart wie die Gleichung des Wärmedurchganges durch eine ebene Wand; sie lautet nämlich:

$$Q_h = k_{\text{Rohr}} \cdot \pi \cdot L \cdot (t_i - t_a). \tag{6}$$

Der Unterschied gegenüber der Wärmedurchgangsgleichung für ebene Wände ist vor allem der, daß sich diese Gleichung nicht auf eine Fläche, sondern auf eine Länge, nämlich die Länge des Rohres, bezieht, und daß die Wärmedurchgangszahl k_{Rohr} eine etwas andere Form erhält als die Wärmedurchgangszahl k bei ebener Wand. Zwar gilt auch hier der Satz, daß sich der gesamte Wärmedurchgangswiderstand aus den einzelnen Teilwiderständen zusammensetzt, aber für diese Teilwiderstände gelten andere Werte. Es ist nämlich

$$k_{\text{Rohr}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i d_i} + \frac{1}{2\lambda_E} \cdot \ln \frac{d_m}{d_i} + \frac{1}{2\lambda_J} \cdot \ln \frac{d_a}{d_m} + \frac{1}{\alpha_a \cdot d_a}}, \tag{7}$$

darin bedeuten:

- λ_E die Wärmeleitzahl des Eisens,
- λ_J die Wärmeleitzahl der Isolierung,
- d_i den Innendurchmesser des Rohres,
- d_m den Außendurchmesser des Rohres, zugleich den Innendurchmesser der Isolierung,
- d_a den Außendurchmesser der Isolierung.

Setzt man in der Gleichung des Wärmedurchganges durch das Rohr die Temperaturdifferenz gleich 1° C und die Länge des Rohres gleich 1 m, so ergibt sich die Größe $k_{\text{Rohr}} \cdot \pi$, die man den Einheitswärmeverlust nennt. Zur bequemen Ermittlung

¹ Cammerer: Auswahl, Bemessung und Berechnung des Wärmeschutzes bei Heizungsanlagen nach neuzeitlichen Gesichtspunkten. W.S.W.-Mitt. der Firma Rheinhold & Co., Berlin, Nr. 4 v. 10. Okt. 1927. Verlag: Julius Springer, Berlin.

dieser Größe hat das Forschungsheim für Wärmeschutz in München Kurventafeln aufgestellt, die später Cammerer in Tabellenform übertragen hat. Diese Tabellen berücksichtigen fast alle in der Praxis vorkommenden Verhältnisse hinsichtlich der strömenden Flüssigkeit und der Temperatur sowie des Bewegungszustandes der Außenluft. Aus diesen großen Tabellen¹ hat Cammerer später einen Auszug hergestellt, der sich ebenso wie die Tabelle der wirtschaftlichsten Isolierstärke nur auf die Rohre bei Heizungsanlagen bezieht. Die Vereinfachungen, die Cammerer angenommen hat, sind am besten an Hand eines Zahlenbeispiels zu erläutern.

Wir berechnen den Einheitswärmeverlust für ein Rohr von 82,5 mm innerem Durchmesser und 89 mm Außendurchmesser mit 50 mm Isolierschichtauflage von einer Wärmeleitzahl 0,10. Im Inneren des Rohres strömt heißes Wasser von 90° C. Dabei sei $\alpha_i = 1000$ und $\alpha_a = 7$ gesetzt:

$$\frac{1}{\alpha_i d_i} = \frac{1}{1000 \cdot 0,0825} = 0,012$$

$$\frac{1}{2\lambda_E} \cdot \ln \frac{d_m}{d_i} = \frac{1}{2 \cdot 50} \ln \frac{89}{82,5} = 0,000$$

$$\frac{1}{2\lambda_J} \cdot \ln \frac{d_a}{d_m} = \frac{1}{2 \cdot 0,10} \cdot \ln \frac{189}{89} = 3,765$$

$$\frac{1}{\alpha_a d_a} = \frac{1}{7 \cdot 0,189} = 0,760$$

$$\frac{1}{k_{\text{Rohr}}} = 4,54$$

$$k_{\text{Rohr}} = 0,22;$$

$$k_{\text{Rohr}} \cdot \pi = 0,69.$$

Diese Rechnung zeigt, daß von den vier Teilwiderständen des Wärmedurchganges die ersten beiden, nämlich der Wärmeübergangswiderstand an der Innenseite und der Wärmeleitwiderstand der Eisenwandung, ganz bedeutungslos sind, und daß sich der ganze Wärmedurchgangswiderstand zu 83 vH auf die Rohrisolierung und zu 17 vH auf den äußeren Wärmeübergangswiderstand verteilt. Man kann deshalb mit großer Annäherung für den Einheitswärmeverlust den Ausdruck setzen

$$k_{\text{Rohr}} \pi = \frac{1}{\frac{1}{2\lambda_J} \cdot \ln \frac{d_a}{d_m} + \frac{1}{\alpha_a \cdot d_a}} \cdot \pi. \tag{7}$$

Da α_a sehr wenig veränderlich ist (etwa = 7), so hängt für ein gegebenes Rohr die Größe des Einheitswärmeverlustes nur mehr von der Wärmeleitzahl λ_J und der Isolierstärke s ab, und diese Abhängigkeit von zwei Größen läßt sich in einer Zahlentabelle darstellen. Auf dieser Grundlage hat Cammerer für jedes Rohr handelsüblichen Durchmessers eine Tabelle aufgestellt und diese Tabelle zu einer Tabellenreihe zusammengefügt, die auf den folgenden Seiten mit Genehmigung des Verfassers abgedruckt ist.

In die Leitung eingebaute Formstücke werden dadurch berücksichtigt, daß man sie in ihrem Wärmeverlust gleich einer bestimmten Länge isolierten Rohres setzt und sich die Rohrstrecke um diese Beträge verlängert denkt. Es gilt

1 nackter Flansch	3 m	isoliertes Rohr
1 mit Flanschkappen isolierter Flansch	0,5 m	„ „
1 wie die Rohrleitung isolierter Flansch	0 m	„ „
1 nacktes Ventil	5—7 m	„ „
1 isoliertes Ventil	3 m	„ „
für Rohraufhängungen	10 vH	der Gesamtlänge

¹ Cammerer: Zahlentafeln zur Bestimmung des Wärmeverlustes isolierter Rohrleitungen. W.S.W.-Mitt. der Firma Rheinhold & Co., Berlin, Nr. 4 v. 16. Okt. 1926. Verlag: Julius Springer, Berlin.

Einheitswärmeverlust isolierter Rohrleitungen.

a) Verstärkte Gewinderohre.

Innendurchmesser in engl. Zoll	Durchmesser in mm	Wärmeleit- zahl in kcal $\frac{m \cdot h \cdot ^\circ C}{m \cdot h \cdot ^\circ C}$	Einheitswärmeverlust in kcal/m · h · °C bei einer Isolierstärke in mm von								
			20	30	40	50	60	70	80		
$\frac{1}{8}$	3,2/9	0,04	0,127	0,112							
		0,05	0,153	0,136							
		0,06	0,179	0,160							
		0,07	0,203	0,184							
		0,08	0,226	0,207							
		0,09	0,248	0,228							
		0,10	0,269	0,249							
		0,11	0,289	0,269							
		0,12	0,308	0,289							
		0,13	0,327	0,309							
		0,14	0,346	0,328							
		$\frac{1}{4}$	6,4/13	0,04	0,151	0,131					
				0,05	0,182	0,160					
				0,06	0,212	0,188					
0,07	0,239			0,214							
0,08	0,266			0,240							
0,09	0,291			0,265							
0,10	0,316			0,289							
0,11	0,341			0,311							
0,12	0,365			0,333							
0,13	0,387			0,355							
0,14	0,408			0,376							
$\frac{3}{8}$	9,5/16,5			0,04	0,170	0,146					
				0,05	0,204	0,178					
				0,06	0,238	0,209					
		0,07	0,268	0,238							
		0,08	0,298	0,267							
		0,09	0,326	0,293							
		0,10	0,353	0,319							
		0,11	0,378	0,344							
		0,12	0,402	0,369							
		0,13	0,425	0,393							
		0,14	0,448	0,417							
		$\frac{1}{2}$	12,7/20	0,04	0,190	0,161	0,143				
				0,05	0,228	0,196	0,176				
				0,06	0,265	0,230	0,208				
0,07	0,298			0,262	0,237						
0,08	0,331			0,293	0,266						
0,09	0,361			0,322	0,295						
0,10	0,390			0,350	0,323						
0,11	0,418			0,377	0,349						
0,12	0,446			0,404	0,375						
0,13	0,471			0,430	0,400						
0,14	0,495			0,455	0,425						
$\frac{5}{8}$	15,9/24			0,04	0,209	0,176	0,158				
				0,05	0,250	0,214	0,192				
				0,06	0,292	0,253	0,227				
		0,07	0,328	0,286	0,257						
		0,08	0,364	0,320	0,288						
		0,09	0,397	0,350	0,320						

Innendurchmesser in engl. Zoll	Durchmesser in mm	Wärmeleitfähigkeit in kcal m · h · °C	Einheitswärmeverlust in kcal/m · h · °C bei einer Isolierstärke in mm von								
			20	30	40	50	60	70	80		
5/8	15,9/24	0,10	0,431	0,381	0,352						
		0,11	0,460	0,411	0,378						
		0,12	0,489	0,442	0,405						
		0,13	0,515	0,468	0,433						
		0,14	0,540	0,495	0,462						
3/4	19,1/26	0,04	0,219	0,184	0,164						
		0,05	0,263	0,224	0,199						
		0,06	0,307	0,264	0,235						
		0,07	0,343	0,298	0,267						
		0,08	0,380	0,332	0,300						
		0,09	0,416	0,365	0,333						
		0,10	0,452	0,398	0,367						
		0,11	0,481	0,429	0,393						
		0,12	0,510	0,461	0,420						
		0,13	0,540	0,488	0,450						
7/8	22,2/30	0,04	0,240	0,199	0,178						
		0,05	0,287	0,242	0,215						
		0,06	0,334	0,286	0,252						
		0,07	0,374	0,323	0,287						
		0,08	0,414	0,360	0,323						
		0,09	0,453	0,395	0,358						
		0,10	0,492	0,430	0,393						
		0,11	0,525	0,465	0,422						
		0,12	0,558	0,500	0,452						
		0,13	0,585	0,525	0,483						
		0,14	0,615	0,555	0,515						
		1	25,4/33	0,04	0,256	0,212	0,188	0,167			
				0,05	0,306	0,256	0,227	0,204			
				0,06	0,356	0,301	0,266	0,242			
0,07	0,398			0,340	0,303	0,277					
0,08	0,441			0,380	0,340	0,313					
0,09	0,480			0,416	0,376	0,347					
0,10	0,520			0,453	0,412	0,382					
0,11	0,555			0,489	0,443	0,413					
0,12	0,590			0,525	0,475	0,444					
0,13	0,620			0,555	0,510	0,474					
0,14	0,650			0,585	0,540	0,505					
1 1/4	31,7/41			0,04	0,298	0,243	0,212	0,188			
				0,05	0,354	0,293	0,256	0,229			
				0,06	0,410	0,343	0,300	0,269			
		0,07	0,458	0,389	0,343	0,311					
		0,08	0,505	0,435	0,386	0,352					
		0,09	0,553	0,475	0,426	0,390					
		0,10	0,600	0,515	0,465	0,428					
		0,11	0,638	0,555	0,500	0,460					
		0,12	0,675	0,595	0,535	0,492					
		0,13	0,710	0,630	0,570	0,525					
		0,14	0,745	0,665	0,605	0,560					

Innendurchmesser in engl. Zoll	Durchmesser in mm	Wärmeleitfähigkeit in kcal m · h · °C	Einheitswärmeverlust in kcal/m · h · °C bei einer Isolierstärke in mm von								
			20	30	40	50	60	70	80		
1½	38,1/47	0,04	0,328	0,266	0,230	0,204	0,186				
		0,05	0,390	0,319	0,277	0,246	0,227				
		0,06	0,452	0,371	0,324	0,288	0,268				
		0,07	0,505	0,422	0,372	0,334	0,309				
		0,08	0,555	0,473	0,419	0,379	0,350				
		0,09	0,610	0,515	0,460	0,420	0,389				
		0,10	0,660	0,560	0,500	0,461	0,422				
		0,11	0,705	0,605	0,545	0,496	0,468				
		0,12	0,745	0,645	0,585	0,530	0,496				
		0,13	0,780	0,685	0,620	0,570	0,530				
		0,14	0,815	0,720	0,655	0,605	0,565				
		1¾	44,4/53	0,04	0,358	0,289	0,246	0,219	0,198		
				0,05	0,426	0,346	0,298	0,265	0,242		
				0,06	0,493	0,402	0,350	0,310	0,286		
0,07	0,550			0,459	0,401	0,358	0,331				
0,08	0,605			0,515	0,452	0,406	0,375				
0,09	0,660			0,565	0,496	0,451	0,417				
0,10	0,715			0,610	0,540	0,495	0,458				
0,11	0,765			0,655	0,585	0,535	0,494				
0,12	0,810			0,700	0,625	0,570	0,530				
0,13	0,850			0,740	0,665	0,610	0,565				
0,14	0,890			0,780	0,705	0,645	0,600				
2	50,8/60			0,04	0,392	0,314	0,266	0,236	0,213		
				0,05	0,466	0,377	0,323	0,284	0,261		
				0,06	0,540	0,440	0,379	0,332	0,308		
		0,07	0,605	0,498	0,434	0,385	0,354				
		0,08	0,665	0,555	0,488	0,437	0,400				
		0,09	0,725	0,610	0,540	0,486	0,445				
		0,10	0,780	0,660	0,585	0,535	0,490				
		0,11	0,835	0,710	0,630	0,575	0,530				
		0,12	0,885	0,760	0,675	0,615	0,570				
		0,13	0,930	0,805	0,720	0,655	0,610				
		0,14	0,970	0,850	0,760	0,695	0,645				

b) Nahtlose Rohre.

Äußerer Durchmesser in engl. Zoll	Durchmesser in mm	Wärmeleitfähigkeit in kcal m · h · °C	Einheitswärmeverlust in kcal/m · h · °C bei einer Isolierstärke in mm von						
			20	30	40	50	60	70	80
2½	57,5/63,5	0,04	0,410	0,327	0,276	0,245	0,221		
		0,05	0,488	0,392	0,336	0,295	0,270		
		0,06	0,565	0,456	0,394	0,345	0,318		
		0,07	0,630	0,520	0,450	0,399	0,366		
		0,08	0,690	0,580	0,505	0,452	0,413		
		0,09	0,755	0,635	0,555	0,501	0,459		
		0,10	0,815	0,685	0,605	0,550	0,505		
		0,11	0,870	0,735	0,655	0,595	0,550		
		0,12	0,920	0,785	0,700	0,640	0,590		
		0,13	0,965	0,835	0,745	0,680	0,630		
		0,14	1,01	0,880	0,790	0,720	0,670		

Äußerer Durchmesser in engl. Zoll	Durchmesser in mm	Wärmeleitfähigkeit in kcal m · h · °C	Einheitswärmeverlust in kcal/m · h · °C bei einer Isolierstärke in mm von								
			20	30	40	50	60	70	80		
2 ³ / ₄	64/70	0,04	0,440	0,350	0,294	0,259	0,234				
		0,05	0,475	0,419	0,375	0,313	0,286				
		0,06	0,610	0,488	0,420	0,367	0,338				
		0,07	0,680	0,555	0,478	0,423	0,388				
		0,08	0,745	0,620	0,535	0,479	0,437				
		0,09	0,810	0,680	0,590	0,535	0,486				
		0,10	0,875	0,735	0,645	0,585	0,535				
		0,11	0,930	0,790	0,695	0,635	0,580				
		0,12	0,985	0,840	0,745	0,680	0,625				
		0,13	1,04	0,890	0,795	0,725	0,670				
		0,14	1,09	0,940	0,840	0,765	0,710				
		3	70/76,2	0,04	0,470	0,372	0,312	0,273	0,247	0,226	
				0,05	0,560	0,446	0,379	0,331	0,302	0,278	
				0,06	0,650	0,520	0,445	0,388	0,357	0,330	
0,07	0,725			0,590	0,505	0,447	0,409	0,378			
0,08	0,795			0,660	0,565	0,505	0,461	0,426			
0,09	0,865			0,720	0,625	0,565	0,515	0,476			
0,10	0,935			0,780	0,680	0,620	0,565	0,525			
0,11	0,995			0,835	0,735	0,670	0,610	0,570			
0,12	1,05			0,890	0,785	0,715	0,655	0,615			
0,13	1,11			0,945	0,835	0,760	0,700	0,655			
0,14	1,16			1,00	0,885	0,805	0,745	0,695			
3 ¹ / ₄	76,5/83			0,04	0,505	0,395	0,330	0,289	0,260	0,238	
				0,05	0,600	0,475	0,401	0,350	0,318	0,292	
				0,06	0,690	0,555	0,471	0,411	0,376	0,346	
		0,07	0,770	0,630	0,535	0,473	0,431	0,397			
		0,08	0,850	0,700	0,600	0,535	0,486	0,448			
		0,09	0,925	0,765	0,660	0,595	0,540	0,505			
		0,10	1,00	0,825	0,720	0,655	0,595	0,555			
		0,11	1,07	0,885	0,780	0,705	0,645	0,605			
		0,12	1,13	0,945	0,835	0,755	0,695	0,650			
		0,13	1,19	1,01	0,885	0,805	0,740	0,690			
		0,14	1,24	1,06	0,935	0,850	0,785	0,730			
		3 ¹ / ₂	82,5/89	0,04	0,535	0,417	0,348	0,304	0,273	0,249	0,233
				0,05	0,635	0,500	0,423	0,369	0,334	0,306	0,287
				0,06	0,730	0,585	0,497	0,433	0,395	0,362	0,340
0,07	0,815			0,665	0,565	0,497	0,453	0,416	0,390		
0,08	0,900			0,740	0,630	0,560	0,510	0,469	0,440		
0,09	0,980			0,805	0,695	0,625	0,570	0,525	0,490		
0,10	1,06			0,870	0,760	0,685	0,625	0,580	0,540		
0,11	1,13			0,935	0,820	0,740	0,680	0,630	0,580		
0,12	1,20			1,00	0,880	0,795	0,730	0,680	0,640		
0,13	1,26			1,06	0,935	0,845	0,775	0,725	0,685		
0,14	1,31			1,12	0,985	0,890	0,820	0,765	0,730		
3 ³ / ₄	88,5/95			0,04	0,560	0,438	0,366	0,317	0,286	0,260	0,243
				0,05	0,665	0,525	0,443	0,386	0,349	0,319	0,299
				0,06	0,770	0,610	0,520	0,454	0,411	0,377	0,355
		0,07	0,860	0,695	0,590	0,525	0,471	0,434	0,407		
		0,08	0,945	0,775	0,660	0,590	0,530	0,490	0,458		
		0,09	1,03	0,845	0,725	0,655	0,590	0,545	0,510		

Äußerer Durchmesser in engl. Zoll	Durchmesser in mm	Wärmeleitfähigkeit in kcal m · h · °C	Einheitswärmeverlust in kcal/m · h · °C bei einer Isolierstärke in mm von								
			20	30	40	50	60	70	80		
3 ³ / ₄	88,5/95	0,10	1,11	0,915	0,790	0,715	0,650	0,600	0,565		
		0,11	1,18	0,980	0,850	0,770	0,705	0,655	0,615		
		0,12	1,25	1,04	0,910	0,825	0,755	0,705	0,660		
		0,13	1,32	1,11	0,970	0,880	0,805	0,750	0,710		
		0,14	1,38	1,17	1,03	0,930	0,855	0,795	0,755		
4	94,5/102	0,04	0,595	0,462	0,386	0,333	0,298	0,271	0,252		
		0,05	0,705	0,555	0,466	0,405	0,364	0,332	0,313		
		0,06	0,810	0,645	0,545	0,476	0,430	0,393	0,374		
		0,07	0,905	0,730	0,620	0,545	0,493	0,452	0,425		
		0,08	1,00	0,815	0,695	0,615	0,555	0,510	0,476		
		0,09	1,09	0,890	0,765	0,680	0,620	0,570	0,530		
		0,10	1,17	0,960	0,835	0,745	0,680	0,625	0,585		
		0,11	1,25	1,03	0,895	0,805	0,735	0,680	0,635		
		0,12	1,32	1,09	0,955	0,860	0,785	0,735	0,685		
		0,13	1,39	1,16	1,02	0,915	0,840	0,785	0,735		
		0,14	1,46	1,23	1,08	0,970	0,890	0,830	0,785		
		4 ¹ / ₄	100,5/108	0,04	0,620	0,480	0,401	0,346	0,310	0,282	0,261
				0,05	0,735	0,580	0,486	0,422	0,380	0,346	0,322
0,06	0,850			0,675	0,570	0,498	0,449	0,409	0,383		
0,07	0,950			0,765	0,650	0,570	0,515	0,470	0,439		
0,08	1,05			0,850	0,725	0,640	0,580	0,530	0,494		
0,09	1,14			0,925	0,795	0,705	0,645	0,590	0,550		
0,10	1,23			1,00	0,860	0,770	0,705	0,650	0,605		
0,11	1,31			1,07	0,930	0,835	0,760	0,710	0,660		
0,12	1,38			1,14	0,995	0,895	0,815	0,766	0,710		
0,13	1,46			1,21	1,06	0,955	0,870	0,815	0,760		
0,14	1,53			1,28	1,12	1,01	0,925	0,860	0,810		

c) Ebene Wand.

Wärmeleitfähigkeit in kcal/m ² · h · °C	Einheitswärmeverlust in kcal/m ² · h · °C bei einer Isolierstärke in mm von						
	20	30	40	50	60	70	80
0,04	1,58	1,13	0,880	0,720	0,610	0,525	0,466
0,05	1,88	1,35	1,07	0,880	0,745	0,645	0,570
0,06	2,17	1,57	1,25	1,03	0,875	0,765	0,675
0,07	2,43	1,77	1,42	1,17	1,01	0,875	0,775
0,08	2,65	1,97	1,58	1,31	1,13	0,985	0,875
0,09	2,90	2,15	1,74	1,45	1,25	1,09	0,975
0,10	3,11	2,33	1,89	1,58	1,36	1,20	1,07
0,11	3,31	2,50	2,03	1,71	1,47	1,30	1,16
1,12	3,51	2,67	2,17	1,83	1,58	1,39	1,25
0,13	3,69	2,83	2,31	1,95	1,69	1,49	1,34
0,14	3,87	2,98	2,44	2,06	1,79	1,58	1,42

Beispiel 5. Für eine Warmwasserheizung mit unterer Verteilung ist das Vorlaufrohr zu isolieren. Die Länge der Leitung ist 50 m. In dieser Leitung sind eingebaut: sechs Flanschenpaare mit Isolierkappen, zwei isolierte Ventile und drei isolierte T-Stücke. Innendurchmesser = 88,5, Außendurchmesser des Rohres = 95 mm, Wärmeleitfähigkeit $\lambda_j = 0,10$.

1. Wie stark soll die Isolierung gewählt werden?
2. Wie groß ist bei 75° C Vorlauftemperatur der stündliche Wärmeverlust?
3. Wie groß ist ungefähr der Geldwert dieser Wärmeverluste während einer Heizperiode?

Zu 1. Der Temperaturunterschied zwischen Rohr und Luft ist etwa 50°C , also gehört nach der Zahlentafel auf S. 179 zu etwa 90 mm Rohrdurchmesser eine Isolierstärke von 40 mm.

Zu 2. Der Einheitswärmeverlust ist nach der Zahlentafel auf S. 185 gleich 0,790.

Für die Rechnung ist die Rohrlänge wie folgt einzusetzen:

Tatsächliche Länge	= 50 m
6 Flanschenpaare, bewertet mit je 0,5 m	= 3 m
2 Ventile, bewertet mit je 3,0 m	= 6 m
3 T-Stücke, bewertet mit je 1,0 m	= 3 m
Aufhängung, bewertet mit 10 vH der Rohrlänge	<u>5 m</u>
	67 m

Der stündliche Wärmeverlust errechnet sich dann aus:

$$Q_h = k_{\text{Rohr}} \cdot \pi \cdot L (t_i - t_a) = 0,790 \cdot 67 \cdot (75 - 20) = 2910 \text{ kcal/h.}$$

Zu 3. Bei 4800 Betriebsstunden je Heizperiode und 10 M. Selbstkosten je 1 Million kcal ist der Wert des jährlichen Wärmeverlustes

$$2910 \cdot [\text{kcal/h}] \cdot 4800 [\text{h}] \cdot \frac{10}{10^6} [\text{M./kcal}] = 130 [\text{M.}].$$

Diese Wärme ist natürlich nur dann als reiner Verlust zu buchen, wenn sie vollständig für die Erwärmung des Gebäudes verloren ist.

IV. Strömung in Kanälen und Leitungen.

A. Der Strömungszustand.

In einer klaren Flüssigkeit kann man den Strömungszustand durch feinverteilte schwebende Teilchen eines festen Körpers sichtbar machen. Bei genügend langsamer Strömung sind in gerader Leitung die Bahnen der einzelnen Teilchen parallele Linien zur Achse, und selbst bei Krümmungen in der Leitung bilden die Bahnen ein geordnetes System von Kurven.

Ist dagegen die Geschwindigkeit der Strömung groß, so herrscht ein ganz anders gearteter Strömungszustand. Von einer geradlinigen oder sonst irgendwie geordneten Bewegung der einzelnen Teilchen ist nichts mehr zu beobachten. Die Teilchen schwirren vielmehr ganz unregelmäßig durcheinander, und wenn es möglich wäre, die Wege der einzelnen Teilchen zu verfolgen, so würde man erkennen, daß sie sich auf ganz unregelmäßigen, sich vielfach durchschlingenden, oft rückläufigen Bahnen bewegen, und daß sich überdies diese Bahnen fortgesetzt ändern.

Den erstgeschilderten Strömungszustand nennt man die geordnete oder laminare Strömung, den zweitgeschilderten Zustand die ungeordnete oder turbulente Strömung. Der Übergang von dem einen zum anderen Strömungszustand erfolgt bei einer Strömung in gerader Leitung plötzlich, und man nennt den Zustand, bei dem dieses Umschlagen der Bewegung eintritt, den kritischen Zustand.

Dieses Umschlagen hängt nicht nur von der Strömungsgeschwindigkeit, sondern auch vom Rohrdurchmesser ab, und zwar derart, daß bei einem doppelt so weiten Rohr der kritische Zustand schon bei einer halb so großen Geschwindigkeit auftritt. Entscheidend ist also das Produkt $w \cdot d$, wenn w die Strömungsgeschwindigkeit und d den Durchmesser bedeutet, und außerdem ist noch die kinematische Zähigkeit ν der Flüssigkeit von Einfluß. Eingehende Versuche haben gezeigt, daß der kritische Zustand erreicht ist, wenn die sog. Reynoldssche Zahl Re , d. i. die Größe $\frac{w \cdot d}{\nu}$ etwa den Wert 2320 annimmt. Der Ausdruck $\frac{w \cdot d}{\nu}$ kann auch durch $\frac{w \cdot d \cdot \rho}{\eta}$ ersetzt werden, worin ρ die Massendichte und η die Zähigkeit bezeichnet.

Nachstehende Zahlentafel gibt für eine Reihe von Flüssigkeiten den Wert der kritischen Geschwindigkeit in Abhängigkeit vom Rohrdurchmesser wieder.

Kritische Geschwindigkeiten in Rohren.

	t	Kritische Geschwindigkeit in m/s bei $d =$				
		10 mm	50 mm	100 mm	200 mm	300 mm
Luft 1 at	0° C	2,6	0,53	0,26	0,13	0,09
	20° C	3,0	0,60	0,30	0,15	0,10
	40° C	3,4	0,68	0,34	0,17	0,11
	100° C	4,6	0,91	0,46	0,23	0,15
Luft 5 at	0° C	0,53	0,11	0,053	0,026	0,017
	20° C	0,60	0,12	0,060	0,030	0,020
	40° C	0,68	0,14	0,068	0,034	0,023
	100° C	0,92	0,18	0,092	0,046	0,031
Luft 10 at	0° C	0,26	0,052	0,026	0,013	0,009
	20° C	0,30	0,060	0,030	0,015	0,010
	40° C	0,34	0,068	0,034	0,017	0,011
	100° C	0,46	0,091	0,046	0,023	0,015
Wasser	0° C	0,36	0,072	0,036	0,018	0,012
	20° C	0,20	0,040	0,020	0,010	0,007
	40° C	0,13	0,026	0,013	0,007	0,005
	100° C	0,060	0,012	0,006	0,003	0,002
Olivenöl	18° C	20,0	4,0	2,0	1,0	0,7
Glycerin	18° C	156	31	15,6	7,8	5,2

Diese Zahlentafel läßt erkennen, daß bei Strömungen, wie sie in der Technik vorkommen, meist mit turbulenter Strömung zu rechnen ist.

B. Das Druckgefälle im geraden Rohr.

Strömt eine Flüssigkeit durch ein gerades Rohr, so nimmt der statische Druck in dieser Flüssigkeit längs des ganzen Rohres stetig ab. Bezeichnet l die Länge des Rohres, p_2 den Anfangsdruck, p_1 den Enddruck, so nennt man

$p_2 - p_1$ [mm WS] den Druckabfall und

$\frac{p_2 - p_1}{l}$ $\left[\frac{\text{mm WS}}{\text{m}} \right]$ das Druckgefälle, das mit dem Buchstaben R bezeichnet sei.

Für das Druckgefälle gilt die Gleichung der Hydraulik:

$$R = \frac{p_2 - p_1}{l} = \xi \cdot \frac{w^2}{2g} \cdot \frac{\gamma}{d}. \tag{8}$$

Der als Widerstandszahl bezeichnete Beiwert ξ läßt sich als Funktion der Reynoldszahl $Re = \frac{w \cdot d}{\nu}$ darstellen. Für glatte gezogene Rohre aus Messing, Kupfer oder Blei gilt nach neueren Forschungen¹ die Gleichung:

$$\xi_{\text{glatt}} = a + \frac{b}{Re^n}. \tag{9}$$

Die in der Heizungstechnik verwendeten schmiedeisernen Rohre gehören zu den rauhen Rohren und haben daher eine größere Widerstandszahl als glatte Rohre.

¹ Jakob, M. und Erk: Der Druckabfall in glatten Rohren usw., Forschungsarb. d. Ver. d. Ing. Bd. 267. 1924.

Bei der schon im Vorwort erwähnten Neuauswertung¹ der Brabbéeschen Versuche an Muffen- und Flanschenrohren² ergab sich

$$\xi = \xi_{\text{glatt}} + \frac{c}{d} \cdot Re^m$$

oder mit Benutzung von Gleichung (9)

$$\xi = a + \frac{b}{Re^n} + \frac{c}{d} Re^m. \quad (10)$$

In dieser Gleichung bezeichnen die Buchstaben a, b, c, n, m Festwerte.

Die Widerstandszahl ξ ist hiernach gleich der Widerstandszahl für glatte Rohre, vermehrt um ein Zusatzglied, das von der Reynoldsschen Zahl Re , dem Rohrdurchmesser d und der im Beiwert c enthaltenen Rauigkeit der Rohre abhängt.

Der Ausdruck für ξ ist, wie erforderlich, dimensionslos, denn Re ist dimensionslos und der Quotient c/d des Zusatzgliedes enthält im Zähler c die Rauigkeit, welche ebenso wie der Rohrdurchmesser d die Dimension einer Länge besitzt.

Werden in der Gleichung (10) für die Beiwerte und Exponenten die aus den Versuchen ermittelten Zahlenwerte eingesetzt, so lautet die Gleichung für die Widerstandszahl der Heizungsrohre

$$\xi = 0,0072 + \frac{0,61}{Re^{0,35}} + \frac{2,9 \cdot 10^{-5}}{d} \cdot Re^{0,108}. \quad (10a)$$

Die für das Rohrmaterial der Heizungstechnik ermittelte Formel für die Widerstandszahl ξ besitzt allgemeine Gültigkeit, d. h. sie ist unabhängig davon, ob durch diese Rohre Wasser, Dampf oder ein anderes Medium strömt. Die Art des Mediums ist in der Formel durch die in der Reynoldsschen Zahl $Re = \frac{w d}{\nu}$ enthaltenen kinematischen Zähigkeit ν berücksichtigt.

Nachstehende Zahlentafel enthält einige Werte der kinematischen Zähigkeit von Wasser und Sattedampf. Die Zahlen für Wasser sind der Hütte (25. Aufl., S. 333), die für Dampf der Untersuchung von Speyerer über die Zähigkeit des Wasserdampfes⁵ entnommen.

Kinematische Zähigkeit ν des Wasser bei verschiedenen Temperaturen $t^\circ \text{C}$				Kinematische Zähigkeit ν des gesättigten Dampfes bei verschiedenen Drücken p ata			
t	ν	t	ν	p	ν	p	ν
0	$1,78 \cdot 10^{-6}$	60	$0,476 \cdot 10^{-6}$	1,0	$21,66 \cdot 10^{-6}$	6,0	$5,02 \cdot 10^{-6}$
20	$1,00 \cdot 10^{-6}$	80	$0,366 \cdot 10^{-6}$	2,0	$12,19 \cdot 10^{-6}$	8,0	$4,05 \cdot 10^{-6}$
40	$0,659 \cdot 10^{-6}$	100	$0,295 \cdot 10^{-6}$	4,0	$6,92 \cdot 10^{-6}$	10,0	$3,45 \cdot 10^{-6}$

C. Der Druckabfall in Einzelwiderständen.

Als Einzelwiderstände bezeichnet man in der Heizungstechnik alle durch Formstücke in einer Leitung — T-Stücke, Ventile, Krümmer usw. — verursachten Druckverluste. Oft bezeichnet man auch die Formstücke selbst als Einzelwiderstände und stellt sie den einfachen geraden Rohrstrecken gegenüber.

Für den Druckabfall Z im Einzelwiderstand gilt die Gleichung

$$Z = p_2 - p_1 = \zeta \cdot \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma. \quad (11)$$

Der Beiwert ζ hängt sehr von der Bauart des Einzelwiderstandes, z. B. des Ventiles, ab und kann nur durch Versuche bestimmt werden (vgl. Hilfstafel I, unten links).

¹ Vgl. F. Bradtke: Das Druckgefälle in geraden Rohrstrecken. Ges.-Ing. 1930, Kongreßnummer.

² Nach der Rohrnormung entsprechen den Muffenrohren die „verstärkten Gewinderohre“, den Flanschenrohren die „nahtlosen Rohre“, vgl. S. 36.

³ Z. V. d. I. Bd. 69, S. 747. 1925.

V. Berechnung der Rohrnetze von Warmwasserheizungen.

A. Der Grundgedanke der Rechnung.

Der Gang der Rechnung soll an dem in Abb. 273 gezeichneten einfachen Heizsystem, das nur aus dem Heizkessel und einem Heizkörper besteht, erläutert werden. Dabei sei angenommen, daß Temperaturänderungen des Wassers nur im Heizkörper und im Kessel, nicht aber in den Rohrleitungen stattfinden.

1. Der wirksame Druck.

Die Kraft, welche das Wasser in Umlauf setzt, ist der Gewichtsunterschied zwischen der schwereren Wassersäule im Rücklauf und der leichteren Wassersäule im Vorlauf. Es bezeichne:

H den gesuchten wirksamen Druckunterschied in mm WS,

h den Höhenunterschied zwischen Kesselmitte und Heizkörpermitte in m,

γ_v das spez. Gewicht des Wassers im Vorlauf in kg/m^3 ,

γ_r das spez. Gewicht des Wassers im Rücklauf in kg/m^3 .

Dann gilt die Gleichung:

$$H = h \cdot (\gamma_r - \gamma_v) [\text{kg/m}^2]. \quad (12)$$

Hierbei sei daran erinnert, daß eine Druckangabe in kg/m^2 stets zahlenmäßig gleich ist der Druckangabe in mm WS.

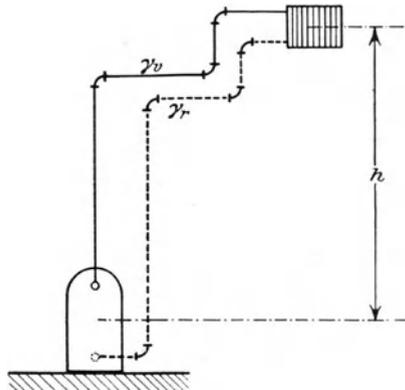


Abb. 273. Zur Ableitung der Gleichung (12).

2. Die Grundgleichung für den Wasserumlauf im Rohrnetz.

Unter dem Einfluß des wirksamen Druckes H stellt sich eine Bewegung des Wassers im Rohrnetz ein. Die Strömungsgeschwindigkeit steigt so lange an, bis die gesamten Strömungswiderstände, nämlich die Summe aus allen Einzelwiderständen plus der Summe aller Widerstände in den geraden Rohrstrecken, gleich der wirksamen Druckhöhe sind. Daraus ergibt sich die Grundgleichung

$$H = \Sigma Z + \Sigma lR \quad (13a)$$

oder

$$H - \Sigma Z = \Sigma lR. \quad (13b)$$

Die Einzelwiderstände lassen sich erst dann rechnerisch erfassen, wenn der Durchmesser der Strömungswege annähernd bekannt ist. Man teilt deshalb den ganzen Rechnungsgang in eine vorläufige Rechnung und eine Nachrechnung.

Zum Zwecke der vorläufigen Rechnung nimmt man an, daß je nach dem Charakter des Gebäudes oder der Heizanlage die Einzelwiderstände einen erfahrungsmäßig bekannten Bruchteil (a vH der wirksamen Druckhöhe) aufzehren und der Rest für die geraden Rohrstrecken übrigbleibt. Der Bruchteil der Einzelwiderstände ist für gewöhnliche Wohngebäudeheizungen etwa 50 vH, für Fernleitungen etwa 10 bis 20 vH. Über genauere Werte s. Zahlentafel 13, S. 271.

Die Grundgleichung lautet nun in dritter Form:

$$H \cdot \left(\frac{100 - a}{100} \right) = \Sigma lR. \quad (14)$$

3. Ableitung weiterer Gleichungen.

Mit dem Druckverlust, wie er auf der linken Seite der letzten Gleichung steht, berechnet man nun ein gedachtes Rohrnetz, von dem man sich vorstellt, daß in allen Formstücken die Strömung reibungslos verläuft, dafür aber nur der um a vH verminderte Druck zur Verfügung steht. Es ist üblich, die Rohrnetze so zu berechnen, daß innerhalb desselben Rohrzuges nicht die Strömungsgeschwindigkeit w , sondern das Druckgefälle R konstant ist. Damit wird

$$R = \left(\frac{100 - a}{100} \right) \cdot \frac{H}{\Sigma l}, \quad (15)$$

also eine Größe, die aus dem Rohrplan ohne Mühe zu errechnen ist.

Zur rechnerischen Verwertung dieses Druckgefälles in den geraden Rohrstrecken geht man von der Gleichung (8) aus:

$$R = \frac{p_2 - p_1}{l} = \xi \cdot \frac{w^2}{2g} \cdot \frac{\gamma}{d}.$$

In dieser Gleichung ist w eine noch unbekannte Größe, die wir zunächst auf das stündliche Wassergewicht G_h zurückführen mit Hilfe der Gleichung:

$$G_h = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot 10^{-6} \cdot w \cdot 3600 \cdot \gamma. \quad (16)$$

Der Faktor 10^{-6} ergibt sich aus der Umrechnung der Durchmesser von Metern in Millimeter und der Faktor 3600 aus der Umrechnung von der sekundlichen auf die stündliche Wassermenge.

Gleichung (16) nach w aufgelöst, ergibt

$$w = \frac{10^4}{9\pi} \cdot \frac{1}{\gamma} \cdot \frac{G_h}{d^2}. \quad (17)$$

Wird dieser Ausdruck in Gleichung (8) eingesetzt, so erhält man:

$$R = \frac{p_2 - p_1}{l} = 6,4 \cdot 10^6 \cdot \frac{\xi}{\gamma} \cdot \frac{G_h^2}{d^5}. \quad (18)$$

Bei der Warmwasserheizung ist die stündliche Wassermenge G_h eines Stromkreises bei vorgeschriebener Wärmeleistung Q_h durch die Vorlauf- und Rücklauf-temperatur bestimmt.

Nach den neuen Regeln sind für diese Temperaturen 90° und 70° C vorgeschrieben.

Es ist:

$$G_h = \frac{Q_h}{90 - 70} = \frac{Q_h}{20}.$$

Gleichung (18) lautet dann unter Einführung dieses Wertes für G_h und für $\gamma = 972$:

$$R = \frac{p_2 - p_1}{l} = 16,5 \cdot \xi \cdot \frac{Q_h^2}{d^5}. \quad (19)$$

4. Beschreibung der Hilfstafel I bzw. II.

Die Haupttabelle enthält in der linken und rechten Randspalte das Druckgefälle R , im Kopf die Nennwerte der Rohre und in jedem Tabellenfeld zuerst die stündliche Wärmemenge Q_h und dann die sekundliche Wassergeschwindigkeit w .

Die Tabelle gibt also gemäß Gleichung (19) den Zusammenhang zwischen R , Q_h und d und dient zur bequemen zahlenmäßigen Verwertung dieser Gleichung.

Es sei darauf aufmerksam gemacht, daß die Widerstandszahl ξ von w und d , damit also auch von Q_h und d abhängt. Diese Abhängigkeit ist bereits bei der Aufstellung der Hilfstafel berücksichtigt. Ferner ist zu erwähnen, daß die nach der Gleichung (19) berechneten Werte von R noch um 5 vH erhöht wurden als Sicher-

heitszuschlag für unkontrollierbare Zusatzwiderstände, die sich bei der Ausführung der Anlagen ergeben.

Die Hilfstafel I gilt für Schwerkraftheizungen, die Tafel II enthält dieselben Werte für Pumpenheizungen.

Bemerkung zu den Hilfstafeln I und II.

(Im Streifenband am Schluß des Anhanges.)

Die Hilfstafeln sind für einen Temperaturunterschied ($t_e - t_r$) von 20° C entworfen worden. Für alle gewöhnlichen Fälle, bei denen mit dem letztgenannten Unterschied gearbeitet wird, können sie ohne weiteres benutzt werden. Ist dagegen ein anderer Temperaturunterschied, z. B. mit t° C gegeben, so sind die durch die einzelnen Teilstrecken zu fördernden Wärmemengen zunächst mit $20/t$ zu multiplizieren; hierauf können die Hilfstafeln unmittelbar verwendet werden.

Beispiel 6. (Vorübung zum Handhaben der Hilfstafel.) In einem 10 m langen Stromkreis mit einer Vorlauftemperatur von 90° C und einer Rücklauftemperatur von 70° C soll eine Wärmemenge von 35000 kcal/h gefördert werden. Es steht eine Druckhöhe von 3,6 mm WS zur Verfügung.

Welchen Durchmesser muß die Rohrleitung erhalten?

Wie groß ist die Wassergeschwindigkeit?

Da für die 10 m lange Rohrleitung eine Druckhöhe von 3,6 mm WS zur Verfügung steht, so beträgt das Druckgefälle $R = 3,6 : 10 = 0,36$ mm WS/1 m Rohr. Man geht in der Spalte für das Druckgefälle nach unten bis zum Wert 0,36 und findet, in dieser Reihe nach rechts gehend, nur die Wärmemengen 29000 und 36700 kcal/h angegeben, entsprechend den beiden handelsüblichen Durchmessern 60 mm und 70 mm. Man wählt den größeren Durchmesser $d = 70$. Um die herrschende Wassergeschwindigkeit zu bestimmen, geht man in der Spalte für den Durchmesser 70 mm bis zur Wärmemenge 35000 kcal/h und findet unter dieser Zahl eine Wassergeschwindigkeit von 0,13 m/s und damit, von dieser Zahl aus nach links gehend, ein Druckgefälle von 0,33. Da also wegen der handelsüblichen Stufung der Rohrdurchmesser ein etwas zu weites Rohr gewählt werden mußte, werden von dem zur Verfügung stehenden Druck von 3,6 mm nur $10 \cdot 0,33 = 3,3$ mm aufgebraucht.

B. Zweirohrsystem ohne Berücksichtigung der Wärmeverluste der Rohrleitung.

1. Vorbereitende Arbeit.

Liegt für ein Projekt Rohrplan und Strangschema fest, so beginnt die Ausarbeitung damit, daß man den ungünstigsten Strang herausucht. Dies ist die Rohrverbindung des Kessels mit dem am ungünstigsten gelegenen Heizkörper, meist jenem Heizkörper, der bei niedrigster Höhenlage über dem Kessel zugleich die größte horizontale Entfernung hat. Im Zuge dieses Rohrstranges legt man dann die einzelnen Teilstrecken fest, wobei man unter Teilstrecken alle jene Rohrstrrecken versteht, in welchen sich die Wassermenge nicht ändert, also meist von T-Stück zu T-Stück. Diese Teilstrecken numeriert man dann von der Mitte eines Heizkörpers ausgehend durch den Rücklauf zum Kessel und von hier wieder zum Heizkörper zurück. Durch Summierung der Längen all dieser Teilstrecken bildet man den Wert Σl . Die wirksame Druckhöhe H ist nach Zahlentafel 10 bzw. 17 zu berechnen. Von ihr ist der Anteil der Einzelwiderstände nach Zahlentafel 13 abzuziehen. Der Rest wird durch Σl dividiert, wodurch das Druckgefälle R erhalten wird.

2. Vorläufige Ermittlung der Rohrdurchmesser.

Der Wert R ist in der Hilfstafel I aufzusuchen, worauf man, in derselben Waagrechtens fortschreitend, über der jeweilig zu fördernden Wärmemenge sofort den vorläufigen Rohrdurchmesser abliest. Sinngemäß erfolgt, wie die nachstehenden Beispiele zeigen, die Behandlung der anderen Stromkreise.

Man nennt diese vorläufige Ermittlung des Rohrdurchmessers auch häufig „Annahme des Rohrdurchmessers für den Kostenanschlag“.

Die so erhaltenen Durchmesser können direkt in den Vordruck (Spalte e) eingetragen werden.

3. Nachrechnung der Rohrleitung für die Ausführung.

Zunächst werden unter Benutzung der linken unteren Hälfte der Hilfstafel die Werte $\Sigma\zeta$ für jede Teilstrecke bestimmt. Hierauf geht man von dem vorläufigen Durchmesser aus und sucht lotrecht unter ihm die zu fördernde Wärmemenge bzw. den nächsthöheren Wert auf. Waagrecht nach links oder rechts schreitend, wird in der Randspalte der Wert R gefunden, der mit der Länge der Teilstrecke zu multiplizieren ist. Unmittelbar unter der Wärmemenge steht die zugehörige Wassergeschwindigkeit. Unter Benutzung dieses Wertes wird aus der Zahlentafel links oben unter dem betreffenden Wert $\Sigma\zeta$ der zugehörige Einzelwiderstand unmittelbar erhalten.

Die $\Sigma l \cdot R + \Sigma Z$, gebildet für alle Teilstrecken eines Stromkreises, muß etwas kleiner oder höchstens gleich der in diesem Kreis zur Verfügung stehenden Druckhöhe H sein. Ist dies nicht der Fall, so müssen einzelne Teilstrecken so lange geändert werden, bis vorstehende Bedingung erfüllt ist.

4. Beispielsrechnung.

Beispiel 7. Aufgabe: Für die in nachstehend abgebildetem Strangschemata dargestellte Heizanlage mit unterer Verteilung ist die Rohrdimensionierung durchzuführen. Die Berechnung soll ohne Berücksichtigung der Wärmeverluste der Rohrleitung erfolgen. Die Temperatur des Wassers soll im Vorlauf 90°C , im Rücklauf 70°C betragen.

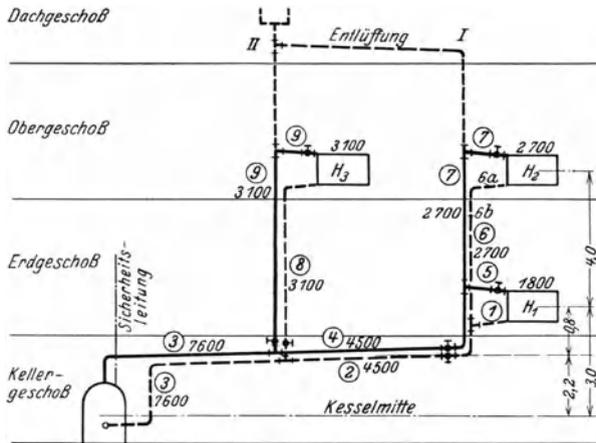


Abb. 274. Strangschemata zu Beispiel 7.

Durchrechnung.

Nach Einteilung der Teilstrecken füllt man zunächst die Spalten a, b und d des Vordruckes aus. Dann beginnt man mit der Berechnung des Druckgefälles R und der Annahme der vorläufigen Rohrdurchmesser d . Die Nennweiten dieser Rohrdurchmesser (bei nicht genormten Rohren die Innendurchmesser) werden in Spalte e eingetragen.

1. Vorläufige Rechnung.

- a) Stromkreis des Heizkörpers I (d. i. der ungünstigste).
(Teilstrecken I bis 5.)

Wirksamer Druck (aus Zahlentafel 10) . . . $H = 3,0 \cdot 12,47 = 37,4$ mm WS
 Bleiben für Rohrreibung in den Teilstrecken I bis 5 (nach Zahlen-
 tafeln 13) $50 \text{ vH} = 18,7$ „ „
 Gesamtlänge dieser Teilstrecken $= 29,0$ m
 Druckgefälle $R = 18,7 : 29,0 = 0,65$ mm WS/m

Hieraus folgen unter Benutzung der Hilfstafel I die „vorläufigen Rohrdurchmesser d “, die in Spalte e des Vordruckes einzutragen sind.

b) Stromkreis des Heizkörpers 2.
(Teilstrecken 2, 3, 4, 6, 7.)

Wirksamer Druck $H = 7,0 \cdot 12,47 = 87,2$ mm WS
 Bleiben für Rohrreibung in den genannten Teilstrecken . . 50 vH = 43,6 „ „
 Hiervon aufgebraucht in den mit dem Stromkreis des Heizkörpers 1
 gemeinsamen Teilstrecken 2, 3, 4 mit einer Gesamtlänge von 26 m
 $26,0 \cdot 0,65 = 16,9$ „ „
 Bleiben für Rohrreibung in den Teilstrecken 6 und 7 = 26,7 mm WS
 Gesamtlänge dieser Teilstrecken = 11,0 m
 Druckgefälle $R = 26,7 : 11,0 = 2,4$ mm WS/m

c) Stromkreis des Heizkörpers 3.
(Teilstrecken 3, 8, 9.)

Wirksamer Druck $H = 7,0 \cdot 12,47 = 87,2$ mm WS
 Bleiben für Rohrreibung in den genannten Teilstrecken . . 50 vH = 43,6 „ „
 Hiervon aufgebraucht in Teilstrecke 3 (Stromkreis 1) $15,0 \cdot 0,65 = 9,8$ „ „
 Bleiben für Rohrreibung in den Teilstrecken 8 und 9 = 33,8 mm WS
 Gesamtlänge dieser Teilstrecken = 13,0 m
 Druckgefälle $R = 33,8 : 13,0 = 2,6$ mm WS/m

Aus dem Rohrplan				Nachrechnung											Unterschied		
Teilstrecke Nr.	Wärme- menge kcal/h	Wasser- menge bei einer Temp.- Absenkung von ... °C kg/h	Länge der Teil- strecke l m	Vorläufiger Rohrdurch- messer d mm	mit vorläufigem Rohrdurchmesser					mit geändertem Rohrdurchmesser					$\frac{lR}{o-k}$ mm WS	$\frac{Z}{q-k}$ mm WS	
					w m/s	R mm WS m	lR mm WS	$\Sigma \zeta$	Z mm WS	d mm	w m/s	R mm WS m	lR mm WS	$\Sigma \zeta$			Z mm WS
a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	s

Stromkreis des Heizkörpers 1.

Wirksamer Druck: $H = 37,4$ mm WS. Druckgefälle: $R = 0,65$ mm WS/m

1	1800	—	1,5	20													
2	4500	—	5,5	32													
3	7600	—	14,0	32													
4	4500	—	6,5	32													
5	1800	—	1,5	20													
			29,0														

Stromkreis des Heizkörpers 2.

Wirksamer Druck: $H = 87,2$ mm WS. Druckgefälle: $R = 2,4$ mm WS/m.

6	2700	—	5,5	20													
7	2700	—	5,5	20													
			11,0														

Stromkreis des Heizkörpers 3.

Wirksamer Druck: $H = 87,2$ mm WS. Druckgefälle: $R = 2,6$ mm WS/m

8	3100	—	6,0	20													
9	3100	—	7,0	20													
			13,0														

2. Nachrechnung der Rohrleitung.

a) Stromkreis des Heizkörpers 1.

Zur Feststellung der ζ -Werte muß die Ausführung der Heizkörperanschlüsse bekannt sein. Diese seien bei den drei Heizkörpern wie folgt ausgeführt:



Abb. 275.

Zusammenstellung der ζ -Werte.

Teilstrecke 1.	Halber Heizkörper	$\zeta = 1,5$
	2 Bogen (20 mm)	$\zeta = 2,0$
	T-Stück, Abzweig ¹	$\zeta = 1,5$
		$\Sigma \zeta_1 = 5,0$
Teilstrecke 2.	Bogen (32 mm)	$\zeta = 0,5$
	Strangventil (32 mm)	$\zeta = 9,0$
	T-Stück, Durchgang ¹	$\zeta = 1,0$
		$\Sigma \zeta_2 = 10,5$
Teilstrecke 3.	4 Bogen (32 mm)	$\zeta = 2,0$
	Kessel	$\zeta = 2,5$
		$\Sigma \zeta_3 = 4,5$
Teilstrecke 4.	T-Stück, Durchgang	$\zeta = 1,0$
	Strangventil (32 mm)	$\zeta = 9,0$
	Bogen (32 mm)	$\zeta = 0,5$
		$\Sigma \zeta_4 = 10,5$
Teilstrecke 5.	T-Stück, Abzweig	$\zeta = 1,5$
	Bogen (20 mm)	$\zeta = 1,0$
	Eckventil mit Voreinstellung (20 mm)	$\zeta = 2,0$
	Halber Heizkörper	$\zeta = 1,5$
		$\Sigma \zeta_5 = 6,0$

Ausfüllen des Vordruckes.

Aufgreifen des angenommenen Durchmessers d (aus Spalte e) in der obersten Zeile der Hilfstafel I. Aufsuchen lotrecht darunter in den oberen Zeilen die jeweils zu fördernde Wärmemenge (aus Spalte b). Ablesen von R am linken oder rechten Rande der Hilfstafel, Eintragen dieses Wertes in Spalte g des Vordruckes.

Ablesen von w unmittelbar unter der aufgesuchten Wärmemenge, Eintragen dieses Wertes in Spalte f des Vordruckes.

Berechnen der Werte $l \cdot R$ und Eintragen des Resultates in Spalte h.

Eintragen der Werte $\Sigma \zeta$ (aus obenstehender Zusammenstellung) in die Spalte i.

Aufsuchen von w in der Zusammenstellung links oben in der Hilfstafel.

Ablesen von Z , zugehörig dem jeweiligen Wert $\Sigma \zeta$ (aus Spalte i) und Eintragen dieses Wertes in Spalte k. Addition der Werte $l \cdot R$ und Z für alle Teilstrecken des Stromkreises.

Für den Stromkreis des Heizkörpers 1 stehen 37,4 mm WS zur Verfügung. Wenn die Rohrdimensionierung mit den vorläufig angenommenen Durchmessern d (Spalte e) ausgeführt würde, so würden hiervon nur 27,5 mm WS aufgebraucht werden. Verkleinert man den Durchmesser der Teilstrecke 1 um ein Handelsmaß (auf 13 mm), so wird, wie die weitere Nachrechnung zeigt, insgesamt ein Druck von 36,4 mm WS verbraucht. Eine weitere Änderung der Durchmesser ist nun nicht mehr nötig.

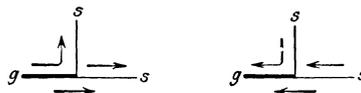
b) Stromkreis des Heizkörpers 2.

Es werden zunächst wieder die Werte $\Sigma \zeta$ für jede Teilstrecke bestimmt und dann die Spalten f bis k des Vordruckes genau wie vor ausgefüllt.

Zusammenstellung der ζ -Werte.

Teilstrecke 6.	Halber Heizkörper	$\zeta = 1,5$
	3 Bogen (20)	$\zeta = 3,0$
	T-Stück, Durchgang	$\zeta = 1,0$
		$\Sigma \zeta_6 = 5,5$
Teilstrecke 7.	T-Stück, Durchgang	$\zeta = 1,0$
	Knie (20)	$\zeta = 1,5$
	Bogen (20)	$\zeta = 1,0$
	Eckventil mit Voreinstellung (20)	$\zeta = 2,0$
	Halber Heizkörper	$\zeta = 1,5$
		$\Sigma \zeta_7 = 7,0$

¹ Die ζ -Werte der T-Stücke sind nur bei den Teilstrecken in Anrechnung zu bringen, in denen sich die Schenkel s befinden. nicht dagegen in der Teilstrecke, die das gemeinsame Stück g enthält.



Aus dem Rohrplan				Nachrechnung											Unterschied		
Teilstrecke Nr.	Wärme- menge kcal/h	Wasser- menge bei einer Temp.- Absenkung von ... °C kg/h	Länge der Teil- strecke l m	Vorläufiger Rohrdurch- messer d mm	mit vorläufigem Rohr- durchmesser					mit geändertem Rohr- durchmesser							
					w m/s	R mm WS m	lR mm WS	Σζ	Z mm WS	d mm	w m/s	R mm WS m	lR mm WS	Σζ			Z mm WS
a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	s

Stromkreis des Heizkörpers 1.

Wirksamer Druck: $H = 37,4$ mm WS. Druckgefälle: $R = 0,65$ mm WS/m.

1	1800	—	1,5	20	0,08	0,80	1,2	5,0	1,6	13	0,15	3,3	5,0	6,0	6,7	+3,8	+5,1
2	4500	—	5,5	32	0,07	0,28	1,5	10,5	2,6	—	—	—	—	—	—	—	—
3	7600	—	14,0	32	0,12	0,70	9,8	4,5	3,3	—	—	—	—	—	—	—	—
4	4500	—	6,5	32	0,07	0,28	1,8	10,5	2,6	—	—	—	—	—	—	—	—
5	1800	—	1,5	20	0,08	0,80	1,2	6,0	1,9	—	—	—	—	—	—	—	—
29,0 $\Sigma l \cdot R_1^2 + \Sigma Z_1^2 = 15,5$ + 12,0 = 27,5 mm WS															+8,9		
Teilstrecke 1 geändert + 8,9 „ „																	
Nun ist $\Sigma l \cdot R + \Sigma Z$ für H.K. 1 = 36,4 mm WS.																	

Stromkreis des Heizkörpers 2.

Wirksamer Druck: $H = 87,2$ mm WS. Druckgefälle: $R = 2,4$ mm WS/m.

6	2700	—	5,5	20	0,13	1,6	8,8	5,5	4,7	a)13	0,22	6,5	9,7	7,0	16,8	+7,3	+13,0
7	2700	—	5,5	20	0,13	1,6	8,8	7,0	5,9	b)20	0,13	1,6	6,4	1,0	0,9	—	—
11,0 $\Sigma l \cdot R_6^2 + \Sigma Z_6^2 = 17,6$ + 10,6 = 28,2 mm WS															+20,3		
Dazu kommt $\Sigma l \cdot R_2^2 + \Sigma Z_2^2$. . . = 21,6 „ „																	
Nun ist $\Sigma l \cdot R + \Sigma Z$ für H.K. 2 = 49,8 mm WS																	
Teilstrecke 6 geändert + 20,3 „ „																	
Damit wird $\Sigma l \cdot R + \Sigma Z$ für H.K. 2 . . . = 70,1 mm WS.																	

Stromkreis des Heizkörpers 3.

Wirksamer Druck: $H = 87,2$ mm WS. Druckgefälle: $R = 2,6$ mm WS/m.

8	3100	—	6,0	20	0,14	2,0	12,0	18,0	17,7	—	—	—	—	—	—	—	—
9	3100	—	7,0	20	0,14	2,0	14,0	19,5	18,9	—	—	—	—	—	—	—	—
13,0 $\Sigma l \cdot R_8^2 + \Sigma Z_8^2 = 26,0$ + 36,6 = 62,6 mm WS																	
Dazu kommt $l \cdot R_3 + Z_3$ = 13,1 „ „																	
Damit wird $\Sigma l \cdot R + \Sigma Z$ für H.K. 3 . . . = 75,7 mm WS.																	

Es ergibt sich dann, daß von den zur Verfügung stehenden 87,2 mm WS nur 49,8 mm WS verbraucht werden. Man kann also eine Teilstrecke im Durchmesser verkleinern. Aus Gründen praktischer Erfahrung verkleinert man nun nicht Steig- und Fallstränge, sondern einen der Anschlußstränge, und zwar wählt man meist den Rücklaufanschluß. Man wird also hier die Teilstrecke 6 in 6a und 6b aufteilen, wobei für Teilstrecke 6a eine Länge von 1,5 m und für Teilstrecke 6b eine solche von 4,0 m angenommen wird. Den Durchmesser der Teilstrecke 6a verringert man auf 13 mm. Damit ändert sich auch der Wert $\Sigma \zeta$ für Teilstrecke 6 wie folgt:

Teilstrecke 6a.	Halber Heizkörper	$\zeta = 1,5$
	3 Bogen (13)	$\zeta = 4,5$
	1 plötzl. Geschwindigkeitsänderung	$\zeta = 1,0$
$\Sigma \zeta_{6a} =$		7,0
Teilstrecke 6b.	1 T-Stück, Durchgang	$\zeta_{6b} = 1,0$

Die mit diesem geändertem Durchmesser durchgeführte Nachrechnung zeigt, daß nun statt 49,8 mm WS insgesamt 70,1 mm WS aufgezehrt werden. Eine weitere Änderung ist nicht mehr erforderlich.

c) Stromkreis des Heizkörpers 3.

Zusammenstellung der ζ -Werte.

Teilstrecke 8.	Halber Heizkörper	$\zeta = 1,5$
	3 Bogen (20)	$\zeta = 3,0$
	Strangventil (20)	$\zeta = 12,0$
	T-Stück, Abzweig	$\zeta = 1,5$
$\Sigma \zeta_8 =$		18,0

Teilstrecke 9. T-Stück, Abzweig	$\zeta = 1,5$
Strangventil (20)	$\zeta = 12,0$
Knie (20)	$\zeta = 1,5$
Bogen (20)	$\zeta = 1,0$
Eckventil mit Voreinstellung (20)	$\zeta = 2,0$
Halber Heizkörper	$\zeta = 1,5$
	$\Sigma \zeta_9 = 19,5$

Die Nachrechnung ergibt, daß hier keine Änderung der Durchmesser erforderlich ist.

Beispiel 8. Aufgabe: Für die in nachstehend abgebildetem Strangschemata dargestellte Heizanlage mit unterer Verteilung ist die Rohrdimensionierung durchzuführen. Die Berechnung soll ohne Berücksichtigung der Wärmeverluste der Rohrleitung durchgeführt werden. Die Temperatur des Wassers soll im Vorlauf 90° C, im Rücklauf 70° C betragen. Die Heizkörperanschlüsse werden nach Abb. 276 ausgeführt.

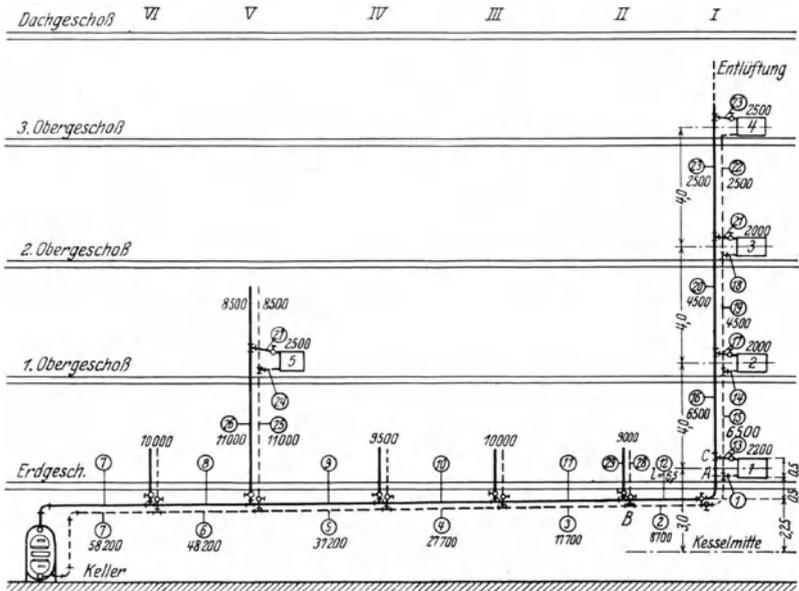


Abb. 276.

Durchrechnung. Man füllt wie im Beispiel 7 zunächst die Spalten a, b, d des Vordruckes aus und trägt nach Berechnung des Druckgefälles R den aus der Hilfstafel I in der „vorläufigen Rechnung“ gefundenen Wert d in Spalte e ein.

1. Vorläufige Rechnung.

- a) Stromkreis des Heizkörpers 1 (d. i. der ungünstigste).
(Teilstrecken 1 bis 13.)

Wirksamer Druck $H = 3,0 \cdot 12,47 = 37,4$ mm WS
 Bleiben für Rohrreibung in den genannten Teilstrecken . 50 vH = 18,7 „ „
 Gesamtlänge dieser Teilstrecken = 73,0 m
 Druckgefälle $R = 18,7 : 73,0 = 0,26$ mm WS/m

b) Stromkreis des Heizkörpers 2.
(Teilstrecken 2 bis 12, 14, 15, 16, 17.)

Wirksamer Druck $H = 7,0 \cdot 12,47 = 87,2$ mm WS
 Bleiben für Rohrreibung in den genannten Teilstrecken . $50 \text{ vH} = 43,6$ „ „
 Hiervon aufgebraucht:
 in den Teilstrecken 2 bis 12 (Länge 70 m) $70 \cdot 0,26 = 18,2$ „ „
 Bleiben für Rohrreibung in den Teilstrecken 14 bis 17. $= 25,4$ mm WS
 Gesamtlänge dieser Teilstrecken $= 10,0$ m
 Druckgefälle $R = 25,4 : 10,0 = 2,5$ mm WS/m

c) Stromkreis des Heizkörpers 3.
(Teilstrecken 2 bis 12, 15, 16, 18 bis 21.)

Wirksamer Druck $H = 11,0 \cdot 12,47 = 137,2$ mm WS
 Bleiben für Rohrreibung in den genannten Teilstrecken . $50 \text{ vH} = 68,6$ „ „
 Hiervon aufgebraucht:
 in den Teilstrecken 2 bis 12 (wie oben) $= 18,2$ „ „
 in den Teilstrecken 15 und 16 (Länge 8 m) $8 \cdot 2,5 = 20,0$ „ „
 Bleiben für Rohrreibung in den Teilstrecken 18 bis 21: $68,6 - 38,2 = 30,4$ mm WS
 Gesamtlänge dieser Teilstrecken $= 10,0$ m
 Druckgefälle $R = 30,4 : 10,0 = 3,0$ mm WS/m

In derselben Weise wird der wirksame Druck und das Druckgefälle R für alle anderen Stromkreise berechnet.

2. Nachrechnung der Rohrleitung.

Nach Ermittlung der $\Sigma \zeta$ für die einzelnen Teilstrecken beginnt man mit der Bestimmung der wirklichen Werte für $\Sigma l \cdot R$ und ΣZ und nimmt, falls es erforderlich ist, eine Änderung der Rohrweiten vor. Die entsprechenden Werte sind in den Vordruck einzutragen.

Aus dem Rohrplan				Nachrechnung												Unterschied		
Nr.	Teilstrecke	Wärmemenge keal/h	Wassermenge bei einer Temp.-Absenkung von ... °C kg/h	Länge der Teilstrecke l m	Vorläufiger Rohrdurchmesser d mm	mit vorläufigem Rohrdurchmesser					mit geändertem Rohrdurchmesser					lR o-h mm WS	Z q-k mm WS	
						w	R	lR	$\Sigma \zeta$	Z	d	w	R	lR	$\Sigma \zeta$			Z
						m/s	mm WS m	mm WS		mm WS	mm	m/s	mm WS m	mm WS				mm WS
a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	s	

Stromkreis des Heizkörpers 1.

Wirksamer Druck: $H = 37,4$ mm WS.

Druckgefälle: $R = 0,26$ mm WS/m.

1	2200	—	1,5	25	0,06	0,33	0,5	5,0	0,9	20	0,10	1,1	1,7	5,0	2,5	+ 1,2	+ 1,6
2	8700	—	5,5	50	0,06	0,13	0,7	8,5	1,5	—	—	—	—	—	—	—	—
3	17700	—	6,0	(57) ¹	0,10	0,26	1,6	1,0	0,5	—	—	—	—	—	—	—	—
4	27700	—	5,0	70	0,10	0,22	1,1	1,0	0,5	—	—	—	—	—	—	—	—
5	37200	—	7,0	(76) ¹	0,12	0,24	1,7	1,0	0,7	—	—	—	—	—	—	—	—
6	48200	—	4,0	80	0,13	0,26	1,0	1,0	0,9	—	—	—	—	—	—	—	—
7	58200	—	14,0	(88) ¹	0,14	0,28	3,9	4,5	4,4	—	—	—	—	—	—	—	—
8	48200	—	4,0	80	0,13	0,26	1,0	1,0	0,9	—	—	—	—	—	—	—	—
9	37200	—	7,0	(76)	0,12	0,24	1,7	1,0	0,7	—	—	—	—	—	—	—	—
10	27700	—	5,0	70	0,10	0,22	1,1	1,0	0,5	—	—	—	—	—	—	—	—
11	17700	—	6,0	(57)	0,10	0,26	1,6	1,0	0,5	—	—	—	—	—	—	—	—
12	8700	—	6,5	50	0,06	0,13	0,8	8,5	1,5	—	—	—	—	—	—	—	—
13	2200	—	1,5	25	0,06	0,33	0,5	6,0	1,1	—	—	—	—	—	—	—	—

$73,0 \Sigma l \cdot R_1^{13} + \Sigma Z_1^{13} = 17,2 + 14,6 = 31,8$ mm WS

Teilstrecke 1 geändert . . . + 2,8 „ „

Nun wird $\Sigma l \cdot R + \Sigma Z$ für H.K. 1 = 34,6 mm WS.

+ 2,8

¹ Nicht genormte Rohre (vgl. S. 36).

Aus dem Rohrplan				Vorläufiger Rohrdurchmesser	Nachrechnung												Unterschied	
Teilstrecke	Wärmemenge	Wassermenge bei einer Temp.-Absenkung von ... °C	Länge der Teilstrecke		mit vorläufigem Rohrdurchmesser					mit geändertem Rohrdurchmesser								
					l	d	w	R	lR	$\Sigma \zeta$	Z	d	w	R	lR	$\Sigma \zeta$	Z	lR
Nr.	kcal/h	kg/h	m	mm	m/s	mm WS	mm WS		mm WS	mm	m/s	mm WS	mm WS		mm WS	mm WS	mm WS	
a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	s	

Stromkreis des Heizkörpers 2.

Wirksamer Druck: $H = 87,2$ mm WS. Druckgefälle: $R = 2,5$ mm WS/m.

14	2000	—	1,0	13	0,17	4,0	4,0	6,0	8,5	—	—	—	—	—	—	—	—	
15	6500	—	4,0	25	0,18	2,2	8,8	1,0	1,6	—	—	—	—	—	—	—	—	
16	6500	—	4,0	25	0,18	2,2	8,8	1,0	1,6	—	—	—	—	—	—	—	—	
17	2000	—	1,0	13	0,17	4,0	4,0	8,5	12,2	—	—	—	—	—	—	—	—	
					10,0	$\Sigma l \cdot R_{14}^{17} + \Sigma Z_{14}^{17} = 25,6$				+	23,9 = 49,5 mm WS							
					Dazu kommt $\Sigma l \cdot R_2^{12} + \Sigma Z_2^{12} = 28,8$ „ „													
					Damit wird $\Sigma l \cdot R + \Sigma Z$ für H.K. 2 = 78,3 mm WS.													

Stromkreis des Heizkörpers 3.

Wirksamer Druck: $H = 137,2$ mm WS. Druckgefälle: $R = 3,0$ mm WS/m.

18	2000	—	1,0	13	0,17	4,0	4,0	6,0	8,5	—	—	—	—	—	—	—	—	
19	4500	—	4,0	20	0,22	4,0	16,0	1,0	2,4	—	—	—	—	—	—	—	—	
20	4500	—	4,0	20	0,22	4,0	16,0	1,0	2,4	—	—	—	—	—	—	—	—	
21	2000	—	1,0	13	0,17	4,0	4,0	8,5	12,2	—	—	—	—	—	—	—	—	
					10,0	$\Sigma l \cdot R_{18}^{21} + \Sigma Z_{18}^{21} = 40,0$				+	25,5 = 65,5 mm WS							
					Dazu kommt $\Sigma l \cdot R_3^{12} + \Sigma Z_3^{12} = 28,8$ „ „													
					und $\Sigma l \cdot R_{15}^{16} + \Sigma Z_{15}^{16} = 20,8$ „ „													
					Damit wird $\Sigma l \cdot R + \Sigma Z$ für H.K. 3 = 115,1 mm WS.													

Stromkreis des Heizkörpers 4.

Wirksamer Druck: $H = 187,0$ mm WS. Druckgefälle: $R = 3,1$ mm WS/m.

22	2500	—	5,0	13	0,22	6,0	30,0	6,0	14,4	—	—	—	—	—	—	—	—	
23	2500	—	5,0	13	0,22	6,0	30,0	9,5	22,7	—	—	—	—	—	—	—	—	
					10,0	$\Sigma l \cdot R_{22}^{23} + \Sigma Z_{22}^{23} = 60,0$				+	37,1 = 97,1 mm WS							
					Dazu kommt $\Sigma l \cdot R_4^{12} + \Sigma Z_4^{12} = 28,8$ „ „													
					und $\Sigma l \cdot R_{15}^{16} + \Sigma Z_{15}^{16} = 20,8$ „ „													
					ferner $\Sigma l \cdot R_{19}^{20} + \Sigma Z_{19}^{20} = 36,8$ „ „													
					Damit wird $\Sigma l \cdot R + \Sigma Z$ für H.K. 4 = 183,5 mm WS.													

Stromkreis des Heizkörpers 5.

Wirksamer Druck: 87,2 mm WS. Druckgefälle: $R = 3,2$ mm WS/m.

24	2500	—	1,0	20	0,12	1,4	1,4	5,0	3,6	13	0,22	6,0	6,0	6,0	14,4	+4,6	+10,8	
25	11000	—	4,5	32	0,17	1,4	6,3	10,5	15,0	—	—	—	—	—	—	—	—	
26	11000	—	5,5	32	0,17	1,4	7,7	10,5	15,0	—	—	—	—	—	—	—	—	
27	2500	—	1,0	20	0,12	1,4	1,4	6,0	4,3	—	—	—	—	—	—	—	—	
					12,0	$\Sigma l \cdot R_{24}^{27} + \Sigma Z_{24}^{27} = 16,8$				+	37,9 = 54,7 mm WS							
					Dazu kommt $\Sigma l \cdot R_5^8 + \Sigma Z_5^8 = 12,1$ „ „													
					Damit wird $\Sigma l \cdot R + \Sigma Z$ für H.K. 5 = 66,8 „ „													
					Teilstrecke 1 wird geändert + 15,4 „ „													
					Nun ist $\Sigma l \cdot R + \Sigma Z$ für H.K. 5 = 82,2 mm WS.													

Die Nachrechnung ist im vorstehenden für alle fünf Heizkörper durchgeführt. Zu bemerken ist, daß von allen 27 durchgerechneten Teilstrecken nur zwei geändert wurden. Die tatsächlich auszuführende Rohrleitung würde daher keine wesentlich anderen Kosten ergeben als die im Kostenanschlag „vorläufig“ angenommene.

C. Zweirohrsystem mit Berücksichtigung der Wärmeverluste der Rohrleitung¹.

Man könnte die Wärmeverluste der Rohrleitung vernachlässigen, wenn die Wirkung der Abkühlung:

„vom Kessel bis zum Eintritt in alle Heizkörper“ und
 „vom Austritt aller Heizkörper bis zum Kessel“ gleich wäre.

Da dies in den allermeisten Fällen keineswegs zutrifft, darf man von der erwähnten Vereinfachung nur mit Vorsicht Gebrauch machen. Wie Beispielsrechnungen zeigten, bewirken die Wärmeverluste bei „unterer Verteilung“ eine Verkleinerung der Umtriebskräfte, die jedoch nicht wesentlich ist und mit Rücksicht auf die vielen anderen nicht rechnerisch verfolgbaren Einflüsse vernachlässigt werden kann.

Bei „oberer Verteilung“ hingegen werden die Auftriebskräfte unter Berücksichtigung der Wärmeverluste erheblich größer als jene Werte, die ohne Rücksichtnahme auf diese Verluste erscheinen. Das einfachste zur Zeit bekannte Verfahren, die Wärmeverluste der Rohrleitung zu berücksichtigen, ist im folgenden erörtert.

1. Vorläufige Ermittlung der Rohrdurchmesser.

Der wirksame Druck, der zur Ermittlung der vorläufigen Rohrdurchmesser in Rechnung gesetzt werden muß, setzt sich zusammen aus dem ohne Berücksichtigung der Wärmeverluste der Rohrleitung ermittelten Wert vermehrt um einen Zuschlag, der sich aus der Größe der Wärmeverluste ergibt. Dieser Zuschlag wird zunächst nach Zahlentafel 11 A überschlägig angenommen. Ist so der vorläufige wirksame Druck H' für einen Stromkreis ermittelt, so können die vorläufigen Rohrdurchmesser für den Kostenanschlag in der üblichen Weise berechnet und in den Vordruck eingetragen werden.

Es ist noch zu bemerken, daß auch die Heizflächen einen Zuschlag erhalten müssen, da wegen der Wasserabkühlung die Ein- und Austrittstemperaturen an den Heizkörpern niedriger als 90 bzw. 70° C sind. Für den Kostenanschlag wird dieser Zuschlag vorläufig nach Zahlentafel 11 B bestimmt.

2. Nachrechnung der Rohrleitung.

Nach Berechnung des vorläufigen wirksamen Druckes H' und Ermittlung der vorläufigen Rohrdurchmesser d werden zunächst die Temperaturen an Anfang und Ende jeder Teilstrecke festgestellt und dann die in den einzelnen Teilstrecken entstehenden Teildrucke h ermittelt. Die Summe dieser Teildrucke ergibt den endgültigen, d. h. tatsächlich auftretenden wirksamen Druck H in mm WS.

Die weitere Nachrechnung geschieht in bekannter Weise unter Benutzung der Hilfstafel I. Auch hier darf wie bei den früheren Beispielen $\Sigma l \cdot R + \Sigma Z$ nicht größer sein als der gefundene endgültige wirksame Druck H .

Die Berechnung der Größe H geht folgendermaßen vor sich:

Da die Durchmesser der Rohrstränge bekannt sind, läßt sich für jede Teil-

¹ Siehe W. Hässelbarth: Graphisches Verfahren zur Ermittlung des Temperaturabfalles in glatten Rohren bei Schwerkraft-Warmwasserheizungen. Gesundheits-Ing. Bd. 48, S. 149. 1925.

Wierz, M.: Über die Kräfte durch Rohrabkühlung in Warmwasserheizungen. Gesundheits-Ing. Bd. 48, S. 145. 1925.

strecke der Wärmeverlust genau feststellen und damit die Abkühlung des Wassers aus Gleichung (20) berechnen.

$$\vartheta = \frac{l \cdot f \cdot k (1 - \eta)(t_E - t_R)^*}{G_h} (\text{°C}). \tag{20}$$

In dieser Gleichung bedeutet:

- ϑ die Wasserauskuhlung in der Teilstrecke (in °C),
- l die Länge der Teilstrecke (in m),
- f die Rohroberfläche für 1 m Rohr (in m²) (nach Zahlentafel 8),
- k die Wärmedurchgangszahl des Rohres (in kcal/m² · h · °C) (nach Zahlentafel 7),
- η den Wirkungsgrad des Wärmeschutz (in vH-Teilen),
- t_E die Eintrittstemperatur des Wassers in die Teilstrecke (in °C),
- t_A die Austrittstemperatur des Wassers aus der Teilstrecke (in °C). Sie ergibt sich aus $(t_E - \vartheta)$,
- t_R die Temperatur der das Rohr umgebenden Luft (in °C).

Diese ist:

- a) bei frei verlegten Rohren gleich der Lufttemperatur des betreffenden Raumes,
- b) bei isoliert in verschlossenen Mauerschlitzen verlegten Rohren mit 35° C,
- c) bei nicht isolierten, in geschlossenen Mauerschlitzen verlegten Rohren mit 45° C

anzunehmen.

G_h die stündlich durch die Teilstrecke fließende Wassermenge in Litern.

Man beginnt diese Berechnung stets mit der Teilstrecke, die am Kesselaustritt angeschlossen ist, und nimmt die Wassertemperatur dort in der Regel mit 90° C an. Zweckmäßig bedient man sich dabei folgender Vorlage:

Nr. der Teilstrecke	G_h l/h	d^{**} mm	f m ²	l m	k kcal/m ² · h · °C	$l \cdot f \cdot k$	$1 - \eta$	t_E °C	t_R °C	$t_E - t_R$ °C	ϑ °C	t_A °C

Man kennt also die Wassertemperatur am Anfangs- und Endpunkt einer jeden Teilstrecke und kann nun aus Gleichung (21) den wirksamen Druck h für diese Teilstrecke berechnen.

$$h = h' \cdot (\gamma_m - \gamma_v). \tag{21}$$

Hierbei bedeutet:

- h den wirksamen Druck (in mm WS),
- h' die wirksame, d. h. senkrechte Höhe der Teilstrecke (in m),
- γ_m das mittlere spezifische Gewicht des Wassers in dieser Teilstrecke entsprechend der Wassertemperatur t_m (in kg/m³),
- γ_v das spezifische Gewicht des Wassers im Steigstrang entsprechend der mittleren Wassertemperatur t_v im Steigstrang (in kg/m³).

* In Gl. (20) wäre strenggenommen statt $t_E \dots \frac{t_E + t_A}{2}$ zu schreiben. Da dies einerseits eine wesentliche Erschweris der Rechnung mit sich bringt und andererseits ohne wesentliche Bedeutung ist, wird die einfachere Form der Gl. (20) beibehalten.

** Hier sind die Durchmesser aus Spalte e des Vordruckes (S. 204 und 205) einzutragen.

Für diese Berechnung kann folgende Vorlage benutzt werden, die man am besten mit der vorhergehenden vereint:

t_E ° C	t_A ° C	t_m ° C	$\gamma_m - \gamma_v$ kg/m ³	k' m	h mm WS

Den Wert $(\gamma_m - \gamma_v)$ kann man entsprechend den Temperaturen t_m und t_v direkt aus Zahlentafel 10 (S. 264) entnehmen.

Die Summe der so ermittelten Teildrücke h für alle Teilstrecken eines Stromkreises ergibt nun den endgültigen wirksamen Druck H . Es bleibt nur noch übrig, zu prüfen, ob der in der üblichen Weise für den gesamten Stromkreis gefundene Wert $\Sigma l \cdot R + \Sigma Z$ diesem wirksamen Druck entspricht.

Da durch diese Berechnung die Wassertemperaturen am Eintritt und Austritt der Heizkörper bekannt sind, sind damit auch die Grundlagen für die endgültige Größenbemessung der Heizkörper gegeben.

Bemerkungen zur Berechnung der Abkühlungsverluste.

Die Abkühlungsverhältnisse im Steigstrang brauchen seines meist sehr guten Wärmeschutzes wegen nicht berücksichtigt zu werden. Man rechnet, wie in den „Regeln“ vorgeschrieben, mit einer Vorlauftemperatur im Steigstrang von $t_v = 90^\circ \text{C}$.

Daß auch die Wasserabkühlung in der Rücklaufsammelleitung in vielen Fällen vernachlässigt werden darf, soll im folgenden Beispiel gezeigt werden (Abb. 277):

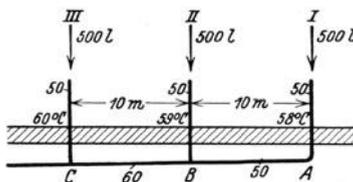


Abb. 277. Temperaturen in der Rücklaufsammelleitung.

Das im Steigstrang *I* herabkommende Wasser möge im Punkt *A* eine Temperatur von 58°C besitzen. Nimmt man die Lufttemperatur in der Umgebung des Rohres zu 10°C (unbeheiztes Keller-geschoß) und den Wirkungsgrad des Wärmeschutzes zu 60 vH an, so beträgt die Abkühlung des Wassers in der Teilstrecke von *A* nach *B* $0,8^\circ \text{C}$.

Dem Wasser von $57,2^\circ \text{C}$ werden in *B* 500 l Wasser von 59°C aus Strang *II* zugemischt, wodurch die Temperatur in *B*, wie nachstehend gezeigt, auf $58,1^\circ \text{C}$ ansteigt.

$$\frac{500 \cdot 57,2 + 500 \cdot 59,0}{1000} = 58,1^\circ \text{C}.$$

Von *B* bis *C* kühlt sich dieses Wasser auf $57,6^\circ \text{C}$ ab, wird aber in *C* durch Mischung mit dem Wasser aus Strang *III* auf $58,4^\circ \text{C}$ erwärmt.

Man sieht, daß eine Abkühlung zwischen den Punkten *A* und *C* gar nicht stattfindet. In besonderen Fällen jedoch sind diese Verhältnisse sowohl für den Vorlaufsteigstrang wie auch für die Rücklaufsammelleitung rechnerisch nachzuprüfen.

3. Beispielsrechnung.

Beispiel 9. Aufgabe: Für eine Schwerkraft-Warmwasserheizanlage mit oberer Verteilung (Abb. 278) ist die Rohrnetzberechnung mit Berücksichtigung der Wärmeverluste der Rohrleitung durchzuführen.

Annahmen: Wassertemperatur am Kesselaustritt 90°C , Temperaturgefälle in den Heizkörpern 20°C , Temperatur im Dachboden 0°C . Die Abkühlung im Steigstrang ist zu vernachlässigen, da dieser mit bestem Wärmeschutz versehen ist und in geschlossenem Mauerkanal liegt. Der Wärmeschutz der oberen Verteilleitung betrage 80 vH, der der Fallstränge 60 vH. Letztere liegen in geschlossenen Mauer-

kanälen (35° C). Die Anschlüsse der Heizkörper werden nach Abb. 275, S. 193, vorgenommen. Der Fallstrang V liegt in waagerechter Richtung 5 m von der Vorlauf- bzw. Rücklaufsammelleitung entfernt.

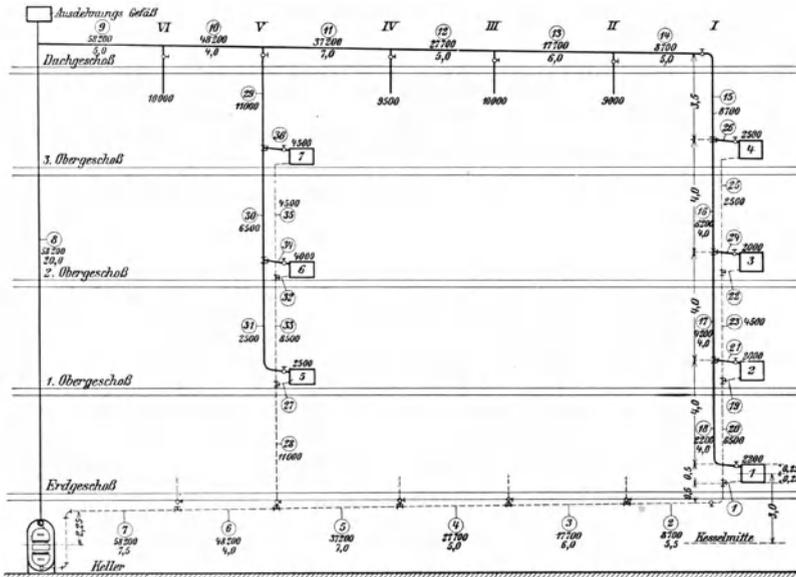


Abb. 278. Strangschema zu Beispiel 9.

1. Vorläufige Rechnung.

A. Bestimmung der vorläufigen Rohrweiten für den Kostenanschlag.

a) Stromkreis des Heizkörpers 1.
(Teilstrecken 1 bis 18).

Wirksamer Druck ohne Berücksichtigung der Wärmeverluste:	
(nach Zahlentafel 10)	$3,0 \cdot 12,47 = 37,4 \text{ mm WS}$
Zusätzlicher Druck (nach Zahlentafel 11, AIIb) ¹	$= 25,0 \text{ „ „}$
Vorläufig angenommener wirksamer Druck	$H' = 62,4 \text{ mm WS}$
bleiben für Rohrreibung in den Teilstrecken 1 bis 18 (nach Zahlentafel 13)	$50 \text{ vH} = 31,2 \text{ „ „}$
Gesamtlänge dieser Teilstrecken	$= 105,5 \text{ m}$
Druckgefälle	$R = 31,2 : 105,5 = 0,3 \text{ mm WS/m}$

Hieraus folgen unter Benutzung der Hilfstafel I die „vorläufigen Rohrdurchmesser d'' “, die in Spalte e des Vordruckes auf S. 204 und 205 eingetragen sind. (Vgl. dort Stromkreis des Heizkörpers 6.)

b) Stromkreis des Heizkörpers 2.
(Teilstrecken 19, 20, 2 bis 17, 21).

Wirksamer Druck (ohne Wärmeverluste)	$7,0 \cdot 12,47 = 87,2 \text{ mm WS}$
Zusätzlicher Druck	$= 25,0 \text{ „ „}$
Vorläufiger wirksamer Druck	$H' = 112,2 \text{ „ „}$
bleiben für Rohrreibung in den genannten Teilstrecken $50 \text{ vH} =$	$56,1 \text{ „ „}$
Hiervon aufgebraucht in den Teilstrecken 2 bis 17 (Länge 98,5 m):	$98,5 \cdot 0,3 = 29,5 \text{ „ „}$
bleiben für Rohrreibung in den Teilstrecken 19, 20, 21	$= 26,6 \text{ mm WS}$
Gesamtlänge dieser Teilstrecken	$= 7,0 \text{ m}$
Druckgefälle	$R = 26,6 : 7,0 = 3,8 \text{ mm WS/m}$

In gleicher Weise ergeben sich die Werte für die übrigen Stromkreise und damit die „vorläufigen Rohrdurchmesser d'' “ für den Kostenanschlag.

¹ Waagerechte Ausdehnung der Anlage 32 m.

B. Berechnung der Heizflächenvergrößerung für den Kostenanschlag.

Auf die in üblicher Weise berechneten Heizflächengrößen ist noch ein Zuschlag zu machen, dessen Größe sich aus Zahlentafel 11, B II ergibt. Dieser Zuschlag beträgt

bei Heizkörper	1	5 vH,
„	2, 3, 5 und 6	3 „,
„	4 und 7	0 „,

2. Nachrechnung.

A. Berechnung des endgültigen wirksamen Druckes H.

Unter Benutzung der vorläufigen Rohrdurchmesser *d* aus Spalte e des Vordruckes (s. S. 205) und Annahme einer Wärmedurchgangszahl *k* = 11,0 ergeben sich die Teildrucke *h* für die einzelnen Teilstrecken aus nachfolgender Rechnung:

Das Wasser tritt mit 90° C vom Kessel in die Teilstrecke 8 ein. Nach dem auf S. 201 Gesagten ist auch die Temperatur am Ende der Teilstrecke 8 bzw. am Anfang der Teilstrecke 9 gleich 90° C. Man beginnt daher die Berechnung mit Teilstrecke 9. Die waagerechten Heizkörperanschlüsse werden dabei vernachlässigt.

Nr. der Teilstrecke	<i>G_h</i> l/h	<i>d</i> mm	<i>f</i> * m ²	<i>l</i> m	<i>f · l · k</i>	1- <i>η</i>	<i>t_E</i> ° C	<i>t_R</i> ° C	<i>t_E-t_R</i> ° C	<i>ϑ</i> ° C	<i>t_A</i> ° C	<i>t_m</i> ° C	<i>γ_m-γ_v**</i> kg/m ³	<i>h'</i> m	<i>h</i> mm WS
Gemeinsamer Vorlauf															
9	2910	(88) ¹	0,298	5,0	16,4	0,2	90,0	0	90,0	0,1	89,9				
10	2410	80	0,279	4,0	12,3	0,2	89,9	0	89,9	0,1	89,8				
11	1860	(76)	0,261	7,0	20,1	0,2	89,8	0	89,8	0,2	89,6				
12	1385	60	0,220	5,0	12,1	0,2	89,6	0	89,6	0,2	89,4				
13	885	(57)	0,198	6,0	13,1	0,2	89,4	0	89,4	0,3	89,1				
14	435	40	0,151	5,0	8,3	0,2	89,1	0	89,1	0,3	88,8				
												89,4	0,41	0,16 ²	0,07 ≈ 0,1
Vorlauf-Fallstrang I.															
15	435	40	0,151	3,5	5,8	0,4	88,8	35,0	53,8	0,3	88,5	88,7	0,87	3,5	3,0
16	310	40	0,151	4,0	6,6	0,4	88,5	35,0	53,5	0,4	88,1	88,3	1,14	4,0	4,6
17	210	32	0,133	4,0	5,9	0,4	88,1	35,0	53,1	0,6	87,5	87,8	1,47	4,0	5,9
18	110	25	0,105	4,0	4,6	0,4	87,5	35,0	52,5	0,9	86,6	87,1	1,94	4,0	7,8
Rücklauf-Fallstrang I.															
25	125	13	0,0683	4,0	3,0	0,4	68,5 ³	35,0	33,5	0,3	68,2	68,4	13,37	4,0	53,3
Aus Heizkörper 3 kommen hierzu 100 l von 68,1° C. Mischtemperatur (n. Gl. 22) 68,3° C.															
23	225	20	0,0840	4,0	3,7	0,4	68,3	35,0	33,3	0,2	68,1	68,2	13,48	4,0	53,8
Aus Heizkörper 2 kommen hierzu 100 l von 67,5° C. Mischtemperatur 68,0° C.															
20	325	25	0,105	4,0	4,6	0,4	68,0	35,0	33,0	0,2	67,8	67,9	13,66	4,0	54,6
Aus Heizkörper 1 kommen hierzu 110 l von 66,6° C. Mischtemperatur 67,3° C.															
2	435	40	0,151	6,0	10,0	0,4	67,3	35,0	32,3	0,3	67,0	67,2	14,05	0,5	7,0
Die Austrittstemperatur aus Teilstrecke 2 ist 67,0° C. Da die Abkühlung des Rücklaufsammelstranges vernachlässigt werden kann, ist auch die Temperatur am Kesseleintritt mit 67,0° C anzunehmen.															
3-7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	67,0	14,16	2,4 ⁴ 34,0
Die durch Abkühlung in den Heizkörpern gewonnenen Teildrucke sind bei:															
H.K. 1	—	—	—	—	—	—	86,6	—	—	20,0	66,6	76,6	8,58	0,5	4,3
H.K. 2	—	—	—	—	—	—	87,5	—	—	20,0	67,5	77,5	8,03	0,5	4,0
H.K. 3	—	—	—	—	—	—	88,1	—	—	20,0	68,1	78,1	7,67	0,5	3,8
H.K. 4	—	—	—	—	—	—	88,5	—	—	20,0	68,5	78,5	7,42	0,5	3,7
Fallstrang V.															
29	550	32	0,133	8,5	12,4	0,4	89,8	35,0	54,8	0,5	89,3	89,6	0,27	3,5	0,9
30	325	25	0,105	4,0	4,6	0,4	89,3	35,0	54,3	0,3	89,0	89,2	0,54	4,0	2,2
31	125	20	0,0840	4,0	3,7	0,4	89,0	35,0	54,0	0,6	88,4	88,7	0,87	4,0	3,5
35	225	13	0,0683	4,0	3,0	0,4	69,3	35,0	34,3	0,2	69,1	69,2	12,93	4,0	51,8

* Aus Zahlentafel 8, S. 260. ** Aus Zahlentafel 10, S. 264.

¹ Nicht genormte Rohrdurchmesser (vgl. S. 36).

² Waagerechte Ausdehnung der Anlage 32 m, Leitungsgefälle 0,005 m/lfd. m. Daraus *h'* = 32 · 0,005 = 0,16 m.

³ Die Eintrittstemperatur in den Heizkörper 4 ist 88,5° C, die Austrittstemperatur aus dem Heizkörper bzw. die Eintrittstemperatur in die Teilstrecke 25 beträgt bei 20° C Temperaturgefälle im Heizkörper mithin 68,5° C.

⁴ Zu der aus Abb. 278 hervorgehenden Höhe von 2,25 m kann noch das Leitungsgefälle von 0,16 m hinzugerechnet werden.

Nr. der Teilstrecke	G_h l/h	d mm	f^* m ²	l m	$f \cdot l \cdot k$	$1-\eta$	t_E °C	t_R °C	t_E-t_R °C	ϑ °C	t_A °C	t_m °C	$\gamma_m-\gamma_v^{**}$ kg/m ³	h' m	h mm WS
---------------------	--------------	-----------	-------------------------	----------	---------------------	----------	-------------	-------------	-----------------	-------------------	-------------	-------------	---	-----------	--------------

Fallstrang V.

Aus Heizkörper 6 kommen hierzu 200 l von 69,0° C. Mischtemperatur 69,0° C.															
33	425	25	0,105	4,0	4,6	0,4	69,0	35,0	34,0	0,1	68,9	68,9	13,10	4,0	52,4
Aus Heizkörper 5 kommen hierzu 125 l von 68,4° C. Mischtemperatur 68,8° C.															
28	550	32	0,133	9,5	13,9	0,4	68,8	35,0	33,8	0,3	68,5	68,7	13,21	4,5	59,5
Die durch Abkühlung in den Heizkörpern gewonnenen Teildrucke sind bei:															
H.K. 5	—	—	—	—	—	—	88,4	—	—	20,0	68,4	78,4	7,48	0,5	3,7
H.K. 6	—	—	—	—	—	—	89,0	—	—	20,0	69,0	79,0	7,11	0,5	3,6
H.K. 7	—	—	—	—	—	—	89,3	—	—	20,0	69,3	79,3	6,92	0,5	3,5

Sind auf diese Weise die Teildrucke h aller Teilstrecken eines Stromkreises berechnet, so kann man durch einfache Addition dieser Teildrucke den tatsächlich auftretenden wirksamen Druck H ermitteln. Es ist also der endgültige wirksame Druck H für den

Stromkreis des Heizkörpers 1.

$$H_1 = \Sigma(h_{9-14} + h_{15} + h_{16} + h_{17} + h_{18} + h_{H.K. 1} + h_2 + h_{3-7}),$$

$$H_1 = 0,1 + 3,0 + 4,6 + 5,9 + 7,8 + 4,3 + 7,0 + 34,0 = 66,7 \text{ mm WS.}$$

Stromkreis des Heizkörpers 2.

$$H_2 = \Sigma(h_{9-14} + h_{15} + h_{16} + h_{17} + h_{H.K. 2} + h_{20} + h_2 + h_{3-7}),$$

$$H_2 = 0,1 + 3,0 + 4,6 + 5,9 + 4,3 + 54,6 + 7,0 + 34,0 = 113,5 \text{ mm WS.}$$

Diese Werte H werden im nachstehenden Vordruck rechts oben in die betreffende Überschrift der einzelnen Stromkreise eingetragen. (Vgl. Stromkreis des Heizkörpers 5, S. 205.)

B. Nachrechnung der Rohrdurchmesser d .

Nachdem nun der endgültige wirksame Druck H für einen Stromkreis bekannt ist, erfolgt die Aufstellung der Einzelwiderstände und die Nachprüfung, ob $\Sigma l \cdot R + \Sigma Z$ des betreffenden Stromkreises diesem Wert entspricht. Ist dies nicht der Fall, so sind, wie bei den früher berechneten Beispielen, Änderungen der Rohrweite vorzunehmen. Dabei ist jedoch darauf zu achten, daß durch diese Änderungen der wirksame Druck H nicht wesentlich beeinflußt wird.

Aus dem Rohrplan				Vorläufiger Rohrdurchmesser	Nachrechnung										Unterschied		
Teilstrecke	Wassermenge	Wassermenge bei einer Temp.-Absenkung von ... °C	Länge der Teilstrecke l		mit vorläufigem Rohrdurchmesser					mit geändertem Rohrdurchmesser							
					d	w	$\frac{R}{m}$	lR	$\Sigma \zeta$	Z	d	w	$\frac{R}{m}$	lR	$\Sigma \zeta$	Z	$\frac{lR}{m}$
Nr.	kcal/h	kg/h	m	mm	m/s	mm WS	mm WS	mm WS	mm WS	mm	m/s	mm WS	mm WS	mm WS	mm WS	mm WS	mm WS
a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	s

Stromkreis des Heizkörpers 1.

$H' = 62,4 \text{ mm WS.}$				$R = 0,3 \text{ mm WS/m.}$										$H = 66,7 \text{ mm WS.}$			
1	2200	—	1,5	25	0,06	0,33	0,5	5,0	0,9	20	0,10	1,10	1,7	6,0	3,0	+1,2	+2,1
2	8700	—	5,5	40	0,10	0,40	2,2	10,5	5,3	—	—	—	—	—	—	—	—
3	17700	—	6,0	(57)	0,10	0,26	1,6	1,0	0,5	—	—	—	—	—	—	—	—
4	27700	—	5,0	60	0,12	0,33	1,7	1,0	0,7	—	—	—	—	—	—	—	—
5	37200	—	7,0	(76)	0,12	0,24	1,7	1,0	0,7	—	—	—	—	—	—	—	—
6	48200	—	4,0	80	0,13	0,26	1,0	1,0	0,9	—	—	—	—	—	—	—	—
7	58200	—	7,5	(88)	0,13	0,26	1,9	1,5	1,3	—	—	—	—	—	—	—	—
8	58200	—	20,0	(88)	0,13	0,26	5,2	2,5	2,1	—	—	—	—	—	—	—	—
9	58200	—	5,0	(88)	0,13	0,26	1,3	1,5	1,3	—	—	—	—	—	—	—	—
10	48200	—	4,0	80	0,13	0,26	1,0	1,0	0,9	—	—	—	—	—	—	—	—
11	37200	—	7,0	(76)	0,12	0,24	1,7	1,0	0,7	—	—	—	—	—	—	—	—
12	27700	—	5,0	60	0,12	0,33	1,7	1,0	0,7	—	—	—	—	—	—	—	—
13	17700	—	6,0	(57)	0,10	0,26	1,6	1,0	0,5	—	—	—	—	—	—	—	—
14	8700	—	5,0	40	0,10	0,40	2,0	10,0	5,0	—	—	—	—	—	—	—	—
15	8700	—	3,5	40	0,10	0,40	1,4	0,5	0,3	—	—	—	—	—	—	—	—
16	6200	—	4,0	40	0,07	0,24	1,0	1,0	0,3	—	—	—	—	—	—	—	—
17	4200	—	4,0	32	0,06	0,24	1,0	1,0	0,2	—	—	—	—	—	—	—	—
18	2200	—	5,5	25	0,06	0,33	1,8	6,5	1,2	—	—	—	—	—	—	—	—

$$105,5 \Sigma l \cdot R_1^{18} + \Sigma Z_1^{18} = 30,3 + 23,5 = 53,8 \text{ mm WS}$$

$$\text{Teilstrecke 1 geändert} \dots + 3,3 \text{ „ „}$$

$$\text{Nun ist } \Sigma l \cdot R + \Sigma Z \text{ für H.K. 1} = 57,1 \text{ mm WS.}$$

* Aus Zahlentafel 8, S. 260.

** Aus Zahlentafel 10, S. 264.

Aus dem Rohrplan				Vorläufiger Rohrdurchmesser	Nachrechnung											Unterschied	
Teilstrecke Nr.	Wärmemenge kcal/h	Wassermenge bei einer Temp.-Absenkung von ... °C kg/h	Länge der Teilstrecke l m		mit vorläufigem Rohrdurchmesser					mit geändertem Rohrdurchmesser							
					d mm	w m/s	R mm WS	lR mmWS	Σζ mmWS	Z mmWS	d mm	w m/s	R mm WS	lR mmWS	Σζ mmWS	Z mmWS	lR o-h mm WS
a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	s

Stromkreis des Heizkörpers 2.

$H' = 112,2 \text{ mm WS.}$ $R = 3,8 \text{ mm WS/m.}$ $H = 113,5 \text{ mm WS.}$

19	2000	—	1,5	13	0,17	4,0	6,0	6,0	8,5	—	—	—	—	—	—	—	—
20	6500	—	4,0	25	0,18	2,2	8,8	1,0	1,6	—	—	—	—	—	—	—	—
21	2000	—	1,5	13	0,17	4,0	6,0	8,5	12,2	—	—	—	—	—	—	—	—
					7,0	$\Sigma l \cdot R_{19}^{21} + \Sigma Z_{19}^{21} = 20,8 + 22,3 = 43,1 \text{ mm WS}$											
					Dazu kommt $\Sigma l \cdot R_2^{17} + \Sigma Z_2^{17} = 49,4 \text{ ,, ,,}$												
					Nun ist $\Sigma l \cdot R + \Sigma Z$ für H.K. 2 = 92,5 mm WS.												

Stromkreis des Heizkörpers 3.

$H' = 162,2 \text{ mm WS.}$ $R = 4,7 \text{ mm WS/m.}$ $H = 160,9 \text{ mm WS.}$

22	2000	—	2,0	13	0,17	4,0	8,0	6,0	8,5	—	—	—	—	—	—	—	—
23	4500	—	4,0	20	0,22	4,0	16,0	1,0	2,4	—	—	—	—	—	—	—	—
24	2000	—	2,0	13	0,17	4,0	8,0	8,5	12,2	—	—	—	—	—	—	—	—
					8,0	$\Sigma l \cdot R_{22}^{24} + \Sigma Z_{22}^{24} = 32,0 + 23,1 = 55,1 \text{ mm WS}$											
					Dazu kommt $\Sigma l \cdot R_3^{16} + \Sigma Z_3^{16} = 48,2 \text{ ,, ,,}$												
					und $l \cdot R_{20} + Z_{20} = 10,4 \text{ ,, ,,}$												
					Zusammen wird $\Sigma l \cdot R + \Sigma Z$ für H.K. 3 = 113,7 mm WS.												

Eine Änderung der Teilstrecke 23 von 20 auf 13 mm ist nicht möglich. Der Rest muß durch Voreinstellung des Ventiles abgedrosselt werden.

Stromkreis des Heizkörpers 4.

$H' = 212,2 \text{ mm WS.}$ $R = 5,9 \text{ mm WS/m.}$ $H = 209,5 \text{ mm WS.}$

25	2500	—	6,0	13	0,22	6,0	36,0	7,0	16,8	—	—	—	—	—	—	—	—
26	2500	—	2,0	13	0,22	6,0	12,0	8,5	20,3	—	—	—	—	—	—	—	—
					8,0	$\Sigma l \cdot R_{25}^{26} + \Sigma Z_{25}^{26} = 48,0 + 37,1 = 85,1 \text{ mm WS}$											
					Dazu kommt $\Sigma l \cdot R_4^{15} + \Sigma Z_4^{15} = 46,9 \text{ ,, ,,}$												
					und $\Sigma l \cdot R_{20,23} + \Sigma Z_{20,23} = 28,8 \text{ ,, ,,}$												
					Damit wird $\Sigma l \cdot R + \Sigma Z$ für H.K. 4 = 160,8 mm WS.												

Eine weitere Verkleinerung der Durchmesser ist unmöglich, der Rest muß durch Voreinstellung des Ventiles abgedrosselt werden.

Stromkreis des Heizkörpers 5.

$H' = 97,2 \text{ mm WS.}$ $R = 1,3 \text{ mm WS/m.}$ $H = 103,8 \text{ mm WS.}$

27	2500	—	1,5	20													
28	11000	—	9,5	32													
29	11000	—	8,5	32													
30	6500	—	4,0	25													
31	2500	—	5,5	20													
			29,0														

Stromkreis des Heizkörpers 6.

$H' = 147,2 \text{ mm WS.}$ $R = 6,5 \text{ mm WS/m.}$ $H = \dots \text{ mm WS.}$

32	4000	—	1,0	20													
33	8500	—	4,0	25													
34	4000	—	1,0	20													
			6,0														

C. Nachrechnung der Raumheizflächen.

Da für jeden Heizkörper die Vor- und Rücklauftemperaturen nunmehr genau bekannt sind, kann die notwendige Vergrößerung der Heizflächen ebenfalls genau ermittelt werden. Eine Nachrechnung zeigt, daß z. B. für Heizkörper 1 die nach Zahlentafel 11, B II angenommene Vergrößerung von 5 vH ausreichend ist.

D. Stockwerksheizung¹.

Bei dieser Heizart entsteht der wirksame Druck ausschließlich durch den Einfluß der Wärmeverluste der Rohrleitung. Hieraus ergibt sich, daß ihre Berechnung nach dem unter C. Gesagten zu erfolgen hat, jedoch wird zur überschläglichen Annahme des vorläufigen wirksamen Druckes nicht die Zahlentafel 11, sondern die Zahlentafel 12 benutzt. Im übrigen vollzieht sich die Annahme der vorläufigen Rohrweite und ihre Nachrechnung sinngemäß nach jenen Regeln, die an der genannten Stelle entwickelt sind.

Beispiel 10. Aufgabe: Für eine Stockwerksheizung sind die Rohrweiten zu berechnen (Abb. 279). Es können folgende Annahmen gemacht werden:

- Temperatur des Wassers beim Austritt aus dem Kessel $t_v = 90^\circ \text{C}$
- Temperaturgefälle in den Heizkörpern $\Delta t = 20^\circ \text{C}$
- Raumtemperatur $t_R = 20^\circ \text{C}$.

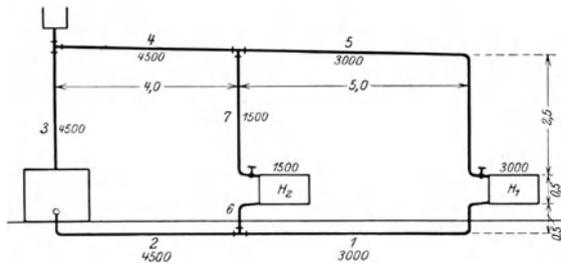


Abb. 279. Strangschema zu Beispiel 10.

Der Steigstrang ist gut isoliert. Es findet keine wesentliche Abkühlung in ihm statt. Die Verteilungsleitungen, Fallstränge und Heizkörperanschlüsse liegen nicht isoliert und frei vor der Wand. Der gemeinsame Rücklauf ist vor Wärmeabgabe geschützt im Fußbodenkanal angeordnet. Die Kesselmitte liegt 0,4 m über der Rücklaufsammeleitung.

1. Ermittlung des vorläufigen wirksamen Druckes und der vorläufigen Rohrdurchmesser.

Man beginnt die Ermittlung der vorläufigen Rohrdurchmesser hier ebenfalls, indem man den ungünstigsten Stromkreis auswählt und für diesen das Druckgefälle R berechnet. Da sich dieser Stromkreis nicht ohne weiteres erkennen läßt, muß man ihn durch eine kurze vorangehende Rechnung bestimmen.

Für den Stromkreis des Heizkörpers	1	2	
ist nach Zahlentafel 12 A der vorläufige wirksame Druck H'	18,0	7,0	mm WS
Nach Abzug von 50 vH (nach Zahlentafel 13) bleiben für Rohrreibung	9,0	3,5	„ „
Die Gesamtlänge des Stromkreises ist	24,5	14,5	m
Das Druckgefälle R beträgt demnach.	0,37	0,24	mm WS/m

a) Ungünstigster Stromkreis, d. i. der des Heizkörpers 2.

Der ungünstigste Stromkreis ist daher der des Heizkörpers 2 mit den Teilstrecken 6, 2, 3, 4, 7. Mit dem schon ermittelten Druckgefälle $R = 0,24$ mm WS/m müssen nun die vorläufigen Durchmesser d der Teilstrecken dieses Stromkreises berechnet und in Spalte e des Vordruckes eingetragen werden (S. 207).

b) Stromkreis des Heizkörpers 1.

(Teilstrecken 1 bis 5).

- Vorläufiger wirksamer Druck (nach Zahlentafel 12 A) . . . $H' = 18,0$ mm WS
- bleiben für Rohrreibung in den genannten Teilstrecken . . 50 vH = 9,0 „ „
- Davon bereits in den Teilstrecken 2, 3 und 4 (Länge 11,5 m) aufgebraucht $11,5 \cdot 0,24 = 2,8$ „ „
- bleiben für Rohrreibung in den Teilstrecken 1 und 5 = 6,2 mm WS
- Länge dieser Teilstrecken = 13,0 m
- Druckgefälle $R = 6,2 : 13,0 = 0,48$ mm WS/m.

Danach ergeben sich unter Benutzung der Hilfstafel I für die Teilstrecken 1 und 5 die vorläufigen Rohrdurchmesser d .

¹ Wierz, M.: Die Berechnung der Etagen-Warmwasserheizung. Gesundheits-Ing. 1924, S. 345.
Klinger, H. J.: Die Stockwerks-Warmwasserheizung (Etagenheizung). C. Marhold, Halle a. S. 1930.

2. Nachrechnung.

A. Berechnung des endgültigen wirksamen Druckes H .

Die Berechnung des endgültigen wirksamen Druckes H kann auf die schon gezeigte Weise (vgl. S. 203) vor sich gehen. Danach sind zunächst die Temperaturen am Eintritt und Austritt der einzelnen Teilstrecken zu ermitteln.

Nr. der Teilstrecke	G_h l/h	d mm	f m ²	l m	$f \cdot l \cdot k$	t_E °C	t_R °C	$t_E - t_R$ °C	ϑ °C	t_A °C	t_m °C	$\gamma_m - \gamma_e$ kg/m ³	h' m	h mm WS
4	225	32	0,133	4,0	5,85	90,0	20,0	70,0	1,8	88,2	89,1	0,61	0,1	0,06
5	150	32	0,133	7,5	11,00	88,2	20,0	68,2	5,0	83,2	85,7	2,86	2,6	7,44
7	75	25	0,105	2,5	2,90	88,2	20,0	68,2	2,6	85,6	86,9	2,07	2,6	5,38
H.K. 1	150	—	—	—	—	85,7	—	—	20,0	65,7	75,7	9,13	0,5	4,56
H.K. 2	75	—	—	—	—	86,9	—	—	20,0	66,9	76,9	8,40	0,5	4,20

Mit den so erhaltenen Teildrücken läßt sich nun der endgültige wirksame Druck H für jeden Stromkreis errechnen. Es ist:

$$H_2 = h_4 + h_7 + h_{H.K.2} = 0,06 + 5,38 + 4,20 = 9,64 \text{ mm WS,}$$

$$H_1 = h_4 + h_5 + h_{H.K.1} = 0,06 + 7,44 + 4,56 = 12,06 \text{ mm WS.}$$

B. Nachrechnung der Rohrweiten.

Zusammenstellung der ζ -Werte.

Teilstr. 1 (25).	Halber Heizkörper . . . 1,5	Teilstr. 5 (32).	1 T-Stück, Durchgang . . . 1,0
	3 Bogen 3,0		3 Bogen 1,5
	1 T-Stück, Durchgang . . . 1,0		Eckhahn 2,0
	<u>5,5</u>		Halber Heizkörper . . . 1,5
			<u>6,0</u>
Teilstr. 2 (32).	3 Bogen 1,5	Teilstr. 6 (25).	Halber Heizkörper . . . 1,5
	Halber Kessel 1,0		2 Bogen 2,0
	<u>2,5</u>		1 T-Stück, Abzweig . . . 1,5
			<u>5,0</u>
Teilstr. 3 (32).	Halber Kessel 1,5	Teilstr. 7 (25).	1 T-Stück, Abzweig . . . 1,5
	Bogen 0,5		2 Bogen 2,0
	<u>2,0</u>		Eckhahn 2,0
			Halber Heizkörper . . . 1,5
Teilstr. 4 (32).	Knie 1,0		<u>7,0</u>

Nachrechnung der Rohrweiten.

Aus dem Rohrplan				Nachrechnung											Unterschied		
Teilstrecke	Wärmemenge bei einer Temp.-Absenkung von ... °C	Länge der Teilstrecke l	Vorläufiger Rohrdurchmesser d	mit vorläufigem Rohrdurchmesser					mit geändertem Rohrdurchmesser					lR o-h	Z q-k		
				w	R	lR	$\Sigma \zeta$	Z	d	w	R	lR	$\Sigma \zeta$			Z	
Nr.	kcal/h	kg/h	m	mm	m/s	mm WS	mm WS		mm WS	mm	m/s	mm WS	mm WS	mm WS	mm WS		
a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	s

Stromkreis des Heizkörpers 2.

$$R = 0,24 \text{ mm WS/m.}$$

$$H' = 7,0 \text{ mm WS.}$$

$$H = 9,6 \text{ mm WS.}$$

6	1500	—	0,5	25	0,04	0,17	0,08	5,0	0,4	—	—	—	—	—	—	—	—
2	4500	—	4,0	32	0,07	0,28	1,12	2,5	0,7	—	—	—	—	—	—	—	—
3	4500	—	3,2	32	0,07	0,28	0,90	2,0	0,5	—	—	—	—	—	—	—	—
4	4500	—	4,0	32	0,07	0,28	1,12	1,0	0,3	—	—	—	—	—	—	—	—
7	1500	—	2,8	25	0,04	0,17	0,48	7,0	0,6	—	—	—	—	—	—	—	—

$$14,5 \Sigma l \cdot R_{H.K.2} + \Sigma Z_{H.K.2} = 3,70 + 2,5 = 6,2 \text{ mm WS}$$

Stromkreis des Heizkörpers 1.

$$R = 0,48 \text{ mm WS.}$$

$$H' = 18,0 \text{ mm WS.}$$

$$H = 12,1 \text{ mm WS.}$$

1	3000	—	5,5	25	0,085	0,57	3,14	5,5	2,0	—	—	—	—	—	—	—	—
5	3000	—	7,5	32	0,045	0,14	1,05	6,0	0,6	—	—	—	—	—	—	—	—

$$13,0 \Sigma l \cdot R_{1,5} + \Sigma Z_{1,5} = 4,19 + 2,6 = 6,8 \text{ mm WS}$$

$$\text{Dazu kommt } \Sigma l \cdot R_2^1 + \Sigma Z_2^1 = 4,6 \text{ „ „}$$

$$\text{Nun ist } \Sigma l \cdot R + \Sigma Z \text{ für H.K. 1} = 11,4 \text{ mm WS.}$$

Eine Verkleinerung der Durchmesser ist nicht möglich.

E. Einrohrsystem ohne Berücksichtigung der Wärmeverluste.

1. Der wirksame Druck.

a) Berechnung der Temperaturen.

In Abb. 280 ist:

$$\begin{aligned} t' &= t_4 = t_5 = t_6^*, \\ t'' &= t_3, \\ t_8 &= t_9. \end{aligned}$$

Das Temperaturgefälle (Δt) der Heizkörper wähle man, um die Heizflächen auf ein Mindestmaß zu bringen, klein, jedoch muß

$$\Delta t \gg \frac{Q_H}{\Sigma Q} (t' - t'') \text{ sein.} \quad (22)$$

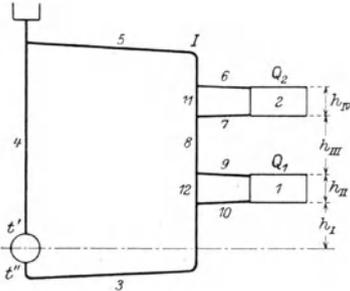


Abb. 280. Einrohrsystem.

Hierin bedeutet, falls man das Temperaturgefälle für alle Heizkörper desselben Stranges gleich groß wählt:

Q_H die größte Heizkörperleistung im Strang.
 ΣQ die Gesamtleistung des Stranges.

Falls man (wie das z. B. für Ausnahmefälle zweckmäßig sein kann) den Heizkörpern desselben Stranges verschiedene Temperaturgefälle gibt, bedeutet:

Q_H die jeweilige Heizkörperleistung.
 ΣQ die Gesamtleistung des Stranges.

Der eine Grenzfall ist:

$\Delta t = t' - t''$, $Q_H = \Sigma Q$. Dann geht alles Strangwasser durch den Heizkörper.

Der andere Grenzfall ist:

$\Delta t = \theta$, $Q_H = 0$. Dann geht alles Wasser durch den Strang.

Gl. (22) sagt, daß das Temperaturgefälle der Heizkörper in einem bestimmten Zusammenhang mit den Größen Q_H , ΣQ und $(t' - t'')$ steht und sonach nicht beliebig gewählt werden kann.

Unbekannt ist noch die Mischtemperatur t_8 .

Sie wird nach Abb. 280 wie folgt gefunden:

$$\begin{aligned} Q_1 + Q_2 &= \Sigma Q = W(t' - t''), \\ Q_2 &= W(t' - t_8), \\ Q_1 &= W(t_8 - t''). \end{aligned}$$

Hiernach ergibt sich:

$$t_8 = t'' + \frac{Q_1}{W} \quad \text{oder} \quad t_8 = t' - \frac{Q_2}{W}. \quad (23)$$

Auf diese Weise werden die Temperaturen aller Teilstrecken bestimmt.

b) Ermittlung des wirksamen Druckes.

α) Für den Stromkreis des Fallstranges I:

$$H = h_I(\gamma'' - \gamma') + h_{II}(\gamma_1 - \gamma') + h_{III}(\gamma_8 - \gamma') + h_{IV}(\gamma_2 - \gamma'). \quad (24)$$

Darin bedeutet z. B.:

γ'' das Raumgewicht (kg/m^3) des Wassers der Temperatur t'' ;
 γ_1 " " " " " " " " " " " " t_1 , d. i. der
 im Heizkörper 1 herrschenden mittleren Wassertemperatur;
 γ_8 das Raumgewicht (kg/m^3) des Wassers der Temperatur t_8 , d. i. der
 in der Teilstrecke 8 herrschenden Wassertemperatur usw.

* Die Indizes der Temperaturen entsprechen den bezüglichen Teilstreckennummern.

Die Ausdrücke $h_I(\gamma'' - \gamma')$, $h_{II}(\gamma_1 - \gamma')$ usw.

werden am einfachsten unter Zuhilfenahme der Zahlentafel 10 bzw. 17 bestimmt.

β) Für den Stromkreis der Heizkörper, z. B. des Heizkörpers 1:

$$H = h_{II}(\gamma_1 - \gamma_{12}) + (lR + Z)_{12}. \quad (25)$$

Hier tritt der Gesamtwiderstand im Kurzschlußrohr 12 als „zusätzlicher wirk-samer Druck“ auf.

2. Annahme und Nachrechnung der Rohrleitung.

Der jeweils zur Verfügung stehende Druck ist nun bekannt, so daß die Annahme und Nachrechnung der Rohrleitung genau wie beim Zweirohrsystem unter B 2 u. 3 (s. S. 191 und 192) erfolgen kann.

F. Einrohrsystem mit Berücksichtigung der Wärmeverluste.

Auch für diesen Fall können die bei der Berechnung des Zweirohrsystems ge-machten Überlegungen sowohl bei der Bestimmung der Rohrleitungen und Heiz-körper für den Kostenanschlag als auch bezüglich der Nachrechnung der Rohrleitung und Heizflächen für die Ausführung sinngemäße Anwendung finden. Jedoch ist hinsichtlich der Benutzung der Zahlentafel 11 zu bemerken, daß die Heizkörper durch die Fallstränge ersetzt werden. Es sind daher jene Werte der Zahlentafel zu nehmen, die dem mittelsten Heizkörper des Stranges entsprechen, das ist jener Heizkörper, der zwischen dem Kessel und dem obersten Heizkörper lot-recht etwa in der Mitte liegt. Infolge der bei den Einrohranlagen auftretenden Verhältnisse ist aber, wie auf der Zahlentafel 11 ausdrücklich vermerkt, nur die Hälfte des jeweiligen Tafelwertes anzu-setzen. Dieser Zusammenhang wurde durch Beispielsrechnungen ermittelt.

Beispiel 11. Annahmen: Wassertemperatur beim Austritt aus dem Kessel $t' = 85^\circ \text{C}$. Temperaturgefälle aller Stränge (ohne Wärmeverluste) 15°C . Temperaturgefälle aller Heizkörper desselben Stranges gleich $\Delta t = 10^\circ \text{C}$. Steigstrang keine Abkühlung. Dach-bodentemperatur $\pm 0^\circ \text{C}$. Wärmeschutz der oberen Verteilung 80 vH Wirkungs-grad. Fallstränge ungeschützt vor der Wand. Gemeinsamer Rücklauf keine Abkühlung. Raumtemperatur 20°C . Alles übrige zeigt Abb. 281.

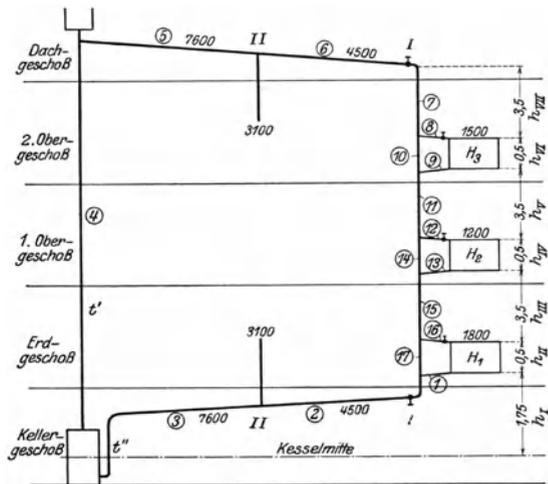


Abb. 281. Strangenschema zu Beispiel 11.

Durchrechnung.

1. Annahme der vorläufigen Rohrdurchmesser und Heizkörper.

A. Ungünstiger Stromkreis, d. i. der Stromkreis des Fallstranges I.
Temperaturgefälle der Heizkörper 10°C .

a) Wirksamer Druck.

α) Berechnung der Temperaturen ohne Berücksichtigung der Wärmeverluste.

$$t' = 85^\circ \text{C} = t_4 = t_5 = t_6 = t_7 = t_8 = t_{10}, \quad W = \frac{\sum Q}{t - t''} = \frac{1500 + 1200 + 1800}{85 - 70} = 300 \text{ l/h},$$

$$1 \Delta t \gg \frac{1800}{4500} 15; \quad \Delta t \gg 6^\circ \text{C}, \text{ s. S. 208, Gl. (22).}$$

$$t_9 = 85 - 10 = 75^\circ \text{C},$$

$$t'' = 70^\circ \text{C} = t_2 = t_3,$$

$$t_{11} = [\text{nach Gl. (23)}] = t' - \frac{Q_3}{W} = 85 - \frac{1500}{300} = 80^\circ \text{C},$$

$$t_{12} = 80^\circ \text{C} = t_{14},$$

$$t_{13} = 80 - 10 = 70^\circ \text{C},$$

$$t_{15} = [\text{nach Gl. (23)}] = t_{11} - \frac{Q_2}{W} = 80 - \frac{1200}{300} = 76^\circ \text{C},$$

$$t_{16} = 76^\circ \text{C} = t_{17},$$

$$t_1 = 76 - 10 = 66^\circ \text{C}.$$

Mittlere Temperatur im Heizkörper H_3	$t_{H_3} = 80^\circ \text{C}$
" " " " H_2	$t_{H_2} = 75^\circ \text{C}$
" " " " H_1	$t_{H_1} = 71^\circ \text{C}$

β) Bestimmung des wirksamen Druckes.

$$H = h_I(\gamma'' - \gamma') + h_{II}(\gamma_{H_1} - \gamma') + h_{III}(\gamma_{15} - \gamma') + h_{IV}(\gamma_{H_2} - \gamma') + h_V(\gamma_{11} - \gamma') + h_{VI}(\gamma_{H_3} - \gamma') + h_{VII}(\gamma' - \gamma')$$

$$= 1,75(\gamma_{70} - \gamma_{85}) + 0,5(\gamma_{71} - \gamma_{85}) + 3,5(\gamma_{76} - \gamma_{85}) + 0,5(\gamma_{75} - \gamma_{85}) + 3,5(\gamma_{80} - \gamma_{85}) + 0,5(\gamma_{80} - \gamma_{85}).$$

Benutzung der Zahlentafel 17:

$$= 1,75 \cdot 9,16 + 0,5 \cdot 8,58 + 3,5 \cdot 5,64 + 0,5 \cdot 6,24 + 3,5 \cdot 3,18 + 0,5 \cdot 3,18 = 55,9 \text{ mm WS.}$$

b) Annahme der vorläufigen Durchmesser des Stromkreises des Stranges I.

Wirksamer Druck ohne Berücksichtigung der Wärmeverluste . . . = 55,9 mm WS

Berücksichtigung der Wärmeverluste nach Zahlentafel 11 A I: Fallstränge ungeschützt. 3geschossig. Waagerechte Ausdehnung der Anlage bis 25 m. Höhe des mittelsten Heizkörpers über Kesselmitte 6,0 m. Waagerechte Entfernung des Stranges vom Steigstrang 12 m. Ergibt nach der erwähnten Zahlentafel zusätzliche Druckhöhe . . . = 25,0 mm WS

Bei Einrohrausführung halber Wert . . . = 12,5 " "

Vorlauftemperatur 85°C , daher -15 vH . . . $\approx -2,0$ " "

Zusätzliche Druckhöhe . . . = 10,5 mm WS

Gesamte Druckhöhe . . . = 66,4 mm WS

Davon ab für Einzelwiderstände 50 vH . . . = 33,2 " "

bleiben für Reibung . . . = 33,2 mm WS

Länge des Stromkreises 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 11, 12, 13, 15, 16 . . . = 55,5 m

Druckgefälle . . . $R = \frac{33,2}{55,5} \approx 0,6 \text{ mm WS/1 m}$

Daraus folgen die Durchmesser in Spalte e der Zusammenstellung auf S. 212.

B. Kurzschlußstrecken 10, 14 und 17.

d_{10} ein Handelsmaß kleiner als d_8 bzw. d_9 ; $d_{10} = 20 \text{ mm}$

d_{14} " " " " d_{12} " d_{13} ; $d_{14} = 20$ "

d_{17} " " " " d_{16} " d_1 ; $d_{17} = 20$ "

c) Annahme der Heizkörper (Nabenabstand 500, 2säulig).

Aus Zahlentafel 11 BI abzulesen: (halben Werte wegen Einrohr) z. B. Heizkörper 2 . . . + 7,5 vH, d. i.

$$\dot{m}_2 = \frac{1200}{k(75 - 20)} + 7,5 \text{ vH} = \frac{1200}{7,0 \cdot 55} + 7,5 \text{ vH} = 3,12 + 0,23 = 3,35 \text{ m}^3.$$

k -Wert entnommen aus Zahlentafel 7.

2. Nachrechnung der Rohrleitung und Heizkörper.

A. Stromkreis des Fallstranges I.

α) Berechnung der Temperaturen mit Berücksichtigung der Wärmeverluste der Rohrleitung. Siehe Gl. (20), S. 200.

Nr. der Teilstrecke	G_h l/h	d mm	f m ²	l m	$f \cdot l \cdot k$	$1 - \eta$	t_E °C	t_R °C	$t_E - t_R$ °C	ϑ °C	t_A °C	t_m °C	$\gamma_m - \gamma_v$ kg/m ³	k' m	h mm WS
5	506	40	0,151	8,0	12,1	0,2	85,0	0	85,0	0,4	84,6	—	—	—	1
6	300	32	0,133	4,0	5,3	0,2	84,6	0	84,6	0,3	84,3	—	—	—	—
7	300	32	0,133	3,5	4,7	1,0	84,3	20	64,3	1,0	83,3	83,8	—	—	—
8	150	25	0,105	1,0	1,1	1,0	83,3	20	63,3	0,5	82,8	—	—	—	—
9	150	25	0,105	1,0	1,1	1,0	72,8	20	52,8	0,4	72,4	—	—	—	—
11	300	32	0,133	3,5	4,7	1,0	78,3	20	58,3	0,9	77,4	77,9	—	—	—
12	120	20	0,084	1,0	0,8	1,0	77,4	20	57,4	0,4	77,0	—	—	—	—
13	120	25	0,105	1,0	1,1	1,0	67,0	20	47,0	0,4	66,6	—	—	—	—
15	300	32	0,133	3,5	4,7	1,0	73,4	20	53,4	0,8	72,6	73,0	—	—	—
16	180	25	0,105	1,0	1,1	1,0	72,6	20	52,6	0,3	72,3	—	—	—	—
1	180	25	0,105	1,0	1,1	1,0	62,3	20	42,3	0,3	42,0	—	—	—	—

$t_9 - t_8$ — Temperaturgefälle im Heizkörper $H_3 = 82,8 - 10,0 = 72,8^\circ\text{C}$,
 $t_{11} = t_7 - \frac{Q_3}{W} = 83,2 - \frac{1500}{300} = 78,3^\circ\text{C}$,
 $t_{13} = t_{12}$ — Temperaturgefälle im Heizkörper $H_2 = 77,0 - 10,0 = 67,0^\circ\text{C}$,
 $t_{15} = t_{11} - \frac{Q_2}{W} = 77,4 - \frac{1200}{300} = 73,4^\circ\text{C}$,
 $t_1 = t_{16} - 10^\circ = 72,3 - 10,0 = 62,3^\circ\text{C}$,
 $t_2 = t_{15} - \frac{Q_1}{W} = 72,6 - \frac{1800}{300} = 66,6^\circ\text{C}$.

Da die Abkühlung der gemeinsamen Rücklaufleitung vernachlässigt werden kann (S. 201), ist $66,6^\circ\text{C}$ auch die Kesseleintrittstemperatur.

Mittlere Temperatur t_m im Heizkörper $H_3 = \frac{82,8 + 72,8}{2} = 77,8^\circ\text{C}$,
 „ „ „ t_m „ „ $H_2 = \frac{77,0 + 67,0}{2} = 72,0^\circ\text{C}$,
 „ „ „ t_m „ „ $H_1 = \frac{72,3 + 62,3}{2} = 67,3^\circ\text{C}$.

β) Bestimmung des wirksamen Druckes.

Nunmehr sind für die in Frage kommenden Teilstrecken alle Temperaturen genau bestimmt, so daß die Ermittlung des wirksamen Druckes, bei Berücksichtigung der Wärmeverluste der Rohrleitung, vor sich gehen kann.

Temperatur zugehörig	Höhe h_l^*	66,6° C
„	„	67,3° C
„	„	73,0° C
„	„	72,0° C
„	„	77,9° C
„	„	77,8° C
„	„	83,8° C

$H = \Sigma h'(\gamma_m - \gamma_v) = 1,75 \cdot (\gamma_{66,6} - \gamma_{85}) + 0,5(\gamma_{67,3} - \gamma_{85}) + 3,5(\gamma_{73,0} - \gamma_{85}) + 0,5(\gamma_{72,0} - \gamma_{85})$
 $+ 3,5(\gamma_{77,9} - \gamma_{85}) + 0,5(\gamma_{77,8} - \gamma_{85}) + 3,5(\gamma_{83,8} - \gamma_{85})$.

Benutzung der Zahlentafel 17:

$H = 1,75 \cdot 11,07 + 0,5 \cdot 10,68 + 3,5 \cdot 7,42 + 0,5 \cdot 8,01 + 3,5 \cdot 4,48 + 0,5 \cdot 4,54 + 3,5 \cdot 0,78 = 75,4$ mm WS.

Nunmehr erfolgt die Bildung der $\Sigma l \cdot R^{16} + \Sigma Z^{16}$ in bekannter Weise unter Benutzung der Hilfstafel I. Aus der nachfolgenden Zusammenstellung ergibt sich, daß die Summe aller Widerstände = 51,2 wird, während an wirksamem Druck = 75,4 mm WS zur Verfügung stehen. Teilstrecke 2 wird daher auf 25 mm WS verengt, womit die fragliche Summe = 73,3 mm WS wird und nunmehr mit dem wirksamen Druck in genügender Übereinstimmung steht.

¹ Zwecks klarerer Darstellung erfolgt die Berechnung der Teildrucke h unter β).

² Streng genommen wären zu Q_3 bzw. Q_2 und Q_1 noch jene Wärmemengen zuzuzählen, die infolge der Wärmeverluste der Rohrleitungen 8, 9 bzw. 12, 13 und 16, 1 auftreten. Der Einfluß ist bei nicht zu langen Anschlüssen gering und kann hier vernachlässigt werden. Bemerkt sei, daß hierdurch die errechnete zusätzliche Druckhöhe unter der tatsächlich auftretenden bleibt.

* Die Bezeichnung dieser Höhen müßte entsprechend obenstehender Zusammenstellung eigentlich h'_l heißen. Der Übereinstimmung mit Abb. 281 wegen ist die alte Bezeichnung h_l beibehalten worden.

Aus dem Rohrplan				Vorkühler-Rohrdurchmesser	Nachrechnung											Unterschied	
Teilstr. Nr.	Wassermenge kcal/h	Wassermenge bei einer Temp.-Absenkung von ... °C	Länge der Teilstr. l m		mit vorläufigem Rohrdurchmesser					mit geändertem Rohrdurchmesser							
					d mm	w m/s	R mm WS	lR mm WS	Σζ 1	Z mm WS	d mm	w m/s	R mm WS	lR mm WS	Σζ	Z mm WS	lR o-h mm WS
a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	s

Stromkreis des Fallstranges I.

H' = 66,4 mm WS.

R = 0,6 mm WS/m.

H = 75,4 mm WS.

1	1800	3600	1,0	25	0,10	0,80	0,8	3,0	1,5	—	—	—	—	—	—	—	—
2	4500	6000	4,0	32	0,09	0,45	1,8	10,5	4,2	25	0,17	2,0	8,0	14,0 ³	20,1	+6,2	+15,9
3	7600	10120	9,0	40	0,12	0,55	5,0	1,5	1,1	—	—	—	—	—	—	—	—
4	7600	10120	14,0	40	0,12	0,55	7,7	2,5	1,8	—	—	—	—	—	—	—	—
5	7600	10120	8,0	40	0,12	0,55	4,4	1,0	0,7	—	—	—	—	—	—	—	—
6	4500	6000	4,0	32	0,09	0,45	1,8	11,0	4,4	—	—	—	—	—	—	—	—
7	4500	6000	3,5	32	0,09	0,45	1,6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
8	1500	3000	1,0	25	0,08	0,55	0,6	4,0	1,3	—	—	—	—	—	—	—	—
9	1500	3000	1,0	25	0,08	0,55	0,6	3,0	1,0	—	—	—	—	—	—	—	—
11	4500	6000	3,5	32	0,09	0,45	1,6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
12	1200	2400	1,0	20	0,11	1,30	1,3	4,0	2,4	—	—	—	—	—	—	—	—
13	1200	2400	1,0	25	0,07	0,40	0,4	3,0	0,8	—	—	—	—	—	—	—	—
15	4500	6000	3,5	32	0,09	0,45	1,6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
16	1800	6300	1,0	25	0,10	0,80	0,8	4,0	2,0	—	—	—	—	—	—	—	—

55,5 Σl · R + ΣZ = 30,0 + 21,2 = 51,2 mm WS

22,1

Teilstr. 2 geändert . . . + 22,1 „ „

Nun ist Σl · R + ΣZ für Fallstrang I = 73,3 mm WS

Kurzschlußstrecken 10, 14, 17.

10	—	3000	0,5	20	0,14	2,0	1,0	2,0	2,0	—	—	—	—	—	—	—	—
14	—	3600	0,5	20	0,16	2,6	1,3	2,0	2,6	—	—	—	—	—	—	—	—
17	—	2400	0,5	20	0,11	1,3	0,7	2,0	1,2	13	0,2	5,5	2,8	2,0	4,0	+2,1	+2,8

+4,9

¹ Einzelwiderstände:

Teilstr. 1 (25).	1 T-St.-A.	1,5
	1 halb. Heizk.	1,5
		<u>3,0</u>
Teilstr. 2 (32).	1 Bogen	0,5
	1 Str.-Vent.	9,0
	1 T-St.-D.	1,0
		<u>10,5</u>
Teilstr. 3 (40).	3 Bogen je 0,5	1,5
Teilstr. 4 (40).	1 Kessel	2,5
Teilstr. 5 (40).	1 Knie	1,0
Teilstr. 6 (32).	1 T-St.-D.	1,0
	1 Str.-Vent.	9,0
	1 Knie	1,0
		<u>11,0</u>
Teilstr. 7 (34).	Nichts.	

Heizkörperanschlüsse geradlinig.

Teilstr. 8 (25).	1 T-St.-A.	1,5
	1 Durchgangshahn . . .	1,0
	1 halb. Heizk.	1,5
		<u>4,0</u>
Teilstr. 9 (25).	1 halb. Heizk.	1,5
	1 T-St.-A.	1,5
		<u>3,0</u>
Teilstr. 11 (32).	Nichts.	
Teilstr. 12 (20).	1 T-St.-A.	1,5
	1 Durchgangshahn . . .	1,0
	1 halb. Heizk.	1,5
		<u>4,0</u>
Teilstr. 13 (25).	1 halb. Heizk.	1,5
	1 T-St.-A.	1,5
		<u>3,0</u>
Teilstr. 15 (32).	Nichts.	
Teilstr. 16 (25).	Wie Teilstr. 8	4,0

² Teilstr. 2 (25).	1 Bogen	1,0
	1 Str.-Vent.	12,0
	1 T-St.-D.	1,0
		<u>14,0</u>

Die eingeklammerten Zahlen bedeuten die Nennweiten der Rohre.

B. Kurzschlußstrecken 10, 14 und 17.

Teilstrecke 10. Nach Gl. (25) ist:

$$H = h_{VI}(\gamma_{H_3} - \gamma_{10}) + l \cdot R_{10} + Z_{10} = 0,5(\gamma_{77,8} - \gamma_{83,3}) + 3,0 = 0,5 \cdot 3,44 + 3,0 = 4,7 \text{ mm WS}^1.$$

Nun muß

$$4,7 \geq l \cdot R_{8,9} + Z_{8,9} \text{ sein,}$$

$$4,7 \geq 3,5.$$

Teilstrecke 10 bleibt unverändert mit 20 mm l. W. bestehen.

Teilstrecke 14:

$$H = h_{IV}(\gamma_{H_2} - \gamma_{14}) + l \cdot R_{14} + Z_{14} = 0,5(\gamma_{72,0} - \gamma_{77,4}) + 3,9 = 0,5 \cdot 3,23 + 3,9 = 5,5 \text{ mm WS}^1.$$

Nun muß

$$5,5 \geq l \cdot R_{12,13} + Z_{12,13} \text{ sein,}$$

$$5,5 \geq 4,9.$$

Teilstrecke 14 kann mit 20 mm l. W. bestehen bleiben.

Teilstrecke 17:

$$H = h_{II}(\gamma_{H_1} - \gamma_{17}) + l \cdot R_{17} + Z_{17} = 0,5(\gamma_{67,3} - \gamma_{72,6}) + 1,9 = 0,5 \cdot 3,03 + 1,9 = 3,4 \text{ mm WS}^1.$$

Nun müßte:

$$3,4 \geq l \cdot R_{16,1} + Z_{16,1}$$

sein, da aber

$$l \cdot R_{16,1} + Z_{16,1} = 5,1$$

ist, muß Teilstrecke 17 von 20 mm l. W. auf 13 mm l. W. verengt werden.

Es wird also

$$H = 1,5 + l \cdot R_{17} + Z_{17} = 1,5 + 6,8 = 8,3 \text{ mm WS,}$$

wodurch die Ungleichheit erfüllt erscheint.

C. Nachrechnung der Heizkörper.

Nunmehr sind alle Temperaturen genau bekannt und es ergibt sich z. B. für Heizkörper 2

$$f_{H_2} = \frac{1200}{k(72,0 - 20)} = \frac{1200}{7,0 \cdot 52,0} = 3,3 \text{ m}^2,$$

während sich nach der „Annahme“ 3,35 m² ergab.

k -Wert entnommen aus Zahlentafel 7.

G. Pumpenheizung.

Der wirksame Druck einer Pumpenheizung setzt sich zusammen aus dem durch die Pumpe erzeugten Druck H_P (mm WS) und dem durch Schwerkraftwirkung entstehenden Druck H_S (mm WS). Demnach wird der Gesamtdruck H :

$$H = H_P + H_S \text{ (mm WS)}. \quad (26)$$

Um für die Darstellung des Rechnungsganges möglichst einfache Verhältnisse zu schaffen, wird im nachstehenden angenommen, daß die Schwerkraftwirkung gegenüber dem Pumpendruck zu vernachlässigen sei. Die Berechnung der Pumpenheizung stützt sich zwar in ihren Einzelheiten auf dieselben Gleichungen, die wir bei Berechnung der Schwerkraftheizungen kennengelernt hatten, insbesondere gilt auch hier die Gleichung

$$H_P = \Sigma l \cdot R + \Sigma Z, \quad (27)$$

aber die Reihenfolge der einzelnen Rechnungen ist hier aus nachstehenden Gründen gänzlich anders als früher. Während nämlich bei der Schwerkraftheizung durch die

¹ Bei Teilstrecke 10, 14 und 17 wäre, streng genommen, die Abkühlung der Kurzschlußstrecken zu berücksichtigen. Dies kann hier wegen der geringen Länge der Teilstrecken entfallen.

Höhe des Gebäudes der wirksame Druck H von vornherein festliegt und die Strömungsgeschwindigkeiten sowie die Rohrdurchmesser in einzelnen Teilstrecken gesucht sind, ist bei der Pumpenheizung auch der Druck H_P unbekannt. Bei gegebenem Strangschema und gegebenen Wärmemengen sind Rohrnetze mit verschiedenen Durchmessern möglich, welche alle in bezug auf das Arbeiten der Anlage gleichwertig sind. Aber nur eins dieser Rohrnetze ist das wirtschaftlich günstigste. Sind die Rohrdurchmesser sehr klein, so ist das Rohrnetz billig. Aber da die Strömungsgeschwindigkeiten hoch sind, sind auch die Druckverluste groß und damit ergibt sich ein hoher Kraftverbrauch für die Pumpe. Es ergeben also große Geschwindigkeiten zwar billige Rohrnetze, aber hohe Betriebskosten. Umgekehrt geben niedere Geschwindigkeiten teure Rohrnetze, aber geringe Betriebskosten. Es ist die Aufgabe des Ingenieurs, die wirtschaftlich günstigste Zusammenstellung von Strömungsgeschwindigkeit und Druckverlust zu finden.

Man muß bei der Rechnung der Pumpenheizung immer zuerst einmal eine willkürliche Annahme treffen, indem man entweder den Pumpendruck oder die Strömungsgeschwindigkeit wählt. Im nachstehenden wollen wir die Strömungsgeschwindigkeit frei wählen, und zwar ist es zweckmäßig, von konstanter Geschwindigkeit längs des ganzen Hauptstranges auszugehen. Bei der Ausführung werden sich natürlich wegen der Stufung der handelsüblichen Rohrdurchmesser in den einzelnen Teilstrecken kleine Abweichungen von der gewählten Geschwindigkeit ergeben, die aber nicht von großer Bedeutung sind.

Man beginnt mit der Berechnung des Hauptstranges, und zwar empfiehlt es sich, nicht nur eine einzige Geschwindigkeit, sondern sogleich zwei oder drei Geschwindigkeiten aus dem vermutlich günstigsten Bereich durchzurechnen. Weitere Einzelheiten zeigt nachstehendes Zahlenbeispiel 12.

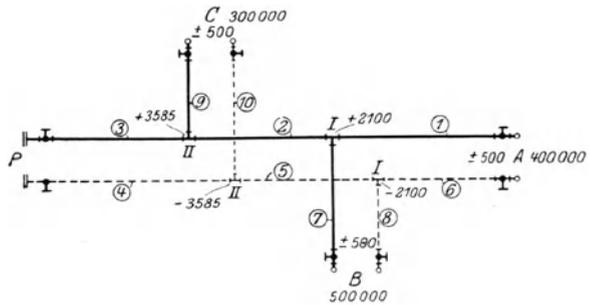


Abb. 282. Strangschema zu Beispiel 12.

Beispiel 12. Aufgabe: Für das in Abb. 282 gezeichnete Rohrnetz einer Pumpenheizung sind die Rohrdurchmesser zu errechnen, wobei der durch Schwerkraftwirkung entstehende Teildruck H_s zu vernachlässigen ist. Zur Berechnung der Wassermenge ist ein Temperaturunterschied von 25°C zwischen Vorlauf und Rücklauf anzunehmen. Der Druckunterschied an den einzelnen Gebäuden bei A, B und C soll 1 m WS betragen. Anschluß der Pumpe bei P. Das übrige ergibt sich aus Abb. 282, aus der Zusammenstellung der Einzelwiderstände und den Spalten a bis d der nachfolgenden Tabelle.

Aus dem Rohrplan entnimmt man die Unterlagen für die nachstehende Zusammenstellung der Einzelwiderstände.

Teilstrecke 1. 1 Schieber 0,3	Teilstrecke 4. Wie 3.
Ausgleicher 4,0	Teilstrecke 5. Wie 2.
T-Stück, Durchgang . 1,0	Teilstrecke 6. Wie 1.
<u>5,3</u>	
Teilstrecke 2. Ausgleicher 4,0	Teilstrecke 7. 1 T-Stück, Abzweig . . 1,5
T-Stück, Durchgang . 1,0	1 Schieber 0,3
<u>5,0</u>	<u>1,8</u>
Teilstrecke 3. Ausgleicher 4,0	Teilstrecke 8. Wie 7.
1 Schieber 0,3	Teilstrecke 9 und 10. Wie 7.
<u>4,3</u>	

1. Berechnung des Hauptstranges.

Man rechnet zunächst die zu fördernden Wärmemengen auf 20° C Temperaturdifferenz um, füllt die ersten vier Spalten in nachfolgender Tabelle aus und entscheidet sich dann für diejenigen drei Geschwindigkeiten, mit denen man die Berechnung des Hauptstranges durchführen will. Diese sollen 0,7, 1,0 und 2,0 m/s betragen. Zur Berechnung der Spalten e bis q bedient man sich wieder der großen Hilfstafeln, nur wird man bei Pumpenheizungen wegen der größeren Geschwindigkeiten w und damit der höheren Druckgefälle R meist statt Hilfstafel I die Hilfstafel II benutzen müssen.

Aus Rohrplan				$w = 0,7 \text{ m/s}$				$w = 1,0 \text{ m/s}$				$w = 2,0 \text{ m/s}$			
Nr. der Teilstrecke	Q_h	ΣZ	l	R	d	lR	Z	R	d	lR	Z	R	d	lR	Z
	für 20° C	—	m	mm WS/m	mm	mm WS	mm WS	mm WS/m	mm	mm WS	mm WS	mm WS/m	mm	mm WS	mm WS
a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q
1	320000	5,3	120	4,5	90	540	128	11,0	80	1320	265	75	50	9000	1060
6	320000	5,3	120	4,5	90	540	128	11,0	80	1320	265	75	50	9000	1060
2	720000	5,0	110	2,6	140	286	121	7,5	110	825	250	40	80	4400	1000
5	720000	5,0	110	2,6	140	286	121	7,5	110	825	250	40	80	4400	1000
3	960000	4,3	140	2,4	160	336	104	6,0	130	840	215	33	90	4620	860
4	960000	4,3	140	2,4	160	336	104	6,0	130	840	215	33	90	4620	860

Das Verfahren ist folgendes:

Man sucht jenes Tabellenrechteck, in dem die verlangte Wärmeleistung aus Spalte b mit der gewählten Geschwindigkeit w zusammensteht und liest dann links oder rechts in der Randspalte das Druckgefälle R und oben am Kopf der Hilfstafel den Rohrdurchmesser d ab. Diese beiden Werte trägt man dann in die Tabelle ein. (Spalte e und f bzw. i und k bzw. n und o.). Endlich berechnet man noch in üblicher Weise die Größen $l \cdot R$ und Z . Die sich ergebenden Werte sind in nachstehender Übersicht zusammengetragen, wobei die Druckverluste nunmehr in m WS angegeben sind.

w	m/s	0,7	1,0	2,0
$\Sigma l \cdot R$	m WS	2,32	5,97	36,04
ΣZ	m WS	0,73	1,46	5,84
$\Sigma l \cdot R + \Sigma Z$	m WS	3,05	7,43	41,88
Theoret. Pumpenleistung N_p	kW	0,40	0,98	5,5

Zur Ermittlung der Pumpenleistung benötigt man die sekundlich geförderte Wassermenge. Diese errechnet sich aus der verlangten Wärmelieferung der ganzen Anlage und dem vorgeschriebenen Temperaturunterschied von 25° C zwischen Vor- und Rücklauf zu

$$G_s = \frac{300000 + 500000 + 400000}{25 \cdot 3600} = 13,3 \text{ kg/s.}$$

Aus dieser geförderten Wassermenge und dem Druckverlust ergibt sich die theoretische Pumpenleistung zu

$$N_p = \frac{G_s \cdot H_p}{102} \text{ (kW).}$$

Hat man sich unter Berücksichtigung der besonderen Verhältnisse, insbesondere der jährlichen Benützungstunden, des Preises für 1 kWh usw., für die Geschwindigkeit $w = 1 \text{ m/s}$ entschieden, so rechnet man nun zu dem Hauptstrang, der durch die Werte in Spalte i bis m gekennzeichnet ist, die Seitenstränge aus.

Zuerst sind die Druckunterschiede zwischen den beiden Knotenpunkten I sowie zwischen den beiden Knotenpunkten II aus den Werten der vorhergehenden Tabelle zu ermitteln.

Druckverlust im Gebäude A	= 1000 mm WS
$\Sigma(l \cdot R + Z)$ in Teilstrecke 1	= 1585 „ „
$\Sigma(l \cdot R + Z)$ in Teilstrecke 6	= 1585 „ „
Druckunterschied zwischen den Knotenpunkten I	= 4170 mm WS
$\Sigma(l \cdot R + Z)$ in Teilstrecke 2	= 1075 „ „
$\Sigma(l \cdot R + Z)$ in Teilstrecke 5	= 1075 „ „
Druckunterschied zwischen den Knotenpunkten II	= 6320 mm WS.

2. Berechnung der Abzweigung zum Gebäude B.

Zunächst ist das zur Verfügung stehende Druckgefälle R zu berechnen.

Druckunterschied zwischen den Knotenpunkten I	= 4170 mm WS
Druckunterschied am Gebäude B	= 1000 „ „
Bleibt für den wirksamen Druck H_p * dieses Stranges	= 3170 mm WS
Anteil der Einzelwiderstände 25 vH (angenommen)	= 790 „ „
Bleibt für Rohrreibung übrig	= 2380 mm WS
Gesamtlänge des Stranges (Teilstrecke 7 und 8)	= 80 m
Druckgefälle	$R = 2380 : 80 = 30$ mm WS/m

Die auf 20°C Temperaturunterschied umgerechnete Wärmeleistung dieses Stranges beträgt $Q_n = 400000$ kcal/h. Nach Hilfstafel II gehört zu $Q_n = 400000$ und $R = 30$ entweder ein Rohrdurchmesser von 60 oder 70 mm Nennweite. Da der Wert R nur nach ungefährender Schätzung des Anteiles der Einzelwiderstände am gesamten Druckverlust berechnet werden konnte, also ziemlich unsicher ist, so ist es am zweckmäßigsten, beide Durchmesser nachzuprüfen. Mit Verwendung der Werte $d = 60$ bzw. $d = 70$, $Q_n = 400000$, $\Sigma \zeta = 1,8 + 1,8 = 3,6$ und $\Sigma l = 40 + 40 = 80$ m erhält man aus Hilfstafel II

d	mm =	60	70
w	m/s =	1,8	1,5
R	mm WS/m =	42	27
$l \cdot R$	mm WS =	3360	2160
Z	mm WS =	525	405
$\Sigma(l \cdot R + Z)$	mm WS =	3885	2565

Da nur 3170 mm WS zur Verfügung stehen, muß das weitere Rohr mit 70 mm Durchmesser verwendet werden.

3. Berechnung der Abzweigung zum Gebäude C.

Für diesen Strang stehen 6320 mm WS zur Verfügung. Die Berechnung ist die gleiche wie für Gebäude B.

Zusatz. Den Ausgangspunkt für diese Rechnung bildeten die drei freigewählten Werte der Geschwindigkeit. Statt dessen hätte man auch von drei frei gewählten Werten des Pumpendruckes $H_p = \Sigma l \cdot R + \Sigma Z$ ausgehen können, etwa von den Werten 5 m, 10 m und 20 m WS. Die Rechnung wäre dann ganz ähnlich derjenigen bei Schwerkraftheizung geworden. Man hätte dann schon beim Hauptstrang eine Annahme über den prozentualen Anteil der Einzelwiderstände machen, also eine vorläufige und eine endgültige Rechnung durchführen müssen. Diese vorläufige Rechnung ist bei freier Wahl der Geschwindigkeit vermieden.

VI. Berechnung der Rohrnetze von Dampfheizungen.

A. Ableitung der Gleichungen.

Die für das Druckgefälle in geraden Rohrstrecken auf S. 187 angegebene Gleichung der Hydraulik

$$R = \frac{p_2 - p_1}{l} = \xi \cdot \frac{w^2}{2g} \cdot \frac{\gamma}{d}$$

gilt auch für Dampfleitungen. Bei diesen sind aber die Stoffwerte und auch die Dampfgeschwindigkeit längs einer Teilstrecke l veränderlich. Auf der linken Seite der erwähnten Gleichung muß daher das Druckgefälle als Differentialquotient geschrieben werden. Die Gleichung lautet mithin:

$$R = \frac{dp}{dl} = \xi \cdot \frac{w^2}{2g} \cdot \frac{\gamma}{d} \tag{28}$$

Wird darin w durch das stündliche Dampfgewicht G ersetzt und d in mm ausgedrückt, so erhält man [vgl. Gl. (18)]

$$\frac{dp}{dl} = 6,4 \cdot 10^6 \cdot \frac{\xi}{\gamma} \cdot \frac{G^2}{d^5} \tag{29}$$

* Wird die Schwerkraftwirkung nicht vernachlässigt, so ist hier statt H_p der Gesamtdruck H einzusetzen.

Zwecks Integration der Gleichung multiplizieren wir beide Seiten mit $p \cdot dl$:

$$p \cdot dp = \frac{6,4 \cdot 10^6}{d^5} \cdot \xi \cdot \frac{p}{\gamma} \cdot G^2 \cdot dl.$$

Ferner führen wir, um dl zu eliminieren, die stündlich je Längeneinheit gebildete Kondensatmenge q ein.

$$q = \frac{dG}{dl} \quad \text{oder} \quad dl = \frac{dG}{q}.$$

Dann ist:

$$p \cdot dp = \frac{6,4 \cdot 10^6}{d^5 \cdot q} \cdot \xi \cdot \frac{p}{\gamma} \cdot G^2 \cdot dG.$$

In dieser Gleichung sind für eine bestimmte Teilstrecke die Widerstandszahl ξ und der Quotient $\frac{p}{\gamma}$ nur in geringem Grade veränderlich. Es entsteht daher kein wesentlicher Fehler, wenn bei der Integration der Gleichung die zwischen den Integrationsgrenzen (Rohranfang und Rohrende) geltenden Mittelwerte ξ_m und $\frac{p_m}{\gamma_m}$ als konstant betrachtet werden.

Wird nunmehr die Gleichung integriert und beiderseits noch mit l dividiert, so findet man:

$$\frac{p_2^3 - p_1^3}{2l} = \frac{6,4 \cdot 10^6}{d^5} \cdot \xi_m \cdot \frac{p_m}{\gamma_m} \cdot \frac{G_2^3 - G_1^3}{3ql}. \quad (30)$$

Hierin ist aber:

$$\frac{p_2^3 - p_1^3}{2l} = \frac{p_2 - p_1}{l} \cdot \frac{p_1 + p_2}{2} = \frac{p_2 - p_1}{l} \cdot p_m.$$

Ferner ist, wie nachstehend im Kleindruck gezeigt wird:

$$\frac{G_2^3 - G_1^3}{3ql} = \left(G_1 + \frac{ql}{2}\right)^2.$$

Nach Einführung dieser Beziehungen in Gleichung (30) folgt als endgültige Gleichung für das Druckgefälle in Dampfleitungen:

$$R = \frac{p_2 - p_1}{l} = \frac{6,4 \cdot 10^6}{d^5} \cdot \frac{\xi_m}{\gamma_m} \cdot \left(G_1 + \frac{ql}{2}\right)^2. \quad (31)$$

Sie gilt für Hoch-, Nieder- und Unterdruckdampfleitungen.

Die Dampfmenge G_2 am Rohranfang ist gleich der Dampfmenge G_1 am Rohrende, vermehrt um die längs der Rohrstrecke l gebildete Kondensatmenge ql (Abb. 283).

Mithin:
$$G_2 = G_1 + ql.$$

$$\frac{G_2^3 - G_1^3}{3ql} = \frac{(G_1 + ql)^3 - G_1^3}{3ql} = G_1^2 + G_1 ql + \frac{(ql)^2}{3}.$$

Da ql meist klein gegen G_1 , kann $\frac{(ql)^2}{3}$ durch $\frac{(ql)^2}{4}$ ersetzt werden.

Folglich:

$$\frac{G_2^3 - G_1^3}{3ql} = G_1^2 + G_1 ql + \frac{(ql)^2}{4} = \left(G_1 + \frac{ql}{2}\right)^2. \quad (32)$$

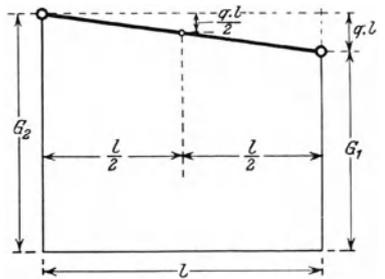


Abb. 283. Kondensatanfall längs der Leitung.

B. Niederdruckdampfheizungen.

1. Das verfügbare Druckgefälle.

Bei den Niederdruckdampfheizungen ist der Druck am Anfang der Leitung bekannt, da er gleich dem Kesseldruck ist. Am Ende der einzelnen Verzweigungsleitungen, also am Eintritt in die einzelnen Heizkörper, darf nur mehr so wenig

Druck vorhanden sein, daß sich der Heizkörper bei voller Öffnung des Ventiles eben mit Dampf füllt, ohne daß Dampf in die Kondensleitung übertritt. Es ist üblich, am Heizkörpereintritt mit 200 kg/m^2 zu rechnen.

Das Rohrnetz muß nun so berechnet sein, daß der Kesseldruck durch die einzelnen Widerstände und die Reibungsverluste in den geraden Rohrstrecken so weit aufgebraucht wird, daß vor den Heizkörpern nur der obengenannte Druck herrscht.

Die Rechnung beginnt auch bei der Niederdruckdampfheizung mit der Berechnung der vorläufigen Rohrdurchmesser des ungünstigsten Stranges, d. h. jenes Stranges, der den Kessel mit dem weitest entfernten Heizkörper verbindet. Man setzt wieder für die vorläufige Berechnung die Einzelwiderstände gleich a vH des gesamten Druckabfalles. Während man jedoch bei Warmwasserheizungen mit 50 vH rechnet, werden bei Niederdruckdampfheizungen nur 33 vH in Rechnung gesetzt. Sodann nimmt man wieder gleichbleibendes Druckgefälle vom Kessel bis zum letzten Heizkörper an.

Bezeichnet

p_2 die Kesselspannung,

p_1 die Endspannung vor dem Heizkörper,

Σl die gesamte Länge aller geraden Teilstrecken im ungünstigsten Strang,

so ist das Druckgefälle R in allen Teilstrecken des ungünstigsten Stranges gleich

$$R = \left(\frac{100 - a}{100} \right) \cdot \frac{p_2 - p_1}{\Sigma l}. \quad (33)$$

Dieser so ermittelte Wert wird nun weiter verwendet zur Berechnung des vorläufigen Rohrdurchmessers.

2. Erforderliche Gleichungen für die Rohrnetzberechnung.

Die rechnerische Verwertung des verfügbaren Druckgefälles stützt sich auf die im Abschnitt A abgeleitete Hauptgleichung (31)

$$R = \frac{p_2 - p_1}{l} = \frac{6,4 \cdot 10^6}{d^5} \cdot \frac{\xi_m}{\gamma_m} \cdot \left(G_1 + \frac{ql}{2} \right)^2.$$

Da die Niederdruckdampfheizung nur den geringen Druckbereich zwischen Kessel und Heizkörper von etwa 1,1 bis 1,02 ata umfaßt, können wir für das spezifische Gewicht γ_m im ganzen Rohrnetz einen konstanten Wert benutzen. Wir wählen dafür den zum Kesseldruck von 1,1 ata gehörigen Wert $\gamma = 0,633$.

Ferner wurde der Einfachheit halber bei isolierter Leitung mit einer Kondensatbildung ql gleich 10 vH der geförderten Dampfmenge gerechnet. Unter dieser Annahme und Einführung des Zahlenwertes für γ_m lautet die Ausgangsgleichung:

$$R = \frac{p_2 - p_1}{l} = 10,1 \cdot 10^6 \cdot \xi \cdot \frac{(1,05 G_1)^2}{d^5}. \quad (34)$$

In dieser Gleichung ist G_1 noch durch die stündlich im Stromkreis zu fördernde Wärmemenge Q_h zu ersetzen.

$$G_1 = \frac{Q_h}{r} = \frac{Q_h}{539} \quad (r = \text{Verdampfungswärme}).$$

Folglich:

$$R = \frac{p_2 - p_1}{l} = 34,6 \cdot \xi \cdot \frac{(1,05 Q_h)^2}{d^5}. \quad (35)$$

Diese Gleichung entspricht der Gl. (19) bei der Warmwasserheizung.

Auch für die Einzelwiderstände gilt dieselbe Gleichungsform wie bei der Warmwasserheizung [Gl. (11)].

$$Z = \zeta \cdot \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma.$$

Für die Bestimmung der Rohrweiten der Niederdruckdampfnetze konnte daher eine gleiche Hilfstafel wie für Warmwasserheizungen hergestellt werden.

3. Beschreibung der Hilfstafel III.

Die Hilfstafel III ist genau so aufgebaut wie die beiden Hilfstafeln I und II (vgl. S. 190). Ihre Berechnung geschah unter Verwendung der im vorigen Abschnitt abgeleiteten Gleichungen. Die Haupttafel enthält:

Die Werte Q_h in kcal/h in den oberen waagerechten Zeilen.

Greift man in den oberen Zeilen irgendeine Wärmemenge heraus, so arbeitet man nicht mit dem dort stehenden Wert Q_h , sondern mit einer um 5 vH größeren Zahl. Auf diese Weise werden in allen gewöhnlichen Fällen die Wärmeverluste gut geschützter Leitungen ohne jede Nebenrechnung ausreichend berücksichtigt.

Die Dampfgeschwindigkeiten w in m/s in den unteren waagerechten Zeilen.

Das Druckgefälle R in mm WS für 1 m Rohr.

Die Werte R sind ebenso wie bei der Aufstellung der Hilfstafel I und II noch um 5 vH erhöht, als Sicherheitszuschlag für unvorhergesehene Zusatzwiderstände, die sich bei der Ausführung der Anlage ergeben können.

Die Rohrdurchmesser von 10 bis 250 mm Nennweite.

Auf der linken Seite:

Die Dampfgeschwindigkeiten in m/s.

Die Einzelwiderstände Z für $\Sigma\zeta = 1$ bis 15.

Die Widerstandszahlen ζ für die gebräuchlichen Einzelwiderstände.

4. Berechnung der vorläufigen Rohrdurchmesser der Dampfleitungen.

Aus der Gleichung $R = \left(\frac{100 - a}{100}\right) \cdot \frac{p_2 - p_1}{\Sigma l}$ wird zuerst der Wert R für den ungünstigsten Strang (d. i. hier im allgemeinen der längste) ermittelt. Diesen Wert sucht man in der Hilfstafel III auf, schreitet in derselben Waagerechten nach rechts weiter und findet für die in jeder Teilstrecke zu fördernde Wärmemenge am Kopf der Tafel den vorläufigen Durchmesser.

Für längere, nicht gut entwässerte Leitungen, in denen das Kondenswasser dem Dampf entgegenströmt (z. B. Steigleitungen durch mehrere Stockwerke), ist es zweckmäßig, ein bestimmtes Druckgefälle R nicht zu überschreiten. Diese Grenze wird in der Praxis zur Zeit zwischen 5 und 10 kg/m² für das laufende Meter angenommen.

Für nackte Dampfleitungen sind die Werte Q_h noch um 10 vH zu erhöhen, so daß die Wärmeverluste solcher Leitungen in der Hilfstafel III mit 15 vH berücksichtigt erscheinen. Es ist ferner anzuraten, bei der „Nachrechnung der Dampfleitungen“ diese Wärmeverluste genau zu ermitteln.

5. Nachrechnung der Dampfleitungen.

a) Die Rohre sind gut vor Wärmeabgabe geschützt.

Zu den vorläufigen Rohrdurchmessern werden in den betreffenden lotrechten Spalten die geförderten Wärmemengen (in den oberen Zeilen) aufgesucht und hierzu, nach links weiterschreitend, das Druckgefälle R in mm WS für 1 m Rohr gefunden.

Gleichzeitig kann man unmittelbar unter der in der oberen Zeile stehenden Wärmemenge in der unteren Zeile die Dampfgeschwindigkeit w ablesen. Dieser Wert wird in der linken Seitentafel aufgesucht, wo für $\Sigma \zeta = 1$ bis 15 die Einzelwiderstände Z in mm WS sofort abgelesen werden können.

b) Die Rohre sind nackt.

In diesem Fall sind die Wärmeverluste unter Benutzung der Zahlentafel 8 zu ermitteln und ihr halber Wert zur nutzbaren Wärmemenge zu addieren. Der so erhaltene Wert ist in den oberen Zeilen der Hilfstafel III auszusuchen. Man rechnet hierdurch allerdings etwas reichlich, da in der Hilfstafel bereits alle Wärmemengen um 5 vH erhöht sind. In Anbetracht des Umstandes, daß stets nur geringe Längen ungeschützter Rohrleitungen vorhanden sein werden, wird hierdurch eine Verteuerung des Rohrnetzes nicht eintreten. Soll die Berechnung in einzelnen Fällen genau erfolgen, so sind die gegebenen Wärmemengen erst um 5 vH zu verkleinern und dann die Wärmeverluste hinzuzuzählen. Die so erhaltenen Werte werden in den betreffenden Zeilen des Hilfsblattes III aufgesucht.

6. Bemessung der Kondenswasserleitungen.

Die Kondenswasserleitungen werden unter Berücksichtigung des auf S. 225 Gesagten nach der Zahlentafel 14 bemessen.

7. Beispielsrechnung.

Beispiel 13. Aufgabe: Für das in Abb. 284 dargestellte Strangschema einer Niederdruckdampfheizanlage sind die Rohrdurchmesser zu berechnen.

Annahme: Überdruck am Kessel 500 kg/m², Überdruck vor den Heizkörperventilen 200 kg/m². Alle Dampfleitungen sind vor Wärmeabgabe gut geschützt.

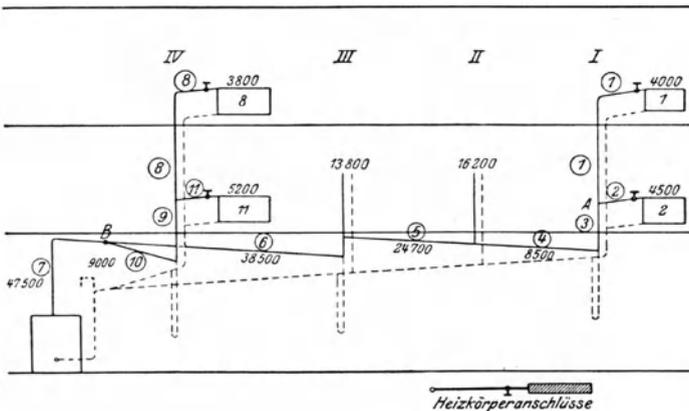


Abb. 284.

1. Vorläufige Rechnung.

a) Dampfleitung zum Heizkörper 1.

(Teilstrecken 1, 3 bis 7.)

Überdruck am Kessel	= 500 kg/m ²
Überdruck vor dem Heizkörperventil	= 200 „
Wirksamer Druck zur Bemessung der Rohrleitungen	= 300 kg/m ²
Davon stehen für Rohrreibung zur Verfügung (nach Zahlentafel 13)	
66 vH	= 200 kg/m ²
Gesamtlänge der genannten Teilstrecken	= 28,5 m
Druckgefälle $R = 200 : 28,5$	= 7,0 mm WS/m

Für dieses Druckgefälle sind aus Hilfstafel III die vorläufigen Rohrweiten der Teilstrecken zu bestimmen.

b) Dampfleitung zum Heizkörper 2.

(Teilstrecken 2 bis 7.)

Für Rohrreibung stehen zur Verfügung (wie oben) = 200 kg/m²
 Davon sind bereits aufgebraucht:
 in den Teilstrecken 3 bis 7 (Länge 22,5 km): 22,5 · 7,0 . . = 158 „
 Mithin stehen im Punkt A für die Teilstrecke 2 zur Verfügung = 42 kg/m²
 Länge der Teilstrecke 2 = 4,0 m
 Druckgefälle R = 42 : 4,0 = 10,5 mm WS/m

c) Dampfleitung zum Heizkörper 8.

(Teilstrecken 7 bis 10.)

Für Rohrreibung stehen zur Verfügung (wie oben) = 200 kg/m²
 Davon sind bereits aufgebraucht:
 in der Teilstrecke 7 (Länge 3,0 m) 3,0 · 7,0 = 21 „
 Mithin stehen im Punkt B zur Verfügung = 179 kg/m²
 Länge der Teilstrecken 8 bis 10 = 15,5 m
 Druckgefälle R = 179 : 15,5 = 11,5 mm WS/m.

d) Dampfleitung zum Heizkörper 11.

(Teilstrecken 7, 10, 9, 11.)

Für Rohrreibung stehen zur Verfügung = 200 kg/m²
 Davon sind bereits aufgebraucht:
 in der Teilstrecke 7 (wie oben) = 21 }
 in den Teilstrecken 9 und 10 (Länge 9,5 m) 9,5 · 11,5 = 109 } = 130 „
 Mithin stehen für Teilstrecke 11 zur Verfügung = 70 kg/m²
 Länge der Teilstrecke 11 = 2,0 m
 Druckgefälle R = 70 : 2,0 = 35,0 mm WS/m.

Es empfiehlt sich nun nicht, ein derartig hohes Druckgefälle der Berechnung zugrunde zu legen. Man geht vielmehr, wie schon erwähnt, bei der Bestimmung der vorläufigen Rohrweiten in solchen Fällen nicht über bestimmte Erfahrungswerte für R hinaus.

Wählen wir für unser Beispiel R = 10 mm WS/m, so ergeben sich die in nachstehendem Vordruck (Spalte e) eingetragenen Werte d der vorläufigen Rohrweiten.

e) Bemessung der Kondensleitungen.

Nachdem die vorläufigen Durchmesser der Dampfleitungen festgelegt sind, werden für den Kostenschlag noch die Durchmesser der Kondensleitungen angenommen. Die hierfür erhaltenen Werte bedürfen indes im allgemeinen keiner weiteren Nachrechnung und können als endgültige betrachtet werden.

Nach Zahlentafel 14 ergeben sich für die den einzelnen Teilstrecken der Dampfleitung entsprechenden Kondensleitungen folgende Durchmesser:

Für Strang I:

Kondensleitung entspr. Teilstr.	1	2	3	4	5	6	7
Entsprechende Wärmemenge Q _k	4000	4500	8500	8500	24700	38500	47500
Rohrweite d (mm)	13	13	20	20	25	32	32

Für Strang IV.

Kondensleitung entspr. Teilstr.	8	9	10	11
Entsprechende Wärmemenge Q _k	3800	9000	9000	5200
Rohrweite d (mm)	13	20	20	20

2. Nachrechnung der Dampfleitungen.

Die Nachrechnung geschieht unter Benutzung der Hilfstafel III. Man kann deutlich erkennen, daß ein immer größerer Anteil des zur Verfügung stehenden Druckes als Rest übrigbleibt, je näher der betreffende Heizkörper dem Kessel liegt. Da man aber die Rohrdurchmesser aus praktischen Gründen nicht unter ein gewisses Maß verkleinern kann, bleibt nichts weiter übrig, als diesen Rest durch die Voreinstellung der Regelorgane abzdrosseln.

Aus dem Rohrplan				Nachrechnung												Unterschied	
Teilstrecke	Wärme- menge	Wasser- menge bei einer Temp.- Absenkung von ... °C	Länge der Teil- strecke <i>l</i>	Vorläufiger Rohrdurch- messer	mit vorläufigem Rohr- durchmesser					mit geändertem Rohr- durchmesser					<i>lR</i> <i>o-h</i>	<i>Z</i> <i>q-k</i>	
					<i>d</i>	<i>w</i>	<i>R</i> mm WS	<i>lR</i> mm WS	$\Sigma\zeta$	<i>Z</i> mm WS	<i>d</i>	<i>w</i>	<i>R</i> mm WS	<i>lR</i> mm WS			$\Sigma\zeta$
Nr.	keal/h	kg/h	m	mm	m/s	m	m	m	m	mm	m/s	m	m	m	m	mm WS	mm WS
a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	s

Dampfleitung zum Heizkörper 1.

Wirksamer Druck: 300 kg/m² (mm WS). Druckgefälle: *R* = 7,0 mm WS/m

1	4000	—	6,0	20	10	7,5	45,0	3,5	13,0	—	—	—	—	—	—	—	—
3	8500	—	1,5	25	14	8,2	12,3	1,5	9,5	—	—	—	—	—	—	—	—
4	8500	—	5,0	25	14	8,2	41,0	1,0	6,3	—	—	—	—	—	—	—	—
5	24700	—	5,0	40	16	6,3	31,5	1,5	12,5	—	—	—	—	—	—	—	—
6	38500	—	8,0	50	14	4,2	33,6	2,0	12,7	—	—	—	—	—	—	—	—
7	47500	—	3,0	50	18	6,1	18,3	2,0	21,0	—	—	—	—	—	—	—	—

$28,5 \Sigma l \cdot R_{H.K.1} + \Sigma Z_{H.K.1} = 181,7 + 75,0 = 256,7 \text{ mm WS}$

Der Rest ist abzudrosseln!

Dampfleitung zum Heizkörper 2.

Wirksamer Druck: 300 mm WS. Druckgefälle: *R* = 10,5 mm WS/m.

2	4500	—	4,0	20	12	9,2	36,8	3,0	14,0	—	—	—	—	—	—	—	—
---	------	---	-----	----	----	-----	------	-----	------	---	---	---	---	---	---	---	---

$l \cdot R_2 + Z_2 = 36,8 + 14,0 = 50,8 \text{ mm WS}$
 Dazu kommt $\Sigma l \cdot R_3 + \Sigma Z_3 = 198,7 \text{ ,, ,,}$

Damit wird $\Sigma l \cdot R + \Sigma Z$ für H.K. 2 = 249,5 mm WS.

Der Rest ist abzudrosseln!

Dampfleitung zum Heizkörper 8.

Wirksamer Druck: 300 mm WS. Druckgefälle: *R* = 11,5 mm WS/m.

8	3800	—	6,0	20	10	6,8	40,8	4,0	13,0	—	—	—	—	—	—	—	—
9	9000	—	1,5	25	14	9,1	13,7	1,5	9,5	—	—	—	—	—	—	—	—
10	9000	—	8,0	25	14	9,1	72,8	1,5	9,5	—	—	—	—	—	—	—	—

$15,5 \Sigma l \cdot R_8^{10} + \Sigma Z_8^{10} = 127,3 + 32,0 = 159,3 \text{ mm WS}$
 Dazu kommt $l \cdot R_7 + Z_7 = 39,3 \text{ ,, ,,}$

Damit wird $\Sigma l \cdot R + \Sigma Z$ für H.K. 8 = 198,6 mm WS.

Der Rest ist abzudrosseln!

Dampfleitung zum Heizkörper 11.

Wirksamer Druck: 300 mm WS. Druckgefälle: *R* = (35,0) 10,0 mm WS/m.

11	5200	—	2,0	20													
----	------	---	-----	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

C. Hochdruckdampfleitungen.

1. Das verfügbare Druckgefälle.

Bei Hochdruckdampfleitungen ist in den meisten Fällen der Dampfdruck p_2 am Anfang und p_1 am Ende der Rohrstrecken bekannt. Gewöhnlich entspricht p_2 dem Kesseldruck und p_1 dem erforderlichen Druck an einer Verbrauchsstelle oder an einem Verteiler. Die Gesamtlänge aller Teilstrecken vom Kessel bis zu der entferntest liegenden Verbrauchsstelle sei gleich Σl , der Anteil der Einzelwiderstände in diesem Rohrzug gleich $a \text{ vH}$ des gesamten Druckabfalles. Dann beträgt das verfügbare Druckgefälle [nach Gl. (33)]:

$$R = \left(\frac{100 - a}{100} \right) \cdot \frac{p_2 - p_1}{\Sigma l}$$

Wie weiterhin gezeigt wird, muß aber bei der Bestimmung der Rohrweiten nicht das verfügbare Druckgefälle, sondern eine daraus abgeleitete Hilfsgröße benutzt werden.

2. Erforderliche Gleichungen für die Berechnung von Hochdruckdampfleitungen.

Zur Bestimmung der Rohrweiten bei Hochdruckdampfleitungen benutzen wir die im Abschnitt A (S. 217) abgeleitete Hauptgleichung (31)

$$R = \frac{p_2 - p_1}{l} = \frac{6,4 \cdot 10^6}{d^5} \cdot \frac{\xi_m}{\gamma_m} \left(G_1 + \frac{q \cdot l}{2} \right)^2.$$

Zwecks weiterer Verwendung der Gleichung bringen wir γ_m auf die linke Seite und bezeichnen das Produkt $\frac{p_2 - p_1}{l} \cdot \gamma_m$ mit R' . Es wird also

$$R' = \frac{p_2 - p_1}{l} \cdot \gamma_m = \frac{6,4 \cdot 10^6}{d^5} \cdot \xi_m \left(G_1 + \frac{q \cdot l}{2} \right)^2. \quad (36)$$

Die Größe R' erscheint in dieser Gleichung in Abhängigkeit von der zu fördernden Dampfmenge, dem Rohrdurchmesser und der Widerstandszahl. Der Zusammenhang der Rechnungsgrößen läßt sich daher in gleicher Weise in einer Hilfstafel darstellen wie bei der Niederdruckdampf- und Warmwasserheizung, nur stehen in der Randspalte links statt der Werte für das Druckgefälle R die Werte der Hilfsgröße $R' = \frac{p_2 - p_1}{l} \cdot \gamma_m$. Ergänzend zu dieser Hilfstafel wird aber eine weitere Tafel benötigt, aus der für jeden Wert von $R' \cdot l = (p_2 - p_1) \cdot \gamma_m$ bei gegebenem Anfangsdruck p_2 sofort der zugehörige Enddruck p_1 oder bei gegebenen Drücken p_2 und p_1 der zugehörige Wert $R' \cdot l$ entnommen werden kann.

Für die Einzelwiderstände gilt wieder die Gl. (11):

$$Z = p_2 - p_1 = \zeta \cdot \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma,$$

worin p_2 und p_1 die Drücke vor und hinter dem Widerstand bedeuten.

In dieser Gleichung wird bei Hochdruckdampfleitungen zweckmäßig die Dampfgeschwindigkeit w durch die stündliche Dampfmenge G ersetzt mit Hilfe der Gl. (37):

$$w = \frac{10^4}{9\pi} \cdot \frac{1}{\gamma} \cdot \frac{G}{d^2}. \quad (37)$$

Dann ist:

$$Z = p_2 - p_1 = 6380 \cdot \Sigma \zeta \cdot \frac{G^2}{d^4 \cdot \gamma}$$

oder

$$Z' = (p_2 - p_1) \cdot \gamma = 6380 \cdot \Sigma \zeta \cdot \frac{G^2}{d^4}. \quad (38)$$

In ähnlicher Weise, wie sich bei der Rohrreibung die Hilfsgröße R' ergab, erhalten wir also für die Einzelwiderstände die Hilfsgröße $Z' = (p_2 - p_1) \cdot \gamma$, welche von der Dampfmenge, dem Rohrdurchmesser und $\Sigma \zeta$ abhängt. Für diesen Zusammenhang kann daher ebenfalls eine Hilfstafel hergestellt werden, die sich jedoch mit der vorher erwähnten in einfacher Weise vereinigen läßt.

3. Beschreibung der Hilfstafel IV.

Die Hilfstafel IV enthält in der linken Randspalte die Hilfsgröße $R' = \frac{(p_2 - p_1)}{l} \cdot \gamma_m$, im Kopf die Nennweite der Rohre und in jedem Tabellenfeld zuerst die stündliche Dampfmenge G . Die darunter befindliche Zahl dient zur Ermittlung des Druckabfalles durch Einzelwiderstände; sie ist gleich Z' für $\zeta = 1$. Die Tabelle entspricht also gemäß den Gleichungen (36) und (38) dem Zusammenhang zwischen R' , G und d einerseits und Z' , G und d andererseits.

Es ist noch zu bemerken, daß die Widerstandszahl ξ für Hochdruckdampfleitungen außer von w und d bzw. G und d noch von der kinematischen Zähigkeit ν

des Dampfes abhängt, die mit dem Druck veränderlich ist. Bei der Berechnung der Widerstandszahl ξ für gleiche Dampfmengen und gleiche Rohrdurchmesser ergab sich jedoch nur eine geringe Zunahme von ξ mit dem Dampfdruck. Es konnten daher bis zu einem Druck von etwa 10 ata die für Niederdruckdampf ermittelten Widerstandszahlen ξ auch für Hochdruckdampf benutzt werden.

Die Hilfstafel IV enthält als notwendige Ergänzung noch die folgenden Tabellen:

1. rechts unten eine Tafel für die Werte $R' \cdot l = (p_2 - p_1) \gamma_m^*$. In der untersten Reihe stehen die Anfangsdrucke p_2 , in der rechten Randspalte die Enddrucke p_1 ;
2. rechts oben eine Tafel für das spezifische Gewicht γ des Dampfes in Abhängigkeit vom absoluten Dampfdruck;
3. links unten eine Zusammenstellung der ζ -Werte für die verschiedenen Einzelwiderstände.

4. Berechnung der vorläufigen Rohrdurchmesser der Dampfleitungen.

Man beginnt die Rechnung mit dem ungünstigsten, d. h. längsten Strang. Da der Anfangs- bzw. Enddruck des Dampfes aus der Aufgabenstellung meist bekannt ist, kann man aus der Hilfstafel IVa die Hilfsgröße $(p_2 - p_1) \cdot \gamma_m$ entnehmen, die dem wirksamen Druck bei Niederdruckdampf-Heizanlagen entspricht. Von diesem Hilfswert ist noch ein erfahrungsmäßiger Bruchteil für Druckverluste in den Einzelwiderständen abzuziehen (nach Zahlentafel 13). Der Rest dient dann zur Bestimmung des dem Druckgefälle entsprechenden Hilfswertes R' .

Aus Hilfstafel IV ist nun für die durch die Teilstrecke strömende Dampfmenge G und die Hilfsgröße R' der vorläufige Rohrdurchmesser d direkt abzulesen.

5. Nachrechnung der Dampfleitungen.

Die Nachrechnung der Dampfleitungen beginnt bei dem entferntesten Unterverteiler. Man berechnet der tatsächlichen Reihenfolge nach den Druckabfall in den einzelnen Teilstrecken und Einzelwiderständen (Ventil, Ausgleicher usw) und ermittelt so, ausgehend von dem bekannten Druck am Ende der Leitung, den wirklichen Druck hinter und vor dem Einzelwiderstand bzw. am Ende und am Anfang einer Teilstrecke (p_1 und p_2). Dabei geht man folgendermaßen vor:

a) Bei Einzelwiderständen.

Für die vorläufige lichte Weite d und die durchströmende Dampfmenge G ergibt Hilfstafel IV (untere Zeilen) zu einer Widerstandszahl $\zeta = 1$ den Hilfswert $Z' = (p_2 - p_1) \cdot \gamma$.

Man bestimmt nun aus Hilfstafel IV (links oben) γ für den bekannten Enddruck p_1 und erhält dann durch Division mit γ und Multiplikation mit dem wirklichen Wert ζ den gesuchten Druckabfall im Einzelwiderstand $Z = (p_2 - p_1) = \frac{\zeta \cdot Z'}{\gamma}$. Der Druck vor dem Einzelwiderstand ist dann $p_2 = p_1 + Z$.

b) Bei geraden Rohrstrecken (Teilstrecken).

Unter Benutzung der Gleichung $G_m = G_1 + \frac{q \cdot l}{2}$ (vgl. S. 217) wird zunächst das mittlere Dampfgewicht G_m in der Rohrstrecke berechnet.

Für den vorläufigen Rohrdurchmesser d und das mittlere Dampfgewicht G_m wird dann aus Hilfstafel IV (linke Randspalte) die Hilfsgröße $R' = \frac{(p_2 - p_1)}{l} \cdot \gamma_m$

* In der Tafel IVa stehen zur Vermeidung großer Zahlen die Werte $\frac{R' \cdot l}{1000}$.

entnommen. Multipliziert man R' mit der Länge der Teilstränge l , so erhält man den Wert $R' \cdot l$, womit man aus Zahlentafel IVa zu dem bekannten Enddruck p_1 den Anfangsdruck p_2 findet.

6. Bemessung der Kondenswasserleitungen.

Dampf von 100°C nimmt rund 1600 mal soviel Platz ein als sein Kondensat. Trotzdem lassen sich die Leitungen nicht nach dieser Verhältniszahl berechnen, da die Kondenswasserleitungen gleichzeitig auch die Abführung erheblicher Luftmengen zu besorgen haben. Eine Berechnung der erwähnten Leitungen findet daher in der Praxis nicht statt, man entnimmt vielmehr die erforderlichen Durchmesser empirisch aufgestellten Tafeln. Eine derartige, von Rietschel herrührende Zusammenstellung zeigt Zahlentafel 14, gültig für Kondensleitungen in Gebäuden.

Liersch¹ hat im Gesundheits-Ing. 1921 erweiterte Zahlentafeln für die Bestimmung der Kondensatleitungen gegeben. Nimmt man nach unseren Forschungen den Anteil der Einzelwiderstände zu 50 vH statt wie Liersch mit 15 bis 25 vH an und beschränkt sich auf den Fall des gewöhnlichen Gefälles mit 5 mm auf 1 l. m, so kommt man wieder auf die Rietschelsche Tafel zurück.

Liegt der Fall (Abb. 285) vor, daß das Kondensat zunächst in einer Grube G gesammelt, dann hochgehoben wird und aus einem kleinen Zwischengefäß (S) ins Kesselhaus abströmt, so ist die Leitung 1 als Pumpenleitung, die Leitung 2 als Warmwasserleitung nach der Gleichung

$$h = \sum lR + \sum Z$$

zu berechnen, worin h den lotrechten Abstand zwischen dem Wasserspiegel in S und dem Wasserspiegel im Kesselhausgefäß bedeutet.

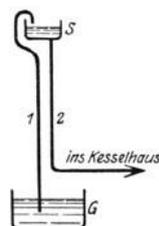


Abb. 285
Kondenswasser-
Rückführung.

7. Beispielsrechnung.

Beispiel 14. Aufgabe: Die in Abb. 286 dargestellte Fernleitung eines Dampffernheizwerkes ist zu dimensionieren.

Annahmen: Bei A, B, C, D' befinden sich die Verteiler der entsprechenden Gebäude, bei E der Hauptverteiler im Maschinenraum des Fernheizwerkes. Die Dampfspannung bei E beträgt 7,0 ata, jene an den Gebäudeverteilern 2,5 ata. Die Dampfleitungen der Innenteilstrecken und ihre Längen gehen aus nachstehender Tabelle hervor, die Rohrleitungen sind gut gegen Wärmeverluste geschützt.

Numer der Teilstrecke	Nutzbare Dampfmenge G in kg/h	Rohrlänge l in m
1	1430	200
2	2010	88
3	3440	88
4	1530	90
5	4970	156
6	2110	110
7	7080	210

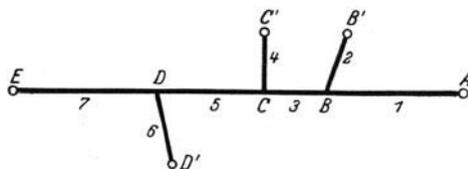


Abb. 286. Strangschema zu Beispiel 14.

1. Vorläufige Rechnung.

a) Hauptstrang.

(Teilstrecken 1, 3, 5, 7.)

Anfangsdruck am Hauptverteiler $p_2 = 7,0$ ata
 Enddruck an den Gebäudeverteilern $p_1 = 2,5$ ata

¹ Liersch: „Die Bemessung der Kondensleitungen bei Dampfheizungen“. Ges.-Ing. 1921, S. 70.

Für diese beiden Werte ergibt sich aus Hilfstafel IV a:

- Hilfsgröße 1 (entspr. d. wirksamen Druck) $(p_2 - p_1) \cdot \gamma_m = 112 \cdot 10^3$
- Bleiben für Rohrreibung (nach Zahlentafel 13)¹ $80 \text{ vH} = 89,6 \cdot 10^3$
- Länge der Teilstrecken 1, 3, 5, 7 $= 654 \text{ m}$
- Hilfsgröße 2 (entspr. d. Druckgefälle) $R' = 89600 : 654 = 137,$

Unter Zugrundelegen dieses Wertes ergeben sich aus Hilfstafel IV die vorläufigen Durchmesser dieses Stranges.

Nr. der Teilstrecke	<i>G</i>	<i>l</i>	<i>R'</i>	<i>d</i>
1	1430	200	137	70
3	3440	88	137	90
5	4970	156	137	110
7	7080	210	137	125

b) Seitenstränge.
(Teilstrecken 2, 4, 6.)

Der zur Berechnung der Teilstrecke 1 von A bis B zur Verfügung stehende Wert $R' \cdot l_1$ ist auch maßgebend für die Bemessung der Teilstrecke 2. Es muß also sein:

$$R'_2 \cdot l_2 = R' \cdot l_1 = 137 \cdot 200 = 27,40 \cdot 10^3$$

und ebenso: $R'_4 \cdot l_4 = R' \cdot (l_1 + l_3) = 137 \cdot 288 = 39,46 \cdot 10^3$

$$R'_6 \cdot l_6 = R' \cdot (l_1 + l_3 + l_5) = 137 \cdot 444 = 60,83 \cdot 10^3.$$

Daraus ergibt sich die Hilfsgröße R' für die Teilstrecken 2, 4 und 6 zu:

$$R'_2 = \frac{27,40 \cdot 10^3}{88} = 312,$$

$$R'_4 = \frac{39,46 \cdot 10^3}{90} = 439,$$

$$R'_6 = \frac{60,83 \cdot 10^3}{110} = 553.$$

Nun können wieder aus der Hilfstafel IV die Rohrweiten bestimmt werden.

Nr. der Teilstrecke	<i>G</i>	<i>l</i>	<i>R'</i>	<i>d</i>
2	2010	88	312	70
4	1530	90	439	(57) ²
6	2110	110	553	60

Hiermit ist die vorläufige Rohrnetzrechnung beendet.

2. Kondensleitungen.

Da es sich hier um eine Fernheizung handelt, kann Zahlentafel 14 nicht benutzt werden. Die Kondensleitung ist als Warmwasserleitung zu bemessen, wobei der wirksame Druck entweder durch das natürliche Gefälle oder durch die Hochlage eines Zwischengefäßes (Abb. 285) zustande kommt.

3. Nachrechnung der Dampfleitungen.

Die Nachrechnung der vorläufigen Rohrdurchmesser soll an Teilstrecke 1 erläutert werden. Zum besseren Verständnis des Rechnungsganges wird die erste Hälfte dieser Teilstrecke (vom Ventil am Gebäudeverteiler A bis zum Ausgleicher) mit 1a, die andere Hälfte (vom Ausgleicher bis zum Abzweigpunkt B) mit 1b bezeichnet. (Vgl. Abb. 287.)

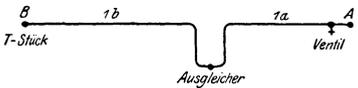


Abb. 287. Teilstrecke 1 zu Beispiel 14. Abb. 287.)

¹ Der mittlere Gebäudeabstand beträgt 100 m. Somit würde nach Zahlentafel 13 der Anteil der Einzelwiderstände 10 vH betragen. Da jedoch bei der gewählten Anordnung mit der Einschaltung von Ausgleichern in jede Teilstrecke zu rechnen ist, soll der Anteil der Einzelwiderstände mit 20 vH angenommen werden. Mehrfache Anwendung von Wasserabscheidern würde den Anteil der Einzelwiderstände weiter erhöhen.

² Nicht genormter Rohrdurchmesser (vgl. S. 36).

Da anzunehmen ist, daß sich das Ventil direkt am Gebäudeverteiler befindet, wird mit der Berechnung des Druckabfalles im Ventil begonnen.

a) Druckabfall im Ventil.

Vorläufige lichte Weite	$d = 70$ mm
Durchströmendes Dampfgewicht	$G = 1430$ kg/h
Widerstandswert	$\zeta = 7,0$
Druck hinter dem Ventil (am Verteiler)	$p_1 = 25000$ kg/m ²

Aus Hilfstafel IV ergibt sich für $d = 70$, $G = 1430$ und $\zeta = 1$ der Hilfswert

$$Z' = 540.$$

Dieser Hilfswert ist nach S. 223:

$$Z' = (p_2 - p_1) \cdot \gamma = Z \cdot \gamma.$$

Man kann nun aus Hilfstafel IV (rechts oben) für den bekannten Wert $p_1 = 2,5$ ata das spezifische Gewicht γ bestimmen und erhält dann

$$Z\zeta = 1 = (p_2 - p_1) = \frac{Z'}{\gamma} = \frac{540}{1,36} = 397 \text{ kg/m}^2.$$

Da die Widerstandszahl des Ventiles ζ nicht 1, sondern 7 ist (s. Hilfstafel IV, rechts), beträgt der Druckabfall in ihm

$$Z = 7 \cdot 397 \cong 2800 \text{ kg/m}^2.$$

Der Druck vor dem Ventil ergibt sich demnach zu

$$p_2 = p_1 + Z = 27800 \text{ kg/m}^2.$$

b) Druckabfall im geraden Rohr der Teilstrecke 1a.

Zur Bestimmung des Druckabfalles im geraden Rohr der Teilstrecke 1a benötigt man ebenfalls die Größe der durchfließenden Dampfmenge G . Diese ist jedoch, wie schon auf S. 217 erwähnt, am Anfang der Teilstrecke größer wie am Ende derselben, da ein Teil des Dampfes durch Wärmeabgabe der Rohrleitung kondensiert. Bei größeren Rohrlängen ist dieser Verlust an Dampfgewicht nicht zu vernachlässigen. Da das stündliche Dampfgewicht am Ende der Teilstrecke durch die Aufgabe gegeben ist, muß man zunächst das stündliche Dampfgewicht am Anfang der Teilstrecke berechnen. Der weiteren Rechnung legt man dann das mittlere Dampfgewicht in der Teilstrecke zugrunde.

Die Bestimmung des mittleren Dampfgewichtes geschieht mit Hilfe der Gleichung:

$$G_m = G + \frac{q \cdot l}{2}.$$

Man geht dabei von der Ermittlung des Wärmeverlustes der Rohrleitung aus. Für ein Rohr von 70 mm Nennweite ergibt sich nach S. 184 bei einem Wärmeschutz von 30 mm Stärke und einer Wärmeleitzahl $\lambda = 0,09$ ein einheitlicher Wärmeverlust von 0,72 kcal/h. m. Bei einer Temperaturdifferenz von etwa $(130 - 30) = 100^\circ \text{C}$ (entsprechend der Temperatur des Dampfes von etwa 2,8 ata und der Temperatur im Rohrkanal) ist dann der Wärmeverlust für 1 m Rohr $0,72 \cdot 100 = 72$ kcal/h. m. Zur Berechnung der entsprechenden Kondensatmenge muß man noch die Verdampfungswärme r kennen. Es genügt, hierfür bei allen Teilstrecken den Mittelwert von r entsprechend dem mittleren Dampfdruck im ganzen Rohrnetz in Rechnung zu setzen.

Aus Zahlentafel 18 findet man:

für $p_1 = 25000$ kcal/m ² den Wert $r = 522$ kcal/kg
„ $p_2 = 70000$ „ „ „ $r = 495$ „
daus ergibt sich als Mittelwert $r = 509$ kcal/kg.

Die stündlich in jedem laufenden Meter Rohr der Teilstrecke 1a anfallende Kondensatmenge q ist dann:

$$q = \frac{72}{509} = 0,142 \text{ kg/h. m.}$$

Daraus errechnet sich das mittlere Dampfgewicht zu

$$G_m = 1430 + \frac{0,142 \cdot 100}{2} = 1437 \text{ kg/h.}$$

Da das mittlere Dampfgewicht für die Teilstrecke 1a nunmehr bekannt ist, kann man den Druckabfall in dieser Teilstrecke genau feststellen und dann den notwendigen Druck am Anfang dieser Teilstrecke berechnen.

Vorläufiger Rohrdurchmesser	$d = 70$ mm
Mittleres Dampfgewicht	$G_m = 1437$ kg/h
Druck am Ende der Teilstrecke	$p_1 = 27800$ kg/m ²
Hilfsgröße R' (aus Hilfstafel IV für d und G_m)	$R' = 125$ 1?)
Länge der Teilstrecke 1a	$l = 100$ m
Hilfsgröße $(p_2 - p_1) \cdot \gamma_m = R' \cdot l$	$= 12,5 \cdot 10^3$

Zusammenstellung zu Beispiel 14.

Nr. der Teilstrecke	Länge		Durchmesser		Dampfge- wicht am Ende der Teil- strecke	Dampf- verlust	Dampf- ge- wicht am Anfang der Teil- strecke	Einzelwiderstand am Ende der Teilstrecke				Reibungswiderstand in der Teilstrecke				Einzelwiderstand am Anfang der Teilstrecke				Das ist der Druck im Punkt		
	l	d	G_1	G_2	$q \cdot l$	G_s	Art des Widerstandes	λ	Druck hinter dem Einzel- wider- stand p_1	Druck- verlust Z	Druck vor dem Einzel- wider- stand p_2	Mitt- leres Dampf- ge- wicht G_m	Druck am Ende der Teil- strecke p_1	Hilfs- wert R' $= (p_2 - p_1) \cdot r_m$	$R' \cdot l$	Druck am Anfang der Teil- strecke p_2	Art des Widerstandes	λ	Druck hinter dem Einzel- wider- stand p_1		Druck- verlust Z	Druck vor dem Einzel- wider- stand p_2
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	
1a	100	70	1430	15	1445	Ventil	7,0	25000	2800	27800	1487	27800	125	$12,5 \cdot 10^3$	35300	—	—	—	—	—	—	B
1b	100	70	1445	15	1460	Ausgleicher	4,0	35300	1200	36500	1453	36500	125	$12,5 \cdot 10^3$	42500	T-Durchgang	1,0	42500	300	42800	—	
2a	44	70	2010	6	2016	Ventil	7,0	25000	5400	30400	2013	30400	235	$10,3 \cdot 10^3$	36200	—	—	—	—	—	—	B
2b	44	70	2016	6	2022	Ausgleicher	4,0	36200	2200	38400	2019	38400	235	$10,3 \cdot 10^3$	43100	T-Abzweig	1,5	43100	700	43800	—	
3a	44	90	3482	10	3492	—	—	—	—	—	3487	43800	145	$6,4 \cdot 10^3$	46500	—	—	—	—	—	—	C
3b	44	90	3492	10	3502	Ausgleicher	4,0	46500	1600	48100	3497	48100	145	$6,4 \cdot 10^3$	50600	T-Durchgang	1,0	50600	400	51000	—	
4a	45	(57)	1530	6	1536	Ventil	7,0	25000	7300	32300	1533	32300	390	$17,5 \cdot 10^3$	41300	—	—	—	—	—	—	C
4b	45	(57)	1536	6	1542	Ausgleicher	4,0	41300	2600	43900	1539	43900	390	$17,5 \cdot 10^3$	51000	T-Abzweig	1,5	51000	800	51800	—	
5a	78	110	5044	19	5063	—	—	—	—	—	5054	51800	120	$9,4 \cdot 10^3$	55100	—	—	—	—	—	—	D
5b	78	110	5063	19	5082	Ausgleicher	4,0	55100	1400	56500	5073	56500	120	$9,4 \cdot 10^3$	59700	T-Durchgang	1,0	59700	300	60000	—	
6a	55	60	2110	7	2117	Ventil	7,0	25000	8500	33500	2114	33500	400	$22,0 \cdot 10^3$	44000	—	—	—	—	—	—	D
6b	55	60	2117	7	2124	Ausgleicher	4,0	44000	2800	46800	2121	46800	400	$22,0 \cdot 10^3$	55200	T-Abzweig	1,5	55200	900	56100	—	
7a	105	130	7206	29	7235	—	—	—	—	—	7221	60000	110	$11,6 \cdot 10^3$	63600	—	—	—	—	—	—	E
7b	105	130	7235	29	7264	Ausgleicher	4,0	63600	1400	65000	7250	65000	110	$11,6 \cdot 10^3$	68400	Ventil	7,0	68400	2200	70600	—	

Aus Hilfstafel IVa kann man nun für den Enddruck p_1 und die Hilfsgröße $(p_2 - p_1) \cdot \gamma_m$ den Anfangsdruck p_2 ablesen. Man muß jedoch statt $p_1 = 27800$ zunächst näherungsweise den Wert $28000 \text{ kcal/m}^2 = 2,8 \text{ ata}$ aufsuchen und erhält dafür den interpolierten Wert $p_2 = 3,55 \text{ ata}$. Daraus ergibt sich $(p_2 - p_1) = 0,75 \text{ ata}$. Ein hinreichend genau korrigierter Wert für p_2 ergibt sich nun, indem man diese Differenz von $0,75 \text{ ata} = 7500 \text{ kg/m}^2$ zu dem wirklichen Enddruck $p_1 = 27800 \text{ kg/m}^2$ hinzählt. Man erhält so $p_2 = 35300 \text{ kg/m}^2$.

c) Druckabfall im Ausgleicher.

Vorläufige lichte Weite	$d = 70 \text{ mm}$
Mittleres Dampfgewicht $G = 1430 + q \cdot l$	$G_m = 1445 \text{ kg/h}$
Widerstandswert	$\zeta = 4,0$
Druck hinter dem Ausgleicher	$p_1 = 35300 \text{ kg/m}^2$
Für $d = 70$, $G = 1445$ und $\zeta = 1$ wird (nach Hilfstafel IV) Z' = 550	
Spez. Gewicht des Dampfes (entspr. $p_1 = 3,53 \text{ ata}$)	$\gamma = 1,88 \text{ kg/m}^3$
Druckabfall im Ausgleicher $\zeta \cdot \left(\frac{Z'}{\gamma}\right)$	$Z = 1200 \text{ kg/m}^2$
Druck vor dem Ausgleicher ($p_1 + Z$)	$p_2 = 36500 \text{ kg/m}^2$

d) Druckabfall in der Teilstrecke 1b.

$$G_m = 1445 + \frac{0,142 \cdot 100}{2} = 1453 \text{ kg/h.}$$

Vorläufiger Rohrdurchmesser	$d = 70 \text{ mm}$
Mittleres Dampfgewicht	$G_m = 1453 \text{ kg/h}$
Druck am Ende der Teilstrecke	$p_1 = 36500 \text{ kg/m}^2$
Hilfsgröße R'	$R' = 125$
Länge der Teilstrecke 1b	$l = 100 \text{ m}$
Hilfsgröße $(p_2 - p_1) \cdot \gamma_m = R' \cdot l$	$= 12,5 \cdot 10^3$
Für $p'_1 = 3,6 \text{ ata}$ und $(p_2 - p_1) \cdot \gamma_m = 12,5 \cdot 10^3$ wird nach Hilfstafel IVa	$p'_2 = 4,2 \text{ ata}$
Da $(p'_2 - p'_1) = 0,6 \text{ ata} = 6000 \text{ kg/m}^2$ ist, wird $p_2 = p_1 + 6000 = 42500 \text{ kg/m}^2$	

e) T-Durchgang am Anfang der Teilstrecke 1b.

Vorläufige lichte Weite des Durchgangs	$d = 70 \text{ mm}$
Dampfgewicht	$G = 1460 \text{ kg/h}$
Widerstandswert	$\zeta = 1,0$
Druck hinter dem T-Stück	$p_1 = 42500 \text{ kg/m}^2$
Für d , G und $\zeta = 1$ wird	$Z' = 560$
Spez. Gewicht des Dampfes (entspr. p_1)	$\gamma = 224 \text{ kg/m}^3$
Druckabfall im T-Stück: $\zeta \cdot \left(\frac{Z'}{\gamma}\right)$	$Z = 250 \text{ kg/m}^2$
Druck vor dem T-Stück: ($p_1 + Z$) abgerundet	$p_2 = 42800 \text{ kg/m}^2$

Der Druck im Punkte B beträgt demnach 42800 kg/m^2 .

In derselben Weise wird die Nachrechnung für die übrigen Teilstrecken durchgeführt. Eine übersichtliche Zusammenstellung der erhaltenen Werte ist auf S. 228 ausgeführt. Aus derselben ist ersichtlich, daß auf Grund der Nachrechnung keine Teilstrecke geändert zu werden brauchte, also alle Durchmesser gemäß der Annahme beibehalten werden können.

Das durchgeführte Beispiel zeigt, daß bei der Berechnung der Rohrleitungen sogar für die tiefste Außentemperatur die Wärmeverluste der Leitungen im allgemeinen vernachlässigt werden könnten. Es würde noch besser sein, sie in überschlägiger, aber praktisch völlig ausreichender Weise dadurch zu berücksichtigen, daß man die für jede Teilstrecke in Frage kommende nutzbare Dampfmenge um 5 vH erhöht. Da bei Hochdruckfernleitungen öfters auch Rechnungen vorkommen, bei denen die Wärmeverluste in anderer Weise berücksichtigt werden müssen (z. B. bei Nachrechnung der Leitungen für mittlere Wintertemperatur), ist davon abgesehen, die Wärmemenge, wie dies bei der Niederdruckdampfheizung geschehen ist, im allgemeinen um 5 vH zu erhöhen.

D. Vakuumheizungen.

Die im vorhergehenden Abschnitt C für die Berechnung von Hochdruckdampfleitungen abgeleiteten Gleichungen (36) und (38) gelten auch für die Berechnung von Vakuumheizungen. Die Bestimmung der Rohrweiten bei dieser Heizungsart kann daher ebenfalls unter Verwendung der Hilfstafel IV vorgenommen werden. Der gesamte Rechnungsgang ist der gleiche wie bei der Berechnung von Hochdruckdampfleitungen.

Zweiter Abschnitt.

Lüftungsanlagen.**I. Bestimmung des Luftwechsels.**

Man pflegt in der Praxis die Größe des stündlichen Luftwechsels nach Erfahrungssätzen zu bestimmen. Hierbei sind zwei Arten von Angaben üblich. Ist die stärkste Besetzung des Raumes bekannt, wie etwa bei Theatern, so gibt man an, wieviel Kubikmeter Luft pro Kopf und Stunde zuzuführen sind. Spielt die Stärke der Besetzung keine so klar erkennbare Rolle, so gibt man an, wie oftmal in der Stunde der Luftinhalt des Raumes zu erneuern ist. Früher hatte man angenommen, daß es mit Rücksicht auf die Vermeidung von Zugscheinungen unmöglich sei, über die 5fache Lüftung eines Raumes hinauszugehen. Untersuchungen im Hörsaal der Versuchsanstalt haben aber gezeigt, daß es bei geschickter Anordnung der Zu- und Abluftöffnungen und Einhaltung richtiger Lufttemperaturen möglich ist, auch 10fache Lüftung und mehr ohne jedwede Belästigung durch Zug zu erreichen. Hierbei ist allerdings Lüftung von „unten nach oben“ und richtig gewählte Eintrittstemperatur vorausgesetzt (s. S. 124). Nach den Erfahrungen der Praxis sowie nach den Angaben von Professor B ü r g e r s , Königsberg, kann etwa angenommen werden:

Räume mit bekannter Besetzung.

Versammlungsräume, Theater im Winter . . .	20 bis 30	m ³	pro Kopf und Stunde
Versammlungsräume, Theater im Sommer . . .	40	„ 50	„ „ „ „
Schulen: für Kinder bis zu 10 Jahren	15	„ „	„ „ „ „
Schulen: für Kinder über 10 Jahre	15	„ 25	„ „ „ „
Krankenräume, einbettiges Zimmer	70	„ „	„ „ „ „
Krankenräume, mehrbettiges Zimmer	50	„ „	„ „ „ „
Kinderkrankenzimmer	35	„ „	„ „ „ „
Gefängnisräume	10	„ „	„ „ „ „
Einzelzellen	20	„ „	„ „ „ „

Räume mit unbekannter Besetzung.

Wohnräume, Büros	Luftwechsel	1- bis 2fach	pro Stunde
Treppenhäuser	„	1/2-	2 „ „ „
Gasthausräume	„	5	„ „ „
Baderäume	„	2-	3 „ „ „
Aborte ¹	„	5	„ „ „
Küchen	„	10-	40 „ „ „
Kirchen	„	3	„ „ „
Theater	„	3-	5 „ „ „

II. Die Luftströmung in den Kanälen.**A. Die Begriffe „statischer und dynamischer Druck“.**

Bei den Aufgaben der Lüftungstechnik sind im Vergleich zu den allgemeinen Strömungsaufgaben von Gasen wesentliche Vereinfachungen statthaft. Erstens braucht man auf die geringen Temperaturänderungen der Luft bei Drucksenkung

¹ Über: Lüftung von Aborträumen. Gesundheits-Ing. 1918, S. 57 u. 163.

oder Drucksteigerung keine Rücksicht zu nehmen. Zweitens kann man in weitaus den meisten Fällen das spez. Gewicht als konstant annehmen und dabei den Wert $\gamma = 1,2$ zugrunde legen.

Der Begriff des Druckes kann für ruhende Gasmassen als bekannt vorausgesetzt werden. Einer Erörterung bedarf jedoch dieser Begriff für bewegte Gasmassen, da hier zwischen dem statischen Druck, dem dynamischen Druck und dem Gesamtdruck zu unterscheiden ist.

Die Regeln des V. d. I. für Leistungsversuche an Ventilatoren definieren die drei Drucke durch folgenden Wortlaut:

1. *Statischer Druck* (p_{st}) ist der innere Druck eines geradlinig strömenden Gases, also der Druck, den ein im Gasstrom mit gleicher Geschwindigkeit mitbewegtes Druckmeßgerät anzeigen würde. Der statische Druck ist auch der Druck, den ein parallel zur Kanalwand strömendes Gas auf dieses ausübt.

2. *Dynamischer Druck* oder *Staudruck* (Geschwindigkeitsdruck p_d) ist die größte Drucksteigerung, die in einem Gasstrom vor dem Mittelpunkt eines Hindernisses auftritt und gleichbedeutend mit dem Druck, der zur Beschleunigung des Gases aus der Ruhe auf die betreffende Geschwindigkeit erforderlich ist; er ergibt sich aus der Formel:

$$p_d = \frac{\gamma \cdot w^2}{2g} \text{ kg/m}^2 \text{ (mm WS)}, \tag{39}$$

worin bedeuten:

- γ das Raumgewicht des Gases in kg/m^3 ,
- w die mittlere Strömungsgeschwindigkeit in m/s ,
- g die Erdbeschleunigung in m/s^2 .

(Diese Näherungsformel gilt mit einer Fehlergrenze $< 1\text{ vH}$ für alle Geschwindigkeiten bis $w = 60 \text{ m/s}$; bei höheren Geschwindigkeiten muß nach genaueren Formeln gerechnet werden.)

3. *Gesamtdruck* ist die algebraische Summe des statischen und des dynamischen Druckes

$$p_g = p_{st} + p_d, \tag{40}$$

also mit obiger Näherungsformel:

$$p_g = p_{st} + \frac{\gamma \cdot w^2}{2g}. \tag{41}$$

Er mißt die mechanische Gesamtenergie des strömenden Gases für die Einheit des Volumens und ist daher für die Berechnung der Ventilatorleistung maßgebend. In einer widerstandslosen Strömung würde der Gesamtdruck längs eines Stromfadens, unabhängig vom Querschnitt, an allen Stellen gleich groß sein.

Hierzu ist folgendes zu bemerken:

Durch den Kanal mit veränderlicher Weite, welchen Abb. 288 darstellt, soll in der Zeiteinheit das Luftgewicht G strömen. In dem Raum links, aus dem die Luft abströmt, soll die Luft ruhen und unter dem Druck p_0 stehen. Bedeuten F_1, F_2, F_3 die Strömungsquerschnitte an den Stellen 1, 2, 3, so gilt die Gleichung:

$$G = F_1 w_1 \gamma_1 = F_2 w_2 \gamma_2 = F_3 w_3 \gamma_3.$$

Da $\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma_3$ gesetzt werden kann, ist

$$w_1 = \frac{G}{\gamma} \cdot \frac{1}{F_1}; \quad w_2 = \frac{G}{\gamma} \cdot \frac{2}{F_2}; \quad w_3 = \frac{G}{\gamma} \cdot \frac{1}{F_3},$$

d. h. die Geschwindigkeiten verhalten sich umgekehrt wie die Querschnitte.

Für eine widerstandslose Strömung muß der Gesamtdruck an allen Stellen der Leitung gleich groß sein.

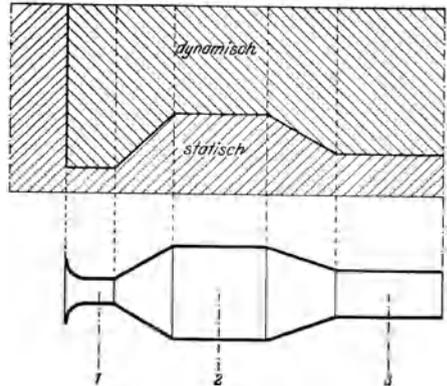


Abb. 288. Statischer, dynamischer und Gesamtdruck bei verlustloser Strömung.

Also gilt die Gleichung

$$p_0 = p_{st_1} + \frac{w_1^2}{2g} \cdot \gamma = p_{st_2} + \frac{w_2^2}{2g} \cdot \gamma = p_{st_3} + \frac{w_3^2}{2g} \cdot \gamma. \quad (42)$$

An den engen Stellen der Leitung, wo die Geschwindigkeit und damit der dynamische Druck groß ist, muß also der statische Druck klein sein und umgekehrt, d. h. es findet ein dauernder Umsatz von Geschwindigkeitshöhe in Druckhöhe und umgekehrt statt.

Bei einer wirklichen, also nicht widerstandslosen Strömung findet dauernd ein Verlust an mechanischer Energie statt, und infolgedessen wird der oben geschilderte Umsatz von Geschwindigkeitshöhe und Druckhöhe von einer Abnahme des Gesamtdruckes längs der Leitung überlagert. Dieser Druckhöhenverlust ist an verschiedenen Stellen der Leitung verschieden; er ist im allgemeinen gering in den geraden Strecken der Leitung sowie beim Übergang von einem weiteren zu einem engeren Querschnitt. Beträchtlich größer ist der Verlust bei scharfen Richtungsänderungen und bei rascher Änderung der Querschnittsform (z. B. Quadrat in Rechteck). Besonders groß ist er bei plötzlicher Erweiterung des Querschnittes, da in diesem Falle fast die ganze dynamische Druckhöhe verloren geht. Man soll deshalb beim Entwurf von Luftkanälen alle scharfen Richtungsänderungen und Änderungen der Querschnittsform vermeiden, vor allem aber die unvermeidlichen Querschnittserweiterungen nur mit ganz allmählichem Übergang ausführen¹.

Es ist deshalb verfehlt, die Ausblaseleitung des Ventilators nach Abb. 289 in die Wand der Staubkammer einzusetzen, weil dabei die ganze dynamische Druck-

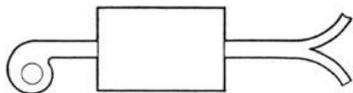


Abb. 289. Anschluß des Ventilators ohne Übergangsstutzen.

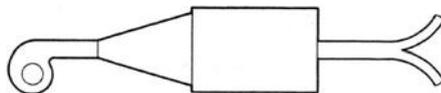


Abb. 290. Anschluß des Ventilators mit Übergangsstutzen.

höhe in der Ausblaseleitung beim Übergang in die Kammer verlorengeht und der Gesamtdruck am Anfange des Rohrnetzes nur gleich dem statischen Druck im Ausblaserohr des Ventilators wäre. Um dies zu vermeiden, ist zwischen Ausblaseleitung und Staubkammer eine diffusorartige Erweiterung nach Abb. 290 einzusetzen.

B. Berechnung von Luftverteilungsleitungen².

1. Das Druckgefälle in geraden Kanalstrecken.

a) Blechkanäle.

Den Ausgangspunkt bildet die Gleichung

$$R = \frac{dp}{dl} = b \cdot \gamma^{0,852} \cdot \frac{w^n}{d^m}.$$

Ausgedehnte Untersuchungen der Anstalt, bei denen die von Rietschel und anderen Forschern an 31 Rohren gefundenen Ergebnisse bearbeitet wurden, haben gezeigt:

1. Der Exponent n ist innerhalb des geprüften Durchmesserbereiches von 13 bis 1000 mm unabhängig vom Rohrdurchmesser, dagegen ist er außerordentlich ab-

¹ Riffart: Über Versuche mit Verdichtungsdüsen. Z. V. d. I. 1921, S. 918.

² 21. Mitteilung der Versuchsanstalt für Heiz- und Lüftungswesen: Brabbée-Bradtko: Vereinfachtes zeichnerisches oder rechnerisches Verfahren zur Bestimmung der Rohrleitungen von Lüftungs- und Luftheizanlagen. Oldenbourg, München und Berlin, 1915.

hängig von der Rauigkeit der Rohre. Für jene Rohre, die in der Praxis der Lüftungstechnik vorkommen, wurde $n = 1,924$ gefunden.

2. Der Exponent m ist unabhängig von der Rohrgestalt, insbesondere ist es unerheblich, ob es sich um kreisrunde oder rechteckige Rohre handelt, ferner erwies sich m als unabhängig von der Rauigkeit der Rohre, wobei sowohl sehr glatte Kupfer- und Messingrohre als genietete Blechleitungen untersucht wurden. m ergab sich zu 1,281.

3. Der Wert b kann gleich 5,66 gesetzt werden. Die Gleichung für R heißt somit

$$R = \frac{dp}{dl} = 5,66 \cdot \gamma^{0,852} \cdot \frac{w^{1,924}}{d^{1,281}}. \quad (43a)$$

4. Für normale Verhältnisse der Luft (760 mm QS, 20°C, mittlere Feuchtigkeit) kann γ konstant gleich 1,2 gesetzt werden. Dann ist

$$R = \frac{p_2 - p_1}{l} = 6,61 \cdot \frac{w^{1,924}}{d^{1,281}}. \quad (43b)$$

Gl. (43b) gilt also strenggenommen nur für $\gamma = 1,2 \text{ kg/m}^3$, was mittelfeuchter Luft von 760 mm QS Druck und 20°C entspricht. Sie kann aber für alle in der Praxis vorkommenden Fälle, die von den erwähnten Größen nicht zu weit abliegen, mit genügender Genauigkeit benutzt werden.

5. Für wesentlich höhere Temperaturen (Luftheizungen) sind die Werte R aus Gl. (43b) mit $\left(\frac{\gamma}{1,2}\right)^{0,852}$ zu multiplizieren; zur einfacheren Berechnung dieses Ausdruckes dient Zahlentafel 20.

6. Gl. (43b) gilt nicht nur für runde, sondern nach Einführung einer Hilfsgröße d_g auch für Kanäle rechteckigen Querschnittes. Diese Hilfsgröße ist ein gleichwertiger Durchmesser, der wie folgt bestimmt wird:

$$d_g = \frac{2ab}{a+b} \text{ (mm)}. \quad (44)$$

Hierin bedeuten a und b die Seitenlängen des rechteckigen Kanals in mm.

b) Mauerkanäle von rundem und rechteckigem Querschnitt.

Die Untersuchungen in der vorerwähnten Arbeit Rietschels beweisen, daß die Reibungswiderstände von Mauerkanälen mit genügender Genauigkeit getroffen werden, wenn die unter sonst gleichen Umständen für Metallleitungen gewonnenen Werte eine Verdopplung erfahren.

2. Die Einzelwiderstände Z .

Hier wird auf die allgemein gültige Gleichung (11) zurückgegriffen:

$$Z = \Sigma \zeta \frac{w^2}{2g} \gamma.$$

Für den vorliegenden Fall gilt:

$$Z = \Sigma \zeta \frac{w^2}{2g} 1,2. \quad (45)$$

Für wesentlich höhere Temperaturen (Luftheizungen) sind die nach Gl. (45) bestimmten Werte Z mit $\left(\frac{\gamma}{1,2}\right)$ zu multiplizieren.

Die Hilfstafeln V und VI geben die ζ -Werte für die wichtigsten in der Lüftungstechnik vorkommenden Widerstände an. Es sei hierbei insbesondere auf die Widerstände der Abzweige aufmerksam gemacht.

3. Die Hilfstafeln V, VI, VII und ihre Anwendung.

Zunächst sollen die für die Berechnung der Lüftungsanlagen wichtigsten Gleichungen nochmals zusammengestellt werden:

<p style="text-align: center;">Kreisrunde Rohre</p> $R = \frac{p_2 - p_1}{l} = 6,61 \frac{w^{1,924}}{d^{1,281}},$ $V_s = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot 10^{-6} \cdot w,$ $Z = \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma \cdot \Sigma \zeta,$		<p style="text-align: center;">Rechteckige Kanäle</p> $R = \frac{p_2 - p_1}{l} = 6,61 \cdot \frac{w^{1,924}}{d_g^{1,281}},$ <p style="text-align: center;">mit $d_g = \frac{2ab}{a+b},$</p> $V_s = ab \cdot 10^{-6} \cdot w,$ $Z = \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma \cdot \Sigma \zeta.$
--	--	--

Aus der Zusammenfassung dieser Gleichungen ist zunächst die Hilfstafel V entstanden. Sie enthält in ihrem Mittelteil:

- die geförderten Luftmengen V_s für kreisförmige Rohre in m^3/s (waagerechte Zeilen I),
- die mittleren Luftgeschwindigkeiten w_s in kreisförmigen Rohren in m/s (waagerechte Zeilen II),
- die wirklichen bzw. die „gleichwertigen Durchmesser“ von 50 bis 500 mm l.W.,
- das Druckgefälle R in mm WS/m, gültig für kreisrunde Rohre vom Durchmesser d bzw. für rechteckige Kanäle vom „gleichwertigen Durchmesser“ d_g ;

in ihrem linken Teil:

- die mittleren Luftgeschwindigkeiten in kreisförmigen Rohren in m/s ,
- die Einzelwiderstände in mm WS für $\Sigma \zeta = 1$ bis 15,
- eine Umrechnungstafel von m^3/h auf m^3/s oder umgekehrt;

in ihrem rechten Teil die ζ -Werte für wichtige Einzelwiderstände bei Lüftungsanlagen.

Genau dieselben Angaben weist Hilfstafel VI auf, nur umfaßt sie die Rohrdurchmesser von 500 bis 2500 mm l. W.

Die Hilfstafel VII endlich enthält die nach Gl. (44) berechneten „gleichwertigen Durchmesser“ für Seitenlänge von 50 bis 2500 mm und die den betreffenden Kanälen zugehörigen Kanalquerschnitte in m^2 .

4. Der Rechnungsgang.

Die obigen Ausführungen zeigen, daß die Hilfstafeln V und VI den früheren Hilfstafeln durchaus ähnlich gestaltet sind. Trotzdem muß die Berechnung von Lüftungsrohrnetzen wesentlich anders durchgeführt werden als die Berechnung von Heizungsrohrnetzen, und zwar aus zwei Gründen:

Erstens ist hier nicht wie beim Warmwasser- oder Niederdruckdampfnetz die zur Verfügung stehende Druckhöhe H gegeben, sondern sie muß erst durch die Berechnung des Rohrnetzes bestimmt werden und bildet dann die Unterlage für die Wahl des Gebläses. Ferner sind bei den Lüftungsrohrnetzen die Summen der Einzelwiderstände meist weit größer als die Summen der Widerstände in den geraden Rohrstrecken, wie das die untenstehende Zusammenstellung zeigt. Es ist natürlich nicht zweckmäßig, mit der Berechnung des kleineren Widerstandes ΣlR zu beginnen.

Da die Einzelwiderstände von so großem Einfluß auf den Gesamtwiderstand sind, wird man das Hauptaugenmerk auf eine mögliche Herabsetzung dieser Einzelwiderstände richten. Darum sind bei der Formgebung der Krümmer und Abzweigungen nicht nur plötzliche Richtungsänderungen, sondern auch alle Geschwindigkeitsänderungen innerhalb der Formstücke streng zu vermeiden. Diese Forderung führt auf die Annahme einer einheitlichen Geschwindigkeit im ganzen Rohrsystem oder doch mindestens im Hauptstrang.

Stränge mit lichten Kanalabmessungen von	Anteil der Einzelwiderstände am Gesamtwiderstand in vH	
	Blechkanäle	Mauerkanäle
50 bis 150 mm	40	30
100 bis 300 mm	60	50
200 bis 600 mm	80	70
400 bis 1100 mm	90	80
über 1000 mm	95	85

Bei dem Entwurf und der Berechnung eines Lüftungsrohrnetzes wird man immer irgendwie von der Erfahrung ausgehen müssen. Entweder man wählt den Druck des Gebläses oder die Geschwindigkeit im Rohrnetz. In manchen Fällen können auch bauliche Verhältnisse zur Annahme bestimmter Kanalquerschnitte zwingen. Im allgemeinen wird es zweckmäßig sein, von der Geschwindigkeit auszugehen. Man rechnet dann unter der Annahme gleichbleibender Geschwindigkeit im Rohrnetz mehrere Geschwindigkeiten durch und sieht nach, unter welcher Geschwindigkeitsannahme sich die günstigsten Verhältnisse ergeben, d. h. einerseits nicht zu große Rohre und andererseits kein zu hoher Anfangsdruck und damit keine zu hohen Stromkosten während des Betriebes. Hat man sich unter Beachtung dieser Gesichtspunkte für eine Geschwindigkeit entschieden, so werden noch in einer nachträglichen Rechnung die besonderen Forderungen der Anlage berücksichtigt, so wird z. B. in dieser Rechnung der Übergang vom kreisrunden zum rechteckigen Querschnitt vollzogen.

Bei kreisrunden Querschnitten ist es im Interesse der billigen Herstellung der Rohrleitungen oft zweckmäßig, wenn man mehrere Teilstrecken mit gleichem Durchmesser ausführt. Bei rechteckigen Kanälen ist sehr oft aus baulichen Gründen eine gleichbleibende Kanalhöhe im ganzen Rohrnetz notwendig, so daß die Änderung der Querschnitte nur durch Änderung der Breite erzielt werden kann.

Weitere Einzelheiten lassen sich besser an Hand des nachstehenden Beispiels besprechen.

Beispiel 15. Durch das in Abb. 291 dargestellte Luftverteilungsnetz sollen die an den Enden der Verzweigungen eingeschriebenen Luftmengen in m^3/h bei $20^\circ C$ gefördert werden. Es sind die günstigsten Abmessungen der Blechleitungen festzustellen unter der Annahme

1. kreisrunder Rohrleitungen,
2. rechteckiger Blechkanäle.

Bei diesen rechteckigen Blechkanälen soll angenommen sein, daß die senkrechte Kanalhöhe überall 150 mm betragen muß.

Annahme für die Rechnung. Für die Festsetzung der ζ -Werte soll angenommen werden, daß am Ende jeder Leitung ein Austrittswiderstand $\zeta = 1,5$ gesetzt werden muß.

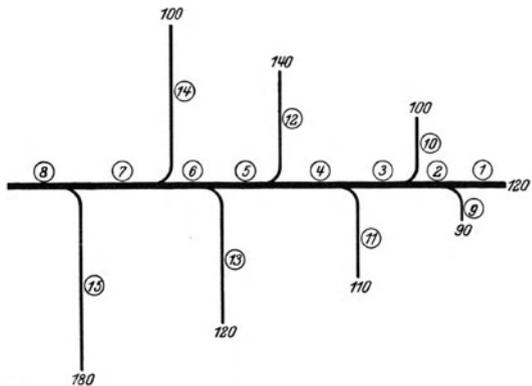


Abb. 291. Leitungsschema zu Beispiel 15.

Lösung der Aufgabe. Man beginnt die Aufgabe mit der Berechnung des Hauptstranges der aus den Teilstrecken 1 bis 8 besteht. Nachfolgende Zusammenstellung A zeigt die Rechnung für die

Zusammenstellung A. Kreisrunde Rohre — Hauptstrang.

Aus Rohrplan				$w = 3 \text{ m/s}$				$w = 5 \text{ m/s}$				$w = 7 \text{ m/s}$			
Nr.	V_s	$\Sigma \zeta$	l	R	d	Z	lR	R	d	Z	lR	R	d	Z	lR
∞	m^3/s	∞	m	mm WS/m	mm	mm WS	mm WS	mm WS/m	mm	mm WS	mm WS	mm WS/m	mm	mm WS	mm WS
a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q
1	0,033	2,5	4,0	0,12	120	1,4	0,48	0,45	90	3,8	1,8	1,2	75	7,5	4,8
2	0,058	1,0	3,6	0,10	150	0,6	0,36	0,37	120	1,5	1,3	0,81	100	3,0	2,9
3	0,086	1,0	5,2	0,067	190	0,6	0,35	0,25	150	1,5	1,3	0,67	120	3,0	3,5
4	0,117	1,0	6,7	0,055	220	0,6	0,37	0,21	170	1,5	1,4	0,55	140	3,0	3,7
5	0,156	1,0	5,1	0,045	260	0,6	0,23	0,17	200	1,5	0,9	0,37	170	3,0	1,9
6	0,189	1,0	4,3	0,045	280	0,6	0,20	0,14	220	1,5	0,6	0,31	190	3,0	1,3
7	0,217	1,0	7,8	0,037	300	0,6	0,29	0,12	240	1,5	0,9	0,31	200	3,0	2,4
8	0,267	1,0	6,0	0,037	325	0,6	0,22	0,12	260	1,5	0,7	0,25	220	3,0	1,5
		9,5	42,7			5,6	2,50			14,3	8,9			28,5	22,0

drei Annahmen $w = 3 \text{ m/s}$, 5 m/s , 7 m/s . Die ersten vier Spalten enthalten Angaben, welche aus dem Rohrplan unmittelbar zu entnehmen sind. Für jede Teilstrecke ist ein T-Stück mit $\zeta = 1$ angenommen, außerdem für die Teilstrecke „1“ ein Austrittswiderstand $\zeta = 1,5$. Spalte e bis h enthält dann die Rechnung für die erste Annahme $w = 3 \text{ m/s}$. Die Werte in Spalte e und f sind aus der Hilfstafel V abgelesen, indem man jenes Tabellenrechteck aufsucht, in dem die Geschwindigkeit 3,0 zusammensteht mit der für jede Teilstrecke gültigen Luftmenge. Spalte g ergibt sich aus der linken Seitentabelle der Hilfstafel V, indem man bei der Geschwindigkeit 3,0 den entsprechenden Wert Z sucht. Spalte h entsteht durch Multiplikation von Spalte d mit e. Zuletzt bildet man die Summe aller Einzelwiderstände Z und dann die Summe aller Widerstände lR . In gleicher Weise werden die Geschwindigkeiten 5 m/s und 7 m/s durchgerechnet.

Zusammenstellung B gibt in Zeile 1 die Summe der Einzelwiderstände, in Zeile 2 die Summe des Druckabfalles in den geraden Rohrstrecken und in Zeile 3 den Gesamtdruckverlust vom Anfang der Leitung bis zu ihrem Ende. Aus diesem Druckverlust und der geförderten Luftmenge von $0,267 \text{ m}^3/\text{s}$ ergibt sich die theoretische Arbeit für das Gebläse. Unter Berücksichtigung der verschiedenen Wirkungsgrade und des Strompreises ermittelt man ferner die stündlichen Stromkosten. Nun hat man sich auf

Zusammenstellung B. Kreisrunde Rohre.

	w	m/s	3	5	7
1	ΣZ	mm WS	5,6	14,3	28,5
2	ΣlR	mm WS	2,5	8,9	22,0
3	$\Sigma Z + \Sigma lR$	mm WS	8,1	23,2	50,5

Grund eines Vergleiches der Herstellungskosten des Kanalnetzes und der Betriebskosten für eine der drei Geschwindigkeiten zu entscheiden. Die Geschwindigkeit 7 m/s wird man ausschalten müssen, nicht nur wegen der hohen Stromkosten, sondern auch weil bei dieser Geschwindigkeit schon stark die Gefahr der Geräuschbildung vorliegt. Wir nehmen an, daß man sich durch einen Vergleich der Stromkosten einerseits und der Herstellungskosten des Rohrnetzes andererseits für die Geschwindigkeit 5 m/s entschieden habe. Die Rohrdurchmesser der Spalte k werden dann der Ausführung zugrunde gelegt.

Die Berechnung der Abzweigungen ist in Zusammenstellung C gezeigt. Die ersten vier Spalten enthalten wieder Angaben, die aus dem Rohrplan abzulesen sind. Hierbei sind um so mehr Krümmer und andere Einzelwiderstände angenommen, je länger die einzelne Abzweigung ist. Spalte e enthält die für die betreffenden Abzweigstrecken zur Verfügung stehende Druckhöhe H , die sich aus den Spalten l und m der Zusammenstellung M durch Addition ergeben. Spalte f enthält den Einzelwiderstand Z für 5 m Geschwindigkeit, Spalte g den Druckabfall in den geraden Rohrstrecken, der sich als Differenz von Spalte e und Spalte f errechnet. Durch Division dieses erhaltenen Wertes mit der Länge l der Teilstrecke ergibt sich das Druckgefälle R . Spalte i und k werden wieder mit Hilfe der Hilfstafel V ermittelt. Man sieht hierbei, daß sich für die Abzweigungen zuweilen etwas höhere Geschwindigkeiten errechnen als im Hauptstrang. Tatsächlich aber werden diese Geschwindigkeiten nicht auftreten, da wir die Einzelwiderstände mit der

Geschwindigkeit 5 m/s ermittelt haben. Es wird sich ein Zwischenwert zwischen der Geschwindigkeit 5 m/s und den in Spalte k angegebenen Werten einstellen.

Zusammenstellung C. Kreisrundes Rohr — Abzweigungen.

Aus Rohrplan				$w = 5 \text{ m/s}$					
Nr.	l	V_s	$\Sigma \zeta$	H	Z	ΣlR	R	d	w
—	m	m ³ /s	∞	mm WS	mm WS	mm WS	mm WS/m	mm	m/s
a	b	c	d	e	f	g	h	i	k
9	3	0,025	3,0	5,6	4,6	1,0	0,33	90	4
10	6	0,028	3,3	8,4	5,0	3,4	0,57	85	5
11	8	0,031	3,3	11,2	5,0	6,2	0,78	80	6
12	10	0,039	3,6	14,1	5,5	8,6	0,86	90	7
13	12	0,033	3,6	16,5	5,5	11,0	0,86	80	7
14	14	0,028	3,9	18,6	6,1	12,5	0,92	75	7
15	16	0,050	3,9	21,0	6,1	14,9	0,93	95	8

Rechteckige Kanäle.

Nachdem wir aus der Berechnung der kreisrunden Rohre (Zusammenstellung C) erkannt haben, daß etwa 5 m/s die günstigste Geschwindigkeit ist, brauchen wir für die Berechnung der rechteckigen Kanäle nur mehr zwei Geschwindigkeiten durchzurechnen, nämlich 5 m/s und eine etwas niedere, nämlich 4 m/s. Die niedere Geschwindigkeit ziehen wir deswegen in die Rechnung herein, weil rechteckige Leitungen etwas höheren Druckverlust haben als runde, also 5 m/s vielleicht für rechteckige Leitungen etwas zu groß werden könnte.

Zusammenstellung D enthält in den ersten vier Spalten wieder die Angaben aus dem Rohrplan. Der Kanalquerschnitt F (Spalte e) errechnet sich durch Division der Luftmenge mit der Geschwindigkeit. Aus diesem Querschnitt und der vorgeschriebenen Kanalhöhe von 150 mm ergeben sich dann aus Hilfstafel VII die Werte von Spalte f und g. Die übrigen Spalten werden wieder wie immer aus Hilfstafel V abgelesen.

Zusammenstellung D. Rechteckige Kanäle — Hauptstrang.

Aus Rohrplan				$w = 4 \text{ m/s}$						$w = 5 \text{ m/s}$					
Nr.	l	V_s	$\Sigma \zeta$	F	$a \times b$	d_g	R	lR	Z	F	$a \times b$	d_g	R	lR	Z
—	m	m ³ /s	—	m ²	mm×mm	mm	mm WS/m	mm WS	mm WS	m ²	mm×mm	mm	mm WS/m	mm WS	mm WS
a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q
1	4,0	0,033	2,5	0,0083	60×150	85	0,31	1,24	2,5	0,0066	50×150	75	0,61	2,44	3,8
2	3,6	0,058	1,0	0,0145	100×150	120	0,21	0,76	1,0	0,0116	80×150	100	0,45	1,62	1,5
3	5,2	0,086	1,0	0,0215	140×150	140	0,17	0,89	1,0	0,0172	120×150	130	0,31	1,61	1,5
4	6,7	0,117	1,0	0,0292	200×150	170	0,13	0,87	1,0	0,0234	160×150	150	0,25	1,67	1,5
5	5,1	0,156	1,0	0,0390	275×150	190	0,11	0,56	1,0	0,0312	200×150	170	0,21	1,07	1,5
6	4,3	0,189	1,0	0,0472	300×150	200	0,10	0,43	1,0	0,0378	250×150	190	0,17	0,73	1,5
7	7,8	0,217	1,0	0,0542	350×150	220	0,10	0,78	1,0	0,0434	300×150	200	0,17	1,32	1,5
8	6,0	0,267	1,0	0,0667	450×150	220	0,10	0,60	1,0	0,0534	350×150	220	0,16	0,96	1,5
								6,13	9,5					11,42	14,3

Aus der Zusammenstellung D entnehmen wir:

	$w = 4 \text{ m/s}$	$w = 5 \text{ m/s}$
ΣZ	9,5	14,3
ΣlR	6,1	11,4
$\Sigma Z + \Sigma lR$	15,6	25,7

In ganz derselben Weise wie bei den kreisrunden Rohren haben wir uns nun durch Abwägung der Rohrkosten einerseits und der Stromkosten andererseits für eine der beiden Geschwindigkeiten endgültig zu entscheiden und dann noch die Abzweigungen 9 bis 15 zu berechnen.

C. Die Begriffe „gleichwertige Öffnung“ und „gleichwertige Düse“.

Man versteht darunter zwei Hilfsbegriffe, die sich als äußerst zweckmäßig erwiesen haben, wenn man die Wechselwirkung zwischen Ventilator und Rohrnetz betrachten und berechnen will. Die Begriffe seien deshalb nachstehend abgeleitet:

1. Ausströmen aus einer Drosselmündung.

Strömt durch eine Öffnung mit scharfen Rändern (Abb. 292) Luft aus einem Raum mit höherem Druck p_2 in einen Raum mit niedrigerem Druck p_1 , so errechnet sich die sekundliche Luftmenge aus der Gleichung

$$V_s = \alpha \cdot A \cdot w = \alpha \cdot A \cdot \sqrt{2g \frac{p_2 - p_1}{\gamma}}; \quad (46a)$$

darin ist A der Querschnitt der Öffnung und α die sog. Kontraktionszahl. Für eine richtig geformte Düse (Abb. 293) ist α nahezu gleich 1 zu setzen, also:

$$V_s = A_1 \cdot \sqrt{2g \frac{p_2 - p_1}{\gamma}}. \quad (46b)$$

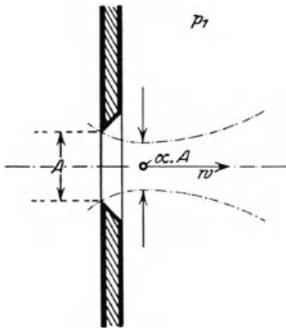


Abb. 292.
Öffnung in dünner Wand.

Hierbei ist mit A_1 der engste Querschnitt der Düse bezeichnet. Das Entscheidende für die folgenden Überlegungen ist, daß sowohl bei der Öffnung in dünner Wand als auch bei der Düse die Geschwindigkeit und damit die Luftmenge proportional der Quadratwurzel aus dem Druckunterschied ist. Die Drücke p_1 und p_2 sind hierbei als Gesamtdrucke zu rechnen, also gleich der Summe aus statischem und dynamischem Druck zu setzen.

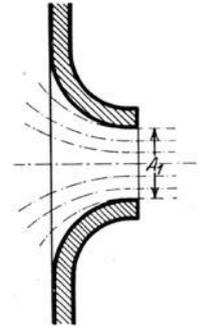


Abb. 293.
Düse.

2. Die Strömung durch ein Rohrnetz.

Zur Berechnung der Luftleitungen (s. S. 233) gingen wir von der Gleichung aus:

$$p_2 - p_1 = \Sigma Z + \Sigma LR = \Sigma \zeta \cdot \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma + \Sigma l \cdot 6,61 \cdot \frac{w^{1,924}}{d^{1,281}}.$$

Innerhalb nicht allzu großer Geschwindigkeitsbereiche kann man für das Druckgefälle in geraden Rohrstrecken mit dem Exponenten „2,00“ statt des Exponenten „1,924“ rechnen und kommt dann zu der Näherungsgleichung

$$p_2 - p_1 = \text{konst. } w^2,$$

d. h.: Näherungsweise kann auch für Leitungsnetze die Geschwindigkeit und damit die Luftmenge proportional der Quadratwurzel aus dem Druckunterschied gesetzt werden.

3. Gleichwertige Öffnung und gleichwertige Düse¹.

Man kann nun die Weite einer Öffnung oder einer Düse so berechnen, daß sie mit einem gegebenen Leitungsnetz bei gleichem Druckverlust $p_2 - p_1$ die gleiche sekundliche Luftmenge ergibt und kann dann für alle Untersuchungen an Ventilatoren (vgl. später) sich das Rohrnetz durch diese einfache Öffnung oder Düse ersetzt denken.

¹ Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren. Berlin: V. d. I.-Verlag 1925.

Da bei der Öffnung in dünner Wand die Kontraktionszahl α eine stark veränderliche Größe ist, bei der Düse dagegen nahezu ein fester Wert, nämlich gleich 1,0 ist, so empfiehlt der Ventilatorenausschuß des V. d. I. die Verwendung des Begriffes „gleichwertige Düse“. Ist bei irgendeinem Wert $p_2 - p_1$ des Druckverlustes die Luftmenge V_s eines Leitungsnetzes bekannt — sei es durch Rechnung oder Versuch —, so errechnet sich die Weite A_1 der gleichwertigen Düse zu

$$A_1 = \frac{V_s}{\sqrt{\frac{2g}{\gamma} \cdot \sqrt{p_2 - p_1}}} \quad (47)$$

Mit Einführung der Bezeichnung H für den Druckverlust $p_2 - p_1$ und des Wertes $\gamma = 1,2$ ergibt sich

$$A_1 = 0,25 \cdot \frac{V_s}{\sqrt{H}} \quad (48a)$$

Die letzte Gleichung kann man auch schreiben:

$$H = \left(\frac{1}{4A_1}\right)^2 \cdot V_s^2 \quad (48b)$$

Dies ist die Gleichung einer Parabel, und man bezeichnet diese Kurve als die Kennlinie des Rohrnetzes (vgl. Abb. 294).

Die einzelnen Punkte dieser Kurve stellen verschiedene Betriebszustände dar. So kann z. B. Punkt 1 bzw. 2 den stärksten bzw. schwächsten Betriebszustand darstellen, Punkt 3 einen mittleren Betriebszustand, etwa den häufigst vorkommenden, der für alle Wirtschaftlichkeitsfragen entscheidend ist.

Als Druckverlust $p_2 - p_1$ ist hier natürlich nicht allein der Druckverlust in der Druckleitung zu nehmen, sondern es sind noch alle Verluste in der Saugleitung und der Filterkammer hinzuzufügen.

Beispiel 16. Für das im Beispiel 15 errechnete Rohrnetz ist die gleichwertige Düse zu ermitteln. Bei einer Luftmenge $V = 960 \text{ m}^3/\text{h} = 0,267 \text{ m}^3/\text{s}$ hatten wir in der Druckleitung einen Verlust von 23,2 mm WS gefunden. Dazu nehmen wir noch 14 mm für die Saugleitung und die Filterkammer, so daß $p_2 - p_1 = 37,2 \text{ mm WS}$ wird. Daraus ergibt sich

$$A_1 = 0,25 \frac{0,267}{\sqrt{37,2}} = 0,0109 \text{ m}^2,$$

was einem Durchmesser der Düse von 118 mm entspricht.

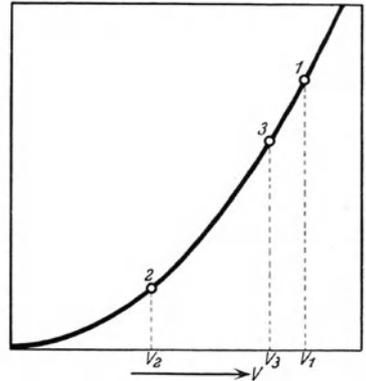


Abb. 294. Kennlinie eines Rohrnetzes.
Abszisse: Luftvolumen,
Ordinate: Druckverlust.

III. Verhalten der Ventilatoren im Betrieb.

Wenn auch der Lüftungsingenieur selbst keine Ventilatoren zu bauen hat, so muß er sich doch vollkommen im klaren sein über das Verhalten der Ventilatoren im Betrieb, insbesondere muß er wissen, wie sich Änderungen der Drehzahl des Ventilators oder Änderungen im Widerstand des Leitungsnetzes auswirken. Diese Verhältnisse lassen sich am besten an Hand einiger Versuche besprechen, die wir uns an nachstehend gezeichneter Versuchsanordnung (Abb. 295) ausgeführt denken.

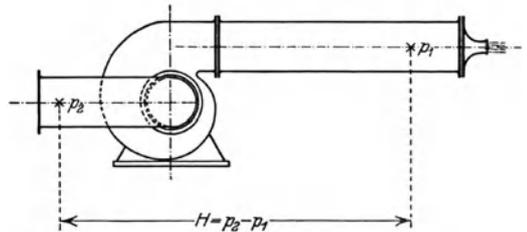


Abb. 295. Versuchsanordnung.

Ein Ventilator, dessen Drehzahl in weiten Grenzen veränderlich ist, saugt mittels einer kurzen Ansaugleitung Luft an und preßt sie in eine kurze Ausblaseleitung. Das Ende dieser Ausblaseleitung

kann durch auswechselbare Düsen verschiedener Weite abgeschlossen werden. Gemessen wird bei jedem Versuch der Querschnitt F der Düsenöffnung, die Drehzahl n , der Druckunterschied H , die sekundliche Luftmenge V_s und die aufgewendete Antriebsleistung N .

1. Erste Versuchsreihe. F konstant, n veränderlich.

Wir setzen eine Düse mittlerer Weite ein und lassen nun den Ventilator mit stetig steigender Drehzahl laufen. Es ist ohne weiteres verständlich, daß mit steigender Drehzahl die geförderte Luftmenge V , der erzielte Druckanstieg H und die aufzuwendende Antriebsleistung N zunehmen. Zahlreiche Versuche haben gezeigt, daß die Luftmenge der ersten Potenz, der Druckanstieg der zweiten und die Leistung der dritten Potenz der Drehzahl proportional ist, und daß die Proportionalitätsfaktoren außer von der Bauart des Ventilators auch noch von der Weite F der Düsen abhängen. Es gelten also die Gleichungen

$$\begin{aligned} 1. \quad V &= \varphi_1(F) \cdot n, \\ 2. \quad H &= \varphi_2(F) \cdot n^2, \\ 3. \quad N &= \varphi_3(F) \cdot n^3. \end{aligned}$$

Aus den beiden ersten Gleichungen folgt

$$H = \varphi_4(F) \cdot V^2.$$

Diese Beziehung zwischen H und V ist bei festgehaltenem Werte F die Gleichung einer Parabel (vgl. Abb. 296). Düsen verschiedener Weite F würden verschiedene Parabeln ergeben, die wir als die Düsenkennlinien bezeichnen wollen.

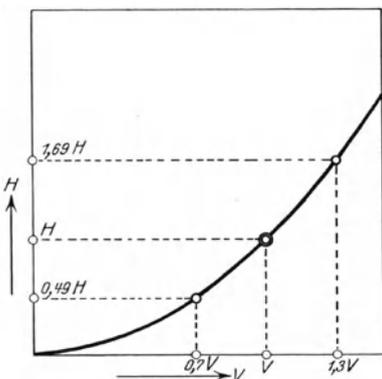


Abb. 296. Düsenkennlinie.
Abszisse: Luftvolumen,
Ordinate: Druckverlust.

Aus der Beziehung 1 folgt, daß sich die zu den Drehzahlen n_1, n_2 usw. gehörigen Abszissen $V_1 : V_2 : V_3$ usw. verhalten wie die Drehzahlen selbst.

2. Zweite Versuchsreihe, n konstant, F veränderlich.

Wir lassen nun den Ventilator mit konstanter Geschwindigkeit laufen, setzen aber der Reihe nach Düsen von verschiedener Weite an.

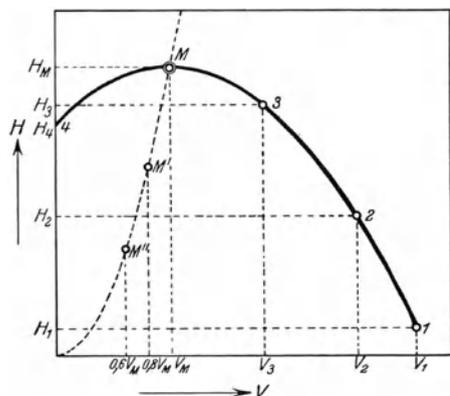


Abb. 297. Drosselkurve bei einer Drehzahl.
Abszisse: Luftvolumen,
Ordinate: Druckverlust.

Bei dem ersten Versuch setzen wir noch keine Düse an, so daß der Ausblasequerschnitt des Ventilators vollständig frei ist. Dann ergibt sich eine sehr große geförderte Luftmenge V_1 , aber ein niedriger Druckanstieg H_1 (vgl. Abb. 297). Setzt man nun die verschiedenen Düsen ein, und zwar der Reihe nach immer engere Düsen, so geht die geförderte Luftmenge zurück, während gleichzeitig der Druck H steigt. Bei einer bestimmten Düsenweite F_M erreicht jedoch der Druck H seinen Höchstwert H_M und fällt dann wieder ab, bis bei völligem Abschluß der Ausblaseleitung der Ventilator ohne Luftförderung sich dreht. Die Kurve 1, 2, 3, M , 4, welche den Zusammenhang zwischen Luftmenge und Pressung des Ventilators bei konstanter Drehzahl wiedergibt, nennt man die Drosselkurve des Ventilators; sie kann mit hinreichender Genauigkeit als Parabel aufgefaßt werden.

Bei dem ersten Versuch setzen wir noch keine Düse an, so daß der Ausblasequerschnitt des Ventilators vollständig frei ist. Dann ergibt sich eine sehr große geförderte Luftmenge V_1 , aber ein niedriger Druckanstieg H_1 (vgl. Abb. 297). Setzt man nun die verschiedenen Düsen ein, und zwar der Reihe nach immer engere Düsen, so geht die geförderte Luftmenge zurück, während gleichzeitig der Druck H steigt. Bei einer bestimmten Düsenweite F_M erreicht jedoch der Druck H seinen Höchstwert H_M und fällt dann wieder ab, bis bei völligem Abschluß der Ausblaseleitung der Ventilator ohne Luftförderung sich dreht. Die Kurve 1, 2, 3, M , 4, welche den Zusammenhang zwischen Luftmenge und Pressung des Ventilators bei konstanter Drehzahl wiedergibt, nennt man die Drosselkurve des Ventilators; sie kann mit hinreichender Genauigkeit als Parabel aufgefaßt werden.

3. Zusammenfassung der beiden Versuchsreihen.

Untersucht man an demselben Ventilator die Drosselkurven bei verschiedenen Drehzahlen, so zeigt sich, daß alle diese Parabeln kongruent sind, und daß sich die Höchstdrucke H_M alle bei derselben Düsenöffnung F_M einstellen. Man braucht darum nur eine einzige Drosselkurve aufzunehmen und kann daraus wie folgt alle anderen Drosselkurven ableiten. (Vgl. Abb. 298.)

Durch den Scheitelpunkt M der gegebenen Drosselkurve und den Ursprung O des Koordinatensystems legt man die Düsenkennlinie OM (als Parabel mit O als Scheitel) und sucht auf dieser die Scheitelpunkte M' M'' usw. zu den Drosselkurven für $0,9n$, $0,8n$, $0,7n$ bzw. $1,1n$ usw., indem man ihre Abszissen gleich $0,9V_M$, $0,8V_M$ usw. macht. Durch diese Scheitelpunkte legt man dann Parabeln, die der gegebenen Drosselkurve kongruent sind und erhält damit die ganze Schar der Drosselkurven. Ferner zeichnet man noch durch den Koordinatenursprung und die Punkte 1, 2 usw. die einzelnen Düsenkennlinien für verschiedene Düsenweiten. Die Abb. 298 enthält außer den Düsenkennlinien und den Drosselkurven auch noch Kurven gleichen Wirkungsgrades, wie sie sich aus Versuchen etwa ergeben würden.

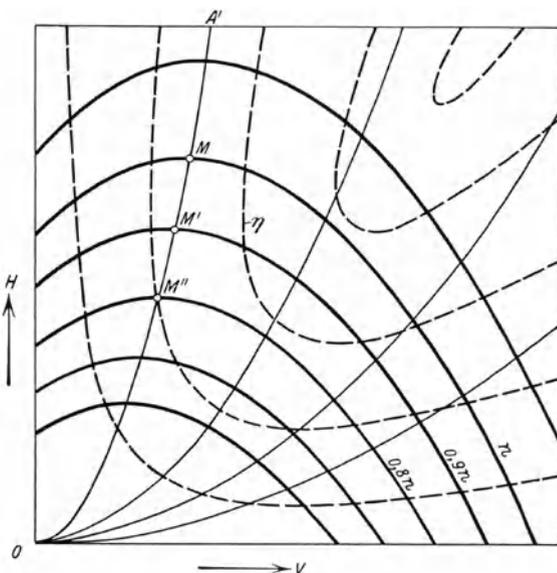


Abb. 298. Ventilatorschaubild
(Düsenkennlinien, Drosselkurven, Wirkungsgradkurven).

4. Auswahl des Ventilators.

Um für ein gegebenes Rohrnetz und eine gegebene sekundliche Luftmenge den geeignetsten Ventilator zu finden, muß man für das Rohrnetz die gleichwertige Düse A_1 errechnet haben und die sekundliche Luftmenge V_s , mit der die Anlage meistens betrieben wird, kennen. Bei sehr komplizierten Kanalnetzen ist oft nicht möglich, den Zusammenhang zwischen der Pressung $p_2 - p_1$ (einschließlich Widerstand in der Filteranlage) und der geförderten Luftmenge durch Rechnung zu finden. Man kann sich dann — wenn die Zeit dazu vorhanden ist — helfen, indem man einen beliebigen Ventilator vorübergehend einbaut und mit diesem in einem Vorversuch bei irgendeinem beliebigen Betriebszustand ein zusammengehöriges Wertepaar von V und $p_2 - p_1$ bestimmt und hieraus dann die gleichwertige Düse errechnet.

Ferner muß man für eine Reihe von Ventilatoren das Kurvenschaubild 298 kennen. Man sucht in jedem Schaubild den Schnittpunkt der Ordinate des Volumens V_s mit der für die Anlage ermittelten Kennlinie der Düse A_1 (Punkte M). Liegt dieser Schnittpunkt innerhalb eines Gebietes mit hohem Wirkungsgrad, so ist der Ventilator brauchbar. Hat man unter mehreren Ventilatoren, welche diese Bedingung erfüllen, die Auswahl, so soll man jenen wählen, dessen Wirkungsgrad in einem möglichst großen Betriebsbereich günstig ist, damit nicht bei Änderungen der Drehzahl des Motors oder bei Änderungen der gleichwertigen Düse (Schließen oder Öffnen von Lüftungsclappen) der Wirkungsgrad sofort stark sinkt. Das ist wichtiger als ein außergewöhnlicher Wirkungsgrad in nur engem Betriebsbereich.

IV. Der Druckverlust in Filtern.

Nach den Versuchen der Anstalt läßt sich der Widerstand von Nesseltuch- und Kiesfiltern nach folgenden Gleichungen berechnen:

α) Nesseltuchfilter nach längerem Gebrauch:

$$Z = 24 \cdot w^{1,46},$$

β) Kiesfilter von 200 mm Dicke mit handgroßen Steinen angefüllt:

1. im trockenen Zustande:

$$Z = 22 w^{1,88},$$

2. im nassen Zustande (berieselte Filter):

$$Z = 32 w^{1,96}.$$

Es bedeutet:

Z den Widerstand des Filters in mm WS,

w die Geschwindigkeit der Luft bezogen auf die gesamte Filterfläche in m/s.

Ist die sekundliche Luftmenge V_s in m³ bekannt, so kann die Filterfläche F in m² nach folgender Gleichung berechnet werden:

$$F = \frac{V_s}{w}.$$

γ) Für die ölbenetzten Metallfilter werden die Widerstände Z (unmittelbar in Listenform) von den einschlägigen Firmen herausgegeben.

Beispiel 17. Durch ein berieseltes Steinfilter von 200 mm Dicke mit Füllung handgroßer Steine sollen stündlich 4000 m³ Luft gefördert werden. Die Größe der Filterfläche ist so zu bestimmen, daß der Widerstand Z 3 mm WS nicht überschreitet.

Aus der Gleichung für berieselte, nasse Filter erhält man:

$$w = \sqrt[1,96]{\frac{3}{32}} = 0,31 \text{ m/s,}$$

somit nach der letzten Gleichung:

$$F = \frac{4000}{3600 \cdot 0,31} = 3,6 \text{ m}^2.$$

V. Erwärmung und Befeuchtung der Luft.

A. Die erforderlichen Wärmemengen.

Wir bezeichnen

mit t_E die Temperatur, mit der die Luft in den Saal eintreten muß,

mit t_o die Außentemperatur im Freien,

mit $G = 1,2 \cdot V_h$ das stündliche Luftgewicht,

mit $c_p = 0,24$ die spez. Wärme der Luft,

dann ist die Wärme Q_1 , die zum Erwärmen dieser Luft nötig ist, durch die Gleichung bestimmt

$$Q_1 = G \cdot c_p \cdot (t_E - t_o). \quad (49)$$

Wenn außer der Erwärmung der Luft auch eine Befeuchtung vorgenommen werden soll, so ist die Wärmemenge Q_1 nicht nach dieser Gl. (49), sondern nach den späteren Ausführungen auf S. 244 bis S. 249 zu ermitteln.

Bei nicht isolierten kurzen Kanälen, aber auch bei sehr langen isolierten Kanälen sind noch die Wärmeverluste der Kanäle zu berücksichtigen. Am besten geschieht

dies, indem man in Gl. (49) statt der Temperatur t_E am Ende der Rohrleitung die Temperatur t_e am Anfang der Leitung setzt, welche man wie folgt ermittelt:

Der Wärmeverlust des Kanals läßt sich auf zweierlei Art durch eine Gleichung ausdrücken. Die erste Gleichung besagt, daß der Wärmeverlust sich in der Temperatursenkung $t_e - t_E$ der Luft bemerkbar macht; es ist also:

$$Q_{\text{Verlust}} = G \cdot c_p \cdot (t_e - t_E).$$

Die zweite Gleichung ist die Gleichung des Wärmedurchganges

$$Q_{\text{Verlust}} = k \cdot F \cdot \left(\frac{t_e + t_E}{2} - t_R \right),$$

darin bedeutet:

F die Oberfläche des Kanals,

t_R die Temperatur des Raumes, in dem der Kanal liegt,

k die Wärmedurchgangszahl, welche nach der Lehre von der Wärmeübertragung zu berechnen ist.

Aus beiden Gleichungen folgt

$$G \cdot c_p \cdot (t_e - t_E) = k \cdot F \cdot \left(\frac{t_e + t_E}{2} - t_R \right)$$

oder

$$t_e = \frac{(2 \cdot G c_p + F k) t_E - 2 \cdot F k \cdot t_R}{2 \cdot G c_p - F k}. \quad (50)$$

Mit diesem Werte t_e ist dann die erforderliche Wärmemenge aus der Gleichung zu errechnen:

$$Q_1 + Q_{\text{Verlust}} = G \cdot c_p \cdot (t_e - t_0). \quad (51)$$

Für die so errechnete Wärmeleistung sind die Heizflächen zu ermitteln.

B. Die Ermittlung der Heizflächen.

Zur Erwärmung der Luft werden in der Praxis Heizflächenarten verwendet, von denen mehrere Formen im I. Teil, S. 100, behandelt sind. Nachstehend soll auf die Berechnung der Heizflächen näher eingegangen werden.

a) Luftröhrenkessel. (Vgl. S. 100.)

Zur Berechnung dienen die Formeln für Wärmeaustauschapparate (vgl. S. 174 bis S. 176), insbesondere die Gleichung $Q_h = k \cdot F \cdot \Delta_m$.

Dabei ist nach Gl. (4) (S. 175):

$$\Delta_m = \Delta_g \cdot f \left(\frac{\Delta_k}{\Delta_g} \right)$$

sofern nicht die Näherungsgleichung (5) von S. 175 gilt. Als Heizfläche F gilt die Innenfläche sämtlicher Rohre.

Für die Wärmedurchgangszahl gilt nach den Untersuchungen¹ der Versuchsanstalt für Heiz- und Lüftungswesen die Gleichung:

$$k = 3,1 \cdot \frac{(\gamma \cdot w)^{0,79}}{d^{0,16}}, \quad (52)$$

Die danach ermittelten k -Werte sind für Dampf bzw. Wasser in der Zahlentafel 9/I bis 9/III zusammengestellt, welche Zahlentafel auch jene Widerstände in mm WS (kg/m^2) angibt, die beim Durchströmen der Heizfläche auftreten.

Beispiel 18. Aufgabe: Es sind die Abmessungen und der Widerstand eines Luftröhrenkessels zu bestimmen, der 100 000 kcal/h zu leisten hat. Die Heizung des Kessels erfolgt durch Niederdruckdampf. Mittlere Dampftemperatur 102°C. Mittlere Lufttemperatur $\pm 0^\circ\text{C}$.

¹ Heft 3 der Mitteilungen der Anstalt, Sept. 1910.

Annahme: Lichter Durchmesser der Luftrohre 0,070 m, mittlere Luftgeschwindigkeit 10 m/s. Hieraus bestimmt sich, aus der für jeden Fall gegebenen Luftmenge die Anzahl der Röhren n . Es sei $n = 70$.

Durchrechnung. Für diese Annahme ergibt sich aus Zahlentafel 9/I:

$$k = 36,2 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ \text{C}.$$

Daher nach Gl. (1):

$$F = n d_{\pi} l = \frac{100\,000}{36,2 \cdot 102} = 27,0 \text{ m}^2.$$

Somit

$$l = \frac{27,0}{70 \cdot 0,22} = 1,75 \text{ m}.$$

Der Widerstand dieses Kessels ist nach Zahlentafel 9/III:

α) Wenn hinter dem Kessel eine Rohrleitung derart angeschlossen ist, daß der äußere Rohrdurchmesser dem inneren Kesseldurchmesser gleich ist:

$$H = l \cdot h_R + h_w = 2,4 \cdot 1,75 + 5,58 = 9,8 \text{ mm WS.}$$

β) Wenn hinter dem Kessel eine Kammer anschließt:

$$H = l \cdot h_R + h_w + h'_w = 9,8 + 2,0 = 11,8 \text{ mm WS.}$$

Für andere, seltener vorkommende Fälle, bei denen z. B. der Durchmesser der Rohre nicht zu wählen, sondern zu berechnen ist, muß auf Heft 3 der Mitteilungen der Anstalt verwiesen werden.

Die Wärmeleistung der Lufröhrenkessel (aber naturgemäß auch ihres Widerstandes) wird wesentlich gesteigert, wenn die Luft in den Röhren in kräftig wirbelnde Bewegung versetzt wird. Auch hierüber enthält das Heft 3 der Anstalt ausführliche Angaben.

b) Lamellenheizkörper (vgl. S. 100).

Zur Größenbemessung der Lamellenheizkörper geben die Herstellerfirmen Zahlentafeln heraus, aus denen sich für verschiedene Wärmeleistungen und Luftgeschwindigkeiten die notwendigen Heizflächen und die auftretenden Widerstände ersehen lassen.

VI. Die physikalischen Gesetzmäßigkeiten für feuchte Luft¹.

1. Das Daltonsche Gesetz.

Feuchte Luft kann als eine Gasmischung mit den Bestandteilen trockene Luft und Wasserdampf aufgefaßt werden. Als Teildruck eines Bestandteiles der Mischung bezeichnet man denjenigen Druck, den der betreffende Bestandteil auf die Gefäßwände ausüben würde, wenn er den Raum allein erfüllen würde, die anderen Bestandteile also nicht vorhanden wären.

Wir bezeichnen mit

- p den Gesamtdruck (ältere Bezeichnung: h),
- p_L den Teildruck der Luft („ „ h_L),
- p_D den Teildruck des Dampfes (ungesättigt) („ „ h_D),
- p_s den Teildruck des Dampfes (im Sättigungszustand) („ „ h).

Ferner sei darauf aufmerksam gemacht, daß man bei Feuchtigkeitsrechnungen immer den Druck in mm QS und nicht in Atmosphären rechnet.

Nach dem Daltonschen Gesetz ist der Teildruck eines Bestandteiles unabhängig von der Anwesenheit des anderen Bestandteiles, und ferner ist der Gesamtdruck der Mischung gleich der Summe der Teildrucke. Für feuchte Luft gilt also $p = p_L + p_D$.

¹ Merkel, F.: Verdunstungskühlung. Forsch.-Arb. Ing. Heft 275. Berlin: V. d. I.-Verlag 1925.

Der Teildruck des Wasserdampfes kann nie über einen bestimmten Betrag, welchen man den Sättigungsdruck nennt, ansteigen. Dieser Sättigungsdruck ist eine Funktion der Temperatur, wie nachstehende Übersicht zeigt.

$t^{\circ}\text{C}$	0°	20°	40°	60°	80°	100°
p_s , mm QS	4,6	17,5	55,3	149	355	760

Man kann den in einer feuchten Luft bestehenden Teildruck des Dampfes als Bruchteil φ desjenigen Sättigungsdruckes auffassen, der zur herrschenden Temperatur gehört. Man setzt also

$$p_D = \varphi \cdot p_s. \quad (53)$$

2. Die Bedeutung der Größe φ .

Wie die nachstehende Rechnung beweist, ist die Größe φ ein Maß für die Luftfeuchtigkeit. Bei einer gegebenen Temperatur der Luft ist nur ein bestimmter Wassergehalt möglich, den man den Sättigungsgehalt nennt. Die Größe φ gibt gemäß Gl. (53) an, welcher Bruchteil dieser Höchstmenge an Wasserdampf in der Luft tatsächlich enthalten ist. Man nennt darum φ die relative Feuchtigkeit.

Ableitung: Außer dem Daltonschen Gesetz gelten für die Gewichte und die Volumina feuchter Luft sowie ihrer Bestandteile noch die beiden selbstverständlichen Gleichungen

$$G_D + G_L = G$$

und

$$V_D = V_L = V.$$

Ohne allzu großen Fehler kann man den Wasserdampf als ein ideales Gas betrachten, also mit der Zustandsgleichung für ideale Gase rechnen. Diese lautet

$$p v = R T \quad \text{oder} \quad p V = G \cdot R T$$

oder

$$G = \frac{V}{T} \cdot \frac{1}{R} \cdot p. \quad (54)$$

Da man bei Feuchtigkeitsrechnung nicht wie sonst in der Thermodynamik den Druck in kg/m^2 mißt, sondern in mm QS, erhalten die Gaskonstanten die Werte

$$\text{für Luft:} \quad R_L = \frac{29,27}{13,6} = 2,15 \quad \text{bzw.} \quad \frac{1}{R_L} = 0,465,$$

$$\text{für Dampf:} \quad R_D = \frac{47,06}{13,6} = 3,46 \quad \text{bzw.} \quad \frac{1}{R_D} = 0,289.$$

Für die beiden Teildrucke setzen wir

$$p_D = \varphi \cdot p_s$$

und

$$p_L = p - p_D = p - \varphi \cdot p_s.$$

Damit wird die Gl. (54)

$$\text{für die Luft:} \quad G_L = \frac{V}{T} \cdot 0,465(p - \varphi \cdot p_s), \quad (55)$$

$$\text{für den Dampf:} \quad G_D = \frac{V}{T} \cdot 0,289 \cdot \varphi \cdot p_s, \quad (56)$$

$$\text{für das Gemisch:} \quad G = \frac{V}{T} \cdot (0,465 \cdot p - 0,176 \cdot \varphi \cdot p_s). \quad (57)$$

1. Folgerung. Aus Gl. (56) folgt, daß $V \text{ m}^3$ feuchter Luft folgende Wasserdampfgewichte enthalten

$$\text{im ungesättigten Zustand:} \quad G_D = \frac{V}{T} \cdot 0,289 \cdot \varphi \cdot p_s,$$

$$\text{im gesättigten Zustand:} \quad G_{D,s} = \frac{V}{T} \cdot 0,289 \cdot p_s.$$

Letzteres ist der Höchstgehalt an Wasserdampf, der bei der betreffenden Temperatur überhaupt möglich ist. Definiert man den Begriff relative Feuchtigkeit durch den Quotienten tatsächliches Wasserdampfgewicht / Höchstwert am Wasserdampfgewicht, so erhalten wir

$$\text{relative Feuchtigkeit} = \frac{G_D}{G_{D,s}} = \frac{\varphi \cdot p_s}{p_s} = \varphi. \quad (58)$$

Dies zeigt, daß die Größe φ , also das Verhältnis Teildruck des Dampfes zu Sättigungsdruck, zugleich ein Maß der Feuchtigkeit ist.

2. Folgerung. Das spez. Gewicht γ_φ ergibt sich aus Gl. (57), indem wir in ihr V gleich „eins“ setzen. Es ist

$$\begin{aligned}\gamma_\varphi = G_{V=1} &= \frac{0,465 p - 0,176 \cdot \varphi \cdot p_s}{T}, \\ &= \frac{0,465 p}{T} - \frac{0,176 \cdot \varphi \cdot p_s}{T}, \\ \gamma_\varphi = \gamma_{\text{trock.}} &- 0,176 \cdot \varphi \cdot \frac{p_s}{T},\end{aligned}\quad (59)$$

d. h. feuchte Luft ist immer leichter als trockene Luft.

3. Die Einführung der Größe x .

Bei den meisten einschlägigen Aufgaben ändert sich im Laufe des zu untersuchenden Vorganges das Gewicht des Luftdampfgemisches infolge von Wasseraufnahme oder Wasserausscheidung, und es ändert sich sowohl das Volumen des Gemisches als auch das Volumen des Anteiles „trockene Luft“ infolge von Temperaturänderungen. Die einzige Größe, welche meist konstant bleibt, ist das Gewicht des Anteiles trockener Luft. Man wählt deshalb das Gewicht G der trockenen Luft als die Bezugsgröße. Damit gelangt man zu einer zweiten Bezeichnungsart des Feuchtigkeitsgrades, nämlich zu der Angabe

x kg Dampf auf 1 kg trockene Luft.

Im Gegensatz zur relativen Feuchtigkeit φ nennt man x die absolute Feuchtigkeit.

Unter Benutzung von Gl. (55) und Gl. (56) erhält man

$$x = \frac{G_D}{G_L} = \frac{0,289}{0,465} \cdot \frac{\varphi \cdot p_s}{p - \varphi \cdot p_s} = 0,622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_s}{p - \varphi \cdot p_s}.\quad (60)$$

Diese Gleichung gibt den Zusammenhang zwischen den beiden Arten x und φ der Feuchtigkeitsangabe. Für den Sättigungszustand ($\varphi = 1,00$ und $x = x_s$) folgt

$$x_s = 0,622 \cdot \frac{p_s}{p - p_s}.\quad (61)$$

Weitere Gleichungen ergeben sich durch Umkehrung der Gl. (60). Es ist:

$$\text{relative Feuchtigkeit:} \quad \varphi = \frac{p}{p_s} \cdot \frac{x}{0,622 + x},\quad (62)$$

$$\text{Teildruck des Dampfes:} \quad p_D = p \cdot \frac{x}{0,622 + x},\quad (63)$$

$$\text{Teildruck der Luft:} \quad p_L = p \cdot \frac{0,622}{0,622 + x}.\quad (64)$$

4. Wärmehalt feuchter Luft.

Der Wärmehalt von 1 kg trockener Luft errechnet sich nach der Gleichung

$$i_L = 0,24 t$$

und der Wärmehalt von 1 kg Wasserdampf nach der Gleichung

$$i_D = 595 + 0,46 t.$$

In diesen Gleichungen ist

0,24 die spez. Wärme der trockenen Luft,
0,46 die spez. Wärme des Wasserdampfes,
595 die Verdampfungswärme des Wassers bei 0° C.

Der Wärmehalt eines Gemisches, bestehend aus 1 kg trockener Luft und x kg Wasserdampf ist

$$i_{1+x} = 0,24 t + 0,46 x \cdot t + 595 x.\quad (65)$$

5. Das $i - x$ -Diagramm nach Mollier.

Die Bauart der letzten Gleichung läßt erkennen, daß sich in einem Schaubild die drei Linien $x = \text{konst.}$, $t = \text{konst.}$, $i = \text{konst.}$ durch Gerade darstellen lassen. Abb. 299 zeigt dieses Schaubild¹. Die senkrechten Geraden bedeuten gleichen

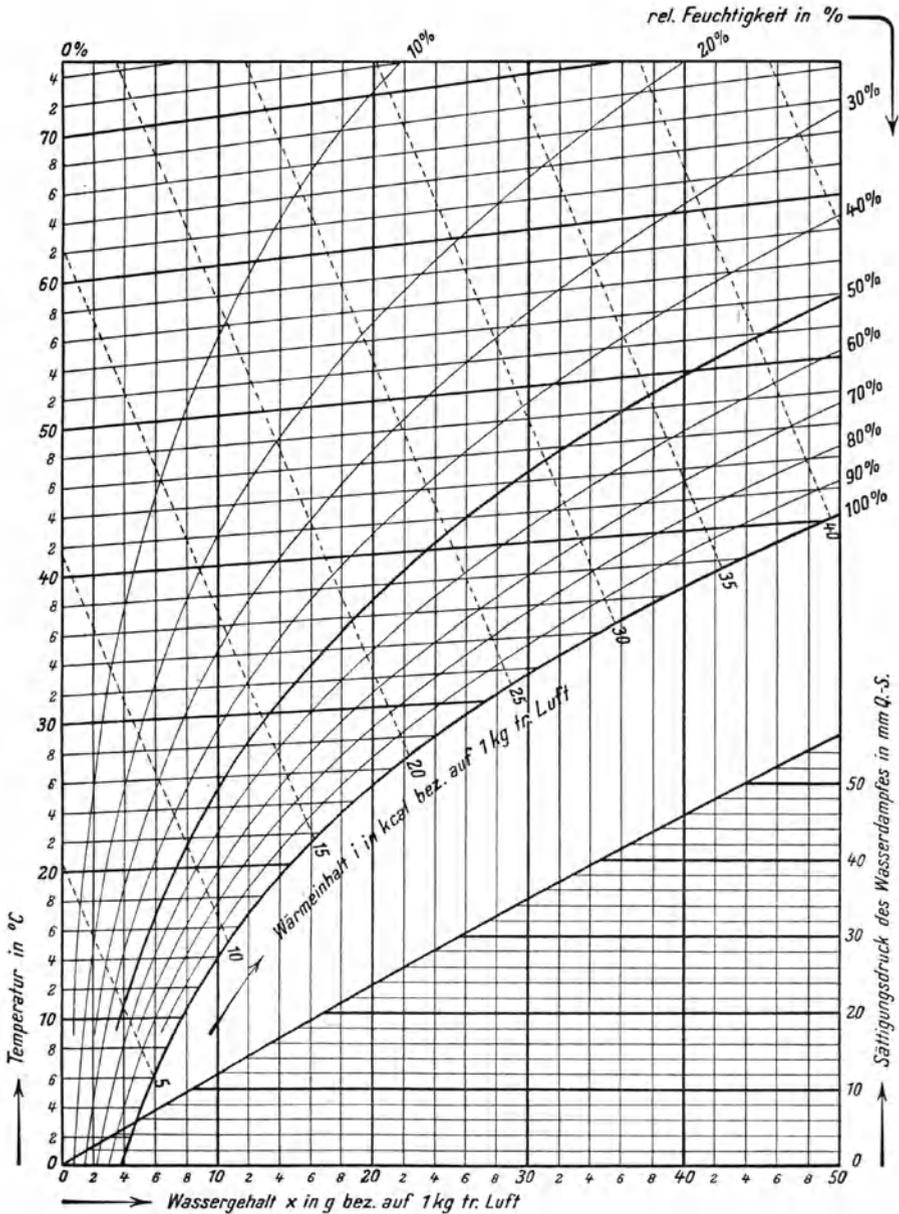


Abb. 299. $i - x$ -Bild für feuchte Luft.

¹ Mollier, R.: Ein neues Diagramm für Dampfluftgemische. Z. V. d. I. Bd. 67, S. 869—872. 1923. — Grubenmann, M.: Jx -Tafeln feuchter Luft. Berlin: Julius Springer 1926.

Wassergehalt x , die nahezu waagrechten Geraden gleiche Temperatur t und die schrägen Geraden von links oben nach rechts unten gleichen Wärmeinhalt i_{1+x} . Die eingetragenen Kurven sind Linien gleicher relativer Feuchtigkeit φ , und zwar für einen Druck $p = 760$ mm QS. Jeder Punkt des Schaubildes stellt einen bestimmten Zustand der Luft dar; so kann man z. B. ablesen, daß Luft von 10°C und 80 vH relativer Feuchtigkeit einen absoluten Feuchtigkeitsgehalt x von 6 g Wasserdampf je 1 kg Reinform und einen Wärmeinhalt i von etwa 6 kcal/1 kg Reinform aufweist.

Wird Luft von dieser Beschaffenheit in einer Erwärmungs- und Befeuchtungsanlage auf 30°C und 60 vH relative Feuchtigkeit gebracht, so steigt ihre absolute Feuchtigkeit auf 16 g und ihr Wärmeinhalt auf etwa 17 kcal. Man muß also in der Erwärmungs- und Befeuchtungsanlage je 1 kg trockene Luft, 10 g Wasser und 11 kcal Wärme zuführen.

Beispiel 19. Einem Versammlungsraum für 500 Personen sollen je Besucher stündlich 40 m^3 Luft von 28°C und 60 vH relative Feuchtigkeit zugeführt werden. Die Außenluft sei zu 8°C und 80 vH relativer Feuchtigkeit angenommen. Welche Wassermenge und welche Wärmemenge ist der Luft zuzuführen?

Das stündliche Luftvolumen ist $500 \cdot 40 = 20000\text{ m}^3$, und das stündliche Luftgewicht ist (γ zu 1,2 angenommen) gleich 24000 kg.

Aus dem Schaubild 299 lesen wir ab:

$$\begin{array}{l} \text{für die Fertiglufte:} \quad x_2 = 14,0 \quad \text{und} \quad i_2 = 15,3 \\ \text{,, ,, Außenluft:} \quad \underline{x_1 = 5,2 \quad \text{,,} \quad i_1 = 5,0} \\ \text{Unterschied:} \quad x_2 - x_1 = 8,8; \quad i_2 - i_1 = 10,3 \end{array}$$

Es sind also zuzuführen:

$$24 \cdot 8,8 = 210 \text{ kg Wasser und } 24000 \cdot 10,3 = 248000 \text{ kcal/h.}$$

Das Schaubild 299 läßt ferner erkennen, daß eine Erwärmung von Luft ohne Zufuhr von Wasser immer zu einer starken Verminderung der relativen Feuchtigkeit führt, also trockene Luft erzeugt. Folgendes Zahlenbeispiel läßt dies klar erkennen: Außenluft von 4°C und 80 vH hat nach Schaubild 299 einen Wassergehalt $x = 4,0$ g. Erwärmt man die Luft ohne Wasserzufuhr auf 30°C , so bleibt der Wassergehalt x unverändert, d. h. man muß im Schaubild auf der Linie $x = 4$ senkrecht nach oben gehen bis zum Schnitt mit der Temperaturlinie $t = 30^\circ\text{C}$; hier liest man den Wert $\varphi = 15$ vH. Man erhält also so trockene Luft, daß dies in den meisten Fällen aus hygienischen Gründen und wegen der Einwirkung auf die Einrichtungsgegenstände (bei Sammlungen auf die Kunstgegenstände) unzulässig ist.

Zahlentafel 19 im Anhang ist unter Benutzung der Mollierschen Gleichungen berechnet und gibt die Zustandswerte für gesättigte feuchte Luft zwischen -20 und $+100^\circ\text{C}$ an.

6. Die Verdunstung aus feuchten Oberflächen.

Ist ungesättigte Luft mit einer feuchten Oberfläche in Berührung, so nimmt die Luft Wasser auf. Diese Wasseraufnahme ist proportional dem Unterschied zwischen der Sättigungsspannung bei der Temperatur der nassen Oberfläche und dem Teildruck des Dampfes in der feuchten Luft. Zur Bestimmung dieser Größen dient das Schaubild in der rechten unteren Ecke der Abb. 299, wobei darauf aufmerksam gemacht sei, daß die schräge Linie keine Gerade, sondern eine sehr flache Kurve ist; sie ist das Abbild der Gl. (60).

Um den Teildruck des Dampfes bei einer feuchten Luft von 30°C und 15 vH zu ermitteln, suchen wir im oberen Schaubild den Schnittpunkt der Linien $t = 30^\circ\text{C}$ und $\varphi = 15$ vH, gehen senkrecht nach unten und lesen im unteren Schaubild ab $p_D = 4,8$ mm QS (rechte Teilung). Steht nun diese Luft mit einer feuchten Ober-

fläche von 24°C in Berührung, so haben wir noch den Sättigungsdruck für 24°C zu ermitteln. In gleicher Weise wie oben erhalten wir $p_s = 22\text{ mm QS}$.

Der Spannungsunterschied ist dann

$$p_s - p_D = 22 - 4,8 = 17,2\text{ mm QS.}$$

Wie sich dieser Spannungsunterschied bei gleicher Luftbeschaffenheit (30°C , 15 vH) mit steigender Temperatur der Wasseroberfläche ändern würde, zeigt nachstehende Übersicht.

	Temperatur der Wasseroberfläche					
	10°C	20°C	30°C	40°C	50°C	60°C
Sättigungsdruck über dem Wasser	9,0	17,5	32,0	55,0	92,5	149,5
Teildruck des Dampfes	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8	4,8
Sättigungsdefizit	4,2	12,7	27,2	50,2	87,7	144,7

Die Zusammenstellung zeigt, daß sehr trockene Luft selbst aus bedeutend kälteren Wasseroberflächen Wasser aufnehmen kann, wenn auch diese Wasseraufnahme aus kalten Oberflächen nur gering ist. Die Zusammenstellung zeigt aber auch, daß diese Wasseraufnahme mit steigender Wassertemperatur sehr stark wächst. Es besteht also die Möglichkeit, Befeuchtungsanlagen in ihrer Wirksamkeit durch Veränderung der Temperatur des Zusatzwassers zu regeln.

7. Anwendung auf Lüftungsaufgaben.

In stark überfüllten Sälen wird eine Verschlechterung der Luft unter anderem auch dadurch herbeigeführt, daß der Feuchtigkeitsgehalt der Raumluft infolge der Wasserdampfabgabe der Menschen sehr stark zunimmt. Nach den Ausführungen des vorhergehenden Absatzes ist aber bei warmer Luft mit hoher relativer Feuchtigkeit die Verdunstung auf der Haut des Menschen nur gering, so daß die Wärmeabgabe des menschlichen Körpers stark vermindert ist. Die Folgen sind Wärmestauung und Unbehagen. Bei überfüllten Räumen muß deshalb die eingeführte Luft sowohl kühler als auch trockener sein als die Saalluft. Die Erfüllung dieser Bedingung erfordert für den Winter und für den Sommer verschiedene Betriebsweise der Anlage, wie nachstehende zwei Beispiele zeigen:

Im Winter sei in einem vollbesetzten Saal durch die Wärmeabgabe der Insassen die Temperatur selbst bei abgestellter Heizung auf 25°C und die Feuchtigkeit durch die Wasserdampfabgabe auf 85 vH gestiegen. Es muß also dem Raum kühle Luft und zugleich trockene Luft zugeführt werden. Die einzuführende Luft darf nicht kälter als etwa 19°C sein, damit keine Zugbelästigungen auftreten. Entnimmt man nun aus dem Freien Luft von 4°C und 80 vH Feuchtigkeit und erwärmt diese in einem Heizapparat ohne Wasserzugabe auf 19°C , so erreicht sie nach Schaubild 299 eine relative Feuchtigkeit von 30 vH, ist also ziemlich trocken. Die Lüftungsanlage erfüllt somit die Aufgabe, dem Raum kühle und zugleich trockene Luft zuzuführen, in gleicher Weise.

Viel schwieriger ist die Aufgabe im Sommer, wie nachstehendes zweite Beispiel zeigt.

An einem sehr schwülen Sommertag mit 30°C Außentemperatur und 80 vH Feuchtigkeit sei ein überfülltes Lichtspielhaus zu lüften und zu kühlen. Die Temperatur im Inneren sei 26°C und die Feuchtigkeit 90 vH. Auch hier wird man nicht mit kälterer Luft als 20°C in den Saal eingehen dürfen. Als relative Feuchtigkeit der einzuführenden Luft soll 40 vH angestrebt werden. Das Schaubild 299 zeigt, daß die Außenluft auf einen Wassergehalt $x = 6$ gebracht werden muß, ehe sie in

den Saal eingeführt wird. Da die Anwendung chemischer Mittel praktisch schlecht durchführbar ist, wird die Trocknung der Luft durch Unterkühlung ausgeführt. Im Schaubild 299 ist der Zustand der Außenluft durch den Schnittpunkt der Temperaturlinie 30°C und der Feuchtigkeitslinie 80 vH dargestellt. Kühlt man nun diese Luft ab, so wandert im Schaubild der Zustandspunkt senkrecht nach unten, bis er auf die Sättigungslinie trifft. Nun beginnt die Wasserausscheidung aus der Luft, und der Zustandspunkt wandert nun auf der Sättigungslinie weiter nach links unten. Diese Kühlung muß so lange weitergeführt werden, bis der Zustandspunkt die Linie $x = 6$ erreicht. Die zugehörige Temperatur lesen wir zu $+6^{\circ}\text{C}$ ab. Die Luft muß nachträglich wieder auf 20°C erwärmt werden, damit sie ohne Belästigung in den Saal eingeführt werden kann. Das Schaubild 299 läßt ohne weiteres auch ablesen, daß in der Kühlanlage pro Kilogramm Luft $20,2 - 5,0 = 15,2$ kcal entzogen werden und im Nachwärmeheizkörper $8,0 - 5,0 = 3,0$ kcal wieder zugeführt werden müssen.

Die Forderung, daß die Zusatzluft bei 20°C eine Feuchtigkeit von 40 vH haben soll, macht eine Unterkühlung auf $+6^{\circ}\text{C}$ notwendig. Da in den meisten Städten das Grundwasser und das Leitungswasser im Sommer wärmer als 8 bis 10°C ist, läßt sich eine Trocknung der Luft in diesem Ausmaße nur mit Hilfe von Kältemaschinen erreichen.

Dritter Teil.

Zahlentafeln.

Zahlentafel 1.

Annahme der Temperaturen für unbeheizte Räume.

Zugrunde gelegte Außentemperatur	- 10° C	- 15° C	- 20° C
Ungeheizte oder nicht täglich geheizte, abgeschlossene Räume mit Ausnahme der direkt unter der Dachfläche liegenden	+ 7°	+ 5	+ 2°
Ungeheizte oder nicht täglich geheizte Räume, direkt unter der Dachfläche liegend:			
mit doppelter Dachschalung oder beliebiger Dachbauart von $k < 1,4$	+ 5°	0°	- 3°
mit einfacher Dachschalung	0°	- 5°	- 10°
ohne Dachschalung, mit Fugendichtung	0°	- 5°	- 10°
mit Glas- oder Metaldach	- 5°	- 10°	- 15°
ohne Dachschalung, ohne Fugendichtung	- 5°	- 10°	- 15°
Ungeheizte, von beheizten Räumen umgebene Räume ohne Außenflächen	+ 10°	+ 10°	+ 10°
Ungeheizte, oft von der Außenluft bestrichene Räume, wie Vorflure, abgeschlossene Durchfahrten, Treppenhäuser usw.	+ 5°	0°	- 3°
Ungeheizte Kellerräume	+ 7°	+ 5°	+ 2°
Temperatur des Erdreiches unter dem Kellerfußboden	+ 7°	+ 7°	+ 7°
Temperatur des an die Außenwände anliegenden Erdreiches unter der Erdoberfläche im Mittel	0°	0°	0°
Temperatur angebauter Nachbarhäuser im Mittel ¹			
a) bei Einzelheizung	+ 5°	+ 5°	+ 5°
b) bei Zentralheizung	+ 10°	+ 10°	+ 10°
Kesselräume	+ 20°	+ 20°	+ 20°

¹ Die Grenzmauer ist dabei in voller Stärke, also gegebenenfalls als Summe der Wandstärken beider Giebelwände anzunehmen.

Zahlentafel 2.

Wärmeübergangszahlen.

In geschlossenen Räumen:	
Wandflächen, Fußboden und Decken bei Wärmeübergang von unten nach oben	$\alpha = 7 \left \frac{1}{\alpha} = 0,14 \right.$
Fußboden und Decken bei Wärmeübergang von oben nach unten	$\alpha = 5 \left \frac{1}{\alpha} = 0,20 \right.$
Im Freien	$\alpha = 20 \left \frac{1}{\alpha} = 0,05 \right.$

Zahlentafel 3.

Mittlere Wärmeleit Zahlen von Baustoffen¹.

Material	λ in kcal m h °C
Asbestschiefer	0,19
Beton:	
Eisenbeton	1,3
Kiesbeton (Raumgewicht etwa 2200 kg/m ³)	1,1
Schlackenbetonsteinmauerwerk	0,60
Schlackenbeton gestampft (Raumgewicht etwa 1250 kg/m ³) als Außenwand	0,60
desgl. hinter äußerer Kiesbetonschicht	0,50
desgl. als Innenwand	0,50
Bimsbetonsteinmauerwerk	0,45
Bimsbeton oder Leichtbeton gestampft (Raumgewicht etwa 800 kg/m ³) als Außenwand	0,40
desgl. hinter äußerer Kiesbetonschicht	0,30
desgl. als Innenwand	0,30
Bimsbetondielen	0,30
Fliesen und Kacheln	0,90
Gipsdielen:	
als innere Wandverkleidung	0,25
als Dachverkleidung	0,30
Glas:	
Fensterglas	0,65
Holz:	
vor Feuchtigkeitswirkungen geschützt	0,12
dem Regenfall ausgesetzt (an Außenflächen)	0,18
bei mehrschichtigen Bauweisen, wo nur die äußerste Schicht dem Regenfall ausgesetzt, im Mittel	0,15
Holzzement, Steinholz	0,15
Hobelspäne als Füllstoff in geschlossenen Hohlräumen	0,10
Sägemehl	0,07
Isolierdielen und -platten:	
Tektonisolierdielen, Heraklitplatten, Kunststoffstein, gebrannte Kieselgursteine usw. etwa	0,12
Kalksandstein:	
als Außenwand	0,9
als Innenwand	0,8
Kork:	
als Korksteinplatten, Raumgewicht < 250 kg/m ³	0,04
" " " 250 bis 400 kg/m ³	0,05 bis 0,06
Lehm:	
gestampft als Außenwand	0,8
gestampft in Innenräumen	0,5
Lehmwickel auf Holzstaken	0,4
Linoleum:	
als Fußbodenbelag	0,16

¹ Vollständige Zusammenstellung aller vorliegenden Meßergebnisse von Wärmeleit Zahlen mit Literaturverzeichnis vgl. E. Schmidt: Die Wärmeleit Zahlen von Stoffen auf Grund von Meßergebnissen. Mitt. a. d. Forschungsheim f. Wärmeschutz 1924, Heft 5.

Zahlentafel 3 (Fortsetzung).**Mittlere Wärmeleitzahlen von Baustoffen.**

Material	λ in kcal m h °C
Metalle:	
Gußeisen	45
Schmiedeeisen (0,1 bis 1,5 vH C)	30 bis 45
Natursteine:	
dichte Gesteine (Granit, Basalt, Dolomitkalk, Marmor usw.), Raumgewicht > 2600 kg/m ³	2,5
porige Gesteine (Sandstein, weicher oder sandiger Kalkstein)	1,5
Pappe:	
Dachpappe	0,12
Pappe als Wandbelag	0,06
Putz:	
gewöhnlicher Kalkputz an Außenflächen	0,75
desgl. an Innenflächen	0,60
auf Putzträger (Holzstabgewebe usw.) an Außenflächen	0,60
desgl. an Innenflächen	0,40
Sand:	
gewachsene Erde oder dem Regen ausgesetzte Kies- oder Sandschüttung	2,0
trockene Sandschüttung in Decken	0,5
Schiefer	1,20
Schlacke:	
Schlackenschüttung in Hohlräumen, Decken usw.	0,16
Torf:	
kernimprägnierte Torfleichtplatten, Raumgewicht < 250 kg/m ³	0,04
Torfplatten, Raumgewicht 250 bis 400 kg/m ³	0,05 bis 0,06
Torfmüll, wasserabweisend imprägniert	0,03 „ 0,04
Torfmüll, gewöhnlich	0,06 „ 0,08
Zement: abgebunden	0,80
Ziegel:	
Ziegelsteinmauerwerk als Außenwand	0,75
desgl. mit wasserdichter Außenhaut (Ziegelbehang, Blechverkleidung usw.)	0,66
desgl. als Innenwand	0,60

Zahlentafel 4.**Wärmeleitwiderstände $\frac{1}{\lambda}$ von Luftschichten.**

Die Zahlen sind mittlere Werte und vernachlässigen die Einflüsse der Temperatur und der Oberflächenbeschaffenheit, weil die Ungenauigkeiten der Schichtdicke in der Praxis viel größere Abweichungen hervorrufen. Der Wärmefluß durch die aus Festigkeitsgründen erforderlichen Überbrückungen der Hohlräume ist nicht eingerechnet und muß besonders ermittelt werden.

	Dicke der Luftschicht				
	1 cm	2 cm	5 cm	10 cm	15 cm
Für alle senkrechten Luftschichten und für waagrechte Luftschichten mit Wärmestrom von unten nach oben	0,14	0,17	0,19	0,21	0,22
Für waagrechte Luftschichten mit Wärmestrom von oben nach unten	0,17	0,20	0,21	0,23	0,24

k-Werte für Normalwände.**Zahlentafel 5/I.**

(Auszug aus den „Regeln für die Berechnung des Wärmebedarfs und . . . usw.“ des V. d. C.-I.)

Bauart	Wandstärke des Mauerwerks in m ohne Putz						
	0,12	0,25	0,38	0,51	0,64	0,77	0,90
Ziegelsteine:							
einseitig verputzt, Außenwand	2,6	1,8	1,38	1,11	0,93	0,80	0,70
beiderseits verputzt, Außenwand	2,5	1,7	1,34	1,09	0,91	0,79	0,69
„ „ Innenwand	1,9	1,33	1,04	0,85	0,71	0,62	0,55
Schlackenbetonsteine:							
beiderseits verputzt, Außenwand	2,3	1,5	1,15	0,92	0,76	0,66	0,58
„ „ Innenwand	1,9	1,33	1,04	0,85	0,71	0,62	0,55
Bimsbetonsteine, Schwemmsteine:							
beiderseits verputzt, Außenwand	2,0	1,25	0,93	0,73	0,60	—	—
„ „ Innenwand	1,7	1,12	0,85	0,68	0,57	—	—
Kalksandsteine:							
einseitig verputzt, Außenwand	2,9	2,0	1,6	1,27	1,08	0,93	0,82
beiderseits verputzt, Außenwand	2,7	1,9	1,5	1,23	1,05	0,91	0,81
„ „ Innenwand	2,1	1,6	1,24	1,03	0,89	0,78	0,69
Porige Gesteine: Sandstein, weicher oder sandiger Kalkstein usw. (Raumgewicht < 2600 kg/m³):							
	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90
einseitig verputzt, Außenwand	2,4	2,0	1,8	1,6	1,45	1,33	1,22
beiderseits verputzt, Außenwand	2,3	2,0	1,8	1,6	1,41	1,30	1,19
„ „ Innenwand	1,9	1,7	1,5	1,37	1,25	1,16	1,08
Dichte Gesteine: Dolomitsandstein, Marmor, Granit, Basalt usw. (Raumgewicht > 2600 kg/m³):							
einseitig verputzt, Außenwand	2,9	2,6	2,4	2,2	2,0	1,9	1,7
beiderseits verputzt, Außenwand	2,8	2,5	2,3	2,1	1,9	1,8	1,7
„ „ Innenwand	2,2	2,0	1,9	1,8	1,6	1,5	1,45
Kiesbeton:	0,05	0,10	0,15	0,20	0,30	0,40	0,50
unverputzt, Außenwand	4,2	3,6	3,1	2,7	2,2	1,8	1,6
„ „ Innenwand	3,1	2,7	2,4	2,2	1,8	1,6	1,36
beiderseits verputzt, Außenwand	3,5	3,0	2,7	2,4	2,0	1,7	1,44
„ „ Innenwand	2,7	2,4	2,2	2,0	1,7	1,44	1,27

k-Werte für Isolierwände.**Zahlentafel 5/II.**

(Auszug aus den „Regeln für die Berechnung des Wärmebedarfs und . . . usw.“ des V. d. C.-I.)

Bauart	Wandstärke des Mauerwerks in m ohne Putz, Luftschicht, Verkleidung, Isolierung						
	0,12	0,25	0,38	0,51	0,64	0,77	0,90
Ziegelsteinmauerwerk:							
beiderseits verputzt, mit einer Luftschicht ¹ von 5 bis 12 cm Dicke	—	1,38	1,11	0,93	0,81	0,70	0,63
mit unter Putz verlegter Isolierung aus Kork- oder kernimprägnierten Torfleichtplatten an der Innenseite							
von 2 cm Stärke	1,11	0,93	0,80	0,70	0,63	0,57	0,52
3 „ „	0,87	0,76	0,67	0,60	0,54	0,50	0,46
4 „ „	0,71	0,64	0,57	0,52	0,48	0,44	0,41
5 „ „	0,61	0,55	0,50	0,46	0,43	0,40	0,37
10 „ „	0,34	0,33	0,31	0,29	0,28	0,27	0,25

¹ Dabei ist vorausgesetzt, daß die Luftschichten abgeschlossen, also weder mit der Außenluft noch mit dem Inneren der beheizten Räume verbunden sind.

Zahlentafel 5/III.**k-Werte für Dächer.**

(Auszug aus den „Regeln für die Berechnung des Wärmebedarfs und . . . usw.“ des V. d. C.-I.)

Bauart	k
Einfache, unverschaltete Dächer:	
Ziegel, Wellblech, Zink- oder Kupferblech auf Latten ohne Schalung und Fugendichtung	10
Ziegel auf Latten mit gedichteten Fugen	5
Einfache Schalung nur auf Sparrenoberseite:	
Einfache dichte Holzschalung auf Sparrenoberseite (Nut und Feder oder Stülp- schalung) von 2,5 cm Stärke	
a) mit einfachem Belag aus Dachpappe, Zink- oder Kupferblech, Schiefer . .	2,1
b) mit Ziegeln oder Wellblech ohne Fugendichtung auf Latten	2,4
c) dieselben Bauweisen, aber mit Isolierschicht aus Kork- oder kernimprägnierten Torfleichtplatten, welche entweder auf der Außenseite der Schalung unter Betonestrich oder auf ihrer Innenseite unter Putz verlegt sind, bei Stärke der Isolierplatten von 2 cm	1,00
3 „	0,80
4 „	0,67
5 „	0,57
Einfache Schalung nur auf Sparrenunterseite:	
Dachhaut aus Ziegeln, Blech, Wellblech usw. mit ungedichteten Fugen, Schalung aus 2,5 cm starken Brettern mit dichten Fugen (Nut und Feder oder Stülp- schalung) auf Sparrenunterseite	2,6
gleiche Ausführung, aber Raum zwischen den Sparren ausgelegt mit:	
Lehmwickeln 6,0 cm stark	1,83
Ziegelsteinschicht 6,5 „ „	1,94
„ „ „ „ 12,0 „ „	1,67
Schlackenbetonsteinschicht 12,0 „ „	1,43
Bimsbetonsteinschicht 12,0 „ „	1,25

Zahlentafel 5/IV.**k-Werte für Decken- und Fußbodenkonstruktionen.**

(Auszug aus den „Regeln für die Berechnung des Wärmebedarfs und . . . usw.“ des V. d. C.-I.)

Bauart	Wenn der darüber liegende Raum	
	kälter ist	wärmer ist
Einfache Holzbalkendecken:		
Balkenlage mit einfacher Holzdielung mit dichten Fugen (z. B. Nut und Feder) bei . .		
2,5 cm Bretterstärke	2,1	1,7
3,5 „ „	1,8	1,45
6 „ „ „ (doppelte Bretterlage)	1,28	1,11
Holzbalkendecken mit Einschub, etwa 26 cm Balkenhöhe, mit Füllbrettern in halber Balkenhöhe auf angenagelten Latten und 10 cm starker Schüttung aus		
Lehm oder Sand	0,77	0,67
Schlacken	0,58	0,53
Eisenbetondecken, ohne Belag, mit Zementglattstrich:		
7,5 cm stark	3,0	2,2
10 „ „	2,8	2,1
15 „ „	2,4	1,9
20 „ „	2,2	1,8
mit Belag: 10 „ „ Betonstärke und 3 mm Linoleumbelag . .	2,6	2,0
mit Holzdielung von 3,5 cm Stärke auf Lagerhölzern bei etwa 10 cm Höhe des Luftraumes zwischen den Lagerhölzern . . .	1,18	1,01

Zahlentafel 7 (Fortsetzung).

Wärmedurchgangszahlen für Heizkörper.

Art der Heizkörper	W. W. H.	N. D. H.
	k	k
b) Leicht-Radiatoren und schmiedeeiserne Radiatoren:		
Tiefe unter 110 mm		
Bis 500 mm Nabenabstand	7,3	8,4
„ 600 „ „	7,2	8,3
„ 700 „ „	7,1	8,2
„ 900 „ „	6,9	8,0
Tiefe von 110—180 mm		
Bis 500 mm Nabenabstand	6,8	7,9
„ 600 „ „	6,7	7,8
„ 700 „ „	6,6	7,7
„ 900 „ „	6,4	7,5
Tiefe von 180—250 mm		
Bis 500 mm Nabenabstand	6,7	7,8
„ 600 „ „	6,6	7,7
„ 700 „ „	6,5	7,6
„ 900 „ „	6,3	7,4
Tiefe über 250 mm		
Bis 500 mm Nabenabstand	6,6	7,7
„ 600 „ „	6,5	7,6
„ 700 „ „	6,4	7,5
„ 900 „ „	6,2	7,3
Rippenöfen (Elemente)	4,0	4,5
Rippenrohrstränge	4,5	5,5
Glatte Rohrschlangen bis 33 mm äuß. Durchm.	10,8	12,5
„ „ über 33 mm äuß. Durchm.	8,5	11,0
c) Rohrheizkörper		
waagerechte Einzelrohre		
30 ÷ 49,9 mm Ø	11,6	12,6
50 ÷ 69,9 mm Ø	11,1	12,0
70 ÷ 100 mm Ø	10,6	11,5
mehrere waagerechte Rohre übereinander		
30 ÷ 49,9 mm Ø	9,3	10,1
50 ÷ 69,9 mm Ø	8,9	9,6
70 ÷ 100 mm Ø	8,5	9,2
Rippenrohrstränge		
einzel	5,0	5,5
mehrfach übereinander	4,5	4,9
Rippenöfen	4,0	4,5

Zahlentafel 8.

Angaben über die Rohre der Heizungstechnik unter Verwendung der DIN-Normen 2441 und 2449.

Rohrart	Nennweite		Außen- durch- messer	Wand- stärke	Innen- durch- messer	Gewicht	Inhalt	Außen- fläche
	Zoll	mm						
			mm	mm	mm	kg/m	dm ³ /m	m ² /m
Verstärktes Gewinderohr	$\frac{3}{8}$	10	16,75	2,75	11,25	0,95	0,10	0,0526
	$\frac{1}{2}$	13	21,75	3,25	14,75	1,44	0,17	0,0683
	$\frac{3}{4}$	20	26,75	3,5	19,75	2,01	0,31	0,0840
	1	25	33,5	4	25,5	2,91	0,51	0,105
	$1\frac{1}{4}$	32	42,25	4	34,25	3,77	0,92	0,133
	$1\frac{1}{2}$	40	48,25	4,25	39,75	4,61	1,24	0,151
	2	50	60	4,5	51	6,16	2,04	0,188
	—	50	57	2,75	51,5	3,68	2,08	0,179
	—	—	(63) ¹	3	(57)	4,45	2,55	0,198
	—	60	70	3	64	4,96	3,22	0,220
—	70	76	3	70	5,40	3,85	0,239	
—	—	(83)	3,25	(76,5)	6,35	4,54	0,261	
—	80	89	3,25	82,5	6,87	5,35	0,279	
—	—	(95)	3,5	(88)	7,30	6,08	0,298	
—	90	102	3,75	94,5	9,09	7,01	0,320	
—	100	108	3,75	100,5	9,64	7,93	0,339	
—	—	(114)	4	(106)	10,10	8,84	0,358	
—	110	121	4	113	11,5	10,0	0,380	
—	120	127	4	119	12,1	11,1	0,399	
Nahtloses Rohr	—	125	133	4	125	12,7	12,3	0,417
	—	130	140	4,5	131	15,0	13,5	0,439
	—	140	152	4,5	143	16,4	16,1	0,477
	—	150	159	4,5	150	17,2	17,7	0,499
	—	160	171	4,5	162	18,5	20,6	0,537
	—	175	191	5,5	180	25,2	25,4	0,599
	—	200	216	6,5	203	33,6	32,4	0,678
	—	225	241	6,5	228	37,6	40,9	0,756
	—	250	267	7	253	44,9	50,3	0,838
	—	275	292	7,5	277	52,6	60,3	0,916
	—	300	318	8	302	61,2	71,6	0,998
	—	325	343	8	327	66,1	84,0	1,076
	—	350	368	8	352	71,0	97,4	1,155
	—	375	394	9	376	85,5	111,0	1,237
	—	400	419	10	399	101	125,0	1,315

¹ Die eingeklammerten Rohre sind nicht in die Normenblätter aufgenommen worden, sie sind an dieser Stelle nur aufgeführt, weil sie in der Heizungsindustrie noch vielfach Verwendung finden.

Zahlentafel 9/I.

Wärmedurchgangszahlen k und Widerstände von Heizkörpern bei Anwendung größerer Luftgeschwindigkeiten.

Luftröhrenkessel — k -Werte für Dampf.

<p>k-Werte, abhängig von der Luftgeschwindigkeit in den Röhren. Mittlere Lufttemperatur 0°C, gewöhnlicher Barometerstand. Heizmittel: Dampf von 1 bis 5 ata.</p>								
Luftgeschwindigkeit w in m/s	Innerer Rohrdurchmesser d in m							
	0,0215	0,0335	0,0460	0,0575	0,0700	0,0825	0,0945	0,1190
	Abstand der Rohre in m							
	0,045	0,060	0,078	0,094	0,110	0,125	0,140	0,175
1,0	7,1	6,6	6,3	6,1	5,9	5,7	5,6	5,4
1,5	9,8	9,1	8,7	8,4	8,1	7,9	7,7	7,4
2,0	12,3	11,4	10,9	10,5	10,2	9,9	9,7	9,3
2,5	14,6	13,6	13,0	12,5	12,1	11,8	11,6	11,1
3,0	16,9	15,8	15,0	14,4	14,0	13,6	13,3	12,9
3,5	19,1	17,8	16,9	16,3	15,8	15,4	15,1	14,5
4,0	21,2	19,8	18,8	18,1	17,6	17,1	16,8	16,1
4,5	23,3	21,7	20,6	19,9	19,3	18,8	18,4	17,7
5,0	25,3	23,6	22,4	21,6	21,0	20,4	20,0	19,2
6,0	29,2	27,2	25,9	25,0	24,2	23,6	23,1	22,2
7,0	33,0	30,8	29,2	28,2	27,3	26,6	26,1	25,1
8,0	36,7	34,2	32,5	31,4	30,4	29,6	29,0	27,9
9,0	40,3	37,5	35,6	34,4	33,3	32,5	31,8	30,6
10,0	43,8	40,8	38,8	37,4	36,2	35,3	34,6	33,2
11,0	47,2	44,0	41,8	40,4	39,1	38,1	37,3	35,9
12,0	50,6	47,1	44,8	43,2	41,8	40,8	39,9	38,4
13,0	53,9	50,2	47,7	46,0	44,6	43,4	42,5	41,0
14,0	57,2	53,3	50,6	48,8	47,3	46,1	45,1	43,5
15,0	60,4	56,2	53,4	51,6	50,0	48,7	47,6	45,9
17,0	66,6	62,0	58,9	56,9	55,1	53,7	52,5	50,6
20,0	75,7	70,5	67,0	64,7	62,7	61,1	59,8	57,6
25,0	90,3	84,1	80,0	77,2	74,8	72,8	71,3	68,7
30,0	104,3	97,1	92,3	89,1	86,3	84,0	82,3	79,3

Die Werte der Zahlentafel sind bei einer mittleren Lufttemperatur von:

10° C mit 0,97	} zu multiplizieren.
20° C „ 0,95	
30° C „ 0,92	
40° C „ 0,90	
50° C „ 0,88	

Zahlentafel 9/II.

Luftröhrenkessel — k -Werte für Wasser.

k -Werte abhängig von der Luftgeschwindigkeit in den Röhren. Mittlere Lufttemperatur 0°C , gewöhnlicher Barometerstand. Heizmittel: Warmwasser von 80°C mittlerer Temperatur.												
Luft- geschwin- digkeit w in m/s	Innerer Rohrdurchmesser d in m											
	0,0335				0,0575				0,0825			
	Wassergeschwindigkeit in m/s											
	0,005	0,01	0,03	2,0	0,005	0,01	0,03	2,0	0,005	0,01	0,03	2,0
1,0	6,3	6,5	6,5	6,6	5,8	5,9	6,0	6,1	5,5	5,6	5,7	5,7
1,5	8,7	8,8	9,0	9,1	7,9	8,1	8,3	8,4	7,6	7,8	7,9	7,9
2,0	10,6	11,0	11,2	11,4	9,8	10,1	10,3	10,5	9,3	9,5	9,8	9,9
2,5	12,5	13,0	13,3	13,6	11,6	11,2	12,3	12,5	10,9	11,3	11,6	11,8
3,0	14,4	15,0	15,5	15,8	13,2	13,7	14,1	14,4	12,4	12,9	13,5	13,6
3,5	15,9	16,7	17,3	17,8	14,7	15,3	15,9	16,3	14,0	14,6	15,0	15,4
4,0	17,5	18,4	19,2	19,8	16,2	16,9	17,6	18,1	15,4	16,1	16,5	17,1
4,5	19,0	20,0	21,0	21,7	17,6	18,5	19,3	19,9	16,7	17,6	18,3	18,8
5,0	20,4	21,7	22,7	23,6	18,9	20,0	20,9	21,6	18,0	19,0	19,8	20,4
6,0	23,1	24,7	26,1	27,2	21,5	22,9	24,0	25,0	20,6	21,7	22,7	23,6
7,0	25,6	27,6	29,3	30,8	23,7	25,4	26,9	28,2	22,7	24,2	25,6	26,6
8,0	28,0	30,2	32,4	34,2	26,1	28,1	30,0	31,4	24,8	26,6	28,3	29,6
9,0	30,1	32,8	35,4	37,5	28,1	30,5	32,6	34,4	26,8	29,8	30,9	32,5
10,0	32,2	35,4	38,3	40,8	30,1	32,8	35,3	37,4	28,7	31,2	33,5	35,3
11,0	34,2	37,8	41,2	44,0	32,0	35,1	38,0	40,4	30,5	33,3	36,0	38,1
12,0	36,1	40,1	43,9	47,1	33,7	37,2	40,4	43,2	32,2	35,4	38,4	40,8
13,0	37,8	42,2	46,5	50,2	35,4	39,2	42,9	46,0	33,8	37,3	40,6	43,4
14,0	39,5	44,4	49,1	53,3	37,0	41,2	45,3	48,8	35,4	39,3	43,0	46,1
15,0	41,1	46,4	51,6	56,2	38,6	43,2	47,7	51,6	36,9	41,1	45,2	48,7
17,0	44,1	50,2	56,5	62,0	41,5	46,9	52,2	56,9	39,7	44,7	49,5	53,7
20,0	48,3	55,7	63,5	70,5	45,5	52,0	58,7	64,7	43,6	49,7	55,7	61,1
25,0	54,2	63,9	74,2	84,1	51,3	59,8	68,8	77,2	49,3	57,1	65,2	72,8
30,0	59,4	71,1	84,1	97,1	56,3	66,8	78,1	89,1	54,2	63,9	74,2	84,0

Die Werte der Zahlentafel sind bei einer mittleren Lufttemperatur von:

10°C mit 0,97	}	zu multiplizieren.
20°C „ 0,95		
30°C „ 0,92		
40°C „ 0,90		
50°C „ 0,88		

Zahlentafel 9/III.

Luftröhrenkessel — Widerstandswerte.

Widerstandswerte, abhängig von der Luftgeschwindigkeit in den Röhren.
Mittlere Lufttemperatur 0° C, gewöhnlicher Barometerstand.

Luftgeschwindigkeit w in m/s	Innerer Rohrdurchmesser in m												Z'
	0,0215		0,0335		0,0460		0,0575		0,0700		0,0825		
	R	Z	R	Z	R	Z	R	Z	R	Z	R	Z	
1,0	0,152	0,0197	0,093	0,046	0,058	0,049	0,0436	0,053	0,034	0,056	0,0276	0,050	0,020
1,5	0,322	0,0440	0,183	0,104	0,123	0,111	0,0925	0,119	0,072	0,126	0,0584	0,133	0,044
2,0	0,548	0,0785	0,313	0,183	0,209	0,197	0,158	0,210	0,123	0,223	0,0995	0,236	0,079
2,5	0,829	0,123	0,472	0,287	0,316	0,308	0,238	0,328	0,186	0,349	0,151	0,369	0,123
3,0	1,16	0,177	0,662	0,414	0,443	0,443	0,334	0,473	0,260	0,502	0,211	0,532	0,178
3,5	1,54	0,241	0,880	0,563	0,590	0,602	0,444	0,643	0,347	0,683	0,281	0,723	0,241
4,0	2,17	0,315	1,23	0,735	0,820	0,788	0,617	0,840	0,482	0,892	0,390	0,945	0,315
4,5	2,46	0,339	1,40	0,903	0,940	0,998	0,707	1,06	0,552	1,13	0,447	1,20	0,394
5,0	2,99	0,492	1,71	1,15	1,14	1,23	0,850	1,31	0,671	1,39	0,543	1,48	0,492
6,0	4,20	0,708	2,39	1,65	1,60	1,77	1,21	1,89	0,941	2,01	0,762	2,12	0,708
7,0	5,58	0,966	3,18	2,25	2,13	2,42	1,60	2,58	1,25	2,74	1,01	2,90	0,966
8,0	7,15	1,26	4,07	2,96	2,73	3,15	2,05	3,36	1,60	3,57	1,30	3,78	1,26
9,0	8,89	1,60	5,06	3,72	3,39	3,99	2,55	4,26	1,99	4,52	1,62	4,79	1,60
10,0	10,8	1,97	6,16	4,60	4,12	4,92	3,11	5,25	2,42	5,58	1,96	5,81	1,97
11,0	12,9	2,38	7,35	5,55	4,92	5,95	3,70	6,35	2,89	6,75	2,34	7,17	2,38
12,0	15,1	2,84	8,63	6,62	5,78	7,09	4,35	7,56	3,39	8,03	2,75	8,50	2,84
13,0	17,6	3,33	10,0	7,77	6,70	8,32	5,04	8,88	3,94	9,43	3,19	9,98	3,33
14,0	20,1	3,86	11,5	9,00	7,68	9,65	5,78	10,3	4,51	10,9	3,65	11,6	3,87
15,0	22,9	4,43	13,0	10,3	8,73	11,1	6,57	11,8	5,13	12,6	4,16	13,3	4,44
17,0	28,8	5,69	16,5	13,3	11,0	14,2	8,29	15,2	6,47	16,1	5,24	17,1	5,7
20,0	39,0	7,88	22,2	18,4	14,9	19,7	11,2	21,0	8,74	22,3	7,08	23,6	7,8
25,0	59,0	12,3	33,8	28,7	22,5	30,8	16,9	32,8	13,2	34,9	10,7	36,9	12,3
30,0	82,5	17,7	47,1	41,4	31,5	44,3	23,7	47,2	18,5	50,2	15,0	53,2	17,8

R = Druckgefälle in mm WS/r m.

Z = Druckverlust durch die Widerstände beim Luftein- und -austritt, falls hinter dem Kessel eine Rohrleitung angeschlossen ist, in mm WS.

Ist hinter dem Kessel keine Rohrleitung angeschlossen, so sind die Werte von Z um die bezüglichen Werte von Z' (mm WS) zu vergrößern.

Die Werte der Zahlentafel sind bei einer mittleren Lufttemperatur von:

10° C mit 0,96	} zu multiplizieren.	40° C mit 0,87
20° C „ 0,93		50° C „ 0,84
30° C „ 0,90		

Zahlentafel 10.

Auftriebswerte in mm WS bei Temperaturen des Wassers im Steigstrang von 95, 90, 85 und 80°C und Temperaturen im Fallstrang von 95 bis 50°C. (Bezogen auf 1 m lotrechtes Rohr.)

Auftriebswerte in mm WS bei einer Temperatur im					Auftriebswerte in mm WS bei einer Temperatur im				
Fallstrang von	Steigstrang von				Fallstrang von	Steigstrang von			
	95	90	85	80		95	90	85	80
94,9	0,07	—	—	—	89,9	3,49	0,07	—	—
94,8	0,14	—	—	—	89,8	3,56	0,14	—	—
94,7	0,20	—	—	—	89,7	3,62	0,20	—	—
94,6	0,28	—	—	—	89,6	3,69	0,27	—	—
94,5	0,35	—	—	—	89,5	3,76	0,34	—	—
94,4	0,42	—	—	—	89,4	3,83	0,41	—	—
94,3	0,48	—	—	—	89,3	3,90	0,48	—	—
94,2	0,55	—	—	—	89,2	3,96	0,54	—	—
94,1	0,62	—	—	—	89,1	4,03	0,61	—	—
94,0	0,69	—	—	—	89,0	4,09	0,67	—	—
93,9	0,76	—	—	—	88,9	4,16	0,74	—	—
93,8	0,83	—	—	—	88,8	4,22	0,80	—	—
93,7	0,90	—	—	—	88,7	4,29	0,87	—	—
93,6	0,97	—	—	—	88,6	4,36	0,94	—	—
93,5	1,04	—	—	—	88,5	4,43	1,01	—	—
93,4	1,11	—	—	—	88,4	4,49	1,07	—	—
93,3	1,18	—	—	—	88,3	4,56	1,14	—	—
93,2	1,24	—	—	—	88,2	4,63	1,21	—	—
93,1	1,31	—	—	—	88,1	4,70	1,28	—	—
93,0	1,38	—	—	—	88,0	4,76	1,34	—	—
92,9	1,45	—	—	—	87,9	4,83	1,41	—	—
92,8	1,52	—	—	—	87,8	4,89	1,47	—	—
92,7	1,59	—	—	—	87,7	4,96	1,54	—	—
92,6	1,66	—	—	—	87,6	5,03	1,61	—	—
92,5	1,73	—	—	—	87,5	5,09	1,67	—	—
92,4	1,79	—	—	—	87,4	5,16	1,74	—	—
92,3	1,86	—	—	—	87,3	5,22	1,80	—	—
92,2	1,93	—	—	—	87,2	5,29	1,87	—	—
92,1	2,00	—	—	—	87,1	5,36	1,94	—	—
92,0	2,07	—	—	—	87,0	5,42	2,00	—	—
91,9	2,14	—	—	—	86,9	5,49	2,07	—	—
91,8	2,21	—	—	—	86,8	5,56	2,14	—	—
91,7	2,27	—	—	—	86,7	5,62	2,20	—	—
91,6	2,34	—	—	—	86,6	5,69	2,27	—	—
91,5	2,41	—	—	—	86,5	5,75	2,33	—	—
91,4	2,48	—	—	—	86,4	5,82	2,40	—	—
91,3	2,55	—	—	—	86,3	5,88	2,46	—	—
91,2	2,62	—	—	—	86,2	5,94	2,52	—	—
91,1	2,69	—	—	—	86,1	6,01	2,59	—	—
91,0	2,75	—	—	—	86,0	6,08	2,66	—	—
90,9	2,82	—	—	—	85,9	6,15	2,73	—	—
90,8	2,89	—	—	—	85,8	6,22	2,80	—	—
90,7	2,96	—	—	—	85,7	6,28	2,86	—	—
90,6	3,02	—	—	—	85,6	6,35	2,93	—	—
90,5	3,09	—	—	—	85,5	6,41	2,99	—	—
90,4	3,16	—	—	—	85,4	6,47	3,05	—	—
90,3	3,23	—	—	—	85,3	6,54	3,12	—	—
90,2	3,29	—	—	—	85,2	6,60	3,18	—	—
90,1	3,36	—	—	—	85,1	6,66	3,24	—	—
90,0	3,42	—	—	—	85,0	6,73	3,31	—	—

Zahlentafel 10 (Fortsetzung).

Auftriebswerte in mm WS usw.

Auftriebswerte in mm WS bei einer Temperatur im					Auftriebswerte in mm WS bei einer Temperatur im				
Fallstrang von	Steigstrang von				Fallstrang von	Steigstrang von			
	95	90	85	80		95	90	85	80
84,9	6,79	3,37	0,06	—	78,9	10,59	7,17	3,86	0,68
84,8	6,85	3,43	0,12	—	78,8	10,65	7,23	3,92	0,74
84,7	6,92	3,50	0,19	—	78,7	10,71	7,29	3,98	0,80
84,6	6,99	3,57	0,26	—	78,6	10,78	7,36	4,05	0,87
84,5	7,06	3,64	0,33	—	78,5	10,84	7,42	4,11	0,93
84,4	7,13	3,71	0,40	—	78,4	10,90	7,48	4,17	0,99
84,3	7,19	3,77	0,46	—	78,3	10,96	7,54	4,23	1,05
84,2	7,26	3,84	0,53	—	78,2	11,03	7,61	4,30	1,12
84,1	7,32	3,90	0,59	—	78,1	11,09	7,67	4,36	1,18
84,0	7,38	3,96	0,65	—	78,0	11,15	7,73	4,42	1,24
83,9	7,45	4,03	0,72	—	77,9	11,21	7,79	4,48	1,30
83,8	7,51	4,09	0,78	—	77,8	11,27	7,85	4,54	1,36
83,7	7,58	4,16	0,85	—	77,7	11,33	7,91	4,60	1,42
83,6	7,64	4,22	0,91	—	77,6	11,39	7,97	4,66	1,48
83,5	7,70	4,28	0,97	—	77,5	11,45	8,03	4,72	1,54
83,4	7,76	4,34	1,03	—	77,4	11,51	8,09	4,78	1,60
83,3	7,83	4,41	1,10	—	77,3	11,57	8,15	4,84	1,66
83,2	7,89	4,47	1,16	—	77,2	11,63	8,21	4,90	1,72
83,1	7,95	4,53	1,22	—	77,1	11,70	8,28	4,97	1,79
83,0	8,02	4,60	1,29	—	77,0	11,76	8,34	5,03	1,85
82,9	8,08	4,66	1,35	—	76,9	11,82	8,40	5,09	1,91
82,8	8,14	4,72	1,41	—	76,8	11,88	8,46	5,15	1,97
82,7	8,21	4,79	1,48	—	76,7	11,94	8,52	5,21	2,03
82,6	8,27	4,85	1,54	—	76,6	12,00	8,58	5,27	2,09
82,5	8,33	4,91	1,60	—	76,5	12,06	8,64	5,33	2,15
82,4	8,40	4,98	1,67	—	76,4	12,12	8,70	5,39	2,21
82,3	8,46	5,04	1,73	—	76,3	12,18	8,76	5,45	2,27
82,2	8,52	5,10	1,79	—	76,2	12,24	8,82	5,51	2,33
82,1	8,58	5,16	1,85	—	76,1	12,31	8,89	5,58	2,40
82,0	8,65	5,23	1,92	—	76,0	12,37	8,95	5,64	2,46
81,9	8,71	5,29	1,98	—	75,9	12,43	9,01	5,70	2,52
81,8	8,78	5,36	2,05	—	75,8	12,49	9,07	5,76	2,58
81,7	8,85	5,43	2,12	—	75,7	12,55	9,13	5,82	2,64
81,6	8,91	5,49	2,18	—	75,6	12,61	9,19	5,88	2,70
81,5	8,97	5,55	2,24	—	75,5	12,67	9,25	5,94	2,76
81,4	9,04	5,62	2,31	—	75,4	12,73	9,31	6,00	2,82
81,3	9,10	5,68	2,37	—	75,3	12,79	9,37	6,06	2,88
81,2	9,16	5,74	2,43	—	75,2	12,85	9,43	6,12	2,94
81,1	9,22	5,80	2,49	—	75,1	12,91	9,49	6,18	3,00
81,0	9,29	5,87	2,56	—	75,0	12,97	9,55	6,24	3,06
80,9	9,35	5,93	2,62	—	74,9	13,03	9,61	6,30	3,12
80,8	9,41	5,99	2,68	—	74,8	13,09	9,67	6,36	3,18
80,7	9,48	6,06	2,75	—	74,7	13,15	9,73	6,42	3,24
80,6	9,54	6,12	2,81	—	74,6	13,21	9,78	6,47	3,29
80,5	9,60	6,18	2,87	—	74,5	13,26	9,84	6,53	3,35
80,4	9,66	6,24	2,93	—	74,4	13,32	9,90	6,59	3,41
80,3	9,73	6,31	3,00	—	74,3	13,38	9,96	6,65	3,47
80,2	9,79	6,37	3,06	—	74,2	13,44	10,02	6,71	3,53
80,1	9,85	6,43	3,12	—	74,1	13,50	10,08	6,77	3,59
80,0	9,91	6,49	3,18	—	74,0	13,56	10,14	6,83	3,65
79,9	9,97	6,55	3,24	0,06	73,9	13,62	10,20	6,89	3,71
79,8	10,04	6,62	3,31	0,13	73,8	13,68	10,26	6,95	3,77
79,7	10,10	6,68	3,37	0,19	73,7	13,74	10,32	7,01	3,83
79,6	10,16	6,74	3,43	0,25	73,6	13,79	10,37	7,06	3,88
79,5	10,22	6,80	3,49	0,31	73,5	13,85	10,43	7,12	3,94
79,4	10,28	6,86	3,55	0,37	73,4	13,91	10,49	7,18	4,00
79,3	10,34	6,92	3,61	0,43	73,3	13,97	10,55	7,24	4,06
79,2	10,41	6,99	3,68	0,50	73,2	14,03	10,61	7,30	4,12
79,1	10,47	7,05	3,74	0,56	73,1	14,09	10,67	7,36	4,18
79,0	10,53	7,11	3,80	0,62	73,0	14,15	10,73	7,42	4,24

Zahlentafel 10 (Fortsetzung).

Auftriebswerte in mm WS usw.

Auftriebswerte in mm WS bei einer Temperatur im					Auftriebswerte in mm WS bei einer Temperatur im				
Fallstrang von	Steigstrang von				Fallstrang von	Steigstrang von			
	95	90	85	80		95	90	85	80
72,9	14,21	10,79	7,48	4,30	66,9	17,64	14,22	10,91	7,73
72,8	14,27	10,85	7,54	4,36	66,8	17,69	14,27	10,96	7,78
72,7	14,33	10,91	7,60	4,42	66,7	17,75	14,33	11,02	7,84
72,6	14,38	10,96	7,65	4,47	66,6	17,80	14,38	11,07	7,89
72,5	14,44	11,02	7,71	4,53	66,5	17,85	14,43	11,12	7,94
72,4	14,50	11,08	7,77	4,59	66,4	17,90	14,48	11,17	7,99
72,3	14,56	11,14	7,83	4,65	66,3	17,95	14,53	11,22	8,04
72,2	14,62	11,20	7,89	4,71	66,2	18,01	14,59	11,28	8,10
72,1	14,68	11,26	7,95	4,77	66,1	18,07	14,65	11,34	8,16
72,0	14,74	11,32	8,01	4,83	66,0	18,13	14,71	11,40	8,22
71,9	14,80	11,38	8,07	4,89	65,9	18,18	14,76	11,45	8,27
71,8	14,86	11,44	8,13	4,95	65,8	18,24	14,82	11,51	8,33
71,7	14,92	11,50	8,19	5,01	65,7	18,29	14,87	11,56	8,38
71,6	14,98	11,56	8,25	5,07	65,6	18,34	14,92	11,61	8,43
71,5	15,03	11,61	8,30	5,12	65,5	18,40	14,98	11,67	8,49
71,4	15,09	11,67	8,36	5,18	65,4	18,45	15,03	11,72	8,54
71,3	15,15	11,73	8,42	5,24	65,3	18,50	15,08	11,77	8,59
71,2	15,20	11,78	8,47	5,29	65,2	18,56	15,14	11,83	8,65
71,1	15,25	11,83	8,52	5,34	65,1	18,61	15,19	11,88	8,70
71,0	15,31	11,89	8,58	5,40	65,0	18,67	15,25	11,94	8,76
70,9	15,37	11,95	8,64	5,46	64,9	18,73	15,31	12,00	8,82
70,8	15,43	12,01	8,70	5,52	64,8	18,79	15,37	12,06	8,88
70,7	15,48	12,06	8,75	5,57	64,7	18,84	15,42	12,11	8,93
70,6	15,54	12,12	8,81	5,63	64,6	18,89	15,47	12,16	8,98
70,5	15,60	12,18	8,87	5,69	64,5	18,94	15,52	12,21	9,03
70,4	15,66	12,24	8,93	5,75	64,4	18,99	15,57	12,26	9,08
70,3	15,72	12,30	8,99	5,81	64,3	19,05	15,63	12,32	9,14
70,2	15,78	12,36	9,05	5,87	64,2	19,10	15,68	12,37	9,19
70,1	15,83	12,41	9,10	5,92	64,1	19,15	15,73	12,42	9,24
70,0	15,89	12,47	9,16	5,98	64,0	19,21	15,79	12,48	9,30
69,9	15,95	12,53	9,22	6,04	63,9	19,26	15,84	12,53	9,35
69,8	16,01	12,59	9,28	6,10	63,8	19,32	15,90	12,59	9,41
69,7	16,06	12,64	9,33	6,15	63,7	19,37	15,95	12,64	9,46
69,6	16,12	12,70	9,39	6,21	63,6	19,43	16,01	12,70	9,52
69,5	16,18	12,76	9,45	6,27	63,5	19,48	16,06	12,75	9,57
69,4	16,24	12,82	9,51	6,33	63,4	19,54	16,12	12,81	9,63
69,3	16,29	12,87	9,56	6,38	63,3	19,59	16,17	12,86	9,68
69,2	16,35	12,93	9,62	6,44	63,2	19,65	16,23	12,92	9,74
69,1	16,40	12,98	9,67	6,49	63,1	19,70	16,28	12,97	9,79
69,0	16,46	13,04	9,73	6,55	63,0	19,75	16,33	13,02	9,84
68,9	16,52	13,10	9,79	6,61	62,9	19,80	16,38	13,07	9,89
68,8	16,58	13,16	9,85	6,67	62,8	19,86	16,44	13,13	9,95
68,7	16,63	13,21	9,90	6,72	62,7	19,91	16,49	13,18	10,00
68,6	16,69	13,27	9,96	6,78	62,6	19,97	16,55	13,24	10,06
68,5	16,74	13,32	10,01	6,83	62,5	20,02	16,60	13,29	10,11
68,4	16,79	13,37	10,06	6,88	62,4	20,07	16,65	13,34	10,16
68,3	16,85	13,43	10,12	6,94	62,3	20,13	16,71	13,40	10,22
68,2	16,90	13,48	10,17	6,99	62,2	20,18	16,76	13,45	10,27
68,1	16,96	13,54	10,23	7,05	62,1	20,23	16,81	13,50	10,32
68,0	17,02	13,60	10,29	7,11	62,0	20,28	16,86	13,55	10,37
67,9	17,08	13,66	10,35	7,17	61,9	20,34	16,92	13,61	10,43
67,8	17,14	13,72	10,41	7,23	61,8	20,39	16,97	13,66	10,48
67,7	17,19	13,77	10,46	7,28	61,7	20,44	17,02	13,71	10,53
67,6	17,24	13,82	10,51	7,33	61,6	20,49	17,07	13,76	10,58
67,5	17,30	13,88	10,57	7,39	61,5	20,54	17,12	13,81	10,63
67,4	17,36	13,94	10,63	7,45	61,4	20,59	17,17	13,86	10,68
67,3	17,41	13,99	10,68	7,50	61,3	20,65	17,23	13,92	10,74
67,2	17,47	14,05	10,74	7,56	61,2	20,70	17,28	13,97	10,79
67,1	17,52	14,10	10,79	7,61	61,1	20,75	17,33	14,02	10,84
67,0	17,58	14,16	10,85	7,67	61,0	20,80	17,38	14,07	10,89

Zahlentafel 10 (Fortsetzung).

Auftriebswerte in mm WS usw.

Auftriebswerte in mm WS bei einer Temperatur im					Auftriebswerte in mm WS bei einer Temperatur im				
Fallstrang von	Steigstrang von				Fallstrang von	Steigstrang von			
	95	90	85	80		95	90	85	80
60,9	20,85	17,43	14,12	10,94	55,4	23,62	20,20	16,89	13,71
60,8	20,91	17,49	14,18	11,00	55,3	23,67	20,25	16,94	13,76
60,7	20,96	17,54	14,23	11,05	55,2	23,71	20,29	16,98	13,80
60,6	21,01	17,59	14,28	11,10	55,1	23,76	20,34	17,03	13,85
60,5	21,06	17,64	14,33	11,15	55,0	23,81	20,39	17,08	13,90
60,4	21,11	17,69	14,38	11,20	54,9	23,86	20,44	17,13	13,95
60,3	21,16	17,74	14,43	11,25	54,8	23,91	20,49	17,18	14,00
60,2	21,22	17,80	14,49	11,31	54,7	23,95	20,53	17,22	14,04
60,1	21,27	17,85	14,54	11,36	54,6	24,00	20,58	17,27	14,09
60,0	21,32	17,90	14,59	11,41	54,5	24,05	20,63	17,32	14,14
59,9	21,37	17,95	14,64	11,46	54,4	24,10	20,68	17,37	14,19
59,8	21,42	18,00	14,69	11,51	54,3	24,15	20,73	17,42	14,24
59,7	21,48	18,06	14,75	11,57	54,2	24,19	20,77	17,46	14,28
59,6	21,53	18,11	14,80	11,62	54,1	24,24	20,82	17,51	14,33
59,5	21,58	18,16	14,85	11,67	54,0	24,29	20,87	17,56	14,38
59,4	21,63	18,21	14,90	11,72	53,9	24,34	20,92	17,61	14,43
59,3	21,68	18,26	14,95	11,77	53,8	24,39	20,97	17,66	14,48
59,2	21,73	18,31	15,00	11,82	53,7	24,43	21,01	17,70	14,52
59,1	21,78	18,36	15,05	11,87	53,6	24,48	21,06	17,75	14,57
59,0	21,83	18,41	15,10	11,92	53,5	24,53	21,11	17,80	14,62
58,9	21,88	18,46	15,15	11,97	53,4	24,58	21,16	17,85	14,67
58,8	21,93	18,51	15,20	12,02	53,3	24,63	21,21	17,90	14,72
58,7	21,98	18,56	15,25	12,07	53,2	24,67	21,25	17,94	14,76
58,6	22,03	18,61	15,30	12,12	53,1	24,72	21,30	17,99	14,81
58,5	22,08	18,66	15,35	12,17	53,0	24,77	21,35	18,04	14,86
58,4	22,13	18,71	15,40	12,22	52,9	24,82	21,40	18,09	14,91
58,3	22,18	18,76	15,45	12,27	52,8	24,87	21,45	18,14	14,96
58,2	22,23	18,81	15,50	12,32	52,7	24,91	21,49	18,18	15,00
58,1	22,28	18,86	15,55	12,37	52,6	24,95	21,53	18,22	15,04
58,0	22,33	18,91	15,60	12,42	52,5	25,00	21,58	18,27	15,09
57,9	22,38	18,96	15,65	12,47	52,4	25,05	21,63	18,32	15,14
57,8	22,43	19,01	15,70	12,52	52,3	25,09	21,67	18,36	15,18
57,7	22,48	19,06	15,75	12,57	52,2	25,14	21,72	18,41	15,23
57,6	22,53	19,11	15,80	12,62	52,1	25,18	21,76	18,45	15,27
57,5	22,58	19,16	15,85	12,67	52,0	25,23	21,81	18,50	15,32
57,4	22,63	19,21	15,90	12,72	51,9	25,27	21,85	18,54	15,36
57,3	22,68	19,26	15,95	12,77	51,8	25,31	21,89	18,58	15,40
57,2	22,73	19,31	16,00	12,82	51,7	25,36	21,94	18,63	15,45
57,1	22,78	19,36	16,05	12,87	51,6	25,41	21,99	18,68	15,50
57,0	22,83	19,41	16,10	12,92	51,5	25,46	22,04	18,73	15,55
56,9	22,88	19,46	16,15	12,97	51,4	25,51	22,09	18,78	15,60
56,8	22,93	19,51	16,20	13,02	51,3	25,56	22,14	18,83	15,65
56,7	22,98	19,56	16,25	13,07	51,2	25,60	22,18	18,87	15,69
56,6	23,03	19,61	16,30	13,12	51,1	25,65	22,23	18,92	15,74
56,5	23,08	19,66	16,35	13,17	51,0	25,70	22,28	18,97	15,79
56,4	23,13	19,71	16,40	13,22	50,9	25,74	22,32	19,01	15,83
56,3	23,18	19,76	16,45	13,27	50,8	25,79	22,37	19,06	15,88
56,2	23,23	19,81	16,50	13,32	50,7	25,83	22,41	19,10	15,92
56,1	23,28	19,86	16,55	13,37	50,6	25,88	22,46	19,15	15,97
56,0	23,33	19,91	16,60	13,42	50,5	25,92	22,50	19,19	16,01
55,9	23,38	19,96	16,65	13,47	50,4	25,96	22,54	19,23	16,05
55,8	23,43	20,01	16,70	13,52	50,3	26,00	22,58	19,27	16,09
55,7	23,47	20,05	16,74	13,56	50,2	26,05	22,63	19,32	16,14
55,6	23,52	20,10	16,79	13,61	50,1	26,10	22,68	19,37	16,19
55,5	23,57	20,15	16,84	13,66	50,0	26,15	22,73	19,42	16,24

Zahlentafel 11.

Zusätzlicher Druck und Vergrößerung der Heizflächen bei „oberer Verteilung“ und Berücksichtigung der Wärmeverluste der Rohrleitung (für den Kostenanschlag).

Beim Zweirohr- sind die vollen, beim Einrohrsystem die halben Tafelwerte zu nehmen.

A. Zusätzlicher Druck in mm WS.*)

Die nachstehenden Werte gelten für eine Vorlauftemperatur am Kessel von 80°C. Sie sind für eine Vorlauftemperatur von 85°C um 15 vH, für eine solche von 80°C um 30 vH zu verringern.

I. Fallstränge nackt und frei vor der Wand.**)

a) Gebäude mit 1 oder 2 Geschossen.

Waagrechte Ausdehnung der Anlage	Höhe der Heizkörpermitte über Kesselmitte	Waagrechte Entfernung des Stranges vom Steigestrang					
		bis 10 m	10 bis 20 m	20 bis 30 m	30 bis 50 m	50 bis 75 m	75 bis 100 m
bis 25 m	bis 7 m	10	10	15	—	—	—
25 bis 50 m	„	10	10	15	20	—	—
50 bis 75 m	„	10	10	15	15	20	—
75 bis 100 m	„	10	10	10	15	20	25

b) Gebäude mit 3 oder 4 Geschossen.

Waagrechte Ausdehnung der Anlage	Höhe der Heizkörpermitte über Kesselmitte	Waagrechte Entfernung des Stranges vom Steigestrang					
		bis 10 m	10 bis 20 m	20 bis 30 m	30 bis 50 m	50 bis 75 m	75 bis 100 m
bis 25 m	bis 15 m	25	25	35	—	—	—
25 bis 50 m	„	25	25	30	35	—	—
50 bis 75 m	„	25	25	25	30	35	—
75 bis 100 m	„	25	25	25	30	35	40

c) Gebäude mit mehr als 4 Geschossen.

Waagrechte Ausdehnung der Anlage	Höhe der Heizkörpermitte über Kesselmitte	Waagrechte Entfernung des Stranges vom Steigestrang					
		bis 10 m	10 bis 20 m	20 bis 30 m	30 bis 50 m	50 bis 75 m	75 bis 100 m
bis 25	bis über } 7 m	45	50	55	—	—	—
		30	35	45	—	—	—
25 bis 50 m	bis über } 7 m	55	60	65	75	—	—
		40	45	50	55	—	—
50 bis 75 m	bis über } 7 m	55	55	60	65	75	—
		40	40	45	50	55	—
75 bis 100 m	bis über } 7 m	55	55	55	60	65	75
		40	40	40	45	50	65

*) Ist zu dem ohne Berücksichtigung der Rohrabkühlung berechneten wirksamen Druck zuzuzählen.

**) Es liegen folgende Annahmen zugrunde: Steigestrang keine Abkühlung, Dachbodentemperatur $\pm 0^\circ\text{C}$, Wärmeschutz der oberen Verteilungsleitung 80 vH Wirkungsgrad, gemeinsame Rückleitung keine Abkühlung. Außentemperatur -15°C , Raumtemperatur $+20^\circ\text{C}$, Temperaturgefälle der Heizkörper 20°C .

II. Fallstränge geschützt in Mauerschlitzen.*)

a) Gebäude mit 1 oder 2 Geschossen.

Waagrechte Ausdehnung der Anlage	Höhe der Heizkörpermitte über Kesselmitte	Waagrechte Entfernung des Stranges vom Steigestrang					
		bis 10 m	10 bis 20 m	20 bis 30 m	30 bis 50 m	50 bis 75 m	75 bis 100 m
bis 25 m	bis 7 m	5	10	10	—	—	—
25 bis 50 m	„	5	5	10	10	—	—
50 bis 75 m	„	5	5	5	10	15	—
75 bis 100 m	„	5	5	5	10	15	20

b) Gebäude mit 3 oder 4 Geschossen.

Waagrechte Ausdehnung der Anlage	Höhe der Heizkörpermitte über Kesselmitte	Waagrechte Entfernung des Stranges vom Steigestrang.					
		bis 10 m	10 bis 20 m	20 bis 30 m	30 bis 50 m	50 bis 75 m	75 bis 100 m
bis 25 m	bis 15 m	10	15	20	—	—	—
25 bis 50 m	„	10	15	20	25	—	—
50 bis 75 m	„	5	10	15	20	25	—
75 bis 100 m	„	5	5	10	15	20	25

c) Gebäude mit mehr als 4 Geschossen.

Waagrechte Ausdehnung der Anlage	Höhe der Heizkörpermitte über Kesselmitte	Waagrechte Entfernung des Stranges vom Steigestrang					
		bis 10 m	10 bis 20 m	20 bis 30 m	30 bis 50 m	50 bis 75 m	75 bis 100 m
bis 25 m	bis über } 10 m	15	20	20	—	—	—
		10	15	15	—	—	—
25 bis 50 m	bis über } 10 m	15	20	20	30	—	—
		10	15	15	20	—	—
50 bis 75 m	bis über } 10 m	15	15	20	20	30	—
		10	10	15	15	20	—
75 bis 100 m	bis über } 10 m	15	15	20	20	30	35
		10	10	15	15	20	25

B. Vergrößerung der Heizflächen, ausgedrückt in v. H. der ohne Berücksichtigung der Rohrabkühlung berechneten Werte.

I. Fallstränge nackt und frei vor der Wand.**)

Geschoßzahl des Gebäudes	Vergrößerung der Heizflächen in v. H.		
	Erdgeschoß	1. bzw. 2. Obergeschoß	3., 4. bzw. 5. Obergeschoß
1 oder 2	10	5	—
3 oder 4	15	10	5
über 4	25	10	5

II. Fallstränge geschützt in Mauerschlitzen.*)"

Geschoßzahl des Gebäudes	Vergrößerung der Heizflächen in v. H.		
	Erdgeschoß	1. bzw. 2. Obergeschoß	3., 4. bzw. 5. Obergeschoß
1 oder 2	5	0	—
3 oder 4	5	3	0
über 4	5	5	3

*) Es liegt außer den Annahmen unter I folgendes zugrunde: Wirkungsgrad des Wärmeschutzes der Fallstränge 60 vH, Lufttemperatur im Mauerschlitze 35°C.

***) Siehe Fußnote zu A **.

Zahlentafel 12.

Vorläufiger wirksamer Druck und Vergrößerung der Heizkörper bei Stockwerksheizungen (für den Kostenanschlag).

A. Vorläufiger wirksamer Druck in mm WS.

Die nachstehenden Werte gelten für eine Vorlauftemperatur am Kessel von 90°C. Sie sind für eine Vorlauftemperatur von 85°C um 15 vH, für eine solche von 80°C um 30 vH zu verringern.

I. Fallstränge nackt und frei vor der Wand.*)

Waagrechte Ausdehnung der Anlage	Waagrechte Entfernung des Fallstranges vom Steigstrang in m						
	bis 5	5 bis 10	10 bis 15	15 bis 20	20 bis 30	30 bis 40	40 bis 50
bis 10 m	7	18	—	—	—	—	—
10 bis 25 m	7	11	15	20	25	—	—
25 bis 50 m	5	8	11	14	18	24	30

II. Fallstränge geschützt in Mauerschlitzen.**)

Waagrechte Ausdehnung der Anlage	Waagrechte Entfernung des Fallstranges vom Steigstrang in m						
	bis 5	5 bis 10	10 bis 15	15 bis 20	20 bis 30	30 bis 40	40 bis 50
bis 10 m	5	15	—	—	—	—	—
10 bis 25 m	5	8	12	16	22	—	—
25 bis 50 m	4	6	8	11	15	20	25

B. Vergrößerung der Heizflächen in v. H. der ohne Berücksichtigung der Rohrabkühlung berechneten Werte.

I. Fallstränge nackt und frei vor der Wand.*)

Waagrechte Ausdehnung der Anlage	Waagrechte Entfernung des Fallstranges vom Steigstrang in m						
	bis 5	5 bis 10	10 bis 15	15 bis 20	20 bis 30	30 bis 40	40 bis 50
bis 10 m	10	15	—	—	—	—	—
10 bis 25 m	10	10	15	20	25	—	—
35 bis 50 m	5	5	10	10	15	20	30

II. Fallstränge geschützt in Mauerschlitzen.**)

Waagrechte Ausdehnung der Anlage	Waagrechte Entfernung des Fallstranges vom Steigstrang in m						
	bis 5	5 bis 10	10 bis 15	15 bis 20	20 bis 30	30 bis 40	40 bis 50
bis 10 m	5	10	—	—	—	—	—
10 bis 25 m	5	5	10	15	20	—	—
25 bis 50 m	3	3	5	10	15	20	30

*) Es liegen folgende Annahmen zugrunde:

Steigstrang keine Abkühlung, Verteilungsleitung nackt, Rückläufe keine Abkühlung, Außentemperatur — 15°C, Raumtemperatur + 20°C, Temperaturgefälle der Heizkörper 20°C.

**) Außer obigen Annahmen ist vorausgesetzt:

Wirkungsgrad des Wärmeschutzes der Fallstränge 60 v. H., Lufttemperatur im Schlitz 35°C.

Zahlentafel 13.

Anteil der Einzelwiderstände und der Rohrreibung an dem Gesamtwiderstand des Rohrnetzes.

Die nachstehenden Sätze gelten sowohl für Zweirohr- wie auch Einrohranlagen, sowohl für obere als auch für untere Verteilung.

	Art der Heizanlage	Anteil der Einzelwiderstände	Anteil der Rohrreibung
1*)	Gewöhnliche Gebäudeheizungen, unabhängig von der waagerechten und lotrechten Ausdehnung der Anlage	50 vH	50 vH
2	Fernleitungen mit einer mittleren Entfernung der einzelnen Gebäude von etwa 50 m	20 vH	80 vH
3	Fernleitungen mit einer mittleren Entfernung der einzelnen Gebäude von etwa 100 m	10 vH	90 vH
4	Pumpen- und Verteilerräume, je nach Wahl von Schiebern und Ventilen	70—90 vH	30—10 vH
5	Niederdruckdampfheizungen jeder Art	33 vH	67 vH

Zahlentafel 14.

Durchmesser der Kondenswasserleitungen für Dampfheizungen **).

Durchmesser in mm <i>d</i> (***)	Trockene Leitungen		Nasse Leitungen		
	waagrecht	lotrecht	waagrecht oder lotrecht		
			$l \leq 50$ m	$l > 50$ u. < 100 m	$l > 100$ m
Die für Bildung des Kondenswassers dem Dampf entzogene Wärmemenge in kcal/h					
1	2	3	4	5	6
13	4 000	6 000	28 000	18 000	8 000
20	15 000	22 000	70 000	45 000	25 000
25	28 000	42 000	125 000	80 000	40 000
32	68 000	100 000	270 000	175 000	85 000
40	104 000	155 000	375 000	250 000	115 000
50	215 000	320 000	650 000	440 000	215 000
(57)	315 000	470 000	950 000	620 000	315 000
60	425 000	635 000	1 250 000	850 000	425 000
70	500 000	750 000	1 500 000	1 050 000	500 000
(76)	600 000	900 000	1 850 000	1 250 000	600 000
80	750 000	1 120 000	2 250 000	1 500 000	750 000
(88)	900 000	1 350 000	2 650 000	1 800 000	900 000
90	1 100 000	1 650 000	3 100 000	2 000 000	1 100 000
100	1 250 000	1 850 000	3 500 000	2 400 000	1 250 000

Anmerkung. Die Heizkörperanschlüsse sind nicht unter $d = 14$ mm zu nehmen.

Die Durchmesser der bei nassen Leitungen erforderlichen Luftleitungen sind nach Spalte 4 zu wählen.

l bedeutet in der Zahlentafel die Länge der Rohrleitung des untersten und vom Kessel am entferntesten gelegenen Heizkörpers in m.

*) Bei Wahl von Regel- und Absperrrichtungen, die sehr kleine Widerstände aufweisen, können die in der Zusammenstellung angegebenen Sätze um 10 vH (z. B. von 50 auf 40 vH) vermindert werden.

**) Beachtenswert ist hierzu der Aufsatz: O. Liersch, „Die Bemessung der Kondensleitungen bei Dampfheizungen“. Ges. Ing. 1921, S. 70. Jedoch ist zu bemerken: α) das Gefälle kann für die Mehrzahl aller Anlagen mit 5 mm/1 lfd. m angenommen werden. β) Der Anteil der Einzelwiderstände beträgt nach Ermittlungen der Anstalt 50 vH, während Liersch 15 bzw. 25 vH einsetzt.

***) Die angegebenen Werte sind die „Nennweiten“ der Rohre. Bei nichtgenormten Rohren ist der innere Durchmesser angegeben (eingeklammerte Werte).

Zahlentafel 15 (Degenske Tafel).

Angenäherte Werte der Luft-

(Von Rietschel verbessert)

Höhe des Kanals in m	Luftgeschwindigkeit in m/s bei einem Temperaturunterschiede zwischen der Kanalluft und der Außenluft von:																Höhe des Kanals in m
	2°	4°	6°	8°	10°	12°	14°	16°	18°	20°	22°	24°	26°	28°	30°	32°	
1	0,08	0,13	0,17	0,21	0,25	0,29	0,33	0,36	0,40	0,44	0,47	0,51	0,54	0,58	0,61	0,64	1
2	0,16	0,23	0,30	0,36	0,41	0,46	0,51	0,56	0,60	0,64	0,68	0,72	0,76	0,80	0,84	0,87	2
3	0,23	0,33	0,41	0,48	0,55	0,60	0,65	0,71	0,75	0,80	0,85	0,89	0,93	0,97	1,00	1,03	3
4	0,29	0,42	0,51	0,60	0,67	0,73	0,79	0,85	0,89	0,94	0,99	1,03	1,07	1,11	1,15	1,19	4
5	0,34	0,49	0,59	0,68	0,76	0,83	0,90	0,96	1,02	1,07	1,12	1,17	1,22	1,26	1,30	1,34	5
6	0,39	0,55	0,66	0,77	0,85	0,92	0,99	1,06	1,11	1,18	1,23	1,28	1,32	1,37	1,41	1,46	6
7	0,43	0,60	0,73	0,83	0,91	1,00	1,07	1,14	1,20	1,27	1,33	1,38	1,42	1,47	1,52	1,57	7
8	0,47	0,65	0,78	0,88	0,97	1,07	1,14	1,29	1,30	1,36	1,42	1,48	1,52	1,57	1,62	1,67	8
9	0,50	0,69	0,82	0,93	1,03	1,13	1,21	1,29	1,37	1,44	1,51	1,57	1,62	1,67	1,72	1,77	9
10	0,52	0,73	0,85	0,98	1,09	1,19	1,28	1,36	1,44	1,52	1,59	1,65	1,72	1,76	1,81	1,87	10
11	0,54	0,76	0,89	1,03	1,15	1,25	1,35	1,43	1,51	1,59	1,67	1,73	1,80	1,85	1,90	1,97	11
12	0,56	0,79	0,93	1,07	1,20	1,31	1,41	1,50	1,58	1,66	1,74	1,81	1,87	1,93	1,99	2,06	12
13	0,58	0,82	0,97	1,11	1,25	1,36	1,47	1,56	1,64	1,73	1,81	1,88	1,95	2,01	2,08	2,14	13
14	0,60	0,84	1,01	1,16	1,30	1,41	1,52	1,62	1,70	1,79	1,88	1,95	2,02	2,09	2,15	2,22	14
15	0,62	0,87	1,04	1,20	1,34	1,46	1,57	1,67	1,76	1,85	1,94	2,02	2,09	2,16	2,22	2,29	15
16	0,64	0,89	1,08	1,24	1,39	1,51	1,62	1,73	1,82	1,91	2,00	2,09	2,15	2,23	2,29	2,37	16
17	0,66	0,92	1,11	1,28	1,43	1,55	1,67	1,78	1,88	1,97	2,06	2,15	2,22	2,29	2,36	2,43	17
18	0,68	0,94	1,14	1,31	1,47	1,60	1,72	1,83	1,93	2,03	2,12	2,21	2,29	2,36	2,43	2,51	18
19	0,70	0,96	1,17	1,35	1,51	1,64	1,76	1,88	1,98	2,09	2,18	2,27	2,36	2,43	2,49	2,58	19
20	0,71	0,99	1,20	1,38	1,54	1,68	1,80	1,93	2,03	2,15	2,24	2,33	2,42	2,49	2,56	2,65	20
21	0,72	1,02	1,23	1,42	1,58	1,72	1,85	1,97	2,08	2,20	2,29	2,39	2,48	2,55	2,63	2,71	21
22	0,73	1,04	1,25	1,45	1,61	1,76	1,89	2,01	2,13	2,25	2,34	2,44	2,54	2,61	2,68	2,77	22
23	0,75	1,06	1,28	1,48	1,65	1,80	2,03	2,06	2,18	2,29	2,40	2,50	2,59	2,67	2,74	2,83	23
24	0,76	1,08	1,31	1,52	1,68	1,84	2,08	2,10	2,23	2,34	2,45	2,55	2,65	2,73	2,80	2,89	24
25	0,78	1,10	1,34	1,55	1,72	1,87	2,12	2,15	2,27	2,39	2,50	2,60	2,70	2,78	2,86	2,95	25
26	0,79	1,13	1,37	1,58	1,75	1,91	2,16	2,19	2,32	2,44	2,55	2,66	2,75	2,83	2,92	3,01	26
27	0,81	1,15	1,39	1,61	1,79	1,95	2,21	2,24	2,36	2,48	2,60	2,71	2,80	2,89	2,98	3,07	27
28	0,83	1,17	1,42	1,64	1,82	1,99	2,25	2,28	2,40	2,52	2,65	2,76	2,85	2,95	3,04	3,13	28
29	0,84	1,19	1,44	1,67	1,86	2,03	2,29	2,32	2,45	2,57	2,70	2,81	2,90	3,00	3,09	3,19	29
30	0,86	1,21	1,47	1,70	1,89	2,06	2,32	2,36	2,49	2,62	2,75	2,86	2,96	3,06	3,15	3,24	30

Anmerkung: Als Höhe ist bei Zuluftkanälen der Abstand von Mitte Heizkammer bis zur Lage der Ausgleichsebene im betreffenden Raume, bei Abluftkanälen der Abstand von der Ausgleichsebene bis Mündung über Dach in Ansatz zu bringen.

Zahlentafel 15 (Degensche Tafel).

geschwindigkeit in lotrechten Kanälen.

und erweitert.)

Höhe des Kanals in m	Luftgeschwindigkeit in m/s bei einem Temperaturunterschiede zwischen der Kanalluft und der Außenluft von:															Höhe des Kanals in m
	34°	36°	38°	40°	42°	44°	46°	48°	50°	55°	60°	70°	80°	90°	100°	
1	0,67	0,70	0,74	0,77	0,80	0,83	0,86	0,88	0,90	0,93	0,95	0,97	1,00	1,04	1,08	1
2	0,90	0,93	0,96	1,00	1,03	1,06	1,09	1,11	1,13	1,16	1,19	1,23	1,28	1,32	1,36	2
3	1,07	1,10	1,13	1,17	1,20	1,23	1,26	1,28	1,30	1,34	1,38	1,44	1,49	1,54	1,59	3
4	1,23	1,26	1,29	1,32	1,36	1,39	1,42	1,44	1,46	1,50	1,55	1,62	1,68	1,73	1,79	4
5	1,38	1,41	1,44	1,47	1,50	1,53	1,55	1,57	1,60	1,65	1,70	1,78	1,85	1,91	1,96	5
6	1,50	1,53	1,56	1,59	1,61	1,65	1,68	1,73	1,76	1,82	1,88	1,94	2,01	2,09	2,15	6
7	1,61	1,65	1,68	1,71	1,74	1,78	1,82	1,85	1,87	1,94	1,99	2,09	2,19	2,26	2,32	7
8	1,72	1,76	1,80	1,84	1,87	1,90	1,94	1,97	2,00	2,07	2,13	2,25	2,34	2,41	2,48	8
9	1,81	1,87	1,91	1,94	1,98	2,02	2,05	2,08	2,11	2,19	2,26	2,38	2,49	2,57	2,63	9
10	1,92	1,97	2,02	2,06	2,10	2,14	2,17	2,20	2,23	2,31	2,39	2,51	2,62	2,70	2,77	10
11	2,02	2,07	2,12	2,16	2,20	2,24	2,27	2,31	2,35	2,43	2,50	2,64	2,75	2,84	2,92	11
12	2,11	2,16	2,21	2,26	2,30	2,34	2,38	2,42	2,46	2,55	2,63	2,76	2,87	2,97	3,05	12
13	2,19	2,25	2,30	2,34	2,39	2,44	2,48	2,52	2,56	2,65	2,72	2,87	2,99	3,09	3,17	13
14	2,27	2,33	2,38	2,43	2,48	2,53	2,57	2,61	2,65	2,75	2,83	2,98	3,10	3,20	3,29	14
15	2,35	2,40	2,46	2,51	2,56	2,61	2,66	2,70	2,74	2,84	2,93	3,09	3,22	3,32	3,40	15
16	2,42	2,47	2,53	2,59	2,64	2,69	2,74	2,79	2,83	2,93	3,02	3,19	3,33	3,44	3,50	16
17	2,49	2,55	2,61	2,67	2,72	2,77	2,82	2,87	2,91	3,02	3,12	3,29	3,42	3,54	3,61	17
18	2,56	2,62	2,68	2,74	2,80	2,85	2,91	2,96	3,00	3,11	3,21	3,38	3,51	3,64	3,72	18
19	2,64	2,70	2,76	2,82	2,88	2,93	2,98	3,04	3,08	3,20	3,30	3,48	3,61	3,74	3,82	19
20	2,70	2,76	2,83	2,89	2,95	3,01	3,06	3,12	3,16	3,28	3,38	3,56	3,71	3,82	3,92	20
21	2,77	2,83	2,90	2,97	3,03	3,09	3,14	3,19	3,24	3,36	3,47	3,66	3,80	3,93	4,01	21
22	2,83	2,90	2,96	3,03	3,11	3,16	3,22	3,27	3,31	3,44	3,55	3,74	3,89	4,02	4,10	22
23	2,90	2,97	3,03	3,10	3,17	3,23	3,29	3,34	3,39	3,51	3,64	3,82	3,98	4,10	4,19	23
24	2,96	3,04	3,10	3,16	3,25	3,30	3,36	3,42	3,46	3,59	3,70	3,90	4,07	4,20	4,29	24
25	3,02	3,10	3,17	3,23	3,31	3,37	3,43	3,48	3,53	3,66	3,78	3,98	4,15	4,28	4,38	25
26	3,09	3,16	3,24	3,30	3,38	3,44	3,50	3,55	3,60	3,73	3,85	4,06	4,24	4,37	4,47	26
27	3,15	3,22	3,30	3,36	3,44	3,51	3,57	3,62	3,68	3,80	3,93	4,14	4,31	4,45	4,56	27
28	3,21	3,28	3,37	3,43	3,51	3,56	3,63	3,68	3,74	3,87	4,00	4,22	4,39	4,53	4,65	28
29	3,27	3,34	3,43	3,49	3,58	3,64	3,69	3,75	3,80	3,95	4,08	4,30	4,47	4,61	4,73	29
30	3,33	3,40	3,49	3,55	3,64	3,70	3,76	3,82	3,88	4,03	4,15	4,36	4,55	4,69	4,81	30

Zahlentafel 16.

Auftriebswerte für Lüftungsanlagen

Wirksamer Druck für Lüftungsanlagen bei reiner Schwerkraftwirkung.

Kanaltemperatur von °C	Wirksamer Druck in mm WS für 1 m lotrechte Kanalhöhe										Kanaltemperatur von °C	Wirksamer Druck in mm WS für 1 m lotrechte Kanalhöhe									
	Außentemperatur von °C											Außentemperatur von °C									
	+20	+15	+10	+5	0	-5	-10	-15	-20			+20	+15	+10	+5	0	-5	-10	-15	-20	
0	—	—	—	—	0,000	0,024	0,049	0,075	0,103	0,130	30	0,040	0,061	0,083	0,105	0,128	0,152	0,177	0,203	0,231	
1	—	—	—	—	0,005	0,029	0,054	0,080	0,108	0,136	31	0,044	0,065	0,087	0,109	0,132	0,156	0,181	0,207	0,235	
2	—	—	—	—	0,009	0,033	0,058	0,084	0,112	0,140	32	0,048	0,069	0,091	0,113	0,136	0,160	0,185	0,211	0,239	
3	—	—	—	—	0,014	0,038	0,063	0,089	0,117	0,145	33	0,051	0,072	0,094	0,116	0,139	0,163	0,188	0,214	0,242	
4	—	—	—	—	0,018	0,042	0,067	0,093	0,121	0,149	34	0,055	0,076	0,098	0,120	0,143	0,167	0,192	0,218	0,246	
5	—	—	—	—	0,000	0,023	0,047	0,072	0,098	0,126	35	0,059	0,080	0,102	0,124	0,147	0,171	0,196	0,222	0,250	
6	—	—	—	—	0,005	0,028	0,052	0,077	0,103	0,131	36	0,063	0,084	0,106	0,128	0,151	0,175	0,200	0,226	0,254	
7	—	—	—	—	0,009	0,032	0,056	0,081	0,107	0,135	37	0,066	0,087	0,109	0,131	0,154	0,178	0,203	0,229	0,257	
8	—	—	—	—	0,014	0,037	0,061	0,086	0,112	0,140	38	0,070	0,091	0,113	0,135	0,158	0,182	0,207	0,233	0,261	
9	—	—	—	—	0,018	0,041	0,065	0,090	0,116	0,144	39	0,073	0,094	0,116	0,138	0,161	0,185	0,210	0,236	0,264	
10	—	—	—	—	0,022	0,045	0,069	0,094	0,120	0,148	40	0,077	0,098	0,120	0,142	0,165	0,189	0,214	0,240	0,268	
11	—	—	—	—	0,005	0,027	0,050	0,074	0,099	0,125	41	0,081	0,102	0,124	0,146	0,169	0,193	0,218	0,244	0,272	
12	—	—	—	—	0,009	0,031	0,054	0,078	0,103	0,129	42	0,084	0,105	0,127	0,149	0,172	0,196	0,221	0,247	0,275	
13	—	—	—	—	0,013	0,035	0,058	0,082	0,107	0,133	43	0,088	0,109	0,131	0,153	0,176	0,200	0,225	0,251	0,279	
14	—	—	—	—	0,018	0,040	0,063	0,087	0,112	0,138	44	0,091	0,112	0,134	0,156	0,179	0,203	0,228	0,254	0,282	
15	—	—	—	—	0,000	0,022	0,044	0,067	0,091	0,116	45	0,095	0,116	0,138	0,160	0,183	0,207	0,232	0,258	0,286	
16	—	—	—	—	0,004	0,026	0,048	0,071	0,095	0,120	46	0,098	0,119	0,141	0,163	0,186	0,210	0,235	0,261	0,289	
17	—	—	—	—	0,009	0,031	0,053	0,076	0,100	0,125	47	0,102	0,123	0,145	0,167	0,190	0,214	0,239	0,265	0,293	
18	—	—	—	—	0,013	0,035	0,057	0,080	0,104	0,129	48	0,105	0,126	0,148	0,170	0,193	0,217	0,242	0,268	0,296	
19	—	—	—	—	0,017	0,039	0,061	0,084	0,108	0,133	49	0,109	0,130	0,152	0,174	0,197	0,221	0,246	0,272	0,300	
20	0,000	0,021	0,043	0,065	0,088	0,112	0,137	0,163	0,191	0,218	50	0,112	0,133	0,155	0,177	0,200	0,224	0,249	0,275	0,303	
21	0,004	0,025	0,047	0,069	0,092	0,116	0,141	0,167	0,195	0,223	51	0,115	0,136	0,158	0,180	0,203	0,227	0,252	0,278	0,306	
22	0,008	0,029	0,051	0,073	0,096	0,120	0,145	0,171	0,199	0,227	52	0,119	0,140	0,162	0,184	0,207	0,231	0,256	0,282	0,310	
23	0,012	0,033	0,055	0,077	0,100	0,124	0,149	0,175	0,203	0,231	53	0,122	0,143	0,165	0,187	0,210	0,234	0,259	0,285	0,313	
24	0,016	0,037	0,059	0,081	0,104	0,128	0,153	0,179	0,207	0,235	54	0,125	0,146	0,168	0,190	0,213	0,237	0,262	0,288	0,316	
25	0,020	0,041	0,063	0,085	0,108	0,132	0,157	0,183	0,211	0,239	55	0,129	0,150	0,172	0,194	0,217	0,241	0,266	0,292	0,320	
26	0,024	0,045	0,067	0,089	0,112	0,135	0,161	0,187	0,215	0,243	56	0,132	0,153	0,175	0,197	0,220	0,244	0,269	0,295	0,323	
27	0,028	0,049	0,071	0,093	0,116	0,140	0,165	0,191	0,219	0,247	57	0,135	0,156	0,178	0,200	0,223	0,247	0,272	0,298	0,326	
28	0,032	0,053	0,075	0,097	0,120	0,144	0,169	0,195	0,223	0,251	58	0,138	0,159	0,181	0,203	0,226	0,250	0,275	0,301	0,329	
29	0,036	0,057	0,079	0,101	0,124	0,148	0,173	0,199	0,227	0,255	59	0,142	0,163	0,185	0,207	0,230	0,254	0,279	0,305	0,333	
30	0,040	0,061	0,083	0,105	0,128	0,152	0,177	0,203	0,231	0,259	60	0,145	0,166	0,188	0,210	0,233	0,257	0,282	0,308	0,336	

Gewicht von 1 m³ Wasser in kg zwischen 40 und 100 °C.

Temp.	kg/m ³						
40,0	992,24	46,0	989,82	52,0	987,15	58,0	984,25
40,1	992,20	46,1	989,78	52,1	987,10	58,1	984,20
40,2	992,17	46,2	989,74	52,2	987,06	58,2	984,15
40,3	992,13	46,3	989,69	52,3	987,01	58,3	984,10
40,4	992,09	46,4	989,65	52,4	986,97	58,4	984,05
40,5	992,05	46,5	989,61	52,5	986,92	58,5	984,00
40,6	992,01	46,6	989,57	52,6	986,87	58,6	983,95
40,7	991,97	46,7	989,53	52,7	986,83	58,7	983,90
40,8	991,94	46,8	989,48	52,8	986,79	58,8	983,85
40,9	991,90	46,9	989,44	52,9	986,74	58,9	983,80
41,0	991,86	47,0	989,40	53,0	986,69	59,0	983,75
41,1	991,82	47,1	989,36	53,1	986,64	59,1	983,70
41,2	991,78	47,2	989,31	53,2	986,59	59,2	983,65
41,3	991,74	47,3	989,27	53,3	986,55	59,3	983,60
41,4	991,70	47,4	989,22	53,4	986,50	59,4	983,55
41,5	991,66	47,5	989,18	53,5	986,45	59,5	983,50
41,6	991,62	47,6	989,14	53,6	986,40	59,6	983,45
41,7	991,58	47,7	989,09	53,7	986,35	59,7	983,40
41,8	991,55	47,8	989,05	53,8	986,31	59,8	983,34
41,9	991,51	47,9	989,00	53,9	986,26	59,9	983,29
42,0	991,47	48,0	988,96	54,0	986,21	60,0	983,24
42,1	991,43	48,1	988,92	54,1	986,16	60,1	983,19
42,2	991,39	48,2	988,87	54,2	986,11	60,2	983,14
42,3	991,35	48,3	988,83	54,3	986,07	60,3	983,08
42,4	991,31	48,4	988,78	54,4	986,02	60,4	983,03
42,5	991,27	48,5	988,74	54,5	985,97	60,5	982,98
42,6	991,23	48,6	988,70	54,6	985,92	60,6	982,93
42,7	991,19	48,7	988,65	54,7	985,87	60,7	982,88
42,8	991,15	48,8	988,61	54,8	985,83	60,8	982,83
42,9	991,11	48,9	988,56	54,9	985,78	60,9	982,77
43,0	991,07	49,0	988,52	55,0	985,73	61,0	982,72
43,1	991,03	49,1	988,47	55,1	985,68	61,1	982,67
43,2	990,99	49,2	988,43	55,2	985,63	61,2	982,62
43,3	990,94	49,3	988,38	55,3	985,59	61,3	982,57
43,4	990,90	49,4	988,34	55,4	985,54	61,4	982,51
43,5	990,86	49,5	988,29	55,5	985,49	61,5	982,46
43,6	990,82	49,6	988,25	55,6	985,44	61,6	982,41
43,7	990,78	49,7	988,20	55,7	985,39	61,7	982,36
43,8	990,74	49,8	988,16	55,8	985,35	61,8	982,31
43,9	990,70	49,9	988,11	55,9	985,30	61,9	982,26
44,0	990,66	50,0	988,07	56,0	985,25	62,0	982,20
44,1	990,62	50,1	988,02	56,1	985,20	62,1	982,15
44,2	990,58	50,2	987,97	56,2	985,15	62,2	982,10
44,3	990,54	50,3	987,92	56,3	985,10	62,3	982,05
44,4	990,50	50,4	987,89	56,4	985,05	62,4	981,99
44,5	990,46	50,5	987,84	56,5	985,00	62,5	981,94
44,6	990,42	50,6	987,80	56,6	984,95	62,6	981,89
44,7	990,38	50,7	987,75	56,7	984,90	62,7	981,83
44,8	990,33	50,8	987,71	56,8	984,85	62,8	981,78
44,9	990,29	50,9	987,66	56,9	984,80	62,9	981,72
45,0	990,25	51,0	987,62	57,0	984,75	63,0	981,67
45,1	990,21	51,1	987,57	57,1	984,70	63,1	981,62
45,2	990,16	51,2	987,52	57,2	984,65	63,2	981,57
45,3	990,12	51,3	987,48	57,3	984,60	63,3	981,51
45,4	990,07	51,4	987,43	57,4	984,55	63,4	981,46
45,5	990,03	51,5	987,38	57,5	984,50	63,5	981,40
45,6	989,99	51,6	987,33	57,6	984,45	63,6	981,35
45,7	989,95	51,7	987,28	57,7	984,40	63,7	981,29
45,8	989,90	51,8	987,23	57,8	984,35	63,8	981,24
45,9	989,86	51,9	987,19	57,9	984,30	63,9	981,18

Zahlentafel 17 (Fortsetzung).

Gewicht von 1 m³ Wasser in kg zwischen 40 und 100° C.

Temp.	kg/m ³						
64,0	981,13	70,0	977,81	76,0	974,29	82,0	970,57
64,1	981,07	70,1	977,75	76,1	974,23	82,1	970,50
64,2	981,02	70,2	977,70	76,2	974,16	82,2	970,44
64,3	980,97	70,3	977,64	76,3	974,10	82,3	970,38
64,4	980,91	70,4	977,58	76,4	974,04	82,4	970,32
64,5	980,86	70,5	977,52	76,5	973,98	82,5	970,25
64,6	980,81	70,6	977,46	76,6	973,92	82,6	970,19
64,7	980,76	70,7	977,40	76,7	973,86	82,7	970,13
64,8	980,71	70,8	977,35	76,8	973,80	82,8	970,06
64,9	980,65	70,9	977,29	76,9	973,74	82,9	970,00
65,0	980,59	71,0	977,23	77,0	973,68	83,0	969,94
65,1	980,53	71,1	977,17	77,1	973,62	83,1	969,87
65,2	980,48	71,2	977,12	77,2	973,55	83,2	969,81
65,3	980,42	71,3	977,07	77,3	973,49	83,3	969,75
65,4	980,37	71,4	977,01	77,4	973,43	83,4	969,68
65,5	980,32	71,5	976,95	77,5	973,37	83,5	969,62
65,6	980,26	71,6	976,90	77,6	973,31	83,6	969,56
65,7	980,21	71,7	976,84	77,7	973,25	83,7	969,50
65,8	980,16	71,8	976,78	77,8	973,19	83,8	969,43
65,9	980,10	71,9	976,72	77,9	973,13	83,9	969,37
66,0	980,05	72,0	976,66	78,0	973,07	84,0	969,30
66,1	979,99	72,1	976,60	78,1	973,01	84,1	969,24
66,2	979,93	72,2	976,54	78,2	972,95	84,2	969,18
66,3	979,87	72,3	976,48	78,3	972,88	84,3	969,11
66,4	979,82	72,4	976,42	78,4	972,82	84,4	969,05
66,5	979,77	72,5	976,36	78,5	972,76	84,5	968,98
66,6	979,72	72,6	976,30	78,6	972,70	84,6	968,91
66,7	979,67	72,7	976,25	78,7	972,63	84,7	968,84
66,8	979,61	72,8	976,19	78,8	972,57	84,8	968,77
66,9	979,56	72,9	976,13	78,9	972,51	84,9	968,71
67,0	979,50	73,0	976,07	79,0	972,45	85,0	968,65
67,1	979,44	73,1	976,01	79,1	972,39	85,1	968,58
67,2	979,39	73,2	975,95	79,2	972,33	85,2	968,52
67,3	979,33	73,3	975,89	79,3	972,26	85,3	968,46
67,4	979,28	73,4	975,83	79,4	972,20	85,4	968,39
67,5	979,22	73,5	975,77	79,5	972,14	85,5	968,33
67,6	979,16	73,6	975,71	79,6	972,08	85,6	968,27
67,7	979,11	73,7	975,66	79,7	972,02	85,7	968,20
67,8	979,06	73,8	975,60	79,8	971,96	85,8	968,14
67,9	979,00	73,9	975,54	79,9	971,89	85,9	968,07
68,0	978,94	74,0	975,48	80,0	971,83	86,0	968,00
68,1	978,88	74,1	975,42	80,1	971,77	86,1	967,93
68,2	978,82	74,2	975,36	80,2	971,71	86,2	967,86
68,3	978,77	74,3	975,30	80,3	971,65	86,3	967,80
68,4	978,71	74,4	975,24	80,4	971,58	86,4	967,74
68,5	978,66	74,5	975,18	80,5	971,52	86,5	967,67
68,6	978,61	74,6	975,13	80,6	971,46	86,6	967,61
68,7	978,55	74,7	975,07	80,7	971,40	86,7	967,54
68,8	978,50	74,8	975,01	80,8	971,33	86,8	967,48
68,9	978,44	74,9	974,95	80,9	971,27	86,9	967,41
69,0	978,38	75,0	974,89	81,0	971,21	87,0	967,34
69,1	978,32	75,1	974,83	81,1	971,14	87,1	967,28
69,2	978,27	75,2	974,77	81,2	971,08	87,2	967,21
69,3	978,21	75,3	974,71	81,3	971,02	87,3	967,14
69,4	978,16	75,4	974,65	81,4	970,96	87,4	967,08
69,5	978,10	75,5	974,59	81,5	970,89	87,5	967,01
69,6	978,04	75,6	974,53	81,6	970,83	87,6	966,95
69,7	977,98	75,7	974,47	81,7	970,77	87,7	966,88
69,8	977,93	75,8	974,41	81,8	970,70	87,8	966,81
69,9	977,87	75,9	974,35	81,9	970,63	87,9	966,75

Zahlentafel 17 (Fortsetzung).

Gewicht von 1 m³ Wasser in kg zwischen 40 und 100° C.

Temp.	kg/m ³						
88,0	966,68	91,0	964,67	94,0	962,61	97,0	960,51
88,1	966,62	91,1	964,61	94,1	962,54	97,1	960,44
88,2	966,55	91,2	964,54	94,2	962,47	97,2	960,37
88,3	966,48	91,3	964,47	94,3	962,40	97,3	960,30
88,4	966,41	91,4	964,40	94,4	962,34	97,4	960,23
88,5	966,35	91,5	964,33	94,5	962,27	97,5	960,16
88,6	966,28	91,6	964,26	94,6	962,20	97,6	960,09
88,7	966,21	91,7	964,19	94,7	962,13	97,7	960,02
88,8	966,14	91,8	964,13	94,8	962,06	97,8	959,95
88,9	966,08	91,9	964,06	94,9	961,99	97,9	959,88
89,0	966,01	92,0	963,99	95,0	961,92	98,0	959,81
89,1	965,95	92,1	963,92	95,1	961,85	98,1	959,74
89,2	965,88	92,2	963,85	95,2	961,78	98,2	959,67
89,3	965,82	92,3	963,78	95,3	961,71	98,3	959,60
89,4	965,75	92,4	963,71	95,4	961,64	98,4	959,53
89,5	965,68	92,5	963,65	95,5	961,57	98,5	959,46
89,6	965,61	92,6	963,58	95,6	961,50	98,6	959,39
89,7	965,54	92,7	963,51	95,7	961,43	98,7	959,32
89,8	965,48	92,8	963,44	95,8	961,36	98,8	959,24
89,9	965,41	92,9	963,37	95,9	961,29	98,9	959,17
90,0	965,34	93,0	963,30	96,0	961,22	99,0	959,09
90,1	965,28	93,1	963,23	96,1	961,15	99,1	959,02
90,2	965,21	93,2	963,16	96,2	961,08	99,2	958,95
90,3	965,15	93,3	963,10	96,3	961,01	99,3	958,88
90,4	965,08	93,4	963,03	96,4	960,94	99,4	958,81
90,5	965,01	93,5	962,96	96,5	960,87	99,5	958,74
90,6	964,94	93,6	962,89	96,6	960,80	99,6	958,67
90,7	964,88	93,7	962,82	96,7	960,73	99,7	958,60
90,8	964,81	93,8	962,75	96,8	960,66	99,8	958,52
90,9	964,74	93,9	962,68	96,9	960,59	99,9	958,45
						100,0	958,38

Zahlentafel 18.

Spannung, Temperatur usw. des Wasserdampfes.

Druck (abs.) in kg/m ²	Temperatur in ° C	Verdampfungs- wärme	Gesamt- wärmehalt	Gewicht von 1 m ³ Dampf in kg
p	t	r	i''	γ
1 000	45,4	570,5	615,9	0,067
1 200	49,0	568,5	617,6	0,080
1 500	53,6	566,6	619,6	0,098
2 000	59,7	562,7	622,3	0,129
2 500	64,6	559,9	624,5	0,158
3 000	68,7	557,6	626,3	0,188
3 500	72,3	555,6	627,8	0,217
4 000	75,4	553,8	629,2	0,246
5 000	80,9	550,6	631,5	0,303
6 000	85,5	548,0	633,4	0,359
7 000	89,5	545,6	635,1	0,415
8 000	93,0	543,6	636,5	0,470
9 000	96,2	541,7	637,8	0,525
10 000	99,1	539,9	639,0	0,579
11 000	101,8	538,3	640,1	0,633
12 000	104,2	536,7	641,1	0,687
14 000	108,7	533,9	642,8	0,793
16 000	112,7	531,4	644,3	0,898
18 000	116,3	529,1	645,7	1,003
20 000	119,6	527,0	646,9	1,107
25 000	126,7	522,3	649,5	1,365
30 000	132,9	518,1	651,6	1,618
35 000	138,2	514,5	653,4	1,870
40 000	142,9	511,1	654,9	2,120
45 000	147,2	508,0	656,2	2,368
50 000	151,1	505,2	657,3	2,614
55 000	154,7	502,5	658,4	2,860
60 000	158,1	500,0	659,3	3,104
65 000	161,2	497,5	660,2	3,348
70 000	164,2	495,2	660,9	3,591
75 000	167,0	493,0	661,7	3,833
80 000	169,6	490,9	662,3	4,075
85 000	172,1	488,8	662,9	4,316
90 000	174,5	486,8	663,4	4,556
95 000	176,8	484,9	663,9	4,797
100 000	179,0	483,1	664,4	5,037

Zahlentafel 19.

Zahlenwerte für Rechnungen mit feuchter Luft, gültig für einen Barometerstand von 760 mm QS.

1. t , °C, Lufttemperatur.
2. γ , kg/m³, Spez. Gewicht der trockenen Luft.
3. γ_s , kg/m³, Spez. Gewicht gesättigter feuchter Luft.
4. p_s , mm QS, Sättigungsdruck des Wasserdampfes.
5. x_s , g/kg, Wassergehalt gesättigter feuchter Luft, ber. auf 1 kg tr. Luft.
6. i_s , kal/kg, Wärmehalt gesättigter feuchter Luft, ber. auf 1 kg tr. Luft.

t	γ	γ_s	p_s	x_s	i_s
°C	kg/m ³	kg/m ³	mm QS	g/kg	kcal/kg
-20	1,396	1,395	0,77	0,63	-4,43
-19	1,394	1,393	0,85	0,70	-4,15
-18	1,385	1,384	0,94	0,77	-3,87
-17	1,379	1,378	1,03	0,85	-3,58
-16	1,374	1,373	1,13	0,93	-3,29
-15	1,368	1,367	1,24	1,01	-3,01
-14	1,363	1,362	1,36	1,11	-2,71
-13	1,358	1,357	1,49	1,22	-2,40
-12	1,353	1,352	1,63	1,34	-2,09
-11	1,348	1,347	1,78	1,46	-1,78
-10	1,342	1,341	1,95	1,60	-1,45
-9	1,337	1,336	2,13	1,75	-1,13
-8	1,332	1,331	2,32	1,91	-0,79
-7	1,327	1,325	2,53	2,08	-0,45
-6	1,322	1,320	2,76	2,27	-0,10
-5	1,317	1,315	3,01	2,47	+0,26
-4	1,312	1,310	3,28	2,69	0,64
-3	1,308	1,306	3,57	2,94	1,03
-2	1,303	1,301	3,88	3,19	1,41
-1	1,298	1,295	4,22	3,47	1,82
0	1,293	1,290	4,58	3,78	2,25
1	1,288	1,285	4,93	4,07	2,66
2	1,284	1,281	5,29	4,37	3,08
3	1,279	1,275	5,69	4,70	3,52
4	1,275	1,271	6,10	5,03	3,96
5	1,270	1,266	6,54	5,40	4,42
6	1,265	1,261	7,01	5,79	4,90
7	1,261	1,256	7,51	6,21	5,40
8	1,256	1,251	8,05	6,65	5,90
9	1,252	1,247	8,61	7,13	6,43
10	1,248	1,242	9,21	7,63	6,97
11	1,243	1,237	9,84	8,15	7,53
12	1,239	1,232	10,52	8,75	8,14
13	1,235	1,228	11,23	9,35	8,74
14	1,230	1,223	11,99	9,97	9,36
15	1,226	1,218	12,79	10,6	9,98
16	1,222	1,214	13,63	11,4	10,7
17	1,217	1,208	14,53	12,1	11,4
18	1,213	1,204	15,48	12,9	12,1
19	1,209	1,200	16,48	13,8	12,9
20	1,205	1,195	17,53	14,7	14,8
21	1,201	1,190	18,65	15,6	14,6
22	1,197	1,185	19,83	16,6	15,3
23	1,193	1,181	21,07	17,7	16,2
24	1,189	1,176	22,38	18,8	17,2

Zahlentafel 19 (Fortsetzung).

Zahlenwerte für Rechnungen mit feuchter Luft usw.

t	γ	γ_s	p_s	x_s	i_s
° C	kg/m ³	kg/m ³	mm QS	g/kg	kcal/kg
25	1,185	1,171	23,76	20,0	18,1
26	1,181	1,166	25,21	21,4	19,2
27	1,177	1,161	26,74	22,6	20,2
28	1,173	1,156	28,35	24,0	21,3
29	1,169	1,151	30,04	25,6	22,5
30	1,165	1,146	31,82	27,2	23,8
31	1,161	1,141	33,70	28,8	25,0
32	1,157	1,136	35,66	30,6	26,3
33	1,154	1,131	37,73	32,5	27,7
34	1,150	1,126	39,90	34,4	29,2
35	1,146	1,121	42,18	36,6	30,8
36	1,142	1,116	44,56	38,8	32,4
37	1,139	1,111	47,07	41,1	34,0
38	1,135	1,107	49,69	43,5	35,7
39	1,132	1,102	52,44	46,0	37,6
40	1,128	1,097	55,32	48,8	39,6
41	1,124	1,091	58,34	51,7	41,6
42	1,121	1,086	61,50	54,8	43,7
43	1,117	1,081	64,80	58,0	45,9
44	1,114	1,076	68,26	61,3	48,3
45	1,110	1,070	71,88	65,0	50,8
46	1,107	1,065	75,65	68,9	53,4
47	1,103	1,059	79,60	72,8	56,2
48	1,100	1,054	83,71	77,0	59,0
49	1,096	1,048	88,02	81,5	62,1
50	1,093	1,043	92,51	86,2	65,3
51	1,090	1,037	97,20	91,3	68,6
52	1,086	1,031	102,1	96,6	72,3
53	1,083	1,025	107,2	102	75,9
54	1,080	1,019	112,5	108	80,0
55	1,076	1,013	118,0	114	84,1
56	1,073	1,007	123,8	121	88,6
57	1,070	1,001	129,8	128	93,2
58	1,067	0,995	136,1	136	98,5
59	1,063	0,987	142,6	144	104
60	1,060	0,981	149,4	152	109
61	1,057	0,974	156,4	161	115
62	1,054	0,968	163,8	171	121
63	1,051	0,961	171,4	181	128
64	1,048	0,954	179,3	192	135
65	1,044	0,946	187,5	204	143
66	1,041	0,939	196,1	216	151
67	1,038	0,932	205,0	230	160
68	1,035	0,924	214,2	244	169
69	1,032	0,917	223,7	259	179
70	1,029	0,909	233,7	276	190
71	1,026	0,901	243,9	294	202
72	1,023	0,893	254,6	314	214
73	1,020	0,885	265,7	335	227
74	1,017	0,877	277,2	357	242

Zahlentafel 19 (Fortsetzung).

Zahlenwerte für Rechnungen mit feuchter Luft usw.

<i>t</i>	γ	γ_s	\hat{p}_s	x_s	i_s
° C	kg/m ³	kg/m ³	mm QS	g/kg	kcal/kg
75	1,014	0,868	289,1	382	258
76	1,011	0,859	301,4	408	275
77	1,009	0,851	314,1	437	293
78	1,006	0,842	327,3	470	315
79	1,003	0,833	341,0	506	338
80	1,000	0,823	355,1	545	363
81	0,997	0,813	369,7	589	391
82	0,994	0,803	384,9	639	425
83	0,992	0,794	400,6	695	460
84	0,989	0,783	416,8	756	500
85	0,986	0,773	433,6	828	545
86	0,983	0,762	450,9	908	597
87	0,981	0,751	468,7	1000	657
88	0,978	0,740	487,1	1110	725
89	0,975	0,729	506,1	1240	810
90	0,973	0,718	525,8	1400	912
91	0,970	0,706	546,1	1590	1035
92	0,967	0,694	567,0	1830	1185
93	0,965	0,681	588,6	2135	1380
94	0,962	0,669	610,9	2545	1645
95	0,959	0,656	633,9	3120	2015
96	0,957	0,643	657,6	3990	2575
97	0,954	0,630	682,1	5450	3510
98	0,951	0,616	707,3	8350	5360
99	0,949	0,602	733,2	17000	10910
100	0,947	0,589	760,0	—	—

Zahlentafel 20.

Werte für γ und $\left(\frac{\gamma}{1,2}\right)^{0,852}$ für Lufttemperaturen von - 20 bis 1000° C.

Temperatur	Raumgewicht	$\left(\frac{\gamma}{1,2}\right)^{0,852}$	Temperatur	Raumgewicht	$\left(\frac{\gamma}{1,2}\right)^{0,852}$
° C	γ kg/m ³		° C	γ kg/m ³	
- 20	1,396	1,13	30	1,165	0,98
- 15	1,368	1,10	35	1,146	0,96
- 10	1,342	1,09	40	1,128	0,95
- 5	1,317	1,08	45	1,110	0,94
0	1,293	1,07	50	1,093	0,92
5	1,270	1,05	60	1,060	0,90
10	1,248	1,03	70	1,029	0,88
15	1,226	1,02	80	1,000	0,86
20	1,205	1,00	90	0,973	0,84
25	1,185	0,99	100	0,947	0,82

Anhang.

Behördliche Bestimmungen.

Sicherheitsvorschriften für Niederdruck-Warmwasserkessel.

Für die Sicherheitsleitung von Niederdruck-Warmwasserheizanlagen bestanden für Preußen bisher, je nach Ausführungsform, nebeneinander drei verschiedene behördliche Bestimmungen, und zwar die Erlasse vom 10. Februar 1914, 8. Juli 1915, 15. März 1921.

Diese Erlasse wurden unter Hinzuziehung des Verbandes der Centralheizungs-Industrie in die nachstehende vereinfachte Form gebracht.

Der Minister für Handel und Gewerbe.

Berlin W 9, 5. Juni 1925.
Leipziger Str. 2.

III 1221 M.f.H.

J.-Nr. III B. 1. 219 F.M.

II 9. 351 M.f.V.

Betrifft Sicherheitsvorschriften für Niederdruck-Warmwasserheizanlagen.

Einer Anregung aus den Kreisen der Centralheizungs-Industrie entsprechend werden die zur Zeit geltenden Bestimmungen über die Einrichtung von Niederdruck-Warmwasserheizanlagen unter gleichzeitiger Aufhebung der Erlasse vom 10. Februar 1914 — III 11087/13 M.f.H., III 420 B M.d.ö.A. — (HMBL. S. 75), vom 8. Juli 1915 — III 2231 II M.f.H. III 1421 B II M.d.ö.A. — (HMBL. S. 161) und vom 15. März 1921 — III 756 M.f.H., III 6. 82 FM., II 9. 246 M.f.V. — (HMBL. S. 67) wie folgt einheitlich zusammengefaßt:

Die Ausführung der Anlagen muß so erfolgen, daß ihre offene Verbindung mit der Atmosphäre unter allen Umständen gewährleistet wird, daß also nicht einzelne Teile der Rohrleitungen, die dem Zweck der offenen Verbindung mit der Atmosphäre dienen, verengt oder sogar vollständig abgesperrt werden können. Es ist daher, abgesehen von der Forderung hinreichenden Wärmeschutzes der Leitungen und der Ausdehnungsgefäße, dafür zu sorgen, daß die Sicherheitsleitungen bis zum Ausdehnungsgefäß überall genügend weit bemessen und daß — sofern in die Vor- oder Rücklaufleitung oder in beide zwecks Ausschaltung der Heizkessel von gemeinsam mit ihnen betriebenen Kesseln Absperrvorrichtungen eingebaut werden — Umgehungsleitungen von hinreichender Weite vorhanden sind. Werden in diesen wiederum Absperrvorrichtungen angebracht, um die Ausschaltung der einzelnen Kessel zu ermöglichen, so sind diese Absperrvorrichtungen in der Weise auszubilden, daß bei ihrem Abschluß eine offene Verbindung mit der Atmosphäre hergestellt wird.

Welche lichten Durchmesser für die zur Herstellung der offenen Verbindungen von Heizkesseln mit der Atmosphäre dienenden Rohre (Sicherheitsleitungen) in Berücksichtigung der bei Dampfzumischung zum Wasser eintretenden erhöhten Strömungsgeschwindigkeit und der Widerstände durch Richtungsänderungen notwendig sind, mußte durch besondere Versuche ermittelt werden.

Diese Versuche haben ergeben, daß Niederdruck-Warmwasserheizanlagen mit unmittelbar geheizten (mit festen, flüssigen oder gasförmigen Brennstoffen gefeuerten) Kesseln einer der beiden folgenden Ausführungen entsprechen müssen:

A. Ausführung mit Sicherheitsausdehnungsleitung, Umgehungsleitung und Wechselvorrichtungen.

1. Der Heizkessel ist mit dem Ausdehnungsgefäß durch eine nicht verschließbare Sicherheitsrohrleitung zu verbinden, deren lichter Durchmesser an keiner Stelle geringer als

$$d_1 = 14,9 H^{0,326} \quad (1)$$

sein darf; die Sicherheitsleitung darf auch ganz oder teilweise als Vorlaufleitung benutzt werden.

Hierin bedeuten

d_1 den lichten Rohrdurchmesser in mm,

H die gesamte von den Verbrennungsgasen bespülte Kesselheizfläche in m².

2. Sind Heizkessel im Vor- oder Rücklauf oder in beiden Leitungen absperrbar, so ist um jede Absperrvorrichtung eine Umgehungsleitung mit eingeschalteter Wechsellvorrichtung (Ventil oder dergl.) so anzulegen, daß das Ausblasen vom Kesselraum aus leicht bemerkt werden kann, und daß Personen durch austretende Dampf- und Wassergemische nicht gefährdet werden. Die Umgehungsleitungen sollen nicht länger als 3 m, die Ausblaserohre nicht länger als 15 m sein, anderenfalls sind die nachstehend angegebenen Lichtweiten zu vergrößern. Wird zwischen dem Kessel und der Absperrung im Vorlauf eine nicht verschließbare Sicherheitsleitung, die in ihren Abmessungen der Formel (1) entspricht, angebracht, so ist die Umgehungsleitung nur im — absperrbaren — Rücklauf erforderlich.

3. Die lichten Durchmesser der Umgehungs- und der Ausblaseleitung sowie die entsprechenden Durchgangsverschnitte der Wechsellvorrichtungen dürfen nirgends geringer als

$$d_2 = 13,8 H^{0,435} \quad (2)$$

sein, worin d_2 und H dieselbe Bedeutung wie d_1 und H in Formel (1) haben.

4. Die Vorlaufsammelleitung ist möglichst hoch, tunlichst nicht unter 500 mm über Kesseloberkante zu legen.

5. Können bei bestehenden Anlagen die Umgehungsleitungen der örtlichen Verhältnisse halber (auch etwa nur für den Rücklauf) nicht eingebaut werden, so sind alle Absperrvorrichtungen am Kessel zu entfernen.

6. Werden besondere Gruppen- oder Strangabsperrungen außer den oder statt der Absperrungen am Kessel eingebaut, so sind auch diese mit Umgehungsleitungen, Wechsellvorrichtungen und Ausblaserohren in den nach Formel (2) zu berechnenden Abmessungen zu versehen, es sei denn, daß so viel Stränge unabsperbar bleiben, daß ihr Gesamtquerschnitt dem nach Formel (1) zu berechnenden freien Querschnitt der Sicherheitsrohre mindestens gleichkommt.

7. Die Formeln (1) und (2) ergeben folgende Werte:

Formel (1), Sicherheitsausdehnungsleitungen.

Kessel	bis	4 m ²	Heizfläche:	$d_1 = 25$ mm
„ über 4	„ 10	„	„	$d_1 = 34$ „
„ „ 10	„ 15	„	„	$d_1 = 39$ „
„ „ 15	„ 28	„	„	$d_1 = 49$ „
„ „ 28	„ 42	„	„	$d_1 = 57$ „
„ „ 42	„ 60	„	„	$d_1 = 64$ „

Formel (2), Umgehungs-Ausblaseleitungen und die entsprechenden freien Querschnitte der Wechsellvorrichtungen.

Kessel	bis	4 m ²	Heizfläche:	$d_2 = 25$ mm
„ über 4	„ 8	„	„	$d_2 = 34$ „
„ „ 8	„ 11	„	„	$d_2 = 39$ „
„ „ 11	„ 18	„	„	$d_2 = 49$ „
„ „ 18	„ 26	„	„	$d_2 = 57$ „
„ „ 26	„ 34	„	„	$d_2 = 64$ „
„ „ 34	„ 42	„	„	$d_2 = 70$ „
„ „ 42	„ 50	„	„	$d_2 = 76$ „
„ „ 50	„ 60	„	„	$d_2 = 82$ „
„ „ 60	„ 70	„	„	$d_2 = 88$ „
„ „ 70	„ 80	„	„	$d_2 = 94$ „
„ „ 80	„ 95	„	„	$d_2 = 100$ „

B. Ausführung mit Sicherheitsausdehnungs- und Sicherheitsrücklaufleitung.

1. Der Heizkessel ist durch zwei unabsperbare, miteinander nicht unmittelbar in Verbindung stehende Sicherheitsrohrleitungen von mindestens 25 mm lichtem Durchmesser mit dem Ausdehnungsgefäß zu verbinden.

2. Der lichte Durchmesser der Sicherheitsausdehnungsleitung darf hierbei an keiner Stelle geringer sein als:

$$d_3 = 15 + \sqrt{20H} \quad (3)$$

und der der Sicherheitsrücklaufleitung an keiner Stelle geringer als

$$d_4 = 15 + \sqrt{10H}. \quad (4)$$

In den Gleichungen bedeuten d_3 und d_4 die lichten Rohrweiten in mm und H die gesamte von den Verbrennungsgasen bespülte Kesselheizfläche in m².

3. Übersteigt die Länge einer Leitung in der wagerechten Projektion gemessen das Maß von 20 m oder die Zahl der Richtungsänderungen die Zahl 8, so ist die lichte Weite beider Sicherheitsleitungen auf das nächstfolgende Handelsmaß zu erhöhen.

4. Die tunlichst von oben in das Ausdehnungsgefäß einzuführende Sicherheitsausdehnungsleitung muß ebenso wie die Entlüftungsleitung oberhalb des höchsten Wasserspiegels einmünden, die Sicherheits-

rücklaufleitung ist am tiefsten Punkte des Ausdehnungsgefäßes anzuschließen. Die Sicherheitsausdehnungsleitung ist außerdem in den wagerechten Strecken mit reichlicher Steigung und mit Krümmungsradien von mindestens der dreifachen lichten Rohrweite zu verlegen.

5. Die Sicherheitsausdehnungs- und Sicherheitsrücklaufleitung können ganz oder teilweise als Vor- und als Rücklaufleitung der Anlage benutzt werden und umgekehrt, sofern sie die vorstehenden Bedingungen erfüllen.

6. Kesselgruppen, die im Vor- und im Rücklauf keine Einzelabsperrungen erhalten, sind wie Einzelkessel von einer der Gesamtheizfläche der Kesselgruppe entsprechenden Größe zu behandeln. Bei Einzelabsperrungen im Vorlauf können sie mit einer gemeinsamen Sicherheitsrücklaufleitung, bei Einzelabsperrungen im Rücklauf mit einer gemeinsamen Sicherheitsausdehnungsleitung versehen werden. Mehrere Sicherheitsausdehnungs- oder Sicherheitsrücklaufleitungen können auch in je eine, der in Frage kommenden gesamten Kesselheizfläche entsprechende Sicherheitsleitung zusammengefaßt werden.

7. Die Formeln (3) und (4) geben bei den nachstehenden Kesselgrößen folgende Werte für die Sicherheitsleitungen:

Formel (3), Sicherheitsausdehnungsleitungen.

Kessel bis 8 m ² Heizfläche:	$d_3 = 25$ mm
„ „ 20 „ „	$d_3 = 34$ „
„ „ 30 „ „	$d_3 = 39$ „
„ „ 56 „ „	$d_3 = 49$ „
„ „ 84 „ „	$d_3 = 57$ „
„ „ 120 „ „	$d_3 = 64$ „

Formel (4), Sicherheitsrücklaufleitungen.

Kessel bis 10 m ² Heizfläche:	$d_4 = 25$ mm
„ „ 36 „ „	$d_4 = 34$ „
„ „ 58 „ „	$d_4 = 39$ „
„ „ 115 „ „	$d_4 = 49$ „

C. Allgemeine Bestimmungen.

(für beide Ausführungsarten geltend).

1. Das Ausdehnungsgefäß ist mit einem Deckel und einer unabsperrbaren Entlüftungsleitung zu versehen. Die Entlüftungsleitung muß mindestens eine nach Formel (3) zu bemessende lichte Weite haben.

2. Ausdehnungsgefäß und Sicherheitsleitungen sind durch Verkleidung gegen Einfrieren zu schützen, sofern nicht die örtlichen Verhältnisse die Gefahr des Einfrierens ausschließen.

3. Der Wasserstand in der Anlage ist im Kesselraum durch eine geeignete Vorrichtung ersichtlich zu machen, der Kessel selbst ist mit einer Ablaßvorrichtung auszurüsten.

4. Die Anlage ist nach Fertigstellung einer Druckprobe mit kaltem Wasser zu unterwerfen. Der Probedruck muß den im Kessel vorhandenen statischen Druck um $1\frac{1}{2}$ Atmosphären übersteigen, er soll aber nicht mehr als $4\frac{1}{2}$ Atmosphären betragen.

5. Der Einbau eines Thermometers ist aus wärmewirtschaftlichen Gründen zweckmäßig.

Mittelbar (z. B. mit Abgasen, Dampf, Wasser oder Elektrizität) geheizte Warmwasserkessel sind wie feuerbeheizte zu behandeln; dabei ist folgendes zu beachten: Soweit die Temperatur des Heizmittels niedriger ist, als die dem statischen Druck der Anlage entsprechende Verdampfungstemperatur, hat die lichte Weite der Sicherheitsausdehnungsleitung mindestens 25 mm zu betragen. Eine Sicherheitsrücklaufleitung ist für diesen Fall nicht erforderlich. Für alle übrigen Fälle ist bei der Bemessung der Sicherheitsleitungen die Heizfläche in feuergeheizte umzuwerten. Die stündliche Wärmeabgabe der Heizfläche eines feuergeheizten Kessels ist dabei zu 10000 kcal/m² zugrunde zu legen. Die für die Bemessung der Sicherheitsleitungen maßgebende (gedachte) feuerbeheizte Heizfläche in Quadratmeter ergibt sich unter Zugrundelegung der Höchstleistung des gesamten Wärmeaustauschkörpers in kcal/h zu

$$H' = \frac{\text{Höchstleistung des Wärmeaustauschkörpers}}{10000}$$

Für dampfgeheizte Warmwasserkessel sind die besonderen Bestimmungen des Erlasses über Ausrüstung und Überwachung dampfgeheizter Warmwasserbereiter vom 22. Mai 1925 (III. 1574/I. G 821) zu beachten.¹

Diese Sicherheitsvorschriften für Niederdruck-Warmwasserheizanlagen gelten auch für Heizkessel zum Betriebe von Warmwasserbereitungsanlagen.

Soweit die Centralheizungs-Baufirmen im Verbands der Centralheizungs-Industrie zusammengeschlossen sind, haben sie von vorstehenden Erfordernissen Kenntnis erhalten. Ob die Durchführung der Anforderungen durch einfache Bekanntmachung zu sichern und demgemäß im Einzelfalle durch polizeiliche Verfügung zu erzwingen oder allgemein durch Polizeiverordnung vorzuschreiben ist, überlassen wir ihrem Ermessen.

¹ Zu diesem letzten Satz vgl. den folgenden Erlaß: „Sicherheitsvorschriften für dampfgeheizte Warmwasserbereiter von Niederdruck-Warmwasserheizanlagen“. Der Verfasser.

Die baupolizeiliche Abnahme der Rohrleitungen hat sich auf die Feststellung der Rohrweiten zu beschränken, sie ist bei Gelegenheit der Gebrauchsabnahme des Baues oder der Feuerstelle zu bewirken.

Der Verband der Centralheizungs-Industrie in Berlin W 9 hat sich bereit erklärt, durch seine technischen Organe jede neu errichtete Anlage auf die Einhaltung dieser Vorschriften prüfen zu lassen und hierüber dem Besitzer oder Erbauer der Anlage eine Bescheinigung auszustellen, die als Nachweis für die Einhaltung der Vorschriften gelten kann.

Der Minister für Handel und Gewerbe. I. A.: v. Meyeren. Der Finanzminister. I. A.: Herrmann.
Der Minister für Volkswohlfahrt. I. A.: Conze.

An die Herren Regierungspräsidenten, den Herrn Polizeipräsidenten in Berlin und den Herrn Verbandspräsidenten in Essen.

Sicherheitsvorschriften für dampfbeheizte Warmwasserbereiter von Niederdruck-Warmwasserheizanlagen.

Der letzte Satz im zweiten Absatz des Abschnittes C 5 des vorstehenden Erlasses hat mehrfach zu der Auffassung Veranlassung gegeben, daß bei dampfbeheizten Warmwasserbereitern auch von Niederdruck-Warmwasserheizanlagen die Bestimmungen des Erlasses vom 22. Mai 1925 (vgl. S. 286) zur Anwendung kommen müssen. Um nun in jedem Falle Klarheit darüber zu schaffen, ob der Erlaß vom 5. Juni 1925 oder vom 22. Mai 1925 in Frage kommt, ist nachträglich der folgende Erlaß erschienen.

Der Minister für Handel und Gewerbe.

Berlin, W 9, den 3. März 1927.
Leipziger Str. 2.

III 961 }
I G — } M.f.H.u.G.

J. Nr. III 1 Nr. 8/Ao. 5. 8. F.M.
II 8 Nr. 318—27 M.f.V.

Betrifft Sicherheitsvorschriften für Niederdruck-Warmwasserheizanlagen.

Im Anschluß an den Erlaß vom 5. Juni 1925 — III 1221 M.f.H. III B. 1. 219 F.M., II 9. 351 M.f.V. — (HMBL. S. 145).

Der letzte Satz im zweiten Unterabsatz des Abschnittes C 5 unseres Erlasses vom 5. Juni 1925 — III 1221 M.f.H., III B. 1. 219 F.M., II 9, 351 M.f.V. — (HMBL. S. 145) lautet: „Für dampfgeheizte Warmwasserkessel sind die besonderen Bestimmungen des Erlasses über Ausrüstung und Überwachung dampfgeheizter Warmwasserbereiter vom 22. Mai 1925 (III 1574/I G. 821) zu beachten.“ Er hat nach Angabe des Verbandes der Centralheizungs-Industrie verschiedentlich zu Schwierigkeiten geführt. Es soll gefordert worden sein, daß die Bestimmungen des Erlasses vom 22. Mai 1925 in jedem Falle auch auf die dampfgeheizten Warmwasserkessel der Niederdruckwarmwasserheizungen anzuwenden seien. Wir bemerken hierzu folgendes:

Die Anwendung der Bestimmungen des Erlasses vom 22. Mai 1925 auf die dampfgeheizten Warmwasserkessel von Niederdruckwarmwasserheizungen hat zur Voraussetzung, daß die fraglichen Kessel als Dampffässer im Sinne des § 1 der Dampffäßverordnung anzusehen sind. Dampfgeheizte Warmwasserkessel sind nicht als Dampffässer anzusehen, wenn sie ausschließlich der Erwärmung einer Wassermenge dienen, die ständig in einem endlosen, den Bestimmungen des Erlasses vom 5. Juni 1925 (HMBL. S. 145) entsprechenden Rohrnetze umläuft und somit nur der Versorgung der Heizanlage dient, ohne daß von ihr für andere Gebrauchszwecke abgezapft wird. Die im Rohrnetze umlaufende Wassermenge kann nämlich nicht als „Beschickung eines Dampffasses“ im Sinne des § 1 der Dampffäßverordnung aufgefaßt werden. Aus der Entwicklungsgeschichte dieser Verordnung (vgl. Einführungs Erlaß vom 29. Oktober 1898 — B. 9406 — zur Dampffäßverordnung von 1898, Ministerialblatt für die innere Verwaltung 1900 S. 62) ergibt sich, daß unter Beschickung nur chargenweise eingebrachte Stoffe zu verstehen sind, die der mittelbaren oder unmittelbaren Einwirkung des anderweit erzeugten gespannten Wasserdampfes usw. ausgesetzt werden. Dieses Begriffsmerkmal fehlt beim Warmwasserkessel vollständig, da stets die gleiche, in dem Rohrnetze umlaufende Wassermenge der Einwirkung des Wasserdampfes unterliegt.

Der Begriff des Dampffasses ist hingegen bei einem sonst gleichen Kessel erfüllt, wenn an irgendeiner Stelle dem Rohrnetze der Heizanlage warmes Wasser zu Gebrauchszwecken entnommen und dadurch eine Beschickung mit Frischwasser zur Ergänzung des Wasserinhaltes im Rohrnetz erforderlich wird. In diesem Falle handelt es sich nicht mehr um einen Warmwasserkessel, der lediglich der Versorgung der Heizanlage dient, sondern um einen Warmwasserkessel im Sinne des fraglichen Absatzes unseres Erlasses vom 5. Juni 1925, auf den, sofern er dampfgeheizt wird, der Erlaß vom 22. Mai 1925 anzuwenden ist. Hierbei ist für den Betrieb solcher Warmwasserbereiter im Anschluß an Niederdruckdampfkessel der Abs. 1 des Erlasses vom 22. Mai 1925 zu berücksichtigen.

Auf die dampfgeheizten Warmwasserkessel von Warmwasserbereitungsanlagen, die in irgendeinem Zusammenhang mit Warmwasserheizanlagen stehen, ist der Erlaß vom 22. Mai 1925 gleichfalls anzuwenden, wenn für sie der Begriff des Dampffasses erfüllt ist.

Wir ersuchen in geeigneter Weise für die Bekanntgabe dieser Auslegung Sorge zu tragen. Der Verband der Centralheizungs-Industrie und der Zentralverband der preußischen Dampfkesselüberwachungsvereine haben Abschriften erhalten.

Abdrucke für die Gewerbeaufsichts- und Bergrevierbeamten sind beigelegt.

(Zusatz nur für die Oberbergämter).

Ein Abdruck des Erlasses vom 5. Juni 1925 — III 1221 M.f.H. — ist gleichfalls zur Kenntnis beigelegt.

Der Minister für Handel und Gewerbe. I. A.: von Meyeren. Der Finanzminister. I. A.: Eggert.
Der Minister für Volkswohlfahrt. I. A.: Conze.

An sämtliche Herren Regierungspräsidenten, den Herrn Polizeipräsidenten in Berlin, den Herrn Verbandspräsidenten in Essen und die Oberbergämter.

Sicherheitsvorschriften für dampfbeheizte Warmwasserbereiter von Warmwasserversorgungsanlagen.

Die bereits früher angekündigte Regelung der Sicherheitsvorschriften für dampfbeheizte Warmwasserbereiter ist nunmehr zum Abschluß gekommen. Betreffs der Vorgänge, die hierzu führten, wird auf die Mitteilungen der Wärmetechnischen Abteilung vom April/Juni 1923 und Juli 1923/April 1924 verwiesen. Hiernach hatte ein Unglücksfall in der Badeanstalt einer oberschlesischen Grube Mitte Februar 1922 zu verschärften Erlassen betr. dampfbeheizter Warmwasserbereiter vom 15. I. 1923 und 23. 8. 1923 geführt. Es handelte sich s. Zt. hierbei nur um Übergangsbestimmungen; die endgültige Lösung der diesbezüglichen Fragen, die Abgrenzung gegen die Dampffaßverordnung, sowie Milderungen derselben bringt erst der nachstehende Erlaß.

Der Minister für Handel und Gewerbe.

Berlin W 9, 22. Mai 1925.
Leipziger Str. 2.

III 1574 } M.f.H.
I G 821 }

J.-Nr. III 1 265 FM.
II 9 419 M.f.V.

Betrifft Ausrüstung und Überwachung dampfbeheizter Warmwasserbereiter.

Unter Aufhebung meiner, des mitunterzeichneten Ministers für Handel und Gewerbe, Erlasse vom 15. Januar 1923 — III 500 — und vom 23. August 1923 — III 6462 II, I G 919 — wird über die Anwendung der Dampffaßverordnung auf dampfgeheizte Warmwasserbereiter nunmehr nach eingehenden Beratungen mit den beteiligten Kreisen auf Grund des § 25 a. a. O. zusammenfassend folgendes bestimmt:

I. Warmwasserbereiter, die im Anschluß an Niederdruckdampfkessel betrieben werden, und deren Heizdampf infolgedessen $\frac{1}{2}$ Atmosphäre Überdruck nicht überschreiten kann, sind von dem Geltungsbereich der Dampffaßverordnung ausgenommen.

II. Wird der Heizdampf für Warmwasserbereiter aus Dampfanlagen, deren Betriebsüberdruck mehr als $\frac{1}{2}$ Atmosphäre betragen kann, entnommen, aber vor Eintritt in den Warmwasserbereiter auf $\frac{1}{2}$ Atmosphäre oder darunter entspannt, so ist in sinngemäßer Anwendung des § 2 Ziff. 5 der Dampffaßverordnung durch eine Abnahmeprüfung im Betriebe nachzuweisen, daß der Überdruck des Heizdampfes im Warmwasserbereiter $\frac{1}{2}$ Atmosphäre nicht übersteigen kann. Die Sicherung gegen Überschreiten des zulässigen Druckes kann erfolgen:

a) durch ein offenes, nicht verschließbares Rohr oder durch ein Standrohr mit Wasser- oder Quecksilberfüllung in der Dampfzuleitung. So ausgerüstete Warmwasserbereiter sind nach befriedigender Abnahmeprüfung von den Bestimmungen der Dampffaßverordnung befreit;

b) durch ein in die Dampfleitung eingebautes zuverlässiges Sicherheitsventil. Solche Apparate sind nach befriedigender Abnahmeprüfung von der Anwendung der Dampffaßverordnung mit folgender Maßgabe befreit: Die Berechnung der Wandstärken hat nach den Bauvorschriften für Dampfkessel zu erfolgen. Werden Bleche verwendet, deren Eigenschaften nicht durch Sachverständigen- oder Werksbescheinigung entsprechend den Materialvorschriften für Dampffässer nachgewiesen werden, so ist der Berechnung eine Blechfestigkeit von höchstens 30 kg/mm² zugrunde zu legen.

Alle Warmwasserbereiter der unter IIa und b genannten Art sind in der Dampfzuleitung hinter dem Standrohr oder Sicherheitsventil mit einem zuverlässigen Manometer mit Kontrollflansch (zur Anbringung des amtlichen Prüfmanometers) zu versehen. Der höchstzulässige Betriebsüberdruck von $\frac{1}{2}$ Atmosphäre ist auf dem Manometer durch eine Marke zu kennzeichnen.

III. Auf Warmwasserbereiter, die mit (Frisch- oder Ab-) Dampf von mehr als $\frac{1}{2}$ Atmosphäre Überdruck betrieben werden, oder bei denen nicht durch eine der in Abschnitt II angegebenen Vorrichtungen sicher verhindert wird, daß der Überdruck des Heizdampfes $\frac{1}{2}$ Atmosphäre übersteigt, ist die Dampffaßverordnung in vollem Umfange anzuwenden.

Allgemein ist folgendes zu beachten.

Für ausreichenden Frostschutz der Anlagen, insbesondere der Standrohre und sonstigen Sicherheitsvorrichtungen, ist zu sorgen.

Dampfgeheizte Warmwasserbereiter, die mittelbar (mittels Rohrschlangen oder dergleichen) beheizt werden, müssen zur Verhütung unzulässiger Beanspruchung der Wandungen infolge der Ausdehnung des sich erwärmenden Wassers am Wasserraum ein Sicherheitsventil mit unmittelbarer Gewichtsbelastung und seitlichem Abfluß erhalten.

Alle Sicherheitsventile sind gegen unbefugte Änderung der Belastung zu schützen.

Für den unmittelbaren Anschluß von Warmwasserbereitern an Druckwasserleitungen sind die etwa bestehenden besonderen örtlichen Vorschriften zu beachten. Werden Warmwasserbereiter mit überhitztem Dampf betrieben, so ist der Überdruck des eintretenden Heizdampfes auf den Druck gesättigten Dampfes von gleicher Temperatur umzurechnen und danach festzustellen, unter welchen Abschnitt der vorstehenden Bestimmungen die Anlage fällt.

Bemerkungen zu II:

1. Der Beschickungsraum von Warmwasserbereitern, die mittelbar (mittels Rohrschlangen oder dergleichen) mit Dampf beheizt werden, steht oft unter einem statischen Druck, der $\frac{1}{2}$ Atmosphäre wesentlich überschreitet, so daß die Anbringung eines Standrohres oder offenen Rohres nach § 2 Ziffer 5 der Dampfpaßverordnung unmöglich ist. Die vorliegende Fassung unter II b bedeutet eine Erleichterung für diejenigen Warmwasserbereiter, die zwar dem § 2 Ziffer 5 nicht entsprechen, bei denen aber auf andere Weise dafür gesorgt ist, daß ein erheblicher Dampfdruck nicht entstehen kann.

2. Für alle unter II a genannten (alten und neuen) Warmwasserbereiter und für bereits bestehende Anlagen der unter II b behandelten Art wird von besonderen Bestimmungen über den Baustoff und die Berechnung der Wandstärken abgesehen. Jedoch haben die Sachverständigen bei der Abnahme neben der Prüfung der Sicherheitsvorrichtungen auch auf sachgemäße Bauart und sorgfältige Ausführung der Apparate zu achten.

(Zusatz nur für die Oberbergämter:)

Die im Erlaß vom 23. August 1923 — III 6462 II, I G 919 — getroffene Bestimmung, nach der bei Neuanlagen künftig die Warmwasserbereiter an einem von den Bade- und Ankleideräumen durch Schutzwände abgetrennten Platze aufzustellen sind, bleibt auch weiterhin bestehen.

Abdrucke für die Oberregierungs- und -gewerbeberäte, die Regierungs- und Gewerbeberäte und die Bergrevierbeamten liegen bei.

(Zusatz für die Aufsichtsbehörden der Dampfkesselüberwachungsvereine:)

Ferner werden Abdrucke zur Benachrichtigung der Dampfkesselüberwachungsvereine in der erforderlichen Anzahl (5 für jeden Verein) beigelegt.

Der Minister für Handel und Gewerbe. I. A.: von Meyeren. Der Finanzminister. I. A.: Herrmann.
Der Minister für Volkswohlfahrt. I. A.: Conze.

An die Herren Regierungspräsidenten, den Herrn Polizeipräsidenten in Berlin und die Oberbergämter.

Auszug aus den Allgemeinen polizeilichen Bestimmungen über die Anlegung von Landdampfkesseln.

(Entnommen der „Hütte“ 1926, Bd. II, S. 364 u. 368.)

Für Kesselanlagen von Zentralheizungen usw. kommen von den allgemeinen polizeilichen Bestimmungen über die Anlegung von Landdampfkesseln im wesentlichen die beiden folgenden Paragraphen in Frage:

§ 1, Z. 3. Den Bestimmungen für Landdampfkessel werden nicht unterworfen:

a) Behälter, in denen Dampf, der einem anderen Dampfentwickler entnommen ist, durch Einwirkung von Feuer besonders erhitzt wird (Dampfüberhitzer);

b) Kessel, die mit einer Einrichtung versehen sind, welche entweder verhindert, daß die Dampfspannung $\frac{1}{2}$ at Überdruck übersteigen kann (Niederdruckkessel), oder bewirkt, daß der Kessel hierbei abzulassen beginnt und bei einer Überschreitung des angegebenen Überdruckes um 10% den Kessel bis auf den atmosphärischen Druck entlastet. Als Einrichtungen dieser Art gelten:

α) ein unverschleißbares, vom Wasserraum ausgehendes Standrohr von nicht über 5000 mm Höhe und mindestens 80 mm Lichtweite;

β) ein vom Dampfraum ausgehendes, nicht abschließbares Rohr in Heberform oder mit mehreren auf und ab steigenden Schenkeln, dessen aufsteigende Äste bei Wasserfüllung zusammen nicht über 5000 mm, bei Quecksilberfüllung nicht über 370 mm Länge haben dürfen, wobei die Lichtweite dieser Rohre so bemessen werden muß, daß auf 1 m² Heizfläche (§ 3, Abs. 3) ein Rohrquerschnitt von mindestens 350 mm² entfällt. Die Lichtweite der Rohre muß mindestens 30 mm betragen und braucht 80 mm nicht zu überschreiten;

γ) jede andere von der Zentralbehörde des zuständigen Bundesstaates genehmigte Sicherheitsvorrichtung.

c) Zwergkessel, d. h. Dampfentwickler, deren Heizfläche $\frac{1}{10}$ m² und deren Dampfspannung 2 at Überdruck nicht übersteigt, sofern sie mit einem zuverlässigen Sicherheitsventil ausgerüstet sind.

Für die Aufstellung von Dampfkesseln gelten folgende Gesichtspunkte:

§ 15, Z. 1. Dampfkessel für mehr als 6 at Überdruck und solche, bei welchen das Produkt aus der Heizfläche (§ 3, Abs. 3) in Quadratmetern und der Dampfspannung in Atmosphären-Überdruck für einen oder mehrere gleichzeitig im Betriebe befindliche Kessel zusammen mehr als 30 beträgt, dürfen nicht in Räumen, die häufig von Menschen betreten werden, nicht aufgestellt werden. Das gleiche gilt für die Aufstellung von Dampfkesseln über Räumen, die häufig von Menschen betreten werden, mit Ausnahme der Aufstellung über Kellerräumen. Innerhalb von Betriebsstätten und in besonderen Kesselräumen ist die Aufstellung solcher Dampfkessel unzulässig, wenn die Räume mit fester Wölbung oder fester Balkendecke versehen sind. Feste Konstruktionsteile über einem Teile des Kesselraums, die den Zwecken der Rostbeschickung dienen, sind nicht als feste Balkendecken anzusehen. Trockeneinrichtungen oberhalb des Dampfkessels sowie das Trocknen auf dem Kessel sind nicht zulässig. Bei eingemauerten Dampfkesseln, deren Plattform betreten wird, muß oberhalb derselben eine mittlere verkehrsfreie Höhe von mindestens 1800 mm vorhanden sein.

Richtlinien für die Anlage von Heizräumen.

Vorbemerkung.

Die Richtlinien gelten für Anlagen in Neubauten; sie sind soweit wie möglich anzuwenden bei Neubauten in bestehenden Gebäuden und bei wesentlichen Umbauten vorhandener Anlagen.

Als Heizraum im Sinne der Richtlinien gilt ein Raum, in dem eine Feuerstätte für Zentral-Warmwasserheizung, Warmwasserversorgung, Heißwasserheizung, Niederdruckdampfheizung oder Luftheizung aufgestellt ist.

Die Richtlinien gelten ohne Einschränkung für Heizräume, in denen Dampf-Warmwasserheizungs-Kesselanlagen mit über 10 m² Heizfläche, Heißwasserheizungen mit zwei Feuerungen oder Feuerluftheizungen mit über 20 m² glatter oder 30 m² gerippter Heizfläche stehen.

Bei kleineren Anlagen sind die Nummern 4, 5 Absatz 1 und 2 und Nr. 6 zu beachten, bei Stockwerksheizungen Nr. 6 Absatz 2 bis 4.

Richtlinien vom 4. Juli 1927 betreffend Heizräume für Zentralheizungen und Warmwasserversorgungen (§§ 18 und 20 der Bauordnung von Berlin).

1. Ausgänge. Der Heizraum ist mit mindestens zwei möglichst entgegengesetzt liegenden Ausgängen zu versehen. Als Notausgang genügt ein Ausstieg durch ein Fenster mittels Steigeisen. Bei Großanlagen muß einer der beiden Ausgänge ins Freie führen.

Die Türen müssen feuerhemmend hergestellt sein, nach außen aufgehen und selbsttätig schließen.

2. Fenster. Der Heizraum muß durch Fenster mit der Außenluft in Verbindung stehen. Die Fenster sollen in handlicher Höhe zu öffnen sein, wenn möglich durch Kippflügel.

3. Decken und Wände. Die Decke des Heizraumes und seiner Nebenräume ist durch Anstrich mit Wasserglas gasdicht herzustellen; Rohr- und Kabeldurchführungen sind sorgsam abzudichten.

Neben dem Heizraum belegene Wohnräume, gewerbliche Werkstätten und dergleichen müssen von dem Heizraum durch mindestens 25 cm starke, gemauerte oder gleicherweise feuerfeste Wände abgeschlossen sein; eine Verbindung etwa durch Fenster oder Türen ist unzulässig.

4. Zu- und Abluft. Der Heizraum ist mit einer oberen Abluftöffnung, die bei natürlichem Auftrieb einen freien Querschnitt von 25% des Schornsteinquerschnitts hat, und einer über dem Fußboden¹ möglichst hinter den Kessel einmündenden unverschließbaren Zuluftöffnung von 50% des Schornsteinquerschnittes zu versehen. Um den erforderlichen Auftrieb im Abluftkanal zu sichern, soll dieser möglichst in der Nähe des Schornsteines liegen und über Dachfirst ausmünden. Die Zuluft muß aus dem Freien entnommen werden, jedoch nicht an Stellen, die dicht unter Öffnungen zu Aufenthaltsräumen liegen.

5. Schornsteine. Grundsätzlich soll jede einzelne Feuerstätte der Zentralheizung und der Warmwasserversorgung ihren eigenen Schornstein erhalten. An diese Schornsteine dürfen weder andere Feuerstätten noch Entlüftungseinrichtungen angeschlossen werden².

Die Schornsteine sollen an Innenwänden des Heizraumes liegen und sind an ihrem Fuße mit einem Aschensack zu versehen.

Um vor Inbetriebnahme einer Feuerstätte nach einer Betriebspause den zu diesem Zeitpunkte fehlenden Schornsteinzug zu erzeugen, soll am Fuße des Schornsteins eine wirksame Lockfeueereinrichtung vorgesehen werden, besonders bei kaltliegendem Fuchs oder bei großer Fuchslänge.

6. Rauchzüge. Das Mauerwerk der Feuerstätten, Rauchkanäle und Schornsteine ist dicht herzustellen und dauernd dicht zu erhalten. Putzdeckel, Pyrometerhülsen und dergleichen müssen luftdicht schließen. Rauchkanäle dürfen nicht feucht liegen, ihre Reinigungsöffnungen müssen jederzeit zugänglich sein.

¹ Ist der Heizerstand vertieft, so gilt seine Sohle als Fußboden.

² Vgl. hierzu auch die Bestimmungen der Polizeiverordnung für Grundstücksentwässerung hinsichtlich der Lüftungsröhren.

Rauchkanäle und Rauchrohre müssen auf dem kürzesten Wege mit Steigung und ohne scharfe Krümmungen nach dem Schornstein zugeführt werden.

Rauchschieber und Drosselklappen müssen in ihrem oberen Teil mit Abzugsöffnungen gleich 3% des Schornsteinquerschnittes, jedoch nicht unter 20 cm² versehen sein. Einrichtungen, die durch Einführung von Nebenluft in die Rauchkanäle oder Schornsteine wirken, bedürfen besonderer baupolizeilicher Genehmigung.

Verbindungsrohre zwischen Feuerstätten und Schornsteinen dürfen nur dann aus Schmiedeeisen hergestellt werden, wenn sie bei Lichtweite bis 200 mm eine Wandstärke von 3 mm, bei größerer Lichtweite eine Wandstärke von mindestens 5 mm erhalten, um schnelles Durchrosten zu verhüten. Aus letzterem Grunde sind statt schmiedeeiserner Verbindungsrohre für die Ableitung der Rauchgase möglichst Schamotterrohre und gußeiserner Muffen- oder Flanschenrohre zu verwenden.

Normung der Korngrößen von Gaskoks.

Die wirtschaftliche Vereinigung Deutscher Gaswerke, Gaskokssyndikat-Aktien-Gesellschaft hat im Einvernehmen mit dem Normenausschuß den nachstehenden Normblattentwurf für die Koksgrößen und ihre Benennungen aufgestellt. Ein ähnlicher Entwurf für Zechenkoks besteht noch nicht.

Die Körnung entsteht durch Siebung auf Siebblechen mit kreisrunden Löchern, die den obigen Durchmessern entsprechen.

Normblattentwurf.

Bezeichnungen und Korngrößen Brennstoffe	Din Entwurf 1 E. 1836
Gasbrechkoks I	über 60 mm
Gasbrechkoks II	von 40—60 mm
Gasbrechkoks III	von 20—40 mm
Gasperlkok	von 10—20 mm
Gaskoksgrus	bis 10 mm

Als ein ungefährer Anhalt für die Wahl der geeignetsten Korngrößen bei den einzelnen Größen der Gliederkessel kann die nachstehende Zusammenstellung dienen.

Bezeichnung	Heizfläche	Kokskörnung
Zimmerkessel	bis 3 m ²	Gasbrechkoks III
Kleinkessel	„ 5 „	„ II
Normalkessel	3 „ 15 „	„ I
Mittelkessel	10 „ 30 „	„ I
Großkessel	20 „ 50 „	„ I

Mitteilungen der Versuchsanstalt für Heiz- und Lüftungswesen.

Heft 1—4. 1. bis 13. Mitteilung.

Heft 1: Vorwort des Vorstehers. — Beschreibung der Prüfungsanstalt und ihrer inneren Einrichtungen. — Bestimmung der Geschwindigkeit und des Druckes bewegter Luft in Rohrleitungen. Januar 1910.

Heft 2: Untersuchung von Kondensstöpfen. — Prüfung automatischer Temperaturregler. — Versuche über Saug- und Preßköpfe. — Leistungsversuche an einem Strebelkessel. Juni 1910.

Heft 3: Untersuchungen über Wärmeabgabe, Druckhöhenverlust und Oberflächentemperatur bei Heizkörpern unter Anwendung großer Luftgeschwindigkeiten. September 1910.

Heft 4: Versuche über das Einrohrsystem bei Warmwasserheizungen. — Eichung eines Dampfmessers der Farbenfabriken vorm. Friedr. Bayer & Co. — Prüfstände und Prüfungsgebühren. — Einfluß von Heizkörperverkleidungen auf die Wärmeabgabe von Radiatoren. Mai 1913. — Neuere Heizkörper.

Heft 5: 14. und 15. Mitteilung, Beiheft 1 zum Gesundheits-Ing. Reibungs- und Einzelwiderstände in Warmwasserheizungen. Juni 1913.

Heft 6: 16. Mitteilung. Beiheft 2. Brabbée-Wierz: Vereinfachtes Verfahren zur zeichnerischen oder rechnerischen Bestimmung der Rohrleitungen von Niederdruckdampfheizungen. März 1914.

Heft 7: 17. Mitteilung, Beiheft 3. Brabbée: Untersuchung eines Lollar-Großdampfkessels. April 1914.

Heft 8: 18. Mitteilung, Beiheft 4. Brabbée-Kloss: Untersuchung eines Schlottergebläses. Juli 1914.

Heft 9: 19. Mitteilung, Beiheft 5. Werner: Untersuchungen über Luftumwälzungsverfahren bei Niederdruckdampfheizungen. Juli 1914.

Heft 10: 20. Mitteilung, Beiheft 6. Sicherheitsvorrichtungen für Warmwasserkessel. September 1914.

Beiheft 7: 21. Mitteilung. Brabbée-Bradtke: Vereinfachtes zeichnerisches oder rechnerisches Verfahren zur Bestimmung der Rohrleitungen von Lüftungs- und Luftheizanlagen. Juni 1915.

Beiheft 8: 22. Mitteilung. Versuche mit Sicherheitsvorrichtungen für Warmwasserkessel. Oktober 1915.

Beiheft 9: 23. Mitteilung. Brabbée-Wierz: Vereinfachtes zeichnerisches oder rechnerisches Verfahren zur Bestimmung der Durchmesser von Dampfleitungen. Dezember 1915.

Beiheft 10: 24. Mitteilung. Fudickar: Untersuchungen an Kachelöfen. — Brabbée: Vorwort dazu. September 1917.

Beiheft 11: 25. Mitteilung. Regierungsbaumeister Dr.-Ing. Ambrosius: Untersuchungen an Regelvorrichtungen für Dampf- und Wasserheizkörper. Oktober 1918.

Beiheft 12: 26. bis 28. Mitteilung. 1. Gutachten über den Kokksparer Bauart Zuppinger der Deutschen Evaporator Akt.-Ges. in Berlin. — 2. Gutachten über den Notkocher „Küchenschatz“. — 3. Zur Geschichte der neueren Wärmedurchgangszahlen. März 1920.

Beiheft 13: 29. und 30. Mitteilung. Beitrag zur Brennstoffwirtschaft im Haushalt. — Münchener und Charlottenburger Verfahren zur Bestimmung des Wärmebedarfes von Bauweisen. April 1920.

Beiheft 14: 31. und 32. Mitteilung. Frenckel: Über Druckverhältnisse in Niederdruckdampfheizungen. — Brabbée: Verfahren zur Untersuchung von Kachelöfen. Juli 1921.

Beiheft 15: 33. Mitteilung. Dr. Wierz: Die praktischen und wissenschaftlichen Grundlagen der Wärmeverlustberechnung in der Heizungstechnik. Januar 1922.

Beiheft 16: 34. Mitteilung. Brandstätter: Verfahren zur Untersuchung eiserner Dauerbrandöfen. Januar 1922.

Beiheft 17: 35. Mitteilung. Untersuchungen über Barlachfeuerungen. März 1922. — I. Teil. Brabbée: Gutachten über die Sparfeuerung des Zivilingenieurs Hans Barlach. — II. Teil. Brabbée-Bradtke: Untersuchungen an Einheitsöfen mit Barlach-Feuerungen. — III. Teil. Barlach: Praktische Erfahrungen mit der Barlach-Feuerung.

Beiheft 18: 36. Mitteilung. Brabbée: Beitrag zur Frage der Heizwirkung von Radiatoren. Zwei Gutachten betreffend Untersuchung von Vollkachelöfen.

Sachverzeichnis.

Abbrand, oberer	24	Dampfniederdruckheizung	65, 217
—, unterer	24	Dampfvakuumheizung	73, 229
Abdampfheizung	83, 86	Dampfkessel	23
Abdampfverwertung	83	Dampftrocknung	77
Abhitzekessel	88	Dampfwarmwasserbereiter	74
Abluftanlage	126	Dauerbrandeinsatz für Kachelöfen	6
— -erwärmung	109	Doppelfenster, k-Werte	257
— in Kesselhäusern	34	Druckabfall im Einzelwiderstand	188
— -öffnungen	123	Druckgefälle im Rohr	187
Abortlüftung	106	Drucklüftung	106
Abwärmeverwertung	83	Druckminderer	82
Amerikanische Lüftungskommission	155	Druckprobe	41
Amerikanischer Ofen	11	Druckverteilung im Raum	105
Anemostat	153, 154	DurchgangsfILTER	115, 242
Anheizzuschlag	166, 258	Durchlässigkeit der Baustoffe	107
Anschluß an das Fernnetz	95	Durchschlagen der Heizkörper	66
Anteil der Einzelwiderstände	271	Einfachfenster, k-Werte	257
Antrieb der Ventilatoren	121	Einfrieren der Warmwasserheizung	52
Anwendungsgebiete der Heizsysteme	103	Einheit-Eisenofen	10
Aspirations-(Saug-)Lüftung	107	Einzelwiderstände, Anteil derselben	271
Aufstellung der Heizkörper	50	Eiserner Ofen	7
Aufstellung der Ventilatoren	108, 121	Elektrischer Ofen	20
Auftriebslüftung	108	Energieumsatz des Menschen	132
Ausdehnungsgefäß	59	Entfeuchtung der Luft	245
— bei Schwerkraftheizung	53	Entlüftung bei Niederdruckdampfheizung	66, 68
— bei Pumpenheizung	64	Entlüftung bei Pumpenheizung	65
— bei Fernheizung	91	Entnahme der Luft bei Lüftungsanlagen	113
Ausgleicher für Rohrdehnung	43	Entwässerung von Dampfleitungen	77
Ausgleichebene	106	Erkältungskrankheiten	153
Außentemperaturen	164	Fernheizung	88
Bedienungsvorschriften für Kesselanlagen	35	Fernleitungen	91, 92
Befeuchten der Luft	118, 247	Festschelle	42
Berechnung des nötigen Luftwechsels	230	Feuchtigkeit der Luft	245
— von Heizflächen (allgemein)	171, 174	— und Hygiene	140
— von Raumheizkörpern	172	Feuerluftheizung	97
— von Rohrleitungen (allgemein)	186	Filter für Luft	115, 117, 242
— von Rohrnetzen:		Flammrohrkessel	23
für Warmwasser	189	Flanschenisolierung	44
für Niederdruckdampf	216, 217	Flanschenverbindung	39
für Hochdruckdampf	216, 223	Formelzeichen	160
für Vakuumheizung	229	Fuchs	33
für Luft	232	Gasfeuerung für Heizkessel	30
Berücksichtigung der Wärmeverluste der		Gasofen	14
Rohrleitung	199	Gegenstromapparat	74
Brennstofflagerung	34	Generelle Regelung	52
Brikettkessel	24, 28, 29	Gewicht der Luft	279
Dampffernheizung	92	— des Wassers (40—100° C)	275
Dampfhochdruckheizung	72, 222	— schmiedeiserner Rohre	260
Dampfpluffheizung	76, 99		

- Gleichstrom und Gegenstrom 176
 Gleichwertige Düse 238
 Gliederkessel 24
 Großraumheizung 102
 Gußeiserne Kessel 24

Hallenheizung 102
 Hauttemperatur 137, 140
 Heißwasserfernheizung 91
 Heizflächenberechnung 172
 Heizkörper 45
 Heizkraftwerk 90
 Hochdruckdampfheizung 72, 222
 Höhe des Kesselraumes 69
 Hörsaallüftung 123
 Hygiene und Heizung 129
 — und Lüftung 146

Innentemperaturen 164, 252
 Irischer Ofen 9
 Isolierung von Rohren 44, 178
 — von Flanschen 44

 Kachelofen 2
 Kaminheizung 4
 Katathermometer 142
 Kessel 23
 Kesselberechnung 32, 176
 Kesselraum 32
 Kesselraumgröße 32
 Kesselunterteilung 32
 Kesselzubehör für Warmwasser 61
 — für Niederdruckdampf 69
 Kiesfilter 242
 Kippflügel 108
 Kirchen, Wärmebedarfsberechnung 168
 Kleinheizung 62
 Kleinkessel 25
 Körpertemperaturen des Menschen 137
 Kohlensäureabgabe des Menschen 147
 Koksraum 34
 Kondensatrückführung 78
 Kondensleitung, Durchmesser der 225, 271
 Kondensstöpsel 79
 Kori-Luftheizofen 98
 Kreuzstromtopf 80
 Kritische Geschwindigkeit 187
 Kühlung von Räumen 127, 249

 Lagerraum für Brennstoffe 34
 Lagerung der Rohre 41
 Lamellenheizkörper 101
 Lampenofen, elektrischer 21
 Langgewinde 37
 Längsbewegung der Rohrleitung 41
 Lateibrett 48, 49
 Lockfeuer 33, 35
 Luftbefeuchtung 118, 244
 Luftentfeuchtung 244
 Luftentnahme 113
 Luftheritzer 100, 261—263
 Luftfeuchtigkeit 244
 — und Hygiene 140
 Luftfilter 115, 117, 242
 Luftheizung 96

 Luftströmung bei Heizkörpern 50
 Luftwechsel, Erfahrungswerte 230
 —, natürlicher 107
 Lüftungsanlagen 104, 230
 Lüftungskommission, amerikanische 155

Melderohr 59
 Membranregler 70
 Metallgehänge an Heizkörpern 49
 Mittelkessel 25, 26
 Mollier-Feuchtigkeitsdiagramm 247
 Muffen 37

Nachteile und Vorteile der Heizsysteme 103
 Nasse Kondensleitung 68
 Natürlicher Luftwechsel 107
 Nesseltuchfilter 115, 242
 Neutrale Zone 105
 Niederdruckdampfheizung 65, 217
 Niederdruckdampfkessel 23, 71

Oberer Abbrand 24
 Obere Verteilung 53, 69
 Ofen, Eiserner 7
 —, Kachel- 2
 —, Gas- 14
 —, Elektrischer 20
 —, Luftheiz- 98

Preßköpfe 112
 Probeheizung 41
 Pulsations-(Druck-)Lüftung 106
 Pumpenheizung 65, 213
 Pumpenfernheizung 91

Radiatoren 45
 Radiatorstützen 47
 Rauchrohrschieber 33
 Raumheizkörper 45
 Raumtemperaturen 164, 252
 Rechts- und Linksgewinde 38
 Reduzierventil 82
 Regelhahn mit Voreinstellung 60, 67
 Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren 238
 Regelung, generelle 52
 Reinigen der Luft 114
 Rippenrohre 45
 Rohre 36, 260
 Röhrenkessel 140, 261—263
 Rohrführung, Warmwasserheizung 53
 —, Niederdruckdampfheizung 67
 — nach Tichelmann 65
 Rohrhülsen 41
 Rohrlagerung 41
 Rohrnetzberechnung:
 — für Warmwasser 189
 für Niederdruckdampf 216, 217
 für Hochdruckdampf 216, 223
 für Vakuumdampf 229
 für Luft 232
 Rohrregister 45
 Rohrschelle 41
 Rohrschlangen 45
 Rohrverbindungen 37
 Rückführung des Kondensates 78

Saugköpfe	111	Vorschriften, behördliche für Niederdruck-	
Sauglüftung	106	warmwasserkessel	282
Schalbilder	83—86	—, behördliche für dampfbeheizte Warm-	
Schnellschlußventil	81	wasserbereiter	285, 286
Schornstein	12, 33	—, behördliche für Landdampfkessel	287
Schornsteinberechnung	33	—, behördliche für Heizräume	288
Schweißen der Rohre	40	Vorteile und Nachteile der Heizsysteme	51, 103
Schwerkraftheizung	53, 189	Wärmeabgabe des Menschen	147
Selbstlüftung eines Raumes	107	Wärmebedarfsberechnung, Allgemeines	161
Sicherheitsvorschriften für Warmwasserhei-		— für Kirchen	168
zung	54, 282	— bei Wettbewerben	169
Spannung des Wasserdampfes	278	—, überschlägig nach dem Rauminhalt	170
Standrohr	71	Wärmedurchgang	162
Staubkammern	114	Wärmedurchgangszahlen für Wände, Dächer	
Stockwerkheizung	62, 206	usw.	165, 255—257
Stoffwechsel des Menschen	132	Wärmedurchlässigkeit	162
Strangabspernung	60	Wärmeinhalt der Luft	279
Streiffilter	115	Wärmeleitzahlen von Stoffen	253, 254
Temperaturannahmen zur Wärmebedarfs-		Wärmeleitwiderstände von Luftschichten	254
berechnung	164	Wärmeschutz	44, 178
Trägheit der Warmwasserheizung	52, 103	Wärmeübergangszahlen	252
Trocknen der Luft	244	Warmwasserfernheizung	91
Trockene Kondensleitung	67	Warmwasserpumpenheizung	65, 213
T-Stücke	39	Warmwasserschwerkraftheizung	53, 189
Unterer Abbrand	24	Waschen der Luft	117
Untere Verteilung bei Warmwasserheizung	53	Wasserabscheider	77
— — bei Niederdruckdampfheizung	68	Wassergehalt der Luft	245, 247, 279—281
Unterteilung des Kesselheizfläche	32	Wasserschleife bei Niederdruckdampf	67
Vakuumheizung	73	Wasserstand	69
Ventilatoren	119	Wellrohrausgleicher	43
Verbrennungsregler bei Warmwasserkesseln	62	Widerstand von Filtern	242
— bei Niederdruckdampfkesseln	70	Windanfall	166, 257
Verdampfungswärme	278	Wirtschaftlichster Rohrdurchmesser	93
Verdunstung	248	Zimmerheizkessel	64
Verkleidung von Heizkörpern	48	Zugerscheinungen	125, 153
Verschraubung von Rohren	37	Zugunterbrechung	16
Voreinstellventile	61, 67	Zuschläge zur Wärmebedarfsberechnung	
Vorkondensator	85	166, 167, 257, 258	
Vorlauftemperaturen	62	Zwischendampfentnahme	85

Die Heiz- und Lüftungsanlagen in den verschiedenen Gebäudearten einschließlich Warmwasserversorgungs-, Befeuchtungs- und Entnebelungsanlagen. Von **M. Hottinger**, Dozent für Heizung und Lüftung, und **W. v. Gonzenbach**, Professor für Hygiene an der Eidgenössischen Technischen Hochschule, Zürich. IX, 191 Seiten. 1929. RM 8.50; gebunden RM 10.—

Ergebnisse von Versuchen für den Bau warmer und billiger Wohnungen an den Versuchshäusern der Norwegischen Technischen Hochschule. Von Architekt Professor **Andr. Bugge**. Nebst einem Ergänzungskapitel: Beiträge zur Wärmebedarfsberechnung (*k*-Zahlen) von Dipl.-Ing. **Alf Kollflaath**, Assistent beim Wärmekraftlaboratorium der Norwegischen Technischen Hochschule. Deutsche Übersetzung von **Herbert Frhr. Grote**. IV, 124 Seiten. 1924. RM 6.60

Lüftung und Heizung im Schulgebäude. Von Dr. **M. Rothfeld**, Stadt-
schularzt in Chemnitz. (Heft 6 der Sammlung „Zwanglose Abhandlungen aus den
Grenzgebieten der Pädagogik und Medizin“.) Mit 38 Textabbildungen. VI, 124 Seiten.
1916. RM 4.80

Einführung in die Lehre von der Wärmeübertragung. Ein Leit-
faden für die Praxis von Dr.-Ing. **Heinrich Gröber**. Mit 60 Textabbildungen und
40 Zahlentafeln. X, 200 Seiten. 1926. Gebunden RM 12.—

Die Wärmeübertragung. Ein Lehr- und Nachschlagebuch für den praktischen
Gebrauch von Professor Dipl.-Ing. **M. ten Bosch** in Zürich. Zweite, stark erweiterte
Auflage. Mit 169 Textabbildungen, 69 Zahlentafeln und 53 Anwendungsbeispielen.
VIII, 304 Seiten. 1927. Gebunden RM 22.50

Abwärmeverwertung zu Heiz-, Trocken-, Warmwasserbereitungs- und ähn-
lichen Zwecken. Von Ingenieur **M. Hottinger**, Privatdozent, Zürich. Mit 180 Ab-
bildungen im Text. X, 240 Seiten. 1922. RM 8.—; gebunden RM 10.—

**Die Berechnung der Anheizung und Auskühlung ebener und
zylindrischer Wände** (Häuser und Rohrleitungen). Theorie und vereinfachte
Rechenverfahren. Von Dr.-Ing. **W. Esser**, M.-Gladbach, und Dr.-Ing. **O. Krischer**,
Darmstadt. Mit 22 Textabbildungen und 2 Tafeln. IV, 88 Seiten. 1930. RM 15.—

Regelung und Ausgleich in Dampfanlagen. Einfluß von Belastungs-
schwankungen auf Dampfverbraucher und Kesselanlage, sowie Wirkungsweise und
theoretische Grundlagen der Regelvorrichtungen von Dampfnetzen, Feuerungen
und Wärmespeichern. Von **Th. Stein**. Mit 240 Textabbildungen. VIII, 389 Seiten.
1926. Gebunden RM 30.—

Die Trockentechnik. Grundlagen, Berechnung, Ausführung und Betrieb der Trockeneinrichtungen. Von Dipl.-Ing. **M. Hirsch**, Beratender Ingenieur V. B. I. Mit 234 Textabbildungen, einer schwarzen und 2 zweifarbigen i - x -Tafeln für feuchte Luft. XIV, 366 Seiten. 1927. Gebunden RM 31.80

Das Trocknen mit Luft und Dampf. Erklärungen, Formeln und Tabellen für den praktischen Gebrauch. Von Baurat **E. Hausbrand**, Berlin. Fünfte, stark vermehrte Auflage. Mit 6 Textfiguren, 9 lithographischen Tafeln und 35 Tabellen. VIII, 185 Seiten. 1920. Unveränderter Neudruck 1924. Gebunden RM 10.—

Ix-Tafeln feuchter Luft und ihr Gebrauch bei der Erwärmung, Abkühlung, Befuchtung, Entfeuchtung von Luft, bei Wasserrückkühlung und beim Trocknen. Von Dr.-Ing. **M. Grubenmann**, Zürich. Mit 45 Textabbildungen und 3 Diagrammen auf zwei Tafeln. IV, 46 Seiten. 1926. RM 10.50

Die Kältemaschine. Grundlagen, Berechnung, Ausführung, Betrieb und Untersuchung von Kälteanlagen. Von Dipl.-Ing. **M. Hirsch**, Beratender Ingenieur V. B. I. Mit 261 Abbildungen im Text. XII, 510 Seiten. 1924. Gebunden RM 21.—

Diagramme und Tabellen zur Berechnung der Absorptions-Kältemaschinen. Von Dr.-Ing. **Fr. Merkel**, a. o. Professor an der Technischen Hochschule Dresden, und Dr.-Ing. **Fr. Bošnjaković**, Dresden. Mit 30 Textabbildungen und 4 Diagrammen auf Tafeln. V, 43 Seiten. 1929. RM 12.—

Die Entropietafel für Luft und ihre Verwendung zur Berechnung der Kolben- und Turbo-Kompressoren. Von Dipl.-Ing. **P. Ostertag**, Direktor des Kantonalen Technikums Winterthur. Dritte, verbesserte Auflage. Mit 21 Textabbildungen und 2 Diagrammtafeln. IV, 48 Seiten. 1930. RM 6.—

Kolben- und Turbo-Kompressoren. Theorie und Konstruktion. Von Dipl.-Ing. **P. Ostertag**, Direktor des Kantonalen Technikums Winterthur. Dritte, verbesserte Auflage. Mit 358 Textabbildungen. VI, 302 Seiten. 1923. Gebunden RM 20.—

Turbo-Gebläse und Turbo-Kompressoren. Von Dr.-Ing. **Bruno Eck**, Köhl, ehem. Konstrukteur der Frankfurter Maschinenbau-Aktiengesellschaft vorm. Pokorny & Wittekind, und **W. J. Kearton**, M. Eng., A. M. I. Mech. E., A. M. Inst. N. A., Lecturer in Engineering, University of Liverpool. Herausgegeben von Dr.-Ing. **Bruno Eck**. Mit 266 Textabbildungen. IX, 294 Seiten. 1929. Gebunden RM 28.—

Die Ventilatoren. Berechnung, Entwurf und Anwendung. Von Dr. sc. techn. **E. Wiesmann**, Ingenieur. Zweite, verbesserte und erweiterte Auflage. Mit 227 Abbildungen, 23 Zahlentafeln und zahlreichen Berechnungsbeispielen. VIII, 309 Seiten. 1930. Gebunden RM 24.—