

Rietschel
Heiz- und Lüftungstechnik

Achte Auflage

von

Dr. · Ing. H. Gröber



Leitfaden der Heiz- und Lüftungstechnik

H. Rietschels Leitfaden der Heiz- und Lüftungstechnik

Achte 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 308 Textabbildungen

26 Zahlentafeln und den Hilfstafeln I—X



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH

1928

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

© Springer-Verlag Berlin Heidelberg 1928
Ursprünglich erschienen bei Julius Springer in Berlin 1928
Softcover reprint of the hardcover 8th edition 1928

Additional material to this book can be downloaded from <http://extras.springer.com>.

ISBN 978-3-662-40721-9

ISBN 978-3-662-41203-9 (eBook)

DOI 10.1007/978-3-662-41203-9

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 beigefügt 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 sechsten (eigentlich achten) Auflage¹.

Nach dem Tode unseres Altmeisters Dr.-Ing. Rietschel übernahm ich, seinen Willen erfüllend, die Neubearbeitung des „Leitfadens“.

In unserer Technik hat sich in den letzten Jahren vieles geändert. Immer umfangreicher werden die für den Ingenieur unentbehrlichen Berechnungen, immer mehr sucht der Architekt das für ihn Wichtige in kürzester Zeit zu erfassen.

Aus diesen Gründen ist eine Neueinteilung des „Leitfadens“ erfolgt. Der erste Band zeigt dem Architekten die verschiedenen Arten der Heiz- und Lüftungsanlagen. Es werden deren Anwendungsgebiete kritisch abgegrenzt und die hauptsächlichlichen Einrichtungen beschrieben. Zur Erleichterung des Verständnisses sind die Abbildungen unmittelbar in den Satz eingefügt worden. Diese Neuordnung hat den unvermeidbaren Nachteil, daß nicht mehr so viel verschiedenartige Bauarten nebeneinander gezeigt werden können, als dies bei dem früheren Tafelsatz der Fall war. Sämtliche Abschnitte weisen Neubearbeitungen auf, insbesondere die Gebiete des Hausbrandes, der Fern- und Abwärmeheizungen, sowie viele Fragen aus der allgemeinen Zentralheizungs- und Lüftungstechnik.

Der Ingenieur wird neben dem ersten auch den zweiten Band benötigen, der, in gedrängter Form, brauchbare Rechenverfahren enthält. Die in meinem Buche „Rohrnetzrechnungen“ auf Grund experimenteller Studien gegebenen Behelfe haben sich bewährt und sind deshalb hierher übernommen worden. Die neue Rechenweise wird einerseits von Lehrern und Studierenden bevorzugt, weil die Bemessung aller in unserem Sonderfach vorkommenden Rohrnetze auf den gleichen, allgemein gültigen Grundlagen aufgebaut ist. Andererseits hat die Praxis die Einfachheit des Rechenverfahrens und seine unbedingte Zuverlässigkeit in mehr als ausreichendem Maße bestätigt.

Die Berechnung ist für jede Heiz- bzw. Lüftungsart als geschlossenes Ganzes behandelt, wobei viele Beispiele die Anwendung der gegebenen Behelfe erläutern. Die Hilfstafeln sind durch Aufnahme der deutschen Industrie-Normen (DIN) erweitert. Nach wie vor sind alle Rechenbehelfe höchst einfach anwendbar. Gewiß, wir haben die Grundlagen unserer Ausführungen innerhalb bestimmter Grenzen zuverlässig zu errechnen, wir müssen unsere Werke wirtschaftlich richtig anlegen und herstellen, aber das tiefste Wesen aller Ingenieurkunst ist und bleibt das schöpferische Gestalten. Dazu muß dem im industriellen Leben stehenden Ingenieur die Zeit soweit als irgend möglich frei gemacht werden.

Der Grundrißform zustrebend wurde besonderer Wert auf übersichtliche und erschöpfende, aber dennoch äußerst kurze Darstellung gelegt. Letztere erwies sich zur Zeit auch mit Rücksicht auf die Preisgestaltung des Werkes dringend nötig. Der erfahrene Fachmann wird überall erkennen, daß es mir in erster Linie darauf angekommen ist, ein der Praxis dienendes Werk im gleichen Sinne weiter auszubauen.

Herr Dipl.-Ing. Dr. Wierz hat mit mir die mühsame Arbeit der Herausgabe der 6. Auflage des „Leitfadens“ redlich geteilt, wofür ich ihm auch hier herzlichst danken möchte. Mein Dank gilt auch allen Verbänden und Firmen, die mir durch Überlassung von Zeichnungen und sonstigen Unterlagen geholfen haben.

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

In der jetzigen Zeit erfordert die Neuherstellung eines so umfangreichen Werkes wie des vorliegenden, in dem, entsprechend den Fortschritten im Fach, alle Abschnitte völlig umgearbeitet werden mußten, verhältnismäßig lange Fristen. Andererseits vollzieht sich der Wechsel in den Hilfsmitteln der Technik, gezwungen durch die sich überstürzenden Ereignisse, rascher als sonst. Diese Zusammenhänge machen es nötig, daß ich für die neue Auflage um Rücksicht bitten muß, wenn einzelne Stellen der letzten Entwicklung der Dinge noch nicht völlig gerecht werden.

Charlottenburg, im März 1921.

Dr. Brabbée.

Vorwort zur siebenten (neunten) Auflage.

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.

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 Rohrnetzrechnungen. 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 Rohrnetzrechnungen, 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.

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 zwangläufiger Luftführung (5). — d) Kachelöfen für Holz und Torf (5). — e) Kachelöfen mit Dauerbrandeinsatz (6). — f) Kachelofenmehrzimmerheizung (6).	
II. Eisenöfen	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. Die Lage im Grundriß und bauliche Ausführung	14
IV. Gasheizung	14
A. Allgemeines	14
B. Die Abführung der Abgase	15
C. Sicherung des Auftriebes	16
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“.	
V. Elektrische Heizung	20
A. Allgemeines	20
B. Bauarten der elektrischen Heizkörper	20
Freidrahtöfen (20). — Radiophor (20). — Heizsonne (20). — Lampenöfen (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. Kokslager	34
4. Bedienungsvorschriften	35
5. Vergleichende Betriebskontrolle	36
C. Rohrleitungen	36
1. Rohre	36
2. Rohrverbindungen	36
a) Muffenverbindungen (37). — b) Flanschenverbindung (38). — c) Rohrverbindung durch Schweißen (39). — d) Druckprobe der fertigen Leitungen (40).	
3. Rohrhülsen, Rohrlagerung, Ausdehnung	41
4. Wärmeschutz	44
D. Heizkörper	45
1. Heizkörperformen	45
a) Rohrschlangen (45). — 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.	52
C. Schwerkraftheizung	53
1. Führung der Rohrstränge	53
a) Zweirohrsystem, obere Verteilung (53). — b) Zweirohrsystem, untere Verteilung (54). — c) Einrohrsystem (54). — d) Anwendung oberer oder unterer Verteilung; Zweirohr- oder Einrohrsystem? (54).	
2. Sicherheitsvorrichtungen	55
a) Grundlagen (55). — b) Ausführungsformen (57). — c) Lichte Weiten der Sicherheitsleitungen.	
3. Ausdehnungsgefäß	59
4. Strangabspernung	60
5. Regelvorrichtungen für Warmwasserheizkörper	61
6. Zubehör für Warmwasserkessel	63
Vorlaufthermometer (63). — Füllung bzw. Entleerung (63). — Verbrennungsregler (63).	
7. Kleinheizung	64
8. Gewächshausheizung	65
D. Pumpenheizung	65
1. Allgemeines	65
2. Ausführung	66
IV. Niederdruckdampfheizung	67
A. Verhalten des Dampfes im Heizkörper	67
B. Rohrführung	69
C. Dampferzeugung	71
D. Zubehör der Kessel für Dampferzeugung	71
Manometer (71). — Wasserstand (71). — Verbrennungsregler (71). — Standrohr (72).	
V. Hochdruckdampfheizung	74
Führung der Heizstränge (74). — Entlüftung der Heizkörper (75).	
VI. Vakuumheizung	75
VII. Indirekte Verwendung des Hochdruckdampfes	76
A. Dampf-Warmwasserheizung	76
1. Allgemeine Anordnung	76
2. Dampf-Warmwasserbereiter	76
a) Gegenstromapparate (76). — b) Dampf-Warmwasserkessel (77). — c) Apparate mit veränderlicher Heizfläche (77). — d) Sicherheitsvorrichtungen für Dampf-Warmwasserkessel (77).	
3. Anwendungsgebiet	78
B. Dampfpluftheizungen	78
C. Niederdruckdampfheizung mit entspanntem Hochdruckdampf	78

	Seite
D. Verlegung und Ausstattung längerer Dampfleitungen	78
1. Begriff der Dampfeuchtigkeit	79
2. Führung der Dampfleitung mit Rücksicht auf richtige Entwässerung	79
3. Kondensatrückführung	80
4. Kondenstöpfe	81
5. Schnellschlußventile	83
6. Reduzierventile.	83
VIII. Abwärmeverwertung	85
A. Abdampfverwertung	85
B. Weitere Arten der Abwärmeverwertung	90
IX. Fernheizungen	91
A. Die Hauptarten der Fernheizung	93
B. Ausführung der Wasserfernheizung	94
C. Ausführung der Dampffernheizung	95
1. Ermittlung des wirtschaftlichsten Durchmessers	95
a) Ermittlung des Kapitaldienstes (96). — b) Ermittlung der Wärmeverluste (96). —	
c) Wirkung des Druckverlustes (96).	
2. Anschluß der Gebäudeheizung an das Fernnetz	98
X. Luftheizung	99
A. Allgemeines	99
B. Feuerluftheizung	100
1. Vor- und Nachteile, Anwendungsgebiet	100
2. Ausführung	100
a) Luftheizöfen (100). — b) Kanalanlage (101). — c) Zu- und Abluftöffnungen (102).	
C. Dampf- und Wasser-Luftheizungen	102
1. Vor- und Nachteile, Anwendungsgebiet	102
2. Heizkörper und Regelvorrichtungen	102
a) Radiatoren in besonderer Aufstellung (103). — b) Rautenheizkörper (103). — c) Luft-	
röhrenkessel (105). — d) Röhrenkessel (105). — e) Lamellenheizkörper. — f) Regelung der	
Heizleistung bzw. der Lufttemperatur (105).	
3. Luftentnahme, Befeuchtung, Heizkammer, Ventilatoren, Kanalanlage, Zu- und Abluft-	
öffnungen	105
4. Hallen- und Großraumheizung	106
XI. Vor- und Nachteile sowie Anwendungsgebiete der einzelnen Zentralheizungs-	
systeme	107
Dritter Abschnitt. Lüftungsanlagen.	
I. Notwendigkeit der Lüftung	108
II. Erzielung des Luftwechsels	109
A. Druckverhältnisse in einem geschlossenen Raum	109
B. Selbstlüftung eines Raumes	111
C. Auftriebslüftung	112
1. Fensterlüftung	113
2. Lufteintritts- und Luftaustrittsöffnungen in der Wand und Luftführung in Kanälen	113
D. Umtriebslüftung durch Ausnützung des Winddruckes	115
a) Saugköpfe (115). — b) Preßköpfe (117).	
E. Mit Ventilatoren betriebene Druck- und Sauglüftungen	117
1. Vor- und Nachteile und Anwendungsgebiete	117
2. Wahl von Saug- oder Drucklüftung	118
3. Entnahme der Luft	118
4. Reinigung und Erwärmung der Frischluft	118
a) Staubkammern (119). — b) Streifilter (120). — c) DurchgangsfILTER (120). — d) Filter	
mit ölbenetzter Oberfläche (122). — Vor- und Nachwärmeheizkörper, Befeuchtungsein-	
richtungen (123).	
5. Ventilatoren, Bläser, Lüfter	124
Bauart (124). — Antrieb und Regelung (126). — Aufstellungsort (126). — Geräuschloser	
Betrieb (127).	
6. Kanalanlage	127
7. Bauliche Ausführung der Lufteinström- und Luftausströmöffnungen	128

	Seite
8. Lüftung von oben oder Lüftung von unten	129
9. Vermeidung von Zugerscheinungen	130
10. Abluftanlage	131
11. Zentralbedienung	132
12. Reinigungsfähigkeit sämtlicher Teile	132
III. Kühlung der Räume	132
A. Allgemeines	132
B. Kühlung durch besondere Kühlanlagen	133
Vierter Abschnitt. Die hygienische Bedeutung der Heizung und Lüftung.	
I. Heizung	134
A. Die hygienischen Anforderungen an die Heizung	134
B. Die Grundzüge des Energieumsatzes und Stoffwechsels	137
C. Die Körpertemperatur und die Methoden ihrer Messung	139
D. Wärmebildung und Wärmeabgabe des Körpers in ruhender und bewegter Luft	140
E. Das Kälte- und Wärmegefühl	141
F. Die Hauttemperatur und ihre Messung	142
G. Beziehungen zwischen Hauttemperatur, Luftraum und sonstigen klimatischen Faktoren Der Einfluß von Luftströmungen (146). — Einfluß strahlender Wärme (147). — Der Verwen- dungsmöglichkeit des Katathermometers (147).	145
H. Die hygienischen Schäden mangelhafter Heizung, die individuelle Empfindlichkeit und Ge- wöhnung	150
II. Lüftung	151
A. Die hygienischen Anforderungen an die Lüftung und die Bestimmung des Ventilations- quantums	151
B. Übermäßige Wärme und Ventilation Luftfeuchtigkeit und Ventilation (154). — Staub und Ventilation (156).	153
C. Wirkung feinerer und stärkerer Luftströmungen, Zug, Erkältungskrankheiten	156
D. Die Ergebnisse der amerikanischen Lüftungskommission	158

Zweiter Teil.

Berechnungen.

Dimensionen und Formelzeichen	163
Erster Abschnitt. Zentralheizungen.	
I. Wärmebedarfsberechnung	164
A. Grundbegriffe	165
B. Gliederung der Aufgabe	166
C. Unterlagen für die Berechnung	167
1. Angaben über die tiefste Außentemperatur	167
2. Angaben über die Gebäude selbst	167
3. Angaben über die Lage des Gebäudes	167
4. Angaben über die Innentemperatur	168
5. Angaben über die Benutzungsdauer der Räume und über die Betriebsweise der Heizung	168
D. Durchführung der Rechnung	169
1. Wärmedurchgangszahlen	169
2. Abkühlungsflächen	170
3. Innentemperatur t_i	170
4. Temperatur t_a	170
a) Temperatur im Freien (170). — b) Temperatur ungeheizter Nebenräume (170).	170
5. Zuschläge zur Wärmebedarfsberechnung	170
E. Sonderfälle	171
1. Räume mit künstlicher Lüftung	171
2. Kirchenheizung	171
Beispiel 1 einer Wärmebedarfsberechnung	172
F. Die Ermittlung des Wärmebedarfs bei Wettbewerben	174
G. Bestimmung der Wärmeverluste nach dem Rauminhalt (überschlägig)	174

	Seite
II. Berechnung von Heizflächen	175
A. Allgemeines	175
B. Berechnung von Raumheizkörpern	176
1. Allgemeines über Raumheizkörper	176
2. Heizkörper für Dampfheizungen, Beispiel 2	176
3. Heizkörper für Warmwasserheizung, Beispiel 3	177
C. Berechnung von Wärmeaustauschapparaten	178
Beispiel 4	179
D. Berechnung der Kesselheizfläche	180
Beispiel 5	182
III. Berechnung von Rohrisolierungen	182
A. Allgemeines	182
B. Ermittlung der wirtschaftlichsten Isolierstärke	183
C. Berechnung der Wärmeverluste	184
Beispiel 6	190
IV. Schornsteinberechnung	191
Beispiel 7.	192
V. Strömung in Kanälen und Leitungen	192
A. Der Strömungszustand	192
B. Das Druckgefälle im geraden Rohr	193
C. Der Druckabfall in Einzelwiderständen	194
VI. Berechnung der Rohrnetze von Warmwasserheizungen	194
A. Der Grundgedanke der Rechnung	194
1. Der wirksame Druck	195
2. Die Grundgleichung für den Wasserumlauf im Rohrnetz	195
3. Ableitung weiterer Gleichungen	195
4. Beschreibung der Hilfstafel III	197
Beispiel 8	197
B. Zweirohrsystem ohne Berücksichtigung der Wärmeverluste der Rohrleitung	197
1. Vorbereitende Arbeit	197
2. Vorläufige Ermittlung des Rohrdurchmessers	198
3. Nachrechnung der Rohrleitung für die Ausführung	198
Beispiel 9, untere Verteilung	199
Beispiel 10, obere Verteilung	203
C. Zweirohrsystem mit Berücksichtigung der Wärmeverluste	205
1. Annahme der Rohrleitung für den Kostenanschlag	206
2. Nachrechnung der Rohrleitung für die Ausführung	206
Beispiel 11, obere Verteilung.	207
D. Einrohrsystem ohne Berücksichtigung der Wärmeverluste	211
1. Wirksamer Druck	211
a) Berechnung der Temperatur (211). — b) Ermittlung des wirksamen Druckes (212).	
2. Annahme und Nachrechnung der Rohrleitung	213
E. Einrohrsystem mit Berücksichtigung der Wärmeverluste	213
Beispiel 12	213
F. Stockwerksheizung	217
Beispiel 13	217
G. Gewächshausheizung	219
Beispiel 14	219
H. Pumpenheizung	220
Beispiel 15	221
VII. Berechnung der Rohrnetze von Niederdruckdampfheizungen	223
A. Das zur Verfügung stehende Druckgefälle	223
B. Ableitung der Gleichungen	224
C. Die Hilfstafel VII und ihre Anwendung	227
1. Allgemeines	227
2. Annahme der Rohrleitung	227
3. Nachrechnung der Rohrleitung	227
a) Die Rohre sind gut vor Wärmeabgabe geschützt (227). — b) Die Rohre sind nackt (228).	
D. Niederschlagswasserleitungen	228
Beispiel 16	228
Beispiel 17	229

	Seite
VIII. Berechnung von Hochdruckdampfleitungen	230
A. Ableitung der Gleichungen	230
B. Die Hilfstafel V	231
C. Annahme der Rohrweiten für den Kostenanschlag	232
D. Nachrechnung der Rohrleitung für die Ausführung	232
E. Niederschlagswasserleitung	233
Beispiel 18	233
F. Vakuumheizung	237

Zweiter Abschnitt. Lüftungsanlagen.

I. Bestimmung des Luftwechsels	237
II. Die Luftströmung in den Kanälen	238
A. Die Begriffe „statischer“ und „dynamischer Druck“	238
B. Berechnung von Luftverteilungsleitungen	240
1. Das Druckgefälle in geraden Kanalstrecken	240
a) Blechkanäle (240). — b) Mauerkanäle von rundem und rechteckigem Querschnitt (241).	
2. Die Einzelwiderstände Z	241
3. Die Hilfstafeln VIII, IX, X und ihre Anwendung	241
4. Der Rechnungsgang	242
Beispiel 19	243
C. Die Begriffe „gleichwertige Öffnung“ und „gleichwertige Düse“	245
1. Ausströmen aus einer Drosselmündung	245
2. Die Strömung durch ein Rohrnetz	246
3. Gleichwertige Öffnung und gleichwertige Düse	246
Beispiel 20	247
III. Verhalten der Ventilatoren im Betrieb	247
1. Erste Versuchsreihe. F konstant, n veränderlich	247
2. Zweite Versuchsreihe, n konstant, F veränderlich	248
3. Zusammenfassung der beiden Versuchsreihen	248
4. Kurven gleichen Wirkungsgrades.	249
5. Auswahl des Ventilators	249
IV. Der Druckverlust in Filtern	250
Beispiel 21	250
V. Erwärmung und Befeuchtung der Luft	250
A. Die erforderlichen Wärmemengen	251
B. Die Ermittlung der Heizflächen	251
a) Luftröhrenkessel, Beispiel 22 (254). — b) Radiatoren, Beispiel 23 (252). — c) Rauten-	
heizkörper, Beispiel 24 (252). — d) Lamellenheizkörper (253).	
VI. Die physikalischen Gesetzmäßigkeiten für feuchte Luft	253
1. Das Daltonsche Gesetz	253
2. Die Bedeutung der Größe φ	254
3. Die Einführung der Größe x	255
4. Wärmeinhalt feuchter Luft	255
5. Das $i-x$ -Diagramm nach Mollier	256
Beispiel 25	257
6. Die Verdunstung aus feuchten Oberflächen	257
7. Anwendung auf Lüftungsaufgaben	258

Dritter Teil.

Zahlentafeln.

Zahlentafel 1. Annahme der Temperaturen für beheizte Räume	262
Zahlentafel 2. Annahme der Außentemperaturen	262
Zahlentafel 3. Annahme der Temperaturen für unbeheizte Räume	262
Zahlentafel 4. Wärmeübergangszahlen	263
Zahlentafel 5. Mittlere Wärmeleitahlen von Baustoffen	263
Zahlentafel 6. Wärmeleitwiderstände $\frac{1}{\lambda}$ von Luftschichten	264
Zahlentafel 7/I. k -Werte für Normalwände	265
Zahlentafel 7/II. k -Werte für Isolierwände	265

	Seite
Zahlentafel 7/III. k -Werte für Dächer	266
Zahlentafel 7/IV. k -Werte für Decken- und Fußbodenkonstruktionen	266
Zahlentafel 7/V. k -Werte für Türen, Fenster und Oberlichte	267
Zahlentafel 8. Zuschläge zur Wärmebedarfsberechnung in Prozenten	267
Zahlentafel 9. Wärmedurchgangszahlen für Heizkörper	268
Zahlentafel 10. Durchmesser, Gewicht, Inhalt und Außenfläche schmiedeeiserner Rohre, sowie Werte „/k“	270
Zahlentafel 11. Spannung, Temperatur usw. des Wasserdampfes	271
Zahlentafel 12. Verdampfungswärme des Wasserdampfes bei Temperaturen bis 100° C	271
Zahlentafel 13/I. Luftröhrenkessel, k -Werte für Dampf	272
Zahlentafel 13/II. Luftröhrenkessel, k -Werte für Wasser	273
Zahlentafel 13/III. Luftröhrenkessel, Widerstandswerte	274
Zahlentafel 14/I. Schräggestellte Radiatoren, k -Werte für Dampf	275
Zahlentafel 14/II. Schräggestellte Radiatoren, k -Werte für Wasser	275
Zahlentafel 14/III. Schräggestellte Radiatoren, Widerstandswerte	275
Zahlentafel 15/I. Rautenheizkörper, Dampf	276
Zahlentafel 15/II. Rautenheizkörper, Warmwasser	280
Zahlentafel 16. Gewicht von 1 m ³ Wasser in Kilogramm zwischen 40 und 100° C	284
Zahlentafel 17. Auftriebshöhen in Millimeter WS bei Temperaturen des Wassers im Steigstrang von 95, 90, 85, 80° C und Temperaturen im Fallstrang von 75—60° C (bezogen auf 1 m lotrechtes Rohr)	287
Zahlentafel 18. Zusätzliche Druckhöhen und Vergrößerung der Heizflächen bei „oberer Verteilung“ und Berücksichtigung der Wärmeverluste der Rohrleitung (für den Kostenanschlag)	291
Zahlentafel 19. Annahmetafel für Stockwerksheizungen	293
Zahlentafel 20. Anteil der Einzelwiderstände an dem Gesamtwiderstand des Rohrnetzes	294
Zahlentafel 21. Durchmesser der Niederschlagswasserleitungen für Dampfheizungen	294
Zahlentafel 22. Gewicht, Volumen, und Feuchtigkeit der Luft bei 760 mm Q.S. Barometerstand, sowie Spannung des Wasserdampfes bei verschiedenen Temperaturen	295
Zahlentafel 23. Werte von $\frac{1 + \alpha t_1}{1 + \alpha t} = \frac{273 + t_1}{273 + t}$	301
Zahlentafel 24. Degensche Tafel. Angenäherte Werte der Luftgeschwindigkeit in lotrechten Kanälen	304
Zahlentafel 25. Wirksame Druckhöhe für Lüftungsanlagen bei reiner Schwerkraftswirkung	306
Zahlentafel 26. Werte für γ und $\left(\frac{\gamma}{1,2}\right)^{0,852}$ für Lufttemperaturen von — 20° bis 1000° C.	307
Anhang. Behördliche Bestimmungen.	
Sicherheitsvorschriften für Niederdruck-Warmwasserkessel	308
Sicherheitsvorschriften für dampfbeheizte Warmwasserbereiter von Niederdruck-Warmwasserheizanlagen	311
Sicherheitsvorschriften für dampfbeheizte Warmwasserbereiter von Warmwasserversorgungsanlagen	312
Auszug aus den Allgemeinen polizeilichen Bestimmungen über die Anlegung von Landdampfkesseln	313
Richtlinien für die Anlage von Heizräumen	314
Normung der Korngrößen von Gaskoks	315
Mitteilungen der Versuchsanstalt für Heiz- und Lüftungsanlagen	316
Sachverzeichnis	317

Einleitung.

Von den Heizanlagen unserer Wohn- und Arbeitsräume wird verlangt, daß sie auch bei tiefsten Außentemperaturen eine Innentemperatur von etwa $17\text{--}20^\circ\text{C}$ 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, so lange Windstille herrscht, daß aber die Erwärmung der Räume schon bei $+5^\circ\text{C}$ 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.

Erster Teil.

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

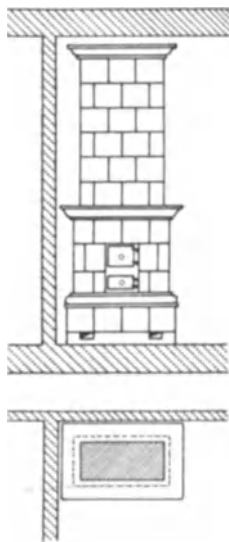


Abb. 1. Kachelofen
älterer Bauart.

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.

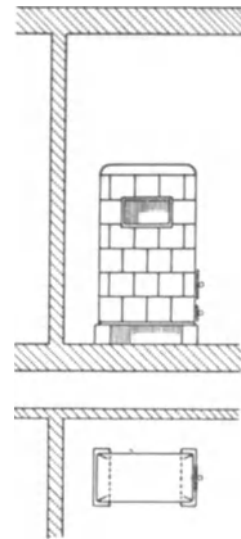


Abb. 2. Kachelofen
neuerer Bauart.

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: Lüttke 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 $\frac{1}{10}$ 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 Kachel schleifmaschinen aufzustellen. Außerdem sucht man das zeitraubende Ausfüllen der Kachel durch die Benutzung der Vollkacheln zu vermeiden (vgl. Abb. 3 a u. b).

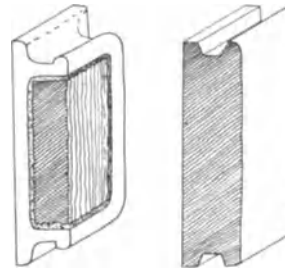


Abb. 3a.
Ausgefüllerte
Ofenkachel.

Abb. 3b.
Vollkachel.

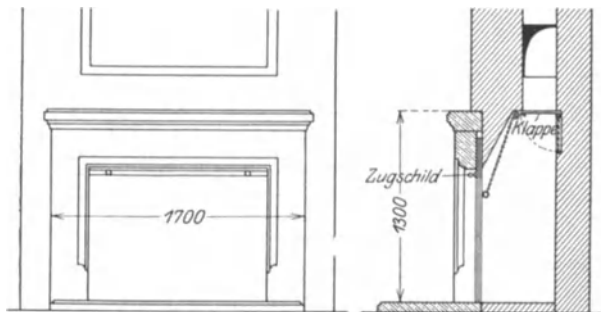
¹ Reichsgrundsätze für Kachelofen- und Kachelherdbau. Berlin: Lüttke 1926.

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: Lüdtke 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.



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.

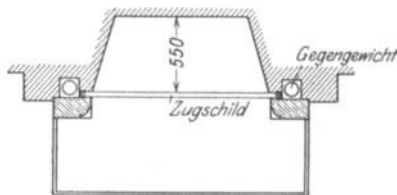


Abb. 4.
Kaminheizung.
(Zentrale für das Ofen-
setzgewerbe Deutsch-
lands, München.)

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-

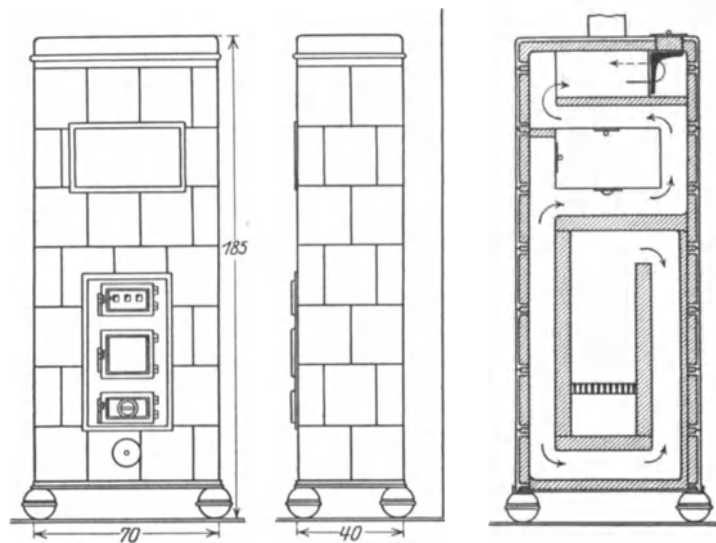


Abb. 5. Kachelofen mit Unterzug.

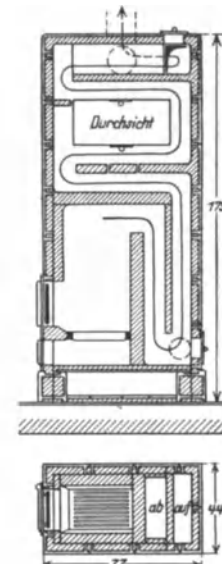


Abb. 6. Kachelofen
mit Sturzzug.

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.

c) 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-

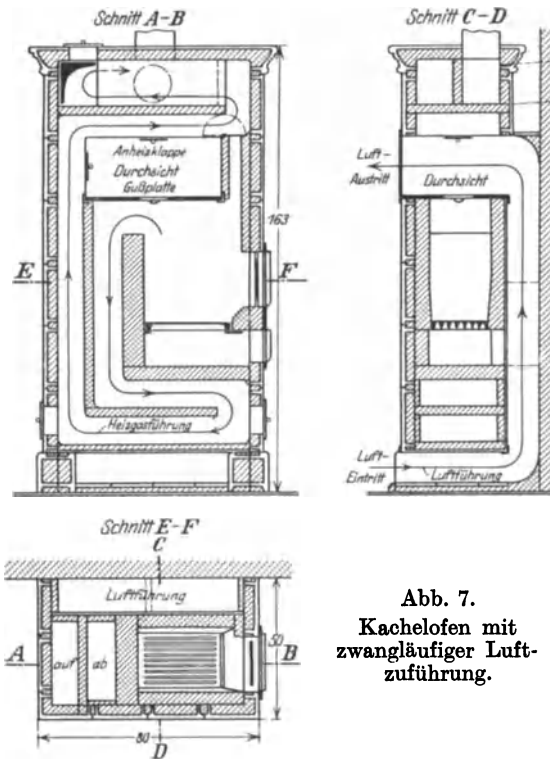


Abb. 7. Kachelofen mit zwangsläufiger Luftführung.

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

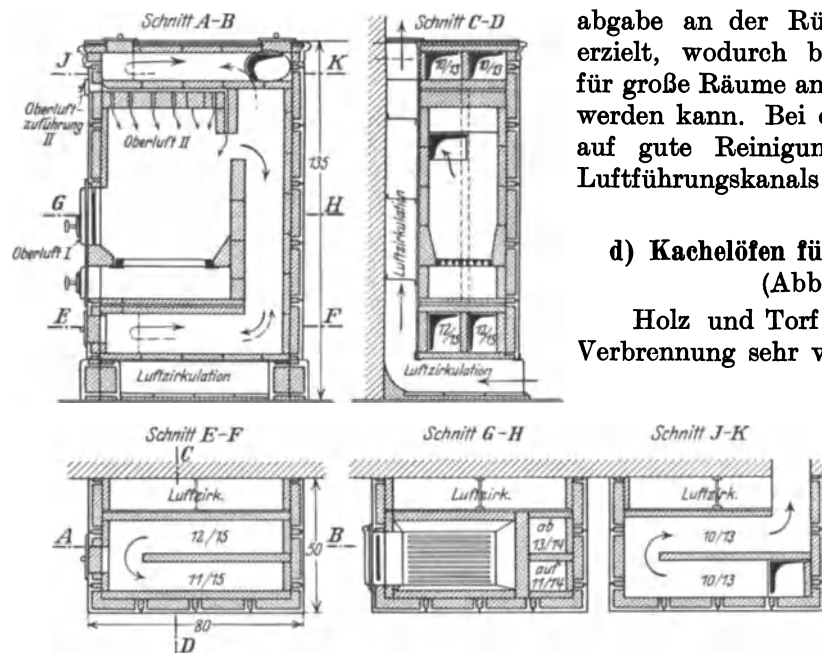


Abb. 8. Kachelofen für Holz und Torf.

letztgenannte 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

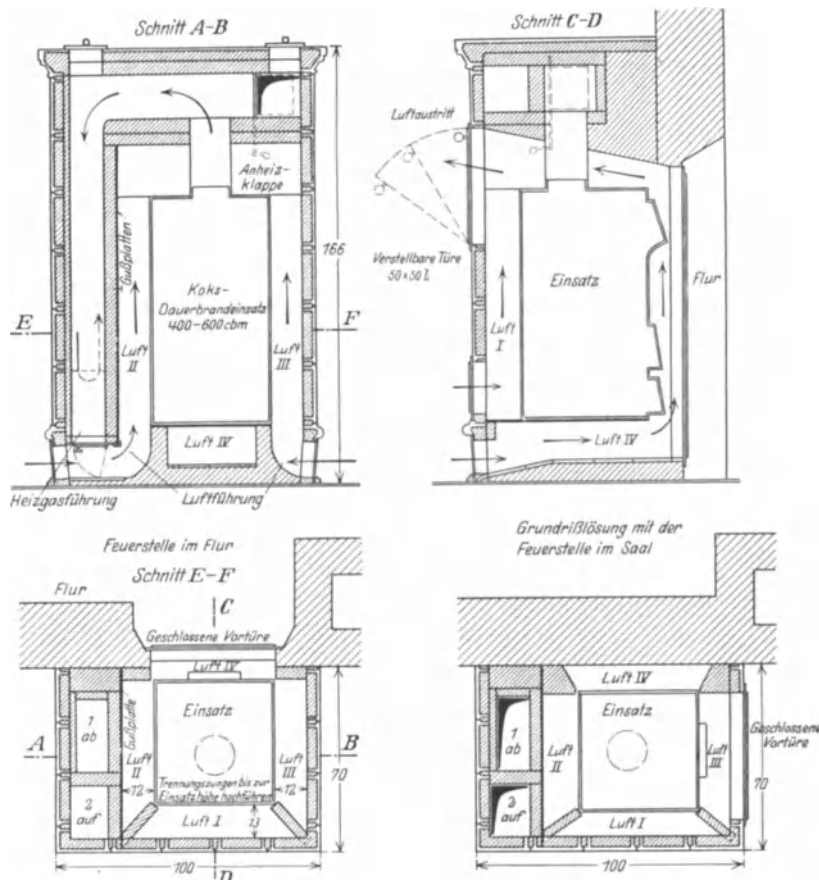


Abb. 9. Kachelofen mit Dauerbrandeinsatz.

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 Kachelofen-Mehrzimmerheizung.

Abb. 10 zeigt das Beispiel einer Kachelofen-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

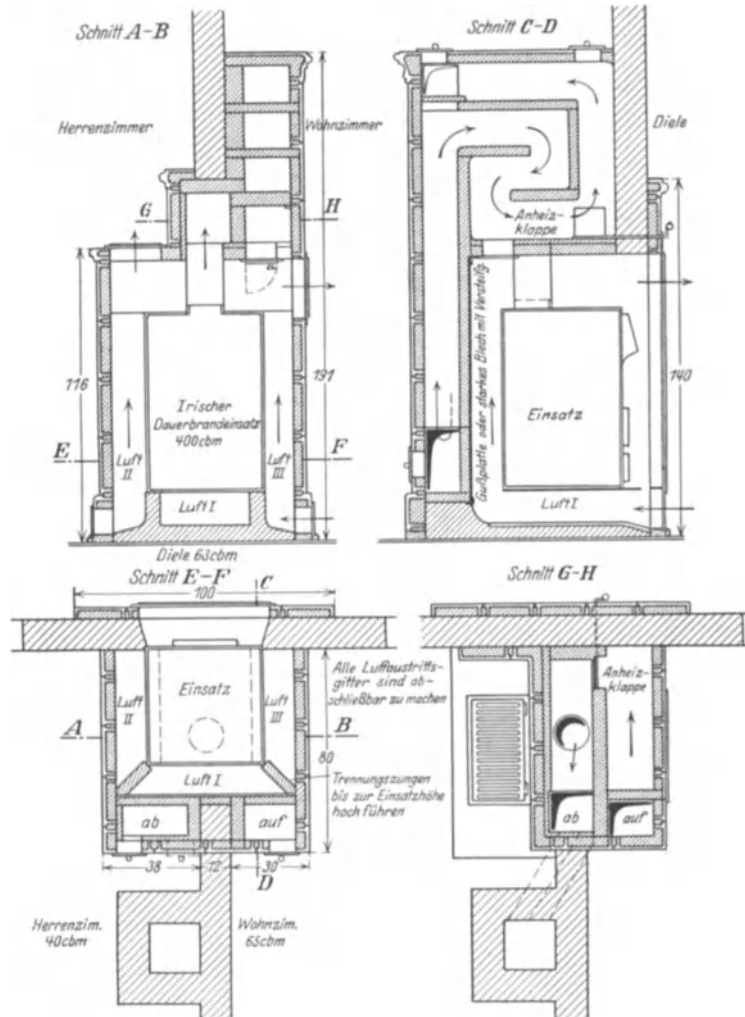


Abb. 10. Kachelofen für Mehrzimmerheizung.

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 Falschlufte der 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 ungeschön, 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

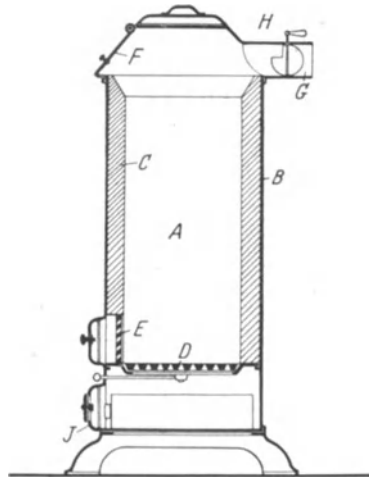


Abb. 11. Irischer Ofen.

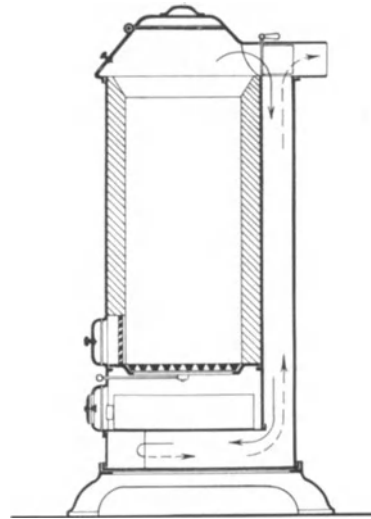


Abb. 12. Irischer Ofen mit Sturzzug.

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-

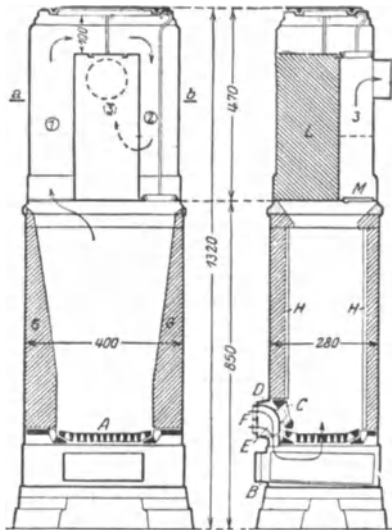


Abb. 13. Einheit-Eisenofen.
(Vosswerke, Hannover-Sarstedt.)

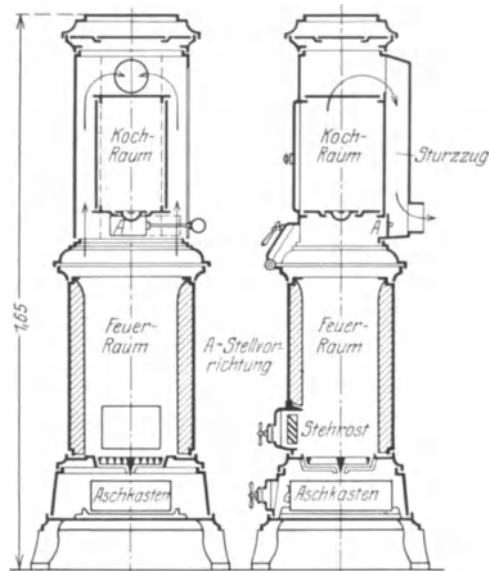


Abb. 14. Kochofen.
(Friedrichshütte, Laasphe I. W.)

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

Als verbesserte irische Ofen 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.

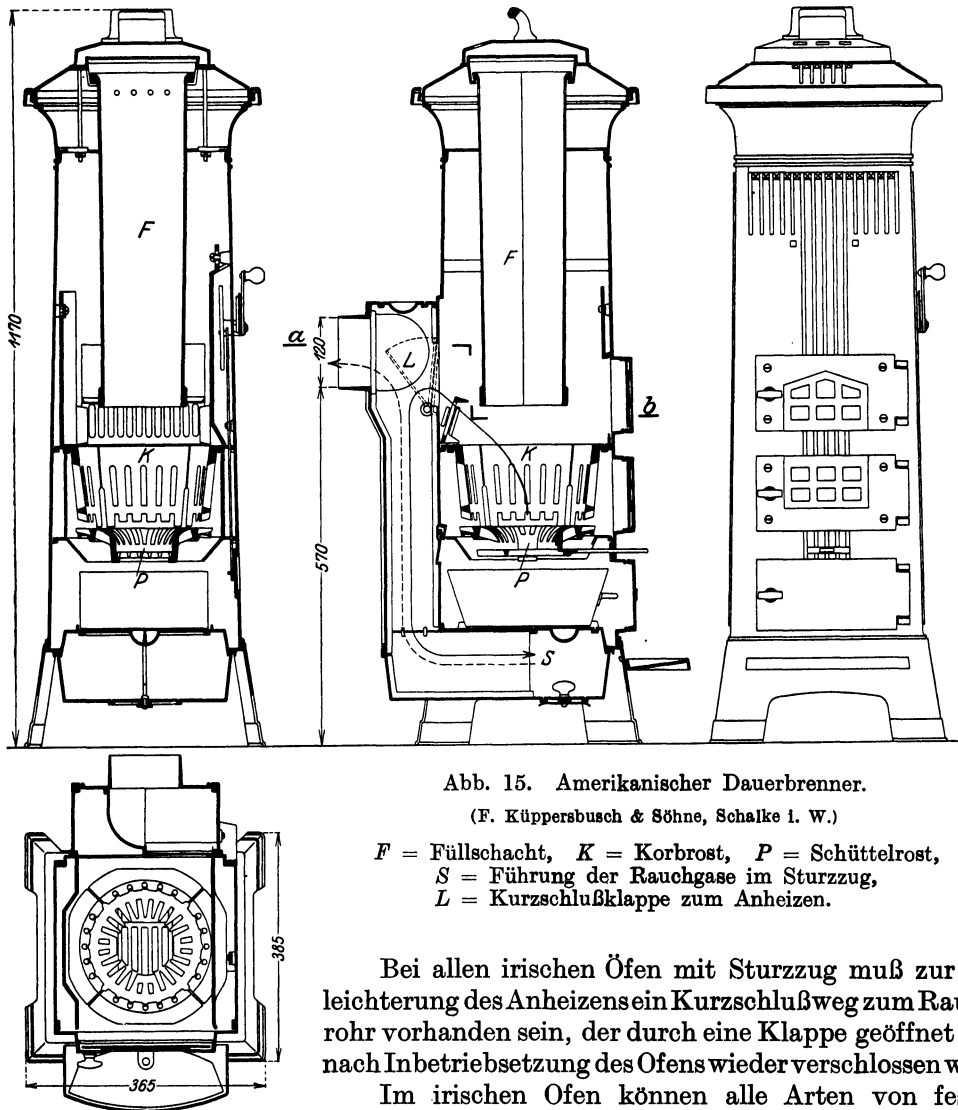


Abb. 15. Amerikanischer Dauerbrenner.

(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.

A. Der Schornsteinzug.

Der Schornstein dient bekanntlich dazu, die in der Feuerung entstandenen Abgase in die Außenluft zu leiten und durch den dabei entstehenden Schornsteinzug der Feuerung dauernd die zur Verbrennung nötige Frischluft zuzuführen. Der Schornsteinzug beruht auf dem Unterschied der spezifischen Gewichte der im Schornstein vorhandenen heißen Gassäule und der entsprechenden Luftsäule von der Temperatur der Außenluft.

Eine einfache physikalische Betrachtung klärt viele bei Hausschornsteinen auftretende Fragen auf. In Abb. 16 bedeute:

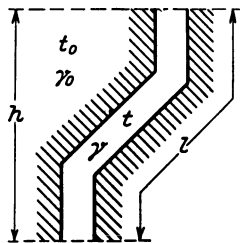


Abb. 16. Schornstein
(richtig gezogen,
vgl. Abb. 17)

- h die lotrechte Schornsteinhöhe in m,
- l die wirkliche Schornsteinlänge in m,
- t die Rauchgastemperatur im Schornstein in $^{\circ}\text{C}$. Sie ist der Einfachheit halber über die ganze Höhe unveränderlich angenommen,
- γ das spezifische Gewicht (die Dichte) der Rauchgase in kg/m^3 ,
- t_0 die Temperatur der Außenluft in $^{\circ}\text{C}$,
- γ_0 das spezifische Gewicht der Außenluft in kg/m^3 ,
- R den Zugverlust des Schornsteins für 1 m Länge in kg/m^2 (mm WS von 4°C),
- Z die Einzelwiderstände im Schornstein in kg/m^2 (mm WS von 4°C). Dazu zählen: Richtungsänderungen, Querschnittsverengungen, Einmündung von Rauchzügen usw.,

R und Z wachsen außerordentlich, wenn die Geschwindigkeit der Rauchgase zunimmt. Sie steigen daher rasch bei abnehmendem Schornsteinquerschnitt und zunehmender Zahl der Ofenanschlüsse.

Soll der Schornstein „ziehen“, so muß die Gleichung bestehen:

$$H = h(\gamma_0 - \gamma) = \Sigma Rl + \Sigma Z,$$

d. h. die Schornsteinkraft H muß gleich sein der Summe aller Reibungs- und Einzelwiderstände. Hieraus folgt:

1. Der Schornstein arbeitet um so besser, je höher er ist.
2. Der Schornstein wirkt am günstigsten, wenn γ_0 am größten ist, also im Winter. Bei warmer Außenluft zieht der Schornstein schlechter.
3. Die Schornsteinleistung steigt, wenn γ kleiner wird, also mit heißer werdenden Abgasen; daher Schornsteine nicht in Außenwände legen. Schornsteine im Dachgeschoß vor Wärmeabgabe schützen. Schornsteinverlängerungen „mauern“. Eiserner Verlängerungsrohre isolieren.
4. Jeder Ofen weist steigende und fallende Züge auf. Letztere arbeiten dem Schornsteinzug entgegen. Durch ihren Einfluß kann der Schornstein versagen. Bei Herden wird vielfach der störende Einfluß fallender Züge durch Umschaltklappen beim Anheizen ausgeschaltet.
5. Wird $\gamma > \gamma_0$, dann zieht der Schornstein nicht. Dies tritt z. B. im Sommer ein, wenn der Schornstein über Nacht stark auskühlt und die Sonne zeitig früh die den Schornstein umgebende Luft erwärmt. Man sagt: „Die Sonne sitzt auf dem Schornstein.“ Abhilfe: langsames und vorsichtiges Erwärmen des Schornsteins.
6. Steht Wind auf dem Schornsteinende, so kann die Gegenkraft größer werden als H . Auch dann zieht der Schornstein nicht. Abhilfe: Hochführen über den benachbarten First, Aufsetzen von Saugköpfen unter Vermeidung von Querschnittsverengungen. Liegt das Schornsteinende in einem „Druckwinkel“, so nützt kein Saugkopf, sondern nur das Hochführen des Schornsteins über den benachbarten First.
7. Die Schornsteinwirkung nimmt ab, wenn R und Z steigen. Daher versagt der Schornstein bei zu geringen Lichtweiten (starker Verrußung, zu großer Zahl der angeschlossenen Öfen). Schornsteine müssen richtig berechnet werden. „Schornsteinverlängerungen“ sollen den gleichen Querschnitt haben wie die betreffenden Schornsteine. Auch zu weite Schornsteine sind schlecht, da kalte Gegenströmungen auftreten. Im allgemeinen kann angenommen werden: für 2 Öfen lichte Schornsteinweite 20×20 cm, für 3 Öfen 20×27 cm.
8. Der Schornstein wirkt schlechter, wenn l zunimmt. Von gleich hohen Schornsteinen arbeitet der längere schlechter. Daher ist das „Ziehen“ der Rauchkanäle möglichst zu vermeiden.
9. Der Schornstein arbeitet um so besser, je kleiner R wird; d. h.: richtig bemessene Schornsteine können dadurch versagen, daß sie mit sehr rauher Innenfläche (Vorspringen der Steine) gemauert sind. Schornsteine sollen daher glatte Innenwandungen aufweisen.
10. Der Schornstein wirkt um so besser, je kleiner Z ist; d. h.: jede Richtungsänderung, das „Ziehen“ der Schornsteine ist von Übel. So weit als irgend möglich sollen plötzliche Querschnittsänderungen, zu große Widerstände (Saugköpfe) und überhaupt alle Strömungshemmnisse vermieden werden. Besonderes Gewicht ist auf richtige Einführung der Ofenrohre in die Schornsteine zu legen.
11. Jede undichte Schornsteinstelle läßt kalte Außenluft eintreten, erhöht also γ , verringert somit H und kann zum Versagen des Schornsteins führen. Solche Undichtheiten treten auf:
 - α) durch Offenlassen oder schlechtes Schließen der am Schornsteinfuß angebrachten Reinigungsöffnung,
 - β) durch Offenlassen oder schlechtes Schließen anderer an demselben Schornstein angeschlossener und nicht betriebener Öfen (Auflassen von Schütt-, Feuer-, Aschtüren),
 - γ) durch schadhafte Schornsteinwangen. Die undichten Wände können gegen den Raum oder gegen benachbarte Schornsteine bzw. Dunstrohre liegen.

Aus diesen Gründen versagen oftmals Öfen, die im obersten Geschoß stehen und an tiefgezogene Schornsteine anschließen, während Siedlungsöfen, deren niedrige Schornsteine im gleichen Geschoß enden, meist gute Zugverhältnisse aufweisen.

12. Es sollen in ein Rauchrohr im allgemeinen nicht mehr als zwei Öfen, unter besonders günstigen Umständen drei Öfen eingeleitet werden. Gasöfen müssen ihre besonderen Abzugskanäle erhalten. An die Schornsteine von Zentralheizungs- und Warmwasserversorgungsanlagen dürfen weder andere Feuerstätten noch Entlüftungseinrichtungen angeschlossen werden.

B. Die Lage im Grundriß und bauliche Ausführung.

Der Schornstein muß gegen Abkühlung geschützt sein und bis über den Dachfirst hochgeführt werden. Beide Forderungen werden am leichtesten erfüllt, wenn der Schornstein etwa in die Mitte des Hauses gelegt wird. Zugleich ist damit der Vorteil verbunden, daß die durch ihn abgegebene Wärmemenge dem Hause zugute kommt. Eine weitere Maßnahme zur Vermeidung von Wärmeverlusten ist die gruppenweise Anordnung mehrerer Einzelkamine. Ist in vereinzelt Fällen eine Anlage des Schornsteins in einer Außenmauer nicht zu umgehen, so ist dieser sorgfältig gegen Wärmeabgabe nach außen zu isolieren.

Für das im Innern eines Gebäudes liegende Schornsteinmauerwerk ist eine Mindeststärke von $\frac{1}{2}$ Stein vorgeschrieben, für außenliegendes Mauerwerk eine Mindeststärke von 1 Stein. Auf möglichst glatte und dichte Ausführung der Innenwände des Schornsteins ist besonderer Wert zu legen. Bei Zentralheizanlagen ist besonders auf einwandfreie Führung des Fuchses zu achten. Dieser soll möglichst auf dem kürzesten Wege zum Schornstein geführt werden. Eventuell auftretende Richtungsänderungen sind gut abgerundet auszuführen.

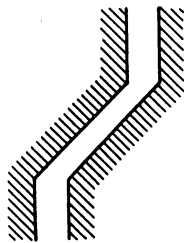


Abb. 17.
Schornstein
(falsch gezogen).

Das „Ziehen“, also die streckenweise Schrägführung des Schornsteins ist tunlichst zu vermeiden. Keinesfalls darf eine Querschnittsverminderung in diesem schrägen Teil eintreten, wie das die leider sehr häufige Ausführungsform nach Abb. 17 zeigt. Auf gute Reinigungsmöglichkeiten ist besonders zu achten. Weitere Einzelheiten, auch über die zu verwendenden Baustoffe, sind in der unten angeführten Bauordnung enthalten¹.

Über die Berechnung größerer Schornsteine vergleiche man II. Teil, S. 191.

IV. Gasheizung.

A. Allgemeines.

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

1. Vorausbezahlung des Brennstoffes sowie Transport und Lagerung fallen fort.
2. Die Bedienung ist reinlich, ohne Staubentwicklung und einfach. Sie beschränkt sich normalerweise auf das Anzünden und Schließen der Gaszufuhr. Die Wärmeentwicklung kann unterbrochen werden, wenn der Wärmebedarf aufhört.

¹ Baupolizeirechtliche Vorschriften. Berlin: C. Heymann 1925. — Ferner R. Flüge: Das warme Wohnhaus. Halle a. S.: C. Marhold 1927. — Erlaß des preußischen Ministers für Volkswohlfahrt II 9, Nr. 575 v. 11. 11. 1924; II 9, Nr. 611 v. 14. 8. 1924.

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. Die Wirkungsgrade sind 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 Aushilfsheizung, 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 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. 18 zeigt das Abnehmen des Wirkungsgrades eines Gasheizofens mit steigendem Schornsteinzug.

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

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. 19).

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,

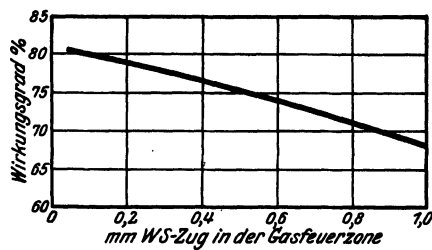


Abb. 18. Zusammenhang zwischen Zug und Wirkungsgrad.

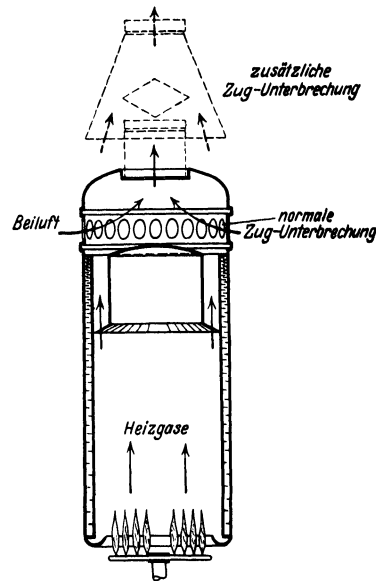


Abb. 19. Gasbadeofen mit nachgeschalteter Zugunterbrechung.

so müssen Rückstausicherungen entweder in den Gasapparat selbst oder in die Abgasleitung eingebaut werden. Die Abb. 20, 21 und 22 zeigen verschiedene Rückstausicherungen.

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

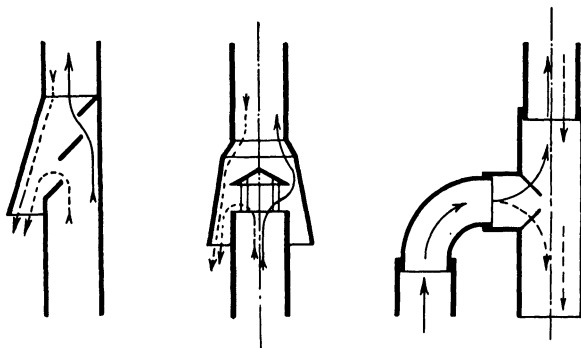


Abb. 20. Abb. 21. Abb. 22. Zugunterbrecher mit Rückstausicherung.

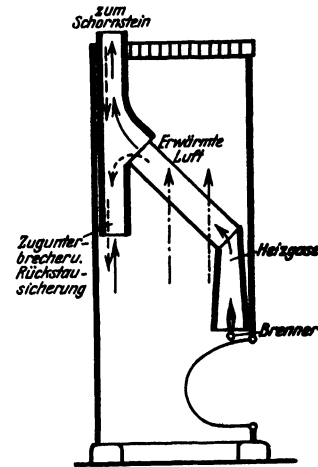


Abb. 23. Gasofen mit eingebautem Zugunterbrecher.

Häufig sind die in den Gasheizöfen vorhandenen Zugunterbrecher auch als Rückstausicherung ausgebildet, wie es z. B. Abb. 23 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 steigen-

dem Wirkungsgrad sinkt der Taupunkt, wächst also die Gefahr der Abscheidung von Niederschlagswasser. Dieses Niederschlagswasser 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 Wasserdampf wird unter normalen Verhältnissen, wenn die Abgastemperaturen nicht allzu niedrig sind, durch die im Zugunterbrecher eintretende „Falschluff“ verhindert; sie 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. 24).

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.

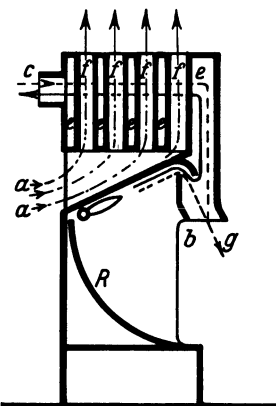


Abb. 24. Reflektorofen.

b) Radiatoröfen.

Diese werden entweder aus Schmiede- oder Gußeisen hergestellt. Sie sind nach Art der Zentralheizungsradiatoren aus einzelnen Gliedern zusammengesetzt (Abb. 25). Die Glieder haben die Form flach gedrückter Rohre. Die einzelnen Elemente münden oben und unten in Abgassammelkanäle, werden mittels Anker zusammengehalten

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

und durch Ringe mit Asbesteinlage abgedichtet. Am Gasabzug befindet sich ein Kondenswassersammler, 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 der Verbrennungszone liegen, nehmen diese leicht Temperaturen bis 400°C an. Bei Vollast tritt daher leicht Belästigung durch strahlende Wärme und Staubversengung auf.

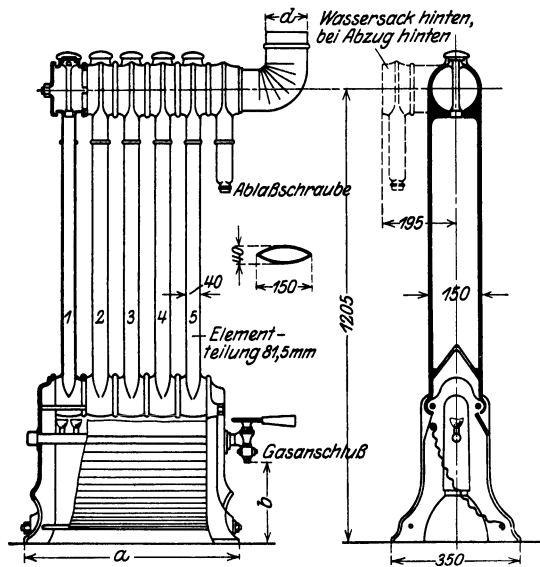


Abb. 25. Gasradiator.

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

c) Glühkörperöfen (Abb. 26).

Im Gegensatz zu den bisher erwähnten Bauarten arbeiten die

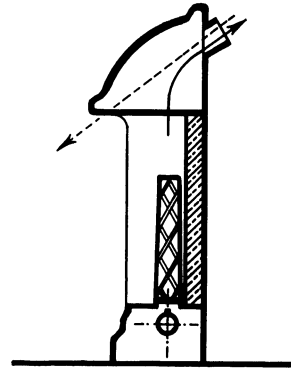


Abb. 26. Glühkörperöfen.

Glühkörperöfen mit entleuchteten Flammen (Bunsenbrenner). Über den Flammen sind Glühkörper aus Magnesia oder Ton angeordnet, die durch die Flammen zum Glühen gebracht werden. Diese schicken so den größten Teil der Wärme durch Strahlung in den Raum. 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.

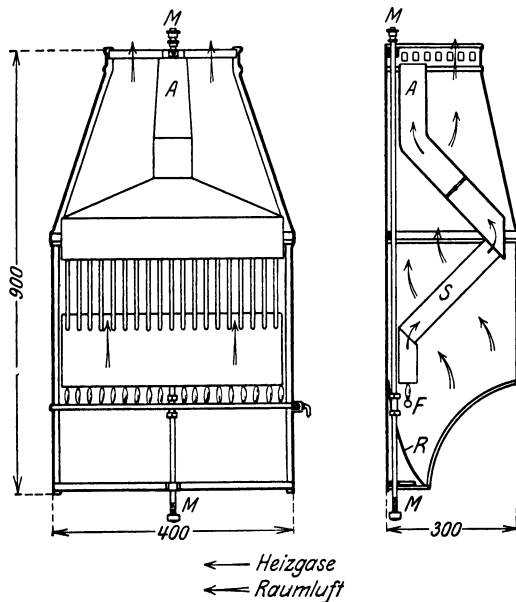


Abb. 27. Gas-Warmluftofen.

(Junkers & Co., Dessau.)

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. 27).

An einen kurzen ziemlich weit gehaltenen unteren Brennerschacht schließen sich schräg liegende flachgedrückte Rohre S an, die oben zu einem Sammelrohr S 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. 28).

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.

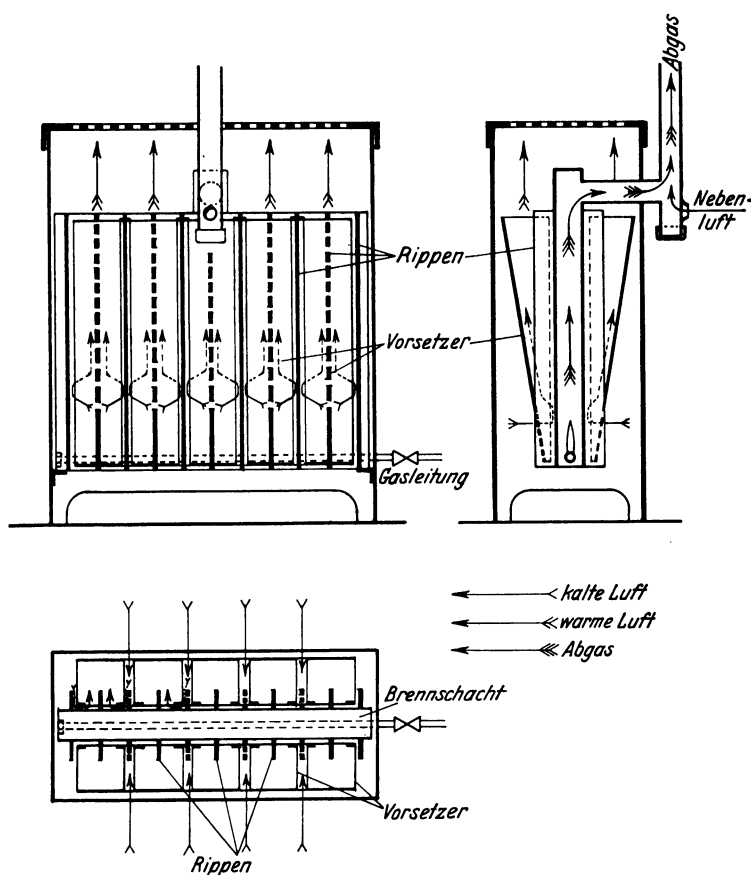


Abb. 28. Pfeleiderer-Ofen.

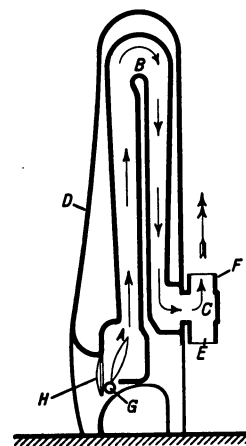


Abb. 29. Junkers „Gasiator“.

c) Junkers „Gasiator“.

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. 29 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 1 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. 30).

Beim Transport dieser Öfen kommt es häufig vor, daß, infolge von Schwingungen in den Spiralen, diese aneinanderstoßen und so leicht Kurzschluß hervorrufen oder gar zerbrechen. Um diese Übelstände 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. 31). 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 Feuergefahr. Bei den sogenannten elektrischen Heizsonnen (Abb. 32) 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.

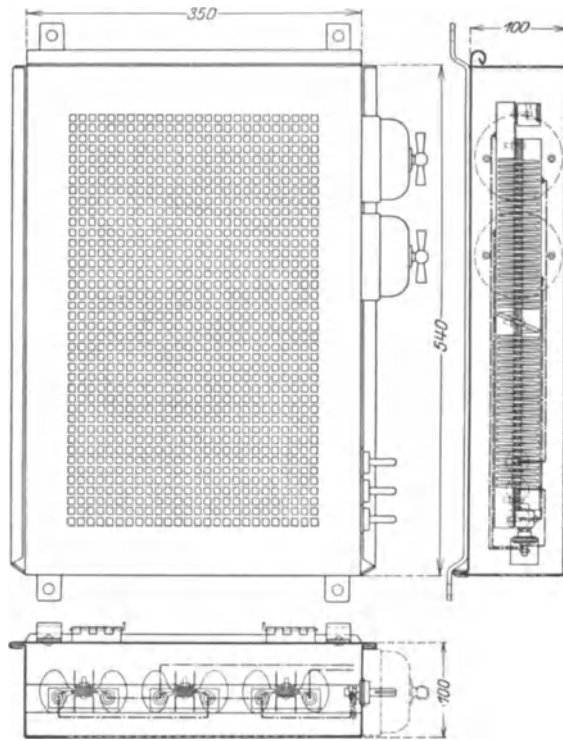


Abb. 30. Widerstandsofen.
(Prometheus, Frankfurt a. M.)

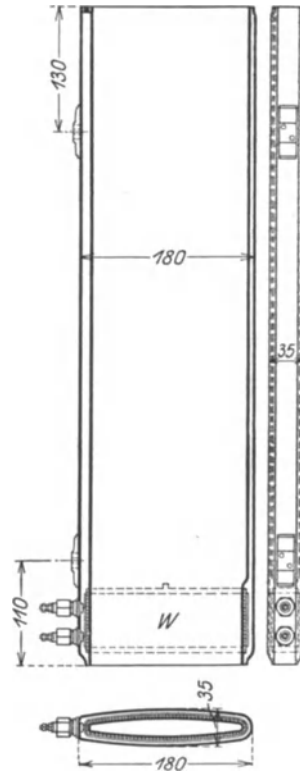


Abb. 31. Radiophor.
(Friedrich Siemens, Dresden.)

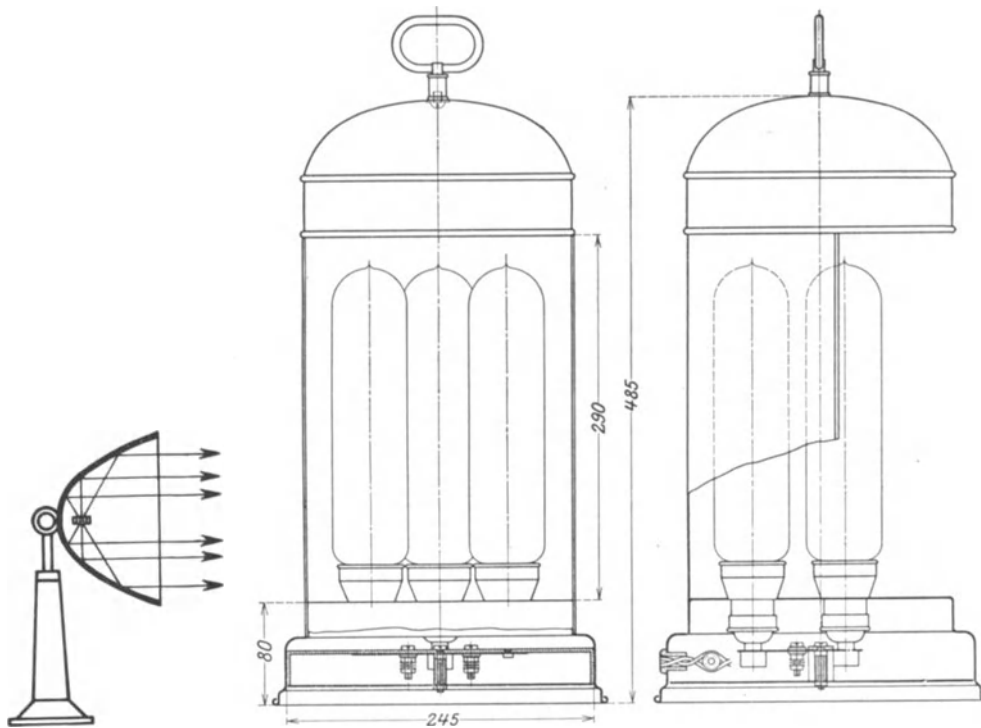


Abb. 32.
Heizsonne.

Abb. 33. 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. 33), 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. 34 dargestellte elektrische Kachelofen für Wärmespeicherung angeführt. Bei diesem Ofen liegen die Heizelemente in längsgerippten Gußrohren, die von einer Betonmasse umgeben sind. Diese

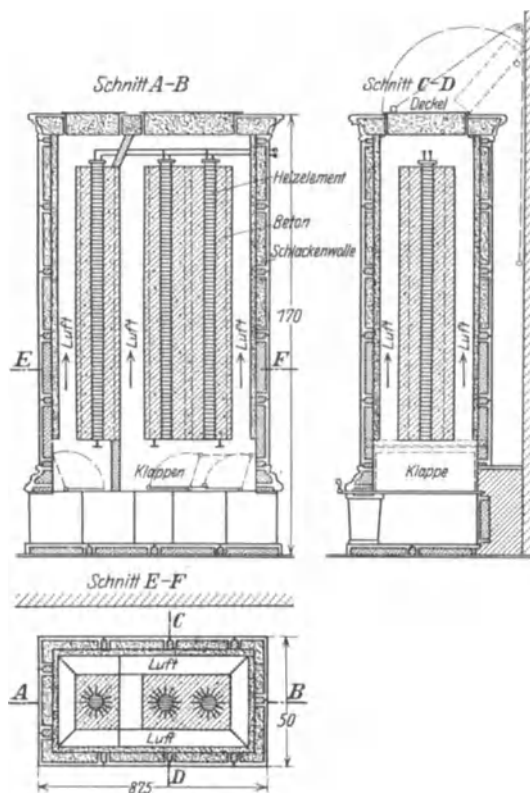


Abb. 34a. Elektrischer Speicherofen (Schnitte).

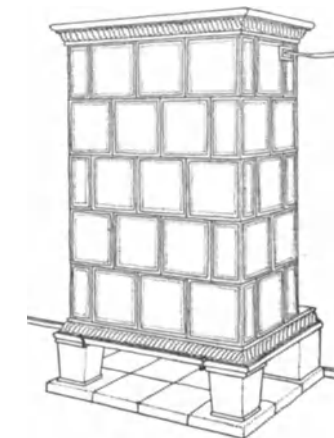


Abb. 34b. Ansicht zu Abb. 34a.

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 ausgefüllert, 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 Feuergefahr. 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.

Natürgemäß 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 einzelnen 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, Proberhähne 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 Massenerzeugnisses — 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.

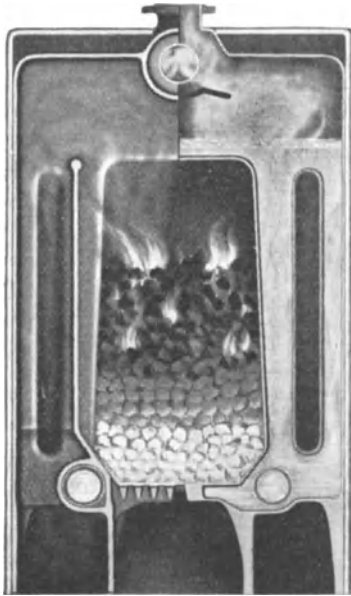


Abb. 35a.
Oberer Abbrand.

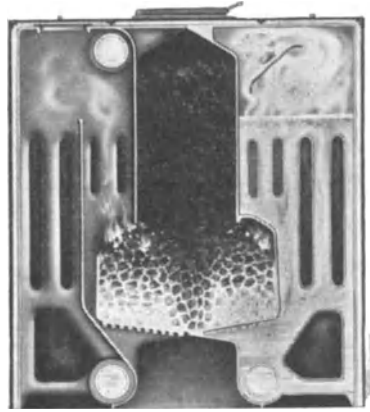


Abb. 35b. Unterer Abbrand
für gasarmen Brennstoff.

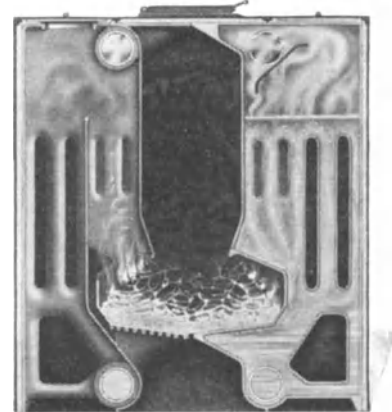


Abb. 35c. Unterer Abbrand
für gasreichen Brennstoff.

(Nationale Radiator-Gesellschaft, Berlin.)

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. 35a 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. 35b wird der Brennstoffvorrat nicht von den Heizgasen durchströmt, so daß dieser bei geordnetem Betrieb niemals ins 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 Flammbildung verbrennen, brauchen sie außer der unteren Luftzuführung durch den Rost noch eine obere Luftzuführung. Abb. 35c zeigt einen solchen Kessel mit

¹ Vgl. S. 73.

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

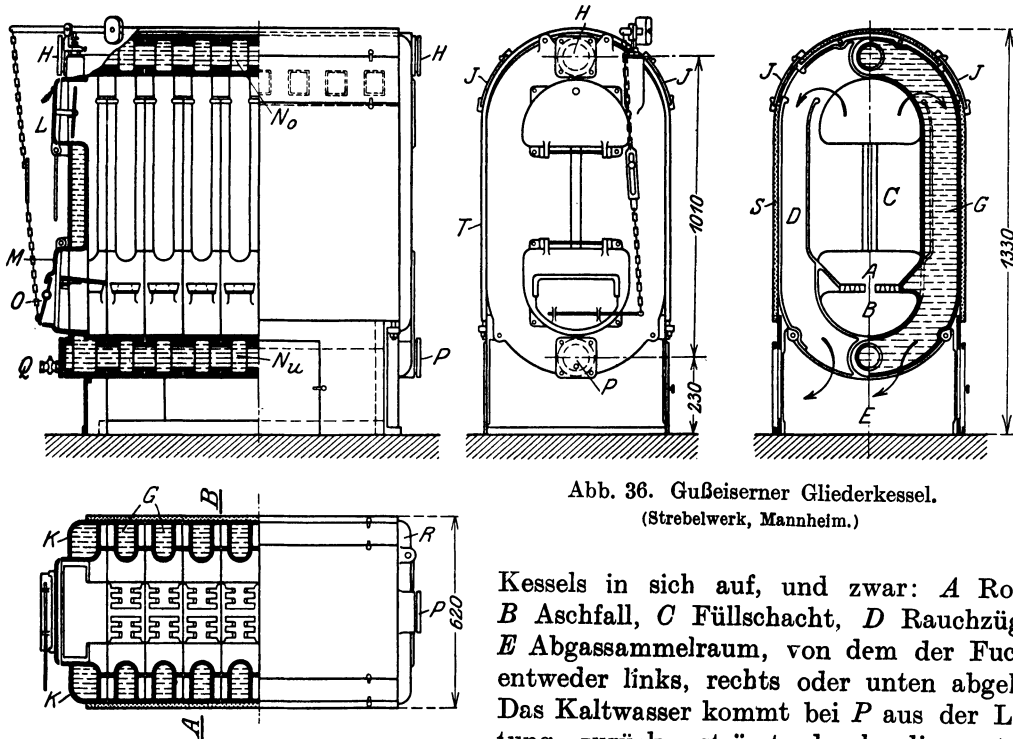


Abb. 36. Gußeiserner Gliederkessel.
(Strebelwerk, Mannheim.)

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 durch 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 Schütttür *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-

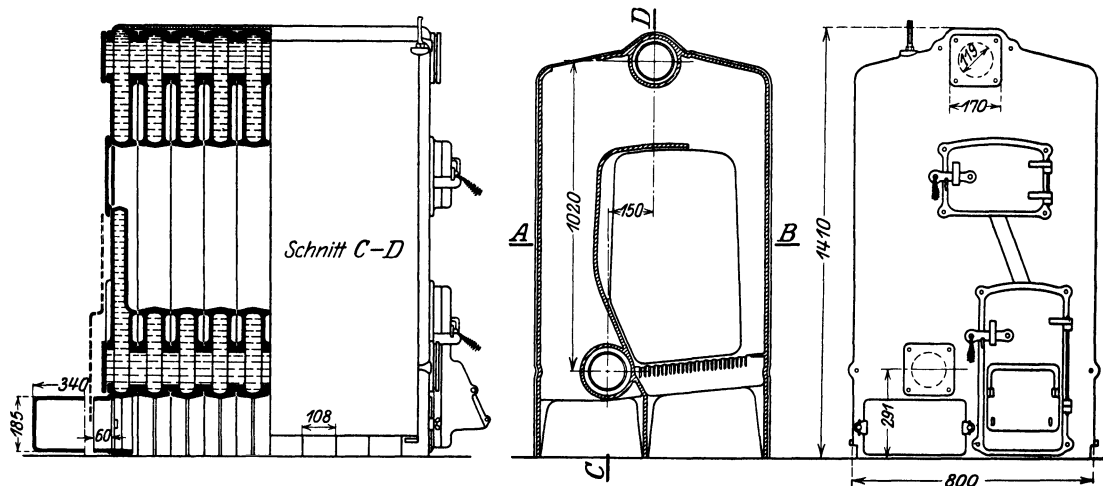
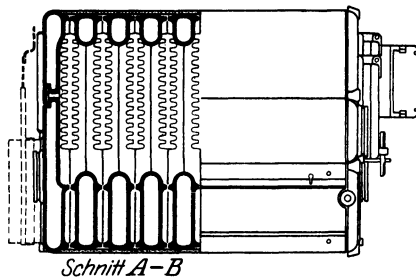


Abb. 37. Lollarkessel.
(Buderussche Eisenwerke, Wetzlar.)



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. 37 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. 38 eines Großkessels 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. 39 zeigt einen Buderus-Lollar-Großkessel der Buderusschen Eisenwerke, Wetzlar.

Abb. 40 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-

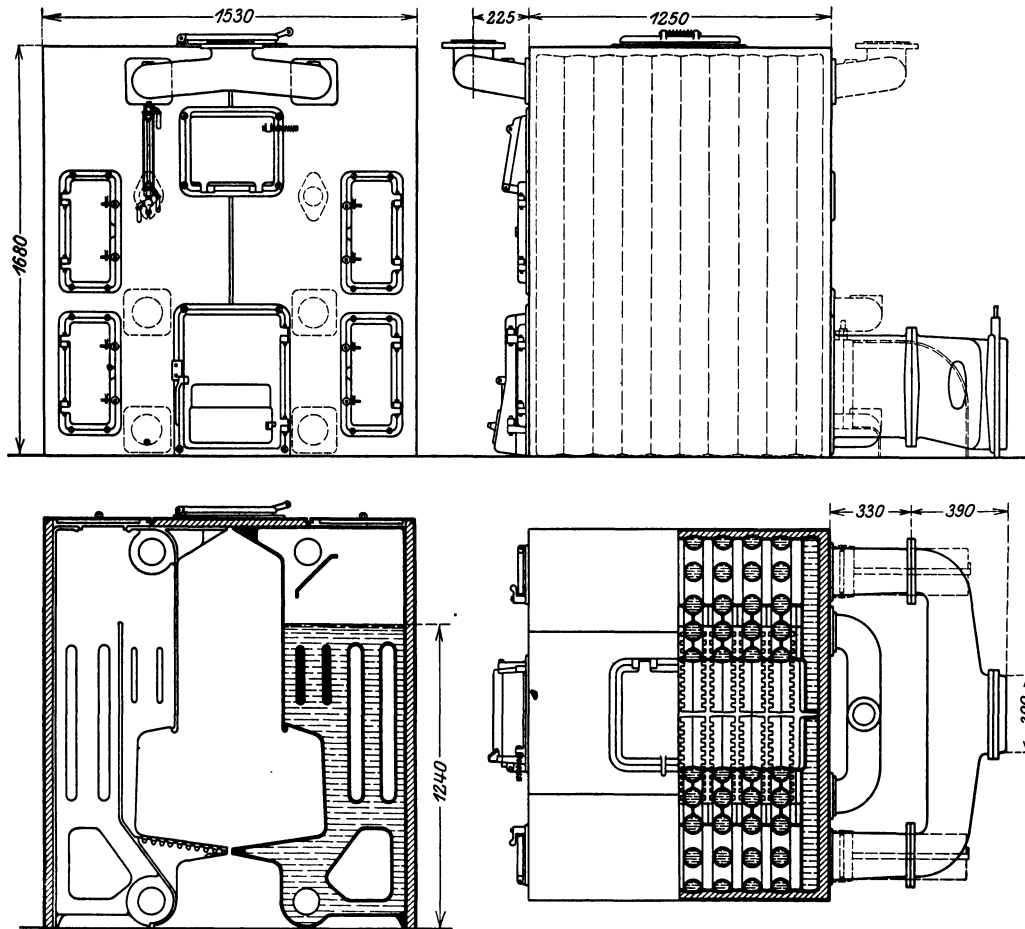


Abb. 38. Großkessel.

(Nationale Radiator-Gesellschaft, Berlin.)

stoffe handelt, zeigt der in der Abb. 40b deutlich sichtbare Kanal für Oberluftzuführung. Abb. 40a gibt die Vorderansicht mit den Armaturen des Kessels, Abb. 40c 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. 41. 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* ist, je nach Kesselgröße verschieden, aus dem Fabrikcatalog zu entnehmen.

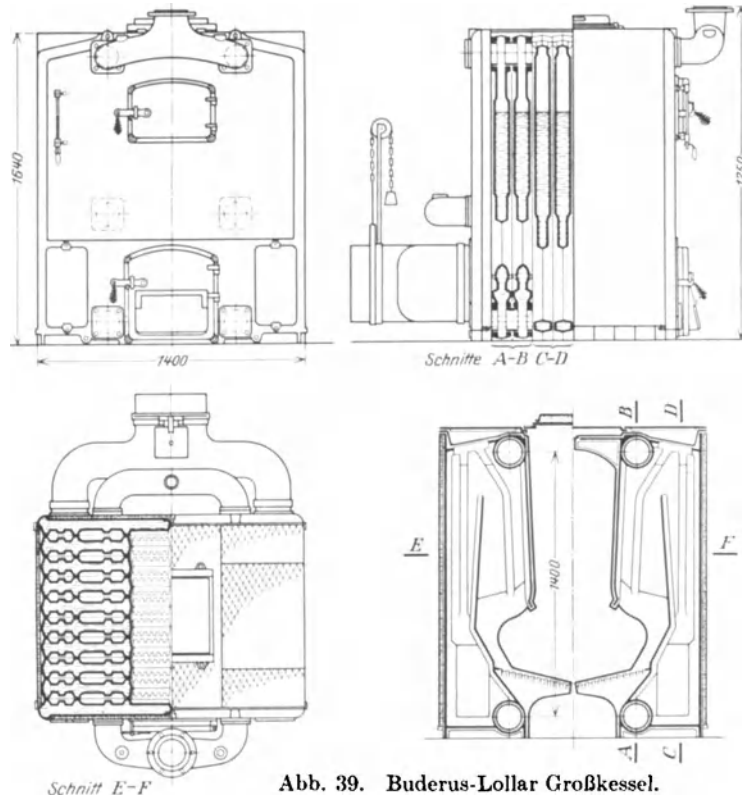


Abb. 39. Buderus-Lollar Großkessel.

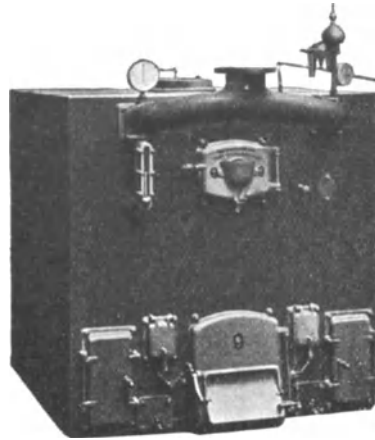


Abb. 40a—c.
 Großkessel für
 Braunkohlenbrikett.
 (Eca IV, Strelbelwerk.)

Abb. 40a.

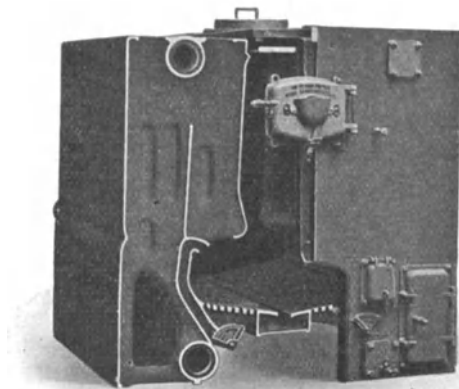


Abb. 40b.

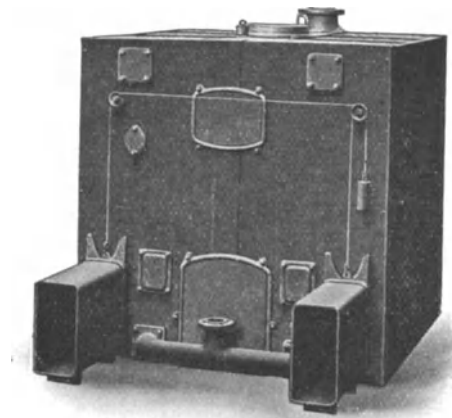


Abb. 40c.

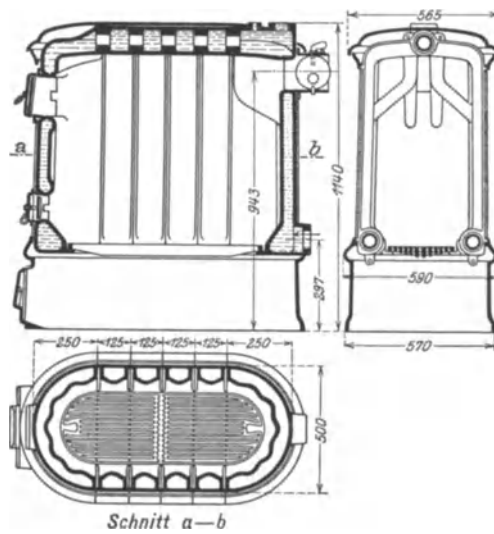
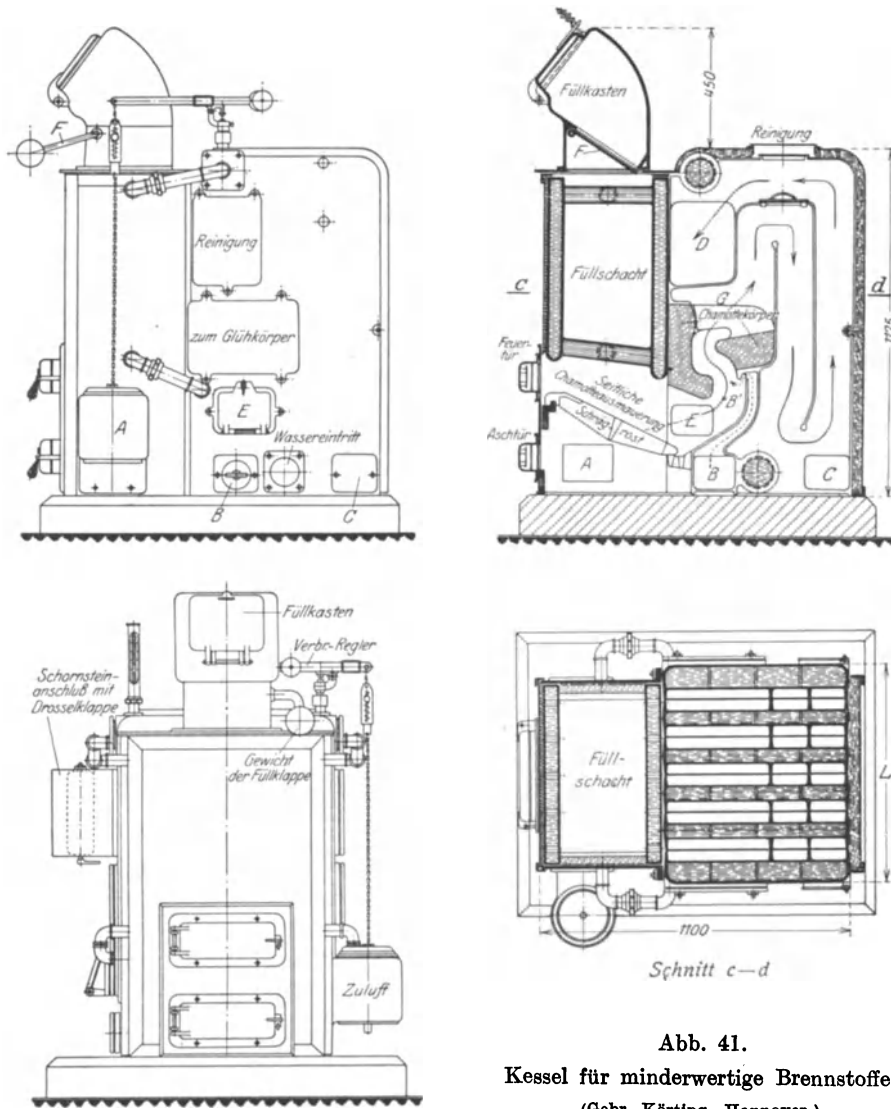


Abb. 42. Kleinkessel.
(Strebelwerk, Mannheim.)

e) 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. 42.

d) Zimmerheizkessel.

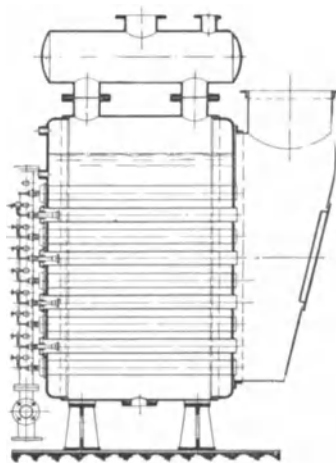
Bezüglich dieser Kessel sei auf S. 64 verwiesen.

3. Neuere schmiedeeiserne Kessel.

Unter dem Namen Stahlrohrkessel sind in neuerer Zeit eine Reihe interessanter Konstruktionen entstanden. Die Schwierigkeit bei den schmiedeeisernen Kesseln besteht in der Korrosion der Wandung und der Schweißstellen. Es sind Fälle 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



$\frac{1}{2}$

Abb. 43. Körting-Gaskessel.

bei Privathäusern. Bei Verwendung des Gases käme in Fortfall die Sorge für rechtzeitige Bestellung des Kokes und die Sorge für die Kontrolle der Lieferung auf Güte und Menge, die Notwendigkeit einer längeren Vorauszahlung des Brennstoffes, es würde vermieden der Staub beim Abladen und beim Verheizen des Kokes, beim Entfernen und beim Abfahren der Schlacke; ferner würde der Kokskeller für an-

dere Zwecke frei werden, und endlich wäre die Bedienung des Kessels eine weitaus einfachere und bequemere, und die Möglichkeit einer vollautomatischen Temperaturregelung in viel höherem Maße gegeben 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 Koksessel einfach einen Gasbrenner einzubauen. Zwei Beispiele heute schon eingeführter Kessel zeigen Abb. 43 und Abb. 44.

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 zusichere. 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.

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.

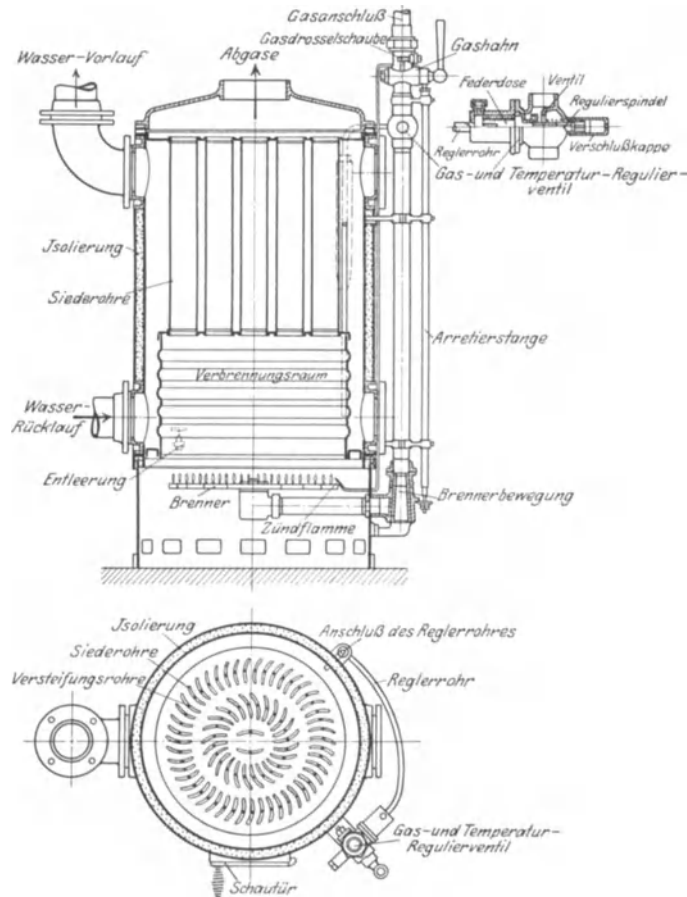


Abb. 44. Askania-Gaskessel.

6. Berechnung der Kessel und Unterteilung der Kesselheizfläche.

Über die genaue Berechnung der erforderlichen Kesselheizfläche vgl. man II. Teil, S. 180. 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 stündlicher Wärmeverlust von etwa 16 kcal/h zu rechnen ist. Der gesamte stündliche Wärmeverlust Q des Gebäudes ergibt sich also durch einfache Multiplikation der Kubikmeter umbauten Raumes mit der Zahl 16 (vgl. II. Teil, S. 174).

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 $\frac{F}{3}$, den anderen mit $\frac{2F}{3}$ 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 imstande, 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. 45 die **Mindestgröße** des allein für die Kessel erforderlichen Raumes.

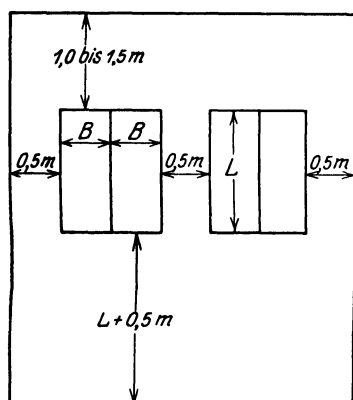


Abb. 45. Größenverhältnisse eines Kesselraumes.

2. Ausgestaltung und Ausstattung des Kesselhauses¹.

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

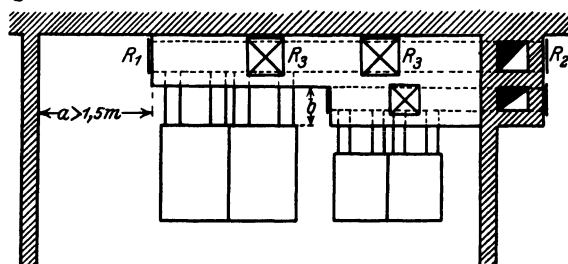


Abb. 46. Raumanordnung eines Kesselhauses.

Hand des Beispiels in Abb. 46 besprochen werden. Wenn möglich sind die Kessel 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.

Der Schornstein ist naturgemäß für den ungünstigsten Fall zu berechnen, das heißt, wenn sämtliche Kessel in Betrieb sind. Hierdurch können aber zu weite Schornsteine entstehen, die sich schwer anwärmen, Rückströmungen und Eintritt von Fehlluft zulassen, wenn nur ein Teil der Kessel in Betrieb ist. Sind daher viele Kessel vorhanden, so sollen mindestens zwei Schornsteine angelegt und die Kessel auf die Schornsteine richtig verteilt werden. Fremde Abgase dürfen in den Heizungsschornstein nicht eingeleitet werden. Am Fuß des Schornsteins, aber in seinem lotrechten Teile, ist eine leicht zugängliche Öffnung zwecks Reinigung bzw. Anbringung eines Lockfeuers vorzusehen (s. hierüber auch Bedienungsanweisungen).

Über Schornsteinberechnung s. II. Teil, S. 191.

Rauchschieber. Es kann keinem Zweifel unterliegen, daß durch richtige und sachgemäße Bedienung der Rauchschieber erhebliche Ersparnisse an Brennstoff erzielt werden. Andererseits ist nicht zu bestreiten, daß die Rauchschieber eine bedeutsame Gefahrmöglichkeit in die Anlage bringen. Die Durchbrechung des Rauchschiebers mit einer unveränderlichen Öffnung schafft keine Abhilfe. Entweder ist die Öffnung zu klein, dann bewirkt sie ein gefahrbringendes Drosseln des Rauchgasweges, oder die Öffnung ist zu groß, dann wird sie unwirksam. Die richtige Größe

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

der Öffnung ist nicht nur von der Kesselfläche, sondern bei gleicher Fläche wesentlich vom Betriebszustand (Außentemperatur, Betriebsunterbrechung, Windverhältnisse usw.) abhängig. Rauchschieber im Hauptfuchs sind zu vermeiden. Hinter jedem Kessel sind sie zuzulassen, wenn eine zuverlässige Bedienung der Anlage gesichert erscheint. Der Seilzug (Kettenzug) für die Bedienung des Schiebers ist über Rollen so zu führen, daß der Schieber vom Kesselstand bedient werden kann.

Jedes Kesselhaus muß **Zu- und Abluftkanäle** erhalten. Die Zuluftkanäle, durch welche die zur Verbrennung des Brennstoffes erforderliche Luftmenge strömt, sind etwa mit der doppelten Größe 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 $\frac{1}{3}$ des Schornsteinquerschnittes bemessen sein. Das Ende der Abluftrohre ist vom Einfluß des Windes unabhängig zu machen, was am besten durch Ausmündung in entgegengesetzter Richtung erfolgt.

Um bei **Entleerungen** der Anlage das heiße Wasser nicht unmittelbar in die Kanalanlage leiten zu müssen (oft polizeilich verboten), sind am besten Kühlgruben anzunehmen. Ihre Größe richtet sich nach dem Wasserinhalt der Anlage (s. Bd. II, S. 181). 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 enthalten soll: 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).

3. Kokslager¹.

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 Wärmeverlust 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. Dann wird die Sohle des Koks-

¹ 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. 315.

raumes 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 Schüttlochöffnungen müssen daher gegen Hineinfallen der Leute, gegen deren Beschädigung durch Stichflammen und Gasaustritt genügend gesichert werden. 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. 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 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.

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.

5. Vergleichende Betriebskontrolle.

Um ein einwandfreies Urteil über die Wirtschaftlichkeit der einzelnen Heizungs-systeme 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 Formblatt. Ehe eine Veröffentlichung der Kennziffern von einzelnen Heizungs- und Gebäudearten erfolgen kann, müssen noch einige Jahre hindurch Erfahrungen gesammelt werden. Eine möglichste Ausbreitung 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 Formblattes gewahrt bleibt.

C. Rohrleitungen².

1. Rohre³.

Für Heizungs- und Warmwasserversorgungsanlagen verwendet man bei allen besseren Ausführungen nahtlos gezogene Rohre, sogenannte Siederohre. Hinsichtlich der Wandstärke kommen für die Heizungsindustrie zwei Ausführungsformen in Frage, nämlich:

dickwandige Siederohre mit 1/8"—4" oder 6—104 mm Innendurchmesser,
dünnwandige Rohre mit 1 1/2"—12 1/2" oder 33,5—304 mm Innendurchmesser.

Muß man auf ein Rohr ein Gewinde aufschneiden, so darf man nur die dickwandigen Rohre verwenden, da bei dünnwandigen Rohren die Wandstärke zu stark durch das Gewinde geschwächt würde. Es werden darum die dickwandigen Rohre zur Verbindung mittels Muffen, die dünnwandigen Rohre bei Verbindung durch Schweißen oder mittels Flanschen verwendet. Man spricht darum auch kurz von Muffenrohren und von Flanschenrohren.

An Stelle der nahtlos gezogenen Muffenrohre können in dem Durchmesserbereich von 1/8 bis 2" auch überlappt oder stumpf geschweißte Gasrohre verwendet werden. Sie bieten jedoch keine völlige Gewähr gegen Ribbildung in der Schweißnaht und werden außerdem nur mit wenigen Durchmesserabstufungen geliefert.

Bei Warm- und Kaltwasserversorgungsanlagen sollen die Rohre und Formstücke nur in feuerverzinktem Zustande verwendet werden.

2. Rohrverbindungen.

Die Art der Rohrverbindung und Lagerung 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

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.

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) Muffenverbindung.

Die einfachste Verbindung erfolgt durch die Muffe, Abb. 47. 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 Rohrstrecken eine leicht lösbare Verbindung schaffen, so wird das Langgewinde (Abb. 48a, 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. 48a) *M* auf *B* heruntergeschraubt (Abb. 48b) 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. 48c. Die Lösung der Verbindung ist höchst einfach. *G* wird auf *A* bis zur höchsten Stelle hinaufgeschraubt, die Dichtung *D* entfernt, *M* wie in Abb. 48a völlig auf *A* zurückgezogen, wodurch beide Rohrenden frei werden.

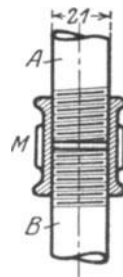


Abb. 47. Muffenverbindung.

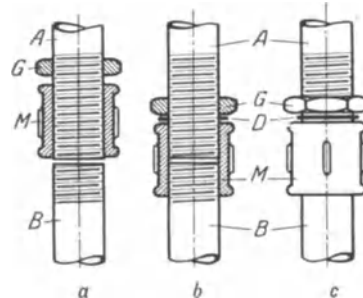


Abb. 48. Langgewinde.

Eine andere gleichen Zwecken dienende Verbindung ist die „Verschraubung“, die entweder als „zylindrische“ (Abb. 49 und 50) oder als „konische Verschraubung“ (Abb. 51) angewendet werden kann. Die Abb. 49 und 50 zeigen eine bewährte Sonderausführung (Rud.

Otto Meyer, Hamburg), wobei ein doppelter Luftring nach Art der bekannten Labyrinthdichtungen wirkt.

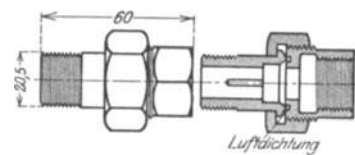


Abb. 49. Gerade zylindrische Verschraubung.

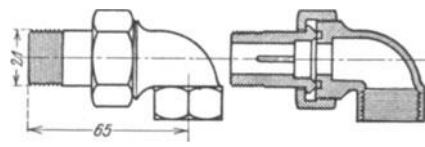


Abb. 50. Winkelverschraubung.

Bei hohen Drucken in Heißwasserheizungen gelangt eine besondere Art der Muffenverbindung zur Anwendung (Abb. 52). Rohr *A* wird stumpf, Rohr *B* spitz zugearbeitet. 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.

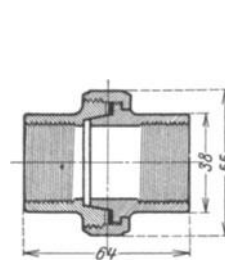


Abb. 51. Konische Verschraubung.

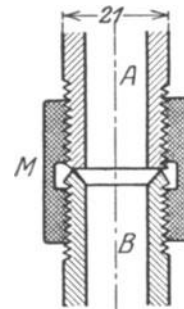


Abb. 52. Muffenverbindung mit Rechts- und Linksgewinde.

Die Abb. 53—61 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.

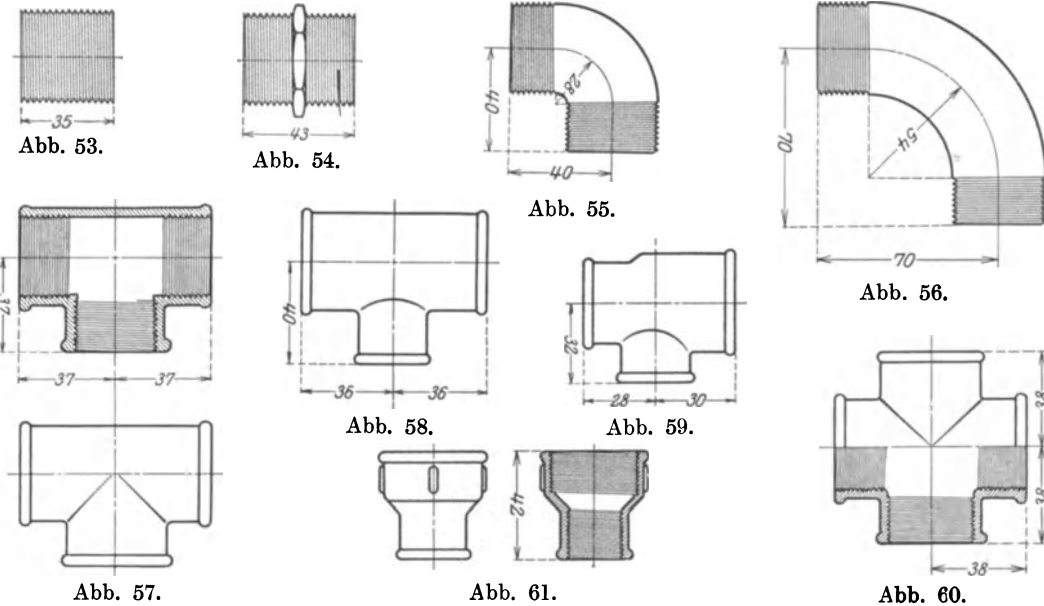


Abb. 53. Nippel.
Abb. 54. Doppelnippel.
Abb. 55. Knie.
Abb. 56. Bogen.

Abb. 57. T-Stück (gleichseitig).
Abb. 58. T-Stück (Abzweig reduziert).
Abb. 59. T-Stück (Abzweig und Durchgang reduziert).
Abb. 60. Kreuzstück.
Abb. 61. Reduktionsmuffe.

b) Flanschenverbindung.

Die auf S. 36 erwähnten Flanschenrohre werden durch Flanschen verbunden. Diese Verbindungsart kann auch für Rohre kleineren Durchmessers bei Anwendung hoher Drucke benutzt werden.

Eine gute und einfache Verbindung ist folgende (Abb. 62):

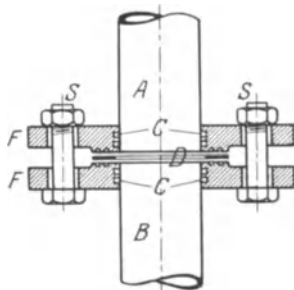


Abb. 62. Rohrverbindung mit aufgelöteten oder aufgewalzten Flanschen.

Auf die Rohre *AB* werden bei *C* feste schmiedeeiserne runde Flanschen *F* aufgelötet oder aufgedrillt. Letztere Verbindung erfolgt durch Drillmaschinen, wobei kleine, mehr und mehr nach außen drückende Rollen das Rohr in Rillen der Flanschen einpressen. Die Flanschen werden durch Schrauben *S* zusammengezogen, die Dichtung bewirkt eine bei *D* eingelegte Scheibe. Die Scheibe *D* drückt sich gegen Rillen in den vorstehenden Flanschenenden. Für Warmwasserheizungen werden Gummischeiben mit Hanf- oder Drahteinlage bzw. Klingeritscheiben benutzt.

Für große Drucke reicht die einfache Drillung bei *C* nicht aus. Die Flanschen werden dann als Winkelflanschen *W* (Abb. 63) ausgebildet und erhalten manchmal Feder *F* und Nut *N*. Diese Einrichtung soll das Ausschleudern der Dichtung verhindern. Naturgemäß hat diese Anordnung den Nachteil, daß die Rohre auch nach Entfernung der Schrauben nicht gelöst werden können, da die vorstehenden Flanschteile hinderlich sind. In manchen Fällen kann daher die Ausführung nach Abb. 64 vorteilhaft erscheinen, wobei das Ausschleudern der Dichtung durch einen vor-

gesetzten Ring *B* verhindert wird. Trotzdem bleibt die Rohrleitung bei dieser Anordnung leicht lösbar. Die bisher besprochenen Verbindungen setzen naturgemäß voraus, daß mindestens eins der beiden Rohre beliebig drehbar ist, was mit Rücksicht auf das Passen der Schraubenlöcher erforderlich erscheint.

Eine andere Verbindungsart mit beliebiger Lage der Schraubenlöcher zeigt Abb. 65. Die Rohre *A* und *C* werden aufgebördelt, wodurch Bunde *B* entstehen,

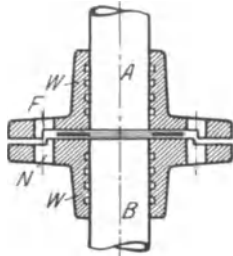


Abb. 63. Aufgedrillte Flanschen mit Federn und Nut.

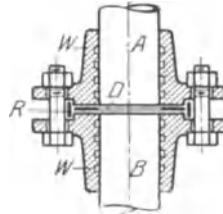


Abb. 64. Flanschenverbindung mit Dichtungsschutzring.

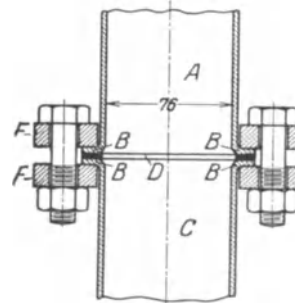


Abb. 65. Aufgebördelte Bordringe mit Überwurfflanschen.

hinter denen lose, durch Schrauben zusammengepreßte Flanschen *F* sitzen. Zwischen den Bunden *B* befindet sich die Dichtung *D*. Eine andere Ausführung zeigt Abb. 66. Auf die Rohre *A* und *C* werden Bunde *B* entweder hart aufgelötet oder aufgewalzt. Hinter den Bunden sitzen wieder lose Flanschen *F*, die durch die Schrauben *S* zusammengezogen werden. Zwischen den Bunden liegt die Dichtscheibe *D*. Bei hohen Drucken wird diese Verbindungsart nach Abb. 67 abgeändert. Die Bunde *B* haben Winkelform, erhalten längs des Rohres Drillnuten und quer zum Rohr Dichtungsnuten. Hierbei können die Winkelbunde Feder und Nut nach Abb. 63 oder einen Ring nach Abb. 64 erhalten.

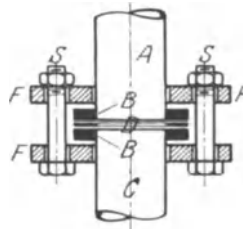


Abb. 66. Hart aufgelötete oder aufgewalzte Bunde mit Überwurfflanschen.

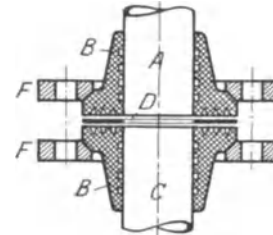


Abb. 67. Flanschenverbindung für hohen Druck.

Die Abb. 68—75 bringen eine Reihe gußeiserner Formstücke, die für die Verbindung von Flanschenrohren angewendet werden und nach dem Vorstehenden ohne weiteres verständlich erscheinen.

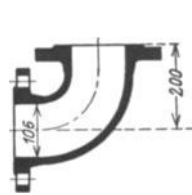


Abb. 68.

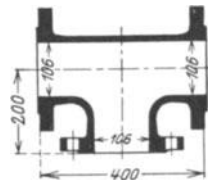


Abb. 69.

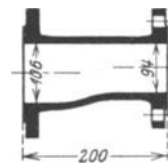


Abb. 70.

c) Rohrverbindung durch Schweißen.

In den letzten Jahren hat sich das Schweißen auch in der Heizungsindustrie in weitgehendem Maße eingebürgert, allerdings

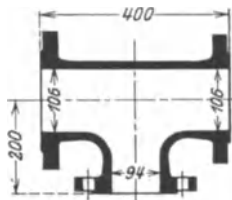


Abb. 71.

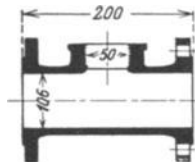


Abb. 72.



Abb. 73.

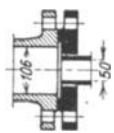


Abb. 74.



Abb. 75.

Abb. 68—75. Gußeiserne Formstücke für Niederdruckleitungen.

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 der Flansch nach Möglichkeit durch die Schweißung ersetzt werden soll, weil Flansche stets die Gefahr des Undichtwerdens in

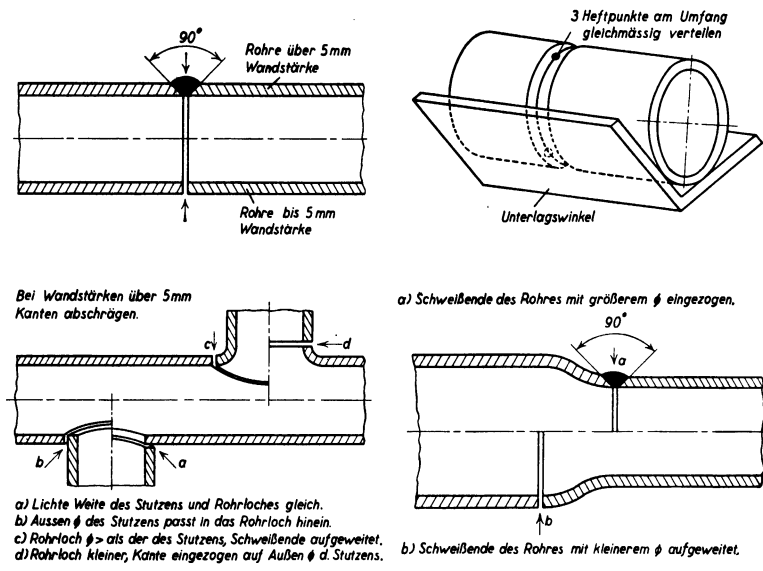


Abb. 76. Rohrverbindungen durch Schweißen.

sich tragen, weil die Anbringung der Isolierung durch den Flansch verteuert wird und weil selbst bei Verwendung von Flanschenkappen der Flansch einen höheren Wärmeverlust bedingt. Man wird darum nur so viel Flansche zulassen, daß keine allzu langen Rohrstrecken entstehen, welche bei Erweiterungs- oder

Instandsetzungsarbeiten unbequem würden. Häufig genügen dafür aber schon die Flansche an Ventilen und andere Formstücke.

Bei engen Rohren, den sogenannten Muffenrohren, wird man bei 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.

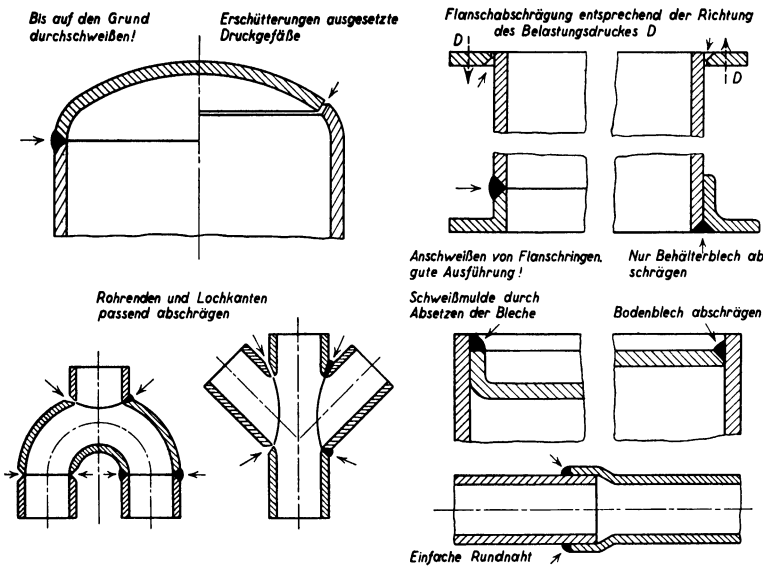


Abb. 77. Rohrverbindungen durch Schweißen.

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. 76 und 77 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 2at mehr beträgt als der höchste Betriebsdruck. Hierbei ist anzunehmen, daß Undichtigkeiten nicht vorhanden sind, wenn das empfindliche Manometer der Druckpumpe innerhalb 15 Minuten keinen Rückgang zeigt. Alsdann sind unter kräftigem Heizen nicht nur die tropfenden, sondern sämtliche 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 gußeiserne Rohrhülsen (Abb. 78—80) 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 Verschlässen 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

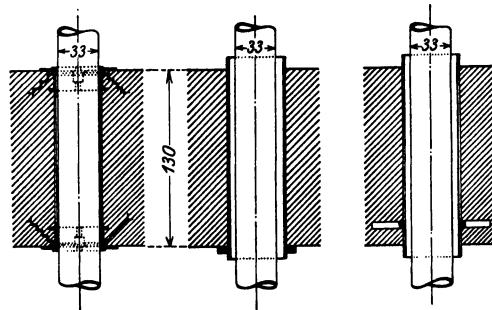


Abb. 78.

Abb. 79.

Abb. 80.

Abb. 78—80. Rohrdurchführungen durch Mauern und Decken.

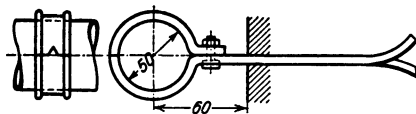


Abb. 81. Rohrschelle für kleine Rohrdurchmesser.

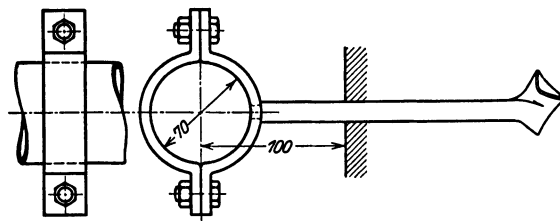


Abb. 82. Rohrschelle für größere Rohrdurchmesser.

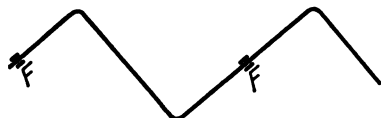


Abb. 83. Zickzackführung zum Ausgleich der Wärmeausdehnung.



Abb. 84. Schlangenartige Führung der Rohrleitung.

der Rohre werden Rohrschellen (Abb. 81 und 82) verwendet, die ebenfalls Anlaß zu Geräuschbildung geben können. Die Festschellen sind weiter unten besprochen.

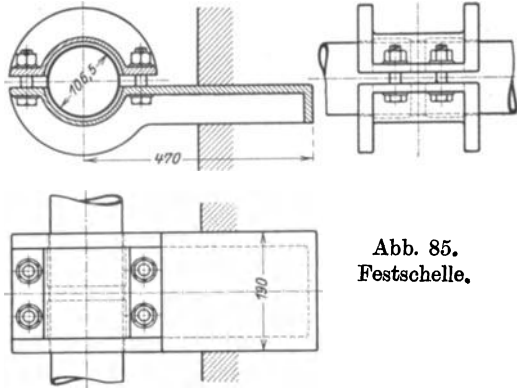


Abb. 85.
Festschelle.

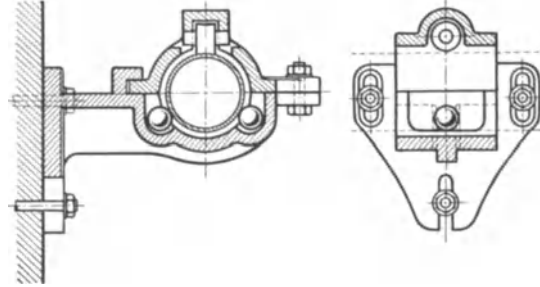


Abb. 86. Schelle in Kugellagern für größere Längsbewegung.
(Nicht einwandfrei wegen Unterbrechung der Isolierung)

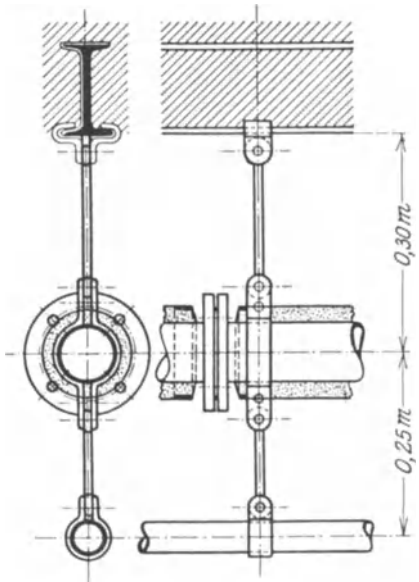


Abb. 87 a.

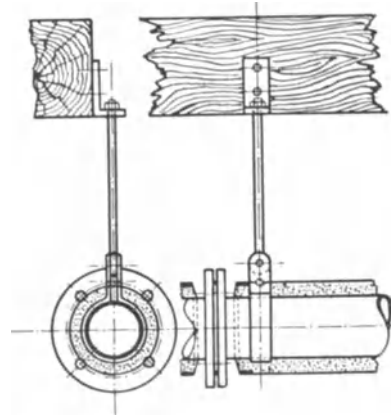


Abb. 87 b.

Abb. 87 a u. b.
Hängeschellen.

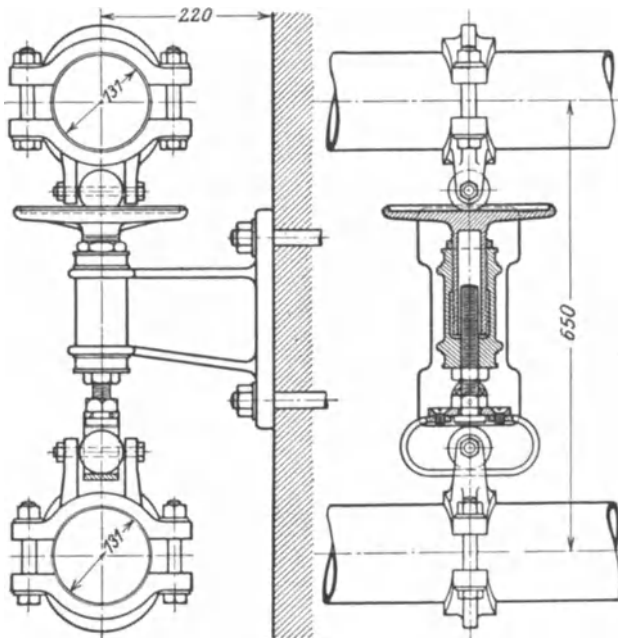


Abb. 88. Schellenanordnung für größere Längsbewegung.

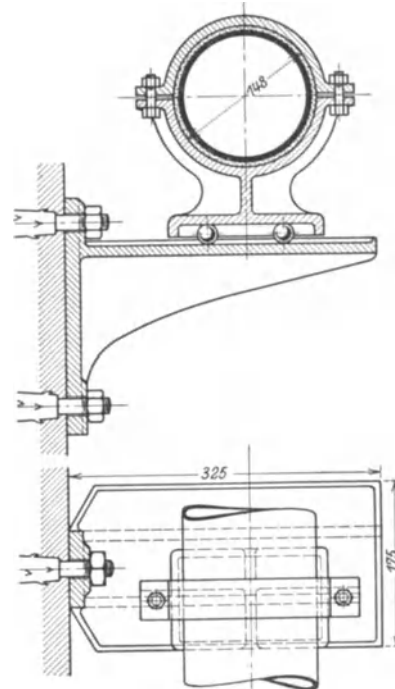


Abb. 89. Nach allen Seiten bewegliche Kugelschelle.

Besondere Maßregeln sind erforderlich, um die durch die Wärme entstehende Längenausdehnung der Rohre auszugleichen. Bei Wasserheizungen ist mit einer Deh-

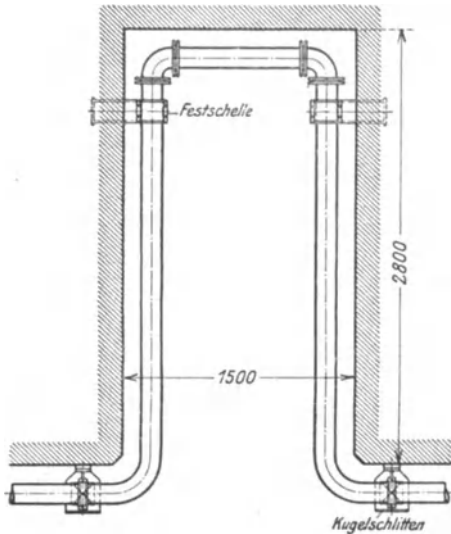


Abb. 90. Ausgleicher aus Rohren zusammengebaut.



Abb. 92. Gerades Wellrohr als Ausgleicher.
(Franz Seiffert & Co., Berlin-Eberswalde.)

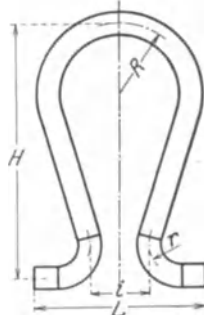


Abb. 91. Fabrikmäßig hergestellter Rohrausgleichler.
(Rohrbogenwerk G. m. b. H., Hamburg.)
z. B. $r = 106$,
 $R = 450$, $i = 260$,
 $L = 950$, $H = 1550$.
(S.a.nachst.Zahlent.)

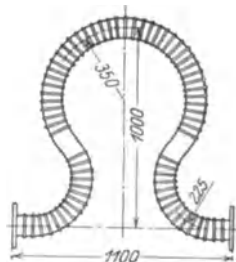


Abb. 93. Gebogenes Wellrohr als Ausgleicher.
(Franz Seiffert & Co., Berlin-Eberswalde.)

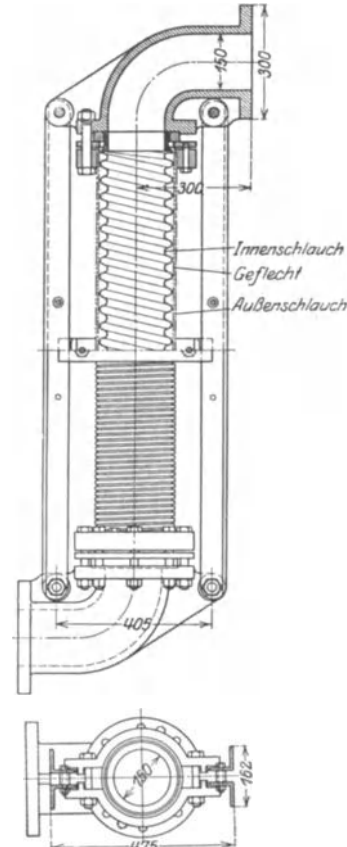


Abb. 94. Metallschlauchausgleichler.
(Metallschlauchfabrik Pforzheim.)

nung von rund 1 mm für 1 m Rohr zu rechnen. In natürlichster Weise wird der Ausgleich durch Zickzackführung der Rohre erreicht (Abb. 83). Man legt hierbei einige Punkte der Rohrleitung fest (Festschellen F s. a. Abb. 85) und hängt die übrige Leitung so auf, daß sie sich bewegen kann. Hierzu dienen z. B. für geringe Dehnungen die in Abb. 87a und b dargestellten Hänagschellen. Für größere Längsbewegung sind die Formen nach Abb. 86 und 88 üblich, auch schlangenartige Führung der Rohrleitung (Abb.84) ist möglich. (Fernheizwerk Dresden.) Hierbei ist es nötig, die Rohrleitung nach allen Richtungen frei beweglich zu lagern, wozu Kugelschellen nach Abb. 89 dienen.

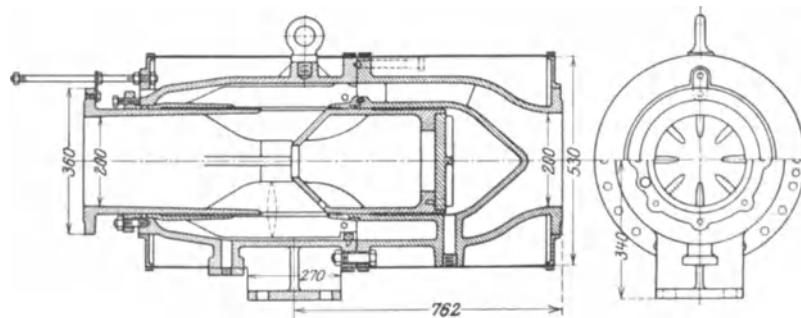


Abb. 95. Koenig'scher entlasteter Stopfbüchsenausgleichler.
(Gesellschaft für Hochdruckleitungen, Berlin.)

Sind bei langen geradlinigen Rohrstrecken größere Schübe aufzunehmen, so werden „Rohrausgleicher“ benutzt (Abb. 90). Die dabei verwendete Festschelle zeigt Abb. 85. Eine andere Ausführung eines Rohrausgleichers (Rohrbogenwerk G. m. b. H., Hamburg) bringt Abb. 91.

Weitere Formen von Dehnungsausgleichern stellen Abb. 92, 93, 94, 95 und 202 dar.

4. Wärmeschutz.

Bei allen Dampf- und Warmwasserleitungen ist die Ausführung eines guten Wärmeschutzes wichtig, weil dadurch die Wärmeverluste der Rohrleitung herabgedrückt 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 eine ganz verschiedene. 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 wagerechten 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. 96 ein.

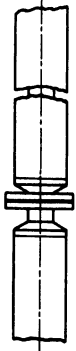


Abb. 96.
Rohriso-
lierung
ohne Ab-
stützung.

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 Glasgespinstmatten, 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. 182.

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

D. Heizkörper¹.

1. Heizkörperformen.

Im nachstehenden sollen nur die in der heutigen Praxis verwendeten Heizkörperbauarten behandelt werden.

a) Rohrschlangen.

Eine gute Heizfläche ist die ein- oder mehrfach in der Nähe des Fußbodens herumgeführte Rohrleitung (Abb. 97). 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 Flächeneinheit auf. Die Heizfläche ist hygienisch einwandfrei, denn die Rohre lassen sich in einfachster Weise und

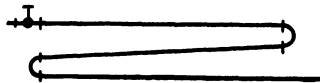


Abb. 97. Rohrheizschlange.

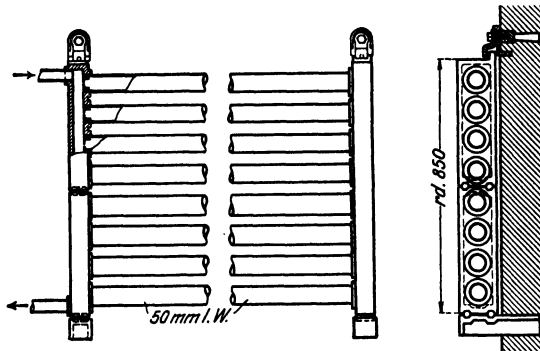


Abb. 98. Rohrregister.

sicher reinigen. Eine Abart dieser Ausführungsform ist das „Rohrregister“ (Abb. 98), 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 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. 99 sofort den Hauptnachteil dieser Heizkörper. Sie sind nicht oder nur schwer reinigungsfähig und daher aus hygienischen Gründen abzulehnen.

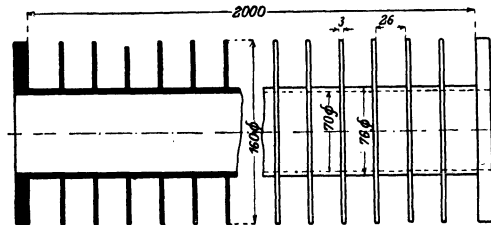


Abb. 99. Rippenrohr.

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 wagrechter und vorwiegend lotrechter Flächen zwecks Erschwernis der Staubablage — gute Reinigungsfähigkeit — große Heizwirkung — Verwendung dünnwandigen billigen Graugusses. In der Tat erfüllt der beispielsweise in Abb. 100 dargestellte „2säulige Radiator“ alle diese Forderungen. Radiatoren werden 1säulig bis 4säulig (Abb. 100 a—d) und in verschiedenen Größen von etwa 500 bis 1200 mm „Mittelgliedhöhe“ (s. S. 47) ausgeführt.

¹ Rietschel: Preisarbeit. Gesundheits-Ing. 1896, S. 327.

Da die 3- und 4säuligen Heizkörper zu einer starken Zusammendrückung 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.

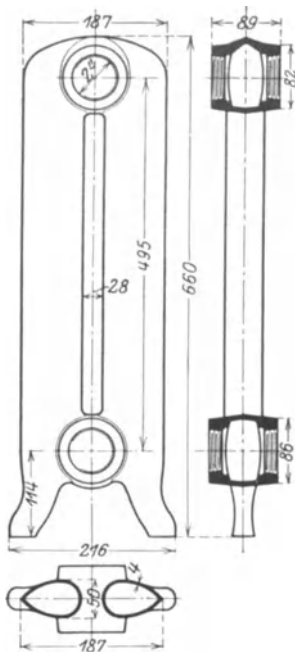


Abb. 100. Radiator.

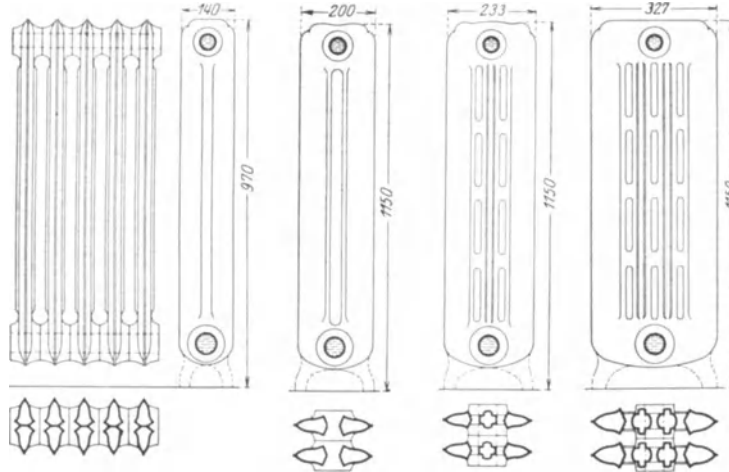


Abb. 100 a.

Abb. 100 b.

Abb. 100 c.

Abb. 100 d.

Abb. 100 a—d. 1—4säulige Radiatoren.

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. bekannt. Vgl. Abb. 101 a und b. Der Zweck der Neuerung war, durch eine starke Unterteilung der Heizfläche und des Wasserraumes einen Heizkörper zu schaffen, der bei gleicher Heizleistung weniger Platz beansprucht und einen geringeren Wasserraum enthält. Dadurch vermindert sich der Gesamtwasserinhalt der ganzen Anlage, und Warmwasserheizungen mit diesen Radiatoren zeigen eine viel geringere Trägheit als Heizungen mit Radiatoren älterer Bauart. Die Verminderung der Trägheit hat aber nicht unwesentliche Brennstoffersparnis zur Folge².



Abb. 101 a.

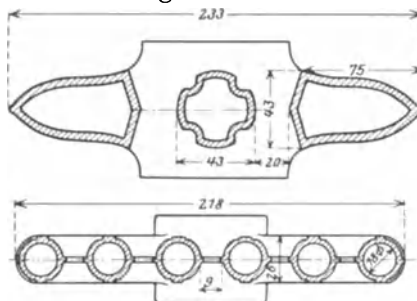


Abb. 101 b.

Abb. 101 a u. b. Kleinwasserraumradiator.

(Nationale Radiator-Gesellschaft.)

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.

² Wierz: Die Verbesserung der Wirtschaftlichkeit der Zentralheizung, insbesondere der Schwachkraftheizung. Gesundheits-Ing. 1923, S. 477.

metallisch herbeiführen. Die Radiatoren werden am besten auf entsprechend geformte Stützen gelagert und durch Halter gesichert (Abb. 103). 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 oft zu Störungen der Wasserbewegung Anlaß geben.

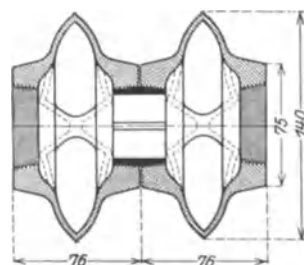


Abb. 102. Radiator-Nippelverbindung.

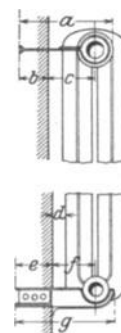


Abb. 103. Radiator auf Stützen.

Die bisher üblichen Maßbezeichnungen der Heizkörper waren nicht eindeutig und klar, weshalb schon in den beiden letzten 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. 104.)

Die Änderungen werden im einzelnen wie folgt begründet:

An Stelle der Bezeichnung Nippel ist die Bezeich-

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

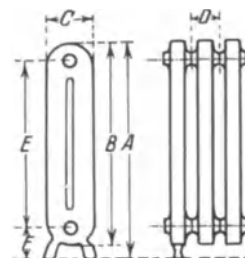


Abb. 104. Maßbezeichnung an Heizkörpern.

nung 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. 105.) 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.

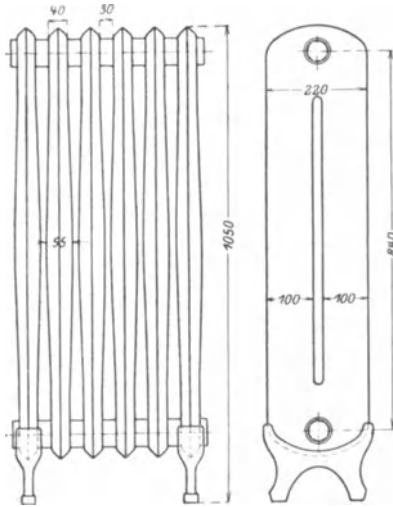


Abb. 105.
Schmiedeeiserner Radiator.

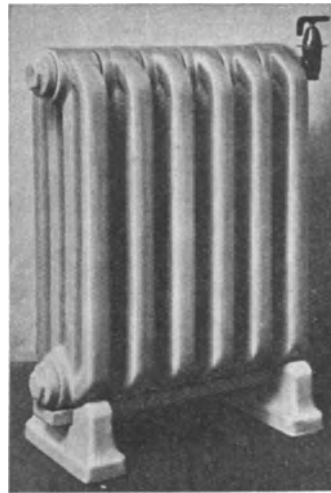


Abb. 106.
Keramischer Heizkörper.

e) Keramische Heizkörper.

Abb. 106 zeigt einen Heizkörper, der

aus Ton hergestellt und in all seinen Außenteilen glasiert ist. Er weist hygienisch einwandfreie Flächen auf, ist vorzüglich zu reinigen und in seiner Wärmewirkung auch bei Niederdruckdampfheizung angenehm. Für gleiche Heizleistung ist nach unseren Untersuchungen mehr Heizfläche erforderlich als bei gußeisernen Heizkörpern. Für Wasserheizungen ist er nicht zu empfehlen, da bei einem Bruch Überschwemmungen die Folgen sein können.

2. Heizkörperverkleidungen.

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 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.

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, son-

dem 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. 107 vermindern die Wärmeabgabe der Heizkörper:

bei einem Abstand a von	40	80	100 mm
um	5	3	2 vH

2. Offene Nischen nach Abb. 108 vermindern die Wärmeabgabe der Heizflächen:

bei einem Abstand a von	40	80	100 mm
um	11	7	6 vH

3. Verkleidungen nach Abb. 109 ergaben bei einem Heizkörper von $b = 220$ mm Bautiefe folgende Abnahmen der Leistung:

Gitterbreite $a =$	260	220	180	150 mm
Abnahme der Leistung	12	13	19	25 vH

4. Verkleidungen nach Abb. 110 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. 112) 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 des Heizunternehmens vorliegt. Es soll daher die Art der Verkleidung vor Ausführung der Anlage festgelegt und hierüber eine schriftliche Vereinbarung getroffen werden.

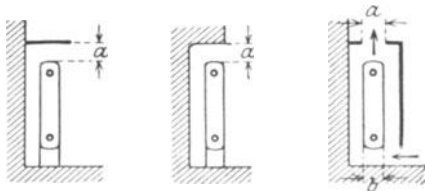


Abb. 107. Abb. 108. Abb. 109.

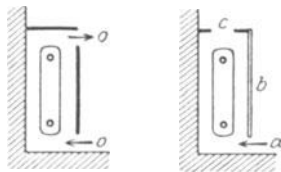


Abb. 110. Abb. 111.

Abb. 107—111. Heizkörperanordnungen.

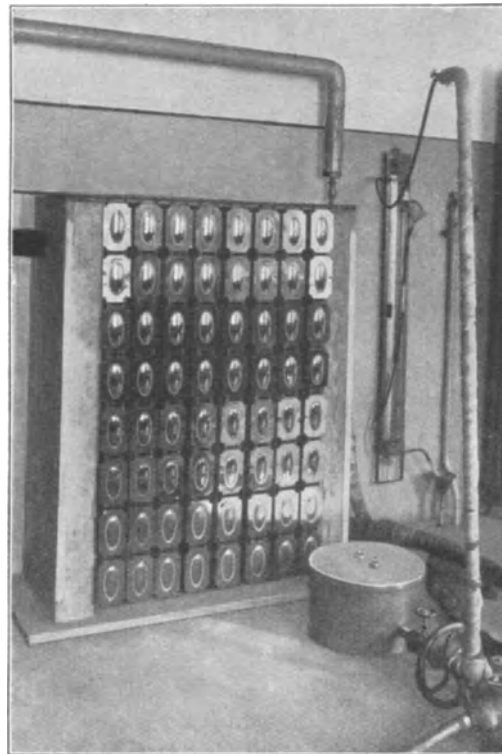


Abb. 112. Heizkörper mit Metallgehängen.

Lassen sich Verkleidungen nicht umgehen, so sind sie am besten nach Abb. 111 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. 113 an verkleideten Heizflächen zwangsläufig mit höherer Geschwindigkeit vorbeistreicht. 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. 113 die freie Strahlwirkung

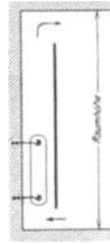


Abb. 113. Steigerung der Heizleistung durch zwangsläufig geführte Luft höherer Geschwindigkeit.

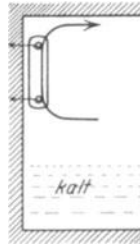


Abb. 114. Heizkörper, hochgestellt.

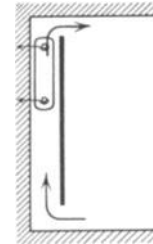


Abb. 115. Heizkörper, hochgestellt.

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. 114). Ist das Hochstellen der Heizkörper in keiner Weise zu umgehen, so kann man sich mit einer zwangsläufigen Luftführung nach Abb. 115 behelfen.

3. Anordnung der Heizflächen².

Um Heizflächen richtig aufzustellen, ist folgendes zu beachten. Man suche sich die in dem Raum tatsächlich auftretenden Luftstromkreise vorzustellen und ordne die Heizflächen so an, daß möglichst kleine, die Menschen nicht belästigende Stromkreise entstehen.

Wichtig ist hierbei das richtige Erkennen der Stromkreise. Z. B.: In Abb. 116 wird bei der dargestellten Heizkörperanordnung der Erker niemals richtig erwärmt

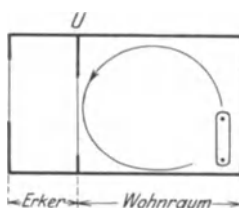


Abb. 116. Luftweg bei unsachgemäßer Erkerheizung.

werden, gleichgültig wieviel Heizfläche im anstoßenden Wohnraum untergebracht ist. Der entstehende Stromkreis wird, durch den Unterzug U behindert, den Erker nicht fassen. Wird andererseits die gesamte Heizfläche im Erker angeordnet, so wird dieser aus ähnlichen Gründen überheizt, das Zimmer aber kalt sein. Es muß daher die Heizfläche geteilt, dem Erker nur die ihm zugehörige, dem Wohnraum die übrige Heizfläche gegeben werden.

Ganz allgemein führt die Forderung „kleine Stromkreise“ dazu, die Heizkörper in wagrechter Richtung so zu verteilen, daß jeder Abkühlungsfläche die entsprechende Heizfläche zugeordnet wird. Die gleiche Forderung zwingt aber auch dazu, bei sehr hohen Räumen die Heizkörper lotrecht zu unterteilen. Es ist daher durchaus zweckmäßig, Heizkörper

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.

² Brabbée: Relatives Forschen oder wissenschaftlich praktisches Versuchsverfahren in der Heizungstechnik. Gesundheits-Ing. 1923, S. 157.

unmittelbar unter großen Kirchenfenstern anzuordnen, Oberlichte gesondert zu heizen, unter Glas- oder Wellblechdächern, Kuppeln usf. entsprechend groß bemessene Heizkörper aufzustellen.

In Räumen, die späterhin durch Zwischenwände unterteilt werden sollen, muß die Anordnung der Heizflächen mit Rücksicht auf die Fensterachsteilung erfolgen. Über „freie Aufstellung der Heizkörper“ oder ihre „Verkleidung“ s. S. 48.

Ob man die Heizkörper an der Innenwand der Zimmer oder unter den Fenstern aufstellen soll, ist eine Frage, die nicht immer leicht zu entscheiden ist.

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 Zugscheinungen entgegenwirkte, vgl. Abb. 117. 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, Siedlungen usw. wird man sich leichter den Gepflogenheiten der Wohnungsinhaber anpassen können. Bei Miethäusern wird in der Regel die Aufstellung in der Fensternische zu bevorzugen sein.

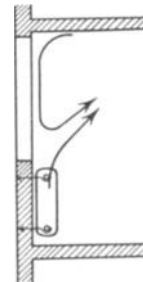


Abb. 117.
Luftströmung am Fenster.

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 zur Verwendung; 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 Kesselheizung in einfacher Weise verändern. Dadurch ist die Möglichkeit geschaffen, die Wärmeabgabe sämtlicher Raumheizflächen durch Regelung von einer Stelle der jeweils herrschenden Außentemperatur anzupassen (generelle Regelung). Einwandfrei 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° 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 Rauminsassen vorzunehmende örtliche Regelung der Heizkörper erfolgt unter geringstem Zeitaufwand durch Betätigung des Heizkörperventils. Der Betrieb der in Rede stehenden Heizarten 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. 107). 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 *Wierz¹* 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. 101 a u. b.)

Aus den obigen Erwägungen ergibt sich das Anwendungsgebiet der Niederdruck-Warmwasserheizung. Sie steht überall dann an erster Stelle, wenn es sich 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. 118).

Vom Kessel *K* wird das heiße Wasser durch den Steigstrang *S* zur Vorlaufverteilung *V* geführt, an die das Ausdehnungsgefäß *A* anschließt. Dieses nimmt jene Wasser-

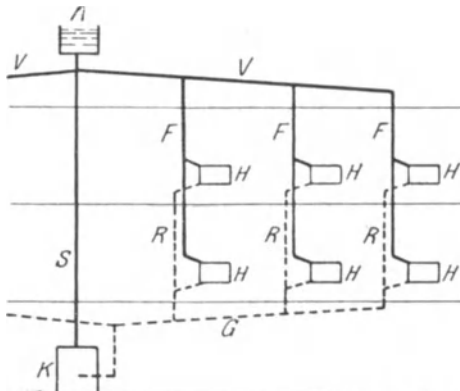


Abb. 118. Zweirohrsystem, obere Verteilung.

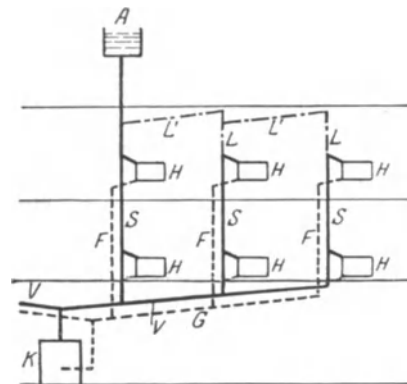


Abb. 119. Zweirohrsystem, untere Verteilung.

¹ S. Fußnote 2, S. 46.

menge auf, die bei der Erwärmung der Anlage infolge der Ausdehnung des Wassers in Erscheinung tritt. Durch das Ausdehnungsgefäß ist die freie Verbindung mit der Atmosphäre hergestellt. Würde die Wassertemperatur im Ausdehnungsgefäß 100°C betragen, so müßte das Wasser kochen. Im gewöhnlichen Betrieb der Niederdruck-Warmwasserheizungen wird dieser Grenzwert nicht erreicht; im Gegenteil werden wesentlich niedrigere Temperaturen benutzt. 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. 118 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. 119).

Die Anordnung ist sinngemäß dieselbe wie in Abb. 118. Nur erfolgt die Wasser-Verteilung 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 Gegengefällern, im unbeheizten Dachgeschoß wasserleer oberhalb des Ausdehnungsgefäßes A verlegt werden.

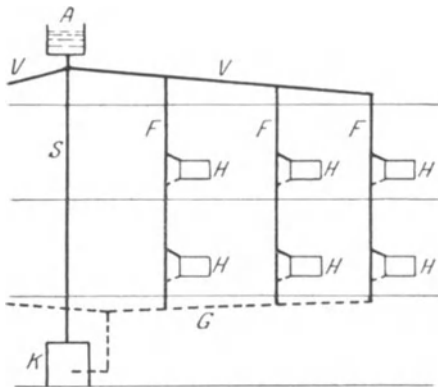


Abb. 120. Einrohrsystem.

c) Einrohrsystem (Abb. 120).

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.

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

Aus der im II. Teil, S. 207 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 Rohr- führung, welcher Umstand dann besonders hervortritt, wenn die Rohrleitungen sicht- bar vor den Wänden liegen. Einrohrausführung kann bei Anwendung großer Wasser- geschwindigkeiten in den Fallsträngen (Pumpenheizung) und bei Heizung viel- geschossiger, gleichmäßig benutzter Räume vorteilhaft sein. Zu beachten ist, daß

- a) an jeden Fallstrang nur einrohrig oder nur zweirohrig angeschlossen werden soll,
- b) daß die einrohrigen und die zweirohrigen Fallstränge getrennte Rückläufe, besser auch getrennte Vorläufe erhalten.

Die endgültige Entscheidung muß von der richtigen Beurteilung des jeweils vorliegenden Falles sowie von der Durchrechnung des Rohrnetzes abhängig gemacht werden.

2. Sicherheitsvorrich- tungen.

a) Grundlagen.

Wie schon auf S. 54 er- wähnt, sind die Niederdruck- wasserheizungen dadurch ge- kennzeichnet, daß die Tempe- ratur 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 ge- währleistet ist und durch kein Versehen oder keine Nachlässig- keit im Betriebe aufgehoben werden kann. In der Haupt- sache laufen diese Bestimmun- gen darauf hinaus, daß zwi- schen jedem einzelnen Kessel und dem Ausdehnungsgefäß eine freie, durch kein Absperr- organ unterbrochene Rohr- verbindung (Sicherheitsaus- dehnungs- bzw. Sicherheits- rücklaufleitung) besteht. Es wird aber nicht verlangt, daß diese Sicherheitsleitungen im- mer 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 mit benutzt werden, vorausgesetzt nur, daß in dem betreffen- den 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. 121 a, bei unterer Verteilung einen der Steigstränge, Abb. 121 b.

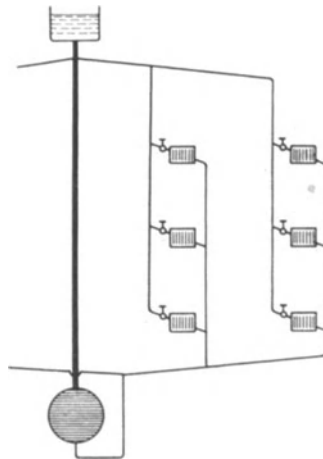


Abb. 121 a.

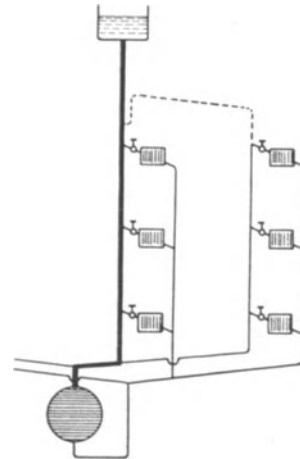


Abb. 121 b.

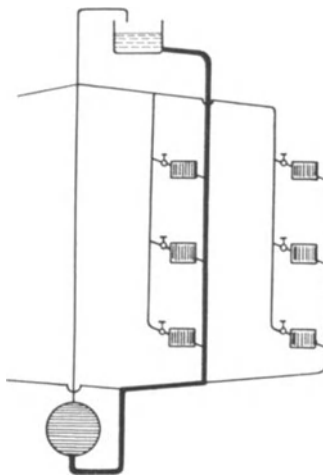


Abb. 121 c.

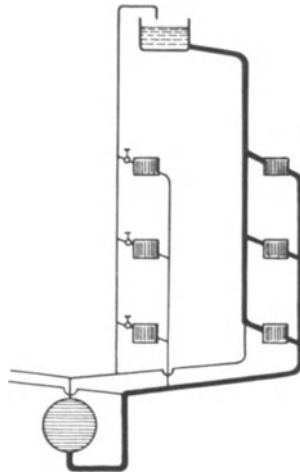


Abb. 121 d.

Abb. 121 a—d. Sicherheitsleitungen.

Die Sicherheitsrücklaufleitung führt man gewöhnlich in den oberen Teil eines Rücklauffallstranges, Abb. 121c, ein. Man kann auch den Vorlaufstrang verwenden, Abb. 121d, 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. 122a, bereitet die Herstellung einer ununterbrochenen Verbindung keine Schwierigkeit. Meist wird aber jeder Kessel sowohl an seinem Anschluß an den Vorlauf, Abb. 122b, 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. 122c). Dieses Wechselventil ist nach dem Gedanken des Dreiwegehahnes gebaut. Es gestattet nur zwei Verbindungen. Bei der Betriebsstellung ist der gerade Durchgang freigegeben,

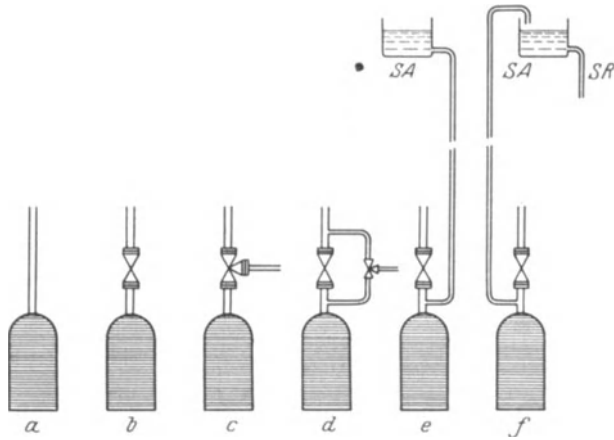


Abb. 122a—f.

Zu Abschnitt „Sicherheitsvorrichtungen“.

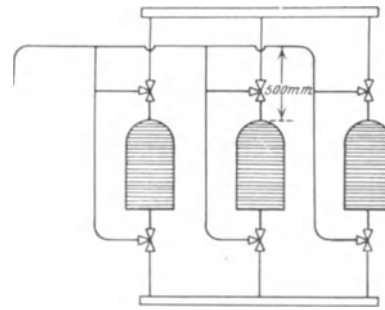


Abb. 123.

Wechselventile im Vor- und Rücklauf.

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. Dieser Wasserverlust läßt sich vermindern, indem man gemäß Abb. 122d 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. 123. Es ist nicht notwendig, daß die Ausblaseleitungen sämtlicher Wechselventile getrennt geführt werden, sondern sie dürfen 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. 122e) anschließt, sie bis zum Ausdehnungsgefäß hochführt und dort in gewöhn-

licher 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. 122f). Dann ist aber der Einbau einer zweiten Sicherheitsleitung, 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. 308).

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

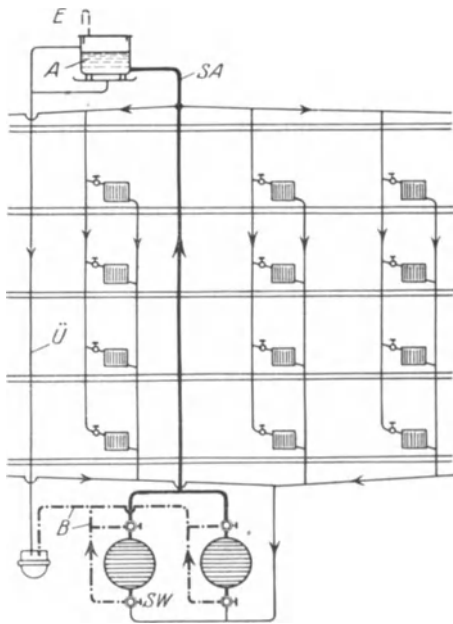


Abb. 124. Bauart A bei oberer Verteilung.

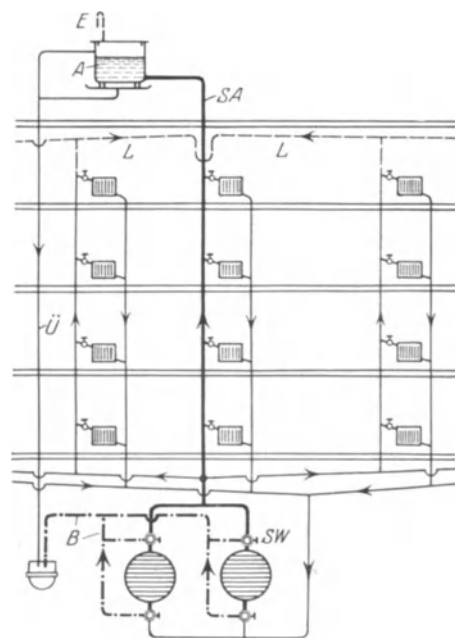


Abb. 125. Bauart A bei unterer Verteilung.

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. 124 und Abb. 125 zeigen zwei Strangschemen mit Sicherungen nach Ausführungsform A, und zwar zeigt Abb. 124 obere Verteilung, Abb. 125 untere Verteilung. Die Kessel sind beide im Vorlauf und im Rücklauf durch Sicherheitswechselventile absperrbar. Abb. 126 und Abb. 127 zeigen Ausführungsformen nach Bauart B, wiederum für obere und untere Verteilung, beide Kessel im Vor- und Rücklauf durch Sicherheitswechselventile absperrbar. Abb. 128 und Abb. 129 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.

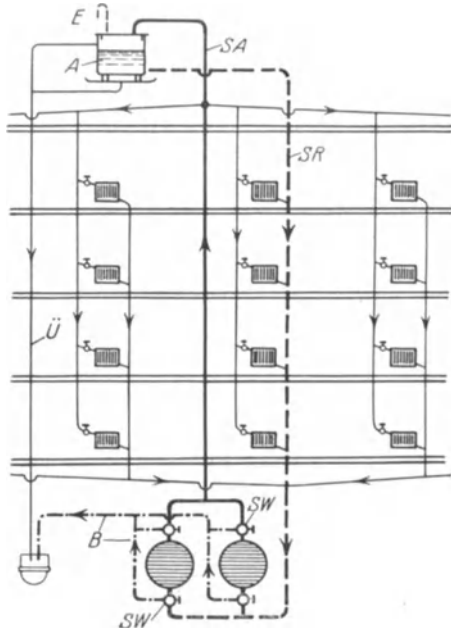


Abb. 126. Bauart B bei oberer Verteilung.

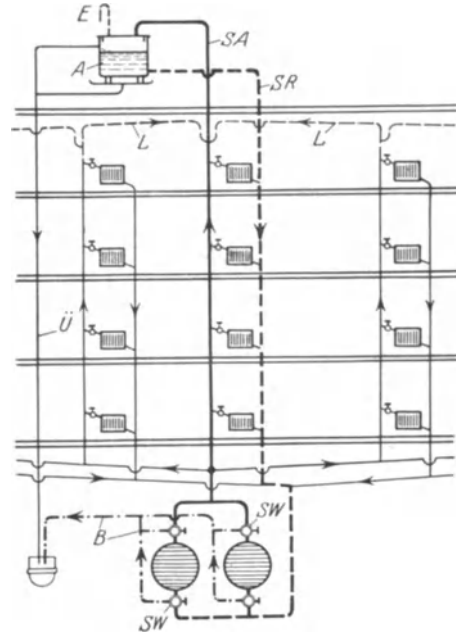


Abb. 127. Bauart B bei unterer Verteilung.

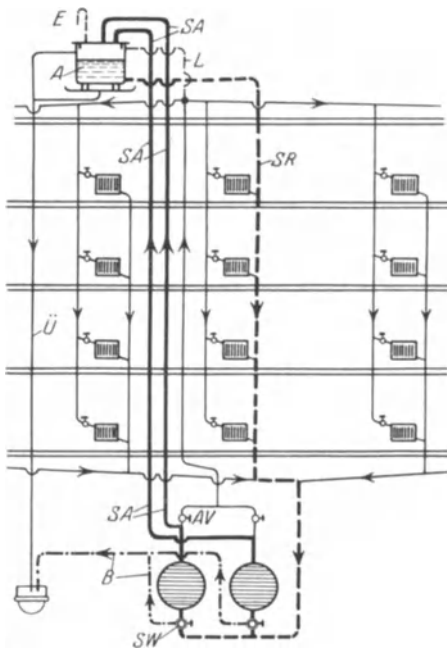


Abb. 128. Bauart B bei oberer Verteilung
(Wechselventile nur im Rücklauf).

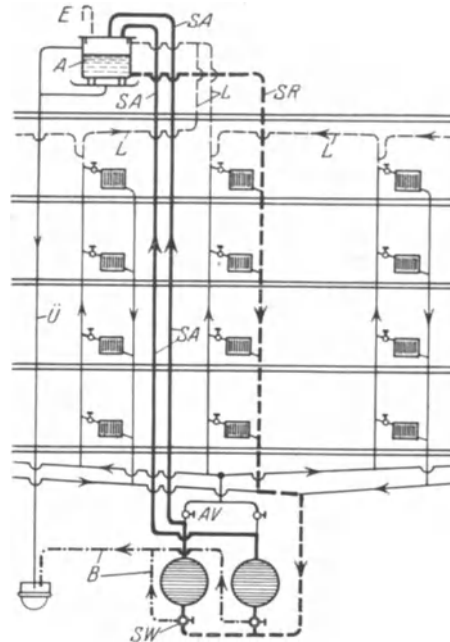


Abb. 129. Bauart B bei unterer Verteilung
(Wechselventile nur im Rücklauf).

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.

c) 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 unabsperzbaren 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. 308) 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 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 wagrechten 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 wagrechten 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. 309 angegeben.

3. Ausdehnungsgefäß¹.

Abb. 130 und Abb. 131 zeigen das Ausdehnungsgefäß mit den verschiedenen Anschlüssen. Ein Überlaufrohr \dot{U} 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.

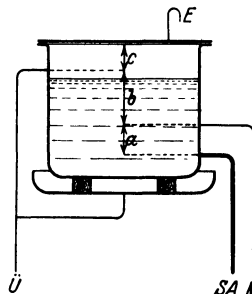


Abb. 130. Ausdehnungsgefäß bei Sicherheitsleitung Bauart A.

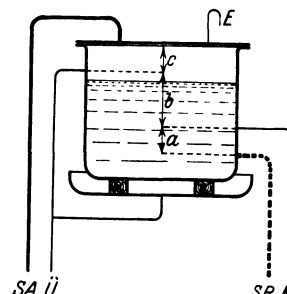


Abb. 131. Ausdehnungsgefäß bei Sicherheitsleitung Bauart B.

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

Wenn nach dem 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, Abb. 130, und Sicherheitsausdehnungs- sowie Sicherheitsrücklaufleitung, Abb. 131, sind gemäß den früher erwähnten Bestimmungen angeschlossen. Der Deckel des Gefäßes ist mit einem Entlüftungsrohr E zu versehen, für dessen Durchmesser die Gleichung von d_3 auf S. 59 gilt. Das Ausdehnungsgefäß steht auf einem Teller, mit Verbindung zur Überlaufleitung. Die Höhe a (vgl. Abb. 130) 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.

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 eines jeden Heizkörpers Abstand genommen und dafür Strangabspernung vorgesehen. Zu diesem Zwecke erhält jeder Strang (Abb. 132) 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.

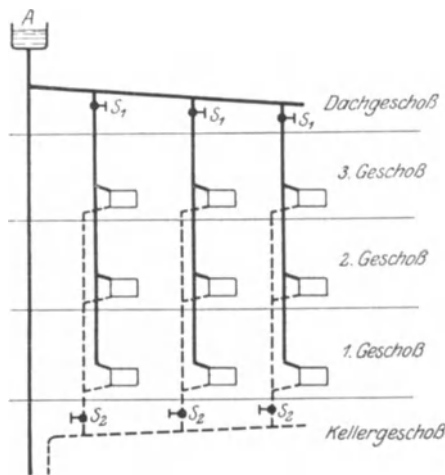


Abb. 132. Anordnung von Strangabspernrückrichtungen bei Warmwasserheizungen.

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

5. Regelvorrichtungen für Warmwasserheizkörper.

Die Regelvorrichtungen haben einen doppelten Zweck:

1. Bei der Erprobung der Anlage benützt sie der Monteur, um ein gleichmäßiges Erwärmen aller Heizkörper zu erreichen (Voreinstellung).
2. Beim Betrieb der Anlage verwendet sie der Rauminsasse zur Veränderung der Raumtemperatur (Handregelung).

Im nachstehenden sollen einige Ausführungen besprochen werden. Von der Behandlung einfacher Vorrichtungen (Ventile, Hähne, Schieber) soll hier abgesehen werden, da diese zu den bekannten „Maschinenelementen“ zu rechnen sind.

Voreinstellbare Ventile haben gegen die vielfach angewendeten Hähne den Vorzug, daß sie nie festbrennen, dauernd gut abdichten und daher keiner Nacharbeit bedürfen. Durchgangsventile weisen stets große Strömungswiderstände auf und werden daher in der Regel durch Eckventile ersetzt, die sich bei zweckentsprechender Rohr-führung zwanglos anwenden lassen.

Für alle Regelvorrichtungen mit Voreinstellung, auch für diejenigen der später zu besprechenden Niederdruckdampfheizung, ist zu fordern, daß bei gleichmäßiger Bewegung der Handregelung die Wärmeabgabe des Heizkörpers gleichmäßig verändert wird. Die Verhältnisse, die hier auftreten, sind eigenartig, die praktisch zu ziehenden Folgerungen wichtig und die Zusammenhänge meistens unbekannt. Es soll deshalb kurz auf den Gegenstand näher eingegangen werden, wobei bezüglich aller Einzelheiten auf die 25. Mitt. d. Anstalt: Ambrosius: Untersuchungen an Regelvorrichtungen für Dampf- und Wasserheizungen, verwiesen sei.

Eine Vorrichtung, welche die oben gestellte Forderung restlos erfüllt, müßte ein Diagramm (eine Kennlinie) nach Abb. 133 zeigen. Während man die Handregelung stetig von warm auf kalt dreht, müßte die Wärmeabgabe des Heizkörpers von Volleistung bis auf Null absinken. Dabei müßte die Gerade K Gültigkeit für jede beliebige Voreinstellung haben.

Ein Ventil, daß die erwähnte Forderung mit praktisch hinreichender Genauigkeit erfüllt, ist in Abb. 134 gezeigt. Die Voreinstellung wird durch den Stellzylinder S besorgt, der nach Lockerung der Überwurfmutter U mit dem Ventilmittelstück M gedreht werden kann, wodurch die abgeschrägte Kante K den Durchflußquerschnitt „voreinstellt“. Die Größe der Voreinstellung wird mit Hilfe der Zunge Z auf einem besonderen Maßstab der Teilscheibe T angezeigt, so daß die Größe der Voreinstellung am Ventil von außen sofort ersichtlich ist. Zur Handregelung dient das gewöhnliche unterhalb der Buchstaben S , K ersichtliche Ventil, dessen Stellung auf der Teilscheibe abgelesen werden kann.

Die Kennlinie dieses Voreinstellventiles in den äußersten Grenzen der Voreinstellung zeigt Abb. 135, wobei zu bemerken ist, daß die den übrigen Voreinstellungen entsprechenden Kurven zwischen die Grenzlinien I und III fallen. Die oben erhobene Forderung wird von der vorliegenden Ausführung nahezu vollkommen erfüllt; das Ventil ist als sehr gut zu bezeichnen.

Den entgegengesetzten Fall zeigt die Abb. 137, welche die „Kennlinien“ des in der Abb. 136 dargestellten Hahnes „mit Voreinstellung“ bringt. Die Abb. 136 ist nach dem Vorgesagten ohne weiteres verständlich, wozu nur bemerkt werden soll, daß S der Stellzylinder der „Voreinstellung“ ist. Zu Abb. 137 (Kennlinien) ist zu sagen:

1. Die Füllungslinien sind bei jeder Voreinstellung vollkommen verschieden und außerdem von der idealen Diagonale stark abweichend. Schon aus letzterem Grunde, aber auch darum, weil der Rauminsasse die jeweils eingestellte Voreinstellung gar nicht kennt, ist bei diesem Hahn eine gute Regelwirkung ausgeschlossen.

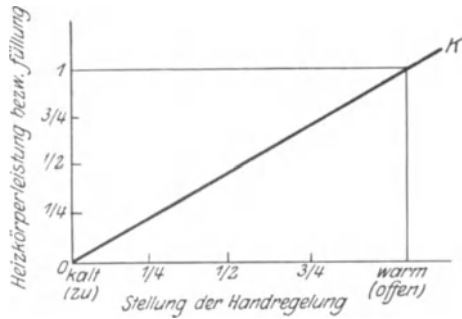


Abb. 133.

Kennlinie einer idealen Regelvorrichtung.

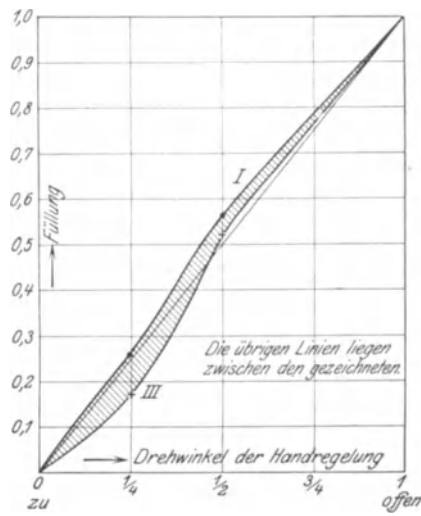


Abb. 135.

Kennlinie des Regelventils Abb. 134. Die Linienzüge I bzw. III entsprechen der größten und kleinsten Voreinstellung.

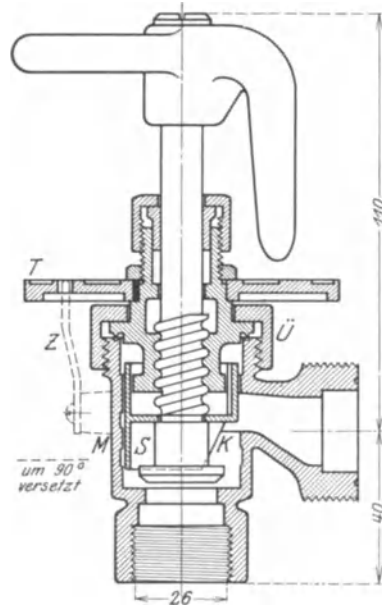


Abb. 134.

Regelventil mit Voreinstellung der Firma Rietschel & Henneberg, G. m. b. H., Berlin.

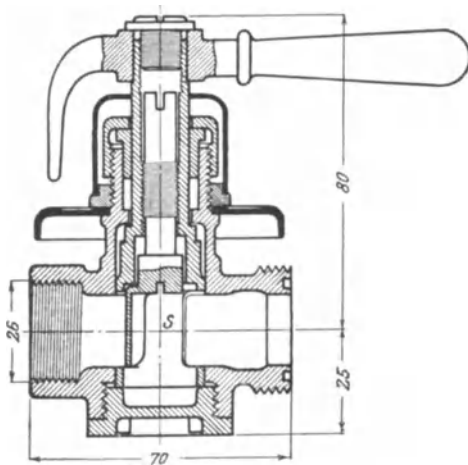


Abb. 136.

Regelhahn mit Voreinstellung.

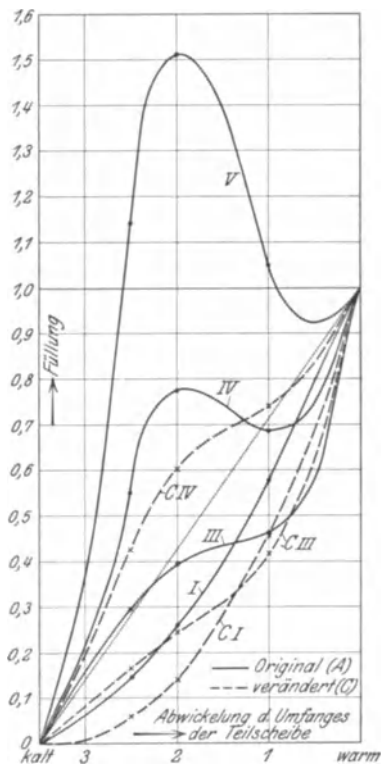


Abb. 137.

Kennlinie des Regelhahns Abb. 136.

2. Man sieht z. B. bei Voreinstellung IV, daß man die Handregelung von „warm“ bis auf nahezu $\frac{2}{3}$ zudrehen kann, ohne daß die Heizkörperleistung stark abnimmt. Sie weist etwa den Wert 0,7 bis 0,8 auf. Erst im letzten Drittel wirkt die Handregelung, dann aber führt eine geringe Drehung derselben schon eine starke und daher schlecht einstellbare Drosselung herbei.

3. Am schlechtesten ist die Wirkung des Hahnes bei Voreinstellung V. Dreht man bei dieser von „warm“ auf Punkt 2 zu, will man also den Heizkörper schon stark drosseln, so nimmt die Füllung von 1,0 auf 1,5 zu, d. h. der Heizkörper steigert seine Füllung bzw. seine Wärmeabgabe. Man erreicht also genau das Gegenteil dessen, was man beabsichtigt und was die Teilscheibe anzeigt. Es bedarf keines weiteren Beweises, daß solche Regelvorrichtungen unbrauchbar sind.

6. Zubehör für Warmwasserkessel.

Vorlaufthermometer. Jeder Kessel soll im Vorlauf ein Thermometer besitzen, das die Wassertemperatur richtig anzeigt. Dazu muß die Quecksilberkugel unmittelbar 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. Entleerstutzen 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 abnehmbar sein, damit der Heizer die Dichtheit der Abschlußvorrichtungen überprüfen kann und vor falschen Handgriffen bewahrt bleibt.

Verbrennungsregler. Jeder gußeiserne Gliederkessel erhält einen Verbrennungsregler. Er besteht z. B., wie Abb. 138 zeigt, aus einer Stahlrohranordnung *A*, die vom Vorlaufwasser von *B* her durchflossen 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 *D D* voneinander. Das Gewicht *F* bewegt den Hebel *G* mit seinem rechten Ende abwärts

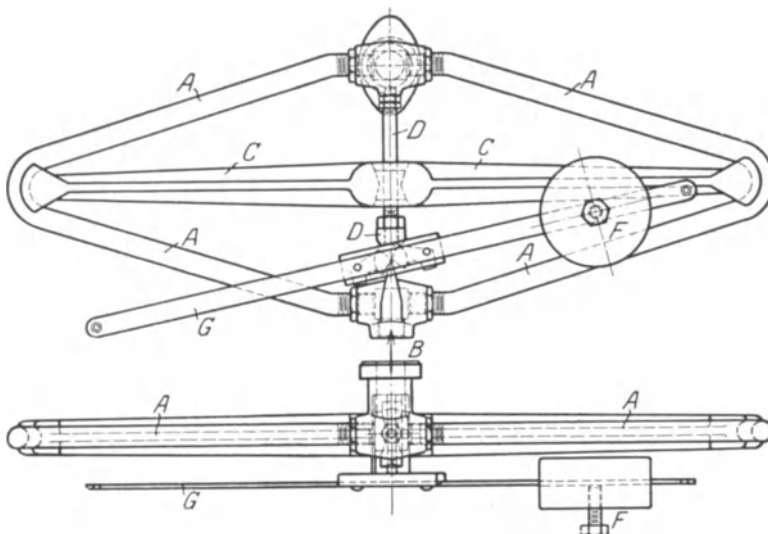


Abb. 138. Verbrennungsregler für Warmwasserkessel.
(Rud. Otto Meyer, Hamburg.)

und steuert mit Hilfe einer dort eingehängten Kette die Zuluftklappe. Fällt die Wassertemperatur unter den eingestellten Wert, so bewirken die Druckstangen *D D* 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. 139). 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:



Abb. 139.
Stellvorrichtung.

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.

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

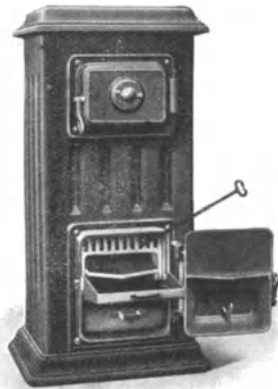


Abb. 140.

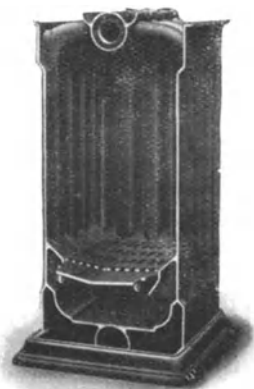


Abb. 141.

Abb. 140 u. 141. Zimmerheizkessel „Camino“.

(Strebelwerk.)

selbst aufgestellt wird. Man wählt dafür ein größeres Zimmer, die Diele oder auch die Küche. Die Kessel sind doppelwandige Gußkessel (vgl. Abb. 140 und Abb. 141) mit Füllschacht und oberem Abbrand.

Das zweite Merkmal ist die Verwendung von Leichtradiatoren 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. 51 von einer Aufstellung der Heizkörper unter den Fenstern Abstand genommen werden. Dadurch ergibt sich der Vorteil, daß die Rohrnetze kürzer und billiger werden, und daß trotz der geringen Auftriebshöhe ein einwandfreier Wasserumlauf erzielt wird. Abb. 142 und Abb. 143 zeigen, wieviel gedrängter das Rohrnetz durch die Aufstellung der Heizkörper an der Innenseite wird. Abb. 144 zeigt eine zusammengebaute Heizung.

In dieser Abbildung hat man sich zwischen dem Heizkessel und den drei Heizkörpern die vier Wände zu denken, welche die vier Räume trennen.



Abb. 142. Heizkörper an den Innenwänden.

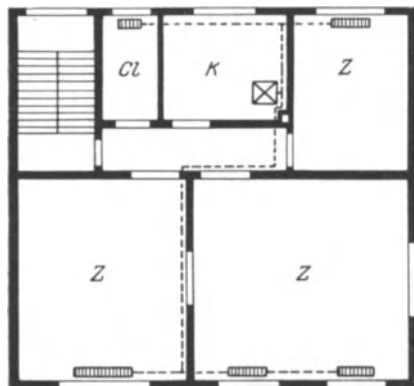


Abb. 143. Heizkörper unter den Fenstern.

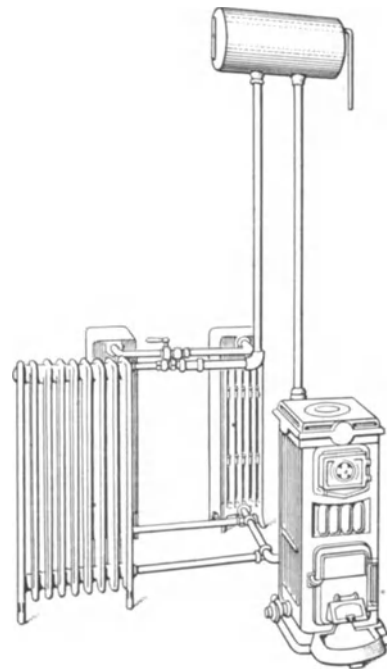


Abb. 144. Kleinheizung „Narag“.
(Nationale Radiator-Ges.)

8. Gewächshausheizung.

Die Gewächshausheizung ist eine gewöhnliche Niederdruck-Warmwasserheizung, bei der die Rohrleitungen gleichzeitig Heizkörper sind (Abb. 145). Ihr Anwendungsgebiet ist das (kleinere) Gewächshaus, wobei sehr niedrige Wassertemperaturen benutzt werden. Die Eigenheiten der Berechnung sind im Bd. II, S. 219 u. 220 besprochen.

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 Heizungen 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. 94. Ein Nachteil der Pumpenheizung liegt in der Beschaffung, Wartung und den Betriebskosten der Pumpe.

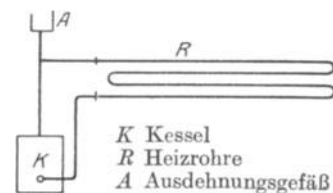


Abb. 145.
Gewächshausheizung.

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.

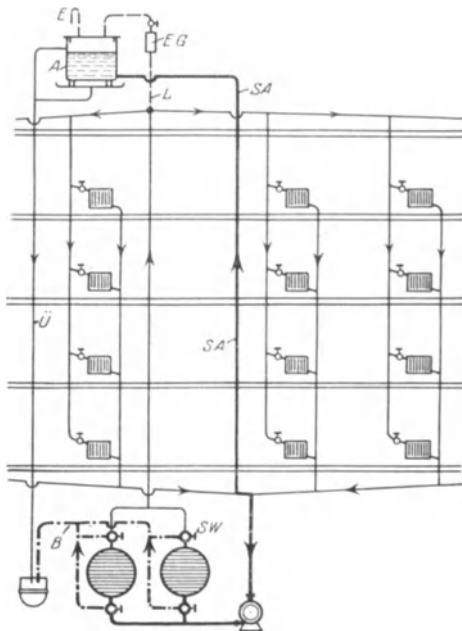


Abb. 146. Pumpenheizung, Ausführungsmöglichkeit der Sicherheitsleitungen.

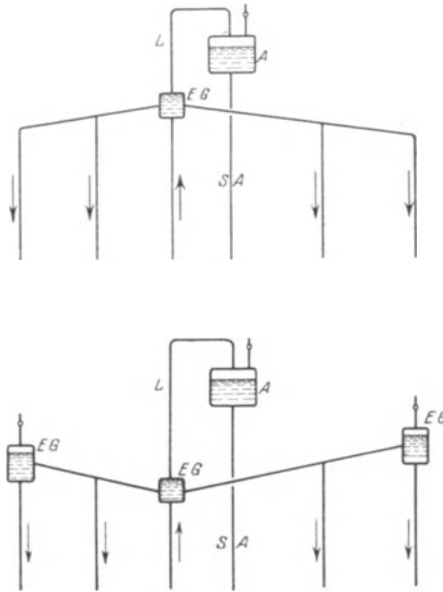


Abb. 148.

Abb. 147 u. 148. 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. 146 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. 147) 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. 148. Vom Kessel strömt das Wasser durch eine Steigleitung zu einem Entlüftungsgefäß, das sich seinerseits wieder in das Ausdehnungsgefäß entlüftet. Die Vorlaufleitungen führen steil 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 Rohrführung (Abb. 149) vermieden. Über die Aufstellung der Pumpe und den Anschluß des Ausdehnungsgefäßes s. a. S. 94.

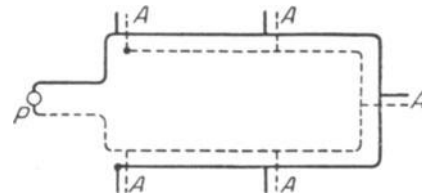


Abb. 149.
Rohrführung nach Tichelmann.

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. 220, 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, weshalb voneinander völlig unabhängige Antriebsmotore zu beschaffen und Wechselstücke vorzusehen sind. In manchen Fällen empfiehlt sich die Anwendung von Tag- und Nachtpumpen zwecks Betriebskostensparnis.

IV. Niederdruckdampfheizung.

A. Verhalten des Dampfes im Heizkörper.

Wir denken uns einen vollständig kalten und mit Luft gefüllten Heizkörper. Das Regulierventil *A*, Abb. 150, soll vorerst ganz geschlossen und die Leitung vor dem Regulierventil mit Dampf von geringem Überdruck gefüllt sein. Öffnen wir 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 1½fache 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 Kondensleitung, 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. 150) kommt zum Stillstand. Dreht man nun das Regulierventil noch etwas weiter auf, so strömt mehr Dampf ein, die Trennungs-

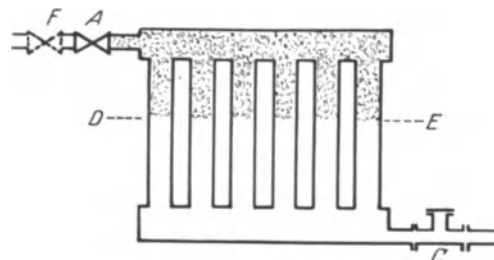


Abb. 150. Niederdruckdampfheizkörper,
halb gefüllt.

linien sich verschieben. Dreht man das Regulierventil noch weiter auf, so strömt mehr Dampf ein, die Trennungs-

linie $D-E$ 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 Trennungsfläche $D-E$ 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 wagrechten 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 Rohrnetzberechnung nicht immer vollständig durchführen läßt, wird vor dem Regulierventil A ein Voreinstellventil F eingebaut. (Meist sind 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

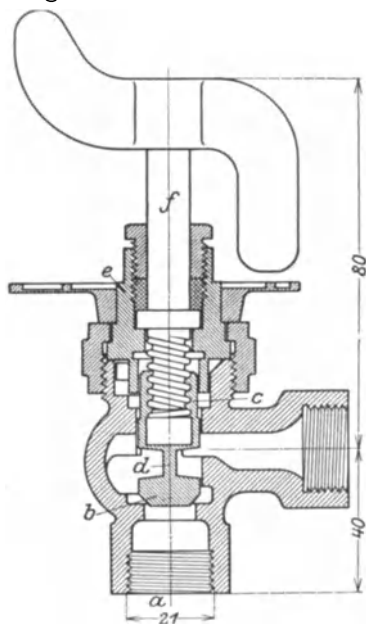


Abb. 151. Dampfregelventil mit Voreinstellung.
(Schaeffer u. Oehlmann, Berlin.)

unmittelbar nach dem Heizkörper ein T-Stück C mit verschließbarem Abzweig eingesetzt. Diesen Flansch nimmt der Monteur bei der Probeheizung ab, um feststellen zu können, ob die Kondensleitung frei von Dampf ist.

Um die Kondensleitung zwangsläufig dampffrei zu halten, empfiehlt sich in manchen Fällen auch die Verwendung von Dampfstauern. Es

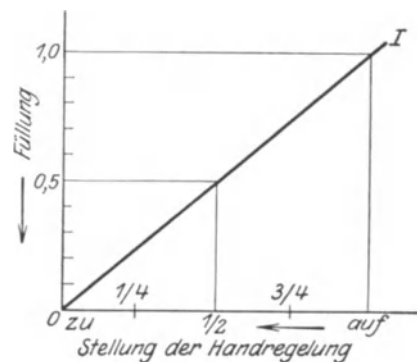


Abb. 152. Schaubild idealer Regelung.

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. 151). Auch hier ist zu fordern, daß sich die Beziehung zwischen Drosselwirkung der Handregelung und Füllung des Heizkörpers dem in Abb. 152 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.

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

B. Rohrführung.

Bei der Anordnung der Rohre ist vor allem darauf zu achten, daß das Kondensat, welches sich in den Dampfleitungen bildet, wenn möglich 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 läßt es sich nicht vermeiden, daß das Kondensat dem Dampf entgegenströmt, man soll deshalb den wagrechten 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

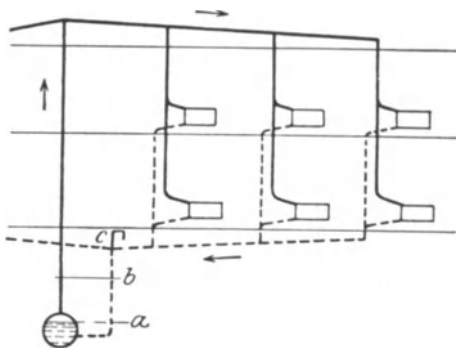


Abb. 153. Dampfheizung mit oberer Verteilung.

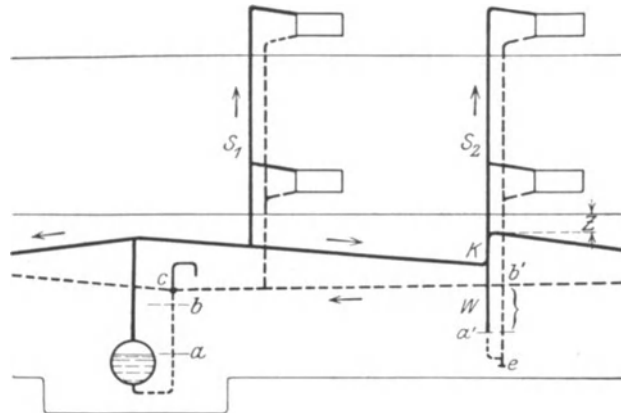


Abb. 154. Trockene Dampfwasserleitung.

mehreren starken Steigsträngen nach dem Dachgeschoß geführt, dort verteilt und in den Fallsträngen abwärts zu den Heizkörpern geleitet. Diese Anordnung (Abb. 153) weist folgende Vorteile auf: gute Dampfströmung in dem entwässerten und verhältnismäßig weiten Steigstrang — Fließen des Dampfwassers 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 Dampfwasserleitung“ ausgeführt. Das Wesen beider Arten ist in den Abb. 154

und 155 zur Darstellung gebracht. Vorteile dieser Ausführungen sind: geringere Anlage- und auch geringere Betriebskosten. Die Wärmeverluste der Kellerverteilung 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 geringes Druckgefälle zugrunde zu legen (s. II. Teil, S. 227). Abb. 154 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 Dampf- und Wasser 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 Nicht-

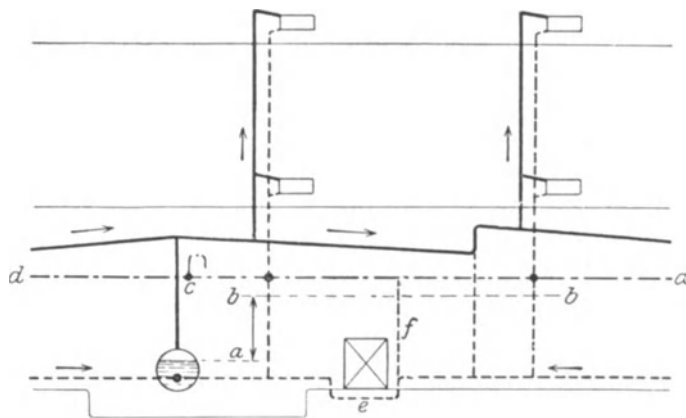


Abb. 155. Nasse Dampf- und Wasserleitung.

benutzung der Anlage sind die Schleifen vor dem Einfrieren zu schützen und deshalb durch den Hahn e zu entleeren.

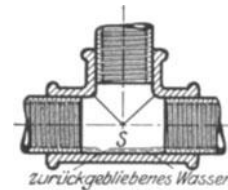


Abb. 156. T-Stück.

Abb. 155 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. 154 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. 155) nötig wird. Die im Fußboden liegenden Rohrteile können bei Außentüren leicht einfrieren.

Bei ungünstigen Wasser- und Gefällsverhältnissen können die Dampf- und Wasserleitungen schon nach wenigen Jahren, insbesondere bei Dampf aus Hochdruckkesselanlagen, starke Zerstörungen zeigen. Man vermeide die Bildung von Wassersäcken. Diese treten hauptsächlich in den T-Stücken auf, wobei das Formstück an der Stelle S leck wird (Abb. 156). Unbedingt sicher ist nur die Ausführung in Kupfer.

Die Kesselhaushöhe ist von der Wahl der Rohrführung abhängig. Sie ergibt sich z. B. für Abb. 154 wie folgt:

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

Höhe des Wasserstandes a	1500 mm
Betriebsdruck $a b$	1000 „
Sicherheitszuschlag bis c	300 „
Gefälle der Dampfwasserleitung = je 5 mm auf 1 m, daher z. B. bei 50 m	250 „
Gefälle der Dampfleitung bis zum Knick K = je 5 mm auf 1 m, daher z. B. bei 25 m	125 „
Zuschlag zwischen Oberkante Rohr und Kellerdecke	200 „
Daher lichte Kesselhaushöhe	
	3375 mm

Die kleinste Kesselhaushöhe ergibt sich bei „oberer Verteilung“, hierauf folgt „untere Verteilung“ mit nasser Kondensleitung, während die untere Verteilung mit „trockener Kondensleitung“ die größte Kellerraumhöhe erfordert.

C. Dampferzeugung.

Niederdruckdampfheizungen arbeiten höchstens mit folgenden Überdrucken:

0,05 bis 0,1 at bei Anlagen mit einer wagerechten Ausdehnung bis 200 m,	
0,15 at „ „ „ „ „ „ „ 300 m,	
0,20 at „ „ „ „ „ „ „ 500 m.	

Bei Kesseln mit Überdrucken von mehr als 0,5 at gelten die gesetzlichen Bestimmungen für Hochdruckdampfkessel.

In Industriebetrieben wird der Dampf für Heizzwecke oft aus Hochdruckdampf erzeugt, indem man diesen in einem Reduzierventil oder besser in einer Kraftmaschine (Abdampfverwertung) sich auf 1,0 bis 1,5 ata. entspannen läßt.

In Wohngebieten jedoch wird der Niederdruckdampf in den auf S. 23 bis 31 beschriebenen Kesseln erzeugt. Für Niederdruckheizungen erfordern die Kessel eine Reihe besonderer Zubehörteile.

Zubehör der Kessel für Dampferzeugung.

Manometer. Jeder Kessel hat ein empfindliches Manometer zu erhalten, das gestattet, die Dampfspannung in $\frac{1}{100}$ at abzulesen. Die Betriebsspannung ist besonders erkenntlich zu machen.

Wasserstand. Die Kessel sind mit Marken für den höchsten (mittleren) und tiefsten Wasserstand auszurüsten. Es empfiehlt sich ferner die Anwendung einer Dampfpeife, die bei Unterschreiten des Niedrigwasserstandes anbläst.

Verbrennungsregler. Eine der Hauptforderungen eines einwandfreien Betriebes ist die möglichst genaue, selbsttätige Einhaltung der von Hand aus eingestellten Dampfspannung. Diesem Zweck dienen die Verbrennungsregler. Abb. 157 zeigt einen sog. Membranregler. Der von a kommende Dampf drückt bei wachsender Spannung stärker auf die Membrane b , wodurch der entlastete Hebel c gesteuert wird. Dieser drosselt mit Hilfe einer (verstellbaren) Kette die Zuluftklappe des Kessels. Bei zu stark abfallendem 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. 158 dargestellt.

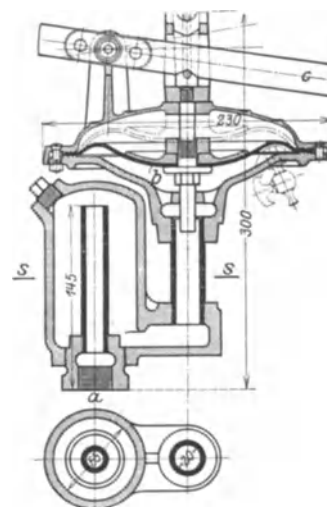


Abb. 157. Membranregler.
(Nationale Radiator-Gesellschaft, Berlin.)

Eine andere Bauart, den sog. Schwimmerregler, stellt Abb. 159 dar. Der durch das Rohr *a* einströmende Dampf hebt bei zunehmendem Druck die in Quecksilber

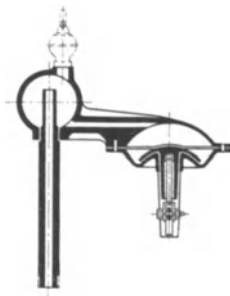
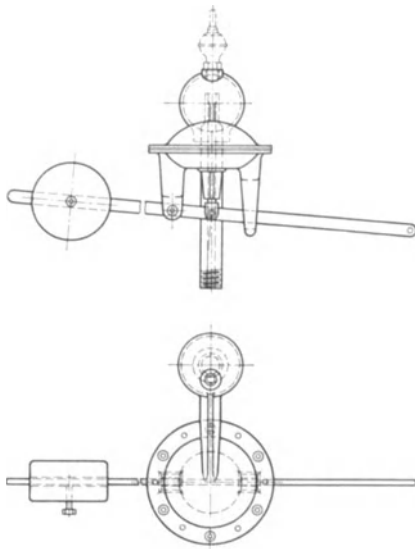


Abb. 158.
Membranregler.
(Strebelwerk.)

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.

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

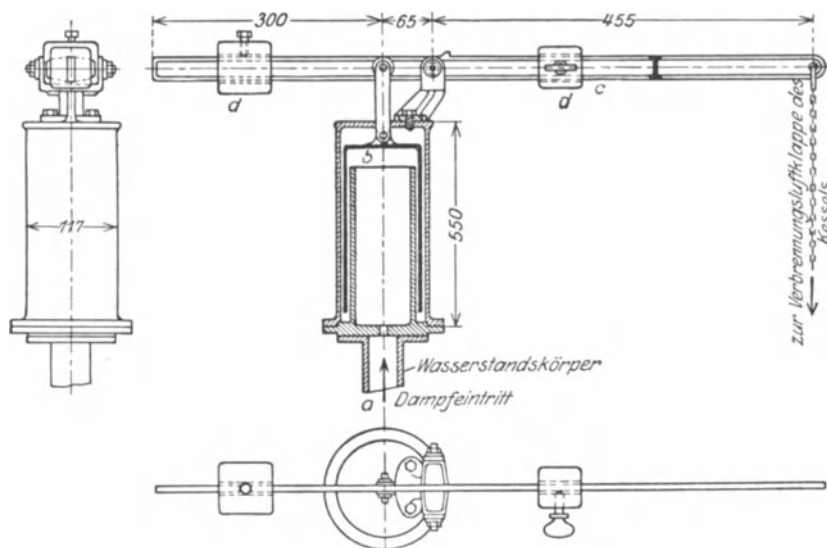


Abb. 159. Schwimmerregler.
(Fritz Kaeflerle, Hannover.)

bei Fallen des Druckes in das Standrohr zurückkehrt. Eine derartige, als Sicherheitsstandrohr bezeichnete Einrichtung stellt Abb. 160 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. 161, die nach dem Vorgesagten ohne weiteres verständlich ist.

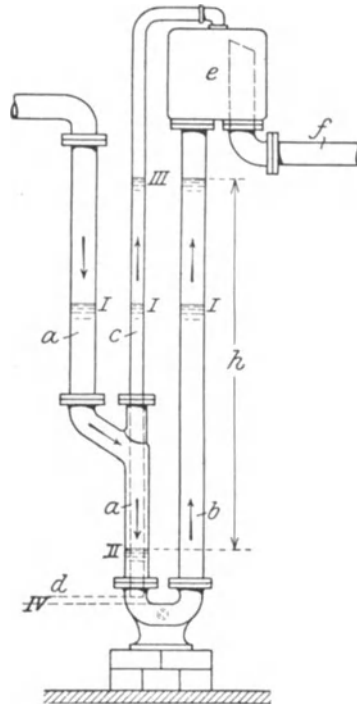


Abb. 160. Standrohr.
(Rud. Otto Meyer, Hamburg.)

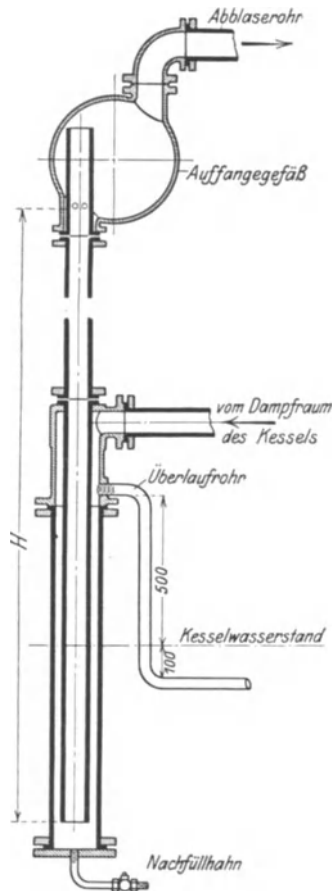


Abb. 161. Standrohr.
(Rietschel u. Henneberg, Berlin.)

Die Niederdruckdampfkessel müssen gesetzlich „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 Durchgangsquerschnitte 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

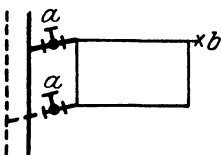


Abb. 162. Anschluß eines Hochdruck-Dampfheizkörpers.
a = Absperrventile,
b = Entlüfter.

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. 162).

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. 163 dargestellt. Der ankommende Dampf wird in *a* entwässert (*b* Dampfwasser-

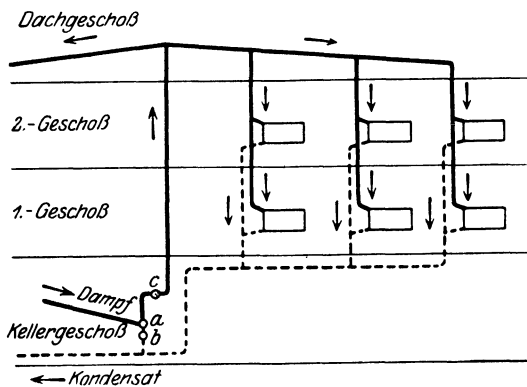


Abb. 163. Obere Verteilung der Dampfleitungen.

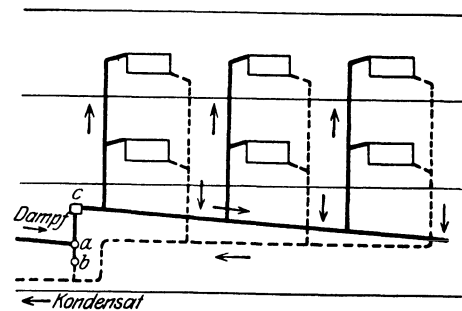


Abb. 164. Untere Verteilung der Dampfleitungen.

topf) und in *c* durch einen Druckminderer auf die Heizspannung gebracht. Der Dampf steigt dann hoch und versorgt mit oberer Verteilung die einzelnen Stränge. Das Dampfwasser fließt stets in der Strömungsrichtung des Dampfes. — Ungünstiger ist die Ausführung nach Abb. 164 (untere Verteilung), da die Steigstränge nicht einwand-

frei entwässert werden können und in ihnen das Dampfwater dem Dampf entgegenströmt. Trotzdem wird die letztere Ausführung als die billigere meist gewählt. Über die Berechnung des Rohrnetzes s. II. Teil, S. 230.

Entlüftung der Heizkörper. Als Heizkörper werden am besten glatte Rohre benutzt, die sich gut entlüften können. Aber auch alle anderen auf S. 45 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. 165) 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. 165 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. 175.

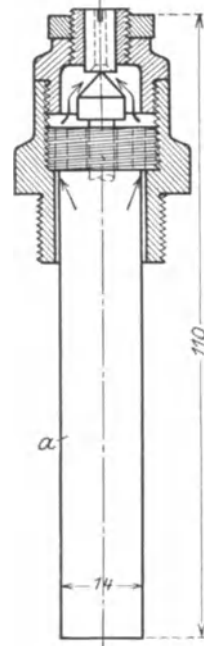


Abb. 165. Selbsttätiger Entlüfter.

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 weiten 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 Rückleitung 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.

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. 85).

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 Niederdruckheizung mit entspanntem Hochdruckdampf.

A. Dampf-Warmwasserheizung.

1. Allgemeine Anordnung.

In die Heizrohre eines wassergefüllten Kessels *K* (Abb. 166) tritt aus der Leitung *a* Dampf ein und erwärmt das Wasser. Dabei wird der Dampf niedergeschlagen, und das

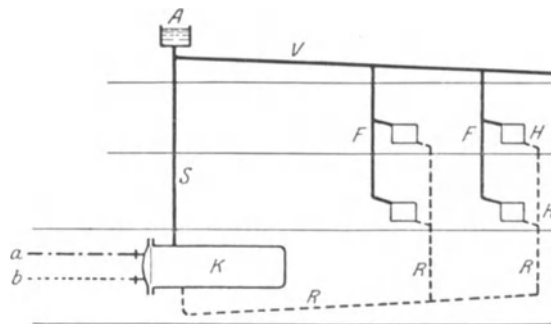


Abb. 166. Dampfwarmwasserheizung.

- - - - - Dampf,
- Dampfwater,
- Warmwasservorlauf,
- Warmwasserrücklauf.

Kondensat verläßt durch die Leitung *b* den Dampf-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.

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. 167 dargestellt. Der Dampf kommt bei *D* an, durchströmt die Rohre *U* und tritt durch *N* als Niederschlagswasser (bzw. als Wasser- und Dampfgemisch) aus. Das Heizungswasser strömt im Rücklauf *R* zu,

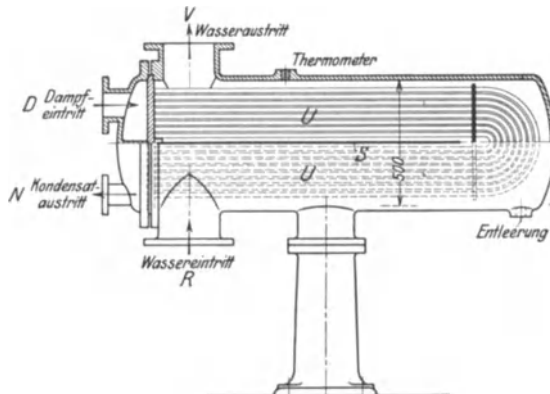


Abb. 167. Gegenstromapparate.
(Hoffmannwerk, Leuben-Dresden.)

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. 167 ist ihr rasches Anheizen, der Nachteil hingegen das schnelle Erkalten der geringen in ihnen befindlichen Wassermasse.

b) Dampf-Warmwasserkessel.

Die Abb. 168 stellt einen Dampf-Warmwasserkessel vor, der infolge des größeren Wasserinhaltes ein gewisses Vorhalten der Wärme nach abgestelltem Heizbetrieb

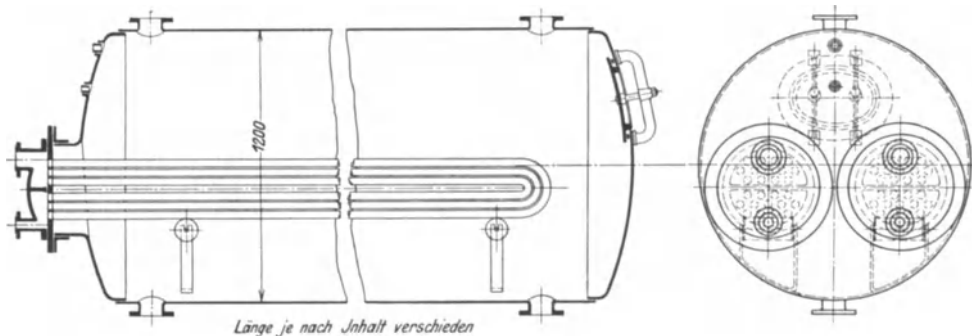


Abb. 168. Dampf-Warmwasserkessel.
(Rietschel & Henneberg, Berlin)

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 absperren macht. Ein wesentlich anderes Verfahren ist das von Crell sen. im Gesundheits-Ing. 1911, S. 23 angegebene Verfahren durch Anstauen des Kondensates. In Abb. 169 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.

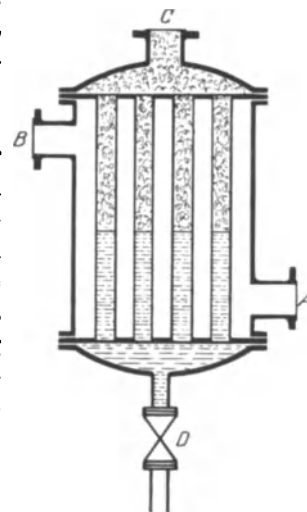


Abb. 169. Regulierung durch Anstauen des Kondensates.

d) Sicherheitsvorrichtungen für Dampf-Warmwasserkessel.

Auch bei Dampf-Warmwasserkesseln sind die auf S. 55 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.)

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. 98 und weiter Abwärmeverwertung S. 90). 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. Dampfheizungen.

Es sind dies Luftheizungen, bei denen die zum Erwärmen der Räume verwendete Luft an dampfbespülten Heizflächen erhitzt wird. Weiteres über diese Anlagen s. S. 102.

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 unabsperbar mit dem Niederdruckverteiler verbunden ist.

2. In einer Kraftmaschine entspannter Hochdruckdampf- (vgl. Abdampfverwertung S. 85).

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 Dampf Feuchtigkeit.

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. 170 erfüllt diese Aufgabe vollständig. Will man einen besonderen Wasserabscheider einbauen, so soll dieser von einfachster Bauart (Abb. 171) (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-

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.

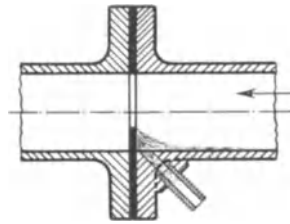


Abb. 170. Entwässerung durch Drosselflansch.

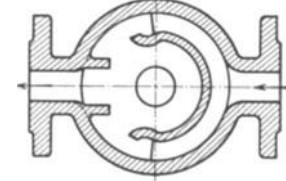
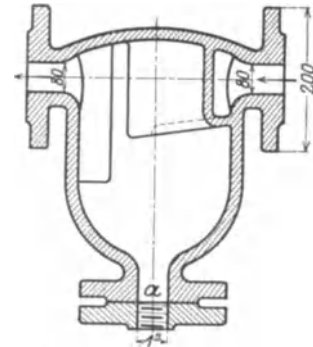


Abb. 171. Wasserabscheider.

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

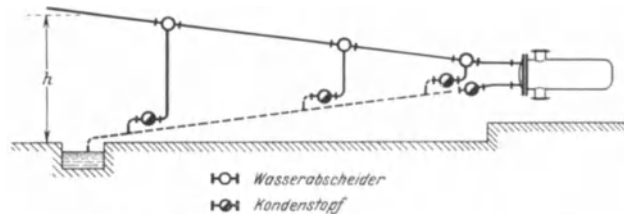


Abb. 172. Entwässerung einer Dampfleitung.

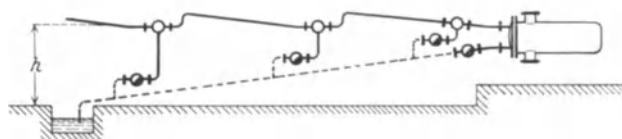


Abb. 173. Entwässerung einer Dampfleitung.

¹ Sendtner: Die Bestimmung der Dampf Feuchtigkeit 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 Dampf Feuchtigkeit 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. 172).

Erlauben es die Verhältnisse nicht, die Leitung in einer geraden Linie mit stetigem Gefälle zu verlegen, so muß gemäß Abb. 173 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. 172 und Abb. 173. 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. 174). 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. 175. Das von *a* kommende Kondensat füllt den Topf *T* und hebt den Schwimmer *S* bis zum Stelling *R*. Bei weiterem Wasserzulauf wird schließlich der Auftrieb so groß, daß das Kippgewicht *K* umfällt, wodurch gleichzeitig der Dampfleinlaß *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.

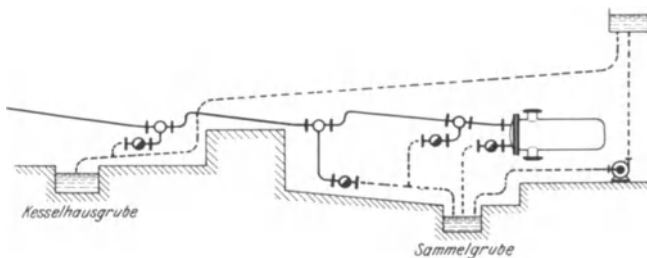


Abb. 174. Entwässerung einer Dampfleitung.

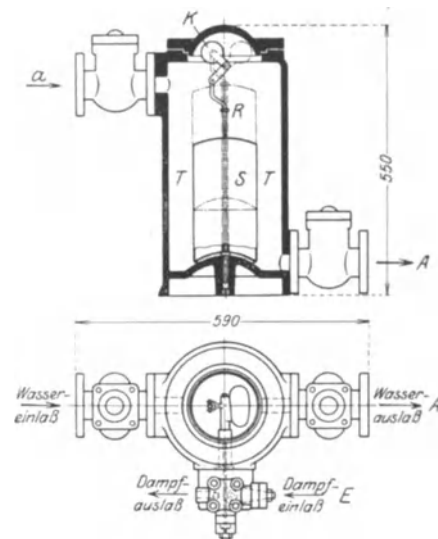


Abb. 175. Krantzscher Rückspeiser.

Über die Berechnung der Dampfwaterleitungen s. II. Teil, S. 233. Ist in seltenen Fällen die Rückführung des Niederschlagswassers 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° abkühlt. Die Verwendung gußeiserner statt tönerner Abflußrohre, auf eine entsprechende Länge, ist zu empfehlen.

4. Kondensstöple.

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. Ausdehnungstöple,
4. Töpfe ohne bewegliche Teile.

Einen Dampfwasertopf (Dampfwaser-Ableiter) der 1. Art zeigt Abb. 176. Das bei *a* ankommende Dampfwaser (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 Waser, 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. 177. Das bei *a* ankommende

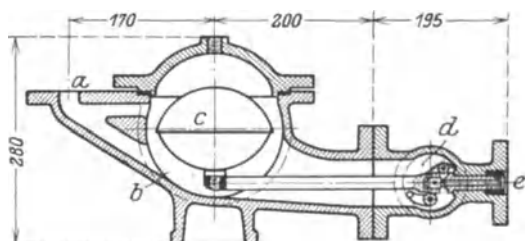


Abb. 176. Kondensstopf mit geschlossenem Schwimmer.

(Dreyer, Rosenkranz u. Droop, Hannover.)

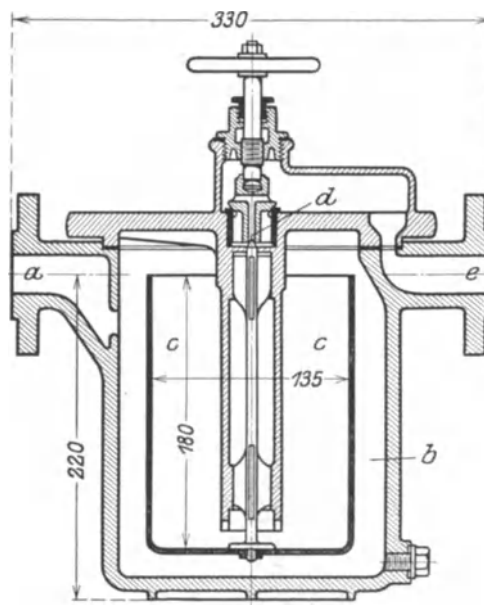


Abb. 177. Kondensstopf mit offenem Schwimmer (Freifalltopf).

(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 Waser 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 Waser durch die hohle Achse in den Deckelteil und dann bei *e* fort. Ist so viel Waser aus *c* fortgeschafft, daß der Auftrieb den Topf *c* hochtreibt, so schließt sich damit das Nadelventil und das Spiel beginnt von neuem.

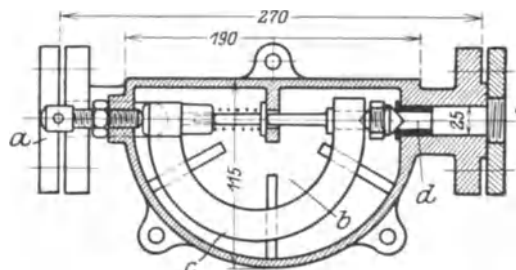


Abb. 178. Rohrfederableiter.

(Jäger, Rothe und Nachtigall, Leipzig.)

Die Bauart 3 (Ausdehnungstöple) vertritt der Rohrfederableiter Abb. 178. Das bei *a* ankommende Dampfwasergemisch 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 Dampfwater ab, die Flüssigkeit in *c* kondensiert, 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. 179 bekannt. Das Dampfwatergemisch 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

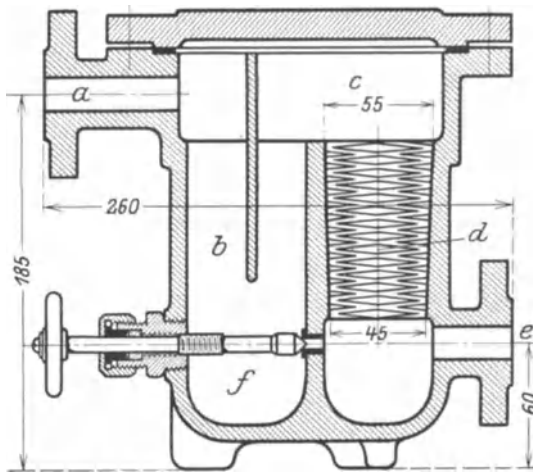


Abb. 179. Kreuzstromtopf.
(Kreuzstromwerk Hagen i. W.)

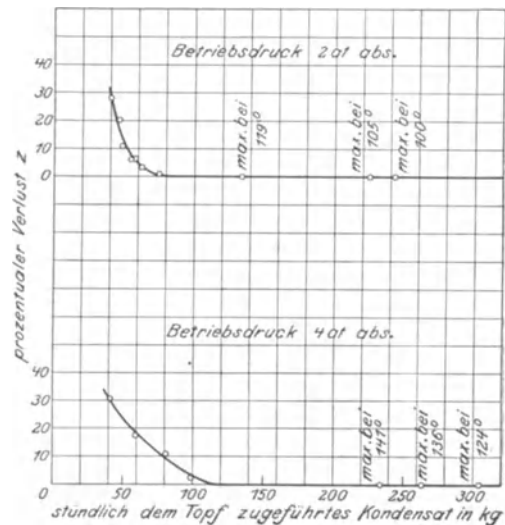


Abb. 180. Schaubild der Verluste.

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. 180 ist dieser Fall auf Grund experimenteller Forschungen der „Versuchsanstalt“ näher dargestellt. Die Schaubilder beziehen sich auf den Kreuzstromtopf nach Abb. 179. Man erkennt z. B. aus dem unteren Diagramm, daß die Dampfverluste bei einer stündlichen Kondensatmenge von 120 kg/st beginnen und rasch ansteigen. Die größte Fördermenge des Topfes beträgt bei einer Kondensattemperatur von 124° (Anlaßzeit) rd. 300 kg/st, nimmt mit steigender Temperatur ab und beträgt z. B. bei 141° C nur mehr 235 kg/st.

Da die zu bewältigenden Dampf- und Wassermengen erheblichen Schwankungen unterliegen, stellen die Dampfwatertöpfe 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 übersicht-

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

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

lich anzuordnen, richtig zu bezeichnen und derart aufzustellen, daß sie leicht zugänglich erscheinen. Umgehungsleitungen nach Abb. 181 sollen dafür sorgen, daß beschädigte Töpfe ohne Beeinflussung der Anlage ausgebaut und instand gesetzt werden können.

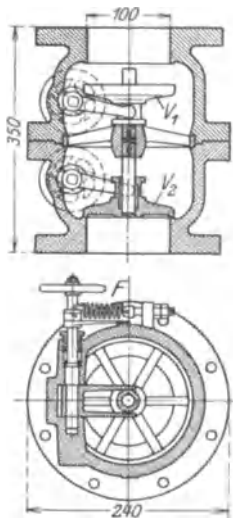


Abb. 182a.
Schnellschlußventil.
(Schäffer & Budenberg,
Magdeburg-Buckau.)

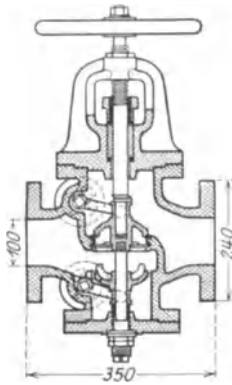


Abb. 182b.
Schnellschlußventil mit
Handabsperrvorrichtung.
(Schäffer & Budenberg,
Magdeburg-Buckau.)

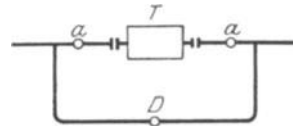


Abb. 181.
 T = Kondensstopp,
 a = Absperrventil,
 D = Absperrventil in der
Umgehungsleitung.

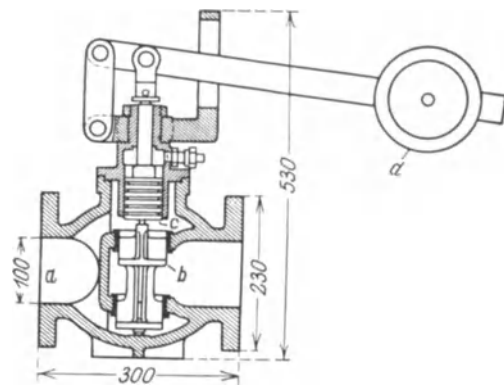


Abb. 183. Gewichtbelasteter Druckminderer.
(Schäffer & Budenberg, Magdeburg-Buckau.)

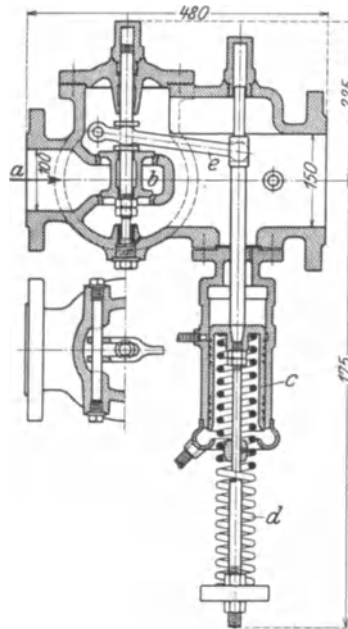


Abb. 184. Federbelasteter Druckminderer.
(Gebr. Sulzer, Winterthur-Ludwigshafen.)

5. Schnellschlußventile.

Zum raschen Abschließen der Leitung dienen Schnellschlußventile.

Hiervon ist eine Ausführung in Abb. 182a 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. 182b 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.

Die Reduzierventile können entweder gewichts- oder federbelastet ausgeführt werden (Abb. 183 und 184). Zu beachten ist, daß durch die Druckminderung eine geringe Überhitzung entsteht (Dampftrocknung).

Zu den Abbildungen ist folgendes zu bemerken:

Abb. 183. Gewichtsbelasteter Minderer. 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. 184. Federbelasteter Minderer. Der Dampf kommt von *a* und trifft das entlastete Ventil *b*. Dieses wird durch den Hebel *e* gesteuert, der die Bewegung des

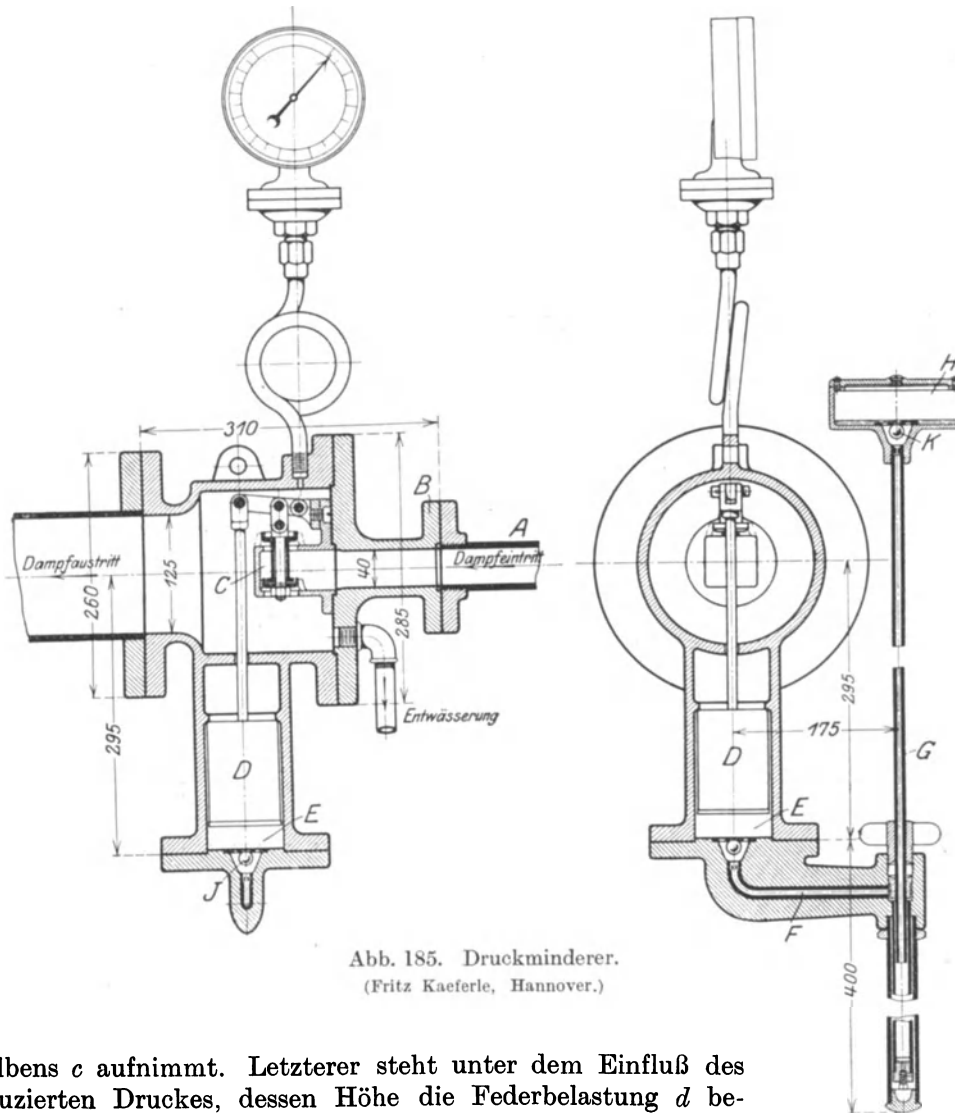


Abb. 185. Druckminderer.
(Fritz Kaefeler, Hannover.)

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

Eine andere Bauart stellt Abb. 185 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 Sicherheitsabsperungen 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. 186. Das Schaltbild wird so ange-

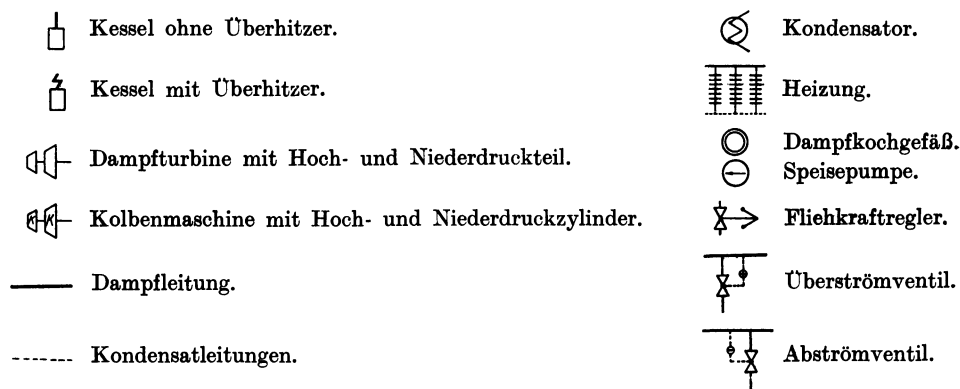


Abb. 186. Zeichenerklärung.

ordnet, daß die wagrechten 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. 91.

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. 187 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 Kraftleistung 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-

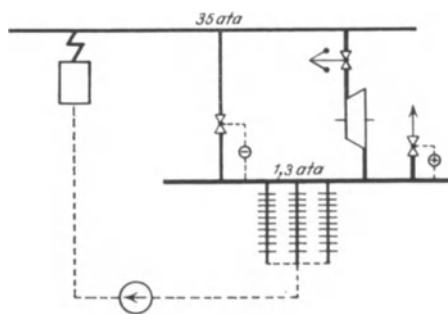


Abb. 187. Gegendruckmaschine allein.

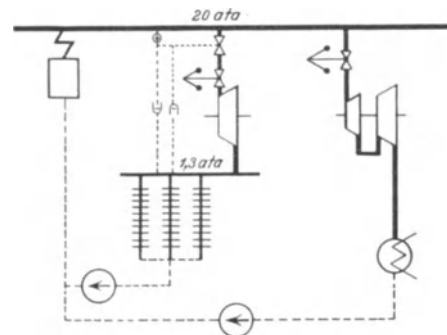


Abb. 188. Gegendruckmaschine und Kondensationsmaschine.

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

Abb. 188 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.

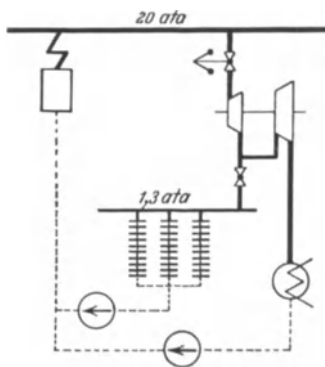


Abb. 189. Entnahmemaschine.

Eine Mittelstellung zwischen den beiden geschilderten Anordnungen nimmt die in Abb. 189 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. 190 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. 191 zeigt das Schaltschema einer Vakuumheizung. Die Heizung ist hierbei als Vorkondensator vor den eigentlichen Kondensator geschaltet. Durch Änderung

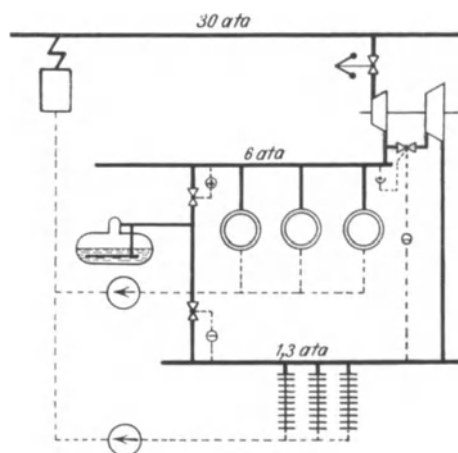


Abb. 190. Entnahmemaschine und Dampfspeicher.

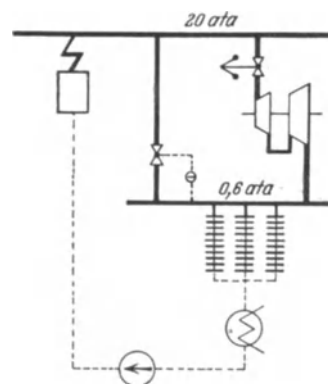


Abb. 191. Vakuumheizung.

des Vakuums im Kondensator läßt sich die Temperatur der Heizflächen der Außentemperatur anpassen. Das Beispiel einer größeren Anlage mit Vakuumheizung und Zwischendampfverwertung zeigt Abb. 192¹.

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 α , 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

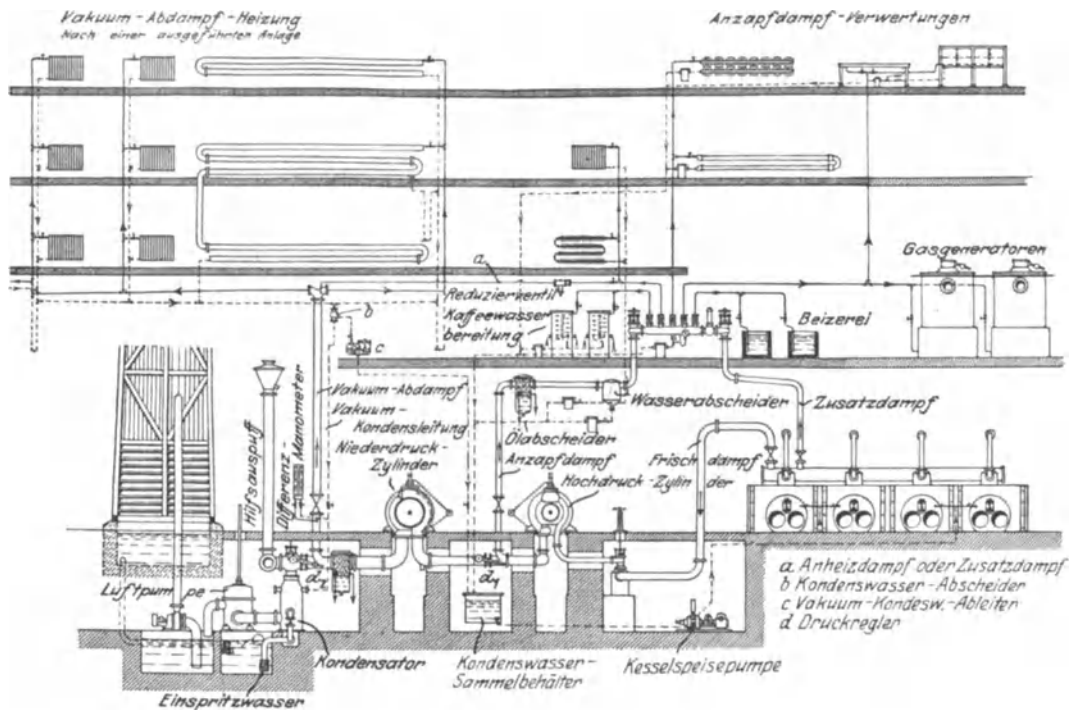


Abb. 192. Vakuum- und Anzapfdampfheizung.

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

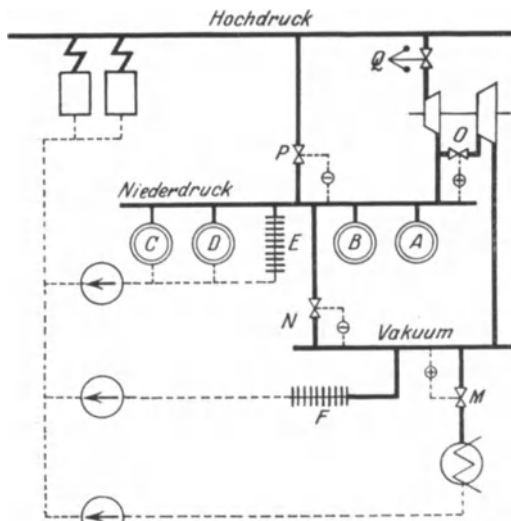


Abb. 193. Schaltbild zur Abbildung 192.

Abb. 193 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 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 der Fliehkraftregler *Q*

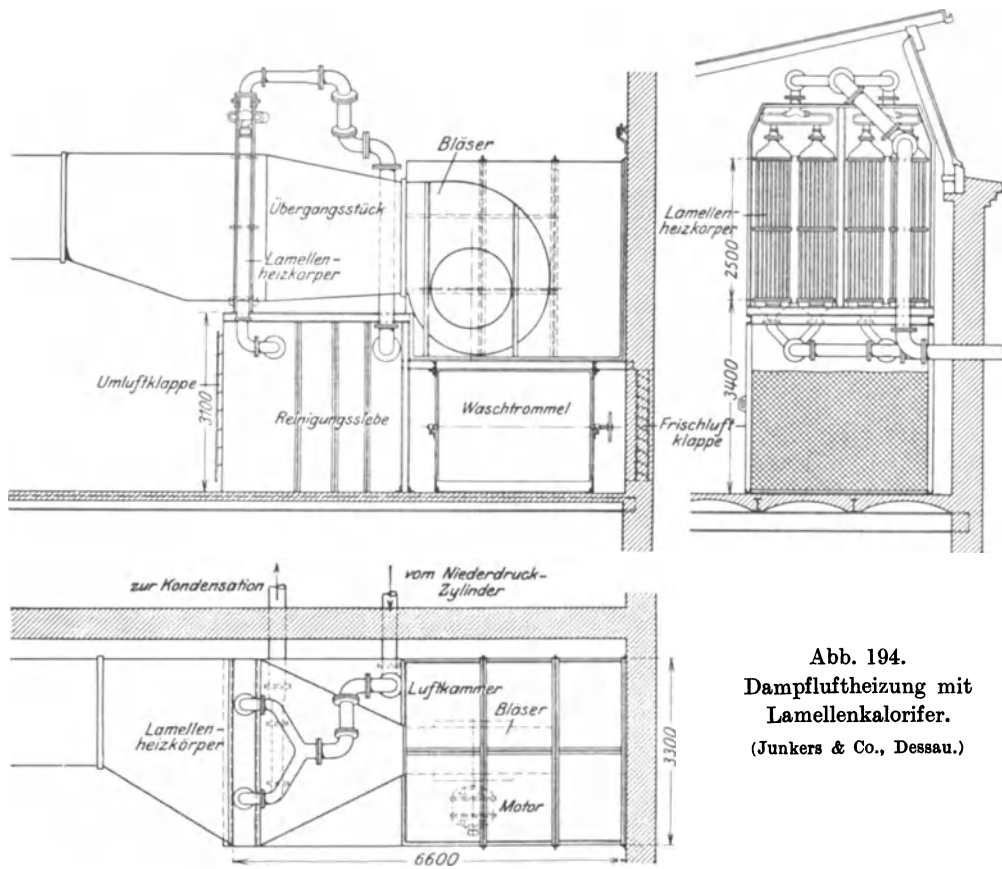


Abb. 194.
Dampfheizung mit
Lamellenkalorifer.
(Junkers & Co., Dessau.)

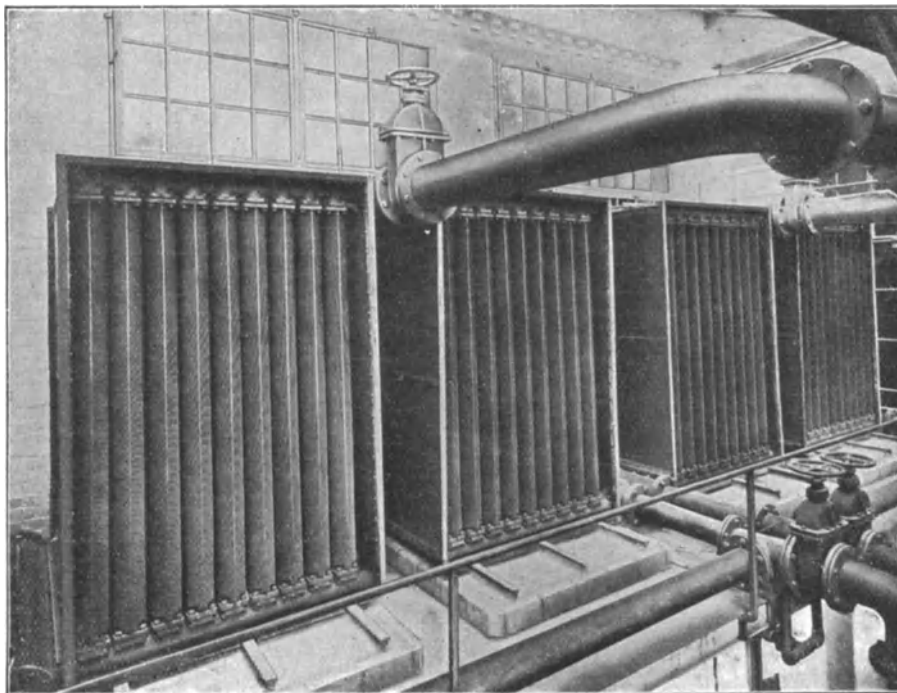


Abb. 195. Luftkondensator.
(Maschinenbau A.-G. Balcke, Bochum.)

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

Dampf-Warmwasserheizungen und Dampf-Fluftheizungen lassen sich unschwer in eine Abdampfanlage eingliedern. Man braucht nur an einen Dampfverteiler mit etwa 1 bis 1,3 ata einen Wärmeaustauschapparat nach Abb. 194 oder 195

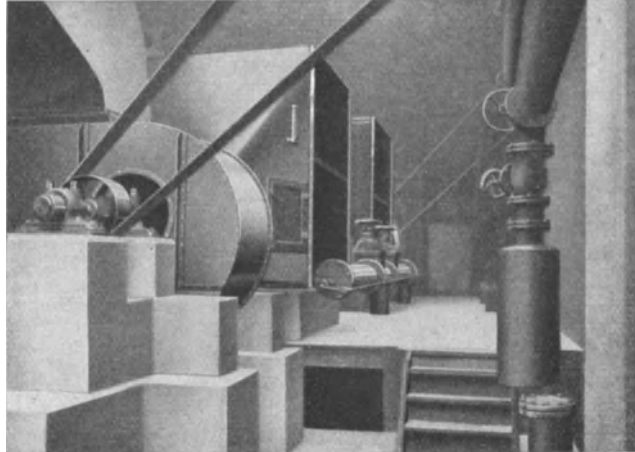


Abb. 196. Lufterhitzer zur Beheizung einer Lederfabrik.
(Maschinenbau A.-G. Balcke, Bochum.)

oder einen Dampf-Fluftheizer nach Abb. 196 einzuschalten. Eine andere Ausführungsform zeigt Abb. 197. Hier ist der Warmwasserbereiter als Kondensator hinter die Maschine geschaltet. Durch entsprechende Einstellung des Vakuums lassen sich

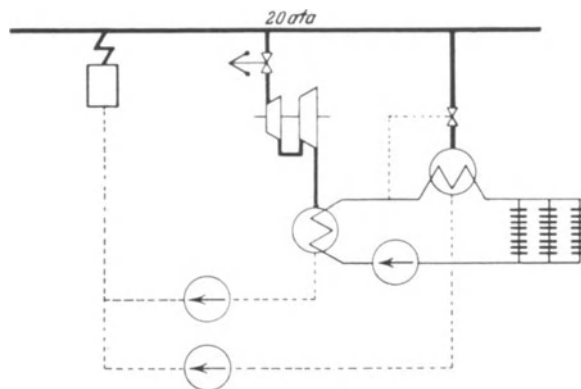


Abb. 197. Warmwasserbereiter als Kondensator.

verschiedene Vorlauftemperaturen der Heizung einregeln. Reicht das Kondensat der Maschine nicht aus, so wird noch ein zweiter Warmwasserbereiter oder Wassernachhitzer über ein Reduzierventil an die Hochdruckleitung angeschlossen.

B. Weitere Arten der Abwärmeverwertung.

Bei Dieselmotoren läßt sich das Kühlwasser und die in den Abgasen enthaltene Wärme zur Heizung und für Trockenzwecke verwenden (s. Abb. 198). Andere Abwärmeequellen ergeben sich in den Betrieben von Kokereien, Gaswerken, Hütten-

werken, Brikettfabriken, bei Schmiedeöfen, keramischen Öfen und anderem mehr, bei denen im allgemeinen durch Abhitzeessel (s. Abb. 199) die in den anfallenden Abgasen enthaltene Wärme noch für andere Zwecke nutzbar gemacht wird.

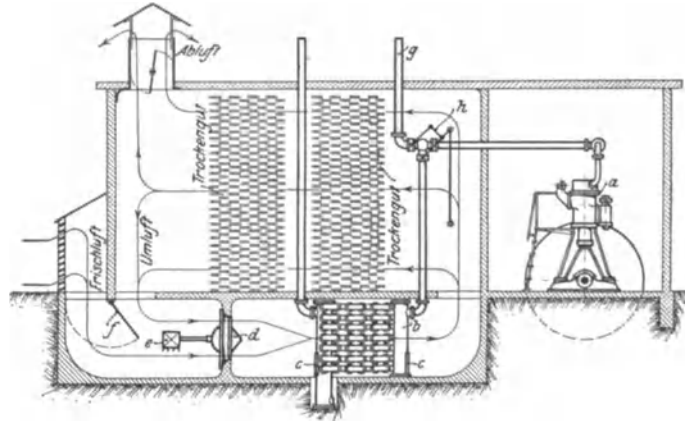


Abb. 198. Ausnutzung der Abwärme von Dieselmotoren bei Trockenanlagen.
(Gebr. Sulzer, Winterthur.)

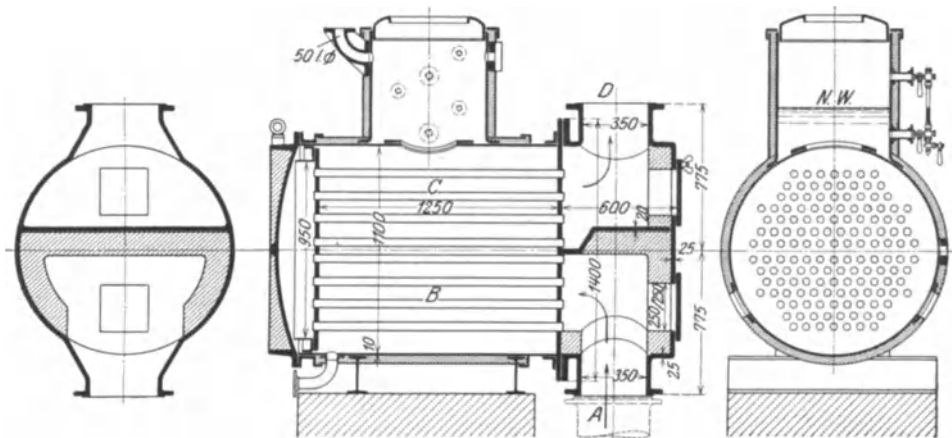


Abb. 199. Abhitzeessel.
(Gebr. Körting, Hannover.)

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

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 Stadtfernheizwerke 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 zu einem Stück zusammenschweißen. Die Folge davon ist eine ganz bedeutende Erhöhung der Betriebssicherheit, die sich vor allem darin auswirkt, daß man keine begehbaren 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

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.

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.

Maße die Erdarbeiten, und es ist unstreitig in erster Linie der Einführung der Schweißtechnik zuzuschreiben, wenn heute Fernheizwerke in größerer Zahl gebaut werden können.

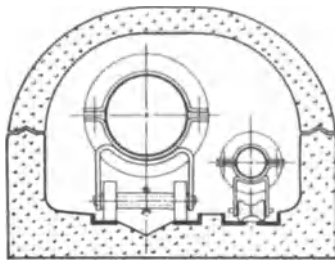


Abb. 200.

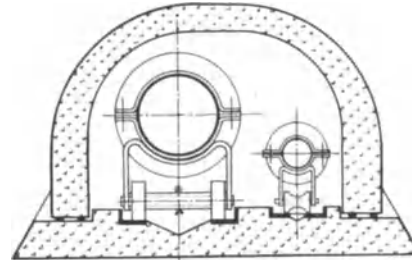


Abb. 201.

Abb. 200 u. 201. Fernheizkanal.
(Charlottenburger Fernheizwerk, Rud. Otto Meyer.)

Die Abb. 200 und 201 zeigen die Querschnitte durch zwei Kanalbauarten, die beim Charlottenburger Fernheizwerk ausgeführt wurden, und Abb. 202 einen Festpunkt des Rohrnetzes mit den Ausdehnungsstücken.

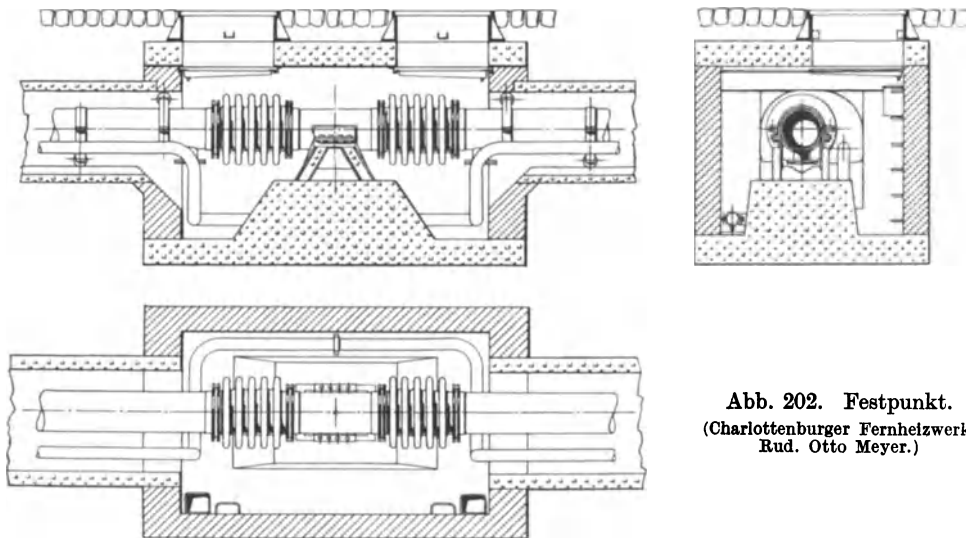


Abb. 202. Festpunkt.
(Charlottenburger Fernheizwerk,
Rud. Otto Meyer.)

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°) 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 Tichelmannschen Verfahren (vgl. S. 67) erfolgen. Meist werden jedoch Vor- und Rücklauf in gewöhnlicher Weise verlegt. Denkt man sich in einem Schaubild Abb. 203 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 $(p_1 + p_2)$

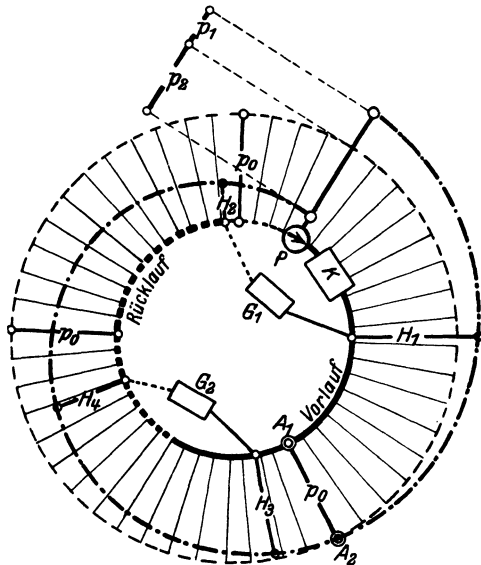


Abb. 203. Schaubild der Druckverteilung in einer Pumpenfernheizung.

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 (strichpunktierte 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 Leichtstrahlradiatorn 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

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. 204 gezeichnet. Vom Vorlaufverteiler VV strömt das Wasser in die Heizung des Gebäudes und kehrt durch den Rücklaufsammler RS und über die Leitung BA wieder zum Vorlaufverteiler zurück. 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 Vorlauftemperatur 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 .

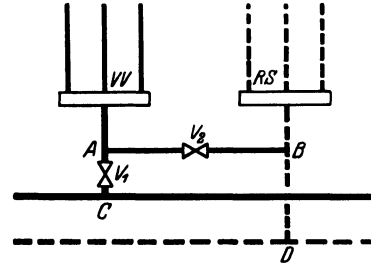


Abb. 204.
Anschluß der Gebäudeleitungen.

Eine ganz andere Art, die Gebäudeheizung anzuschließen, besteht darin, daß man einen Gegenstromapparat nach Abb. 167 an das Fernnetz anschließt, der aber dann nicht mit Dampf, sondern mit Heißwasser betrieben wird.

C. Ausführung der Dampfheizung.

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. 205 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. 206 dargestellte Kapitaldienst.

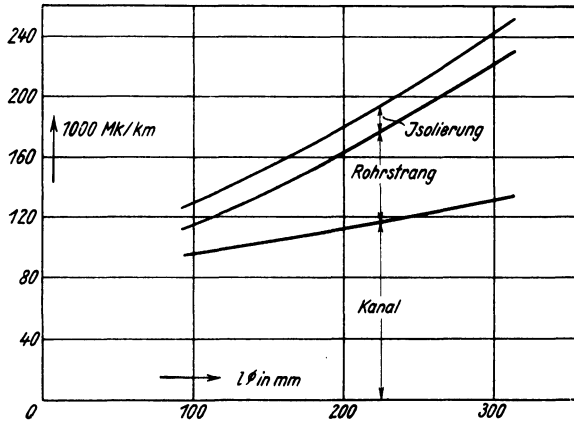


Abb. 205. Anlagekosten für eine Fernleitung.

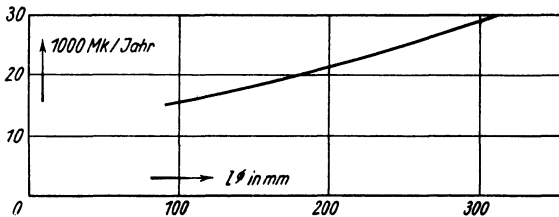


Abb. 206. Kapitaldienst für eine Fernleitung.

der Zusammenhang zwischen Isolierstärke und Rohrdurchmesser nach der von Cammerer angegebenen Tabelle (II. Teil, S. 184) gewählt. Abb. 207 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.

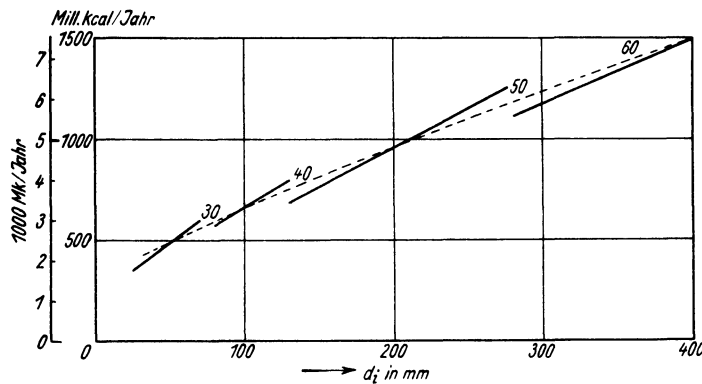


Abb. 207. Wärmeverluste einer Fernleitung.

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. 184) gewählt. Abb. 207 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.

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. 184) gewählt. Abb. 207 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.

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.

Die gesamten jährlichen Ausgaben für den Transport der Wärme summieren sich aus dem Kapitaldienst (Abb. 206), den jährlichen Wärmeverlusten (Abb. 207) und der Einbuße an Maschinenleistung durch den Druckabfall im Rohrstrang (Abb. 208). Diese Summierung ist in Abb. 209 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 läßt 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 läßt.

Abb. 209 läßt 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 Dampfmenge stärker berücksichtigen als die niedrigen.

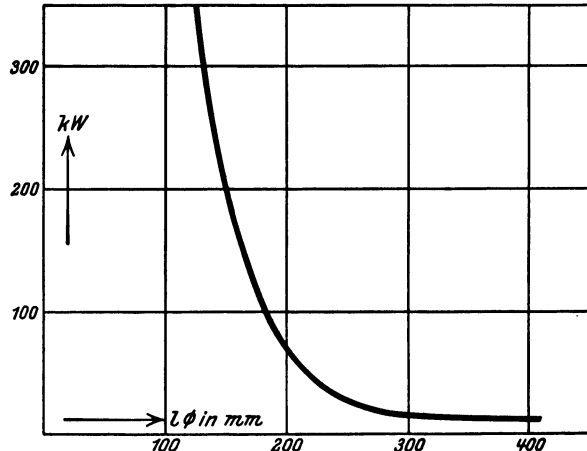


Abb. 208. Leistungseinbuße der Gegendruckmaschine, abhängig vom Rohrdurchmesser.

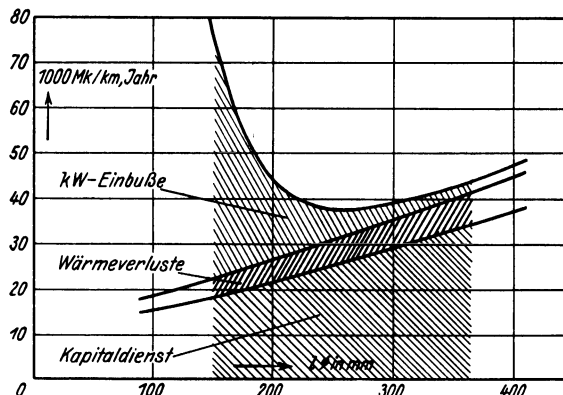


Abb. 209. Gesamtkosten des Wärmetransportes, abhängig vom Rohrdurchmesser.

2. Anschluß der Gebäudeheizung an das Fernnetz.

Der Anschluß einer Niederdruckdampfheizung an das Hochdruckdampfnetz ist in Abb. 210 dargestellt. Die Leitung L führt über einen Absperrschieber und ein Reduzierventil dem Verteiler V der Heizung den Dampf zu. Das Kondensat aus der Heizung

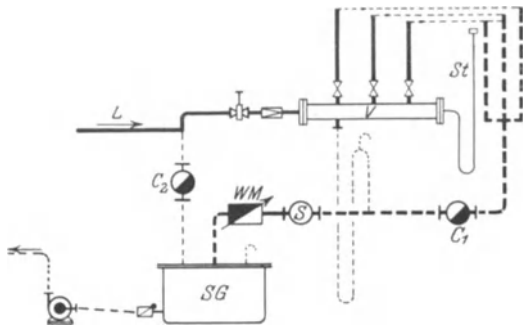


Abb. 210.
Anschluß einer Niederdruckdampfheizung.
(Schaltbild.)

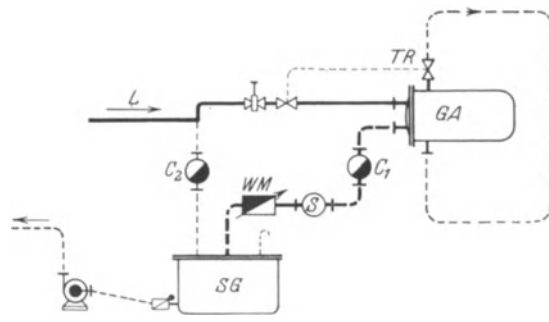


Abb. 211.
Anschluß einer Warmwasserheizung.
(Schaltbild.)

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

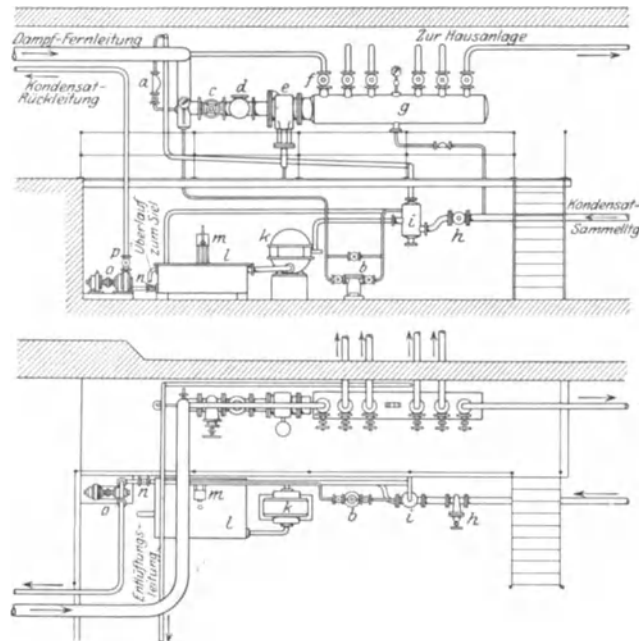


Abb. 212. Anschluß einer Niederdruckdampfheizung.
(Ausführung: Charlottenburger Fernheizwerk.)

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

Abb. 211 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.

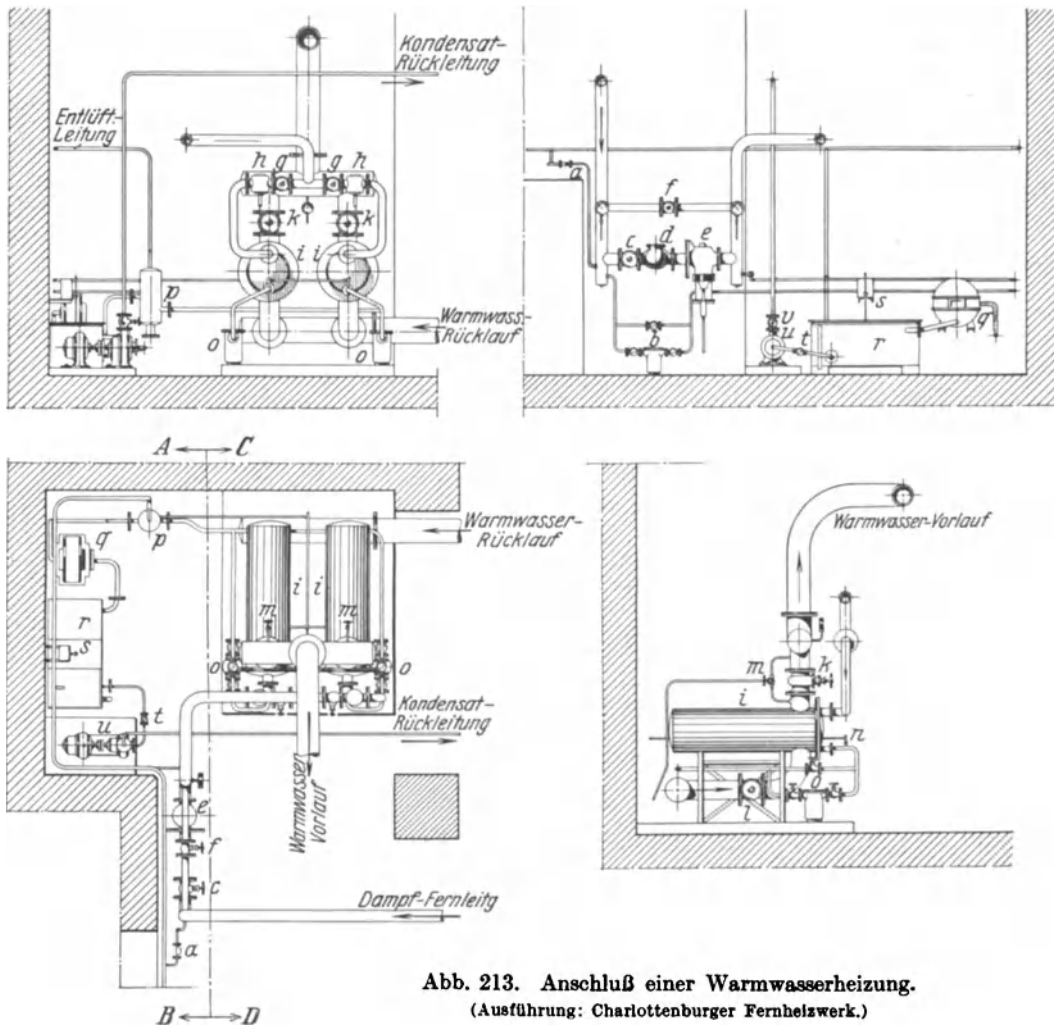


Abb. 213. Anschluß einer Warmwasserheizung.
(Ausführung: Charlottenburger Fernheizwerk.)

Die Abb. 212 und 213 zeigen in ausführlicher Darstellung die Hausanschlüsse des Charlottenburger Fernheizwerkes.

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:

- Ansaugen von Frischluft, Ausstoßen der Abluft ... Frischluftheizung.
- Wiederansaugen der Abluft, keine Erneuerung der Raumluft ... Umluftheizung.
- 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 „Auftriebsheizung“, verwendet man Bläser (Ventilatoren) zur Luftbewegung, so nennt man diese Heizart „Umtriebsheizung“. Die Auftriebsheizung ist stets vom Wind und den Temperaturverhältnissen der Außenluft abhängig, so daß ein unter allen Umständen gesicherter Betrieb nur bei Umtriebsheizung zu erreichen ist.

B. Feuerluftheizung.

1. Vor- und Nachteile, Anwendungsgebiet.

Vorteile: Niedrige Anlagekosten — billiger Betrieb — leichte Regelung — 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 — Zegerscheinungen.

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, 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 Auftriebsheizung (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. 118) sinngemäß auch hier Geltung.

Von den vielen Bauarten der gangbaren Luftheizöfen sei in Abb. 214 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 wagrechte, 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 Darstel-

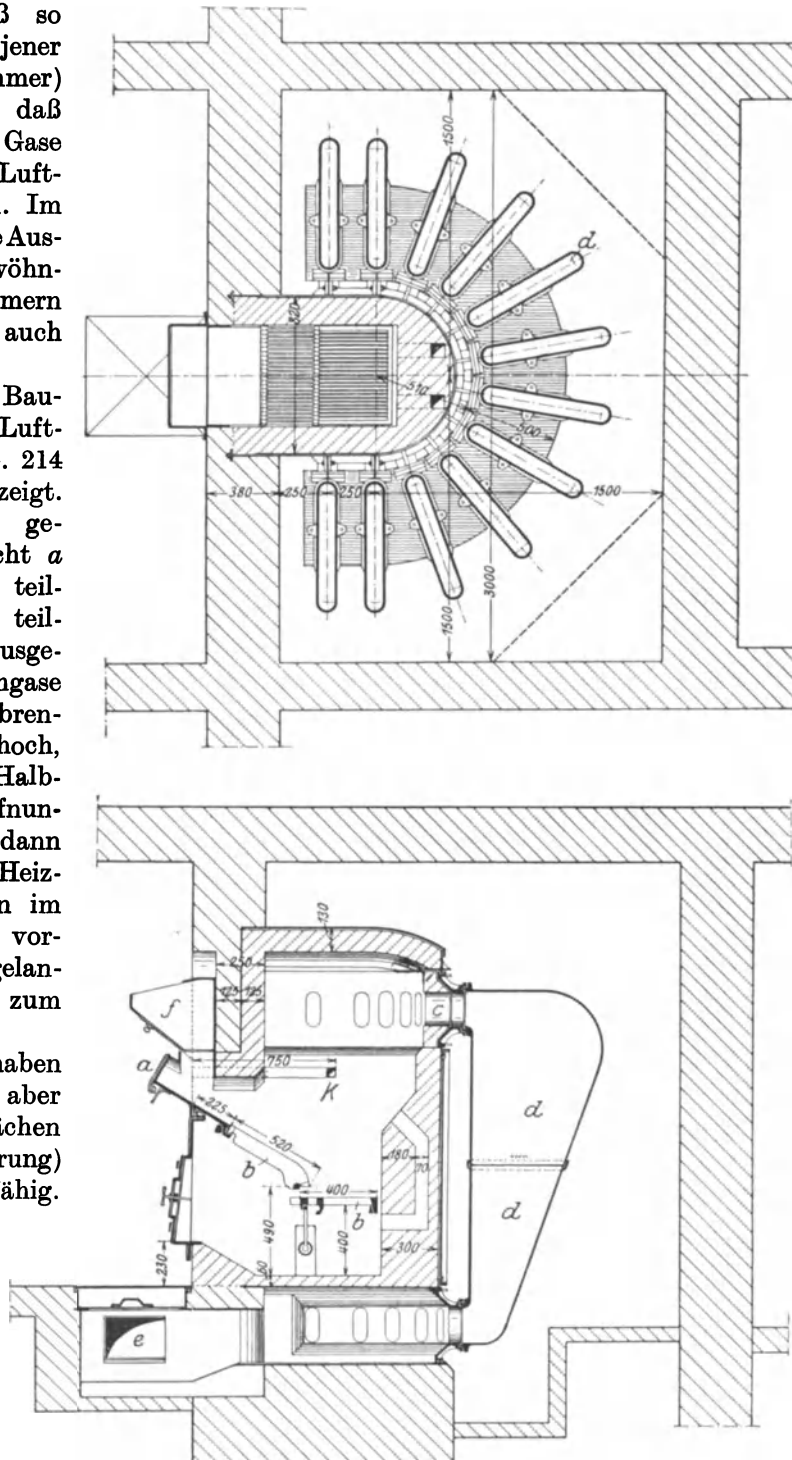


Abb. 214. Luftheizofen.

(H. Kori, Berlin.)

lung nicht zu beeinträchtigen, soll hier auf den Abschnitt „Kanalanlagen“ S. 127 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. 250). 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.

c) Zu- und Abluftöffnungen.

Auch hier findet das über Lüftungsanlagen Gesagte (s. S. 128 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 wagrecht angeordneten Verteilnetz ab, das doppelt, nämlich mit Warmluft- und Kaltluftkanälen ausgeführt ist (Abb. 215). 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.

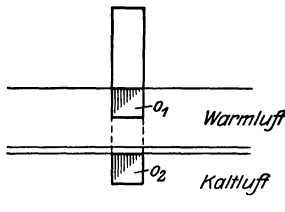


Abb. 215. Luftheizung.

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. 106) näher eingegangen wird.

2. Heizkörper und Regelvorrichtungen.

Bei der Ausführung und Anwendung der Heizflächen kommt es darauf an, möglichst große Wärmeleistungen auf kleinem Raum zu erzielen. Dies ist durch

Anwendung hoher Luftgeschwindigkeiten möglich, wobei die Heizkörper besondere Formen erhalten. 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 Dampfessertöpfe, Bedienung der Be- und Entlüftungen der Heizkörper, Geräusch. Sind daher Dampfheizungen 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. Es kann nicht bestritten werden, daß es unlogisch ist, große Gebäudeheizungen unter Aufwendung erheblicher Kosten als Warmwasserheizungen auszuführen, für die Lüftung aber gleichzeitig Dampfheizung zu wählen. Nicht immer läßt sich diese Wahl durch Hinweis auf die Frostgefahr rechtfertigen. Es ist in vielen Fällen möglich, die Luft (z. B. entlang des Schornsteines oder neben den Kesseln usw.) so zu führen, daß sie, genügend erwärmt, den Heizflächen zuströmt. Noch weniger ist Frostgefahr zu fürchten, wenn die Wasserbewegung in den Heizkörpern durch Pumpen beschleunigt wird. In allen Fällen muß die Inbetriebnahme der Lüftung bzw. der Luftheizung so lange gesperrt sein, bis die ordnungsgemäße Wasserbewegung in den Heizflächen hergestellt ist. Die Heizkörper weisen dem besonderen Zweck angepaßte Formen auf, von denen einige näher besprochen werden sollen.

a) Radiatoren in besonderer Aufstellung (Abb. 216).

Hierzu zählen schräg gegeneinander gestellte Radiatoren, wobei das seitliche Ausweichen der Luft durch Führungsbleche *B* unmöglich gemacht werden muß. Die Heizleistung ist eine verhältnismäßig geringe und der Platzbedarf groß. Manchmal erscheint es deshalb nötig, mehrere Reihen von Heizkörpern übereinander aufzubauen. Der Luftwiderstand ist gering.

b) Rautenheizkörper (Abb. 217).

Diese sind durch die Firma Rud. Otto Meyer, Hamburg, eingeführt worden. Die Heizflächenart (Rhombikus) gestattet das Unterbringen großer wirksamer Heizflächen auf kleinem Raum, ferner die Erzielung geringer Luftwiderstände und schließlich gute Reinigung¹. Um letztere noch weiter zu erleichtern, sollten die Heizflächen nur in je 2 Gruppen hintereinander angeordnet werden, wobei die Zugänglichkeit durch Gänge und Türen zu sichern ist (Abb. 218).

¹ Margolis: Die Bewertung von Luftheritzern unter besonderer Berücksichtigung des Rhombikus-Luftheritzers. Gesundheits-Ing. 1916. — Schmitz: Über die Berechnung von Luftheritzern. Gesundheits-Ing. 1920. — Buderus Lollar: Jahrbuch 1928 (mit Berechnungsunterlagen).

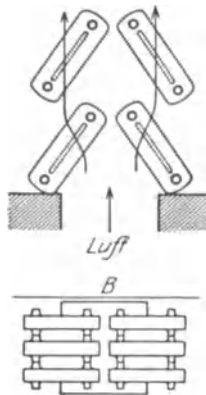


Abb. 216. Schräge Anordnung von Radiatoren in Luftkammern.

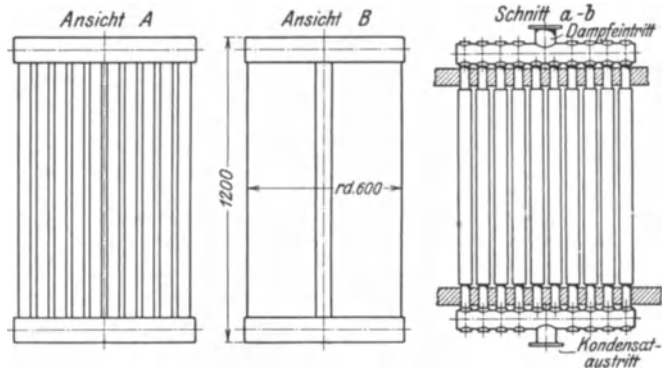


Abb. 217. Rautenheizkörper (Rhombikus).
(Rud. Otto Meyer, Hamburg.)

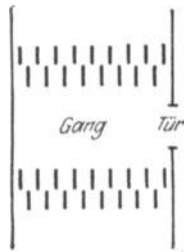
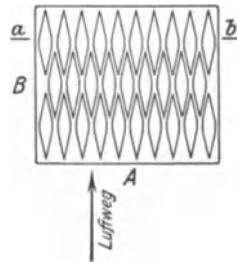


Abb. 218. Zweckmäßige Anordnung von Rautenheizkörpern.

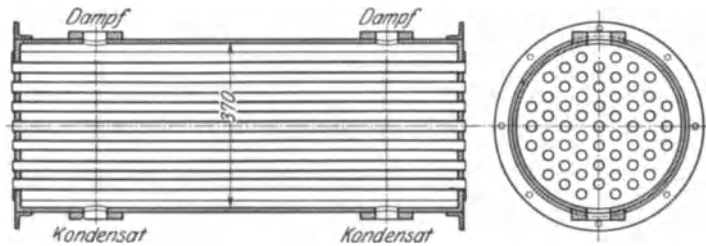


Abb. 219. Luftrohrkessel.

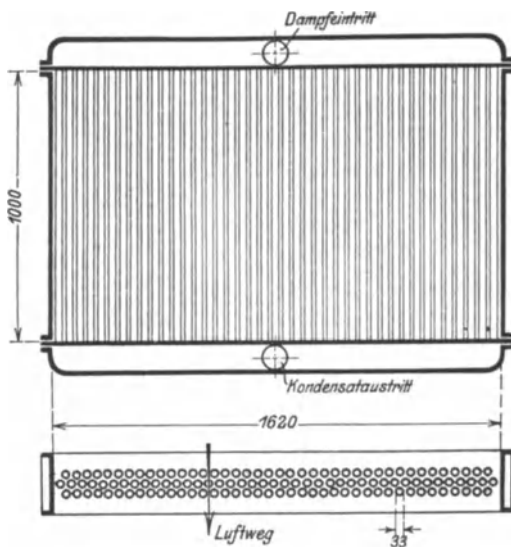


Abb. 220. Röhrenkessel.
(Sturtevant-Heizkörper.)

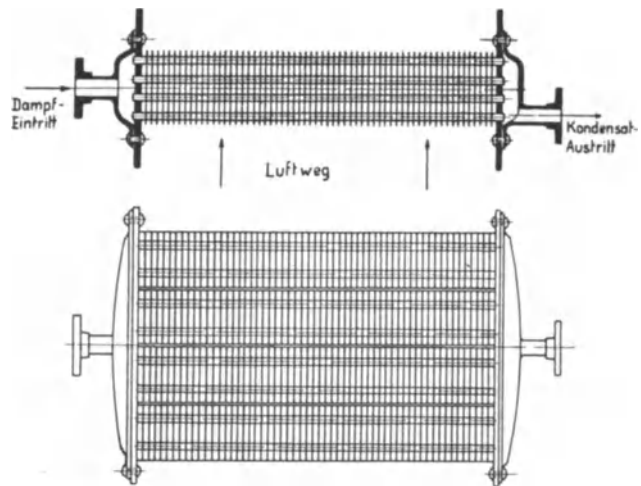


Abb. 221. Lamellenheizkörper.
(Junkers, Dessau.)

c) Luftröhrenkessel (Abb. 219).

Die Luft streicht durch die im Dampfraum liegenden Rohre. Die Kessel sollen mit Rücksicht auf die Staubablagerung nur lotrecht angeordnet werden. Sie haben wohl eine hohe Heizwirkung (insbesondere wenn man für Luftwirbelung in den Rohren sorgt), aber einen hohen Widerstand, so daß sie in der Letztzeit immer weniger angewendet werden.

d) Röhrenkessel (Abb. 220).

Sie wurden den amerikanischen Sturtevantheizkörpern 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 Reinigung der Rohre nicht zu empfehlen.

e) Lamellenheizkörper (Abb. 221).

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 Metallamellen, 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. Aus hygienischen Gründen ist zu beachten, daß die Lamellen nicht wagerecht angeordnet werden, da sich sonst Staub auf ihnen ablagern kann. Die Behauptung, daß die wagerechten 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.

f) Regelung der Heizleistung bzw. der Lufttemperatur.

Die Regelung der Heizleistung erfolgt am besten, sichersten und einfachsten durch eine doppelte Mischklappe (*K* in Abb. 222). 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. Abstimmung einzelner Heizflächenteile, Erniedrigen der Dampfspannung, weit überlegen.

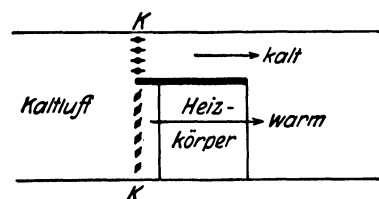


Abb. 222. Regelung der Lufttemperatur durch Mischklappen.

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

Alle diese Einzelheiten sind sinngemäß die gleichen wie bei gewöhnlichen Lüftungsanlagen, so daß auf die betreffenden Ausführungen S. 118 u. f. verwiesen werden kann. 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 einzelne Räume erforderliche Lufttemperatur verschieden ist (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. 223). Laufen aber im Raum viele Transmissionen oder braucht ein Kran freie Bahn, so ist diese Bauart nicht anwendbar. Dies war der Anstoß für die Ausbildung nachstehender Bauweise. Eine größere Anzahl einzelner mit Gebläse und Elektromotor versehener Heizapparate wird im Raum aufgestellt und an die Dampf- und Kondensatleitung angeschlossen. Diese Apparate werden entweder nur für reinen Umluftbetrieb eingerichtet, wie der in Abb. 224 gezeigte Wandapparat oder zugleich für Frischluft und Umluft wie

der in Abb. 225 schematisch gezeigte Apparat.

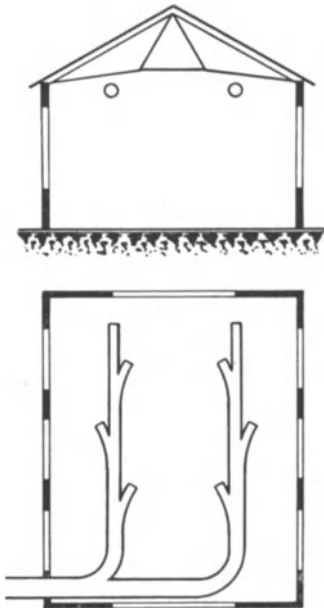


Abb. 223. Hallenheizung.
(Zentrale Lüfterwärmung.)

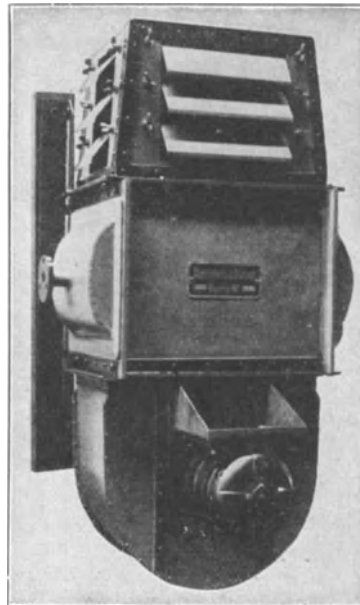


Abb. 224. Einzelluftheizer für Umluft.
(Danneberg & Quandt, Berlin.)

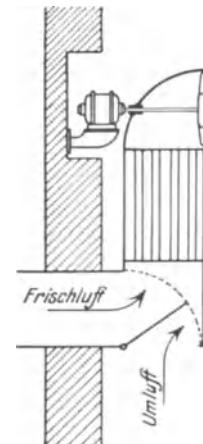


Abb. 225. Einzelluftheizer für Um- und Frischluft.

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 Zugscheinungen an den meist großen Fenstern und den Eingangstüren nicht aufheben. Die Dampfzuleitungen (etwaig nackt) sind daher so anzuordnen, daß sie die zu erwartenden Zugscheinungen 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 Bestimmung der auf S. 102 u. f. erwähnten Heizkörperarten ist im II. Teil, S. 251 behandelt. Dort finden

sich auch Angaben über die durch die Heizapparate im Luftweg verursachten Druckhöhenverluste, 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 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 Zegerscheinungen 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 Raume.

Um hierüber Klarheit zu gewinnen, seien zunächst die Druckverhältnisse betrachtet, die in einem allseits geschlossenen Raume R auftreten, falls dieser höher als die umgebende Luft erwärmt wird (Abb. 226). 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/m^2).

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/m^3 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/m^3 der Außenluft von der Temperatur t_2 bezeichnet.

Da $t_1 > t_2$ sonach $\gamma_1 < \gamma_2$ 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. 226 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. 226 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. 227 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. 228). 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. 229), so wird der Unterdruck noch mehr verstärkt.

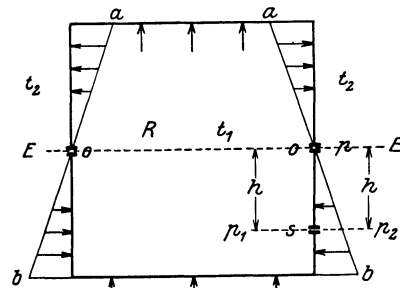


Abb. 226. Druckverteilung in einem erwärmten Raume.

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 Zugscheinungen an den unteren Fugen und Ritzen der Fensterrahmen. Deshalb Aufstellung der Heizkörper unmittelbar unter den Fenstern.

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

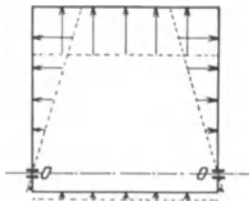


Abb. 227.

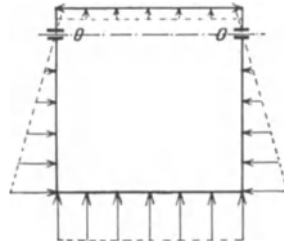


Abb. 228.

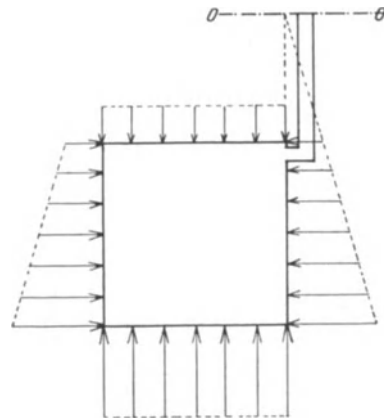


Abb. 229.

Abb. 227—229. Druckverteilung in einem erwärmten Raum.

kalter Luft einströmen und schwere Zugscheinungen 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 Zugscheinungen 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. Pettenkofer's 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. 226) 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. 226 angedeuteten Druckwirkungen in entgegengesetztem Sinne auf.

B. Selbstlüftung eines Raumes.

Die Größe der den Raum durchziehenden Luftmenge hängt — außer von der Undichtheit der Fenster (Oberlicht) und Türen — von der Durchlässigkeit der Baustoffe ab. Hierüber haben Lang¹ und Gosebruch² Untersuchungen angestellt und gefunden:

$$L = \frac{Fc(p - p_0)^*}{e}$$

Hierin bedeutet:

- L die stündliche Luftmenge in m³;
- c die Durchlässigkeitszahl, d. i. jene Luftmenge, die bei einem Druckunterschied von 1 kg/m² durch eine Wand von 1 m² Fläche und 1 m Stärke in der Stunde hindurchgeht;
- $p - p_0$ den Druckunterschied vor und hinter der Wand in kg/m²;
- e die Stärke der Wand in m.

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

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

* Dagegen hat Kibkalt (Gesundheits-Ing. 1913, S. 853, Der Einfluß von Temperatur und Winddruck auf die Selbstlüftung) nachgewiesen, daß die Selbstlüftung von der Temperatur „wenn überhaupt, dann nur in sehr geringem Grade abhängt“, während diese Lüftung „mit dem Winddruck steigt und fällt“. Hierbei sei es gleichgültig, ob der Druck positiv oder negativ ist.

Im Mittel ist c nach Lang zu setzen:

Bruchstein	$c = 0,000124,$
Ziegel	$c = 0,000201,$
Klinker, glasiert	$c = 0,000000,$
„ unglasiert	$c = 0,000145,$
Luftmörtel	$c = 0,000007,$
Beton	$c = 0,000258,$
Portland-Zement	$c = 0,000137,$
Gips, gegossen	$c = 0,000041,$
Eichenholz über Hirn	$c = 0,000007,$
Fichtenholz „ „	$c = 0,001010.$

Andere Werte für c gibt v. Thielmann¹ an, z. B.:

Schwemmstein	$c = 0,997,$
Lochstein	$c = 0,0058,$
Maschinenziegel, hart gebrannt	$c = 0,00050,$
Portland-Zement	$c = 0,00057.$

Aus den Werten für c geht hervor, daß der Luftwechsel durch die Baustoffe gering ist. Er wird noch durch Tapete oder Anstrich bedeutend vermindert, auch von der Feuchtigkeit der Wand wesentlich beeinflußt. Da in gewöhnlichen Wohnräumen ein stündlicher Luftwechsel bis zur Größe des Rauminhalts beobachtet worden ist, so ist dieser hauptsächlich den zufälligen Undichtheiten, weniger der Durchlässigkeit der Baustoffe zuzuschreiben. Die zufälligen Undichtheiten entziehen sich der Beurteilung, und somit läßt sich der auf natürlicher Lüftung beruhende Luftwechsel rechnerisch nicht vorausbestimmen. Außerdem ist der Luftwechsel von Witterungseinflüssen, besonders vom Wind abhängig, also sehr schwankend, und im Hinblick auf die Forderungen der Hygiene meist unzureichend.

Immerhin ist die natürliche Lüftung von Bedeutung für alle Räume, die einer Lüftungsanlage entbehren. Wollte man in der Praxis Räume, z. B. aus Eisenwänden, mit dicht schließenden Fenstern und Türen und ohne Lüftungsanlagen errichten, so würden die Einwohner schwere Schädigung ihrer Gesundheit, bei längerem Aufenthalte in den Räumen infolge Zunahme des Kohlensäure- und Wasserdampfgehalts unweigerlich den Tod erfahren. Aber auch bei Errichtung von Lüftungsanlagen ist die Kenntnis der Durchlässigkeit der Baustoffe und der ganzen Bauweise des Gebäudes für den ausführenden Ingenieur von Wichtigkeit. Die Durchlässigkeit der Baustoffe vermindert sich (nach Lang) in nachstehender Reihenfolge:

Kalkstein,	Portland-Zement,
Fichtenholz über Hirn (Faserrichtung),	Sandstein,
Luftmörtel,	schwach gebrannte Handziegel,
Beton,	Eichenholz (Faserrichtung),
stark gebrannte Handziegel,	Gips (gegossen),
Klinker (Verblendsteine), unglasiert,	glasierte Klinker (undurchlässig).

Die Reihenfolge der Verminderung der Durchlässigkeit durch die Wandbekleidung ist folgende:

Anstrich von Kalkfarbe,	Ölfarbenanstrich (neu undurchlässig),
Anstrich von Leimfarbe,	Wasserglas (mit der Zeit undurchlässig).

Tränkung mit Wasser vermindert die Durchlässigkeit bei:

Sandstein und Ziegel um etwa 80 vH,	Beton und Zement um 100 vH.
Luftmörtel um etwa 90 vH,	

C. Auftriebslüftung.

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

¹ v. Thielmann: Die Luftdurchlässigkeit von Baumaterialien. Gesundheits-Ing. 1915, S. 265.

1. Fensterlüftung.

Ist in einem größeren Fenster nur eine kleine Scheibe in mittlerer Höhe zu öffnen, wie dies in Abb. 230 gezeichnet ist, und wie man dies bei älteren Gebäuden öfter findet, so entspricht diese offene Fensterscheibe durchaus der kleinen Öffnung in Abb. 226, und diese Öffnung kann, da sie in der Ausgleichsebene liegt, 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 (Abb. 231 oder zweites Fenster der Abb. 230). Durch Öffnen dieses Fensters wird die Ausgleich-

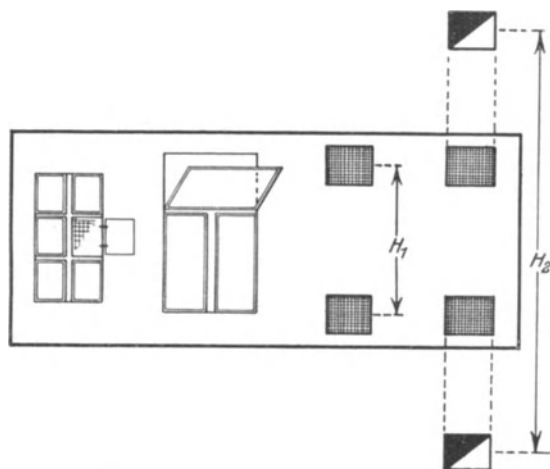


Abb. 230. Fenster- und Kanallüftung.

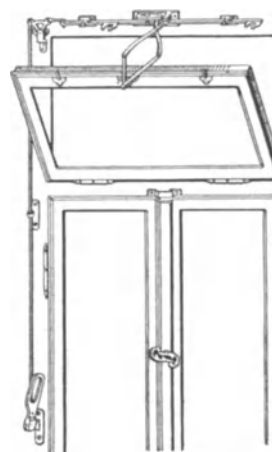


Abb. 231. Fensterlüfter.
(Fürstenberg, Berlin.)

ebene in den oberen Teil des Raumes verlegt, wie ein Vergleich mit Abb. 228 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. 230) möglichst groß gewählt wird.

Durch besondere Abluft- und Zuluftkanäle läßt sich die Auftriebshöhe noch über die Zimmerhöhe hinaus vergrößern (vgl. H_2 in Abb. 230).

Zugbelästigungen in der Nähe der Eintrittsöffnung lassen sich vermindern, unter Umständen auch ganz beseitigen, sofern die Luft vor Eintritt in den Raum 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. 232 angedeutete Heizkammer (Heizkörper *H*) ent-

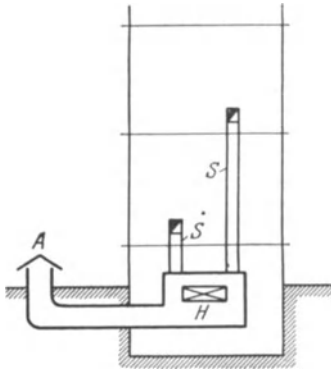


Abb. 232. Zentrale Zuleitung der Luft.

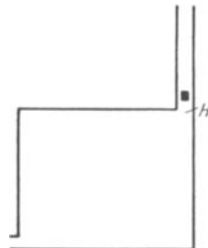


Abb. 233. Erwärmung der Abluft durch Heizkörper *H*.

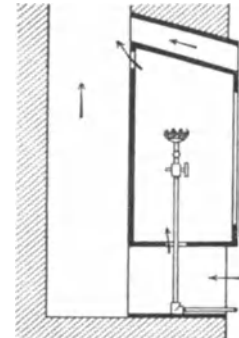


Abb. 234. Abortlüftung durch offene Gasflamme.

steht. Über die Entnahme, Reinigung usw. der Luft s. S. 118; die Heizkörper *H* sind bereits auf S. 102 u. f. besprochen worden. Die Ausführung nach Abb. 232 hat einen geringen Vorteil hinsichtlich der Luftförderung, da die mit warmer Luft gefüllten Steigkanäle *s* bestimmbare Auftriebskräfte auslösen.

Die Wirkung der Abluftkanäle bei den nur durch die Schwerkraft betriebenen Anlagen kann erhöht werden durch die in Abb. 233 schematisch dargestellte Erwärmung der Abluft. Hierbei stellt *H* die Abluftheizung vor, die z. B. für Abortlüftung als

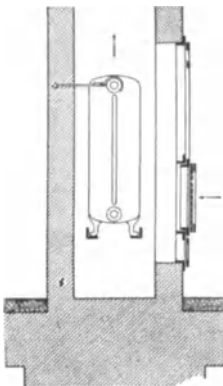


Abb. 235. Erwärmung der Abluft durch einen Radiator.

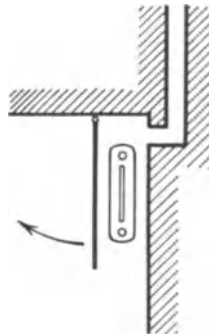
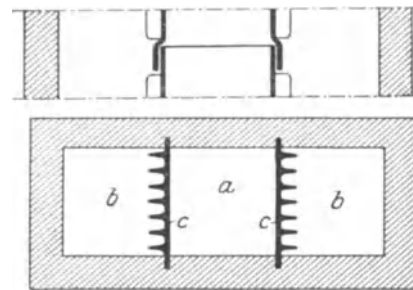


Abb. 236. Erwärmung der Abluft durch einen Radiator.



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

Abb. 237. Lüftung durch Ausnutzung der Abwärme eines Schornsteines.

offene Gasflamme (Abb. 234) oder als gewöhnlicher Heizkörper (Abb. 235 und 236) ausgeführt werden kann. Letztere Ausführung erleichtert die Reinigung des Heizkörpers.

Es ist auch möglich, die Abwärme von Schornsteinen für diesen Zweck auszunutzen, wobei Schornstein- und Abluftkanal unmittelbar nebeneinander gelegt und nur durch eine gußeiserne Wange getrennt werden (Abb. 237). Hinsichtlich der Kanäle und der sonstigen Bestandteile solcher Lüftungsanlagen kann auf S. 127 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.

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. Umtrieblüftung durch 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. 238 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. 239) 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.

Als Beispiele guter Saugköpfe seien genannt: der Wolpertsche Sauger (Abb. 240), der Grove-Sauger (Abb. 241, viel bei Eisenbahnen verwendet), ein Schiffsventilator (Abb. 242, Norddeutscher Lloyd).

Für die Berechnung der mit Saugköpfen zu erzielenden Wirkungen ist neben Kenntnis der zu fördernden Luftmenge auch die Bestimmung des erzielbaren Unterdruckes wichtig. Deshalb ist bei den erwähnten Prüfungen in der Versuchsanstalt auch der jeweils auftretende Unterdruck gemessen und ebenso wie in Abb. 239 im Polarkoordinatensystem aufgetragen worden. Schließlich wurde auch noch die Regendichtheit der verschiedenen Bauarten untersucht und vergleichsweise gewertet.

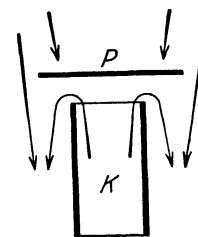


Abb. 238. Feststehender Sauger.

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

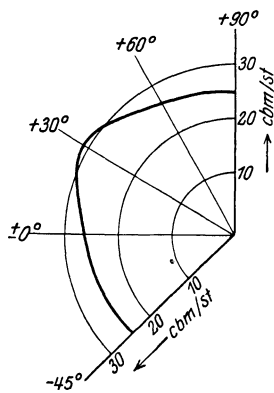


Abb. 239. Schaubild der Leistung eines Saugkopfes bei verschiedenen Windrichtungen.

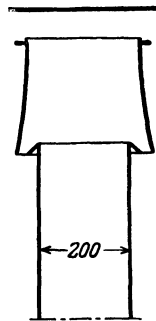


Abb. 240. Feststehender Sauger. (Nach Wolpert.)

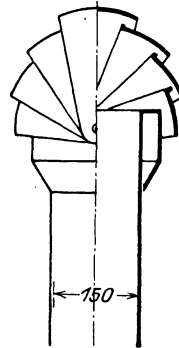


Abb. 241. Feststehender Sauger. (David Grove, Berlin.)

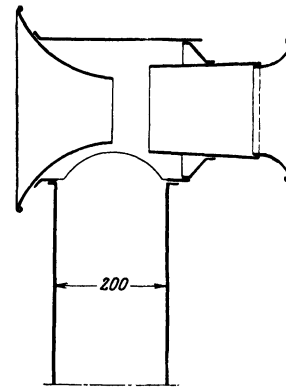


Abb. 242. Beweglicher Sauger. (Norddeutscher Lloyd.)

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. 243 einen Preßkopf des Norddeutschen Lloyds und Abb. 244 eine von Rietschel angegebene Ausführungsform. Preßköpfe finden nur auf Schiffen Anwendung, werden aber dort — ebenso wie die Saugköpfe in ihrer Wirkung wesentlich überschätzt. Ist der durch diese Einrichtungen erzeugte Unter- bzw. Überdruck bekannt, so erfolgt die Berechnung der Kanalanlage wie bei anderen Lüftungsanlagen.

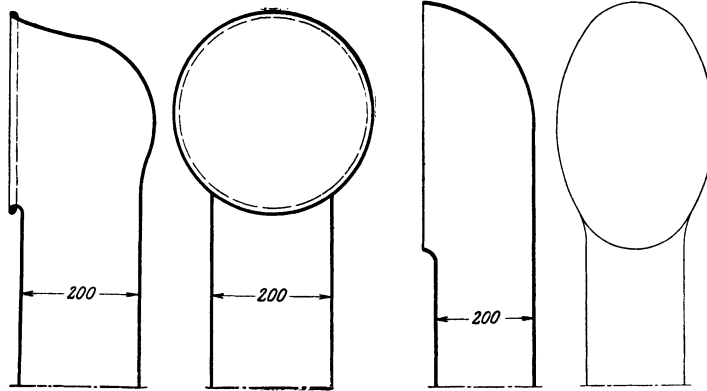


Abb. 243. Preßkopf.
(Norddeutscher Lloyd.)

Abb. 244. Preßkopf.
(Nach Rietschel.)

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. 110 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 Zugfahrd 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. Zum Regeln soll die Verschlussvorrichtung nicht benutzt werden, da hierdurch die Luftverteilung gestört und unter Umständen ein Umschlagen der Kanäle herbeigeführt werden kann.

4. Reinigung und Erwärmung der Frischluft.

Die hierzu nötigen Einrichtungen sind aus den beiden Abb. 245 und 246 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 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 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. 246 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

¹ Meldau, Robert: Der Industriestaub. Berlin: V. d. I.-Verlag 1926.

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. 246) strömt die Frischluft ein. In vielen Fällen ist

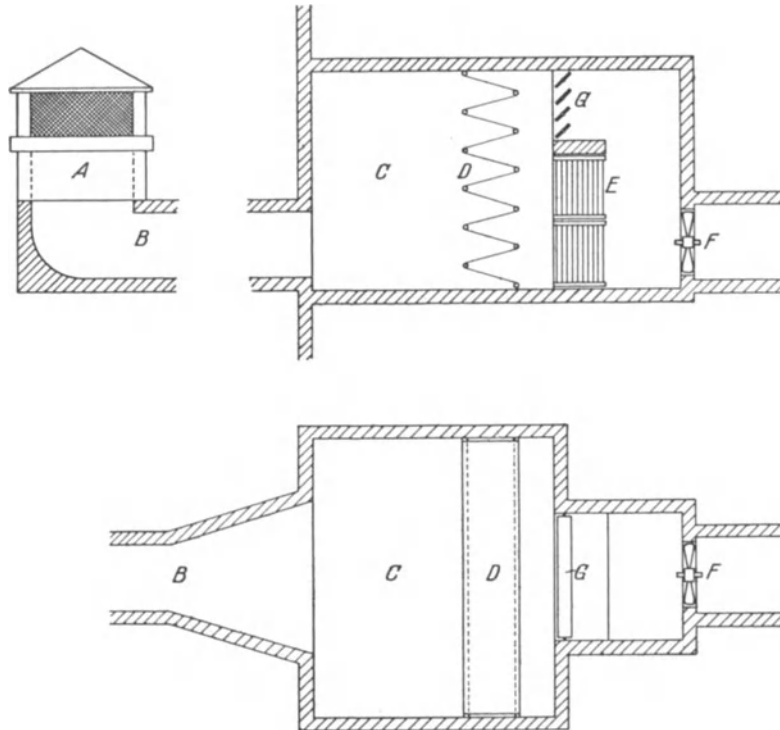


Abb. 245. Luftkammer.
(Ausführung in Mauerwerk.)

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 Haupt-

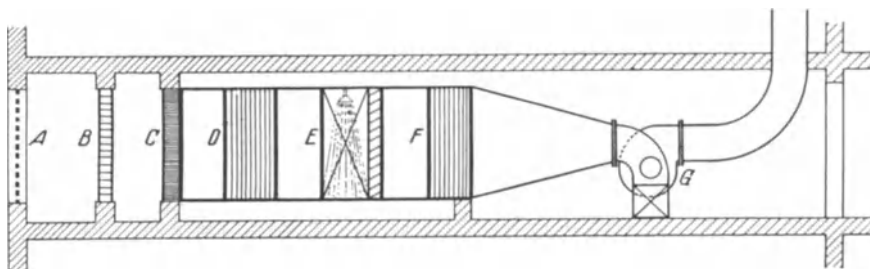


Abb. 246. Luftkammer.
(Ausführung in Blech.)

filter *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.

Selbstverständlich muß die Staubkammer gegen das Eintreten von Grundwasser und Grundluft gesichert sein und darf zu nichts anderem, also auch nicht zu Durchgangszwecken benutzt werden. Die Kammern sind hell, begehbar, mühelos zugänglich, aber doch so anzuordnen, daß sie dem gewöhnlichen Verkehr entzogen sind und daher nicht als Vorrats- oder Gerätschaftsräume usw. benutzt werden können. Staubkammern können naturgemäß nur die groben, aber nicht die feinen Staubteilchen aus der Luft entfernen.

b) Streiffilter.

Streiffilter 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. 247, 248 auf Rahmen gespannt werden.

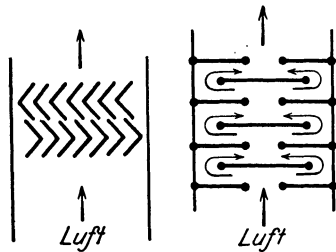


Abb. 247.

Abb. 248.

Streiffilter.

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. Reinigungsfähigkeit,
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. 250, mehrere zur Berechnung der Anlagen erforderliche Angaben.

Stoff-Rahmenfilter. Die Filterstoffe, die in verschiedenen Rauheiten und Durchlässigkeitsgraden vorrätig sind, werden auf Rahmen gespannt (Abb. 249) 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 Zugänglichkeit aller Teile, auch bei hohen Filtern, ist wichtig, die Tücher sollen leicht abnehmbar sein. Am zweckmäßigsten wird die gründliche Reinigung im Pausersatz 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. Beliebte sind die sog. Taschenfilter (Abb. 250), 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 Verwen-

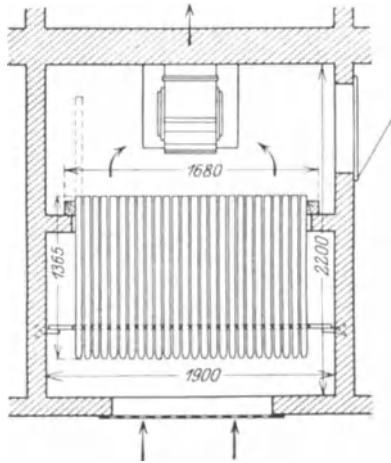
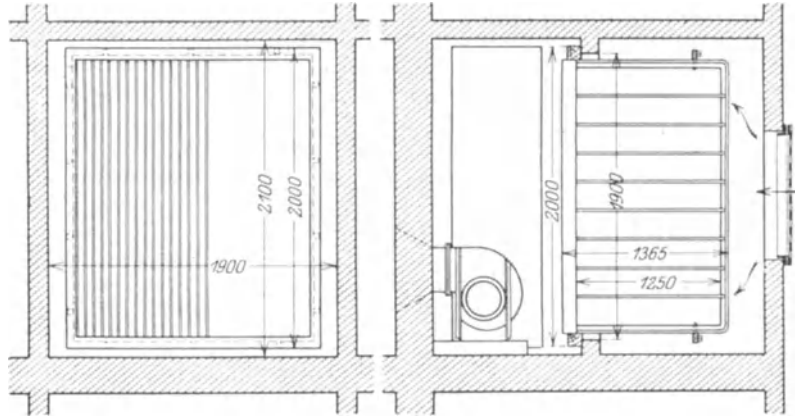


Abb. 249. Luftfilteranordnung.
(K. Th. Möller, G. m. b. H., Brackwede.)

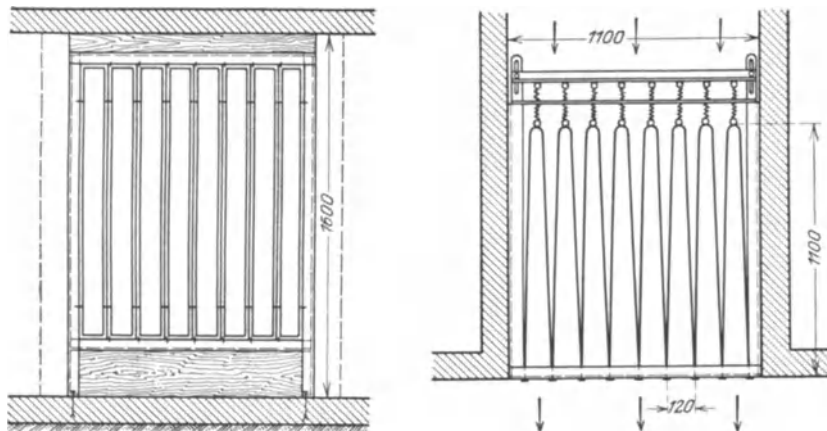


Abb. 250. Taschenfilter.
(X. Haberl, Berlin.)

nung der erwähnten Stoffe hat aber den großen Nachteil, daß kleine und kleinste Teile (z. B. Koksabfälle) mitgerissen werden. Man sollte daher die Ausführung derartiger 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. 251) bestehen.

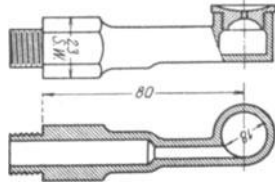


Abb. 251. Streudüse.
(Rud. Otto Meyer, Hamburg.)

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. austauschbar sein. Die Berieselung von Waschflächen (z. B. schneckenförmig gebogenen) kann auch ohne Benutzung von Streudüsen erfolgen.

Das in Abb. 252 dargestellte Kiesfilter zeigt die in der Versuchsanstalt verwendete Einrichtung. Man erkennt verschiedene Abteilungen, deren jede ein Sprührohr *S* und eine Wasserableitung *A* (Blechrinne) aufweist. Die Verteilleitungen zu den einzelnen Sprührohren sind derart bemessen, daß alle Sprührohre gleichmäßig Wasser erhalten. Aus der mit vier solchen Filtern versehenen Kammer werden in größeren Zeitabständen die ausgewaschenen (erheblichen) Schmutzmengen entfernt.

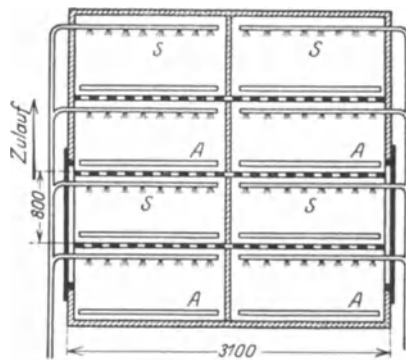
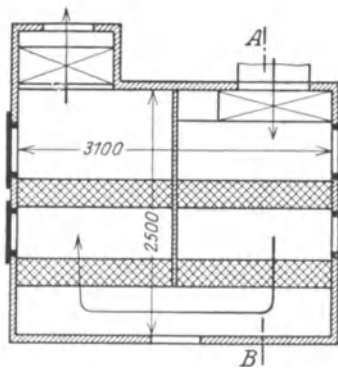


Abb. 252. Luftwäscher und Kühler der Versuchsanstalt.

Die Anordnung dient in der Versuchsanstalt nicht nur zur Reinigung, sondern auch zur Befeuchtung bzw. Trocknung und Kühlung der Luft, wobei zu bemerken ist, daß sich die Kühlung der Luft, auch unter ungünstigsten Verhältnissen, bis auf rund 2°C über Wassertemperatur erzwingen

läßt. Der Widerstand der Filter ist stark abhängig von der Korngröße der Steine und wächst, wenn das Filter mit Wasser berieselt wird. (S. II. Teil, S. 250.)



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

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 Ölhaut 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. 253 a und 253 b zeigt einen einzelnen Filterkasten mit Raschig-Ringen, Abb. 253 c 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 Verfügung, so können diese Kästen gemäß Abb. 254 auch schräg eingebaut werden. Die Filter zeichnen sich durch große Reinheit der gelieferten Luft, 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. 255).

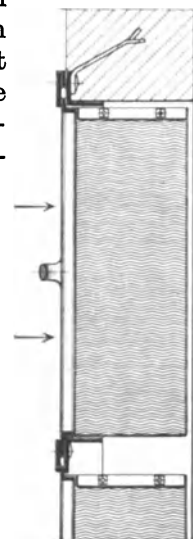
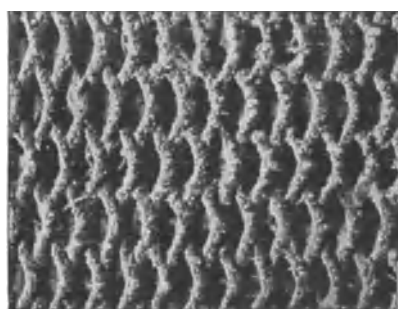
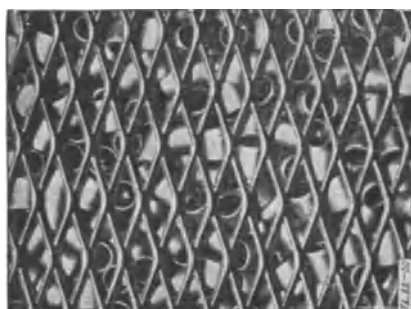


Abb. 253 a.
Filterkasten mit Raschig-Ringen.
(Sauberer Zustand.)

Abb. 253 b.
Filterkasten mit Raschig-Ringen.
(Verstaubt.)

Abb. 253 c.
Filterkasten mit
Blechpaketen.
(Gea-Filter)².

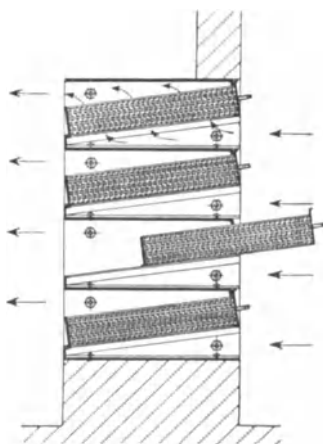


Abb. 254.
Filterwand mit schräg eingebauten Kästen.
(Delbag-Filter)³.

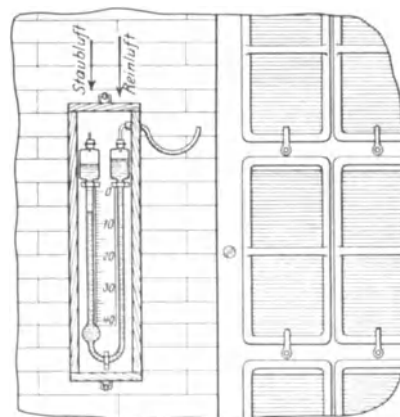


Abb. 255.
Differenzdruckmesser an einer Filtereinrichtung.

e) Vor- und Nachwärmeheizkörper, Befeuchtungseinrichtungen¹.

Es empfiehlt sich, die Heizfläche auf einen Vor- und einen Nachwärmeheizkörper zu verteilen. Aus Gründen, die später besprochen werden (II. Teil, S. 257) ist dies immer notwendig, wenn eine Luftbefeuchtung eingebaut ist. Als Heizkörper kommen

¹ 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.

² Deutsche Luftfiltergesellschaft, Berlin-Halensee.

³ Gesellschaft für Entstaubungsanlagen, Bochum.

die auf S. 102 bis 105 S. 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. 122 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.

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. 256 zeigt, in Außenmauern bzw. Fenstern.

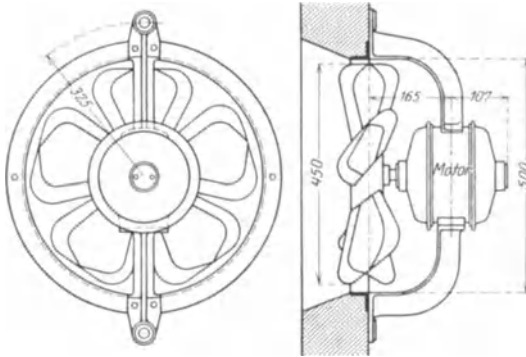


Abb. 256. Meteorventilator.
(Th. Fröhlich, Berlin.)

Die Fliehkraftlüfter bedingen eine Ablenkung des Luftweges um 90°, wodurch ihr Einbau manchmal erschwert

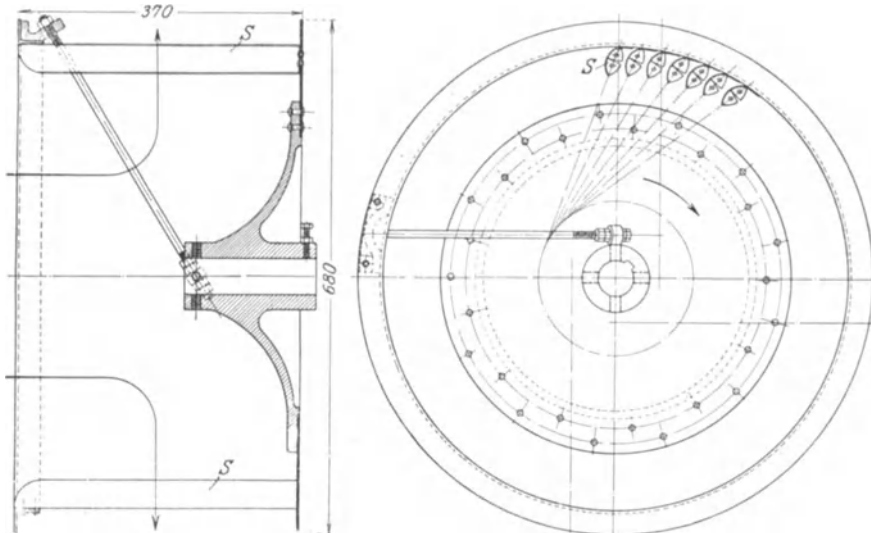


Abb. 257 a. Fliehkraftventilator („Meteor“).
(Th. Fröhlich, Berlin.)

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.

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. 257a (Gehäuse fortgelassen)

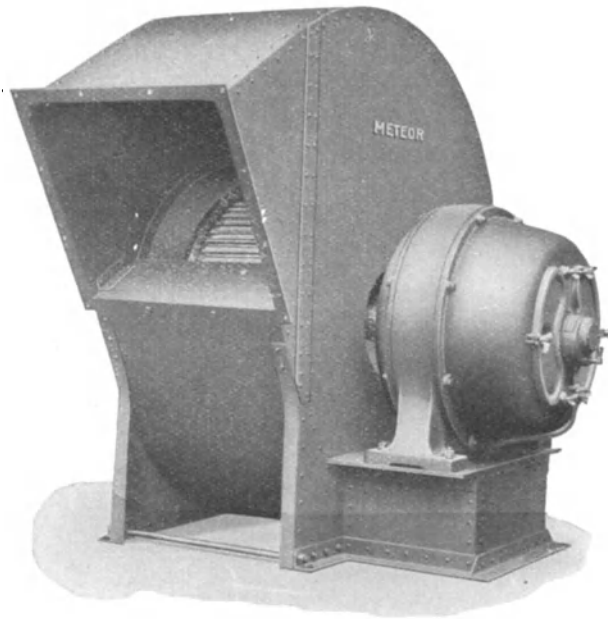


Abb. 257 b. Laufrad des Meteor-Ventilators.

Abb. 257 c. Gesamtansicht des Meteor-Ventilators.

mit vielen radial kurzen, axial langen Schaufeln *S*, der Fliehkraftlüfter Abb. 258 der Siemens-Schuckert-Werke (hier als Doppelventilator, beiderseitig saugend, dargestellt),

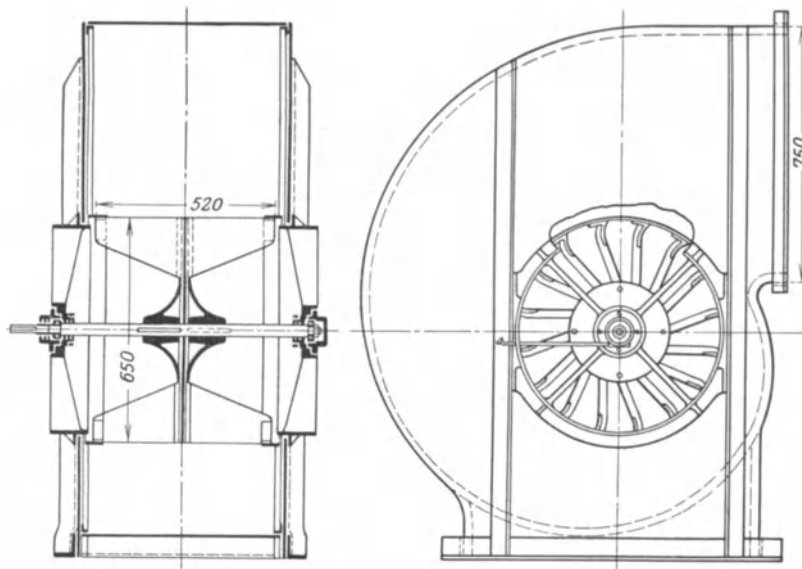


Abb. 258. Fliehkraftventilator.
(Siemens-Schuckert-Werke, Berlin.)

mit wenigen radial langen Schaufeln der Schiele-Ventilator, ähnlich der erstgenannten Bauart u. a.

Bauliche Einzelheiten des Laufrades des Meteor-Ventilators zeigt Abb. 257 b, des ganzen Aufbaus Abb. 257 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.

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 darnach 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.

Deshalb ist für neuzeitliche Lüftungsanlagen zu fordern: sorgfältige Berechnung der im Betriebe tatsächlich zu erwartenden Verhältnisse, richtige Bestellung 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 Regelung². 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 durch Drosselung der Luftmenge 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 Hin-

¹ Brabbée-Berlowitz: Untersuchung an Lüftungsanlagen Z. V. d. I. 1910.

² Hüttig: Die Zentrifugalventilatoren und Zentrifugalpumpen und ihre Antriebsmaschinen. Leipzig: Otto Spamer 1919.

sicht 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.

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 Gewebeplatten oder Holzbalken, Anwendung federnder Schwingungsdämpfer. Die Kanalanlagen sollen durch Lederbälge oder dichte Segeltucheinsätze 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. 240, 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. 259 a bis c). Blechkanäle sollen innen und außen verzinkt und so verbunden werden, daß

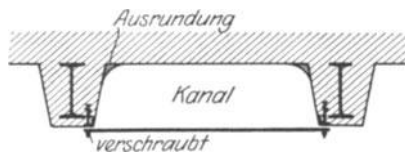


Abb. 259 a.



Abb. 259 b.

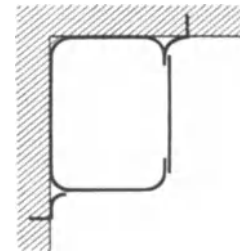


Abb. 259 c.

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 begehbar, 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 ausgestattet 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 wage-

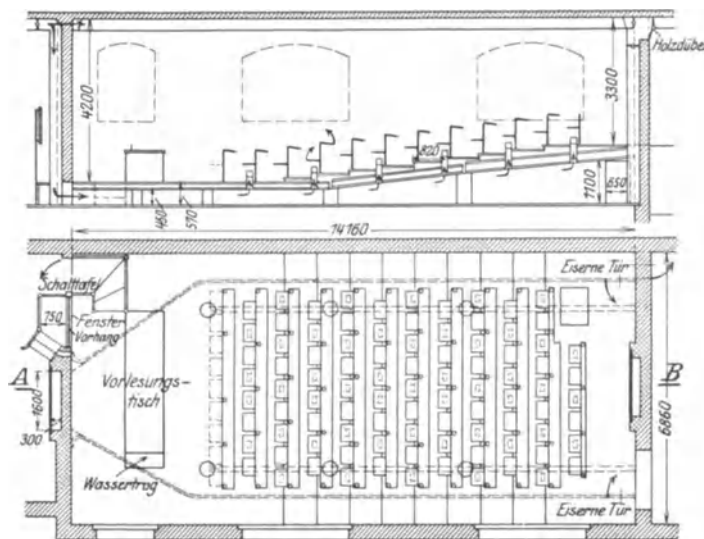


Abb. 260. Hörsaallüftung der Versuchsanstalt.

rechte Gitter anzubringen, da der Staub, der sich von Stiefeln abwetzt, auf diese Weise in die Zuluft- oder Abführkanäle 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. 260, welche die Einrichtung des Hörsaales der Versuchsanstalt darstellt.

In Theatern, Lichtspielhäusern und Hörsälen mit ansteigenden Bank-

reihen 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 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. 261 von unten nach oben, also im Sinne ihres natürlichen Auftriebes, den Raum durchstreichen ließ. Erst als man die Heizgase oben

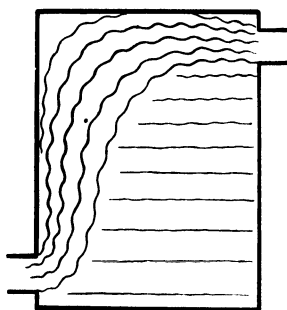


Abb. 261. Einführung warmer Luft unten.

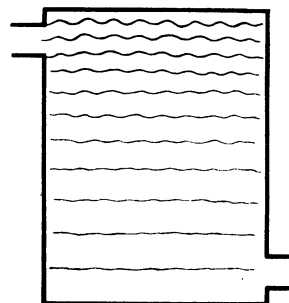


Abb. 262. Einführung warmer Luft oben.

unten anschoß, die Heizgase also entgegen ihrem natürlichen Auftrieb durch den Glühofen saugen ließ, erhielt man die gewünschte gleichmäßige Temperaturverteilung. Abb. 262 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 Raumlufte, so ist die Lüftung von oben nach unten anzuwenden, ist sie kälter als die Raumlufte, 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 Luftverderbnis 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 Vorzug zu geben. In der Tat gelang es, auf diese Weise in dem Hörsaal der Versuchsanstalt Abb. 260 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 Zugerscheinungen 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 Mittellagen vorzusehen.

9. Vermeidung von Zugerscheinungen.

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° 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° . 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. 129 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 Zugerscheinungen zu vermeiden, darf erstens die Zulufttemperatur nur wenige Grade unter Raumtemperatur gesenkt werden, und andererseits dürfen nur ganz geringe Einströmgeschwindigkeiten angewandt werden. (3° unter Raumtemperatur und $0,3$ m/sek 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. 132.)

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 Undichtigkeiten 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/sek 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. 102 behandelt, die Ventilatoren, die hier Exhaustoren (Sauger) genannt werden, sind bereits auf S. 124 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 etwaiges „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:

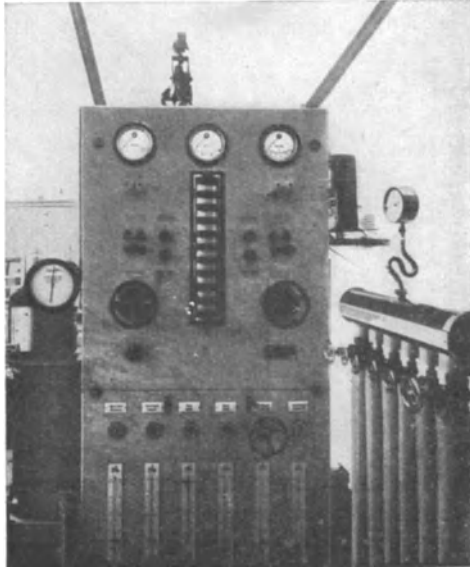


Abb. 263. Schalttafel der Lüftungsanlage des Hörsaales in der Versuchsanstalt.

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.

Als Beispiel sei in Abb. 263 die Schalttafel der bereits erwähnten Lüftungsanlage des Hörsaales der Versuchsanstalt dargestellt.

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 Betrieb 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 Kühlluft 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 Rauminnsassen noch weiter verschlechtert. Solch ungünstige Temperatur- und Feuchtigkeitsverhältnisse können zwar auch im Winter bei stark überfüllten Räumen eintreten. 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. 246 dargestellt, 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. 217 und 221 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 ausgiebiger Trocknung stark unterkühlt werden muß, ist eine nachträgliche Wiedererwärmung notwendig, weil sonst im Raum Zugbelästigungen entstehen würden. In vielen Fällen kann man die Frischluftanlage räumlich so anordnen, daß die Luftfilter und Nachwärmeheizkörper für Sommer und Winter gemeinsam sind, der Kühlkörper 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. 258 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. 130) 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. 150.) 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° C und 60 vH relativer Feuchtigkeit, im Winter bei 20° C 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 Tages- und Monatsschwankungen 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 ist¹), 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.

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

¹ Durchbrochene Abzugsklappen sind behördlich erlaubt.

Rauchmasse Anfang des 20. Jahrhunderts auf 6000 Zentner beziffert wird. So ist es ferner nicht verwunderlich, 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 Bebber).

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, Köln).

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 Atmungswege 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 verlorengeht. 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. 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. Der oben genannte 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 Muskelarbeit (Schneider, Feinmechaniker, Setzer); auch Gehen und Sprechen, wie Lehrer und Hausfrauen	2600—2800 „
3. Gruppe, mäßige Muskelarbeit (Schuhmacher, Buchbinder, Briefträger, Laboratoriumsarbeit, Ärzte) etwa	3000 „
4. Gruppe, stärkere Muskelarbeit (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.

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

Der Kraft- und Stoffwechsel einerseits, die Regulation der Wärmeabgabe andererseits ist der Grund für die Erhaltung der notwendigen Körpertemperatur.

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.

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:

Tabelle 4.

Lufttemperatur	kcal pro kg und Stunde
27,4°	30,8
19,5°	35,1
17,5°	35,2
15,9°	36
12,9°	39,1
11,8°	40,6

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 Rückenmarksdurchschneidung oder Vergiftung bleibt diese Steigerung aus.

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° C 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° Temperaturabnahme 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 niedrigeren 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. 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 Quecksilbergefäß 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 früher von 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 Methoden 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 $1,5\text{ cm}$ lang und $0,25\text{ cm}$ 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. Dagegen gestaltet sich die Kurve bei 12° Zimmertemperatur folgendermaßen:

Hautwärme nach Ablegen und Anlegen der Kleidung	
Rock, Weste, Hemd	31,1°
Weste, Hemd	30,8°
Hemd	30,3°
Nackt	27,9°

Die Bedeutung der Kleidung erhellt noch aus folgender Tabelle Rubners:

Tabelle 5.

Erwachsener Mann	Gemessene Temperaturen	
	bei 10°	bei 26° Luftwärme
Auf dem Rock	21,8°	28°
Zwischen Rock und Weste . . .	23,1°	28,8°
„ Weste und Leinenhemd	24,4°	29,3°
„ Leinen- und Wollhemd	25,2°	29,6°
„ Wollhemd und Haut .	32,7°	32,1°

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
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 Werte der 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			34,8		
Mittelbauch		} 35,1	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. Die Indifferenzzone¹ für den unbekleideten Körper liegt bei ca. 23°

¹ Unter Indifferenzzone versteht man diejenige Temperaturbreite, bei der gleichzeitig eine konstante optimale Hauttemperatur und Behaglichkeitsgefühl vorhanden sind.

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). 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 bedeckten 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 Körperinnentemperatur 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.

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 Heizungsingenieur 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

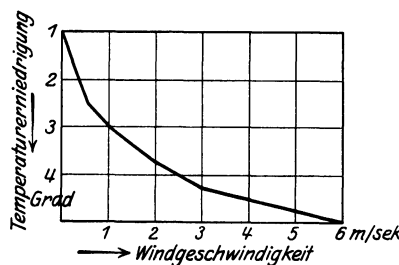


Abb. 264. Sinken der Haupttemperatur unter dem Einfluß des Windes. (Nach Lange.)

durch die Windstärke erst schneller, dann langsamer abnimmt (Abb. 264). 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/sek	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°

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 Homiotherm. 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.

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 umspunnen 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:

$$\left. \begin{array}{l} \text{für } v > 1 \text{ m/sek: } H = (0,13 + 0,47 \sqrt{v}) \cdot \Theta, \\ \text{für } v < 1 \text{ m/sek: } H = (0,20 + 0,40 \sqrt{v}) \cdot \Theta, \end{array} \right\} \text{ worin } \Theta = 36,5 - t.$$

Für ruhende feuchte Luft gilt nach Hill die Formel $H_1 - H = 0,085(F - f)^{\frac{4}{3}}$, 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)

$$\left. \begin{array}{l} \text{für } v > 1 \text{ m/sek: } H' = (0,1 + 1,1 \sqrt[3]{v}) \cdot \Theta', \\ \text{für } v < 1 \text{ m/sek: } H' = (0,35 + 0,85 \sqrt[3]{v}) \cdot \Theta', \end{array} \right\}$$

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 $H = (0,13 + 0,47 \sqrt{v}) \cdot \Theta$ bzw. $H = (0,20 + 0,40 \sqrt{v}) \cdot \Theta$ 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: Wärmehalt 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. 265 lehrt folgendes:

Wenn nach Angleichung der Versuchsperson an die Umgebung eine Fingertemperatur von 30°C 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. 265 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 $5,3 = 16,8^\circ \text{C}$ zu erwarten ist, nach 60 Minuten bei einem Katawert von $5,0 = 18^\circ \text{C}$ und nach 100 Minuten bei einem Katawert von $4,8 = 18,75^\circ \text{C}$. 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. 268) 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

$$H = \frac{F}{T} = 0,22 \Theta^{1,03}$$

erhalten.

einer bestimmten Lufttemperatur und Luftgeschwindigkeit eine bestimmte Stirntemperatur und ein bestimmter Katawert. Für verschiedene Versuchspersonen können kleine Abweichungen von diesen Werten beobachtet werden.

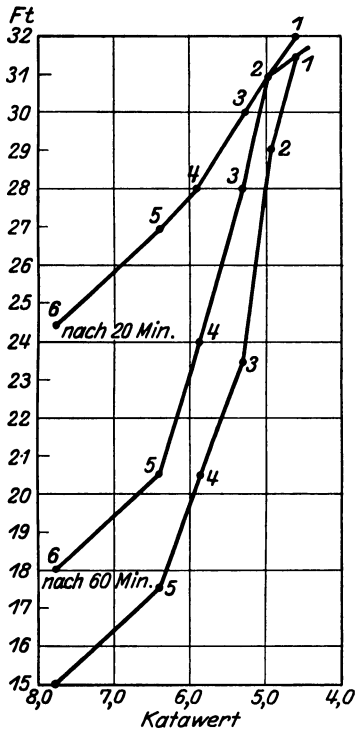


Abb. 265. Kurvenmäßige Darstellung der Fingertemperatur in ruhender Luft bei verschiedenem Katawert in Vormittagsversuchen (Versuchsperson Ft.) nach 20, 60 und 100 Minuten Versuchsdauer bei den Katawerten:

$x_1 = 4,6$	(Lufttemperatur $19,3^\circ \text{C}$),
$x_2 = 4,94$	(" " " $18,2^\circ \text{C}$),
$x_3 = 5,3$	(" " " $16,8^\circ \text{C}$),
$x_4 = 5,9$	(" " " $14,6^\circ \text{C}$),
$x_5 = 6,4$	(" " " $12,5^\circ \text{C}$),
$x_6 = 7,75$	(" " " $8,9^\circ \text{C}$).

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

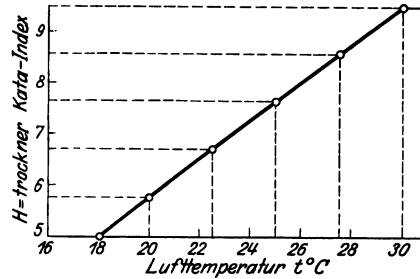


Abb. 266. Die zusammengehörigen Werte für Lufttemperatur und trockenen Kataindex für die Versuchsperson H. (Nach Heymann und Weiss.)

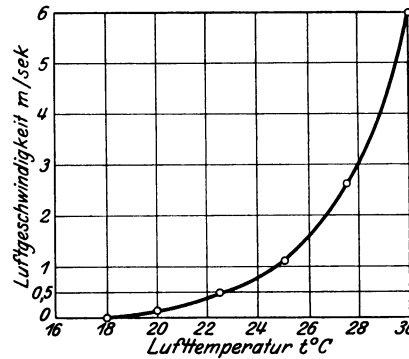


Abb. 267. Die zusammengehörigen Werte für Lufttemperatur und Windgeschwindigkeit für die Versuchsperson H. (Nach Heymann und Weiss.)

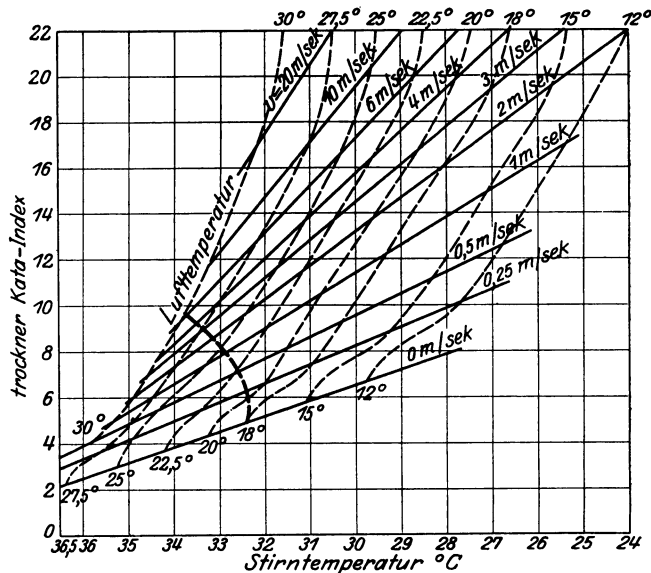


Abb. 268. Beziehung von Stirntemperatur und trockenem Katawert zu Lufttemperatur und -Feuchtigkeit. Versuchsperson P. (Nach Heymann und Weiss.)

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.

H. Die hygienischen Schäden mangelhafter Heizung, die individuelle Empfindlichkeit und Gewöhnung.

Wenngleich 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°C 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 Gasheizungssystemen 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 (Kranken Zimmer) 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.

Über die Zusammensetzung der Inspirations- und Expirationsluft in Volumprozenten orientiert nebenstehende Tabelle.

Tabelle 8.

	Inspirationsluft	Expirationsluft
Sauerstoff . . .	20,7	15,4
Stickstoff . . .	78,8	79,2
Kohlensäure ¹ . .	0,03—0,04	4,4
Wasserdampf ¹ . .	0,47	gesättigt

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.

¹ Mittlere Werte.

(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 $\frac{1}{3}$ 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		70,2
Lithograph	21,6		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
Spitirusglühlicht	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. Der Kohlensäuremaßstab zeigt mehrere Mängel. Einmal ist das Ventilationsquantum im Sommer größer als im Winter, zweitens geht die CO₂-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 m³ ohne Schaden leben kann, wenn nur die Lufterneuerung 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:

$$V = Q \frac{(1 + \alpha t)}{0,31(t - t_1)},$$

worin t_1 die Temperatur der zugeführten kühleren Luft, Q die Wärmezufuhr in Kalorien und α den Ausdehnungskoeffizienten der Luft — 0,31 die spezifische Wärme der Luft je Kubikmeter — bedeutet. 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 Wärmeaufspeicherung und Rückstrahlung der Wände und die Beeinflussung der Ablufttemperatur zahlenmäßig schwer erfassen kann. Auch berücksichtigt dieser Maßstab weder Feuchtigkeit noch Beimengungen schädlicher Gase. Mit gleichen oder ähnlichen Fehlern ist der Feuchtigkeits-, der Wärmeinhalts- 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 Zegerscheinungen 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 m³ 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. Herzkrankte 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 Flügges 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.

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 oder 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 Weltkriege 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 mit großem Luftwechsel 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), 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. 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 mitbringt¹. 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 Raumluft, 18° bis 25° C, und Feuchtigkeit, 60 bis 90 vH, erträgliche Ver-hältnisse 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 bezeich-net, 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 CO₂ treten bedrohliche Symptome, wie Benommenheit, Schweiß und eventuell Bewußtlosigkeit ein. Über 18 vH CO₂-Gehalt führt den Tod herbei.

Viel umstritten ist die Bedeutung der Riech- oder Ekelstoffe. Merkwürdig erscheint die Tatsache, daß Gerüche ekelerregend 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 Lüftungs-kommission 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 Ge-

¹ Lüftungsanlagen mit künstlicher Lufttrocknung können allerdings auch diesem Übelstand be-gegenen.

rüche ist 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 Gewerbebetrieben 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/sek, in letzter Zeit auch 1,5 m/sek 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/sek in eine Windgeschwindigkeit von 0,5 bis 0,85 m/sek umzuwandeln, so daß keine Zugbelästigung mehr resultiert. 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. Weitaus 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 Lüftungingenieur 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, 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 Kippfensterlüftung, der zweite bei Aufstellung von Heizkörpern an der Innenwand, der dritte bei starken Temperaturdifferenzen (Raum, Atmosphäre) und Windanfall 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 Krankheitserscheinungen 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 muß man annehmen, daß durch den Wärmeverlust die zellulären und humoralen unspezifischen und spezifischen Immunstoffe eine Verminderung erfahren, so daß am Orte des geringsten Widerstandes die Entzündung entstehen kann. 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/sek nicht überschreitet, was ja durch die bereits vorhandenen Anemostaten leicht möglich ist. Im Sommer dürfte 1,5 m/sek 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 besonders mit allen Schikanen gebauten 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° C und 24° C 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° C 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° C und frischer Luft mit 100 bezeichnet, so betrug die Leistung bei 20° C und ruhender Luft 91,1, bei 24° C und frischer Luft 85,2, bei 24° C 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.

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 untötlichen 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 cm²/sek und 20 Millikalorien pro 1 cm²/sek 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 vollerwärmter 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. 269—275). 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.

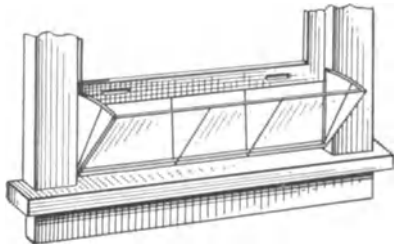


Abb. 269.

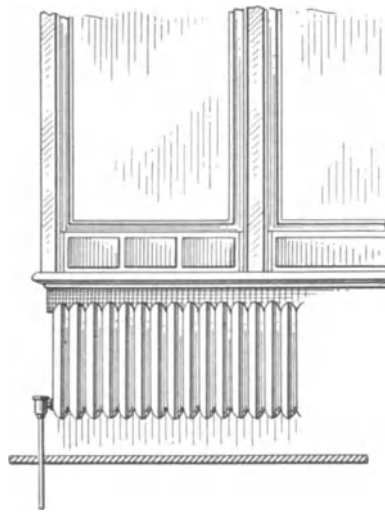


Abb. 270.

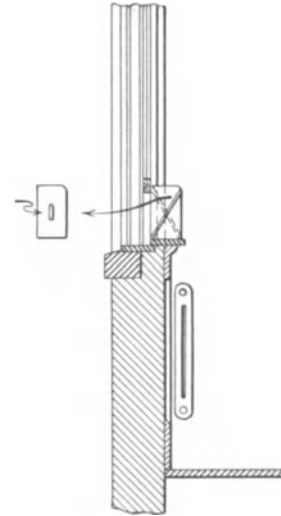


Abb. 271.

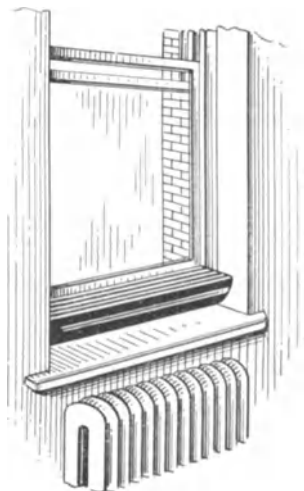


Abb. 272.

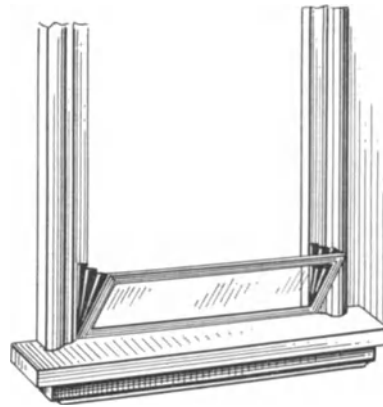


Abb. 273.

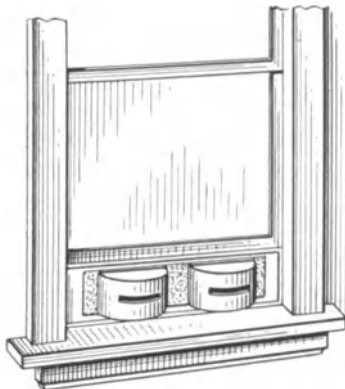


Abb. 274.

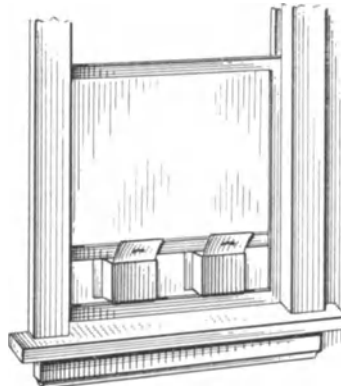


Abb. 275 a.

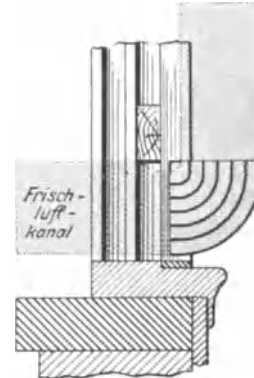


Abb. 275 b.

Abb. 269—275 b. Fensterdeflektoren.

An über 5000 Schülern wurden Vergleiche angestellt über Erkältungskrankheiten, welche teils zu Schulversäumnissen führten, teils den Schulbesuch noch gestatteten, und zwar bei 15° C und 46 vH relativer Feuchtigkeit, 18,9° bis 19,4° C 45 vH relativer Feuchtigkeit und 38 vH relativer Feuchtigkeit und schließlich 20° bis 20,6° C und 40 vH relativer Feuchtigkeit. Merkwürdigerweise lagen die höchsten Erkrankungsziffern bei 20° bis 20,6° C, feuchte Luft steigerte die Kränklichkeit (Tab. 11).

Tabelle 11. Einfluß des Ventilationstypus auf Erkrankungen der Atmungsorgane in amerikanischen Schulen.

Ventilationstyp	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 Abführkanälen.

Typ B = mäßig warme Schulräume mit Fensterlüftung und Abführkanälen.

Typ C = Räume mit Luftumwälzung und Abführkanälen.

Genauer geprüft wurde auch das Rezirkulationssystem, bei welchem die verbrauchte Luft maschinell abgeführt, gefiltert, gewaschen, desodoriert, 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 Behaglichkeitsgefühlens 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 Rezirkulationssystem bei Temperaturen von 13,3° C und 30 vH relativer Feuchtigkeit (andere Versuche wurden bei 18,3° C und 70 vH relativer Feuchtigkeit angestellt) erzielt wurden, den Schluß zieht, daß für Schulen 13° bis 15° C die Idealtemperatur wenigstens bei dem Rezirkulationssystem 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° C halten kann. Vorläufig ist das Problem der Geruchsbeseitigung bei diesem System durch ein anerkanntes und im großen erprobtes Verfahren noch ungelöst. Schwer in die Wagschale fällt dabei die Feststellung der Kommission, daß verbrauchte unangenehm riechende Luft bei Kindern eine Appetitverminderung herbeiführt, wodurch die mangelhafte körperliche Entwicklung vieler Schulkinder erklärt wird. In großen Gebäuden arbeitet das Rezirkulationssystem 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.

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 Erkelentz: 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 Wärmeeinheit vom 7. August 1924“¹.

Bei der Entscheidung, ob „Kilokalorie“ oder „Wärmeeinheit“ 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 „Wärmeeinheit“ 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)
$Q_{m,h}$	= 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	= Wärmeleitfähigkeit	(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)
$p_2 - p_1$	= $R =$ 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 als eben gedachten Wand,

F die Größe der Wand,

Q_h die in der Stunde durch die Wand hindurchgehende Wärme.

Für die beiden Wärmeübergänge gelten die Gleichungen

$$Q_h = \alpha_i F \cdot (t_i - \Theta_i)$$

und

$$Q_h = \alpha_a F \cdot (\Theta_a - t_a).$$

Die Wärme ist also proportional der Größe F der Wand 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 Wärme ist also proportional der Größe F der Wand 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).

$$\begin{array}{l} Q_h = \alpha_i \cdot F \cdot (t_i - \Theta_i) \\ Q_h = \frac{\lambda}{\delta} \cdot F \cdot (\Theta_i - \Theta_a) \\ Q_h = \alpha_a \cdot F \cdot (\Theta_a - t_a) \end{array} \left\| \begin{array}{l} t_i - \Theta_i = \frac{Q_h}{F} \cdot \frac{1}{\alpha_i} \\ \Theta_i - \Theta_a = \frac{Q_h}{F} \cdot \frac{\delta}{\lambda} \\ \Theta_a - t_a = \frac{Q_h}{F} \cdot \frac{1}{\alpha_a} \\ \hline t_i - t_a = \frac{Q_h}{F} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_a} \right) \end{array} \right.$$

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

$$Q_h = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_a}} \cdot F \cdot (t_i - t_a) = k \cdot F \cdot (t_i - t_a). \tag{1}$$

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 Wärmeleitfähigkeit 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 6, S. 264, setzen.

Zuschlagfreier Wärmeverlust und Zuschläge.

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				
„ „ Anheizen nach Betriebspausen und Hochheizen nach Betriebseinschrän- kungen				

Zur Durchführung dieser Rechnung bedient man sich zweckmäßigerweise eines Formblattes, dessen Einteilung auf S. 173 dargestellt ist.

B. Gliederung der Aufgabe.

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 Ermittlung des Wärmebedarfes für eine geplante Heizungsanlage ist in zwei Stufen durchzuführen, nämlich

- a) Festsetzung der Unterlagen für die Rechnung,
- b) Durchführung der Rechnung.

Zu a. Für die Festsetzung der Unterlagen, also für die Anforderungen, die an die Heizung zu stellen sind, geben die Regeln im Abschnitt C die Mindestanforderungen, welche bei den Vereinbarungen mit dem Auftraggeber zugrunde zu legen sind.

¹ Erschienen im Selbstverlag des Verbandes der Centralheizungs-Industrie E. V. Berlin W 9, Linkstr. 29. (Neuaufgabe in Bearbeitung.)

Bei diesen Vereinbarungen sind auch diejenigen ungünstigen Umstände festzustellen, welche gegebenenfalls ein Überschreiten dieser Mindestforderungen notwendig machen.

Zu b. Für die Durchführung der Rechnung selbst geben die Regeln im Abschnitt D einen genau vorgezeichneten Rechnungsgang, für dessen richtige Einhaltung die Lieferfirma allein verantwortlich ist.

C. Unterlagen für die Berechnung.

1. Angaben über die tiefste Außentemperatur.

Als tiefste Außentemperatur ist dabei 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. In weitaus den meisten Fällen kann zudem eine vorübergehende Absenkung der Raumtemperaturen um 1—3° in Kauf genommen werden (Ausnahmen s. später).

Bei den starken klimatischen Verschiedenheiten innerhalb des Deutschen Reiches ist es nicht möglich, mit einer einheitlichen Temperatur im ganzen Reich zu rechnen. Als niedrigste der Berechnung zugrunde zu legende Außentemperatur schreiben die Regeln vor:

- a) für die meisten Gegenden des Reiches — 15°
- b) für Orte in mehr als 500 m Höhe über dem Meere, sowie für einzelne besonders kalte Orte des rechtsrheinischen Bayerns (mit Ausnahme von Unterfranken), Oberschlesiens, Posens, Ost- und Westpreußens und im östlichen Pommern — 20°
- c) für geschützt liegende Orte der Flußgebiete der Maaß, des Rheines und seiner Nebenflüsse südlich von Bonn (mit Ausnahme des Maingebietes oberhalb Schweinfurt), ferner in Schleswig-Holstein und im Gebiete der Nordseeküste — 10°

Bei Räumen, in welchen unter keinen Umständen, also auch nicht vorübergehend, eine Absenkung der Raumtemperatur eintreten darf, wie z. B. bei Operationsräumen, sind die obigen Temperaturen um 5° zu erniedrigen.

2. Angaben über das Gebäude.

Erstens müssen die Grundrisse und Schnitte des Gebäudes vorliegen. Dann muß die Bauweise der Wände und Dächer, die Ausführung der Fenster (Doppel-, Einfach-Fenster), der Außentüren (mit oder ohne Windschutz) hinreichend gekennzeichnet sein. Ferner muß angegeben sein, ob die Heizkörper in Fensternischen oder an Innenwänden anzuordnen sind und ob sie mit oder ohne Verkleidung aufgestellt werden sollen.

Außenwände bewohnter Räume sollten so beschaffen sein, daß ihre Wärmedurchgangszahlen niemals größer als 1,4 sind (also 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.

3. Angaben über die Lage des Gebäudes,

und zwar Angaben über die Himmelsrichtung und Angaben über die Lage des Gebäudes in bezug auf Windzutritt.

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 drei Fälle:

- a) normale Lage, z. B. im Innern von Städten bei geschlossener Bauweise,
- b) ungünstige Lage, z. B. Außenflächen, denen in einem Abstand von 40 m keine Erhebungen mindestens gleicher Höhe (Häuser, Hügel, Wälder usw.) gegenüberstehen,
- c) außergewöhnlich ungünstige Lage, z. B. ungeschützte Lage auf freien Erhebungen, an Flüssen und Seen.

4. Angaben über die Innentemperatur.

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 höhere Temperaturen vorgeschrieben werden, sind die in Zahlentafel 1 angegebenen Werte der Rechnung zugrunde zu legen.

5. Angaben über die Benutzungsdauer der Räume und über die Betriebsweise der Heizung.

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.

Man unterscheidet 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 Nutzungszeiten zur Betriebsweise II oder III zwingen und 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.

Für die Berechnung des Wärmebedarfes von außergewöhnlich großen Räumen mit sehr langen Betriebsunterbrechungen und kurzen Benutzungszeiten (Kirchenheizung) ist auf S. 171 ein besonderes Berechnungsverfahren angegeben.

D. Durchführung der Rechnung.

Liegen die im vorstehenden Abschnitt zusammengestellten Unterlagen vor, so kann die Berechnung des Wärmebedarfes mittels der nachstehenden Gleichung durchgeführt werden:

$$Q_h = \Sigma k \cdot F \cdot (t_i - t_a) + \text{Zuschläge.} \quad (2)$$

1. Wärmedurchgangszahlen.

Die Werte der Wärmedurchgangszahlen befinden sich auf S. 265 und f., und zwar enthält:

- Zahlentafel 7/I: k -Werte für Normalwände,
- Zahlentafel 7/II: k -Werte für Isolierwände,
- Zahlentafel 7/III: k -Werte für Dächer,
- Zahlentafel 7/IV: k -Werte für Decken- und Fußbodenkonstruktionen,
- Zahlentafel 7/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 7/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 7/V: Türen, Fenster und Oberlichte.

In dieser Zahlentafel sind zwei Spalten für die Wärmedurchgangszahlen angegeben.

Spalte 1 gilt für Türen, Fenster und Oberlichte mit vollständig abgedichteten Fugen, also z. B. für eingemauerte Fenster oder für Türen, 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. 165) 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.

2. 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 dünne Wand der Fensterbrüstung ist zu berücksichtigen, sobald ihr Anteil 20 vH der reinen Außenmauerfläche überschreitet; sie ist stets zu berücksichtigen, wenn Heizkörper davor aufgestellt sind.

Die Längen- und Flächenmaße in m bzw. m² können auf eine Stelle hinter dem Komma abgerundet werden.

Zur Kennzeichnung der einzelnen Abkühlungselemente sind folgende Abkürzungen üblich:

EF Einfachfenster,	IW Innenwand,
DF Doppelfenster,	AW Außenwand,
FBr. Fensterbrüstung,	FB Fußboden,
IT Innentür,	D Decke,
AT Außentür,	EO Einfaches Oberlicht,
BT Balkontür mit Glasfüllung,	DO Doppeltes Oberlicht.

3. Innentemperaturen t_i .

Wenn nicht von dem Auftraggeber höhere Temperaturen verlangt werden, so sind für Innenräume die in Zahlentafel 1 angegebenen Werte anzunehmen.

4. Temperatur t_a .

a) Temperatur im Freien.

Entsprechend den Ausführungen auf S. 167 ist für die Außentemperatur t_a je nach der Gegend der Wert -10° , -15° , -20° einzusetzen.

b) Temperatur ungeheizter Nebenräume.

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, kann von derselben meist abgesehen werden. Es sind dann je nach der Außentemperatur der betreffenden Gegend für die Temperatur der angrenzenden ungeheizten Nebenräume die Werte der Zahlentafel 3 zugrunde zu legen.

5. Zuschläge zur Wärmebedarfsberechnung.

Die Zuschläge sind für die einzelnen Teile der Außenflächen gesondert zu berechnen. Treffen für eine Teilfläche mehrere einen Zuschlag erfordernde Umstände zusammen, so sind die Prozentzahlen zu addieren. Die Werte für die Zuschläge sind der Zahlentafel 8 zu entnehmen.

Bemerkungen für die Anheizzuschläge.

Betriebsweise:

- I: Ununterbrochener Betrieb mit Betriebseinschränkung bei Nacht.
- II: 9- bis 11stündige Betriebspause.
- III: 12- bis 15stündige Betriebspause.

Für den Anheizvorgang kommt es wesentlich auf das Material der inneren Wandoberfläche an. Für Wände mit außenliegender oder in Wandmitte angeordneter Isolierung ist der Anheizzuschlag dem Material der inneren Wandschicht entsprechend zu wählen. Bei Innenisolierung ist daher nach Nr. 7 der Zahlentafel 8 e der Anheizzuschlag erheblich geringer. In gleicher Weise bestimmt z. B. bei Wänden aus Beton oder Natursteinen mit innerer Ausmauerung die Ausmauerung den Anheizzuschlag.

E. Sonderfälle.**1. Räume mit künstlicher Lüftung.**

Ist für einen Raum 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 solch 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 Rietchel 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 kann die erforderliche stündliche Wärmemenge gesetzt werden:

$$Q_h = \frac{Fk(t_R - t_0)}{2} + F_1 \left(23 + \frac{5(t_R - t_1)}{z} \right). \quad (3)$$

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 zu setzen:

$$Q_h = \frac{Fk(t_R - t_0)}{2} + F_1 \left(40 + \frac{10(t_R - t_1)}{z} \right). \quad (4)$$

In den Ausdrücken 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° 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 sachverständigen Anlage nicht allein innerhalb der bedungenen Zeit die geforderten Wärmegrade erzielt, sondern auch Zugerscheinungen möglichst vermieden werden müssen, ist es wünschenswert, den Beharrungszustand der Erwärmung der Raumluft möglichst rasch zu erzielen, 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.

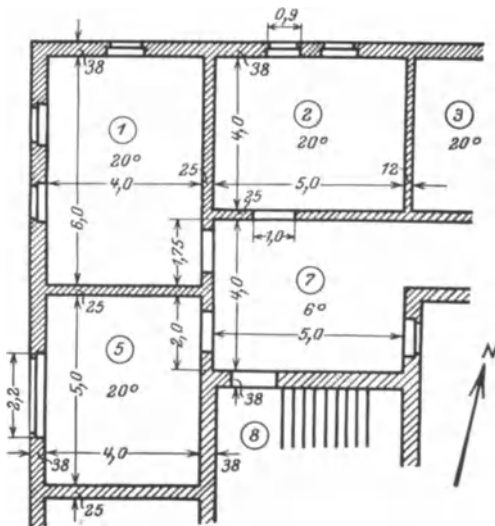


Abb. 276. Grundriß zu Beispiel 1.

Beispiel 1. Für die Räume 1 und 2 des in Abb. 276 dargestellten Grundrisses ist der Wärmebedarf zu ermitteln. Hierbei ist von nachstehenden Annahmen auszugehen:

Über den dargestellten Räumen liegen Lagerräume mit $+12^\circ$ 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, beidseits verputzt (Zahlentafel 7/I, Nr. 2 u. 3).

Überall Doppelfenster (Zahlentafel 7/IX, Nr. 9).
Decke und Fußboden nach Zahlentafel 7/VIII, Nr. 6.

Es wird angenommen, daß nur für die Westseite mit ungünstigen Windverhältnissen (2. Grad) zu rechnen ist.

Bezüglich der Betriebsunterbrechung wird nur Betriebseinschränkung bei Nacht angenommen. (Betriebsweise I.)

Alles andere, auch die Lage nach den Himmelsrichtungen, geht aus Abb. 276 hervor.

Die Lösung der Aufgabe ist nachstehend mit Benützung des Formblattes durchgeführt.

Berechnung des stündlichen Wärmebedarfs.

1. Nr.	2. Raum				3. Abkühlungsfläche								4. Stärke der Wand m	5. Wärmedurchgangszahl kcal/m ² , h, °C			6. Temperatur in °C			7. Wärmedurchgang in kcal/h ohne Zuschläge			8. Zuschläge in vH für					9. Zuschlagfaktor	10. Gesamtwärmebedarf in kcal/h	11. Bemerkungen																							
	a	b	c	d	e	f	g	h	a	b	c	a		b	c	a	b	c	a	b	c	d	e																														
1	Wohnzimmer	6,0	4,0	3,5	84,0	D.F.	N.	0,9	2,0	1,8	1	1,8	1,8	3,5	20	-15	35	220	10	-	25	-	-	-	1,35	297																											
																												A.W.	N.	4,0	3,8	15,2	1	1,8	13,4	0,38	1,34	20	-15	35	628	10	-	25	-	-	-	1,25	785				
																												D.F.	W.	0,9	2,0	1,8	2	3,6	3,6	-	3,5	20	-15	35	441	5	25	-	-	-	-	-	-	1,55	683		
																												A.W.	W.	6,0	3,8	22,8	1	3,6	19,2	0,38	1,34	20	-15	35	900	5	5	-	-	-	-	-	-	-	1,25	1125	
																												J.T.	-	1,0	2,0	2,0	1	-	2,0	-	3,0	20	+6	14	84	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1,00	84	
																												J.W.	-	1,75	3,8	6,7	1	2,0	4,7	0,25	1,33	20	+6	14	88	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1,15	101	
2	Schlafzimmer	5,0	4,0	3,5	70,0	D.F.	N.	0,9	2,0	1,8	2	3,6	3,6	3,5	20	-15	35	440	10	-	-	-	-	-	-	1,10	484																										
																													A.W.	N.	5,0	3,8	19,0	1	3,6	15,4	0,38	1,34	20	-15	35	722	10	-	-	-	-	-	-	1,25	903		
																													J.T.	-	1,0	2,0	2,0	1	-	2,0	-	3,0	20	+6	14	84	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1,00	84
																													J.W.	-	5,0	3,8	19,0	1	2,0	17,0	0,25	1,33	20	+6	14	317	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1,15	364
																													F.B.	-	5,0	4,0	20,0	1	-	20,0	-	0,53	20	+0	20	212	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1,02	216
																													D.	-	5,0	4,0	20,0	1	-	20,0	-	0,58	20	+12	8	93	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1,02	95
																							3447	2146																													

F. 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 Wärmebedarfswerte 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 Wärmebedarfswerte 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.

G. Bestimmung der Wärmeverluste 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
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 „ 1 464 000
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

¹ Uber: Bau- und Betriebstechnisches für Zentralheizungen in preußischen Staatsgebäuden. Berlin: Ernst & Sohn 1915. — Uber: Bau- und Betriebstechnisches für Zentralheizungen. Berlin: Ernst & Sohn 1916.

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 Wärmebedarf, bezogen auf	
			1 m ³ beheizten Raum	1 m ³ umbauten 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

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

$$Q_h = k \cdot F \cdot (t_1 - t_2) \tag{1}$$

mit der Gleichung für k :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}$$

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 ungefährender 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 9 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 Tabelle 9 für Niederdruckdampfheizkörper sind bei einem Unterschied von 80° 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 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 695 mm und der zugehörige Nabenabstand 624 mm.

Nach S. 268, Zahlentafel 9, gehört zu dieser Bauhöhe eine Wärmedurchgangszahl von etwa $k = 8,3$.

Die Temperaturdifferenz zwischen Dampf und Raumluft ist 100 — 20 = 80° C.

Nach Gleichung (1) ist dann die erforderliche Heizfläche

$$F = \frac{2000}{8,3 \cdot 80} = 3,0 \text{ m}^2.$$

Heizfläche eines Gliedes: 0,23 m² (nach Firmenkatalog).

Zahl der Glieder: 3,0 : 0,23 = 13 Glieder.

Baulänge eines Gliedes: 50 mm (nach Firmenkatalog).

Länge des Heizkörpers: 13 · 50 = 650 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.

Bei dem Entwurf einer Heizungsanlage empfiehlt es sich nicht, eine höhere Eintrittstemperatur als 90° C am Heizkörper anzunehmen. Wenn irgend möglich, sollte man unter dieser Grenze bleiben und nur mit etwa 80° C rechnen.

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 festgehaltener 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, und dies führt zu einem teuren Rohrnetz.

Umgekehrt führt ein niedriger Wert der Austrittstemperatur auf teure Heizkörper und billige Rohrnetze.

Man wird darum bei weitverzweigten Anlagen — lange Rohrstrecken und wenig Heizkörper — die Temperaturabsenkung sehr groß wählen und umgekehrt bei dichtgedrängten Anlagen — kurze Rohrstrecken und viel Heizkörper — die Temperaturabsenkung sehr klein wählen. Als Mittelwert kann eine Absenkung um 20° gelten.

Die k -Werte der Zahlentafel 9 sind bei einem Unterschied von etwa 60° zwischen mittlerer Heizkörpertemperatur und Raumtemperatur gefunden.

Beispiel 3. Für eine Warmwasserheizung ist ein dreisäuliger Leichtradiator mit 2000 kcal stündlicher Wärmeabgabe zu berechnen. Die Raumverhältnisse in der Fensternische sind dieselben wie im Zahlenbeispiel oben.

Lösung. Zu einem Heizkörper mit 624 mm Nabenabstand gehört nach S. 168, Zahlentafel 9, bei Warmwasser eine Wärmedurchgangszahl von etwa $k=7,2$.

Die mittlere Temperaturdifferenz zwischen Wasser und Raumluft errechnet sich unter Annahme einer Vorlauftemperatur von 85°C und einer Rücklauftemperatur von 65°C zu

$$\frac{85 - 65}{2} - 20 = 55^\circ\text{C}.$$

Nach Gleichung (1) ist dann die erforderliche Heizfläche

$$F = \frac{2000}{7,2 \cdot 55} = 5,1 \text{ m}^2.$$

Heizfläche eines Gliedes = $0,23 \text{ m}^2$ (nach Firmenkatalog).

Zahl der Glieder = $\frac{5,1}{0,23} = 22$.

Baulänge eines Gliedes: 50 mm (nach Firmenkatalog).

Länge des Heizkörpers: $22 \cdot 50 = 1100 \text{ mm}$.

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 „ „ „ E ,
 „ Austrittstemperatur „ „ „ A

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:

$$\begin{aligned} Q_h &= G_1 \cdot c_1 \cdot (t_{1E} - t_{1A}) \\ Q_h &= G_2 \cdot c_2 \cdot (t_{2E} - t_{2A}). \end{aligned} \quad (5)$$

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

$$\frac{t_{1E} - t_{1A}}{t_{2E} - t_{2A}} = \frac{G_2 \cdot c_2}{G_1 \cdot c_1}, \quad (5a)$$

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 der letztgeschriebenen Gleichung 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 der-

jenige der kälteren Flüssigkeit größer ist. Abb. 277 a—d gibt 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. 277 in ein Schaubild ein, wobei man nur zu beachten hat, ob Gleich- oder Gegenstrom vorliegt (s. Abb. 277 oder 279). 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

$$\Delta_m = \Delta_g \cdot \frac{1 - \frac{\Delta_k}{\Delta_g}}{\ln \frac{\Delta_g}{\Delta_k}} = \Delta_g \cdot f\left(\frac{\Delta_k}{\Delta_g}\right). \quad (6)$$

Der Verlauf dieser Funktion ist in Abb. 278 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

$$\Delta_m = \frac{t_{1E} + t_{1A}}{2} - \frac{t_{2E} + t_{2A}}{2}. \quad (7)$$

Der Näherungswert für $\frac{\Delta_m}{\Delta_g}$, der dieser Gleichung entspricht, ist in Abb. 278 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.

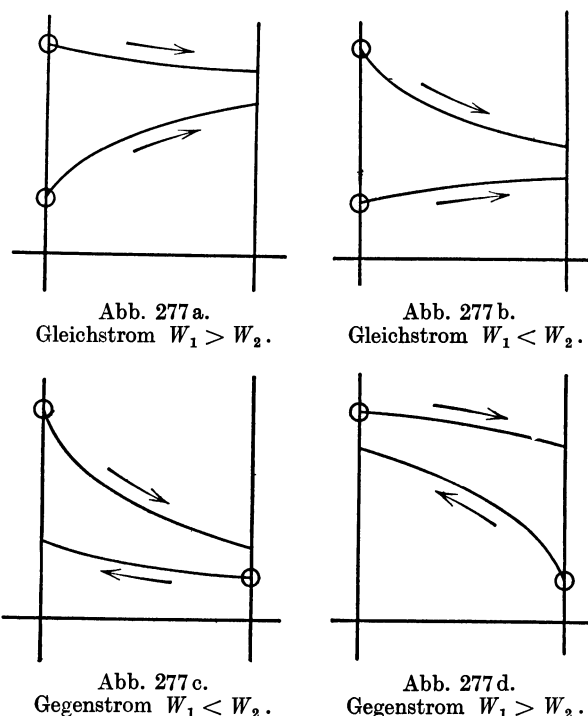


Abb. 277 a.
Gleichstrom $W_1 > W_2$.

Abb. 277 b.
Gleichstrom $W_1 < W_2$.

Abb. 277 c.
Gegenstrom $W_1 < W_2$.

Abb. 277 d.
Gegenstrom $W_1 > W_2$.

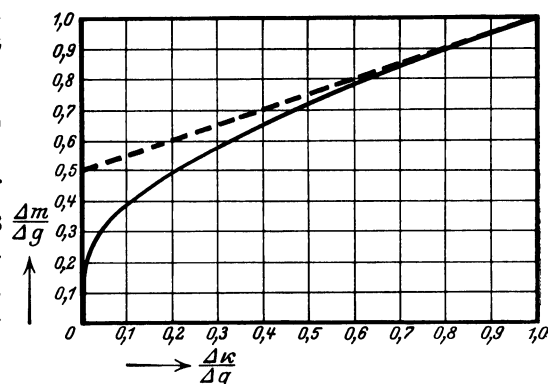


Abb. 278. Abbildung der Gleichung (7).

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 · Grad] 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

$$Q_2 = 10000 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot (t_{2A} - 10).$$

Da $Q_2 = Q_1$ sein muß, errechnet sich die Austrittstemperatur des Kühlwassers zu

$$t_{2A} = 10 + \frac{160000}{10000} = 26^\circ.$$

2. Bestimmung der mittleren Temperaturdifferenz Δ_m : Durch Herstellung einer Zeichnung gemäß Abb. 279 oder auch nur durch eine kurze Überlegung findet man für Gegenstrom

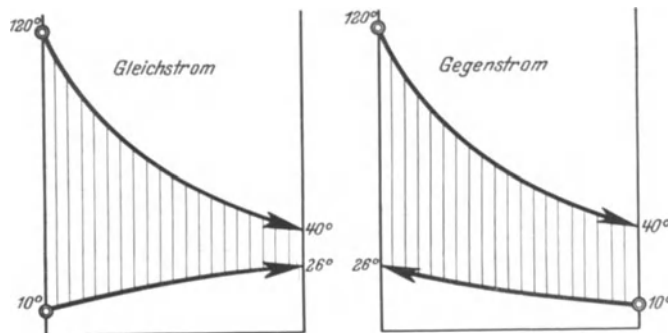


Abb. 279. Temperaturverlauf bei Gleich- und Gegenstrom.

$$\Delta_k = 30^\circ \quad \text{und} \quad \Delta_g = 94^\circ.$$

Daraus

$$\frac{\Delta_k}{\Delta_g} = \frac{30}{94} = 0,32$$

und aus Abb. 278

$$\frac{\Delta_m}{\Delta_g} = 0,60.$$

Endlich ergibt sich:

$$\Delta_m = \Delta_g \cdot 0,60 = 56,5^\circ.$$

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

$$F = \frac{Q_h}{k \cdot \Delta_m} = \frac{140000}{1000 \cdot 56,5} = 2,5 \text{ m}^2.$$

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 $\text{kcal/m}^2 \text{ h}$ 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. Als oberer wirtschaftlicher Grenzwert für den Dauerbetrieb können die nachstehenden Werte gelten, welche den Regeln des Verbandes der Zentralheizungsindustrie entnommen sind:

Kesselbauart	Belastung in $\text{kcal/m}^2 \text{ h}$	
	für Wasser	für Dampf
1. Kessel ohne Feuerzüge.	12000	10000
2. Kessel mit steigenden Feuerzügen.	10000	9000
3. Kessel mit fallenden oder mit steigenden und fallenden Feuerzügen	8000	7000

Die notwendige Heizfläche errechnet sich dann einfach durch Dividieren der erforderlichen Wärmeleistung mit der zulässigen Belastung der Kesselheizfläche. Als erforderliche Wärme gilt hierbei der stündliche Wärmebedarf des Gebäudes, vermehrt um den stündlichen Wärmeverlust des Kessels selbst und vor allem der Rohrleitungen. Dieser zusätzliche Wärmeverlust ist bei Fernleitungen genau zu

berechnen. Bei Gebäudeheizungen kann dieser Verlust durch einen prozentualen Zuschlag ($a\%$) berücksichtigt werden. Man wähle:

für Anlagen, bei welchen die Rohrleitungen geschützt (Steigestränge an den Innenwänden, Verteilungsleitungen in warmen Kellerräumen) liegen und 20 mm Wärmeschutzumhüllung haben $a = 5$ vH

für Anlagen, bei welchen die Rohrleitungen weniger geschützt (Steigestränge an den Außenwänden, Verteilungsleitungen in kalten Kellerräumen) liegen und 20 mm Wärmeschutzumhüllung haben $a = 10$ vH

für Anlagen, die besonders ungünstig liegende und weitverzweigte Rohrleitungen (Steigestränge in Mauerschlitzen der Außenwände, Verteilung im kalten Dachgeschoß) und 20 mm Wärmeschutzumhüllung haben $a = 15$ vH

Die Berechnung der Kesselheizfläche ist verschieden je nach der Betriebsweise der Heizungsanlage (vgl. Fall I bis III auf S. 168). Für den häufigst vorkommenden Fall I genügt die einfache Gleichung

$$F = (1 + a) \cdot \frac{Q_h + Z}{K} \tag{8}$$

in welcher ($Q_h + Z$) das Ergebnis der Wärmebedarfsberechnung unter Annahme der Anheizzuschläge nach Fall I bedeutet.

Für die Sonderfälle, welche durch die Spalten II und III gekennzeichnet sind, also für jene Fälle, bei denen auch bei tiefster Außentemperatur Betriebsunterbrechung und ein rasches Hochheizen in 3 Stunden verlangt wird, gilt eine andere Berechnungsweise. Während des Hochheizens hat der Kessel auch noch diejenigen Wärmemengen zu liefern, die notwendig sind, um die Eisenteile der Anlage sowie bei Warmwasserheizung auch die Wasserfüllung wiederum auf Betriebstemperatur zu bringen. Es ist zulässig, während dieser relativ kurzen Anheizzeit den Kessel vorübergehend mit etwas geringerem Wirkungsgrad zu betreiben, also mit etwas höherer Heizflächenbelastung zu arbeiten. Im Mittel kann man die Werte der Tabelle S. 180 um etwa 20 vH überschreiten, also für den Anheizvorgang mit $1,2 K$ als Heizflächenbelastung rechnen.

Es sollen bedeuten:

- A den Wasserinhalt der Anlage in Litern,
- B das Eisengewicht der Anlage in Kilogramm,
- 0,12 die spez. Wärme des Eisens,
- t_1 die mittlere Heizwassertemperatur bei normalem Betrieb in °C,
- t_2 die Temperatur, bis zu der sich die Anlage während der Betriebsunterbrechung abkühlt, in °C.

Mit diesen Bezeichnungen gilt dann für die Kesselheizfläche die Gleichung:

$$F = (1 + a) \cdot \frac{(Q_h + Z) \cdot z + (A + 0,12B) \cdot (t_1 - t_2)}{1,2 \cdot K \cdot z} \tag{9}$$

Bei Überschlagsrechnungen können für A und B die in der nachfolgenden Zusammenstellung enthaltenen Werte benutzt werden, welche für Radiatoren älterer und neuerer Bauart und für die Rohrleitung die Wasserinhalte und Eisengewichte in Kilogramm, bezogen auf 1 m^2 Radiatorenheizfläche, angeben.

	Kleinwasserraum-Radiatoren	Radiatoren älterer Bauart	Rohrleitung
Wasser in kg/m^2	4—6	8—10	4
Eisen in kg/m^2	26—32	34—40	9

Beispiel 5. Die Kesselgrößen einer Heizanlage sind für Betriebsweise II zu bestimmen:

Fall a) bei Verwendung von Kleinwasserraum-Radiatoren,

Fall b) bei Verwendung von Radiatoren älterer Bauart.

Angaben für die Rechnung.

Wärmeverluste einschl. Anheizzuschläge für Betriebsweise II $Q_h + Z = 575\,000$ kcal/h bei -15°C

Anheizzeit $z = 3$ h.

Kesselbelastung im Dauerbetrieb $K = 8000$ kcal/m² h

Kesselbelastung während des Anheizens $1,2K \approx 10\,000$ kcal/m² h

Wasserinhalt der Radiatoren $\left\{ \begin{array}{l} \text{für Fall a)} \\ \text{„ „ b)} \end{array} \right.$ = 5 kg/m²

Wasserinhalt der Radiatoren $\left\{ \begin{array}{l} \text{für Fall a)} \\ \text{„ „ b)} \end{array} \right.$ = 9 „

Eisengewicht der Radiatoren $\left\{ \begin{array}{l} \text{für Fall a)} \\ \text{„ „ b)} \end{array} \right.$ = 27 „

Eisengewicht der Radiatoren $\left\{ \begin{array}{l} \text{für Fall a)} \\ \text{„ „ b)} \end{array} \right.$ = 38 „

Radiatorenheizfläche für Fall a) und b) = 1250 m²

Der Zuschlag a für Wärmeverluste der Rohrleitungen betrage . 10 vH.

Lösung. Nach Gleichung (9) errechnet sich die Kesselheizfläche zu

$$F = (1 + a) \cdot \frac{(Q_h + Z)z + (A + 0,12B) \cdot (t_1 - t_2)}{1,2 \cdot K \cdot z}$$

Die Temperatur, auf welche sich die Anlage abkühlt, wird bei Kleinwasserraum-Radiatoren wegen ihrer geringeren Speicherefähigkeit etwas tiefer als bei den älteren Radiatoren liegen. Es werde geschätzt:

Fall a) $t_2 = 25^\circ\text{C}$,

Fall b) $t_2 = 30^\circ\text{C}$.

Die Berechnung von F ist in der folgenden Zahlentafel für beide Fälle nebeneinander durchgeführt.

	Dimen- sion	Kleinwasserraum- Radiatoren	Radiatoren älterer Bauart
Wärmeverluste einschl. Anheizzuschläge $Q_h + Z$	kcal/h	575000	575000
Anheizzeit z	h	3	3
Radiatorenheizfläche	m ²	1250	1250
Wasserinhalt der Radiatoren	kg	$1250 \cdot 5 = 6250$	$1250 \cdot 9 = 11250$
Wasserinhalt der Rohrleitung	kg	$1250 \cdot 4 = 5000$	$1250 \cdot 4 = 5000$
Wasserinhalt A der Anlage	kg	11250	16250
Eisengewicht der Radiatoren	kg	$1250 \cdot 27 = 33750$	$1250 \cdot 38 = 47500$
Eisengewicht der Rohrleitung	kg	$1250 \cdot 9 = 11250$	$1250 \cdot 9 = 11250$
Eisengewicht B der Anlage	kg	45000	58750
Temperaturunterschied $t_1 - t_2$	$^\circ\text{C}$	$80 - 25 = 55$	$80 - 30 = 50$
$(Q_h + Z) \cdot z$	kcal	1725000	1725000
$(A + 0,12B) \cdot (t_1 - t_2)$	kcal	915750	1165000
$(Q_h + Z) \cdot z + (A + 0,12B) \cdot (t_1 - t_2)$	kcal	2640750	2890000
$1,2 K z$	kcal/m ²	30000	30000
Kesselheizfläche F	m ²	≈ 97	≈ 106

Nach vorstehender Rechnung ist die Kesselheizfläche für den Fall a) um etwa 8,5 vH geringer als für den Fall b). Hierin spricht sich die geringere Trägheit einer Anlage mit Kleinwasserraum-Radiatoren aus.

III. Berechnungen von Rohrisolierungen.

A. Allgemeines.

Der Wärmeverlust eines isolierten Rohres nimmt bekanntlich mit zunehmender Isolierdicke ab. Aus Abb. 280, 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 zweckmäßig 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 Betriebsstunden-

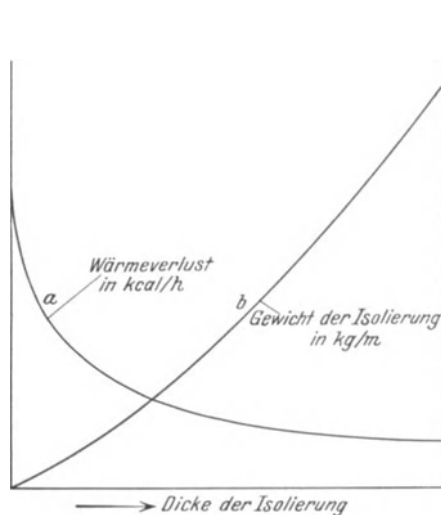


Abb. 280.

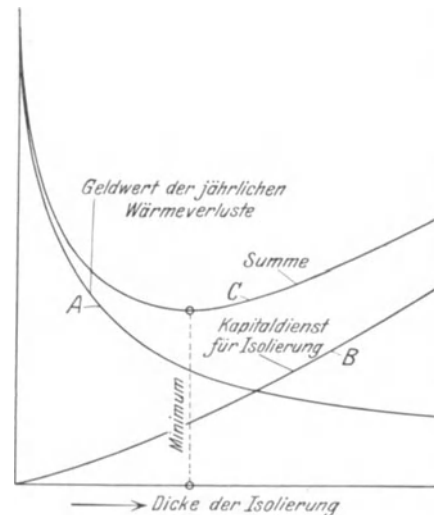


Abb. 281.

Abb. 280 u. 281. Zu: Wirtschaftlichste Isolierstärke.

zahl 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. 281, welche der Kurve *a* in Abb. 280 geometrisch ähnlich ist. Die zweite Kurve *B* in Abb. 281 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, und diese Kurve 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 Rohrdurchmesser zur Wahl stehen. Eine große Erleichterung sind die Zahlen- und Kurventafeln, welche Cammerer veröffentlicht hat¹. Für die Isolierung von Leitungen bei Heizungsanlagen sind eine ganze Reihe von vereinfachenden Annahmen zu-

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.

lässig, und dadurch vereinfachen sich auch die Zusammenhänge so weit, daß sie sich in einer einzigen Tabelle darstellen lassen (s. nachstehende Zahlentafel).

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

Diese Zahlentafel, welche ebenfalls einer 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.

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:

$$Q_h = k_{\text{Rohr}} \cdot \pi \cdot L \cdot (t_i - t_a). \quad (10)$$

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

$$k_{\text{Rohr}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i d_i} + \frac{1}{2\lambda_E} \cdot \ln \frac{d_m}{d_i} + \frac{1}{2\lambda_J} \cdot \ln \frac{d_a}{d_m} + \frac{1}{\alpha_a \cdot d_a}}, \quad (11)$$

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

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 Wärmeleitfähigkeit 0,10. Im Inneren des Rohres strömt heißes Wasser von 90° C. Dabei sei $\alpha_i = 1000$ und $\alpha = 7$ gesetzt:

$$\begin{aligned} \frac{1}{\alpha_i d_i} &= \frac{1}{1000 \cdot 0,0825} = 0,012 \\ \frac{1}{2\lambda_E} \cdot \ln \frac{d_m}{d_i} &= \frac{1}{2 \cdot 50} \ln \frac{890}{825} = 0,000 \\ \frac{1}{2\lambda_J} \cdot \ln \frac{d_a}{d_m} &= \frac{1}{2 \cdot 0,10} \cdot \ln \frac{1890}{890} = 3,765 \\ \frac{1}{\alpha_a d_a} &= \frac{1}{7 \cdot 0,189} = 0,760 \\ \hline \frac{1}{k_{\text{Rohr}}} &= 4,54 \\ k_{\text{Rohr}} &= 0,22; \\ k_{\text{Rohr}} \cdot \pi &= 0,69. \end{aligned}$$

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

$$k_{\text{Rohr}} \pi = \frac{1}{\frac{1}{2\lambda_J} \cdot \ln \frac{d_a}{d_m} + \frac{1}{\alpha_a \cdot d_a}}. \quad (11a)$$

Da α_a sehr wenig veränderlich ist (etwa = 7), so hängt für ein gegebenes Rohr die Größe des Einheitswärmeverlustes nur mehr von der Wärmeleitfähigkeit 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 S. 186 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 Flanschplatten 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) Gasrohre.

Innendurchmesser in engl. Zoll	Durchmesser in mm	Wärmeleit- zahl in kcal/m h °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						

Innen- durch- messer in engl. Zoll	Durch- messer in mm	Wärme- leitzahl in kcal/m h °C	Einheitswärmeverlust in kcal/m h °C bei einer Isolierstärke in mm von						
			20	30	40	50	60	70	80
$\frac{5}{8}$	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				
$\frac{3}{4}$	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				
$\frac{7}{8}$	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				
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			
$1\frac{1}{4}$	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	Wärmeleit- zahl in kcal/m h °C	Einheitswärmeverlust in kcal/m h °C bei einer Isolierstärke in mm von								
			20	30	40	50	60	70	80		
1 ^{1/2}	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				
		1 ^{3/4}	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) Patentrohre.

Äußerer Durch- messer in engl. Zoll	Durch- messer in mm	Wärme- leit- zahl 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 ^{1/2}	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
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 6. 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 $\lambda_f = 0,10$.

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. 184 zu etwa 90 mm Rohrdurchmesser eine Isolierstärke von 40 mm.

Zu 2. Der Einheitswärmeverlust ist nach der Zahlentafel auf S. 190 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 je 10 vH	= <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. Schornsteinberechnung¹.

Die Schornsteinquerschnitte für Öfen und Herde werden nach den Bestimmungen der Bauordnung bemessen. Für die Schornsteine größerer Feuerungsanlagen sind verschiedene Berechnungsverfahren üblich, von denen die Gleichung von Redtenbacher² noch heute die verbreitetste ist. Bezeichnet:

- f den lichten oberen Schornsteinquerschnitt in m²,
- G das Gewicht der bei der Verbrennung von 1 kg Brennstoff entwickelten Gase in Kilogramm (s. untenstehende Zahlentafel),
- p das stündlich verfeuerte Brennstoffgewicht in kg,
- h die Höhe des Schornsteins in m,

so ist:

$$f = \frac{G \cdot p}{924 \cdot \sqrt{h}}. \tag{12}$$

Zahlentafel zur Schornsteinberechnung.

Brennstoffe ³	L kg	1 fache theoretische Luftmenge			1 ¹ / ₂ fache theoretische Luftmenge			2 fache theoretische Luftmenge			Oberer Heiz- wert H ₀
		G	V	δ	G	V	δ	G	V	δ	
Holz (lufttrocken) . . .	4,52	5,50	4,24	1,003	7,76	5,98	1,003	10,02	7,73	1,002	3700
Torf (lufttrocken) . . .	4,41	5,31	4,14	0,993	7,52	5,84	0,996	9,72	7,55	0,996	3500
Braunkohlenbriketts . .	6,90	7,82	5,90	1,025	11,27	8,57	1,017	14,72	11,24	1,012	5000
Steinkohle	10,67	11,63	8,62	1,043	16,97	12,76	1,029	22,30	16,88	1,022	7200
Koks	10,26	11,20	8,04	1,077	16,33	12,00	1,052	21,46	15,97	1,039	7000

In dieser Zusammenstellung bedeutet:

- L das theoretische Luftgewicht zur Verbrennung von 1 kg Brennstoff (in kg),
- G das Gewicht der Verbrennungsgase von 1 kg Brennstoff (in kg),
- V das Volumen der Verbrennungsgase von 1 kg Brennstoff (in m³, 0° und 760 mm QS),
- $δ$ die Dichtigkeit der Verbrennungsgase bezogen auf Luft.

¹ Deinlein: Untersuchungen über den Schornsteinzug. Z. bayr. Rev.-V. 1912, S. 11, 24 u. 41.
² Redtenbacher: Der Maschinenbau. Mannheim 1863.
³ Weitere Werte s. Herberg: Feuerungstechnik und Dampfkesselbetrieb. 4. Aufl. S.114—116. 1928.

Beispiel 7. Aufgabe. Es ist der Schornsteinquerschnitt für eine Koksesselanlage zu berechnen bei einer Schornsteinhöhe von 25 m und einer Kesselleistung von 200 000 kcal/h.

Berechnung. Setzt man $1\frac{1}{2}$ -fache Luftmenge voraus, so ist nach Zahlentafel S. 191 $G = 16,33$ kg/kg Brennstoff. Das stündliche Brennstoffgewicht ist unter Annahme einer ausnutzbaren Wärmemenge von 4500 kcal für 1 kg Koks:

$$p = \frac{200\,000}{4500} = 44,5 \text{ kg/h.}$$

Daraus ergibt sich:

$$f = \frac{16,33 \cdot 44,5}{924 \cdot \sqrt{25}} = 0,157 \text{ m}^2.$$

Die Formel von Redtenbacher läßt sich noch vereinfachen, wenn man annimmt, daß die ausnutzbare Wärmemenge bei Koks 4500 kcal/kg, bei Braunkohlenbriketts 3000 kcal/kg beträgt. Unter Benutzung der Zahlentafel S. 191 ergeben sich dann bei einer Kesselleistung Q_h folgende Werte:

Schornsteinquerschnitt f in cm^2			
bei einer Luftmenge	1 fach	$1\frac{1}{2}$ fach	2 fach
Brennstoff:			
Koks	$0,027 \cdot \frac{Q_h}{\sqrt{h}}$	$0,039 \cdot \frac{Q_h}{\sqrt{h}}$	$0,051 \cdot \frac{Q_h}{\sqrt{h}}$
Braunkohlenbriketts . . .	$0,028 \cdot \frac{Q_h}{\sqrt{h}}$	$0,041 \cdot \frac{Q_h}{\sqrt{h}}$	$0,053 \cdot \frac{Q_h}{\sqrt{h}}$

Dasselbe Beispiel ergibt bei Anwendung dieser Tabelle einen Schornsteinquerschnitt von

$$f = \frac{0,039 \cdot 200\,000}{\sqrt{25}} = 1560 \text{ cm}^2$$

oder

$$f = 0,156 \text{ m}^2.$$

V. 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 laminaire 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 Massendichte ρ und der

Wert der Zähigkeit η der Flüssigkeit von Einfluß. Eingehende Versuche haben gezeigt, daß der kritische Zustand erreicht ist, wenn die sog. Reynoldssche Zahl, d. i. die Größe $\frac{w \cdot d \cdot \rho}{\eta}$ etwa den Wert 2200 annimmt.

Nachstehende Zahlentafel gibt für eine Reihe von Flüssigkeiten den Wert der kritischen Geschwindigkeit in Abhängigkeit vom Rohrdurchmesser wieder.

Kritische Geschwindigkeiten in Röhren.
In Metern je Sekunde, berechnet mit dem Wert $R_{krit} = 2000$.

	t	$\eta \cdot 10^6$	ρ	Kritische Geschwindigkeit bei $d =$				
				1 cm	5 cm	10 cm	20 cm	30 cm
Luft 1 at	0°	1,69	0,128	2,64	0,53	0,26	0,13	0,09
	20°	1,79	0,119	3,00	0,60	0,30	0,15	0,10
	40°	1,89	0,111	3,40	0,68	0,34	0,17	0,11
	100°	2,15	0,094	4,57	0,91	0,46	0,23	0,15
Luft 5 at	0°	1,69	0,639	0,528	0,105	0,053	0,026	0,017
	20°	1,79	0,595	0,602	0,120	0,060	0,030	0,020
	40°	1,89	0,557	0,680	0,136	0,068	0,034	0,023
	100°	2,15	0,468	0,918	0,184	0,092	0,046	0,031
Luft 10 at	0°	1,69	1,278	0,264	0,052	0,026	0,013	0,009
	20°	1,79	1,190	0,300	0,060	0,030	0,015	0,010
	40°	1,89	1,114	0,340	0,068	0,034	0,017	0,011
	100°	2,15	0,935	0,457	0,091	0,046	0,023	0,015
Wasser	0°	183	102,0	0,359	0,072	0,036	0,018	0,012
	20°	102	101,8	0,200	0,040	0,020	0,010	0,007
	40°	67	101,2	0,132	0,026	0,015	0,007	0,005
	100°	29	97,7	0,060	0,012	0,006	0,003	0,002
Olivenöl	18°	9400	93,8	20,0	4,0	2,0	1,0	0,7
Glyzerin	18°	100000	128,5	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 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

$$R = \frac{p_2 - p_1}{l} = \xi \cdot \frac{w^2 \cdot \rho}{d} \tag{13}$$

Der Beiwert ξ läßt sich als Funktion der Reynoldsschen Zahl darstellen, und zwar liefern die Versuche mit großer Genauigkeit eine Potenzfunktion:

$$\xi = C \cdot \left(\frac{\eta}{w \cdot d \cdot \rho} \right)^n \tag{14}$$

worin C und n konstante, durch den Versuch zu bestimmende Werte sind. Setzt man diesen Wert für ξ in die obige Gleichung für das Druckgefälle ein, so erhält man

$$\frac{p_2 - p_1}{l} = C \cdot \eta^n \cdot \rho^{1-n} \cdot \frac{w^{2-n}}{d^{1+n}} \tag{13a}$$

Für sehr glatte Rohre wurde n zu etwa 0,25 ermittelt; es ist dann

$$\frac{p_2 - p_1}{l} = C \cdot \eta^{0,25} \cdot \rho^{0,75} \cdot \frac{w^{1,75}}{d^{1,25}}. \quad (15)$$

Für Rohrleitungen, wie sie in der Technik verwendet werden, mit rauher Innenwand und mit Unregelmäßigkeiten durch die Verbindungsstellen usw. sind die oben angedeuteten Zusammenhänge zwischen den Exponenten nicht mehr so scharf eingehalten wie bei dem glatten Rohr.

Die Arbeiten, die von 1910 an in der Versuchsanstalt für Heiz- und Lüftungswesen unter Leitung von Professor Brabbée durchgeführt wurden, ergaben folgende Gesetzmäßigkeiten.

Für Warmwasserleitungen:

$$R = \frac{p_2 - p_1}{l} = 2570 \cdot \frac{w^{1,84}}{d^{1,26}} \quad \text{für Muffenrohre } (d < 2''), \quad (16)$$

$$R = \frac{p_2 - p_1}{l} = 4920 \cdot \frac{w^{1,86}}{d^{1,37}} \quad \text{für Flanschenrohre } (d > 2''). \quad (17)$$

Für Dampfleitungen:

$$R = \frac{dp}{dl} = 5,66 \cdot \gamma^{0,852} \cdot \frac{w^{1,853}}{d^{1,281}}. \quad (18)$$

Für Luftleitungen:

$$R = \frac{dp}{dl} = b \cdot \gamma^{0,852} \cdot \frac{w^{1,924}}{d^{1,281}}. \quad (19)$$

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

$$Z = p_2 - p_1 = \zeta' \cdot \rho \cdot w^2 = \zeta \cdot \frac{\gamma}{2g} \cdot w^2. \quad (20)$$

Der Beiwert ζ kann nur durch Versuche bestimmt werden¹. Er hängt sehr von der Bauart des Einzelwiderstandes, z. B. des Ventiles, ab und ist bei derselben Bauart außerdem meist noch mit dem Durchmesser des Strömungsquerschnittes, also mit der Größe des einzelnen Modelles, veränderlich (vgl. Hilfstafel I).

VI. Berechnung der Rohrnetze von Warmwasserheizungen.

A. Der Grundgedanke der Rechnung.

Der Gang der Rechnung soll an dem in Abb. 282 gezeichneten einfachen Heizsystem, das nur aus einem Heizkessel und einem einzigen Heizkörper besteht, erläutert werden. Dabei sei angenommen, daß Temperaturänderungen des Wassers nur im Heizkörper und im Kessel, nicht aber in den Rohrleitungen stattfinden.

¹ Kuthe: Die Rohrnetze in der Heiz- und Lüftungstechnik. Gesundheits-Ing. 1916.

1. Der wirksame Druck¹.

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:

$$\left. \begin{aligned} H &= h \cdot (\gamma_r - \gamma_v) [\text{kg/m}^2] \\ &= h \cdot (\gamma_r - \gamma_v) \cdot [\text{mm WS}]. \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

Hierbei sei daran erinnert, daß eine Druckangabe in kg/m^2 stets zahlenmäßig gleich ist der Druckangabe in mm WS.

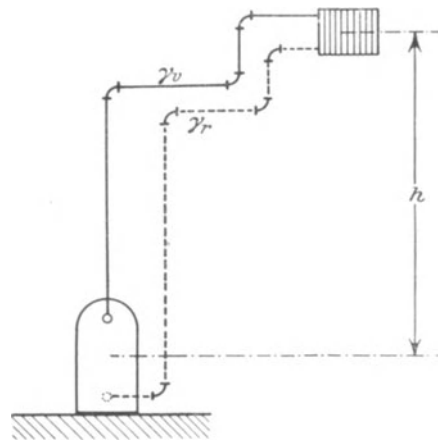


Abb. 282. Zu: Ableitung der Gleichung (21).

2. Die Grundgleichung für den Wasserumlauf im Rohrnetz.

Unter dem Einfluß dieses wirksamen Druckes H stellt sich eine Bewegung des Wassers im Rohrnetz ein. Die Strömungsgeschwindigkeit steigt so lange an, bis die gesamten Reibungswiderstände, 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

$$H = \Sigma Z + \Sigma Rl \quad (22a)$$

oder

$$H - \Sigma Z = \Sigma Rl. \quad (22b)$$

Die Einzelwiderstände lassen sich erst dann rechnerisch erfassen, wenn der Durchmesser der Strömungswege wenigstens 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 ($a \text{ vH}$ der wirksamen Druckhöhe) aufzehren und $(100 - a) \text{ vH}$ für die geraden Rohrstrecken überbleiben. Der Bruchteil der Einzelwiderstände ist für gewöhnliche Wohngebäudeheizungen etwa 50 vH , für Fernleitungen etwa 10 bis 20 vH . Über genauere Werte s. Zahlentafel 20, S. 294.

Die Grundgleichung lautet nun in dritter Form:

$$H \cdot (1 - a) = \Sigma Rl. \quad (23)$$

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 $a \text{ vH}$ verminderte Druck zur Verfügung steht. Es ist üblich, die Rohrnetze so zu berechnen,

¹ Wierz, M.: Theorie des wirksamen Druckes in Warmwasserheizungen. Gesundheits-Ing. Bd. 47, S. 159. 1924.

daß innerhalb desselben Rohrzeuges nicht die Strömungsgeschwindigkeit w , sondern der Druckverlust R konstant ist. Damit wird

$$R = (1 - a) \cdot \frac{H}{\Sigma l}, \quad (24)$$

also eine Größe, die aus dem Rohrplan ohne Mühe zu errechnen ist und die man „Druckgefälle“ nennt.

Zur rechnerischen Verwertung dieses Druckgefälles in den geraden Rohrstrecken geht man von einer der beiden Gleichungen aus:

$$R = 2570 \cdot \frac{w^{1,84}}{d^{1,26}} \quad \text{für Muffenrohre,} \quad (16)$$

$$R = 4920 \cdot \frac{w^{1,86}}{d^{1,37}} \quad \text{für Flanschenrohre.} \quad (17)$$

In diesen Gleichungen ist w eine vorerst noch unbekannte Größe, die aber auf bekannte Größen zurückgeführt werden kann, indem man die beiden Gleichungen für das stündliche Wassergewicht G_h heranzieht. Die erste dieser Gleichungen lautet:

$$G_h = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot 10^{-6} \cdot w \cdot 3600 \cdot \gamma.$$

Der Faktor 10^{-6} ergibt sich aus der Umrechnung der Durchmesser von Millimetern in Meter und der Faktor 3600 aus der Umrechnung der Strömungsgeschwindigkeit von Metern je Sekunde in Meter je Stunde. Mit $\gamma = 976 \text{ kg/m}^3$ ist

$$G_h = 2,76 \cdot d^2 \cdot w.$$

Die zweite Gleichung ist die auf S. 178 abgeleitete Gleichung

$$Q_h = G_h \cdot c \cdot (t_E - t_A), \quad (5)$$

in der c gleich eins gesetzt werden darf.

Da in den Rohren keine Temperaturänderung angenommen ist, ist

t_E gleich der Vorlauftemperatur t_v und

t_A gleich der Rücklauftemperatur t_r .

Also:

$$G_h = \frac{Q_h}{t_v - t_r}.$$

Aus diesen beiden Gleichungen für G_h errechnet sich die Strömungsgeschwindigkeit zu:

$$w = \frac{1}{2,76} \cdot \frac{Q_h}{(t_v - t_r) \cdot d^2}.$$

Potenziert man beide Seiten dieser Gleichung mit 1,84 bzw. 1,86, so ergibt sich

$$w^{1,84} = \frac{1}{6,48} \cdot \frac{Q_h^{1,84}}{(t_v - t_r)^{1,84} \cdot d^{3,68}} \quad \text{und} \quad w^{1,86} = \frac{1}{6,61} \cdot \frac{Q_h^{1,86}}{(t_v - t_r)^{1,86} \cdot d^{3,72}}.$$

Setzt man dies in die Gleichungen für Muffenrohre bzw. Flanschenrohre ein, so ergibt sich

$$R = \frac{397}{(t_v - t_r)^{1,84}} \cdot \frac{Q_h^{1,84}}{d^{4,94}} \quad \text{für Muffenrohre,} \quad (25a)$$

$$R = \frac{744}{(t_v - t_r)^{1,86}} \cdot \frac{Q_h^{1,86}}{d^{5,09}} \quad \text{für Flanschenrohre.} \quad (25b)$$

Für den häufigst vorkommenden Fall, daß $t_v = 80^\circ \text{C}$ und $t_r = 60^\circ \text{C}$, also $t_v - t_r = 20^\circ \text{C}$, ergeben sich nachstehende drei Gleichungen:

$$w = \frac{1}{55,2} \cdot \frac{Q_h}{d^2}, \quad (26)$$

$$R = 1,60 \cdot \frac{Q_h^{1,84}}{d^{4,94}} \quad \text{für Muffenrohre,} \quad (27a)$$

$$R = 2,83 \cdot \frac{Q_h^{1,86}}{d^{5,09}} \quad \text{für Flanschenrohre.} \quad (27b)$$

Da das Druckgefälle R und die vom Heizkörper verlangte Wärmeleistung Q_h bekannt sind, sind in Gleichung (27a) bzw. (27b) alle Größen außer dem Durchmesser d bekannt und dieser kann somit berechnet werden.

Um diese Rechnungen, welche wegen der vorkommenden Potenzfunktionen ziemlich zeitraubend sind, abzukürzen, sind die Ergebnisse für die wichtigsten Zahlenbereiche in Tafeln zusammengestellt. (Diese Tafeln befinden sich in der Innenseite des Buchumschlages und werden in diesem Buche als „Hilfstafeln“ bezeichnet.)

4. Beschreibung der Hilfstafel III.

Das Blatt zeigt in der Mitte eine große Zahlenzusammenstellung, welche für die in Betracht kommenden handelsüblichen Rohre mit einem lichten Durchmesser von 11 bis 302 mm die Zusammenhänge zwischen dem Druckgefälle R (in mm WS je m Rohr), der stündlich geförderten Wärmemenge (in kcal/h für einen Temperaturunterschied von 20°) und der Geschwindigkeit w des umlaufenden Wassers (in m/s) enthält.

Die senkrechte Spalte am linken Rand der Haupttabelle enthält die Druckgefälle. Die übrigen Spalten enthalten jeweils im Kopf die Angabe des lichten Rohrdurchmessers; in den einzelnen Tabellenrechtecken steht oben die geförderte Wärmemenge Q_h und unten die Geschwindigkeiten w des Wassers.

Bemerkung zu den Hilfstafeln I bzw. III.

(Im Streifband A.)

Die Hilfstafel I ist für einen Temperaturunterschied ($t_v - t_r$) von 1° C, die Tafel III für einen solchen von 20° C entworfen worden. Für alle gewöhnlichen Fälle, bei denen mit dem letztgenannten Unterschied gearbeitet wird, kann Hilfstafel III sofort benutzt werden. Ist dagegen ein anderer Temperaturunterschied, z. B. mit t° C gegeben, so sind die durch die einzelnen Teilstrecken zu fördernden Wärmemengen zunächst durch t zu dividieren; hierauf kann die Hilfstafel I unmittelbar verwendet werden. Die Hilfstafeln II und IV werden unter Pumpenheizungen besprochen.

Beispiel 8. (Vorübung zum Handhaben der Hilfstafel.) In einer 10 m langen Rohrleitung soll eine Wärmemenge von 35000 kcal/h gefördert werden. Es steht eine Druckhöhe von 3,7 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 3,7 mm WS zur Verfügung steht, so beträgt das Druckgefälle $R = \frac{3,7}{10} = 0,37$ mm WS/1 m Rohr. Man geht in der Spalte für das Druckgefälle nach unten bis zum Wert 0,37 und findet, in dieser Reihe nach rechts gehend, nur die Wärmemengen 29000 und 37000 kcal/h angegeben, entsprechend den beiden handelsüblichen Durchmessern 64 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 0,34. Da wir also wegen der handelsüblichen Stufung der Rohrdurchmesser ein etwas zu weites Rohr wählen mußten, wird von der zur Verfügung stehenden Druckhöhe von 3,7 mm nur $10 \cdot 0,34 = 3,4$ mm aufgebraucht.

B. Zweirohrsystem ohne Berücksichtigung der Wärmeverluste.

1. Vorbereitende Arbeit.

Liegt für ein Projekt Rohrplan und Strangschema fest, so beginnt die Ausarbeitung damit, daß man den ungünstigsten Strang ermittelt. Es sind dies die Rohrverbindungen des Kessels mit dem ungünstigst 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 Rohrstrecken versteht, in welchen sich die Wassermenge nicht ändert, also meist von T-Stück zu T-Stück. Diese Teilstrecken numeriert man dann vom Heizkörper ausgehend durch den Rücklauf zum Kessel und von hier wieder zum Heizkörper zurück. Durch Summierung all dieser Teilstrecken bildet man den Wert Σl . Die wirksame Druckhöhe ist nach Zahlentafel 16 bzw. 17 zu bilden. Von ihr ist der Anteil der Einzelwiderstände nach Zahlentafel 20 abzuziehen. Der Rest wird durch Σl dividiert, wodurch das Druckgefälle R erhalten wird.

2. Vorläufige Ermittlung des Rohrdurchmessers.

Dieser Wert R ist in der Hilfstafel I bzw. III aufzusuchen, worauf man in derselben Wagrechten fortschreitend über der jeweilig zu fördernden Wärmemenge sofort den zu wählenden 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“.

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 gewählten Durchmesser aus und sucht lotrecht unter ihm die zu fördernde Wärmemenge bzw. den nächsthöheren Wert auf, wozu die in den Zeilen I stehenden Werte zu benutzen sind. Wagrecht nach links schreitend wird in der ersten Spalte der Wert R gefunden, der mit der Länge der Teilstrecke zu multiplizieren ist. Unmittelbar unter den in der Spalte I stehenden Wärmemengen findet sich in den Zeilen II die jeweils

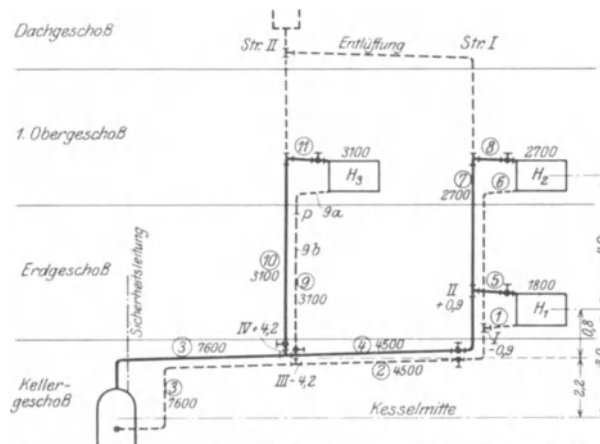


Abb. 283. Strangschema zu Beispiel 9.

herrschende Wassergeschwindigkeit. Ihr Wert wird in die erste Spalte der linken Tafelseite übertragen und 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 sein. Ist dies nicht der Fall, so müssen einzelne Teilstrecken so lange geändert werden, bis vorstehende Bedingung erfüllt ist.

Beispiel 9. Annahmen: Untere Verteilung. Wassertemperatur beim Austritt aus dem Kessel 80°C, Temperaturgefälle der Heizkörper 20°C. Anordnung der Rohrleitung geht aus Abb. 283 hervor, das übrige aus den nachfolgenden Zusammenstellungen.

Durchrechnung.

1. Annahme der Rohrleitung.

a) Ungünstigster Stromkreis, d. i. Stromkreis des Heizkörpers 1.

Ungünstigster Stromkreis: 1, 2, 3, 4, 5.

Gesamtlänge	= 29 m
Wirksamer Druck (Zahlentafel 17)	= 3,0 · 11,4 = 34,2 mm WS ¹
Ab für Einzelwiderstände 50 vH (Zahlentafel 20)	= <u>17,1 „ „</u>
Verbleiben für Reibung	= 17,1 mm WS
Druckgefälle	= $\frac{17,1}{29,0} \cong 0,6$ mm WS/1 m

Hieraus folgen, unter Benutzung der Hilfstafel III, sofort die „anzunehmenden Durchmesser“ in Spalte d der Zusammenstellung A.

b) Stromkreis des Heizkörpers 2.

1. Art.

Wirksamer Druck	7,0 · 11,4 = 80 mm WS
Ab für Einzelwiderstände 50 vH	= 40 „ „
Verbleiben für Reibung	= 40 mm WS
Hiervon aufgebraucht für die mit Heizkörper 1 gemeinsamen Teil-	
strecken 2, 3, 4 von der Gesamtlänge 26 m	26 · 0,6 = 15,6 „ „
Verbleiben für Teilstrecke 6, 7, 8	= 24,4 mm WS
Gesamtlänge der Teilstrecke 6, 7, 8	= 11 m
Druckgefälle	= $\frac{24,4}{11} \cong 2,2$ mm WS/1 m

2. Art.

Man schreibt an die Knotenpunkte I und II (Abb. 9) die dort für die Reibung zur Verfügung stehenden Druckhöhen in folgender Weise hin. In der Heizkörpermitte wird eine Nullebene gedacht. Vom Knotenpunkt II bis zur Nullebene ist noch die Teilstrecke 5 zu versorgen. Reibungsdruck dafür 1,5 · 0,6 = 0,9 mm WS. Daher steht bei Knotenpunkt II der Betrag +0,9. Von der Nullebene bis zum Knotenpunkt I liegt die Teilstrecke 1. Für sie wird an Reibungsdruck verbraucht 1,5 · 0,6 = 0,9 mm WS. Während nun die Werte, die vor der Nullebene liegen, positiv angesetzt werden, erhalten die nach der Nullebene liegenden Knotenpunkte die betreffenden Reibungswerte negativ angeschrieben. Deshalb steht bei Knotenpunkt I die Zahl -0,9.

Der Unterschied der bei den Knotenpunkten I und II stehenden Drucke ist verfügbarer Druck nicht nur für die Teilstrecken 1 und 5, sondern selbstverständlich auch für die Teilstrecken 6, 7 und 8. Daher:

Verfügbarer Reibungsdruck von den Knotenpunkten I, II aus	+ 1,8 mm WS
Wirksame Druckhöhe für die Überhöhung des Heiz-	
körpers 2 über 1, d. i. für 4,0 m Höhe = 4,0 · 11,4 = 45,6	
Davon ab 50 vH für Einzelwiderstände	= 22,8
Verbleiben für Reibung	= 22,8 + 22,8 mm WS
Zusammen	= 24,6 mm WS
Gesamtlänge der Teilstrecken 6, 7, 8	= 11 m
Druckgefälle	= $\frac{24,6}{11} \cong 2,2$ mm WS/1 m

Hieraus folgen, unter Benutzung des Hilfsblattes III, sofort die „anzunehmenden Durchmesser“ in Spalte d der Zusammenstellung A.

¹ Die Tichelmannsche Annahme, daß bei unterer Verteilung statt des lotrechten Abstandes der Kesselmitte von der Mitte des ungünstigsten Heizkörpers die Entfernung der Kesselmitte von der Mitte der Vorlaufleitung zu setzen sei, sichert naturgemäß ein schnelleres „Angehen“ der Anlage. Man erhält aber, falls der Rechnung die für -20°C zu fördernden Wärmemengen zugrunde gelegt werden, ein kostspieligeres Rohrnetz. In ungünstigen Fällen, also dann, wenn die ersten, vielleicht verhältnismäßig hoch stehenden Heizkörper in wagerechter Richtung vom Kessel weit entfernt sind, schützt die Tichelmannsche Annahme vor mancherlei unangenehmen Erscheinungen.

Zusammenstellung A.

Nr. d. Teilstrecke	Wärme- menge Temp.- Gefälle 20° kcal	Länge l m	Annahme d mm	Ausführung													
				ursprüngliche Werte					geänderte Werte					Unterschied			
				R	w	lR	Σζ	Z	d	R	w	lR	Σζ	Z	lR	Z	
				mm WS/1 m	m/s	mm WS		mm WS	mm	mm WS/1 m	m/s	mm WS		mm WS	mm WS	q-n	i-p
a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	

Stromkreis des Heizkörpers 1.

Wirksamer Druck 34,2 mm WS. Druckgefälle 0,6 mm WS/1 m.

1	1800	1,5	20	0,61	0,09	0,9	6,0	2,4	—	—	—	—	—	—	—	—	—
2	4500	5,5	34	0,25	0,08	1,4	11,0	3,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—
3	7600	15,0	34	0,61	0,12	9,2	6,5	4,7	—	—	—	—	—	—	—	—	—
4	4500	5,5	34	0,25	0,08	1,4	11,0	3,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—
5	1800	1,5	20	0,61	0,09	0,9	13,5	5,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—

$$\Sigma l \cdot R + \Sigma Z = 13,8 + 19,6 = 33,4 \text{ mm WS.}$$

Stromkreis des Heizkörpers 2.

Wirksamer Druck 79,8 mm WS. Druckgefälle 2,2 mm WS/1 m.

6	2700	5,5	20	1,4	0,13	7,7	7,0	5,9	—	—	—	—	—	—	—	—	—
7	2700	4,0	20	1,4	0,13	5,6	1,0	0,9	—	—	—	—	—	—	—	—	—
8	2700	1,5	20	1,4	0,13	2,1	14,0	11,8	—	—	—	—	—	—	—	—	—

$$\Sigma l \cdot R + \Sigma Z = 15,4 + 18,6 = 34,0 \text{ mm WS.}$$

Stromkreis des Heizkörpers 3.

Wirksamer Druck 79,8 mm WS. Druckgefälle 2,7 mm WS/1 m.

9	3100	6,0	20	1,7	0,15	10,2	17,5	19,6	—	—	—	—	—	—	—	—	—
10	3100	5,5	20	1,7	0,15	9,4	11,5	11,7	—	—	—	—	—	—	—	—	—
11	3100	1,5	20	1,7	0,15	2,6	14,0	15,7	—	—	—	—	—	—	—	—	—

$$\Sigma l \cdot R + \Sigma Z = 22,2 + 47,0 \text{ mm WS.}$$

c) Stromkreis des Heizkörpers 3.

1. Art.

Wirksamer Druck	= 79,8 mm WS
Ab für Einzelwiderstände 50 vH	= 39,9 „ „
Verbleiben für Reibung	= 39,9 mm WS
Hiervon aufgebraucht für die mit Strang I gemeinsame Teilstrecke 3 von der Gesamtlänge 15,0 m	$15,0 \cdot 0,6 = 9,0$ „ „
Verbleiben für Teilstrecke 9, 10, 11	= 30,9 mm WS
Gesamtlänge der Teilstrecken	= 13 m
Druckgefälle	$\frac{30,9}{13} \cong 2,4$ mm WS/1 m

Hieraus folgern die anzunehmenden Durchmesser in Spalte d der Zusammenstellung A.

2. Art.

Druck im Knotenpunkt III	= -0,9 - (5,5 · 0,6) = - 4,2 mm WS
Druck im Knotenpunkt IV	= +0,9 + (5,5 · 0,6) = + 4,2 „ „
Verfügbarer Druck von den Knotenpunkten III und IV her, 4,2 - (-4,2)	= + 8,4 „ „
Wirksamer Druck für Überhöhung des Heizkörpers 3 über die Knotenpunkte III, IV	$4,0 \cdot 11,4 = 45,6$ „ „
Hiervon ab für Einzelwiderstände 50 vH	= 22,8 „ „
Verbleiben für Reibung	= 22,8 mm WS
Verfügbarer Druck von den Knotenpunkten III und IV her	= 8,4 „ „
zusammen	31,2 mm WS
Gesamtlänge der Strecken 9, 10, 11	= 13 m
Druckgefälle	$\frac{31,2}{13} = \text{rd. } 2,4$ mm WS/1 m

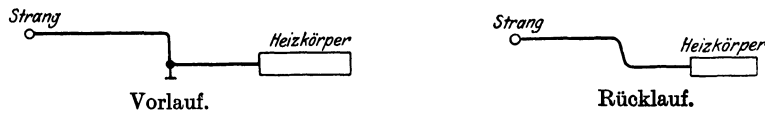
Hieraus folgern die Durchmesser in Spalte d der Zusammenstellung A.

2. Nachrechnung der Rohrleitung.

a) Stromkreis des Heizkörpers 1.

Ermittlung der Werte $\Sigma \zeta$:

Die Heizkörperanschlüsse seien überall derartig:



Teilstrecke 1.	Halber Heizkörper	$\zeta = 1,5$
	2 Bogen (20 mm l. W.)	$\zeta = 3,0$
	T-Stück, Abzweig ¹	$\zeta = 1,5$
		$\Sigma \zeta_1 = 6,0$
Teilstrecke 2.	Bogen (34 mm l. W.)	$\zeta = 1,0$
	Strangventil (34 mm l. W.)	$\zeta = 9,0$
	T-Stück, Durchgang ¹	$\zeta = 1,0$
		$\Sigma \zeta_2 = 11,0$
Teilstrecke 3.	4 Bogen (34 mm l. W.)	$\zeta = 4,0$
	Kessel	$\zeta = 2,5$
		$\Sigma \zeta_3 = 6,5$
Teilstrecke 4.	T-Stück, Durchgang	$\zeta = 1,0$
	Strangventil (34 mm l. W.)	$\zeta = 9,0$
	Bogen (34 mm l. W.)	$\zeta = 1,0$
		$\Sigma \zeta_4 = 11,0$
Teilstrecke 5.	T-Stück, Abzweig	$\zeta = 1,5$
	Bogen (20 mm l. W.)	$\zeta = 1,5$
	Eckventil mit Voreinstellung (20 mm l. W.)	$\zeta = 9,0$
	Halber Heizkörper	$\zeta = 1,5$
		$\Sigma \zeta_5 = 13,5$

- Eintragen der Werte $\Sigma \zeta$ in Spalte h der Zusammenstellung A;
- Aufgreifen des gewählten Durchmessers d (aus Spalte d) in der Hilfstafel III;
- Aufsuchen: lotrecht unter Durchmesser d und in den Zeilen I die jeweils zu fördernden Wärmemengen (kcal aus Spalte b);
- Ablesen von R , eintragen in Spalte e;
- Unmittelbar unter den kcal stehen in den Zeilen II die Geschwindigkeiten w . Eintragen dieser Werte in Spalte f;
- Aufsuchen von w im linken oberen Teil der Hilfstafel III;
- Ablesen von Z , zugehörig dem jeweiligen Wert $\Sigma \zeta$ (aus Spalte h) und eintragen in Spalte i;
- Rechnen der Werte lR , eintragen in Spalte g;
- Addition der Werte lR und Z für alle Teilstrecken dieses Stromkreises.

Aus der Zusammenstellung A ergibt sich:

$$\Sigma l \cdot R_1^5 + \Sigma Z_1^5 = 33,4 \text{ mm WS,}$$

in genügender Übereinstimmung mit dem zur Verfügung stehenden Druck $H = 34,2 \text{ mm WS}$.

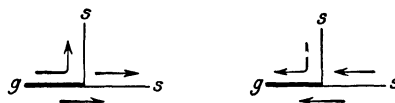
b) Stromkreis des Heizkörpers 2.

Es werden zunächst die Werte $\Sigma \zeta$ für jede Teilstrecke bestimmt, s. Ziffer 1) der Anmerkungen auf S. 202, dann die Spalten e, f, g, h und i der Zusammenstellung A genau wie vor ausgefüllt.

$$\begin{aligned} \text{Daraus ergibt sich } \Sigma l \cdot R_{6,7,8} + \Sigma Z_{6,7,8} &= 34,0 \text{ mm WS} \\ \text{Hierzu kommt } \Sigma l \cdot R_{2,3,4} + \Sigma Z_{2,3,4} &= 23,7 \text{ „ „} \\ \text{Zusammen} &= 57,7 \text{ mm WS} \end{aligned}$$

während 80 mm WS zur Verfügung stehen.

¹ Die T-Stücke sind stets in jener Teilstrecke anzusetzen, in der der Schenkel s und nicht das gemeinsame Stück g sitzt.



Man könnte versuchen, Teilstrecke 6 in zwei Teile, 6a und 6b, zu zerlegen, wobei 6a den Heizkörperanschluß und 6b den Fallstrangteil bezeichnet. Teilstrecke 6a werde von 20 auf 14 mm verengt. Dann ergibt sich folgendes Bild:

Nr.	kcal	l	d	$\Sigma \zeta$	R	w	lR	Z
6a	2700	1,5	14	7,0 ²⁾	7,4	0,26	11,1	23,5
6b	2700	4,0	20	1,0	1,4	0,13	5,6	0,9

$$l \cdot R_6 + Z_6 = 16,7 + 24,4 = 44,1 \text{ mm WS,}$$

während früher $l \cdot R_6 + Z_6 = 7,7 + 5,9 = 13,6 \text{ ,, ,,}$

war. Daher zusätzlich 27,5 mm WS.

Hierdurch steigt der Druckverbrauch im Stromkreis 2 auf $57,7 + 27,5 = 85,2 \text{ mm WS}$, während an Druckhöhe 79,8 mm WS zur Verfügung stehen. Es muß daher Teilstrecke 6 ungeteilt mit 20 mm l. W. belassen werden.

c) Stromkreis des Heizkörpers 3. ζ -Werte siehe unter 3).

Nach Durchführung des unter a) bzw. b) besprochenen Verfahrens ergibt sich

$$\begin{array}{l} \Sigma l \cdot R_{9,10,11} + \Sigma Z_{9,10,11} = 69,2 \text{ mm WS} \\ \text{Hierzu kommt } \quad \quad \quad \frac{l \cdot R_3 + Z_3}{\text{Endsumme}} = \frac{13,9 \text{ ,, ,,}}{83,1 \text{ mm WS}} \end{array}$$

während nur 79,8 mm WS zur Verfügung stehen. Teilstrecke 9 wird daher bis zum Punkt P auf 25 mm erweitert. Führt man die Rechnung mit den unter 4) ermittelten Widerstandszahlen durch, so ergibt sich eine Endsumme von 78,4 mm WS, die mit der zur Verfügung stehenden Druckhöhe genügend übereinstimmt.

1) Teilstr. 6. Halber Heizkörper . . . 1,5	Teilstr. 8. Knie (20) 2,0
3 Bogen (20) 4,5	Bogen (20) 1,5
T-Stück, Durchgang . . . 1,0	Eckventil mit Voreinstellung
<u>7,0</u>	(20) 9,0
Teilstr. 7. T-Stück, Durchgang . . . 1,0	Halber Heizkörper <u>1,5</u>
	<u>14,0</u>
2) Teilstr. 6a. Halber Heizkörper . . . 1,5	Teilstr. 6b. T-Stück, Durchgang 1,0
3 Bogen (14) 4,5	
Übergang 14/20 1,0	
<u>7,0</u>	
3) Teilstr. 9. Halber Heizkörper . . . 1,5	Teilstr. 10. T-Stück, Abzweig 1,5
3 Bogen (20) 4,5	Strangventil <u>10,0</u>
Strangventil (20) 10,0	<u>11,5</u>
T-Stück, Abzweig 1,5	
<u>17,5</u>	
Teilstr. 11. Knie (20) 2,0	
Bogen (20) 1,5	
Eckventil mit Voreinstellung (20) 9,0	
Halber Heizkörper 1,5	
<u>14,0</u>	
4) Teilstr. 9a. Halber Heizkörper . . . 1,5	Teilstr. 9b. Übergang 25/20 1,0
3 Bogen (25) <u>3,0</u>	Strangventil (20) 10,0
<u>4,5</u>	T-Stück, Abzweig 1,5
	<u>12,5</u>

Die eingeklammerten Zahlen bedeuten die lichten Rohrdurchmesser.

Beispiel 10. Annahmen: Untere Verteilung, ohne Berücksichtigung der Wärmeverluste der Rohrleitung. Temperatur des Wassers bei Austritt aus dem Kessel 80° C, Temperaturgefälle der Heiz-

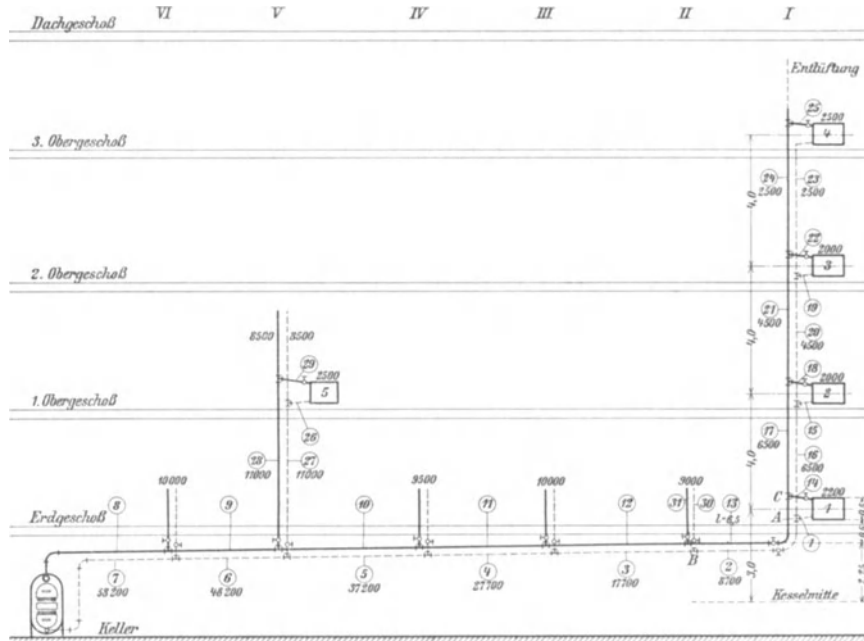


Abb. 284. Strangschema zu Beispiel 10.

körper 20° C. Die Anordnung der Anlage geht aus Abb. 284, alles übrige aus der nachfolgenden Zusammenstellung hervor. Heizkörperanschlüsse nach S. 201.

Durchrechnung.

1. Annahme der Rohrleitung.

α) Ungünstigster Stromkreis, d. i. Stromkreis des Heizkörpers 1.

Sonach 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14	= 73,0 m
Wirksamer Druck (Zahlentafel 17)	3,0 · 11,4 = 34,2 mm WS
Ab für Einzelwiderstände (Zahlentafel 20) 50 vH	= 17,1 „ „
Verbleiben für Reibung	= 17,1 mm WS
Druckgefälle	$\frac{17,1}{73} = 0,24 \text{ mm WS/1 m}$

Hieraus folgen, unter Benutzung der Hilfstafel III, sofort die „anzunehmenden Durchmesser“ in Spalte d der Zusammenstellung B.

β) Stromkreis des Heizkörpers 2.

Wirksamer Druck	7,0 · 11,4 = 80 mm WS
Ab für Einzelwiderstände 50 vH	= 40 „ „
Verbleiben für Reibung	= 40 mm WS
Hier von aufgebraucht für die mit Heizkörper 1 gemeinsamen Teilstrecken 2 bis 13 von 70 m Gesamtlänge	$70 \cdot 0,24 = 16,8 \text{ „ „}$
Verbleiben für die Teilstrecken 15 bis 18	= 23,2 mm WS
Gesamtlänge der Teilstrecken 15 bis 18	= 10 m
Druckgefälle	$\frac{23,2}{10} = 2,3 \text{ mm WS/1 m}$

Hieraus folgen, unter Benutzung der Hilfstafel III, die für die Teilstrecken 15 bis 18 „anzunehmenden Durchmesser“ in Spalte d der Zusammenstellung B.

In der gleichen Weise ergeben sich sämtliche Werte der Spalte d dieser Zusammenstellung und in sinngemäßer Fortsetzung alle Durchmesser des Rohrnetzes für den Kostenanschlag.

Zusammenstellung B.

Nr. d. Teilstrecke	Wärme- menge Temp.- Gefälle 20° kcal	Länge l m	Annahme d mm	Ausführung												Unterschied	
				ursprüngliche Werte					geänderte Werte								
				R mm WS/1 m	w m/s	lR mm WS	Σζ	Z mm WS	d mm	R mm WS/1 m	w m/s	lR mm WS	Σζ	Z mm WS	lR	Z	
				e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	

Stromkreis des Heizkörpers 1.

Wirksamer Druck 34,2 mm WS.									Druckgefälle 0,24 mm WS/1 m.								
1	2200	1,5	25	0,28	0,07	0,42	5,0	1,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—
2	8700	5,5	49	0,13	0,07	0,71	8,5	2,1	—	—	—	—	—	—	—	—	—
3	17700	6,0	57	0,28	0,11	1,68	1,0	0,6	—	—	—	—	—	—	—	—	—
4	27700	5,0	70	0,23	0,11	1,15	1,0	0,6	—	—	—	—	—	—	—	—	—
5	37200	7,0	76	0,24	0,12	1,68	1,0	0,7	—	—	—	—	—	—	—	—	—
6	48200	4,0	82	0,26	0,13	1,04	1,0	0,9	—	—	—	—	—	—	—	—	—
7	58200	7,5	88	0,26	0,14	1,95	2,5	2,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—
8	58200	6,5	88	0,26	0,14	1,69	2,5	2,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—
9	48200	4,0	82	0,26	0,13	1,04	1,0	0,9	—	—	—	—	—	—	—	—	—
10	37200	7,0	76	0,24	0,12	1,68	1,0	0,7	—	—	—	—	—	—	—	—	—
11	27700	5,0	70	0,23	0,11	1,15	1,0	0,6	—	—	—	—	—	—	—	—	—
12	17700	6,0	57	0,28	0,11	1,68	1,0	0,6	—	—	—	—	—	—	—	—	—
13	8700	6,5	49	0,13	0,07	0,85	8,5	2,1	—	—	—	—	—	—	—	—	—
14	2200	1,5	25	0,28	0,07	0,42	13,0	3,2	34	0,06	0,035	0,09	13,0	0,8	-0,3	-2,4	

73,0 Σl · R₁¹⁴ + ΣZ₁¹⁴ = 17,1 + 19,2 = 36,3. Teilstrecke 14 geändert.
 Nun Σl · R₁¹⁴ + ΣZ₁¹⁴ = 36,3 - 2,7 = 33,6 mm WS.

Stromkreis des Heizkörpers 2.

Wirksamer Druck 80,0 mm WS.									Druckgefälle 2,3 mm WS/1 m.								
15	2000	1,0	20	0,75	0,09	0,75	6,0	2,4	14	4,3	0,19	4,3	6,0	10,8	+3,5	+8,4	
16	6500	4,0	25	2,1	0,19	8,40	1,0	1,8	—	—	—	—	—	—	—	—	—
17	6500	4,0	25	2,1	0,19	8,40	1,0	1,8	—	—	—	—	—	—	—	—	—
18	2000	1,0	20	0,75	0,09	0,75	13,5	5,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—

10,0 Σl · R₁₅¹⁸ + ΣZ₁₅¹⁸ = 18,3 + 11,5 = 29,8
 + Σl · R₂¹³ + ΣZ₂¹³ = 31,1

Nummehr Σl · R + ΣZ für Heizk. 2 = 60,9. Teilstrecke 15 wird geändert.
 Σl · R + ΣZ für Heizk. 2 = 60,9 + 3,5 + 8,4 = 72,8 mm WS.
 Weitere Verkleinerung unmöglich.

Stromkreis des Heizkörpers 3.

Wirksamer Druck 125 mm WS.									Druckgefälle 2,7 mm WS/1 m.								
19	2000	1,0	14	4,3	0,19	4,3	6,0	10,8	—	—	—	—	—	—	—	—	—
20	4500	4,0	20	3,3	0,2	13,2	1,0	2,0	—	—	—	—	—	—	—	—	—
21	4500	4,0	20	3,3	0,2	13,2	1,0	2,0	—	—	—	—	—	—	—	—	—
22	2000	1,0	20	0,75	0,09	0,75	13,5	5,5	14	4,3	0,185	4,3	13,5	23,0	+3,5	+17,5	

10,0 Σl · R₁₉²² + ΣZ₁₉²² = 31,5 + 20,3 = 51,8
 + Σl · R₃¹³ + ΣZ₃¹³ = 31,1
 + Σl · R₁₆¹⁷ + ΣZ₁₆¹⁷ = 20,4

Nummehr Σl · R + ΣZ für Heizk. 3 = 103,3. Teilstrecke 22 geändert.
 Σl · R + ΣZ für Heizk. 3 = 103,3 + 3,5 + 17,5 = 124,3 mm WS.

Stromkreis des Heizkörpers 4.

Wirksamer Druck 171 mm WS.									Druckgefälle 2,9 mm WS/1 m.								
23	2500	5,0	20	1,2	0,12	6,0	7,0	5,0	—	—	—	—	—	—	—	—	—
24	2500	4,0	14	6,7	0,24	26,8	1,0	2,9	—	—	—	—	—	—	—	—	—
25	2500	1,0	14	6,7	0,24	6,7	14,0	40,0	—	—	—	—	—	—	—	—	—

10,0 Σl · R₂₃²⁵ + ΣZ₂₃²⁵ = 39,5 + 47,9 = 87,4
 + Σl · R₂¹³ + ΣZ₂¹³ + Σl · R₁₆¹⁷ + ΣZ₁₆¹⁷ . . . = 51,5
 + Σl · R₁₀²¹ + ΣZ₁₀²¹ = 30,4

Σl · R + ΣZ für Heizk. 4 = 169,3 mm WS.

Zusammenstellung B. (Fortsetzung).

Nr. d. Teilstrecke	Wärme- menge Temp.- Gefälle 20° kcal	Länge l m	Annahme d mm	Ausführung													
				ursprüngliche Werte						geänderte Werte						Unterschied	
				R	w	lR	Σζ	Z	d	R	w	lR	Σζ	Z	lR	Z	
				mm WS/1 m	m/s	mmWS		mmWS	mm	mm WS/1 m	m/s	mmWS		mmWS	g-n	i-p	
a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r	

Stromkreis des Heizkörpers 5.

Wirksamer Druck 80 mm WS.	Druckgefälle 2,9 mm WS/1 m.															
26 2500	1,0	20	1,2	0,12	1,2	6,0	4,3	—	—	—	—	—	—	—	—	—
27 11000	4,5	34	1,3	0,18	5,9	10,5	17,0	—	—	—	—	—	—	—	—	—
28 11000	5,5	34	1,3	0,18	7,2	10,5	17,0	—	—	—	—	—	—	—	—	—
29 2500	1,0	20	1,2	0,12	1,2	13,5	9,7	—	—	—	—	—	—	—	—	—

$$12,0 \Sigma l \cdot R_{25}^{20} + \Sigma Z_{25}^{20} = 15,5 + 48,0 = 63,5$$

$$+ \Sigma l \cdot R_6^9 + \Sigma Z_6^9 \dots \dots \dots = 12,5$$

$$\Sigma l \cdot R + \Sigma Z \text{ für Heizk. 5 } \dots \dots = 76,0 \text{ mm WS.}$$

2. Nachrechnung der Rohrleitung.

α) Stromkreis des Heizkörpers 1.

Die Nachrechnung erfolgt genau nach dem auf S. 201 Gesagten. Die Rechenwerte sind in die Zusammenstellung B eingetragen, und es zeigt sich

$$\Sigma l \cdot R_1^4 + \Sigma Z_1^4 = 36,3 \text{ mm WS,}$$

während nur 34,2 mm WS zur Verfügung stehen.

Nunmehr wird Teilstrecke 14 von 25 auf 34 mm erweitert, so daß

$$\Sigma l \cdot R_1^4 + \Sigma Z_1^4 = 33,6 \text{ mm WS}$$

wird, wodurch der Stromkreis des Heizkörpers 1 erledigt ist.

β) Die Stromkreise der anderen Heizkörper 2, 3, 4 und 5.

Genau so werden alle übrigen Stromkreise behandelt. Die Rechnung ist in der Zusammenstellung B vollkommen durchgeführt. Zu bemerken ist nur noch, daß von allen 29 durchgerechneten Teilstrecken drei geändert, und zwar eine erweitert und zwei verengt wurden. Die tatsächlich zur Ausführung erforderliche Rohrleitung würde daher keine wesentlich anderen Kosten ergeben, als sie auf Grund der Annahme der „Rohrleitung“ ermittelt worden wären.

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, kann man von der erwähnten Vereinfachung keinen 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.

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.

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. Annahme der Rohrleitung für den Kostenanschlag.

Zur überschlägigen Bestimmung des tatsächlichen Betrages der Druckhöhe dient die Zahlentafel 18, aus welcher für die wichtigsten praktisch vorkommenden Fälle die durch die Wärmeverluste entstehende „zusätzliche Druckhöhe“ sofort entnommen werden kann. Dabei ist nicht zu übersehen, daß bei Berücksichtigung dieser Verluste eine Vergrößerung der Heizflächen vorzunehmen ist, worüber ebenfalls die Zahlentafel 18 Aufschluß gibt. Ist die Gesamtdruckhöhe jedes Stromkreises bestimmt, so erfolgt die Annahme der Rohrleitung genau so wie unter B 2 (s. S. 198).

2. Nachrechnung der Rohrleitung für die Ausführung.

Für diesen Fall gilt, wie bereits erwähnt, als „Teilstrecke“ jede Rohrstrecke, in der sich weder der Durchmesser noch die Wärmemenge noch die Abkühlungsverhältnisse ändern.

Da durch die „Annahme“ die Rohrleitungen bekannt sind, läßt sich für jede Teilstrecke der Wärmeverlust genau berechnen und daraus die Wasserauskühlung wie folgt finden:

$$\vartheta = \frac{lfk(1-\eta)(t_E - t_R)}{W} \quad (28)^1$$

Es bedeutet:

- ϑ die Wasserauskühlung in °C in der Teilstrecke,
- l die Länge der Teilstrecke in (m),
- fk das Produkt aus der Wärmedurchgangszahl k des nackten Rohres (kcal/m², °C, h) und der Rohroberfläche f (m²) für 1 lfd. m. Den Ausdruck fk enthält die Zahlentafel 10 für alle Rohrweiten,
- η den Wirkungsgrad des Wärmeschutzes 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,
- t_R die Temperatur der das Rohr umgebenden Luft in °C, und zwar:
 - bei frei verlegtem Rohr die Temperatur des bezüglichen Raumes;
 - bei vor Wärmeverlusten geschütztem Rohr in fest verschlossenem Mauerschlitze $t_R = 35^\circ \text{C}$,
 - bei nicht vor Wärmeverlusten geschütztem Rohr in fest verschlossenem Mauerschlitze $t_R = 45^\circ \text{C}$,
- W die durch die Teilstrecke fließende Wassermenge in l/h.

Die Durchführung dieser Berechnung erfolgt am besten unter Benutzung folgenden Vordruckes:

Nr.	W	l	d	fk	lfk	$1-\eta$	t_E	t_R	$t_E - t_R$	ϑ	t_A	t_m	h'

¹ In Gl. (28) wäre strenggenommen statt $t_E \dots \frac{t_E + t_A}{2}$ zu schreiben. Da dies einerseits eine wesentliche Erschwernis der Rechnung mit sich bringt und andererseits ohne Bedeutung ist, wird die einfachere Form der Gl. (28) beibehalten.

worin $t_m = \frac{t_B + t_A}{2}$ ist und h' die auf die Teilstrecke bezogene Druckhöhe in mm WS bedeutet. Sie wird durch Multiplikation der lotrechten Teilstreckenlänge mit dem Wert $(\gamma_m - \gamma')$ erhalten. Letzterer ergibt sich aus Zahlentafel 17, zugehörig: t_m und der Wassertemperatur t' im Steigstrang.

Die Abkühlungsverhältnisse im Steigstrang können bei dem meist üblichen sehr guten Wärmeschutz derselben und bei nicht zu großer Rohrlänge vernachlässigt werden. In ungewöhnlichen Fällen ist die Wasserauskühlung im Steigstrang nach vorstehendem zu berechnen.

Bezüglich der Wärmeverluste der gemeinsamen Rücklaufleitungen ist folgendes zu sagen. Verfolgt man in Abb. 285 den Wasserlauf, so möge das Wasser in Punkt A mit z. B. 60° ankommen. Es kühlt sich in der Strecke AB bei einer Temperatur der umgebenden Luft von nur 10° und einem Wärmeschutz von nur 60 vH Wirkungsgrad bei den in die Abbildung eingeschriebenen Werten um $0,8^\circ$ C ab.

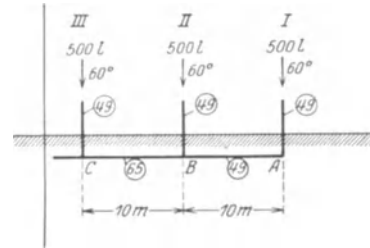


Abb. 285. Temperaturen im Rücklauf.

Dem $59,2^\circ$ grädigen Wasser werden in B 500 l 60° grädiges Wasser aus Strang II zugemischt, wodurch die Temperatur nach Gl. (29)

$$\frac{500 \cdot 59,2 + 500 \cdot 60}{1000} \cong 59,6^\circ \quad (29)$$

auf $59,6^\circ$ steigt. Von B bis C kühlt sich dieses Wasser auf $59,1^\circ$ ab, es erwärmt sich durch Zumischung des Wassers aus Strang III auf $59,4^\circ$. In Wirklichkeit liegen die Verhältnisse meist noch günstiger, da

1. die Temperatur an der Decke des Kellers höher ist als 10° C,
2. der Wärmeschutz der gemeinsamen Rücklaufleitung einen höheren Wirkungsgrad als 60 vH haben wird,
3. die dem Kessel näherliegenden Stränge wärmeres Rücklaufwasser einspeisen.

Hierzu kommt, daß die wirksamen Höhen nur gering sind. Demnach lassen sich in allen gewöhnlichen Fällen die Wärmeverluste der gemeinsamen Rücklaufleitungen vernachlässigen. In ungewöhnlichen Fällen können sie wie alle übrigen Wärmeverluste nach Gl. (28) ermittelt werden.

Die Nachrechnung der Rohrleitung vollzieht sich unter Benutzung der Hilfstafel I bzw. III genau so, wie dies vorstehend unter B 2 (s. S. 198) besprochen wurde. Bei der etwaigen Änderung einzelner Teilstrecken wird möglichst darauf Bedacht zu nehmen sein, daß durch diese Änderungen die Gesamtdruckhöhe nicht mehr wesentlich beeinflußt wird. Da bei der Nachrechnung alle Wassertemperaturen genau ermittelt werden, sind hiermit auch die Grundlagen für die endgültige Größenbemessung der Heizkörper gegeben.

Beispiel 11. Annahmen: Obere Verteilung, mit Berücksichtigung der Wärmeverluste der Rohrleitung. Temperatur des Wassers bei Austritt aus dem Kessel 80° C. Temperaturgefälle der Heizkörper 20° C. Abkühlung im Steigstrang, der im warmen Mauer Schlitz (35° C) liegt und einen Wärmeschutz von 85 vH Wirkungsgrad aufweist, zu vernachlässigen¹. Dachbodentemperatur \pm $^\circ$ C. Wärmeschutz der oberen Verteilung 80 vH Wirkungsgrad. Fallstränge, vor Wärmeabgabe geschützt, in

¹ Die Abkühlung beträgt bei genauer Rechnung für den ganzen Steigstrang von 16,5 m Länge (natürlich bei voller Belastung mit den für -20° C geltenden 58200 kcal) ... $0,11^\circ$ C.

Mauerschlitzn, Wirkungsgrad des Wärmeschutzes 60 vH. Lufttemperatur im Mauerschlitz 35° C. Anbindung der Heizkörper nach Abb. S. 201. Alles übrige geht aus Abb. 286 hervor.

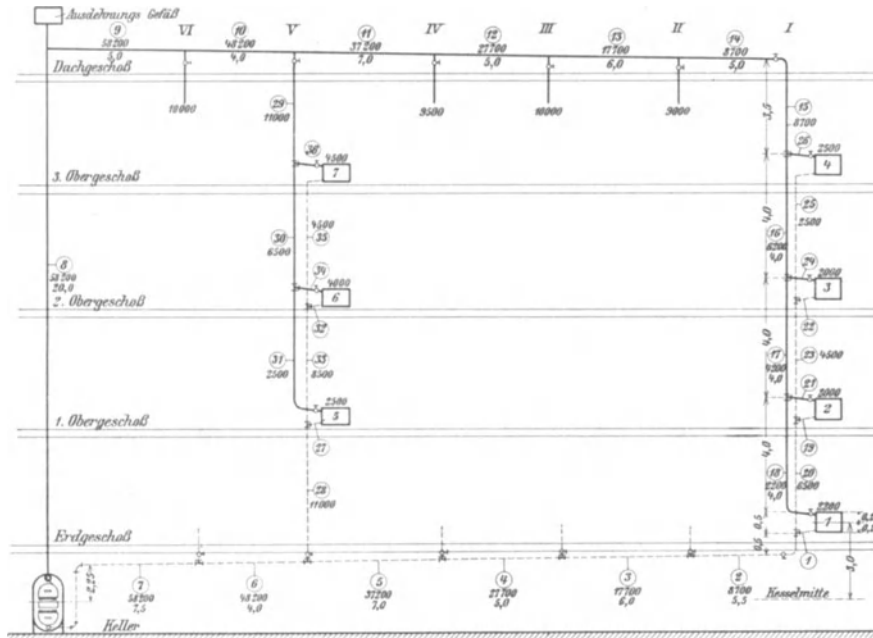


Abb. 286. Strangschema zu Beispiel 11.

Durchrechnung.

I. Annahme der Rohrdurchmesser und der Heizkörper für den Kostenanschlag.

α) Bestimmung der Rohrdurchmesser für den Kostenanschlag.

Man beginnt mit dem ungünstigsten Stromkreis, d. i. jener des Heizkörpers 1 (Teilstrecke 1 bis 18). Heizkörper 1.

Wirksamer Druck ohne Wärmeverluste (Zahlentafel 17)	$3,0 \cdot 11,4 = 34,2$ mm WS
Zusätzlicher Druck nach Zahlentafel 18 A II b ¹ für 90° Vorlauftemp.	
= 25 mm WS, für 80° C -30 vH, d. i.	17,5 „ „
Gesamter Druck	<u>51,7 mm WS</u>
Ab Einzelwiderstände (Zahlentafel 20) 50 vH	<u>25,8 „ „</u>
Verbleiben für Reibung	<u>25,9 mm WS</u>
Druckgefälle	$\frac{25,9}{105,5} \approx 0,25$ mm WS/1 m

Nunmehr ergeben sich unter Benutzung der Hilfstafel I die für die Teilstrecken 1 bis 18 in der Zusammenstellung C eingetragenen Durchmesser (Spalte d).

Heizkörper 2.

Wirksamer Druck ohne Wärmeverluste (Zahlentafel 17)	= 80,0 mm WS
Zusätzlicher Druck nach Zahlentafel 18 A II b -30 vH.	= 17,5 „ „
Gesamter Druck	= 97,5 mm WS
Ab für Einzelwiderstände (Zahlentafel 20) 50 vH	= 48,7 „ „
Verbleiben für Reibung	= 48,8 mm WS
Hiervon ab für die mit Heizkörper 1 gemeinsamen Teilstrecken 2	
bis 17, deren Gesamtlänge 98,5 beträgt	$98,5 \cdot 0,25 = 24,6$ „ „
Verbleiben für die Teilstrecken 19 bis 21	= 24,2 mm WS
Länge der Teilstrecken 19 bis 21 beträgt 7 m.	
Druckgefälle	$\frac{24,2}{7,0} \approx 3,5$ mm WS/1 m

Hieraus folgern unter Benutzung des Hilfsblattes I die für die Teilstrecken 19 bis 21 anzunehmenden Durchmesser.

In der gleichen Weise ergeben sich sämtliche Werte der Spalte d der Zusammenstellung C und damit die für den Kostenanschlag nötigen Angaben.

¹ Wagerechte Ausdehnung der Anlage 32 m.

β) Vergrößerung der Heizflächen für den Kostenanschlag.

Diese Vergrößerung in vH-Werten der ohne Berücksichtigung der Wärmeverluste auftretenden Heizflächen enthält unmittelbar Zahlentafel 18 B II. Sie beträgt z. B. für Heizkörper 1 bis 5 vH.

Zusammenstellung C.

Nr. d. Teilstrecke	Wärme- menge Temp.- Gefälle 10 kcal	Länge		Annahme	Ausführung													
		l	d		ursprüngliche Werte						geänderte Werte						Unterschied	
					R	w	lR	Σζ	Z	d	R	w	lR	Σζ	Z	lR	Z	
					mm WS/1 m	m/s	mmWS		mmWS	mm	mm WS/1 m	m/s	mmWS		mmWS	g-n	i-p	
a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r		

Stromkreis des Heizkörpers 1.

	Gesamtdruck (Annahme) 51,2.				Druckgefälle (Annahme) 0,25.				Gesamtdruck (Ausführung) 55,1.								
1	110	1,5	25	0,28	0,4	5,0	1,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
2	435	5,5	39	0,41	0,11	2,3	9,0	5,4	—	—	—	—	—	—	—	—	—
3	885	6,0	57	0,25	0,10	1,5	1,0	0,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—
4	1385	5,0	70	0,22	0,11	1,1	1,0	0,6	—	—	—	—	—	—	—	—	—
5	1860	7,0	76	0,24	0,12	1,7	1,0	0,7	—	—	—	—	—	—	—	—	—
6	2410	4,0	82	0,26	0,13	1,0	1,0	0,9	—	—	—	—	—	—	—	—	—
7	2910	7,5	88	0,27	0,14	2,0	2,5	2,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—
8	2910	20,0	88	0,27	0,14	5,4	2,5	2,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—
9	2910	5,0	88	0,27	0,14	1,4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
10	2410	4,0	82	0,26	0,13	1,0	1,0	0,9	—	—	—	—	—	—	—	—	—
11	1860	7,0	76	0,24	0,12	1,7	1,0	0,7	—	—	—	—	—	—	—	—	—
12	1385	5,0	70	0,22	0,11	1,1	1,0	0,6	—	—	—	—	—	—	—	—	—
13	885	6,0	57	0,25	0,10	1,5	1,0	0,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—
14	435	5,0	39	0,41	0,11	2,1	9,0	5,4	—	—	—	—	—	—	—	—	—
15	435	3,5	39	0,41	0,11	1,4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
16	310	4,0	39	0,21	0,08	0,8	1,5	0,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—
17	210	4,0	34	0,21	0,07	0,8	1,5	0,4	—	—	—	—	—	—	—	—	—
18	110	5,5	25	0,28	0,07	1,5	12,5	3,1	—	—	—	—	—	—	—	—	—

$\Sigma l \cdot R_{H_1} + \Sigma Z_{H_1}$ (für Heizk. 1) = 28,7 + 26,4 = 55,1. Keine Änderung erforderlich.

Stromkreis des Heizkörpers 2.

	Gesamtdruck (Annahme) 97,0.				Druckgefälle (Annahme) 3,5.				Gesamtdruck (Ausführung) 98,5.								
19	100	1,5	14	4,5	0,19	6,8	6,0	10,8	20	0,74	0,09	1,1	6,0	2,4	-5,7	-8,4	
20	325	4,0	25	2,1	0,19	8,4	1,0	1,8	—	—	—	—	—	—	—	—	—
21	100	1,5	14	4,5	0,19	6,8	12,0	21,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—

dazu $\left. \begin{aligned} \Sigma l \cdot R_{19}^{21} + \Sigma Z_{19}^{21} &= 22,0 + 34,1 = 56,1 \\ \Sigma l \cdot R_{20}^{17} + \Sigma Z_{20}^{17} &= 48,9 \end{aligned} \right\} = 105,0$
 $\Sigma l \cdot R_{H_2} + \Sigma Z_{H_2} = 105,0$. Teilstr. 19 wird geändert.
 $\Sigma l \cdot R_{H_2} + \Sigma Z_{H_2} \cong 91,0$.

Stromkreis des Heizkörpers 3.

	Gesamtdruck (Annahme) 143.				Druckgefälle (Annahme) 4,3.				Gesamtdruck (Ausführung) 142,7.								
22	100	2,0	14	4,5	0,19	9,0	6,0	10,8	—	—	—	—	—	—	—	—	—
23	225	4,0	20	3,4	0,2	13,6	1,0	2,0	—	—	—	—	—	—	—	—	—
24	100	2,0	14	4,5	0,19	9,0	12,0	21,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—

dazu $\left. \begin{aligned} \Sigma l \cdot R_{22}^{24} + \Sigma Z_{22}^{24} &= 31,6 + 34,3 = 65,9 \\ \Sigma l \cdot R_{23 \text{ bis } 16, 20} + \Sigma Z_{23 \text{ bis } 16, 20} &= 57,9 \end{aligned} \right\} = 123,8$
 $\Sigma l \cdot R_{H_3} + \Sigma Z_{H_3} = 123,8$. Änderung der Teilstr. 23 auf 14 unmöglich.

Stromkreis des Heizkörpers 4.

	Gesamtdruck (Annahme) 188.				Druckgefälle (Annahme) 5,1.				Gesamtdruck (Ausführung) 187,6.								
25	125	6,0	14	6,7	0,24	40,2	7,5	21,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—
26	125	2,0	14	6,7	0,24	13,4	12,0	34,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—

dazu $\left. \begin{aligned} \Sigma l \cdot R_{25}^{26} + \Sigma Z_{25}^{26} &= 53,6 + 56,0 = 109,6 \\ \Sigma l \cdot R_{26 \text{ bis } 15, 20, 23} + \Sigma Z_{26 \text{ bis } 15, 20, 23} &= 72,2 \end{aligned} \right\} = 181,8$
 $\Sigma l \cdot R_{H_4} + \Sigma Z_{H_4} = 181,8$

Zusammenstellung C. (Fortsetzung.)

Nr. d. Teilstrecke	Wärme- menge Temp.- Gefälle 15° kcal	Länge <i>l</i> m	Annahme <i>d</i> mm	Ausführung												
				ursprüngliche Werte					geänderte Werte					Unterschied		
				<i>R</i> mm WS/1 m	<i>w</i> m/s	<i>lR</i> mmWS	$\Sigma\zeta$	<i>Z</i> mmWS	<i>d</i> mm	<i>R</i> mm WS/1 m	<i>w</i> m/s	<i>lR</i> mmWS	$\Sigma\zeta$	<i>Z</i> mmWS	<i>lR</i> <i>q-n</i>	<i>Z</i> <i>i-p</i>
				e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r
a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r

Stromkreis des Heizkörpers 5.

Gesamtdruck (Annahme) 87,0. Druckgefälle (Annahme) 1,7. Gesamtdruck (Ausführung) 99,9.

27	125	1,5	20	1,2	0,12	1,8	6,0	4,3	—	—	—	—	—	—	—	—
28	550	5,5	34	1,3	0,18	7,2	10,5	17,0	—	—	—	—	—	—	—	—
29	550	3,5	34	1,3	0,18	4,6	10,5	17,0	—	—	—	—	—	—	—	—
30	325	4,0	25	2,1	0,19	8,4	1,0	1,8	—	—	—	—	—	—	—	—
31	125	5,5	20	1,2	0,12	6,6	12,0	8,6	—	—	—	—	—	—	—	—
				$\Sigma l \cdot R_{27}^{31} + \Sigma Z_{27}^{31} = 28,6$					$+ 48,7 = 77,3$							
dazu				$\Sigma l \cdot R_6^{10} + \Sigma Z_6^{10} = 17,6$												
				$\Sigma l \cdot R_{H_5} + \Sigma Z_{H_5} = 94,9$												

Stromkreis des Heizkörpers 6.

Gesamtdruck (Annahme) 129. Druckgefälle (Annahme) 5,5. Gesamtdruck (Ausführung)

32	200	1,0	20	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
33	425	4,0	25	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
34	200	1,0	20	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Stromkreis des Heizkörpers 7.

Gesamtdruck (Annahme) 174. Druckgefälle (Annahme) 6,7. Gesamtdruck (Ausführung)

35	225	5,0	20	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
36	225	1,0	14	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Die Stromkreise der Heizkörper 6 und 7 sind nur für den Kostenanschlag bemessen.

II. Nachrechnung der Rohrdurchmesser und der Heizkörper für die Ausführung.

α) Ermittlung der Rohrdurchmesser für die Ausführung.

Es ist unter Benutzung der Werte *d* aus Zusammenstellung C die tatsächlich wirksame Druckhöhe zu bestimmen. Die zu ihrer Feststellung nach Gl. (28) empfohlene Rechenart ist in Zusammenstellung D durchgeführt.

Zusammenstellung D.

Nr.	kcal/1°=W	<i>l</i>	<i>d</i>	<i>f</i> <i>k</i>	1 - η	<i>t_E</i>	<i>t_R</i>	ϑ	<i>t_A</i>	<i>h</i>
Gemeinsamer Vorlauf.										
9	2910	5,0	88	3,13	0,2	80,0	±0	0,1	79,9	—
10	2410	4,0	82	2,94	0,2	79,9	±0	0,1	79,8	—
11	1860	7,0	76	2,74	0,2	79,8	±0	0,2	79,6	—
12	1385	5,0	70	2,51	0,2	79,6	±0	0,1	79,5	—
13	885	6,0	57	2,08	0,2	79,5	±0	0,2	79,3	—
14	435	5,0	49	2,04	0,2	79,3	±0	0,4	78,9	—
Fallstrang I.										
15	435	3,5	49	1,76	0,4	78,9	+35	0,3	78,6	2,6 ¹
16	310	4,0	39	1,43	0,4	78,6	+35	0,3	78,3	3,7
17	210	4,0	34	1,25	0,4	78,3	+35	0,4	77,9	4,7
18	110	4,0	25	1,14	0,4	77,9	+35	0,7	77,2	5,9
25	125	4,0	14	0,66	0,4	58,6	+35	0,2	58,4	48,7

¹ Man bildet $\frac{t_E + t_A}{2} = 78,8$ und sucht in Zahlentafel 17 die Druckhöhe für 1 m lotrechter Höhe gegenüber dem Steigstrang von 80° C, d. i. $0,74 \cdot 3,5 = 2,6$ mm WS. Ebenso werden alle anderen Werte *h* gefunden.

Zusammenstellung D. (Fortsetzung.)

Nr.	kcal/l °=W	l	d	f/k	1 - η	t _E	t _R	φ	t _A	h
Aus Heizk. 3 kommen 100 l von 58,3° hinzu: Mischtemperatur nach Gl. (29) = 58,4° C.										
23	225	4,0	20	0,86	0,4	58,4	+35	0,1	58,3	49,0
Aus Heizk. 2 kommen 100 l von 57,9° hinzu: Mischtemperatur = 58,2° C.										
20	325	4,0	25	1,09	0,4	58,2	+35	0,1	58,1	49,5
Aus Heizk. 1 kommen 110 l von 57,2° hinzu: Mischtemperatur = 57,8° C.										
2	435	0,5	49	1,67	0,4	57,8	+35	0,0	57,8	6,2
Da Abkühlung des gemeinsamen Rücklaufs vernachlässigt wird, ist 57,8° C auch die Kessel-eintrittstemperatur.										
7	—	2,25	—	—	—	57,8	—	—	57,8	28,2
Heizkörper 1	1	0,5	—	—	—	77,2	—	—	57,2	3,8
„	2	0,5	—	—	—	77,9	—	—	57,9	3,6
„	3	0,5	—	—	—	78,3	—	—	58,3	3,5
„	4	0,5	—	—	—	78,6	—	—	58,6	3,4
Fallstrang V.										
29	550	3,5	34	1,25	0,4	79,8	+35	0,1	79,7	0,5
30	325	4,0	25	1,14	0,4	79,7	+35	0,3	79,4	1,0
31	125	4,0	20	0,90	0,4	79,4	+35	0,5	78,9	2,0
35	225	4,0	20	0,90	0,4	59,7	+35	0,2	59,5	46,5
Aus Heizk. 6 kommen 200 l von 59,4° hinzu: Mischtemperatur = 59,5° C.										
33	425	4,0	25	1,09	0,4	59,5	+35	0,1	59,4	46,8
Aus Heizk. 5 kommen 125 l von 58,9° hinzu: Mischtemperatur = 59,3° C.										
28	550	5,5	34	1,19	0,4	59,3	+35	0,1	59,2	64,9
Heizkörper 5	5	0,5	—	—	—	78,9	—	—	58,9	3,3
„	6	0,5	—	—	—	79,4	—	—	59,4	3,2
„	7	0,5	—	—	—	79,7	—	—	59,7	3,0

Heizkörper 1. Aus Zusammenstellung C ergibt sich der tatsächlich vorhandene Druck für die Teilstrecken 15 bis 18, 2, 7, Heizkörper 1

$$\Sigma h = 2,6 + 3,7 + 4,7 + 5,9 + 6,2 + 28,2 + 3,8 = 55,1 \text{ mm WS,}$$

welcher Wert gut mit dem nach Zahlentafel 18 angenommenen von 51,2 mm WS übereinstimmt.

Nunmehr wird für den Stromkreis des Heizkörpers 1 die $\Sigma l \cdot R + \Sigma Z$ bestimmt (s. Zusammenstellung C).

Heizkörper 2. Ganz ähnlich ergibt sich hier der tatsächlich vorhandene Druck für die Teilstrecken 15 bis 17, 2, 7, 20 Heizkörper 2

$$\Sigma h = 2,6 + 3,7 + 4,7 + 6,2 + 28,2 + 49,5 + 3,6 = 98,5 \text{ mm WS,}$$

welcher Wert gut mit dem nach Zahlentafel 18 angenommenen von 97,0 mm WS übereinstimmt.

Auch jetzt wird wieder geprüft, ob

$$\Sigma l \cdot R + \Sigma Z < 98,5 \text{ ist (s. Zusammenstellung C) usw.}$$

β) Vergrößerung der Heizflächen.

Für jeden Heizkörper sind die genauen Vorlauf- bzw. Rücklauftemperaturen bekannt, so daß die Vergrößerung genau ermittelt werden kann. Man erhält z. B. für Heizkörper 1 eine Vergrößerung von 5,9 vH, während Zahlentafel 18 II 5,0 vH ergeben hatte.

D. Einrohrsystem ohne Berücksichtigung der Wärmeverluste.

1. Wirksamer Druck.

a) Berechnung der Temperaturen.

In Abb. 287 ist:

$$\begin{aligned} t' &= t_4 = t_5 = t_6^*, \\ t'' &= t_3, \\ t_8 &= t_9. \end{aligned}$$

* Die Indizes der Temperaturen entsprechen den bezüglichen Teilstreckennummern.

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. 198) erfolgen kann.

E. Einrohrsystem mit Berücksichtigung der Wärmeverluste.

Auch für diesen Fall können die bei der Berechnung des Zweirohrsystems gemachten Überlegungen sowohl bei der Bestimmung der Rohrleitungen und Heizkörper 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 18 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 lotrecht etwa in der Mitte liegt. Infolge der bei den Einrohranlagen auftretenden Verhältnisse ist aber, wie auf der Zahlentafel 18 ausdrücklich vermerkt, nur die Hälfte des jeweiligen Tafelwertes anzusetzen. Dieser Zusammenhang wurde durch Beispielsrechnungen ermittelt.

Beispiel 12. 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 $\Delta H = 10^\circ \text{C}$. Steigstrang keine Abkühlung. Dachbodentemperatur $0^\circ \text{C} \pm$. Wärmeschutz der oberen Verteilung 80 vH Wirkungsgrad. Fallstränge ungeschützt vor der Wand. Gemeinsamer Rücklauf keine Abkühlung. Raumtemperatur 20°C . Alles übrige zeigt Abb. 288.

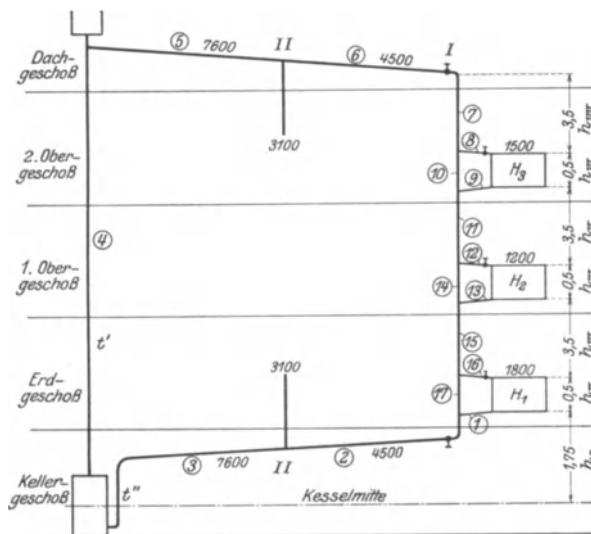


Abb. 288. Strangenschema zu Beispiel 12.

Durchrechnung.

1. Annahme der Rohrleitung 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.

$$t' = 85^\circ = t_4 = t_5 = t_6 = t_7 = t_8 = t_{10}, \quad W = \frac{\Sigma Q}{t - t''} = \frac{1500 + 1200 + 1800}{85 - 70} = 300 \text{ l/h},$$

$$t_9 = 85 - 10 = 75^\circ \text{C},$$

$$t'' = 70^\circ = t_2 = t_3,$$

$$t_{11} = [\text{nach Gl. (31)}] = t' - \frac{Q_3}{W} = 85 - \frac{1500}{300} = 80^\circ \text{C},$$

$$t_{12} = 80^\circ = t_{14},$$

$$t_{13} = 80 - 10 = 70^\circ \text{C},$$

¹ $\Delta H \gg \frac{1800}{4500} 15$; $\Delta H \gg 6^\circ \text{C}$, s. S. 212, Gl. (30).

$$t_{15} = [\text{nach Gl. (31)}] = t_{11} - \frac{Q_2}{W} = 80 - \frac{1200}{300} = 76^\circ \text{C},$$

$$t_{16} = 76^\circ = t_{17},$$

$$t_1 = 76 - 10 = 66^\circ \text{C}.$$

Mittlere Temperatur im Heizkörper H_3	$t_{H_3} = 80^\circ \text{C}$
„ „ „ „ H_2	$t_{H_2} = 75^\circ \text{C}$
„ „ „ „ H_1	$t_{H_1} = 71^\circ \text{C}$

Zusammenstellung D.

Nr. der Teilstrecke	Wärme-mengen		Länge l	Annahme d	Ausführung												Unterschied	
	Temp.-Gefälle 15° bzw. 10° C	Temp.-Gefälle 10° C			ursprüngliche Werte					geänderte Werte								
					R mm WS/1 m	w m/s	lR mm WS	$\Sigma \zeta$ 1	Z mm WS	d mm	R mm WS/1 m	w m/s	lR mm WS	$\Sigma \zeta$	Z mm WS	lR	Z	
	kcal	kcal			m	mm	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q-n
a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r		

Stromkreis des Fallstranges I.

1	1800	180	1,0	25	0,74	0,11	0,7	3,0	1,8	—	—	—	—	—	—	—	—
2	4500	300	4,0	34	0,41	0,10	1,6	11,0	5,5	25	1,9	0,18	7,6	12,0 ²	19,4	+6,0	+13,9
3	7600	506	9,0	39	0,55	0,12	5,0	3,0	2,2	—	—	—	—	—	—	—	—
4	7600	506	14,0	39	0,55	0,12	7,7	1,5	1,1	—	—	—	—	—	—	—	—
5	7600	506	8,0	39	0,55	0,12	4,4	1,0	0,7	—	—	—	—	—	—	—	—
6	4500	300	4,0	34	0,41	0,10	1,6	11,5	5,8	—	—	—	—	—	—	—	—
7	4500	300	3,5	34	0,41	0,10	1,4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
8	1500	150	1,0	25	0,50	0,09	0,5	5,0	2,0	—	—	—	—	—	—	—	—
9	1500	150	1,0	25	0,50	0,09	0,5	3,0	1,2	—	—	—	—	—	—	—	—
11	4500	300	3,5	34	0,41	0,10	1,4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
12	1200	120	1,0	20	1,10	0,12	1,1	5,0	3,6	—	—	—	—	—	—	—	—
13	1200	120	1,0	25	0,34	0,07	0,3	3,0	0,8	—	—	—	—	—	—	—	—
15	4500	300	3,5	34	0,41	0,10	1,4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
16	1800	180	1,0	25	0,74	0,11	0,7	5,0	3,0	—	—	—	—	—	—	—	—
			55,5				28,3	+	27,7 = 56								+19,9
10	—	150	0,5	20	1,7	0,15	0,9	2,0	2,2	—	—	—	—	—	—	—	—
14	—	180	0,5	20	2,3	0,17	1,2	2,0	2,9	—	—	—	—	—	—	—	—
17	—	120	0,5	20	1,1	0,12	0,6	2,0	1,4	14	6,1	0,22	3,1	2,0	4,8	—	—

¹ Einzelwiderstände:

Teilstr. 1 (25).	1 T-St.-A.	1,5
	1 halb. Heizk.	1,5
		<u>3,0</u>
Teilstr. 2 (34).	1 Bogen	1,0
	1 Str.-Vent.	9,0
	1 T-St.-D.	1,0
		<u>11,0</u>
Teilstr. 3 (39).	3 Bogen je 0,5	1,5
	1 halber Kessel	1,5
		<u>3,0</u>
Teilstr. 4 (39).	1 halber Kessel	1,5
Teilstr. 5 (39).	1 Knie	1,0
Teilstr. 6 (34).	1 T-St.-D.	1,0
	1 Str.-Vent.	9,0
	1 Knie	1,5
		<u>11,0</u>
Teilstr. 7 (34).	Nichts.	

Heizkörperanschlüsse geradlinig.

Teilstr. 8 (25).	1 T-St.-A.	1,5
	1 Durchgangshahn	2,0
	1 halb. Heizk.	1,5
		<u>5,0</u>
Teilstr. 9 (25).	1 halb. Heizk.	1,5
	1 T-St.-A.	1,5
		<u>3,0</u>
Teilstr. 11 (34).	Nichts.	
Teilstr. 12 (20).	1 T-St.-A.	1,5
	1 Durchgangshahn	2,0
	1 halb. Heizk.	1,5
		<u>5,0</u>
Teilstr. 13 (25).	1 halb. Heizk.	1,5
	1 T-St.-A.	1,5
		<u>3,0</u>
Teilstr. 15 (34).	Nichts.	
Teilstr. 16 (25).	Wie Teilstr. 8	5,0

² Teilstr. 2 (25).	1 Bogen	1,0
	1 Str.-Vent.	10,0
	1 T-St.-D.	1,0
		<u>12,0</u>

Die eingeklammerten Zahlen bedeuten die lichten Rohrdurchmesser.

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 16:

$$= 1,75 \cdot 9,16 + 0,5 \cdot 8,58 + 3,5 \cdot 5,64 + 0,5 \cdot 6,24 + 3,5 \cdot 3,18 + 0,5 \cdot 3,18 = 55,9 \text{ mm WS.}$$

b) Annahme des Stromkreises des Stranges I.

Wirksamer Druck ohne Berücksichtigung der Wärmeverluste . . . = 55,9 mm WS

Berücksichtigung der Wärmeverluste nach Zahlentafel 17 A I: Fallstränge ungeschützt. 3geschossig. Wagerechte Ausdehnung der Anlage bis 25 m. Höhe des mittelsten Heizkörpers über Kesselmitte 6,0 m. Wagerechte Entfernung des Stranges vom Steigstrang 12 m. Ergibt nach der erwähnten Zahlentafel zusätzliche Druckhöhe = 25 mm WS

Bei Einrohrführung halber Wert = 12,5 „ „

Vorlauftemperatur 85°, daher -15 vH $\approx -2,0$ „ „

Zusätzliche Druckhöhe = 10,5 mm WS 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 $\frac{33,2}{55,5} \approx 0,6 \text{ mm WS/1 m}$

Daraus folgen die Durchmesser in Spalte d der Zusammenstellung D.

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 18 BI abzulesen: (halben Werte wegen Einrohr) z. B. Heizkörper 2 . . +7,5 vH, d. i.

$$f_{H_2} = \frac{1200}{k(75 - 20)} + 7,5 \text{ vH} = \frac{1200}{7,0 \cdot 55} + 7,5 \text{ vH} = 3,12 + 0,23 = 3,35 \text{ m}^2.$$

k-Wert entnommen aus Zahlentafel 9.

2. Nachrechnung der Rohrleitung und Heizkörper.

A. Stromkreis des Fallstranges I.

α) Berechnung der Temperaturen mit Berücksichtigung der Wärmeverluste der Rohrleitung. Siehe Gl. (28), S. 206.

Nr.	W	l	d	fk	lfk	1 - η	t _E	t _R	t _E - t _R	ϑ	t _A	t _m	h'
5	506	8,0	39	1,73	13,6	0,2	85,0	0	85,0	0,5	84,5	—	1
6	300	4,0	34	1,52	6,1	0,2	84,5	0	84,2	0,3	84,5	—	—
7	300	3,5	34	1,39	4,9	1,0	84,2	20	64,2	1,0	83,2	83,7	—
8	150	1,0	25	1,24	1,2	1,0	83,2	20	63,2	0,5	82,7	—	—
9	150	1,0	25	1,19	1,2	1,0	72,7	20	52,7	0,4	72,3	—	—
11	300	3,5	34	1,32	4,6	1,0	78,2	20	58,2	0,9	77,3	77,8	—
12	120	1,0	20	0,94	0,9	1,0	77,3	20	57,3	0,4	76,9	—	—
13	120	1,0	25	1,14	1,1	1,0	66,9	20	46,9	0,4	66,5	—	—
15	300	3,5	34	1,32	4,6	1,0	73,3	20	53,3	0,8	72,5	72,9	—
16	180	1,0	25	1,19	1,2	1,0	72,5	20	52,5	0,4	72,1	—	—
1	180	1,0	25	1,14	1,1	1,0	62,1	20	42,1	0,3	61,9	—	—

¹ Zwecks klarerer Darstellung erfolgt die Berechnung der Drucke h' unter β).

$$\begin{aligned}
 t_9 - t_8 &= \text{Temperaturgefälle im Heizkörper } H_3 = 82,7 - 10,0 = 72,7^\circ, \\
 t_{11} = t_7 - \frac{Q_3}{W} &= 83,2 - \frac{1500}{300} = 78,2^\circ \text{ }^1, \\
 t_{13} = t_{12} &= \text{Temperaturgefälle im Heizkörper } H_2 = 76,9 - 10,0 = 66,9^\circ, \\
 t_{15} = t_{11} - \frac{Q_2}{W} &= 77,3 - \frac{1200}{300} = 73,3^\circ \text{ }^1, \\
 t_1 = t_{16} - 10^\circ &= 72,1 - 10,0 = 62,1^\circ, \\
 t_2 = t_{15} - \frac{Q_1}{W} &= 72,5 - \frac{1800}{300} = 66,5^\circ \text{ }^1.
 \end{aligned}$$

Da die Abkühlung der gemeinsamen Rücklaufleitung vernachlässigt werden kann (S. 207), ist $66,5^\circ \text{ C}$ auch die Kesseintrittstemperatur.

$$\begin{aligned}
 \text{Mittlere Temperatur im Heizkörper } H_3 &= \frac{82,7 + 72,7}{2} = 77,7^\circ \text{ C}, \\
 \text{„ „ „ „ } H_2 &= \frac{76,9 + 66,9}{2} = 71,9^\circ \text{ C}, \\
 \text{„ „ „ „ } H_1 &= \frac{72,1 + 62,1}{2} = 67,1^\circ \text{ C}.
 \end{aligned}$$

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_I	$66,5^\circ \text{ C}$
„	„	h_{II}	$67,1^\circ \text{ C}$
„	„	h_{III}	$72,9^\circ \text{ C}$
„	„	h_{IV}	$71,9^\circ \text{ C}$
„	„	h_V	$77,8^\circ \text{ C}$
„	„	h_{VI}	$77,7^\circ \text{ C}$
„	„	h_{VII}	$83,7^\circ \text{ C}$

$$\begin{aligned}
 H = \Sigma h' &= 1,75 \cdot (\gamma_{66,5} - \gamma_{85}) + 0,5(\gamma_{67,1} - \gamma_{85}) + 3,5(72,9 - \gamma_{85}) + 0,5(\gamma_{71,9} - \gamma_{85}) \\
 &+ 3,5(\gamma_{77,8} - \gamma_{85}) + 0,5(\gamma_{77,7} - \gamma_{85}) + 3,5(\gamma_{83,7} - \gamma_{85}).
 \end{aligned}$$

Benutzung der Zahlentafel 16:

$$H = 1,75 \cdot 11,12 + 0,5 \cdot 10,79 + 3,5 \cdot 7,48 + 0,5 \cdot 8,07 + 3,5 \cdot 4,54 + 0,5 \cdot 4,60 + 3,5 \cdot 0,85 = 76,3 \text{ mm WS.}$$

Nunmehr erfolgt die Bildung der $\Sigma l \cdot R_i^s + \Sigma Z_i^s$ in bekannter Weise unter Benutzung der Hilfstafel I. Aus der Zusammenstellung D ergibt sich, daß die Summe aller Widerstände = 55,7 wird, während an wirksamem Druck = 76,3 mm WS zur Verfügung stehen. Teilstrecke 2 wird daher auf 25 mm WS verengt, womit die fragliche Summe = 75,6 mm WS wird und nunmehr mit dem wirksamen Druck in genügender Übereinstimmung steht.

B. Kurzschlußstrecken 10, 12 und 17.

Teilstrecke 10. Nach Gl. (33) ist:

$$H = h_{VI}(\gamma_{H_3} - \gamma_{10}) + l \cdot R_{10} + Z_{10} = 0,5(\gamma_{77,7} - \gamma_{83,2}) + 3,1 = 0,5 \cdot 3,44 + 3,1 = 4,8 \text{ mm WS }^2.$$

Nun muß $4,8 \geq l \cdot R_{8,9} + Z_{8,9}$ sein,
 $4,8 \geq 4,2$.

Teilstrecke 10 bleibt unverändert mit 20 mm l. W. bestehen.

¹ 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. Bemerkte sei, daß hierdurch die errechnete zusätzliche Druckhöhe unter der tatsächlich auftretenden bleibt.

² 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.

Teilstrecke 14:

$$H = h_{IV}(\gamma_{H_2} - \gamma_{14}) + l \cdot R_{14} + Z_{14} = 0,5(\gamma_{71,9} - \gamma_{77,3}) + 4,1 = 0,5 \cdot 3,23 + 4,1 = 5,7 \text{ mm WS}^1.$$

Nun muß $5,7 \geq l \cdot R_{12,13} + Z_{12,13}$ sein,
 $5,7 \geq 5,8$.

Teilstrecke 14 kann mit 20 mm l. W. bestehen bleiben.

Teilstrecke 17:

$$H = h_{II}(\gamma_{H_1} - \gamma_{17}) + l \cdot R_{17} + Z_{17} = 0,5(\gamma_{67,1} - \gamma_{72,5}) + 2,0 = 0,5 \cdot 3,08 + 2,0 = 3,5 \text{ mm WS}^1.$$

Nun müßte: $3,5 \geq l \cdot R_{16,1} + Z_{16,1}$
 sein, da aber $l \cdot R_{16,1} + Z_{16,1} = 9,2$

ist, muß Teilstrecke 17 von 20 mm l. W. auf 14 mm l. W. verengt werden.

Es wird also

$$H = 1,5 + l \cdot R_{17} + Z_{17} = 1,5 + 7,9 = 9,4 \text{ mm WS},$$

wodurch die Ungleichheit erfüllt erscheint.

C. Nachrechnung der Heizkörper.

Nunmehr sind alle Temperaturen genau bekannt und es ergibt sich z. B. für Heizkörper 2

$$f_{H_2} = \frac{1200}{k(71,9 - 20)} = \frac{1200}{7,0 \cdot 51,9} = 3,3 \text{ m}^2,$$

während sich nach der „Annahme“ 3,35 m² ergab.
 k-Wert entnommen aus Zahlentafel 9.

F. Stockwerksheizung².

Bei dieser Heizart entsteht der wirksame Druck ausschließlich durch den Einfluß der Wärmeverluste. Hieraus ergibt sich, daß die Behandlung dieses Falles nach dem unter C Gesagten zu erfolgen hat. Jedoch wird zur überschlägigen Annahme des wirksamen Druckes nicht die Zahlentafel 18, sondern die Zahlentafel 19 benutzt. Im übrigen vollzieht sich die Annahme der Rohrleitung und ihre Nachrechnung sinngemäß nach jenen Regeln, die an der angezogenen Stelle entwickelt sind.

Beispiel 13. Annahmen: Temperatur des Wassers bei Austritt aus dem Kessel 85 °C — Temperaturgefälle der Heizkörper 20 °C — Steigstrang keine Abkühlung — Verteilung, Stränge, Heizkörperanschlüsse sehr kurz, nackt vor der Wand — gemeinsamer Rücklauf geschützt vor Wärmeabgabe im Fußboden verlegt — Raumtemperatur 20 °C. Die Kesselmitte liege 400 mm über Mitte Rücklauf — die Abkühlung der Rücklaufleitungen werde vernachlässigt. Alles übrige geht aus Abb. 289 und aus der Zusammenstellung E hervor.

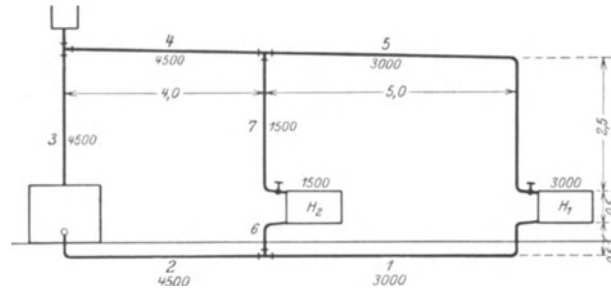


Abb. 289. Strangschema zu Beispiel 13.

a) Annahme der Rohrleitung.

α) Ermittlung des ungünstigsten Heizkörpers und Annahme seines Stromkreises.
 Nach Zahlentafel 19 A stehen zur Verfügung:

für Heizkörper 1
 18 mm WS

für Heizkörper 2
 7 mm WS

¹ Siehe Anmerkung 1 auf der vorhergehenden Seite.

² Wierz, M.: Die Berechnung der Etagen-Warmwasserheizung. Gesundheits-Ing. Bd. 47, S. 345. 1924.

Hiervon ab 15 vH, da die Vorlauftemperatur 85° beträgt; bleiben:
 15 mm WS 6 mm WS

Hiervon ab für Einzelwiderstände 50 vH, bleibt für Reibung:
 7,5 mm WS 3,0 mm WS

Hieraus folgt das Druckgefälle:

$$R_1 = \frac{7,5}{24,5} \cong 0,3 \text{ mm WS/1 m} \qquad R_2 = \frac{3,0}{14,5} \cong 0,2 \text{ mm WS/1 m.}$$

Die Hauptleitungen 2, 3 und 4 müssen nach dem geringeren Druckabfall von 0,2 bemessen werden, d. h. der Stromkreis des Heizkörpers 2 ist demnach der ungünstigere. Mit ihm beginnend ergeben sich, unter Benutzung des Hilfsblattes III, die Werte *d* der Zusammenstellung E. Da infolge der feststehenden Handelsmaße die Verhältnisse nie genau getroffen werden können, empfiehlt es sich, bei einem Teil des Stromkreises einen höheren, bei dem anderen Teil einen niederen Druckabfall zugrunde zu legen, um auf diese Weise bereits einen Ausgleich gegenüber der Aufrundung auf Handelsmaß herbeizuführen.

β) Annahme des Stromkreises des Heizkörpers 1.

Zur Verfügung stehen abzüglich Einzelwiderständen = 7,5 mm WS
 Hiervon aufgebraucht für die Teilstrecken 2, 3, 4 . . . 11,5 · 0,2 = 2,3 „ „
 Verbleiben für die Teilstrecken 1, 5 = 5,2 mm WS
 Länge des Rohrzuges 1, 5 = 13,0 m
 Druckgefälle ≅ 0,4 mm WS/1 m

Danach ergeben sich unter Benutzung der Hilfstafel III für die Teilstrecken 1, 5 die in der Zusammenstellung E ersichtlichen Durchmesser (Spalte d).

Zusammenstellung E.

Nr. d. Teilstrecke	Wärme- menge Temp.- Gefälle 20° kcal	Länge <i>l</i> m	Annahme <i>d</i> mm	Ausführung												
				ursprüngliche Werte					geänderte Werte					Unterschied		
				<i>R</i>	<i>w</i>	<i>lR</i>	$\Sigma\zeta$	<i>Z</i>	<i>d</i>	<i>R</i>	<i>w</i>	<i>lR</i>	$\Sigma\zeta$	<i>Z</i>	<i>lR</i>	<i>Z</i>
				mm WS/1 m	m/s	mmWS		mmWS	mm	mm WS/1 m	m/s	mmWS		mmWS	<i>g-n</i>	<i>i-p</i>
a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r

Stromkreis des Heizkörpers 2.

2	4500	4,0	34	0,25	0,08	1,00	5,0	1,6	—	—	—	—	—	—	—	—
3	4500	3,5	34	0,25	0,08	0,88	3,0	1,0	—	—	—	—	—	—	—	—
4	4500	4,0	34	0,25	0,08	1,00	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
7	1500	2,5	25	0,14	0,045	0,35	8,5	0,9	—	—	—	—	—	—	—	—
6	1500	0,5	25	0,14	0,045	0,07	6,0	0,6	—	—	—	—	—	—	—	—

$$\Sigma l \cdot R_{H_2} + \Sigma Z_{H_2} = 3,30 + 4,1 = 7,4 \text{ mm}$$

Nach Zahlentafel 19 A stehen nur 6 mm WS zur Verfügung. Die unter b β durchgeführte Nachrechnung ergibt aber einen tatsächlichen wirksamen Druck von 8,8 mm. Die angenommenen Durchmesser können demnach beibehalten werden.

Stromkreis des Heizkörpers 1.

1	3000	5,5	25	0,50	0,09	2,75	5,5	2,2	—	—	—	—	—	—	—	—
5	3000	7,5	34	0,11	0,05	0,83	8,5	1,1	—	—	—	—	—	—	—	—

$$\Sigma l \cdot R_{1,5}^* + \Sigma Z_{1,5}^* = 3,58 + 3,3 \cong 6,9$$

$$\text{Hierzu } \Sigma l \cdot R_2^* + \Sigma Z_2^* = 5,5$$

$$\Sigma l \cdot R_{H_1} + \Sigma Z_{H_1} = 12,4 \text{ mm}$$

Nach Zahlentafel 19 A sind 15 mm WS verfügbar. Die Nachprüfung unter b γ ergibt 13,1 mm. Die angenommenen Durchmesser können also beibehalten werden.

Teilstr. 1 (25).	Halber Heizkörper	1,5	Teilstr. 5 (25).	1 T-Stück, Durchgang	1,0
	3 Bogen	3,0		2 Bogen	2,0
	1 T-Stück, Durchgang	1,0		Eckhahn	4,0
		<u>5,5</u>		Halber Heizkörper	1,5
					<u>8,5</u>
Teilstr. 2 (34).	T-Stück, Durchgang	1,0	Teilstr. 6 (20).	Halber Heizkörper	1,5
	3 Bogen	3,0		2 Bogen	3,0
	Halber Kessel	1,0		1 T-Stück, Abzweig	1,5
		<u>5,0</u>			<u>6,0</u>
Teilstr. 3 (34).	Halber Kessel	1,5	Teilstr. 7 (20).	1 T-Stück, Abzweig	1,5
	Knie	1,5		1 Bogen	1,5
		<u>3,0</u>		1 Eckhahn	4,0
Teilstr. 4 (34).	Nichts.			1 halber Heizkörper	1,5
					<u>8,5</u>

b) Nachrechnung der Rohrleitung.

α) Ermittlung aller Temperaturen unter Berücksichtigung der Abkühlung der Rohrleitung.

Nr.	W	l	d	fk	l/k	1 - η	t _E	t _R	t _E - t _R	ϑ	t _A
4	225	4,0	34	1,39	5,6	1,0	85,0	20	65,0	1,6	83,4
5	150	7,5	34	1,39	10,4	1,0	83,4	20	63,4	4,4	79,0
7	75	2,5	25	1,20	3,0	1,0	83,4	20	63,4	2,5	80,9

Mittlere Temperatur im Heizkörper 2 = 70,9°C, im Heizkörper 1 = 69,0°C.

β) Bestimmung des wirksamen Druckes für den Stromkreis des Heizkörpers 2.

$$\begin{aligned} \text{Mittlere Temperatur des Fallstranges 7} &= \frac{83,4 + 80,9}{2} \cong 82,2^\circ \text{C} \\ H &= 2,5(\gamma_{82,2} - \gamma_{85}) + 0,5(\gamma_{70,9} - \gamma_{85}) \\ &= 2,5 \cdot 1,79 + 0,5 \cdot 8,64 \cong 8,8 \text{ mm WS.} \end{aligned}$$

γ) Bestimmung des wirksamen Druckes für den Stromkreis des Heizkörpers 1.

Teilstrecke 5 ergibt ϑ = 4,4° für l = 7,5. Somit wird für l = 2,5 . . . ϑ = 1,5° C sein.

Der Fallstrang 5 hat an seinem Ende 79,0° C
 und daher an seinem Anfang 80,5° C
 Sonach mittlere Temperatur für Fallstrang 5 79,8° C

$$\begin{aligned} H &= 2,5(\gamma_{79,8} - \gamma_{85}) + 0,5(\gamma_{69,0} - \gamma_{85}) \\ &= 2,5 \cdot 3,31 + 0,1 \cdot 9,73 \cong 13,1 \text{ mm WS.} \end{aligned}$$

G. Gewächshausheizung.

Die Gewächshausheizung wird sowohl hinsichtlich der Bestimmung des wirksamen Druckes als auch bezüglich der Anwendung der Hilfstafeln I bzw. III wie eine gewöhnliche Warmwasserheizung behandelt. Zu erwähnen ist jedoch, daß die bei dieser Ausführung vorkommenden Heizschlangen nicht einfach mit der aus den Hilfstafeln zu entnehmenden Widerstandszahl ζ = 3,0 angesetzt werden dürfen. Diese Sonderheizflächen sind als Rohrleitung aufzufassen. Ihr Widerstand ist Σl · R + ΣZ.

Beispiel 14. Annahmen s. Abb. 290 und Zusammenstellung F.

Wärmeleistung der Schlange	2 · 5250 kcal/h
Lichter Durchmesser der Heizrohre	49 mm
Länge des Heizrohres (Teilstrecke 1)	2 · 69 m
Lichter Durchmesser der Verbindungsleitungen	39 mm
Länge der Verbindungsleitung (Teilstrecke 2) zusammen	10 m
Vorlauftemperatur 80° C; Rücklauftemperatur 60° C.	

Aufgabe. Wie tief ist die Kesselmitte zu legen, wenn unter den angenommenen Verhältnissen die verlangten Wärmeleistungen erzielt werden sollen?

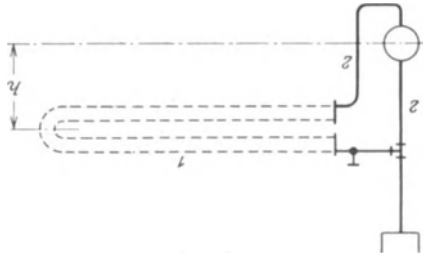


Abb. 290. Strangschema zu Beispiel 14.

Lösung der Aufgabe. Annahme der gesuchten Höhe.

$$\begin{aligned}
 R \text{ bei } 5250 \text{ kcal im } 49 \text{ mm-Rohr} & \dots 0,05 \\
 lR = 69 \cdot 0,05 & \dots \dots \dots = 3,5 \text{ mm WS} \\
 R \text{ bei } 10\,500 \text{ kcal im } 39 \text{ mm-Rohr} & \dots 0,56 \\
 lR = 10 \cdot 0,56 & \dots \dots \dots = 5,6 \text{ „ „} \\
 \Sigma(lR) & = 9,1 \text{ mm WS} \\
 + 50 \text{ vH für Einzelwiderstände } \Sigma Z & = 9,1 \text{ „ „} \\
 \Sigma l \cdot R + \Sigma Z & = 18,2 \text{ mm WS}
 \end{aligned}$$

Da bei 80° C und 60° C der wirksame Druck = 11,4 mm WS für 1 m lotrechter Höhe beträgt, so muß die Kesselmitte um 1,6 m vertieft werden.

Nachrechnung:

Zusammenstellung F.

Nr.	kcal	l	d	R	w	lR	Σζ	Z
1	5 250	69	49	0,05	0,04	3,5	2,5	0,3
2	10 500	10	39	0,56	0,12	5,6	14,0	10,1

$$9,1 + 10,4 = 19,5 \text{ mm WS}$$

Teilstrecke 1 (49). Eintritt in den Verteilstutzen 1,0
 1 Bogen 0,5
 Austritt aus dem Verteilstutzen 1,0
 $\Sigma \zeta_1 = 2,5$

Teilstrecke 2 (39). Kessel 2,5
 1 Knie 1,0
 3 Bogen 1,5
 Ventil (gewöhnlich) 9,0
 $\Sigma \zeta_2 = 14,0$

$$\Sigma(lR + Z) = 19,5 \text{ mm WS.}$$

Demnach muß die Vertiefung der Kesselmitte betragen:

$$\frac{19,5}{11,4} = 1,71 \text{ m.}$$

H. Pumpenheizung.

Die Hilfstafeln II und IV (Streifband A).

Der wirksame Druck einer Pumpenheizung setzt sich aus dem durch die Pumpe erzeugten Druck H_p (mm WS) und dem durch Schwerkraftwirkung entstehenden Druck H (mm WS) zusammen. Demnach wird der Gesamtdruck H_g (mm WS):

$$H_g = H_p + H. \tag{34}$$

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

$$H_p = \Sigma Z + \Sigma Rl, \tag{35}$$

aber die Reihenfolge der einzelnen Rechnungen ist hier aus nachstehenden Gründen gänzlich anders als früher. Während nämlich bei der Schwerkraftheizung durch die

Höhe des Gebäudes der 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 hoch 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 15.

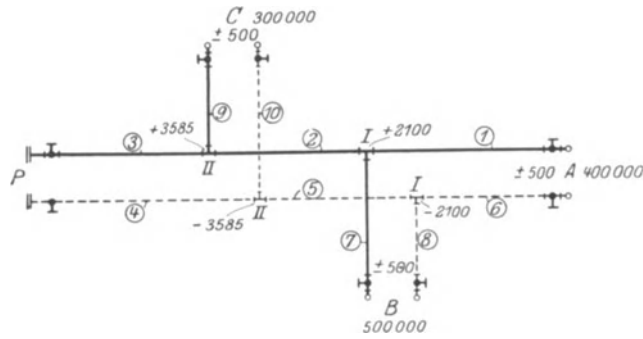


Abb. 291. Strangschema zu Beispiel 15.

Beispiel 15. Es sind für das in Abb. 291 gezeichnete Rohrnetz einer Pumpenheizung die Rohrdurchmesser zu errechnen, wobei die Temperaturdruckhöhen zu vernachlässigen sind. Zur Berechnung der Wassermenge ist ein Temperaturunterschied von 25° 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. 291, aus den ersten vier Spalten der Zusammenstellung G und aus der nachstehenden Zusammenstellung über die Einzelwiderstände.

Aus dem Rohrplan entnimmt man die Unterlagen für die nachstehende Zusammenstellung der Einzelwiderstände.

Teilstrecke 1. 1 Schieber 1,0	Teilstrecke 4. Wie 3.
Ausgleicher 4,0	Teilstrecke 5. Wie 2.
T-Stück, Durchgang . 1,0	Teilstrecke 6. Wie 1.
<u>6,0</u>	
Teilstrecke 2. Ausgleicher 4,0	Teilstrecke 7. 1 T-Stück, Abzweig . . 1,5
T-Stück, Durchgang . 1,0	1 Schieber 1,0
<u>5,0</u>	<u>2,5</u>
Teilstrecke 3. Ausgleicher 4,0	Teilstrecke 8. Wie 7.
1 Schieber 1,0	Teilstrecke 9 und 10. Wie 7.
<u>5,0</u>	

1. Berechnung des Hauptstranges.

Man beginnt mit dem Ausfüllen der ersten vier Spalten in Zusammenstellung G und entscheidet sich dann für diejenigen drei Geschwindigkeiten, mit denen man die Berechnung des Hauptstranges durchführen will. Wir wollen uns für 0,7, 1,0 und 2,0 m/s entscheiden. Zur Berechnung der Spalten e bis q in Zusammenstellung G bedient man sich wieder der großen Hilfstafeln, nur wird man bei Pumpenheizungen wegen der höheren Geschwindigkeiten w und damit der höheren Druckgefälle R meist statt Hilfstafel I die Hilfstafel II benutzen müssen.

Zusammenstellung G.

Aus Rohrplan				$w = 0,7 \text{ m/s}$				$w = 1,0 \text{ m/s}$				$w = 2,0 \text{ m/s}$			
Nr.	Q	$\Sigma\zeta$	l	R	d	Z	Rl	R	d	Z	Rl	R	d	Z	Rl
	für 1°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	16000	6,0	120	4,5	94	146	540	13,0	76	300	1560	67,0	57	1200	8040
6	16000	6,0	120	4,5	94	146	540	13,0	76	300	1560	67,0	57	1200	8040
2	36000	5,0	110	2,8	143	122	308	6,7	119	250	737	41,0	82	1000	4510
5	36000	5,0	110	2,8	143	122	308	6,7	119	250	737	41,0	82	1000	4510
3	48000	5,0	140	2,5	156	122	350	6,1	131	250	854	34,0	94	1000	4760
4	48000	5,0	140	2,5	156	122	350	6,1	131	250	854	34,0	94	1000	4760
						780	2396			1600	6302			6400	34620

Das Verfahren ist folgendes: Man sucht jenes Tabellenrechteck, in dem die verlangte Wärmeleistung (auf 1°C umgerechnet) aus Spalte b zusammensteht, mit der betreffenden Geschwindigkeit, liest dann links das Druckgefälle R und oben den Rohrdurchmesser d ab, die man alsdann in die Zusammenstellung G einträgt. (Spalte e und f bzw. i und k bzw. n und o.) Endlich berechnet man noch in üblicher Weise die Werte Z und Rl . Aus Zusammenstellung G sind die ersten vier Zeilen der nachstehenden Übersicht entnommen.

1	w	m/s	0,7	1,0	2,0
2	ΣZ	m WS	0,78	1,60	6,40
3	ΣRl	m WS	2,40	6,30	34,60
4	$\Sigma Z + \Sigma Rl$	m WS	3,18	7,90	41,00
5	Theoret. Pumpenleistung	kW	0,41	1,03	5,3

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° zwischen Vor- und Rücklauf zu

$$G = \frac{300000 + 500000 + 400000}{25 \cdot 3600} = 13,3 \text{ kg/s.}$$

Aus dieser geförderten Wassermenge und dem Druckverlust ergibt sich die theoretische Arbeit der Pumpe. Diese Beträge sind in Zeile 5 angegeben.

Wir nehmen jetzt an, daß wir uns unter Berücksichtigung der besonderen Verhältnisse, insbesondere der jährlichen Benützungstunden, des Preises für 1 kWh usw., für die Geschwindigkeit $w = 1 \text{ m/s}$ entschieden hätten, und rechnen nun zu diesem 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 zu ermitteln.

Druckverlust im Gebäude A	1000 mm WS
ΣRl in Teilstrecke 1	1560 „ „
ΣRl „ „ 6	1560 „ „
ΣZ „ „ 1	300 „ „
ΣZ „ „ 6	300 „ „
<hr/>	
Druckunterschied i. d. Knotenpunkten I	4720 mm WS
ΣRl in Teilstrecke 2	737 „ „
ΣRl „ „ 5	737 „ „
ΣZ „ „ 2	250 „ „
ΣZ „ „ 5	250 „ „
<hr/>	
Druckunterschied i. d. Knotenpunkten II	6694 mm WS

Zum Betriebe des Seitenstranges nach B stehen also 4,72 m WS und des Seitenstranges nach C stehen 6,69 mm WS zur Verfügung.

2. Berechnung der Abzweigung zum Gebäude B.

Diese Rechnung beginnt mit der Ermittlung des Druckgefälles R .

Druckunterschied in den Knotenpunkten I =	4720
Druckunterschied am Gebäude B	1000
Bleibt für $\Sigma Z + \Sigma Rl$	3720
ΣZ zu 25 vH geschätzt	920
Bleibt für $\Sigma Rl = R \cdot \Sigma l$	2800
Aus Rohrplan zu entnehmen: $\Sigma l = 2 \cdot 40$.	80
$R = 2800 : 80$	35
Ferner ist Q_{10c}	20000

Nach Hilfstafel II gehört zu $Q = 20000$ und $R = 35$ entweder ein Rohrdurchmesser von 64 oder 70 mm. Da der Wert R unter Verwendung der Schätzung der Einzelwiderstände (zu 25 vH) ermittelt wurde, also ziemlich unsicher ist, so ist es am zweckmäßigsten, beide Durchmesser nachzuprüfen. Mit Verwendung der Werte $d = 64$ bzw. $d = 70$, $Q = 20000$, $\Sigma \zeta = 2,5 + 2,5 = 5,0$ und $\Sigma l = 40 + 40 = 80$ m erhält man aus Hilfstafel II

d	mm =	64	70
w	m/s =	1,8	1,5
R	mm WS/m =	50	31
ΣRl	mm WS =	4000	2480
ΣZ	mm WS =	810	560
$\Sigma Z + \Sigma Rl$	mm WS =	4810	3040

Da nur 3720 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 6694 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 $H_p = \Sigma Z + \Sigma Rl$ 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.

VII. Berechnung der Rohrnetze von Niederdruckdampfheizungen¹.

A. Das zur Verfügung stehende 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/m² 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

¹ 23. Mitteilung der Versuchsanstalt für Heiz- und Lüftungswesen: Brabbée-Wierz: Vereinfachtes zeichnerisches oder rechnerisches Verfahren zur Bestimmung der Durchmesser von Dampfleitungen. Oldenbourg, München und Berlin 1915.

aufgebraucht ist, daß vor den Heizkörpern nur mehr der obengenannte Druck herrscht.

Die Rechnung beginnt auch bei der Niederdruckdampfheizung mit der Berechnung 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 angenommen. Sodann nimmt man wieder konstantes 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 der Druckabfall R in allen Teilstrecken des ungünstigsten Stranges gleich

$$R = (1 - a) \cdot \frac{p_2 - p_1}{\Sigma l}. \quad (36)$$

Dieser so ermittelte Wert wird nun weiter verwendet zur Berechnung des Rohrdurchmessers.

B. Ableitung der Gleichungen.

Nach der Formelzusammenstellung auf S. 194 gilt für Dampf:

$$R = \frac{dp}{dl} = 5,66 \cdot \gamma^{0,852} \cdot \frac{w^{1,853}}{d^{1,281}}.$$

Diese Gleichung enthält außer der gesuchten Größe d noch die unbekannte Größe w . Diese läßt sich aber auf eine bekannte Größe, nämlich das stündliche Dampfgewicht G der betreffenden Teilstrecke, zurückführen:

$$G = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot 10^{-6} \cdot w \cdot 3600 \cdot \gamma = 9\pi \cdot 10^{-4} \cdot d^2 \cdot w \cdot \gamma.$$

Daraus

$$w = \frac{10^4}{9\pi \cdot d^2 \cdot \gamma} \cdot G.$$

Durch Potenzieren folgt

$$w^{1,853} = \frac{10^{7,412}}{(9\pi)^{1,853} \cdot \gamma^{1,853} \cdot d^{3,706}} G^{1,853}.$$

Dies setzt man in die obige Gleichung für R ein und erhält

$$R = \frac{dp}{dl} = \frac{5,66 \cdot 10^{7,412}}{(9\pi)^{1,853}} \cdot \frac{\gamma^{0,852}}{\gamma^{1,853}} \cdot \frac{G^{1,853}}{d^{1,281+3,706}},$$

$$R = 299 \cdot 10^3 \cdot \frac{G^{1,853}}{\gamma \cdot d^{4,987}}. \quad (37)$$

Bei Niederdruckdampfheizung kann das spez. Gewicht jedes Dampfes längs der ganzen Leitung konstant, nämlich gleich $0,635 \text{ kg/m}^3$, gesetzt werden. Damit wird die letzte Gleichung

$$dp = \frac{471 \cdot 10^3}{d^{4,987}} \cdot G^{1,853} \cdot dl.$$

Diese Gleichung kann noch nicht integriert werden, weil G keine konstante Größe ist, sondern sich infolge der Wärmeverluste längs des Rohres durch Kondensatbildung ändert. Für den Zusammenhang zwischen G und l läßt sich eine einfache Beziehung ableiten. Es gilt für den Wärmeverlust eines Rohres (vgl. S. 184)

$$dQ = k\pi \cdot (t_i - t_a) \cdot dl.$$

Aus dieser Gleichung errechnet sich dann der Kondensatanfall dG unter Einführung der Verdampfungswärme λ zu

$$\frac{dG}{\lambda} = k\pi \cdot (t_i - t_a) \cdot dl$$

oder

$$\frac{dG}{dl} = \lambda \cdot k\pi \cdot (t_i - t_a) = q.$$

Da λ , k und die Temperaturen t_i und t_a längs des Rohres konstant sind, so ist auch der Kondensatanfall je Längeneinheit längs des Rohres eine konstante und bei isolierten Leitungen mit Hilfe der Cammererschen Tabellen leicht zu berechnende Größe. Sie sei mit q bezeichnet. Der gesamte Kondensatanfall in der Teilstrecke ist ql (vgl. Abb. 292).

Setzt man die Gleichung $dl = \frac{1}{q} \cdot dG$ in die letzte Gleichung für das Druckgefälle ein, so lautet sie

$$dp = \frac{4,71 \cdot 10^5}{d^{4,987} \cdot q} \cdot G^{1,853} \cdot dG.$$

Durch Integration von Rohranfang bis Rohrende folgt

$$p_2 - p_1 = \frac{4,71 \cdot 10^5}{d^{4,987} \cdot q} \cdot \frac{G_2^{2,853} - G_1^{2,853}}{2,853}.$$

Wir setzen 2,853 gleich n und dividieren beiderseits mit l :

$$\begin{aligned} R = \frac{p_2 - p_1}{l} &= \frac{4,71 \cdot 10^5}{d^{4,987}} \cdot \frac{G_2^n - G_1^n}{nql} \\ &= \frac{4,71 \cdot 10^5}{d^{4,987}} \cdot \frac{G_1^n}{nql} \cdot \left[\left(\frac{G_2}{G_1} \right)^n - 1 \right] \\ &= \frac{4,71 \cdot 10^5}{d^{4,987}} \cdot \frac{G_1^n}{nql} \cdot \left[\left(\frac{G_1 + ql}{G_1} \right)^n - 1 \right]. \end{aligned}$$

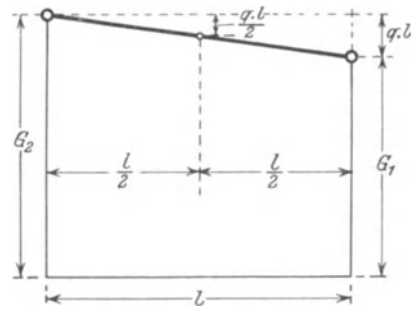


Abb. 292. Kondensatanfall längs der Leitung.

Da im allgemeinen bei Dampfleitungen für jede Teilstrecke die ausfallende Dampfmenge klein ist gegen die geförderte Dampfmenge, also $ql \ll G_2$, so ist die zweimalige Anwendung von mathematischen Näherungsrechnungen zulässig. Diese Rechnung ist hier in kleinem Druck eingeschaltet.

Mit δ sei ein Wert bezeichnet, der klein gegen „eins“ ist. Dann gilt

$$\left[\left(\frac{G_1 + ql}{G_1} \right)^n - 1 \right] = \left(1 + \frac{ql}{G_1} \right)^n - 1 = (1 + \delta)^n - 1.$$

Nun ist

$$\begin{aligned} (1 + \delta)^n - 1 &= 1 + \frac{n}{1} \cdot \delta + \frac{n \cdot (n-1)}{1 \cdot 2} \delta^2 + \dots - 1 \\ &= n\delta \cdot \left(1 + (n-1) \cdot \frac{\delta}{2} + \dots \right). \end{aligned}$$

In der Klammer können alle Faktoren mit den höheren Potenzen von δ vernachlässigt werden. Es bleibt dann

$$(1 + \delta)^n - 1 \approx n\delta \left(1 + (n-1) \frac{\delta}{2} \right).$$

Der Klammerausdruck rechts ist selbst wieder der Anfang einer Binomialentwicklung. Nach dem Binomischen Satz ist nämlich

$$\begin{aligned} \left(1 + \frac{\delta}{2} \right)^{n-1} &= 1 + (n-1) \frac{\delta}{2} + \frac{(n-1) \cdot (n-2)}{1 \cdot 2} \frac{\delta^2}{4} + \dots \\ &\approx 1 + (n-1) \frac{\delta}{2}. \end{aligned}$$

Durch Zusammenziehen beider Näherungsgleichungen folgt

$$(1 + \delta)^n - 1 = n\delta \cdot \left(1 + \frac{\delta}{2} \right)^{n-1}.$$

Indem man für δ wieder seinen Wert einsetzt, erhält man

$$\begin{aligned} \left(1 + \frac{ql}{G_1}\right)^n - 1 &= \frac{nql}{G_1} \left(1 + \frac{ql}{2G_1}\right)^{n-1} \\ &= \frac{nql}{G_1^n} \cdot \bar{G}_1^{n-1} \cdot \left(1 + \frac{ql}{2G_1}\right)^{n-1} \\ &= \frac{nql}{G_1^n} \cdot \left(G_1 + \frac{ql}{2}\right)^{n-1}. \end{aligned}$$

Setzt man in der Gleichung für R statt der eckigen Klammer den zuletzt erhaltenen Wert ein, so lautet sie

$$\begin{aligned} R &= \frac{4,71 \cdot 10^5}{d^{4,987}} \cdot \frac{G_1^n}{nql} \cdot \frac{nql}{G_1^n} \cdot \left(G_1 + \frac{ql}{2}\right)^{n-1}, \\ R &= 4,71 \cdot 10^5 \cdot \frac{\left(G_1 + \frac{ql}{2}\right)^{1,853}}{d^{4,987}}. \end{aligned} \quad (38)$$

Diese Gleichung stellt die gesuchte Beziehung dar zwischen dem Druckverlust, dem Rohrdurchmesser und dem Dampfgewicht in der Mitte der Teilstrecke.

Rechnet man der Einfachheit halber bei isolierten Leitungen mit einer Kondensatbildung ql von 10 vH der geförderten Dampfmenge G , so wird

$$R = 4,71 \cdot 10^5 \cdot \frac{(1,05 G_1)^{1,853}}{d^{4,987}}. \quad (39)$$

Es sei zugegeben, daß der Zuschlag für die Wärmeverluste mit dem Rohrdurchmesser und dem jeweiligen Druckabfall veränderlich ist. Doch würde die Berücksichtigung dieser Abhängigkeiten den Rechenvorgang sehr verwickeln, ohne irgendwelche praktische Vorteile zu bieten. Mehrfache Beispielsrechnungen haben gezeigt, daß bei Annahme eines Wirkungsgrades des Wärmeschutzes von rund 75 vH der eingeführte Zuschlag von 5 vH für die Berücksichtigung der Wärmeverluste unter gewöhnlichen Umständen ausreicht und keine nennenswerte Verteuerung des Rohrnetzes herbeiführt. Sollte in einzelnen ungünstigen Fällen ein größerer Zuschlag nötig werden, so ist es bei der „Nachrechnung der Rohrleitung“ ohne weiteres möglich, den Wärmeverlust genau zu berücksichtigen. Aber selbst dann wird nur äußerst selten eine Änderung des einmal bestimmten Rohrdurchmessers nötig werden.

Vom Dampfgewicht G_2 kann man auf die Wärmemenge Q übergehen, indem man die Verdampfungswärme λ (mittlerer Wert 538 kcal/kg) einführt. Es ist

$$G_1 = \frac{Q}{538} \quad \text{und} \quad 538^{1,853} = 1,14 \cdot 10^5.$$

Damit wird

$$R = 4,1 \cdot \frac{(1,05 Q)^{1,853}}{d^{4,987}}.$$

Diese Gleichung ist ganz ähnlich gebaut wie die Gleichung 16 für die Berechnung von Rohrnetzen der Warmwasserheizung.

Da auch die Gleichung für die Einzelwiderstände

$$Z = \sum \zeta \cdot \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma = \sum \zeta \cdot \frac{w^2}{2g} \cdot 0,653. \quad (40)$$

der entsprechenden Gleichung für Warmwasser gleich ist, so konnte die Hilfstafel VII in allen Teilen der Hilfstafel III ähnlich gestaltet werden.

C. Die Hilfstafel VII und ihre Anwendung¹.

1. Allgemeines.

Nach dem Vorgesagten besteht die Gleichungsgruppe:

$$\left. \begin{aligned} \text{für geschützte Dampfleitungen } R &= \frac{p_2 - p_1}{l} = 4,1 \frac{(1,05 Q)^{1,853}}{d^{4,987}}, \\ Z &= \Sigma \zeta \frac{v^2}{2g} 0,653. \end{aligned} \right\} \quad (41)$$

Demgemäß enthält das Hilfsblatt VII auf der rechten Seite:

Die Werte Q in kcal/h in den wagrechten Zeilen I.

Greift man in Zeile I irgendeine Wärmemenge heraus, so arbeitet man nicht mit dem dort stehenden Wert Q , 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 in m/s in den wagrechten Zeilen II.

Das Druckgefälle R in mmWS, für 1 m Rohr.

Die Rohrdurchmesser von 11 bis 290 mm l. W. bzw. 303 mm l. W.

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.

2. Annahme der Rohrleitung.

Aus der Gleichung $R = (1 - a) \cdot \frac{p_2 - p_1}{\Sigma l}$ wird zuerst der Wert R für den ungünstigsten Strang ermittelt. Diesen Wert sucht man in der Hilfstafel VII auf, schreitet in derselben Wagrechten nach rechts weiter und findet für die in jeder Teilstrecke geförderte Wärmemenge (Zeile I) am Kopf den zu wählenden Durchmesser.

Für längere, nicht gut entwässerte Leitungen, in denen das Niederschlagswasser dem Dampf entgegenströmt (z. B. Steigleitungen durch mehrere Stockwerke), ist es zweckmäßig, einen bestimmten Druckabfall für das laufende Meter 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 G noch um 10 vH zu erhöhen, so daß die Wärmeverluste solcher Leitungen in der Hilfstafel VII mit 15 vH berücksichtigt erscheinen. Es ist ferner anzuraten, bei der „Nachrechnung der Rohrleitung“ die Wärmeverluste genau zu ermitteln.

3. Nachrechnung der Rohrleitung.

a) Die Rohre sind gut vor Wärmeabgabe geschützt.

Da die Durchmesser nun bekannt sind, werden in den betreffenden lotrechten Spalten die geförderten Wärmemengen (unter I) aufgesucht und hierzu, nach links weiterschreitend, das Druckgefälle in mmWS für 1 m Rohr gefunden. Gleichzeitig hat man unmittelbar unter der in Zeile I stehenden Wärmemenge in Zeile II die Dampfgeschwindigkeit ablesen können. Dieser Wert wird in die linke Widerstandstafel übertragen, woselbst für $\Sigma \zeta = 1$ bis 15 die Einzelwiderstände Z in mmWS sofort abgelesen werden können.

¹ Die zur zeichnerischen Rohrnetzermittlung nötige Hilfstafel befindet sich in der 23. Mitt. der Anstalt. München-Berlin: R. Oldenbourg 1915.

b) Die Rohre sind nackt.

In diesem Fall sind die Wärmeverluste unter Benutzung der Zahlentafel 10 zu ermitteln und ihr halber Wert zur nutzbaren Wärmemenge zu addieren. Die Summe ist in Zeile I der Hilfstafel VII aufzusuchen. Man rechnet hierdurch allerdings etwas reichlich, da in der Hilfstafel VII 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. Zu den Endwerten sind die Wärmeverluste hinzuzuzählen, wonach die so erhaltenen Werte in den Zeilen I des Hilfsblattes VII aufgesucht werden.

D. Kondenswasserleitungen.

Die Niederschlagswasserleitungen werden unter Berücksichtigung des S. 233 Gesagten nach der Zahlentafel 21 bemessen.

Beispielsrechnung.

Beispiel 16. Voraussetzungen: Überdruck am Kessel 500, vor dem Heizkörperventil 200 kg/m². Sämtliche Rohrleitungen seien vor Wärmeabgabe gut geschützt.

Die Anordnung der Anlage geht aus der Abbildung hervor, alles übrige aus der Zusammenstellung H.

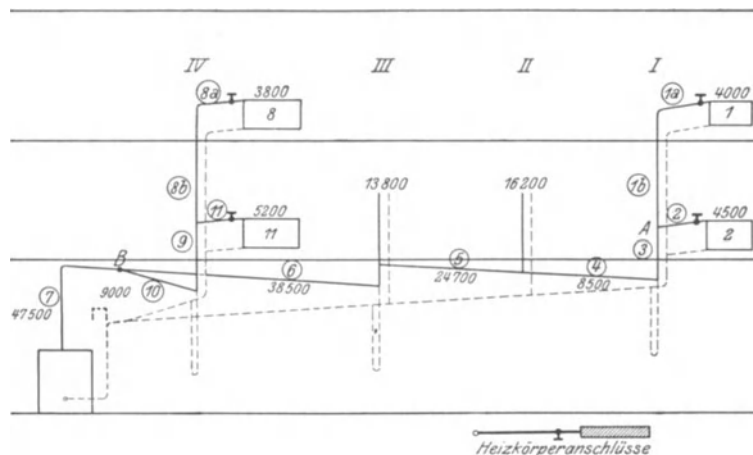


Abb. 293. Strangschema zu Beispiel 16.

Aufgabe: Es ist das Rohrnetz zu bemessen.

Lösung:

a) Annahme der Rohrleitung.

α) Ungünstigster Stromkreis 1a, 1b, 3, 4, 5, 6, 7.

Überdruck am Kessel	500 kg/m ²
vor dem Heizkörperventil	200 kg/m ²
	Bleiben 300 kg/m ²
ab 33 vH für Einzelwiderstände	≈ 100 kg/m ²
	Bleiben 200 kg/m ²

für die Bemessung der Leitungen 1a, 1b, 3, 4, 5, 6 und 7 mit einer Gesamtlänge von 28,5 m verfügbar.
Das Druckgefälle beträgt:

$$R = \frac{200}{28,5} \approx 7,0.$$

Für diesen Druckabfall ergibt die Hilfstafel (VII) die in der nachfolgenden Zusammenstellung H, Spalte d eingetragenen Rohrdurchmesser.

Zusammenstellung H.

Nr. d. Teilstrecke	Wärmemenge	Länge	Annahme	Ausführung												
				ursprünglich					geändert							
				R	v	lR	$\Sigma \zeta$	Z	d	R	v	lR	$\Sigma \zeta$	Z	lR	Z
				mmWS m	m/s	mmWS		mmWS	mm	mmWS m	mm	mmWS	mm	mmWS	g-n	t-p
a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	p	q	r

Heizkörper 1.

1a	4 000	2,0	20	7	10	14	2,0	7	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1b	4 000	4,0	20	7	10	28	2,5	8	—	—	—	—	—	—	—	—	—
3	8 500	1,5	25	8	14	12	1,5	10	—	—	—	—	—	—	—	—	—
4	8 500	5,0	25	8	14	40	1,0	6	—	—	—	—	—	—	—	—	—
5	24 700	5,0	39	7	16	35	2,0	17	—	—	—	—	—	—	—	—	—
6	38 500	8,0	49	5,0	16	40	2,0	17	—	—	—	—	—	—	—	—	—
7	47 500	3,0	49	7,0	20	21	2,0	26	—	—	—	—	—	—	—	—	—

$\Sigma l \cdot R_i^1 + \Sigma Z_i^1 = 190 + 91 = 281 \text{ mm WS. Der Rest ist abzudrosseln.}$

Heizkörper 2.

2	4 500	4,0	20	8,7	12	35	4	19	—	—	—	—	—	—	—	—	—
---	-------	-----	----	-----	----	----	---	----	---	---	---	---	---	---	---	---	---

$(l \cdot R)_2 + Z_2 + \Sigma l \cdot R_3^2 + \Sigma Z_3^2 = 224 + 54 = 278 \text{ mm WS. Der Rest ist abzudrosseln.}$

Heizkörper 8.

8a	3 800	2,0	20	6,4	10	13	4	13	—	—	—	—	—	—	—	—	—
8b	3 800	4,0	20	6,4	10	26	2,5	8	—	—	—	—	—	—	—	—	—
9	9 000	1,5	25	9,2	16	14	1,5	12	—	—	—	—	—	—	—	—	—
10	9 000	8,0	25	9,2	16	74	1,5	12	—	—	—	—	—	—	—	—	—

$(l \cdot R)_7 + Z_7 + \Sigma l \cdot R_8^{10} + \Sigma Z_8^{10} = 47 + 172 = 219. \text{ Der Rest ist abzudrosseln.}$

Heizkörper 11.

11	5 200	2,0	20	11	14	22	4	26	—	—	—	—	—	—	—	—	—
----	-------	-----	----	----	----	----	---	----	---	---	---	---	---	---	---	---	---

$(l \cdot R)_{11} + Z_{11} + \Sigma l \cdot R_3^{10} + \Sigma Z_3^{10} + (l \cdot R)_7 + Z_7 = 48 + 112 + 47 = 207. \text{ Der Rest ist abzudrosseln.}$

β) Heizkörper 2. Im Punkte A stehen zum Aufbrauch für Reibung in Teilstrecke (2) 42 mm WS zur Verfügung, woraus sich ein Druckgefälle von rund 10 mm WS für das laufende Meter ergibt. Rohrdurchmesser laut Hilfstafel VII 20 mm l. W.

γ) Heizkörper 8. Reibungsverbrauch in den Teilstrecken

1a, 1b, 3, 4, 5 und 6 $25,5 \cdot 7 \cong 178.$

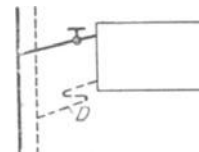
Dieser Reibungsdruck steht zur Bemessung der Leitungen 10, 9, 8b und 8a zur Verfügung. Es ergibt sich demnach ein Druckgefälle von $178/15,5 = 11,5 \text{ mm WS}$. Es empfiehlt sich aber nicht, einen derartig hohen Spannungsabfall für Leitungen zugrunde zu legen, in denen das Niederschlagswasser eine dem Dampfstrom gegenläufige Bewegung besitzt. Man geht in solchen Fällen nicht gern über 7, bei ganz hohen Strängen nicht über 5 mm WS für das laufende Meter hinaus. Das kurze Rohrstück (9) kann, gute Entwässerung des Stranges vorausgesetzt, mit einem höheren Druckabfall berechnet werden.

Unter diesen Gesichtspunkten ergaben sich die in der Zusammenstellung eingetragenen Rohrdurchmesser der Teilstrecken 8a, 8b, 9 und 10.

b) Nachrechnung der Rohrleitung.

Die Nachrechnung der Rohrleitung ist vollkommen in der Zusammenstellung H durchgeführt. Änderung der Teilstrecken war nicht erforderlich.

Der Einfluß der unvermeidlichen Schwankungen des Kesselbetriebes sowie des Abstellens einzelner Heizkörper kann wesentlich abgeschwächt werden durch Anwendung der in nachstehender Abb. angedeuteten, 4 bis 6 mm weiten Drosselleitungen D. Sie sind mit Gefälle verlegt, so daß sie sich gut entwässern, was insbesondere bei Einfriergefahr wichtig ist. Natürlich müssen die Drosselleitungen den Temperaturschwankungen der Anlage (+100°C bis 0°C) genügend elastisch folgen können. Derartige in der Versuchsanstalt benutzte Drosselleitungen haben sich gut bewährt.



Beispiel 17. Aufgabe: Eine Heizkammer sei von einem Verteiler mit Niederdruckdampf zu versorgen. Überdruck am Verteiler 500 mm WS; Druck vor der Heizkammer 300 mm WS; Wärmebedarf der Heizkammer 100 000 kcal/h; Länge der Leitung 50 m; $\Sigma \zeta = 8$; Rohrleitung gut vor Wärmeverlusten geschützt.

Annahme: Zur Verfügung	200 mm WS,
Laut Zahlentafel 20 für Einzelwiderstände 20 vH	40 „
Druckgefälle $\frac{160}{50} =$	3,2 „
Somit laut Hilfsblatt VII	$d = 82$ mm.
Nachrechnung:	$R = 2,5$ mm WS,
	$lR = 125,0$ „
	$Z = 66,0$ „
	$(lR + Z) = 191$ mm WS, wird beibehalten.

VIII. Berechnung von Hochdruckdampfleitungen.

Das nachstehende Berechnungsverfahren gilt nicht nur für die Leitungen von Hochdruckdampfheizungen, sondern für alle Dampfverteilungsleitungen, sofern der Druck nicht allzu hoch ist (Grenze etwa 20 ata). Bei der Ableitung der Gesetzmäßigkeiten gehen wir diesmal besser nicht von dem zur Verfügung stehenden Druckgefälle aus, sondern wir beginnen mit der Ableitung der Gleichungen.

A. Ableitungen der Gleichungen.

Ausgehend von der Gleichung

$$R = \frac{dp}{dl} = 5,66 \cdot \gamma^{0,852} \cdot \frac{w^{1,853}}{d^{1,281}}$$

gelangen wir durch dieselbe Überlegung wie bei der Niederdruckdampfheizung (S. 224) zu der Gleichung

$$\frac{dp}{dl} = 299 \cdot 10^3 \cdot \frac{G^{1,853}}{\gamma \cdot d^{4,987}}$$

Während aber bei Niederdruckheizungen wegen des nahezu konstanten Druckes mit einem festen Wert $\gamma = 0,653$ gerechnet werden konnte, muß hier das spez. Gewicht als Funktion des Druckes eingesetzt werden. Wählt man für diese Abhängigkeit die bekannte Zeuner-Molliersche Gleichung

$$p^{1\frac{1}{2}} \cdot v = 9700,$$

so folgt daraus

$$\gamma = 0,00010318 \cdot p^{0,9375}.$$

Diesen Wert setzt man in die Ableitung für das Druckgefälle ein, worauf sie die Form annimmt

$$\frac{dp}{dl} = \frac{299 \cdot 10^3}{1,0318 \cdot 10^{-4}} \cdot \frac{G^{1,853}}{p^{0,9375} \cdot d^{4,987}}, \quad (42)$$

$$p^{0,9375} \cdot dp = \frac{290 \cdot 10^7}{d^{4,987}} \cdot G^{1,853} \cdot dl.$$

Bei Einführung der Kondensatmenge q pro Längeneinheit des Rohres ist zu beachten, daß sich dieser Wert längs einer größeren Rohrstrecke ändert, da mit der Abnahme des Druckes sich auch die Sättigungstemperatur und damit der Wärmeverlust ändert. Für eine einzelne Teilstrecke kann jedoch unbedenklich mit dem festen Mittelwert q gerechnet werden. Wir setzen wieder $dl = \frac{1}{q} \cdot dG$ und erhalten:

$$p^{0,9375} \cdot dp = \frac{290 \cdot 10^7}{d^{4,987} \cdot q} \cdot G^{1,853} \cdot dG.$$

Durch Integration folgt

$$\frac{p_2^{1,9375} - p_1^{1,9375}}{1,9375} = \frac{290 \cdot 10^7}{d^{4,987} \cdot q} \cdot \frac{G_2^{2,853} - G_1^{2,853}}{2,853}.$$

Wir setzen

$$p_2^{1,9875} = B_2,$$

$$p_1^{1,9875} = B_1$$

und

$$2,853 = n,$$

dividieren beiderseits mit l und erhalten:

$$\frac{B_2 - B_1}{l} = \frac{562 \cdot 10^7}{d^{4,987}} \cdot \frac{G_2^n - G_1^n}{nql}.$$

Unter der Voraussetzung, daß (ql) , die Kondensatmenge ql einer Teilstrecke, klein ist gegenüber der geförderten Dampfmenge G_1 , hatten wir auf S. 226 die Näherungsgleichung abgeleitet

$$\frac{G_2^n - G_1^n}{nql} \approx \left(G_1 + \frac{ql}{2}\right)^{n-1}.$$

Da diese Bedingung auch bei den gut isolierten Hochdruckdampfleitungen erfüllt ist, so ist auch hier diese Näherungsgleichung anwendbar. Es folgt

$$\frac{B_2 - B_1}{l} = 5,62 \cdot 10^9 \cdot \frac{\left(G_1 + \frac{ql}{2}\right)^{1,853}}{d^{4,987}}. \quad (43)$$

Da in dieser Gleichung auf der linken Seite nicht wie bei der Niederdruckdampfleitung das Druckgefälle steht, sondern das Gefälle der Hilfsgröße B , so wird, wie später gezeigt werden wird, nicht mit einem konstanten Druckgefälle längs aller Teilstrecken des ungünstigsten Stranges gerechnet, sondern mit einem konstanten Gefälle der Hilfsgröße B .

B. Die Hilfstafel V.

Für die Berechnung stehen die beiden Gleichungen zur Verfügung:

$$\frac{B_2 - B_1}{l} = 5,62 \cdot 10^9 \cdot \frac{\left(G_1 + \frac{ql}{2}\right)^{1,853}}{d^{4,987}} \quad (43)$$

und

$$Z = \frac{w^2}{9\pi} \cdot \gamma \cdot \Sigma \zeta. \quad (44)$$

Außerdem ist Gleichung

$$w = \frac{G}{\frac{d^2 \pi}{4} \cdot 10^{-6} \cdot 3600 \cdot \gamma} = \frac{10^4}{9\pi} \cdot \frac{G}{d^2 \cdot \gamma}$$

zu beachten.

Diese Gleichungen sind wieder sehr ähnlich den entsprechenden Gleichungen bei Warmwasser- und Niederdruckdampfnetzen. Es konnte darum die Hilfstafel V wieder den früheren Hilfstafeln ähnlich angeordnet werden. Einige Abweichungen waren jedoch notwendig, die im wesentlichen durch die Veränderlichkeit des spez. Gewichtes γ mit dem Druck bedingt waren.

Bei Benutzung der Hilfstafel V ist zu beachten:

1. Während es bei Wasserheizungen möglich war, den Wert w eindeutig in die Hilfstafel einzutragen, ist dies hier nicht der Fall, denn w hängt ab von γ . Man baut daher die Hilfstafel auf einen bestimmten γ -Wert auf und setzt hierfür am einfachsten $\gamma = 1$. Die eingetragenen Geschwindigkeiten sind daher nicht die wahren Dampfgeschwindigkeiten, sondern jene für $\gamma = 1$. Will man die wahre, dem Druck p_n zugehörige Dampfgeschwindigkeit erhalten, so ist der jeweilige Tafelwert durch γ_n zu teilen.

2. Man sucht unter den Dampfwerten nicht die am Ende der Leitung verlangten Dampfmengen G_1 auf, sondern

$$\text{den Wert } G_1 + \frac{ql}{2},$$

3. Während bei der Wasserheizung Z für die Werte $\Sigma\zeta = 1$ bis 15 gegeben war, ist dies hier nicht möglich, denn auch Z hängt von γ ab. Es sind daher nur die Werte

Z für $\zeta = 1$, und zwar für die Drucke $p = 1,1$ bis 10 at abs. eingetragen, welche Werte noch mit dem jeweiligen $\Sigma\zeta$ multipliziert werden müssen.

Demnach enthält die Hilfstafel V

auf ihrem rechten Teil:

- α) in den wagrechten Spalten I: die geförderten Dampfmengen in kg/h,
- β) in den wagrechten Spalten II: die mittleren Dampfgeschwindigkeiten in m/s, jedoch für $\gamma = 1$,
- γ) die Rohrdurchmesser von 11 bis 290 bzw. 303 mm l. W.,
- δ) die Hilfsgrößenunterschiede für 1 m Rohr $\frac{B_2 - B_1}{l}$,

auf ihrer linken Seite:

- α) die mittleren Dampfgeschwindigkeiten in m/s, jedoch für $\gamma = 1$,
- β) die Werte Z für die Drucke von 1,1 bis 10,0 at abs., jedoch für $\Sigma\zeta = 1$,
- γ) die Werte ζ für die in der Praxis vorkommenden Einzelwiderstände.

Auf demselben Blatt ist auch eine Hilfstafel untergebracht, die für alle p -Werte die zugehörigen B -Werte enthält.

C. Annahme der Rohrweiten für den Kostenanschlag.

Begonnen wird mit dem ungünstigsten Stromkreis und für ihn der zur Verfügung stehende Druckabfall bestimmt. Hiervon ist der Anteil der Einzelwiderstände nach Zahlentafel 20 abzuziehen. Somit ergibt sich der für die Überwindung der Reibung anzusetzende Anfangs- bzw. Enddruck p_2 bzw. p_1 .

Nun sucht man in der Hilfstafel V die entsprechenden Werte B_2 und B_1 auf und dividiert ihren Unterschied durch die gesamte Stromkreislänge¹.

Dadurch wird die Größe $\frac{B_2 - B_1}{l}$ erhalten. Diese wird aus der Hilfstafel V herausgegriffen und auf der gleichen Wagrechten die geförderte Dampfmenge in den Reihen I gesucht. Darüber steht der zu wählende Durchmesser.

Bei Dampfleitungen mit geringen Wärmeverlusten werden letztere zunächst vernachlässigt.

D. Nachrechnung der Rohrleitung für die Ausführung.

Bekannt sind nunmehr die Rohrdurchmesser. Man stellt zunächst die Wärmeverluste in der betreffenden Teilstrecke fest (vgl. S. 184). Hierauf wird die in dem Endquerschnitt der bezüglichen Teilstrecke (von der Länge l) zu fördernde Dampfmenge G_1 um $\frac{ql}{2}$ erhöht und die Summe in der Reihe I der Hilfstafel V aufgesucht. Links weiterschreitend findet man den Wert $\frac{B_2 - B_1}{l}$, der mit l zu multiplizieren ist. Da der Wert B_1 , entsprechend dem Anfangsdruck

¹ Es ist naturgemäß auch zulässig, den Hilfsgrößenverlust ungleichmäßig auf die ganze Länge aufzuteilen.

in der Teilstrecke p_1 , bekannt ist, ergibt sich hieraus B_2 und aus Hilfstafel V der Anfangsdruck in der Teilstrecke p_2 .

Zur richtigen Berücksichtigung der Einzelwiderstände ist zunächst möglichst genau der an der Stelle des Einzelwiderstandes herrschende Druck und die dort vorhandene Dampfmenge zu ermitteln. Letzterer Wert wird in den Zeilen I der Hilfstafel V aufgesucht. Darunter steht in der Zeile II die Dampfgeschwindigkeit (für $\gamma = 1$). Der betreffende Wert wird in die links auf demselben Blatt stehende Widerstandstafel übertragen und zugehörig zu dem herrschenden Druck der Wert Z für $\Sigma\zeta = 1$ gefunden. Dieser Betrag ist noch mit $\Sigma\zeta$ zu multiplizieren.

Naturgemäß muß auch hier die Summe aus den für die Überwindung der Reibungen und Einzelwiderstände sich ergebenden Drucken gleich oder kleiner als der zur Verfügung stehende Druckabfall sein.

E. Kondenswasserleitung.

Dampf von 100° nimmt rund 1600 mal soviel Platz ein als sein Kondensat. Trotzdem lassen sich die Leitungen nicht nach dieser Verhältniszahl berechnen, da die Niederschlagswasserleitungen gleichzeitig auch die Abführung erheblicher Luftmengen zu besorgen haben. Eine Berechnung der erwähnten Leitungen findet daher in der Praxis nicht statt, sondern man entnimmt die erforderlichen Durchmesser empirisch aufgestellten Tafeln. Eine derartige, von Rietschel herrührende Zusammenstellung zeigt Zahlentafel 21, gültig für Kondensleitungen in Gebäuden.

Liersch¹ hat im Gesundheits-Ing. 1911 erweiterte Zahlentafeln für die Bestimmung der Dampfwaterableitungen 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. 294) vor, daß das Dampfwater 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 Warmwaterleitung nach der Gleichung

$$h = \sum Rl + \sum Z$$

zu berechnen, worin h den lotrechten Abstand zwischen dem Wasserspiegel in S und dem Wasserspiegel im Kesselhausgefäß bedeutet.

Beispiel 18. Aufgabe: Es ist die in Abb. 295 dargestellte Fernleitung eines Dampfheizwerkes zu berechnen.

Annahmen: Bei A, B, C, D befinden sich die Verteiler der entsprechenden Gebäude, bei E der Verteiler im Maschinenraum. Die Dampfspannung bei E betrage 7,0, jene bei A, B, C und D 2,5 at abs. Die Dampfleistungen und Rohrlängen folgen aus nachstehender Zusammenstellung J' . Die Rohrleitungen sind gut vor Wärmeverlusten geschützt.

Zusammenstellung J.

Nummer 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

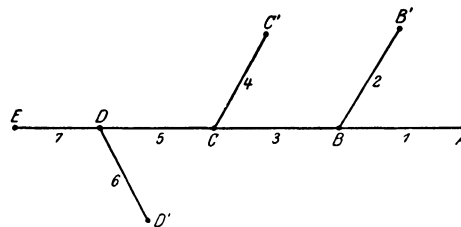


Abb. 295. Strangschema zu Beispiel 18.

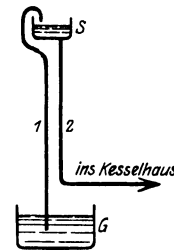


Abb. 294
Kondenswasser-
Rückführung.

¹ Liersch: „Die Bemessung der Kondensleitungen bei Dampfheizungen“. Gesundheits-Ing. 1921, S. 70.

a) Annahme der Rohrleitung.

Anfangsdruck	70 000 kg/m ²
Enddruck	25 000 „
Unterschied	45 000 kg/m ²

Der mittlere Gebäudeabstand beträgt 100 m. Somit würde nach Zahlentafel 20 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.

Bei Annahme der 20 vH bleiben für die Überwindung der Reibungswiderstände 36 000 kg/m² übrig. Bei dem gegebenen Enddruck von $p_1 = 25\,000\text{ kg/m}^2$ ergibt sich sonach ein Anfangsdruck von $p_2 = 61\,000\text{ kg/m}^2$. Die Wärmeverluste der Rohrleitung werden zunächst vernachlässigt. Die Länge des ungünstigsten Rohrzuges (1, 3, 5 und 7) beträgt $l = 654\text{ m}$. Die den Werten p_2 und p_1 entsprechenden Größen B_2 und B_1 ergeben sich aus Hilfstafel V wie folgt:

$$\begin{aligned} B_2 &= 1870 \cdot 10^6 \\ B_1 &= 331 \cdot 10^6 \\ \frac{B_2 - B_1}{l} &= \frac{1539 \cdot 10^6}{654} \\ \frac{B_2 - B_1}{l} &= 2\,350\,000. \end{aligned}$$

Unter Zugrundelegung dieses Wertes wird aus der Hilfstafel V sofort gefunden:

Nummer der Teilstrecke	Zu fördernde Dampfmenge G in kg/h	Anzunehmender Durchmesser d in mm
1	1430	70
3	3440	100
5	4970	113
7	7080	131

Für die Teilstrecken 1, 3, 5, 7 ergibt sich der Wert $B_2 - B_1$ zu:

$$\begin{aligned} 1. & 200 \cdot 2,35 \cdot 10^6 = 470 \cdot 10^6, \\ 3. & 88 \cdot 2,35 \cdot 10^6 = 207 \cdot 10^6, \\ 5. & 156 \cdot 2,35 \cdot 10^6 = 366 \cdot 10^6, \\ 7. & 210 \cdot 2,35 \cdot 10^6 = 494 \cdot 10^6. \end{aligned}$$

Sonach ist der Wert $\frac{B_2 - B_1}{l}$

$$\text{für Teilstrecke 2} = \frac{470 \cdot 10^6}{88} = 5,34 \cdot 10^6,$$

$$\text{„ „} = \frac{677 \cdot 10^6}{90} = 7,52 \cdot 10^6,$$

$$\text{„ „} = \frac{1043 \cdot 10^6}{110} = 9,49 \cdot 10^6.$$

Hieraus folgt sofort:

$$d_2 = 70\text{ mm},$$

$$d_4 = 57\text{ „},$$

$$d_6 = 64\text{ „}.$$

b) Nachrechnung der Rohrleitung.



Abb. 296. Teilstrecke 1 zu Beispiel 18.

Der Gang der Nachrechnung der einzelnen Teilstrecken soll an Teilstrecke 1 erläutert werden. Die vollständige Nachrechnung der gesamten Verteilung ist in Zusammenstellung K enthalten.

Teilstrecke 1.

Die erste Hälfte der Teilstrecke (vom Ventil bis zum Ausgleicher) sei mit 1a, die zweite Hälfte (vom Ausgleicher bis zum Abzweig) mit 1b bezeichnet (Abb. 296).

α) Einzelwiderstand am Anfang der Teilstrecke 1a.

Ventil	$\zeta = 7,0$
Durchmesser	$d = 70 \text{ mm}$
Abs. Druck	$p = 25\,000 \text{ kg/m}^2$
Dampfgewicht	$Q = 1430 \text{ kg}$

Aus der Hilfstafel V ergibt sich die Dampfgeschwindigkeit $w = 100 \text{ m/s}$ und der Ventilwiderstand $Z = 7 \cdot 375 = 2625 \text{ kg/m}^2$.

β) Reibungswiderstand der Teilstrecke 1a.

Zur Berechnung der Niederschlagswassermenge q je 1 m Rohr gehen wir vom Wärmeverlust aus. Nach Zahlentafel S. 186 beträgt für ein Rohr von 70 mm Durchmesser, eine Isolierstärke von 30 mm und eine Wärmeleitzahl $\lambda = 0,09$ der Einheitswärmeverlust $0,71 \frac{\text{kcal}}{\text{m} \cdot \text{h}}$. Bei einer Temperaturdifferenz von $127^\circ - 20^\circ = 107^\circ \text{ C}$ ist dann der Wärmeverlust je 1 m Rohr gleich $0,71 \cdot 107 = 76 \text{ kcal/m, h}$. Wir benötigen nun noch die mittlere Verdampfungswärme λ . Dabei kann für alle Teilstrecken die zu dem mittleren Dampfdruck in der gesamten Rohrleitung gehörige Verdampfungswärme angenommen werden.

Für $p_2 = 70\,000 \text{ kg/m}^2$ ist $\lambda = 496$
Für $p_1 = 25\,000 \text{ kg/m}^2$ ist $\lambda = 522$
Mittelwert von $\lambda = 510 \text{ kcal}$

Somit ergibt sich der für die Berechnung der Reibung der Teilstrecke 1a benötigte Wert

$$\frac{ql}{2} = \frac{76 \cdot 100}{510 \cdot 2} = 7,5 \text{ kg/h,}$$

$$G = 1430 \text{ kg/h,}$$

$$G + \frac{ql}{2} = 1438 \text{ kg/h,}$$

$$p_1 = p + Z = 27\,625 \text{ kg/m}^2.$$

Aus Hilfstafel V wird entnommen:

$$\begin{aligned} B_1 &= 403 \cdot 10^6 \text{ (entsprechend } p_1 = 27\,625 \text{ kg/m}^2) \\ \underline{B_2 - B_1} &= 250 \cdot 10^6 * \\ B_2 &= 653 \cdot 10^6 \\ p_2 &= 35\,450 \text{ kg/m}^2 \end{aligned}$$

γ) Einzelwiderstand am Anfang der Teilstrecke 1b.

Ausgleicher	$\zeta = 4,0$
Durchmesser	$d = 70 \text{ mm}$
abs. Druck	$p = 35\,450 \text{ kg/m}^2$
Dampfgewicht	$G = 1430 + ql = 1445 \text{ kg/h}$
(zu bestimmen wie unter α)	$Z = 1070 \text{ kg/m}^2$

δ) Reibungswiderstand der Teilstrecke 1b.

$$\begin{aligned} G + \frac{ql}{2} &= 1445 + 8 = 1453 \text{ kg/h} \\ p_1 = p + Z &= 35\,450 + 1070 = 36\,520 \text{ kg/m}^2 \\ B_1 &= 691 \cdot 10^6 \\ \underline{B_2 - B_1} &= 250 \cdot 10^6 \text{ (wie unter } \beta) \\ B_2 &= 941 \cdot 10^6 \\ p_2 &= 42\,800 \text{ kg/m}^2 \end{aligned}$$

ε) Einzelwiderstand am Ende der Teilstrecke 1b.

T-Stück. Durchgang: $\zeta = 1,0$
$d = 70 \text{ mm}$
$p = 42\,800 \text{ kg/m}^2$
$G = 1445 + ql = 1460 \text{ kg/h}$
$Z = 225 \text{ kg/m}^2$

* Nach Hilfstafel V:

Gesamtdampfmenge	1438 kg
Rohrdurchmesser	70 mm
$\frac{B_2 - B_1}{l} = 2\,500\,000 = 2,5 \cdot 10^6$: $l = 100$.	

Zusammenstellung K.

Nr. der Teilstrecke	Länge l m	Durchmesser d mm	Dampf- ge- wicht am Anfang der Teil- strecke G_1 kg/h	Wär- me- verlust auf dem Wege ql kg/h	Dampf- ge- wicht am Ende der Teil- strecke $G_2 = G_1 + ql$ kg/h	Einzelwiderstand am Anfang der Teilstrecke			Reibungswiderstand der Teilstrecke						Einzelwiderstand am Ende der Teilstrecke			
						Art des Widerstandes	ζ	Abs. Druck P kg/m ²	Druck- verlust Z kg/m ²	Mittleres Dampf- gewicht $G_1 + \frac{ql}{2}$ kg/h	Anfangs- druck für Reibung $p_1 = P + Z$ kg/m ²	Hilfswert B_1	$B_2 - B_1$	Hilfswert B_2	Enddruck für Reibung p_2 kg/m ²	Art des Widerstandes	ζ	Abs. Druck P kg/m ²
1 { a b	100	70	1430	15	1445	Ventil	7,0	25 000	2625	1438	27 625	$403 \cdot 10^6$	$250 \cdot 10^6$	$653 \cdot 10^6$	35 450	—	—	—
	100	70	1445	15	1460	Ausgleicher	4,0	35 450	1070	1453	36 520	$691 \cdot 10^6$	$250 \cdot 10^6$	$941 \cdot 10^6$	42 800	1,0	42 800	225
2 { a b	44	70	2010	6	2016	Ventil	7,0	25 000	5110	2013	30 110	$475 \cdot 10^6$	$198 \cdot 10^6$	$673 \cdot 10^6$	36 050	—	—	—
	44	70	2016	6	2022	Ausgleicher	4,0	36 050	2080	2019	38 130	$751 \cdot 10^6$	$198 \cdot 10^6$	$949 \cdot 10^6$	43 000	1,5	43 000	660
3 { a b	44	100	3482	9	3491	—	—	—	—	3487	43 660	$978 \cdot 10^6$	$92 \cdot 10^6$	$1070 \cdot 10^6$	45 800	—	—	—
	44	100	3491	9	3500	Ausgleicher	4,0	45 800	1220	3496	47 020	$1130 \cdot 10^6$	$92 \cdot 10^6$	$1222 \cdot 10^6$	49 000	1,0	49 000	290
4 { a b* b	45	57	1530	6	1536	Ventil	7,0	25 000	8470	1533	33 470	$584 \cdot 10^6$	$365 \cdot 10^6$	$949 \cdot 10^6$	43 000	—	—	—
	45	57	1536	6	1542	Ausgleicher	4,0	43 000	2940	1539	45 940	$1078 \cdot 10^6$	$365 \cdot 10^6$	$1443 \cdot 10^6$	53 400	1,5	53 400	900
5 { a b	45	64	1536	6	1542	Ausgleicher	4,0	43 000	1770	1539	44 770	$1027 \cdot 10^6$	$202 \cdot 10^6$	$1229 \cdot 10^6$	49 150	1,5	49 150	590
	78	113	5042	19	5061	—	—	—	—	5052	49 740	$1260 \cdot 10^6$	$195 \cdot 10^6$	$1455 \cdot 10^6$	53 600	—	—	—
6 { a b	78	113	5061	19	5080	Ausgleicher	4,0	53 600	1440	5071	55 040	$1530 \cdot 10^6$	$195 \cdot 10^6$	$1725 \cdot 10^6$	58 500	1,0	58 500	330
	55	64	2110	7	2117	Ventil	7,0	25 000	8470	2114	33 470	$584 \cdot 10^6$	$445 \cdot 10^6$	$1029 \cdot 10^6$	44 800	—	—	—
7 { a b	55	64	2117	7	2124	Ausgleicher	4,0	44 800	2820	2121	47 620	$1157 \cdot 10^6$	$445 \cdot 10^6$	$1602 \cdot 10^6$	56 350	1,5	56 350	860
	105	131	7204	29	7233	—	—	—	—	7219	58 830	$1742 \cdot 10^6$	$221 \cdot 10^6$	$1963 \cdot 10^6$	62 600	—	—	—
8 { a b	105	131	7233	29	7262	Ausgleicher	4,0	62 600	1240	7248	63 840	$2040 \cdot 10^6$	$221 \cdot 10^6$	$2261 \cdot 10^6$	67 300	7,0	67 300	2030
	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

* Teilstrecke 4 b von 57 auf 64 erweitert.

Der Druck im Punkte *B* beträgt demnach $42\,800 + 225 = 43\,025 \text{ kg/m}^2$. In derselben Weise wird die Nachrechnung für die übrigen Teilstrecken durchgeführt. Eine übersichtliche Zusammenstellung dieser Rechnung gibt Zusammenstellung K. Aus derselben ist ersichtlich, daß auf Grund der Nachrechnung nur die eine durch * bezeichnete Hälfte der Teilstrecke 4 geändert zu werden brauchte, im übrigen alle Durchmesser gemäß der Annahme beibehalten werden konnten.

Das durchgeführte Beispiel zeigt, daß bei der Berechnung der Rohrleitungen für die tiefste Außentemperatur die Wärmeverluste der Leitungen im allgemeinen vernachlässigt werden könnten. Es würde noch besser sein, sie in überschlüssiger, 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 Hochruckfernleitungen 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.

c) Kondensleitungen.

Da es sich hier um eine Fernheizung handelt, kann Zahlentafel 21 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. 174) zustande kommt.

F. Vakuumheizung.

Die unter VIII A—E abgeleitete Rechnung für Hochdruckdampfleitungen bleibt in allen Teilen auch für Unterdruck bestehen. Diese Leitungen können unter Benutzung des Hilfsblattes VI berechnet werden, das mit der Hilfstafel V für Hochdruckdampf vollkommen übereinstimmt und nur bezüglich der Einzelwiderstände und *B*-Werte für Drucke unter 10 000 kg erweitert worden ist.

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 Zugerscheinungen, 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. 129). 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 oder Drucksteigerung keine Rücksicht zu nehmen. Zweitens kann man in weitaus den meisten Fällen das spez. Gewicht als konstant annehmen. Wir werden meist mit dem Wert $\gamma = 1,2$ rechnen.

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:*

$$p_d = \frac{\gamma \cdot w^2}{2g} \text{ kg/m}^2 \text{ (mm WS)}, \quad (45)$$

worin bedeuten:

- γ das Raumgewicht des Gases in kg/m^3 ,
- w die mittlere Stromgeschwindigkeit in m/s ,
- g die Erdbeschleunigung in m/s^2 .

¹ Über: Lüftung von Aborträumen. Gesundheits-Ing. 1918, S. 57 u. 163.

(Diese Näherungsformel gilt mit einer Fehlergrenze $< 1\%$ 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

$$p_g = p_{st} + p_d, \tag{46}$$

also mit obiger Näherungsformel:

$$p_g = p_{st} + \frac{\gamma \cdot w^2}{2g}. \tag{47}$$

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. 297 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:

$$G = F_1 w_1 \gamma = F_2 w_2 \gamma = F_3 w_3 \gamma.$$

Da $\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma_3$ gesetzt werden kann, ist

$$\begin{aligned} w_1 &= \frac{G}{\gamma} \cdot \frac{1}{F_1}; \\ w_2 &= \frac{G}{\gamma} \cdot \frac{2}{F_2}; \\ w_3 &= \frac{G}{\gamma} \cdot \frac{1}{F_3}, \end{aligned}$$

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.

Also gilt die Gleichung

$$p_0 = p_{st,1} + \frac{w_1^2}{2g} \cdot \gamma = p_{st,2} + \frac{w_2^2}{2g} \cdot \gamma = p_{st,3} + \frac{w_3^2}{2g} \cdot \gamma. \tag{48}$$

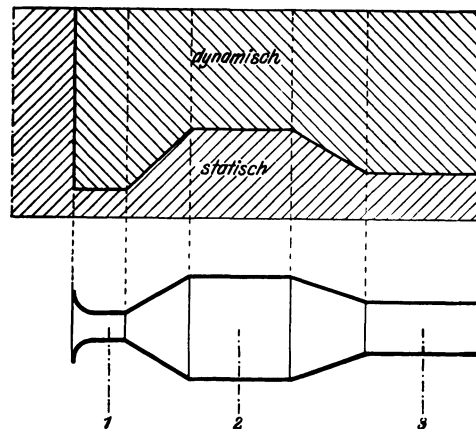


Abb. 297. Statischer, dynamischer und Gesamtdruck bei verlustloser Strömung.

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. 298 in die Wand der Staubkammer einzusetzen, weil dabei die ganze dynamische Druck-

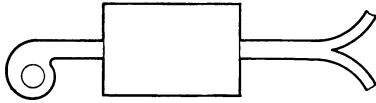


Abb. 298. Anschluß des Ventilators ohne Übergangsstutzen.

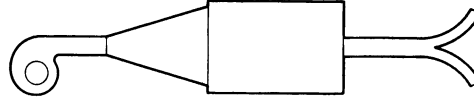


Abb. 299. Anschluß des Ventilators mit Übergangsstutzen.

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. 299 einzusetzen.

B. Berechnung von Luftverteilungsleitungen².

1. Das Druckefälle 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 abhängig 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

$$R = \frac{dp}{dl} = 5,66 \cdot \gamma^{0,852} \cdot \frac{w^{1,924}}{d^{1,281}}. \quad (49a)$$

4. Für normale Verhältnisse der Luft (760 mm QS, 20°C, mittlere Feuchtigkeit) kann γ konstant gleich 1,2 gesetzt werden. Dann ist

$$R = \frac{p_2 - p_1}{l} = 6,61 \cdot \frac{w^{1,924}}{d^{1,281}}. \quad (49b)$$

Gl. (49b) gilt strenggenommen nur für $\gamma = 1,2 \text{ kg/m}^3$, was mittelfeuchter Luft von 760 mm Quecksilbersäule 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.

¹ Riffart: Über Versuche mit Verdichtungsdüsen. Z. V. d. I. 1921, S. 918.

² 21. Mitteilung der Versuchsanstalt für Heiz- und Lüftungswesen: Brabbée-Bradtke: Vereinfachtes zeichnerisches oder rechnerisches Verfahren zur Bestimmung der Rohrleitungen von Lüftungs- und Luftheizanlagen. Oldenbourg, München und Berlin. 1915.

5. Für wesentlich höhere Temperaturen (Luftheizungen) sind die Werte R aus Gl. (496) mit $\left(\frac{\gamma}{1,2}\right)^{0,852}$ zu multiplizieren; zur einfacheren Berechnung dieses Ausdruckes dient Zahlentafel 26.

6. Gl. (496) 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:

$$d_g = \frac{2ab}{a+b} \text{ (mm)}. \quad (50)$$

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 Metalleitungen gewonnenen Werte eine Verdopplung erfahren.

2. Die Einzelwiderstände Z .

Auch hier wird wieder auf die allgemein gültige Gleichungsgruppe (20) zurückgegriffen:

$$Z = \Sigma \zeta \frac{w^2}{2g} \gamma.$$

Für den vorliegenden Fall gilt:

$$Z = \Sigma \zeta \frac{w^2}{2g} 1,2. \quad (51)$$

Für wesentlich höhere Temperaturen (Luftheizungen) sind die nach Gl. (51) bestimmten Werte Z mit $\left(\frac{\gamma}{1,2}\right)$ zu multiplizieren.

Die Hilfstafeln VIII und IX 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 VIII, IX, X und ihre Anwendung.

Zunächst sollen die für die Berechnung der Lüftungsanlagen wichtigsten Gleichungen nochmals zusammengefaßt werden:

Kreisrunde Rohre	Rechteckige Kanäle
$R = \frac{p_2 - p_1}{l} = 6,61 \frac{w^{1,924}}{d^{1,281}},$	$R = \frac{p_2 - p_1}{l} = 6,61 \frac{w^{1,924}}{d_g^{1,281}},$
$V_S = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot 10^{-6} \cdot w,$	mit $d_g = \frac{2ab}{a+b},$
$Z = \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma \cdot \Sigma \zeta,$	$V_S = ab \cdot 10^{-6} \cdot w,$
	$Z = \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma \cdot \Sigma \zeta.$

Aus der Zusammenfassung dieser Gleichungen ist zunächst die Hilfstafel VIII entstanden. Sie enthält in ihrem Mittelteil:

die geförderten Luftmengen V_S für kreisförmige Rohre in m³/s (wagrechte Zeilen I),

die mittleren Luftgeschwindigkeiten in kreisförmigen Rohren in m/s (wagrechte 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 IX auf, nur umfaßt sie die Rohrdurchmesser von 500 bis 2500 mm l. W.

Die Hilfstafel X endlich enthält die nach Gl. (50) 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 VIII und IX 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 Rechnung 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 L zeigt. Es ist natürlich nicht zweckmäßig, mit der Berechnung des kleineren Widerstandes ΣRl zu beginnen.

Zusammenstellung L.

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

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.

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 19. Durch das in Abb. 300 dargestellte Luftverteilungsnetz sollen die an den Enden der Verzweigungen eingeschriebenen Luftmengen in m³/h bei 20° 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.

Lösung der Aufgabe. Man beginnt die Aufgabe mit der Berechnung des Hauptstranges der aus den Teilstrecken 1 bis 8 besteht. Zusammenstellung M zeigt die Rechnung für die drei Annahmen

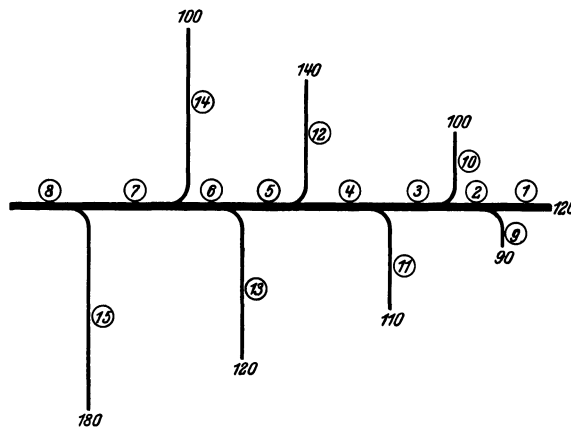


Abb. 300. Leitungsschema zu Beispiel 19.

Zusammenstellung M. Kreisrunde Rohre — Hauptstrang.

Aus Rohrplan				$w = 3 \text{ m/s}$				$w = 5 \text{ m/s}$				$w = 7 \text{ m/s}$			
Nr.	V	$\Sigma \zeta$	l	R	d	Z	Rl	R	d	Z	Rl	R	d	Z	Rl
∞	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

$w = 3$ 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 $w = 3$ m/s. Die Werte in Spalte e und f sind aus der Hilfstafel VIII 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 VIII, 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 Rl . In gleicher Weise werden die Geschwindigkeiten 5 m/s und 7 m/s durchgerechnet.

Zusammenstellung N. Kreisrunde Rohre.

	$w =$	m/s	3	5	7
1	ΣZ	mm WS	5,6	14,3	28,5
2	ΣRl	mm WS	2,5	8,9	22,0
3	$\Sigma Z + \Sigma Rl$	mm WS	8,1	23,2	50,5

Zusammenstellung N 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 $0,267$ m³/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 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.

Zusammenstellung O. Kreisrundes Rohr — Abzweigungen.

Aus Rohrplan				$w = 5$ m/s					
Nr.	l	V	$\Sigma \zeta$	H	Z	ΣRl	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

Die Berechnung der Abzweigungen ist in Zusammenstellung O 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 c 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 VIII 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.

Rechteckige Kanäle.

Nachdem wir aus der Berechnung der kreisrunden Rohre (Zusammenstellung O) 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 niedrigere, nämlich 4 m/s. Die niedrigere 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 P 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 X die Werte von Spalte f und g. Die übrigen Spalten werden wieder wie immer aus Hilfstafel VIII abgelesen.

Zusammenstellung P. Rechteckige Kanäle — Hauptstrang.

Aus Rohrplan				$w = 4 \text{ m/s}$						$w = 5 \text{ m/s}$							
Nr.	l	V	$\Sigma\zeta$	F	$a \times b$	d_g	R	Rl	Z	F	$a \times b$	d_g	R	Rl	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 P entnehmen wir:

	$w = 4 \text{ m/s}$	$w = 5 \text{ m/s}$
ΣZ	9,5	14,3
ΣRl	6,1	11,4
$\Sigma Z + \Sigma Rl$	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. 301) 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

$$V = \alpha \cdot A \cdot w = \alpha \cdot A \cdot \sqrt{2g \frac{p_2 - p_1}{\gamma}}; \quad (52a)$$

darin ist A der Querschnitt der Öffnung und α die sog. Kontraktionszahl. Für eine richtig gefromte Düse (Abb. 302) ist α nahezu gleich 1 zu setzen, also:

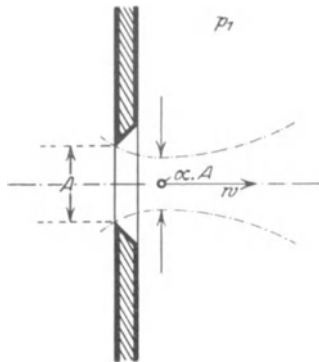


Abb. 301.
Öffnung in dünner Wand.

$$V = A_1 \cdot \sqrt{2g \frac{p_2 - p_1}{\gamma}}. \quad (52b)$$

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 Gesamtdrücke zu rechnen, also gleich der Summe aus statischem und dynamischem Druck zu setzen.

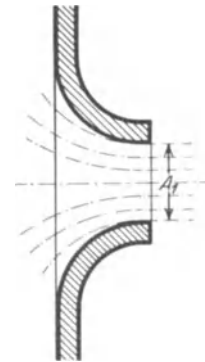


Abb. 302.
Düse.

2. Die Strömung durch ein Rohrnetz.

Zur Berechnung der Luftleitungen (s. S. 240) gingen wir von der Gleichung aus:

$$p_2 - p_1 = \Sigma Z + \Sigma Rl = \Sigma \zeta \cdot \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma + \Sigma 6,61 \cdot \frac{w^{1,924}}{d^{1,281}} \cdot l.$$

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

$$p_2 - p_1 = \text{Const } w^2,$$

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 stündliche Luftmenge ergibt und kann dann für alle Untersuchungen an Ventilatoren (vgl. später) sich das Rohrnetz durch diese einfache Öffnung oder Düse ersetzt denken.

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 eines Leitungsnetzes bekannt — sei es durch Rechnung oder Versuch —, so errechnet sich die Weite A_1 der gleichwertigen Düse zu

$$A_1 = \frac{V}{\sqrt{\frac{2g}{\gamma} \cdot \sqrt{p_2 - p_1}}}. \quad (53)$$

Mit Einführung der Bezeichnung H für den Druckverlust $p_2 - p_1$ und des Wertes $\gamma = 1,2$ ergibt sich

$$A_1 = 0,25 \cdot \frac{V}{\sqrt{H}}. \quad (54a)$$

¹ Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren und Kompressoren. Berlin: V. d. I.-Verlag 1925.

Die letzte Gleichung kann man auch schreiben:

$$H = \left(\frac{1}{4A_1}\right)^2 \cdot V^2. \tag{54b}$$

Dies ist die Gleichung einer Parabel, und man bezeichnet diese Kurve als die Kennlinie des Rohrnetzes (vgl. Abb. 303).

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 20. Für das im Beispiel 19 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.

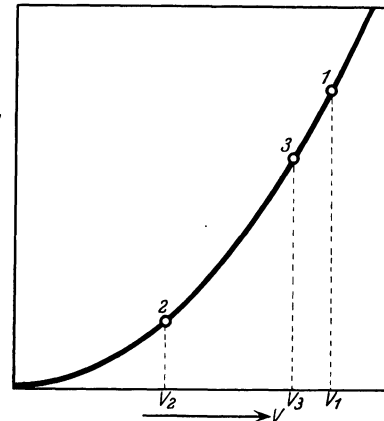


Abb. 303. Kennlinie eines Rohrnetzes.
Abszisse: Luftvolumen,
Ordinate: Druckverlust.

III. Verhalten der Ventilatoren im Betrieb.

Wenn auch der Lüftungingenieur 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. 304) ausgeführt denken.

Ein Ventilator, dessen Drehzahl in weiten Grenzen veränderlich ist, saugt mittels einer kurzen Ansaugleitung Luft an und preßt sie in eine kurze Ausblaseleitung.

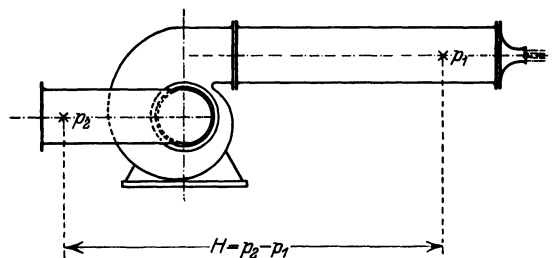


Abb. 304. Versuchsanordnung.

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 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

1. $V = \varphi_1(F) \cdot n$,
2. $H = \varphi_2(F) \cdot n^2$,
3. $N = \varphi_3(F) \cdot n^3$.

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. 305). Düsen verschiedener Weite F würden verschiedene Parabeln ergeben, die wir als die Düsenkennlinien bezeichnen wollen.

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.

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. 306). 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.

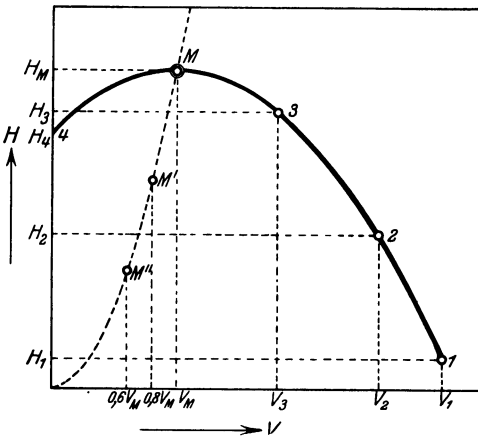


Abb. 306. Drosselkurve bei einer Drehzahl.
Abszisse: Luftvolumen,
Ordinate: Druckverlust.

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. 307.)

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.

4. Kurven gleichen Wirkungsgrades.

Die Abb. 307 enthält außer den Düsenkennlinien und den Drosselkurven auch noch Kurven gleichen Wirkungsgrades, wie sie sich aus Versuchen etwa ergeben würden. Man sieht, daß für jeden Ventilator ein eindeutig bestimmbarer Betriebszustand (Fördermenge und Pressung) besteht, bei dem der Ventilator am wirtschaftlichsten arbeitet. Dieser Betriebszustand ist in Abb. 307 durch den Punkt B gekennzeichnet.

5. 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_0 , 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 307 kennen. Man sucht in jedem Schaubild den Schnittpunkt der Ordinate zum Volumen V_0 mit Kennlinie der Düse A_1 . Liegt dieser Schnittpunkt in unmittelbarer Nähe des Punktes B (größter 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.

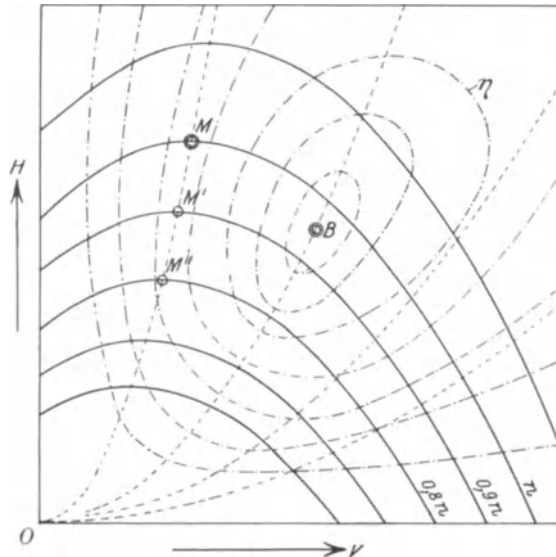


Abb. 307. Ventilatorschaubild (Düsenkennlinien, Drosselkurven, Wirkungsgradkurven).

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 in m^3 bekannt, so kann die Filterfläche f in m^2 nach folgender Gleichung berechnet werden:

$$f = \frac{V}{w}.$$

γ) Für die ölbenetzten Metallfilter werden die Widerstände Z (unmittelbar in Listenform) von den einschlägigen Firmen herausgegeben.

Beispiel 21. Durch ein berieseltes Steinfilter von 200 mm Dicke mit Füllung handgroßer Steine sollen stündlich 4000 m^3 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 $G = 1,2 \cdot V$ 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

$$Q_1 = G \cdot c_p \cdot (t_E - t_o). \quad (55)$$

Wenn außer der Erwärmung der Luft auch eine Befeuchtung vorgenommen werden soll, so ist die Wärmemenge Q_1 nicht nach dieser Gl. (55), sondern nach den späteren Ausführungen auf S. 253 bis S. 257 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. (55) 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

$$t_e = \frac{(2 \cdot G c_p + F k) t_E - 2 \cdot F k \cdot t_R}{2 \cdot G c_p - F k}. \quad (56)$$

Mit diesem Werte t_e ist dann die erforderliche Wärmemenge aus der Gleichung zu errechnen:

$$Q_1 + Q_{\text{Verlust}} = G \cdot c_p \cdot (t_e - t_o). \quad (57)$$

Für diese Wärmeleistung sind dann 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. 104, behandelt sind. Nachstehend soll auf die Berechnung der Heizflächen näher eingegangen werden.

a) Luftröhrenkessel. (I. Teil, S. 105.)

Zur Berechnung dienen die Formeln für Wärmeaustauschapparate (vgl. S. 178 bis S. 180), insbesondere die Gleichung $Q_h = k \cdot F \cdot \Delta_m$.

Dabei ist

$$\Delta_m = \Delta_g \cdot f \left(\frac{\Delta_k}{\Delta_g} \right) \quad (6)$$

sofern nicht die Näherungsgleichung (7) von S. 179 gilt. Als Heizfläche F gilt die Innenfläche sämtlicher Rohre.

Für die Wärmedurchgangszahl gilt nach den Untersuchungen¹⁾ der Versuchsanstalt für Heiz- und Lüftungswesen die Gleichung:

$$k = 3,1 \cdot \frac{(\gamma \cdot w)^{0,79}}{d^{0,16}}, \quad (58)$$

Die danach ermittelten k -Werte sind für Dampf bzw. Wasser in der Zahlen-
tafel 13/I bis 13/III zusammengestellt, welche Zahlentafel auch jene Widerstände in mm
WS (kg/m²) angibt, die beim Durchströmen der Heizfläche auftreten.

Beispiel 22. 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°. Mittlere Lufttemperatur $\pm 0^\circ$ C.

¹ Heft 3, der Mitteilungen der Anstalt, Septbr. 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 13/I:

$$k = 36,2 \text{ kcal/m}^2, \text{ h } ^\circ \text{C}.$$

Daher nach Gl. (1):

$$n d \pi l = \frac{100\,000}{36,2 \cdot 102} = 27,0 \text{ m}^2.$$

Somit

$$l = \frac{27,0}{70 \cdot 0,22} = 1,75 \text{ m}.$$

Der Widerstand dieses Kessels ist nach Zahlentafel 13/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 Luftröhrenkessel (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) Radiatoren. (I. Teil, S. 103.)

Die Radiatoren werden in der Heizkammer schräg gestellt und der Luftweg durch seitliche Führungsbleche zwangsläufig geschlossen. Auch derartige Anordnungen wurden in der Anstalt untersucht, worüber in dem oben aufgeführten Heft 3 berichtet ist. Die Werte für die Wärmedurchgangszahl k (Dampf, Wasser) und für den Druckverlust Z im Luftweg sind in der Zahlentafel 14/I bis 14/III zusammengestellt. Sie ist auf die Geschwindigkeit w im Zuluftquerschnitt aufgebaut.

Beispiel 23. Aufgabe: Es sind durch schräg gestellte Radiatoren 100 000 kcal/h zu leisten. Heizmittel: Niederdruckdampf, mittlere Dampftemperatur 102°, mittlere Lufttemperatur 0° C.

Annahme: Geschwindigkeit im Zuluftquerschnitt $w = 3,0$ m/s.

Durchrechnung: $k = 37,5$ nach Zahlentafel 14/I,

$$F = \frac{100\,000}{37,5 \cdot 102} = 26,2 \text{ m}^2.$$

Widerstand im Luftweg nach Zahlentafel 14/III rund 1 mm/WS.

Hieraus ist nach Maßgabe der Preislisten die Bauart des Heizkörpers sowie seine Gliederzahl zu bestimmen. Die Versuche der Anstalt wurden mit zweisäuligen Heizkörpern gemacht, deren Bauhöhe rund das 1,3fache der Kanalbreite betrug.

c) Rautenheizkörper. (I. Teil, S. 103.)

Die Zahlentafel 15/I und 15/II enthalten die durch Versuche der Fa. R. O. Meyer Hamburg¹ ermittelten Werte für die Wärmemengen, die zugehörigen Druckverluste, die Größe der Heizflächen und deren Platzbedarf, und zwar sowohl für Dampf als auch für Wasser als Heizmittel. Die Benutzung der Zahlentafel wird durch Beispiel 24 klar.

¹ Margolis: Die Bewertung von Luftheritzern unter besonderer Berücksichtigung des Rhombicus-Luftheritzers. Gesundheits-Ing. 1916, Nr. 19. — Neugebauer, Fr.: Der Rhombikus-Heizkörper für Luftheritzung und Rauchgasverwertung. Archiv für Wärmewirtschaft 1927, S. 153. Die Berechnung von Rhombikus-Heiz- und Kühlflächen. Buderus-Lollar-Jahrbuch 1928. S. 191.

Beispiel 24. Aufgabe: Es sind durch Rautenheizkörper 100 000 kcal/h zu leisten. Heizmittel: Niederdruckdampf, mittlere Dampftemperatur 100°. Lufterwärmung von - 20 auf + 20°.

Lösung:

Aus Zahlentafel 15/I ergibt sich:

2reihig . . .	Wärmeleistung	$Q = 1680$ kcal/m ² h;	Druckverlust	$Z = 0,65$ mm WS
3reihig . . .	„	$Q = 3600$ „ ;	„	$Z = 4,2$ „
4reihig . . .	„	$Q = 6100$ „ ;	„	$Z = 5,0$ „

Daraus ermittelt sich der Platzbedarf wie folgt:

	Gesamte Heizfläche F m ²	Heizfläche 1 Reihe f m ²	Gliederzahl in 1 Reihe n	Platzbedarf		
				H Höhe mm	B Breite mm	T Tiefe mm
2reihig	59,0	30	49	1200	3430	405
3reihig	27,8	9,3	15	1200	1050	570
4reihig	16,4	4,1	7	1200	490	570

d) Lamellenheizkörper. (I. Teil, S. 104.)

Die Herstellungsfirmen geben Zahlentafeln heraus, die ähnlich wie im Fall γ) zu benutzen sind.

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 $p = p_L + p_D$.

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

¹ Merkel, F.: Verdunstungskühlung. Forsch.-Arb. Ing. Heft 275. Berlin: V. d. I.-Verlag 1925.

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

$$p_D = \varphi \cdot p_s. \quad (59)$$

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. (59) 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

$$G = \frac{V}{T} \cdot \frac{1}{R} \cdot p. \quad (60)$$

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. (60)

$$\text{für die Luft:} \quad G_L = \frac{V}{T} \cdot 0,465(p - \varphi \cdot p_s), \quad (61)$$

$$\text{für den Dampf:} \quad G_D = \frac{V}{T} \cdot 0,289 \cdot \varphi \cdot p_s, \quad (62)$$

$$\text{für das Gemisch:} \quad G = \frac{V}{T} \cdot (0,465 \cdot p - 0,176 \cdot \varphi \cdot p_s). \quad (63)$$

1. Folgerung. Aus Gl. (62) 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 $\frac{\text{tatsächliches Wasserdampfgewicht}}{\text{Höchstwert am Wasserdampfgewicht}}$, so erhalten wir

$$\text{relative Feuchtigkeit} = \frac{G_D}{G_{D,s}} = \frac{\varphi \cdot p_s}{p_s} = \varphi. \quad (64)$$

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. (46), indem wir in ihr V gleich „eins“ setzen. Es ist

$$\begin{aligned}\gamma_\varphi = G_{V=1} &= \frac{0,465 p - 0,176 \cdot \varphi \cdot p_s}{T}, \\ &= \frac{0,465 p}{T} - \frac{0,176 \cdot \varphi \cdot p_s}{T}, \\ \gamma_\varphi &= \gamma_{\text{trock.}} - 0,176 \cdot \varphi \cdot \frac{p_s}{T},\end{aligned}\quad (65)$$

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. (45) und Gl. (44) erhält man

$$x = \frac{G_D}{G_L} = \frac{0,289}{0,465} \cdot \frac{\varphi \cdot p_s}{p - \varphi \cdot p_s} = 0,622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_s}{p - \varphi \cdot p_s}.\quad (66)$$

Diese Gleichung gibt den Zusammenhang zwischen den beiden Arten x und φ der Feuchtigkeitsangabe. Für den Sättigungszustand ($\varphi = 1,00$ und $x = x'$) folgt

$$x' = 0,622 \cdot \frac{p_s}{p - p_s}\quad (67)$$

Weitere Gleichungen ergeben sich durch Umkehrung der Gl. (49). Es ist:

$$\text{relative Feuchtigkeit:} \quad \varphi = \frac{p}{p_s} \cdot \frac{x}{0,622 + x},\quad (68)$$

$$\text{Teildruck des Dampfes:} \quad p_D = p \cdot \frac{x}{0,622 + x},\quad (69)$$

$$\text{Teildruck der Luft:} \quad p_L = p \cdot \frac{0,622}{0,622 + x}.\quad (70)$$

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

$$i_{1+x} = 0,24 t + 0,46 x \cdot t + 595 x.\quad (71)$$

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. 308 zeigt dieses Schaubild¹. Die senkrechten Geraden bedeuten gleichen

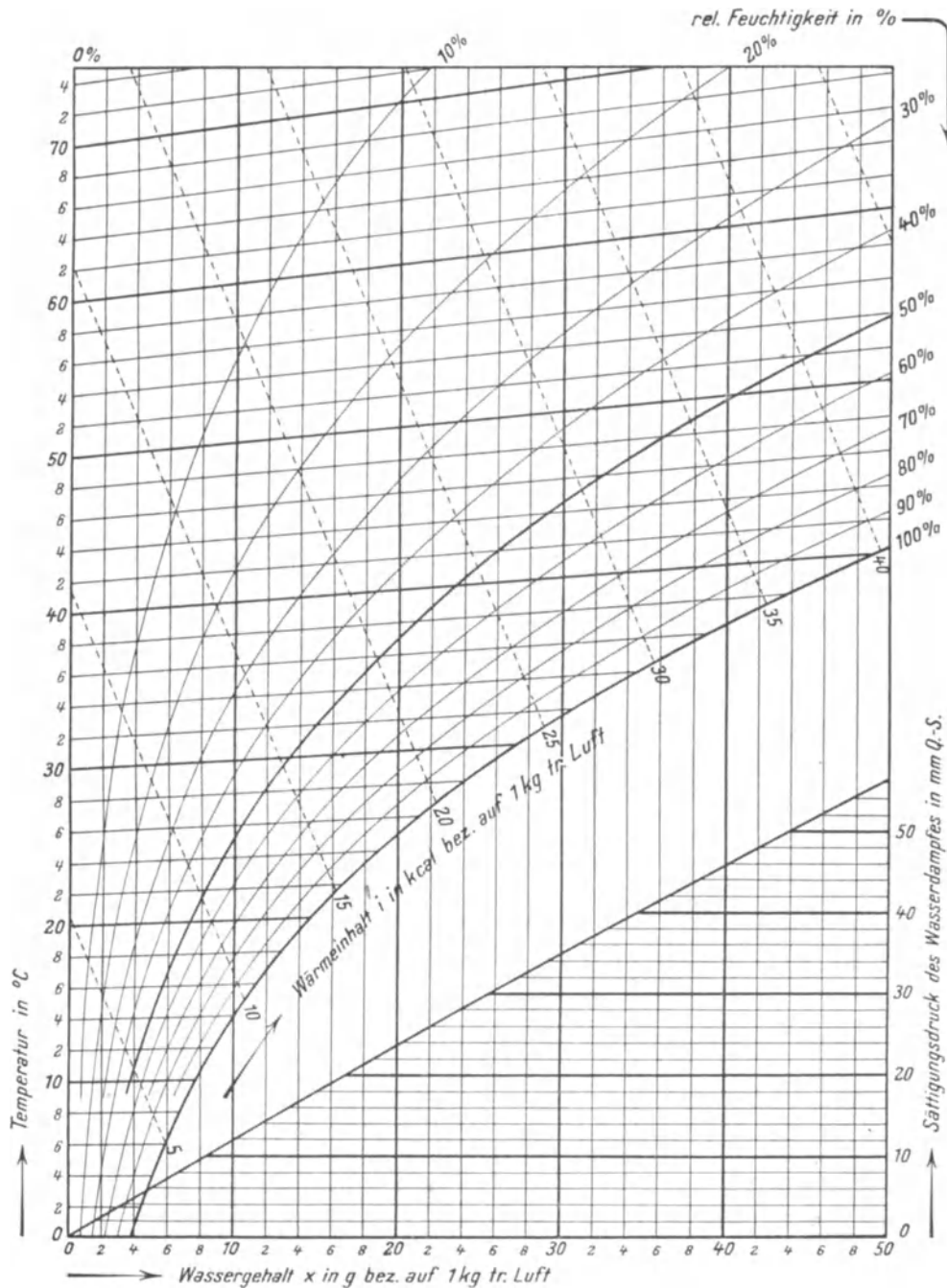


Abb. 308. $i - x$ -Bild für feuchte Luft.

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 wagrechten 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 25. 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 308 lesen wir ab:

$$\begin{array}{l} \text{für die Fertiglufte:} \quad x_2 = 14,0 \quad \text{und} \quad i_2 = 15,3 \\ \text{,, ,, Außenluft:} \quad x_1 = 5,2 \quad \text{,,} \quad i_1 = 5,0 \\ \text{Unterschied:} \quad x_2 - x_1 = 8,8; \quad i_2 - i_1 = 10,3 \end{array}$$

Es sind also stündlich zuzuführen:

$$24 \cdot 8,8 = 210 \text{ kg Wasser und } 24000 \cdot 10,3 = 24800 \text{ kcal.}$$

Das Schaubild 308 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 308 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 ab $\varphi = 15$ 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.

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. 308, wobei darauf aufmerksam gemacht sei, daß die schräge Linie keine Gerade, sondern eine sehr flache Kurve ist; sie ist das Abbild der Gl. (66).

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 $t = 30^\circ$ 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 Oberfläche von 24°C in Berührung, so haben wir noch den Sättigungsdruck für 24°C zu ermitteln. In gleicher Weise wie oben erhalten wir $p_s = 22$ 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° 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°, so erreicht sie nach Schaubild 308 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° in den Saal eingehen dürfen. Als relative Feuchtigkeit der einzuführenden Luft soll 40 vH angestrebt werden. Das Schaubild 308 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 308 ist der Zustand der Außenluft durch den Schnittpunkt der Temperaturlinie 30° 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° erwärmt werden, damit sie ohne Belästigung in den Saal eingeführt werden kann. Das Schaubild 308 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 beheizte Räume.**

Wenn keine bestimmten Temperaturen vorgeschrieben sind, sind die folgenden Werte, gemessen in der Mitte des geschlossenen und zugfreien Raumes in 1,5 m Höhe über dem Fußboden, anzunehmen:

Operationsräume (man frage den leitenden Arzt)	+25° bis +35°
Kranken- und Baderäume	+22°
Wohn-, Schlaf- und Mädchenzimmer, Geschäftsräume, Aborte	+20°
Hörsäle, Schulräume, Säle, Sammlungs-, Ausstellungs- und Gastwirträume, Verkaufsräume	+18°
Küchen, Vorräume, Warteräume	+15°
Kirchen, Flure und Treppenhäuser	+10°
Hafträume, die lediglich zum gemeinschaftlichen Schlafen der Gefangenen dienen	+10°
„ die als Tages- und Arbeitsräume dienen	+15°
„ als Arbeitsräume für leichtere Beschäftigung (z. B. Strohflechten)	+16° bis +18°
„ als Wohn- und Schlafräume, Einzelhaft	+18°
Fabrikräume ohne Zweckbestimmung	+20°
„ für leichte Handarbeit	+18°
„ „ schwere Handarbeit	+15°
„ „ Gießerei	+10°
„ „ Tischlerei	+20°
„ „ Lackiererei	+25° bis +35°
Garagen	+5°
Montagehallen	+15°
Stallungen	+12°
Gewächshäuser:	
1. Kalthäuser	+15°
2. Warmhäuser	+25°

Alle Temperaturangaben beziehen sich auf die hundertteilige (Celsius-) Skala (Reichsgesetz über die Temperaturskala vom 7. August 1924).

Zahlentafel 2.**Annahme der Außentemperaturen¹.**

- a) Für die meisten Gegenden des Reiches -15°
- b) Für Orte in mehr als 500 m Höhe über dem Meere, sowie für einzelne besonders kalte Orte des rechtsrheinischen Bayerns (mit Ausnahme von Unterfranken), Oberschlesiens, Posens, Ost- und Westpreußens und im östlichen Pommern -20°
- c) Für geschützt liegende Orte der Flußgebiete der Maaß, des Rheines und seiner Nebenflüsse südlich von Bonn (mit Ausnahme des Maingebietes oberhalb Schweinfurt), ferner in Schleswig-Holstein und im Gebiete der Nordseeküste -10°

Zahlentafel 3.**Annahme der Temperaturen für unbeheizte Räume.**

Zugrunde gelegte Außentemperatur	- 10°	- 15°	- 20°
Ungeheizte oder nicht täglich geheizte, abgeschlossene Räume mit Ausnahme der direkt unter der Dachfläche liegenden	+ 4°	+ 2°	± 0°
Ungeheizte oder nicht täglich geheizte Räume, direkt unter der Dachfläche liegend:			
mit doppelter Dachschalung oder beliebiger Dachbauart von $k < 1,0$	+ 1°	- 2°	- 5°
mit einfacher Dachschalung	- 3°	- 7°	- 10°
ohne Dachschalung, mit Fugendichtung	- 7°	- 11°	- 15°
mit Glas- oder Metaldach	- 7°	- 11°	- 15°
ohne Dachschalung, ohne Fugendichtung	- 9°	- 13°	- 18°
Ungeheizte, von beheizten Räumen umgebene Flure ohne Außenflächen	+ 10°	+ 10°	+ 10°
Ungeheizte, oft von der Außenluft bestrichene Räume, wie Vorflure, abgeschlossene Durchfahrten, Treppenhäuser usw.	± 0°	- 2°	- 5°
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 ²	+ 5°	+ 5°	+ 5°

¹ Noch nicht endgültiger Vorschlag des zuständigen Ausschusses.

² Die Grenzmauer ist dabei in voller Stärke, also gegebenenfalls als Summe der Wandstärken beider Giebelwände anzunehmen.

Zahlentafel 4.

Wärmeübergangszahlen.

In geschlossenen Räumen:	
Wandflächen, Fußboden und Decken bei Wärmeübergang von unten nach oben $\alpha = 7$	$\frac{1}{\alpha} = 0,14$
Fußboden und Decken bei Wärmeübergang von oben nach unten $\alpha = 5$	$\frac{1}{\alpha} = 0,20$
Im Freien $\alpha = 20$	$\frac{1}{\alpha} = 0,05$

Zahlentafel 5.

Mittlere Wärmeleitahlen von Baustoffen¹.

Material	λ in kcal/mh°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
Bimsdielen	0,30
Fliesen und Kacheln	0,90
Gipsdielen:	
als innere Wandverkleidung	0,25
als Dachverkleidung	0,30
Glas:	
Fensterglas	0,65
Holz:	
vor Feuchtigkeitwirkungen geschützt	0,12
dem Regenanfall ausgesetzt (an Außenflächen)	0,18
bei mehrschichtigen Bauweisen, wo nur die äußerste Schicht dem Regenanfall 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 Wärmeleitahlen mit Literaturverzeichnis vgl. E. Schmidt: Die Wärmeleitahlen von Stoffen auf Grund von Meßergebnissen. Mitt. a. d. Forschungsheim f. Wärmeschutz 1924, Heft 5.

Zahlentafel 5 (Fortsetzung).**Mittlere Wärmeleitzahlen von Baustoffen.**

Material	λ in kcal/mh°C
Metalle:	
Gußeisen	45
Schmiedeeisen (0,1 bis 1,5 vH C)	30 bis 45
Natursteine:	
dichte Gesteine (Granit, Basalt, Dolomitmalk, 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
Torfmull, wasserabweisend imprägniert	0,03 „ 0,04
Torfmull, gewöhnlich	0,06 „ 0,08
Zement: abgebunden	0,78
Ziegel:	
Ziegelsteinmauerwerk als Außenwand	0,75
desgl. mit wasserdichter Außenhaut (Ziegelbehang, Blechverkleidung usw.)	0,66
desgl. als Innenwand	0,60

Zahlentafel 6.**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 wagrechte Luftschichten mit Wärmestrom von unten nach oben	0,14	0,17	0,19	0,21	0,22
Für wagrechte Luftschichten mit Wärmestrom von oben nach unten	0,17	0,20	0,21	0,23	0,24

Zahlentafel 7/I.

k-Werte für Normalwände.

(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	2,63	1,80	1,38	1,11	0,93	0,80	0,70
beiderseits verputzt, Außenwand	2,50	1,74	1,34	1,09	0,91	0,79	0,69
„ „ Innenwand	1,89	1,33	1,04	0,85	0,71	0,62	0,55
Schlackenbetonsteine:							
beiderseits verputzt, Außenwand	2,28	1,52	1,15	0,92	0,76	0,66	0,58
„ „ Innenwand	1,89	1,33	1,04	0,85	0,71	0,62	0,55
Bimsbetonsteine, Schwemmsteine:							
beiderseits verputzt, Außenwand	1,96	1,25	0,93	0,73	0,60	—	—
„ „ Innenwand	1,67	1,12	0,85	0,68	0,57	—	—
Kalksandsteine:							
einseitig verputzt, Außenwand	2,90	2,00	1,56	1,27	1,08	0,93	0,82
beiderseits verputzt, Außenwand	2,70	1,92	1,52	1,23	1,05	0,91	0,81
„ „ Innenwand	2,17	1,64	1,33	1,11	0,96	0,84	0,75
Porige Gesteine: Sandstein, weicher oder sandiger Kalkstein usw. (Raumgewicht < 2600 kg/m³):							
einseitig verputzt, Außenwand	2,38	2,04	1,81	1,61	1,45	1,33	1,22
beiderseits verputzt, Außenwand	2,28	1,96	1,75	1,56	1,41	1,30	1,19
„ „ Innenwand	1,89	1,67	1,52	1,37	1,25	1,16	1,08
Dichte Gesteine: Dolomitkalkstein, Marmor, Granit, Basalt usw. (Raumgewicht > 2600 kg/m³):							
einseitig verputzt, Außenwand	2,94	2,63	2,38	2,17	2,00	1,85	1,72
beiderseits verputzt, Außenwand	2,78	2,50	2,28	2,08	1,92	1,79	1,67
„ „ Innenwand	2,22	2,04	1,89	1,75	1,64	1,54	1,45
Kiesbeton:							
unverputzt, Außenwand	4,24	3,56	3,07	2,69	2,16	1,81	1,55
„ Innenwand	3,07	2,69	2,41	2,16	1,81	1,55	1,36
beiderseits verputzt, Außenwand	3,50	3,02	2,66	2,37	1,95	1,66	1,44
„ „ Innenwand	2,66	2,38	2,15	1,96	1,66	1,44	1,27

Zahlentafel 7/II.

k-Werte für Isolierwände.

(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	—	1,39	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 7/III.***k*-Werte für Dächer.**

(Auszug aus den „Regeln für die Berechnung des Wärmebedarfs und . . . usw.“ des V. d. C.-I.)

Bauart	<i>k</i>
Einfache, unverschaltete Dächer:	
Ziegel, Wellblech, Zink- oder Kupferblech auf Latten ohne Schalung und Fugendichtung	10
Ziegel auf Latten mit gedichteten Fugen	5
Einfache Schalung 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.	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 Betonstrich 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 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 7/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	2,05	1,65
3,5 „ „	1,75	1,45
6,0 „ „ (doppelte Bretterlage)	1,28	1,11
Holzbalkendecken mit Füllbrettern, 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: 7,5 cm stark	3,0	2,2
10,0 „ „	2,8	2,1
15,0 „ „	2,4	1,9
20,0 „ „	2,2	1,75
mit Belag: 10,0 „ 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/V.

k-Werte für Türen, Fenster und Oberlichte.

(Auszug aus den „Regeln für die Berechnung des Wärmebedarfs und . . . usw.“ des V. d. C.-I.)

	Fugen voll- ständig ab- gedichtet	Fugen nor- maler Durch- lässigkeit
Türen.		
1. Außentür, Eisen	5	6,5
2. „ „ Holz	3	4,5
3. Balkontür, „ „ mit Glasfüllung, einfach	—	6,5
4. „ „ „ „ „ doppelt	—	4,5
5. Innentür	2	3,0
Fenster.		
6. Einfachfenster, Eisenrahmen oder Bleifassung	6	8,0
7. „ „ Holzrahmen	5	7,0
8. Doppelverglasung, Eisenrahmen	3,5	6,5
9. „ „ Holzrahmen	2,5	4,5
10. Doppelfenster, Eisenrahmen	2,5	4,0
11. „ „ Holzrahmen	2	3,5
12. Oberlicht, einfach	5	8,0
13. „ „ doppelt	2,5	4,5
14. Schaufenster	4	—
15. Gegen Innenraum, Einfachfenster	3	4,0
16. „ „ „ „ Doppelfenster	2	3,0
17. „ „ Dachraum, Oberlicht, einfach	3,5	6,0
18. „ „ „ „ „ doppelt	2	3,5

Zahlentafel 8.

Zuschläge zur Wärmebedarfsberechnung in vH.

a) Zuschläge für Himmelsrichtungen.

Lage	Zuschlag für Außenflächen
1. Nach Norden, Nordwesten, Nordosten, Osten	10
2. Nach Westen, Südwesten, Südosten	5

b) Zuschläge für Windanfall.

Je nach Lage des Gebäudes bzw. Raumes	Wände und Dachflächen	Fenster und Türen
1. Bei normalen Windverhältnissen	0	0
2. Bei ungünstigen Windverhältnissen	5	25
3. Bei außergewöhnlich ungünstigen Windverhältnissen	10	50

c) Zuschläge für Räume mit mehreren Außenflächen (Eckräume).

	Wände und Dachflächen	Fenster und Türen
Fenster und Türen in einer Außenfläche	0	10
„ „ „ „ „ mehreren Außenflächen	5	25
Erkerausbauten	5	25

d) Zuschläge für hohe Räume (über 4,0 m lichte Höhe).

Höhe des Raumes	4 m	0
„ „ „	4—6 „	5
„ „ „	6—8 „	10
Hohe Räume „ „ „	8—10 „	15
„ „ „	10—12 „	20

Zahlentafel 8 (Fortsetzung).**e) Zuschläge für Anheizen und Betriebsunterbrechungen.**

	Betriebsweise		
	I	II	III
1. Massiver Beton, Natursteine	20	40	60
2. Ziegel- und Kalksandsteinmauerwerk	15	30	45
3. Hohlziegel- und Schlackenbeton	10	20	30
4. Bimsbeton	5	10	15
5. Massive Holzbauweisen	4	8	12
6. Holzbauarten mit Luftschichten (Barackenwände, verschalte Decken und Dächer)	2	4	6
7. Beliebige Bauarten mit innerer, nur unter Putz oder Verschalung liegender Isolierung aus Kork- oder Torfplatten	2	4	6
8. Fenster, dünne Wände, Dächer und Decken unter 5 cm Gesamtstärke	0	0	0

Zahlentafel 9.**Wärmedurchgangszahlen für Heizkörper.**

Art der Heizkörper	N. D. H. k	W. W. H. k
Radiatoren, einsäulig:		
Bis 500 mm Nabenabstand	8,6	7,4
„ 600 „ „	8,5	7,3
„ 700 „ „	8,4	7,2
„ 800 „ „	8,3	7,1
„ 900 „ „	8,2	7,0
Radiatoren, zweisäulig:		
Bis 500 mm Nabenabstand	8,2	7,0
„ 600 „ „	8,1	6,9
„ 700 „ „	8,0	6,8
„ 800 „ „	7,9	6,7
„ 900 „ „	7,8	6,6
„ 1000 „ „	7,7	6,5
„ 1100 „ „	7,6	6,4
Radiatoren, dreisäulig:		
Bis 500 mm Nabenabstand	7,6	6,4
„ 600 „ „	7,5	6,3
„ 700 „ „	7,4	6,2
„ 800 „ „	7,3	6,1
„ 900 „ „	7,2	6,0
„ 1000 „ „	7,1	5,9
„ 1100 „ „	7,0	5,8
Radiatoren, viersäulig:		
Bis 500 mm Nabenabstand	7,3	6,1
„ 600 „ „	7,2	6,0
„ 700 „ „	7,1	5,9
„ 800 „ „	7,0	5,8
„ 900 „ „	6,9	5,7
„ 1000 „ „	6,8	5,6
„ 1100 „ „	6,7	5,5

Zahntafel 9 (Fortsetzung).

Wärmedurchgangszahlen für Heizkörper.

Art der Heizkörper	N. D. H.	W. W. H.
	k	k
Leicht-Radiatoren, dreisäulig:		
Bis 500 mm Nabenabstand	8,4	7,3
„ 600 „ „	8,3	7,2
„ 700 „ „	8,2	7,1
„ 900 „ „	8,0	6,9
Leicht-Radiatoren, viersäulig:		
Bis 500 mm Nabenabstand	7,9	6,8
„ 600 „ „	7,8	6,7
„ 700 „ „	7,7	6,6
„ 900 „ „	7,5	6,4
Leicht-Radiatoren, fünfsäulig:		
Bis 500 mm Nabenabstand	7,8	6,7
„ 600 „ „	7,7	6,6
„ 700 „ „	7,6	6,5
„ 900 „ „	7,4	6,3
Leicht-Radiatoren, sechssäulig:		
Bis 500 mm Nabenabstand	7,7	6,6
„ 600 „ „	7,6	6,5
„ 700 „ „	7,5	6,4
„ 900 „ „	7,3	6,2
Rippenöfen (Elemente)	4,5	4,0
Rippenrohrstränge	5,5	4,5
Glatte Rohrschlangen bis 33 mm äuß. Durchm.	12,5	10,8
„ „ über 33 mm äuß. Durchm.	11,0	8,5

Zahlentafel 10.

Durchmesser, Gewicht, Inhalt und Außenfläche schmiedeeiserner Rohre sowie Werte „fk“.

f = Heizfläche des Rohres in m^2 , k = Wärmedurchgangszahl in $kcal/m^2, h, ^\circ C$.

Rohrdurchmesser		Ge- wicht	Inhalt eines Meters	Außen- fläche Rohr	Werte f/k für 1 m Länge nacktes Rohr, wenn der Unterschied zwischen der mittleren Temperatur des Heizmittels und der mittleren Temperatur der zu- strömenden Luft bei natürlichem Auftrieb beträgt für:						Nieder- druck- dampf
					Warmwasser						
innerer d (m)	äußerer D (m)	(kg)	(l)	qm	unter 40°	über 40° bis 50°	über 50° bis 60°	über 60° bis 70°	über 70° bis 80°	über 80°	
A. Muffenrohr.											
0,011	0,016	0,88	0,10	0,05	0,53	0,55	0,58	0,60	0,63	0,63	0,65
0,014	0,020	1,26	0,15	0,06	0,63	0,66	0,69	0,72	0,75	0,75	0,78
0,020	0,026	1,87	0,31	0,08	0,84	0,88	0,92	0,96	1,00	1,00	1,04
0,025	0,033	2,68	0,49	0,10	1,05	1,11	1,15	1,20	1,25	1,25	1,30
0,034	0,042	3,74	0,91	0,13	1,19	1,25	1,32	1,39	1,45	1,52	1,56
0,039	0,048	4,62	1,20	0,15	1,36	1,43	1,51	1,58	1,66	1,73	1,80
0,043	0,052	5,06	1,45	0,16	1,47	1,55	1,63	1,72	1,79	1,88	1,92
0,049	0,059	6,38	1,89	0,19	1,67	1,76	1,85	1,95	2,04	2,13	2,28
0,065	0,076	9,10	3,32	0,24	2,03	2,27	2,39	2,51	2,51	2,51	2,88
B. Flanschenrohr.											
0,057	0,063	4,45	2,55	0,20	1,68	1,88	1,98	2,08	2,08	2,08	2,40
0,064	0,070	4,90	3,22	0,22	1,87	2,09	2,20	2,31	2,31	2,31	2,64
0,070	0,076	5,35	3,85	0,24	2,03	2,27	2,39	2,51	2,51	2,51	2,88
0,076	0,083	6,35	4,54	0,26	2,22	2,48	2,61	2,74	2,74	2,74	3,12
0,082	0,089	6,78	5,28	0,28	2,38	2,66	2,80	2,94	2,94	2,94	3,36
0,088	0,095	7,30	6,08	0,30	2,54	2,84	2,99	3,13	3,13	3,13	3,60
0,094	0,102	9,01	6,94	0,32	2,56	2,88	3,04	3,20	3,20	3,20	3,84
0,100	0,108	9,56	7,85	0,34	2,71	3,05	3,22	3,22	3,22	3,22	4,10
0,106	0,114	10,10	8,83	0,36	2,87	3,22	3,40	3,40	3,40	3,40	4,20
0,113	0,121	11,46	10,03	0,38	3,04	3,42	3,61	3,61	3,61	3,61	4,40
0,119	0,127	12,03	11,12	0,40	3,19	3,59	3,79	3,79	3,79	3,79	4,60
0,131	0,140	14,10	13,48	0,44	3,52	3,96	4,18	4,18	4,18	4,18	5,06
0,143	0,152	16,22	16,06	0,48	3,82	4,30	4,54	4,54	4,54	4,54	5,52
0,156	0,165	17,65	19,11	0,52	4,15	4,41	4,67	4,67	4,67	4,67	6,00
0,169	0,178	19,08	22,43	0,56	4,47	4,75	4,75	4,75	4,75	4,75	6,44
0,192	0,203	26,60	28,95	0,64	5,10	5,42	5,42	5,42	5,42	5,42	7,36
0,216	0,229	35,30	36,64	0,72	5,76	6,12	6,12	6,12	6,12	6,12	8,30
0,241	0,254	39,50	45,62	0,80	6,38	6,78	6,78	6,78	6,78	6,78	9,20
0,264	0,279	49,60	54,74	0,88	7,01	7,45	7,45	7,45	7,45	7,45	10,10
0,290	0,305	54,70	66,05	0,96	7,67	8,15	8,15	8,15	8,15	8,15	11,00
C. Ergänzung für die Industrie-Normen (DIN)¹.											
150	159	17,00	17,67	0,50	4,00	4,25	4,25	4,25	4,25	4,25	5,75
162	171	18,31	20,61	0,54	4,32	4,59	4,59	4,59	4,59	4,59	6,22
180	191	24,93	25,45	0,60	4,80	5,10	5,10	5,10	5,10	5,10	6,90
203	216	33,20	32,36	0,68	5,44	5,78	5,78	5,78	5,78	5,78	7,83
228	241	37,20	40,82	0,76	6,08	6,46	6,46	6,46	6,46	6,46	8,74
253	267	44,50	50,27	0,84	6,72	7,14	7,14	7,14	7,14	7,14	9,67
277	292	52,10	60,26	0,92	7,36	7,82	7,82	7,82	7,82	7,82	10,06
303	318	59,40	71,63	1,00	8,00	8,50	8,50	8,50	8,50	8,50	11,5

¹ Die Durchmesser unter 150 mm l. W. stimmen bis auf vernachlässigbare Abweichungen mit den Durchmessern unter B überein.

Zahlentafel 11.

Spannung, Temperatur usw. des Wasserdampfes.

Druck (abs.) in kg/m ²	Temperatur	Verdampfungs- wärme	Gesamt- wärme	Gewicht (γ) von 1 m ³ Dampf in kg	$\frac{1}{\gamma}$
1 000	45,6	570,4	616,0	0,067	14,92
1 200	49,2	568,4	617,7	0,080	12,57
1 500	53,7	565,9	619,7	0,098	10,19
2 000	59,8	562,6	622,4	0,129	7,78
2 500	64,6	559,8	624,6	0,159	6,31
3 000	68,7	557,5	626,4	0,188	5,32
3 500	72,3	555,5	628,0	0,217	4,60
4 000	75,5	553,7	629,4	0,246	4,06
5 000	80,9	550,5	631,7	0,304	3,29
6 000	85,5	547,8	633,7	0,360	2,78
7 000	89,5	545,5	635,3	0,416	2,40
8 000	93,0	543,3	636,8	0,471	2,12
9 000	96,2	541,4	638,1	0,526	1,90
10 000	99,1	539,7	639,3	0,581	1,72
11 000	101,8	538,1	640,7	0,635	1,58
12 000	104,2	536,5	641,3	0,689	1,45
14 000	108,7	533,7	643,1	0,796	1,26
16 000	112,7	531,2	644,7	0,901	1,11
18 000	116,3	528,9	646,0	1,006	0,99
20 000	119,6	526,8	647,2	1,110	0,90
25 000	126,7	522,2	649,9	1,368	0,73
30 000	132,8	518,1	652,0	1,622	0,62
35 000	138,1	514,5	653,8	1,874	0,53
40 000	142,8	511,2	655,4	2,124	0,47
45 000	147,1	508,2	656,8	2,372	0,42
50 000	151,0	505,5	658,1	2,618	0,38
55 000	154,6	502,9	659,2	2,862	0,35
60 000	157,9	500,4	660,2	3,106	0,32
65 000	161,1	498,1	661,1	3,348	0,30
70 000	164,0	495,9	662,0	3,589	0,29
75 000	166,8	493,9	662,8	3,829	0,26
80 000	169,5	491,8	663,5	4,068	0,25
85 000	172,0	489,9	664,2	4,307	0,23
90 000	174,4	488,1	664,9	4,545	0,22
95 000	176,7	486,3	665,5	4,782	0,21
100 000	178,9	484,6	666,1	5,018	0,20

Zahlentafel 12.

Verdampfungswärme des Wasserdampfes bei Temperaturen bis 100° C.

Tem- peratur	Verdampfungs- wärme	Tem- peratur	Verdampfungs- wärme	Tem- peratur	Verdampfungs- wärme
0	594,7	35	576,1	70	556,8
5	592,1	40	573,4	75	553,9
10	589,4	45	570,7	80	551,0
15	586,8	50	567,9	85	548,1
20	584,1	55	565,2	90	545,2
25	581,5	60	562,4	95	542,2
30	578,8	65	559,6	100	539,1

Zahlentafel 13/I.

**Wärmedurchgangszahlen k und Widerstände von Heizkörpern
bei Anwendung größerer Luftgeschwindigkeiten.**

Luftröhrenkessel — k -Werte für Dampf.

k -Werte, abhängig von der Luftgeschwindigkeit in den Röhren. Mittlere Lufttemperatur 0°C , gewöhnlicher Barometerstand. Heizmittel: Dampf von 1 bis 5 ata.								
Luft- geschwin- digkeit 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 13/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.												
Luftgeschwindigkeit 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 13/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/1 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	40° C mit 0,87	} zu multiplizieren.
20° C „ 0,93	50° C „ 0,84	
30° C „ 0,90		

Schräggestellte Radiatoren.
k-Werte für Dampf.

k-Werte abhängig von der Luftgeschwindigkeit im Zuluftkanal.
Mittlere Lufttemperatur 0°C, gewöhnlicher Barometerstand. Heizmittel: Dampf von 1 bis 3 ata.

Luftgeschwindigkeit <i>w</i> in m/s	Wärmedurchgangszahl <i>k</i> in kcal/m ² , h, °C
0,20	7,2
0,30	9,2
0,40	10,9
0,50	12,5
0,60	14,0
0,80	16,7
1,00	19,1
1,20	21,4
1,40	23,5
1,60	25,5
1,80	27,4
2,00	29,2
2,25	31,4
2,50	33,5
2,75	35,5
3,00	37,5

Die Werte der Zahlentafel sind bei einer mittleren Lufttemperatur von:

- 10° C mit 1,02	} zu multiplizieren.
10° C „ 0,98	
20° C „ 0,96	
30° C „ 0,94	
40° C „ 0,92	
50° C „ 0,90	

Schräggestellte Radiatoren.
Widerstandswerte.

Widerstandswerte abhängig von der Luftgeschwindigkeit im Zuluftkanal.
Mittlere Lufttemperatur 0°C, gewöhnlicher Barometerstand.

Luftgeschwindigkeit <i>w</i> in m/s	Druckverlust in mm WS
0,20	0,007
0,30	0,014
0,40	0,023
0,50	0,035
0,60	0,048
0,80	0,080
1,00	0,120
1,20	0,167
1,40	0,220
1,60	0,280
1,80	0,346
2,00	0,419
2,25	0,518
2,50	0,626
2,75	0,743
3,00	0,869

Die Werte der Zahlentafel sind bei einer mittleren Lufttemperatur von

- 10° C mit 1,07	} zu multiplizieren.
10° C „ 0,94	
20° C „ 0,88	
30° C „ 0,83	
40° C „ 0,78	
50° C „ 0,74	

Zahlentafel 14/II.

Schräggestellte Radiatoren. k-Werte für Wasser.

k-Werte abhängig von der Luftgeschwindigkeit im Zuluftkanal.
Mittlere Lufttemperatur 0°C, gewöhnlicher Barometerstand. Heizmittel: Warmwasser von 80° C mittlerer Temperatur.

Luftgeschwindigkeit <i>w</i> in m/s	Wassergeschwindigkeit in m/s			Luftgeschwindigkeit <i>w</i> in m/s	Wassergeschwindigkeit in m/s		
	0,002	0,005	2,00		0,002	0,005	2,00
0,20	6,6	6,9	7,2	1,40	17,9	20,4	23,5
0,30	8,2	8,7	9,2	1,60	19,1	21,9	25,5
0,40	9,5	10,2	10,9	1,80	20,1	23,2	27,4
0,50	10,7	11,6	12,5	2,00	21,0	24,5	29,2
0,60	11,8	12,8	14,0	2,25	22,2	26,0	31,4
0,80	13,7	15,1	16,7	2,50	23,2	27,5	33,5
1,00	15,2	17,0	19,1	2,75	24,1	28,8	35,5
1,20	16,6	18,8	21,4	3,00	25,0	30,1	37,5

Die Werte der Zahlentafel sind bei einer mittleren Lufttemperatur von

- 10° C mit 1,02	30° C mit 0,94	} zu multiplizieren.
10° C „ 0,98	40° C „ 0,92	
20° C „ 0,96	50° C „ 0,90	

Mittlere Lufttemperatur in °C																		
-5		-2,5		0		2,5		5		-2,5		0		2,5		5		
5	15	7,5	17,5	10	20	12,5	22,5	15	25	7,5	17,5	10	20	12,5	22,5	15	25	
Q	Z	Q	Z	Q	Z	Q	Z	Q	Z	Q	Z	Q	Z	Q	Z	Q	Z	
																	7250	13,0
																		17,5
																		22,0
																		10,5
																		14,0
																		17,5
																		6,2
																		8,3
																		10,5
																		3,8
																		5,1
																		6,4
																		3,2
																		4,4
																		5,5
																		2,5
																		3,4
																		4,3
																		2,0
																		2,6
																		3,3
																		1,8
																		2,4
																		3,0
																		1,2
																		1,7
																		2,2
																		0,9
																		1,2
																		1,5
																		0,8
																		0,65
																		0,87
																		1,1
																		0,55
																		0,75
																		0,95
																		0,5
																		0,65
																		0,80
																		0,4
																		0,53
																		0,66
																		0,4
																		0,36
																		0,48
																		0,6
																		0,35
																		0,45
																		0,57

Allg. Bem.: = Bautiefe: 2 Reihen 405 mm, Baulänge 70 mm je Glied

„ 3 „ 570 „

„ 4 „ 735 „

Mittlere Lufttemperatur in °C																			
25		27,5		30		32,5		35		37,5		40		42,5		45			
30		32,5		35		37,5		40		42,5		45		47,5		50			
35		37,5		40		42,5		45		47,5		50		52,5		55			
45		47,5		50		52,5		55		57,5		60		62,5		65			
55		57,5		60		62,5		65		67,5		70		72,5		75			
Q	Z	Q	Z	Q	Z	Q	Z	Q	Z	Q	Z	Q	Z	Q	Z	Q	Z		
																4050	11,5 15,5 19,5	3600	10,0 13,5 17,0
				4800	10,8 14,6 18,4	4250	9,1 12,2 15,4	3800	7,8 10,5 13,0	3400	6,6 8,8 11,0	3000	5,7 7,7 9,7	2700	4,7 6,3 8,1	2400	4,0 5,5 7,0		
5200	11,0 15,0 19,0	4700	9,7 13,0 16,4	4200	8,0 11,0 14,0	3750	7,0 9,5 12,8	3400	6,1 8,2 10,3	3050	5,3 7,1 9,0	2750	4,5 6,0 7,5	2450	3,8 5,1 6,4	2150	3,2 4,2 5,2		
4100	6,5 9,0 11,5	3700	5,8 7,8 9,8	3300	4,8 6,6 8,4	3000	4,4 5,8 7,3	2700	3,7 4,9 6,2	2400	3,1 4,2 5,3	2160	2,7 3,6 4,5	1930	2,4 3,1 3,8	1700	2,0 2,6 3,3		
3400	4,5 6,0 7,5	3050	3,8 5,1 6,4	2750	3,1 4,3 5,4	2450	2,8 3,8 4,8	2250	2,5 3,3 4,1	2000	2,1 2,8 3,5	1800	1,8 2,4 3,0	1600	1,6 2,1 2,6	1400	1,3 1,75 2,2		
3050	3,5 4,7 6,8	2800	3,1 4,2 5,2	2500	2,7 3,7 4,7	2250	2,3 3,1 3,9	2020	2,0 2,6 3,3	1800	1,7 2,3 2,9	1600	1,4 1,9 2,4	1420	1,2 1,65 2,1	1250	1,05 1,4 1,75		
2450	2,1 2,9 3,7	2200	1,9 2,5 3,1	2000	1,7 2,2 2,7	1800	1,4 1,9 2,4	1600	1,2 1,65 2,1	1460	1,1 1,45 1,8	1300	0,9 1,25 1,5	1150	0,75 1,0 1,25	1020	0,62 0,84 1,06		
1950	1,3 1,8 2,2	1750	1,2 1,6 2,0	1600	1,0 1,35 1,7	1400	0,85 1,15 1,45	1280	0,75 1,0 1,25	1150	0,6 0,8 1,0	1040	0,55 0,75 0,95	920	0,5 0,65 0,8	800	0,38 0,51 0,64		
1800	1,1 1,5 1,9	1620	1,0 1,3 1,6	1450	0,85 1,1 1,45	1320	0,75 1,0 1,25	1190	0,65 0,85 1,05	1100	0,55 0,75 0,95	970	0,5 0,65 0,8	860	0,4 0,54 0,68	750	0,34 0,45 0,56		
1600	0,9 1,2 1,5	1450	0,8 1,05 1,3	1320	0,7 0,9 1,1	1180	0,57 0,77 0,97	1070	0,5 0,65 0,8	950	0,43 0,57 0,72								
1420	0,7 0,92 1,16	1300	0,6 0,8 1,0	1200	0,55 0,75 0,95	1080	0,46 0,62 0,78	970	0,4 0,54 0,68	860	0,35 0,47 0,6								
1360	0,62 0,84 1,06	1230	0,53 0,71 0,9	1120	0,47 0,63 0,79	1000	0,40 0,55 0,70	910	0,35 0,47 0,60										
1170	0,45 0,6 0,75	1050	0,4 0,53 0,66	960	0,34 0,46 0,58														
1000	0,32 0,43 0,54	900	0,20 0,36 0,46																
940	0,27 0,37 0,47																		

Allgemeine Bemerkungen:

Bauhöhe 1200 mm, Heizfläche 0,61 m² je Glied

„ 800 „ „ 0,41 „ „ „

Bautiefe: 2 Reihen 405 mm

„ 3 „ 570 „

„ 4 „ 735 „

Baulänge: 70 mm je Glied.

Mittlere Lufttemperatur in °C													
-2,5		-5		-2,5		0		2,5		5		7,5	
2,5		0		2,5		5		7,5		10		12,5	
7,5		5		7,5		10		12,5		15		17,5	
12,5		10		12,5		15		17,5		20		22,5	
15		17,5		20		22,5		25		27,5			
Q	Z	Q	Z	Q	Z	Q	Z	Q	Z	Q	Z	Q	Z
Z = Luftwiderstand in mm WS bei II III IV } Reihen													
3600	10,5 14,0 17,6	3400	9,6 12,8 15,8	3200	8,8 11,8 14,8	2950	7,8 10,5 13,1	2700	6,8 9,2 11,6	2450	6,0 8,1 10,2	2200	5,3 7,0 8,8
2750	5,2 6,8 8,6	2550	4,6 6,2 7,7	2400	4,3 5,8 7,2	2250	3,85 5,2 6,5	2100	3,5 4,7 5,9	1900	3,1 4,2 5,2	1700	2,6 3,5 4,4
2500	4,1 5,5 6,8	2350	3,7 5,0 6,3	2200	3,5 4,7 5,9	2050	3,1 4,1 5,2	1900	2,7 3,7 4,7	1700	2,4 3,2 4,0	1520	2,1 2,75 3,4
2250	3,0 4,0 5,0	2100	2,7 3,65 4,6	1950	2,5 3,3 4,2	1800	2,3 3,0 3,8	1650	2,0 2,7 3,4	1500	1,75 2,3 3,0	1350	1,6 2,1 2,6
1960	2,2 2,9 3,6	1820	1,95 2,6 3,25	1700	1,8 2,4 3,0	1560	1,6 2,15 2,7	1440	1,4 1,9 2,4	1320	1,3 1,75 2,2	1200	1,1 1,5 1,9
1850	1,9 2,5 3,2	1750	1,7 2,3 2,9	1600	1,55 2,1 2,6	1480	1,4 1,9 2,4	1350	1,15 1,55 1,95	1250	1,1 1,5 1,9	1120	0,95 1,25 1,6
1580	1,25 1,7 2,15	1460	1,1 1,55 2,0	1360	1,05 1,4 1,75	1240	0,95 1,25 1,6	1140	0,8 1,07 1,35	1050	0,7 0,95 1,2	950	0,63 0,85 1,07
1350	0,9 1,2 1,5	1250	0,8 1,1 1,35	1180	0,73 0,98 1,23	1100	0,65 0,87 1,1	1020	0,58 0,78 0,98	930	0,51 0,67 0,86	840	0,44 0,59 0,74
1280	0,8 1,05 1,3	1200	0,7 0,92 1,15	1120	0,62 0,84 1,06	1050	0,56 0,78 1,0	960	0,51 0,68 0,87	870	0,45 0,6 0,75	780	0,39 0,51 0,64
1160	0,6 0,8 1,0	1100	0,56 0,75 0,94	1020	0,51 0,68 0,85	950	0,45 0,6 0,75	860	0,4 0,53 0,66	800	0,36 0,48 0,6	700	0,3 0,4 0,51
1120	0,5 0,7 0,9	1040	0,48 0,64 0,81	960	0,43 0,58 0,72	900	0,4 0,53 0,66	830	0,35 0,47 0,59	750	0,3 0,41 0,52	680	0,27 0,36 0,45
1070	0,49 0,63 0,81	1000	0,43 0,58 0,73	930	0,34 0,46 0,57	860	0,3 0,4 0,5	780	0,31 0,42 0,53	720	0,28 0,37 0,46		
940	0,35 0,47 0,58	880	0,32 0,43 0,54	830	0,3 0,4 0,5	760	0,27 0,36 0,45						
850	0,27 0,36 0,45	800	0,24 0,32 0,4										
830	0,25 0,34 0,43												
Allgem. Bem.: Bauhöhe 1200 mm, Heizfläche 0,61 m ² für 1 Glied. Bauhöhe 800 mm, Heizfläche 0,41 m ² für 1 Glied. Bautiefe: 2 Reihen 405 mm — 3 Reihen 570 mm — 4 Reihen 735 mm. Baulänge 70 mm für 1 Glied.													

Zahlentafel 15/II (Fortsetzung).

Rautenheizkörper — Warmwasser

Mittlere Wassertemperatur				Mittlere Lufttemperatur in °C									
				10	12,5		15		17,5		20		
				15	17,5		20		22,5		25		
				20	22,5		25		27,5		30		
				25	27,5		30		32,5		35		
				30	32,5		35		37,5		40		
Reihenzahl			Q	Z	Q	Z	Q	Z	Q	Z	Q	Z	
II	III	IV											
$Q = \text{Wärmeleistung der Heizfläche in kcal/m}^2, \text{ h.}$													
Gesamtlufterwärmung in °C	10	15	20	2000	4,6	1850	4,1	1700	3,6	1500	3,0	1300	2,5
					6,1		5,4		4,8		4,1		3,4
					7,7		6,8		6,0		5,2		4,3
	12,5	18,75	25	1500	2,3	1360	2,0	1240	1,8	1120	1,5	1000	1,3
					3,0		2,6		2,4		2,0		1,75
					3,8		3,3		3,0		2,5		2,2
	13,33	20	26,66	1380	1,9	1250	1,6	1150	1,4	1020	1,2	920	1,05
					2,5		2,15		1,9		1,6		1,4
					3,1		2,7		2,4		2,0		1,75
	15	22,5	30	1200	1,3	1100	1,15	1000	1,0	900	0,88	800	0,75
					1,75		1,55		1,35		1,18		1,0
					2,2		1,95		1,7		1,48		1,25
	16,66	25	33,33	1100	0,97	1000	0,85	900	0,75	800	0,63	700	0,53
					1,3		1,15		1,0		0,85		0,72
1,65					1,45		1,25		1,06		0,91		
17,5	26,25	35	1000	0,8	920	0,72	840	0,64	750	0,55	660	0,46	
				1,07		0,96		0,85		0,73		0,62	
				1,35		1,2		1,06		0,92		0,78	
20	30	40	850	0,55	770	0,48	700	0,4	640	0,4	570	0,32	
				0,73		0,64		0,55		0,5		0,42	
				0,91		0,8		0,7		0,6		0,52	
22,5	33,75	45	750	0,38	680	0,35	620	0,3	560	0,26			
				0,51		0,45		0,4		0,34			
				0,64		0,55		0,5		0,42			
23,33	35	46,66	700	0,35	640	0,3	580	0,26					
				0,46		0,4		0,35		0,44			
				0,57		0,5							
25	37,5	50	640	0,25									
				0,35									
				0,45									

Zahlentafel 15/II (Fortsetzung).

Rautenheizkörper — Warmwasser

Mittlere Lufttemperatur in °C											
22,5		25		27,5		30		32,5		35	
27,5		30		32,5		35		37,5		40	
32,5		35		37,5		40		42,5		45	
37,5		40		42,5		45		47,5		50	
42,5		45		47,5		50		52,5		55	
Q	Z	Q	Z	Q	Z	Q	Z	Q	Z	Q	Z
$Z = \text{Luftwiderstand in mm WS bei } \begin{matrix} \text{II} \\ \text{III} \\ \text{IV} \end{matrix} \text{ Reihen}$											
1150	2,1	1000	1,8	900	1,5	800	1,3	700	1,06	600	0,89
	2,8		2,4		2,05		1,75		1,43		1,13
	3,6		3,0		2,6		2,2		1,8		1,46
880	1,1	760	0,88	670	0,75	600	0,63	520	0,5	450	0,43
	1,47		1,18		1,0		0,84		0,67		0,58
	1,85		1,48		1,25		1,05		0,85		0,73
800	0,85	700	0,7	620	0,6	550	0,5	480	0,42		
	1,15		0,95		0,8		0,68		0,56		
	1,45		1,2		1,0		0,87		0,7		
700	0,6	620	0,5	540	0,43	480	0,37				
	0,8		0,7		0,57		0,5				
	1,0		0,9		0,72		0,63				
620	0,45	550	0,4	490	0,33						
	0,6		0,55		0,43						
	0,75		0,7		0,54						
580	0,39	520	0,33								
	0,52		0,41								
	0,65		0,55								
500	0,26										
	0,34										
	0,43										

Allg. Bem.:

Bauhöhe 1200 mm, Heizfläche 0,61 m² für 1 Glied.

Bauhöhe 800 mm, Heizfläche 0,41 m² für 1 Glied.

Bautiefe: 2 Reihen 405 mm — 3 Reihen 570 mm — 4 Reihen 735 mm.

Baulänge 70 mm für 1 Glied.

Zahlentafel 16.

Gewicht von 1 m³ Wasser in kg zwischen 40 und 100 °C.

Temp.	kg/m ³	Temp.	kg/m ³	Temp.	kg/m ³	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 16 (Fortsetzung).

Gewicht von 1 m³ Wasser in kg zwischen 40 und 100° C.

Temp.	kg/m ³	Temp.	kg/m ³	Temp.	kg/m ³	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 16 (Fortsetzung).

Gewicht von 1 m³ Wasser in kg zwischen 40 und 100° C.

Temp.	kg/m ³	Temp.	kg/m ³	Temp.	kg/m ³	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 17.

Auftriebshöhen in mm WS bei Temperaturen des Wassers im Steigstrang von 95, 90, 85 und 80°C und Temperaturen im Fallstrang von 95 bis 60°C. (Bezogen auf 1 m lotrechtes Rohr.)

Auftriebshöhe in mm WS bei einer Temperatur im					Auftriebshöhe 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	0,43	—	—	—	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 17 (Fortsetzung).

Auftriebshöhen in mm WS usw.

Auftriebshöhe in mm WS bei einer Temperatur im					Auftriebshöhe 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 17 (Fortsetzung).

Auftriebshöhen in mm WS usw.

Auftriebshöhe in mm WS bei einer Temperatur im					Auftriebshöhe 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 17 (Fortsetzung).

Auftriebshöhen in mm WS usw.

Auftriebshöhe in mm WS bei einer Temperatur im					Auftriebshöhe 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 18.

Zusätzliche Druckhöhen 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. Zusätzliche Druckhöhe in mm WS.*)

Die nachstehenden Werte gelten für eine Vorlauftemperatur am Kessel von 90° C. Sie sind für eine Vorlauftemperatur von 85° um 15 vH, für eine solche von 80° um 30 vH zu verringern.

I. Fallstränge nackt und frei vor der Wand.**)

a) Gebäude mit 1 oder 2 Geschossen.

Wagrechte Ausdehnung der Anlage	Höhe der Heizkörpermitte über Kesselmitte	Wagrechte 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.

Wagrechte Ausdehnung der Anlage	Höhe der Heizkörpermitte über Kesselmitte	Wagrechte 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.

Wagrechte Ausdehnung der Anlage	Höhe der Heizkörpermitte über Kesselmitte	Wagrechte 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 der ohne Berücksichtigung der Rohrabkühlung berechneten Druckhöhe zuzuzählen.

**) Es liegen folgende Annahmen zugrunde:

Steigestrang keine Abkühlung, Dachbodentemperatur $\pm 0^\circ$, Wärmeschutz der oberen Verteilungsleitung 80 v. H. Wirkungsgrad, gemeinsame Rückleitung keine Abkühlung. Außentemperatur -15°C , Raumtemperatur $+20^\circ$, Temperaturgefälle der Heizkörper 20°C .

Zahlentafel 18 (Fortsetzung).

II. Fallstränge geschützt in Mauerschlitzen.*)

a) Gebäude mit 1 oder 2 Geschossen.

Wagrechte Ausdehnung der Anlage	Höhe der Heizkörpermitte über Kesselmitte	Wagrechte 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.

Wagrechte Ausdehnung der Anlage	Höhe der Heizkörpermitte über Kesselmitte	Wagrechte 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.

Wagrechte Ausdehnung der Anlage	Höhe der Heizkörpermitte über Kesselmitte	Wagrechte 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 Schlitz 35° C.

***) Siehe Fußnote zu A **.

Zahlentafel 19.

Annahmetafel für Stockwerksheizungen.**A. Wirksame Druckhöhe in mm WS.**

Die nachstehenden Werte gelten für eine Vorlauftemperatur am Kessel von 90° C. Sie sind für eine Vorlauftemperatur von 85° um 15 v. H., für eine solche von 80° um 30 v. H. zu verringern.

I. Fallstränge nackt und frei vor der Wand.*)

Wagrechte Ausdehnung der Anlage	Wagrechte 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.)**

Wagrechte Ausdehnung der Anlage	Wagrechte 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.*)**

Wagrechte Ausdehnung der Anlage	Wagrechte 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.)**

Wagrechte Ausdehnung der Anlage	Wagrechte 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°.

***) Außer obigen Annahmen ist vorausgesetzt:
Wirkungsgrad des Wärmeschutzes der Fallstränge 60 v. H., Lufttemperatur im Schlitz 35° C.

Zahlentafel 20.**Anteil der Einzelwiderstände an dem Gesamtwiderstand des Rohrnetzes.**

Die nachstehenden Sätze gelten sowohl für Zweirohr- wie auch Einrohranlagen, sowohl für obere als auch für untere Verteilung.

	Benennung der Anlage.	Anteil der Einzelwiderstände.
1*)	Gewöhnliche Gebäudeheizungen	Unabhängig von der wagrechten und lotrechten Ausdehnung des Gebäudes 50 v. H.
2	Fernleitungen mit einer mittleren Entfernung der einzelnen Gebäude von etwa 50 m.	20 v. H. des gesamten in der Fernleitung auftretenden Widerstandes.
3	Fernleitungen mit einer mittleren Entfernung der einzelnen Gebäude von etwa 100 m.	10 v. H. des gesamten in der Fernleitung auftretenden Widerstandes.
4	Pumpen- bzw. Verteilerräume.	70 bis 90 v. H. des gesamten im Raum auftretenden Widerstandes, und zwar je nach der Wahl von Schiebern bzw. Ventilen.

*) 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.

Zahlentafel 21.**Durchmesser der Niederschlagswasserleitungen für Dampfheizungen.*)**

Durchmesser in m	Trockene Leitungen		Nasse Leitungen		
	wagrecht	lotrecht	wagrecht oder lotrecht		
d	$l \leq 50 \text{ m}$ $l > 50 \text{ u. } < 100 \text{ m}$ $l > 100 \text{ m}$				
	Die für Bildung des Niederschlagswassers dem Dampf entzogene Wärmemenge in kcal				
1	2	3	4	5	6
0,014	4000	6000	28000	18000	8000
0,020	15000	22000	70000	45000	25000
0,025	28000	42000	125000	80000	40000
0,034	68000	100000	270000	175000	85000
0,039	104000	155000	375000	250000	115000
0,049	215000	320000	650000	440000	215000
0,057	315000	470000	950000	620000	315000
0,064	425000	635000	1250000	850000	425000
0,070	500000	750000	1500000	1050000	500000
0,076	600000	900000	1850000	1250000	600000
0,082	750000	1120000	2250000	1500000	750000
0,088	900000	1350000	2650000	1800000	900000
0,094	1100000	1650000	3100000	2000000	1100000
0,100	1250000	1850000	3500000	2400000	1250000

Anmerkung. Die Heizkörperanschlüsse sind nicht unter $d=0,014 \text{ m}$ 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.

*) 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.

**Gewicht, Volumen und Feuchtigkeit der Luft bei 760 mm Q. S. Barometerstand,
sowie Spannung des Wasserdampfes bei verschiedenen Temperaturen.**

Temperatur	1 m ³ trockne Luft			Spannung des Wasser- dampfes in mm Quecksilber- säule	1 kg trockne Luft ent- hält ge- sätt. Was- serdampf g	1 m ³ Dampfluft- gemisch enthält		1 kg Dampfluft- gemisch enthält	
	wiegt kg	von 0° gibt m ³ von t° (1 + at)	von t° gibt m ³ von 0° $\left(\frac{1}{1 + at}\right)$			gesätt. Wasser- dampf g	Luft g	gesätt. Wasser- dampf g	Luft g
- 20	1,396	0,927	1,079	0,927	0,8	1,1	1393	0,9	999
19	1,390	0,930	1,075	1,015	0,9	1,2	1388	0,9	999
18	1,385	0,934	1,071	1,116	0,9	1,3	1383	0,9	999
17	1,379	0,938	1,066	1,207	1,0	1,4	1376	1,0	999
16	1,374	0,941	1,062	1,308	1,1	1,5	1371	1,1	999
15	1,368	0,945	1,058	1,400	1,2	1,6	1365	1,2	999
14	1,363	0,949	1,054	1,549	1,2	1,7	1360	1,2	999
13	1,358	0,952	1,050	1,680	1,4	1,9	1355	1,4	999
12	1,353	0,956	1,046	1,831	1,5	2,0	1349	1,5	998
11	1,348	0,959	1,042	1,982	1,6	2,2	1343	1,6	998
10	1,342	0,963	1,038	2,093	1,7	2,3	1338	1,7	998
9	1,337	0,967	1,034	2,267	1,8	2,5	1332	1,8	998
8	1,332	0,971	1,030	2,455	2,0	2,7	1327	2,0	998
7	1,327	0,974	1,026	2,658	2,2	2,9	1322	2,2	998
6	1,322	0,978	1,023	2,876	2,3	3,1	1318	2,3	998
5	1,317	0,982	1,019	3,113	2,6	3,4	1312	2,6	997
4	1,312	0,985	1,015	3,368	2,8	3,6	1306	2,8	997
3	1,308	0,989	1,011	3,644	3,0	3,9	1301	3,0	997
2	1,303	0,993	1,007	3,941	3,2	4,2	1295	3,2	997
- 1	1,298	0,996	1,004	4,263	3,5	4,5	1290	3,5	996
0	1,293	1,000	1,000	4,600	3,8	4,9	1285	3,8	996
+ 1	1,288	1,004	0,996	4,940	4,1	5,2	1280	4,0	996
2	1,284	1,007	0,993	5,302	4,4	5,6	1275	4,4	996
3	1,279	1,011	0,989	5,687	4,7	6,0	1270	4,7	995
4	1,275	1,015	0,986	6,097	5,1	6,4	1265	5,0	995
5	1,270	1,018	0,982	6,534	5,4	6,8	1259	5,4	995
6	1,265	1,022	0,979	6,998	5,8	7,3	1254	5,8	994
7	1,261	1,026	0,975	7,492	6,2	7,7	1248	6,1	994
8	1,256	1,029	0,972	8,017	6,7	8,3	1244	6,6	995
9	1,252	1,033	0,968	8,574	7,1	8,8	1238	7,0	993
10	1,248	1,037	0,965	9,165	7,6	9,4	1233	7,5	992

Zahlentafel 22 (Fortsetzung).

Gewicht, Volumen und Feuchtigkeit der Luft usw.

Temperatur	1 m ³ trockne Luft			Spannung des Wasser- dampfes in mm Quecksilber- säule	1 kg trockne Luft ent- hält ge- sätt. Was- serdampf g	1 m ³ Dampfluft- gemisch enthält		1 kg Dampfluft- gemisch enthält	
	wiegt kg	von 0° gibt m ³ von 0° (1 + at)	von 0° gibt m ³ von 0° $\left(\frac{1}{1 + at}\right)$			gesätt. Wasser- dampf g	Luft g	gesätt. Wasser- dampf g	Luft g
11	1,243	1,040	0,961	9,762	8,2	10	1226	8,1	992
12	1,239	1,044	0,958	10,457	8,7	11	1221	8,6	991
13	1,235	1,048	0,955	11,162	9,3	11	1217	9,2	991
14	1,230	1,051	0,951	11,908	9,9	12	1211	9,8	990
15	1,226	1,055	0,948	12,699	11	13	1205	10	990
16	1,222	1,059	0,945	13,536	11	14	1200	11	989
17	1,217	1,062	0,941	14,421	12	14	1194	12	988
18	1,213	1,066	0,938	15,357	13	15	1188	13	987
19	1,209	1,070	0,935	16,346	14	16	1183	14	986
20	1,205	1,073	0,932	17,391	15	17	1177	14	986
21	1,201	1,077	0,929	18,495	16	18	1172	15	985
22	1,197	1,081	0,925	19,659	17	19	1166	16	984
23	1,193	1,084	0,922	20,888	18	20	1159	17	983
24	1,189	1,088	0,919	22,184	19	22	1154	18	982
25	1,185	1,092	0,916	23,550	20	23	1148	20	980
26	1,181	1,095	0,913	24,988	21	24	1142	21	979
27	1,177	1,099	0,910	26,505	23	26	1136	22	978
28	1,173	1,103	0,907	28,101	24	27	1129	23	977
29	1,169	1,106	0,904	29,782	25	29	1123	25	975
30	1,165	1,110	0,901	31,548	27	30	1117	27	973
31	1,161	1,114	0,898	33,406	29	32	1110	28	972
32	1,157	1,117	0,895	35,359	30	34	1103	29	971
33	1,154	1,121	0,892	37,411	32	35	1096	31	969
34	1,150	1,125	0,889	39,565	34	37	1090	33	967
35	1,146	1,128	0,886	41,827	36	39	1083	35	965
36	1,142	1,132	0,884	44,201	39	41	1077	37	963
37	1,139	1,136	0,881	46,691	41	44	1069	39	961
38	1,135	1,139	0,878	49,302	43	46	1062	41	951
39	1,132	1,143	0,875	52,039	46	48	1054	44	956
40	1,128	1,147	0,872	54,906	49	51	1046	46	954
41	1,124	1,150	0,869	57,910	51	53	1038	50	950
42	1,121	1,154	0,867	61,055	54	56	1031	52	948
43	1,117	1,158	0,864	64,346	58	59	1023	54	946
44	1,114	1,161	0,861	67,790	61	62	1014	58	942
45	1,110	1,165	0,858	71,391	65	65	1005	61	939
46	1,107	1,169	0,856	75,158	69	68	997	64	936
47	1,103	1,172	0,853	79,093	72	72	988	67	933
48	1,100	1,176	0,850	83,204	76	75	979	71	928
49	1,096	1,180	0,848	87,499	81	79	970	75	925
50	1,093	1,183	0,845	91,982	86	82	960	79	921
51	1,090	1,187	0,843	96,661	91	86	951	83	917
52	1,086	1,191	0,840	101,543	97	90	941	88	912
53	1,083	1,194	0,837	106,636	101	95	930	92	908
54	1,080	1,198	0,835	111,945	107	99	920	97	905
55	1,076	1,202	0,832	117,478	115	104	909	103	897

Zahlentafel 22 (Fortsetzung).

Gewicht, Volumen und Feuchtigkeit der Luft usw.

Temperatur	1 m ³ trockne Luft			Spannung des Wasser- dampfes in mm Quecksilber- säule	1 kg trockne Luft ent- hält ge- sätt. Was- serdampf g	1 m ³ Dampfluft- gemisch enthält		1 kg Dampfluft- gemisch enthält	
	wiegt kg	von 0° gibt m ³ von t° (1 + at)	von t° gibt m ³ von 0° $\left(\frac{1}{1 + at}\right)$			gesätt. Wasser- dampf g	Luft g	gesätt. Wasser- dampf g	Luft g
56	1,073	1,205	0,830	123,244	121	108	900	108	892
57	1,070	1,209	0,827	129,251	127	113	888	113	887
58	1,067	1,213	0,825	135,505	135	119	877	119	881
59	1,063	1,216	0,822	142,015	143	124	865	125	875
60	1,060	1,220	0,820	148,791	152	130	853	132	868
61	1,057	1,224	0,817	155,839	162	136	840	139	861
62	1,054	1,227	0,815	163,170	172	142	827	147	853
63	1,051	1,231	0,812	170,791	182	148	814	154	846
64	1,048	1,235	0,810	178,714	192	154	803	161	839
65	1,044	1,238	0,808	186,945	205	161	788	170	830
66	1,041	1,242	0,805	195,496	217	168	774	178	822
67	1,038	1,246	0,803	204,376	230	175	760	187	813
68	1,035	1,249	0,801	213,596	244	182	745	196	804
69	1,032	1,253	0,798	223,165	261	190	730	207	793
70	1,029	1,257	0,796	233,093	277	198	714	217	783
71	1,026	1,260	0,794	243,393	297	207	698	228	772
72	1,023	1,264	0,791	254,073	316	215	681	237	763
73	1,020	1,268	0,789	265,147	339	225	664	251	749
74	1,017	1,271	0,787	276,624	361	233	646	263	737
75	1,014	1,275	0,784	288,517	385	242	629	273	727
76	1,011	1,279	0,782	300,838	411	251	611	290	710
77	1,009	1,282	0,780	313,600	441	261	592	305	695
78	1,006	1,286	0,778	326,811	473	271	573	319	681
79	1,003	1,290	0,776	340,488	510	282	553	337	663
80	1,000	1,293	0,773	354,643	550	293	533	355	645
81	0,997	1,297	0,771	369,287	604	304	512	370	630
82	0,994	1,301	0,769	384,435	644	316	491	390	610
83	0,992	1,304	0,767	400,101	695	328	469	409	591
84	0,989	1,308	0,765	416,298	763	340	446	430	570
85	0,986	1,312	0,763	433,041	834	354	424	453	547
86	0,983	1,315	0,760	450,301	918	367	400	476	524
87	0,981	1,319	0,758	468,175	1013	381	376	499	501
88	0,978	1,323	0,756	486,638	1120	394	352	526	474
89	0,975	1,326	0,754	505,705	1247	407	326	553	447
90	0,973	1,330	0,752	525,392	1414	424	300	586	414
91	0,970	1,334	0,750	545,715	1605	439	273	614	386
92	0,967	1,337	0,748	566,690	1850	455	246	646	351
93	0,965	1,341	0,746	588,333	2155	471	218	681	319
94	0,962	1,345	0,744	610,661	2577	489	189	717	283
95	0,959	1,348	0,742	633,692	3180	505	159	761	239
96	0,957	1,352	0,740	657,443	4050	523	129	802	198
97	0,954	1,356	0,738	681,931	5500	541	98	846	154
98	0,951	1,359	0,736	707,174	8440	559	66	894	106
99	0,949	1,363	0,734	733,191	17500	579	33	946	54
100	0,947	1,367	0,732	760,000	∞	599	0	1000	0

Zahlentafel 22 (Fortsetzung).

Gewicht, Volumen und Feuchtigkeit der Luft usw.

Temperatur	1 m ³ trockne Luft			Temperatur	1 m ³ trockne Luft		
	wiegt kg	von 0° gibt m ³ von t° (1 + at)	von t° gibt m ³ von 0° $\left(\frac{1}{1 + at}\right)$		wiegt kg	von 0° gibt m ³ von t° (1 + at)	von t° gibt m ³ von 0° $\left(\frac{1}{1 + at}\right)$
101	0,944	1,370	0,730	146	0,842	1,535	0,651
102	0,941	1,374	0,728	147	0,840	1,539	0,650
103	0,939	1,378	0,726	148	0,838	1,542	0,648
104	0,936	1,381	0,724	149	0,836	1,546	0,647
105	0,934	1,385	0,722	150	0,835	1,550	0,645
106	0,931	1,389	0,720	151	0,832	1,553	0,644
107	0,929	1,392	0,718	152	0,831	1,557	0,642
108	0,927	1,396	0,716	153	0,829	1,561	0,641
109	0,924	1,400	0,715	154	0,827	1,564	0,639
110	0,922	1,403	0,713	155	0,825	1,568	0,638
111	0,919	1,407	0,711	156	0,823	1,572	0,636
112	0,917	1,411	0,709	157	0,821	1,575	0,635
113	0,914	1,414	0,707	158	0,819	1,579	0,633
114	0,912	1,418	0,705	159	0,817	1,583	0,632
115	0,910	1,422	0,704	160	0,815	1,586	0,630
116	0,908	1,425	0,702	161	0,813	1,590	0,629
117	0,905	1,429	0,700	162	0,812	1,594	0,628
118	0,903	1,433	0,698	163	0,810	1,597	0,626
119	0,901	1,436	0,696	164	0,808	1,601	0,625
120	0,898	1,440	0,695	165	0,806	1,605	0,623
121	0,896	1,444	0,693	166	0,804	1,608	0,622
122	0,894	1,447	0,691	167	0,802	1,612	0,620
123	0,891	1,451	0,689	168	0,800	1,616	0,619
124	0,889	1,455	0,688	169	0,799	1,619	0,618
125	0,887	1,458	0,686	170	0,797	1,623	0,616
126	0,885	1,462	0,684	171	0,795	1,627	0,615
127	0,883	1,466	0,682	172	0,793	1,630	0,613
128	0,880	1,469	0,681	173	0,791	1,634	0,612
129	0,878	1,473	0,679	174	0,790	1,638	0,611
130	0,876	1,477	0,677	175	0,788	1,641	0,609
131	0,874	1,480	0,676	176	0,786	1,645	0,608
132	0,872	1,484	0,674	177	0,784	1,649	0,607
133	0,869	1,487	0,672	178	0,783	1,652	0,605
134	0,867	1,491	0,671	179	0,781	1,656	0,604
135	0,865	1,495	0,669	180	0,779	1,660	0,603
136	0,863	1,498	0,667	181	0,778	1,663	0,601
137	0,861	1,502	0,666	182	0,776	1,667	0,600
138	0,859	1,506	0,664	183	0,774	1,671	0,599
139	0,857	1,509	0,663	184	0,772	1,674	0,597
140	0,855	1,513	0,661	185	0,771	1,678	0,596
141	0,853	1,517	0,659	186	0,769	1,682	0,595
142	0,851	1,520	0,658	187	0,767	1,685	0,593
143	0,849	1,524	0,656	188	0,766	1,689	0,592
144	0,847	1,528	0,655	189	0,764	1,693	0,591
145	0,845	1,531	0,653	190	0,762	1,696	0,590

Zahlentafel 22 (Fortsetzung).**Gewicht, Volumen und Feuchtigkeit der Luft usw.**

Temperatur	1 m ³ trockne Luft			Temperatur	1 m ³ trockne Luft		
	wiegt kg	von 0° gibt m ³ von t° (1 + at)	von t° gibt m ³ von 0° $\left(\frac{1}{1 + at}\right)$		wiegt kg	von 0° gibt m ³ von t° (1 + at)	von t° gibt m ³ von 0° $\left(\frac{1}{1 + at}\right)$
191	0,761	1,700	0,588	255	0,668	1,935	0,517
192	0,759	1,704	0,587	260	0,662	1,953	0,512
193	0,757	1,707	0,586	265	0,656	1,971	0,507
194	0,756	1,711	0,585	270	0,650	1,990	0,503
195	0,754	1,715	0,583	275	0,644	2,008	0,498
196	0,753	1,718	0,582	280	0,638	2,026	0,494
197	0,751	1,722	0,581	285	0,633	2,045	0,489
198	0,749	1,726	0,580	290	0,627	2,063	0,485
199	0,748	1,729	0,578	295	0,621	2,081	0,481
200	0,746	1,733	0,577	300	0,616	2,100	0,476
205	0,738	1,751	0,571	310	0,605	2,136	0,468
210	0,731	1,770	0,565	320	0,595	2,173	0,460
215	0,723	1,788	0,559	330	0,585	2,210	0,453
220	0,716	1,806	0,554	340	0,576	2,246	0,445
225	0,709	1,825	0,548	350	0,567	2,283	0,438
230	0,702	1,843	0,543	360	0,558	2,319	0,431
235	0,695	1,861	0,537	370	0,549	2,356	0,424
240	0,688	1,880	0,532	380	0,540	2,393	0,418
245	0,681	1,898	0,527	390	0,532	2,429	0,412
250	0,675	1,916	0,522	400	0,524	2,466	0,406

Zahlentafel 23.

Werte von $\frac{1 + \alpha t_1}{1 + \alpha t} = \frac{273 + t_1}{273 + t}$

t_1	$t = -25$	-24	-23	-22	-21	-20	-19	-18	-17	-16	$t = -15$	t_1
-25	1,000	0,996	0,992	0,988	0,984	0,980	0,976	0,973	0,969	0,965	0,961	-25
-24	1,004	1,000	0,996	0,982	0,988	0,984	0,980	0,976	0,973	0,969	0,965	-24
-23	1,008	1,004	1,000	0,996	0,992	0,988	0,984	0,980	0,977	0,973	0,969	-23
-22	1,012	1,008	1,004	1,000	0,996	0,992	0,988	0,984	0,980	0,977	0,973	-22
-21	1,016	1,012	1,008	1,004	1,000	0,996	0,992	0,988	0,984	0,980	0,977	-21
-20	1,020	1,016	1,012	1,008	1,004	1,000	0,996	0,992	0,988	0,984	0,981	-20
-19	1,024	1,020	1,016	1,012	1,008	1,004	1,000	0,996	0,992	0,988	0,984	-19
-18	1,028	1,024	1,020	1,016	1,012	1,008	1,004	1,000	0,996	0,992	0,988	-18
-17	1,032	1,028	1,024	1,020	1,016	1,012	1,008	1,004	1,000	0,996	0,992	-17
-16	1,036	1,032	1,028	1,024	1,020	1,016	1,012	1,008	1,004	1,000	0,996	-16
-15	1,040	1,036	1,032	1,028	1,024	1,020	1,016	1,012	1,008	1,004	1,000	-15
-14	1,044	1,040	1,036	1,032	1,028	1,024	1,020	1,016	1,012	1,008	1,004	-14
-13	1,048	1,044	1,040	1,036	1,032	1,028	1,024	1,020	1,016	1,012	1,008	-13
-12	1,052	1,048	1,044	1,040	1,036	1,032	1,028	1,024	1,020	1,016	1,012	-12
-11	1,056	1,052	1,048	1,044	1,040	1,036	1,032	1,027	1,023	1,019	1,016	-11
-10	1,061	1,056	1,052	1,048	1,044	1,040	1,035	1,031	1,027	1,023	1,019	-10
-9	1,065	1,060	1,056	1,052	1,048	1,044	1,039	1,035	1,031	1,027	1,023	-9
-8	1,069	1,064	1,060	1,056	1,052	1,047	1,043	1,039	1,035	1,031	1,027	-8
-7	1,073	1,068	1,064	1,060	1,056	1,051	1,047	1,043	1,039	1,035	1,031	-7
-6	1,077	1,072	1,068	1,064	1,060	1,055	1,051	1,047	1,043	1,039	1,035	-6
-5	1,081	1,076	1,072	1,068	1,064	1,059	1,055	1,051	1,047	1,043	1,039	-5
-4	1,085	1,080	1,076	1,072	1,067	1,063	1,059	1,055	1,051	1,047	1,043	-4
-3	1,089	1,084	1,080	1,076	1,071	1,067	1,063	1,059	1,055	1,051	1,047	-3
-2	1,093	1,088	1,084	1,080	1,075	1,071	1,067	1,063	1,059	1,055	1,050	-2
-1	1,097	1,092	1,088	1,084	1,079	1,075	1,071	1,067	1,063	1,058	1,054	-1
0	1,101	1,096	1,092	1,088	1,083	1,079	1,075	1,071	1,066	1,062	1,058	0
+1	1,105	1,100	1,096	1,092	1,087	1,083	1,079	1,075	1,070	1,066	1,062	+1
+2	1,109	1,104	1,100	1,096	1,091	1,087	1,083	1,078	1,074	1,070	1,066	+2
+3	1,113	1,108	1,104	1,100	1,095	1,091	1,087	1,082	1,078	1,074	1,070	+3
+4	1,117	1,112	1,108	1,104	1,099	1,095	1,091	1,086	1,082	1,078	1,074	+4
+5	1,121	1,116	1,112	1,108	1,103	1,099	1,095	1,090	1,086	1,082	1,078	+5
+6	1,125	1,121	1,116	1,112	1,107	1,103	1,098	1,094	1,090	1,086	1,081	+6
+7	1,129	1,125	1,120	1,116	1,111	1,107	1,102	1,098	1,094	1,090	1,085	+7
+8	1,133	1,129	1,124	1,120	1,115	1,111	1,106	1,102	1,098	1,093	1,089	+8
+9	1,137	1,133	1,128	1,124	1,119	1,115	1,110	1,106	1,102	1,097	1,093	+9
+10	1,141	1,137	1,132	1,128	1,123	1,119	1,114	1,110	1,106	1,101	1,097	+10
+11	1,145	1,141	1,136	1,132	1,127	1,123	1,118	1,114	1,109	1,105	1,101	+11
+12	1,149	1,145	1,140	1,136	1,131	1,127	1,122	1,118	1,113	1,109	1,105	+12
+13	1,153	1,149	1,144	1,140	1,135	1,131	1,126	1,122	1,117	1,113	1,109	+13
+14	1,157	1,153	1,148	1,143	1,139	1,134	1,130	1,126	1,121	1,117	1,112	+14
+15	1,161	1,157	1,152	1,147	1,143	1,138	1,134	1,129	1,125	1,121	1,116	+15
+16	1,165	1,161	1,156	1,151	1,147	1,142	1,138	1,133	1,129	1,125	1,120	+16
+17	1,169	1,165	1,160	1,155	1,151	1,146	1,142	1,137	1,133	1,128	1,124	+17
+18	1,173	1,169	1,164	1,159	1,155	1,150	1,146	1,141	1,137	1,132	1,128	+18
+19	1,177	1,173	1,168	1,163	1,159	1,154	1,150	1,145	1,140	1,136	1,132	+19
+20	1,182	1,177	1,172	1,167	1,163	1,158	1,154	1,149	1,145	1,140	1,136	+20
+21	1,186	1,181	1,176	1,171	1,167	1,162	1,158	1,153	1,149	1,144	1,140	+21
+22	1,190	1,185	1,180	1,175	1,171	1,166	1,161	1,157	1,152	1,148	1,143	+22
+23	1,194	1,189	1,184	1,179	1,175	1,170	1,165	1,161	1,156	1,152	1,147	+23
+24	1,198	1,193	1,188	1,183	1,179	1,174	1,169	1,165	1,160	1,156	1,151	+24
+25	1,202	1,197	1,192	1,187	1,183	1,178	1,173	1,169	1,164	1,160	1,155	+25
+26	1,206	1,201	1,196	1,191	1,187	1,182	1,177	1,173	1,168	1,164	1,158	+26
+27	1,210	1,205	1,200	1,195	1,191	1,186	1,181	1,177	1,172	1,167	1,163	+27
+28	1,214	1,209	1,204	1,199	1,195	1,190	1,185	1,181	1,176	1,171	1,167	+28
+29	1,218	1,213	1,208	1,203	1,199	1,194	1,189	1,184	1,180	1,175	1,171	+29
+30	1,222	1,217	1,212	1,207	1,202	1,198	1,193	1,188	1,184	1,179	1,175	+30
+31	1,226	1,221	1,216	1,211	1,206	1,202	1,197	1,192	1,188	1,183	1,178	+31
+32	1,230	1,225	1,220	1,215	1,210	1,206	1,201	1,196	1,191	1,187	1,182	+32
+33	1,234	1,229	1,224	1,219	1,214	1,210	1,205	1,200	1,195	1,191	1,186	+33
+34	1,238	1,233	1,228	1,223	1,218	1,214	1,209	1,204	1,199	1,195	1,190	+34
+35	1,242	1,237	1,232	1,227	1,222	1,218	1,213	1,208	1,203	1,199	1,194	+35
+36	1,246	1,241	1,236	1,231	1,226	1,221	1,217	1,212	1,207	1,202	1,198	+36
+37	1,250	1,245	1,240	1,235	1,230	1,225	1,221	1,216	1,211	1,206	1,202	+37
+38	1,254	1,249	1,244	1,239	1,234	1,229	1,225	1,220	1,215	1,210	1,206	+38
+39	1,258	1,253	1,248	1,243	1,238	1,233	1,228	1,224	1,219	1,214	1,209	+39
+40	1,262	1,257	1,252	1,247	1,242	1,237	1,232	1,228	1,223	1,218	1,213	+40

Zahlentafel 23 (Fortsetzung).

$$\text{Werte von } \frac{1 + \alpha t_1}{1 + \alpha t} = \frac{273 + t_1}{273 + t}$$

t_1	$t = -14$	-13	-12	-11	-10	-9	-8	-7	-6	-5	$t = -4$	t_1
-25	0,958	0,954	0,950	0,947	0,943	0,939	0,936	0,932	0,929	0,925	0,922	-25
-24	0,961	0,958	0,954	0,950	0,947	0,943	0,940	0,936	0,933	0,929	0,926	-24
-23	0,965	0,962	0,958	0,954	0,951	0,947	0,943	0,940	0,936	0,933	0,929	-23
-22	0,969	0,965	0,962	0,958	0,954	0,951	0,947	0,943	0,940	0,937	0,933	-22
-21	0,973	0,969	0,965	0,962	0,958	0,955	0,951	0,947	0,944	0,940	0,937	-21
-20	0,977	0,973	0,969	0,966	0,962	0,958	0,955	0,951	0,948	0,944	0,940	-20
-19	0,981	0,977	0,973	0,969	0,966	0,962	0,958	0,955	0,951	0,948	0,944	-19
-18	0,985	0,981	0,977	0,973	0,970	0,966	0,962	0,959	0,955	0,951	0,948	-18
-17	0,988	0,985	0,981	0,977	0,973	0,970	0,966	0,962	0,959	0,955	0,952	-17
-16	0,992	0,988	0,985	0,981	0,977	0,973	0,970	0,966	0,963	0,959	0,955	-16
-15	0,996	0,992	0,988	0,985	0,981	0,977	0,974	0,970	0,966	0,963	0,959	-15
-14	1,000	0,996	0,992	0,989	0,985	0,981	0,977	0,974	0,970	0,966	0,963	-14
-13	1,004	1,000	0,996	0,992	0,989	0,985	0,981	0,977	0,974	0,970	0,967	-13
-12	1,008	1,004	1,000	0,996	0,992	0,989	0,985	0,981	0,978	0,974	0,970	-12
-11	1,012	1,008	1,004	1,000	0,996	0,992	0,989	0,985	0,982	0,978	0,974	-11
-10	1,015	1,012	1,008	1,004	1,000	0,996	0,992	0,989	0,985	0,981	0,978	-10
-9	1,019	1,015	1,012	1,008	1,004	1,000	0,996	0,992	0,989	0,985	0,981	-9
-8	1,023	1,019	1,015	1,011	1,008	1,004	1,000	0,996	0,993	0,989	0,985	-8
-7	1,027	1,023	1,019	1,015	1,011	1,008	1,004	1,000	0,996	0,993	0,989	-7
-6	1,031	1,027	1,023	1,019	1,015	1,011	1,008	1,004	1,000	0,996	0,993	-6
-5	1,035	1,031	1,027	1,023	1,019	1,015	1,011	1,008	1,004	1,000	0,996	-5
-4	1,039	1,035	1,031	1,027	1,023	1,019	1,015	1,011	1,007	1,004	1,000	-4
-3	1,042	1,038	1,035	1,031	1,027	1,023	1,019	1,015	1,011	1,008	1,004	-3
-2	1,046	1,042	1,038	1,034	1,030	1,027	1,023	1,019	1,015	1,011	1,007	-2
-1	1,050	1,046	1,042	1,038	1,034	1,030	1,026	1,023	1,019	1,015	1,011	-1
0	1,054	1,050	1,046	1,042	1,038	1,034	1,030	1,026	1,022	1,019	1,015	0
+1	1,058	1,054	1,050	1,046	1,042	1,038	1,034	1,030	1,026	1,022	1,019	+1
+2	1,062	1,058	1,054	1,050	1,046	1,042	1,038	1,034	1,030	1,026	1,022	+2
+3	1,066	1,062	1,058	1,053	1,049	1,045	1,042	1,038	1,034	1,030	1,026	+3
+4	1,070	1,065	1,061	1,057	1,053	1,049	1,045	1,041	1,037	1,034	1,030	+4
+5	1,073	1,069	1,065	1,061	1,057	1,053	1,049	1,045	1,041	1,037	1,033	+5
+6	1,077	1,073	1,069	1,065	1,061	1,057	1,053	1,049	1,045	1,041	1,037	+6
+7	1,081	1,077	1,073	1,069	1,065	1,061	1,057	1,053	1,049	1,045	1,041	+7
+8	1,085	1,081	1,077	1,073	1,068	1,064	1,060	1,056	1,052	1,049	1,045	+8
+9	1,089	1,085	1,081	1,076	1,072	1,068	1,064	1,060	1,056	1,052	1,048	+9
+10	1,093	1,089	1,084	1,080	1,076	1,072	1,068	1,064	1,060	1,056	1,052	+10
+11	1,097	1,092	1,088	1,084	1,080	1,076	1,072	1,068	1,064	1,060	1,056	+11
+12	1,101	1,096	1,092	1,088	1,084	1,080	1,076	1,071	1,067	1,063	1,060	+12
+13	1,104	1,100	1,096	1,092	1,087	1,083	1,079	1,075	1,071	1,067	1,063	+13
+14	1,108	1,104	1,100	1,095	1,091	1,087	1,083	1,079	1,075	1,071	1,067	+14
+15	1,112	1,108	1,104	1,099	1,095	1,091	1,087	1,083	1,079	1,075	1,071	+15
+16	1,116	1,112	1,107	1,103	1,099	1,095	1,091	1,087	1,082	1,078	1,074	+16
+17	1,120	1,115	1,111	1,107	1,103	1,099	1,094	1,090	1,086	1,082	1,078	+17
+18	1,124	1,119	1,115	1,111	1,107	1,102	1,098	1,094	1,090	1,086	1,082	+18
+19	1,127	1,123	1,119	1,115	1,110	1,106	1,102	1,098	1,094	1,090	1,086	+19
+20	1,131	1,127	1,123	1,118	1,114	1,110	1,106	1,102	1,097	1,093	1,089	+20
+21	1,135	1,131	1,127	1,122	1,118	1,114	1,110	1,105	1,101	1,097	1,093	+21
+22	1,140	1,135	1,130	1,126	1,122	1,117	1,113	1,109	1,105	1,101	1,097	+22
+23	1,143	1,139	1,134	1,130	1,126	1,121	1,117	1,113	1,109	1,105	1,100	+23
+24	1,147	1,142	1,138	1,134	1,129	1,125	1,121	1,117	1,112	1,108	1,104	+24
+25	1,151	1,146	1,142	1,137	1,133	1,129	1,125	1,120	1,116	1,112	1,108	+25
+26	1,155	1,150	1,146	1,141	1,137	1,133	1,128	1,124	1,120	1,116	1,112	+26
+27	1,158	1,154	1,150	1,145	1,141	1,136	1,132	1,128	1,124	1,119	1,115	+27
+28	1,162	1,158	1,153	1,149	1,145	1,140	1,136	1,132	1,127	1,123	1,119	+28
+29	1,166	1,162	1,157	1,153	1,148	1,144	1,140	1,135	1,131	1,127	1,123	+29
+30	1,170	1,165	1,161	1,157	1,152	1,148	1,143	1,139	1,135	1,131	1,126	+30
+31	1,174	1,169	1,165	1,160	1,156	1,152	1,147	1,143	1,139	1,134	1,130	+31
+32	1,178	1,173	1,169	1,164	1,160	1,155	1,151	1,147	1,142	1,138	1,134	+32
+33	1,182	1,177	1,173	1,168	1,164	1,159	1,155	1,150	1,146	1,142	1,138	+33
+34	1,185	1,181	1,176	1,172	1,167	1,163	1,159	1,154	1,150	1,146	1,141	+34
+35	1,189	1,185	1,180	1,176	1,171	1,167	1,162	1,158	1,154	1,149	1,145	+35
+36	1,193	1,188	1,184	1,179	1,175	1,171	1,166	1,162	1,157	1,153	1,149	+36
+37	1,197	1,192	1,188	1,183	1,179	1,174	1,170	1,166	1,161	1,157	1,153	+37
+38	1,201	1,196	1,192	1,187	1,183	1,178	1,174	1,169	1,165	1,161	1,156	+38
+39	1,205	1,200	1,196	1,191	1,186	1,182	1,177	1,173	1,169	1,164	1,160	+39
+40	1,209	1,204	1,199	1,195	1,190	1,186	1,181	1,177	1,172	1,168	1,164	+40

Zahlentafel 23 (Fortsetzung).

$$\text{Werte von } \frac{1 + \alpha t_1}{1 + \alpha t} = \frac{273 + t_1}{273 + t}$$

t_1	$t = -3$	-2	-1	-0	+1	+2	+3	+4	+5	+6	$t = +7$	t_1
-25	0,918	0,915	0,912	0,908	0,905	0,902	0,899	0,895	0,892	0,889	0,886	-25
-24	0,922	0,919	0,915	0,912	0,909	0,905	0,902	0,899	0,896	0,892	0,889	-24
-23	0,926	0,923	0,919	0,916	0,912	0,909	0,906	0,902	0,899	0,896	0,893	-23
-22	0,930	0,926	0,923	0,919	0,916	0,913	0,909	0,906	0,903	0,900	0,896	-22
-21	0,933	0,930	0,926	0,923	0,920	0,916	0,913	0,910	0,906	0,903	0,900	-21
-20	0,937	0,934	0,930	0,928	0,923	0,920	0,917	0,913	0,910	0,907	0,904	-20
-19	0,941	0,937	0,934	0,930	0,927	0,924	0,920	0,917	0,914	0,910	0,907	-19
-18	0,944	0,941	0,937	0,934	0,931	0,927	0,924	0,921	0,917	0,914	0,911	-18
-17	0,948	0,945	0,941	0,938	0,934	0,931	0,928	0,924	0,921	0,918	0,914	-17
-16	0,952	0,948	0,945	0,941	0,938	0,934	0,931	0,928	0,924	0,921	0,918	-16
-15	0,956	0,952	0,948	0,945	0,942	0,938	0,935	0,931	0,928	0,925	0,921	-15
-14	0,959	0,956	0,952	0,949	0,945	0,942	0,938	0,935	0,932	0,928	0,925	-14
-13	0,963	0,959	0,956	0,952	0,949	0,945	0,942	0,939	0,935	0,932	0,929	-13
-12	0,967	0,963	0,960	0,956	0,953	0,949	0,946	0,942	0,939	0,935	0,932	-12
-11	0,970	0,967	0,963	0,960	0,956	0,953	0,949	0,946	0,942	0,939	0,936	-11
-10	0,974	0,970	0,967	0,963	0,960	0,956	0,953	0,949	0,946	0,943	0,939	-10
-9	0,978	0,974	0,971	0,967	0,963	0,960	0,957	0,953	0,950	0,946	0,943	-9
-8	0,981	0,978	0,974	0,971	0,967	0,964	0,960	0,957	0,953	0,950	0,946	-8
-7	0,985	0,982	0,978	0,974	0,971	0,967	0,964	0,960	0,957	0,953	0,950	-7
-6	0,989	0,985	0,982	0,978	0,974	0,971	0,967	0,964	0,960	0,957	0,954	-6
-5	0,993	0,989	0,985	0,982	0,978	0,975	0,971	0,967	0,964	0,961	0,957	-5
-4	0,996	0,993	0,989	0,985	0,982	0,978	0,975	0,971	0,968	0,964	0,961	-4
-3	1,000	0,996	0,993	0,989	0,985	0,982	0,978	0,975	0,971	0,968	0,964	-3
-2	1,004	1,000	0,996	0,993	0,989	0,985	0,982	0,978	0,975	0,971	0,968	-2
-1	1,007	1,004	1,000	0,996	0,993	0,989	0,986	0,982	0,978	0,975	0,971	-1
0	1,011	1,008	1,004	1,000	0,996	0,993	0,989	0,986	0,982	0,978	0,975	0
+1	1,015	1,011	1,007	1,004	1,000	0,996	0,993	0,989	0,986	0,982	0,979	+1
+2	1,019	1,015	1,011	1,007	1,004	1,000	0,996	0,993	0,989	0,986	0,982	+2
+3	1,022	1,018	1,015	1,011	1,007	1,004	1,000	0,996	0,993	0,989	0,986	+3
+4	1,026	1,022	1,018	1,015	1,011	1,007	1,004	1,000	0,996	0,993	0,989	+4
+5	1,030	1,026	1,022	1,018	1,015	1,011	1,007	1,004	1,000	0,996	0,993	+5
+6	1,033	1,030	1,026	1,022	1,018	1,015	1,011	1,007	1,004	1,000	0,996	+6
+7	1,037	1,033	1,029	1,026	1,022	1,018	1,015	1,011	1,007	1,004	1,000	+7
+8	1,041	1,037	1,033	1,029	1,026	1,022	1,018	1,014	1,011	1,007	1,004	+8
+9	1,044	1,041	1,037	1,033	1,029	1,025	1,022	1,018	1,014	1,011	1,007	+9
+10	1,048	1,044	1,040	1,037	1,033	1,029	1,025	1,022	1,018	1,014	1,011	+10
+11	1,052	1,048	1,044	1,040	1,037	1,033	1,029	1,025	1,022	1,018	1,014	+11
+12	1,056	1,052	1,048	1,044	1,040	1,036	1,033	1,029	1,025	1,022	1,018	+12
+13	1,059	1,055	1,052	1,048	1,044	1,040	1,036	1,033	1,029	1,025	1,021	+13
+14	1,063	1,059	1,055	1,051	1,047	1,044	1,040	1,036	1,032	1,029	1,025	+14
+15	1,067	1,063	1,059	1,055	1,051	1,047	1,044	1,040	1,036	1,032	1,029	+15
+16	1,070	1,066	1,063	1,059	1,055	1,051	1,047	1,043	1,040	1,036	1,032	+16
+17	1,074	1,070	1,066	1,062	1,058	1,055	1,051	1,047	1,043	1,039	1,036	+17
+18	1,078	1,074	1,070	1,066	1,062	1,058	1,054	1,051	1,047	1,043	1,039	+18
+19	1,082	1,078	1,074	1,070	1,066	1,062	1,058	1,054	1,050	1,047	1,043	+19
+20	1,085	1,081	1,077	1,073	1,069	1,066	1,062	1,058	1,054	1,050	1,046	+20
+21	1,089	1,085	1,081	1,077	1,073	1,069	1,065	1,061	1,058	1,054	1,050	+21
+22	1,093	1,089	1,085	1,081	1,077	1,073	1,069	1,065	1,061	1,057	1,054	+22
+23	1,096	1,092	1,088	1,084	1,080	1,076	1,073	1,069	1,065	1,061	1,057	+23
+24	1,100	1,096	1,092	1,088	1,084	1,080	1,076	1,072	1,068	1,065	1,061	+24
+25	1,104	1,100	1,096	1,092	1,088	1,084	1,080	1,076	1,072	1,068	1,064	+25
+26	1,107	1,103	1,099	1,095	1,091	1,087	1,083	1,079	1,076	1,072	1,068	+26
+27	1,111	1,107	1,103	1,099	1,095	1,091	1,087	1,083	1,079	1,075	1,071	+27
+28	1,115	1,111	1,107	1,103	1,099	1,095	1,091	1,087	1,083	1,079	1,075	+28
+29	1,119	1,114	1,110	1,106	1,102	1,098	1,094	1,090	1,086	1,082	1,079	+29
+30	1,122	1,118	1,114	1,110	1,106	1,102	1,098	1,094	1,090	1,086	1,082	+30
+31	1,126	1,122	1,118	1,114	1,110	1,106	1,102	1,098	1,094	1,090	1,086	+31
+32	1,130	1,126	1,121	1,117	1,113	1,109	1,105	1,101	1,097	1,093	1,089	+32
+33	1,133	1,129	1,125	1,121	1,117	1,113	1,109	1,105	1,101	1,097	1,093	+33
+34	1,137	1,133	1,129	1,125	1,120	1,116	1,112	1,108	1,104	1,100	1,096	+34
+35	1,141	1,137	1,132	1,128	1,124	1,120	1,116	1,112	1,108	1,104	1,100	+35
+36	1,145	1,140	1,136	1,132	1,128	1,124	1,119	1,116	1,112	1,108	1,104	+36
+37	1,148	1,144	1,140	1,136	1,131	1,127	1,123	1,119	1,115	1,111	1,107	+37
+38	1,152	1,148	1,143	1,139	1,135	1,131	1,127	1,123	1,119	1,115	1,111	+38
+39	1,156	1,151	1,147	1,143	1,139	1,135	1,131	1,126	1,122	1,118	1,114	+39
+40	1,159	1,155	1,151	1,147	1,142	1,138	1,134	1,130	1,126	1,122	1,118	+40

Zahlentafel 23 (Fortsetzung).

Werte von $\frac{1 + \alpha t_1}{1 + \alpha t} = \frac{273 + t_1}{273 + t}$

t_1	$t = +8$	+9	+10	+11	+12	+13	+14	+15	+16	+17	$t = +18$	t_1
-25	0,882	0,879	0,876	0,873	0,870	0,867	0,864	0,861	0,858	0,855	0,852	-25
-24	0,886	0,883	0,880	0,877	0,874	0,871	0,868	0,865	0,862	0,859	0,856	-24
-23	0,890	0,886	0,883	0,880	0,877	0,874	0,871	0,868	0,865	0,862	0,859	-23
-22	0,893	0,890	0,887	0,884	0,881	0,878	0,875	0,871	0,868	0,865	0,862	-22
-21	0,897	0,894	0,890	0,887	0,884	0,881	0,878	0,875	0,872	0,869	0,866	-21
-20	0,900	0,897	0,894	0,891	0,888	0,885	0,881	0,878	0,875	0,872	0,869	-20
-19	0,904	0,901	0,897	0,894	0,891	0,888	0,885	0,882	0,879	0,876	0,873	-19
-18	0,907	0,904	0,901	0,898	0,895	0,892	0,888	0,885	0,882	0,879	0,876	-18
-17	0,911	0,908	0,905	0,901	0,898	0,895	0,892	0,889	0,886	0,883	0,880	-17
-16	0,915	0,911	0,908	0,905	0,902	0,899	0,895	0,892	0,889	0,886	0,883	-16
-15	0,918	0,915	0,912	0,908	0,905	0,902	0,899	0,896	0,893	0,890	0,887	-15
-14	0,922	0,918	0,915	0,912	0,909	0,906	0,902	0,899	0,896	0,893	0,890	-14
-13	0,925	0,922	0,919	0,915	0,912	0,909	0,906	0,903	0,900	0,897	0,893	-13
-12	0,929	0,925	0,922	0,919	0,916	0,913	0,909	0,906	0,903	0,900	0,897	-12
-11	0,932	0,929	0,926	0,922	0,919	0,916	0,913	0,910	0,907	0,903	0,900	-11
-10	0,936	0,933	0,929	0,926	0,923	0,920	0,916	0,913	0,910	0,907	0,904	-10
-9	0,939	0,936	0,933	0,930	0,926	0,923	0,920	0,917	0,913	0,910	0,907	-9
-8	0,943	0,940	0,936	0,933	0,930	0,927	0,923	0,920	0,917	0,914	0,911	-8
-7	0,947	0,943	0,940	0,937	0,933	0,930	0,927	0,924	0,920	0,917	0,914	-7
-6	0,950	0,947	0,943	0,940	0,937	0,934	0,930	0,927	0,924	0,921	0,917	-6
-5	0,954	0,950	0,947	0,944	0,940	0,937	0,934	0,931	0,927	0,924	0,921	-5
-4	0,957	0,954	0,951	0,947	0,944	0,941	0,937	0,934	0,931	0,928	0,924	-4
-3	0,961	0,957	0,954	0,951	0,947	0,944	0,941	0,937	0,934	0,931	0,928	-3
-2	0,964	0,961	0,958	0,954	0,951	0,948	0,944	0,941	0,938	0,934	0,931	-2
-1	0,968	0,965	0,961	0,958	0,954	0,951	0,948	0,944	0,941	0,938	0,935	-1
0	0,972	0,968	0,965	0,961	0,958	0,955	0,951	0,948	0,945	0,941	0,938	0
+1	0,975	0,972	0,968	0,965	0,961	0,958	0,955	0,951	0,948	0,945	0,942	+1
+2	0,979	0,975	0,972	0,968	0,965	0,962	0,958	0,955	0,952	0,948	0,945	+2
+3	0,982	0,979	0,975	0,972	0,968	0,965	0,962	0,958	0,955	0,952	0,948	+3
+4	0,986	0,982	0,979	0,975	0,972	0,969	0,965	0,962	0,958	0,955	0,952	+4
+5	0,989	0,986	0,982	0,979	0,975	0,972	0,969	0,965	0,962	0,959	0,955	+5
+6	0,993	0,989	0,986	0,982	0,979	0,976	0,972	0,969	0,965	0,962	0,959	+6
+7	0,996	0,993	0,989	0,986	0,982	0,979	0,976	0,972	0,969	0,966	0,962	+7
+8	1,000	0,996	0,993	0,989	0,986	0,983	0,979	0,976	0,972	0,969	0,966	+8
+9	1,004	1,000	0,996	0,993	0,989	0,986	0,983	0,979	0,976	0,972	0,969	+9
+10	1,007	1,004	1,000	0,996	0,993	0,990	0,986	0,983	0,979	0,976	0,972	+10
+11	1,011	1,007	1,004	1,000	0,996	0,993	0,990	0,986	0,983	0,979	0,976	+11
+12	1,014	1,011	1,007	1,004	1,000	0,997	0,993	0,990	0,986	0,983	0,979	+12
+13	1,018	1,014	1,011	1,007	1,004	1,000	0,997	0,993	0,990	0,986	0,983	+13
+14	1,021	1,018	1,014	1,011	1,007	1,003	1,000	0,997	0,993	0,990	0,986	+14
+15	1,025	1,021	1,018	1,014	1,011	1,007	1,003	1,000	0,997	0,993	0,990	+15
+16	1,028	1,025	1,021	1,018	1,014	1,010	1,007	1,003	1,000	0,997	0,993	+16
+17	1,032	1,028	1,025	1,021	1,018	1,014	1,010	1,007	1,003	1,000	0,997	+17
+18	1,036	1,032	1,028	1,025	1,021	1,017	1,014	1,010	1,007	1,003	1,000	+18
+19	1,039	1,035	1,032	1,028	1,025	1,021	1,017	1,014	1,010	1,007	1,003	+19
+20	1,043	1,039	1,035	1,032	1,028	1,024	1,021	1,017	1,014	1,010	1,007	+20
+21	1,046	1,043	1,039	1,035	1,032	1,028	1,024	1,021	1,017	1,014	1,010	+21
+22	1,050	1,046	1,042	1,039	1,035	1,031	1,028	1,024	1,021	1,017	1,014	+22
+23	1,053	1,050	1,046	1,042	1,039	1,035	1,031	1,028	1,024	1,021	1,017	+23
+24	1,057	1,053	1,049	1,046	1,042	1,038	1,035	1,031	1,028	1,024	1,021	+24
+25	1,061	1,057	1,053	1,049	1,046	1,042	1,038	1,035	1,031	1,028	1,024	+25
+26	1,064	1,060	1,057	1,053	1,049	1,045	1,042	1,038	1,035	1,031	1,028	+26
+27	1,068	1,064	1,060	1,056	1,053	1,049	1,045	1,042	1,038	1,035	1,031	+27
+28	1,071	1,067	1,064	1,060	1,056	1,052	1,049	1,045	1,042	1,038	1,034	+28
+29	1,075	1,071	1,067	1,063	1,060	1,056	1,052	1,049	1,045	1,041	1,038	+29
+30	1,078	1,075	1,071	1,067	1,063	1,059	1,056	1,052	1,048	1,045	1,041	+30
+31	1,082	1,078	1,074	1,070	1,068	1,063	1,059	1,056	1,052	1,048	1,045	+31
+32	1,085	1,082	1,078	1,074	1,070	1,066	1,063	1,059	1,055	1,052	1,048	+32
+33	1,089	1,085	1,081	1,078	1,074	1,070	1,066	1,063	1,059	1,055	1,052	+33
+34	1,093	1,089	1,085	1,081	1,077	1,073	1,070	1,066	1,062	1,059	1,055	+34
+35	1,096	1,092	1,088	1,085	1,081	1,077	1,073	1,069	1,066	1,062	1,058	+35
+36	1,100	1,096	1,092	1,088	1,084	1,080	1,077	1,073	1,069	1,066	1,062	+36
+37	1,103	1,099	1,095	1,092	1,088	1,084	1,080	1,076	1,073	1,069	1,065	+37
+38	1,107	1,103	1,099	1,095	1,091	1,087	1,084	1,080	1,076	1,072	1,069	+38
+39	1,110	1,106	1,103	1,099	1,095	1,091	1,087	1,083	1,080	1,076	1,072	+39
+40	1,114	1,110	1,106	1,102	1,098	1,094	1,091	1,087	1,083	1,079	1,076	+40

Zahlentafel 24 (Degensche 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 24 (Degenske 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

Werte für γ und $\left(\frac{\gamma}{1,2}\right)^{0,852}$ für Lufttemperaturen von -20° bis 1000°C .

Temperatur °C	Raumgewicht γ kg/m ³	$\left(\frac{\gamma}{1,2}\right)^{0,852}$	Temperatur °C	Raumgewicht γ kg/m ³	$\left(\frac{\gamma}{1,2}\right)^{0,852}$
-20	1,396	1,13	90	0,973	0,84
-15	1,368	1,10	100	0,947	0,82
-10	1,342	1,09	125	0,887	0,77
-5	1,317	1,08	150	0,835	0,73
0	1,293	1,07	175	0,788	0,70
5	1,270	1,05	200	0,746	0,67
10	1,248	1,03	250	0,675	0,61
15	1,226	1,02	300	0,616	0,57
20	1,205	1,00	350	0,567	0,53
25	1,185	0,99	400	0,524	0,49
30	1,165	0,98	450	0,488	0,47
35	1,146	0,96	500	0,475	0,44
40	1,128	0,95	600	0,404	0,40
45	1,110	0,94	700	0,363	0,36
50	1,093	0,92	800	0,329	0,33
60	1,060	0,90	900	0,301	0,31
70	1,029	0,88	1000	0,277	0,29
80	1,000	0,86			

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 Wechsellvorrichtungen.

1. Der Heizkessel ist mit dem Ausdehnungsgefäß durch eine nicht verschließbare Sicherheitsrohrleitung zu verbinden, deren lichter Durchmesser an keiner Stelle geringer als

$$d_1 = 14,9 H^{0,356} \quad (1)$$

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 Wechselvorrichtung (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 Durchgangsquerchnitte der Wechselvorrichtungen 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, Wechselvorrichtungen 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 Wechselvorrichtungen.

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 unabsperbaren 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 Abblavorrichtung auszurüsten.

4. Die Anlage ist nach Fertigstellung einer Druckprobe mit kaltem Wasser zu unterwerfen. Der Probedruck muß den im Kessel vorhandenen statischen Druck um 1½ Atmosphären übersteigen, er soll aber nicht mehr als 4½ 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. 308) 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 Warmwasserheizkessel 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 Warmwasserheizkessel 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. Einführungserlaß 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 Warmwasserheizkessel vollständig, da stets die gleiche, in dem Rohrnetz 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 Warmwasserheizkessel, 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. 1. 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 II a 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, die 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 abzublase 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 unverschließbares, 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.

o) 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 unter 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 gleichermaßen 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 Lockfeuereinrichtung 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 Schamotterohre 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
Gasperlkoks	von 10—20 mm
Gaskoksgrus	bis 10 mm

Als ein ungefährender 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 Kondenstöpfen. — Prüfung automatischer Temperaturregler. — Versuche über Saug- und Preßköpfe. — Leistungsversuche an einem Strebekessel. 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-Bradtko: 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 Kokssparer 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-Bradtko: 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.

<p>Abbrand, oberer 24 —, unterer 24 Abdampfheizung 85, 88 Abdampfverwertung 85 Abhitzekessel 91 Abluftanlage 131 — -erwärmung 114 — in Kesselhäusern 34 — -öffnungen 128 Abortlüftung 110 Abwärmeverwertung 90 Amerikanische Lüftungskommission 158 Amerikanischer Ofen 11 Anheizzuschlag 166, 268 Anteil der Einzelwiderstände 294 Antrieb der Ventilatoren 126 Anwendungsgebiete der Heizsysteme 107 Aspirations-(Saug-)Lüftung 110 Aufstellung der Ventilatoren 126, 127 Ausdehnungsgefäß 59 — bei Schwerkraftheizung 53 — bei Pumpenheizung 66 — bei Fernheizung 94 Ausgleicher für Rohrdehnung 43 Ausgleichsebene 109 Außentemperaturen 262</p> <p>Bedienungsvorschriften für Kesselanlagen 35 Befeuchten der Luft 123, 253 Berechnung des nötigen Luftwechsels 237 — von Heizflächen (allgemein) 175, 178 — von Raumheizkörpern 176 — von Rohrleitungen (allgemein) 192 — von Rohrnetzen: für Warmwasser 194 für Niederdruckdampf 223 für Hochdruckdampf 230 für Luft 240</p> <p>Berücksichtigung der Wärmeverluste der Rohrleitung 205 Brennstofflagerung 34 Brikettkessel 24, 28, 29</p> <p>Dampffernheizung 95 Dampfhochdruckheizung 74, 230 Dampfluftheizung 78 Dampfniederdruckheizung 67, 223 Dampfvakuumheizung 75 Dampfkessel 23</p>	<p>Dampftrocknung 79 Dampfwarmwasserbereiter 76 Dauerbrandeinsatz für Kachelöfen 6 Doppelfenster, k-Werte 267 Druckabfall im Einzelwiderstand 194 Druckgefälle im Rohr 193 Drucklüftung 110 Druckminderer 83, 84 Druckprobe 41 Druckverteilung im Raum 109 Durchgangsfiler 120, 250 Durchlässigkeit der Baustoffe 112 Durchschlagen der Heizkörper 68</p> <p>Einfachfenster, k-Werte 267 Einfrieren der Warmwasserheizung 52 Einheit-Eisenofen 10 Einzelwiderstände, Anteil derselben 294 Eiserner Ofen 7 Elektrischer Ofen 20 Energieumsatz des Menschen 137 Entfeuchtung der Luft 253 Entlüftung bei Niederdruckdampfheizung 67, 69 Entlüftung bei Pumpenheizung 66 Entnahme der Luft bei Lüftungsanlagen 118 Entwässerung von Dampfleitungen 79 Erkältungskrankheiten 156</p> <p>Fernheizung 91 Fernleitungen 94, 95 Festschelle 42 Feuchtigkeit der Luft 253 — und Hygiene 145 Feuerluftheizung 100 Filter für Luft 120, 123, 250 Flammrohrkessel 23 Flanschenisolierung 44 Flanschenverbindung 38 Formelzeichen 163 Fuchs 33</p> <p>Gasfeuerung für Heizkessel 30 Gasofen 14 Gegenstromapparat 76 Generelle Regelung 52 Gewächshausheizung 65, 219 Gewicht der Luft 295 — des Wassers (40—100° C) 284 — schmiedeiserner Rohre 270</p>
---	--

- Gleichstrom und Gegenstrom 179
 Gleichwertige Düse 245
 Gliederkessel 24
 Großraumheizung 106
 Gußeiserne Kessel 24

Hallenheizung 106
Hauttemperatur 145
Heißwasserfernheizung 94
Heizflächenberechnung 175
Heizkörper 45
Heizkraftwerk 93
Hochdruckdampfheizung 74, 230
Höhe des Kesselraumes 70
Hörsaallüftung 128
Hygiene und Heizung 134
 — und Lüftung 151

Innentemperaturen 262
Irischer Ofen 9
Isolierung von Rohren 44, 182
 — von Flanschen 44

Kachelofen 2
Kaminheizung 4
Katathermometer 147
Kessel 23
Kesselberechnung 32, 180
Kesselraum 32
Kesselraumgröße 33
Kesselunterteilung 32
Kesselzubehör für Warmwasser 63
 — für Niederdruckdampf 71
Kiesfilter 122, 250
Kippflügel 113
Kirchen, Wärmebedarfsberechnung 171
Kleinkessel 25
Körpertemperaturen des Menschen 139
Kohlensäureabgabe des Menschen 152
Koksraum 34
Kondensatrückführung 80
Kondensleitung, Durchmesser der 233, 294
Kondenstöfpe 81
Kori-Luftheizofen 101
Kreuzstromtopf 82
Kritische Geschwindigkeit 193
Kühlung von Räumen 132, 258

Lagerraum für Brennstoffe 34
Lagerung der Rohre 41
Lamellenheizkörper 104
Lampenofen, elektrischer 21
Langgewinde 37
Längsbewegung der Rohrleitung 41
Lateibrett 48, 49
Lockfeuer 33, 35
Luftbefeuchtung 123, 253
Luftentfeuchtung 253
Luftentnahme 118
Lufterhitzer 104, 272—283
Luftfeuchtigkeit 253
 — und Hygiene 145
Luftfilter 120, 123, 250
Luftheizung 99

Luftkondensator für Abdampfverwertung 89
Luftströmung bei Heizkörpern 50
Luftwechsel, Erfahrungswerte 238
 —, natürlicher 111
Lüftungsanlagen 108, 237
Lüftungskommission, amerikanische 158

Melderohr 59
Membranregler 71, 72
Metallgehänge an Heizkörpern 49
Mittelkessel 25, 26
Mollier-Feuchtigkeitsdiagramm 256
Muffen 37

Nachteile und Vorteile der Heizsysteme 107
Nasse Kondensleitung 70
Natürlicher Luftwechsel 111
Nesseltuchfilter 120, 123, 250
Neutrale Zone 109
Niederdruckdampfheizung 67, 223
Niederdruckdampfkessel 23, 71

Oberer Abbrand 24
Obere Verteilung 53, 69
Ofen, Eiserner 7
 —, Kachel- 2
 —, Gas- 14
 —, Elektrischer 20
 —, Luftheiz- 101

Preßköpfe 117
Probeheizung 41
Pulsations-(Druck-)Lüftung 110
Pumpenheizung 65, 220
Pumpenfernheizung 94

Radiatoren 45
Radiatorstützen 47
Rauchrohrschieber 33
Raumheizkörper 45
Raumtemperaturen 262
Rechts- und Linksgewinde 37
Reduzierventil 83, 84
Regelhahn mit Voreinstellung 62, 68
Regeln für Leistungsversuche an Ventilatoren 246
Regelung, generelle 52
Reinigen der Luft 118
Rombicus-Heizkörper 104, 276—283
Rippenrohre 45
Röhrenkessel 104, 272—274
Rohrführung, Warmwasserheizung 53
 —, Niederdruckdampfheizung 69
 — nach Tichelmann 67
Rohrhülsen 41
Rohrlagerung 41
Rohrnetzberechnung:
 — für Warmwasser 194
 — für Niederdruckdampf 223
 — für Hochdruckdampf 230
 — für Luft 240
Rohrregister 45
Rohrschelle 41
Rohrschlangen 45
Rohrverbindungen 36
Rückführung des Kondensates 80

- Saugköpfe** 115
Sauglüftung 110
Schnellschlußventil 83
Schornstein 12, 33
Schornsteinberechnung 191
Schweißen der Rohre 39
Schwerkraftheizung 53, 194
Sicherheitsvorschriften für Warmwasserheizung 308
Spannung des Wasserdampfes 271
Standrohr 73
Staubkammern 119
Stoffwechsel des Menschen 137
Strangabsperrung 60
Streifilter 120
Temperaturannahmen zur Wärmebedarfsberechnung 262
Trägheit der Warmwasserheizung . 53, 107, 182
Trocknen der Luft 253
Trockene Kondensleitung 69
T-Stücke 38
Unterer Abbrand 24
Untere Verteilung bei Warmwasserheizung . 53
— — bei Niederdruckdampfheizung . . 69, 70
Unterteilung des Kesselheizfläche 32
Vakuumheizung 75
Ventilatoren 124
Verbrennungsregler bei Warmwasserkesseln . 63
— bei Niederdruckdampfkesseln 71, 72
Verdampfungswärme 271
Verdunstung 253
Verkleidung von Heizkörpern 48
Verschraubung von Rohren 37
Volumen der Luft 295
Voreinstellventile 62, 68
Vorkondensator 87
Vorlauftemperaturen 64
Vorschriften, behördliche für Niederdruckwarmwasserkessel 308
—, behördliche für dampfbeheizte Warmwasserbereiter 311
—, behördliche für Landkampfkessel . . . 313
—, behördliche für Heizräume 314
Vorteile und Nachteile der Heizsysteme . . 107
Wärmeabgabe des Menschen 152
Wärmebedarfsberechnung, Allgemeines . . . 164
— für Kirchen 171
— bei Wettbewerben 174
—, überschlägig nach dem Rauminhalt . 174
Wärmedurchgang 165
Wärmedurchgangszahlen für Wände, Dächer usw. 265—267
Wärmedurchlässigkeit 165
Wärmeinhalt der Luft 256
Wärmeleitzahlen von Stoffen 263
Wärmeleitwiderstände von Luftschichten . 264
Wärmeschutz 44, 182
Wärmeübergangszahlen 263
Warmwasserfernheizung 94
Warmwasserpumpenheizung 65, 220
Warmwasserschwerkraftheizung 53, 194
Waschen der Luft 122
Wasserabscheider 79
Wassergehalt der Luft . . . 253, 256, 295—297
Wasserschleife bei Niederdruckdampf . . . 70
Wasserstand 71
Wellrohrausgleicher 43
Widerstand von Filtern 250
Windanfall 166, 167, 267
Zimmerheizkessel 64
Zugerscheinungen 130, 156
Zugunterbrechung 16
Zuschläge zur Wärmebedarfsberechnung 166—171, 267
Zwischendampfentnahme 86

Die Heizungs-, Lüftungs- und Warmwasserversorgung in den verschiedenen Gebäudearten. Von Dr. W. v. Gonzenbach und Ing. M. Hottinger.

Erscheint im November 1928

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 Kolflaath, 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, Stadtschularzt in Chemnitz. Mit 38 Textabbildungen. VI, 124 Seiten. 1916. RM 4.80

Bildet Heft 6 der Sammlung „Zwanglose Abhandlungen aus den Grenzgebieten der Pädagogik und Medizin“, herausgegeben von Th. Heller in Wien und G. Leubuscher in Meiningen.

Einführung in die Lehre von der Wärmeübertragung. Ein Leitfaden für die Praxis von Dr.-Ing. Heinrich Gröber. Mit 60 Textabbildungen und 40 Zahlentafeln. X, 200 Seiten. 1926. Gebunden RM 12.—

Der Wärmeübergang an strömendes Wasser in vertikalen Rohren. Von Dr.-Ing. Waldemar Stender. Mit 25 Abbildungen im Text. 86 Seiten. 1924. RM 5.10

Technische Wärmelehre der Gase und Dämpfe. Eine Einführung für Ingenieure und Studierende. Von Studienrat a. D. Franz Seufert, Oberingenieur für Wärmewirtschaft. Dritte, verbesserte Auflage. Mit 26 Textabbildungen und 5 Zahlentafeln. IV, 84 Seiten. 1923. RM 1.80

Regelung und Ausgleich in Dampfanlagen. Einfluß von Belastungsschwankungen 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 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

Der Wärme- und Kälteschutz in der Industrie. Von Dr.-Ing. J. S. Cammerer, Privatdozent an der Technischen Hochschule Berlin. Mit 94 Textabbildungen und 76 Zahlentafeln. VIII, 276 Seiten. 1928. Gebunden RM 21.50

Wärme- und Kälteverluste isolierter Rohrleitungen und Wände. Tabellarische Zusammenstellung für die Praxis. Herausgegeben von Grünzweig & Hartmann G. m. b. H. in Ludwigshafen a. Rh. 269 Seiten. 1928. Gebunden RM 16.—

Abwärmeverwertung zu Heiz-, Trocken-, Warmwasserbereitungs- und ähnlichen Zwecken. Von Ingenieur **M. Hottinger**, Privatdozent, Zürich. Mit 180 Abbildungen im Text. X, 240 Seiten. 1922. RM 8.—; gebunden RM 10.—

Handbuch der Feuerungstechnik und des Dampfkesselbetriebes unter besonderer Berücksichtigung der Wärmewirtschaft von Dr.-Ing. **Georg Herberg** in Stuttgart, Ingenieurbüro für Kraft- und Wärmewirtschaft. Vierte, erweiterte Auflage. Mit 84 Textabbildungen, 118 Zahlentafeln sowie 54 Rechnungsbeispielen. XII, 447 Seiten. 1928. Gebunden RM 23.50

Verbrennungslehre und Feuerungstechnik. Von Dipl.-Ing. **Franz Seufert**, Oberingenieur für Wärmewirtschaft. Zweite, verbesserte Auflage. Mit 19 Abbildungen, 15 Zahlentafeln und vielen Berechnungsbeispielen. IV, 128 Seiten. 1923. RM 2.60

Brennstoff und Verbrennung. Von Professor Dr. **D. Aufhäuser**, Inhaber der thermochemischen Versuchsanstalt zu Hamburg.

I. Teil: **Brennstoff.** Mit 16 Abbildungen im Text und zahlreichen Tabellen. V, 116 Seiten. 1926. RM 4.20

II. Teil: **Verbrennung.** Mit 13 Abbildungen im Text. IV, 107 Seiten. 1928. RM 4.20
I. und II. Teil gebunden RM 10.—

Kohlenstaubfeuerungen. Bericht, dem Reichskohlenrat erstattet im Auftrage seines technisch-wirtschaftlichen Sachverständigen-Ausschusses für Brennstoffverwendung. Von **Hermann Bleibtren**, Ober-Ingenieur der Wärmezweigstelle Saar des Vereins Deutscher Eisenhüttenleute in Saarbrücken. Herausgegeben vom Reichskohlenrat. Zweite, neubearbeitete und vermehrte Auflage. In Vorbereitung

JS-Tafel für Wasserdampf. (Sonderausgabe aus „Stodola, Dampf- und Gasturbinen“, sechste Auflage.) 1924. In doppelter Größe der Buchbeilage. Unveränderter Neudruck 1926. RM 1.20

Jx-Tafeln feuchter Luft und ihr Gebrauch bei der Erwärmung, Abkühlung, Befeuchtung, Entfeuchtung von Luft, bei Wasserrückkühlung und beim Trocknen. Von Dr.-Ing. **M. Grubenmann** in Zürich. Mit 45 Textabbildungen und 3 Diagrammen auf 2 Tafeln. IV, 46 Seiten. 1926. RM 10.50

Neue Tabellen und Diagramme für Wasserdampf. Von Professor Dr. **Richard Mollier** in Dresden. Fünfte, durchgesehene und ergänzte Auflage. Mit zwei Diagrammtafeln. 28 Seiten. 1927. RM 2.70

JS-Tafel für Wasserdampf berechnet und aufgezeichnet von Professor **A. Bantlin** in Stuttgart. Dritte, unveränderte Auflage. 1926. In Umschlag RM 1.50

Theorie der Heißlufttrockner. Ein Lehr- und Handbuch für Trocknungstechniker, Besitzer und Leiter von gewerblichen Anlagen mit Trockenvorrichtungen. Für den Selbstunterricht bearbeitet von **W. Schule**. Mit 34 Textfiguren und 9 Tabellen. IV, 174 Seiten. 1920. Unveränderter Neudruck 1921. RM 5.50

Das Trocknen mit Luft und Dampf. Erklärungen, Formeln und Tabellen für den praktischen Gebrauch. Von Baurat **E. Hausbrand** in Berlin. Fünfte, stark vermehrte Auflage. Mit 6 Textfiguren, 9 lithographischen Tafeln und 35 Tabellen. VIII, 185 Seiten. 1920. Unveränderter Neudruck 1924. Gebunden RM 8.—

Verdampfen, Kondensieren und Kühlen. Erklärungen, Formeln und Tabellen für den praktischen Gebrauch. Von Baurat **E. Hausbrand**. Sechste, vermehrte Auflage. Mit 59 Figuren im Text und 113 Tabellen. XIX, 540 Seiten. 1918. Unveränderter Neudruck 1924. Gebunden RM 16.—

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

Die Ventilatoren. Berechnung, Entwurf und Anwendung. Von Dr. sc. techn. **E. Wiesmann**, Ingenieur. Mit 135 Abbildungen, 10 Zahlentafeln und zahlreichen Rechnungsbeispielen. V, 196 Seiten. 1924. Gebunden RM 10.50

Zentrifugal-Ventilatoren, ihre Berechnung und Konstruktion. Von Ingenieur **Erich Gronwald**. Mit 108 Textabbildungen. VIII, 178 Seiten. 1925. Gebunden RM 12.60

Der Bauratgeber. Ein Handbuch für das gesamte Baugewerbe und seine Grenzgebiete. Achte, vollständig neubearbeitete und wesentlich erweiterte Neuauflage von „Junk, Wiener Bauratgeber“, Herausgegeben unter Mitwirkung hervorragender Fachleute aus der Praxis von Ing. **Leopold Herzka** in Wien. XIV, 780 Seiten. Mit zahlreichen Tabellen und 752 Abbildungen im Text. 1927.

In Ganzleinen gebunden RM 38.50

Enthält unter anderem den Abschnitt „Gesundheitstechnik“ von Ing. **Leopold Fischer** mit den Kapiteln: Heizung, Lüftung, Gasversorgung, Versorgung von Häusern mit kaltem und warmem Wasser, Sanitäre Einrichtungen, Wasserabflüsse und Kanalisation. (Seite 705—758).

(Verlag von Julius Springer / Wien)

Der Bauingenieur. Zeitschrift für das gesamte Bauwesen. Organ des Deutschen Eisenbau-Verbandes, des Deutschen Beton-Vereins, der Deutschen Gesellschaft für Bauingenieurwesen und des Reichsverbandes Industrieller Bauunternehmungen E. V. Mit Beiblatt: **Die Baunormung**. Mitteilungen des Deutschen Normenausschusses. Herausgegeben von Prof. Dr.-Ing. e. h. **M. Foerster**-Dresden; Prof. Dr.-Ing. **E. Probst**-Karlsruhe, Dr.-Ing. **W. Petry**-Oberkassel, Dipl.-Ing. **W. Rein**-Breslau. Erscheint wöchentlich. Preis vierteljährlich RM 7.50; Einzelheft RM —.80

Wärme-Schutz-Wissenschaftliche Mitteilungen. Rheinhold & Co. (Berlin/Coswig i. A.)

Jahrgang I, Nr. 1: **Vorwort: Die wirtschaftlichste Isolierstärke unter Berücksichtigung beschränkter Betriebsmittel.** Von Dr.-Ing. J. S. Cammerer. 4 Seiten. September 1924. Vergriffen.

Jahrgang I, Nr. 2 und Jahrgang II, Nr. 1: **Die in isolierten Rohrleitungen im Dauerzustand aufgespeicherte Wärme und ihre Bedeutung für die Auswahl von Wärmeschutzmitteln.** Von Dr.-Ing. J. S. Cammerer. Jahrgang I, Nr. 2. 6 Seiten. Dezember 1924. RM 0.90

Jahrgang II, Nr. 1. 7 Seiten. Februar 1925. RM 1.20

Jahrgang II, Nr. 2: **Isolierung von Rohrleitungen mit tieferer Temperatur als die der umgebenden Luft.** Von Dr.-Ing. J. S. Cammerer. 6 Seiten. Mai 1925. Vergriffen.

Jahrgang II, Nr. 3: **Die Berechnung des Temperaturabfalls in langen Rohrleitungen.** Von Dr. Ing. J. S. Cammerer. 2 Seiten. Juni 1925. Vergriffen.

Jahrgang II, Nr. 4: **Gesamt-Wärmeverlust von Wärmespeichern.** Von Dr.-Ing. J. S. Cammerer. 4 Seiten. Juli 1925. RM 0.60

Jahrgang II, Nr. 5 und 6: **Zahlentafeln zur Bestimmung des Wärmeverlustes isolierter Rohrleitungen.** Von Dr.-Ing. J. S. Cammerer. Jahrgang II, Nr. 5. 4 Seiten. August 1925. RM 0.60

Jahrgang II, Nr. 6. 6 Seiten. September 1925. Vergriffen.

Jahrgang II, Nr. 7: **Wirtschaftlichkeit organischer und anorganischer Isolierstoffe bei Objekten mit Temperaturen über 100° C (z. B. Fernheizleitungen).** Von Dr.-Ing. J. S. Cammerer. 4 Seiten. Dezember 1925. RM 0.60

Jahrgang II, Nr. 8: **Hilfstafel zur Berechnung des Wärmeschutzes im Bauwesen.** Von Dr.-Ing. J. S. Cammerer. 4 Seiten. Dezember 1925. RM 0.60

Jahrgang 1926, Nr. 1: **Diagramme und Zahlentafeln der durchschnittlichen Wärmeleitzahlen von Isolier- und Baustoffen.** Von Dr.-Ing. J. S. Cammerer. 8 Seiten. März 1926. RM 2.—

Jahrgang 1926, Nr. 2: **Die äquivalente Wärmeleitzahl von Luftschichten an Rohrleitungen und Kesseln.** Von Dr.-Ing. J. S. Cammerer. 6 Seiten. Juni 1926. RM 1.—

Jahrgang 1926, Nr. 3: **Der Schutz von Wasserleitungen gegen Einfrieren.** Von Dr.-Ing. J. S. Cammerer. 8 Seiten. Juli 1926. RM 1.20

Jahrgang 1926, Nr. 4: **Zahlentafeln zur Bestimmung des Wärmeverlustes isolierter Rohrleitungen.** Von Dr.-Ing. J. S. Cammerer. 10 Seiten. Oktob. 1926. RM 4.50

Jahrgang 1927, Nr. 1: **Praktische Erfahrungen mit dem Wärmeflußmesser von E. Schmidt.** Von Dr.-Ing. J. S. Cammerer. 8 Seiten. März 1927. RM 1.50

Jahrgang 1927, Nr. 2: **Beeinflussung der Gesamt-Wärmeverluste von Dampfleitungen für Heizzwecke durch die Wahl der Dampfart.** 6 Seiten. Mai 1927. RM 1.20

Jahrgang 1927, Nr. 3: **Wärmeverlust von Flanschen.** Von Dr.-Ing. J. S. Cammerer. 8 Seiten. August 1927. RM 1.50

Jahrgang 1927, Nr. 4: **Auswahl, Bemessung und Berechnung des Wärmeschutzes bei Heizungsanlagen nach neuzeitlichen Gesichtspunkten.** Von Dr.-Ing. J. S. Cammerer. 8 Seiten. Oktober 1927. RM 1.50

Jahrgang 1928, Nr. 1: **Die Oberflächen-Temperaturen von Isolierungen in Innenräumen.** Von Dr.-Ing. J. S. Cammerer. 6 Seiten. Mai 1928. RM 1.80

Jahrgang 1928, Nr. 2: **Kritische Betrachtungen zur Berechnung der wirtschaftlichsten Isolierstärke von Rohrleitungen bei täglich unterbrochener Betriebsweise.** Von Dr.-Ing. J. S. Cammerer. 7 Seiten. August 1928. RM 2.—

Additional material from *H. Rietschels Leitfaden der Heiz- und Lüftungstechnik*, ISBN 978-3-662-40721-9, is available at <http://extras.springer.com>

